

อิทธิพลของระยะความสูงกันหม้อต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนและปริมาณไอเสียของเตาแก๊สหุงต้ม

Influence of Heating Height on Thermal Efficiency and Emissions of Gas Cooking Burners

ไกรวี โนศรี,¹ อภินันต์ นามเขต,^{2*} อำไพศักดิ์ ทีบุญมา³

Krairawee Nosri,¹ Apinunt Namkhat,^{2*} Umphisak Teeboonma³

บทคัดย่อ

บทความนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลกระทบของระยะความสูงกันหม้อต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อน (h_{th}) และการปลดปล่อยมลพิษของเตาแก๊สหุงต้ม โดยในการทดลองทำการศึกษาทั้งกรณีหัวเตาแบบทั่วไป (Conventional Burner, CB) และแบบหมุนวน (Swirl Burner, SB) ทดสอบที่ Firing rate (q) 5 ถึง 19 kW ภายใต้การปรับระยะความสูงกันหม้อ (H) ในช่วงจาก 2 cm ถึง 7 cm ผลจากการศึกษาพบว่า ประสิทธิภาพสูงสุดของเตาจะเกิดขึ้นที่ระยะความสูงกันหม้อที่เหมาะสมคือ 3 cm หัวเตาแบบหมุนวนให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าหัวเตาแบบทั่วไป นอกจากนี้หัวเตาแบบหมุนวนยังปลดปล่อย CO ต่ำกว่ามาตรฐานที่กำหนด (1,500 ppm at 0% excess O₂) จากข้อมูลที่ได้นี้เป็นประโยชน์สำหรับการออกแบบชุดหัวเตาประสิทธิภาพสูงในอนาคต

คำสำคัญ: เตาแก๊สหุงต้ม หัวเตาแบบหมุนวน ระยะความสูงกันหม้อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

Abstract

This paper is aimed to study the effect of heating height on thermal efficiency (h_{th}) and pollutants emission of a gas cooking burner. Emphasis was made on experiments, which were performed using both conventional burner (CB) and swirl burner (SB). The burner with a firing rate of $q = 5-19$ kW was tested at various heating heights (H) ranging from 2 cm to 7 cm. It was found that the maximum efficiency was observed at an optimum heating height of 3 cm for all burners. The swirl burner yields higher thermal efficiency than that of the conventional burner. Moreover, the swirl burner also emits lower concentration of carbon monoxide (CO) than the value specified by the considered emissions standard (1,500 ppm at 0% excess O₂). This information may be helpful in designing a high-performance burner in the future.

Keywords: Cooking Burner, Swirl Burner, Heating Height, Thermal Efficiency

¹ นักศึกษาปริญญาโท, ²อาจารย์, ³ผู้ช่วยศาสตราจารย์, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี อำเภอวารินชำราบ จังหวัดอุบลราชธานี 34190

¹ Master degree student, ²Lecturer, ³Assist. Prof., Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ubonratchathani University, Warinchamrap District, Ubonratchathani 34190, Thailand.

* Corresponding author: Apinunt Namkhat, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ubonratchathani University, Warinchamrap District, Ubonratchathani 34190, Thailand. Tel: 045-353309, Fax: 045-353308, E-mail: n.apinunt@hotmail.com



บทนำ

ปัจจุบันประเทศไทยมีการใช้ทรัพยากรธรรมชาติที่เป็นผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียมอย่างกว้างขวาง โดยเฉพาะแก๊สปิโตรเลียมเหลว หรือ แอลพีจี (Liquefied Petroleum Gas, LPG) ที่เป็นส่วนผสมของโพรเพน (Propane) และบิวเทน (Butane) ด้วยเหตุผลที่ว่าแก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงที่สะอาด เผาไหม้ได้สมบูรณ์และสะดวกต่อการใช้งาน ดังนั้นจึงเป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายทั้งในภาคครัวเรือน การขนส่ง และอุตสาหกรรม โดยในปี ค.ศ. 2014 ประเทศไทยใช้แก๊สแอลพีจีในภาคครัวเรือนคิดเป็นปริมาณมากที่สุด¹ คิดเป็น 30 เปอร์เซ็นต์ของการใช้แก๊สแอลพีจีทั้งหมดดัง Figure 1 พร้อมกันนี้จะสังเกตเห็นได้ว่าราคาของแก๊สแอลพีจีมีแนวโน้มสูงขึ้นในทุกๆ ปี¹ แต่ด้วยข้อจำกัดที่ว่าพลังงานมีอยู่อย่างจำกัด ดังนั้นเพื่อเป็นการช่วยชาติประหยัดพลังงานจึงควรใช้พลังงานอย่างคุ้มค่า

การใช้แก๊สแอลพีจีในภาคครัวเรือนจะต้องใช้ร่วมกับหัวเตาแก๊สหุงต้ม แต่เตาแก๊สหุงต้มที่นำมาใช้ในปัจจุบันนั้นมีการเผาไหม้ในลักษณะเปิดจึงไม่สามารถนำความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้มาใช้ประโยชน์ได้อย่างเต็มที่ เพราะว่าการถ่ายเทความร้อนจากเปลวไฟไปยังภาชนะถูกจำกัดโดยการพาความร้อนเป็นส่วนใหญ่ ทั้งยังมีการสูญเสียความร้อนเป็นจำนวนมากไปกับแก๊สไอเสียโดยการพาความร้อน² ซึ่งทำให้เตาแก๊สหุงต้มมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ค่อนข้างต่ำ ดังนั้นจึงทำให้เกิดแนวความคิดที่จะทำให้อุณหภูมิของเตาแก๊สหุงต้มมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงขึ้น โดยการนำความร้อนหมุนเวียนกลับมาใช้ใหม่³⁻⁸ ซึ่งจะนำเอาวัสดุพ่นเข้ามาช่วยในการหมุนเวียนความร้อน เนื่องจากวัสดุพ่นมีลักษณะเด่นคือ สามารถเป็นได้ทั้งตัวรับความร้อนและตัวแผ่รังสีความร้อน โดยจะนำความร้อนจากไอเสียมาทำการอุ่นอากาศส่วนแรก (Primary air) ก่อนที่จะผสมกับเชื้อเพลิง ซึ่งจะช่วยให้เตาแก๊สหุงต้มมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้น

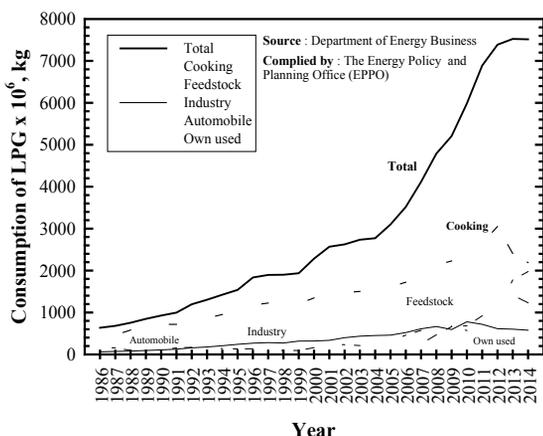


Figure 1 Liquefied Petroleum Gas (LPG) consumption in Thailand

นอกจากนี้ยังพบว่ามีการศึกษาการพัฒนาทางออกของเปลวไฟ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้ม โดยการปรับปรุงหัวเตาแก๊สแบบทั่วไป (Conventional Burner, CB) มาเป็นแบบหมุนวน (Swirl Burner, SB) การไหลแบบหมุนวนของเปลวไฟส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนสู่ภาชนะมากขึ้น⁹ เนื่องจากการหมุนวนของเปลวไฟก่อให้เกิดแรงเฉือน ซึ่งช่วยเพิ่มระยะเวลาในการสัมผัสของเปลวไฟกับภาชนะ และการผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศ¹⁰⁻¹² นอกจากนี้ยังพบว่าการใช้เปลวไฟแบบหมุนวนช่วยดึงดูดอากาศส่วนที่สองมากขึ้น¹³ ส่งผลต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้ Abraham Tamir และคณะ 1992¹⁴ ได้ศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้มที่ใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ ซึ่งพบว่าหัวเตาแบบหมุนวนที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดจะมีลักษณะเฉพาะคือ มุมเงย (b) เท่ากับ 26 องศา มุมเอียง (a) เท่ากับ 15 องศา โดยประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเตาแบบเดิมมีค่าประมาณ 52% แต่เมื่อเปลี่ยนมาใช้แบบ SB ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเตามีค่าประมาณ 58% ทั้งนี้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้มอาศัยการถ่ายเทความร้อนของเปลวไฟเป็นหลัก ดังนั้นระยะห่างระหว่างหัวเตาถึงก้นภาชนะจึงมีความสำคัญ^{15,16} จากการศึกษาที่ผ่านมาเกี่ยวกับอิทธิพลของระยะห่างก้นภาชนะถึงรูทางออกของเปลวไฟต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่อนข้างน้อย

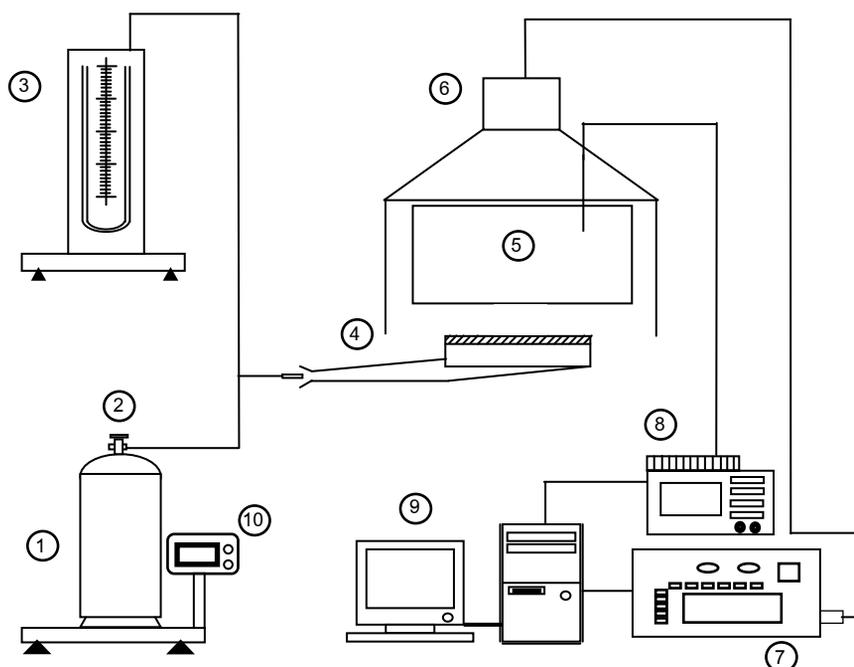
ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาอิทธิพลของระยะห่างก้นภาชนะถึงรูทางออกของเปลวไฟต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนและการปลดปล่อยมลพิษของหัวเตาแก๊สหุงต้มขนาด KB-5 ทั้งกรณีหัวเตาแก๊สแบบทั่วไป (CB) และแบบหมุนวน (SB) โดยพิจารณาตลอดช่วงการทำงานของหัวเตา ซึ่งการศึกษานี้จะช่วยทำให้ทราบถึงระยะความสูงที่เหมาะสม เพื่อนำไปสู่การออกแบบชุดหัวเตาประสิทธิภาพสูงในอนาคต

วิธีการดำเนินงานวิจัย

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนและการปลดปล่อยมลพิษของหัวเตามีลักษณะดัง Figure 2 ซึ่งมีส่วนประกอบหลักๆสองส่วนคือ ส่วนแรก เป็นชุดหัวเตาแก๊สหุงต้มที่ใช้ในการทดสอบซึ่งจะเป็นเตาแก๊สที่มีขายกันทั่วไปตามท้องตลาด (CB) และหัวเตาแบบหมุนวน (SB) ซึ่งการทดลองในครั้งนี้จะใช้หัวเตาขนาด KB-5 โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเตาเป็น 5 นิ้ว ซึ่งรายละเอียดของเตาแต่ละชนิดแสดงใน Table 1 และ Table 2 ส่วนที่สองจะเป็นชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดและเก็บข้อมูลในการทดลองโดยอาศัยเครื่องวัดปริมาณแก๊สไอเสีย (Exhaust gas analyzer)

ของบริษัท Entech รุ่น testo 350 ซึ่งเป็น Electromechanical sensor วัดในลักษณะไอเสียแห้ง (Dry basis) ซึ่งค่าที่วัดได้จะมีความคลาดเคลื่อน 0.05 เปอร์เซ็นต์ และอุปกรณ์เก็บบันทึกค่าอุณหภูมิ ใช้ Data logger รุ่น Midi logger GL220 ในการ

เก็บบันทึกค่าอุณหภูมิของน้ำ ณ เวลาใดๆ ซึ่งจะทำการพ่วงกับคอมพิวเตอร์ เพื่อให้ทดลองหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้ม



1. แก๊ส LPG	6. Hood
2. Pressure regulator	7. Exhaust gas analyzer
3. Manometer	8. Data logger
4. เตาแก๊สหุงต้ม	9. คอมพิวเตอร์
5. หม้อขนาด 45 ซม.	10. เครื่องชั่งน้ำหนักดิจิทัล

Figure 2 Schematic diagram of the experiment setup

Table 1 Specifications of different burners

Burner type	Injector orifice area (A_i), mm ²	Throat area (A_t), mm ²	Port area (A_p), mm ²
CB	0.503	314.159	245.437
SB	0.503	314.159	247.400

Table 2 Specifications of different burner ports

Burner type	Number of port					Port area (mm ²)
	Diameter (mm)					
	1.5	2	2.5	3	3.5	
CB	50	50	-	-	-	245.437
SB	-	-	-	35	-	247.400

หัวเตาแบบหมุนวน (SB) ถูกออกแบบให้มีมุมเงย (b) เท่ากับ 26 องศา มุมเอียง (a) เท่ากับ 15 องศา¹⁴ โดยพิจารณาขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของรูแก๊สออกของหัวเตาและระยะ edge to edge ซึ่งทำให้ได้ค่า Port area ใกล้เคียงกับหัวเตาแบบทั่วไป (CB) ซึ่งจะสามารถตัดอิทธิพลของตัวแปร Port area ออกไปได้

ขั้นตอนการทดลองเริ่มจากการเปิดแก๊สเชื้อเพลิงจากถังบรรจุก๊าซ ซึ่งจะใช้ Pressure regulator เป็นตัวควบคุมปริมาณการไหลของแก๊สเชื้อเพลิง โดยมีการชั่งน้ำหนักของแก๊สเชื้อเพลิงที่ลดลงจากการทดลองด้วยเครื่องชั่งน้ำหนักดิจิทัล เพื่อคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของแก๊ส (\dot{m}_{LPG}) ขณะเดียวกันความดันของแก๊สเชื้อเพลิงจะถูกวัดด้วย Manometer ที่เป็นปรอท จากนั้นแก๊สจะถูกพ่นออกจากหัวฉีด



เข้าไปในท่อผสม อากาศที่อยู่รอบๆทางเข้าท่อผสมจะถูกเหนี่ยวนำผ่านช่องอากาศส่วนแรกเข้าไปในท่อผสมพร้อมกับแก๊สเชื้อเพลิงโดยอาศัยการถ่ายเทโมเมนตัมระหว่างแก๊สและอากาศโดยรอบ จากนั้นส่วนผสมของอากาศส่วนแรกและแก๊สจะไหลผ่านทางออกเปลวไฟ และลุกติดไฟให้เปลวไฟชนิดผสมมาก่อน (Premixed flame) การวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะอ้างอิงตามมาตรฐาน DIN EN 203-2:1997¹⁷ โดยทำการเลือกขนาดของหม้อภาชนะ (Pot) ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 45 เซนติเมตร ซึ่ง Hood ที่ทำการวัดไอเสียสามารถครอบได้ และเติมน้ำปริมาณ 30.6 กิโลกรัมลงในหม้อภาชนะปรับระยะความสูงกันหม้อ (H) ที่ระยะต่างๆคือ 2, 3, 4, 5, 6 และ 7 cm ทำการต้มน้ำจากอุณหภูมิห้องจนกระทั่งถึงประมาณ 90°C จากนั้นทำการบันทึกค่าอุณหภูมิน้ำและเวลาที่ใช้ในการทดสอบ พร้อมทั้งบันทึกค่าปริมาณไอเสีย (CO , NO_x) และถ่ายรูปเปลวไฟที่ได้ โดยทำการทดลองทั้งกรณีเตาแบบ CB และ SB แล้วทำการเปรียบเทียบผลการทดลองสมการที่ใช้ในการคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนแสดงดังสมการ (1)

$$\eta_{th} = \frac{m_{water} C_{p,water} (90 - T_{water,i})}{\dot{m}_{LPG} \times LHV \times t} \quad (1)$$

เมื่อ

- η_{th} คือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน
- m_{water} คือ น้ำหนักของน้ำ (kg)
- $C_{p,water}$ คือ ค่าความจุความร้อนของน้ำ (kJ/kg.K)
- $T_{water,i}$ คือ อุณหภูมิของน้ำเริ่มต้น (°C)
- \dot{m}_{LPG} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของแก๊ส (kg/s)
- LHV คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (kJ/kg)
- t คือ เวลาที่ใช้ในการทดสอบ (s)

ซึ่งในการทดลองจะทำการปรับค่า Firing rate ในช่วง 5 - 19 kW เนื่องจากเป็นช่วงการทำงานที่เหมาะสมของเตาแก๊สแบบ KB-5 โดยการควบคุม Firing rate สามารถทำได้โดยการปรับค่าอัตราการไหลเชิงมวลของแก๊ส (\dot{m}_{LPG}) ซึ่งค่า Firing rate สามารถคำนวณ หาได้ดังสมการ (2)

$$Firing\ rate\ (q) = \dot{m}_{LPG} \times LHV \quad (2)$$

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดลองที่เงื่อนไขเดิมซ้ำ 3 ครั้ง เพื่อหาค่าเฉลี่ยในการรายงานผล ดังนั้นในการทดลองแต่ละเงื่อนไข การปรับค่า Firing rate จึงมีความสำคัญเป็นอย่างยิ่ง

เพื่อให้มีความละเอียดและแม่นยำมากขึ้นจึงได้นำ Manometer ที่เป็นปรอท ใช้วัดความดันของแก๊ส LPG

ผลการทดลอง

การศึกษาโครงสร้างของเปลวไฟ อาศัยการสังเกตโดยการบันทึกภาพจากกล้องดิจิทัล ผลการเปรียบเทียบรูปร่างเปลวไฟระหว่างหัวเตาแบบ CB และ SB แสดงดัง Figure 3 เป็นการทดสอบกรณี Free flame ที่ Firing rate 6, 8, 10, และ 15 kW พบว่า กรณีหัวเตาแบบ CB เมื่อเพิ่ม Firing rate ส่งผลให้เกิดเปลวไฟยาวเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของความเร็วส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ

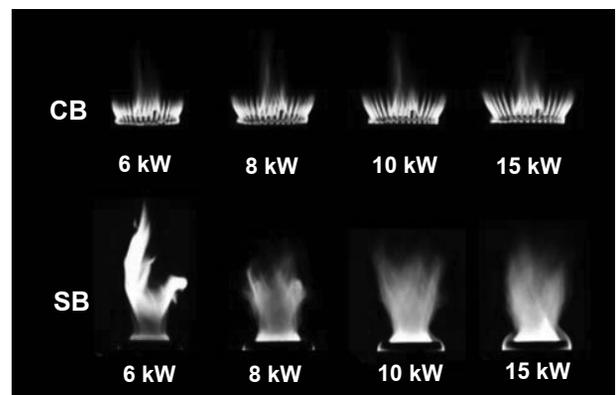


Figure 3 Effecting of firing rate on flame structure for free flame case

ในขณะเดียวกัน กรณีหัวเตาแบบ SB ที่ Firing rate ต่ำสุด ก่อให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ เกิดเปลวไฟสีเหลือง เนื่องจากเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่สองได้ไม่เพียงพอ และเมื่อเพิ่ม Firing rate มากขึ้น ทำให้เกิดการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่สองได้มากขึ้น และเผาไหม้สมบูรณ์ได้เปลวไฟสีฟ้า นอกจากนี้พบว่าความยาวของเปลวไฟของหัวเตาแบบ SB มากกว่าแบบ CB ทุก Firing rate

อิทธิพลของ Firing rate ต่อรูปร่างของเปลวไฟระหว่างหัวเตาแบบ CB และ SB กรณีเปลวไฟพุ่งชน (Impinging flame) แสดงดัง Figure 4 ทดสอบที่ Firing rate 6, 8, 10, และ 15 kW โดยมีระยะความสูงกันหม้อคงที่ที่ $H = 3$ cm พบว่า หัวเตาทั้งแบบ CB และ SB เมื่อเพิ่ม Firing rate ส่งผลให้เปลวไฟยาวและสัมผัสผิวกันหม้อเพิ่มมากขึ้นและมีเปลวไฟบางส่วนล้นกันหม้อ ซึ่งจะส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์เนื่องจากอิทธิพลของเปลวไฟดับ^{12,16} (Flame quenching) ซึ่งจะเกิดขึ้นบ่อยในกรณีหัวเตาแบบหมุนวน

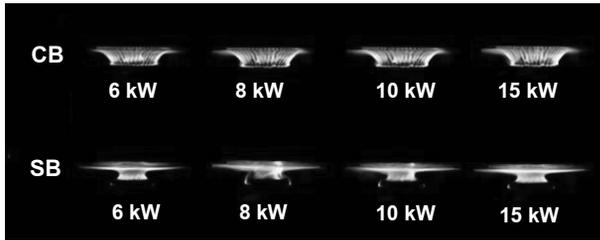


Figure 4 Effecting of firing rate on flame structure for Impinging flame case at $H = 3$ cm

อิทธิพลของระยะความสูงกันหม้อต่อรูปร่างของเปลวไฟระหว่างหัวเตาแบบ CB และ SB กรณีเปลวไฟพุ่งชน (Impinging flame) แสดงดัง Figure 5 ทดสอบที่ระยะความสูงกันหม้อ 2, 3, 5 และ 7 cm โดยมี Firing rate คงที่ที่ $q = 8$ kW พบว่า ที่ระยะความสูงกันหม้อต่ำสุด เปลวไฟของหัวเตาทั้งแบบ CB และ SB จะยาวและสัมผัสผิวกันหม้อเพิ่มมากขึ้นและมีเปลวไฟบางส่วนล้นกันหม้อ เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ และเมื่อเพิ่มระยะห่างกันหม้อส่งผลให้การเผาไหม้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น เนื่องจากเกิด Flame quenching ลดน้อยลง แต่ถ้าเพิ่มระยะห่างมากเกินไป จะส่งผลให้เกิดการสูญเสียความร้อนมากขึ้น และประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลง

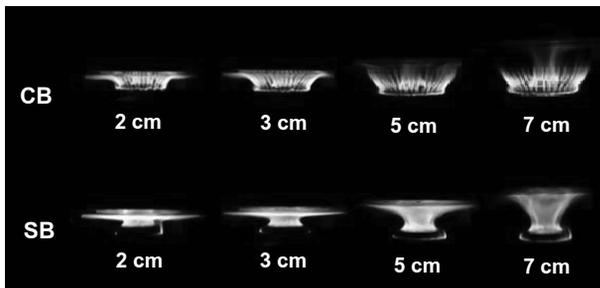


Figure 5 Effecting of heating height on flame structure for Impinging flame case at $q = 8$ kW

ผลการศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเตาแบบ CB และ SB แสดงดัง Figure 6 และ 7 ตามลำดับ พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะมีค่าสูงสุดที่ Firing rate เท่ากับ 6 kW ทั้งกรณีหัวเตาแบบ CB และ SB และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะมีค่าน้อยลงที่ Firing rate ต่ำสุดและสูงสุด เนื่องจากการสูญเสียความร้อน (Heat loss) ที่มากขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่า ระยะความสูงกันหม้อ (H) ที่เหมาะสมคือ $H = 3$ cm ทั้งกรณีหัวเตาแบบ CB และ SB เนื่องจากให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่มีค่าสูงตลอดช่วงการทำงาน ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่ระยะดังกล่าวของหัวเตาแบบ CB และ SB คือ 54% และ 60% ตามลำดับ ซึ่งประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเตาแบบ SB มีค่าสูงกว่า

หัวเตาแบบ CB เนื่องจากการหมุนวนของเปลวไฟช่วยเพิ่มระยะเวลาในการสัมผัสของเปลวไฟกับหม้อภาชนะ และการผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศ¹⁰⁻¹² ดังนั้นเปลวไฟแบบหมุนวนจึงช่วยส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนระหว่างเปลวไฟไปสู่กันหม้อให้ดีขึ้น นำไปสู่การเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนและช่วยประหยัดพลังงาน

การศึกษาการปลดปล่อยมลพิษประกอบด้วย CO และ NOx กรณีการปลดปล่อย CO ของหัวเตาแบบ CB และ SB แสดงดัง Figure 8 และ 9 ตามลำดับ พบว่าปริมาณการปลดปล่อย CO ทั้งหัวเตาแบบ CB และ SB จะมีแนวโน้มเหมือนกันคือ ที่ Firing rate ต่ำๆ จะให้ปริมาณการปลดปล่อย CO น้อยเนื่องจากเปลวไฟสั้นและอยู่ห่างกันหม้อ ทำให้ไม่เกิดปรากฏการณ์ Flame quenching^{12, 16} ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ จากนั้นเมื่อเพิ่ม Firing rate ทำให้เปลวไฟยาวขึ้นและสัมผัสกันหม้อ เกิด Flame quenching เพิ่มสูงขึ้น ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ โดยปลดปล่อย CO ปริมาณสูง และเมื่อเพิ่ม Firing rate สูงสุด ทำให้เปลวไฟเกิดความปั่นป่วนและเหนียวนำอากาศส่วนที่สองเข้ามาเผาไหม้ได้มากขึ้น ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ และการปลดปล่อย CO มีแนวโน้มลดลง

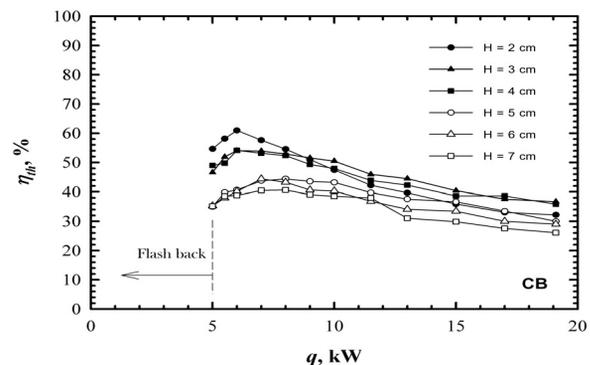


Figure 6 Thermal efficiency of a Conventional Burner, CB

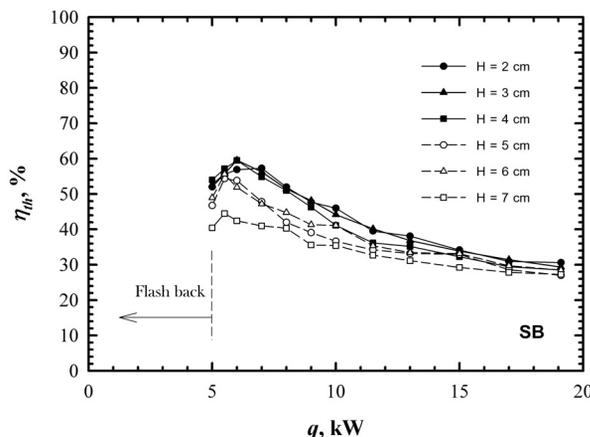


Figure 7 Thermal efficiency of a Swirl Burner, SB

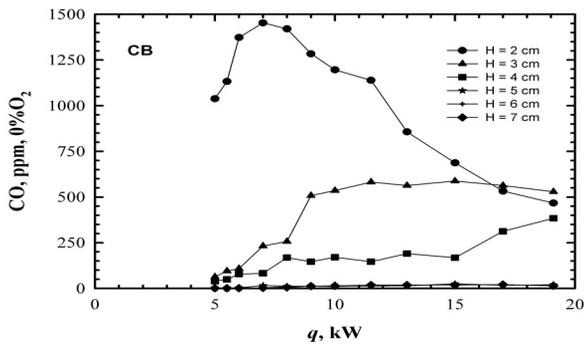


Figure 8 CO emission of a Conventional Burner, CB

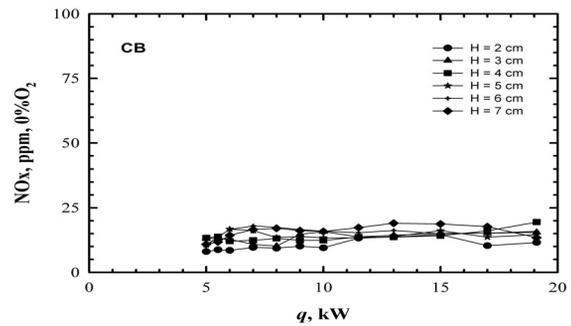


Figure 10 NO_x emission of a Conventional Burner, CB

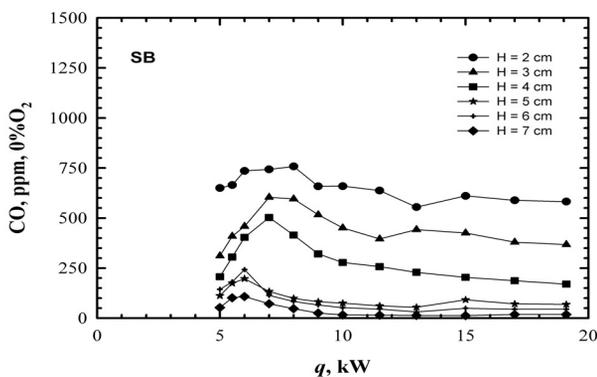


Figure 9 CO emission of a Swirl Burner, SB

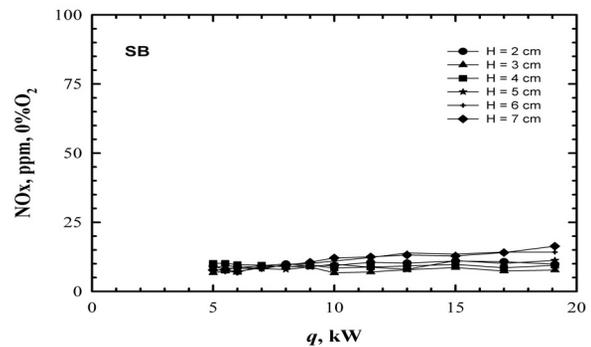


Figure 11 NO_x emission of a Swirl Burner, SB

อิทธิพลของระยะความสูงกันหม้อต่อการปลดปล่อย CO พบว่า ที่ระยะความสูงกันหม้อสูงๆ ส่งผลให้เปลวไฟอยู่ห่างกันหม้อมากและไม่สัมผัสผิวภาชนะ จึงไม่เกิดปรากฏการณ์ Flame quenching^{12, 16} ดังนั้นจะเกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ จากนั้นเมื่อลดระยะความสูงกันหม้อลง ทำให้เปลวไฟสัมผัสกันหม้อมากขึ้นและเกิด Flame quenching ขึ้น ดังนั้นจะเกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ และปลดปล่อย CO ปริมาณสูง พบว่า กรณีหัวเตาแบบ CB ที่ระยะความสูงกันหม้อ $H = 2$ cm มีค่าการปลดปล่อย CO สูงสุดประมาณ 1,500 ppm ซึ่งมีค่าสูงใกล้เคียงค่ามาตรฐานที่กำหนด (1,500 ppm at 0% excess O₂) ดังนั้นถึงแม้ว่าที่ระยะ $H = 2$ cm จะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูง แต่ปลดปล่อย CO สูงใกล้เคียงค่ามาตรฐานที่กำหนด จึงไม่เหมาะสมในการนำไปใช้งาน และพบว่าระยะความสูงกันหม้อที่เหมาะสมคือ $H = 3$ cm

การปลดปล่อย NO_x ของหัวเตาแบบ CB และ SB แสดงดัง Figure 10 และ 11 ตามลำดับ พบว่า ทั้ง Firing rate (q) และระยะความสูงกันหม้อ (H) ไม่มีผลต่อค่าปริมาณการปลดปล่อย NO_x ของหัวเตาทั้งสองชนิด เนื่องจากค่าที่วัดได้ค่อนข้างใกล้เคียงกันอยู่ในช่วงระหว่าง 10 ถึง 20 ppm

สรุปผลและวิจารณ์ผลการทดลอง

จากการศึกษาผลกระทบของระยะความสูงกันหม้อต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อน และการปลดปล่อยมลพิษของเตาแก๊สชุดนี้ สามารถสรุปได้ดังนี้

ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (h_{th}) ของหัวเตาแบบ SB มีค่าสูงกว่าหัวเตาแบบ CB เนื่องจากการหมุนวนของเปลวไฟช่วยเพิ่มระยะเวลาในการสัมผัสของเปลวไฟกับหม้อภาชนะ และการผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศ

การปลดปล่อยมลพิษ CO ที่ระยะความสูงกันหม้อต่างๆ ของหัวเตาแบบ SB มีค่าต่ำกว่าหัวเตาแบบ CB เนื่องจากข้อดีของหัวเตาแบบ SB ที่สามารถทำให้เปลวไฟเกิดความปั่นป่วนและเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่สองเข้ามาเผาไหม้ได้มากขึ้น



ระยะความสูงกันหม้อที่เหมาะสมคือ $H = 3$ cm เนื่องจากให้ค่า h_{th} ที่มีค่าสูงตลอดช่วงการทำงาน และปลดปล่อยมลพิษไม่เกินค่ามาตรฐานกำหนด โดย h_{th} สูงสุดที่ระยะตั้งถ้าวของหัวเตาแบบ CB และ SB คือ 54% และ 60% ตามลำดับ

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากกองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน (สนพ.) ภายใต้โครงการสนับสนุนทุนวิจัยแก่นักศึกษาระดับอุดมศึกษา (แผนเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน)

เอกสารอ้างอิง

1. สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน. ข้อมูลพลังงาน (Energy Database) 2558. ได้จาก: <http://www.eppo.go.th/info/index.html>. เข้าดูเมื่อวันที่ 9 มิถุนายน 2558.
2. วสันต์ โยคเสนะกุล. หัวเผาเชื้อเพลิงแก๊สที่มีการหมุนเวียน ความร้อนและการไหลแบบหมุนวน. วิทยานิพนธ์หลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี; 2547.
3. Weinberg FJ. Heat-recirculating burners: principles and some recent developments. *Combustion Science and Technology* 1986;121:3-22.
4. Yoshizawa Y, Echigo R, Tomimura T. A study on a high performance radiant heater. *Proceedings of the 2nd ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference*; 1987;5:317-23.
5. ณัฐวุฒิ รังสิมันตชาติ. การประยุกต์ใช้วัสดุพอร์ซเลนเพื่อการประหยัดพลังงานในเตาแก๊สหุงต้ม. วิทยานิพนธ์หลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี; 2544.
6. Jugjai S, Rungsimuntuchart N. High efficiency heat recirculating domestic gas burners. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2002;26:581-92.
7. Pantangi VK, et al. Studies on porous radiant burners for LPG (liquefied petroleum gas) cooking applications. *Energy* 2011;1:1-7.
8. Muthukumar P, Shyamkumar PI. Development of novel porous radiant burners for LPG cooking applications. *Fuel* 2011;112:562-6.
9. Shtern V, Borissov A, Hussain F. Temperature distribution in swirling jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1998;41: 2455-67.
10. Tamir A, Elperin T, Yotzer S. Performance characteristics of a gas burner with a swirling central flame. *Energy* 1989;14:373-82.
11. Tamir A. A swirling-flame combustor for lean mixtures. *Combustion Science and Technology* 1993;90:193-209.
12. Hou SS, Ko YC. Influence of oblique angle and heating height on flame structure, temperature field and efficiency of an impinging laminar jet flame. *Energy Conversion and Management* 2005;46:941-58.
13. Gupta AK, Lilley DG, Syred N. *Swirl flows*. Taylor & Francis; 1984.
14. Tamir A, Elperin I, Yotzer S. Performance characteristics of a gas burner with a swirl central flame. *Energy* 1992;14(5):347-62.
15. Saha C, Ganguly R, Datta, A. Heat transfer and emission characteristics of impinging rich methane and ethylene jet flames. *Experimental Heat Transfer* 2008;21:169-87.
16. Chander S, Ray A. Flame impingement heat transfer: a review. *Energy Conversion and Management* 2005;46:2803-37.
17. German Standards and Technical Rules. DIN EN 203-2: Gas-heated Catering Equipment; 1997. p. 17.