

การพัฒนาชุดอุ่นเชื้อเพลิงแบบหัวเผาพร้อมสำหรับหัวเผาน้ำมันปาล์ม

DEVELOPMENT OF CO-FIRING PREHEATER FOR PALM OIL BURNER

นิตยา เจริญสุข  
NATAYA JAREANSUX

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

บัณฑิตวิทยาลัย

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2549

ISBN 974-15-2376-9

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การพัฒนาชุดอ่อนเชื้อเพลิงแบบหัวเผาพร้อมสำหรับหัวเผาน้ำมันปาล์ม

DEVELOPMENT OF CO-FIRING PREHEATER FOR PALM OIL BURNER

นัตยา เจริญสุข

NATAYA JAREANSUX

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

บัณฑิตวิทยาลัย

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2549

ISBN 974-15-2376-9

**DEVELOPMENT OF CO-FIRING PREHEATER FOR PALM OIL BURNER**

**NATAYA JAREANSUX**

**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
SCHOOL OF GRADUATE STUDIES  
KING MONGKUG'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

**2006**

**ISBN 974-15-2376-9**

**COPYRIGHT 2006**

**SCHOOL OF GRADUATE STUDIES**

**KING MINGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การพัฒนาชุดอุ่นเชื้อเพลิงแบบหัวเผาพร้อมสำหรับหัวเผาน้ำมันปาล์ม
ชื่อนักศึกษา	นางสาว นาดชา เจริญสุข
รหัสประจำตัว	44062010
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2549
อาจารย์ผู้คุมวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาและปรับปรุงหัวเผาน้ำมันปาล์มชนิดผสมกับอากาศก่อนการเผาไหม้(Palm Oil Premixed Burner) ต่อจากงานวิจัยก่อนหน้า[3] โดยพัฒนาให้หัวเผาน้ำมันพืชสามารถใช้เชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สแอลพีจีได้ในหัวเผาเดียวกัน โดยเป็นทั้งอุปกรณ์ในการอุ่นเชื้อเพลิง, เป็นหัวเผาแก๊สแอลพีจี และหัวเผาน้ำมันปาล์มได้ในหัวเผาเดียวกัน ซึ่งมีวัตถุประสงค์เพื่อลดความยุ่งยากในการอุ่นน้ำมันเชื้อเพลิงก่อนการใช้งาน และลดระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงให้สั้นลงแต่ต้องสามารถประหยัดเชื้อเพลิงที่ใช้ในการอุ่นน้ำมัน และในงานวิจัยนี้ได้ทำการออกแบบชุด Vaporizer ให้มีขนาดแตกต่างกันและสามารถถอดแยกออกจากหัวเผาได้ โดยจะศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ เช่น ขนาดของวงซดท่อ Vaporizer(Ring Vaporizer Diameter, RVD), ระยะห่างระหว่าง Flame Holder ถึงท่อ Vaporizer(GAP), อัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี และอัตราการไหลของน้ำมัน ที่มีผลต่อระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง สมรรถนะด้านต่างๆของหัวเผาเมื่อใช้วิธีการทดสอบแบบต้มเดือด(Water Boiling Test, WBT) และระดับความเข้มข้นของก๊าซเสียที่เกิดจากการทำงานของหัวเผา ตามมาตรฐาน DIN EN 203-1 และ DIN EN 203-2 จากการทดสอบพบว่า ช่วงเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงที่สั้นที่สุดอยู่ที่ 63 วินาที เมื่อใช้อัตราการไหลแก๊สเท่ากับ 2.1 L/min และเสียค่าใช้จ่ายในการอุ่นน้ำมันต่อเดือน(30วัน วันละ 2 ครั้ง) เท่ากับ 4.99 บาท / เดือน และได้ศึกษาขนาดของวงซดท่อ Vaporizer (Ring Vaporizer Diameter, RVD) ที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของหัวเผา จากการศึกษาพบว่า วงซดที่เหมาะสมต่อการทำงานคือ ขนาดวงซดท่อ Vaporizer เท่ากับ 70 มิลลิเมตร โดยมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนอยู่ระหว่าง 39.78% - 44.68% และมีงานการทำงาน 4.0 kW - 6.2 kW และเมื่อเปรียบเทียบการใช้งานกับหัวเผาแก๊สแอลพีจีพบว่าหัวเผาน้ำมันปาล์มประหยัดกว่าหัวเผาแก๊สแอลพีจี และยังมีประสิทธิภาพที่ใกล้เคียงกับหัวเผาแก๊สแอลพีจีอีกด้วย ส่วนระดับความเข้มข้นของก๊าซเสียที่วัดได้จากการเผาไหม้ของหัวเผาน้ำมันปาล์มยังมีระดับที่สูงกว่าหัวเผาแก๊สแอลพีจี แต่เมื่อความเข้มข้นที่วัดได้มาคิดเป็นค่ามลพิษรวม พบว่ายังอยู่ในระดับที่ยังยอมรับให้มีในบรรยากาศ ซึ่งจะไม่เป็นอันตรายต่อผู้ใช้งาน

<b>Thesis Title</b>	Development of Co-Firing Preheater for Palm Oil Burner
<b>Student</b>	Miss. Nataya Jareansux
<b>Student ID.</b>	44062010
<b>Degree</b>	Master of Engineering
<b>Programme</b>	Mechanical Engineering
<b>Year</b>	2006
<b>Thesis Advisor</b>	Asst.Prof.Dr.Jaruwat Jareansuk

## **ABSTRACT**

This research aims to study the development of premixed palm oil burner based on the previous research study [3]. The palm oil burner is developed to used with LPG, and the preheater is also included in order to reduce both the preheating time and fuel consumption. The vaporizer is designed for various sizes and can be separated from the burner. The parameters used in this study are Ring Vaporizer Diameter, the gap between flame holder and the vaporizer, flow rate of LPG, and fuel flow rate. These parameters affect the preheating time, the efficiency of the burner which is tested by Water Boiler Test, the level of emission refers to DIN EN 203-1 and DIN 203-2. The results show that the shortest preheating period is at 63 seconds which occurs at 2.1 L/min fuel flow rate. The expense for preheating is 4.99 baht/month (twice a day for 30 days). The optimum Ring Vaporizer Diameter is at 70 millimeters. The thermal efficiency is around 39.78% to 44.68%, while the operating range is at 4.0 kW to 6.2 kW. Comparing the palm oil burner with LPG burner, the palm oil burner is more economic and can maintain the efficiency to be in the same magnitude as the latter. The level of emission from palm oil burner is higher than from LPG burner. However, the overall emission of palm oil burner is in the acceptable level, and brings no harm to the user.

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้เป็นอย่างดี ด้วยคำแนะนำและคำปรึกษา เกี่ยวกับการพัฒนาชุดอุณหภูมิจีโเพติงแบบหัวเผาพร้อมสำหรับน้ำมันปาล์ม จาก ผศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข ซึ่งเป็นอาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์จากท่านและขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณท่านอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่าน ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ให้แก่ลูกศิษย์ ขอขอบพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

ขอขอบคุณบิดา มารดาและญาติของผู้วิจัยที่ให้ความสนใจ เลี้ยงดูและคอยอบรมสั่งสอนให้ผู้วิจัยก้าวมาถึงวันนี้

ขอขอบคุณ พี่และเพื่อนๆ นักศึกษาทุกคนที่ช่วยให้คำแนะนำต่างๆ พร้อมทั้งช่วยตรวจสอบแก้ไขข้อผิดพลาด จนเสร็จสมบูรณ์ยิ่งขึ้น อีกทั้งยังให้กำลังใจต่อผู้ทำวิจัยอย่างใกล้ชิด

สุดท้ายนี้ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ให้โอกาสผู้ทำวิจัยได้เข้ามารับการศึกษาและทำวิทยานิพนธ์ในภาควิชาแห่งนี้

คุณค่าและประโยชน์อันพึงมีจากงานวิจัยฉบับนี้ ผู้วิจัยขอบแต่ผู้มีพระคุณทุกท่าน

นาตยา เจริญสุข

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	X
สารบัญรูป.....	XI
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....	XVI
<b>บทที่ 1 บทนำ.....</b>	<b>1</b>
1.1 ความสำคัญและที่มา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษาและวิจัย.....	4
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	4
1.4 สมมุติฐานของการศึกษา.....	5
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	5
<b>บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องและมาตรฐานการทดสอบ.....</b>	<b>7</b>
2.1 บทนำ.....	7
2.2 งานวิจัยที่ผ่านมา.....	7
2.3 มาตรฐานการทดสอบ.....	15
2.3.1 มาตรฐานการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อน.....	15
2.3.2 มาตรฐานการทดสอบประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	17
2.4 การคัดเลือกมาตรฐานการทดสอบ.....	20
2.4.1 การคัดเลือกมาตรฐานการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อน.....	20
2.4.2 การคัดเลือกมาตรฐานการทดสอบประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	20
<b>บทที่ 3 หลักการและทฤษฎี.....</b>	<b>22</b>
3.1 การถ่ายเทความร้อน.....	22
3.1.1 การนำความร้อน(Conduction).....	22
3.1.2 การพาความร้อน(Covection).....	22
3.1.2.1 การพาความร้อนแบบบังคับ(Forced Convection).....	23

# สารบัญ(ต่อ)

หน้า

3.1.2.2 การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural or Free Convection).....	23
3.1.3 การแผ่รังสีความร้อน(Radiation).....	24
3.2 การถ่ายเทความร้อนระหว่างชุดอุ่นเชื้อเพลิงไปยังชุด Vaporizer .....	24
3.2.1 การถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อนที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย.....	25
3.2.2 การถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีความร้อน ที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย.....	27
3.3 ความสัมพันธ์ในการรับความร้อนระหว่างเวลากับขนาด และความยาวของท่อ Vaporizer.....	28
3.4 การสูญเสียความร้อนที่เกิดขึ้นในระหว่างการอุ่นเชื้อเพลิง.....	31
3.5 ทฤษฎีการเผาไหม้.....	32
3.5.1 ปฏิกิริยาการเผาไหม้.....	32
3.5.2 ผลกระทบที่เกิดจากการเผาไหม้.....	32
3.5.3 ค่าความร้อน.....	33
3.5.4 อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงหรือ $(A/F)_{Stoic}$ .....	34
3.5.5 อัตราส่วนสมมูล(Equivalence Ratio, $\Phi$ ).....	34
3.5.6 เปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกิน(Percent Excess Air).....	34
3.6 การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเหลว.....	35
3.6.1 การกลายเป็นไอ.....	35
3.6.2 ความหนืด.....	35
3.7 คุณสมบัติของแก๊สแอลพีจี.....	35
3.7.1 สมการทางเคมีของส่วนประกอบของแก๊สแอลพีจี.....	36
3.8 คุณสมบัติของน้ำมันพีช.....	38
3.8.1 คุณสมบัติของน้ำมันปาล์ม.....	39
3.8.2 สมการทางเคมีของส่วนประกอบของน้ำมันปาล์ม.....	40
3.8.2.1 สมการทางเคมีของน้ำมันปาล์มที่ยังไม่ผ่านการใช้งาน.....	40
3.8.2.2 สมการทางเคมีของน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งาน.....	44
3.9 อุณหภูมิเปลวไฟแอเคียเบติก.....	47
3.10 การไหลภายในท่อของของไหล.....	47

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
3.11 การวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อน.....	49
3.11.1 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สภาวะ Hot Start ของหัวเผาแบบ ฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม(Co-Burner(Palm Oil)).....	49
3.11.2 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สภาวะ Hot Start ของหัวเผาแบบ ฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี(Co-Burner(LPG)) และหัวเตาหุงต้ม KB5.....	50
3.12 ประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	51
3.12.1 วิธีการคำนวณและสมการที่เกี่ยวข้อง ในการหาประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	52
3.13 มลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้.....	54
<b>บทที่ 4 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....</b>	<b>57</b>
4.1 บทนำ.....	57
4.2 ชุดอุปกรณ์และหลักการทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม.....	57
4.2.1 การทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม.....	58
4.2.2 การทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี.....	58
4.3 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง.....	59
4.3.1 หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม.....	59
4.3.1.1 ชุด Vaporizer.....	60
4.3.1.2 ห้องเผาไหม้.....	60
4.3.1.3 หัวฉีดแก๊สแอลพีจี.....	61
4.3.1.4 หัวฉีดน้ำมันปาล์ม.....	61
4.3.1.5 ท่อจ่ายเชื้อเพลิง.....	61
4.3.2 เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลอง.....	62
4.3.2.1 แก๊สแอลพีจี.....	62
4.3.2.2 น้ำมันปาล์มใช้แล้ว.....	62
4.3.3 อุปกรณ์การควบคุม.....	62
4.3.3.1 ชุดปั๊มลม.....	62

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
4.3.3.2 วาล์วปรับความดันลม.....	63
4.3.3.3 วาล์วปรับความดันลมภายในถังน้ำมัน.....	63
4.3.3.4 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลน้ำมัน.....	63
4.3.3.5 วาล์วปรับอัตราการไหลน้ำมัน.....	64
4.3.3.6 วาล์วปรับความดันแก๊สแอลพีจี.....	64
4.3.3.7 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลแก๊สแอลพีจี.....	65
4.3.4 เครื่องมือวัด.....	66
4.3.4.1 เทอร์โมคัปเปิ้ล.....	66
4.3.4.2 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ.....	67
4.3.4.3 เครื่องวัดแก๊สเสีย.....	67
4.3.5 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะ.....	67
4.3.5.1 ภาชนะที่ใช้ในการทดสอบ.....	67
4.3.5.2 นาฬิกาจับเวลา.....	68
4.3.5.3 เครื่องชั่งน้ำหนัก.....	68
4.4 วิธีการทดลอง.....	69
4.4.1 ตัวแปรที่ทำการศึกษา.....	69
4.4.2 กรณีศึกษาขนาดของวงขวดท่อ Vaporizer และระยะห่างระหว่าง Flame Holder ถึงท่อ Vaporizer ที่มีผลต่อระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลแก๊ส.....	69
4.4.2.1 เปิดน้ำมันให้ไหลเข้าไปจนเต็มท่อ Vaporizer .....	70
4.4.2.2 เปิดแก๊สแอลพีจีอุ่นชุด Vaporizer ตามระยะเวลาที่กำหนด แล้วจึงเปิดน้ำมัน.....	70
4.4.3 กรณีศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของเชื้อเพลิง.....	71
4.4.4 กรณีศึกษาก๊าซเสียที่เกิดจากการทำงานของหัวเผา โดยตั้งภาชนะ ที่ใช้ในการทดสอบสูงจากฐานของเปลวไฟเท่ากับ 10 เซนติเมตร เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของเชื้อเพลิง.....	73

# สารบัญ(ต่อ)

หน้า

4.4.5	กรณีศึกษาปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของเชื้อเพลิง.....	75
<b>บทที่ 5</b>	<b>ผลการทดลอง.....</b>	<b>78</b>
5.1	บทนำ.....	78
5.2	ผลของระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง.....	78
5.2.1	กรณีเปิดน้ำมันให้ไหลเข้าจนเต็มท่อ Vaporizer แล้วจึงเปิดแก๊สแอลพีจี....	78
5.2.2	กรณีเปิดน้ำมันหลังจากอุ่นวงจรถ่อ Vaporizer แล้วที่ระยะเวลาต่างๆ.....	83
5.3	ผลของการเปรียบเทียบระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง กรณีที่เปิดน้ำมันเข้าไป จนเต็มท่อ Vaporizer ก่อนกับกรณีที่เปิดน้ำมันหลังจากการอุ่น.....	84
5.4	ผลของการศึกษาขนาดของวงจรถ่อ Vaporizer ที่มีผลต่อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลน้ำมัน.....	85
5.5	ผลของการศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม เมื่อใช้แก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงกับหัวเผาหุงต้มรุ่น KB5.....	87
5.6	ผลของการศึกษาอิทธิพลที่มีต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	89
5.6.1	อัตราส่วนสมมูล.....	89
5.6.2	อุณหภูมิเปลวไฟ.....	91
5.7	ผลของการศึกษาปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้.....	93
5.7.1	ปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิง ร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม(Co-Burner(Palm Oil)).....	93
5.7.2	ปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิง ร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี(Co-Burner(LPG)) และหัวเผาแก๊สหุงต้ม KB5.....	93
5.8	ผลของการศึกษามลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ที่เกิดจากการทำงานของหัวเผา.....	94
5.8.1	ก๊าซเสียที่เกิดจากการทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม(Co-Burner(Palm Oil)).....	94
5.8.2	ก๊าซเสียที่เกิดจากการทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม เมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี(Co-Burner(LPG)).....	101

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
5.8.3 ก๊าซเสียที่เกิดจากการทำงานของหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5.....	102
5.9 การเปรียบเทียบมลพิษของหัวเผา.....	104
5.9.1 หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม (Co-Burner(Palm Oil)).....	104
5.9.2 หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี (Co-Burner(LPG))กับหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5.....	110
5.10 ผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา.....	114
5.11 ประสิทธิภาพการเผาไหม้(Combustion Efficiency).....	115
5.12 ผลของอุณหภูมิเปลวไฟแอดิแบติก(Adiabatic Flame Temperature).....	119
5.13 ผลการเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายต่อเวลากับค่าความร้อนที่ป้อน.....	119
<b>บทที่ 6 สรุปและข้อเสนอแนะ.....</b>	<b>121</b>
6.1 สรุป.....	121
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	122
<b>เอกสารอ้างอิง.....</b>	<b>123</b>
<b>ภาคผนวก.....</b>	<b>125</b>
ภาคผนวก ก. การคำนวณหาพื้นที่ในการรับความร้อน.....	125
ภาคผนวก ข. การคำนวณค่าต่างๆ.....	138
ภาคผนวก ค. แบบและ โครงสร้างของตัวเรือนที่ใช้ในการติดตั้งอุปกรณ์ ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม.....	152
ภาคผนวก ง. บทความที่ได้รับการตีพิมพ์.....	159
<b>ประวัติผู้เขียน.....</b>	<b>167</b>

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 ปริมาณการใช้แก๊สแอลพีจีภายในประเทศ[1] หน่วย : พันล้านบาร์เรล/วัน.....	2
2.1 รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	17
2.2 วิธีการทดสอบการเผาไหม้.....	18
3.1 คุณสมบัติของแก๊ส LPG.....	36
3.2 คุณสมบัติของน้ำมันพืช.....	38
3.3 คุณสมบัติทางเคมีของน้ำมันปาล์ม[16][18].....	39
3.4 คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำมันปาล์ม[7].....	40
3.5 คุณสมบัติจำเพาะของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด[27].....	51
3.6 แหล่งมลพิษภายในอาคารจากการเผาไหม้.....	55
3.7 ปริมาณสูงสุดของก๊าซมลพิษชนิดต่างๆ ที่ยอมให้มีได้ในบรรยากาศ.....	55
3.8 มาตรฐานการปล่อยสารมลพิษทั้งแก๊สและอนุภาคแขวนลอยจากแหล่งกำเนิดของไทย.....	56

# สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 ราคาขายส่งแก๊สแอลพีจียี่ห้อต่างๆที่วางขายในท้องตลาด ณ สถานีจ่าย.....	1
1.2 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี[2].....	2
1.3 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงโดยที่ความยาวของชุด Vaporizer แตกต่างกัน เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี[3].....	3
2.1 ลักษณะของชุดหัวเผาน้ำมันพีชแบบ Non Premixed [2].....	8
2.2 ลักษณะของชุดหัวเผา น้ำมันปาล์มแบบ Premixed [3].....	8
2.3 ลักษณะของหัวเผาที่นำมาใช้ในการทดสอบ[4].....	9
2.4 ระบบการทำงานของหัวเผาที่นำมาใช้ในการทดสอบ[4].....	10
2.5 ลักษณะหัวเผาแบบพอรัน [7].....	12
2.6 ลักษณะหัวเผาแบบพอรันที่ใช้เทคนิคการเผาไหม้แบบจัน [8].....	13
2.7 ลักษณะหัวเผาทั้ง 3 แบบที่ใช้ในการทดสอบ [10].....	14
3.1 กลไกการนำความร้อน.....	22
3.2 กลไกการพาความร้อน.....	23
3.3 กลไกการแผ่รังสีความร้อน.....	24
3.4 การอุ่นเชื้อเพลิงที่อยู่ภายในชุด Vaporizer.....	25
3.5 พื้นที่การสูญเสียความร้อนที่เกิดขึ้นในระหว่างการอุ่นเชื้อเพลิง.....	31
3.6 น้ำมันปาล์มที่ใช้ในการทดสอบ.....	39
3.7 ลักษณะการไหลเติมท่อสำหรับการไหลภายในท่อ.....	48
4.1 ชุดอุปกรณ์หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม.....	57
4.2 ลักษณะของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม.....	59
4.3 ลักษณะของชุด Vaporizer.....	60
4.4 บริเวณที่นำมาใช้เป็นห้องเผาไหม้.....	60
4.5 หัวฉีดแก๊สแอลพีจี.....	61
4.6 หัวฉีดน้ำมันปาล์ม.....	61
4.7 ท่อจ่ายเชื้อเพลิง.....	61
4.8 ถังบรรจุแก๊สแอลพีจี.....	62
4.9 ชุดปั๊มลม.....	62
4.10 วาล์วปรับความดันลมก่อนเข้าถังน้ำมัน.....	63

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.11 วาล์วควบคุมความดันภายในถังน้ำมัน.....	63
4.12 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมัน.....	64
4.13 ลักษณะของวาล์วเข็มที่ใช้ปรับอัตราการไหลน้ำมัน.....	64
4.14 ลักษณะของวาล์วปรับความดันแก๊สแอลพีจีที่ออกจากถัง.....	65
4.15 Rotameter.....	65
4.16 Thermocouple Type k และ Temperature Switches & Display.....	66
4.17 Thermocouple Type R และ Temperature Switches & Display.....	66
4.18 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้.....	67
4.19 เครื่องวัดแก๊สเสียรุ่น Testo 300 XL-I.....	67
4.20 หม้ออะลูมิเนียมกันแบน เบอร์ 24.....	68
4.21 นาฬิกาจับเวลา.....	68
4.22 เครื่องชั่งน้ำหนัก.....	68
4.23 ตัวแปรที่ทำการศึกษา.....	69
4.24 โครงสร้างโดยรวมของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อน ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil).....	71
4.25 โครงสร้างโดยรวมของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อน ของหัวเผา Co-Burner(LPG).....	71
4.26 โครงสร้างโดยรวมของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อน ของหัวเตา KB5.....	72
4.27 โครงสร้างภายในของอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดปริมาณก๊าซเสีย.....	73
4.28 ลักษณะการวัดปริมาณก๊าซเสียของหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5.....	74
4.29 หัวเผาและชุดอุปกรณ์การวัดอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้.....	75
4.30 หัวเตารุ่น KB5และชุดอุปกรณ์การวัดอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้.....	75
4.31 โครงสร้างอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้.....	76
5.1 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเมื่อใช้อัตราการไหลแก๊สแอลพีจี เท่ากับ 1.1 L/min .....	78
5.2 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเมื่อใช้อัตราการไหลแก๊สแอลพีจี เท่ากับ 1.4 L/min .....	79
5.3 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเมื่อใช้อัตราการไหลแก๊สแอลพีจี เท่ากับ 1.8 L/min .....	79
5.4 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเมื่อใช้อัตราการไหลแก๊สแอลพีจี เท่ากับ 2.1 L/min .....	80

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.5 การอุ่นน้ำมันภายในวงชุดท่อ Vaporizer (RDV) ที่ระยะ GAP เท่ากับ 10 มิลลิเมตร โดยใช้อัตราการไหลแก๊สเท่ากับ 1.1 L/min .....	81
5.6 การอุ่นน้ำมันภายในวงชุดท่อ Vaporizer (RDV) ที่ระยะ GAP เท่ากับ 30 มิลลิเมตร โดยใช้อัตราการไหลแก๊สเท่ากับ 1.4 L/min .....	81
5.7 การอุ่นน้ำมันภายในวงชุดท่อ Vaporizer (RDV) ที่ระยะ GAP เท่ากับ 40 มิลลิเมตร โดยใช้อัตราการไหลแก๊สเท่ากับ 1.8 L/min .....	81
5.8 การอุ่นน้ำมันภายในวงชุดท่อ Vaporizer (RDV) ที่ระยะ GAP เท่ากับ 40 มิลลิเมตร โดยใช้อัตราการไหลแก๊สเท่ากับ 2.1 L/min .....	81
5.9 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงที่มีระยะ GAP เท่ากับ 1 เซนติเมตร เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลแก๊สแอลพีจี .....	82
5.10 เวลาในการให้ความร้อนกับท่อ Vaporizer ที่ไม่มีน้ำมันหล่อเลี้ยงภายใน.....	83
5.11 การเปรียบเทียบระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง.....	84
5.12 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม.....	85
5.13 โครงสร้างของรูปแบบการไหล(Flow Pattern) ของเปลวไฟและไอเสีย ที่เกิดจากการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม.....	86
5.14 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม กับหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5 เมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี.....	87
5.15 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5.....	88
5.16 โครงสร้างของรูปแบบการไหล(Flow Pattern) ของเปลวไฟและไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ของหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี.....	89
5.17 อัตราส่วนสมมูลของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม.....	90
5.18 อัตราส่วนสมมูลของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมกับหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5 เมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี.....	90
5.19 ลักษณะการวัดอุณหภูมิเปลวไฟ.....	91
5.20 อุณหภูมิเปลวไฟของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม.....	92
5.21 อุณหภูมิเปลวไฟของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมและหัวเตา KB5 เมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี.....	92

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.22 ปริมาณอากาศส่วนแรกที่เข้าไปผสมกับไอน้ำมันปาล์มเพื่อใช้ในการเผาไหม้.....	93
5.23 ปริมาณอากาศส่วนแรกที่เข้าไปผสมกับแก๊สแอลพีจี.....	93
5.24 ระดับความเข้มข้นของ % $O_2$ กับ % $CO_2$ ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 50 mm. ....	94
5.25 ระดับความเข้มข้นของ % $O_2$ กับ % $CO_2$ ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 60 mm. ....	95
5.26 ระดับความเข้มข้นของ % $O_2$ กับ % $CO_2$ ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 70 mm. ....	95
5.27 ระดับความเข้มข้นของ % $O_2$ กับ % $CO_2$ ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 80 mm. ....	96
5.28 ระดับความเข้มข้นของ % $O_2$ กับ % $CO_2$ ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 90 mm. ....	96
5.29 ระดับความเข้มข้นของ CO กับ $NO_x$ ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 50 mm. ....	97
5.30 ระดับความเข้มข้นของ CO กับ $NO_x$ ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 60 mm. ....	98
5.31 ระดับความเข้มข้นของ CO กับ $NO_x$ ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 70 mm. ....	98
5.32 ระดับความเข้มข้นของ CO กับ $NO_x$ ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 80 mm. ....	99
5.33 ระดับความเข้มข้นของ CO กับ $NO_x$ ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 90 mm. ....	99
5.34 ระดับความเข้มข้นของ % $O_2$ กับ % $CO_2$ ของหัวเผา Co-Burner(LPG).....	101
5.35 ระดับความเข้มข้นของ $NO_x$ ของหัวเผา Co-Burner(LPG).....	102
5.36 ระดับความเข้มข้นของ % $O_2$ กับ % $CO_2$ ของหัวเตา KB5.....	103
5.37 ระดับความเข้มข้นของ $NO_x$ ของหัวเตา KB5.....	104
5.38 ระดับความเข้มข้นของ % $O_2$ ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม.....	104

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.39 โครงสร้างของรูปแบบการไหล(Flow Pattern) ของเปลวไฟและไอเสีย ที่เกิดจากการเผาไหม้.....	105
5.40 ลักษณะของ ไขมัน.....	107
5.41 ระดับความเข้มข้นของ %CO <sub>2</sub> ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil).....	107
5.42 ระดับความเข้มข้นของ CO ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil).....	108
5.43 ระดับความเข้มข้นของ NO <sub>x</sub> ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil).....	109
5.44 ระดับความเข้มข้นรวมของ %O <sub>2</sub> ของหัวเผา KB5 และหัวเผา Co-Burner(LPG).....	111
5.45 ลักษณะการเหนี่ยวนำอากาศเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงของหัวเผาหุงต้มรุ่น KB5.....	111
5.46 ลักษณะการเหนี่ยวนำอากาศเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงของหัวเผา Co-Burner.....	112
5.47 ลักษณะของท่อผสม(Mixing Tube).....	113
5.48 ระดับความเข้มข้นรวมของ %CO <sub>2</sub> ของหัวเผา KB5 และหัวเผา Co-Burner(LPG).....	113
5.49 ระดับความเข้มข้นรวมของ NO <sub>x</sub> ของหัวเผา KB5 และหัวเผา Co-Burner(LPG).....	114
5.50 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม.....	115
5.51 เส้นทางการสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซเสียในระหว่างกระบวนการเผาไหม้.....	116
5.52 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม.....	116
5.53 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี.....	116
5.54 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม โดยไม่คิด Latent heat losses ที่เกิดขึ้น.....	118
5.55 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี โดยไม่คิด Latent heat losses ที่เกิดขึ้น.....	118
5.56 การเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายที่เกิดจากการใช้งานของหัวเผาน้ำมันปาล์มกับหัวเผา แก๊สแอลพีจีที่แตกต่างกันตามระดับพลังงานการใช้.....	120
5.57 การเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายที่เกิดจากการใช้งานของหัวเผาน้ำมันปาล์มกับหัวเผา แก๊สแอลพีจีที่แตกต่างกันตามเวลาการใช้งานที่ระดับพลังงานเดียวกัน.....	120
ก.1 ขนาดของท่อผสม(Mixing Tube) ของหัวเผาน้ำมันก๊าด.....	126
ก.2 การถ่ายเทความร้อนให้กับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม.....	127
ก.3 การแผ่รังสีของก๊าซร้อน ไปยังผิวแต่ละผิว.....	131
ค.1 แบบเขียนและขนาดของชุดอุปกรณ์ที่ใช้ติดตั้งหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม.....	153
ค.2 แบบเขียนของชุดอุปกรณ์ที่ใช้ติดตั้งหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม ในมุม Isometric.....	154

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
ค.3 โครงสร้างจริงของชุดอุปกรณ์ที่ใช้ติดตั้งหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมในมุมมองต่างๆ.....	155
ค.4 ชุดอุปกรณ์ที่ในวัดและควบคุมระบบการทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม.....	155
ค.5 การอุ่นน้ำมันในท่อ Vaporizer ในช่วงแรกของการใช้งาน.....	156
ค.6 ภายหลังกการอุ่นเมื่อน้ำมันระเหยเป็นไอและถูกไหม้ได้ด้วยตัวเองที่ RVD = 50 mm.....	156
ค.7 ภายหลังกการอุ่นเมื่อน้ำมันระเหยเป็นไอและถูกไหม้ได้ด้วยตัวเองที่ RVD = 60 mm.....	156
ค.8 ภายหลังกการอุ่นเมื่อน้ำมันระเหยเป็นไอและถูกไหม้ได้ด้วยตัวเองที่ RVD = 70 mm.....	157
ค.9 ภายหลังกการอุ่นเมื่อน้ำมันระเหยเป็นไอและถูกไหม้ได้ด้วยตัวเองที่ RVD = 80 mm.....	157
ค.10 ภายหลังกการอุ่นเมื่อน้ำมันระเหยเป็นไอและถูกไหม้ได้ด้วยตัวเองที่ RVD = 90 mm.....	157
ค.11 ลักษณะของเปลวไฟจากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง.....	158
ค.12 ลักษณะของเปลวไฟจากหัวเผา KB5.....	158

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์

สัญลักษณ์ / คำย่อ	ชื่อ / ความหมาย
$a$	Molar Oxygen-fuel ratio, $kmol/kmol$
$A_{C.V}$	พื้นที่ผิว Control Volume, $m^2$
$A_{s,b}$	พื้นที่ผิวภายนอกของท่อขนาดใหญ่, $m^2$
$A_{s,t}$	พื้นที่ผิวภายนอกของท่อขนาดเล็ก, $m^2$
$b$	ท่อทองแดงขนาดใหญ่
$\beta$	สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตร, $K^{-1}$
$c_{Palm\ Oil}$	ราคาน้ำมันปาล์มใช้แล้ว, $bath$
$c_{LPG}$	ราคาแก๊สแอลพีจี, $bath$
$C$	ค่าคงที่ที่ขึ้นอยู่กับช่วงของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์(Reynold Number)
$C_c$	แฟกเตอร์แก้ไขค่าการปล่อยรังสีออกของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์
$C_w$	แฟกเตอร์แก้ไขค่าการปล่อยรังสีออกของน้ำ
$CO_{2,cal}$	คาร์บอนไดออกไซด์ที่ได้จากการคำนวณ, %
$CO_{2,max}$	คาร์บอนไดออกไซด์ที่ได้จากสมการการเผาไหม้สมบูรณ์, %
$c_p$	ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่, $J/g \cdot ^\circ C$
$D$	เส้นผ่าศูนย์กลางกลางของท่อทองแดง, $m$
$D_b$	เส้นผ่าศูนย์กลางกลางของท่อขนาดใหญ่, $m$
$D_t$	เส้นผ่าศูนย์กลางกลางของท่อขนาดเล็ก, $m$
$\varepsilon$	ค่าการปล่อยออกของแก๊สร้อน
$\Delta\varepsilon$	Emissivity Corrected
$\varepsilon_c$	ค่าความสามารถของการปล่อยออกของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ที่ได้จากการเผาไหม้
$\varepsilon_g$	ค่าความสามารถของการปล่อยออกของก๊าซผสม
$\varepsilon_s$	ค่าความสามารถของการปล่อยออกของผิวท่อทองแดง
$\varepsilon_w$	ค่าความสามารถของการปล่อยออกของน้ำที่ได้จากการเผาไหม้
$\alpha_c$	ค่าความสามารถของการดูดกลืนของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์
$\alpha_w$	ค่าความสามารถของการดูดกลืนของน้ำที่ได้จากการเผาไหม้
$\alpha_s$	ค่าความสามารถของการดูดกลืนของผิวท่อทองแดง
$F_C$	เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ, $kg$

$g$	แรงโน้มถ่วงบนผิวโลก, $m/s^2$
$G$	ผลรวมทั้งหมดของการแผ่รังสีตกกระทบผิว, $W/m^2$
$h$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 \cdot K$
$\bar{h}$	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย, $W/m^2 \cdot K$
$h_{fg}$	ค่าความร้อนแฝงในการระเหยของน้ำ, $kJ/kg$
$\bar{h}_f^o$	ค่าเอนทัลปี, $J/kg$ หรือ $J/kmol$
$H_{react}$	เอนทัลปีของสารตั้งต้น, $J$ หรือ $J/kg$ หรือ $J/kmol$
$H_{prod}$	เอนทัลปีของสารผลิตภัณฑ์, $J$ หรือ $J/kg$ หรือ $J/kmol$
$\Delta H_c$	Heat of Combustion (heating value), $J$ หรือ $J/kg$ หรือ $J/kmol$
$J$	ผลรวมทั้งหมดของการแผ่รังสีออกจากผิว, $W/m^2$
$k$	ค่าสภาพการนำความร้อน $W/m \cdot K$
$L_b$	ความยาวของท่อขนาดใหญ่, $m$
$L_t$	ความยาวของท่อขนาดเล็ก, $m$
$LHV_{LPG}$	Net calorific value ของแก๊ส LPG, $kJ/kg$
$LHV_{oil}$	Net calorific value ของน้ำมันปาล์ม, $kJ/kg$
$m$	ค่าคงที่ที่ขึ้นอยู่กับช่วงของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynold Number)
$m_i$	Mass of Species i, $kg$
$m_{total}$	Total mass in Flue gas, $kg$ โดยไม่รวม $MW$ ของน้ำ
$m_{air}$	มวลของอากาศ, $kg$
$m_{fuel}$	มวลของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้, $kg$
$m_{H_2O}$	มวลของน้ำที่เกิดจากการเผาไหม้ (รวมถึงน้ำที่มาจากความชื้นของเชื้อเพลิงและที่เกิดปฏิกิริยากับไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง), $kg$
$\dot{m}_{LPG}$	อัตราการไหลเชิงมวลของแก๊สแอลพีจี, $kg/sec$
$\dot{m}_{Palm Oil}$	อัตราการไหลของน้ำมันปาล์ม, $kg/sec$
$MW_i$	Molar mass or Molecular Weight of species i, $kg/kmol$
$MW_{mix, product}$	Molar mass or Molecular Weight mixture of Flue Gas, $kg/kmol$
$MW_{air}$	น้ำหนักมวลโมเลกุลของอากาศ, $kg/kmol$
$MW_{fuel}$	น้ำหนักมวลโมเลกุลของเชื้อเพลิง, $kg/kmol$
$n$	จำนวนขดท่อ Vaporizer
$n_i$	Mole of Species i, (Mole)
$n_{total}$	Total mole in Flue Gas, (Mole) ไม่รวม mole ของน้ำ

$Nu_D$	นัสเซลนัมเบอร์เฉลี่ย (สำหรับทรงระบอบกลม)
$O_{2,air}$	ออกซิเจนที่มีอยู่ในอากาศ 21% โดยปริมาตร, %
$O_{2,test}$	ออกซิเจนของก๊าซเสียที่เกิดจากปฏิกิริยาการเผาไหม้, %
$\rho$	ความหนาแน่น, $kg/m^3$
$\rho_s$	ค่าความสามารถของการสะท้อนของผิว(Reflection)
$P$	น้ำหนักภาชนะ, $g$
$P_i$	Partial Pressure, $atm$
$P_0$	Mixture Pressure เท่ากับ $1 atm$
$Pr$	เลขพรานด์ทล(Prandtl number)
$P_{wi}$	น้ำหนักน้ำและภาชนะก่อนการทดสอบ, $g$
$q_{conv}''$	ฟลักซ์ ความร้อนที่ได้จากการพาความร้อนแบบบังคับ, $W/m^2$
$q_{oil}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำมัน, $W$
$q_{loss}$	การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการพาและการแผ่รังสีความร้อน
$Q$	ค่าความร้อน, $J$ หรือ $J/kg$
$Q_b$	ความร้อนที่ของเหลวได้รับเมื่ออยู่ภายในท่อขนาดใหญ่, $J$
$Q_t$	ความร้อนที่ของเหลวได้รับเมื่ออยู่ภายในท่อขนาดเล็ก, $J$
$Q_{oil}$	ความร้อนที่ได้รับจากเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม, $kJ$
$Q_{LPG}$	ความร้อนที่ได้รับจากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี, $kJ$
$r$	ขนาดของวงซดท่อ Vaporizer ที่ต้องการ
$Re_D$	ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่คำนวณอ้างอิงจากเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อทองแดง
$t$	ท่อทองแดงขนาดเล็ก
$t_b$	เวลาที่ของเหลวอยู่ในท่อขนาดใหญ่, $sec$
$t_t$	เวลาที่ของเหลวอยู่ในท่อขนาดเล็ก, $sec$
$t_{preheat}$	ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงให้กลายเป็นไอ, $sec$
$T_{ad}$	อุณหภูมิเปลวไฟแอดิแบติก, $K$
$T_{ass}$	อุณหภูมิที่สมมุติขึ้น, $K$
$T_g$	อุณหภูมิของก๊าซร้อนที่บริเวณใกล้กับหัวเตา, $^{\circ}C$
$T_s$	อุณหภูมิของผิวท่อ Vaporizer, $K$
$T_{in}$	อุณหภูมิที่ทางเข้าท่อ Vaporizer, $^{\circ}C$
$T_{out}$	อุณหภูมิที่ทางออกของท่อท่อ Vaporizer, $^{\circ}C$
$T_{surr}$	อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม, $^{\circ}C$

$T_w$	อุณหภูมิผนังห้องเผาไหม้, $^{\circ}C$
$T_{wf}$	อุณหภูมิของน้ำหลังการทดสอบ (K)
$T_{wi}$	อุณหภูมิของน้ำก่อนการทดสอบ (K)
$u_0$	ความเร็วของก๊าซร้อนที่ไหลผ่านท่อ Vaporizer, $m/s$
$\mu$	ค่าความหนืดสัมบูรณ์, $kg/m \cdot sec$
$\nu$	ค่าความหนืดจลน์, $m^2/sec$
$V$	ความเร็วของของไหลที่ไหลในท่อ, $m/s$
$V_b$	ความเร็วของของเหลวในท่อ Vaporizer ขนาดใหญ่, $m/sec$
$V_t$	ความเร็วของของเหลวในท่อ Vaporizer ขนาดเล็ก, $m/sec$
$\dot{V}_b$	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของท่อขนาดใหญ่, $m^3/sec$
$\dot{V}_t$	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของท่อขนาดเล็ก, $m^3/sec$
$\dot{V}_{LPG}$	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของแก๊สแอลพีจี, $m^3/sec$
$W_{LPG}$	น้ำหนักน้ำมันปาล์มที่ใช้ในการทดสอบ, $kg$
$W_{Palm Oil}$	น้ำหนักน้ำมันปาล์มที่ใช้ในการทดสอบ, $kg$
$W_v$	น้ำหนักของน้ำที่ระเหยกลายเป็นไอ, $kg$
$X_i$	Mole Fraction
$Y_i$	Mass Fraction
$\sigma$	ค่าคงที่ของ Stefan-Boltzman เท่ากับ $5.669 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^{-4}$

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความสำคัญและที่มา







จากการที่สำนักงานนโยบายและแผนพลังงานได้ออกประกาศคณะกรรมการบริหารนโยบายพลังงานฉบับที่ 45 พ.ศ. 2547 ให้ปรับราคาขายส่งแก๊สปิโตรเลียมเหลว เริ่มมีผลบังคับใช้ตั้งแต่วันที่ 7 พฤษภาคม พ.ศ. 2547[1]

# Retail LPG Prices ราคาก๊าซหุงต้มวันนี้

Reported by Petroleum Division, EPPD  
รายงานโดยส่วนปิโตรเลียม สทพ.  
Tel 0-2612-1555 ext 562 - 568

วันที่ 28 กุมภาพันธ์ 2549

ราคา : บาท/ถัง  
Price : Baht/Cylinder

	 PTT ปตท	 UNIQUE GAS ยูนิคแก๊ส	 WORLD GAS เวิลด์แก๊ส	 SIAM GAS สยามแก๊ส	 PICNIC GAS ปิกนิกแก๊ส	 V 2 GAS วีทูแก๊ส
ถังขนาด 4 กิโลกรัม / Kg	67	96	77	71	99-104	57
ถังขนาด 7 กิโลกรัม / Kg	118-133	-	-	-	-	-
ถังขนาด 11.5 กิโลกรัม / Kg	-	206	-	-	-	-
ถังขนาด 13.5 กิโลกรัม / Kg	-	-	234	-	233	-
ถังขนาด 15 กิโลกรัม / Kg	252	263	255	253	252	213
ถังขนาด 48 กิโลกรัม / Kg	809	833	808	808	807	682
มีผลตั้งแต่วันที่ / Effective	7 May 04	7 May 04	7 May 04	7 May 04	7 May 04	7 May 04

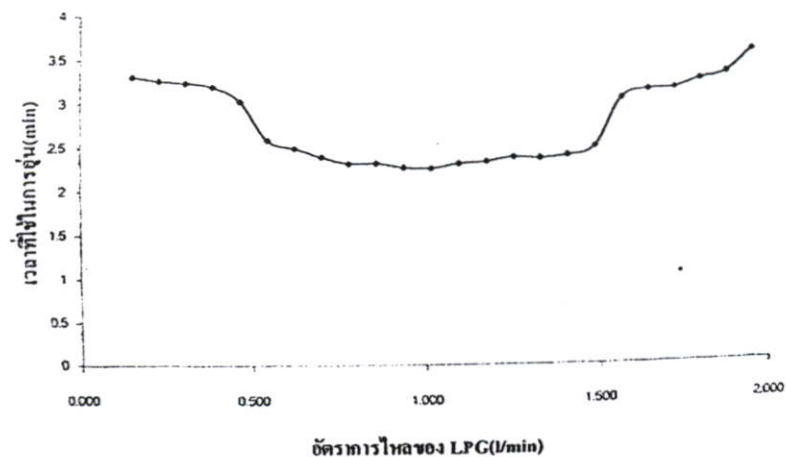
รูปที่ 1.1 ราคาขายส่งแก๊สแอลพีจีชนิดต่างๆที่วางขายในท้องตลาด ณ สถานีจ่าย

ทั้งนี้ปริมาณการใช้แก๊สแอลพีจีภายในประเทศเพิ่มสูงขึ้น ส่วนใหญ่เป็นการใช้ในการหุงต้มอาหาร ซึ่งแน่นอนว่าต้องส่งผลกระทบต่อประชาชนที่ต้องแบกรับค่าใช้จ่ายในส่วนนี้ ในขณะที่รัฐบาลได้ออกมาตรการฯให้มีการประหยัดพลังงาน จึงได้มีความพยายามที่จะนำเอาพลังงานทดแทนในรูปแบบต่างๆ มาเป็นทางเลือก เพื่อเป็นการประหยัดและลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงหลักคือ แก๊สแอลพีจี

ตารางที่ 1.1 ปริมาณการใช้แก๊สแอลพีจีภายในประเทศ[1] หน่วย : พันล้านบาร์เรล/วัน

ประเภท การใช้งาน	ปี พ.ศ. 2547	ปี พ.ศ. 2548 (ม.ค.-มี.ค.)		
		ปริมาณ	สัดส่วน(%)	การเปลี่ยนแปลง
ครัวเรือน	48	51	56	4.1
อุตสาหกรรม	14	14	15	-0.2
รถยนต์	7	9	10	31.7
อุตสาหกรรมปิโตร เคมี	14	17	19	30.1
รวม	83	91	100	9.7

จากงานวิจัยของสุรชัย[2] ได้นำเสนอการออกแบบและการสร้างรวมทั้งการพัฒนาหัวเผา น้ำมันก๊าดแบบ Non Premixed มาประยุกต์ใช้กับน้ำมันปาล์มรวมทั้งศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรที่มีผลต่อหัวเผาที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันพืช เช่น ผลของอัตราการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่อัตราการไหลต่างๆ ที่มีผลต่อ ระยะเวลาในการอุ่นหัวเผา การกระจายอุณหภูมิ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน โดยเปรียบเทียบกับหัวเผาแก๊สในปัจจุบัน หัวเผาน้ำมันปาล์มจะสามารถทำงานได้นั้น จะต้องอาศัยความร้อนจากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีมาให้ความร้อนกับน้ำมันปาล์มที่อยู่ภายในแอ่งกะทะของหัวเผาเพื่อให้ น้ำมันปาล์มกลายเป็นไอสามารถลุกไหม้ได้ในช่วงแรกของการใช้งาน

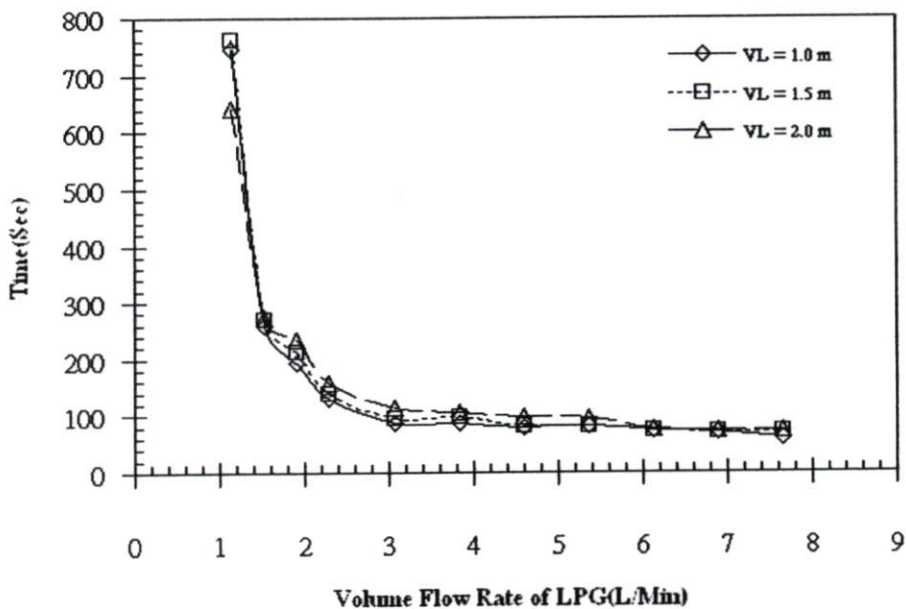


รูปที่ 1.2 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี[2]

พบว่าที่อัตราการไหลแก๊สต่ำๆ จะใช้เวลานานในการอุ่นหัวเผา เนื่องจากความร้อนที่ได้จากเปลวไฟของแก๊สแอลพีจีต่ำ แต่เมื่อปรับอัตราการไหลแก๊สแอลพีจีสูงๆ ฐานของเปลวไฟจะลอยตัว

สูงขึ้นเลขจากบริเวณแอ่งกระทะอุ่นน้ำมันทำให้ความร้อนในการอุ่นหัวเผาลดลงซึ่งจะเห็นในส่วนงานวิจัยชิ้นนี้ไม่ได้ให้ความสำคัญในการอุ่นเชื้อเพลิง

จากงานวิจัยของบุญส่ง[3] ได้นำเสนอการเอาหัวเผาน้ำมันก๊าดชนิดผสมกับอากาศก่อนการเผาไหม้(Premixed Burner.) มาปรับปรุงชิ้นส่วนบางชิ้นและทำการศึกษาสมรรถนะของหัวเผาในด้านต่างๆ การกระจายตัวของอุณหภูมิ อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ ความเข้มข้นของก๊าซเสีย(Flue Gas) ความยาวของท่อ Mixing และความยาวของท่อ Vaporizer โดยที่การทำงานในส่วนแรกของการทำให้น้ำมันกลายเป็นไอจะอาศัยความร้อนที่ได้จากหัวเตาแก๊สรุ่น KB7



รูปที่ 1.3 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง โดยที่ความยาวของชุด Vaporizer แตกต่างกัน เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี[3]

จากงานวิจัยดังกล่าวจะเห็นได้ว่าเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเร็วขึ้นเมื่ออัตราการไหลของแก๊สแอลพีจีเพิ่มขึ้น ที่ความยาวท่อ Vaporizer แตกต่างกัน แต่เวลาที่ได้ไม่แตกต่างกันมากนัก ทั้งนี้เนื่องจากว่าหัวเผาน้ำมันปาล์มได้รับความร้อนจากด้านล่างของหัวเตาแก๊สแอลพีจี ดังนั้นความยาวท่อ Vaporizer จึงไม่มีผลต่อเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงมากนัก และในแง่ของการนำใช้งานจริงส่วนใหญ่ผู้ใช้มีความต้องการที่จะใช้งานได้อย่างสะดวกและรวดเร็ว แต่ในส่วนของ การอุ่นเชื้อเพลิงในการให้กลายเป็นไอของงานวิจัยนี้จำเป็นที่จะต้องใช้อัตราการไหลของแก๊สแอลพีจีที่สูงๆ เพื่อให้หัวเผาสามารถทำงานได้เร็วขึ้นทำให้ต้องสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี

จากที่ได้กล่าวมาทั้งหมดงานวิจัยนี้จึงได้มุ่งเน้นในส่วนของการลดระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงที่ใช้ อัตราการไหลแก๊สต่ำๆ แต่ใช้ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงที่สั้น รวมทั้งเพิ่มขนาดของเส้น

ผ่าศูนย์กลางของชุด Vaporizer ให้มีขนาดใหญ่ขึ้น เพื่อเพิ่มพื้นที่ภายในของการระเหยกลายเป็นไอ รวมทั้งพัฒนาให้ชุด Vaporizer สามารถถอดแยกออกจากหัวเผาน้ำมันพืชได้ เพื่อให้สามารถบำรุงรักษาได้ง่าย, ลดปัญหาการอุดตัน โดยนำเอาน้ำมันปาล์มที่เหลือใช้จากการประกอบอาหารทอดซ้ำ มาใช้เป็นเชื้อเพลิงในหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ทำการพัฒนาและปรับปรุงมาจากหัวเผาน้ำมันพืชชนิดผสมกับอากาศก่อนการเผาไหม้ โดยที่การทำงานของหัวเผานั้นสามารถใช้เชื้อเพลิงแอลพีจีร่วมกันได้ในหัวเผาเดียวกันกับหัวเผาน้ำมันปาล์ม ซึ่งคาดว่าในอนาคตครัวเรือนและร้านค้าขนาดเล็กสามารถที่จะนำเอาหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมใช้งานในด้านการหุงต้มหรือการประกอบอาหารเพื่อค้าขายในอนาคต จะทำให้สามารถช่วยลดปริมาณการใช้พลังงานจากแก๊สแอลพีจีลงได้ เพราะการนำหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมมาใช้ทดแทนหัวเผาแก๊สแอลพีจี จะทำให้ระยะเวลาในการใช้เชื้อเพลิงแอลพีจียาวนานขึ้น เนื่องจากสามารถใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มมาใช้ในการเผาไหม้แทนที่จะใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีเพียงอย่างเดียว

## 1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษาและวิจัย

ในวิทยานิพนธ์นี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ

1. พัฒนาชุด Preheater โดยใช้หลักการหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเพื่อลดระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง
2. ศึกษาปัจจัยของขนาดและตำแหน่งที่จะติดตั้งชุด Vaporizer ที่มีผลต่อระยะเวลาในการอุ่นของน้ำมันภายในท่อ Vaporizer
3. ทดสอบสมรรถนะหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเพื่อตรวจสอบและเปรียบเทียบสมรรถนะกับหัวเผาจากงานวิจัยเดิม[3]
4. วัดปริมาณแก๊สเสียที่เกิดจากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเพื่อเปรียบเทียบกับหัวเผาจากงานวิจัยในอดีต[3] และหัวเผาแก๊สแอลพีจี

## 1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

ในวิทยานิพนธ์นี้มีขอบเขตของการวิจัย ดังนี้

1. ทำการพัฒนาหัวเผาน้ำมันพืชให้สามารถใช้ร่วมกับเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี เพื่อเป็นชุด Preheater ให้สามารถทำงานได้ที่ย่านอัตราการไหลแก๊สต่ำกว่าการอุ่นเชื้อเพลิงที่มีมาในอดีต [2],[3] โดยเลือกหัวเผาชนิดผสมกับอากาศก่อนการเผาไหม้เท่านั้น
2. ศึกษาพื้นที่รับความร้อนของชุด Vaporizer โดยทำการศึกษขนาดของวงซดท่อที่แตกต่างกัน 5 ขนาด ที่ความยาวท่อทองแดงเท่ากับ 1 เมตร และมีเส้นผ่าศูนย์กลางท่อทองแดงเท่ากับ 7 มิลลิเมตร ที่มีผลต่อระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง

3. ศึกษาตำแหน่งในการติดตั้งชุด Vaporizer ที่ระยะห่างจาก Flame Holder ที่แตกต่างกัน 5 ระยะ โดยจำกัดการศึกษาเฉพาะกรณีที่ตั้งหัวฉีดแก๊สแอลพีจี ที่ระยะห่างเท่ากับ หัวฉีดของหัวเผา น้ำมันก๊าดเค็มเท่านั้น
4. ทดสอบสมรรถนะของหัวเผาพร้อม โดยใช้วิธีการทดสอบแบบต้มเดือด(Water Boiling Test) เพื่อเปรียบเทียบกับหัวเผาเค็ม โดยกำหนดให้ตั้งภาชนะที่ใช้ในการทดสอบสูง จาก Flame Holder เท่ากับ 10 เซนติเมตร
5. ทำการเก็บตัวอย่างแก๊สเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม โดย อ้างอิงตามมาตรฐาน DIN EN 203-1 และ DIN EN 203-2

#### 1.4 สมมุติฐานของการศึกษา

1. จากการพัฒนาชุดอุ่นเชื้อเพลิง โดยใช้หลักการหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม น่าจะช่วยลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี และระยะเวลาในการอุ่นน้ำมัน
2. ขนาดของวงขดท่อ Vaporizer และตำแหน่งที่ตั้ง น่าจะมีผลต่อระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง เนื่องจากการเพิ่มขนาดวงขดท่อจะทำให้ปริมาณความร้อนถ่ายเทได้มากขึ้น และตำแหน่งในการติดตั้งชุด Vaporizer น่าจะเกี่ยวข้องกับอุณหภูมิของเปลวไฟที่ถ่ายเทสู่ ขดท่อ Vaporizer
3. การทดสอบสมรรถนะของหัวเผาน่าจะมีสมรรถนะที่แตกต่างจากหัวเผารุ่นก่อน [3]
4. การเปลี่ยนแปลงขนาดของวงขดท่อ Vaporizer ในหัวเผาเป็นหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม น่าจะมีผลต่อลักษณะของ ไขมันที่ออกมาจาก หัวฉีดจึงน่าจะมีผลต่อการปลดปล่อยไอเสีย

#### 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ในงานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาชุดอุ่นเชื้อเพลิง เพื่อให้สามารถทำงานได้ที่ย่านอัตราการไหลแก๊สดำกว่าหัวเผาในรุ่นก่อน[2],[3] รวมทั้งสามารถลดระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงให้สั้นลง ซึ่งประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับมีดังนี้

1. น้ำมันพืชที่เหลือจากการประกอบอาหารทอดซ้ำสามารถนำมาใช้เป็นพลังงานทางเลือก เพื่อลดการใช้เชื้อเพลิงหลักคือ แก๊สแอลพีจี เพื่อเป็นการประหยัดพลังงานและค่าใช้จ่ายที่ต้องใช้ในการหุงต้ม
2. ได้หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่สามารถทำงานได้โดยใช้เชื้อเพลิง 2 ชนิดในหัวเผาเดียวกัน ทำให้สามารถปรับเปลี่ยนการใช้เชื้อเพลิงได้ ในขณะที่ขาดแคลนเชื้อเพลิงชนิดใดชนิดหนึ่งหรือหมดลงในขณะที่ต้องการความต่อเนื่องในการใช้งาน

3. ทราบถึงปัจจัยที่มีต่อระยะเวลาในการกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงเหลว เพื่อนำไปพัฒนาอุปกรณ์ที่ใช้อุ่นน้ำมันให้ใช้งานดีและสะดวกมากยิ่งขึ้นต่อไป

## บทที่ 2

# งานวิจัยที่เกี่ยวข้องและมาตรฐานการทดสอบ

### 2.1 บทนำ

ในการออกแบบและสร้างหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเพื่อเป็นการมุ่งเน้นในการพัฒนาหัวเผาน้ำมันปาล์มให้สามารถใช้เชื้อเพลิงร่วมกับเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีได้ และเป็นการรวมเอาชุดอุ่นเชื้อเพลิง(Preheater) มารวมอยู่ในหัวเผาเดียวกับหัวเผาน้ำมันปาล์มอีกด้วย โดยอาศัยหลักการพาและการแผ่รังสีความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างความร้อนจากการเผาไหม้ของแก๊สแอลพีจีไปยังชุด Vaporizer เนื่องจากน้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงเหลวที่มีความหนืดและมีอุณหภูมิติดไฟที่สูงมากจึงจำเป็นต้องให้ความร้อนเพื่อช่วยให้น้ำมันเกิดการแตกตัวเป็นฝอยละอองและระเหยกลายเป็นไอผสมกับอากาศและพร้อมที่จะถูกไหม้ได้ทันที ดังนั้นจึงจำเป็นต้องศึกษาถึงปัจจัยที่เกี่ยวข้องกับพื้นที่ในการรับความร้อนและตำแหน่งในการติดตั้งชุด Vaporizer ซึ่งจะช่วยประหยัดเชื้อเพลิงและลดค่าใช้จ่ายที่ต้องเสียไปในช่วงของการอุ่นเชื้อเพลิงและช่วยให้น้ำมันปาล์มระเหยเป็นไอได้ดี

### 2.2 งานวิจัยที่ผ่านมา

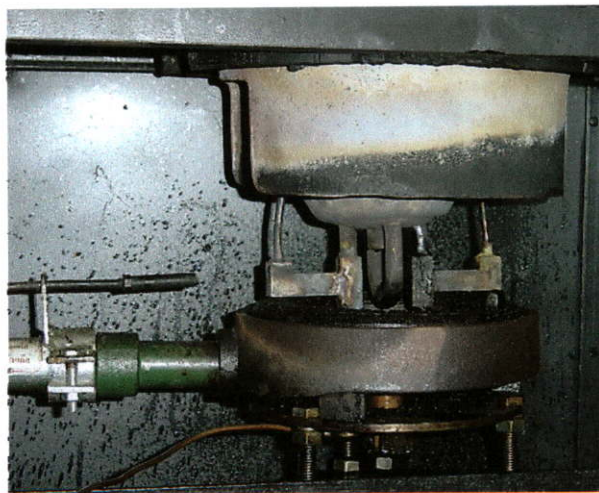
สุรัชย์ จิงจุพรชัย[2] ได้นำเสนอการออกแบบและการสร้าง รวมทั้งการพัฒนาหัวเผาน้ำมันก๊าดแบบ Non Premixed มาประยุกต์ใช้กับน้ำมันปาล์มรวมทั้งศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรที่มีผลต่อหัวเผาที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันพืช เช่น ผลของอัตราการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่อัตราการไหลต่างๆ ที่มีผลต่อ ระยะเวลาในการอุ่นหัวเผา การกระจายอุณหภูมิ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน โดยเปรียบเทียบกับหัวเผาแก๊สในปัจจุบัน และหัวเผาน้ำมันปาล์มจะสามารถทำงานได้นั้นจะต้องอาศัยความร้อนจากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีมาให้ความร้อนกับน้ำมันปาล์มที่อยู่ภายในแอ่งกะทะของหัวเผาเพื่อให้น้ำมันปาล์มกลายเป็นไอสามารถถูกไหม้ได้ในช่วงแรกของการใช้งาน ต่อจากนั้นความร้อนจากการเผาไหม้ของน้ำมันปาล์มก็จะถูกนำไปใช้ในการให้ความร้อนกับแอ่งกะทะแทนความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี หลังจากนั้นหัวเผาก็จะสามารถถูกไหม้ได้ด้วยตัวเอง จากผลการทดลองพบว่าที่อัตราการไหลแก๊สต่ำๆ จะใช้เวลานานในการอุ่นหัวเผา เนื่องจากความร้อนที่ได้จากเปลวไฟของแก๊สแอลพีจีต่ำ แต่เมื่อปรับอัตราการไหลแก๊สแอลพีจีสูงๆ ฐานของเปลวไฟจะลอยตัวสูงขึ้นเลยจากบริเวณแอ่งกะทะอุ่นน้ำมันทำให้ความร้อนในการอุ่นหัวเผาลดลง

ในขณะเดียวกันประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา น้ำมันพีซที่ได้ต่ำกว่าประสิทธิภาพของหัวเผาแก๊สอยู่ประมาณ 10.88% ถึง 27.03% ตลอดช่วงกำลังงานที่ได้รับจากหัวเผาเดียวกัน



รูปที่ 2.1 ลักษณะของชุดหัวเผาน้ำมันพีซแบบ Non Premixed [2]

บุญส่ง เพ็ชรน้อย[3] ได้ทำการพัฒนาเอาหัวเผาน้ำมันก๊าดชนิดผสมกับอากาศก่อนการเผาไหม้ (Kerosence Premixed Burner) มาทำการปรับปรุงและพัฒนาให้สามารถใช้ได้กับน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานแล้ว โดยได้ทำการออกแบบชิ้นส่วนต่างๆเพิ่มเติม คือ ชุด Vaporizer ช้องอ  $90^{\circ}$  และความยาวของท่อMixing

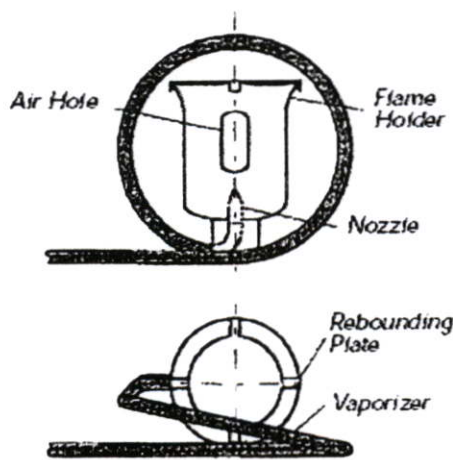


รูปที่ 2.2 ลักษณะของชุดหัวเผาน้ำมันปาล์มแบบ Premixed [3]

ซึ่งในการอุ่นเชื้อเพลิงในช่วงแรกของการใช้งาน(Preheat) นั้นใช้หัวเตาแก๊สรุ่น KB7 มาเป็นอุปกรณ์ในการให้ความร้อนกับหัวเผา น้ำมันปาล์ม แล้วหลังจากนั้นจึงได้ทำการทดสอบสมรรถนะ(Performance Test) ด้านต่างๆของหัวเผา ซึ่งใช้มาตรฐานการทดสอบแบบต้มเดือด(Water Boiling Test, WBT) ซึ่งพบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาน้ำมันปาล์มที่มีท่อ Vaporizer ต่างกันมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนใกล้เคียงกัน ซึ่งความยาวท่อ Vaporizer เท่ากับ 1.5 เมตร มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าหัวเผาที่ใช้ท่อ Vaporizer เท่ากับ 1.0 เมตร และ 2.0 เมตร เล็กน้อย ประสิทธิภาพสูงสุดอยู่ที่ 32.28% เมื่อทำการวัดก๊าซเสีย(Flue Gas) พบว่าที่ความยาวท่อ Vaporizer เท่ากับ 1.5 เมตร ระดับความเข้มข้นของก๊าซเสียน้อยที่สุด และการเพิ่มความยาวของท่อ Mixing ยังเป็นผลดีต่อการผสมกันของเชื้อเพลิงกับอากาศทำให้การเผาไหม้ดีขึ้นอีกด้วย

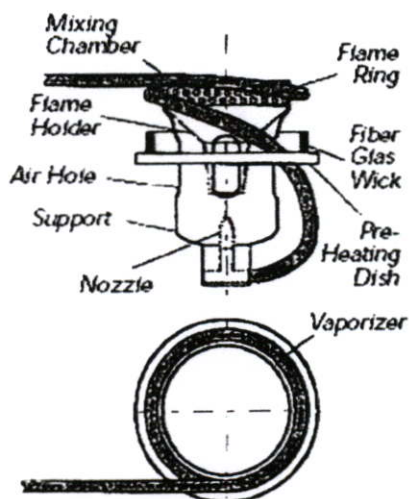
E. Stumpf., A. Esper., W. Muhlbauer and R. Baumann. [4] ได้ทำการพัฒนาหัวเผาน้ำมันก๊าดแบบอัดความดันให้สามารถใช้กับเชื้อเพลิงที่เป็นน้ำมันพืช โดยที่ใช้น้ำมันก๊าดเป็นเชื้อเพลิงในการให้ความร้อนกับน้ำมันพืชที่ไม่ผสมและน้ำมันพืชที่ผสมกับน้ำมันก๊าดในสัดส่วน 25%, 50%, 70% และ 90% ทั้งนี้เพื่อให้สามารถติดไฟได้ง่ายขึ้นในขั้นตอนแรกของการใช้งาน

### Kerosene Stove



(ก) หัวเผาระยะที่ 1.

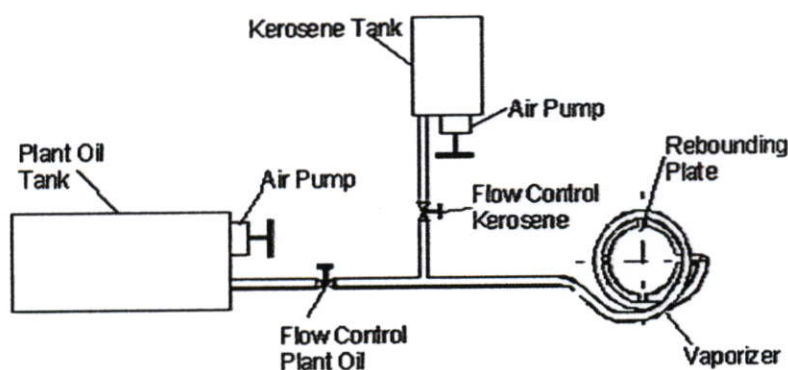
### Plant Oil Stove



(ข) หัวเผาระยะที่ 2.

รูปที่ 2.3 ลักษณะของหัวเผาที่นำมาใช้ในการทดสอบ[4]

ซึ่งได้ออกแบบอุปกรณ์เพิ่มในบางชิ้นเพิ่มเพื่อให้หัวเผาสามารถทำงานได้ เป็นต้นว่าได้ออกแบบชุด Vaporizer ที่ทำจากท่อทองแดงแล้วนำมาติดตั้งไว้เหนือ Flame Holder โดยจะต้องให้อากาศสามารถไหลผ่านระหว่าง Flame Holder กับชุด Vaporizer และใช้ Rebounding Plate เพื่อทำหน้าที่กระจายความร้อนที่ให้กับชุด Vaporizer ซึ่งพบว่าในช่วงแรกของการทำงานต้องใช้เวลาในการอุ่นน้ำมันพืชที่ไม่ผ่านการผสมให้กลายเป็นไอนานถึง 2-3 นาที แต่เวลาที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิงที่ผ่านการผสมระหว่างน้ำมันพืชกับน้ำมันก๊าดนั้นพบว่าที่ส่วนผสม 25% และ 50% จะใช้เวลาไม่แตกต่างกัน



รูปที่ 2.4 ระบบการทำงานของหัวเผาที่นำมาใช้ในการทดสอบ[4]

แต่ที่สัดส่วนผสม 70% และ 90% พบว่าเวลาในการทำให้กลายเป็นไอเร็วขึ้นอีกประมาณ 45 วินาที-60 วินาที และพบว่าหัวเผาใช้น้ำมันพืชที่ไม่มีการผสมเมื่อหัวเผาทำงานไปได้ประมาณ 15 นาที ก็จะมีการอุดตันเกิดขึ้นเป็นระยะได้เร็วกว่าน้ำมันพืชที่ผสมกับน้ำมันก๊าดเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งได้มีการทดสอบการใช้งานนานเป็นเวลา 5 ชั่วโมง และพบว่าปัญหาที่เกิดขึ้นตามมาคือ การอุดตันที่ส่วนต่างๆ รวมทั้งมลพิษที่ปล่อยออกมาในขณะที่ทำการทดสอบอยู่ในระดับที่ค่อนข้างสูง

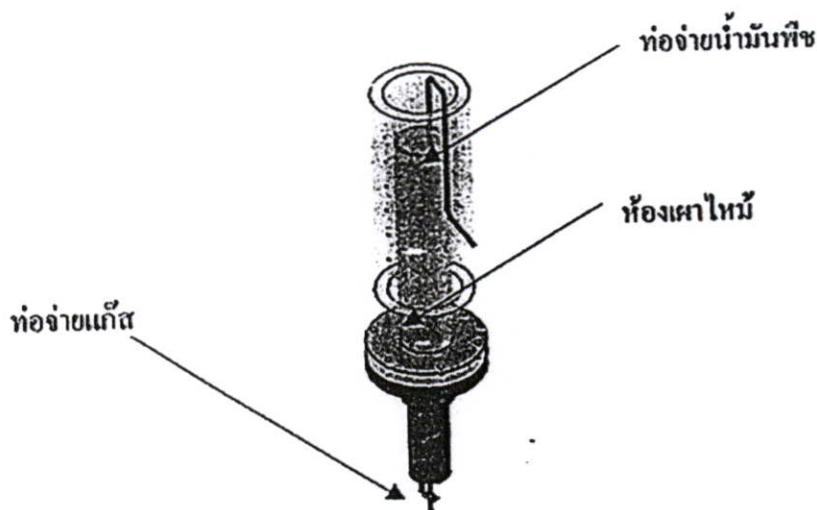
Khummongkol P. [5] ได้ทำการสำรวจมาตรฐานการทดสอบประสิทธิภาพเตาที่ใช้ชีวมวลเป็นเชื้อเพลิงในประเทศที่ทำการพัฒนา ซึ่งส่วนใหญ่เตาแบบนี้จะไม่เป็นเชื้อเพลิงสำหรับปรุงอาหาร ในอดีตที่ผ่านมาได้มีความพยายามในการพัฒนาประสิทธิภาพของเตาแบบนี้ ซึ่งวิธีที่ใช้ในการทดสอบประสิทธิภาพเตามีหลายวิธี เช่น Water Boiling Test, Constant Heat Output Method, Constant Temperature Rise Method, Cooking Simulation Method, Approximate Method และ Combustion Test ในทางอุณหพลศาสตร์การทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตา ผลที่ได้จากทุกวิธีการทดสอบจะต้องมีค่าเท่ากัน แต่ในทางปฏิบัติพบว่า ค่าที่ได้แตกต่างกัน เพราะมาตรฐานการทดสอบภายใต้สภาวะที่แตกต่างกัน จึงได้มีการกำหนดวิธีการทดสอบโดยจำกัดขนาดหม้อและปริมาณน้ำที่ใช้ในการทดสอบ ผลการวิเคราะห์ทางทฤษฎีปรากฏว่า ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน

ของเตาจะมีความน่าเชื่อถือเฉพาะ ณ สภาวะที่ทำการทดสอบเท่านั้น วิธีการแก้ปัญหาในการศึกษานี้ คือ การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อหาความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อนกับ รูปร่างของเตาและสภาวะการทำงาน ซึ่งข้อดีของแบบจำลองมี 2 ประการคือ ให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาที่เหมาะสมและไม่ให้ความสำคัญต่อวิธีการทดสอบ

สนธยา มีเลียง [6] ได้ทำการสร้างหัวเผา น้ำมันมะพร้าว โดยใช้อุปกรณ์จ่ายน้ำมันแรงดันสูง ของเครื่องยนต์ดีเซลมาประยุกต์ใช้และทำการศึกษาคิวแปรต่างๆ ได้แก่ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง, อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง, รูปร่างขงเปลวไฟจากการเผาไหม้, การกระจายอุณหภูมิ และการเกิด เชม่า โดยการจุดติดช่วงเริ่มต้นของหัวเผา ในงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้อุปกรณ์อุ่นอากาศในห้องเผาไหม้ ที่เป็นขดลวดความร้อน เพื่ออุ่นอากาศในห้องเผาไหม้ให้มีอุณหภูมิสูงโดยใช้เวลาประมาณ 1 นาที จากผลของการศึกษาพบว่าปัจจัยทางด้านเชื้อเพลิงที่ส่งผลกระทบต่อการใช้หัวเผา คือ ขนาดของ อนุภาคของเชื้อเพลิงที่มีขนาดใหญ่ เนื่องจากความร้อนไม่เพียงพอที่จะทำให้ น้ำมันแตกตัวเป็นฝอย ละอองขนาดเล็กและระเหยกลายเป็นไอ จึงส่งผลกระทบต่อความเสถียรของเปลวไฟ ซึ่งพบว่ารูปร่างของ เปลวไฟที่มีความเสถียรจะมีความยาวสูงสุด ประมาณ 45 เซนติเมตร ที่อัตราการไหลเชิงมวล 1.092 กรัมต่อวินาที ที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง 11.52 ไม่มีเชมม่าและควันในการเผาไหม้ในขณะที่รูปร่างของเปลวไฟไม่เสถียรจะเกิดที่อัตราการไหลเชิงมวลเชื้อเพลิงต่ำกว่า 0.289 กรัมต่อวินาที

อรรถพร ผาบทึง. [7] เป็นการศึกษาเชิงทดลองของหัวเผาแบบพอรุน โดยใช้ น้ำมันพืชที่ยังไม่ ผ่านการใช้งานและน้ำมันพืชที่ผ่านการใช้งานแล้วเป็นเชื้อเพลิงในการเผาไหม้และใช้เซรามิกที่เป็น ส่วนประกอบของอลูมินาทรงกลมเส้นผ่าศูนย์กลางประมาณ 25.4 มิลลิเมตร มาเป็นตัวกลางในการ กระจายความร้อนในหัวเผา ซึ่งนำมาบรรจุไว้ในห้องเผาไหม้ โดยที่ทำการบรรจุวัสดุพอรุนดังกล่าว ลงในห้องเผาไหม้ให้มีความสูงเริ่มจาก 50 มิลลิเมตร จนถึง 400 มิลลิเมตร จากฐานของวัสดุพอรุน โดยที่ขั้นตอนแรกได้ทำการอุ่นวัสดุพอรุนด้วยเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีจนกระทั่งอุณหภูมิถึง 500 °C จึงปล่อยน้ำมันพืชเข้าไป โดยได้ทำการศึกษาอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในหัวเผา เมื่อทำการเปลี่ยนอัตราการจ่ายเชื้อเพลิงและค่าอัตราส่วนสมมูลรวมทั้งความยาวของเปลวไฟเมื่อเปลี่ยนอัตราการจ่ายเชื้อเพลิงและผลต่อการกระจายอุณหภูมิในแนวรัศมีเมื่อเพิ่มขึ้นความหนาของวัสดุพอรุน จากการศึกษา พบว่าชั้นความหนาของวัสดุพอรุนที่ชั้นความหนาเท่ากับ 50 มิลลิเมตร ถึง 150 มิลลิเมตรจากฐานของ หัวเผา พบว่าอัตราการระเหยกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงที่จ่ายเข้าไปเกิดขึ้นได้น้อยกว่าอัตราการไหล ของเชื้อเพลิงทำให้ไม่สามารถติดไฟได้ แต่พบว่าวัสดุพอรุนที่มีความหนามากกว่า 200 มิลลิเมตร เป็นต้นไปจะสามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่อง

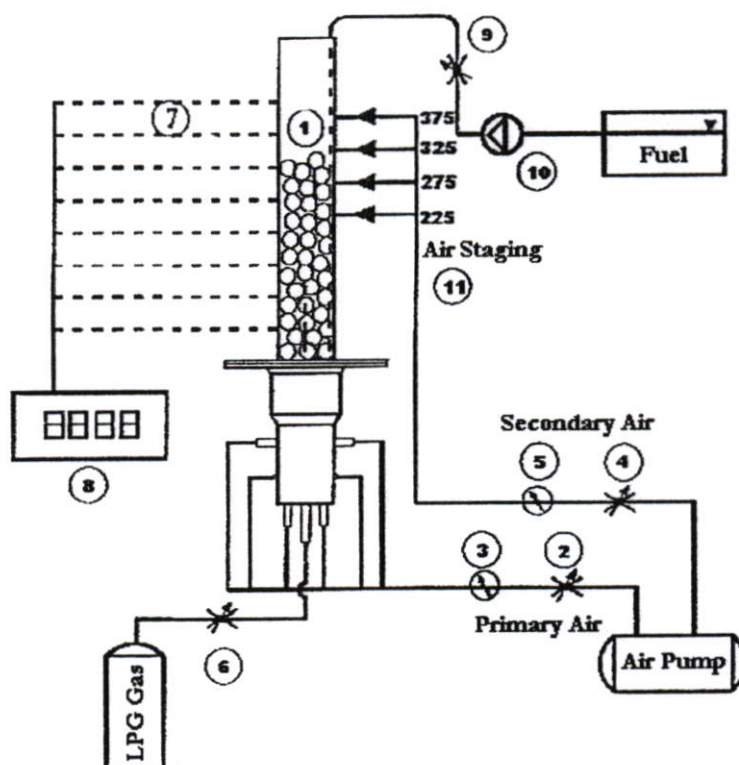
แต่ที่วัสดุพุนหนา 200 มิลลิเมตรจะสังเกตเห็นละอองน้ำมันกระเด็นออกมา ในขณะที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ 0.556 กรัมต่อนาทีที่อัตราส่วนสมมูลเท่ากับ 0.4 ทำให้อุณหภูมิภายในหัวเผาเกิดขึ้นสูงสุดเท่ากับ 180 องศาเซลเซียส และความยาวเปลวไฟสูงสุดที่ 20 เซนติเมตรและการกระจายอุณหภูมิในแนวรัศมีมีค่าสูงสุดที่กึ่งกลางหัวเผาและจะลดลงจนมีค่าต่ำสุดที่ผนังของหัวเผา มลภาวะที่เกิดจากการเผาไหม้มีค่าตั้งแต่ 20-620 ppm.



รูปที่ 2.5 ลักษณะหัวเผาแบบพุน [7]

สุรพันธ์ ชงไชยะ[8] เป็นการศึกษาเชิงทดลองของการเผาไหม้ของน้ำมันปาล์มภายในชั้นวัสดุพุนแบบกอนกลมร่วมกับเทคนิคการเผาไหม้แบบชั้น ซึ่งวัสดุพุนมีคุณสมบัติที่ดีคือ มีอัตราส่วนระหว่างพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูง เป็นตัวดูดซับพลังงานในรูปของการพาความร้อนและการปลดปล่อยออกมาในรูปของการแผ่รังสีและการนำความร้อนทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่อง โดยบรรจุวัสดุพุนลงในหัวเผาในระดับความสูง 300 มิลลิเมตร ส่วนการเผาไหม้แบบชั้นเป็นเทคนิคที่ใช้เพื่อลดอุณหภูมิการเผาไหม้ลงทำให้มลภาวะที่เกิดขึ้นมีค่าต่ำลง จึงนำเทคนิคเหล่านี้มาใช้ร่วมกันเพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของการเผาไหม้แบบชั้นต่อการกระจายอุณหภูมิและมลภาวะที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพุน การศึกษาได้ทำการปล่อยน้ำมันปาล์มลงที่ด้านบนวัสดุพุนที่บรรจุอยู่ในหัวเผาทรงกระบอก แล้วแบ่งอากาศออกเป็น 2 ส่วนหรือมากกว่านั้นอากาศส่วนแรกจะถูกป้อนตามแนวแกนอากาศส่วนที่สองป้อนตามแนวรัศมีทำให้เกิดการเผาไหม้ ซึ่งอากาศในส่วนที่สอง ทำการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอัตราส่วนสมมูล จากการทดลองพบว่าการเผาไหม้แบบชั้น

สามารถลดอุณหภูมิของการเผาไหม้ให้ต่ำลงได้ 10% โดยไม่เกิด Hot Spot และ  $NO_x$  ลดลง 15% แต่  $CO$  มีแนวโน้มสูงขึ้น ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิง  $15 \text{ cc/min}$  อัตราส่วนผสมเท่ากับ 0.3



รูปที่ 2.6 ลักษณะหัวเผาแบบพรมที่ใช้เทคนิคการเผาไหม้แบบขั้น [8]

Stuington, J.F., Beasheal, G., Murphy, T., Junus, R., Ashman, P.J., and Sergeant [9] ศึกษาการหามลพิษและประสิทธิภาพของเตาหุงต้มที่ใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง โดยทำการศึกษาที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง และระยะห่างของภาชนะเหนือเตาที่ค่าต่างๆกัน มลพิษที่ตรวจวัดได้ ได้แก่  $NO$ ,  $NO_2$ ,  $CO$  และ  $HC$  ซึ่งในงานวิจัยนี้จะมุ่งเน้นไปที่อัตราการปล่อย  $NO_x$  โดยเฉพาะ  $NO_2$  เนื่องจากมีความเป็นพิษมากกว่า  $NO$  โดยศึกษาอัตราส่วนของ  $NO_2/NO_x$  ด้วย สำหรับการวัดประสิทธิภาพอาศัยวิธีการหาปริมาณความร้อนจากผลิตภัณฑ์การเผาไหม้ที่ส่งผ่านไปยังน้ำหล่อเย็นที่สถานะคงตัว โดยทำการวัดอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลง จากการทดลองพบว่าเมื่อเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิงให้กับเตาหรือเพิ่มระยะห่างเตากับภาชนะแล้ว นำผลที่ได้จากการตรวจวัดมาทำการวิเคราะห์ทางสถิติ พบว่า อัตราการปล่อย  $NO_x$  และ  $NO$  เพิ่มขึ้น แต่การปล่อย  $CO$  และ  $HC$  ลดลงรวมทั้งค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนก็ลดลงด้วย นอกจากนี้ค่าอัตราส่วนระหว่าง  $NO_2/NO_x$  ก็ลดลงเช่นกัน นอกจากนี้ได้ศึกษามลพิษ  $HC$  ที่มีต่ออัตราการปล่อยมลพิษอื่น พบว่า  $HC$  นั้นเกิดจาก 2

สาเหตุคือ การรั่วไหลจากช่องที่ฐานเตาที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิงสูง และการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ของเชื้อเพลิงเมื่ออัตราการป้อนเชื้อเพลิงต่ำ จากผลการศึกษาพบว่า HC ที่รั่วไหลจากช่องฐานเตาที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิงสูงนั้น จะทำให้อัตราการปล่อย CO เพิ่มขึ้น เนื่องจากมีการเผาไหม้ HC บางส่วนในไอเสียร้อนกับ Dilution air และยังไปเพิ่มสัดส่วนของ NO ที่ถูกออกซิไดส์ไปเป็น  $NO_2$  อีกเล็กน้อย แต่พบว่าไม่มีผลต่อปริมาณ  $NO_x$  โดยรวม

S.C. Bhattacharya., A.H. Md. M. R. Siddique, M. Augustus Leon, H-L. Pham and C.P. Mahandari. [10] โดยนำเสนอการศึกษาเชิงทดลองโดยการออกแบบเตา 3 แบบ โดยใช้เชื้อเพลิงชีวมวลที่สามารถหาได้ตามชนบทมาเป็นเชื้อเพลิง 2 ชนิด คือ ชีวแก๊สและแกลบอัดแท่ง แล้วทำการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนรวมของระบบ โดยใช้วิธีการทดสอบแบบต้มเดือด (Water Boiling Test, WBT) ทดสอบความทนทาน และสังเกตควันที่เกิดขึ้นเมื่อใช้เตาเดียวกันแต่ใช้เชื้อเพลิงต่างชนิดกัน



แบบที่ 1.



แบบที่ 2.



แบบที่ 3.

รูปที่ 2.7 ลักษณะหัวเตาทั้ง 3 แบบที่ใช้ในการทดสอบ [10]

จากการทดสอบพบว่าเตาแบบที่ 1. จะใช้ได้ดีกับเชื้อเพลิงที่เป็นชีวมวลอัดแท่ง มีประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 15.76% เตาแบบที่ 2. เมื่อใช้แกลบอัดแท่งจะมีประสิทธิภาพสูงกว่าชีวมวล ซึ่งมีประสิทธิภาพเท่ากับ 15.47% และ 15.38% ตามลำดับ แต่เตาทั้ง 2 แบบ จะมีเถ้าที่เหลือจากการเผาไหม้ค่อนข้างมาก ในขณะที่เตาแบบที่ 3. พบว่าทั้งชีวมวลและแกลบอัดแท่งจะให้ประสิทธิภาพสูงถึง 21.64% และ 27.27% ตามลำดับ ซึ่งสามารถต้มน้ำให้เดือดได้ภายในเวลา 13-16 นาที จากการสังเกตพบว่าสามารถเผาไหม้ได้คงที่และแรงทำให้เปลวไฟสูงถึง 30 เซนติเมตร และเขม่าควันที่เกิดขึ้นน้อยกว่าเตา 2 แบบแรก

R. Donde<sup>\*</sup>, G. Brunello<sup>\*</sup>, L. Araneo<sup>o</sup> and A. Coghe<sup>o</sup> [21] ศึกษาอิทธิพลจากอุณหภูมิของเชื้อเพลิงที่มีผลต่อคุณสมบัติของการผสมจากการสเปรย์ของ GDI (Gasoline Direct Injections.) โดยเริ่มจากการทดลองที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมภายในห้องเผาไหม้ทรงกระบอกที่มีปริมาตรคงที่ และความดันที่ใช้ในการฉีดอยู่ที่  $7 \text{ MPa}$  อากาศที่อยู่ในกระบอกสูบเป็นสถานะอากาศนิ่งก่อนทำการฉีด ช่วงระยะเวลาในการฉีด 3 milliseconds และมีการอุ่นน้ำมันที่รอบๆหัวฉีดเพื่อรักษาอุณหภูมิให้คงที่ตลอดการฉีด จากการทดลองพบว่าเมื่อทำการฉีดเชื้อเพลิงที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมเชื้อเพลิงจะถูกสเปรย์ออกเป็นทรงกรวยที่มีระยะประมาณ 20-30 มิลลิเมตรจากหัวฉีด โดยทำมุม 65 องศา แต่ที่ระยะเท่ากับ 10 มิลลิเมตรจากหัวฉีดการสเปรย์จะทำมุม 40 องศา และเมื่อระยะเพิ่มขึ้นรัศมีของการสเปรย์ก็จะขยายออกและสลายตัวไปในที่สุด โดยจะแตกตัวเป็นละอองเชื้อเพลิงขนาดเล็กๆที่บริเวณศูนย์กลางการสเปรย์ แต่เมื่อทำการฉีดเชื้อเพลิงที่มีอุณหภูมิสูงถึง  $120^{\circ}\text{C}$  จะมีพฤติกรรมที่คล้ายๆกัน แต่ตำแหน่งต่างๆของการสเปรย์ที่วัดได้จะแตกต่างกัน พบว่าจากหัวฉีดถึงปลายของการสเปรย์ทำมุม  $70^{\circ}\text{C}$  ซึ่งจะกว้างกว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ทั้งนี้เนื่องจากการแตกตัวที่เกิดจากการสเปรย์เชื้อเพลิงมีผลเนื่องมาจากการเดือดของละอองเชื้อเพลิงอย่างรวดเร็ว โดยที่รูปทรงกรวยที่เกิดจากการสเปรย์ของเชื้อเพลิงจะสลายตัวและสูญเสียรูปร่างภายในระยะ 5-10 มิลลิเมตรจากหัวฉีด และที่ระยะ 10 มิลลิเมตร การสเปรย์จะทำมุม  $30^{\circ}\text{C}$  เท่านั้น จากพฤติกรรมที่สัมพันธ์กันของการชักนำอากาศ เริ่มจากมุมสเปรย์ที่กว้างขึ้น การระเหยกลายเป็นไอดีขึ้น จึงมีผลทำให้ประสิทธิภาพการผสมเป็นเนื้อเดียว(ไอน้ำมันกับอากาศ)ดีกว่าการผสมไม่เป็นเนื้อเดียวกัน (ละอองน้ำมันกับอากาศ) ซึ่งทำให้สามารถแตกตัวและสลายตัวของการสเปรย์ที่ดีกว่าและเร็วกว่า ซึ่งพบว่าที่อุณหภูมิสูงจะมีปริมาณอากาศที่วิ่งเข้าไปในการสเปรย์มากกว่าเชื้อเพลิงที่มีอุณหภูมิต่ำ แต่ส่วนผสมส่วนใหญ่อยู่ในย่านของส่วนผสมหนา แต่ทว่าเชื้อเพลิงที่ระเหยไปเป็นไอแล้วจะสลายตัวและมีความเร็วในการหมุนวนที่เร็ว ซึ่งจะเป็นตัวกระตุ้นทำให้ได้การผสมที่เป็นเนื้อเดียวกันได้ดีกว่าเชื้อเพลิงที่มีอุณหภูมิต่ำ

## 2.3 มาตรฐานการทดสอบ

### 2.3.1 มาตรฐานการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อน

การทดสอบเพื่อหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแบบต่างๆ มีด้วยกันหลายวิธี แต่มาตรฐานการทดสอบที่นิยมนำมาใช้กับหัวเตาภายในครัวเรือนมีด้วยกัน 4 วิธี คือ

1. Transient Test การทดลองนี้เป็นวิธีการต้มน้ำจากอุณหภูมิห้องจนใกล้จุดเดือดของน้ำ ( $90^{\circ}\text{C}$ ) โดยวัดอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลง เวลาที่ใช้ในการทดลอง อัตราการไหลของเชื้อเพลิง ซึ่งวิธีการทดลองแบบนี้เป็นไปตามมาตรฐานอังกฤษ BS 2491 แต่วิธีการทดลองแบบนี้จะมุ่งเน้นไปในส่วนของผลกระทบของโลหะที่ใช้ทำเตา หรือท่อผสม และการออกแบบฐานตั้งภาชนะ

2. Water Boiling Test วิธีการนี้ทำการทดลองโดยการต้มน้ำจากอุณหภูมิห้องจนถึงจุดเดือดที่  $100^{\circ}C$  แล้วต้มน้ำต่อไปอีก 5 นาที จากนั้นก็ทำการวัดการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ เวลาที่ใช้ในการทดลอง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงเป็นต้น และเป็นการทดสอบที่สามารถทำการทดสอบได้ภายในห้องปฏิบัติการ(Laboratory Test) โดยที่สามารถทดสอบได้ทั้งสภาวะ Full heat และ Low heat ซึ่งถือได้ว่าเป็นการทดสอบที่เป็นการจำลองการใช้งานจริง โดยไม่จำเป็นต้องใช้ผู้เชี่ยวชาญในการประกอบอาหาร ภาชนะที่ใช้ในการทดสอบไม่ต้องมีฝาปิด และสามารถทดสอบสมรรถนะได้ในหลายๆ ด้าน

3. Kitchen Performance Test เป็นการทดสอบเพื่อวัดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงเท่าไรต่อคนในการประกอบอาหาร ซึ่งการประกอบอาหารขึ้นอยู่กับลักษณะของครัวเรือนที่ใช้ในการทดสอบ ประกอบกับอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบไม่มีการกำหนดมาตรฐานที่แน่นอนทั้งนี้ขึ้นอยู่กับลักษณะของท้องถิ่นนั้น

4. Controlled Cooking Test เป็นลักษณะการทดสอบแบบ Water Boiling Test กับ แบบ Kitchen Performance Test รวมเข้าด้วยกัน แต่จะต้องทำการควบคุมเงื่อนไขในการประกอบอาหาร และผู้ทำการทดสอบต้องเป็นผู้เชี่ยวชาญในการประกอบอาหาร

2.3.2 มาตรฐานการทดสอบประสิทธิภาพเผาไหม้ [11]

ตารางที่ 2.1 รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบประสิทธิภาพการเผาไหม้

รายละเอียด	BS 2491	BS 5386	DIN EN 203-1 DIN EN 203-2	JIS S 2103 JIS S 2093	AG 101
1. วัสดุที่ใช้ทำภาชนะ	Stainless Steel or Copper	Aluminium	Aluminium	Aluminium	Aluminium
2. ขนาดของภาชนะ (cm)					
- Internal Diameter	19.05	12-34	22-50	14-30	
- สูง	12.7	9-20	14-28	6.4-13.7	
- น้ำหนักภาชนะ (kg)	1.2485 (รวมฝา, ที่กวน)	0.278-2.202 (รวมฝา)	0.829-6.26 (รวมฝา)	0.13-0.72 (ไม่รวมฝา, ที่กวน)	
3. วัสดุที่ใช้ทำ Hood	Stainless Steel	Steel Sheet	Steel Sheet	ไม่มี Hood	Stainless Steel
4. ขนาด Diameter ของ Hood (cm)	50.8	25.8	48,68	-	
5. ขนาด Diameter ของ Steam vent (cm)	1.5	2.2	2.2	-	

ตารางที่ 2.2 วิธีการทดสอบการเผาไหม้

BS 2491	BS 5386	DIN EN 203-1, DIN EN 203-2	JIS S 2103 JIS S 2093	AG 101
<p>1. ตั้งภาชนะที่ใส่น้ำบนเตา</p> <p>2. ครอบภาชนะด้วย Hood</p> <p>3. หลังจากนั้น 20 นาที เก็บตัวอย่างเพื่อวิเคราะห์ <math>CO</math> และ <math>CO_2</math></p>	<p>1. ตั้งภาชนะใส่น้ำ 3.7 kg ที่กึ่งกลางเตา</p> <p>2. ครอบภาชนะด้วย Hood</p> <p>3. เก็บตัวอย่างแก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้เมื่อน้ำเดือด เพื่อวิเคราะห์ <math>CO, CO_2</math></p> <p>4. อุปกรณ์จะติดตั้งแผ่นกันส่วนบนไว้ด้วยความเข้มข้น <math>CO_2 &lt; 2\%</math></p>	<p>1. ตั้งภาชนะใส่น้ำที่กึ่งกลางเตา</p> <p>2. ครอบภาชนะด้วย Hood</p> <p>3. เก็บตัวอย่างแก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้หลังเปิดเตา 15 นาที เพื่อวิเคราะห์ <math>CO, CO_2</math> และ <math>O_2</math></p> <p>4. อุปกรณ์จะติดตั้งแผ่นกันที่ส่วนบนไว้ด้วยความเข้มข้น <math>CO_2 &lt; 2\%</math></p>	<p>1. ตั้งภาชนะที่ใส่น้ำบนเตาแล้วเปิดเตา</p> <p>2. หลังเปิดเตา 15 นาที เก็บตัวอย่างแก๊สเพื่อวิเคราะห์ <math>CO, CO_2</math>, และ <math>O_2</math></p>	<p>1. เปิดเตาทิ้งไว้อย่างน้อย 4-5 ชั่วโมง บันทึกค่า <math>CO, CO_2, NO_2, NO</math> และ <math>NO_x</math> ในอากาศไว้ก่อนการทดสอบ</p> <p>2. เริ่มทดสอบโดยตั้งภาชนะบนเตา ครอบภาชนะด้วย Hood</p> <p>3. หลังจากนั้น 15 นาที บันทึกค่าความเข้มข้นของ <math>CO, CO_2, NO_2, NO</math> และ <math>NO_x</math></p> <p>4. ขณะทดสอบบันทึกค่า</p>

ตารางที่ 2.2 (ต่อ)

BS 2491	BS 5386	DIN EN 203-1, DIN EN 203-2	JIS S 2103 JIS S 2093	AG 101
<p>HC ในอากาศต่อ          เนื่องจากเกิน 5 ppm          ให้หยุดทดสอบ          5. ถ้าอุณหภูมิของ Probe          ที่ใช้วิเคราะห์ตัว          อย่างเกิน 200          °C ให้หยุดอ่านค่า</p>				

## 2.4 การคัดเลือกมาตรฐานการทดสอบ

### 2.4.1 การคัดเลือกมาตรฐานการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อน

จากการศึกษาพบว่ามาตรฐานที่ต้องนำมาใช้ในการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนจำเป็นจะต้องเป็นวิธีการทดสอบที่ใกล้เคียงกับการใช้งานจริงมากที่สุด ในขณะที่เดียวกันก็จะต้องมีความน่าเชื่อถือ และเป็นที่ยอมรับ ดังนั้นในส่วนของงานวิจัยนี้จึงเลือกวิธีการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนแบบ Water Boiling Test มาใช้ในการทดสอบเนื่องจากว่าคุณสมบัติทางกายภาพของน้ำคงที่ และสามารถสังเกตการเปลี่ยนแปลงได้ชัดเจน และยังมีผลกระทบน้อยมากเมื่อนำไปเปรียบเทียบกับการประกอบอาหารจริงที่แตกต่างกันในแต่ละท้องถิ่น

### 2.4.2 การคัดเลือกมาตรฐานการทดสอบประสิทธิภาพการเผาไหม้

จากการศึกษามาตรฐานดังกล่าวพบว่า

1. วัสดุที่ใช้ทำภาชนะทดสอบมี 2 ชนิด คือ Stainless steel และ Aluminium เนื่องจาก Aluminium นำความร้อนได้ดีกว่า Stainless steel และมีน้ำหนักเบากว่า ดังนั้นค่าความร้อนที่น้ำได้รับจากเชื้อเพลิงจะให้ค่าที่มีความถูกต้องมากกว่า(ลดการสูญเสียความร้อนให้กับภาชนะ)
2. วิธีการเก็บตัวอย่างแก๊สเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ เพื่อทดสอบประสิทธิภาพการเผาไหม้สำหรับ BS 2491, BS5386 , DIN EN 203-1 และ AG101 ต้องใช้ Hood ครอบภาชนะที่ใช้ในการทดสอบแล้วเก็บตัวอย่างแก๊สเสียจากด้านบนของ Hood แต่ JIS S 2093 นั้นเก็บตัวอย่างแก๊สเสียที่รอบๆ ภาชนะที่ใช้ในการทดสอบโดยไม่ต้องใช้ Hood ครอบ ซึ่งวิธีนี้แก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้อาจถูกอากาศรอบๆ เจือจาง จะทำให้ค่าที่วัดผิดพลาด สำหรับการเก็บตัวอย่างแก๊สที่ต้องใช้ Hood ครอบ ลักษณะของ Hood ขนาดของ Hood และตำแหน่งการเก็บตัวอย่างแก๊สของ BS 2491 และ AG101 จะต่างจาก BS5386 และ DIN EN 203-1 ซึ่งตัวอย่างแก๊สที่เก็บจาก Hood ตาม BS5386 และ DIN EN 203-1 น่าจะเป็นตัวแทนของแก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้ได้ดีกว่าแก๊สตัวอย่างที่เก็บจาก Hood ตาม BS 2491 และ AG101 ทั้งนี้เนื่องจาก BS5386 และ DIN EN 203-1 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Hood ที่เล็ก รวมทั้งมีการเปลี่ยนแปลงขนาดดังกล่าวให้เหมาะสมกับขนาดของภาชนะที่เปลี่ยนแปลงไป เพื่อลดอากาศที่เข้ามาเจือจาง ทำให้ความเข้มข้นของไอเสียที่อ่านได้มีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น แต่อย่างไรก็ดี การมี Hood ครอบอาจทำให้การ Entrain ของ Secondary air เพื่อใช้ในการเผาไหม้เหนือเตาผิดพลาดจากสภาพความเป็นจริง

3. สำหรับ AG 101 การวิเคราะห์แก๊สเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ ได้แก่  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $NO_2$ ,  $NO$  และ  $NO_x$  นั้น ในการทดสอบจะบันทึกค่ามลพิษดังกล่าวในอากาศไว้ก่อน แล้วนำมาลบออกจากปริมาณมลพิษที่บันทึกได้จากการทดสอบ เพื่อให้ค่าที่ได้ใกล้เคียงกับค่ามลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงมากที่สุด

ในการคัดเลือกมาตรฐานเพื่อใช้ในการทดสอบถือว่าเป็นปัจจัยที่มีความสำคัญต่อประสิทธิภาพการทำงานของหัวเผา จึงจำเป็นต้องเลือกมาตรฐานที่ให้ค่าถูกต้อง เป็นมาตรฐานที่น่าเชื่อถือ และเป็นที่ยอมรับของคนส่วนใหญ่และทันสมัยมากที่สุด จากมาตรฐานที่กล่าวมาข้างต้น DIN EN 203-1 และ DIN EN 203-2 จึงเป็นมาตรฐานที่เหมาะสมที่จะใช้ในงานวิจัยนี้

## บทที่ 3

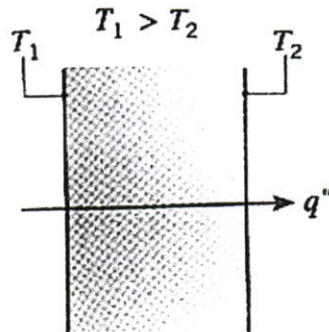
# หลักการและทฤษฎี

### 3.1 การถ่ายเทความร้อน [19]

การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นเมื่อมีความแตกต่างกันของอุณหภูมิภายในตัวกลางเดียวกันหรืออุณหภูมิต่างกันระหว่างตัวกลางคนละชนิด ลักษณะการถ่ายเทความร้อนมี 3 ลักษณะ คือ การนำความร้อน (Conduction) การพาความร้อน (Convection) และการแผ่รังสีความร้อน (Radiation)

#### 3.1.1 การนำความร้อน (Conduction)

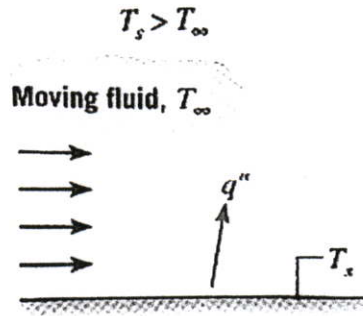
การนำความร้อนคือ การที่ความร้อนเคลื่อนที่จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำภายในตัวกลางเดียวกัน หรือตัวกลางต่างชนิดที่สัมผัสกัน โดยความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลของสาร โดยที่โมเลกุลของสารไม่เคลื่อนที่ การถ่ายเทความร้อนแบบนี้จะเกิดขึ้นได้ดีมากในตัวกลางที่เป็นของแข็ง



รูปที่ 3.1 กลไกการนำความร้อน

#### 3.1.2 การพาความร้อน (Convection)

การพาความร้อนคือ การที่ความร้อนเคลื่อนที่ระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยของไหลจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้ หรือพาความร้อนจากผิวของแข็ง กลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพานั้น เกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของของไหล การพาความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ชนิดคือ การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection) และการพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural or Free Convection)



รูปที่ 3.2 กลไกการพาความร้อน

### 3.1.2.1 การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection)

คือการเคลื่อนที่ของผิวความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยที่ของไหลถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของของแข็งโดยกลไกภายนอก เช่น พัดลม เครื่องสูบน้ำ

### 3.1.2.2 การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural or Free Convection)

คือการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยที่ไม่มีกลไกใดๆ ที่ทำให้ของไหลเคลื่อนที่แต่ของไหลที่อยู่ใกล้กับผิวของของแข็งก็อาจเคลื่อนที่ได้โดยแรงลอยตัวของของไหลเอง แรงลอยตัวนี้เกิดจากความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหล เมื่อเกิดความแตกต่างของอุณหภูมิในชั้นของของไหลขึ้น

ส่วนของการพาความร้อนนั้นมี 2 ลักษณะตามที่ได้กล่าวไว้ข้างต้น แต่สามารถที่จะตรวจสอบได้ว่าเป็นการพาความร้อนในลักษณะใด ซึ่งสามารถตรวจสอบให้อยู่ในรูปไร้มิติของสมการควบคุมว่า ขนาดสัมพัทธ์ของพารามิเตอร์ไร้มิติ  $Gr/Re^2$  ควบคุมความสัมพันธ์ที่เกี่ยวข้องกันของการพาแบบบังคับกับการพาแบบอิสระ โดยที่กลุ่มไร้มิตินี้คือ

$$Gr/Re^2 = g\beta(T_g - T_s)D/u_0^2 \quad (3.1)$$

- เมื่อ  $g$  คือ แรงโน้มถ่วงบนผิวโลก,  $m/s^2$   
 $\beta$  คือ สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตร,  $K^{-1}$   
 $T_g$  คือ อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ไหลผ่านท่อ Vaporizer,  $K$   
 $T_s$  คือ อุณหภูมิของผิวท่อ Vaporizer,  $K$   
 $D$  คือ ขนาดของท่อที่ก๊าซร้อนไหลผ่าน,  $m$   
 $u_0^2$  คือ ความเร็วของก๊าซร้อนที่ไหลผ่านท่อ Vaporizer,  $m/s$

ซึ่งพารามิเตอร์นี้สามารถใช้เป็นเงื่อนไขในการพิจารณาได้ดังนี้

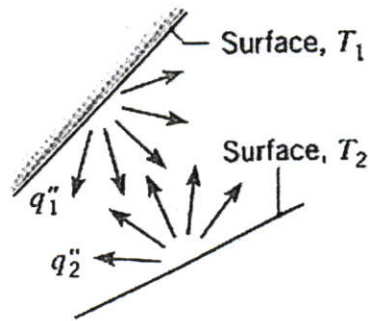
$Gr/Re^2 \gg 1$  เป็นการพาความร้อนแบบอิสระเท่านั้น

$Gr/Re^2 = 1$  เป็นการพาความร้อนแบบอิสระและแบบบังคับ

$Gr/Re^2 \ll 1$  เป็นการพาความร้อนแบบบังคับเท่านั้น

### 3.1.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation)

การถ่ายเทความร้อนแบบนี้ไม่ต้องอาศัยตัวกลางในการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากพลังงานที่ถ่ายเทจะอยู่ในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า โดยเคลื่อนที่จากวัตถุที่มีอุณหภูมิสูงไปยังวัตถุที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า

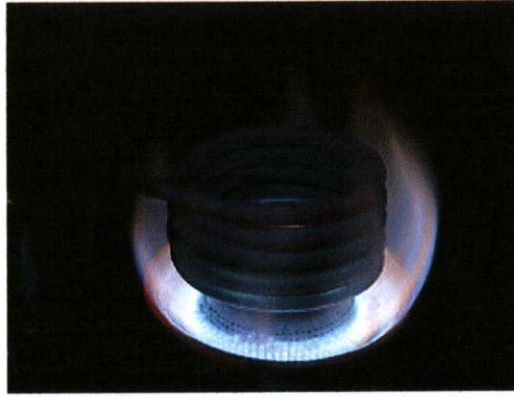


รูปที่ 3.3 กลไกการแผ่รังสีความร้อน

ส่วนงานวิจัยนี้จะทำการพิจารณาเป็นลักษณะของการแผ่รังสีของก๊าซร้อนที่มีลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนของวัตถุสีเทาเท่านั้น

### 3.2 การถ่ายเทความร้อนระหว่างชุดอุ่นเชื้อเพลิงไปยังชุด Vaporizer

การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นนั้น เกิดจากการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างเปลวไฟของแก๊สแอลพีจีกับท่อ Vaporizer โดยอาศัยหลักการพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อนผ่านตัวกลางที่เป็นอากาศ ซึ่งชุด Vaporizer จะติดตั้งไว้ที่ส่วนบนของหัวเผาใกล้กับบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ จึงทำให้ได้รับความร้อนอย่างเต็มที่ เกิดการสูญเสียความร้อนระหว่างการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อย



รูปที่ 3. 4 การอุ่นเชื้อเพลิงที่อยู่ภายในชุด Vaporizer

### 3.2.1 การถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อนที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

การไหลของอากาศร้อนไปยังท่อ Vaporizer มีอิทธิพลจากความเร็วของเชื้อเพลิงที่พุ่งออกมาเผาไหม้ เพราะชุดท่อ Vaporizer อยู่ใกล้กับบริเวณที่เชื้อเพลิงไหลออกมาเผาไหม้ ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนส่วนหนึ่งมาจากการพาความร้อนแบบบังคับ (Force Convection) ที่ไหลผ่านทรงกระบอกในแนวขวาง อันเนื่องมาจากอิทธิพลของความเร็วของของผสมที่พุ่งออกมาเผาไหม้ ซึ่งสามารถตรวจสอบได้จากอัตราส่วนของแรงลอยตัวต่อแรงจากความเฉื่อย และสมการการพาความร้อนแบบบังคับที่ใช้ในการคำนวณมีดังนี้

$$q''_{conv} = \bar{h} \times (T_{\infty} - T_s) \quad (3.2)$$

เมื่อ  $q''_{conv}$  คือ ฟลักซ์ ความร้อนที่ได้จากการพาความร้อนแบบบังคับ,  $W/m^2$   
 $\bar{h}$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย,  $W/m^2 \cdot K$

โดยที่

$$\bar{h} = \left( \frac{k}{D} \right) \times \overline{Nu}_D \quad (3.3)$$

$$\overline{Nu}_D = C \times Re_D^m \times Pr^{1/3} \quad (3.4)$$

เมื่อ  $\bar{h}$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย  $W/m^2 \cdot K$

$k$	คือ ค่าสภาพการนำความร้อน $W/m \cdot K$
$D$	คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อทองแดงที่อากาศร้อนไหลผ่าน, $m$ .
$Nu_D$	คือ นัสเซิลนัมเบอร์เฉลี่ย (สำหรับทรงระบอบกลม)
$C$	คือ ค่าคงที่ที่ขึ้นอยู่กับช่วงของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์(Reynold Number)
$m$	คือ ค่าคงที่ที่ขึ้นอยู่กับช่วงของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์(Reynold Number)
$Re_D$	คือ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่คำนวณอ้างอิงจากเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อทองแดง
$Pr$	คือ เลขแพรนทิล(Prandtl number)

เนื่องจากพิจารณาว่าการไหลของก๊าซร้อนไหลผ่านท่อ Vaporizer เป็นลักษณะของการไหลทวนผ่านหน้าตัดทรงระบอบกลมแบบทวนเต็มท่อและเป็นการไหลภายนอก ดังนั้นเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์จึงเป็นความสัมพันธ์ของอัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืดสามารถหาได้จากสมการดังนี้

$$Re_D = \frac{\rho \cdot u_0 \cdot D_{tube}}{\mu} = \frac{u_0 \cdot D_{tube}}{\nu} \quad (3.5)$$

เมื่อ	$\rho$	คือ ความหนาแน่นของอากาศที่อุณหภูมิ $300^\circ C$ , $kg/m^3$
	$D_{tube}$	คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อทองแดง, $m$ .
	$\mu$	คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของอากาศที่อุณหภูมิ $300^\circ C$ , $kg/m \cdot sec$
	$\nu$	คือ ค่าความหนืดจลน์ของอากาศที่อุณหภูมิ $300^\circ C$ , $m^2/sec$

สำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อนของน้ำมันปาล์มที่ไหลภายในท่อ Vaporizer สามารถหาได้จากสมการ

$$q_{oil} = \dot{m} \times c_p \times (T_{out} - T_{in}) \quad (3.6)$$

เมื่อ	$q_{oil}$	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำมัน, $W$
	$\dot{m}$	คือ อัตราการไหลของน้ำมันในท่อ Vaporizer, $g/s$
	$c_p$	คือ ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของน้ำมันปาล์มที่อุณหภูมิ $300^\circ C$ , $J/g \times ^\circ C$

$T_{out}$  คือ อุณหภูมิที่ทางออกของท่อ ท่อ Vaporizer, °C

$T_{in}$  คือ อุณหภูมิที่ทางเข้าท่อ Vaporizer, °C

### 3.2.2 การถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีความร้อนที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

สำหรับการแผ่รังสีของก๊าซร้อน พิจารณาให้เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนของวัตถุสีเทา ซึ่งจะเป็นการวิเคราะห์คุณสมบัติที่มีการแพร่กระจายด้วยอุณหภูมิสม่ำเสมอ และนั่นคือ คุณสมบัติของสิ่งที่ถูกปล่อยออกมา จะสะท้อนกลับอย่างต่อเนื่องและคงที่ตลอดผิวทั้งหมด

$$q''_{radia} = \frac{q_s}{A_s} = J - G \quad (3.7)$$

เมื่อ  $J$  คือ ผลรวมทั้งหมดของการแผ่รังสีออกจากผิว

$G$  คือ ผลรวมทั้งหมดของการแผ่รังสีตกกระทบผิว

$$J = \epsilon_s E_{b,s} + \rho_s G \quad (3.8)$$

เมื่อ  $\epsilon_s$  คือ ค่าความสามารถของการปล่อยออกของผิวท่อทองแดง(Emissivity)

$\rho_s$  คือ ค่าความสามารถของการสะท้อนของผิวท่อทองแดง(Reflection)

$G$  คือ ผลรวมทั้งหมดของการแผ่รังสีที่ตกกระทบผิวท่อทองแดง ที่เกิดจากการแผ่รังสีของก๊าซร้อนที่ประกอบด้วย  $CO_2$  และ  $H_2O$

โดยกำหนดเงื่อนไขในการคำนวณดังนี้(ภาคผนวก ก.)

1. หัวเผาถูกล้อมรอบด้วยผนังทรงกระบอก ที่เป็นตัวกันความร้อนสูญเสีย โดยมีเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับความยาวของทรงกระบอก
2. กำหนดให้ท่อทองแดงเสมือนอยู่ในบริเวณปิดภายในทรงกระบอก เมื่อมีการวางภาชนะด้านบน
3. ค่าอุณหภูมิต่างๆ ได้จากการวัดจากการเผาไหม้ของหัวเผาเดียวกัน แต่ใช้เชื้อเพลิง LPG แทน
4. กำหนดให้ผนังทรงกระบอกกันความร้อนมีสีเทา(เนื่องจากเขม่าของการเผาไหม้เชื้อเพลิง)
5. กำหนดให้สภาวะภายในห้องปิดมีค่าความดันเท่ากับ 1 atm

ดังนั้น

$$q_{\text{radia}}^{\prime\prime} = \varepsilon_s \sigma \left[ T_s^4 - (\varepsilon_g @ T_g \times T_g^4) + (\alpha_g @ T_w \times T_w^4) \right] \quad (3.9)$$

- เมื่อ  $\sigma$  คือ ค่าคงที่ของ Stefan-Boltzman เท่ากับ  $5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \times \text{K}^{-4}$   
 $\varepsilon_s$  คือ ค่าความสามารถของการปล่อยออกของผิวท่อทองแดง  
 $T_g$  คือ อุณหภูมิของก๊าซร้อนที่บริเวณใกล้กับหัวเตา, K  
 $\alpha_s$  คือ ค่าความสามารถของการดูดกลืนของผิวท่อทองแดง  
 $\varepsilon_g$  คือ ค่าความสามารถของการปล่อยออกของก๊าซผสม  
 $T_w$  คือ อุณหภูมิผนังห้องเผาไหม้, K

### 3.3 ความสัมพันธ์ในการรับความร้อนระหว่างเวลากับขนาดและความยาวของท่อ

#### Vaporizer

เนื่องจากงานวิจัยนี้ได้นำเอาน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานแล้วนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงจึงจำเป็นต้องทำให้น้ำมันกลายเป็นไอเพื่อให้สามารถติดไฟได้ เนื่องจากน้ำมันปาล์มมีอุณหภูมิต่ำ ไฟสูง ดังนั้นต้องอาศัยความร้อนจากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีในการทำให้น้ำมันกลายเป็นไอในช่วงแรกของการทำงาน นั้นขอมแสดงว่าขนาดและความยาวของท่อ Vaporizer จึงมีผลต่อพื้นที่และระยะเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งสามารถหาได้จากความสัมพันธ์ดังนี้

กำหนดให้

1. อัตราการไหลของของเหลวของท่อขนาดใหญ่และท่อขนาดเล็ก มีอัตราการไหลเชิงปริมาตรเท่ากัน
2. กำหนดให้พื้นผิวภายนอกที่ในการรับความร้อนเท่ากัน
3. อัตราการถ่ายเทความร้อนสู่พื้นผิวภายนอกคงที่ตลอดความยาวท่อ

จะได้ว่า

$$\dot{V}_b = \dot{V}_t$$

- เมื่อ  $b$  คือ ท่อทองแดงขนาดใหญ่  
 $t$  คือ ท่อทองแดงขนาดเล็ก

$$\frac{\pi}{4} D_b^2 V_b = \frac{\pi}{4} D_t^2 V_t$$

$$\frac{V_t}{V_b} = \frac{D_b^2}{D_t^2} \quad (3.10)$$

และ

$$A_{s,b} = A_{s,t}$$

$$\pi D_b L_b = \pi D_t L_t$$

$$\frac{D_b}{D_t} = \frac{L_t}{L_b} \quad (3.11)$$

จากสมการหาระยะขจัด  $S = V \cdot t$  เพราะฉะนั้น

$$L_b = V_b \cdot t_b \quad (3.12)$$

$$L_t = V_t \cdot t_t \quad (3.13)$$

นำสมการ (3.12) หารด้วยสมการ (3.13) จะได้

$$\frac{t_b}{t_t} = \frac{L_b}{L_t} \cdot \frac{V_t}{V_b} = \frac{L_b}{L_t} \cdot \frac{D_b^2}{D_t^2} \quad (3.14)$$

แทนสมการ (3.11) ลงในสมการ (3.14) จะได้

$$\frac{t_b}{t_t} = \frac{D_t}{D_b} \cdot \frac{D_b^2}{D_t^2} = \frac{D_b}{D_t}$$

จะได้ Resident time คือ

$$\frac{t_b}{t_t} = \frac{D_b}{D_t} \quad (3.15)$$

ดังนั้นสามารถกล่าวได้ว่าของเหลวที่อยู่ในท่อขนาดใหญ่จะมีเวลาในการรับความร้อนที่นานกว่าของเหลวที่อยู่ในท่อขนาดเล็กที่ความยาวเท่ากัน กล่าวคือ

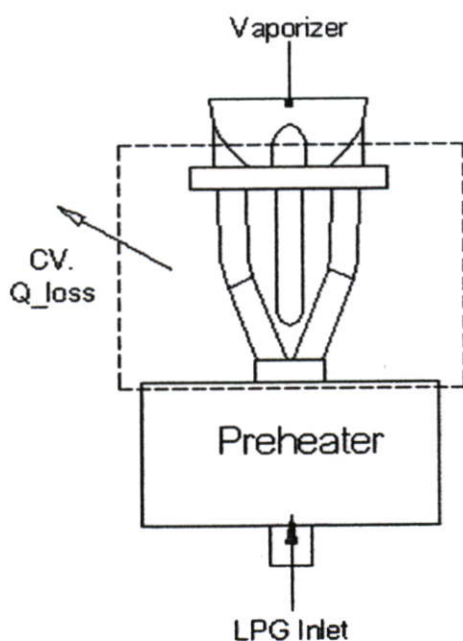
$$Q_b = q'' \cdot A_{s,b} \cdot t_b$$

$$Q_t = q'' \cdot A_{s,t} \cdot t_t$$

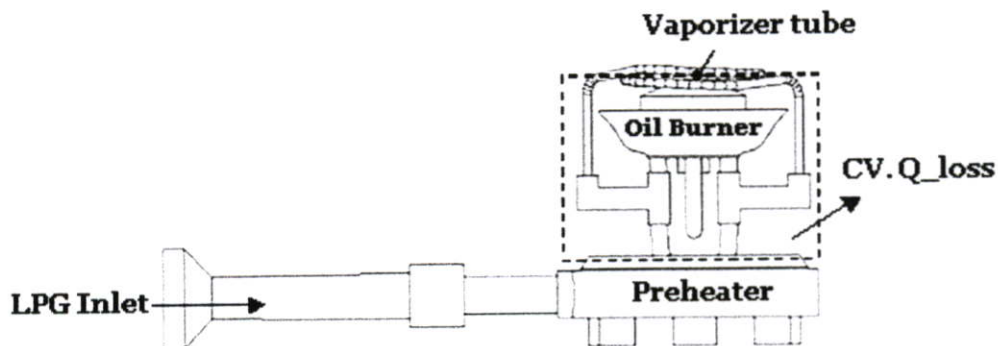
โดย  $Q_b > Q_t$  เพราะ Resident time ของ  $t_b > t_t$

- เมื่อ  $A_{s,b}$  คือ พื้นที่ผิวภายนอกของท่อขนาดใหญ่,  $m^2$   
 $A_{s,t}$  คือ พื้นที่ผิวภายนอกของท่อขนาดเล็ก,  $m^2$   
 $D_b$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อขนาดใหญ่,  $m$   
 $D_t$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อขนาดเล็ก,  $m$   
 $L_b$  คือ ความยาวของท่อขนาดใหญ่,  $m$   
 $L_t$  คือ ความยาวของท่อขนาดเล็ก,  $m$   
 $\dot{V}_b$  คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของท่อขนาดใหญ่,  $m^3/sec$   
 $\dot{V}_t$  คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของท่อขนาดเล็ก,  $m^3/sec$   
 $V_b$  คือ ความเร็วของของเหลวในท่อ Vaporizer ขนาดใหญ่,  $m/sec$   
 $V_t$  คือ ความเร็วของของเหลวในท่อ Vaporizer ขนาดเล็ก,  $m/sec$   
 $t_b$  คือ เวลาที่ของเหลวอยู่ในท่อขนาดใหญ่,  $sec$   
 $t_t$  คือ เวลาที่ของเหลวอยู่ในท่อขนาดเล็ก,  $sec$   
 $Q_b$  คือ ความร้อนที่ของเหลวได้รับเมื่ออยู่ในท่อขนาดใหญ่,  $J$   
 $Q_t$  คือ ความร้อนที่ของเหลวได้รับเมื่ออยู่ในท่อขนาดเล็ก,  $J$

### 3.4 การสูญเสียความร้อนที่เกิดขึ้นในระหว่างการอุ่นเชื้อเพลิง



ก. หัวเผาน้ำมันปาล์มระยะที่ 1[2]



ข. หัวเผาน้ำมันปาล์มระยะที่ 2[3]

### รูปที่ 3.5 พื้นที่การสูญเสียความร้อนที่เกิดขึ้นในระหว่างการอุ่นเชื้อเพลิง

จากปริมาตรควบคุมในรูปที่ 3.5(Control Volume, CV.) จะเห็นได้ ว่าชุดอุ่นหัวเผาจากงานวิจัยในอดีต[2][3] มีพื้นที่การสูญเสียความร้อนมากกว่าและมีระยะจากชุด Vaporizer ถึงฐานของ

เปลวไฟจากชุด Preheater ห่างกันมาก จึงต้องใช้อัตราการไหลของแก๊สแอลพีจีที่สูงซึ่งจะทำให้สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและสูญเสียความร้อนให้กับอากาศรอบๆมาก

### 3.5 ทฤษฎีการเผาไหม้

#### 3.5.1 ปฏิกิริยาการเผาไหม้[2]

การเผาไหม้เป็นปฏิกิริยาทางเคมีระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ โดยที่พลังงานเคมีที่สะสมอยู่ในโมเลกุลของเชื้อเพลิงถูกปลดปล่อยออกมาในรูปของพลังงานความร้อน ซึ่งปฏิกิริยาจะเกิดขึ้นอย่างรวดเร็ว เชื้อเพลิงส่วนมากจะเป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอน ส่วนตัวออกซิไดซ์คืออากาศ

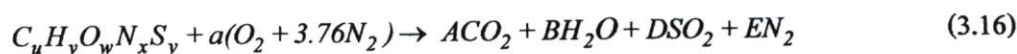
ปฏิกิริยาการเผาไหม้แบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ

1. Exothermic Reaction คือ ปฏิกิริยาที่ขณะเกิดปฏิกิริยาเคมีจะมีการคายความร้อนออกสู่สภาวะแวดล้อม
2. Endothermic Reaction คือ ปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่มีการดูดกลืนความร้อนเข้าสู่ระบบทำให้สภาวะแวดล้อมรอบข้างเย็น

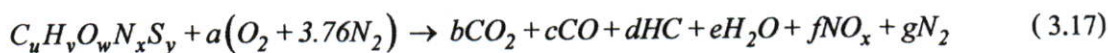
#### 3.5.2 ผลกระทบที่เกิดจากการเผาไหม้[11]

ส่วนประกอบของผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการเผาไหม้ หรือไอเสีย หาได้จากการวิเคราะห์แก๊สไอเสีย ซึ่งในการวิเคราะห์จะตั้งสมมุติฐานว่า ในอากาศแห้ง 1 โมล ประกอบด้วย  $N_2$  79% และ  $O_2$  21% นั่นคือ ใน 1 โมลของ  $O_2$  ที่เข้าทำปฏิกิริยาจะมี  $N_2$  3.76 โมล ที่เข้าสู่ปฏิกิริยาคือ หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งคือ ถ้าเราต้องการออกซิเจนเข้าทำปฏิกิริยา 1 โมลจะต้องใช้อากาศ 4.36 โมล ซึ่งในปฏิกิริยาการเผาไหม้  $N_2$  จะสมมุติให้ไม่ทำปฏิกิริยา เนื่องจาก  $N_2$  เป็นสารเฉื่อย[14]

สำหรับแก๊สเชื้อเพลิงที่ใช้ เป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอน ซึ่งมีคาร์บอนและไฮโดรเจนเป็นองค์ประกอบหลัก การเผาไหม้สมบูรณ์สามารถแสดงได้ด้วย



ในทางปฏิบัติปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นจะไม่สมบูรณ์ ดังนั้นสารผลิตภัณฑ์ที่เกิดขึ้นนอกเหนือจากสารผลิตภัณฑ์ข้างต้นคือ CO และไฮโดรคาร์บอนบางส่วนที่เผาไหม้ไม่หมด นอกจากนี้ผลจากปฏิกิริยาการเผาไหม้ ทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นประกอบกับมีปริมาณ excess air มากพอ  $N_2$  จะทำปฏิกิริยากับ  $O_2$  เกิดเป็น  $NO_x$  ขึ้นได้ การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์แสดงด้วยสมการ



การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่ดีต้องอาศัยปัจจัยสำคัญ 3 ประการ[8][14] คือ

1. เวลาในการเผาไหม้ต้องนานเพียงพอ เพื่อให้เชื้อเพลิงเผาไหม้ได้หมดโดยไม่ถูกอากาศส่วนเกินพาออกไปก่อนถูกเผาไหม้
2. อุณหภูมิต้องสูงพอที่จะทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่อง
3. การผสมผสานระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงควรอยู่ในลักษณะของการผสมอย่างปั่นป่วนเพื่อให้เกิดการคลุกเคล้ากันอย่างดี

### 3.5.3 ค่าความร้อน [14]

สำหรับเชื้อเพลิงธรรมชาติไม่ว่าจะเป็น ถ่านหิน, น้ำมันหรือผลิตภัณฑ์จากชีวมวล ล้วนแต่เป็นสารประกอบโมเลกุลซับซ้อน จึงไม่สามารถคำนวณจากความร้อนของปฏิกิริยาได้ จึงจำเป็นต้องทำการทดลองโดยใช้เครื่องมือเฉพาะที่เรียกว่า บอมบ์ แคลอริมิเตอร์ (Bomb calorimeter) ซึ่งใช้ได้ทั้งเชื้อเพลิงที่เป็นของแข็งและของเหลว

ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงคือ ปริมาณความร้อนที่ปลดปล่อยต่อหนึ่งหน่วยมวลของเชื้อเพลิงเมื่อเชื้อเพลิงอยู่ในสถานะเริ่มต้นที่  $25^{\circ}C$  ทำปฏิกิริยาอย่างสมบูรณ์กับออกซิเจนได้สารผลิตภัณฑ์ที่เย็นตัวลงมาที่  $25^{\circ}C$  ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงมี 2 ค่า คือ

ค่าความร้อนทางสูง(Higher heating value, HHV) หรือ Gross calorific value (gross C.V.) ซึ่งเกิดขึ้นกรณีที่ไอน้ำในสารผลิตภัณฑ์การเผาไหม้กลั่นตัวเป็นน้ำ และค่าความร้อนทางต่ำ (Lower heating value, LHV) หรือ Net calorific value (net C.V.) เกิดในกรณีที่ไอน้ำไม่กลั่นตัว ค่าความร้อนทางต่ำสามารถหาได้จาก

$$LHV \text{ (หรือ net C.V.)} = HHV \text{ (หรือ gross C.V.)} - \left( m_{H_2O} / m_{fuel} \right) \times h_{fg} \quad (3.18)$$

- เมื่อ  $m_{H_2O}$  คือ มวลของน้ำที่เกิดจากการเผาไหม้(รวมถึงน้ำที่มาจากความชื้นของเชื้อเพลิงและที่เกิดปฏิกิริยากับไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง, kg
- $m_{fuel}$  คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้, kg
- $h_{fg}$  คือ ค่าความร้อนแฝงในการระเหยของน้ำที่  $25^{\circ}C$   
มีค่าเท่ากับ  $2,440 \text{ kJ/kg}$

### 3.5.4 อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงหรือ $(A/F)_{stoic}$ [14]

เป็นอัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงโดยมวลทางทฤษฎี หรือตามสโตยคิโอเมตรีของการเผาไหม้

$$(A/F)_{stoic} = \left( m_{air} / m_{fuel} \right)_{Stoic} = 4.76 \times a \times \left( \frac{MW_{air}}{MW_{fuel}} \right) \quad (3.20)$$

เมื่อ  $m_{air}$  คือ มวลของอากาศ, kg  
 $a$  คือ Molar Oxygen-fuel ratio, kmol/kmol  
 $MW_{air}$  คือ น้ำหนักมวลโมเลกุลของอากาศ, kg/kmol  
 $MW_{fuel}$  คือ น้ำหนักมวลโมเลกุลของเชื้อเพลิง, kg/kmol

### 3.5.5 อัตราส่วนสมมูล (Equivalence Ratio, $\Phi$ ) [14]

ค่าอัตราส่วนสมมูล ( $\Phi$ ) คือ ค่าที่บ่งบอกให้ทราบว่าส่วนผสมระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้งานจริงมีค่ามากหรือน้อยกว่าส่วนผสมระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี

$$\Phi = \frac{(A/F)_{stoic}}{(A/F)_{actual}} = \frac{(F/A)_{Actual}}{(F/A)_{Stoic}} \quad (3.21)$$

ถ้า  $\Phi > 1$  หมายความว่า ส่วนผสมหนา (Rich Mixture)

$\Phi < 1$  หมายความว่า ส่วนผสมบาง (Lean Mixture)

$\Phi = 1$  หมายความว่า ส่วนผสมพอดี

### 3.5.6 เปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกิน (Percent Excess Air)[14]

เปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกิน คือ ปริมาณที่บอกให้ทราบว่าปริมาณอากาศส่วนเกินที่เปอร์เซ็นต์โดยคิดจากอากาศทางทฤษฎีที่มีค่าเท่ากับ 100

$$\text{เปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกิน} = \frac{100}{\Phi} - 100 \quad (3.22)$$

### 3.6 การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเหลว[7]

#### 3.6.1 การกลายเป็นไอ

การกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงมีความสำคัญต่อการเผาไหม้เชื้อเพลิงและมีผลต่อการควบคุมอัตราการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเหลว โดยองค์ประกอบที่มีผลกระทบต่อการกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงเหลวมีหลายประการดังนี้

1. การแพร่กระจายของเชื้อเพลิงเหลวซึ่งทำให้องค์ประกอบที่มีผลกระทบต่อ การกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น โดยการแพร่กระจายทำให้อัตราการเผาไหม้มากขึ้น ปกติทำได้โดยให้เชื้อเพลิงเป็นฝอยละออง
2. พลังงานความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอในกระบวนการเผาไหม้
3. ความดันขณะที่เชื้อเพลิงเหลวกลายเป็นไอมิมีความสำคัญกล่าวคือ ขณะที่ความดันเพิ่มขึ้นจะทำให้อุณหภูมิจนในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นทำให้เชื้อเพลิงกลายเป็นไอได้มากขึ้น และเชื้อเพลิงเหลวที่มีน้ำหนักโมเลกุลมากเมื่ออุณหภูมิสูงจะทำให้เกิดการแตกตัวแพร่กระจายของเชื้อเพลิงเหลวได้ดี และการให้ความดันแก่เชื้อเพลิงเหลวผ่านหัวฉีดทำให้เชื้อเพลิงเป็นละออง หยดเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีดจะมีความดันไม่คงที่ ละอองน้ำมันจะเกิดการผสมกับอากาศทำให้เกิดปฏิกิริยาก่อนการเผาไหม้

#### 3.6.2 ความหนืด

เป็นค่าที่แสดงถึงแรงต้านทานการไหลของของเหลว มีความสำคัญมากโดยเฉพาะการใช้หัวเผาที่ต้องทำให้เชื้อเพลิงเป็นฝอยละอองและกลายเป็นไอน้ำมัน ถ้าของเหลวมีค่าความหนืดสูงจะทำให้ละอองเชื้อเพลิงมีอนุภาคใหญ่และเคลื่อนที่ไปได้ไกลแต่อาจเกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์

### 3.7 คุณสมบัติของแก๊ส LPG[11]

แก๊ส LPG ได้มาจากการแยกส่วนประกอบของแก๊สธรรมชาติและน้ำมันดิบ มีส่วนประกอบของคาร์บอน(C) ในระดับ  $C_3$  และ  $C_4$  เป็นหลัก เนื่องจากแก๊ส LPG มีจุดเดือดต่ำมากดังนั้นที่ความดันบรรยากาศแก๊ส LPG จะมีสถานะเป็นแก๊ส แต่จะถูกอัดให้เป็นของเหลวอยู่ในถังที่มีความดันสูง ในการใช้งานเมื่อแก๊ส LPG ถูกปล่อยออกจากถังบรรจุจะมีสถานะเป็นแก๊สและมีคุณสมบัติที่หนักกว่าอากาศ ไม่มีสี ไม่มีกลิ่น และไม่มีรส ดังนั้นถ้าเกิดการรั่วไหลก็จะกระจายลงสู่ที่ต่ำเมื่อผสมกับอากาศและมีประกายไฟเกิดขึ้น ก็อาจทำให้เกิดอุบัติเหตุไฟไหม้ขึ้นได้ ดังนั้นเพื่อความปลอดภัยจึงจำเป็นต้องเติมสารประกอบที่มีกลิ่นลงไป เพื่อให้ผู้ใช้ทราบว่ามีแก๊สรั่วไหล หรือผู้ใช้ลืมปิดวาล์วแก๊ส สารประกอบที่เติมลงไปเป็นสารจำพวก เมอร์แคปแทน (Mercaptan)

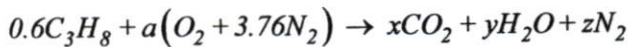
ตารางที่ 3.1 คุณสมบัติของแก๊ส LPG

Properties	Propane	Butane
1. Chemical formular	$C_3H_8$	$C_4H_{10}$
2. Molecular weight	44.094	58.120
3. Boiling point, $^{\circ}C$	-42.1	-0.5
4. Ideal-gas relative density (air=1)	1.522	2.006
5. Gross calorific value at 25 $^{\circ}C$ , $MJ/m^3$	99.23	128.12
6. Net calorific value at 25 $^{\circ}C$ , $MJ/m^3$	93.16	123.09

### 3.7.1 สมการทางเคมีของส่วนประกอบของแก๊ส LPG

แก๊ส LPG ที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงในการให้พลังงานจากการเผาไหม้ ที่นำไปใช้กับเตาหุงต้มในครัวเรือนหรือร้านค้าทั่วไปจะเป็นแก๊สผสมระหว่าง 60% Propane ( $C_3H_8$ ) กับ 40% Butane ( $C_4H_{10}$ ) โดยปริมาตร [11]

Propane ( $C_3H_8$ ) = 60 %



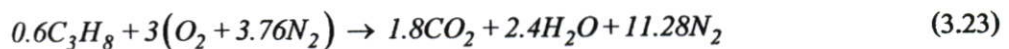
$$C: 0.6 \times 3 = x \quad \therefore x = 1.8$$

$$H: 0.6 \times 8 = 2y \quad \therefore y = 2.4$$

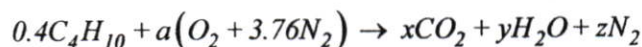
$$O_2: a = x + \frac{y}{2} \quad \therefore a = 3$$

$$N_2: 3.76 \times a = z \quad \therefore z = 11.28$$

จะได้ว่า



Butane ( $C_4H_{10}$ ) = 40 %



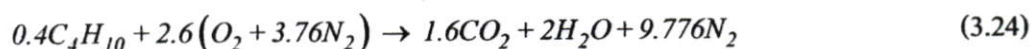
$$C: \quad 0.4 \times 4 = x \quad \therefore x = 1.6$$

$$H: \quad 10 \times 0.4 = 2y \quad \therefore y = 2$$

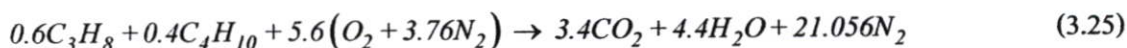
$$O_2: \quad a = x + \frac{y}{2} \quad \therefore a = 2.6$$

$$N_2: \quad 3.76 \times a = z \quad \therefore z = 9.776$$

จะได้ว่า



นำสมการ (3.23) + (3.24) :



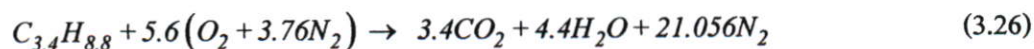
แก๊ส LPG  $0.6C_3H_8 + 0.4C_4H_{10}$  จะมีสูตรโมเลกุลเฉลี่ย(เฉพาะแก๊ส) ดังนี้

$$\text{คาร์บอน จะได้: } (0.6 \times 3) + (0.4 \times 4) = 3.4$$

$$\text{ไฮโดรเจน จะได้: } (0.6 \times 8) + (0.4 \times 10) = 8.8$$

เพราะฉะนั้นสูตรโมเลกุลเฉลี่ยของแก๊ส LPG คือ  $C_{3.4}H_{8.8}$

จะได้ว่า Stoichiometric ของแก๊ส LPG คือ



$$\text{มวลโมเลกุลเฉลี่ยของ แก๊ส LPG: } C_{3.4}H_{8.8} = (3.4 \times 12) + (8.8 \times 1) = 49.6 \text{ kg}$$

มวลของอากาศที่ Stoichiometric :

$$5.6(O_2 + 3.76N_2) = 5.6(32 + (3.76 \times 28)) = 768.768$$

$$\text{Stoichiometric air fuel ratio (by mass)} : = \frac{768.768}{49.6} = 15.4993 : 1$$

### 3.8 คุณสมบัติของน้ำมันพืช[22]

คุณสมบัติของน้ำมันพืชที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงสำหรับหัวเผา ซึ่งจะต้องคำนึงถึงองค์ประกอบ สำหรับการเผาไหม้ เช่น อุณหภูมิจุดติดไฟ ความหนืด เป็นต้น

ตารางที่ 3.2 คุณสมบัติของน้ำมันพืช

ชนิดของน้ำมัน	จุดเกิดควัน( $^{\circ}C$ )	จุดติดไฟ( $^{\circ}C$ )
น้ำมันละหุ่ง	200	335
น้ำมันมะพร้าว	194	292
น้ำมันปาล์ม	196	318
น้ำมันข้าวโพด	227	359
น้ำมันรำข้าว	256	356

คุณสมบัตินี้เป็นปัจจัยที่นำมาพิจารณาเลือกเชื้อเพลิงที่ใช้ในหัวเผา โดยคำนึงถึงเชื้อเพลิงที่ มาจากการผลิตในประเทศ ดังนั้นในส่วนของงานวิจัยนี้จึงเลือกใช้น้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานมา แล้วหลายครั้งมาใช้เป็นเชื้อเพลิงของหัวเผาดังกล่าว เนื่องจากมีราคาถูก และเป็นที่ยอมรับใช้กันมาก ตามบ้านเรือนและร้านค้าต่างๆ โดยเฉพาะร้านค้าที่ประกอบอาหารจากการทอด และที่สำคัญคือว่า กระทรวงสาธารณสุขได้ออกประกาศฉบับที่ 283 พ.ศ. 2547 ว่าไม่ให้ นำเอา น้ำมันมาทอดซ้ำหลาย ครั้งมาใช้ เนื่องจากว่าอาจมีสารโพลาร์ในปริมาณสูง พบว่าอาจจะทำให้เกิดอันตรายต่อผู้บริโภค เป็นต้นว่า จะเกิดสารประกอบที่สามารถออกในตับและปอดซึ่งก่อให้เกิดมะเร็งได้[15] ซึ่งน้ำมัน ส่วนนี้จะถูกทิ้งโดยเปล่าประโยชน์ แต่หากนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงสำหรับหุงต้มก็จะสามารถลดค่าใช้จ่ายจากการใช้เชื้อเพลิงหลักคือ แก๊ส LPG ลงได้ในระดับหนึ่ง เนื่องจากมีราคาถูกกว่าแก๊ส LPG ถึง 19 บาทต่อกิโลกรัม

### 3.8.1 คุณสมบัติของน้ำมันปาล์ม

จากการส่งตัวอย่างน้ำมันปาล์มทั้งที่ผ่านการใช้งานมาแล้ว(ทอดปลาทองโก้) และน้ำมันที่ยังไม่ผ่านการใช้งาน ไปทำการวิเคราะห์ที่กรมวิทยาศาสตร์บริการ ซึ่งให้ผลในการวิเคราะห์ดังนี้



รูปที่ 3.6 น้ำมันปาล์มที่ใช้ในการทดสอบ

ตารางที่ 3.3 คุณสมบัติทางเคมีของน้ำมันปาล์ม[16][18]

น้ำมันปาล์ม	ยังไม่ผ่านการใช้งาน	ผ่านการใช้งานแล้ว (ทอดปลาทองโก้)	หน่วย
Gross heat of combustion	9386	9247	<i>cal/g</i>
Sulphur	0.01	0.01	% ( <i>mass</i> )
Carbon	76.4	75.6	% ( <i>mass</i> )
Hydrogen	11.4	11.3	% ( <i>mass</i> )
Nitrogen	0.19	0.19	% ( <i>mass</i> )
Oxygen	12	12.9	% ( <i>mass</i> )
Ash	0.006	0.005	% ( <i>mass</i> )

ตารางที่ 3.4 คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำมันปาล์ม[7]

Properties of Palm Oil		Unit	
Catane Number	50		ASTM D-613
Specific gravity at 15.6 °C	0.92		ASTM D-1298
Viscosity at 40 °C	40.9	cSt	ASTM D-445
Flash point	>300	°C	ASTM D-93
Water and sediment	Traces	%	ASTM D-2709

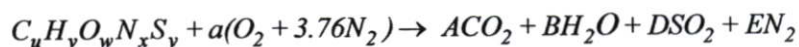
### 3.8.2 สมการทางเคมีของส่วนประกอบของน้ำมันปาล์ม

#### 3.8.2.1 สมการเคมีของน้ำมันปาล์มที่ยังไม่ผ่านการใช้งาน

ข้อมูลจากการส่งน้ำมันปาล์มไปทำการตรวจหาสารประกอบ[17] จะได้ว่า

$$C = 76.4\%, H = 11.4\%, O = 12\%, N = 0.19\% \text{ และ } S = 0.01\%$$

จากสมการ(3.16) จะได้ว่า



เมื่อ  $u, v, w, x, y$  คือ atomic number(n) ของสารประกอบที่อยู่ในน้ำมันปาล์ม  
ที่หาได้จาก

$$n_i = \frac{\text{mass of compound in palm oil}}{MW_i} \left( \frac{g}{g/mole} \right) \quad (3.27)$$

โดยที่ Molecular Weight[24]

$$MW_C = 12.011 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_H = 1.0079 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_O = 15.9994 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_N = 14.0067 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_S = 32.06 \text{ kg/kmol}$$

ซึ่งทำการคิดจากเชื้อเพลิง 1 kg. จะได้

$$u : n_C = \frac{\left[ \frac{76.4\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{12.011 (g/mole)} = 63.6083 \text{ mole}$$

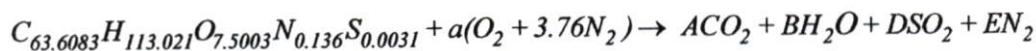
$$v : n_H = \frac{\left[ \frac{11.4\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{1.00794 (g/mole)} = 113.1021 \text{ mole}$$

$$w : n_O = \frac{\left[ \frac{12\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{15.994 (g/mole)} = 7.5003 \text{ mole}$$

$$x : n_N = \frac{\left[ \frac{0.19\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{14.0067 (g/mole)} = 0.136 \text{ mole}$$

$$y : n_S = \frac{\left[ \frac{0.01\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{32.06 (g/mole)} = 0.0031 \text{ mole}$$

ดังนั้น จะได้สมการการเผาไหม้ ของน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์ คือ



สมดุลสมการเคมี

$$C : 63.6083 = A$$

$$H : 113.021 = 2B$$

$$O : 7.5003 + 2a = 2A + B + 2D$$

$$N : 0.136 + (3.76 \cdot 2 \cdot a) = 2E$$

$$S : 0.0031 = D$$

เพราะฉะนั้น

$$A = 63.6083$$

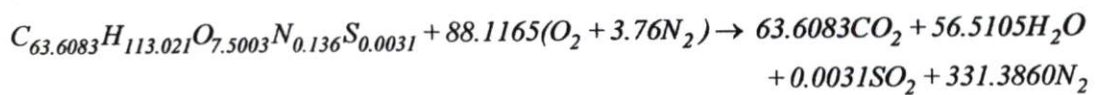
$$B = 56.5105$$

$$D = 0.0031$$

$$a = 88.1165$$

$$E = 331.3860$$

ดังนั้นเขียนสมการการเผาไหม้สมบูรณ์ของน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์



พลังงานความร้อนสุทธิของน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์

$$LHV = HHV - \left[ \left( m_{H_2O} / m_{fuel} \right) \times (h_{fg}) \right] \quad (3.28)$$

เมื่อ

$$P_{H_2O} = X_{H_2O} \times P_0 \quad : P_0 = P_{atm} \quad (3.29)$$

แทนค่า

$$P_{H_2O} = (0.1252) \times (101.325 \text{ kPa}) = 12.6859 \text{ kPa}$$

$$h_{EVAP} = h_{fg@P=12.6859 \text{ kPa}} = 2384.7168 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{array}{lll} \text{ดังนั้น} & \text{ถ้าเชื้อเพลิง 1000 g} & \text{จะได้ น้ำ } n_{H_2O} \cdot MW_{H_2O} \\ & \text{ถ้าเชื้อเพลิง 1 g} & \text{จะได้ น้ำ } \frac{n_{H_2O} \cdot MW_{H_2O}}{1000} = 1.0181 \end{array}$$

จากสมการ(3.28) จะได้ว่า

$$\begin{aligned} LHV &= 39271.024 \text{ kJ/kg} - [(1.0181) \times (2384.7168) \text{ kJ/kg}] \\ &= 36843.1438 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

ห1 Air-fuel ratio Stoichiometric จากสมการ (3.20)

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{stoic} = \left(m_{air}/m_{fuel}\right)_{Stoic} = \frac{a[(15.994 \times 2) + (3.76 \times 2 \times 14.0067)]}{1000}$$

โดยที่ มวลของเชื้อเพลิงหาจาก

$$\begin{aligned} m_{fuel} &= \left\{ \begin{array}{l} (63.6086 \times 12.011) + (113.1021 \times 1.00794) \\ + (7.5003 \times 15.994) + (0.136 \times 14.0067) + (0.0031 \times 32.06) \end{array} \right\} \left(\frac{mole}{mole}\right) \times \left(\frac{g}{mole}\right) \\ &= 1000 \text{ g} \end{aligned}$$

แทนค่า

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{stoic} = \frac{88.1165[(15.994 \times 2) + (3.76 \times 14.0067 \times 2)]}{1000} \left(\frac{g}{g}\right) = 12.10$$

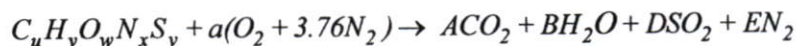
จะได้ว่า Stoichiometric air fuel ratio,  $\left(\frac{A}{F}\right)_{stoic}$  เท่ากับ 12.10

### 3.8.2.2 สมการเคมีของน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งาน

ข้อมูลจากการส่งน้ำมันปาล์มไปทำการตรวจหาสารประกอบ[17] จะได้ว่า

$$C = 75.6\%, H = 11.3\%, O = 12.9\%, N = 0.19\% \text{ และ } S = 0.01\%$$

จากสมการ(3.16) จะได้ว่า



เมื่อ  $u, v, w, x, y$  คือ atomic number(n) ของสารประกอบที่อยู่ในน้ำมันปาล์ม  
ที่หาได้จากสมการ(3.27)

$$n_i = \frac{\text{mass of compound in palm oil} \left( \frac{g}{g/mole} \right)}{MW_i}$$

โดยที่ Molecular Weight[24]

$$MW_C = 12.011 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_H = 1.0079 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_O = 15.9994 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_N = 14.0067 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_S = 32.06 \text{ kg/kmol}$$

ซึ่งทำการคิดจากเชื้อเพลิง 1 kg. จะได้

$$u : n_C = \frac{\left[ \frac{75.6\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{12.011 (g/mole)} = 62.942 \text{ mole}$$

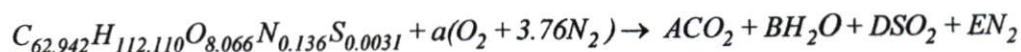
$$v : n_H = \frac{\left[ \frac{11.3\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{1.00794 (g/mole)} = 112.110 \text{ mole}$$

$$w : n_O = \frac{\left[ \frac{12.9\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{15.994 (g/mole)} = 8.066 \text{ mole}$$

$$x : n_N = \frac{\left[ \frac{0.19\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{14.0067 (g/mole)} = 0.136 \text{ mole}$$

$$y : n_S = \frac{\left[ \frac{0.01\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{32.06 (g/mole)} = 0.0031 \text{ mole}$$

ดังนั้น จะได้สมการการเผาไหม้ ของน้ำมันปลั้มบริสุทธิ คือ



สมดุลสมการเคมี

$$C : 62.942 = A$$

$$H : 112.110 = 2B$$

$$O : 8.066 + 2a = 2A + B + 2D$$

$$N : 0.136 + (3.76 \cdot 2 \cdot a) = 2E$$

$$S : 0.0031 = D$$

เพราะฉะนั้น

$$A = 62.942$$

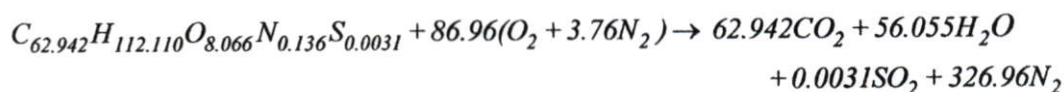
$$B = 56.055$$

$$D = 0.0031$$

$$a = 86.940$$

$$E = 326.96$$

ดังนั้นเขียนสมการการเผาไหม้สมบูรณ์ของน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานแล้วได้ว่า



พลังงานความร้อนสุทธิของน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานแล้วได้จากสมการ(3.28)

$$LHV = HHV - \left[ \left( m_{H_2O} / m_{fuel} \right) \times (h_{fg}) \right]$$

จากสมการ(3.29) ได้ว่า

$$P_{H_2O} = X_{H_2O} \times P_0 \quad : P_0 = P_{atm}$$

แทนค่า

$$P_{H_2O} = (0.1257) \times (101.325 \text{ kPa}) = 12.736 \text{ kPa}$$

$$h_{EVAP} = h_{fg@P=12.736 \text{ kPa}} = 2382.0044 \text{ kJ/kg}$$

ดังนั้น	ถ้าเชื้อเพลิง 1000 g	จะได้น้ำ	$n_{H_2O} \cdot MW_{H_2O}$
	ถ้าเชื้อเพลิง 1 g	จะได้น้ำ	$\frac{n_{H_2O} \cdot MW_{H_2O}}{1000} = 1.0098$

จากสมการ(3.28) จะได้ว่า

$$\begin{aligned} LHV &= 38689.448 \text{ kJ/kg} - \left[ (1.0098) \times (2382.0044) \text{ kJ/kg} \right] \\ &= 36284.09996 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

ท1 Air-fuel ratio Stoichiometric จากสมการ (3.20)

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{stoic} = \left(m_{air}/m_{fuel}\right)_{Stoic} = \frac{a[(15.994 \times 2) + (3.76 \times 2 \times 14.0067)]}{1000}$$

โดยที่ มวลของเชื้อเพลิงหาจาก

$$m_{fuel} = \left\{ \begin{aligned} &(62.942 \times 12.011) + (112.110 \times 1.00794) \\ &+ (8.066 \times 15.994) + (0.136 \times 14.0067) + (0.0031 \times 32.06) \end{aligned} \right\} \left(\frac{mole}{mole}\right) \times \left(\frac{g}{mole}\right)$$

$$= 1000 \text{ g}$$

แทนค่า

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{stoic} = \frac{86.940[(15.994 \times 2) + (3.76 \times 14.0067 \times 2)]}{1000} \left(\frac{g}{g}\right) = 11.94$$

จะได้ว่า Stoichiometric air fuel ratio,  $(A/F)_{stoic}$  เท่ากับ 11.94

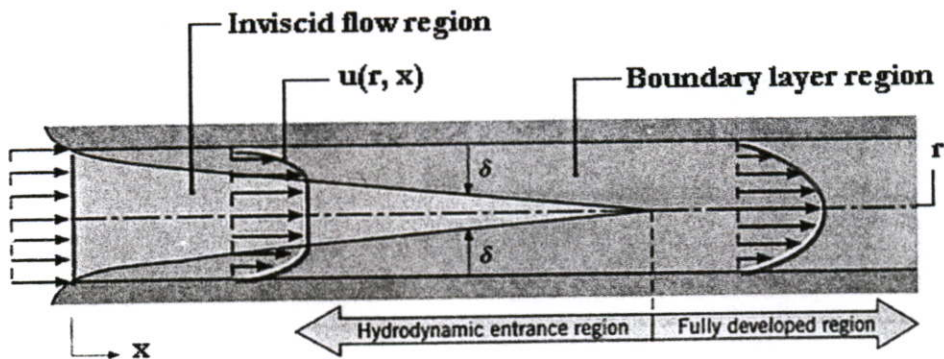
### 3.9 อุณหภูมิเปลวไฟแอดิเอติก(Adiabatic Flame Temperature)[27]

อุณหภูมิเปลวไฟแอดิเอติก คือ อุณหภูมิสุดท้ายภายหลังจากที่ไอเกิดขึ้นปฏิกิริยาคายความร้อน และใกล้จะเข้าสู่สภาวะสมดุลเคมีภายใต้ความดันคงที่และไม่มี การสูญเสียความร้อน และอุณหภูมิแอดิเอติกยังขึ้นอยู่กับ ความดัน อุณหภูมิเริ่มต้น องค์ประกอบของไอ และยังขึ้นอยู่กับแหล่งที่ได้เชื้อเพลิงนั้นๆมาด้วย เพราะเชื้อเพลิงชนิดเดียวกันที่จุดจากแหล่งกำเนิดคนละแหล่งจะมีค่าความร้อนของเชื้อเพลิงต่างกัน เพราะฉะนั้นเชื้อเพลิงชนิดเดียวกันไม่จำเป็นต้องมีค่าอุณหภูมิแอดิเอติกที่เท่ากันเสมอไป โดยวิธีคำนวณสามารถดูได้จากภาคผนวก ข.

### 3.10 การไหลภายในท่อของของไหล[20]

การไหลภายในท่อสามารถจำแนกตามระดับความเร็วของการไหลเป็น 2 แบบ คือ การไหลแบบราบเรียบ(Laminar Flow) และการไหลแบบปั่นป่วน(Turbulent Flow) ซึ่งโดยทั่วไปแล้วของไหลที่ไหลอยู่ได้อย่างต่อเนื่องนั้น เนื่องจากมีแรงเฉื่อย(Inertia Force) กระทำในทิศทางการไหลและขณะเดียวกันจะมีแรงเนื่องจากความหนืดกระทำในทิศทางตรงกันข้ามกับทิศทางการไหล ของไหล

ดังกล่าวจะไหลเร็วหรือช้ามันจะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืด คือ เลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number)



รูปที่ 3.7 ลักษณะการไหลเต็มท่อสำหรับการไหลภายใน

ซึ่งจะเป็นตัวกำหนดรูปแบบการไหล สำหรับการไหลภายในท่อสามารถเขียนความสัมพันธ์และสมการเลขเรย์โนลด์ได้ดังนี้

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.30)$$

เมื่อ	$\rho$	คือ ความหนาแน่นของของไหล, $kg/m^3$
	$V$	คือ ความเร็วของของไหลที่ไหลในท่อ, $m/s$
	$D$	คือ เส้นผ่าศูนย์กลางกลางของท่อ, $m$
	$\mu$	คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล, $N \cdot s/m^2$

การไหลภายในท่อของของไหลจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งนั้นจะต้องมีความดันที่แตกต่างกันระหว่างจุดทั้งสองจุดของของไหล เมื่อเป็นการไหลภายในท่อด้วยความเร็วคงตัว ผลของความหนืดบริเวณใกล้ผนังท่อจะเกิดความต้านทานต่อการไหล ทำให้เกิดชั้นซิกซ์ผิวในบริเวณใกล้กับผนังท่อนั้น ภายใต้ข้อสมมุติฐานว่าไม่มีการสั่นไหลที่ผนังท่อ ณ ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งตลอดความยาวท่อ และเกิดความเค้นเฉือนกระทำต่อของไหลในทิศทางตรงกันข้ามกับการไหล และในบริเวณนี้ยังพบว่าโปรไฟล์ความเร็วเปลี่ยนแปลงในทิศทางกรไหลด้วย เมื่อของไหลไหลผ่านท่อในช่วงต่อไป ชั้นซิกซ์ผิวจะพัฒนาจนความหนาของชั้นซิกซ์ผิวเพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงแนวศูนย์กลางท่อ

สำหรับบริเวณที่อยู่ภายนอกบริเวณการไหลชั้นขีดผิวจะเป็นบริเวณที่ไม่มีผลของความหนืด ในบริเวณปากทางเข้านั้นการกระจายความเร็วจะเปลี่ยนแปลงกับระยะตามพิทช์  $r$  และระยะการไหลในทิศทางการไหล  $x$  เมื่อของเหลวไหลนั้นบริเวณปากทางเข้าความเร็วจะไม่ขึ้นกับระยะทางในทิศทางการไหล แต่ความเร็วจะขึ้นกับพิทช์  $r$  เท่านั้น การไหลบริเวณนี้จะเป็นบริเวณการไหลเต็มท่อ(Fully Developed Region) และพบว่าการกระจายความเร็วที่หน้าตัดของท่อที่ตำแหน่งใดๆ ตามความยาวท่อจะเป็นฟังก์ชันของระยะพิทช์  $r$  เท่านั้น ทำให้โปรไฟล์ความเร็วไม่เปลี่ยนแปลงตามทิศการไหลในบริเวณการไหลเต็มท่อ

### 3.11 การวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อน[3],[22]

ในงานวิจัยนี้เลือกใช้วิธีการทดสอบแบบต้มเดือด(Water Boiling Test) เนื่องจากว่าเป็นวิธีการทดสอบที่สภาวะคงตัว(Steady State) คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำคงที่ และสามารถสังเกตเห็นการเปลี่ยนแปลงได้ชัดเจน และมีสภาวะการทดสอบที่ใกล้เคียงกับการใช้งานจริง โดยในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนในสภาวะ Hot Start เนื่องจากการทดสอบในขณะที่หัวเผายังร้อนอยู่(อุ่นหัวเผาให้ร้อนแล้ว) ทั้งนี้เนื่องจากการทดสอบที่สภาวะดังกล่าวจะไม่เกิดการสูญเสียความร้อนให้กับหัวเผาและฐานตั้งภาชนะที่ใช้ในการทดสอบ

ขั้นตอนและวิธีการทดสอบทั้ง 2 สภาวะเหมือนกันคือ ต้มน้ำจากอุณหภูมิในขณะนั้นจนกระทั่งอุณหภูมิถึง  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  หลังจากนั้นให้ต้มน้ำต่อไปอีก 5 นาที ในขณะเดียวกันก็เริ่มทำการจับเวลา เมื่อสิ้นสุดการทดสอบให้หยุดเวลา ชั่งน้ำหนักน้ำและเชื้อเพลิงหลังจากการทดสอบ แล้วนำข้อมูลที่ได้มาทำการคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อน ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก[23]

$$\text{Thermal Efficiency} = \frac{\text{Sensible Heat} + \text{Latent Heat}}{\text{Heat Supply}} \quad (3.31)$$

**3.11.1 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่สภาวะ Hot Start ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม(Co-Burner(Palm Oil))**  
ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก

$$\eta_{T, Palm Oil} = \frac{\left\{ 4.186 \times (P_{wi} - P) \times (T_{wf} - T_{wi}) \right\} + (2260 \times W_v)}{Q_{oil}} \quad (3.32)$$

3.11.2 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่สภาวะ Hot Start ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี(Co-Burner(LPG))และหัวเตาทุ่งต้มรุ่น KB5 ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก

$$\eta_{T,LPG} = \frac{\{4.186 \times (P_{wi} - P) \times (T_{wf} - T_{wi})\} + (2260 \times W_v)}{Q_{LPG}} \quad (3.33)$$

เมื่อ  $c_{p,H_2O@25^\circ C} = 4.186 \text{ kJ/kg} \cdot K$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของ

$P_{wi}$  คือ น้ำหนักน้ำและภาชนะก่อนการทดสอบ, g

$P$  คือ น้ำหนักภาชนะ, g

$T_{wf}$  คือ อุณหภูมิของน้ำหลังการทดสอบ, K

$T_{wi}$  คือ อุณหภูมิของน้ำก่อนการทดสอบ, K

$h_{fg@1atm} = 2258.901 \text{ kJ/kg} \approx 2260 \text{ kJ/kg}$  คือ ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ

$W_v$  คือ น้ำหนักของน้ำที่ระเหยกลายเป็นไอ, kg

$Q_{oil}$  คือ ความร้อนที่ได้รับจากเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม, kJ

$Q_{LPG}$  คือ ความร้อนที่ได้รับจากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี, kJ

$\dot{m}_{LPG}$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลของแก๊สแอลพีจี, kg/sec

$t_{preheat}$  คือ ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงให้กลายเป็นไอ, sec

$LHV_{LPG}$  คือ Net calorific value ของแก๊ส LPG, kJ/kg

$LHV_{oil}$  คือ Net calorific value ของน้ำมันปาล์ม, kJ/kg

$F_c$  คือ เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ, kg

โดยที่

$$Q_{LPG} = \dot{m}_{LPG} \times LHV_{LPG} \quad (3.34)$$

$$Q_{oil} = F_c \times LHV_{oil} \quad (3.35)$$

### 3.12 ประสิทธิภาพการเผาไหม้(Combustion Efficiency)[26]

ประสิทธิภาพการเผาไหม้เป็นการวัดผลของพลังงานจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงว่ามีปริมาณมากน้อยเท่าใดที่จะถูกนำไปใช้เป็นประโยชน์ได้ ซึ่งประสิทธิภาพการเผาไหม้นั้นสามารถหาได้จากการนำเปอร์เซ็นต์ปริมาณความร้อนที่สูญเสียไปกับมลพิษนำไปหักออกจากเปอร์เซ็นต์ปริมาณพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งหมดที่จะมีได้หรือเทียบเท่ากับ 100% โดยเปอร์เซ็นต์ความร้อนที่สูญเสียไปกับมลพิษจะคำนวณได้จากการใช้ความเข้มข้นของมลพิษและอุณหภูมิของมลพิษที่วัดได้นำไปทำการคำนวณ โดยมีค่าจำเพาะทางองค์ประกอบทางเคมีและปริมาณความร้อนของเชื้อเพลิงไปใช้ร่วมในการคำนวณ ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะเฉพาะของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด ซึ่งคูได้จากตารางที่ 3.5

ตารางที่ 3.5 คุณสมบัติจำเพาะของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด[26]

Specification	Propane(C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	Palm oil	Heavy oil
%Carbon	81.82	75.6	86.1
%Hydrogen	18.18	11.3	11.8
HHV(Btu/lbm)	21,669	16,590	18,868
LHV(Btu/lbm)	19,937	15,559	17,710
CO <sub>2,max</sub>	13.8	16.1	15.8
%Sulfur	0	0.01	2.1
%Moisture	0	traces	0

โดยความร้อนที่สูญเสียส่วนใหญ่จะสูญเสียไปกับผลปฏิกิริยาที่เกิดจากการเผาไหม้ เช่น CO<sub>2</sub>, CO, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> และไอน้ำที่เกิดจากปฏิกิริยาระหว่างไฮโดรเจนในเชื้อเพลิงกับออกซิเจนในอากาศ เมื่อน้ำเกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะจากของเหลวไปเป็นไอจะเกิดการดูดกลืนความร้อนไปในปริมาณที่สูงมากในระหว่างกระบวนการ ในที่นี้คือ Heat of Vaporization หรือเรียกอีกอย่างว่า Latent Heat ซึ่งความร้อนส่วนนี้จะสูญเสียไปโดยเปล่าประโยชน์ โดยประสิทธิภาพการเผาไหม้(Combustion Efficiency)สามารถคำนวณได้จาก

$$\%Combustion\ Efficient = 100 - \left( \frac{flue\ gas\ heat\ losses}{fuel\ heating\ value} \times 100 \right) \quad (3.36)$$

เมื่อ  $fuel\ heating\ value$  คือ Net calorific Value, ( $kJ$ )  
 $flue\ gas\ heat\ losses$  คือ ความร้อนที่เสียไปกับก๊าซไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้  
 ของเชื้อเพลิงนั้นๆ, ( $kJ$ )

จากข้อมูลการสืบค้นจากงานวิจัยในอดีต[26] ความชื้นในเชื้อเพลิงจะมีน้อยมากคั้งนั้นใน  
 ส่วนของ  $L_m = heat\ loses\ due\ to\ moisture\ in\ fuel$  จะไม่นำมาคิดในการคำนวณหาประสิทธิภาพ  
 การเผาไหม้และมีผลน้อยมากต่อการคำนวณ

เนื่องจากไม่ทราบค่าขององค์ประกอบทางเคมีของ LPG ที่มี Propane 60% และ Butane  
 40% แต่สัดส่วนหลักของ LPG คือ Propane นั้นทราบค่าขององค์ประกอบทางเคมีซึ่งดูได้จากตาราง  
 ที่ 3.5 และน่าจะมียังองค์ประกอบทางเคมีที่ไม่แตกต่างกันมากนัก จึงนำค่าขององค์ประกอบของเชื้อ  
 เพลิง Propane มาใช้ในการคำนวณหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ของ LPG เพื่อดูแนวโน้มของการ  
 เผาไหม้ของหัวเผาที่ใช้เชื้อเพลิง LPG ว่าเป็นอย่างไร ซึ่งผลของการทดลองสามารถดูได้จากบทที่ 5.  
 ในรูปที่ 5.51 และรูปที่ 5.52

### 3.12.1 วิธีการคำนวณและสมการที่เกี่ยวข้องในการหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ โดยสมการหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ หาได้จากสมการ(3.36)

$$\%Combustion\ Efficient = 100 - \left( \frac{flue\ gas\ heat\ losses}{fuel\ heating\ value} \times 100 \right)$$

โดยที่ความร้อนที่เสียไปกับก๊าซไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง นั้นๆ  
 ( $flue\ gas\ heat\ losses, Btu/lbm$ ) ซึ่งสามารถหาได้จาก

$$flue\ gas\ heat\ losses = L_g + L_h + L_m + L_{CO} \quad (3.37)$$

เมื่อ  $L_g$  คือ Heat Losses due to dry flue gas, ( $kJ$ )  
 $L_h$  คือ Heat Losses due to moisture from burning hydrogen, ( $kJ$ )  
 $L_m$  คือ Heat Losses due to moisture in fuel, ( $kJ$ )  
 $L_{CO}$  คือ Heat Losses from the formation of  $CO$ , ( $kJ$ )

โดยที่ Heat Losses due to dry flue gas สามารถหาได้จาก

$$L_g = W_g \times [2.33 \times c_p \times (T_{flue} - T_{ambient})] \quad (3.38)$$

- เมื่อ  $W_g$  คือ The weight of the flue gases per pound of as – fired fuel, (kg)  
 $c_p$  คือ Specific heat of the exhaust gas mix, (Btu/lbm - °F)  
 $T_{flue}$  คือ Flue gases temperature, (°F)  
 $T_{ambient}$  คือ Combustion supply air temperature, (°F)  
 2.33 คือ แฟกเตอร์แปลงหน่วยจาก (Btu/lbm) เป็น (kJ/kg)

โดยที่ Specific heat of the exhaust gas mix ( $c_p$ ) และ The weight of the flue gases per pound of as – fired fuel ( $W_g$ ) สามารถหาได้จาก

$$c_p = 0.24 + 0.000038 \cdot (T_{flue} - 200) \quad (3.39)$$

$$W_g = \frac{(44CO_2 + 32O_2 + 28N_2 + 28CO)}{12 \times (CO_2 + CO)} \times \left( C_b + \frac{12O}{16} + \frac{12N}{14} + \frac{12S}{32} \right) \quad (3.40)$$

- เมื่อ  $CO_2, O_2, CO, N_2$  คือ Flue gases concentration (expressed as percent, %)  
 $C_b$  คือ Fractional carbon content in fuel, (kg)  
 $S$  คือ Fractional sulfur content in fuel, (kg)  
 $O$  คือ Fractional oxygen content in fuel, (kg)  
 $N$  คือ Fractional nitrogen content in fuel, (kg)

โดยที่ไนโตรเจน ( $N_2$ ) สามารถหาได้จาก

$$N_2 = 100\% - \%CO_2 - \%O_2 - \%CO \quad (3.41)$$

โดยที่ Heat Losses due to moisture from burning hydrogen ( $L_h$ )

$$L_h = 8.936 \times H \times (h_{g,@T_{flue}} - h_{f,@T_{ambient}}) \quad (3.42)$$

เมื่อ	8.936	คือ Weight of the water formed for each hydrogen atom
	$H$	คือ Fractional hydrogen content in fuel, (kg)
	$h_{f,@flue}$	คือ Enthalpy of water at the exhaust temperature, (kJ/kg)
	$h_{f,@T_{ambient}}$	คือ Enthalpy of water as a saturated liquid at fuel supply temperature, (kJ/kg)

เมื่อคาร์บอนในเชื้อเพลิงทำปฏิกิริยากับออกซิเจนจนได้เป็น  $CO$  และทำปฏิกิริยาต่อไปเป็น  $CO_2$  จะมีการสร้างพลังงานความร้อนออกมาทั้งหมด 33,907 kJ/kg<sub>C</sub> แต่ถ้าปฏิกิริยาหยุดลงที่  $CO$  เนื่องจาก  $O_2$  ไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้ หรือ การผสมคลุกเคล้าระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงไม่ดี ก็จะทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานไป 23,693 kJ/kg<sub>C</sub> ก็จะเป็นการสูญเสียความร้อนอันเนื่องมาจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์นั่นเอง โดยที่ Heat Losses from the formation of  $CO$  ( $L_{CO}$ )

$$L_{CO} = Y_{CO} \times 23,693 \times C_b \quad (3.43)$$

$$Y_{CO} = \left( \frac{\%CO}{\%CO_2 + \%CO} \right) \times \frac{MW_{CO}}{MW_{mix,(CO,CO_2)}} \quad (3.44)$$

เมื่อ	$CO_2, O_2, CO$	คือ Flue gases concentration (expressed as percent, %)
	$MW_{mix,(CO,CO_2)}$	คือ Molecular Weight mix ของ $CO$ และ $CO_2$
	$C_b$	คือ Fractional carbon content in fuel, (kg <sub>C</sub> )

### 3.13 มลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้[11]

ปฏิกิริยาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอน ทำให้เกิดมลพิษที่สำคัญได้แก่ คาร์บอนไดออกไซด์ ( $CO_2$ ) , คาร์บอนมอนอกไซด์ ( $CO$ ) , ออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) และออกไซด์ของซัลเฟอร์ ( $SO_x$ ) ซึ่งคาร์บอนไดออกไซด์ ( $CO_2$ ) เป็นสารผลิตภัณฑ์หลักที่เกิดจากการเผาไหม้ และเป็นแก๊สตัวสำคัญตัวหนึ่งที่ทำให้เกิดปรากฏการณ์เรือนกระจก (Greenhouse Effects) ส่วนคาร์บอนมอนอกไซด์ ( $CO$ ) นั้นเป็นผลเนื่องมาจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ อันเนื่องมาจาก

การผสมของอากาศกับเชื้อเพลิงไม่ดี ระยะเวลาในการผสมน้อยเกินไป หรือเกิด Flame quenching จากอากาศหรือการชน และผลจากการเผาไหม้ที่อุณหภูมิสูง  $N_2$  ในอากาศจะทำปฏิกิริยากับ  $O_2$  เกิดเป็น ออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) ซึ่งถือเป็นกลไกหลักที่ทำให้เกิด  $NO_x$  หรือที่เรียกว่า Thermal  $NO_x$  mechanism โดยสารประกอบตัวแรกที่เกิดขึ้นคือ  $NO$  ซึ่ง  $NO$  ที่เกิดขึ้นนี้มีสภาพไม่คงตัวจะถูกออกซิไดซ์ไปเป็น  $NO_2$  จึงอาจกล่าวได้ว่า  $NO$  ที่เกิดขึ้นทั้งหมดถูกออกซิไดซ์ไปเป็น  $NO_2$  นอกจากนี้  $NO$  จะเกิดขึ้นได้อีก 2 กลไกคือ Prompt mechanism และ Fuel-bound Nitrogen  $NO$  mechanism

มลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ของเตาหุงต้ม ถือเป็นมลพิษทางอากาศภายในอาคาร (Indoor air pollution) ที่สำคัญเนื่องจากทั้ง  $CO$  และ  $NO_x$  มีผลต่อสุขภาพของผู้อยู่อาศัย

### ตารางที่ 3.6 แหล่งมลพิษภายในอาคารจากการเผาไหม้

Sources	Major contaminants
Gas-fueled cooking stoves	$NO_2$ , $CO$
Gas or Kerosene space heaters	$NO_2$ , $CO$ , nitrous acid, $SO_2$
Fireplaces and Wood- and Coal-burning stoves	$CO$ , particulate matter, organic compounds
Vented gas-fueled appliances (e.g., furnaces, water heaters and clothes dryers)	$NO_2$ , $CO$
Tobacco smoke	$CO$ , particies, organic compounds
Motor vehicles	$NO_2$ , $CO$

### ตารางที่ 3.7 ปริมาณสูงสุดของก๊าซมลพิษชนิดต่างๆ ที่ยอมให้มีได้ในบรรยากาศ

Flue Gas	OSHA Permissible Exposure Level (PEL)	
	ppm	$MJ/m^3$ , $25^\circ C$
Carbon dioxide	5,000	9,000
Carbon monoxide	35	38
Nitric oxide	25	30
Nitrogen dioxide	3	6
Sulfur dioxide	2	5

ตารางที่ 3.8 มาตรฐานการปล่อยสารมลพิษทั้งแก๊สและอนุภาคแขวนลอยจากแหล่งกำเนิดของไทย

Substance	Source	Standard ( $mg/m^3$ )
Particulate	Boiler and Furnace	400
Carbon monoxide	Any Source	1000(870 ppm.)
Sulfur dioxide	Any Source	1300(500 ppm.)
Oxides of nitrogen	Boiler and Furnace	940(500 ppm.)

## บทที่ 4

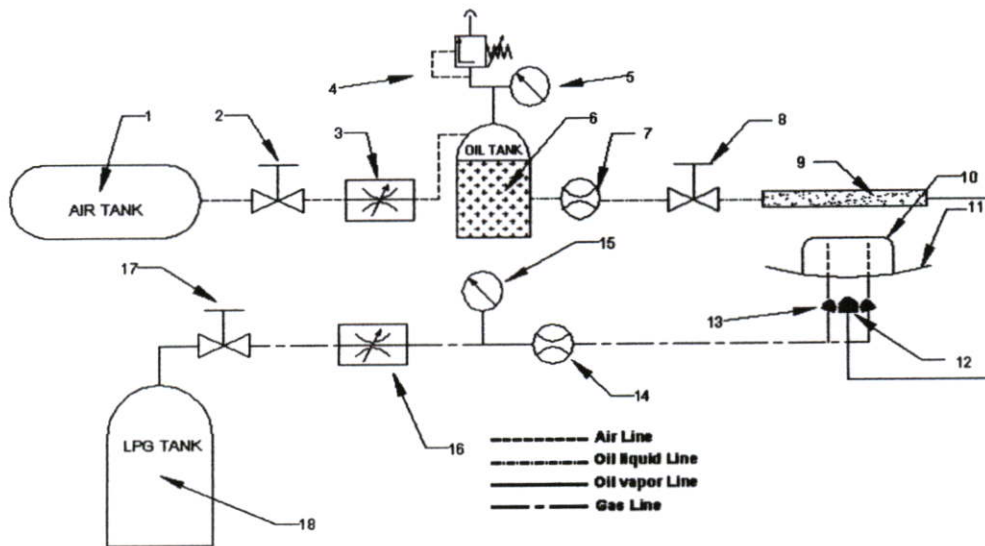
# อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

### 4.1 บทนำ

ในบทนี้ส่วนใหญ่จะกล่าวถึงรายละเอียดที่เกี่ยวกับอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองและเครื่องมือวัดต่างๆ รวมทั้งวิธีการทดลอง เพื่อหาปัจจัยที่มีผลต่อระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง และหาค่าต่างๆ ด้านสมรรถนะการทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

### 4.2 ชุดอุปกรณ์และหลักการทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

หัวเผาในงานวิจัยนี้สามารถทำงานได้โดยใช้เชื้อเพลิง 2 ชนิด คือ แก๊สแอลพีจี และน้ำมันปาล์ม ซึ่งการทำงานของชุดอุปกรณ์หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม ซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์ 2 ส่วน โดยส่วนแรกจะทำหน้าที่ควบคุมการทำงานของหัวเผาเมื่อน้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิง และส่วนที่สองเป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับอุ่นเชื้อเพลิง



รูปที่ 4.1 ชุดอุปกรณ์หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

โดยทั้งสองส่วนประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆดังนี้

- |  |                       |
|--|-----------------------|
| 1. ชุดปั๊มลม                               | 10. Mixing Chamber    |
| 2. วาล์วลม                                 | 11. Flame Holder      |
| 3. วาล์วปรับความดันลมก่อนเข้าถึงเชื้อเพลิง | 12. หัวฉีดน้ำมันพืช   |
| 4. วาล์วควบคุมความดันภายในถังน้ำมัน        | 13. หัวฉีดแก๊สแอลพีจี |

- |                                  |                                       |
|----------------------------------|---------------------------------------|
| 5. เกจวัดความดันลมภายในถังน้ำมัน | 14. อุปกรณ์ปรับอัตราการไหลแก๊สแอลพีจี |
| 6. ถังน้ำมัน                     | 15. เกจวัดความดันแก๊สแอลพีจี          |
| 7. อุปกรณ์วัดอัตราการไหลน้ำมัน   | 16. วาล์วปรับความดันแก๊สใช้งานแก๊ส    |
| 8. วาล์วปรับอัตราการไหลน้ำมัน    | 17. วาล์วแก๊สแอลพีจี                  |
| 9. ชุด Vaporizer.                | 18. ถังแก๊สแอลพีจี                    |

#### 4.2.1 การทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม

เนื่องจากในงานวิจัยนี้ได้นำเอาน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานแล้วมาใช้เป็นเชื้อเพลิง เนื่องจากน้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงเหลวที่มีความหนืดและอุณหภูมิต่ำไฟสูงจึงจำเป็นต้องใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีมาให้ความร้อนในช่วงแรกของการทำงานโดยที่มีขั้นตอนการทำงานดังนี้ ในส่วนแรกจะทำหน้าที่ควบคุมการจ่ายน้ำมันไปยังชุด Vaporizer จึงจำเป็นต้องอาศัยชุดปั๊มลม(หมายเลข1) เพื่อทำหน้าที่ในการจ่ายลมอย่างต่อเนื่องให้กับถังน้ำมัน(หมายเลข6) โดยผ่านทางวาล์วลม(หมายเลข 2)และวาล์วปรับความดันลม(หมายเลข3) เพื่อรักษาระดับความดันภายในถังน้ำมันให้คงที่เท่ากับความดันที่ต้องการใช้งาน ซึ่งจะมีเกจวัดความดันลม(หมายเลข5) เป็นอุปกรณ์แสดงค่าความดันใช้งานในขณะนั้น โดยที่วาล์วควบคุมความดันภายในถังน้ำมัน(หมายเลข4) จะทำหน้าที่ระบายลมออกในกรณีที่ความดันในถังน้ำมันมากเกินไปกว่าระดับที่ต้องการใช้งาน จากนั้นน้ำมันจะไหลไปตามท่อจ่ายน้ำมันเข้าไปยังอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมัน(หมายเลข7) แล้วน้ำมันจะถูกส่งต่อไปยังชุด Vaporizer (หมายเลข9) โดยผ่านวาล์วเข็มที่ทำหน้าที่ปรับอัตราการไหลของน้ำมัน ในขณะที่ส่วนที่สองจะทำหน้าที่ในการให้ความร้อนแก่น้ำมันที่อยู่ภายในชุด Vaporizer เพื่อให้ น้ำมันเกิดการระเหยกลายเป็นไอไปผสมกับอากาศให้สามารถติดไฟได้เมื่อใช้น้ำมันปาล์มมาเป็นเชื้อเพลิง เริ่มจากเปิดแก๊สแอลพีจีที่บรรจุอยู่ภายในถัง(หมายเลข18) ผ่านวาล์วปรับความดัน(หมายเลข16) โดยเกจวัดความดัน(หมายเลข15) จะแสดงค่าความดันแก๊สใช้งานในขณะนั้น โดยที่สามารถปรับอัตราการไหลแก๊สแอลพีจีได้จากอุปกรณ์วัดอัตราการไหลแก๊ส(หมายเลข 14) เพื่อผ่านไปยังหัวฉีดแก๊สแอลพีจี(หมายเลข13) ที่ติดตั้งอยู่ด้านข้างของหัวเผาน้ำมันปาล์ม(หมายเลข12) ที่ระดับเดียวกัน จากนั้นจึงติดไฟเพื่อให้ความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีมาทำหน้าที่ในการอุ่นเชื้อเพลิงที่อยู่ภายในชุด Vaporizer ให้กลายเป็นไอแล้วจึงปิดแก๊ส จากนั้นเปลวไฟที่ได้จากไอน้ำมันจะทำหน้าที่อุ่นน้ำมันในท่อ Vaporizer แทนแก๊สแอลพีจี โดยที่เชื้อเพลิงทั้งสองชนิดสามารถถูกไหม้ภายในหัวเผาเดียวกัน

#### 4.2.2 การทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี

สำหรับการทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี หัวเผาดังกล่าวได้ออกแบบให้ชุด Vaporizer สามารถเลื่อนออกได้เพื่อไม่ให้เกิดขวางเปลวไฟและสร้างความเสียหายแก่ท่อ Vaporizer ในขณะที่ใช้งาน โดยที่ส่วนแรกที่ทำหน้าที่ในการควบคุมการจ่ายน้ำมัน

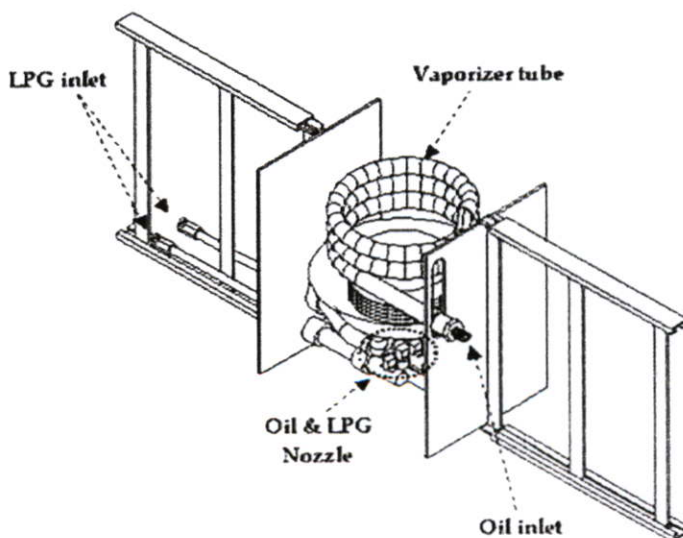
จะไม่ถูกนำมาใช้งาน ซึ่งหลักการทำงานก็จะเหมือนกับหัวเตาแก๊สทั่วไปกล่าวคือ แก๊สแอลพีจีที่ออกจากถัง(หมายเลข18) จะต้องผ่านวาล์วปรับความดัน(หมายเลข16) ไปยังอุปกรณ์วัดอัตราการไหลแก๊ส(หมายเลข14) แล้วแก๊สจะถูกพ่นออกจากหัวฉีด(หมายเลข13)เข้าไปในท่อผสม(Mixing tube) ในขณะเดียวกันอากาศส่วนแรกที่อยู่บริเวณใกล้เคียง หัวฉีดจะถูกชักนำเข้าไปผสมโดยอาศัยการถ่ายเทโมเมนตัมระหว่างแก๊สและอากาศ แล้วเข้าไปภายใน Mixing Chamber แล้วไหลออกจากรูทางออกของส่วนผสมและเกิดการเผาไหม้ขึ้นที่ทางออกบริเวณ Flame Holder โดยในขณะที่เกิดการเผาไหม้จะมีอากาศส่วนที่สองถูกเหนี่ยวนำเข้ามา ซึ่งอากาศส่วนนี้จะช่วยให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้น

### 4.3 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองแบ่งออกเป็น 4 ส่วน คือ หัวเผา เชื้อเพลิง อุปกรณ์การควบคุม เครื่องมือวัดต่างๆ และอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะ

#### 4.3.1 หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเป็นการนำเอาโครงสร้างส่วนบนของหัวน้ำมันก๊าดมาใช้เป็นห้องเผาไหม้เท่านั้น โดยที่ระบบท่อทางเดินน้ำมันและบริเวณ Chamber ที่อยู่ภายในหัวเผาไม่ได้ถูกนำมาใช้งาน แต่ได้ออกแบบทางเดินน้ำมัน, หัวฉีด, แก๊สแอลพีจีและชุด Vaporizer ให้แยกเป็นอิสระกับส่วนที่เป็นห้องเผาไหม้ของหัวน้ำมันก๊าดที่นำมาใช้ ในงานวิจัยนี้ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 4.1 ซึ่งสามารถใช้งานได้กับเชื้อเพลิงทั้ง 2 ชนิด คือแก๊สแอลพีจี และน้ำมันปาล์ม หรือใช้เชื้อเพลิงชนิดใดชนิดหนึ่งแทนกันได้เมื่อเชื้อเพลิงใดเชื้อเพลิงหนึ่งหมดโดยไม่ทำให้เกิดความเสียหายต่อชุด Vaporizer เพราะสามารถเลื่อนหรือถอดออกได้ในช่วงที่ใช้เชื้อเพลิงแอลพีจีเพียงอย่างเดียว

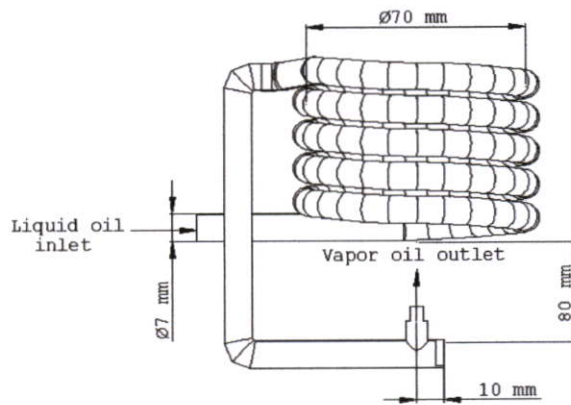


รูปที่ 4.2 ลักษณะของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

สำหรับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมประกอบด้วยชิ้นส่วนต่างๆดังนี้

#### 4.3.1.1 ชุด Vaporizer

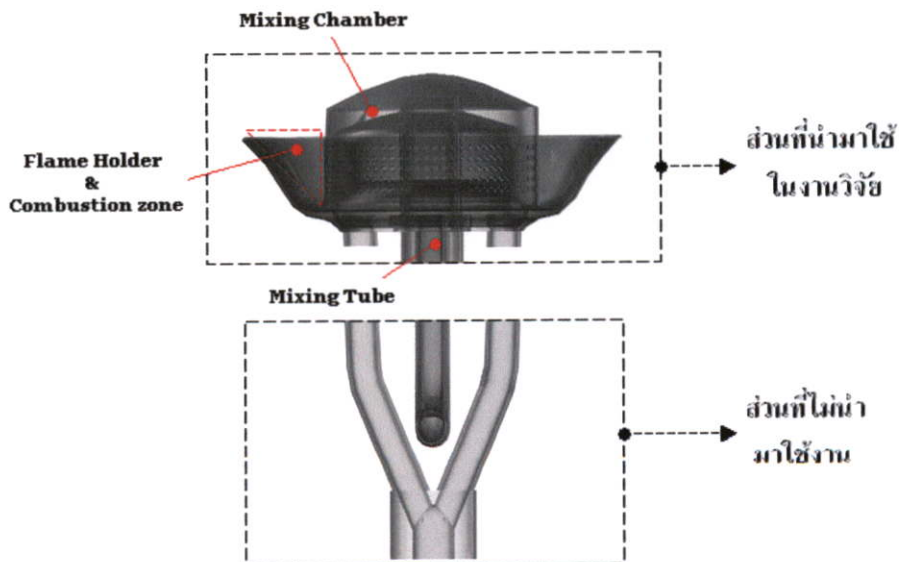
ชุด Vaporizer จะทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำมันที่มาจากถังจากถังไหลเข้ามาเพื่อรับความร้อนที่ได้จากเปลวไฟของแก๊สแอลพีจีเพื่อให้น้ำมันเกิดการระเหยกลายเป็นไอ โดยชุด Vaporizer ทำจากท่อทองแดงที่มีความยาวเท่ากับ 1 เมตร และขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 8 มิลลิเมตร ซึ่งในการทดลองจะใช้ชุด Vaporizer ที่มีขนาดวงขดท่อ Vaporizer 5 ขนาด คือ 50 มิลลิเมตร, 60 มิลลิเมตร, 70 มิลลิเมตร, 80 มิลลิเมตร และ 90 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.3 ลักษณะของชุด Vaporizer

#### 4.3.1.2 ห้องเผาไหม้

ในส่วนของงานวิจัยนี้นำเอาส่วนบนของหัวเผาน้ำมันก๊าดรุ่น S 36 มาใช้เท่านั้น



รูปที่ 4.4 บริเวณที่นำมาใช้เป็นห้องเผาไหม้

#### 4.3.1.3 หัวฉีดแก๊สแอลพีจี

หัวฉีดของแก๊สแอลพีจีที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นการออกแบบเพื่อมาประยุกต์ใช้กับหัวฉีดของน้ำมันก๊าดรุ่น S35 โดยที่ติดตั้งอยู่ที่ตำแหน่งเดียวกับหัวฉีดของหัวเผา น้ำมันก๊าดเดิม



รูปที่ 4.5 หัวฉีดแก๊สแอลพีจี

#### 4.3.1.4 หัวฉีดน้ำมันปาล์ม

หัวฉีดน้ำมันปาล์มที่ใช้จะเป็นขนาดเดียวกับหัวฉีดของหัวเผา น้ำมันก๊าดรุ่น S 36 โดยที่ติดตั้งรวมอยู่ในชุด Vaporizer ซึ่งอยู่ที่ตำแหน่งเดียวกับหัวฉีดของหัวเผา น้ำมันก๊าดเดิม โดยมีระยะห่างเท่ากับ 18 mm.



รูปที่ 4.6 หัวฉีดน้ำมันปาล์ม

#### 4.3.1.5 ท่อจ่ายเชื้อเพลิง

ท่อจ่ายน้ำมันที่ใช้ทำจากท่อทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 2.0 มิลลิเมตร ทั้งนี้เนื่องท่อดังกล่าวสามารถทนความร้อน และหาซื้อได้ง่าย



รูปที่ 4.7 ท่อจ่ายเชื้อเพลิง

### 4.3.2 เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลอง

เนื่องระบบการทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมสำหรับน้ำมันปาล์มนั้น จำเป็นจะต้องมีการให้ความร้อนกับน้ำมันเพื่อให้กลายเป็นไอและสามารถถูกติดไฟได้ ซึ่งแสดงว่าในระบบการทำงานดังกล่าวต้องประกอบด้วยเชื้อเพลิง 2 ชนิด คือ

#### 4.3.2.1 แก๊สแอลพีจี

ถังบรรจุแก๊สแอลพีจีขนาด 4 กิโลกรัม ความดันใช้งานสูงสุดเท่ากับ  $1.65\text{MPa}$



รูปที่ 4.8 ถังบรรจุแก๊สแอลพีจี

#### 4.3.2.2 น้ำมันปาล์มใช้แล้ว

น้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานแล้วหลายครั้งจากการทอดปลาทองไก่ ซึ่งคุณสมบัติต่างๆ ได้กล่าวไว้ในบทที่ 3.

### 4.3.3 อุปกรณ์การควบคุม

#### 4.3.3.1 ชุดปั๊มลม

เป็นอุปกรณ์ที่เป็นแหล่งจ่ายลมเข้าไปในถังเชื้อเพลิง ปั๊มลมเก็บไว้ประมาณ 5 บาร์



รูปที่ 4.9 ชุดปั๊มลม

#### 4.3.3.2 วาล์วปรับความดันลม

ทำหน้าที่ควบคุมและรักษาระดับความดันลมให้คงที่เมื่อจ่ายเข้าไปยังถังเชื้อเพลิง



รูปที่ 4.10 วาล์วปรับความดันลมก่อนเข้าถังน้ำมัน

#### 4.3.3.3 วาล์วควบคุมความดันภายในถังน้ำมัน



รูปที่ 4.11 วาล์วควบคุมความดันภายในถังน้ำมัน

#### 4.3.3.4 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลน้ำมัน

เป็นอุปกรณ์สำหรับวัดอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันปาล์มที่ใช้ในการทดสอบ โดยที่ทำงานจากกระบอกตวงที่มีความจุเท่ากับ 500 มิลลิลิตร น้ำมันจะเข้าทางด้านบนและไหลออกทางด้านล่างไปยังวาล์วปรับอัตราการไหลน้ำมัน



รูปที่ 4.12 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมัน

#### 4.3.3.5 วาล์วปรับอัตราการไหลน้ำมัน

วาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำมันหรือเรียกว่า วาล์วเข็ม จะทำหน้าที่ปรับอัตราการไหลของน้ำมัน ซึ่งจะเหมาะสมกับอัตราการไหลของเชื้อเพลิงต่างๆและแม่นยำ



รูปที่ 4.13 ลักษณะของวาล์วเข็มที่ใช้ปรับอัตราการไหลน้ำมัน

#### 4.3.3.6 วาล์วปรับความดันแก๊สแอลพีจี

วาล์วปรับความดันแก๊สแอลพีจี ซึ่งจะเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ในการควบคุมความดันแก๊สที่ออกจากถังเพื่อรักษาระดับแรงดันให้คงที่ โดยสามารถปรับแรงดันได้แต่จะต้องไม่เกินมาตรฐานที่กำหนดไว้



รูปที่ 4.14 ลักษณะของวาล์วปรับความดันแก๊สแอลพีจีที่ออกจากถัง

#### 4.3.3.7 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลแก๊สแอลพีจี

อุปกรณ์ที่นำมาใช้ในการวัดอัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี คือ เครื่องมือวัดอัตราการไหลของอากาศรุ่น RMA-26-SSV(T23P) ที่มีย่านการใช้งานเท่ากับ 0- 5 L/min



รูปที่ 4.15 Rotameter

แต่จำเป็นที่จะต้องมีการแก้ค่าเพื่อให้ใช้ได้กับการนำไปใช้วัดอัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี ซึ่งสามารถหาได้จาก[3]

$$Q_{LPG} = Q_R \times \sqrt{\frac{1}{(S.G.)_{LPG}}} \quad (4.1)$$

- เมื่อ
- $Q_{LPG}$  คือ อัตราการไหลจริงของแก๊สแอลพีจี, L/min
  - $Q_R$  คือ อัตราการไหลของแก๊สแอลพีจีที่อ่านค่าได้จาก Rotameter, L/min
  - $S.G._{LPG}$  คือ ความถ่วงจำเพาะของแก๊สแอลพีจี

#### 4.3.4 เครื่องมือวัด

##### 4.3.4.1 เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple)

เป็นอุปกรณ์ที่นำมาใช้ในการวัดอุณหภูมิ โดยการเลือกใช้ประเภทของ เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ต้องศึกษาลักษณะของงานและอุณหภูมิที่ทำการวัดเพื่อป้องกันความเสียหายของอุปกรณ์ และการทำงานของอุปกรณ์นี้จำเป็นต้องมีการปรับเทียบกับค่าอุณหภูมิพื้นฐานและความผิดพลาดของเครื่องมือ ซึ่งในงานวิจัยนี้ใช้เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) แบบชนิด TYPE K ที่สามารถวัดอุณหภูมิได้สูงสุดเท่ากับ  $400^{\circ}\text{C}$  . ในการวัดอุณหภูมิของน้ำขณะที่ทำการทดสอบสมรรถนะ และวัดอุณหภูมิที่กั้นภาชนะในแนวรัศมีโดยใช้เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) แบบชนิด TYPE R ที่สามารถวัดอุณหภูมิได้สูงสุดเท่ากับ  $1200^{\circ}\text{C}$  เครื่องบันทึกอุณหภูมิที่ใช้ในการทดลองแสดงผลด้วยระบบดิจิทัล แบบ 4 ช่องสัญญาณ



รูปที่ 4.16 Thermocouple Type k และ Temperature Switches & Display



รูปที่ 4.17 Thermocouple Type R และ Temperature Switches & Display

#### 4.3.4.2 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ(Anemometer)



รูปที่ 4.18 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

#### 4.3.4.3 เครื่องวัดก๊าซเสีย (Gas Analyzer)

เครื่องมือวัดก๊าซเสียรุ่น Testo 300 XL-I ซึ่งจะทำหน้าที่ในการวัดระดับความเข้มข้นของก๊าซเสียที่ปล่อยออกมาจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง ซึ่งประกอบด้วย  $CO$ ,  $O_2$  และ  $NO_x$  ตามชนิดเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้



รูปที่ 4.19 เครื่องวัดแก๊สเสียรุ่น Testo 300 XL-I

#### 4.3.5 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะ

##### 4.3.5.1 ภาชนะที่ใช้ในการทดสอบ

ภาชนะอลูมิเนียมทรงกระบอกก้นแบน ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 24 เซนติเมตร ตามมาตรฐาน DIN EN 203-1



รูปที่ 4.20 หม้ออะลูมิเนียมก้นแบน เบอร์ 24

#### 4.3.5.2 นาฬิกาจับเวลา

ในสำหรับบันทึกเวลาที่มีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิทุกๆ  $5^{\circ}\text{C}$  ตลอดช่วง

การทดลอง



รูปที่ 4.21 นาฬิกาจับเวลา

#### 4.3.5.3 เครื่องชั่งน้ำหนัก

เครื่องชั่งน้ำหนักแบบดิจิตอลที่สามารถชั่งน้ำหนักได้สูงสุด 5000 กรัม ความละเอียด 1 กรัม ซึ่งนำมาใช้สำหรับชั่งน้ำหนักน้ำและน้ำมันที่ใช้ทั้งก่อนและหลังการทดสอบ

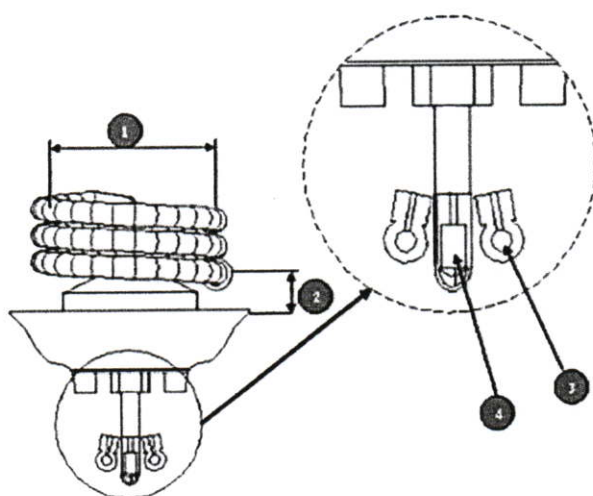


รูปที่ 4.22 เครื่องชั่งน้ำหนัก

## 4.4 วิธีการทดลอง

เนื่องจากว่าในงานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาและปรับปรุงหัวเผา น้ำมันปาล์มชนิดผสมกับอากาศ ก่อนการเผาไหม้ ให้เป็นหัวเผาที่มีชุดอุ่นเชื้อเพลิงที่ใช้แก๊สแอลพีจี ร่วมกันได้ในตัวเผาเดียวกับหัวเผา น้ำมันปาล์ม ซึ่งวัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยนี้คือ การลดระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงในขณะที่เดียวกันก็จะต้องมีความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ใช้ในการอุ่นน้ำมันที่น้อยลง แต่ก็ยังมีความจำเป็นที่จะต้องทำการทดสอบสมรรถนะโดยรวมของหัวเผาดังกล่าว

### 4.4.1 ตัวแปรที่ทำการศึกษา



รูปที่ 4.23 ตัวแปรที่ทำการศึกษา

ตัวแปรที่ทำการศึกษาประกอบด้วย

1. ขนาดของวงขดท่อ Vaporizer(RVD)
2. ระยะห่างระหว่าง Flame Holder ถึง ท่อ Vaporizer(GAP)
3. อัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี
4. อัตราการไหลของน้ำมัน

### 4.4.2 กรณีศึกษาขนาดของวงขดท่อ Vaporizer และระยะห่างระหว่าง Flame Holder ถึงท่อ Vaporizer ที่มีผลต่อระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง เมื่อมีการเปลี่ยนแปลง อัตราการไหลแก๊ส

ในการทำงานของหัวเผาน้ำมันพืชสิ่งที่จำเป็นที่สุดคือการทำให้น้ำมันกลายเป็นไอเพื่อที่จะทำให้เกิดการเผาไหม้ จึงจำเป็นที่จะต้องศึกษาปัจจัยที่ทำให้สามารถอุ่นน้ำมันให้กลายเป็นไอในระยะเวลาอันรวดเร็ว โดยที่ที่มีความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีน้อยที่สุด ซึ่งแบ่งวิธีการทดสอบออกเป็น 2 วิธีคือ

#### 4.4.2.1 เปิดน้ำมันให้ไหลเข้าไปจนเต็มท่อ Vaporizer

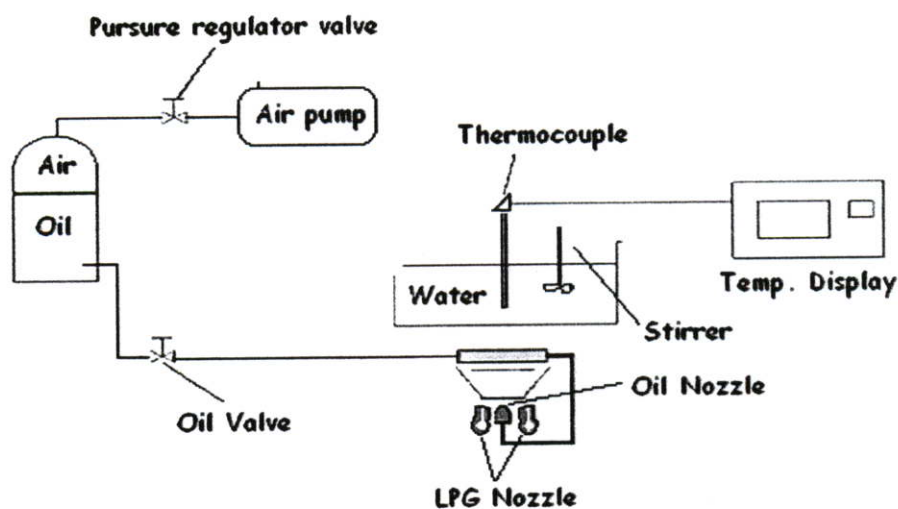
1. เปิดน้ำมันให้ไหลเข้าไปจนเต็มท่อ Vaporizer แล้วปิดวาล์วน้ำมัน
2. เปิดวาล์วแก๊สแอลพีจี ที่อัตราการไหลคงที่ ทำการจุดไฟเพื่อทำการอุ่นน้ำมัน พร้อมทั้งจับเวลา
3. เมื่อน้ำมันกลายเป็นไอและหัวเผาเริ่มติดไฟแล้วให้เปิดวาล์วน้ำมันและเปิดวาล์วแก๊สแอลพีจีต่อไประยะหนึ่ง จากนั้นจึงทำการปิดวาล์วแก๊สแอลพีจี พร้อมทั้งหยุดเวลา
4. บันทึกระยะเวลาที่ใช้ในการอุ่นน้ำมัน
5. ปล่อยให้หัวเผาดังกล่าวเย็นตัวลงจนกระทั่งอุณหภูมิของหัวเผาเท่ากับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม จึงเริ่มทำการทดลองตามข้อที่ 1-5
6. โดยที่ทำการทดลองที่ขนาดของวงซดท่อ Vaporizer ทั้ง 5 ขนาด คือ 50 มิลลิเมตร(RVD = 50 mm. ), 60 มิลลิเมตร(RVD = 60 mm. ), 70 มิลลิเมตร(RVD = 70 mm. ), 80 มิลลิเมตร(RVD = 80 mm. ) และ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm. ) โดยที่แต่ละวงซดต้องทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลการไหลแก๊สตั้งแต่ 0.7 L/min , 1.1 L/min , 1.4 L/min ,1.8 L/min และ 2.1 L/min และเลื่อนระยะห่างระหว่าง Flame Holder ถึงท่อ Vaporizer 5 ระยะคือ 1 เซนติเมตร, 2 เซนติเมตร, 3 เซนติเมตร, 4 เซนติเมตร และ 5 เซนติเมตร

#### 4.4.2.2 เปิดแก๊สแอลพีจีอุ่นชุด Vaporizer ตามระยะเวลาที่กำหนดแล้วจึงเปิดน้ำมัน

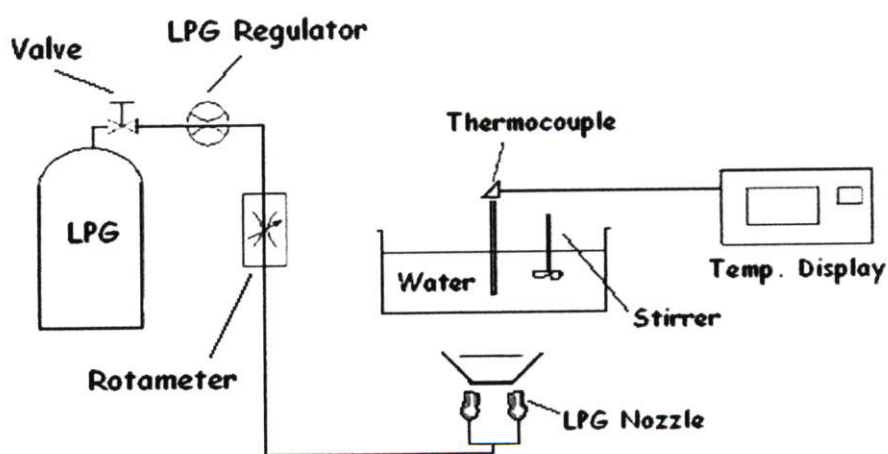
1. เปิดแก๊สแอลพีจีที่อัตราการไหล 1.4 L/min เพื่ออุ่นชุด Vaporizer ก่อน ที่ระยะเวลา 15 วินาที, 20 วินาที, 25 วินาที, 30 วินาที, 35 วินาที และ 40 วินาที และเริ่มจับเวลา
2. เมื่ออุ่นชุด Vaporizer ตามระยะเวลาดังกล่าวแล้ว จึงเปิดน้ำมันเข้าไปในชุด Vaporizer และจับเวลาต่อไป
3. หลังจากเปิดน้ำมันแล้วยังจะต้องเปิดแก๊สแอลพีจีต่อจนกว่าน้ำมันจะกลายเป็นไอและสามารถติดไฟได้ด้วยไอน้ำมัน จากนั้นให้หยุดเวลา
4. บันทึกระยะเวลาในการทดสอบ
5. ปล่อยให้หัวเผาดังกล่าวเย็นตัวลงจนกระทั่งอุณหภูมิของหัวเผาเท่ากับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม จึงเริ่มทำการทดลองตามข้อที่ 1-5
6. ทำการทดลองที่ขนาดของวงซดท่อ Vaporizer ทั้ง 5 ขนาด คือ 50 มิลลิเมตร (RVD = 50 mm. ), 60 มิลลิเมตร(RVD = 60 mm. ), 70 มิลลิเมตร(RVD = 70 mm. ), 80 มิลลิเมตร(RVD = 80 mm. ) และ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm. ) โดยมีระยะห่างระหว่าง Flame Holder ถึงท่อ Vaporizer เท่ากับ 1 เซนติเมตร

#### 4.4.3 กรณีศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของเชื้อเพลิง

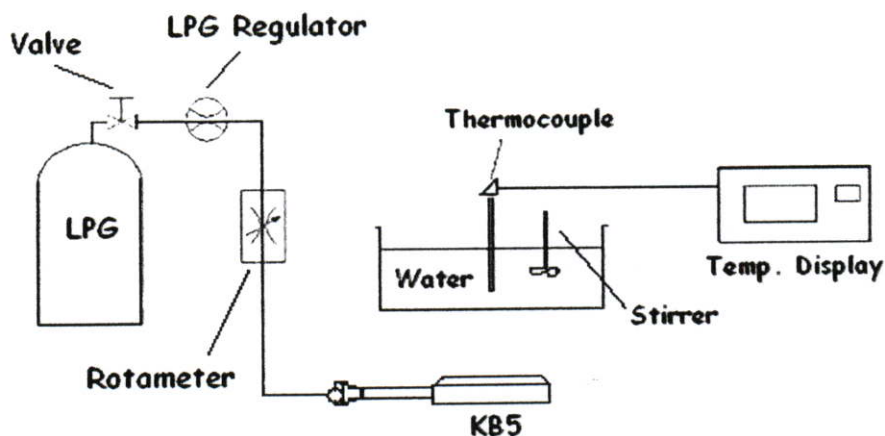
การทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมได้ทำการทดสอบแบบวิธีการต้มเดือด(Water Boiling Test) เนื่องจากว่า ไม่ต้องเตรียมขั้นตอนการประกอบอาหาร ไม่ต้องมีผู้เชี่ยวชาญในการประกอบอาหาร ภาชนะที่ใช้ไม่ต้องมีฝาปิด ทำการทดสอบที่ 3 สภาวะแต่ในส่วนของงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบที่สภาวะ Hot Start



รูปที่ 4. 24 โครงสร้างโดยรวมของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil)



รูปที่ 4. 25 โครงสร้างโดยรวมของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา Co-Burner(LPG)



รูปที่ 4. 26 โครงสร้างโดยรวมของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5

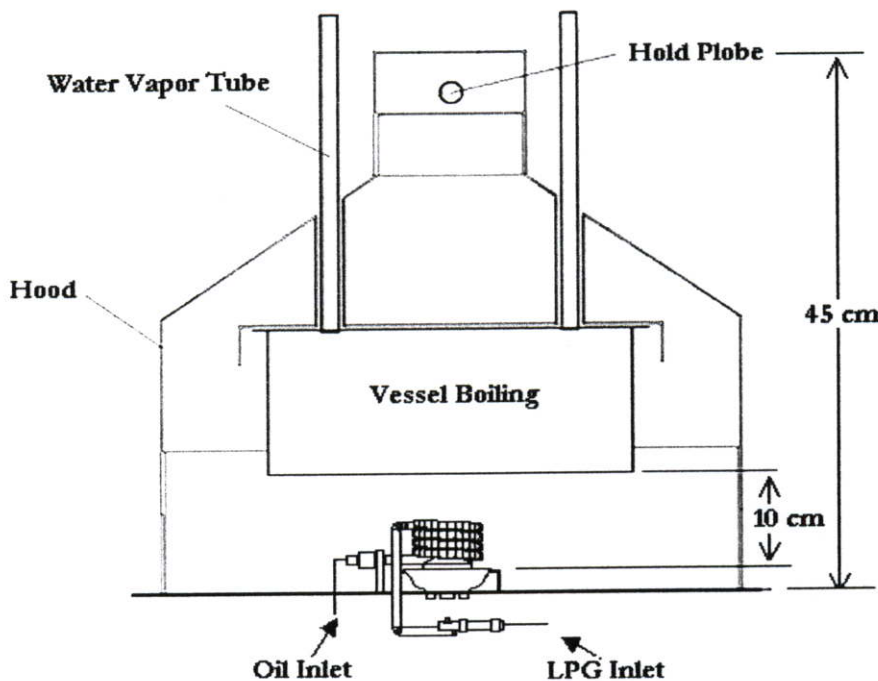
สำหรับการทดสอบแบบขณะที่หัวเผายังร้อนอยู่ (Hot Start) มีขั้นตอนในการทดสอบดังนี้

1. เติมน้ำลงในภาชนะ 3500 กรัม
2. ชั่งน้ำหนักน้ำและเชื้อเพลิงก่อนการทดสอบ
3. วัดอุณหภูมิน้ำและบรรยากาศในขณะนั้น
4. ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลให้อยู่ตรงกลางและสูงจากกันภาชนะ 5 เซนติเมตร
5. ติดไฟและเริ่มจับเวลา
6. เมื่อน้ำเดือดถึง  $100^{\circ}\text{C}$  ให้ต้มน้ำต่อไปอีก 5 นาที จึงหยุดการทดสอบ แล้วชั่งน้ำหนักของน้ำและเชื้อเพลิงที่เหลือจากการทดสอบ
7. บันทึกเวลาที่สิ้นสุดการทดสอบ อุณหภูมิน้ำ น้ำหนักของน้ำและเชื้อเพลิงที่เหลือหลังการทดสอบ
8. ทำการทดลองตามขั้นตอนที่ 1-7 สำหรับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม (Co-Burner (Palm Oil)) กรณีศึกษาขนาดของวงเขตท่อ Vaporizer และระยะห่างระหว่าง Flame Holder ถึงท่อ Vaporizer เท่ากับ 1 เซนติเมตร ที่มีผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา โดยทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำมัน  $0.11\text{ g/s}$  ,  $0.12\text{ g/s}$  ,  $0.13\text{ g/s}$  ,  $0.14\text{ g/s}$  ,  $0.15\text{ g/s}$  ,  $0.16\text{ g/s}$  และ  $0.17\text{ g/s}$  ซึ่งในการทดสอบให้ตั้งภาชนะสูงจากฐานของเปลวไฟเท่ากับ 10 เซนติเมตร
9. นำค่าที่ได้มาทำการคำนวณหาสมรรถนะด้านต่างๆ
10. สำหรับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี (Co-Burner (LPG)) และหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5 ให้ทำการทดลองเหมือนข้อ 1. ถึงข้อ

7. เพื่อให้ทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี(LPG) ดังนี้คือ 2.4 L/min , 2.6 L/min , 2.8 L/min , 3.0 L/min , 3.2 L/min , 3.4 L/min และ 3.6 L/min ตามลำดับ ซึ่งในการทดสอบให้ตั้งภาชนะสูงจากฐานของเปลวไฟเท่ากับ 10 เซนติเมตร

#### 4.4.4 กรณีศึกษาก๊าซเสียที่เกิดจากการทำงานของหัวเผา โดยตั้งภาชนะที่ใช้ในการทดสอบสูงจากฐานของเปลวไฟเท่ากับ 10 เซนติเมตร เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลเชื้อเพลิง

สำหรับการตรวจสอบค่ามลพิษที่เกิดจากการทำงานของหัวเผานั้น เพื่อเป็นการประเมินว่าอยู่ในระดับที่ไม่เป็นอันตรายต่อผู้ใช้ แม้ว่าแก๊สส่วนใหญ่ที่เกิดจากการเผาไหม้ คือ คาร์บอนไดออกไซด์และไอน้ำ ซึ่งไม่เป็นพิษ แต่ในปัจจุบันแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ได้กลายเป็นสาเหตุหลักของการเกิดภาวะเรือนกระจก นอกจากแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ แล้วยังมีแก๊สอื่น ๆ ที่เกิดจากการเผาไหม้และเป็นมลพิษอย่างมากคือ ออกไซด์ของไนโตรเจน( $NO_x$ ) , คาร์บอนมอนอกไซด์( $CO$ ) , สารประกอบไฮโดรคาร์บอน( $HC$ ) , ฝุ่น, เขม่า และออกไซด์ของซัลเฟอร์( $SO_x$ )



รูปที่ 4.27 โครงสร้างภายในของอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดปริมาณก๊าซเสีย



รูปที่ 4.28 ลักษณะการวัดปริมาณก๊าซเสียของหัวเตาหุงต้มรุ่น KB 5

โดยได้ทำการทดสอบตามมาตรฐาน DIN EN 203-1 และ DIN EN 203-2 ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 4.25 และรูปที่ 4.28 โดยมีวิธีการทดสอบดังนี้

1. ตั้งภาชนะที่กึ่งกลางเตา ครอบภาชนะด้วย Hood
2. เก็บตัวอย่างแก๊สเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ ที่ด้านบนของ Hood หลังจากติดหัวเผาไป แล้ว 15 นาที เพื่อวิเคราะห์  $CO$  ,  $CO_2$  ,  $O_2$  และ  $NO_x$  ด้วยเครื่อง Combustion Analyzer ยี่ห้อ Testo รุ่น Testo 300 XL-I จนกว่าค่าที่อ่านได้จะคงที่ แล้วจึงบันทึกที่ที่อ่านได้
3. โดยหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม(Co-Burner(Palm Oil)) ทำการทดลองที่ขนาดของวงขดท่อ Vaporizer ทั้ง 5 ขนาด คือ 50 มิลลิเมตร(RVD = 50 mm. ), 60 มิลลิเมตร(RVD = 60 mm. ), 70 มิลลิเมตร(RVD = 70 mm. ), 80 มิลลิเมตร(RVD = 80 mm. ) และ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm. ) ระยะห่างระหว่าง Flame Holder ถึงท่อ Vaporizer เท่ากับ 1 เซนติเมตร โดยที่ทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของ น้ำมัน 0.11 g/s , 0.12 g/s , 0.13 g/s , 0.14 g/s , 0.15 g/s , 0.16 g/s และ 0.17 g/s ซึ่งในการทดสอบให้ตั้งภาชนะสูงจากฐานของเปลวไฟเท่ากับ 10 เซนติเมตร
4. สำหรับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี (Co-Burner(LPG)) และหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5 ให้ทำการทดลองเหมือนข้อ 1. และข้อ 2. แต่ให้ทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี(LPG) ดังนี้คือ 2.4 L/min , 2.6 L/min , 2.8 L/min , 3.0 L/min , 3.2 L/min , 3.4 L/min และ 3.6 L/min ตามลำดับ ซึ่งในการทดสอบให้ตั้งภาชนะสูงจากฐานของเปลวไฟเท่ากับ 10 เซนติเมตร
5. บันทึกข้อมูล

#### 4.4.5 กรณีศึกษาปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของเชื้อเพลิง

เนื่องจากว่าปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงต่างกัน เป็นตัวแปรหนึ่งที่ใช้เป็นตัวบ่งบอกถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ได้เป็นอย่างดี แต่ในส่วนของงานวิจัยนี้ อากาศที่ถูกนำมาใช้ในการเผาไหม้เกิดจากการชักนำของความเร็วของลำเจ็ทของไอน้ำมันผ่านทางหัวฉีด เป็นการไหลเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงตามธรรมชาติ โดยมีวิธีการทดสอบดังนี้

1. ติดตั้งหัวเผาไว้ในชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดอากาศในการเผาไหม้ ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 4.29 และรูปที่ 4.30 จากนั้นก็ทำการติดไฟตามปกติ



(ก) หัวเผา Co-Burner(LPG)



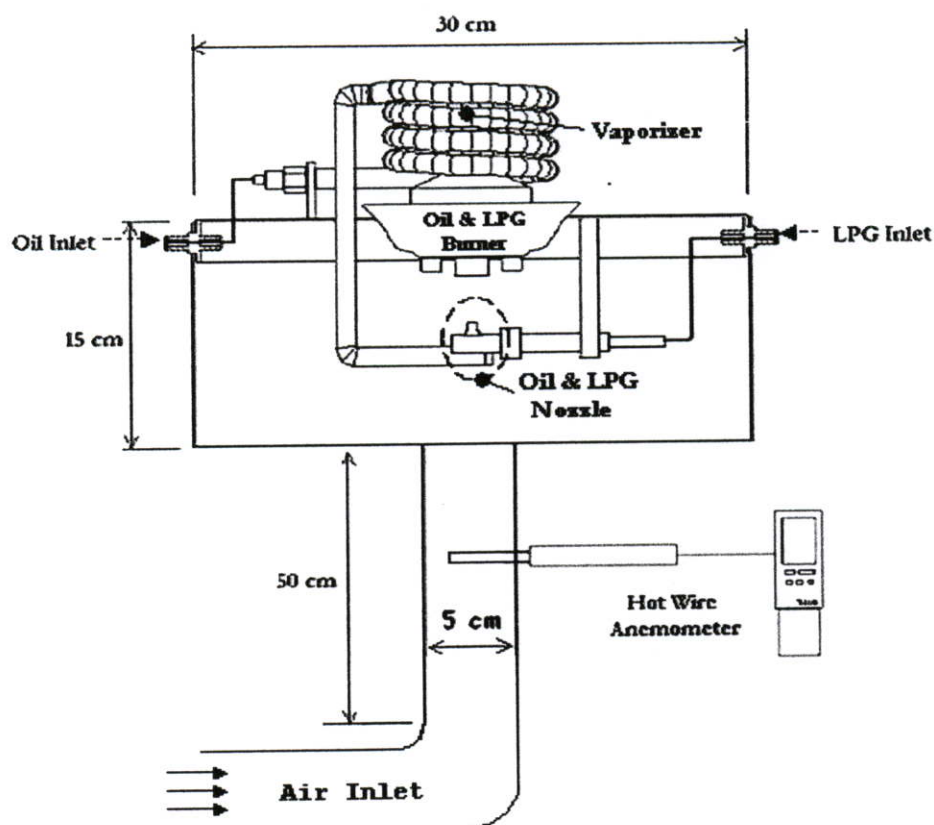
(ข) หัวเผา Co-burner(Palm Oil)

รูปที่ 4.29 หัวเผาและชุดอุปกรณ์การวัดอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้



รูปที่ 4.30 หัวเตารุ่น KB5และชุดอุปกรณ์การวัดอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

2. หลังจากคิดเตาแล้วนำเอาเครื่องมือวัดอัตราการไหลของอากาศใส่เข้าไปในช่องวัดอากาศดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 4.29 และรูปที่ 4.30



รูปที่ 4.31 โครงสร้างอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

3. ในการวัดอากาศจะทำกรวัดอากาศที่กึ่งกลางหน้าตัดของท่อที่อากาศไหลผ่าน โดยกำหนดให้การไหลของอากาศภายในท่อมีการไหลที่สมมาตรตลอด และมีผลกระทบจากผนังท่อน้อยมาก
4. อัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าไปใช้ในการเผาไหม้ที่วัดค่าได้อยู่ในหน่วยของความเร็วคือ  $m/sec$
5. โดยหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม(Co-Burner(Palm Oil)) ทำการทดลองที่ขนาดของวงจรถ่อ Vaporizer ทั้ง 5 ขนาด คือ 50 มิลลิเมตร(RVD = 50 mm. ), 60 มิลลิเมตร(RVD = 60 mm. ), 70 มิลลิเมตร(RVD = 70 mm. ), 80 มิลลิเมตร(RVD = 80 mm. ) และ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm. ) ระยะห่างระหว่าง Flame Holder ถึงท่อ Vaporizer เท่ากับ 1 เซนติเมตร โดยที่ทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำมัน 0.11 g/s , 0.12 g/s , 0.13 g/s , 0.14 g/s , 0.15 g/s , 0.16 g/s และ 0.17 g/s

6. สำหรับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี (Co-Burner(LPG)) และหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5 ให้ทำการทดลองเหมือนข้อ 1. และข้อ 2. แต่ให้ทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี(LPG) ดังนี้คือ 2.4 L/min , 2.6 L/min , 2.8 L/min , 3.0 L/min , 3.2 L/min , 3.4 L/min และ 3.6 L/min ตามลำดับ

## บทที่ 5

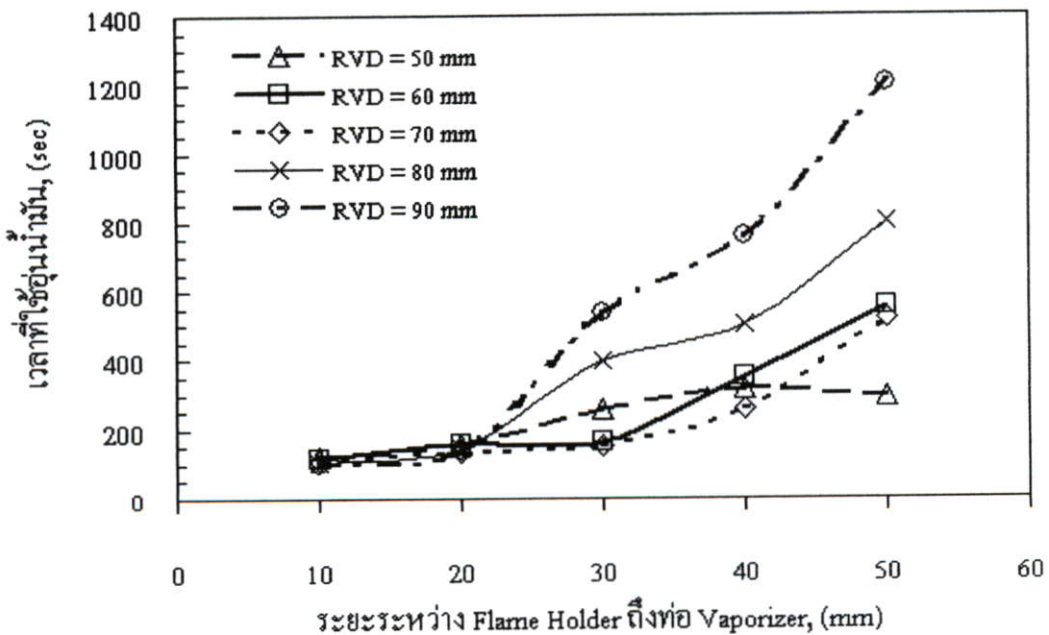
### ผลการทดลอง

#### 5.1 บทนำ

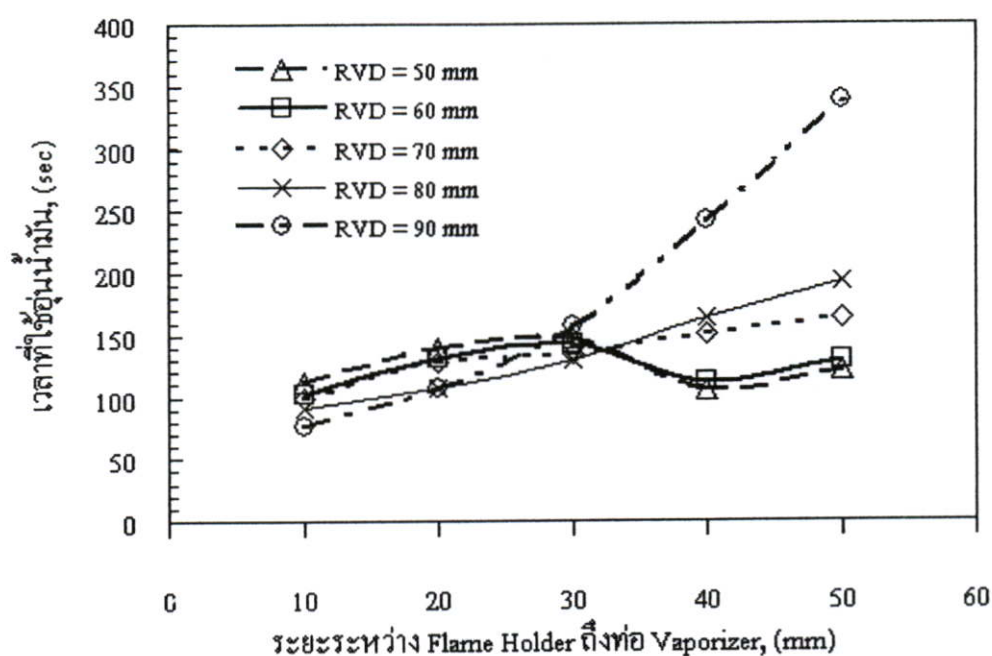
การทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิง(Co-Burner(Palm Oil)) ซึ่งมีสถานะเป็นของเหลวที่มีความหนืดและอุณหภูมิติดไฟสูง จึงมีความจำเป็นที่ต้องให้ความร้อนเพื่อให้ระเหยกลายเป็นไอและง่ายต่อการติดไฟ ดังนั้นในบทนี้จึงเป็นการนำเสนอปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อการระเหยกลายเป็นไอของเชื้อเพลิง โดยให้มีการสูญเสียความร้อนและสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุด รวมทั้งจะต้องทำการทดสอบสมรรถนะของหัวเผาในด้านต่างๆ เช่น การกระจายอุณหภูมิ อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ระดับความเข้มข้นของก๊าซเสีย เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของเชื้อเพลิง โดยทำการเปรียบเทียบกันระหว่างหัวเผาหุงต้มรุ่น KB5 กับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม ซึ่งในการทดสอบครั้งนี้ได้นำน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานแล้วมาใช้เป็นเชื้อเพลิง โดยมีราคาเท่ากับ 8.31 บาทต่อกิโลกรัม และราคาแก๊สแอลพีจีเท่ากับ 18.0 บาทต่อกิโลกรัม

#### 5.2 ผลของระยะเวลาที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง

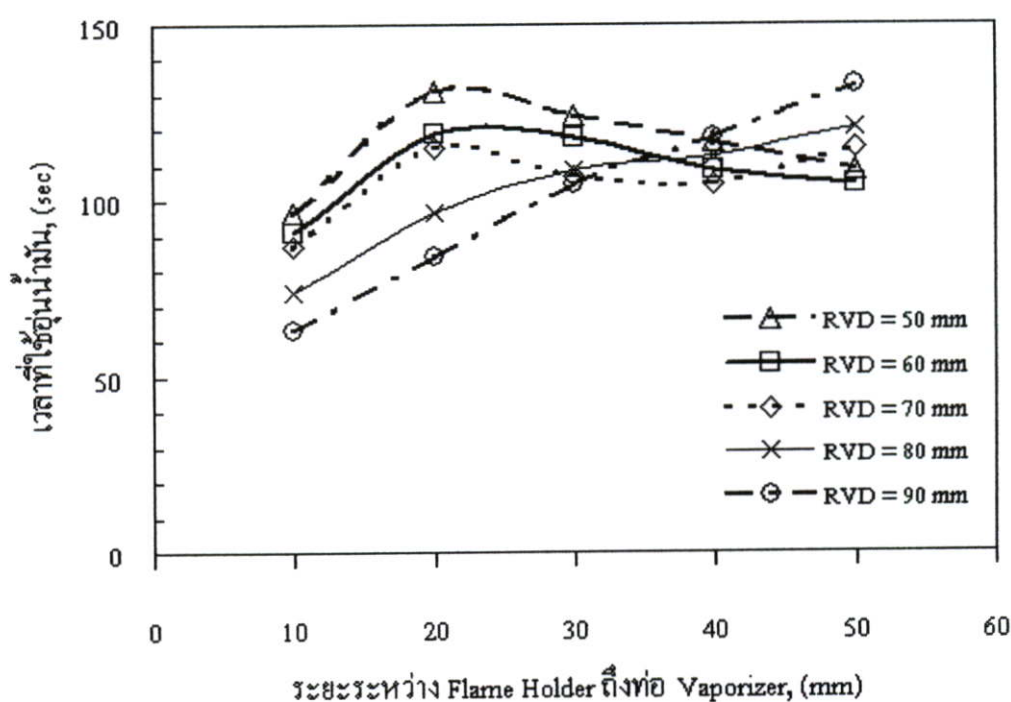
##### 5.2.1 กรณีที่เปิดน้ำมันให้ไหลเข้าไปจนเต็มท่อ Vaporizer แล้วจึงเปิดแก๊สแอลพีจี



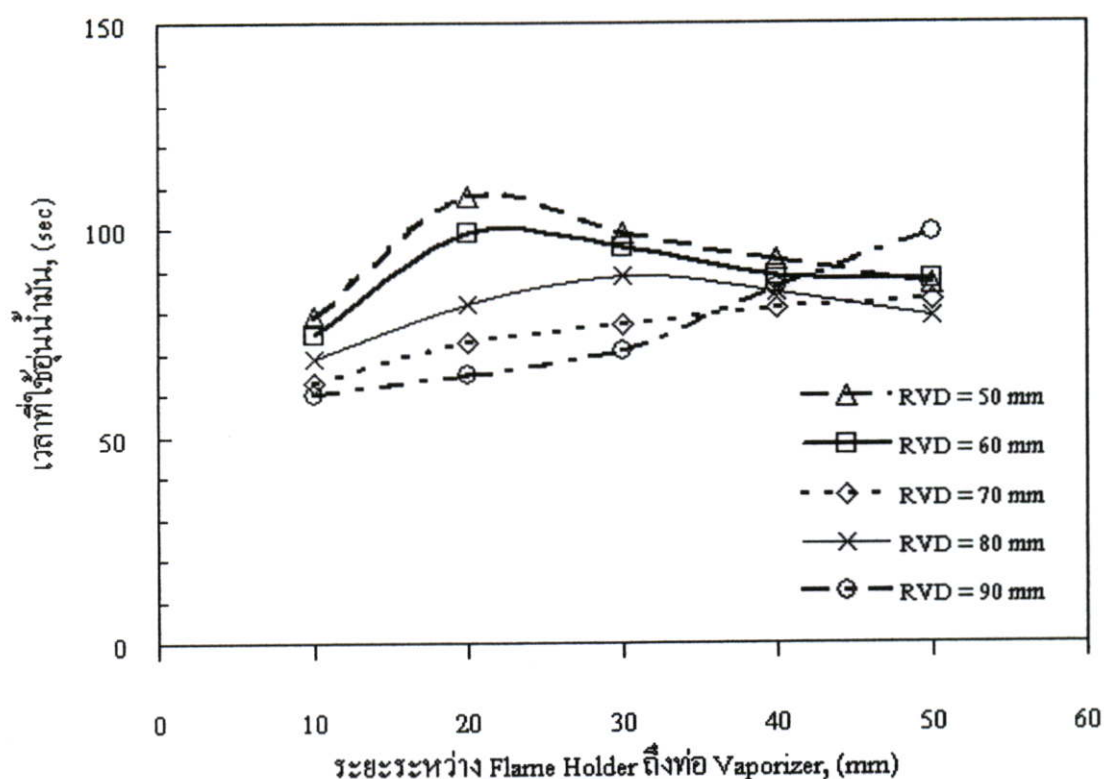
รูปที่ 5.1 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเมื่อใช้อัตราการไหลแก๊สแอลพีจี เท่ากับ 1.1 L/min



รูปที่ 5.2 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเมื่อใช้อัตราการไหลแก๊สแอลพีจี เท่ากับ 1.4 L/min

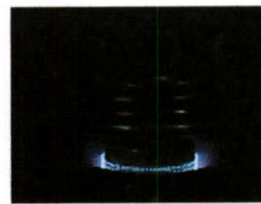


รูปที่ 5.3 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเมื่อใช้อัตราการไหลแก๊สแอลพีจี เท่ากับ 1.8 L/min



รูปที่ 5.4 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเมื่อใช้อัตรการไหลแก๊สแอลพีจี เท่ากับ 2.1 L/min

จากรูปที่ 5.1 ถึงรูปที่ 5.4 แสดงผลของระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเมื่อมีการเปลี่ยนแปลง อัตรการไหลแก๊สแอลพีจีและเลื่อนระยะห่างระหว่าง Flame Holder ถึงท่อ Vaporizer(GAP) แตกต่างกัน ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่มีขนาดของวงท่อ Vaporizer(RVD) ที่ใช้ในการทดสอบ 5 ขนาด คือ 50 มิลลิเมตร(RVD = 50 mm.), 60 มิลลิเมตร(RVD = 60 mm.), 70 มิลลิเมตร(RVD = 70 mm.), 80 มิลลิเมตร(RVD = 80 mm.) และ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm.) พบว่าที่ระยะ GAP เท่ากับ 10 มิลลิเมตร ระยะเวลาที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิงใกล้เคียงกันมากและเวลาที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิงเร็วกว่าที่ระยะ GAP ที่สูงขึ้นไป ทั้งนี้เนื่องจากที่ระยะ GAP ต่ำๆ จะได้รับความร้อนจากเปลวไฟได้ต่ำกว่าที่ GAP สูงๆ ซึ่งสังเกตเห็นได้จากจุดตัดของกราฟที่ระยะแตกต่างกันจากรูปที่ 5.2 ถึงรูปที่ 5.4 ตามลำดับ



ก. RDV = 50 มิลลิเมตร

ข. RDV = 70 มิลลิเมตร

ค. RDV = 90 มิลลิเมตร

รูปที่ 5.5 การอุ่นน้ำมันภายในวงชุดท่อ Vaporizer (RDV) ที่ระยะ GAP เท่ากับ 10 มิลลิเมตร โดยใช้ อัตราการไหลแก๊สเท่ากับ 1.1  $L/min$

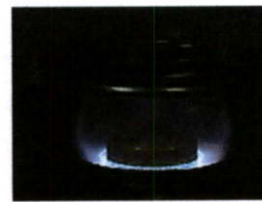


ก. RDV = 50 มิลลิเมตร

ข. RDV = 70 มิลลิเมตร

ค. RDV = 90 มิลลิเมตร

รูปที่ 5.6 การอุ่นน้ำมันภายในวงชุดท่อ Vaporizer (RDV) ที่ระยะ GAP เท่ากับ 30 มิลลิเมตร โดยใช้ อัตราการไหลแก๊สเท่ากับ 1.4  $L/min$

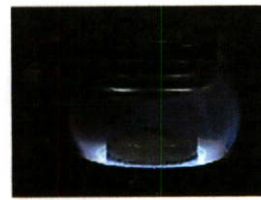


ก. RDV = 50 มิลลิเมตร

ข. RDV = 70 มิลลิเมตร

ค. RDV = 90 มิลลิเมตร

รูปที่ 5.7 การอุ่นน้ำมันภายในวงชุดท่อ Vaporizer (RDV) ที่ระยะ GAP เท่ากับ 40 มิลลิเมตร โดยใช้ อัตราการไหลแก๊สเท่ากับ 1.8  $L/min$



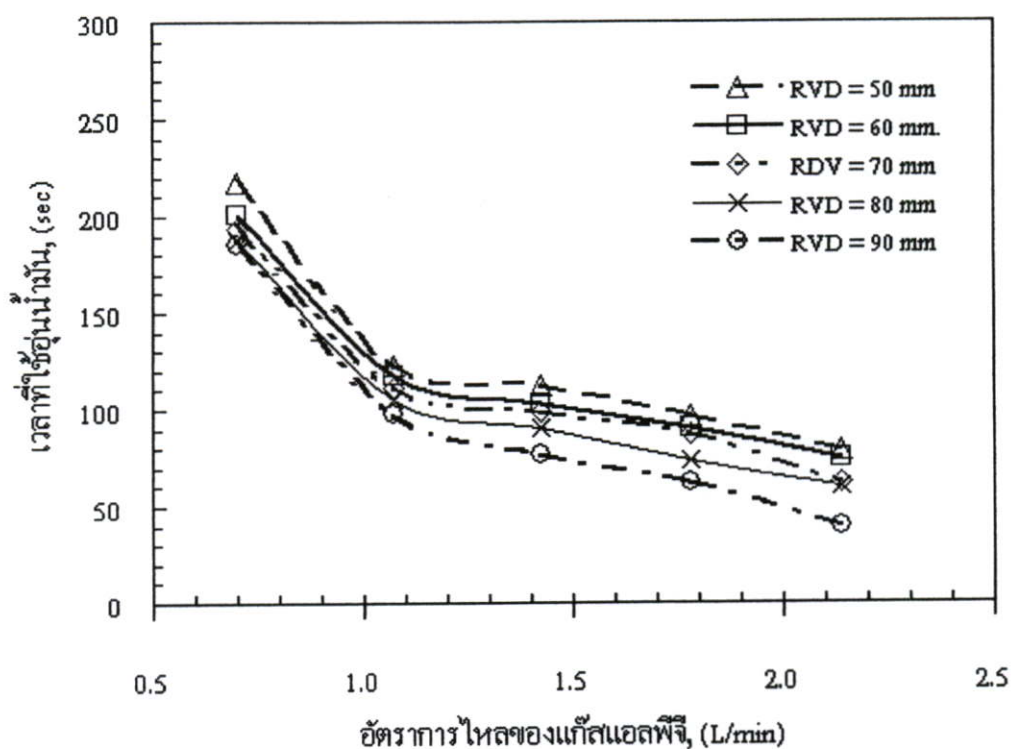
ก. RDV = 50 มิลลิเมตร

ข. RDV = 70 มิลลิเมตร

ค. RDV = 90 มิลลิเมตร

รูปที่ 5.8 การอุ่นน้ำมันภายในวงชุดท่อ Vaporizer (RDV) ที่ระยะ GAP เท่ากับ 40 มิลลิเมตร ที่ อัตราการไหลแก๊สเท่ากับ 2.1  $L/min$

ทั้งนี้เนื่องจากที่แต่ละอัตราการไหลของแก๊สที่เพิ่มขึ้น ทำให้รูปร่างของเปลวที่มีลักษณะที่จุ่มเข้ามีความสูงเพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลแก๊ส จึงทำให้ตำแหน่งดังกล่าวเป็นตำแหน่งที่ส่วนยอดของเปลวไฟไปสัมผัสกับขดท่อ Vaporizer พอดีดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 5.5 ถึงรูปที่ 5.8 แต่ระยะ GAP ที่เพิ่มสูงขึ้นจากตำแหน่งดังกล่าวพบว่าขดท่อ Vaporizer จะลอยอยู่เหนือส่วนยอดของเปลวไฟได้รับความร้อนน้อยลงจึงทำให้ต้องใช้ระยะเวลาที่ในการอุ่นเชื้อเพลิงนานขึ้น จากที่กล่าวมาแสดงให้เห็นว่าปัจจัยส่วนหนึ่งที่ช่วยให้หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมใช้ระยะเวลาสั้นลงในการอุ่นเชื้อเพลิงคือ ตำแหน่งในการติดตั้งชุด Vaporizer



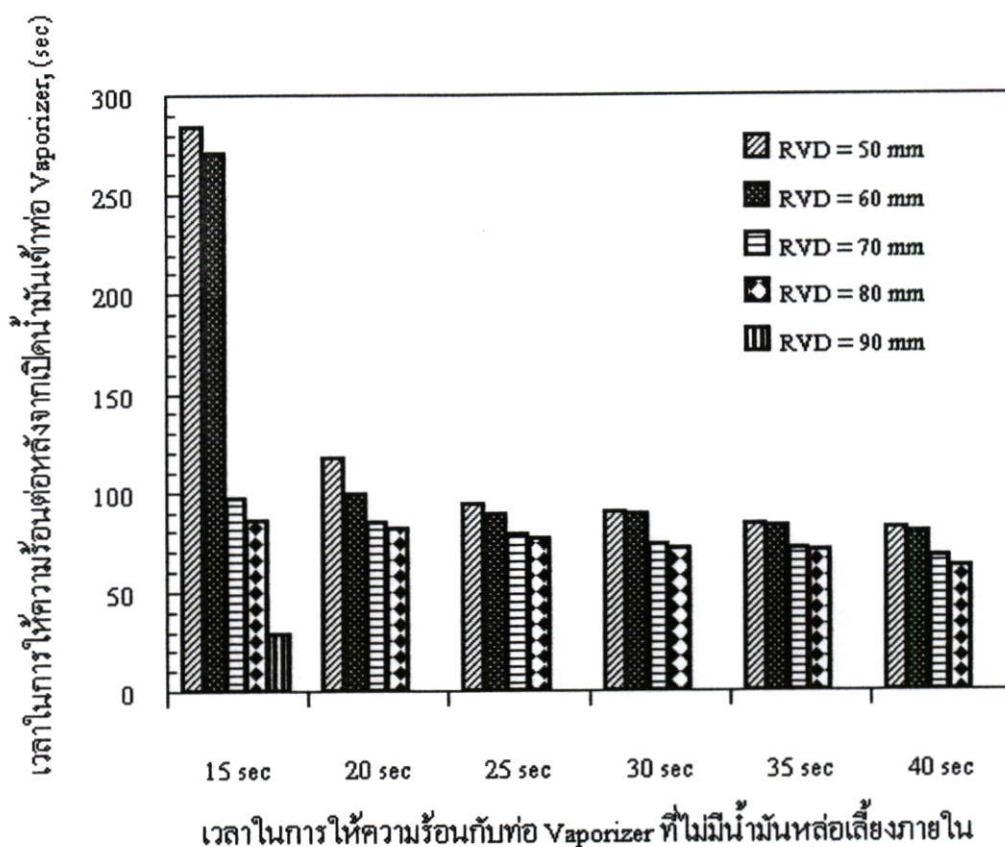
รูปที่ 5.9 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงที่มีระยะ GAP เท่ากับ 1 เซนติเมตร เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลแก๊สเอทิลพีจี

จากรูปที่ 5.9 จะเห็นว่าขนาดของขดท่อ Vaporizer ทั้ง 5 ขนาด ที่อัตราการไหลแก๊สเอทิลพีจีเดียวกันจะใช้ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงที่แตกต่างกัน เช่น ที่อัตราการไหลแก๊สเอทิลพีจีเท่ากับ 1.1 L/min โดยเฉพาะที่ขนาดของวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร (RVD = 50 mm.) ใช้เวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเพียง 2.03 นาที ซึ่งจะนานกว่าที่ขนาดของขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 60 มิลลิเมตร (RVD = 60 mm.), 70 มิลลิเมตร (RVD = 70 mm.), 80 มิลลิเมตร (RVD = 80 mm.) และ 90 มิลลิเมตร (RVD = 90 mm.) ที่ใช้เวลาเพียง 1.58 นาที, 1.51 นาที, 1.45 นาที และ 1.38 นาที ตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากว่ากระแสของแก๊สร้อนและทิศทางของเปลวไฟพุ่งออกไปทางด้านข้างของ

Flame Holder ดังที่แสดงในรูปที่ 5.5 ไปสัมผัสกับขดท่อต่างกันจึงทำให้วงขดท่อ Vaporizer ขนาดต่างๆได้รับความร้อนแตกต่างกันไปตามขนาดของวงขดท่อ Vaporizer (RVD)

### 5.2.2 กรณีที่เปิดน้ำมันหลังจากอุ่นวงขดท่อ Vaporizer แล้วที่ระยะเวลาต่างๆ

จากรูปที่ 5.10 ทำการทดสอบโดยใช้อัตราการไหลของแก๊สแอลพีจีเท่ากับ 1.1 L/min และระยะห่างจาก Flame Holder ถึงท่อ Vaporizer(GAP) เท่ากับ 10 มิลลิเมตร โดยทำการให้ความร้อนกับวงขดท่อ Vaporizer ที่ระยะเวลาต่างๆ

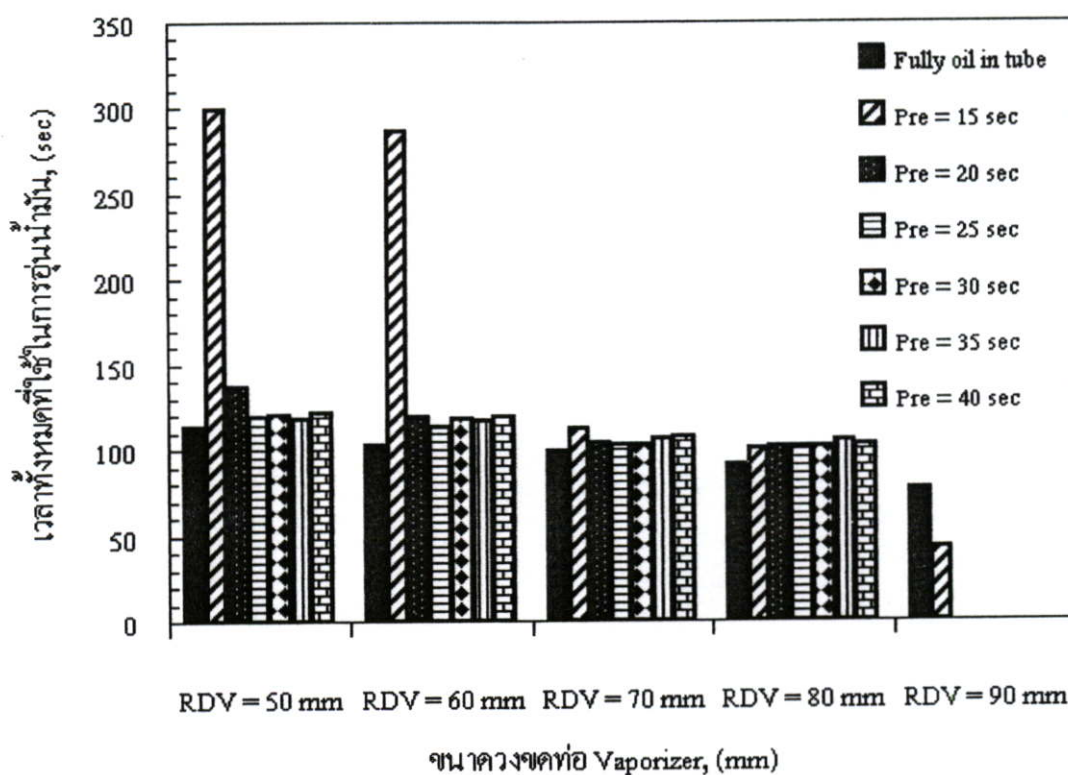


รูปที่ 5.10 เวลาในการให้ความร้อนกับท่อ Vaporizer ที่ไม่มีน้ำมันหล่อเลี้ยงภายใน

ซึ่งพบว่าที่เวลา 15 วินาที ต้องใช้เวลาในการให้ความร้อนต่อหลังจากเปิดน้ำมันเข้าในท่อ Vaporizer นานกว่าระยะเวลาในการอุ่นอื่นๆ เนื่องจากขดท่อยังได้รับความร้อนไม่มากพอที่จะทำให้น้ำมันระเหยกลายเป็นไอได้เมื่อเทียบกับการอุ่นที่ระยะเวลาอื่นๆ ที่มีระยะเวลาในการให้ความร้อนต่อหลังจากเปิดน้ำมันที่ใกล้เคียงกัน เนื่องจากที่ระยะเวลาตั้งแต่ 20 วินาที ถึง 40 วินาที เป็นระยะเวลาที่นานพอที่จะทำให่วงขดท่อ Vaporizer มีความร้อนเพียงพอที่จะทำให้น้ำมันระเหยเป็นไอได้ สำหรับขนาดวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm.) ใช้เวลาในการอุ่นที่ 15 วินาทีได้เพียงช่วงเวลาเดียวเท่านั้น เนื่องจากว่าขนาดดังกล่าวจะสัมผัสกับเปลวไฟได้มากกว่าที่

วงชนิดอื่นๆ ทำให้ได้รับความร้อนมากจึงส่งผลให้ระยะเวลาในการให้ความร้อนต่อหลังจากเปิดน้ำมันสั้นกว่า และเมื่อเพิ่มระยะเวลาในการอุ่นท่อ Vaporizer จาก 15 วินาที เป็น 20 วินาที ขนาดวงชนิดท่อ Vaporizer เท่ากับ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm.) ไม่สามารถทำงานต่อไปได้เนื่องจากมีความร้อนที่มากเกินไป ทำให้ขดท่อร้อนจัดมาก ซึ่งหลังจากที่ระยะเวลา 20 วินาทีนี้ ถ้าทำงานต่อไปอาจทำให้วงชนิดท่อ Vaporizer แตกได้ จึงไม่ได้รับการทดลองที่ระยะเวลาในการอุ่นขด Vaporizer มากกว่า 15 วินาที สำหรับที่ขนาดวงชนิดท่อ Vaporizer เท่ากับ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm.)

### 5.3 ผลของการเปรียบเทียบระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงกรณีที่เปิดน้ำมันเข้าไปจนเต็มท่อ Vaporizer ก่อน กับกรณีที่เปิดน้ำมันหลังการอุ่น

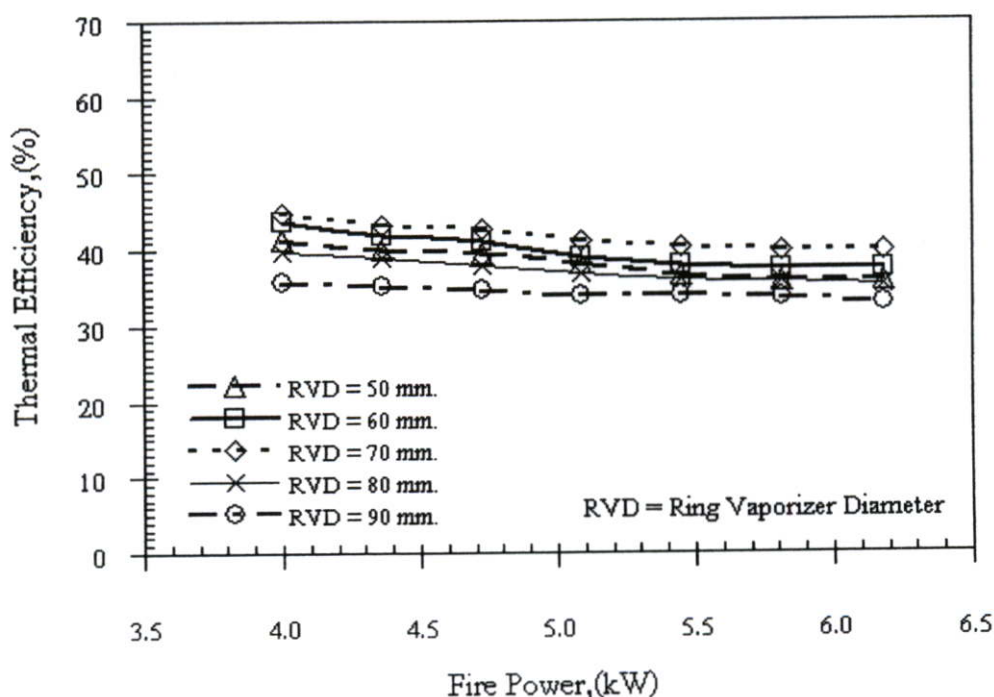


รูปที่ 5.11 การเปรียบเทียบระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 5.11 เป็นการเปรียบเทียบระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงระหว่างกรณีที่เปิดน้ำมันเข้าไปจนเต็มท่อ Vaporizer ก่อนแล้วจึงเริ่มอุ่นน้ำมัน เทียบกับกรณีที่ทำกรอุ่นขด Vaporizer ก่อนแล้วค่อยเปิดน้ำมันเข้าไปในท่อ ซึ่งทั้งสองกรณีได้ทำการทดสอบโดยใช้อัตราการไหลแก๊สเท่ากับ 1.1 L/min พบว่ากรณีที่ทำกรอุ่นขด Vaporizer ก่อนแล้วจึงเปิดน้ำมันเข้าไปจะใช้เวลาานกว่ากรณีที่เปิดน้ำมันเข้าจนเต็มท่อ Vaporizer แล้วจึงค่อยทำกรอุ่น พบว่าที่ขนาดวงชนิดท่อ Vaporizer

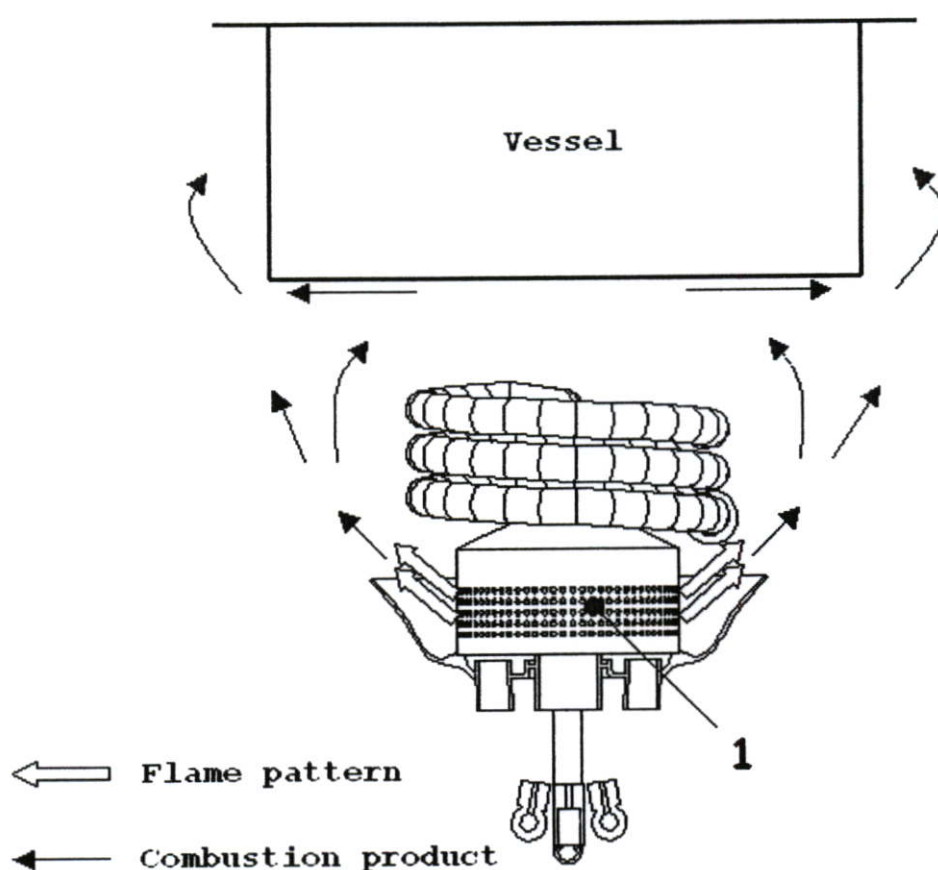
เท่ากับ 50 มิลลิเมตร(RVD = 50 mm.), 60 มิลลิเมตร(RVD = 60 mm.), 70 มิลลิเมตร(RVD = 70 mm.) และ 80 มิลลิเมตร(RVD = 80 mm.) เมื่อทำการอุ่นชุด Vaporizer โดยที่ไม่มีน้ำมันหล่อเลี้ยงภายในท่อก่อน 40 วินาที แล้วให้ความร้อนในการอุ่นน้ำมันต่อไปอีกรวมเป็นเวลาทั้งหมดเท่ากับ 2.01 นาที, 1.59 นาที, 1.47 นาที และ 1.42 นาที ตามลำดับ เนื่องจากน้ำมันที่เปิดออกจากถังน้ำมันมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิห้อง จึงทำให้ความร้อนที่สะสมอยู่ในท่อที่อุ่นไว้ลดลงเมื่อน้ำมันไหลเข้าไปเนื่องจากความร้อนส่วนหนึ่งถูกถ่ายเทให้กับน้ำมัน และที่ขนาดวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm.) ทำการทดสอบเพียง 15 วินาทีแรกเท่านั้น แต่กรณีที่เปิดน้ำมันเข้าไปจนเต็มท่อ Vaporizer ก่อนหน้านั้นน้ำมันจะได้รับความร้อนจากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีตั้งแต่เริ่มต้นของการอุ่น จึงทำให้น้ำมันกลายเป็นไอได้เร็วกว่า ซึ่งจะสังเกตเห็นได้ชัดเจนที่ขนาดของวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร(RVD = 50 mm.) และ 60 มิลลิเมตร(RVD = 60 mm.) ในรูปที่ 5.11 แต่โดยรวมแล้วระยะเวลาในการอุ่นทั้งสองแบบมีระยะเวลาที่ใกล้เคียงกัน และข้อดีของการอุ่นชุด Vaporizer ก่อนเปิดน้ำมันคือ น้ำมันที่มีสถานะเป็นของเหลวอยู่ไม่ไหลล้นออกมาในขณะที่ทำการอุ่น แต่น้ำมันจะไหลออกมาในสถานะของไอน้ำมันเลย

#### 5.4 ผลของการศึกษาขนาดของวงขดท่อ Vaporizer ที่มีผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อน เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลน้ำมัน



รูปที่ 5.12 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม

จากรูปที่ 5.12 เมื่อพิจารณาผลการทดลองการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนจากหัวเผาที่ใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงที่มีวงขดท่ออุ่นน้ำมัน(Vaporizer) ที่แตกต่างกัน 5 ขนาด พบว่า หัวเผาน้ำมันปาล์มที่มีวงขดท่อขนาด 70 มิลลิเมตร(RVD = 70 mm.) มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดและรองลงมา คือ วงขดท่อขนาด 60 มิลลิเมตร(RVD = 60 mm.), 50 มิลลิเมตร(RVD = 50 mm.), 80 มิลลิเมตร(RVD = 80 mm.), 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm.) ตามลำดับ ซึ่งมีแนวโน้มใกล้เคียงกันและไปในทิศทางเดียวกัน โดยจะมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่อัตราการไหลต่ำๆ และลดลงเมื่ออัตราการไหลสูงขึ้นตามลำดับ สาเหตุที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลงมาจากลักษณะของ เปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้มีทิศทางพุ่งออกทางด้านข้าง

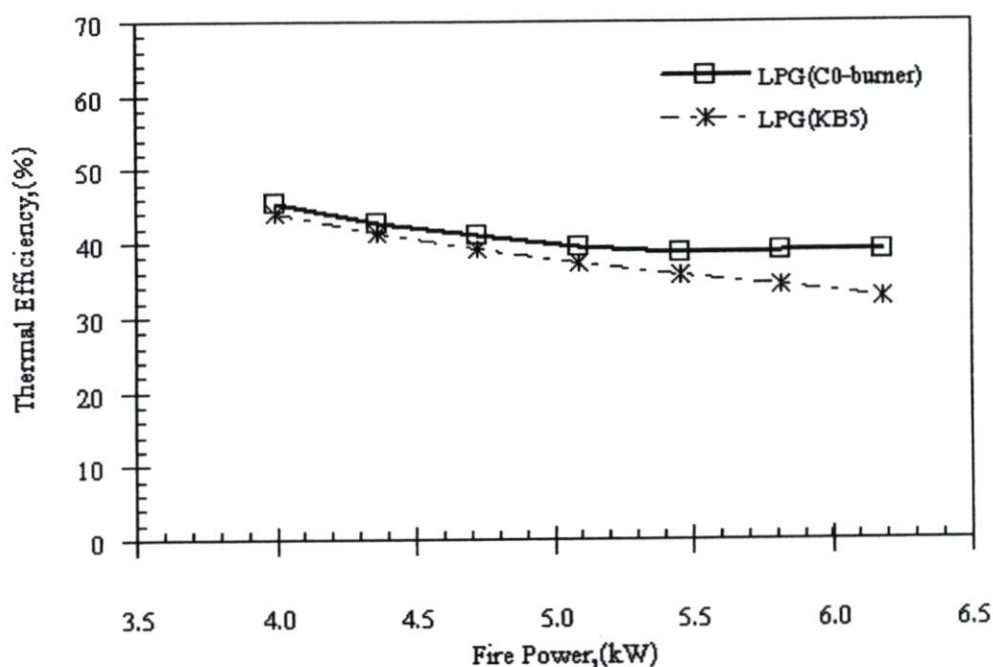


รูปที่ 5.13 โครงสร้างของรูปแบบการไหล(Flow Pattern) ของเปลวไฟและไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม

ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 5.13 หมายเลข 1 ไม่ได้พุ่งขึ้นสัมผัสกับกันภาชนะโดยตรงทำให้เปลวไฟกับไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้จึงไม่ได้สัมผัสกับกันภาชนะอย่างเต็มที่ ทำให้ได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ค่อนข้างต่ำ และเมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลน้ำมันให้สูงขึ้นจะทำให้รูปแบบของเปลวและไอเสียยังมีทิศทางที่บานออกด้านข้างมากทำให้กันภาชนะทดสอบได้รับความร้อนน้อยลงและ

ความร้อนที่วิ่งออกสู่ด้านข้างก็จะสูญเสียให้กับสิ่งแวดล้อมและอีกสาเหตุหนึ่งมาจากส่วนผสมที่บางลงทำให้อากาศร้อนส่วนหนึ่งเสียไปกับอากาศส่วนเกิน จึงทำให้อัตราการไหลสูงๆ จึงมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำกว่าที่อัตราการไหลต่ำๆ

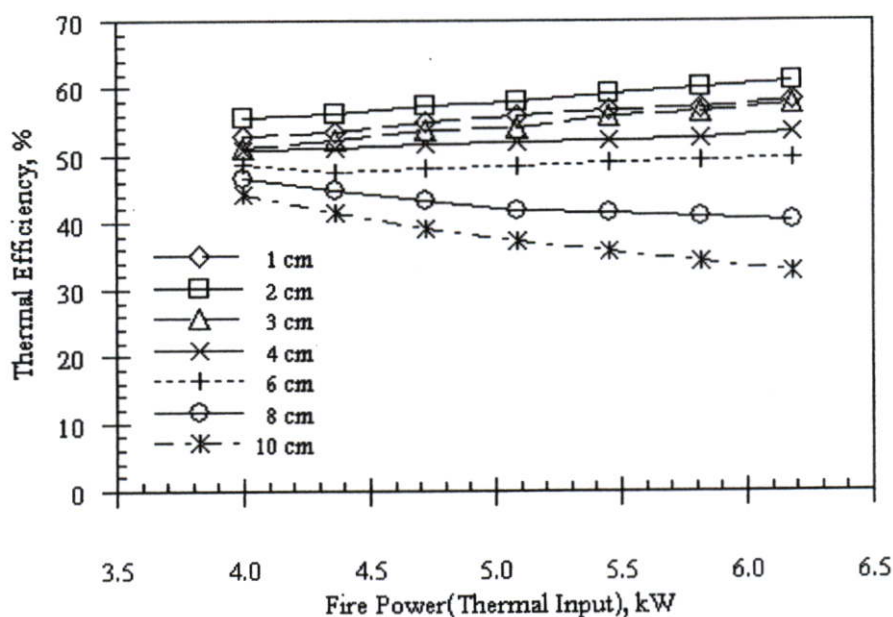
### 5.5 ผลของการศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม เมื่อใช้แก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงกับหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5



รูปที่ 5.14 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม กับหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5 เมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี

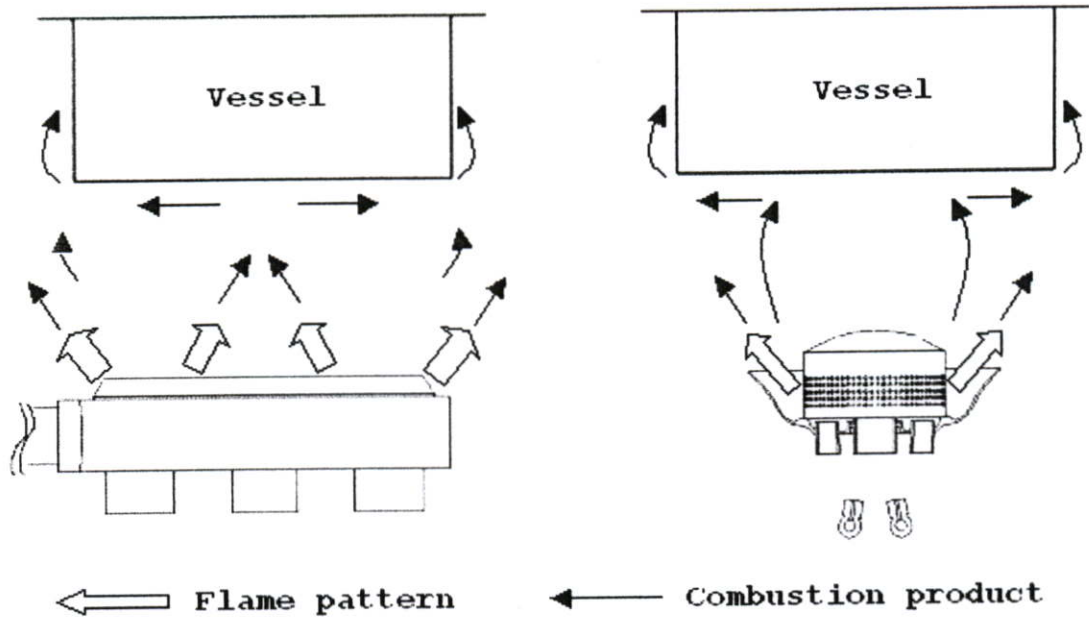
จากรูปที่ 5.14 จากการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี (Co-Burner (LPG)) อย่างเดียวในการเผาไหม้กับหัวเตาที่ใช้ในการหุงต้มในครัวเรือนรุ่น KB5 พบว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิง LPG อย่างเดียวมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงกว่าหัวเตาที่ใช้ในการหุงต้มในครัวเรือนรุ่น KB5 เนื่องจากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมนั้น มีลักษณะโครงสร้างของหัวเผาที่เล็กกว่าหัวเผา KB5 ทำให้บริเวณที่เกิดการเผาไหม้ได้อยู่ได้บริเวณกันภาชนะมากกว่าหัวเผา KB5 และการเผาไหม้ที่ได้จากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราการไหลแก๊สเดียวกัน จากขนาดรูหัวฉีดแก๊สของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่มีขนาดเล็กกว่าหัวเผา KB5 ทำให้ความเร็วของลำเจ็ทเชื้อเพลิงของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมจะมีความเร็วมากกว่าหัวเผา KB5 ทำให้การชนของก๊าซร้อนที่วิ่งไปสัมผัสกับกันภาชนะมากกว่าหัวเผา KB5 จึงทำให้อัตราการถ่ายความร้อนระหว่างกันภาชนะกับเปลวไฟมีมากกว่าหัวเผา KB5 ที่มีโครงสร้าง

ของเปลวไฟสั้น และโครงสร้างของหัวเผา KB5 ที่มีขนาดใหญ่กว่าทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนที่มากกว่า และระยะทดสอบที่กำหนดให้หัวเผาดึงห่างจากกันภาชนะ 10 cm ทำให้หัวเผา KB5 ยังมีการสูญเสียความร้อนมากยิ่งขึ้นและระยะทดสอบนี้เป็นระยะทดสอบอ้างอิงเพื่อใช้เปรียบเทียบสมรรถนะกับหัวเผาร่วมที่ใช้ น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิง โดยระยะ 10 cm นี้ไม่ใช่ระยะที่หัวเผา KB5 จะให้สมรรถนะการใช้งานที่ดีที่สุด แต่ระยะการใช้งานของหัวเผา KB5 ที่ให้สมรรถนะสูงสุดอยู่ที่ระยะ 2 cm โดยแสดงไว้ในรูปที่ 5.15



รูปที่ 5.15 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาหุงต้มรุ่น KB5

เนื่องจากระยะ 2 cm นี้อากาศส่วนที่สองไหลเข้าไปช่วยในการเผาไหม้และมีการสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อมน้อยที่สุด แต่ที่ระยะ 1 cm มีประสิทธิภาพต่ำ เนื่องจากหัวเผาอยู่ใกล้กับกันภาชนะมากเกินไปทำให้อากาศส่วนที่สองที่ส่วนที่สองไหลเข้าไปช่วยในการเผาไหม้ได้ยากทำให้ได้การเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ทำให้ได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำกว่าที่ระยะ 2 cm ส่วนระยะทดสอบที่มากกว่า 2 cm มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำ เนื่องจากเมื่อระยะห่างระหว่างกันภาชนะกับหัวเผามากขึ้นทำให้ความเร็วของก๊าซร้อนที่วิ่งชนกันภาชนะมีความเร็วต่ำลงทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงด้วยส่งผลทำให้ได้ประสิทธิภาพต่ำลงนั่นเอง และถ้ายิ่งห่างมากก็จะสูญเสียความร้อนไปกับอากาศรอบๆหัวเผาได้ง่ายทำให้อีกมีประสิทธิผลต่ำลงไปอีก ซึ่งลักษณะการสัมผัสระหว่างเปลวไฟและไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้สู่กันภาชนะของหัวเผาร่วมที่ใช้เชื้อเพลิง LPG กับหัวเผา KB5 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5.16



(ก) หัวเตาหุงต้มรุ่น KB5

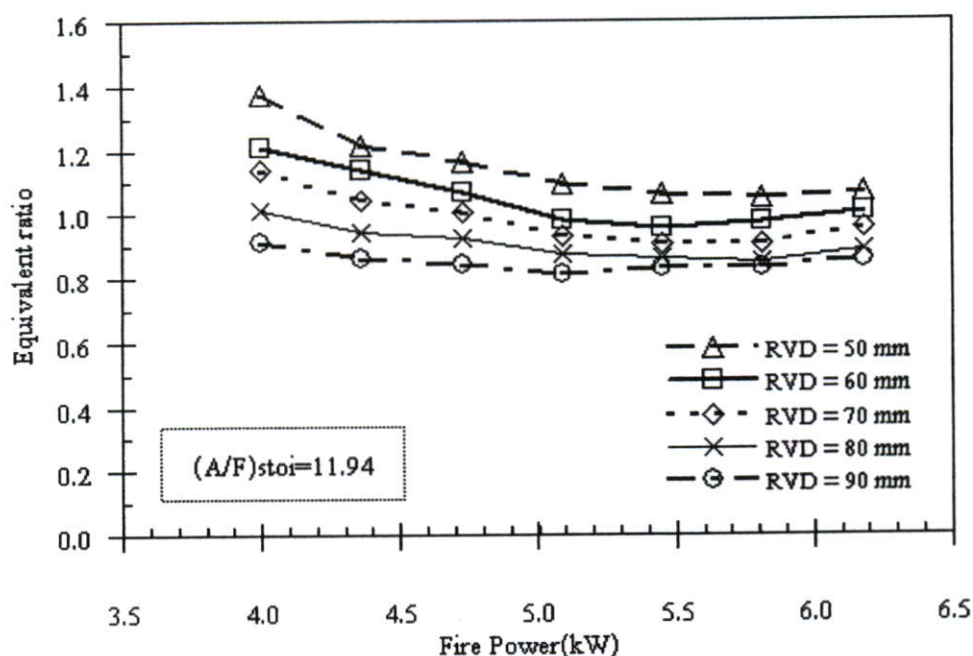
(ข) หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

รูปที่ 5.16 โครงสร้างของรูปแบบการไหล(Flow Pattern) ของเปลวไฟและไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ของหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี

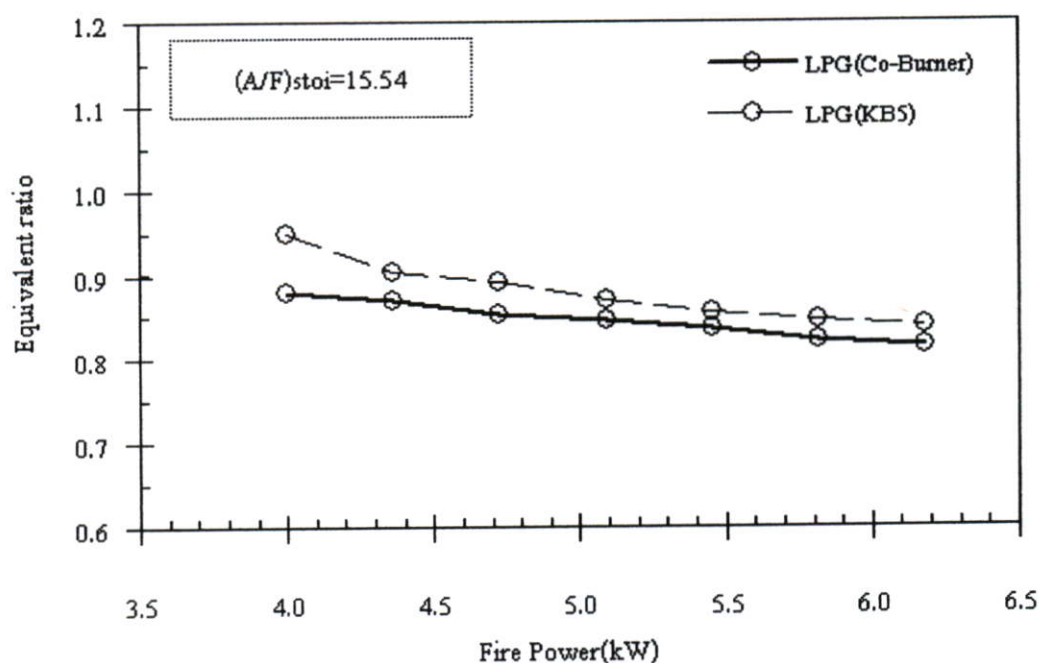
## 5.6 ผลของการศึกษาอิทธิพลที่มีต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้

### 5.6.1 อัตราส่วนสมมูล

จากรูปที่ 5.17 และรูปที่ 5.18 พบว่าส่วนผสมของเชื้อเพลิงของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมและหัวเตา KB5 ส่วนใหญ่จะอยู่ในย่านที่เป็นสารผสมหนา และส่วนผสมยังค่อนข้างบางลงเรื่อยๆ เมื่อ Fire Power สูงขึ้นจนถึงตำแหน่งหนึ่งที่ Fire Power เท่ากับ 5.8 kW อัตราส่วนสมมูลจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เนื่องจากการผสมคลุกเคล้าของเชื้อเพลิงกับอากาศด้อยลง เพราะที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงสูงน้ำมันปาล์มที่ไหลผ่านท่ออุ่นน้ำมัน (Vaporizer) มีเวลาในการรับความร้อนลดลงทำให้การระเหยเป็นไอของน้ำมันปาล์มด้อยลง ความเร็วของลำเจ็ทก็ลดลงด้วยตามสถานะของไอที่ฉีดพ่นออกมา ทำให้การชักนำอากาศลดลงด้วย จึงเป็นผลให้อัตราส่วนสมมูลที่ Fire Power สูงๆ นั้นมีแนวโน้มของส่วนผสมที่จะหนาขึ้นเล็กน้อย ส่วนหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี(Co-Burner(LPG))และหัวเตา KB5 ก็มีพฤติกรรมที่คล้ายๆกัน คือ ที่ Fire Power เพิ่มขึ้นส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศบางลงเรื่อยๆ เนื่องจากอัตราการไหลของแก๊สแอลพีจีที่สูงขึ้นทำให้การชักนำอากาศมากขึ้น

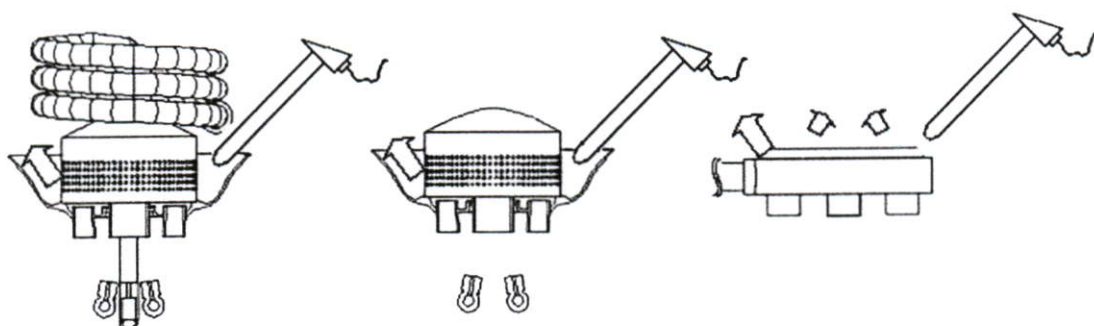


รูปที่ 5.17 อัตราส่วนสมมูลของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม



รูปที่ 5.18 อัตราส่วนสมมูลของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมกับหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5 เมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี

## 5.6.2 อุณหภูมิเปลวไฟ

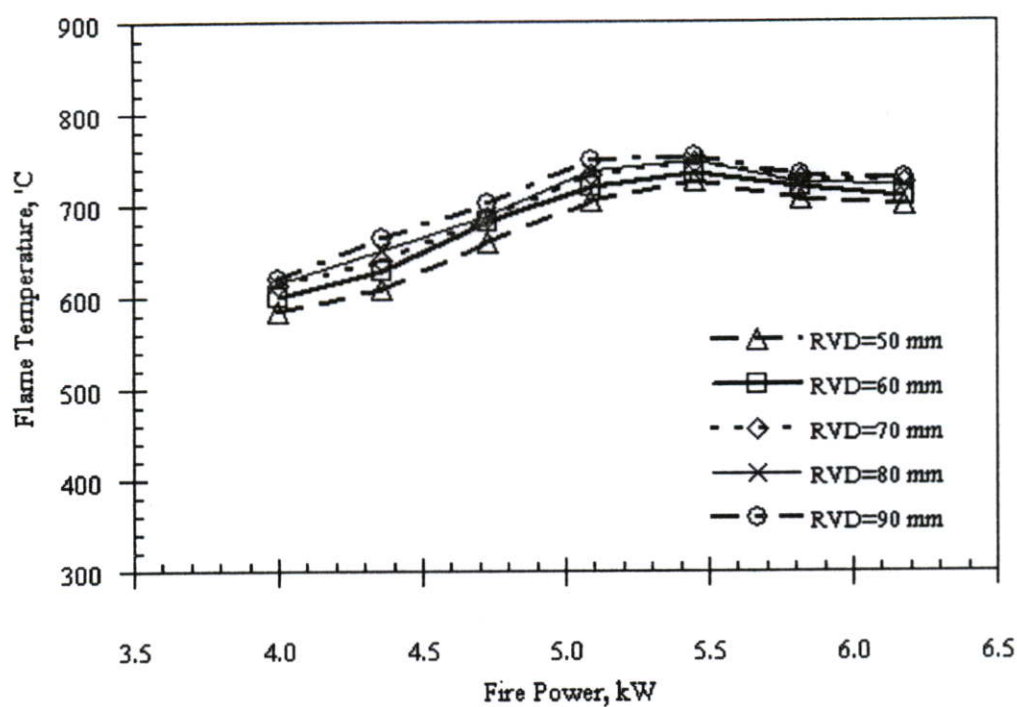


(ก) หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม (ข) หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม ใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี (ค) หัวเตารุ่น KB5

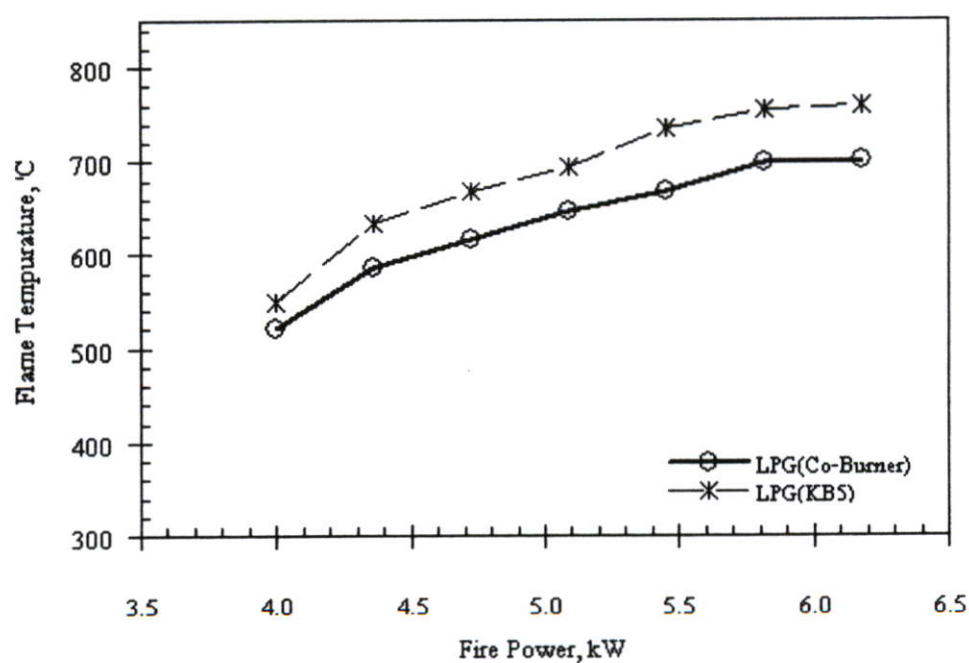
รูปที่ 5.19 ลักษณะการวัดอุณหภูมิเปลวไฟ

จากรูปที่ 5.19, 5.20 และ 5.21 เป็นลักษณะการวัดอุณหภูมิเปลวไฟและผลของอุณหภูมิเปลวไฟจากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมกับหัวเตาหุงต้ม KB5 พบว่าอุณหภูมิการของเปลวไฟที่วัดได้จากหัวเผาที่ใช้น้ำมันปาล์มจะมีค่าที่ต่ำกว่าหัวเผาที่ใช้น้ำมันปาล์มและหัวเตา KB5 เล็กน้อย โดยที่หัวเตา KB5 จะมีอุณหภูมิเปลวไฟสูงสุด จากรูปที่ 5.20 ที่ได้จากการวัดแสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิเปลวไฟจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ เมื่ออัตราการไหลสูงขึ้นและจะสูงสุดที่ตำแหน่งพลังงานความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ (Fire Power) มีค่าเท่ากับ  $5.0 \text{ kW} - 5.5 \text{ kW}$  และลดลง เนื่องจากการผสมคลุกเคล้าของเชื้อเพลิงกับอากาศคือลดลง เพราะที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงสูงน้ำมันปาล์มที่ไหลผ่านท่ออุ่นน้ำมัน (Vaporizer) มีเวลาในการรับความร้อนลดลงทำให้การระเหยเป็นไอของน้ำมันปาล์มคือลดลง การเผาไหม้แอ่งทำให้อุณหภูมิเปลวไฟลดต่ำลงนั่นเอง

สำหรับหัวเผาที่ใช้เชื้อเพลิง LPG ทั้งหัวเผาและหัวเตา KB5 อุณหภูมิการเผาไหม้จะไม่ลดลงอย่างเห็นได้ชัดเท่ากับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม แต่ถ้าสังเกตให้ดีพบว่าที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงสูงๆ นั้นอุณหภูมิที่วัดได้จะไม่เพิ่มขึ้นแต่จะมีค่าที่ใกล้เคียงกัน ซึ่งก็มีสาเหตุมาจากส่วนผสมที่บางขึ้นเช่นเดียวกัน แต่ที่ไม่ลดลงมากเนื่องจากอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ได้จากเชื้อเพลิง LPG จะมีค่าที่สูงกว่าน้ำมันปาล์มและเชื้อเพลิงแอลพีจีจะมีการผสมคลุกเคล้ากับอากาศได้ดีกว่าน้ำมันปาล์มทำให้ได้การเผาไหม้ที่ดีและไม่ต้องอาศัยความร้อนในการทำให้เชื้อเพลิงกลายเป็นไอจึงทำให้อุณหภูมิที่วัดได้ไม่ลดลงมาก ซึ่งการวัดอุณหภูมิจากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมกับหัวเตา KB5 เป็นการวัดที่ฐานของเปลวไฟและเป็นการวัดเพียงจุดเดียว ดังแสดงในรูปที่ 5.19 และผลจากการวัดแสดงไว้ในรูปที่ 5.21



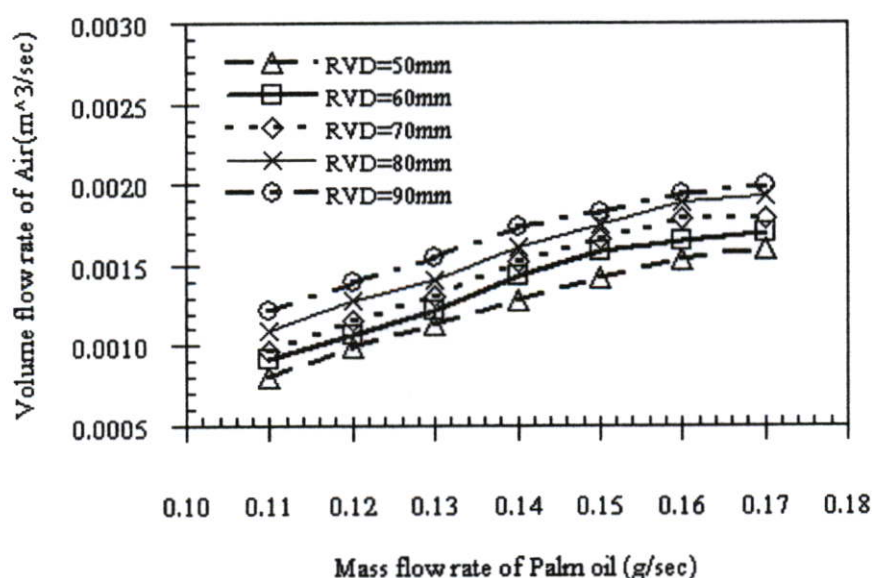
รูปที่ 5.20 อุณหภูมิเปลวไฟของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม



รูปที่ 5.21 อุณหภูมิเปลวไฟของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมและหัวเผา KB5 เมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี

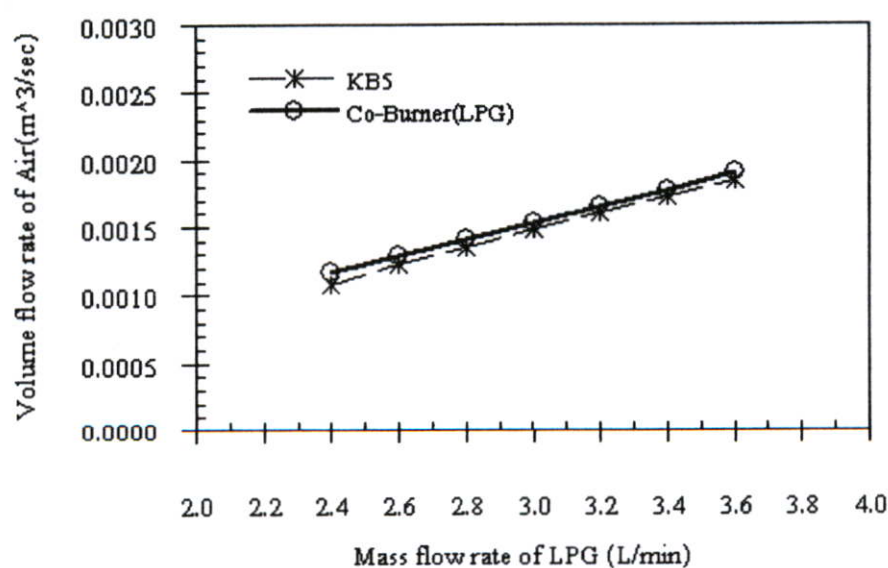
## 5.7 ผลของการศึกษาปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้

### 5.7.1 ปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม (Co-Burner(Palm Oil))



รูปที่ 5.22 ปริมาณอากาศส่วนแรกที่เข้าไปผสมกับไอน้ำมันปาล์มเพื่อใช้ในการเผาไหม้

### 5.7.2 ปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี (Co-Burner(LPG)) และหัวเผาก๊าซหุงต้ม KB5



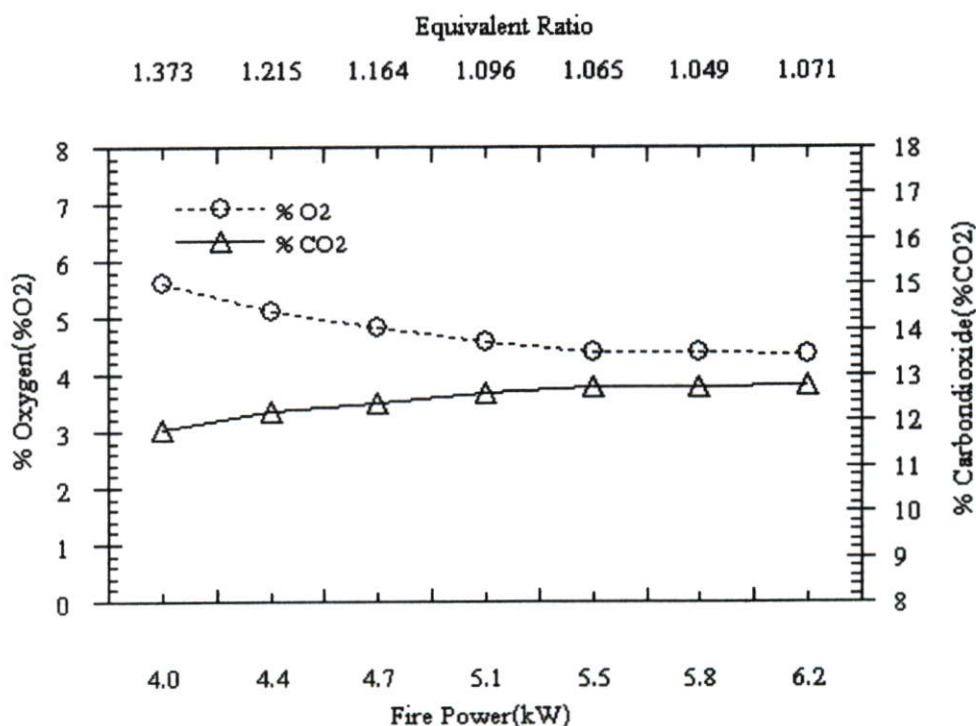
รูปที่ 5.23 ปริมาณอากาศส่วนแรกที่เข้าไปผสมกับแก๊สแอลพีจี

จากรูปที่ 5.22, จากรูปที่ 5.23 เป็นผลของการวัดความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าไปใช้ในการเผาไหม้ สำหรับอากาศที่ไหลเข้าไปใช้ในการเผาไหม้จะมีปริมาณที่ไม่เท่ากัน โดยจะแตกต่างกันไปตามลักษณะของหัวเผา ขนาดของหัวฉีดเชื้อเพลิง ความเร็วของเชื้อเพลิง และ สถานะของเชื้อเพลิงที่ฉีดพ่นออกมาขณะนั้น ซึ่งจะทำให้อากาศที่ถูกชักพาโดยอาศัยการชักนำจากความเร็วของลำเจ็ตเชื้อเพลิงจะมีปริมาณที่แตกต่างกันด้วย ซึ่งสามารถดูได้จากรูปที่ 5.45 และรูปที่ 5.46 ซึ่งเป็นการแสดงตัวอย่างของความเร็วอากาศที่ไหลเข้ามาใช้ในการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิง (Co-burner(Palm oil)) หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้แอลพีจีเป็นเชื้อเพลิง (Co-burner(LPG)) และหัวเผา KB5 ซึ่งมีค่าที่แตกต่างกันตามปัจจัยดังที่ได้กล่าวไว้

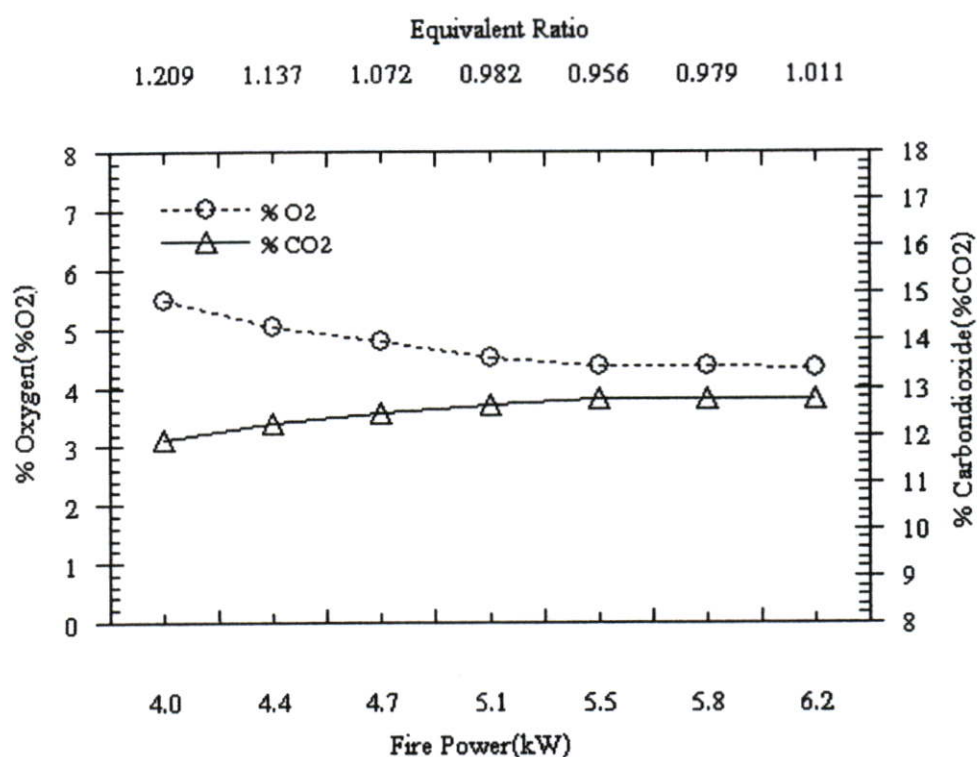
## 5.8 ผลของการศึกษามลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ที่เกิดจากการทำงานของหัวเผา

### 5.8.1 ก๊าซเสียที่เกิดจากการทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม(Co-Burner(Palm Oil))

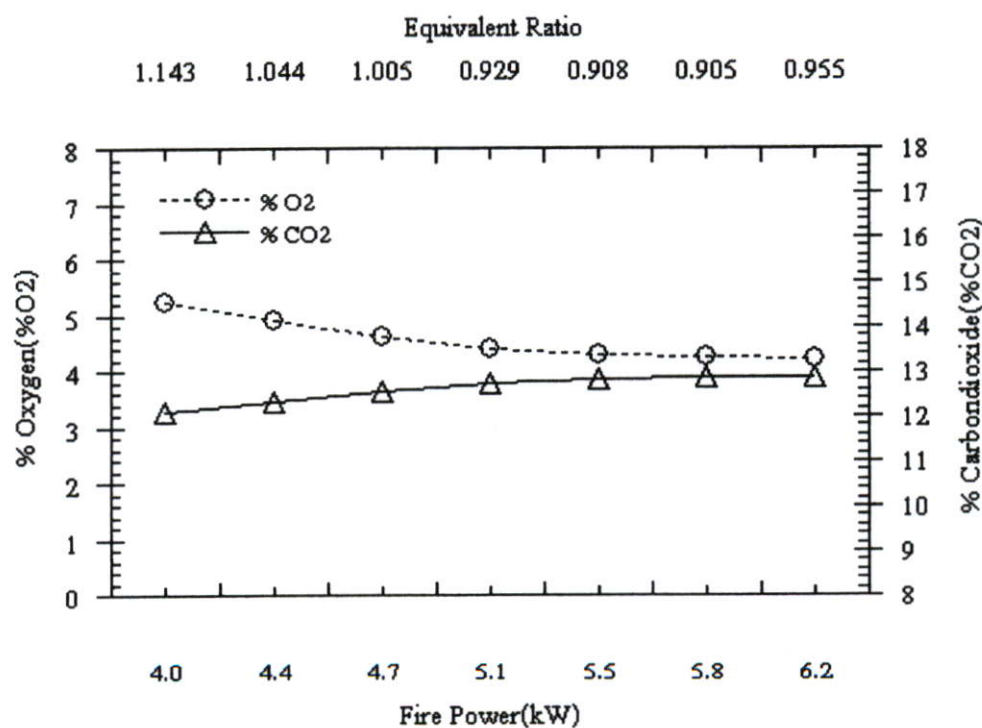
จากรูปที่ 5.24, รูปที่ 5.25, รูปที่ 5.26, รูปที่ 5.27 และรูปที่ 5.28 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้(%  $O_2$  ) เปอร์เซ็นต์คาร์บอนไดออกไซด์(%  $CO_2$  ) ที่วัดได้จากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิง(Co-Burner(Palm Oil))



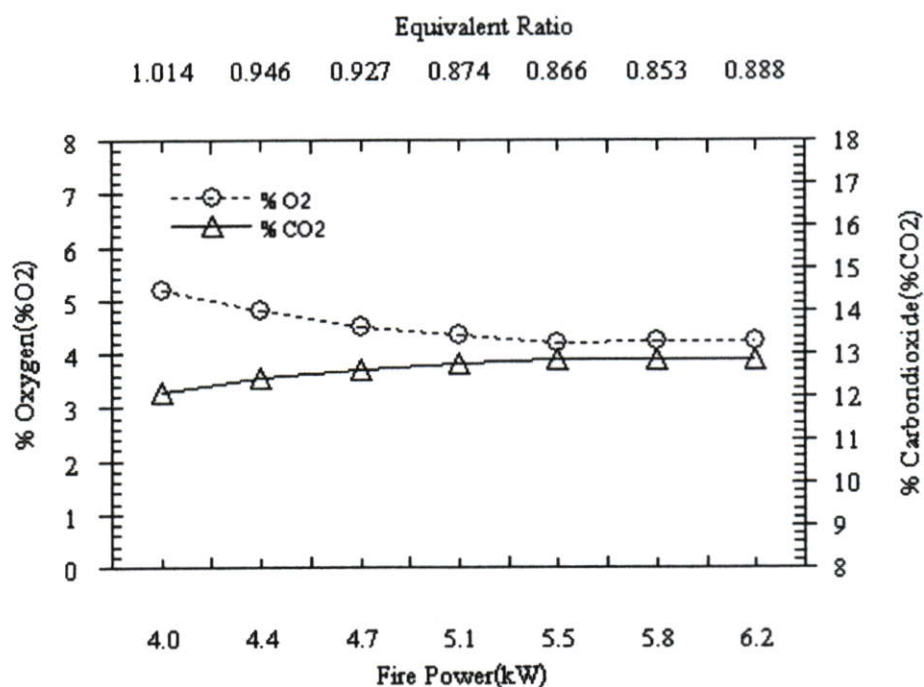
รูปที่ 5.24 ระดับความเข้มข้นของ %  $O_2$  กับ %  $CO_2$  ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 50 mm.



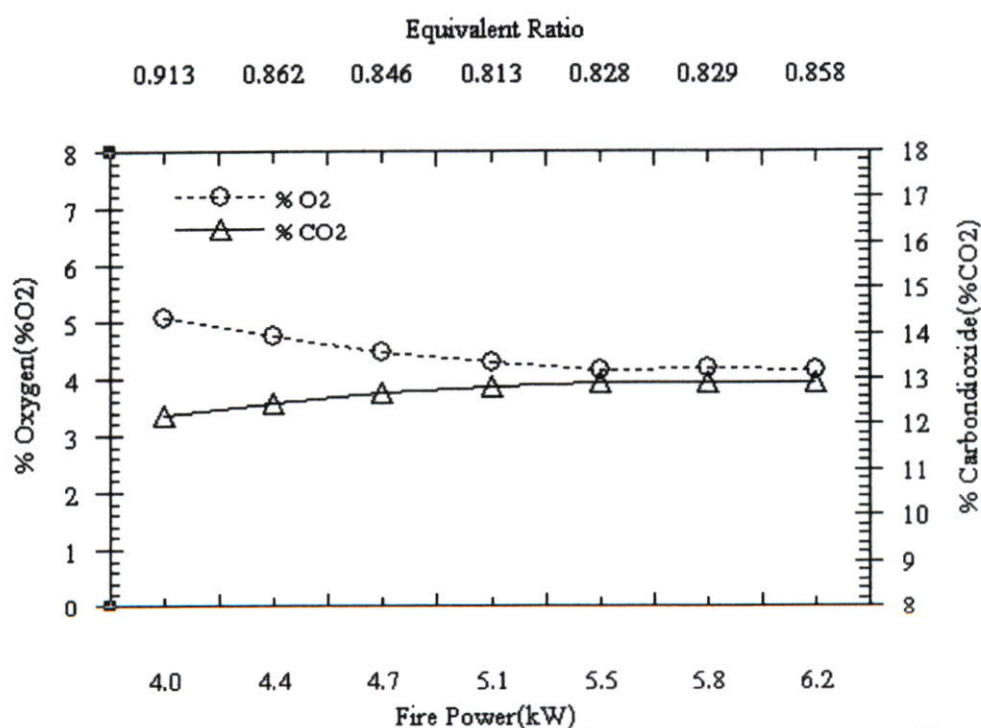
รูปที่ 5.25 ระดับความเข้มข้นของ %O<sub>2</sub> กับ %CO<sub>2</sub> ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 60 mm.



รูปที่ 5.26 ระดับความเข้มข้นของ %O<sub>2</sub> กับ %CO<sub>2</sub> ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 70 mm.

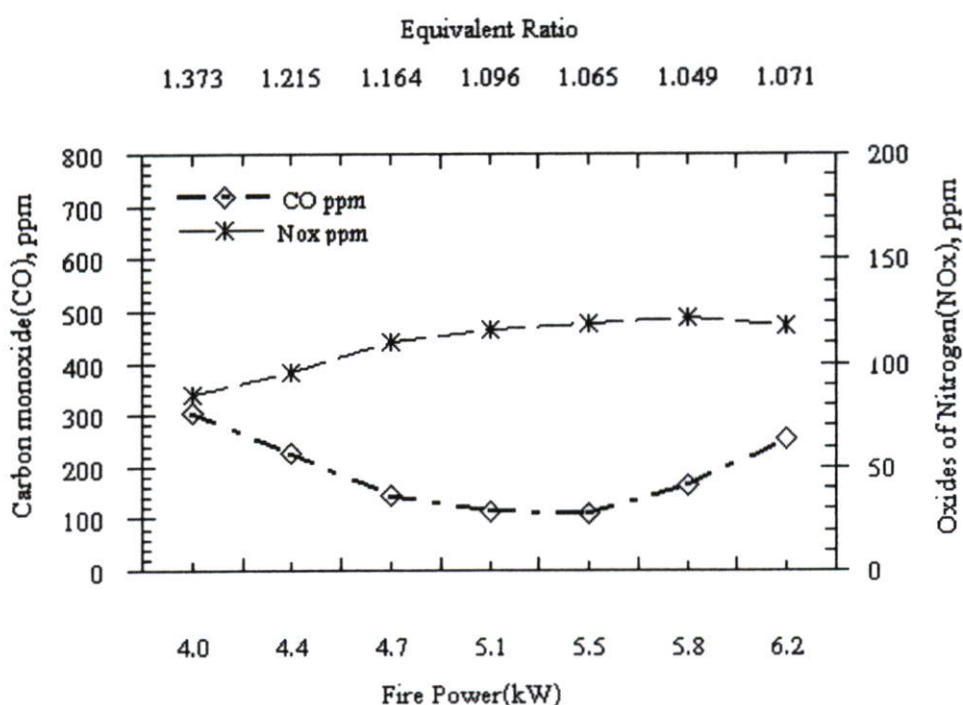


รูปที่ 5.27 ระดับความเข้มข้นของ %O<sub>2</sub> กับ %CO<sub>2</sub> ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 80 mm.

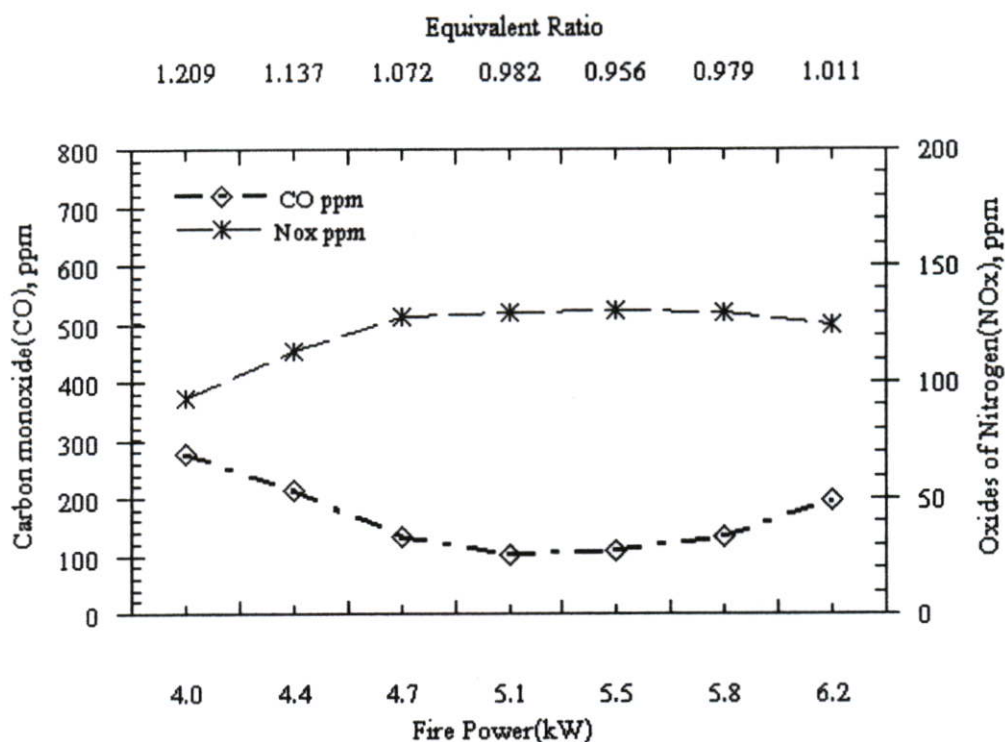


รูปที่ 5.28 ระดับความเข้มข้นของ %O<sub>2</sub> กับ %CO<sub>2</sub> ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 90 mm.

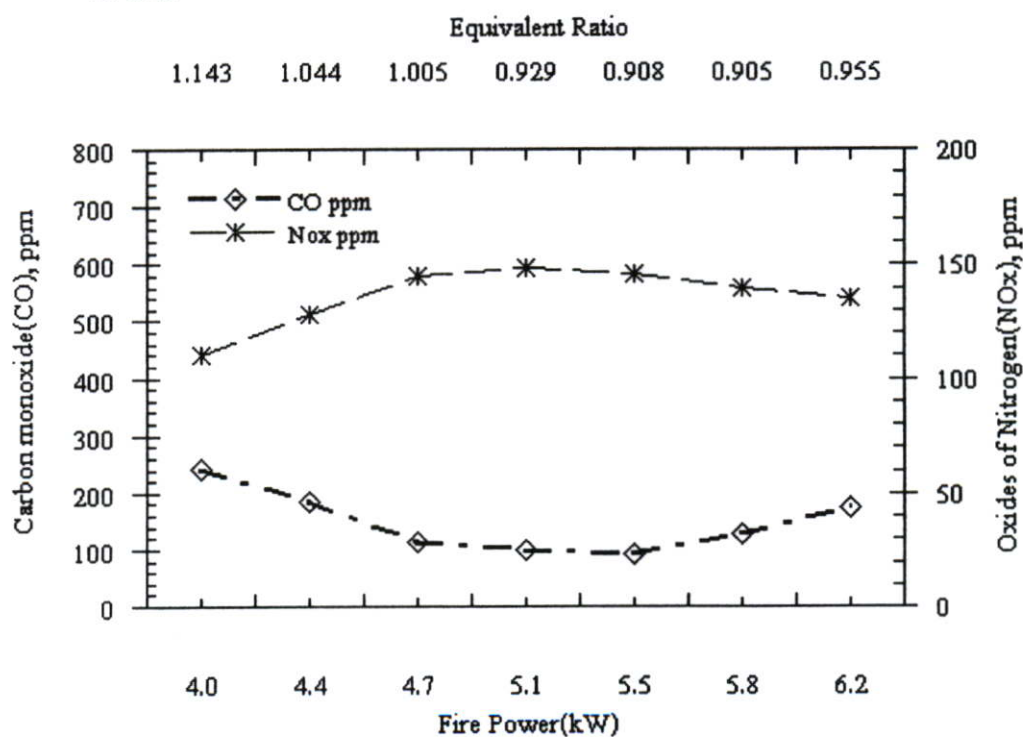
ซึ่งเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่ตรวจวัดได้จากหัวเผาเมื่อใช้ขนาดวงขดท่อ Vaporizer แตกต่างกัน นั้นมีแนวโน้มเดียวกันคือ เปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) จะเหลือออกมามากที่ Fire Power ต่ำๆ แต่เมื่อ Fire Power สูงขึ้นเปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) ก็จะลดลงตามลำดับ ปัจจัยที่ทำให้เปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) เหลือมากที่ Fire Power ต่ำๆ เพราะที่ Fire Power ต่ำนั้น ความเร็วของลำเจ็ทของเชื้อเพลิงที่พ่นออกมาจะมีความเร็วที่ต่ำ ทำให้การชักนำอากาศเข้าไปได้น้อยส่วนผสมจึงหนากว่าเมื่อเทียบกับที่ Fire Power สูงๆ และการผสมกันของเชื้อเพลิงกับอากาศที่อัตราการไหลต่ำจะค้อยกว่าที่อัตราการไหลสูงๆ ดังนั้นจึงทำให้การเผาไหม้ที่อัตราการไหลต่ำๆ ค้อยกว่าที่อัตราการไหลสูงๆ เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนจึงเหลือมากกว่า และที่ Fire Power สูงๆนั้นเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่เหลือลดลง ก็เนื่องมาจากปัจจัยในทางกลับกันกับที่อัตราการไหลต่ำๆ คือ การผสมคลุกเคล้ากันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศดีขึ้น, ความเร็วของลำเจ็ทเชื้อเพลิงมากขึ้น การชักนำอากาศดีขึ้น อากาศเพียงพอต่อการเผาไหม้ทำให้การเผาไหม้ดีขึ้น เป็นผลให้ออกซิเจนถูกใช้ไปกับการเผาไหม้ได้มากขึ้น เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่วัดได้จากการเผาไหม้จึงน้อยกว่าที่ Fire Power ต่ำๆ ส่วนเปอร์เซ็นต์คาร์บอนไดออกไซด์(%  $CO_2$ ) ที่มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อ Fire Power สูงขึ้น ก็เนื่องมาจากปัจจัยเดียวกันกับการที่เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนเหลือน้อยลง กล่าวคือ ที่ Fire Power สูงๆ นั้นการเผาไหม้ดีกว่าที่ Fire Power ต่ำๆ ทำให้ปริมาณการเผาไหม้คาร์บอนในเชื้อเพลิงมีมากกว่าและทำปฏิกิริยากับออกซิเจนจึงได้ออกมาเป็นปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ที่เพิ่มขึ้นเมื่อ Fire Power สูงขึ้นนั่นเอง



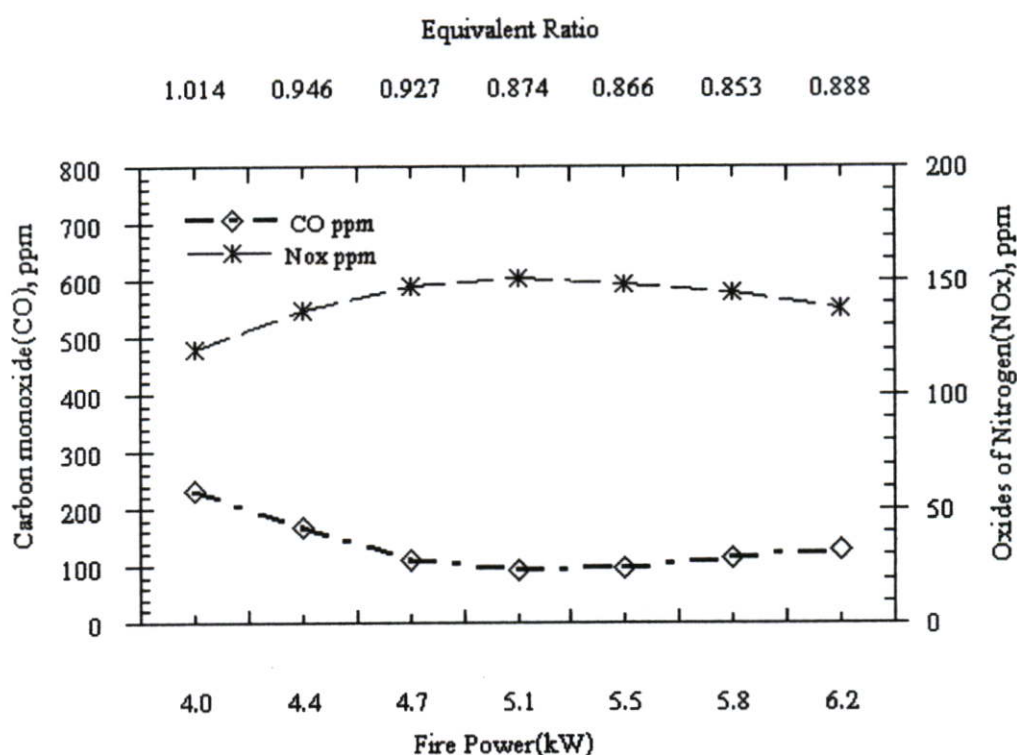
รูปที่ 5.29 ระดับความเข้มข้นของ  $CO$  กับ  $NO_x$  ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 50 mm.



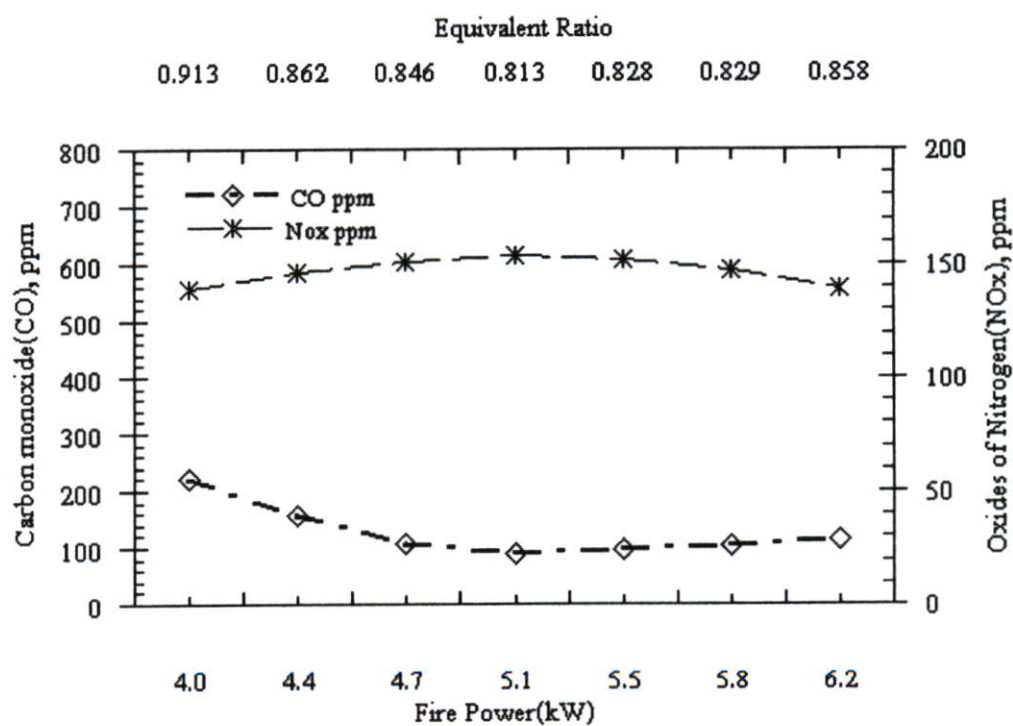
รูปที่ 5.30 ระดับความเข้มข้นของ CO กับ  $NO_x$  ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 60 mm.



รูปที่ 5.31 ระดับความเข้มข้นของ CO กับ  $NO_x$  ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 70 mm.



รูปที่ 5.32 ระดับความเข้มข้นของ CO กับ  $NO_x$  ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 80 mm.



รูปที่ 5.33 ระดับความเข้มข้นของ CO กับ  $NO_x$  ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil) เมื่อ RVD = 90 mm.

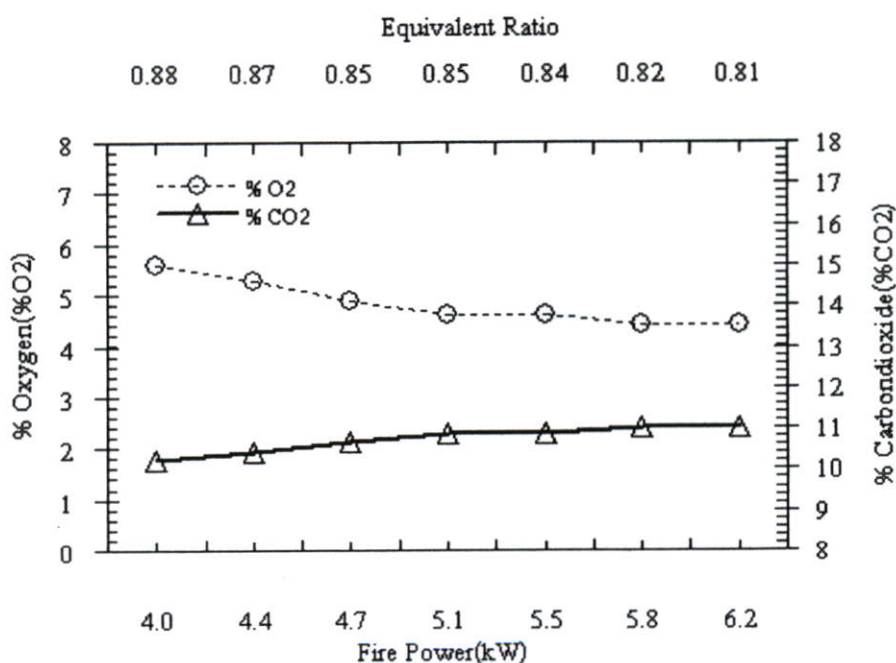
จากรูปที่ 5.29, รูปที่ 5.30, รูปที่ 5.31, รูปที่ 5.32 และรูปที่ 5.33 แสดงความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ ( $CO$ ) และความเข้มข้นของออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม (Co-Burner (Palm Oil)) จากผลที่วัดได้พบว่า ความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ ( $CO$ ) ที่วัดจากหัวเผาที่ใช้ขนาดวงชดท่อ Vaporizer แตกต่างกันนั้นมีแนวโน้มที่คล้ายกัน คือ ความเข้มข้นจะลดลงเมื่อ Fire Power สูงขึ้น และมีระดับความเข้มข้นน้อยที่สุดที่ Fire Power ประมาณ  $5.1\text{ kW} - 5.5\text{ kW}$  และจากจุดนี้ความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ ( $CO$ ) จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ซึ่งพฤติกรรมต่างๆ เหล่านี้สามารถบอกได้ดังนี้ โดยเริ่มจากที่ Fire Power ต่ำๆ จะมีระดับความเข้มข้นที่สูงเนื่องมาจาก Fire Power ต่ำๆ นั้นความเร็วของลำเจ็ตเชื้อเพลิงจะน้อยกว่าที่ Fire Power สูงๆ และการชักนำอากาศเข้าใช้ในการเผาไหม้มีน้อยกว่า การผสมคลุกเคล้าก็ด้อยกว่า ทำให้ที่ย่าน Fire Power ต่ำๆ จึงมีการเผาไหม้ที่ด้อยกว่าที่ย่าน Fire Power สูง จึงทำให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ ( $CO$ ) ที่วัดได้มีมากกว่า แต่เมื่อ Fire Power สูงขึ้นการเผาไหม้ดีขึ้นทำให้คาร์บอนมอนอกไซด์จะค่อยๆ ลดลงตามปัจจัยต่างๆ ที่ดีขึ้น แต่เมื่อถึงย่าน Fire Power เท่ากับ  $5.5\text{ kW}$  นั้นระดับความเข้มข้นน้อยที่สุดแสดงว่าย่านการทำงานนี้มีการเผาไหม้ที่ดีที่สุด และเมื่อเลยย่านการทำงานนี้ไป คือที่ย่าน Fire Power สูงกว่า  $5.5\text{ kW}$  ระดับความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์จะค่อยๆ สูงขึ้น เนื่องจากส่วนผสมที่หนาขึ้น ซึ่งสังเกตได้จากค่าอัตราส่วนสมมูล เพราะที่ Fire Power สูงๆ นี้ อัตราการไหลของเชื้อเพลิงในท่อน้ำมันจะมีอัตราการไหลที่สูงขึ้น ทำให้ระยะเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อนกับเปลวไฟและก๊าซร้อนน้อยลง ทำให้คุณสมบัติต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ฉีดพ่นออกมาจากหัวฉีดด้อยลง กล่าวคือความเร็วของลำเจ็ตน้อยลง การระเหยเป็นไอน้ำมันน้อยลง การชักนำอากาศน้อยลง การผสมและการคลุกเคล้ากันของเชื้อเพลิงกับอากาศแย่ง ทำให้การเผาไหม้เปลี่ยนแปลงตามไปด้วย ซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้ระดับความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น

สำหรับระดับความเข้มข้นของออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) นั้นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อ Fire Power เพิ่มขึ้นและมีค่าสูงสุดที่ย่าน Fire Power เท่ากับ  $5.1\text{ kW} - 5.5\text{ kW}$  และมีแนวโน้มลดลงเนื่องมาจากปัจจัยที่ที่สอดคล้องกับพฤติกรรมเกิดการเกิดคาร์บอนมอนอกไซด์ กล่าวคือที่ Fire Power ต่ำๆ มีการเผาไหม้ที่ด้อยลง อุณหภูมิการเผาไหม้ต่ำ ทำให้ออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) มีค่าต่ำกว่าที่ Fire Power สูงๆ และจะเพิ่มขึ้นเมื่อการเผาไหม้ดีขึ้น และสาเหตุที่ทำให้ออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) ลดลงที่ย่าน Fire Power มากกว่า  $5.1\text{ kW} - 5.5\text{ kW}$  นั้นคือพฤติกรรมของออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) จะเกิดขึ้นได้มากที่บริเวณการเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงและมีส่วนผสมที่พอดีก่อนไปทางส่วนผสมบางเล็กน้อย แต่ที่ Fire Power สูงๆ มีระดับความเข้มข้นของออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) น้อยลงเนื่องมาจากส่วนผสมที่หนาขึ้นจากอัตราการไหลที่สูงทำให้อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำมันภายในท่อ Vaporizer มีระยะเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยลงน้ำมันระเหยเป็นไอไม่ดีจึงได้การเผาไหม้ที่ไม่ดีและทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้ลดลงจึง

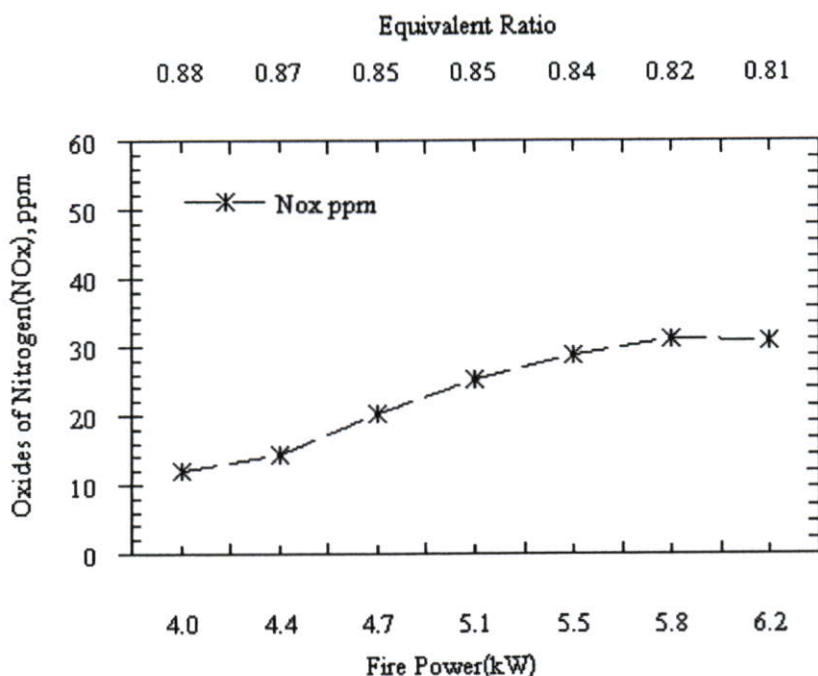
ทำให้่ออกไซด์ของไนโตรเจน( $NO_x$ ) มีค่าลดลง ประกอบกับที่ขนาดวงขดท่อเท่ากับ 80 mm. และขนาดวงขดท่อเท่ากับ 90 mm. มีส่วนผสมบางเมื่อเทียบกับขนาดวงขดท่อเท่ากับ 50 mm. , 60 mm. และขนาดวงขดท่อเท่ากับ 70 mm. ทำให้มีอากาศส่วนเกินมาก ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ส่วนหนึ่งเสียไปกับอากาศส่วนเกิน ซึ่งเป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้ลดลง และส่งผลทำให้ความเข้มข้นของออกไซด์ของไนโตรเจน( $NO_x$ ) ลดลง

### 5.8.2 ก๊าซเสียที่เกิดจากการทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี(Co-Burner(LPG))

จากรูปที่ 5.34 เป็นเปอร์เซ็นต์ออกซิเจน ( $\% O_2$ ) และเปอร์เซ็นต์ของคาร์บอนไดออกไซด์ ( $\% CO_2$ ) ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีในการไหม้(Co-Burner(LPG)) ซึ่งเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่วัดได้จากการเผาไหม้มีแนวโน้มลดลงเมื่อ Fire Power สูงขึ้น แต่ในย่านการทำงานที่ Fire Power เท่ากับ 5.1 kW ถึง 6.2 kW เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนจะมีการเปลี่ยนแปลงน้อยมาก ซึ่งมีสาเหตุมาจากส่วนผสมที่บางลงจึงทำให้อากาศที่เหลือจากการเผาไหม้มากจึงส่งผลทำให้เปอร์เซ็นต์ออกซิเจน( $\% O_2$ ) ที่วัดได้ไม่เปลี่ยนแปลงมากตามย่าน Fire Power จากปริมาณอากาศส่วนเกินที่เหลือจากการเผาไหม้เองจะสอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์ของคาร์บอนไดออกไซด์( $\% CO_2$ ) ที่ไม่เปลี่ยนแปลงมากนักในย่านนี้



รูปที่ 5.34 ระดับความเข้มข้นของ  $\% O_2$  กับ  $\% CO_2$  ของหัวเผา Co-Burner(LPG)



รูปที่ 5.35 ระดับความเข้มข้นของ  $NO_x$  ของหัวเผา Co-Burner(LPG)

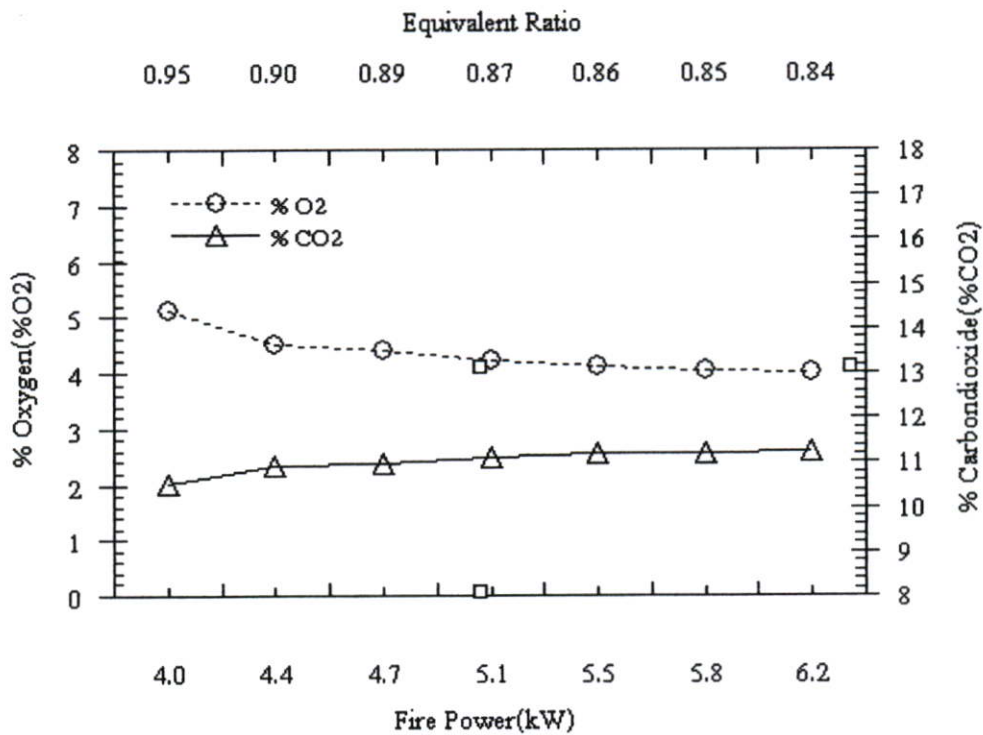
จากรูปที่ 5.35 แสดงถึงระดับความเข้มข้นของออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) ที่วัดได้จากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้แก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิง พบว่าออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) จะมีระดับความเข้มข้นเพิ่มขึ้น เมื่อ Fire Power สูงขึ้นซึ่งมีสาเหตุมาจากการเผาไหม้ที่คึกคัก เนื่องจากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีมีค่าความร้อนของเชื้อเพลิงสูง การผสมกับอากาศทำได้ดีกว่าน้ำมัน และเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจียังต้องการการผสมที่บางในการเผาไหม้อีกด้วย ให้อ่านการทำงานที่ Fire Power สูงๆ จึงมีอุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงขึ้นทำให้ออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น

### 5.8.3 ก๊าซเสียที่เกิดจากการทำงานของหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5

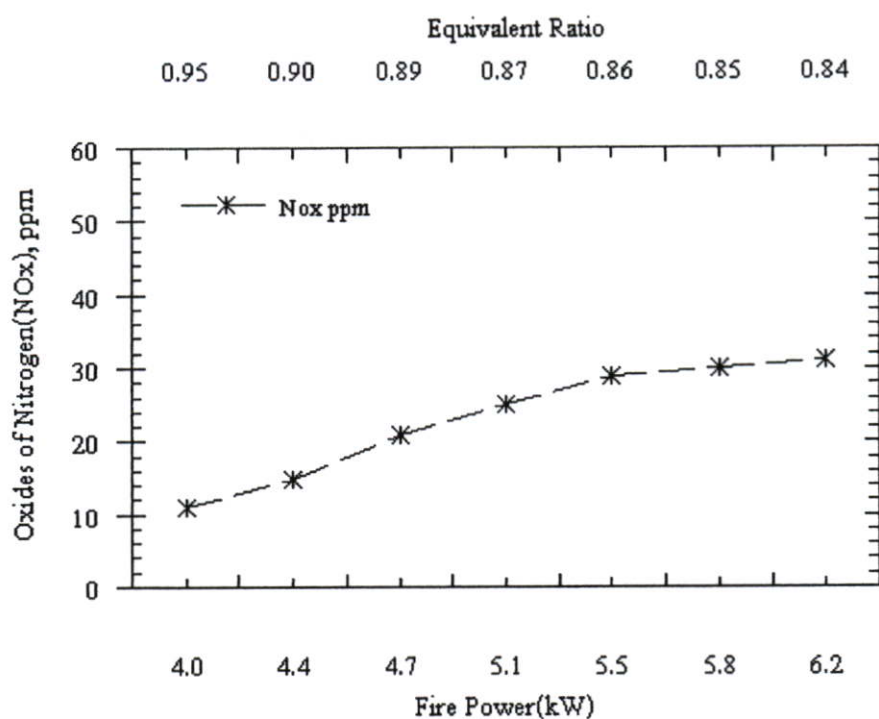
จากรูปที่ 5.36 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจน ( $\% O_2$ ) และเปอร์เซ็นต์คาร์บอนไดออกไซด์ ( $\% CO_2$ ) ที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีจากหัวเตา KB5 ซึ่งมีผลดังนี้คือ เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่วัดได้มีแนวโน้มลดลง เมื่อ Fire Power สูงขึ้นจนถึง Fire Power เท่ากับ  $5.5 kW$  เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นสามารถอธิบายได้โดยเริ่มจากที่ Fire Power ในอ่านการทำงาน  $4.4 kW$  ถึง  $5.5 kW$  ที่มีเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนลดลง เนื่องจากที่ Fire Power สูงขึ้นนั้นเกิดจากการเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิงที่มากขึ้นทำให้ความเร็วของลำเจ็ตเชื้อเพลิงสูงขึ้นด้วย ทำให้เกิดการชักนำอากาศมากขึ้น การผสมคลุกเคล้าดีขึ้น ปริมาณเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น ปัจจัยต่างๆเหล่านี้จึงช่วยส่งเสริมการเผาไหม้ให้ได้การเผาไหม้ที่รุนแรงและสมบูรณ์ขึ้น ทำให้อากาศถูกใช้ในการเผาไหม้มากขึ้น ดังนั้นจึงเป็นผลให้เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้ลดลง แต่สำหรับ Fire Power ที่สูงขึ้นกว่านี้เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้เพิ่มขึ้น เนื่องจากสาร

ผสมที่บางซึ่งทำให้มีปริมาณอากาศส่วนเกินที่เหลือจากการเผาไหม้มาก ส่งผลให้เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่วัดมีค่าเพิ่มขึ้นนั่นเอง ส่วนเปอร์เซ็นต์คาร์บอนไดออกไซด์ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการเผาไหม้ที่คั้ง ปริมาณคาร์บอนในเชื้อเพลิงถูกเผาไหม้ได้มากขึ้น แล้วทำปฏิกิริยากับออกซิเจน ( $O_2$ ) จนทำให้เปอร์เซ็นต์คาร์บอนไดออกไซด์ ( $CO_2$ ) เพิ่มขึ้น แต่ที่ Fire Power สูงๆ ค่าของ  $CO_2$  ลดลง อันเนื่องมาจากส่วนผสมที่บางลงเรื่อยๆจนทำให้การเผาไหม้ด้อยลง จึงส่งผลให้  $CO_2$  ลดลงด้วยเช่นกัน

จากรูปที่ 5.37 แสดงค่าความเข้มข้นของออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) ที่เกิดจากหัวเตา KB5 จากกราฟแสดงให้เห็นถึงค่าความเข้มข้นที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการเผาไหม้ที่คั้ง อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับพฤติกรรมของการเกิด  $NO_x$  กล่าวคือ  $NO_x$  เกิดขึ้นมากในบริเวณที่มีการเผาไหม้แล้วอุณหภูมิสูงในสารผสมที่พอดีไปจนถึงบางเล็กน้อย แต่ที่ Fire Power สูงๆ ความเข้มข้นของ  $NO_x$  ลดลง เนื่องจากสารผสมที่บางมากขึ้นจนทำให้ความร้อนจากการเผาไหม้ส่วนหนึ่งสูญเสียไปกับอากาศส่วนเกินทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้ลดลง เป็นผลทำให้  $NO_x$  มีค่าลดลงด้วย



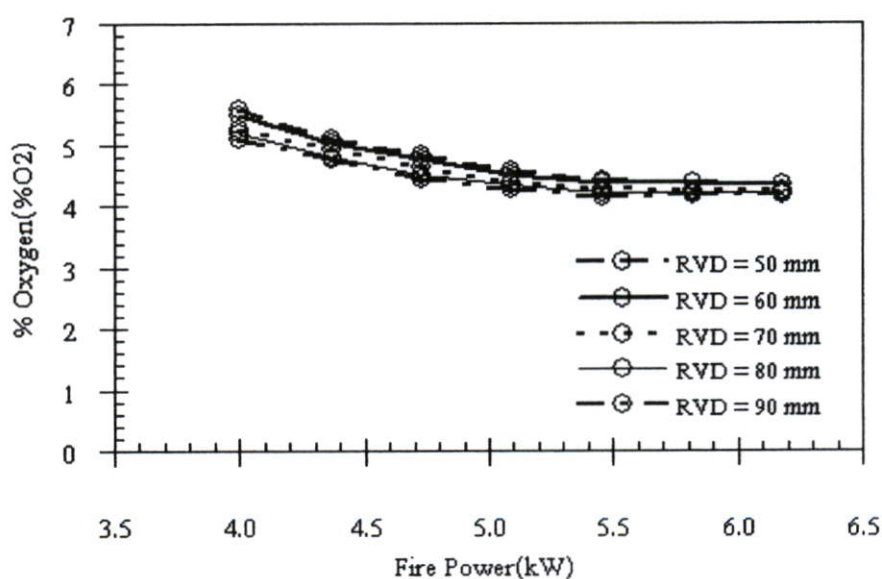
รูปที่ 5.36 ระดับความเข้มข้นของ %  $O_2$  กับ %  $CO_2$  ของหัวเตา KB5



รูปที่ 5.37 ระดับความเข้มข้นของ  $NO_x$  ของหัวเผา KB5

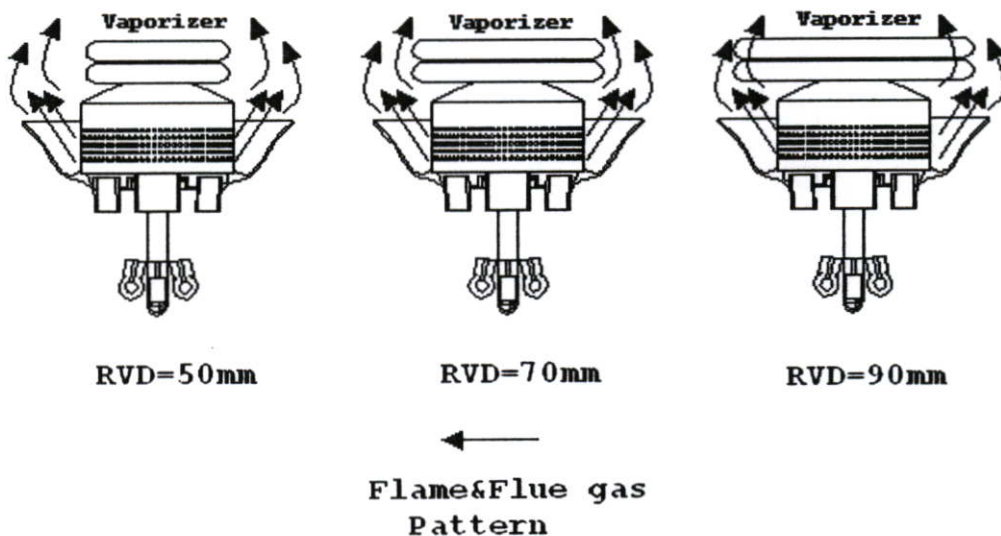
## 5.9 การเปรียบเทียบมลพิษของหัวเผา

### 5.9.1 หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม (Co-Burner (Palm Oil))



รูปที่ 5.38 ระดับความเข้มข้นของ  $\%O_2$  ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

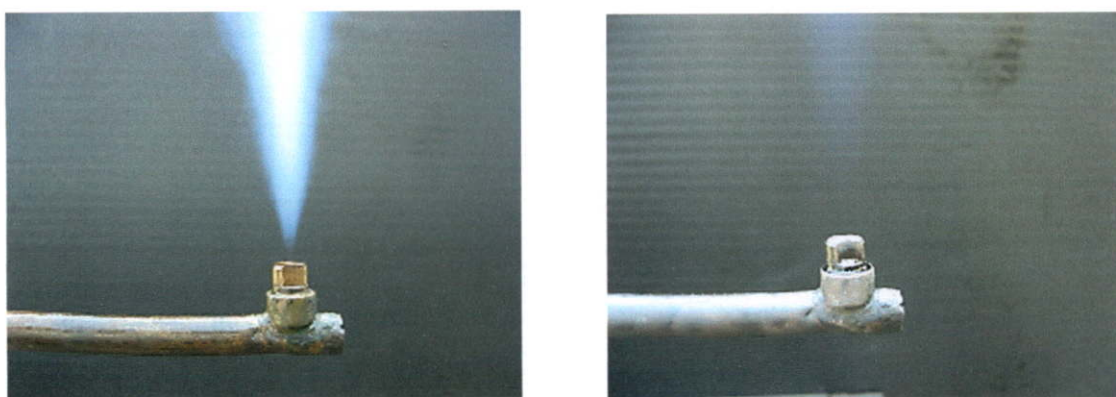
จากรูปที่ 5.38 แสดงการเปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) ที่เหลือจากการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม(Co-Burner(Palm Oil)) จากการเปรียบเทียบผลที่วัดได้พบว่า เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้ของหัวเผาเมื่อใช้ขนาดของวงซดท่อ Vaporizer แตกต่างกัน จะมีค่าไม่เท่ากันแต่จะมีแนวโน้มของผลการทดลองที่คล้ายกัน คือ เปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) จะลดลงเมื่อ Fire Power สูงขึ้น ระดับเปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) ที่เหลือไม่เท่ากันนั้นมาจากปัจจัยหลายอย่างที่มีความสอดคล้องกัน คือ ขนาดของวงซดท่อ Vaporizer ที่แตกต่างกัน ทำให้ได้รับความร้อนจากเปลวไฟไม่เท่ากันซึ่งส่งผลต่อการระเหยกลายเป็นไอของน้ำมันปาล์มในท่อ Vaporizer ทำให้มีสถานะของไอที่ฉีดพ่นออกมาไม่เท่ากัน และยังทำให้ความเร็วของลำเจ็ตเชื้อเพลิงมีความเร็วไม่เท่ากันอีกด้วย ทำให้การชักนำอากาศเพื่อเข้าเผาไหม้แตกต่างกัน การผสมและคลุกเคล้ากันของเชื้อเพลิงกับอากาศแตกต่างกันไปตามความเร็วและสถานะของน้ำมันด้วย จากสถานะของน้ำมันที่แตกต่างกันก็เสมือนว่าอุณหภูมิของสารตั้งต้นไม่เท่ากัน ทำให้ผลของสารปฏิกิริยาที่ได้ออกมาไม่เท่ากันด้วย จากปัจจัยหลายประการนี้เมื่อนำมารวมกันแล้วก็จะส่งผลต่อไอเสียที่วัดได้แตกต่างกัน รวมถึงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) ที่แตกต่างกันด้วย



รูปที่ 5.39 โครงสร้างรูปแบบการไหล(Flow Pattern) ของเปลวไฟและไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้

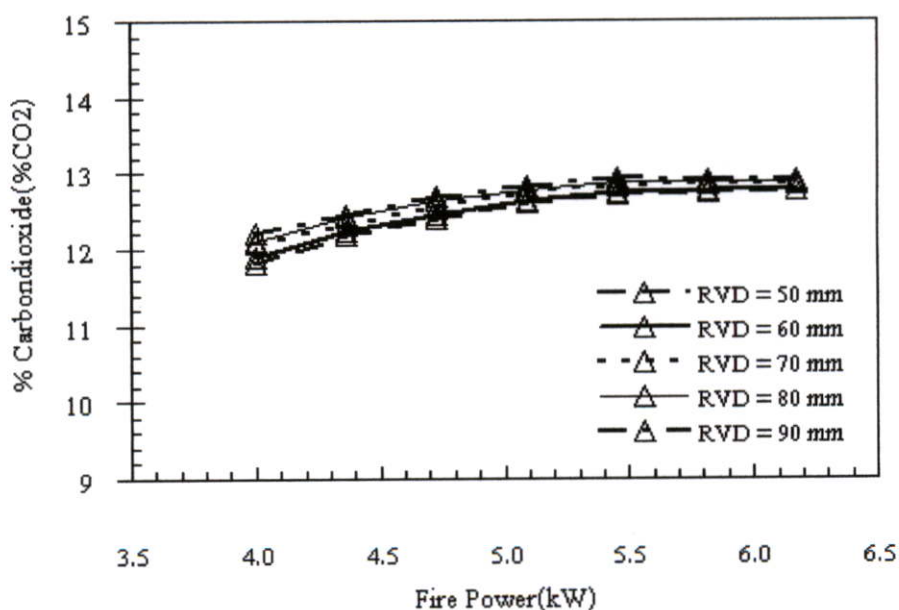
สำหรับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิง นั้นสามารถอธิบายผลที่เกิดจากปัจจัยต่างๆ ที่กล่าวไว้ข้างต้นได้ โดยจะยกตัวอย่างขนาดของวงซดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร(RVD = 50 mm.), 70 มิลลิเมตร(RVD = 70 mm.) และ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm.) ในการอธิบายต่างๆ เพื่อให้เห็นถึงความแตกต่าง โดยเริ่มจากที่ขนาดของวงซดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร(RVD=50 mm.) มีเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่เหลือมากกว่าขนาดวงซดท่ออื่นๆ เนื่องจากวงซดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตรนั้นมีขนาดวงซดที่เล็กเกินไป ทำให้ได้รับความ

ร้อนน้อยกว่าที่ขนาดวงขดอื่นๆ รูปภาพประกอบได้จากรูปที่ 5.39 ซึ่งขนาดวงขดเท่ากับ 50 มิลลิเมตรนี้ได้รับความร้อนส่วนใหญ่มาจากการแผ่รังสีของเปลวไฟเป็นส่วนใหญ่และการพาความร้อนเพียงเล็กน้อย จากโครงสร้างของรูปแบบการไหล(Flow Pattern) ของเปลวไฟและไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 5.39 ทำให้น้ำมันภายในท่อ Vaporizer มีการระเหยเป็นไอน้ำมันได้ไม่ดี คือ มีลักษณะของละอองเชื้อเพลิงที่ฉีดพ่นออกมา มีลักษณะเป็นละอองน้ำมันที่มีขนาดใหญ่ สีขาวขุ่น บางครั้งก็จะมีของเหลวปะปนออกมาด้วย ทำให้เมื่อวงขดท่อ Vaporizer ได้รับความร้อนน้อย การระเหยไม่ดี และความดันภายในท่อ Vaporizer น่าจะมีค่าที่ต่ำด้วย จึงทำให้ความเร็วของลำเจ็ตที่ฉีดพ่นออกมา มีความเร็วที่ต่ำกว่าที่ขนาดวงขดท่ออื่นๆ ทำให้การชักนำของอากาศและการคลุกเคล้าระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศด้อยกว่า ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ด้อยกว่าที่ขนาดวงขดท่ออื่นๆ ต่อมาขนาดของวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 70 มิลลิเมตร(RVD=70 mm.) ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ได้รับความร้อนที่เหมาะสมที่สุด โดยอยู่ในตำแหน่งที่ได้รับความร้อนไม่มากและไม่น้อยเกินไป ทำให่วงขดท่อ Vaporizer ได้รับความร้อนอย่างเพียงพอ ทำให้น้ำมันที่อยู่ภายในจึงระเหยกลายเป็นไอได้ดี ความดันภายในท่อสูงขึ้น ทำให้ความเร็วของลำเจ็ตเชื้อเพลิงที่ฉีดพ่นออกมา มีความเร็วสูง ทำให้การชักนำอากาศและการผสมคลุกเคล้ากันของเชื้อเพลิงกับอากาศดีขึ้น สถานะของไอน้ำมันที่ฉีดพ่นออกมา มีลักษณะเป็นละอองน้ำมันที่ละเอียดมีสีขาวค่อนข้างใสเล็กน้อย ทำให้การเผาไหม้ดีขึ้นอากาศถูกใช้ในการเผาไหม้ได้มากขึ้นทำให้เปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) ที่เหลือน้อยลง แต่สำหรับขนาดของวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 90 มิลลิเมตร(RVD=90 mm.) นั้นน่าจะเป็นวงขดที่ทำให้การเผาไหม้ที่ดีที่สุดแต่ไม่เป็นเช่นนั้น เนื่องจากขนาดของวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 90 มิลลิเมตร(RVD=90 mm.) อยู่ในตำแหน่งที่รับความร้อนมากเกินไปทำให้อิอน้ำมันภายในท่อ Vaporizer เป็นไอบรรยากาศยิ่ง(Superheat) ทำให้ความดันภายในท่อ Vaporizer สูงมาก ความเร็วของลำเจ็ตเชื้อเพลิงจึงสูงกว่าทุกๆขนาดวงขดท่อ Vaporizer ทำให้การชักนำของอากาศมากเกินไป จึงมีอากาศส่วนเกินที่เหลือจากการเผาไหม้เหลือออกมามากเกินไป ซึ่งเป็นผลทำให้เปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) ที่วัดได้มีค่าอยู่ระหว่างวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร(RVD = 50 mm.) และ 70 มิลลิเมตร(RVD = 70 mm.) และลักษณะของไอที่ฉีดพ่นออกมา มีลักษณะใสมาก และข้อเสียอีกประการหนึ่งคือ ความร้อนที่ท่อ Vaporizer ได้รับมากเกินไปจนทำให้เชื้อเพลิงภายในท่อ Vaporizer ทำปฏิกิริยากับออกซิเจนที่มีอยู่ภายในเชื้อเพลิงทำให้เกิดเป็นผงถ่านสะสม(Coke Deposit) ภายในท่อ Vaporizer ซึ่งทำให้เกิดการอุดตันได้ง่าย ลักษณะของไอน้ำมันของวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร, 70 มิลลิเมตร และ 90 มิลลิเมตร ที่อัตราการไหลเดียวกันได้แสดงไว้ในรูปที่ 5.40



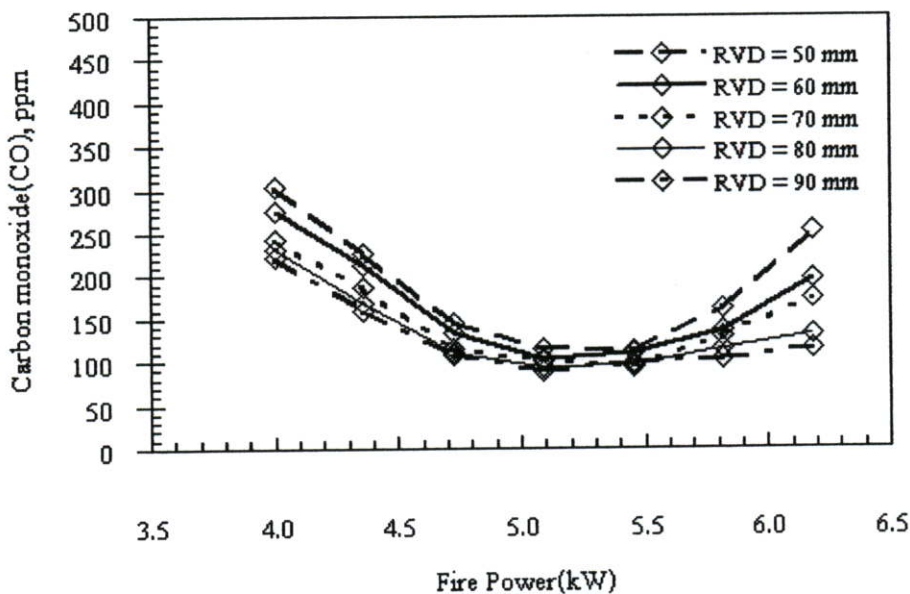
รูปที่ 5.40 ลักษณะของไอน้ำมัน

จากรูปที่ 5.41 แสดงถึงเปอร์เซ็นต์ของคาร์บอนไดออกไซด์(%  $CO_2$ ) ที่แตกต่างกัน ซึ่งมีปัจจัยที่ทำให้เกิดความแตกต่างเช่นเดียวกับความแตกต่างของเปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) ดังที่ได้อธิบายไว้ข้างต้น คือ ขนาดของวงขดท่อใดที่ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ดีกว่าก็จะมีเปอร์เซ็นต์คาร์บอนไดออกไซด์(%  $CO_2$ ) มากกว่า ซึ่ง  $CO_2$  จะเกิดขึ้นมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับระดับการเผาไหม้ที่มีความสมบูรณ์มากน้อยแตกต่างกัน ซึ่งจากการทดลองนี้พบว่าขนาดของวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 70 มิลลิเมตร, 80 มิลลิเมตร และ 90 มิลลิเมตร มีการเผาไหม้ที่ใกล้เคียงกันจึงมีค่าของ  $CO_2$  ไม่แตกต่างกันมาก รองลงมาคือ ขนาดของวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 60 มิลลิเมตร(RVD=60 mm.) และขนาดของวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร(RVD=50 mm.) ตามลำดับ



รูปที่ 5.41 ระดับความเข้มข้นของ %  $CO_2$  ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil)

จากรูปที่ 5.42 แสดงระดับความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ ( $CO$ ) ที่แตกต่างกันของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มและขนาดวงขดท่อ Vaporizer ที่แตกต่างกัน ซึ่งมีปัจจัยที่ทำให้ได้ค่าแตกต่างกัน มาจากปัจจัยเดียวกับปัจจัยที่ทำให้เปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) ที่เหลือจากการเผาไหม้แตกต่างกัน ซึ่งได้อธิบายไว้ก่อนหน้านี้อแล้ว แต่พฤติกรรมการณ์การเกิดคาร์บอนมอนอกไซด์ ( $CO$ ) นั้นเกิดมาจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ อากาศไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้ แต่เมื่อสังเกตที่ขนาดวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 90 มิลลิเมตร( $RVD = 90 \text{ mm.}$ ) พบว่ามีค่า  $CO$  ที่ค่อนข้างสูง ซึ่งค่า  $CO$  ที่สูงนี้ไม่ได้มาจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์แต่เกิดจากสาเหตุที่วงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 90 มิลลิเมตร ได้รับความร้อนมากเกินไปจนทำให้เชื้อเพลิงทำปฏิกิริยากับออกซิเจนที่มีอยู่ในเชื้อเพลิงจนเกิดการสะสมของผงถ่านและถูกฉีดพ่นออกมากับไอน้ำมัน ทำให้ที่วงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 90 มิลลิเมตร( $RVD = 90 \text{ mm.}$ ) ที่ Fire Power ต่ำๆ จึงมีค่า  $CO$  ที่สูงกว่าวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 70 มิลลิเมตร( $RVD = 70 \text{ mm.}$ ) ซึ่งมีการเผาไหม้ที่ดีที่สุด จึงมีค่า  $CO$  ต่ำที่สุด ในทางตรงกันข้ามที่วงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร( $RVD = 50 \text{ mm.}$ ) มีค่า  $CO$  สูงที่สุด ซึ่งเกิดจากส่วนผสมที่หนา อากาศไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้ ทำให้เกิด  $CO$  มากที่สุด

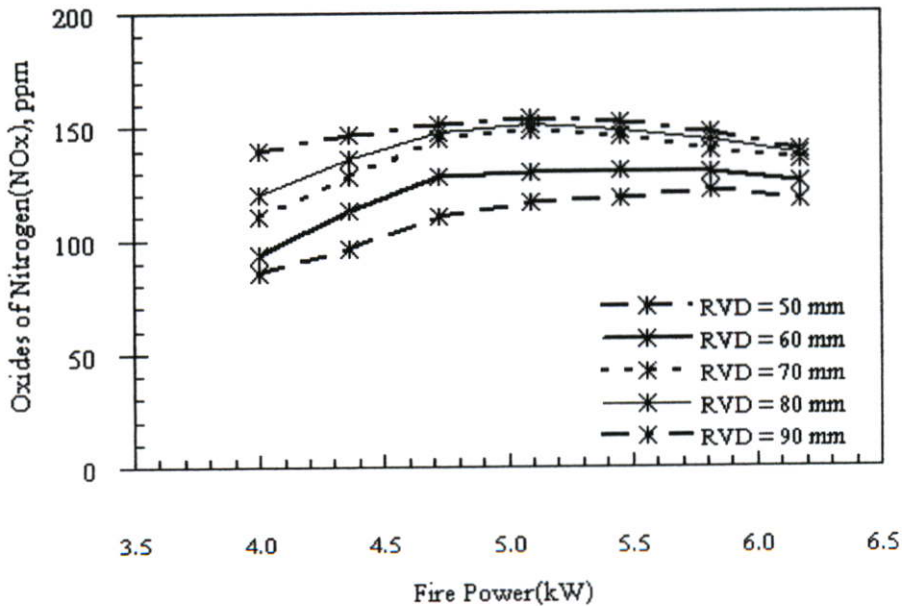


รูปที่ 5.42 ระดับความเข้มข้นของ  $CO$  ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil)

เมื่อเทียบกับที่ขนาดวงขดท่ออื่นๆ แต่เมื่อเพิ่มอัตราการไหลขึ้นทำให้ความเร็วของลำเจ็ตเชื้อเพลิงสูงขึ้น การชักนำอากาศมากขึ้นช่วยให้การผสมและการคลุกเคล้าระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศดีขึ้นทำให้การเผาไหม้ดีขึ้นตามลำดับ ค่า  $CO$  จึงลดลง และมีค่าต่ำที่สุดที่ย่าน Fire Power ประมาณ 5.0 kW ถึง 5.5 kW แต่เมื่อ Fire Power สูงขึ้นจากย่านนี้ไปแล้วมีแนวโน้มของ  $CO$  ที่

เพิ่มขึ้นเพราะอัตราการไหลของน้ำมันภายในท่อ Vaporizer ที่สูงมากทำให้มีระยะเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยลง ทำให้อุณหภูมิที่ได้ออกมาเป็นอุณหภูมิที่ด้อยลง ทำให้การเผาไหม้ด้อยลงตามไปด้วย ซึ่งทุกๆขนาดของวงขดท่อ Vaporizer มีแนวโน้มที่คล้ายกันหมด แต่ที่วงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm.) อยู่ในตำแหน่งที่รับความร้อนที่มาก อัตราการไหลของน้ำมันภายในชุด Vaporizer ที่เพิ่มสูงขึ้นไม่ได้ส่งผลกระทบต่ออัตราการกลายเป็นไอของน้ำมันมากนักและที่ตำแหน่งนี้ยังมีส่วนผสมที่บางมาก จึงทำให้ผลของ CO ต่ำกว่าวงขด Vaporizer อื่นๆ

จากรูปที่ 5.43 แสดงระดับความเข้มข้นของออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) ที่แตกต่างกันของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม โดยใช้ขนาดวงขดท่อ Vaporizer ที่แตกต่างกัน ซึ่งปัจจัยที่ทำให้ได้ค่าที่แตกต่างกันเนื่องมาจากปัจจัยเดียวกับปัจจัยที่ทำให้เปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) ที่แตกต่างกัน และได้อธิบายไว้ก่อนหน้านี้ แต่พฤติกรรมของการเกิด  $NO_x$  สามารถเกิดได้จากหลายทางด้วยกัน ซึ่งอธิบายแยกไว้เป็นกรณีดังนี้ โดยเริ่มจากที่ขนาดวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร, 60 มิลลิเมตร และ 70 มิลลิเมตร(RVD = 50 mm., 60 mm. และ 70 mm.) เป็นการเผาไหม้ที่มีส่วนผสมหนาไปจนถึงส่วนผสมบางเล็กน้อย เพราะฉะนั้น  $NO_x$  ที่เกิดขึ้นอาจจะเกิดขึ้นได้ใน 2 ทาง คือ มาจาก Promp  $NO_x$  กับการเกิด Thermal  $NO_x$  ก็ได้ ส่วนหัวเผาที่มีขนาดวงขดท่อที่แตกต่างกันคือ ขนาดวงขด 80 มิลลิเมตร(RVD = 80 mm.) และ 90 มิลลิเมตร(RVD = 90 mm.) ตามลำดับ จะเป็นการเผาไหม้ที่มีส่วนผสมบาง ดังนั้น  $NO_x$  ที่เกิดขึ้นน่าจะมาจาก 2 กรณี คือ Thermal  $NO_x$  กับ Fuel Thermal  $NO_x$

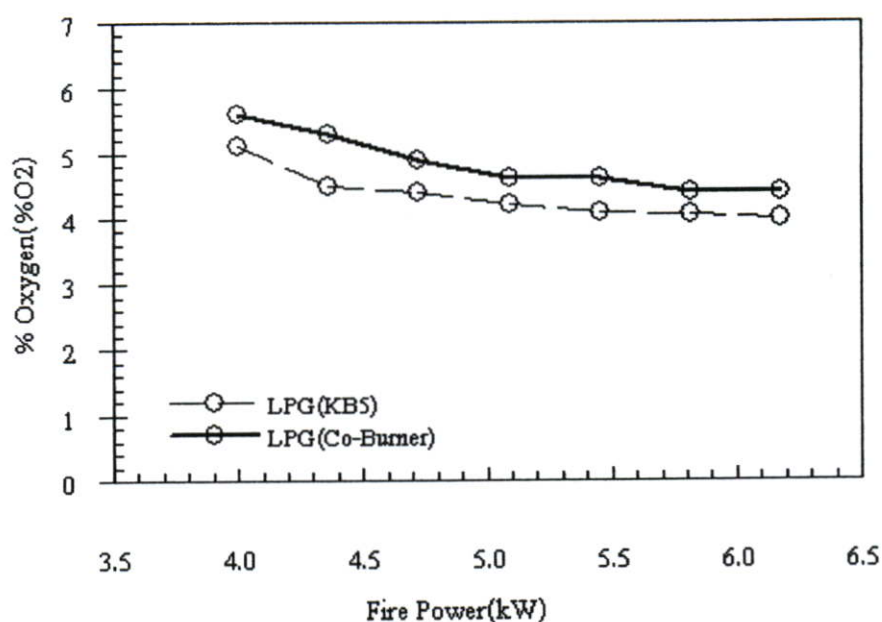


รูปที่ 5.43 ระดับความเข้มข้นของ  $NO_x$  ของหัวเผา Co-Burner(Palm Oil)

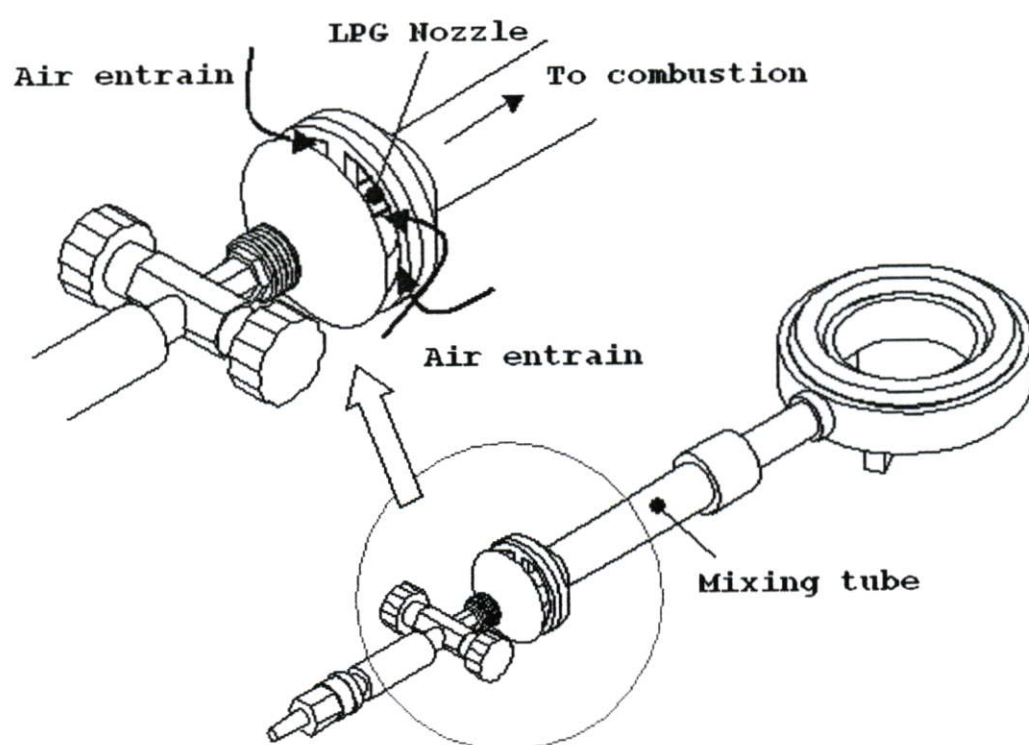
แต่ผลที่วัดได้เป็นการวัดเพื่อคุณแนวโน้มของการเกิดมลพิษจากการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มว่ามีมลพิษมากน้อยเพียงใดในแต่ละย่านการทำงาน แต่ถ้าจะระบุให้ชัดเจนลงไปในรายละเอียดของเส้นทางการเกิดแต่ละกรณีไม่สามารถที่จะระบุได้ชัดเจนเพราะกลไกการเกิดมีความซับซ้อนมาก จะต้องอาศัยความชำนาญในการวิเคราะห์และเครื่องมือที่ใช้วัดเฉพาะที่มีความทันสมัย ดังนั้นผู้วิจัยจะอธิบายแนวโน้มของการเกิด  $NO_x$  ในรูปแบบของการเกิด Thermal  $NO_x$  เพื่อที่จะสามารถเข้าใจได้ง่าย กล่าวคือ ที่วงชดท้อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร (RVD = 50 mm.) มี  $NO_x$  ต่ำสุดเนื่องจากขนาดวงท้อ Vaporizer นี้ มีการเผาไหม้ที่มีส่วนผสมของการเผาไหม้จึงไม่ค่อยดีทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่ได้ต่ำกว่าที่ขนาดวงชดท้ออื่นๆ และที่ขนาดวงชดท้อ Vaporizer เท่ากับ 70 มิลลิเมตร (RVD = 70 mm.) เป็นการเผาไหม้ที่ส่วนผสมพอดีไปจนถึงบางเล็กน้อย และมีกลไกการเผาไหม้ที่ดีกว่าหัวเผาที่ใช้ขนาดวงชดท้อ Vaporizer อื่นๆ ทำให้ได้การเผาไหม้ที่ดี อุณหภูมิการเผาไหม้สูงทำให้มี  $NO_x$  มากกว่าหัวเผาที่ใช้ขนาดวงชดท้อ Vaporizer อื่นๆ สำหรับหัวเผาที่มีขนาดวงชดท้อ Vaporizer เท่ากับ 90 มิลลิเมตร (RVD = 90 mm.) เป็นการเผาไหม้ที่มีส่วนผสมที่บาง ทำให้  $NO_x$  ที่วัดได้มีค่าที่ค่อนข้างสูงอยู่บ้างเนื่องจาก การเผาไหม้ของสารผสมบางนี่จะเป็นการเผาไหม้ที่ค่อนข้างจะสมบูรณ์ ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้ค่อนข้างสูง เมื่อเทียบกับการเผาไหม้ที่มีส่วนผสมหนา แต่ที่ Fire Power สูงๆ บางตำแหน่งที่มี  $NO_x$  ลดลงเนื่องจากสารผสมของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้บางมากเกินไปจึงส่งผลให้ความร้อนจากการเผาไหม้ส่วนหนึ่งสูญเสียไปกับอากาศส่วนเกินจนทำให้  $NO_x$  มีค่าลดลง และบางตำแหน่งที่  $NO_x$  พุ่งสูงขึ้นอีกอาจจะมาจากส่วนผสมของเชื้อเพลิงเริ่มหนาขึ้นทำให้การเผาไหม้ดีขึ้นจนมีอุณหภูมิสูงขึ้นจึงส่งผลทำให้  $NO_x$  สูงขึ้นอีก ซึ่งกลไกต่างเหล่านี้ทำให้เกิดความแตกต่างหรือการเปลี่ยนแปลงของแนวโน้มที่มาจากปัจจัยหลายๆ อย่าง

### 5.9.2 หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี(Co-Burner(LPG)) กับหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5

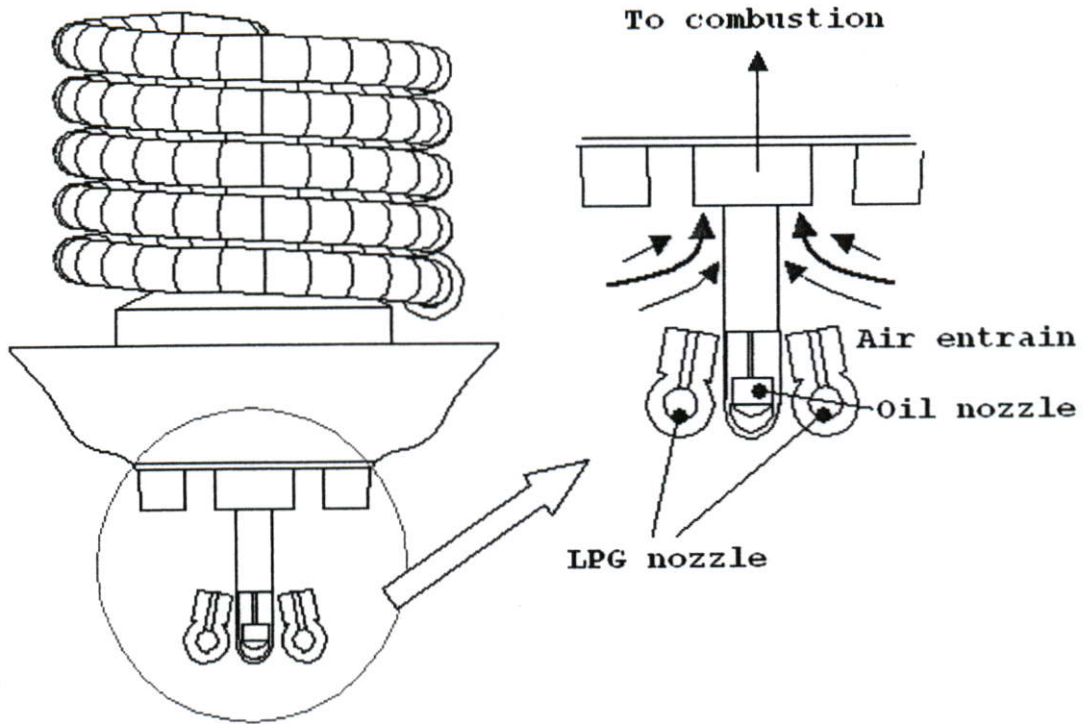
จากรูปที่ 5.44 เป็นการเปรียบเทียบความแตกต่างของเปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(%  $O_2$ ) ที่เหลือจากการเผาไหม้ที่วัดได้จากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีในการเผาไหม้กับหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5



รูปที่ 5.44 ระดับความเข้มข้นรวมของ %O<sub>2</sub> ของหัวเตา KB5 และหัวเผา Co-Burner(LPG)



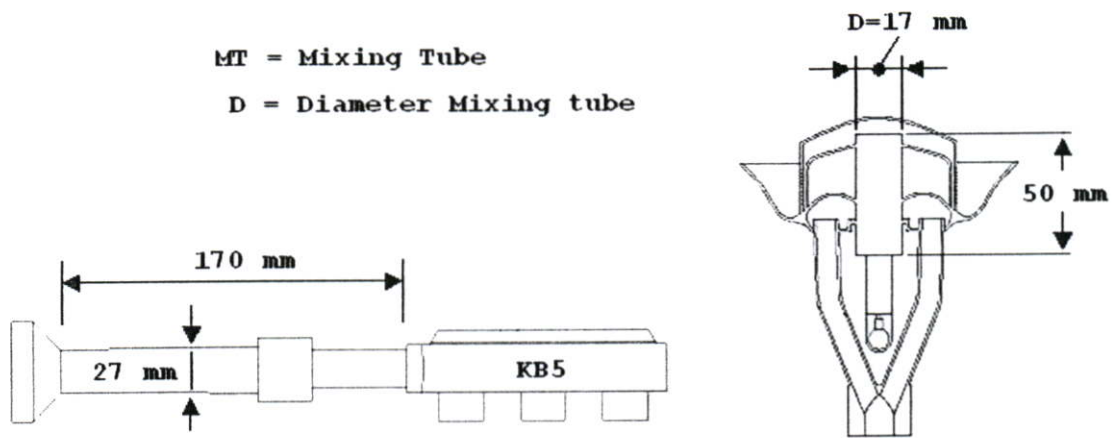
รูปที่ 5.45 ลักษณะการเหนี่ยวนำอากาศเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงของหัวเตาหุงต้มรุ่น KB5



รูปที่ 5.46 ลักษณะการเหนี่ยวนำอากาศเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงของหัวเผา Co-Burner

จากผลการทดลองพบว่าเปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(% $O_2$ ) ที่เหลือจากการเผาไหม้มีค่าที่แตกต่างกัน น่าจะมาจากลักษณะของหัวเผาที่แตกต่างกัน ลักษณะการผสมกันของเชื้อเพลิงกับอากาศ ขนาดรูหัวฉีด ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่แตกต่างกัน แต่แนวโน้มการลดลงของเปอร์เซ็นต์ออกซิเจน(% $O_2$ ) จะคล้ายๆ กัน กล่าวคือ จะลดลงเมื่อ Fire Power สูงขึ้น ลักษณะการเผาไหม้ของแต่ละหัวเผาสามารถอธิบายได้ดังนี้ โดยเริ่มจากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้แก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงนั้นมีขนาดรูหัวฉีดที่เล็กกว่า ทำให้ความเร็วของลำเจ็ทเชื้อเพลิงมากกว่าหัวเผา KB5 ซึ่งมีรูหัวฉีดที่ใหญ่กว่า และหัวฉีดของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมถูกติดตั้งไว้ภายนอกตัวเรือนทำให้ลำเจ็ทของเชื้อเพลิงมีการเหนี่ยวนำอากาศรอบข้างได้ดีกว่าหัวฉีดของเผา KB5 ที่ถูกติดตั้งไว้ในท่อผสมและมีช่องเปิดให้อากาศไหลเข้าทางด้านหลังหัวฉีดและมีขนาดรูหัวฉีดที่ใหญ่มีความเร็วลำเจ็ทเชื้อเพลิงต่ำ ทำให้การเหนี่ยวนำอากาศของลำเจ็ทเชื้อเพลิงดีน้อยกว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม ซึ่งดูได้จากรูปที่ 5.45 และรูปที่ 5.46 ซึ่งแสดงปริมาณอากาศที่ไหลเข้าไปเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมและหัวเผาหุงต้มรุ่น KB5 และตำแหน่งการติดตั้งหัวฉีด แต่เนื่องจากหัวเผา KB5 มีท่อผสม(Mixing Tube) ที่ยาวกว่าและใหญ่กว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม จึงทำให้มีระยะเวลาในการผสมนานกว่าการคลุกเคล้ากันของเชื้อเพลิงกับอากาศดีกว่าเมื่อเทียบกับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่มีท่อผสม(Mixing Tube) ที่สั้นกว่ามาก ทำให้ระยะเวลาในการผสมน้อยเกินไป จึงทำให้การเผาไหม้ที่ได้จาก

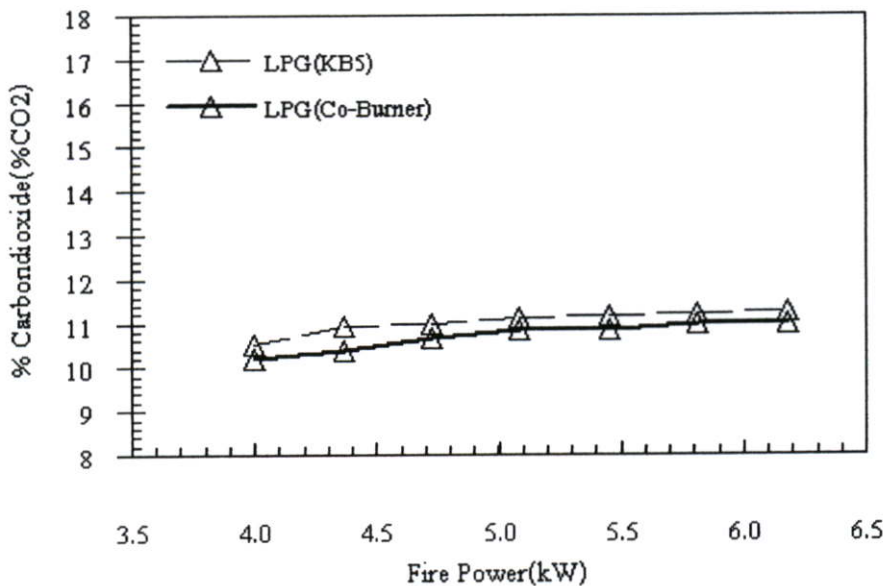
หัวเผา KB5 มีการเผาไหม้ที่ดีกว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม จึงทำให้อากาศที่เหลือจากการเผาไหม้ของหัวเผา KB5 จึงมีน้อยกว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ 5.44

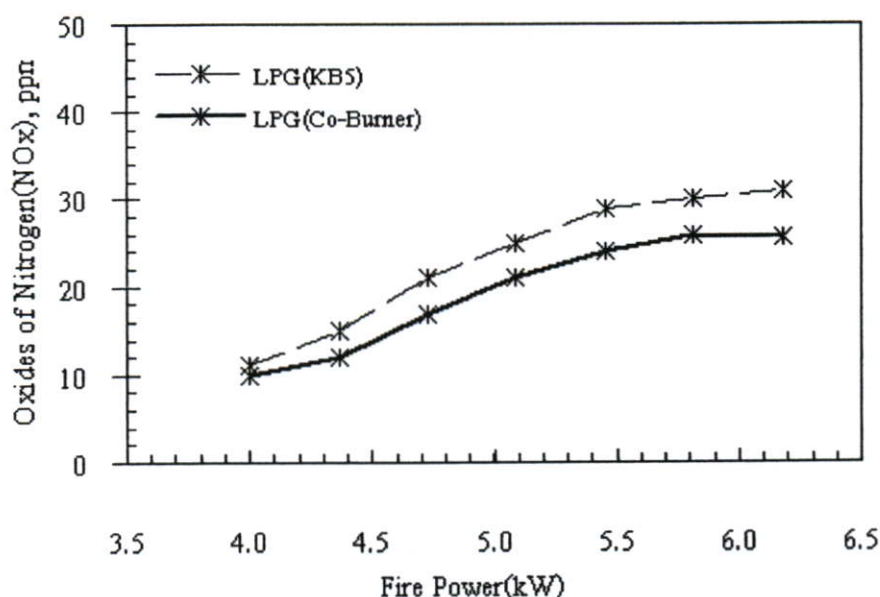


(ก) หัวเผาหุงต้มรุ่น KB5

(ข) หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

รูปที่ 5.47 ลักษณะของท่อผสม(Mixing Tube)

รูปที่ 5.48 ระดับความเข้มข้นรวมของ %CO<sub>2</sub> ของหัวเผา KB5 และหัวเผา Co-Burner(LPG)

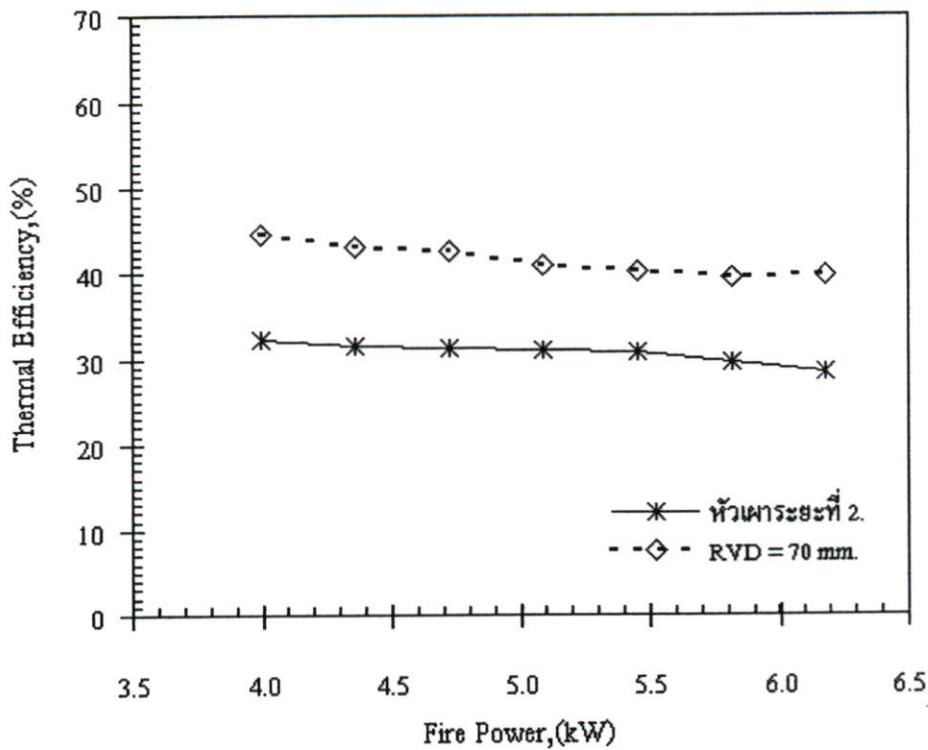


รูปที่ 5.49 ระดับความเข้มข้นรวมของ  $NO_x$  ของหัวเตา KB5 และหัวเผา Co-Burner(LPG)

จากรูปที่ 5.48 และรูปที่ 5.49 การเปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์ของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ ( $\% CO_2$ ) และออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี (Co-Burner(LPG)) กับหัวเตา KB5 จากการทดลองพบว่าระดับความเข้มข้นของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์เป็นไปตามกลไกการเผาไหม้ของหัวเผาทั้งสองดังที่ได้อธิบายไว้ข้างต้นในรูปที่ 5.44 แล้ว กล่าวคือ หัวเตา KB5 มีการเผาไหม้ที่ดีกว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม ทำให้ระดับความเข้มข้นที่วัดได้จึงมีค่ามากกว่าอย่างเห็นได้ชัดเจน ในส่วนของความแตกต่างของค่าความเข้มข้นของออกไซด์ของไนโตรเจน ( $NO_x$ ) ที่วัดได้เนื่องมาจากกลไกการเผาไหม้เช่นเดียวกันกับ  $CO_2$  คือ หัวเตาหุงต้มรุ่น KB5 มีการเผาไหม้ที่ดีกว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม ทำให้หัวเตา KB5 มีอุณหภูมิการเผาไหม้ที่มากกว่า ซึ่งสามารถดูได้จากรูปที่ 5.18 ทำให้ผลที่วัดได้มีค่ามากกว่าและแนวโน้มโดยรวมของผลที่เกิดขึ้นที่ Fire Power ต่างๆ ได้อธิบายไว้ในกราฟวิเคราะห์หัวเผาแต่ละแบบไว้ก่อนหน้านี้

### 5.10 ผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา

จากรูปที่ 5.50 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้จากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงกับหัวเผาน้ำมันปาล์มในอดีต[3] ซึ่งเป็นการนำเอาผลจากการทดสอบหัวเผาแต่ละแบบที่ดีที่สุดในงานวิจัยต่างๆ มาเปรียบเทียบกัน จากการเปรียบเทียบพบว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิง (Co-Burner(Palm Oil)) มีอำนาจงานที่

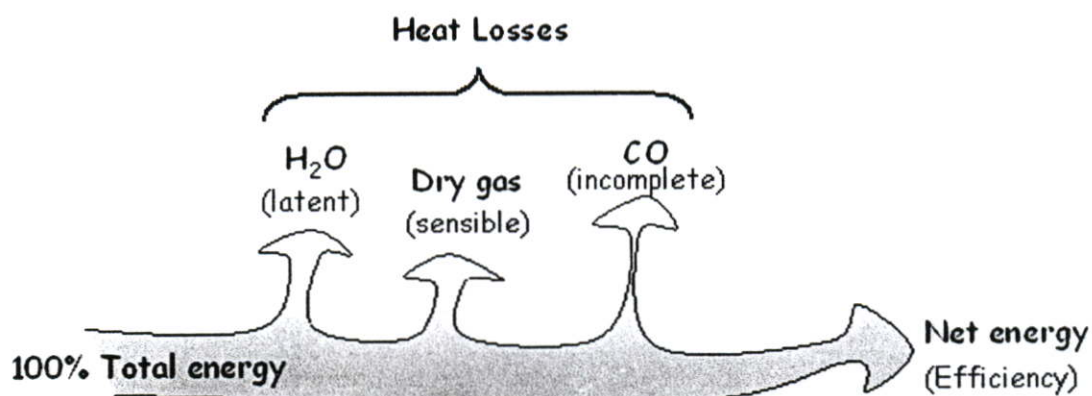


รูปที่ 5.50 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม

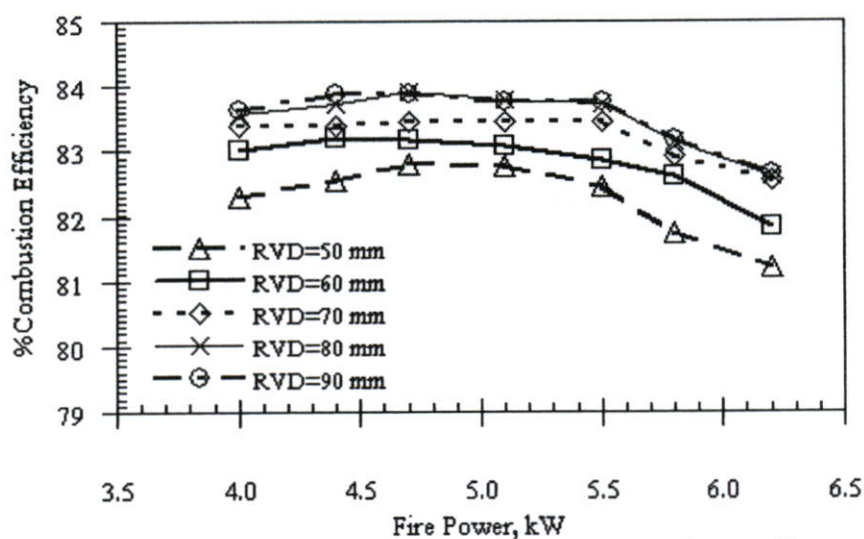
สูงกว่าหัวเผาน้ำมันปาล์มระยะที่ 2.[3] หัวเผามีการทำงานอยู่ในย่านเดียวกัน แต่หัวเผาจากงานวิจัยนี้มีประสิทธิภาพสูงกว่าหัวเผาน้ำมันปาล์มระยะที่ 2 อยู่ประมาณ 9% ถึง 12% ตลอดย่านการทำงาน และผลของไอเสียที่วัดได้ก็มีค่าต่ำลงถึง 88% เมื่อเทียบกับงานวิจัยในอดีต[3] ดังนั้นสรุปได้ว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมนี้มีสมรรถนะที่ดีกว่าหัวเผาในอดีต[3]

### 5.11 ประสิทธิภาพการเผาไหม้(Combustion Efficiency)

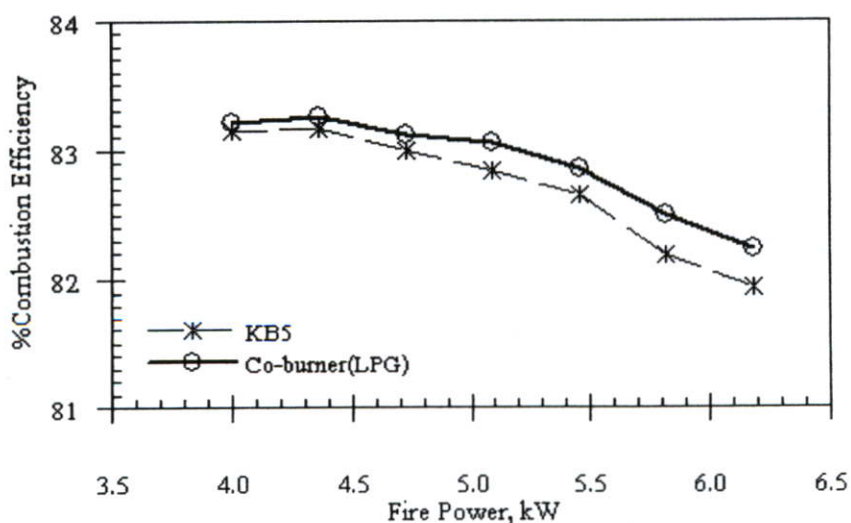
สำหรับประสิทธิภาพการเผาไหม้นั้นเป็นการนำเปอร์เซ็นต์ปริมาณความร้อนที่สูญเสียไปกับก๊าซเสียนำไปหักออกจากเปอร์เซ็นต์ปริมาณความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งหมดที่จะมีได้หรือเทียบเท่ากับ 100% ซึ่งสามารถแสดงเส้นทางการสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซเสียในระหว่างขบวนการเผาไหม้ดูได้จากรูปที่. 5.51 โดยเปอร์เซ็นต์ความร้อนที่สูญเสียไปกับก๊าซเสียสามารถคำนวณได้โดยอาศัยความเข้มข้นและอุณหภูมิของก๊าซเสียที่วัดได้ และมีค่าจำเพาะขององค์ประกอบทางเคมีและปริมาณความร้อนของเชื้อเพลิง ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะเฉพาะของเชื้อเพลิงแต่ละชนิดและเมื่อพิจารณาจากประสิทธิภาพการเผาไหม้ของ LPG เทียบกับน้ำมันปาล์มแล้ว พบว่าน้ำมันปาล์มมีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่สูงกว่า LPG เล็กน้อยเนื่องจากเชื้อเพลิง LPG มีการสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซเสียมากกว่าน้ำมันปาล์ม



รูปที่ 5.51 เส้นทางการสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซเสียในระหว่างขบวนการเผาไหม้



รูปที่ 5.52 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม



รูปที่ 5.53 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี

เนื่องจากการคำนวณประสิทธิภาพการเผาไหม้แบบนี้จะรวมเอาการสูญเสียความร้อนจากทุกๆ ปัจจัย ซึ่งมีแนวคิดเกี่ยวกับการตรวจวัดประสิทธิภาพการเผาไหม้ในหม้อต้มไอน้ำ และสามารถวิเคราะห์ได้เป็น 3 ประเด็น คือ

1. ถ้าอุณหภูมิก๊าซเสียมีระดับอุณหภูมิที่สูงขึ้นในย่านการทำงานเดียวกัน แสดงว่าความร้อนที่ถ่ายเทสู่ภาระทางความร้อนเริ่มลดลง ทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนออกมากับก๊าซเสียมาก ซึ่งเป็นปัจจัยหนึ่งที่ทำให้ประสิทธิภาพต่ำลง

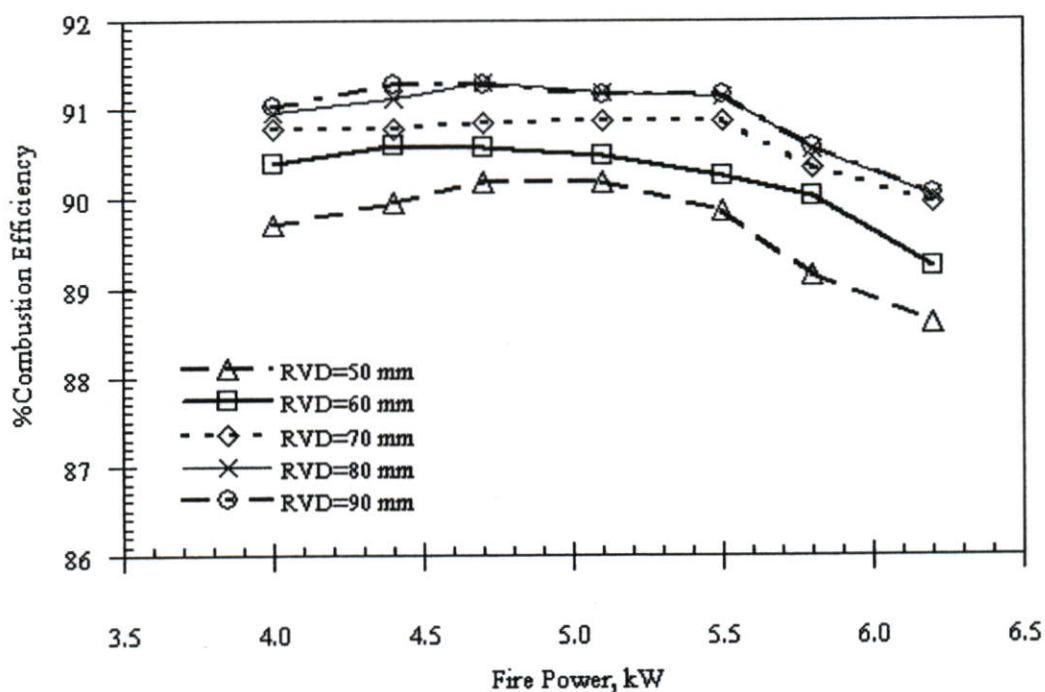
2. ถ้าในเชื้อเพลิงต่างชนิดกันองค์ประกอบสำคัญที่เป็นปัจจัยที่จะทำให้ได้ประสิทธิภาพที่แตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัดเจนนคือ ไอน้ำที่เกิดจากอะตอมของไฮโดรเจนที่มีอยู่ในเชื้อเพลิง ปฏิกิริยากับออกซิเจนในอากาศ ซึ่งในเชื้อเพลิง LPG มีองค์ประกอบของไฮโดรเจนอยู่มากกว่าน้ำมันปาล์มทำให้เมื่อมีการเผาไหม้ของ LPG จะมีปริมาณไอน้ำเกิดขึ้นมากกว่าเชื้อเพลิงที่เป็นน้ำมันปาล์ม นั้นแสดงว่าในเชื้อเพลิงชนิดใดที่มีปริมาณ  $H$  และความชื้นในเชื้อเพลิงมากก็จะเป็นปัจจัยสำคัญและหลีกเลี่ยงไม่ได้ที่ทำให้ได้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ต่ำ

3. ถ้าขบวนการเผาไหม้ที่พิจารณาอยู่นั้นมีการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์เกิดขึ้นเนื่องจากอากาศไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้ การผสมคลุกเคล้าที่ไม่ดีก็จะทำให้ได้ปริมาณ  $CO$  ที่สูงเนื่องจาก  $CO$  ที่เกิดขึ้นก็เป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่ทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนเช่นกัน กล่าวคือ ถ้ามีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มีอากาศที่เพียงพอต่อการเผาไหม้ การผสมคลุกเคล้าที่ดี จะทำให้คาร์บอนในเชื้อเพลิงทำปฏิกิริยากับออกซิเจนได้เป็น  $CO$  และทำปฏิกิริยาต่อไปเป็น  $CO_2$  ซึ่งจะมีการปลดปล่อยความร้อนออกมาถึง  $33,907 \text{ kJ/kg}_C$  แต่ถ้าปฏิกิริยาหยุดลงที่  $CO$  เนื่องจากอากาศไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้หรือการผสมคลุกเคล้าที่ไม่ดี ก็จะให้เกิดการสูญเสียพลังงานไปถึง  $23,693 \text{ kJ/kg}_C$  ดังนั้นการเผาไหม้จากส่วนผสมหนักก็เป็นปัจจัยหนึ่งที่ทำให้ประสิทธิภาพต่ำลง แต่ถ้าเป็นสารผสมบาง การสูญเสียความร้อนจะอยู่ไปในรูปของการสูญเสียความร้อนที่เสียไปกับ Dry flue gas heat losses แทน ซึ่งจะออกไปกับอากาศส่วนเกินที่อยู่ในสารผสมนี้เอง

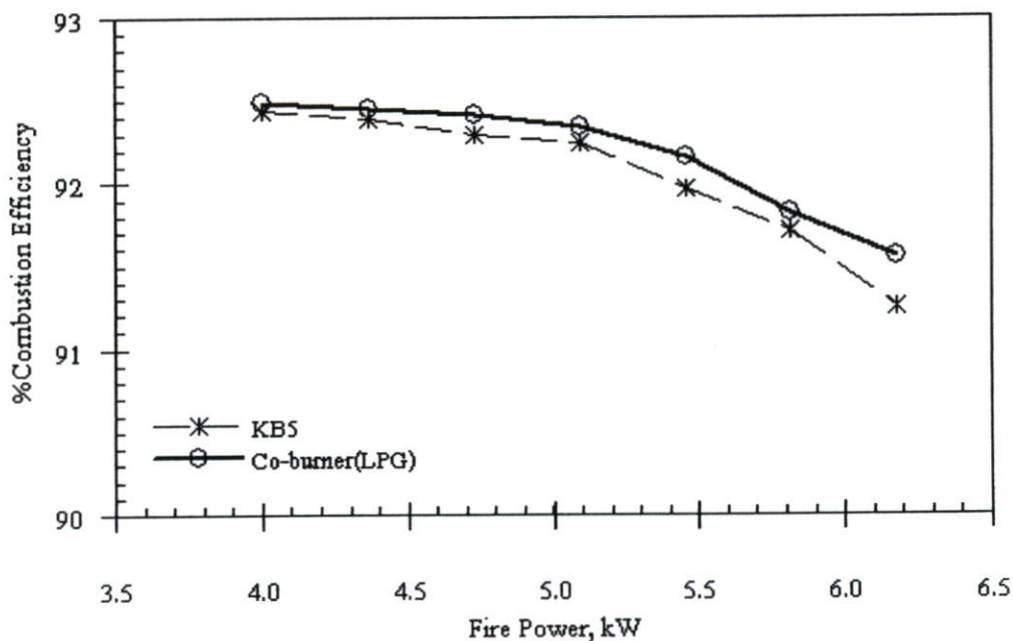
สำหรับแนวโน้มที่ลดลงของประสิทธิภาพการเผาไหม้เนื่องจากเมื่อ Fire Power (Thermal Input) สูง ๆ จะมีอัตราการเผาไหม้ที่รุนแรง การไหลของก๊าซร้อนก็จะไหลได้เร็วขึ้น ทำให้มีการสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซเสียในปริมาณที่มากขึ้น และถ้าการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนกับภาระทางความร้อนทำได้ไม่ดีหรือมีขีดจำกัดในการถ่ายเทความร้อนก็จะทำให้สัดส่วนของการถ่ายเทความร้อนเมื่อเทียบกับระดับพลังงานความร้อนที่สูงขึ้นจึงมีสัดส่วนที่ลดลง ซึ่งเป็นส่วนหนึ่งที่ทำให้มีความร้อนที่สูญเสียออกมากับก๊าซเสียมากขึ้นด้วย และประสิทธิภาพการเผาไหม้จะไม่มีทางถึง 100% ได้เลย ถ้าในขบวนการเผาไหม้ยังคงมีไอน้ำเกิดขึ้นอยู่

แต่ถ้าพิจารณาแค่การเผาไหม้ที่สมบูรณ์หรือไม่สมบูรณ์เพียงอย่างเดียว โดยไม่สนใจการสูญเสียความร้อนเนื่องจาก Latent heat losses ที่เกิดจากสัดส่วนของ  $H$  ที่อยู่ในเชื้อเพลิง ก็จะพบว่า

ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊ส LPG จะมีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่สูงกว่าหัวเผาที่ใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงซึ่งสังเกตได้จากรูปที่ 5.54 และรูปที่ 5.55



รูปที่ 5.54 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม โดยไม่คิด Latent heat losses ที่เกิดขึ้น



รูปที่ 5.55 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี โดยไม่คิด Latent heat losses ที่เกิดขึ้น

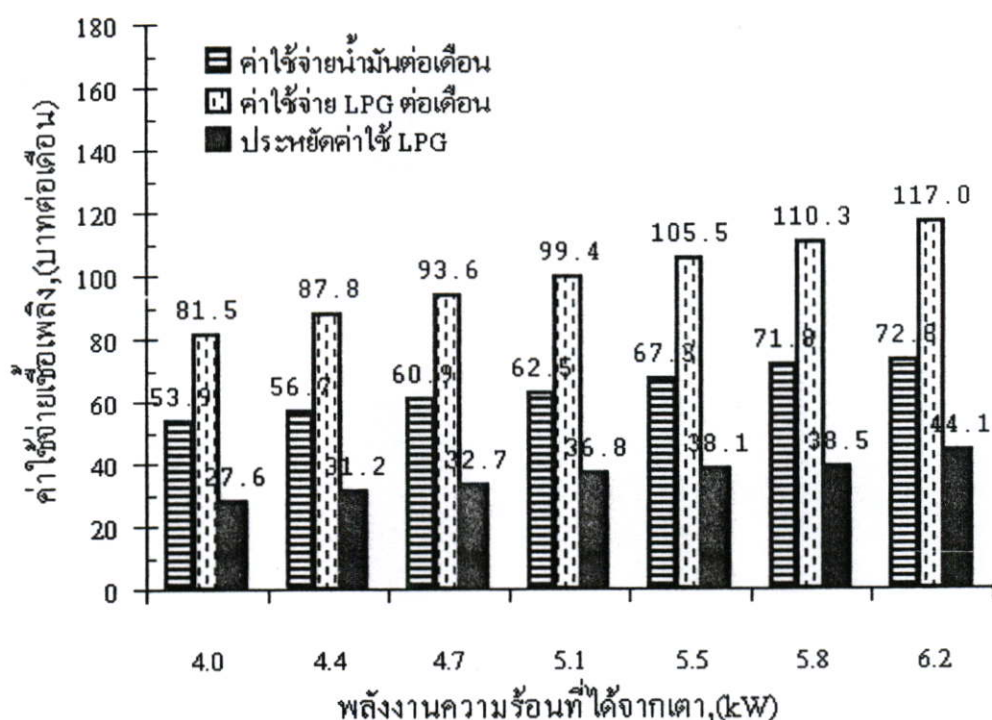
## 5.12 ผลของอุณหภูมิเปลวไฟแอดิเอแบติก(Adiabatic Flame Temperature)

จากการคำนวณหาค่าของ Adiabatic flame Temperature ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มใช้แล้ว กับเชื้อเพลิงก๊าซ LPG ได้ว่า น้ำมันปาล์มมี Adiabatic flame Temperature( $T_{ad}$ ) เท่ากับ 2241 K และ LPG มี Adiabatic flame Temperature( $T_{ad}$ ) เท่ากับ 2422 K

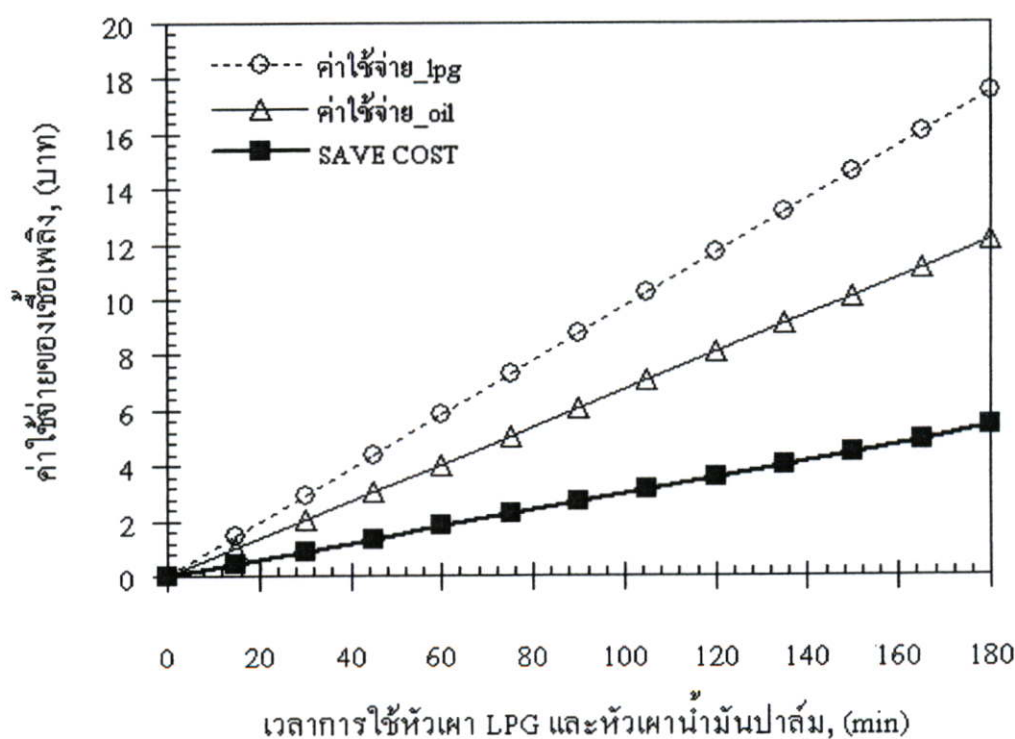
สำหรับอุณหภูมิเปลวไฟที่วัดได้จากการเผาไหม้มีอุณหภูมิที่ต่ำกว่าอุณหภูมิเปลวไฟแอดิเอแบติก เนื่องจากอุณหภูมิเปลวไฟแอดิเอแบติกเป็นอุณหภูมิสุดท้ายภายหลังจากที่ไอที่เกิดปฏิกิริยาคายความร้อนและไอลี้จะเข้าสู่สภาวะสมดุลเคมีภายใต้ความดันคงที่และไม่มี การสูญเสียความร้อน แต่ในการเผาไหม้จริงนั้นปัจจัยต่างๆที่เกิดขึ้นไม่ได้เป็นไปตามกลไกดังกล่าว แต่การเผาไหม้จริงนั้นมีปัจจัยต่างๆมากมายที่ทำให้ได้อุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิแอดิเอแบติกซึ่งมีทั้งการสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม การผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศหนาหรือบางเกินไป ความดันไม่คงที่ และอื่นๆ อีกมากมายจึงทำให้ได้อุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิแอดิเอแบติก

## 5.13 ผลการเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายต่อเวลากับค่าความร้อนที่ป้อน

จากรูปที่ 5.56 แสดงการเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายที่เกิดจากการใช้งานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงกับหัวเผา KB5 ซึ่งผลจากการทดสอบแสดงให้เห็นว่า การนำเอาหัวเผามาใช้งานประเภทเดียวกัน หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม ประหยัดกว่าหัวเผา KB5 เนื่องจากราคาของเชื้อเพลิงที่ถูกกว่าและสมรรถนะการทำงานของหัวเผาก็ไม่ได้แตกต่างกันมาก ซึ่งสามารถดูได้จากผลของประสิทธิภาพเชิงความร้อน แต่จะแตกต่างกันเพียงแค่ความสะดวกสบายในการใช้งานเท่านั้น จากรูปที่ 5.57 เป็นกราฟที่แสดงถึงค่าใช้จ่ายที่แตกต่างกันของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงกับหัวเผา KB5 ตามระยะเวลาการใช้งานที่ระดับพลังงานเดียวกัน ซึ่งจากผลการทดลองที่ได้ก็เป็นไปในทิศทางเดียวกัน กล่าวคือ หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมประหยัดกว่าหัวเผา KB5 ตลอดทุกช่วงเวลาและยิ่งใช้นานเท่าไรก็จะยิ่งประหยัดได้มากขึ้น



รูปที่ 5.56 การเปรียบเทียบค่าใช้จ่ยที่เกิดจากการใช้งานของหัวเผา น้ำมันปาล์มกับหัวเผาแก๊สแอลพีจีที่แตกต่างกันตามระดับพลังงานการใช้



รูปที่ 5.57 เปรียบเทียบค่าใช้จ่ยที่เกิดจากการใช้งานของหัวเผาน้ำมันปาล์มกับหัวเผาแก๊สแอลพีจีที่แตกต่างกันตามเวลาการใช้งานที่ระดับพลังงานเดียวกัน

## บทที่ 6

# สรุปและข้อเสนอแนะ

### 6.1 สรุป

จากการศึกษาและพัฒนาเพื่อให้ได้หัวเผาที่น้ำมันพืชที่สามารถทำงานได้สะดวกรวดเร็วและมีสมรรถนะการทำงานที่ดีขึ้น โดยได้ทำการพัฒนาชุดอุ่นน้ำมันก่อนการใช้งาน (Pre heater) และหาตำแหน่งในการติดตั้งชุด Vaporizer เพื่อให้สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนจากเปลวไฟได้ดีที่สุด แล้วนำเอาหัวเผาที่ทำการศึกษาและพัฒนาไปทำการทดสอบสมรรถนะด้านต่างๆ ซึ่งได้อธิบายผลการทดลองไว้ในบทที่ 5 และนำข้อมูลต่างๆที่ได้นำมาสรุปเป็นข้อๆ ได้ดังนี้

1. การพัฒนาชุดอุ่นเชื้อเพลิงก่อนการใช้งาน (Pre heater) ได้ทำการพัฒนาจนสามารถนำเอาหัวเผาน้ำมันมาใช้ร่วมกับเชื้อเพลิงแอลพีจี (LPG) เพื่อเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการอุ่นน้ำมันก่อนใช้งานได้เป็นอย่างดี ช่วยลดระยะเวลาในการอุ่นน้ำมันให้สั้นลงได้ในทุกๆ ย่านอัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี (LPG) โดยที่มีระยะเวลาในการอุ่นน้ำมันที่น้อยที่สุดเท่ากับ 1.03 นาที เมื่อใช้ขนาดวงชุดท่อ Vaporizer เท่ากับ 70 มิลลิเมตรและช่วยประหยัดค่าใช้จ่ายในการใช้เชื้อเพลิงเพื่ออุ่นน้ำมันก่อนการใช้งานได้ถึง 11.72 บาทต่อเดือน และ 7.76 บาทต่อเดือน เมื่อเทียบกับหัวเผาระยะที่ 1 และหัวเผาระยะที่ 2 ตามลำดับ

2. จากการพัฒนาสรุปในข้อที่ 1. ทำให้ผู้วิจัยได้แนวทางเพื่อนำไปใช้ในการพัฒนาและปรับปรุงหัวเผาให้สามารถใช้เชื้อเพลิงร่วมกันได้ในหัวเผาเดียวกัน เพื่อจะทดแทนซึ่งกันและกันในขณะที่ขาดแคลนเชื้อเพลิงชนิดใดชนิดหนึ่ง ซึ่งผู้วิจัยได้เรียกหัวเผานี้ว่า หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ได้ทั้งเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มและแก๊สแอลพีจี (LPG)

3. ตำแหน่งที่ติดตั้งท่อ Vaporizer ยังส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของหัวเผา โดยตำแหน่งที่เหมาะสมจะถูกติดตั้งอยู่เหนือ Flame Holder ในระยะ 10-15 มิลลิเมตร เนื่องจากตำแหน่งดังกล่าวเป็นตำแหน่งที่รับความร้อนจากเปลวไฟได้ดีที่สุดในทุกย่านการทำงาน แล้วยังส่งผลดีต่อระยะเวลาในการอุ่นน้ำมันก่อนการใช้งานอีกด้วย

4. ขนาดของวงชุดท่อ Vaporizer ที่แตกต่างกันนั้นยังส่งผลต่อการระเหยกลายเป็นไอของน้ำมันปาล์มด้วย เพราะถ้ามีขนาดวงชุดท่อที่เล็กเกินไปก็จะทำให้ได้รับความร้อนไม่เพียงพอ ทำให้น้ำมันระเหยเป็นไอได้ไม่ดี ทำให้เชื้อเพลิงที่ฉีดพ่นออกมาจะมีลักษณะที่เป็นละอองน้ำมันขนาดใหญ่และของเหลวปะปนมาด้วยทำให้ได้การเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ และในทางตรงกันข้ามถ้าวงชุดท่อ Vaporizer ได้รับความร้อนมากเกินไปก็จะทำให้อิอน้ำมันภายในท่อได้รับความร้อนมากเกินไปจนทำให้น้ำมันทำปฏิกิริยากับออกซิเจนที่มีอยู่ในน้ำมันจนเกิดเป็นผงถ่านสะสม (Coke Deposit) จึง

นำมาซึ่งปัญหาการอุดตันที่ตามมา ซึ่งขนาดวงขดท่อ Vaporizer ที่ดีที่สุดคือ วงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 70 มิลลิเมตร(RVD = 70 mm.)

5. จากการทดสอบสมรรถนะของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิง พบว่าสมรรถนะที่ได้เป็นที่น่าพอใจ กล่าวคือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนจากเงื่อนไขการทดสอบเดียวกันมีค่าใกล้เคียงกับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี(LPG) โดยมีประสิทธิภาพใกล้เคียงกัน

6. จากการตรวจวัดมลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ของงานวิจัยนี้พบว่าปริมาณมลพิษน้อยกว่างานวิจัยในอดีต[3] ซึ่งแสดงให้เห็นว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมมีประสิทธิภาพในการเผาไหม้ที่ดีกว่า และเมื่อนำมาคิดเป็นผลของมลพิษรวมแล้วยังไม่เป็นอันตรายต่อผู้ใช้งานอีกด้วย

## 6.2 ข้อเสนอแนะ

จากผลของการทดลองและสรุปผลการทดลอง พบว่าน้ำมันพืชสามารถนำไปใช้เป็นเชื้อเพลิงในการให้ความร้อนได้เป็นอย่างดี โดยไม่จำเป็นต้องผสมสารใดๆ เข้าไปแต่จะต้องทำการพัฒนาอุปกรณ์ต่างๆ ให้รองรับการใช้งานได้กับน้ำมันพืช ดังนั้นน้ำมันพืชที่มีอยู่ภายในประเทศเป็นจำนวนมาก เช่น น้ำมันมะพร้าว น้ำมันปาล์ม น้ำมันถั่วเหลือง เป็นต้น ก็สามารถนำมาปรับปรุงให้เป็นเชื้อเพลิงในการให้ความร้อนได้ ซึ่งถ้าเป็นเช่นนั้นก็จะเป็นการส่งเสริมการใช้ทรัพยากรได้อย่างมีประสิทธิภาพ และช่วยประหยัดการใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี(LPG) ที่มีราคาแพงได้อีกทางหนึ่ง จากงานวิจัยนี้ผู้วิจัยได้มีข้อเสนอแนะให้กับผู้ที่จะนำไปเป็นแนวทางในการออกแบบและพัฒนาหัวเผาน้ำมันพืชต่อไปนี้

1. ย่านการใช้งานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมในงานวิจัยนี้ สามารถที่จะเพิ่มย่านการทำงานได้อีก โดยทำการขยายรูของหัวฉีดให้มีขนาดใหญ่ขึ้น แต่จะต้องคำนึงถึง ความยาวของท่อ Vaporizer ที่เพิ่มขึ้นด้วย เนื่องจากถ้ารูหัวฉีดมีขนาดใหญ่ขึ้นก็จะทำให้อัตราการไหลของน้ำมันสูงขึ้นด้วย
2. ถ้าทำการปรับปรุงให้หัวเผาขนาดใหญ่ขึ้นได้ จะทำให้สามารถนำไปใช้กับงานที่ต้องการความร้อนมากๆ ก็จะเป็นที่น่าสนใจในการนำไปใช้งานได้มากขึ้น
3. ถ้าทำการปรับปรุงและพัฒนาวิธีการให้ความร้อนกับท่อ Vaporizer ให้ดีกว่านี้ โดยที่ไม่ให้ขดท่ออยู่ที่ด้านบนก็จะช่วยให้หัวเผาเลื่อนเข้าใกล้กับกันภาชนะมากขึ้น จึงน่าจะทำให้การถ่ายเทความร้อนให้กับกันภาชนะได้มากขึ้นและน่าจะส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นกว่านี้

## เอกสารอ้างอิง

- [1] สำนักงานคณะกรรมการนโยบายพลังงานแห่งชาติ. “ประกาศคณะกรรมการบริหารนโยบายพลังงาน.” วารสารนโยบายพลังงาน, ฉบับที่ 45, 2547
- [2] สุรัชย์ จิงจตุพรชัย. “การพัฒนาหัวเผ้าน้ำมันปาล์มใช้แล้ว.” วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2546
- [3] บุญส่ง เพ็ชรน้อย. “การพัฒนาและประเมินสมรรถนะหัวเผ้าน้ำมันปาล์มชนิดผสมกับอากาศก่อนการเผาไหม้.” วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2548
- [4] E. Stumpf, A. Esper., W. Muhlbauer and R. Baumann. “Plant Oil – Based Cooking Stove – Tehnology.” **Institute for Agricultural Engineering in the tropics and Subtropics, Hohenheim University, Stuttgart, Germany.**
- [5] Khummongkol P. “Review of Standard method of testing stove efficiency.” **Proceeding ASEAN Conference on Energy from Biomass**, pp. 118-130.
- [6] สนธยา มีเลียง. “การพัฒนาและการศึกษาสมรรถนะของหัวเผ้าน้ำมันมะพร้าว.” วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2544.
- [7] อรรถพร ผาบเพ็ง. “การศึกษาเชิงทดลองของหัวเผาแบบพูนเผาไหม้น้ำมันพืช.” วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2547
- [8] สุพันธ์ ธงไชยะ. “การศึกษาเชิงทดลองของหัวเผาแบบพูนเผาไหม้น้ำมันปาล์มที่มีการป้อนอากาศแบบขึ้น.” วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2547
- [9] Stuington, J.F., Beasheal, G., Murphy, T., Junus, R., Ashman, P.J., and Sergeant., “Emissions and Efficiency from Production Cooktop burner firing natural Gas.” **Journal of the Institute of Energy**, Vol. 3, pp. 143-155.
- [10] S.C. Bhattacharya., A.H. Md. M. R. Siddique, M. Augustus Leon, H-L. Pham and C.P. Mahandari. “A Study on Improed Institutional Biomass Stove.” **Energy Program**, Asian Institute of Technology., Klong Luang., Pathumthani., Thailand.
- [11] สมพร ธเนศวรชัย. “ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะและมลพิษที่ปล่อยออกจากเตาหุงต้ม

- LPG.” วิทยานิพนธ์ปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. 2541.
- [12] พงเจตน์ พรหมวงศ์. การถ่ายเทความร้อน. พิมพ์ครั้งที่ 1. Japan International Cooperation Agency (JICA). 2534.
- [13] Yunus A. Cengel. **Heat Transfer**. Mc Graw- Hill, Second Edition In SI Unit.
- [14] สำเร้ง จักรใจ. การเผาไหม้. พิมพ์ครั้งที่ 1. สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. 2547.
- [15] กระทรวงสาธารณสุข. “ประกาศกระทรวงสาธารณสุขเรื่องน้ำมันปาล์ม.” , ฉบับที่ 56, 2524.
- [16] กรมวิทยาศาสตร์บริการ. 2546. รายงานการตรวจ วิเคราะห์ ทดสอบ วัสดุตัวอย่าง ตามเลขรับ 6879. กรุงเทพมหานคร.
- [17] กรมวิทยาศาสตร์บริการ. 2546. รายงานการตรวจ วิเคราะห์ ทดสอบ วัสดุตัวอย่าง ตามเลขรับ 7365. กรุงเทพมหานคร.
- [18] กรมวิทยาศาสตร์บริการ. 2546. รายงานการตรวจ วิเคราะห์ ทดสอบ วัสดุตัวอย่าง ตามเลขรับ 7366. กรุงเทพมหานคร.
- [19] Frank P. Incropera, David P. Dewitt. **Introduction to Heat Transfer**. Wiley, Thrid Edition.
- [20] มนตรี พิรุณเกษศร. **กลศาสตร์ของไหล**. พิมพ์ครั้งที่ 2. บริษัทวิทยพัฒน์. 2547.
- [21] R. Donde ° G. Brunello °, L. Araneo ° and A. Coghe ° “ Effect of fuel Temperature on the Mixing Properties of a Gasoline Direct Injections.” °Politecnico di Milono, Italy.
- [22] Rob Baillis, Damon Ogle, Dean Still. “ The Water Boiling Test.” **Household Energy and Health Programe**, Shell Foundation. 2004.
- [23] วิเชียร ศรีเวชอักษร. “ การปรับปรุงประสิทธิภาพเตาหุงต้มแอลพีจีมาตรฐาน ” วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเคมี, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. 2541.
- [24] Stephen R. Turns. **An Introduction to Combustion**. Mc Graw-Hill, Second Edition.
- [25] กัญจนา บุญยเกียรติ. **เชื้อเพลิงและสารหล่อลื่น**. พิมพ์ครั้งที่ 1. สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. พ.ศ. 2544
- [26] TSI Incorporated. “An Overview of Measurements Method and Calculattions Used in Combustion Analysis.” [Online] <http://www.tsi.com>. 2004.
- [27] T.D. Eastop, A Mc Conkey. **Applied Thermodynamics for Engineering Technologists SI Unit**. ELBS with Longman, 5<sup>th</sup> Edition.

## ภาคผนวก ก.

## การคำนวณหาพื้นที่ในการรับความร้อน

## 1. การวิเคราะห์หลักการพาความร้อน

เนื่องจากว่าในส่วนของงานวิจัยนี้ มีลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีความร้อนและการพาความร้อน ดังนั้นในส่วนของการพาความร้อนจำเป็นต้องมีการตรวจสอบว่าเป็นการพาแบบบังคับและการพาแบบอิสระ โดยพิจารณาจากอัตราส่วนของแรงลอยตัวต่อแรงจากความเฉื่อยในสมการที่ 3.1 ได้ว่า

$$Gr/Re^2 = g\beta(T_g - T_s)D/u_0^2$$

เมื่อ  $g$  = แรงโน้มถ่วงของโลก =  $9.81 \text{ m/s}^2$   
 $T_g = 400^\circ\text{C} = 673 \text{ K}$  (วัดจากอุณหภูมิเปลวไฟแก๊ส LPG)  
 $T_s = (400 + 300)/2 = 350^\circ\text{C} = 623 \text{ K}$   
 $T_f = (T_g + T_s)/2 = (400 + 350)/2 = 375^\circ\text{C} = 648 \text{ K}$   
 $\beta = (1/T_f) = (1/648) = 0.0015432 \text{ K}^{-1}$   
 $D$  = เส้นผ่านศูนย์กลางท่อทองแดง  $\approx 8\text{mm} = 0.008\text{m}$ .  
 $u_0$  = ความเร็วที่ของไหลไหลผ่านหน้าตัดท่อทองแดง

ความเร็วที่ของไหลไหลผ่านหน้าตัดท่อทองแดง กำหนดให้ความเร็วเท่ากับความเร็วของของไหลเข้าของส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง จะได้ว่า

$$u_0 = V_{total} = V_{Air} + V_{Oil} \quad (1)$$

โดยที่

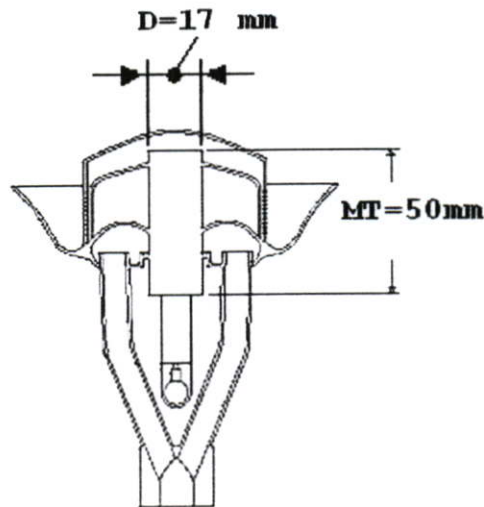
$$V_{Oil} = \frac{\dot{V}_{Oil}}{A_{nozzle,oil}} \quad (2)$$

กำหนดให้ใช้อัตราการไหลน้ำมันปาล์มต่ำสุด เพื่อจะได้ความยาวของท่อ Vaporizer ที่ยาวเพียงพอต่อการรับความร้อนจากแก๊สร้อนที่ไหลผ่านท่อ Vaporizer เมื่อมีการเผาไหม้ที่ อัตราการไหลต่ำๆ แต่การเผาไหม้จะต้องมีอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงกว่า  $300^{\circ}\text{C}$  ดังนั้น

$$\dot{m}_{oil} = 0.11 \text{ g/sec} \quad [3]$$

$$\dot{V}_{Oil} = \frac{\dot{m}_{Oil}}{\rho_{Oil@25^{\circ}\text{C}}} = \frac{0.11 \text{ g/sec}}{920000 \text{ g/m}^3} = 1.196 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{sec}$$

ขนาดของท่อผสม(Mixing Tube) ของหัวเผา น้ำมันก๊าดดังแสดงในรูปที่ ก.1 สามารถหาพื้นที่ทางเข้าของของผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงของหัวเผา น้ำมันปาล์มได้ว่า



รูปที่ ก.1 ขนาดของท่อผสม(Mixing Tube) ของหัวเผา น้ำมันก๊าด

$$A_{nozzle,oil} = \frac{\pi}{4} \times D_{nozzle,oil}^2 \quad (3)$$

$$= \frac{\pi}{4} \times (0.0005)^2 \text{ m}^2 = 1.963 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

ดังนั้นแทนค่า  $\dot{V}_{Oil}$  และ  $A_{nozzle,oil}$  ในสมการที่(2);

$$V_{Oil} = \frac{(1.196 \times 10^{-7}) \text{ m}^3/\text{sec}}{(1.963 \times 10^{-7}) \text{ m}^2} = 0.60894 \text{ m/sec}$$

และ  $V_{Air} = 0.4 \text{ m/sec}$  [3]

ดังนั้นสามารถหา ความเร็วที่ของไหลไหลผ่านหน้าตัดท่อทองแดงได้ตามสมการที่(1) ;

$$u_0 = V_{total} = [0.4 + (0.6089)] = 1.0089 \text{ m/sec}$$

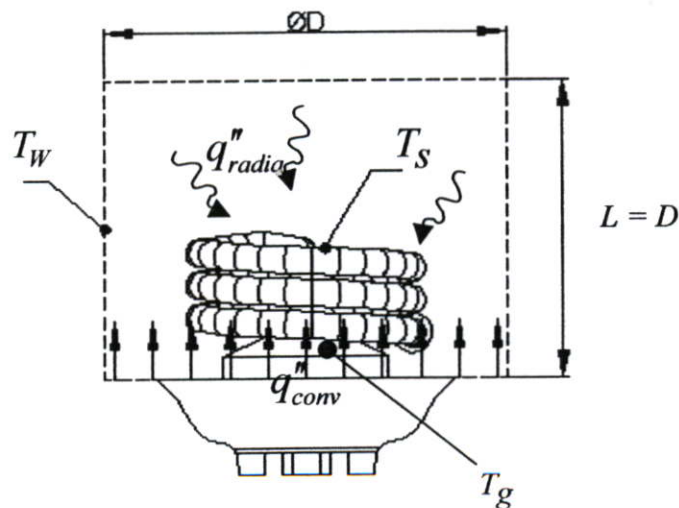
แทนค่า  $g, \beta, T_\infty, T_s, D_{tube}, u_0$  แทนลงในสมการ(3.3) เพื่อหารูปแบบการพาความร้อน ;

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{(9.81 \text{ m/sec}^2) \times (0.0015432 \text{ K}^{-1}) \times (673 - 623) \text{ K} \times (0.008 \text{ m})}{(1.0089^2) \text{ m}^2/\text{sec}^2} = 0.005567$$

เนื่องจาก  $Gr/Re^2$  เท่ากับ 0.005567 ซึ่งมีค่าน้อยกว่า 1 ดังนั้นจึงเป็นการพาความร้อนแบบ บังคับเท่านั้น

## 2. การคำนวณหาความยาวท่อ Vaporizer

ในส่วนของงานวิจัยนี้เป็นลักษณะการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อนไปยังชุด Vaporizer ซึ่งได้พิจารณาให้เป็นการถ่ายเทความร้อนแบบผสมที่ประกอบด้วยการพาความร้อนแบบบังคับและการแผ่รังสี



รูปที่ ก.2 การถ่ายเทความร้อนในหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

ดังนั้นผลรวมของ Heat Flux ที่ให้กับท่อทองแดง

$$q''_{total} = q''_s = q''_{conv} + q''_{rad} \quad (4)$$

## 2.1 การพาความร้อนแบบบังคับ

เมื่อตรวจสอบในตอนต้นพบว่าเป็นการพาความร้อนแบบบังคับ และกำหนดให้มีลักษณะของการไหลของอากาศร้อนไหลผ่านทรงกระบอกในแนวขวาง จากสมการ(3.2), สมการ(3.3), สมการ(3.4)และสมการ(3.5) ตามลำดับ ได้ว่า

$$q''_{conv} = \bar{h} \times (T_g - T_s)$$

$$\bar{h} = \left( \frac{k}{D} \right) \times \overline{Nu}_D$$

$$\overline{Nu}_D = C \times Re_D^m \times Pr^{1/3}$$

$$Re_D = \frac{\rho \times u_0 \times D_{tube}}{\mu} = \frac{u_0 \times D_{tube}}{\nu}$$

เปิดตาราง A-15 คุณสมบัติของอากาศที่ความดัน 1 atm ได้คุณสมบัติของอากาศร้อนที่ไหลผ่านท่อทองแดงที่อุณหภูมิเฉลี่ย  $T_g = 375^\circ C$

$$\rho_{air@375^\circ C} = 0.5454 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{air@375^\circ C} = 3.181 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \times \text{sec}$$

$$k_{air@375^\circ C} = 0.04868 \text{ W/m} \times K$$

$$Pr_{air@375^\circ C} = 0.6943$$

แทนค่าในสมการ(3.5) ได้ว่า

$$Re = \frac{(0.5454) \times (1.0089) \times (0.008)}{3.181 \times 10^{-5}} = 138.38$$

เนื่องจากค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ของทรงกระบอกกลม ( $Re_D$ ) เท่ากับ 138.38 ซึ่งอยู่ในช่วง  $Re_D = 40 - 4000$  ของตารางที่ 15-2 [13]

$$\overline{Nu_D} = 0.683(Re_D)^{0.466} (Pr)^{1/3}$$

แทนค่าในสมการ(3.4)

$$\begin{aligned}\overline{Nu_D} &= 0.683(138.38)^{0.466} (0.6943)^{1/3} \\ &= 6.016\end{aligned}$$

นำค่า  $\overline{Nu_D}$ ,  $k$  และ  $D$  แทนในสมการ(3.3) ได้ว่า

$$\begin{aligned}\bar{h} &= \left( \frac{0.04868}{0.008} \right) \times (6.016) \frac{W}{m \cdot K} \cdot \frac{1}{m} \\ &= 36.609 \text{ W/m}^2 \cdot K\end{aligned}$$

ดังนั้นหา Heat Flux ที่เกิดจากการพาความร้อนแบบบังคับ ได้จากสมการ(3.2)

$$\begin{aligned}q''_{conv} &= \bar{h}(T_g - T_s) = (36.609) \frac{W}{m^2 \times K} (673 - 623) K \\ &= 1830.46 \frac{W}{m^2} \\ &\approx 1830 \frac{W}{m^2}\end{aligned}$$

## 2.2 การแผ่รังสีความร้อน

ในส่วนของงานวิจัยนี้เป็นการแผ่รังสีของอากาศร้อน ซึ่งได้พิจารณาให้เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนของวัตถุไม่ดำ ที่เกิดจากการแผ่รังสีของก๊าซร้อนที่ประกอบด้วย  $CO_2$  และ  $H_2O$  โดยกำหนดเงื่อนไขในการคำนวณดังนี้

1. หัวเผาถูกล้อมรอบด้วยผนังทรงกระบอกที่เป็นตัวกันความร้อนสูญเสีย โดยมีเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับความยาวของทรงกระบอก
2. กำหนดให้ท่อทองแดงเสมือนอยู่ในบริเวณปีกภายในทรงกระบอกเมื่อมีการวางภาชนะด้านบน

3. กำหนดให้ผนังทรงกระบอกกันความร้อนมีสี่เทา(เนื่องจากเขม่าของการเผาไหม้เชื้อเพลิง)
4. กำหนดให้สภาวะภายในห้องปิคมีค่าความดันเท่ากับ 1 atm

ดังนั้นจากเงื่อนไขดังกล่าวสามารถหาการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการแผ่รังสีของอากาศร้อนของวัตถุไม่ดำได้จากสมการ(3.13)

$$q''_{radia} = \epsilon_s \sigma \left[ T_s^4 - (\epsilon_{g@T_g} \times T_g^4) + (\alpha_{g@T_w} \times T_w^4) \right]$$

เมื่อ  $\sigma$  คือ ค่าคงที่ของสตีเฟน-โบลทซ์แมน เท่ากับ  $5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \times K^4}$

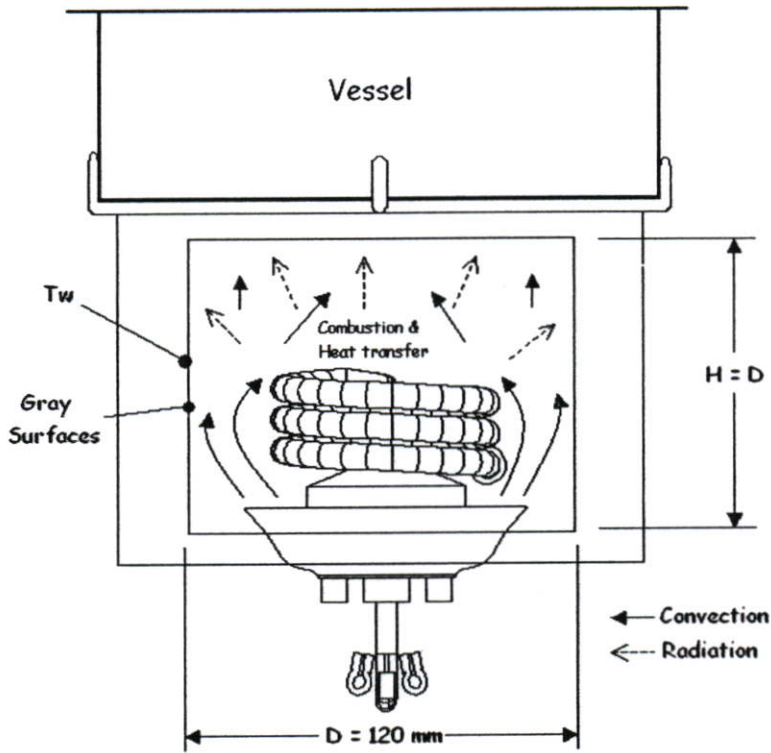
จากตารางที่ 11-3[5] จะได้ค่าการปล่อยออกของทองแดงแต่เนื่องจากผิวท่อทองแดงจากการใช้งานจริงผิวท่อจะเป็นคราบเขม่าจากการเผาไหม้ทำให้ผิวท่อไม่เงาทำให้ท่อได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อนได้เต็มที่ โดยไม่มีการสะท้อนออกมาก ซึ่งมีค่าการปล่อยออกมีค่าเท่ากับ  $\epsilon_{s@25^\circ C} = 0.75$  จากนั้นให้ทำการหาค่าการปล่อยออกของก๊าซร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ดังนี้

จากการวัดอุณหภูมิของก๊าซร้อนที่บริเวณใกล้กับหัวเผา(  $T_g$  )และที่ผนังของห้องเผาไหม้(  $T_w$  )จะได้ว่า

$$T_g = 673 \text{ K}$$

$$T_w = 573 \text{ K}$$

และเมื่อกำหนดให้ก๊าซร้อนมีรูปร่างเป็น ทรงกระบอกกลมที่มีความสูงเท่ากับเส้นผ่าศูนย์กลางของการแผ่รังสีไปยังผิวแต่ละผิว



รูปที่ ก. 3 การแผ่รังสีของก๊าซร้อนไปยังผิวแต่ละผิว

ดังนั้น  $L = L_e$  เป็นความยาวเทียบเท่าของการแผ่รังสีออกจากปริมาตร

$$L_e = 0.60 \cdot D_{\text{combuster}} \quad (5)$$

เมื่อ  $D_{\text{combuster}}$  คือ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของห้องเผาไหม้ เท่ากับ  $120 \text{ mm}$ . (กำหนดให้  $1 \text{ mm} = 0.00328 \text{ ft}$ )

เพราะฉะนั้น

$$\begin{aligned} L_e &= 0.60 \cdot (0.3936 \text{ ft}) \\ &= 0.2362 \text{ ft}. \end{aligned}$$

สมการเคมีของการเผาไหม้ของน้ำมันปาล์มใช้แล้ว ได้ค่า Mole Fraction ของคาร์บอน ไดออกไซด์ และน้ำดังนี้

$$\begin{aligned} X_{\text{CO}_2} &= 0.1411 \\ X_{\text{H}_2\text{O}} &= 0.1257 \end{aligned}$$

จากสมการความดันย่อย

$$P_i = X_i \cdot P_0 \quad (6)$$

เมื่อ  $P_i$  คือ Partial Pressure, atm

$X_i$  คือ Mole Fraction

$P_0$  คือ Mixture Pressure เท่ากับ 1 atm

เพราะฉะนั้นหาค่า  $P_{CO_2}$  และ  $P_{H_2O}$  จากสมการ(9) ได้ว่า

$$\begin{aligned} P_{CO_2} &= X_{CO_2} \cdot P_0 \\ &= (0.1411) \cdot (1 \text{ atm}) \\ &= 0.1411 \text{ atm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{H_2O} &= X_{H_2O} \cdot P_0 \\ &= (0.1257) \cdot (1 \text{ atm}) \\ &= 0.1257 \text{ atm} \end{aligned}$$

เนื่องจากความดันของก๊าซที่ใช้ในการหาค่าการปล่อยออก(Emissivity) ไม่เท่ากับ 1 atm ดังนั้นค่าการปล่อยออกของแก๊สทั้งหมด(Total Gas Emissivity,  $\epsilon_g$ ) หาได้จาก

$$\epsilon_g = \epsilon_c + \epsilon_w - \Delta\epsilon \quad (7)$$

เมื่อ  $\epsilon_c$  คือ ค่าความสามารถของการปล่อยออกของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ที่ได้จากการเผาไหม้

$\epsilon_w$  คือ ค่าความสามารถของการปล่อยออกของน้ำที่ได้จากการเผาไหม้

$\Delta\epsilon$  คือ Emissivity Corrected

จากรูปที่ 12.36(a) เมื่อ  $P_w L_e = 0.0297 \text{ atm} \cdot \text{ft}$  และ  $T_g = 673 \text{ K}$  จะได้ว่า

$$\epsilon_w = \epsilon_{H_2O} = 0.035$$

จากรูปที่ 12.36(b) เมื่อ  $P_c L_e = 0.03333 \text{ atm} \cdot \text{ft}$ ,  $P_0 = 1 \text{ atm}$  และ  $T_g = 673 \text{ K}$  จะได้ว่า

$$\epsilon_c = \epsilon_{CO_2} = 0.0457$$

จากรูปที่ 12.38 เมื่อ  $P_c L_e + P_w L_e = 0.0630 \text{ atm} \cdot \text{ft}$  ,  $\frac{P_w}{P_c + P_w} = 0.47106 \text{ atm}$  และ  $T_g = 673 \text{ K}$  จะได้ว่า

$$\Delta \varepsilon = 0$$

แทนค่าในสมการ(7) ได้ว่า

$$\begin{aligned} \varepsilon_g &= (0.0457) + (0.035) - 0 \\ &= 0.0807 \approx 0.081 \end{aligned}$$

ค่าความสามารถของการดูดกลืนของแก๊สร้อนรวม(Total Gas Absorptivity,  $\alpha_g$ )

$$\alpha_g = \alpha_c + \alpha_w - \Delta \alpha \quad (8)$$

เมื่อ  $\alpha_c$  คือ ค่าความสามารถของการดูดกลืนของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์

$\alpha_w$  คือ ค่าความสามารถของการดูดกลืนของน้ำที่ได้จากการเผาไหม้

$$\Delta \alpha = \Delta \varepsilon$$

$$\text{โดยที่} \quad \alpha_c = C_c \cdot (T_g/T_w)^{0.65} \times \varepsilon_c \left( T_w, P_c L_e \frac{T_w}{T_g} \right) \quad (9)$$

$$\alpha_w = C_w \cdot (T_g/T_w)^{0.65} \times \varepsilon_w \left( T_w, P_w L_e \frac{T_w}{T_g} \right) \quad (10)$$

จากรูปที่ 12.36(b) และรูปที่ 12.37(b) เมื่อ  $P_c L_e \left( \frac{T_w}{T_g} \right) = 0.0283829 \text{ atm} \cdot \text{ft}$  ,

$P_0 = 1 \text{ atm}$  และ  $T_w = 573 \text{ K}$  จะได้ว่า

$$\varepsilon_c \approx 0.045 \text{ และ } C_c \approx 1.1$$

แทนค่าในสมการ(9) จะได้

$$\begin{aligned}\alpha_c &= 1.1 \left( \frac{673}{573} \right)^{0.65} \times 0.045 \\ &= 0.05495592047\end{aligned}$$

จากรูปที่ 12.36(a) และรูปที่ 12.37(b) เมื่อ  $P_w L_e \left( \frac{T_w}{T_g} \right) = 0.02527722415 \text{ atm} \cdot \text{ft}$ ,

$\frac{(P_w + P)}{2} = 0.5628 \text{ atm}$  และ  $T_w = 543 \text{ K}$  จะได้ว่า

$$\varepsilon_w \approx 0.038 \text{ และ } C_w \approx 1.08$$

แทนค่าในสมการ(10) จะได้

$$\begin{aligned}\alpha_w &= 1.08 \left( \frac{673}{573} \right)^{0.65} \times 0.038 \\ &= 0.04556345407\end{aligned}$$

เพราะฉะนั้นแทนค่า  $\alpha_c$  และ  $\alpha_w$  ลงในสมการ(8) ได้ว่า

$$\begin{aligned}\alpha_g &= 0.05495592047 + 0.04556345407 - 0 \\ &= 0.1005193745\end{aligned}$$

นำค่าต่างแทนในสมการ(3.13) ได้ว่า

$$\begin{aligned}q_{rad}'' &= (0.75) \times (5.67 \times 10^{-8}) \times [623^4 - (0.081 \times 673^4) + (0.1 \times 573^4)] \\ &= (4.2525 \times 10^{-8}) \times [(1.5064 \times 10^{11}) - (1.6616 \times 10^{10}) + (1.0779 \times 10^{10})] \\ &= (4.2525 \times 10^{-8}) \times (1.44803 \times 10^{11}) \\ &= 6157.747575 \text{ W/m}^2 \\ &\approx 6158 \text{ W/m}^2\end{aligned}$$

ดังนั้นผลรวมของ Heat Flux ที่ให้กับท่อทองแดงสามารถหาได้จากสมการ(1) คือ

$$q_{total}'' = q_s'' = q_{conv}'' + q_{rad}''$$

$$\begin{aligned}
 &= (1830 + 6158) \text{ W/m}^2 \\
 &= 7988 \text{ W/m}^2
 \end{aligned}$$

### 3. หาอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำมันปาล์มที่ไหลผ่านท่อทองแดง

จากสมการ(3.9)

$$q_{oil} = \dot{m} \times C_p \times (T_{out} - T_{in})$$

เนื่องจากในงานวิจัยนี้ต้องการข่านการทำงานที่สูงกว่างานวิจัยในอดีต 2 เท่า ดังนั้น Fire Power ที่นำมาใช้ในการคำนวณ คือ  $3.5 \times 2 = 7 \text{ kW}$

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{oil} &= \frac{7 \text{ kW}}{36284 \text{ kJ/kg}} \\
 &= 0.00019268 \text{ kg/sec} = 0.193 \text{ g/sec}
 \end{aligned}$$

ค่า  $C_p$  ที่อุณหภูมิ  $300^\circ\text{C}$  จากการทดลองเท่ากับ  $= 3.64 \text{ J/g} \cdot ^\circ\text{C}$  [3]

แทนค่าในสมการ(3.9) ได้ว่า

$$\begin{aligned}
 q_{oil} &= (0.193) \frac{\text{g}}{\text{sec}} \times (3.64) \frac{\text{J}}{\text{g} \cdot ^\circ\text{C}} \times (300 - 35) ^\circ\text{C} \\
 &= 186.093 \text{ J/sec} \approx 186 \text{ Watts.}
 \end{aligned}$$

### 4. การคำนวณหาพื้นที่ผิวท่อ( $A_s$ ) และความยาวของท่อทองแดง

$$\text{จาก } q_{total}'' = q_s'' = \frac{q_s}{A_s} = 7988 \text{ W/m}^2$$

$$q_{oil} = 186 \text{ Watts.}$$

จากการสมดุลพลังงาน ; ความร้อนที่ให้กับผิวท่อ = ความร้อนที่น้ำมันได้รับจากผิวท่อ  
ดังนั้น

$$\begin{aligned}
 q_s &= q_{oil} \\
 7988 \times A_s &= 186
 \end{aligned}$$

จะได้ว่า

$$\begin{aligned} A_s &= \frac{186 \text{ Watt}}{7833 \text{ Watt/m}^2} \\ &= 0.02328 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

หาความยาวของท่อทองแดงจากความสัมพันธ์ของสมการผิวท่อ คือ

$$A_s = \pi \cdot D \cdot L_s \quad (11)$$

ดังนั้นความยาวของท่อทองแดงหาได้จาก

$$\begin{aligned} L_s &= \frac{A_s}{\pi \times D_{\text{tube}}} \\ L_s &= \frac{0.02328 \text{ m}^2}{\pi \times 0.008 \text{ m}} \\ &= 0.93 \text{ m} \approx 1.00 \text{ m} \end{aligned}$$

## 5. หาจำนวนขดท่อ Vaporizer

จากความสัมพันธ์

$$L_s = n \times (2\pi r) \quad (12)$$

เมื่อ  $n$  คือ จำนวนขดท่อ Vaporizer

$r$  คือ ขนาดของวงขดท่อ Vaporizer ที่ต้องการ

เป็นต้นว่า ถ้าต้องการขนาดวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร จากการคำนวณ ความยาวของท่อทองแดง ( $L_s$ ) เท่ากับ 1 เมตร ดังนั้น

$$1000 \text{ mm} = n \times (2 \times \pi \times 25 \text{ mm})$$

$$n = \frac{1000 \text{ mm}}{(2 \times \pi \times 25 \text{ mm})}$$

$$n = 6.36 \approx 6 \text{ ขด}$$

ดังนั้นวงขดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตรมีจำนวนขดท่อเท่ากับ 6 ขด

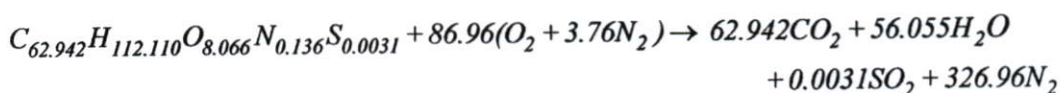
## ภาคผนวก ข.

## การคำนวณค่าต่างๆ

1. การคำนวณหาค่า  $CO_{2,max}$  จากการเผาไหม้สมบูรณ์บนฐานของไอเสียแห้ง

## 1.1 เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มใช้แล้ว

จากสมการการเผาไหม้สมบูรณ์ของน้ำมันปาล์มใช้แล้ว(3.35) ได้ว่า



เงื่อนไขในการคำนวณ

1. ไอเสียที่คำนวณได้จากการเผาไหม้สมบูรณ์จะมี mole ของน้ำที่ได้จากการเผาไหม้ออกมาด้วย แต่เมื่อนำมาคิดหา  $CO_{2,max}$  จะไม่นำ mole ของน้ำมาคิด เพราะเป็นการหา  $CO_{2,max}$  ในไอเสียแห้ง
2. ไอเสียที่หาได้จะอยู่ในหน่วยของ % By mole ของก๊าซเสีย
3. อากาศประกอบด้วย  $O_2$  21% โดยปริมาตร และ  $N_2$  79% โดยปริมาตร
4. ปริมาณ  $O_2$  ที่ตรวจวัดได้เป็น  $O_2$  ที่เหลือจากปฏิกิริยาการเผาไหม้

จากสมการ Mole Fraction[24]

$$X_i = \frac{n_i}{n_{total}} = \frac{n_i}{\sum(n)_{product}} \quad (1)$$

หรือหาจากสมการ(3.29) ได้ว่า

$$X_i = \frac{Y_i \times MW_{mix, product}}{MW_i}$$

โดยที่

$$Y_i = \frac{m_i}{m_{total}} = \frac{n_i \times MW_i}{\sum(n \times MW)_{product}} \quad (2)$$

เมื่อ	$X_i$	คือ Mole Fraction
	$n_i$	คือ Mole of Species i, Mole
	$n_{total}$	คือ Total mole in Flue Gas, Mole ไม่รวม mole ของน้ำ
	$Y_i$	คือ Mass Fraction
	$MW_i$	คือ Molar mass or Molecular Weight of species i, $kg/kmol$
	$MW_{mix, product}$	คือ Molar mass or Molecular Weight mixture of Flue Gas, $kg/kmol$ โดยไม่รวม $MW$ ของน้ำ
	$m_i$	คือ Mass of Species i, $kg$
	$m_{total}$	คือ Total mass in Flue gas, $kg$ โดยไม่รวม $MW$ ของน้ำ

จากเงื่อนไขการคำนวณในข้อที่ 2. จะได้ว่า

$$MW_{air} = 28.970 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_{CO_2} = 44.011 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_{N_2} = 28.013 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_{SO_2} = 64.054 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_{mix, product} = 65.09853038 \text{ kg/kmol}$$

ดังนั้นสามารถคำนวณหาค่าคาร์บอนไดออกไซด์สูงสุด ( $CO_{2,max}$ ) จากการเผาไหม้สมบูรณ์ของน้ำมันปาล์มใช้แล้ว ได้จากสมการ(1) คือ

$$X_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{\sum(n)_{product}} \quad (3)$$

$$X_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{\sum(n)_{product}} \quad (4)$$

$$X_{SO_2} = \frac{n_{SO_2}}{\sum(n)_{product}} \quad (5)$$

ดังนั้นทำการคำนวณหาค่าที่ได้จากการทดลอง[11]

$$CO_{2,cal} = \frac{CO_{2,max} \times (21\%O_{2,air} - O_{2,test})}{21\%O_{2,air}} \quad (6)$$

- เมื่อ  $CO_{2,cal}$  คือ คาร์บอนไดออกไซด์ที่ได้จากการคำนวณ, %  
 $CO_{2,max}$  คือ คาร์บอนไดออกไซด์ที่ได้จากสมการการเผาไหม้สมบูรณ์, %  
 $21\%O_{2,air}$  คือ ออกซิเจนที่มีอยู่ในอากาศ 21% โดยปริมาตร, %  
 $O_{2,test}$  คือ ออกซิเจนที่เหลือจากปฏิกิริยาการเผาไหม้, %

โดยที่

Product	
Species	$n_i$ (Mole)
$CO_{2,max}$	62.942
$N_2$	326.963
$SO_2$	0.0031
$\Sigma(n)_{product}$	389.91

แทนค่าในสมการที่ (3), สมการที่ (4) และสมการที่(5) จะได้ว่า

Product	Dry Base	
	Mole Fraction of Species, $X_i$	Mole Fraction of species(% by mole)
$CO_{2,max}$	0.16143	16.1423%
$N_2$	0.83857	83.857%
$SO_2$	0.000008	0.0008%
Total	1	100%

ตัวอย่างเช่น จากการทดสอบหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้ขนาดวงซดท่อ Vaporizer(RVD = 50 mm.) เมื่อใช้อัตราการไหลของน้ำมัน เท่ากับ 0.11 g/sec ซึ่งจากการวัดค่าได้ว่า  $O_{2,test}$  เท่ากับ 6.10 %

ดังนั้นจากสมการที่ (6) จะได้ว่า

$$CO_{2,cal} = \frac{16.1423\% \times (21\%O_{2,air} - 6.10)\%}{21\%O_{2,air}}$$

$$= 11.453\%$$

ANS.

## 1.2 เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี

ปฏิกิริยาการเผาไหม้สมบูรณ์ของแก๊สแอลพีจี ซึ่งเป็นของผสมระหว่าง โพรเพน(60% By mole) กับ บิวเทน(40% By mole) ได้จากสมการ(3.27) ดังนี้



เงื่อนไขในการคำนวณ

1. เชื้อเพลิงที่ใช้เป็นแก๊สแอลพีจี ที่มีส่วนผสมของโพรเพน(60% By mole) กับ บิวเทน(40% By mole)
2. ไอเสียที่คำนวณได้จากการเผาไหม้สมบูรณ์จะมี mole ของน้ำที่ได้จากการเผาไหม้ออกมาด้วย แต่เมื่อนำมาคิดหา  $CO_{2,max}$  จะไม่นำ mole ของน้ำมาคิด เพราะเป็นการหา  $CO_{2,max}$  ในเสียแห้ง
3. ไอเสียที่หาได้จะอยู่ในหน่วยของ % By mole ของก๊าซเสีย
4. อากาศประกอบด้วย  $O_2$  21% โดยปริมาตร และ  $N_2$  79% โดยปริมาตร
5. ปริมาณ  $O_2$  ที่ตรวจวัดได้เป็น  $O_2$  ที่เหลือจากปฏิกิริยาการเผาไหม้

จากเงื่อนไขการคำนวณในข้อที่ 2. จะได้ว่า

$$MW_{air} = 28.970 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_{fuel} = 49.708 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_{CO_2} = 44.011 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_{N_2} = 28.013 \text{ kg/kmol}$$

$$MW_{\text{mix. product}} = 739.479 \text{ kg/kmol}$$

จากสมการ (1) และสมการ(2) จะได้ว่า

ดังนั้นสามารถคำนวณหาค่าคาร์บอนไดออกไซด์สูงสุด ( $CO_{2,max}$ ) จากการเผาไหม้สมบูรณ์ของแก๊สแอลพีจี ( $C_{3.4}H_{8.8}$ ) จากสมการ(3)และสมการ(4) คือ

$$X_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{\sum(n)_{\text{product}}}$$

$$X_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{\sum(n)_{\text{product}}}$$

เมื่อ

Product	
Species	$n_i$ (Mole)
$CO_{2,max}$	3.4
$N_2$	21.06
$\sum(n)_{\text{product}}$	24.46

แทนค่าในสมการที่ (3) และสมการที่(4) จะได้ว่า

Product	Dry Base	
	Mole Fraction of Species, $X_i$	Mole Fraction of species(% by mole)
$CO_{2,max}$	0.139	13.90%
$N_2$	0.861	86.10%
Total	1	100%

ตัวอย่างเช่น จากการทดสอบหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี(Co-Burner(LPG)) เมื่อใช้อัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี เท่ากับ  $2.4 \text{ L/min}$  ซึ่งจากการวัดค่าได้ว่า  $O_{2, \text{test}}$  เท่ากับ  $5.0\%$  ดังนั้นจากสมการที่ (6) จะได้ว่า

$$CO_{2, \text{cal}} = \frac{13.90\% \times (21\%O_{2, \text{air}} - 5)\%}{21\%}$$

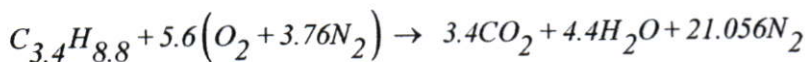
$$= 10.59\%$$

ANS.

## 2. ขั้นตอนอุณหภูมิเปลวไฟแอดิแบติก(Adiabatic Flame Temperature)

### 2.1 เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี

สำหรับเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีที่นำมาใช้ในส่วนของงานวิจัยนี้ประกอบด้วยแก๊สผสมระหว่าง 60% Propane ( $C_3H_8$ ) กับ 40% Butane ( $C_4H_{10}$ )



เนื่องจากไม่ทราบค่า Enthalpy of formation ของ  $C_{3.4}H_{8.8}$  จากตารางโดยตรง แต่สามารถหาได้จากความสัมพันธ์ของสมการ Enthalpy of Combustion(Heating Value)

$$\Delta H_c = (n_{\text{fuel}} \cdot LHV)$$

$$\Delta H_c = (n_{\text{fuel}} \cdot \bar{h}_{f, \text{fuel}}^o) - \left[ (n_{CO_2} \cdot \bar{h}_{f, CO_2}^o) + (n_{H_2O} \cdot \bar{h}_{f, H_2O}^o) + (n_{N_2} \cdot \bar{h}_{f, N_2}^o) \right]_{g, 298}$$

ดังนั้นจะได้ว่า

$$(n_{C_{3.4}H_{8.8}} \cdot \bar{h}_{f, C_{3.4}H_{8.8}}^o) = (n_{C_{3.4}H_{8.8}} \cdot LHV) + \left[ (n_{CO_2} \cdot \bar{h}_{f, CO_2}^o) + (n_{H_2O} \cdot \bar{h}_{f, H_2O}^o) + (n_{N_2} \cdot \bar{h}_{f, N_2}^o) \right]_{g, 298}$$

จะได้ว่า

$$H_{\text{react}} = (n_{\text{fuel}} \cdot LHV) + H_{\text{prod}, 298}$$

โดยที่  $LHV$  จะต้องอยู่ในหน่วย  $kJ/kmole$  แต่ถ้า  $LHV$  อยู่ในหน่วย  $kJ/kg$  ต้องคูณด้วย Molecular Weight ของเชื้อเพลิงก่อนจึงจะนำไปใช้ในสมการได้  $LHV_{C_3H_8} = 51880 kJ/kg$  จากความสัมพันธ์ของ “ ขบวนการความดันคงที่ ” และเป็น “ Adiabatic Process ” ได้ว่า

$$Q = \Delta H = 0$$

$$\Delta H_c = H_{react} - H_{prod} = 0$$

ดังนั้น

$$H_{react} = H_{prod}$$

$$\sum_{react} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}) = \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i})$$

$$\bar{h}_{f,i} = (\bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \int_{298}^{T_{ad}} \bar{c}_{p,i} dT$$

ในส่วนของทางด้าน Reactant เทอมของการอินทิเกรตจะมีค่าเป็นศูนย์ แต่ในส่วนทางด้าน Product จะมีค่าตามค่าต่างๆที่ขึ้นอยู่กับ  $T_{ad}$  ที่กำหนด จากนั้นนำค่าต่างๆ มาทำการหาค่า Adiabatic Flame temperature ได้จาก

$$\begin{aligned} H_{react} = H_{prod} &= \sum_{prod} n_i \left[ (\bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \int_{298}^{T_{ad}} \bar{c}_{p,i} dT \right] \\ &= \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \sum_{prod} n_i \cdot [(\bar{c}_{p,T_{ad}}) \cdot (T_{ad} - 298)] \\ &= \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}} \cdot T_{ad}) - \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}} \cdot 298) \end{aligned}$$

จากค่าทั้งหมดที่ทราบจะได้ว่า

$$\sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}} \cdot T_{ad}) = H_{prod} - \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}} \cdot 298)$$

จากความสัมพันธ์ที่ว่า  $H_{react} = H_{prod}$  ดังนั้นแทน  $H_{react}$  แทน  $H_{prod}$  จะได้

$$T_{ad} \cdot \left[ \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}}) \right] = H_{react} - \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}} \cdot 298)$$

ดังนั้นจะได้ว่า

$$T_{ad} = \frac{\left[ H_{react} - \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_p \cdot 298) \right]}{\sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}})}$$

ขั้นตอนการหา  $T_{ad}$  จะต้องใช้วิธีการ Trial & Error มีขั้นตอนดังนี้

1. สมมติอุณหภูมิขึ้นมา แล้วนำเอาอุณหภูมิดังกล่าวมาทำการเปิดตารางหาค่า  $\bar{c}_{p,T_{ad}}$  ออกมา แทนในสมการคำนวณหาค่า  $T_{ad}$  ออกมา
2. ตรวจสอบ  $T_{ad}$  ที่ได้ว่ามีค่าแตกต่างกับอุณหภูมิที่สมมติขึ้นเกิน 100 K หรือไม่ ถ้าไม่แตกต่างกันมากให้สมมติค่า  $T_{ad}$  ใหม่ โดยใช้  $T_{ad}$  ที่คำนวณได้มาทำการเปิดตารางหาค่า  $\bar{c}_{p,T_{ad}}$  ใหม่
3. ทำตามข้อ 2. จนกว่าอุณหภูมิตที่สมมติจะมีค่าแตกต่างจาก  $T_{ad}$  ที่คำนวณได้ไม่เกิน 100 K จึงแสดงว่าค่าที่คำนวณได้คือ  $T_{ad}$  นั้นเอง

แต่ถ้าต้องการความละเอียดให้ใช้วิธีการ Interpolation จากค่าที่คำนวณได้ตามขั้นตอนที่ 1., 2. และ 3. โดยมีขั้นตอนดังนี้

	$T_{ass,1}$	$T_{ad,1}$	$\Delta T_1$
Interporation	$T_{ass,3}$	$T_{ad,3} = \frac{(T_{ad,2} - T_{ad,1}) \cdot (T_{ass,3} - T_{ass,1})}{(T_{ass,2} - T_{ass,1})} + T_{ad,1}$	$\Delta T_3$
	$T_{ass,2}$	$T_{ad,2}$	$\Delta T_2$

ค่าในช่วง  $\Delta T_1$  กับ  $\Delta T_2$  จะต้องมีเครื่องหมายแตกต่างกัน ถ้ามีเครื่องหมายเหมือนกันแสดงว่าใช้ไม่ได้ ให้หาค่าจนกว่าทั้งสองช่วงจะมีเครื่องหมายของผลต่างที่มีเครื่องหมายตรงข้ามกัน คือ

$$\Delta T_1 = T_{ass,1} - T_{ad,1}$$

$$\Delta T_2 = T_{ass,2} - T_{ad,2}$$

$$\Delta T_3 = T_{ass,3} - T_{ad,3}$$

เมื่อได้  $\Delta T_1$  กับ  $\Delta T_2$  มีผลต่างของเครื่องหมายที่ตรงข้ามกันแล้วให้สมมุติ  $T_{ass,3}$  จนกว่าค่า  $\Delta T_3$  จะเข้าใกล้ศูนย์มากที่สุด ซึ่งแสดงว่า  $T_{ad,3}$  คือ  $T_{ad}$  ซึ่งในที่นี้ Adiabatic Flame Temperature ของเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีแก๊สผสมระหว่าง 60% Propane ( $C_3H_8$ ) กับ 40% Butane ( $C_4H_{10}$ ) เท่ากับ 2422 K

## 2.2 เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มใช้แล้ว

สำหรับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มใช้แล้วที่นำมาใช้ในส่วนองงานวิจัยนี้ประกอบด้วย  $C = 75.6\%$  (By mass),  $H = 11.3\%$  (By mass),  $O = 12.9\%$ (By mass),  $N = 0.19\%$ (By mass) และ  $S = 0.01\%$  (By mass) ซึ่งมี  $LHV_{Palm\ Oil} = 36284$  kJ/kg

$$(0.063C + 0.112H + 0.008O + 1.356 \cdot 10^{-4}N + 3.119 \cdot 10^{-6}S) + 0.087(O_2 + 3.76N_2) \\ \rightarrow 0.063CO_2 + 0.056H_2O + 0.327N_2 + 3.11 \cdot 10^{-6}SO_2$$

เนื่องจากว่าไม่ทราบค่า Enthalpy of formation ของน้ำมันปาล์มใช้แล้วจากตารางโดยตรง แต่สามารถหาได้จากความสัมพันธ์ของสมการ Enthalpy of Combustion(Heating Value)

$$\Delta H_c = (m_{fuel} \cdot LHV)$$

$$\Delta H_c = (n_{fuel} \cdot \bar{h}_{f,fuel}^o) - \left[ (n_{CO_2} \cdot \bar{h}_{f,CO_2}^o) + (n_{H_2O} \cdot \bar{h}_{f,H_2O}^o) + (n_{N_2} \cdot \bar{h}_{f,N_2}^o) + (n_{SO_2} \cdot \bar{h}_{f,SO_2}^o) \right]_{298}$$

ดังนั้นจะได้ว่า

$$(n_{fuel} \cdot \bar{h}_{f,fuel}^o) = (m_{fuel} \cdot LHV) + \left[ (n_{CO_2} \cdot \bar{h}_{f,CO_2}^o) + (n_{H_2O} \cdot \bar{h}_{f,H_2O}^o) + (n_{N_2} \cdot \bar{h}_{f,N_2}^o) + (n_{SO_2} \cdot \bar{h}_{f,SO_2}^o) \right]_{298}$$

จะได้ว่า

$$H_{react} = (m_{fuel} \cdot LHV) + H_{prod,298}$$

โดยที่ LHV จะต้องอยู่ในหน่วย  $kJ/kg$  องค์ประกอบต่างๆ ของเชื้อเพลิงจะต้องคิดให้อยู่ในสัดส่วน 1 kg ของเชื้อเพลิงเท่านั้น แล้วจึงค่อยทำให้อยู่ในรูปของสัดส่วนโดยโมล จากความสัมพันธ์ของ “ ขบวนการความดันคงที่ ” และเป็น “ Adiabatic Process ” ได้ว่า

$$Q = \Delta H = 0$$

$$\Delta H_c = H_{react} - H_{prod} = 0$$

ดังนั้น

$$H_{react} = H_{prod}$$

$$\sum_{react} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}) = \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i})$$

$$\bar{h}_{f,i} = (\bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \int_{298}^{T_{ad}} \bar{c}_{p,i} dT$$

ในส่วนของทางด้าน Reactant เทอมของการอินทิเกรตจะมีค่าเป็นศูนย์ แต่ในส่วนทางด้าน Product จะมีค่าตามค่าต่างๆที่ขึ้นอยู่กับ  $T_{ad}$  ที่กำหนด

จากนั้นนำค่าต่างๆ มาทำการหาค่า Adiabatic Flame temperature ได้จาก

$$\begin{aligned} H_{react} = H_{prod} &= \sum_{prod} n_i \left[ (\bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \int_{298}^{T_{ad}} \bar{c}_{p,i} dT \right] \\ &= \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \sum_{prod} n_i \cdot \left[ (\bar{c}_{p,T_{ad}}) \cdot (T_{ad} - 298) \right] \\ &= \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}} \cdot T_{ad}) - \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}} \cdot 298) \end{aligned}$$

จากค่าทั้งหมดที่ทราบจะได้ว่า

$$\sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}} \cdot T_{ad}) = H_{prod} - \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}} \cdot 298)$$

จากความสัมพันธ์ที่ว่า  $H_{react} = H_{prod}$  ดังนั้นแทน  $H_{react}$  แทน  $H_{prod}$  จะได้

$$T_{ad} \cdot \left[ \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}}) \right] = H_{react} - \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}} \cdot 298)$$

ดังนั้นจะได้ว่า

$$T_{ad} = \frac{\left[ H_{react} - \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{h}_{f,i}^o)_{298} + \sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_p \cdot 298) \right]}{\sum_{prod} (n_i \cdot \bar{c}_{p,T_{ad}})}$$

ขั้นตอนการหา  $T_{ad}$  จะต้องใช้วิธีการ Trial & Error มีขั้นตอนดังนี้

4. สมมติอุณหภูมิขึ้นมา แล้วนำเอาอุณหภูมิดังกล่าวมาทำการเปิดตารางหาค่า  $\bar{c}_{p,T_{ad}}$  ออกมา แทนในสมการคำนวณหาค่า  $T_{ad}$  ออกมา
5. ตรวจสอบ  $T_{ad}$  ที่ได้ว่ามีค่าแตกต่างกับอุณหภูมิที่สมมติขึ้นเกิน 100 K หรือไม่ ถ้าไม่แตกต่างกันมากให้สมมติค่า  $T_{ad}$  ใหม่ โดยใช้  $T_{ad}$  ที่คำนวณได้มาทำการเปิดตารางหาค่า  $\bar{c}_{p,T_{ad}}$  ใหม่
6. ทำตามข้อ 2. จนกว่าอุณหภูมิที่สมมติจะมีค่าแตกต่างจาก  $T_{ad}$  ที่คำนวณได้ไม่เกิน 100 K จึงแสดงว่าค่าที่คำนวณได้คือ  $T_{ad}$  นั่นเอง

แต่ถ้าต้องการความละเอียดให้ใช้วิธีการ Interpolation จากค่าที่คำนวณได้ตามขั้นตอนที่ 1., 2. และ

3. โดยมีขั้นตอนดังนี้

	$T_{ass,1}$	$T_{ad,1}$	$\Delta T_1$
Interporation	$T_{ass,3}$	$T_{ad,3} = \frac{(T_{ad,2} - T_{ad,1}) \cdot (T_{ass,3} - T_{ass,1})}{(T_{ass,2} - T_{ass,1})} + T_{ad,1}$	$\Delta T_3$
	$T_{ass,2}$	$T_{ad,2}$	$\Delta T_2$

ค่าในช่วง  $\Delta T_1$  กับ  $\Delta T_2$  จะต้องมีเครื่องหมายแตกต่างกัน ถ้ามีเครื่องหมายเหมือนกันแสดงว่าใช้ไม่ได้ ให้หาค่าจนกว่าทั้งสองช่วงจะมีเครื่องหมายของผลต่างที่มีเครื่องหมายตรงข้ามกัน คือ

$$\Delta T_1 = T_{ass,1} - T_{ad,1}$$

$$\Delta T_2 = T_{ass,2} - T_{ad,2}$$

$$\Delta T_3 = T_{ass,3} - T_{ad,3}$$

เมื่อได้  $\Delta T_1$  กับ  $\Delta T_2$  มีผลต่างของเครื่องหมายที่ตรงข้ามกันแล้วให้สมมุติ  $T_{ass,3}$  จนกว่าค่า  $\Delta T_3$  จะเข้าใกล้ศูนย์มากที่สุด ซึ่งแสดงว่า  $T_{ad,3}$  คือ  $T_{ad}$  ซึ่งในที่นี้ Adiabatic Flame Temperature ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มใช้แล้ว เท่ากับ 2241 K

### 3. การคิดราคาเชื้อเพลิงต่อหน่วยพลังงาน

ราคาน้ำมันปาล์มใช้แล้ว ( $c_{Palm\ Oil}$ ) เท่ากับ 8.31 Bath/kg

ราคาแก๊สแอลพีจี ( $c_{LPG}$ ) เท่ากับ 18.0 Bath/kg

#### 3.1 ราคาต่อหน่วยพลังงานของน้ำมันปาล์ม

$$\begin{aligned} \text{ราคาต่อหน่วยพลังงานของน้ำมันปาล์ม} &= \frac{c_{Palm\ Oil}}{LHV_{Palm\ Oil}} \\ &= \frac{8.31\ Bath/kg}{36292680.57.73\ J/kg} \\ &= 2.29 \times 10^{-7}\ Bath/J \\ &= 2.29 \times 10^{-4}\ Bath/kJ \end{aligned}$$

#### 3.2 ราคาต่อหน่วยพลังงานของแก๊สแอลพีจี

$$\begin{aligned} \text{ราคาต่อหน่วยพลังงานของแก๊สแอลพีจี} &= \frac{c_{LPG}}{LHV_{LPG}} \\ &= \frac{18\ Bath/kg}{5.188 \times 10^{-7}\ J/kg} \\ &= 3.469 \times 10^{-7}\ Bath/J \\ &= 3.469 \times 10^{-4}\ Bath/kJ \end{aligned}$$

#### 4. การคิดค่าใช้จ่ายที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง

$$\text{ค่าใช้จ่ายที่ต้องใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง 1 ครั้ง} = \dot{V}_{LPG} \times LHV_{LPG} \times t_{Preheat} \times \text{ราคาต่อหน่วยพลังงาน} \quad (9)$$

เมื่อ	$\dot{V}_{LPG}$	คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของแก๊สแอลพีจี, $m^3/sec$
	$LHV_{LPG}$	คือ Net Calorific Value ของแก๊สแอลพีจีมีค่าเท่ากับ $102060 \text{ kJ}/m^3$
	$t_{Preheat}$	คือ ระยะเวลาที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง, $sec$
	ราคาต่อหน่วยพลังงาน	คือ ราคาต่อหน่วยพลังงานของแก๊สแอลพีจี เท่ากับ $3.469 \times 10^{-4} \text{ Bath}/kJ$

ตัวอย่างเช่น หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงรวมเมื่อใช้ขนาดวงซดท่อ Vaporizer เท่ากับ 50 มิลลิเมตร (RVD = 50 mm.) ใช้ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง 218 วินาที เมื่อใช้อัตราการไหลแก๊สเท่ากับ  $0.7 \text{ L}/min$  เมื่อมีการใช้งานทุกวันวันละ 2 ครั้ง เป็นเวลา 1 เดือน(30วัน)

จากข้อมูลทั้งหมดเมื่อนำมาคิดเป็นค่าใช้จ่ายที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิงได้ว่า

$$\text{ที่อัตราการไหลแก๊สแอลพีจี} (\dot{V}_{LPG}) = 0.7 (L/min) = 0.0000125 \text{ m}^3/sec$$

ดังนั้น ค่าใช้จ่ายที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง 1 ครั้ง

$$\begin{aligned} &= 0.0000125 \text{ m}^3/sec \times 102060 \text{ kJ}/m^3 \times 218 \text{ sec} \times 3.469 \times 10^{-4} \text{ Bath}/kJ \\ &= 0.0965 \text{ Bath} \end{aligned}$$

ดังนั้นถ้ามีการใช้งานวันละ 2 ครั้ง เป็นเวลา 1 เดือน(30 วัน) จะต้องเสียค่าใช้จ่ายเท่ากับ

$$0.0965 \text{ Bath} \times 2 \times 30 = 5.76 \text{ Bath}/month$$

ANS.

#### 5. การคิดค่าใช้จ่ายเมื่อใช้หัวเผาที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มกับหัวเตาแก๊สแอลพีจี

##### 5.1 เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม

$$\text{ค่าใช้จ่ายเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม} = \text{ราคาน้ำมันปาล์ม} (\text{Bath}/kg) \times W_{Palm Oil} \quad (10)$$

โดยที่

$$W_{Palm Oil} = \dot{m}_{Palm Oil} \times \text{Time to Boil} \quad (11)$$

เมื่อ  $W_{Palm\ Oil}$  คือ น้ำหนักน้ำมันปาล์มที่ใช้ในการทดสอบ,  $kg$   
 $\dot{m}_{Palm\ Oil}$  คือ อัตราการไหลของน้ำมันปาล์ม,  $kg/sec$   
 $Time\ to\ Boil$  คือ ระยะเวลาในการต้มเคือด,  $sec$

## 5.2 เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี

$$\text{ค่าใช้จ่ายเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี} = \text{ราคาแก๊สแอลพีจี (Bath/kg)} \times W_{LPG} \quad (12)$$

โดยที่

$$W_{LPG} = \dot{m}_{LPG} \times 1.8 \times Time\ to\ Boil \quad (13)$$

เมื่อ  $W_{LPG}$  คือ น้ำหนักน้ำมันปาล์มที่ใช้ในการทดสอบ,  $kg$   
 $\dot{m}_{LPG}$  คือ อัตราการไหลของแก๊สแอลพีจี,  $m^3/sec$

ตัวอย่างเช่น เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม ที่มีอัตราการไหลของน้ำมันเท่ากับ  $0.14\ g/sec$  ซึ่งมีการใช้งานเป็นระยะเวลานาน  $10800\ sec$  โดยที่น้ำมันปาล์มราคา  $8.31\ Bath/kg$  ดังนั้นจากข้อมูลทั้งหมดเมื่อนำมาคิดเป็นค่าใช้จ่ายได้ว่า

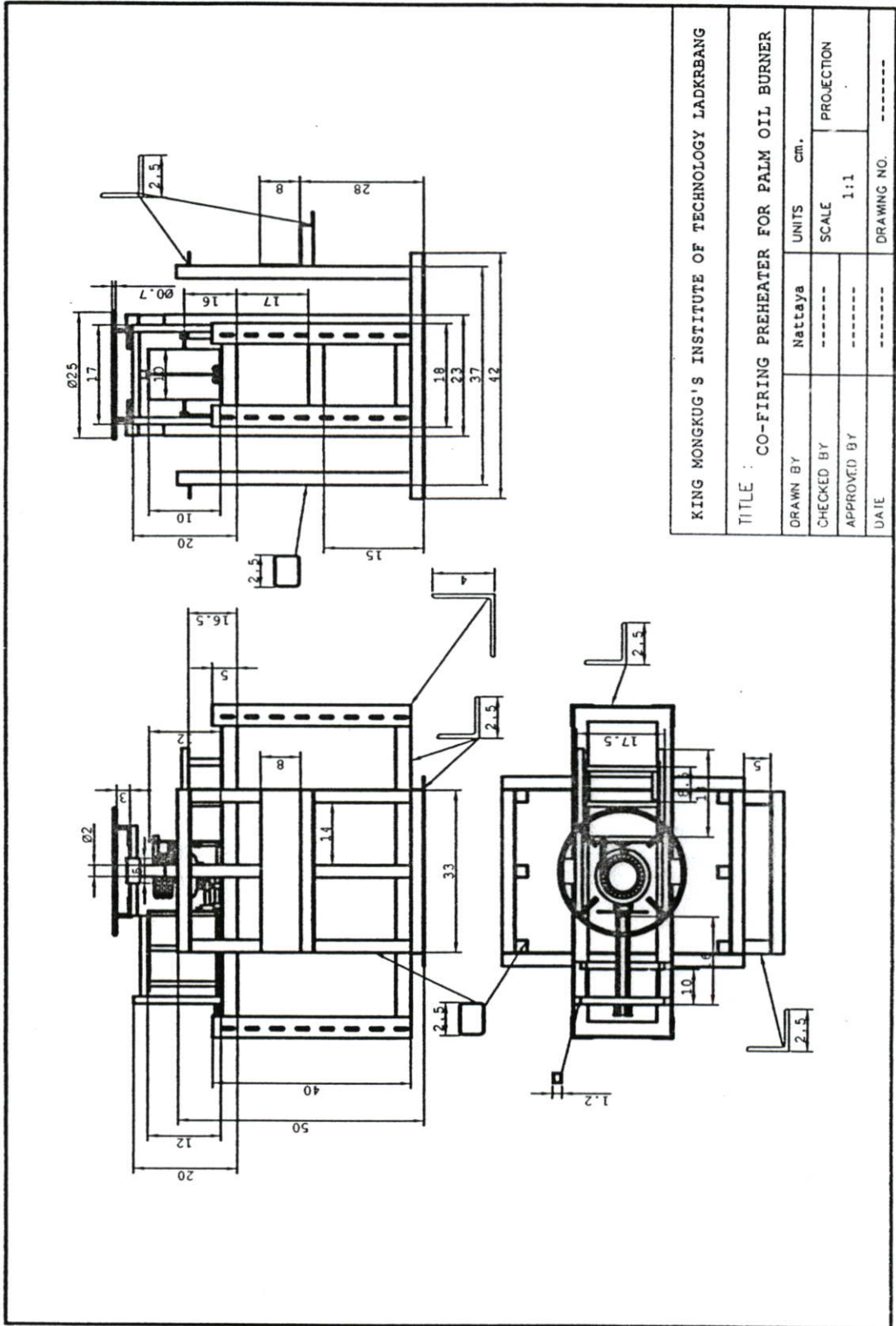
$$\begin{aligned} \text{ค่าใช้จ่ายเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม} &= 8.31\ Bath/kg \times 1.4 \times 10^{-4}\ g/sec \times 10800\ sec \\ &= 12.56\ Bath \end{aligned} \quad \text{ANS.}$$

ตัวอย่างเช่น เมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี ที่มีอัตราการไหลของ LPG เท่ากับ  $0.00005\ m^3/sec$  ซึ่งมีการใช้งานเป็นระยะเวลานาน  $10800\ sec$  โดยที่แก๊สแอลพีจีราคา  $18.0\ Bath/kg$  ดังนั้นจากข้อมูลทั้งหมดเมื่อนำมาคิดเป็นค่าใช้จ่ายได้ว่า

$$\begin{aligned} \text{ค่าใช้จ่ายเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี} &= 18\ Bath/kg \times 0.00005\ m^3/sec \times 1.8\ kg/m^3 \times 10800\ sec \\ &= 17.49\ Bath \end{aligned} \quad \text{ANS.}$$

ภาคผนวก ค.

**แบบและโครงสร้างของตัวเรือนที่ใช้ในการติดตั้งอุปกรณ์  
ของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม**

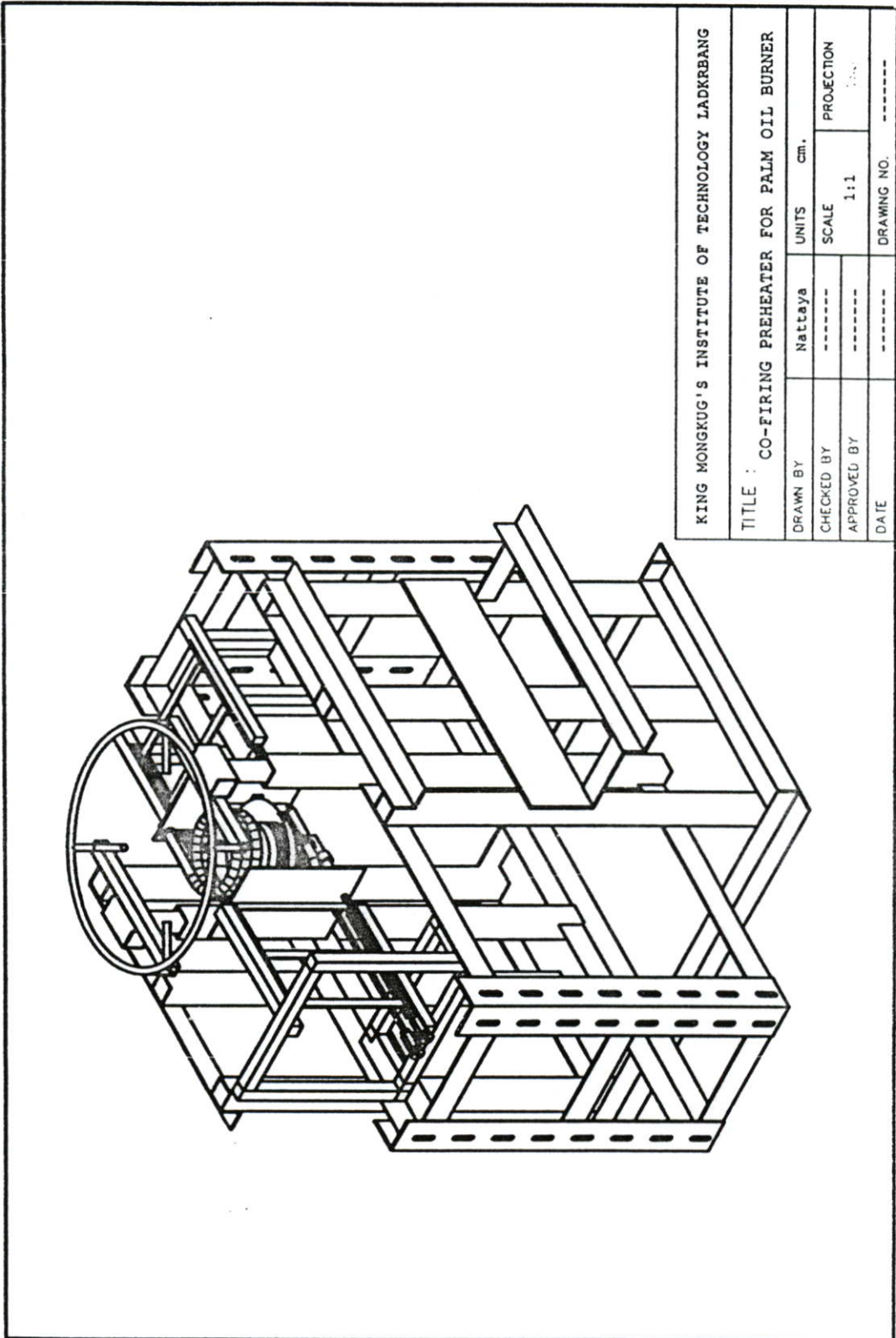


KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

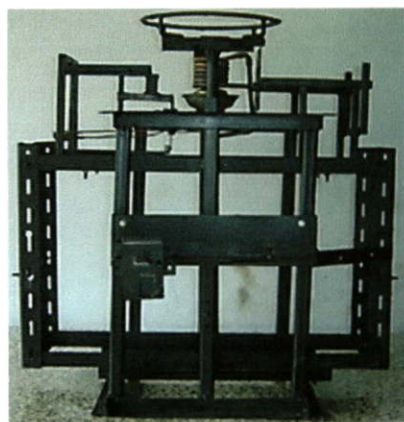
TITLE : CO-FIRING PREHEATER FOR PALM OIL BURNER

DRAWN BY	Nattaya	UNITS	cm.
CHECKED BY	-----	SCALE	1:1
APPROVED BY	-----	PROJECTION	-----
DATE	-----	DRAWING NO.	-----

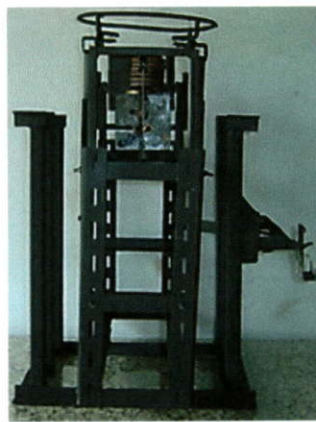
รูปที่ ค.1 แบบเขียนและขนาดของชุดอุปกรณ์ที่ใช้ติดตั้งหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม



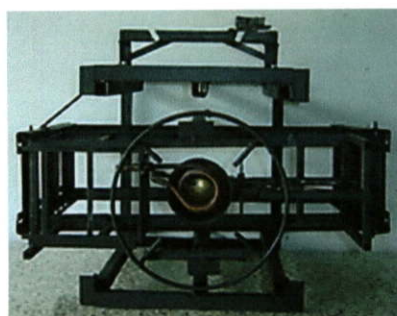
รูปที่ ค.2 แบบเขียนของชุดอุปกรณ์ที่ใช้ติดตั้งหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมในมุมมอง Isometric



ภาพด้านหน้า

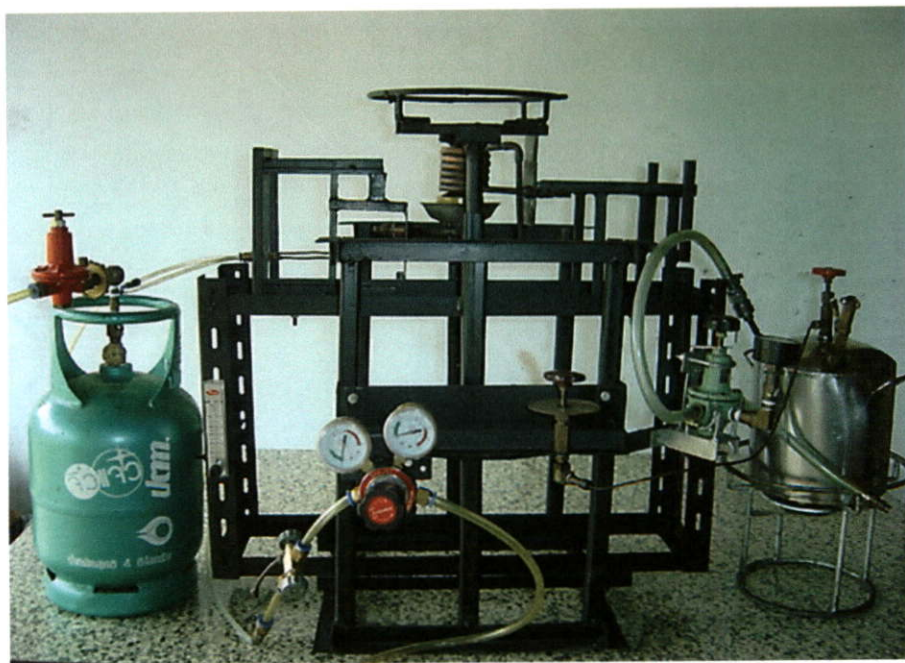


ภาพด้านข้าง

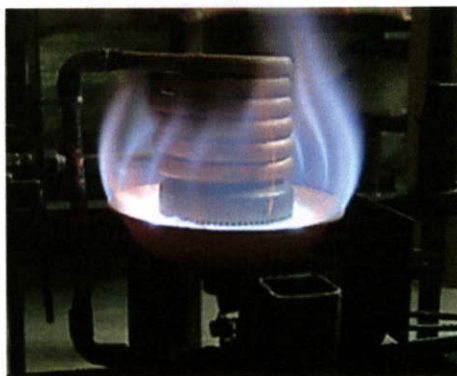


ภาพด้านบน

รูปที่ ค.3 โครงสร้างจริงของชุดอุปกรณ์ที่ใช้ติดตั้งหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมในมุมมองต่างๆ



รูปที่ ค.4 ชุดอุปกรณ์ที่ในวัดและควบคุมระบบการทำงานของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม



รูปที่ 1.5 การอุ่นน้ำมันในท่อ Vaporizer ในช่วงแรกของการใช้งาน



รูปที่ 1.6 ภายหลังจากการอุ่นเมื่อน้ำมันระเหยเป็นไอและลูกไหม้ได้ด้วยตัวเองที่ RVD = 50 mm



รูปที่ 1.7 ภายหลังจากการอุ่นเมื่อน้ำมันระเหยเป็นไอและลูกไหม้ได้ด้วยตัวเองที่ RVD = 60 mm



รูปที่ ค.8 ภายหลังจากอุดน้ำมันระเหยเป็นไอและลูกใหม่ได้ด้วยตัวเองที่ RVD = 70 mm



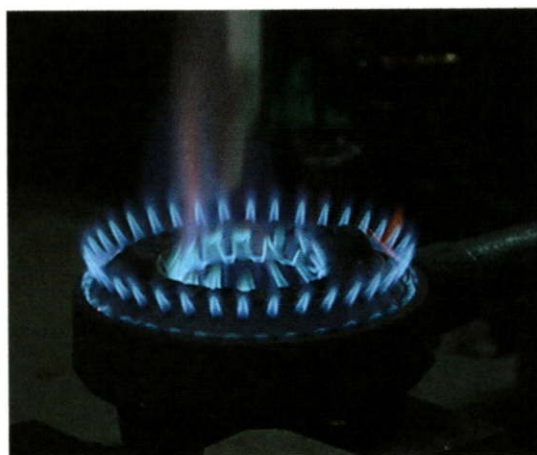
รูปที่ ค.9 ภายหลังจากอุดน้ำมันระเหยเป็นไอและลูกใหม่ได้ด้วยตัวเองที่ RVD = 80 mm



รูปที่ ค.10 ภายหลังจากอุดน้ำมันระเหยเป็นไอและลูกใหม่ได้ด้วยตัวเองที่ RVD = 90 mm



รูปที่ ค.11 ลักษณะของเปลวไฟจากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ ค.12 ลักษณะของเปลวไฟจากหัวเผา KB5



## บทคัดย่อที่อยู่ภายในเล่มที่ได้รับการตีพิมพ์



การประชุมวิชาการระดับชาติวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ ๒๒

19-21 ตุลาคม 2548 จังหวัดภูเก็ต

ดุษฎีนิพนธ์ของนักศึกษาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

ชาครินทร์ เจริญสุข ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ๑๕๕ วิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

E-mail: k\_jr2003@yahoo.com

### บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการพัฒนาและปรับปรุงหัวเผาถ่านปาร์ม ชนิดผสมอากาศก่อนเผาไหม้ (Preheated Burner) โดยพัฒนาและปรับปรุงให้เป็นหัวเผาที่มีชุดอุ่น (Preheater) ที่ใช้รีอเฟลิ่ง LPG ทั่วกันได้นั้น หัวเผาเดียวกับหัวเผาถ่านปาร์ม วัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยนี้คือการลดระยะเวลาในการอุ่นหัวเผา (Preheat) และมีการพัฒนาให้สามารถประยุกต์ใช้งานได้ เพราะชุด Vaporizer สามารถถอดแยกออกจากหัวเผาได้ รวมทั้งเพิ่มขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของชุด Vaporizer ให้มีขนาดใหญ่ขึ้น เพื่อเก็บพื้นที่ภายในของกระบอกกลายเป็นไอน้ำ และลดปัญหาการอุดตัน หลังจากการนำหัวเผาไปทดสอบสมรรถนะ โดยใช้วิธีการทดสอบแบบต้มเดือด (Water Boiling Test) พบว่าได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency) ได้ดีเทียบเท่ากับหัวเผา LPG (85) และดีกว่าหัวเผาถ่านปาร์มแบบเก่า อยู่ที่ ๓.3% และ 7.31% ตามลำดับ ในด้านการทำงานและเงื่อนไขการทดสอบเดียวกัน และให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาน้อยในช่วง 36.40% ถึง 41.45% และในส่วนของกำลังงานที่ได้ (Power input) อยู่ในช่วง 2.43 kW ถึง 8.5 kW รวมทั้งมีระยะเวลาในการอุ่นหัวเผาที่เรียกว่าหัวเผาแบบเดิม(๒) ถึง 2.28 นาทีที่อัตราการไหล 2.1 L/min เมื่อนำมาคำนวณเป็นค่าใช้จ่ายแล้วพบว่าสามารถประหยัดราคาเชื้อเพลิงที่ใช้ในการอุ่นหัวเผา 17.8 บาทครั้งของการอุ่นหัวเผา ในส่วนเชิงวิศวกรรมที่คิดจากหัวเผาแบบเดิมเมื่อเทียบกับไอโซเทอโมกราฟ DIN EN 203-1 และ DIN EN 203-2 ในการตรวจวัดที่ระบุไว้]



## การพัฒนาชุดอุ่นเชื้อเพลิงแบบหัวเผาพร้อมสำหรับน้ำมันปาล์ม Development of Co-Firing Preheater for Palm Oil Burner

นัตยา เจริญสุข<sup>1\*</sup> จารุวัตร เจริญสุข<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup>ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

E-mail: n\_jarean@yahoo.com

Nattaya Jareansux<sup>1\*</sup> Jarruwat Charoensuk<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup>Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Chalong Krung Road, Ladkrabang District, Bangkok 10520

E-mail: n\_jarean@yahoo.com

### บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการพัฒนาและปรับปรุงหัวเผาน้ำมันปาล์มชนิดผสมอากาศก่อนเผาไหม้(Palm Oil Premixed Burner) โดยพัฒนาและปรับปรุงให้เป็นหัวเผาที่มีชุดอุ่น(Preheater) ที่ใช้เชื้อเพลิง LPG ร่วมกันได้ในหัวเผาเดียวกับหัวเผาน้ำมันปาล์ม วัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยนี้คือการลดระยะเวลาในการอุ่นหัวเผา(Preheat) และมีการพัฒนาให้สามารถบำรุงรักษาง่าย เพราะชุด Vaporizer สามารถถอดแยกออกจากหัวเผาได้ รวมทั้งเพิ่มขนาดของเส้นผ่าศูนย์กลางของชุด Vaporizer ให้มีขนาดใหญ่ขึ้น เพื่อเพิ่มพื้นที่ภายในของการระเหยกลายเป็นไอ และลดปัญหาการอุดตัน หลังจากการนำหัวเผาไปทดสอบสมรรถนะ โดยใช้วิธีการทดสอบแบบต้มเดือด(Water Boiling Test) พบว่าได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อน(Thermal efficiency) ใกล้เคียงกับหัวเผา LPG(KB5) และดีกว่าหัวเผาน้ำมันปาล์มแบบเก่า อยู่ที่  $\pm 3.3\%$  และ 7.31% ตามลำดับ ในย่านการทำงานและเงื่อนไขการทดสอบเดียวกัน และให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาน้อยในช่วง 36.40% ถึง 41.45% และในส่วนของกำลังงานที่ได้(Power input) อยู่ในช่วง 2.43 kW ถึง 8.5 kW รวมทั้งมีระยะเวลาในการอุ่นหัวเผาที่เร็วกว่าหัวเผาแบบเดิม[2] ถึง 2.28 นาทีที่อัตราการไหล 2.1 L/min เมื่อนำมาคำนวณเป็นค่าใช้จ่ายแล้วพบว่าสามารถประหยัดราคาเชื้อเพลิงที่ใช้ในการอุ่นหัวเผา 17.8 เท่า/ครั้งของการอุ่นหัวเผา ในส่วนของก๊าซเสียที่เกิดจากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมได้ใช้มาตรฐาน DIN EN 203-1 และ DIN EN 203-2 ในการตรวจวัดก๊าซเสีย[3]

### Abstract

This study examines the development of palm oil premixed burner using LPG co-firing preheater. The objective of this development are to reduce the preheating time and to modify the vaporizer to disassemble from the burner for maintenance

reasons. The diameter of the vaporizer is increased to expand the vaporized area and to reduce blockage. The performances of the burner are investigated by Water Boiling Test (WBT). The thermal efficiencies of the designed burner and LPG burner (KB4) are in the same magnitude, around  $\pm 3.3\%$ . The thermal efficiency of designed burner is 7.31% better than the original burner. The power input is in the range of 2.43 kW to 8.5 kW. Comparing with original burner[2], the preheating time is 2.28 minutes faster at flow rate, 2.1 L/min, and the preheating cost is 17.8 times per one operating. Moreover, the flue gas is examined using DIN EN 203-1 and DIN EN 203-2 standard[3].

**Keywords:** Co-Firing, Preheater, Palm Oil, Burner

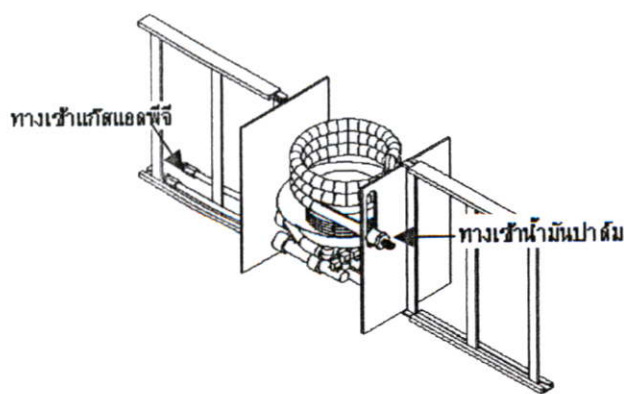
### 1. บทนำ

จากการสังเกตพบว่าตั้งแต่อดีตถึงปัจจุบันมีการใช้เชื้อเพลิงแข็งเชื้อเพลิงเหลว และก๊าซมากขึ้น แต่ในทางตรงกันข้ามทรัพยากรกลับลดน้อยลงย่อมจะส่งผลต่อผู้บริโภคที่จะต้องแบกรับราคาที่สูงขึ้น จึงได้มีความพยายามที่จะนำเอาพลังงานทดแทนในรูปแบบต่างมาใช้ โดยในงานวิจัยนี้ได้นำเอาน้ำมันปาล์มที่เหลือใช้จากการประกอบอาหารมาใช้เป็นเชื้อเพลิงในหัวเผาน้ำมันก๊าดแบบที่ผสมกับอากาศก่อนการเผาไหม้(Pre-mixed) เพื่อเป็นการประหยัดและลดปริมาณการใช้พลังงานหลักคือ ก๊าซ LPG เพื่อนำไปใช้ในครัวเรือนหรือร้านค้าขนาดเล็ก ซึ่งนับว่าจะมีราคาจะสูงขึ้นเรื่อยๆ โดยจะมุ่งเน้นไปในส่วนของการลดระยะเวลาในการอุ่นหัวเผาและความสะดวกรวดเร็วในการใช้งาน จากคุณสมบัติทางกายภาพของน้ำมันปาล์มที่นำมาใช้ในการทดสอบ เช่น ความหนืด, ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ, จุดวาบไฟ และจุดติดไฟ ที่มีค่าค่อนข้างสูง ซึ่งไม่สามารถติดไฟด้วยตัวเองในสภาวะที่เป็นเชื้อเพลิงเหลว จึงจำเป็นต้องมีการออกแบบและพัฒนาอุปกรณ์บางชิ้นของหัว

เผาเพื่อที่จะทำให้น้ำมันที่เป็นของเหลวกลายเป็นไอน้ำมัน จากงานวิจัยที่ผ่านมา[2]ได้นำเสนอการออกแบบและการสร้าง รวมทั้งการพัฒนาหัวเผาที่นำน้ำมันก๊าดแบบ Non Premixed มาประยุกต์ใช้กับน้ำมันปาล์มรวมทั้งศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรที่มีผลต่อหัวเผาที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันพืช เช่น ผลของอัตราการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่อัตราการไหลต่างๆที่มีผลต่อ ระยะเวลาในการอุ่นหัวเผา การกระจายอุณหภูมิ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน โดยเปรียบเทียบกับหัวเผาแก๊สในปัจจุบันและหัวเผาน้ำมันปาล์มจะสามารถทำงานได้นั้น จะต้องอาศัยความร้อนจากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีมาให้ความร้อนกับน้ำมันปาล์มที่อยู่ภายในแอ่งกะทะของหัวเผาเพื่อให้น้ำมันปาล์มกลายเป็นไอสามารถลุกไหม้ได้ในช่วงแรกของการใช้งาน ต่อจากนั้นความร้อนจากการเผาไหม้ของน้ำมันปาล์มก็จะถูกนำไปใช้ในการให้ความร้อนกับแอ่งกะทะแทนความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี หลังจากนั้นหัวเผาก็จะสามารถลุกไหม้ได้ด้วยตัวเอง

จากผลการทดลองของผู้ทำวิจัยในอดีต[2]พบว่าที่อัตราการไหลแก๊สต่ำๆ จะใช้เวลานานในการอุ่นหัวเผา เนื่องจากความร้อนที่ได้จากเปลวไฟของแก๊สแอลพีจีต่ำ แต่เมื่อปรับอัตราการไหลแก๊สแอลพีจีสูงๆ อุณหภูมิของเปลวไฟจะลอยตัวสูงขึ้นเลยจากบริเวณแอ่งกะทะอุ่นน้ำมันทำให้ความร้อนในการอุ่นหัวเผาลดลง ในขณะที่เดียวกันประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาน้ำมันพืชที่ได้ต่ำกว่าประสิทธิภาพของหัวเผาแก๊สอยู่ประมาณ 10.88% ถึง 27.03% ตลอดช่วงกำลังงานที่ได้รับจากหัวเผาเดียวกัน ซึ่งจะเห็นในส่วนงานวิจัยชิ้นนี้ไม่ได้ให้ความสำคัญในการอุ่นหัวเผา

ในส่วนของงานวิจัยนี้ จึงได้ทำการศึกษาและพัฒนาชุดอุ่นเชื้อเพลิง(Preheater) แบบหัวเผาสำหรับน้ำมันปาล์ม ซึ่งได้ออกแบบชุดอุ่นเชื้อเพลิงให้เป็นชุดหัวเผาพร้อมระหว่างแก๊สแอลพีจีและน้ำมันปาล์มในลักษณะที่รวมอยู่ในหัวเผาเดียวกันกล่าวคือ เปลวไฟที่ได้จากเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีจะลุกไหม้ที่ตำแหน่งเดียวกับการลุกไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม ซึ่งหัวเผาที่ทำการพัฒนาขึ้นมาใหม่นี้ได้นำเอาโครงสร้างส่วนบนของหัวน้ำมันก๊าดมาใช้เป็นห้องเผาไหม้เท่านั้น โดยที่ระบบท่อทางเดินน้ำมันและบริเวณ Chamber ที่อยู่ภายในหัวเผาไม่ได้ถูกนำมาใช้งาน แต่ได้ออกแบบทางเดินน้ำมัน, หัวฉีด, แก๊สแอลพีจีและชุด Vaporizer ให้แยกเป็นอิสระกับส่วนที่เป็นห้องเผาไหม้ของหัวน้ำมันก๊าดที่นำมาใช้ ในงานวิจัยนี้ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 1.



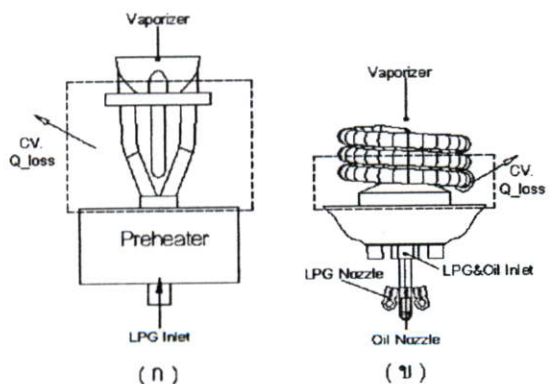
รูปที่ 1. แสดงลักษณะของหัวเผาแบบฉีดร่วม

ซึ่งสามารถใช้งานได้กับเชื้อเพลิงทั้ง 2 ชนิด คือแก๊สแอลพีจี และน้ำมันปาล์ม หรือใช้เชื้อเพลิงชนิดใดชนิดหนึ่งแทนกันได้เมื่อเชื้อเพลิงใดเชื้อเพลิงหนึ่งหมดโดยไม่ทำให้เกิดความเสียหายต่อชุด Vaporizer เพราะสามารถเลื่อนหรือถอดออกได้ในช่วงที่ใช้เชื้อเพลิงแอลพีจีเพียงอย่างเดียว รวมทั้งสามารถใช้เชื้อเพลิง 2 ชนิดร่วมกัน โดยวัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยนี้คือ การลดระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง เนื่องจากว่าเป็นช่วงระยะเวลาที่ต้องให้ความร้อนกับน้ำมันปาล์มที่มีสถานะเป็นของเหลวที่มีคุณสมบัติจุดติดไฟสูงที่อยู่ภายในชุด Vaporizer เพื่อให้สามารถกลายเป็นไอในช่วงแรกของการใช้งานเพื่อให้สามารถลุกติดไฟได้ จากงานวิจัยในอดีต[2]ได้ออกแบบอุปกรณ์สำหรับอุ่นน้ำมัน เพื่อมาทำหน้าที่ในการให้ความร้อนกับน้ำมัน โดยนำมาติดตั้งในลักษณะที่สวมแยกออกจากของหัวเผาน้ำมันพืช พบว่าเมื่อทำการอุ่นเชื้อเพลิงต้องให้ความร้อนกับหัวเผาทั้งหมดทำให้ต้องใช้เวลานานและอัตราการไหลแก๊สที่สูง เนื่องจากว่าความร้อนส่วนหนึ่งต้องสูญเสียให้กับหัวเผาและสิ่งแวดล้อม ในขณะที่บริเวณที่ต้องการรับความร้อนมากที่สุดคือชุด Vaporizer เท่านั้น แต่ในส่วนของงานวิจัยนี้ได้พัฒนาให้สามารถอุ่นเชื้อเพลิงเฉพาะที่ชุด Vaporizer เท่านั้น ซึ่งจะช่วยให้ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงลดลงและใช้งานได้กับอัตราการไหลแก๊สต่ำๆ ทำให้สามารถประหยัดเชื้อเพลิง โดยที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาต้องไม่ด้อยไปกว่าหัวเผาในอดีต[2]

2. ทฤษฎี

2.1 หลักการถ่ายเทความร้อนของหัวเผาน้ำมันปาล์ม

การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นนั้น เกิดจากการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างเปลวไฟแก๊สแอลพีจีกับท่อ Vaporizer โดยอาศัยหลักการพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อนผ่านตัวกลางที่เป็นอากาศ ซึ่งท่อ Vaporizer จะติดตั้งไว้ที่ส่วนบนของหัวเผาใกล้กับบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ จึงทำให้ได้รับความร้อนอย่างเต็มที่ เกิดการสูญเสียความร้อนระหว่างการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อย ใช้อัตราการไหลในยานการทำการงานต่ำๆได้ จึงไม่สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากในขณะที่เดียวกันเวลาในการอุ่นหัวเผาก็สั้นลง



รูปที่ 2. แสดงพื้นที่การสูญเสียความร้อนที่เกิดระหว่างการอุ่นเชื้อเพลิง

(ก) หัวเผาก่อนทำการพัฒนา[2] (ข) หลังจากพัฒนาแล้ว

จากปริมาตรควบคุมในรูปที่ 2.(Control Volume, CV.) จะเห็นได้ว่าชุดอุ่นเชื้อเพลิงจากงานวิจัยในอดีต[2] มีพื้นที่การสูญเสียความร้อนมากกว่าและมีระยะจากชุด Vaporizer ถึงฐานของเปลวไฟจากชุด Preheater ห่างกันมาก จึงต้องใช้อัตราการไหลของแก๊สแอลพีจีที่สูง ซึ่งจะทำให้สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและสูญเสียความร้อนให้กับอากาศรอบๆ มาก

ซึ่งมีสมการที่เกี่ยวข้องในการคำนวณหาอัตราการสูญเสียความร้อนจากระยะของชุด Vaporizer ถึงฐานของเปลวไฟ ดังนี้[5]

$$q_{\text{loss}} = [h \times A_s \times (T_{\infty} - T_{\text{surr}})] + [\varepsilon \times A_s \times (T_{\infty}^4 - T_{\text{surr}}^4)] \quad (1)$$

เมื่อ  $q_{\text{loss}}$  คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการพาและการแผ่รังสีความร้อน (watt)

$h$  คือ สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนของอากาศ (watt/m<sup>2</sup>)

$A_s$  คือ พื้นที่ผิว Control Volume เท่ากับ  $\pi DL$  (m<sup>2</sup>)

$D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของ Control Volume (m)

$L$  คือ ความยาว Control Volume (m)

$\varepsilon$  คือ ค่าการปล่อยของแก๊สร้อน(สมมุติให้เป็นอากาศร้อน)

$T_{\infty}$  คือ อุณหภูมิของแก๊สร้อน (°C)

$T_{\text{surr}}$  คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (°C)

## 2.2 ทฤษฎีการเผาไหม้[1],[6]

การเผาไหม้ หมายถึง ปฏิกิริยาทางเคมีระหว่างเชื้อเพลิงกับออกซิเจน โดยที่พลังงานเคมีที่สะสมอยู่ภายในโมเลกุลของเชื้อเพลิงจะถูกปลดปล่อยออกมาในรูปของพลังงานความร้อนซึ่งปฏิกิริยาจะเกิดขึ้นอย่างรวดเร็ว สำหรับเชื้อเพลิงที่ใช้ส่วนมากจะเป็นสารประกอบของพวกไฮโดรคาร์บอน ซึ่งมีคาร์บอนและออกซิเจนเป็นส่วนประกอบหลัก ซึ่งการเผาไหม้จะต้องขึ้นอยู่กับปัจจัยที่สำคัญ 3 ประการ คือ เวลาในการเผาไหม้, อุณหภูมิระหว่างการเผาไหม้ และการผสมกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง ในการวิเคราะห์การเผาไหม้ ส่วนใหญ่จะคำนึงถึงอัตราส่วนระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง (Air/Fuel Ratio) โดยอัตราส่วน(A/F)ที่เหมาะสมจะทำให้เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ที่เรียกว่า Stoichiometric Air Fuel Ratio จะได้ว่า

$$(A/F)_{\text{stoic}} = 4.76a (M_{\text{air}}/M_{\text{fuel}}) \quad (2)$$

$$(A/F)_{\text{actual}} = \left( \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{fuel}}} \right) \quad (3)$$

เมื่อ  $M_{\text{air}}$  คือ Molecular ของอากาศ (kg/kmol)

$M_{\text{fuel}}$  คือ Molecular ของเชื้อเพลิง (kg/kmol)

$a$  คือ Molar oxygen-fuel ratio (kmol/kmol)

$m_{\text{air}}$  คือ มวลของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้จริง, kg

$m_{\text{fuel}}$  คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้จริง, kg

และค่าที่บ่งบอกถึงสัดส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้งานจริงมีค่ามากกว่าหรือน้อยกว่าสัดส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงในทางทฤษฎีนั่นก็คือ ค่าอัตราส่วนสมมูล(Fuel Equivalent Ratio,  $\Phi$ )

$$\Phi = (A/F)_{\text{stoic}} / (A/F)_{\text{actual}} \quad (4)$$

เมื่อ  $(A/F)_{\text{stoic}}$  คือ อัตราส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงทางทฤษฎี

$(A/F)_{\text{actual}}$  คือ อัตราส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงจริง

โดยที่  $\Phi < 1.0$  คือ อัตราส่วนผสมบาง(Fuel-Lean Mixture)

$\Phi = 1.0$  คือ อัตราส่วนผสมพอดี(Fuel-rich Mixture)

$\Phi > 1.0$  คือ อัตราส่วนผสมหนา(Stoichimetric)

## 2.3 มลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ [7]

ปฏิกิริยาการเผาไหม้เชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอน ทำให้เกิดมลพิษที่สำคัญได้แก่ CO<sub>2</sub>, CO และ NO<sub>x</sub> ซึ่ง CO<sub>2</sub> เป็นผลิตภัณฑ์หลักที่ได้จากการเผาไหม้ ส่วน CO เป็นผลมาจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์เนื่องมาจากการผสมกันของอากาศและเชื้อเพลิงไม่ดี ระยะเวลาในการผสมน้อยเกินไป และผลจากการเผาไหม้ที่อุณหภูมิสูง N<sub>2</sub> ในอากาศจะทำปฏิกิริยากับ O<sub>2</sub> เกิดเป็นออกไซด์ของไนโตรเจน ซึ่งถือเป็นกลไกหลักที่ทำให้เกิด NO<sub>x</sub>

## 3. วิธีการทดสอบของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

### 3.1 วิธีการทดสอบระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิง

ทำการทดสอบหาระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงในช่วงแรกของการใช้งานเพื่อให้ น้ำมันกลายเป็นไอ ที่อัตราการไหลของแก๊ส LPG ต่างๆ ภายใต้เงื่อนไขการทดสอบคือ ชุดอุ่นหัวเผา มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อทองแดงเท่ากับ 7 มิลลิเมตร และยาว 1.0 เมตร โดยที่ชุด Vaporizer มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 70 มิลลิเมตร

### 3.2 วิธีการทดสอบสมรรถนะของหัวเผาร่วม

โดยในการทดสอบครั้งนี้ได้ทำการทดสอบกับหัวเตา KB 5 และหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม ดังนี้

1. เตาหุงต้ม รุ่น KB5
2. หัวเผาแบบฉีดร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊ส LPG อย่างเดียว
3. หัวเผาแบบฉีดร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มอย่างเดียวกัน

โดยทำการทดสอบภายใต้เงื่อนไขเดียวกัน คือ ชุดอุ่นหัวเผา มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อทองแดงเท่ากับ 7 มิลลิเมตร และยาว 1.0 เมตร โดยที่ชุด Vaporizer มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 70 มิลลิเมตร ระยะห่างระหว่างภาชนะที่ใช้ทดสอบ 10 เซนติเมตร ภาชนะขนาดเบอร์ 24 นำหนักน้ำก่อนการทดสอบ 3500 กรัม

### 3.2.1 อุปกรณ์และขั้นตอนการทดสอบ

ทำการทดสอบโดยใช้มาตรฐานการทดสอบแบบต้มเดือด(Water-Boiling Test)[4] ภายในห้องปิดเพื่อควบคุมการสูญเสียความร้อนจากการพาความร้อนของลม

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบประกอบด้วย ชุดอุปกรณ์อุ่นหัวเผา เครื่องชั่งน้ำหนัก นาฬิกาจับเวลา ภาชนะใส่น้ำ เทอร์โมคัปเปิล น้ำสะอาด และเชื้อเพลิงที่ใช้

ขั้นตอนในการทดสอบ ในส่วนนี้ได้ทำการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะ Hot Start ซึ่งมีวิธีการทดสอบดังนี้

1. เติมน้ำลงในภาชนะที่ใช้ทดสอบหนัก 3500 กรัม
2. ชั่งน้ำหนักเชื้อเพลิงก่อนการทดสอบ
3. ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลเพื่อวัดอุณหภูมิบรรยากาศ
4. ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลให้อยู่ตรงกลางและสูงจากกัน ภาชนะ 5 เซนติเมตร เพื่อวัดอุณหภูมิน้ำก่อนการทดสอบ
5. ทำการอุ่นหัวเผาโดยใช้เชื้อเพลิงจากแก๊สแอลพีจี ที่อัตราการไหลแก๊สแอลพีจีเท่ากับ 1.5 l/min
6. เมื่อหัวเผาสามารถทำงานได้โดยใช้น้ำมันปาล์มใช้แล้วเป็นเชื้อเพลิง ให้คิดเตาทิ้งไว้ประมาณ 10 นาที
7. นำภาชนะที่เตรียมน้ำไว้แล้ววางบนเตาแล้วจับเวลาที่ทุก ๆ การเปลี่ยนแปลงทุก 5 องศาเซลเซียส
8. เมื่อน้ำเดือดถึง 100 องศาเซลเซียส ให้ทำการต้มต่อไปอีก 5 นาทีแล้วหยุดการทดสอบ
9. บันทึกเวลาที่สิ้นสุด อุณหภูมิ น้ำ น้ำหนักน้ำ และเชื้อเพลิงที่เหลือหลังจากการทดสอบ
10. ทำการทดลองซ้ำกับหัวเผาใช้เชื้อเพลิงแก๊ส LPG อย่างเดียว เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มอย่างเดียวกัน และหัวเผา KB5 ตามลำดับ

### 3.3 วิธีการตรวจวัดค่าไอเสีย [3]

การทดสอบอ้างอิงมาตรฐาน DIN EN 203-1 ดังนี้

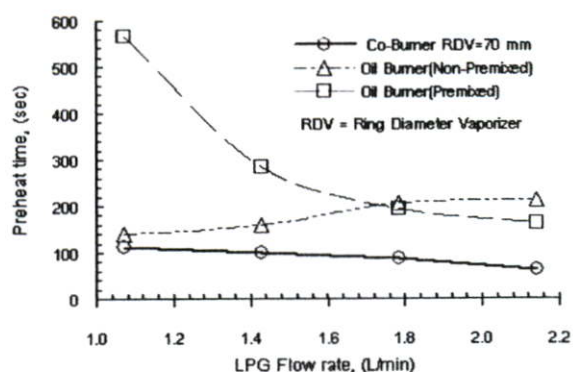
1. ตั้งภาชนะใส่น้ำที่กึ่งกลางเตา ครอบภาชนะด้วย hood
2. เก็บตัวอย่างแก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้ที่ด้านบนของ hood หลังจากจุดเตาไปแล้ว 15 นาที เพื่อวิเคราะห์  $CO_2$ ,  $CO$  และ  $O_2$
3. ทำการทดลองกับเตาทั้ง 3 แบบที่กล่าวไว้ข้างต้นในลักษณะเดียวกัน

## 4. ผลการทดลองและการวิเคราะห์

### 4.1 ระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงในช่วงแรกของการใช้งาน

จากรูปที่ 3. แสดงถึงช่วงระยะเวลาที่ให้ความร้อนกับน้ำมันปาล์มที่อยู่ในสภาวะที่เป็นของเหลวที่มีคุณสมบัติจุดติดไฟสูง เพื่อให้ระเหยกลายเป็นไอน้ำมันและถูกฉีดพ่นออกมาพร้อมที่จะทำให้เกิดการติดไฟได้ในช่วงแรกของการใช้งาน

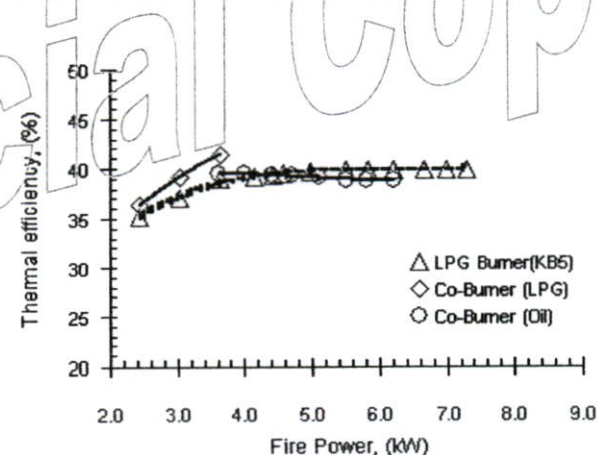
จากผลการทดลองในรูปที่ 3. พบว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมจะใช้เวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงในช่วงแรกเพื่อให้น้ำมันกลายเป็นไอน้ำมันมีระยะเวลาสั้นกว่า เมื่อเปรียบเทียบกับเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงแบบอื่นที่อัตราการไหลเดียวกัน จากกราฟจะเห็นว่าที่อัตราการไหลแก๊สแอลพีจีเท่ากับ 1.1 l/min หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมใช้เวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงเท่ากับ 1.51 นาที เท่านั้น ในขณะที่หัวเผาน้ำมันปาล์มแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมชนิดผสมอากาศก่อนเผาไหม้ใช้เวลาถึง 9.25 นาที ซึ่ง



รูปที่ 3. เวลาในการอุ่นหัวเผาที่อัตราการไหลต่างๆของแก๊สแอลพีจี

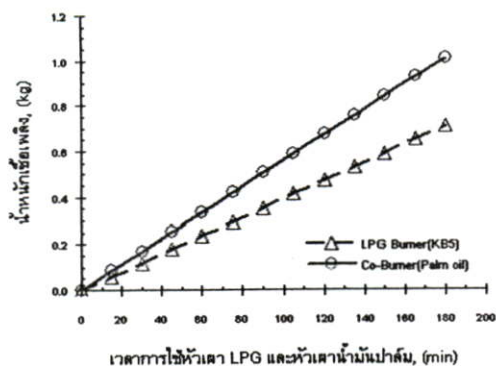
ใช้เวลามากกว่า ปัจจัยส่วนหนึ่งที่ช่วยให้หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมใช้เวลาสั้นลงในการอุ่นเชื้อเพลิงคือ ตำแหน่งของท่อ vaporizer ได้รับความร้อนจากเปลวไฟอย่างเต็มที่ ซึ่งท่อ vaporizer ได้ถูกติดตั้งไว้ในส่วนบนของหัวเผาที่ใกล้กับ flame holder จึงสัมผัสกับเปลวไฟได้ดีกว่าหัวเผาแบบอื่น

### 4.2 สมรรถนะของหัวเผาที่ได้จากการทดสอบ

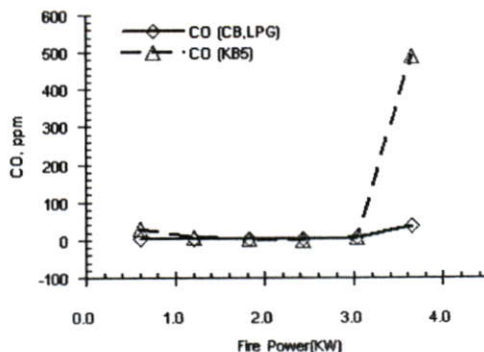


รูปที่ 4. ประสิทธิภาพของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

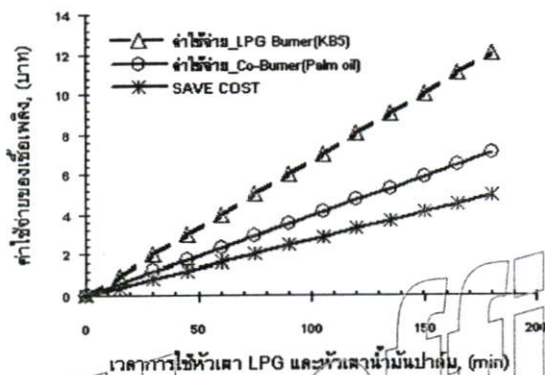
จากรูปที่ 4. เห็นได้ว่าประสิทธิภาพโดยรวมของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมสามารถที่จะทำงานได้ในย่านการทำงานเดียวกับหัวเผา KB5 แต่หัวเผาแบบที่นำมาทำการทดสอบสามารถที่จะทำงานได้ เมื่อใช้เชื้อเพลิงแอลพีจีเพียงอย่างเดียว, น้ำมันปาล์มใช้แล้ว ซึ่งมีผลต่อการเปลี่ยนย่านการทำงาน คือ เมื่อต้องการทำงานในย่านต่ำและใช้งานเป็นระยะเวลาสั้นๆให้ใช้แก๊สแอลพีจีอย่างเดียว ซึ่งจะทำให้ประหยัดพลังงานได้มากสังเกตได้จากรูปที่ 5 แต่เมื่อนำมาคิดเป็นราคาค่าใช้จ่ายดังที่ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6. ซึ่งเป็นค่าใช้จ่ายเทียบกับเวลาที่ใช้งานหัวเผาน้ำมันปาล์มและหัวเผาแอลพีจีที่กำลังงานป้อนเดียวกัน และพบว่าปริมาณการใช้น้ำมันปาล์มสูงกว่าแก๊สแอลพีจี พบว่าค่าใช้จ่ายของน้ำมันปาล์มถูกกว่า เพราะราคาของน้ำมันปาล์มต่อหน่วยพลังงานถูกกว่าแก๊สแอลพีจี



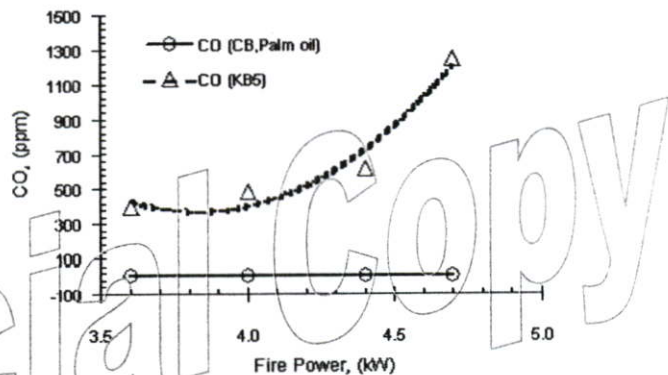
รูปที่ 5. น้ำหนักเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นตามเวลา



รูปที่ 8. ปริมาณ CO ที่เกิดจากหัวเผาKBS และหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม(แก๊สแอลพีจี)



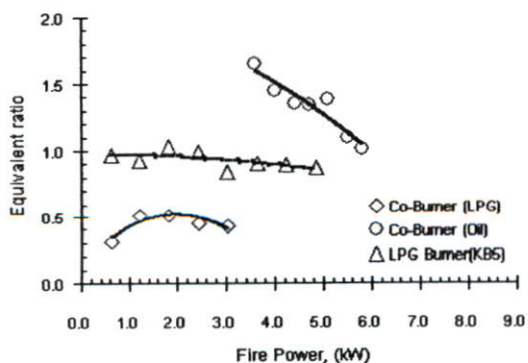
รูปที่ 6. ราคาค่าใช้จ่ายของเชื้อเพลิงที่เวลาต่างๆ



รูปที่ 9. ปริมาณ CO ที่เกิดจากหัวเผาKBS และหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม(น้ำมันปาล์มใช้แล้ว)

4.3 แก๊สเสียที่เกิดจากหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

จากรูปที่ 8. ที่กำลังงานที่ได้รับจากหัวเผาเท่ากับ 0.61 kW ถึง 2.43 kW มีปริมาณ CO ที่ใกล้เคียงกัน เนื่องจากอยู่ในช่วงอัตราส่วนผสมที่มีส่วนผสมของเชื้อเพลิงบางดังที่ได้แสดงไว้ในรูปที่ 7. ทำให้ปริมาณ CO อยู่ในเกณฑ์ที่ต่ำ แต่สาเหตุที่ทำให้หัวเผา KBS มี CO เพิ่มขึ้นสูงกว่า หลังจากช่วง 2.43 kW ไปแล้วเนื่องจากว่าอัตราส่วนผสมหนาขึ้นทำให้อากาศไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้จึงทำให้ CO สูงกว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม(แก๊สแอลพีจี) ที่มีส่วนผสมหนาขึ้นเหมือนกัน แต่มีค่าอัตราส่วนผสมต่ำมากจึงทำให้ปริมาณ CO ที่เพิ่มขึ้นไม่มากเท่ากับหัวเผา KBS



รูปที่ 7. อัตราส่วนผสมของหัวเผาKBS และหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม

จากรูปที่ 9. จะเห็นได้ว่า CO ของหัวเผา KBS สูงกว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม(น้ำมันปาล์มใช้แล้ว) เนื่องจากเป็นช่วงที่กำลังงานที่ได้รับจากหัวเผาสูง อาจเกิดจากส่วนผสมที่หนาขึ้นทำให้อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ไม่เพียงพอ จึงทำให้ปริมาณ CO เพิ่มขึ้นเรื่อยๆ แต่ในทางตรงกันข้าม CO หัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วม(น้ำมันปาล์มใช้แล้ว) มีค่าค่อนข้างคงที่ อาจเกิดจากอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงที่ลดลงทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ไม่ถึงแม้จะอยู่ในช่วงส่วนผสมหนาที่ตาม ซึ่งเป็นลักษณะเฉพาะของหัวเผาแบบนี้ที่ต้องการอัตราส่วนผสมที่หนาสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ ซึ่งในงานวิจัยได้ทำการวัดปริมาณแก๊สเสียที่เกิดจากการใช้งานจริง ดังนั้นกราฟ CO ที่แสดงไว้ในรูปที่ 8. และรูปที่ 9. จึงไม่ได้มีการควบคุมปริมาณอากาศที่ใช้

5. สรุป

จากผลการทดสอบเพื่อลดระยะเวลาในการอุ่นเชื้อเพลิงในช่วงเริ่มต้นการใช้งานโดยใช้เชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี พบว่าหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมสามารถทำการอุ่นเชื้อเพลิงได้ที่อัตราการไหลแก๊สต่างๆ ระยะเวลาสั้นกว่ามาก เมื่อเทียบกับหัวเผาแบบอื่น[2] ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายด้านทั้งพื้นที่ในการรับความร้อนของชุดอุ่นเชื้อเพลิง ความร้อนที่สูญเสียให้กับหัวเผาและสิ่งแวดล้อม ซึ่งข้อดีในส่วนนี้ถือว่าช่วยลดการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีที่ใช้ในช่วงแรกและสามารถติดเตาได้เร็วขึ้น

จากหัวเตา KB5 และหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ทำการทดสอบภายใต้เงื่อนไขเดียวกันหมด พบว่าในช่วงกำลังงานที่ได้จากหัวเผาเท่ากับ  $3.64 \text{ kW}$  ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้แก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียวพบว่ามีประสิทธิภาพเท่ากับ  $41.45\%$  ซึ่งสูงกว่าของหัวเตา KB5 ที่มีค่าเท่ากับ  $38.89\%$  เนื่องจากว่าเวลาที่ใช้ในการต้มน้ำเดือดเร็วกว่าหัวเตา KB5 อยู่ 52 วินาที ทำให้สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยกว่าหัวเตา KB5 แต่ในช่วงกำลังงานที่ได้จากหัวเผาเท่ากับ  $5.86 \text{ kW}$  ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียวเท่ากับ  $38.79\%$  ซึ่งต่ำกว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเตา KB5 ที่เท่ากับ  $39.815\%$  ทั้งนี้เนื่องจากว่าหัวเตา KB5 ใช้เวลาในการต้มเดือดน้อยกว่านั้นหมายความว่าย่อมจะสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยกว่าและประกอบกับการที่หัวเตา KB5 มีการตอบสนองต่ออัตราการไหลที่เพิ่มขึ้นได้ดีกว่าหัวเผาน้ำมันปาล์มและประสิทธิภาพของหัวเผาน้ำมันปาล์มที่ต่ำลงเนื่องจากความร้อนส่วนหนึ่งต้องใช้ในการอุ่นน้ำมันด้วย

จากที่กล่าวทั้งหมดสามารถแสดงถึงข้อดีของหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมได้ว่า

- เมื่อขาดแคลนเชื้อเพลิงชนิดใดชนิดหนึ่งสามารถใช้นแทนกันได้
  - สามารถเลือกย่านการทำงานได้โดยการปรับเปลี่ยนเชื้อเพลิง
- ถ้ามีการนำเอาหัวเผาในงานวิจัยนี้ไปพัฒนาและปรับปรุงให้มีระยะห่างระหว่างหัวเผากับกันภาชนะที่ใกล้มากกว่าระยะทดสอบ จะทำให้ประสิทธิภาพของหัวเผาเพิ่มขึ้น ซึ่งจะช่วยให้ประหยัดเวลาในการทำงานและประหยัดเชื้อเพลิงที่ใช้มากขึ้นด้วย

เอกสารอ้างอิง

- [1] สำเร็จ จักรใจ "การเผาไหม้" สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย พ.ศ. 2547 หน้า 94-95.
- [2] สุรัชย์ จิงจุฑุฑรัชย์ "การพัฒนาหัวเผาน้ำมันปาล์มใช้แล้ว" วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง พ.ศ. 2546 หน้า 1- 88.
- [3] สมพร ชเนศวณิษฐ์ "ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะและมลพิษที่ปล่อยออกจากเตาหุงต้มแอลพีจี" วิทยานิพนธ์ปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2541 หน้า 1-100.
- [4] Smith and Rufus Edwards, "The Water Boiling Test", Household Energy and Health Programmer, Shell Foundation, Version 1.5, August 20, 2004.
- [5] Frank P. Incropera and David P. DeWitt, Introduction to Heat Transfer, JOHN WILEY & SONS, Thrid Edition.
- [6] Yunus A. Cengel, and Michael A. Boles, Thermodynamics, McGraw-Hill, 1989

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อผู้เขียน นางสาวนาคยา เจริญสุข  
 วัน เดือน ปีเกิด 5 สิงหาคม พ.ศ. 2519 ที่กรุงเทพมหานคร  
 ที่อยู่ 26/846 หมู่ที่ 10 ต. ลาดสวาย อ. ลำลูกกา จ. ปทุมธานี 12150  
 ประวัติการศึกษา 2543 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล  
 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร  
 2539 ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง แผนกช่างยนต์  
 สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตนนทบุรี

### ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์

พ.ศ. 2548 “ Development of Co-firing Preheater for Palm Oil Burner. ”  
 การประชุมวิชาการเครื่องจักรวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย  
 ครั้งที่ 19