

ผลกระทบของขนาดรูหัวฉีดต่อคุณลักษณะการเผาไหม้ของเตาแก๊สหุงต้ม

Effect of Injector Orifice Dimension on Combustion Characteristics of a Gas Cooking Burner

อภินันต์ นามเขต,^{1*} อ่ำไพศักดิ์ ทีบุญมา²

Apinunt Namkhat,^{1*} Umphisak Teeboonma²

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการศึกษาผลกระทบของขนาดรูหัวฉีดต่อคุณลักษณะการเผาไหม้สำหรับเตาแก๊สหุงต้ม เพื่อแสดงปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และการปลดปล่อยมลพิษของเตาแก๊สหุงต้มชนิดความดันสูงขนาด KB-5 โดยทดสอบที่ความดันแก๊สเชื้อเพลิง (P) 0.05-1.34 bar ภายใต้การปรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูหัวฉีดแก๊ส (D_j) ในช่วงจาก 0.6 mm ถึง 1.2 mm ผลจากการศึกษาพบว่า ปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกจะลดลงเมื่อเพิ่มขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูหัวฉีดแก๊ส ซึ่งส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ และปลดปล่อยปริมาณ CO สูง จากผลดังกล่าวจะได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่ขนาดรูหัวฉีดเล็ก ซึ่งข้อมูลที่ได้นี้จะยังเป็นประโยชน์สำหรับการออกแบบชุดหัวเตาประสิทธิภาพสูงในอนาคต

คำสำคัญ: เตาแก๊สหุงต้ม การเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก หัวฉีดแก๊ส ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

Abstract

This article presents a study of the effect of injector orifice dimension on combustion characteristics for a gas cooking burner. The level of the primary air entrainment, thermal efficiency (η_{th}) and pollutants emission were performed using high-pressure burner type i.e. KB-5 size. The burner with a fuel gas pressure of $P = 0.05-1.34$ bar was tested at various injector orifice diameter (D_j) ranging from 0.6 mm to 1.2 mm. It was found that the levels of primary air entrainment are decreased with increasing injector orifice diameter. Therefore, incomplete combustion may occur with a high level of CO emissions. As a result, the levels of thermal efficiency are the maximum at low injector orifice diameter. This information may be helpful in designing a high-performance burner in the future.

Keywords: Cooking burner, Primary air entrainment, Injector orifice, Thermal efficiency

บทนำ

ปัจจุบันทั่วโลกประสบปัญหาสถานการณ์วิกฤตด้านพลังงานที่มีแนวโน้มทวีความรุนแรงมากขึ้นทุกปี จากสถิติการใช้พลังงานของกระทรวงพลังงาน¹ พบว่าประเทศไทยมีการใช้ทรัพยากรธรรมชาติที่เป็นผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียมอย่างกว้างขวาง โดยเฉพาะ แก๊สปิโตรเลียมเหลว หรือ LPG (Liquefied Petroleum Gas) พบว่า ปริมาณการใช้แก๊ส LPG ของ

ประเทศไทยเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องทุกปี โดยตั้งแต่ปี พ.ศ. 2550 ถึง พ.ศ.2554 มีการใช้แก๊ส LPG ในปริมาณ 5,663 ล้านลิตร, 6,587 ล้านลิตร, 6,450 ล้านลิตร, 7,194 ล้านลิตร และ 7,936 ล้านลิตร ตามลำดับ ทั้งนี้พบว่าภาคครัวเรือนใช้แก๊ส LPG ในสัดส่วนที่สูงที่สุด คิดเป็นร้อยละ 38.6 ของปริมาณการใช้ทั้งหมด¹ ดังนั้นเราจึงนำองค์ความรู้มาพัฒนาหัวเตาแก๊สหุงต้มที่ใช้ในภาคครัวเรือน โดยพัฒนาประสิทธิภาพเชิงความร้อน

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

¹ Lecturer, ² Assist. 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, E-mail: n.apinunt@hotmail.com



เพื่อช่วยประหยัดการใช้พลังงานแก๊ส LPG ให้น้อยลง ซึ่งจะเป็นการช่วยลดค่าใช้จ่ายให้แก่ประชาชนและใช้ประโยชน์จากพลังงานเชื้อเพลิงแก๊ส LPG อย่างเต็มประสิทธิภาพ

เตาแก๊สชุดต้มที่นำมาใช้ในปัจจุบันนั้นมีการเผาไหม้ในลักษณะเปิดจึงไม่สามารถนำความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้มาใช้ประโยชน์ได้อย่างเต็มที่ เพราะว่าการถ่ายเทความร้อนจากเปลวไฟไปยังภาชนะถูกจำกัดโดยการพาความร้อนเป็นส่วนใหญ่ ทั้งยังมีการสูญเสียความร้อนเป็นจำนวนมากไปกับแก๊สไอเสียโดยการพาความร้อน² ซึ่งทำให้เตาแก๊สชุดต้มมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ค่อนข้างต่ำ ดังนั้นจึงทำให้เกิดแนวความคิดที่จะทำให้เตาแก๊สชุดต้มมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงขึ้น โดยการนำความร้อนหมุนเวียนกลับมาใช้ใหม่³⁻⁸ ซึ่งจะนำเอาวัสดุพอรุนเข้ามาช่วยในการหมุนเวียนความร้อนเนื่องจากวัสดุพอรุนมีลักษณะเด่นคือ สามารถเป็นได้ทั้งตัวรับความร้อนและตัวแผ่รังสีความร้อน โดยจะนำความร้อนจากไอเสียมาทำการอุ่นอากาศส่วนแรก (Primary Air) ก่อนที่จะผสมกับเชื้อเพลิง ซึ่งจะช่วยให้เตาแก๊สชุดต้มมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้น

นอกจากนี้ยังพบว่ามีการศึกษาการพัฒนาารูทางออกของเปลวไฟ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สชุดต้ม โดยการปรับปรุงหัวเตาแก๊สแบบทั่วไป (Conventional Burner, CB) มาเป็นแบบหมุนวน (Swirl Burner, SB) การไหลแบบหมุนวนของเปลวไฟส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนสู่ภาชนะมากขึ้น⁹ เนื่องจากการหมุนวนของเปลวไฟก่อให้เกิดแรงเฉือน ซึ่งช่วยเพิ่มระยะเวลาในการสัมผัสของเปลวไฟกับภาชนะ และการผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศ¹⁰⁻¹² นอกจากนี้ยังพบว่าการไหลแบบหมุนวนช่วยดึงดูดอากาศส่วนที่สองมากขึ้น¹³ ส่งผลต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้ Abraham Tamir และคณะ 1992¹⁴ ได้ศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สชุดต้มที่ใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ ซึ่งพบว่าหัวเตาแบบหมุนวนที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดจะมีลักษณะเฉพาะคือ มุมเงย (°) เท่ากับ 26 องศา มุมเอียง (°) เท่ากับ 15 องศา โดยประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเตาแบบเดิมมีค่าประมาณ 52% แต่เมื่อเปลี่ยนมาใช้แบบ SB ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเตามีค่าประมาณ 58% ทั้งนี้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สชุดต้มอาศัยการถ่ายเทความร้อนของเปลวไฟเป็นหลัก ดังนั้นระยะห่างระหว่างหัวเตาถึงก้นภาชนะจึงมีความสำคัญ^{15,16} ด้วยเช่นกัน

ในอดีตที่ผ่านมาการออกแบบและสร้างชุดหัวเตา ยังทำได้ไม่ดีเช่น มิติของหัวฉีด มิติของท่อผสม และมีติของหัวเตาไม่สัมพันธ์กัน ส่งผลให้ปริมาณอากาศส่วนแรกที่ถูกเหนี่ยว

นำเข้ามาผสมกับแก๊สเชื้อเพลิงมีปริมาณต่ำ และเมื่อมีการเผาไหม้โดยการอุ่นอากาศก่อนยิ่งทำให้ปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ลดต่ำลงอีก¹⁷ เนื่องจากอากาศถูกอุ่นให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นแล้วเกิดการขยายตัว จากปริมาณอากาศที่ไม่เพียงพอทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์เกิดมลพิษสูงและให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำจึงส่งผลให้ไม่ประหยัดพลังงาน จากความสำคัญของปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ จึงทำให้มีผู้ทำการศึกษาถึงคุณลักษณะการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกของชุดหัวเตา โดย Pritchard และคณะ 1977¹⁸ ศึกษาทางทฤษฎีถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆที่ส่งผลต่อคุณลักษณะของการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ โดยอาศัยหลักการอนุรักษ์พลังงาน และโมเมนตัมของเจ็ตที่ไหลผ่านภายในหัวฉีดแก๊สและท่อผสม พบว่าการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกขึ้นอยู่กับอัตราการป้อนเชื้อเพลิง ชนิดของแก๊สเชื้อเพลิง มิติของหัวฉีด มิติของท่อผสม และมีติของหัวเตา ต่อมา Singh และคณะ 1999¹⁹ สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกแล้วเปรียบเทียบกับผลทางด้านทฤษฎี¹⁸ โดยทำการปรับความหนาแน่นของแก๊สเชื้อเพลิง พบว่าผลจากการศึกษาให้ค่าใกล้เคียงกับทฤษฎี โดยปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกจะสูงขึ้นเมื่อเพิ่มความหนาแน่นของแก๊สเชื้อเพลิง และเมื่อเร็ว ๆ นี้ Singh และคณะ²⁰ ศึกษาปริมาณอากาศส่วนแรกจากการทดลองเพื่อเปรียบเทียบกับผลทางด้านทฤษฎี¹⁸ พบว่าผลจากการศึกษาให้ค่าใกล้เคียงกับทฤษฎี โดยปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกจะสูงขึ้นเมื่อเพิ่มสัดส่วนของขนาดท่อผสมต่อหัวฉีดแก๊สจากการศึกษาที่ผ่านมาเน้นการหาปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้จะพิจารณาเฉพาะกรณีไม่มีการเผาไหม้ (Cold Test) ซึ่งไม่สะท้อนความเป็นจริงที่เกิดขึ้นในการทำงานของเตาแก๊สชุดต้ม

ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาอิทธิพลของขนาดรูหัวฉีดแก๊สต่อปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก กรณีที่มีการเผาไหม้ (Hot Test) พร้อมทั้งประสิทธิภาพเชิงความร้อนและการปลดปล่อยมลพิษของหัวเตาแก๊สชุดต้มขนาด KB-5 ซึ่งจะเป็นข้อมูลพื้นฐานช่วยนำไปสู่การออกแบบชุดหัวเตาที่มีประสิทธิภาพสูงต่อไปในอนาคต

วิธีการดำเนินงานวิจัย

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองหาปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและการปลดปล่อยมลพิษของหัวเตามีลักษณะดัง Figure 1 ซึ่งมีส่วนประกอบหลักๆสองส่วนคือ ส่วนแรกเป็นชุดหัวเตาแก๊สชุดต้มที่ใช้ในการทดสอบซึ่งจะเป็นเตาแก๊สที่มีขายกันทั่วไปตามท้องตลาด

(Conventional Burner, CB) ซึ่งการทดลองในครั้งนี้จะใช้หัวเตาขนาด KB-5 โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเตาเป็น 5 นิ้ว และทำการปรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูหัวฉีดแก๊ส คือ 0.6, 0.7, 0.8, 1.0 และ 1.2 mm ซึ่งรายละเอียดของเตาแสดงใน Table 1 โดยเตาแก๊สหัวฉีดมีขนาดพื้นที่รูทางออกของเปลวไฟรวม 245.437 mm² ขนาดพื้นที่คอคอดเท่ากับ 314.159 mm² และขนาดรูหัวฉีดแก๊ส 5 ขนาด ดังที่ได้กล่าวมาข้างต้น ในขณะที่เดียวกันรายละเอียดเกี่ยวกับรูทางออกของเปลวไฟแสดงใน Table 2 ส่วนที่สองของชุดการทดลองจะเป็นชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดและเก็บข้อมูลในการทดลองโดยอาศัยเครื่องวัดปริมาณแก๊สไอเสีย (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 ในการเก็บบันทึกค่าอุณหภูมิของน้ำ ณ เวลาใดๆ ซึ่งจะทำให้การพ่วงกับคอมพิวเตอร์ เพื่อใช้ทดลองหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหัวฉีด

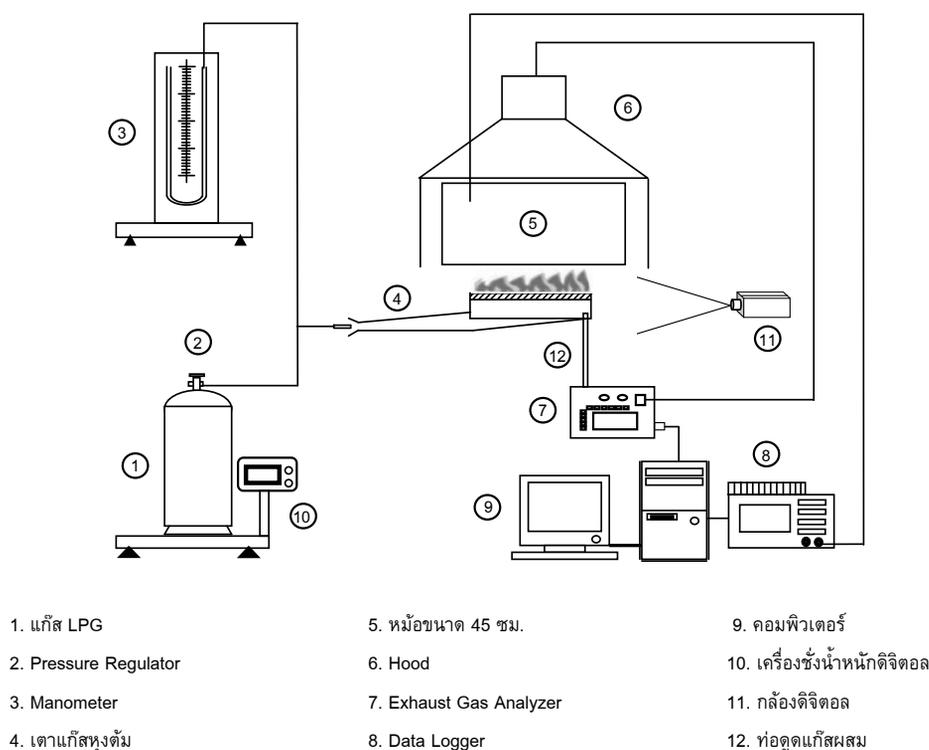
Table 1 Specifications of different burners

No.	Injector Orifice Diameter (D_i), mm	Throat Area (A_t), mm ²	Total Port Area (A_p), mm ²
1	0.6	314.159	245.437
2	0.7	314.159	245.437
3	0.8	314.159	245.437
4	1.0	314.159	245.437
5	1.2	314.159	245.437

Table 2 Specifications of burner ports

Burner Type	Number of Port Diameter (mm)					Port Area (mm ²)
	1.5	2	2.5	3	3.5	
KB-5	50	50	-	-	-	245.437

ขั้นตอนการทดลองเริ่มจากการเปิดแก๊สเชื้อเพลิงจากถังบรรจุแก๊ส ซึ่งจะใช้ Pressure Regulator เป็นตัวควบคุมปริมาณการไหลของแก๊สเชื้อเพลิง โดยมีการชั่งน้ำหนักของแก๊สเชื้อเพลิง LPG ที่ลดลงจากการทดลอง ด้วยเครื่องชั่งน้ำหนักดิจิทัล


Figure 1 Schematic diagram of the experiment setup



เพื่อคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของแก๊ส (\dot{m}_{LPG}) ขณะเดียวกันความดันของแก๊สเชื้อเพลิงจะถูกวัดด้วย Manometer ที่เป็นปรอท จากนั้นแก๊สจะถูกพ่นออกจากหัวฉีดเข้าไปในท่อผสม อากาศที่อยู่รอบๆทางเข้าท่อผสมจะถูกเหวี่ยงผ่านช่องอากาศส่วนแรกเข้าไปในท่อผสมพร้อมกับแก๊สเชื้อเพลิงโดยอาศัยการถ่ายเทโมเมนตัมระหว่างแก๊สเชื้อเพลิงและอากาศโดยรอบ จากนั้นส่วนผสมของอากาศส่วนแรกและแก๊สเชื้อเพลิงจะไหลผ่านรูทางออกเปลวไฟ และถูกติดไฟให้เปลวไฟชนิดผสมมาก่อน (Premixed Flame) การวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะอ้างอิงตามมาตรฐาน DIN EN 203-2:1997²¹ โดยทำการเลือกขนาดของหม้อภาชนะ (Pot) ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 45 เซนติเมตร ซึ่ง Hood ที่ทำการวัดไอเสียสามารถครอบได้ และเติมน้ำปริมาณ 30.6 กิโลกรัมลงในหม้อภาชนะ ทำการต้มน้ำจากอุณหภูมิห้องจนกระทั่งถึงประมาณ 90 °C จากนั้นทำการบันทึกค่าอุณหภูมิและเวลาที่ใช้ในการทดสอบ พร้อมทั้งบันทึกค่าปริมาณไอเสีย (CO, NO_x) และถ่ายรูปเปลวไฟที่ได้ โดยทำการทดลองกรณีเตาที่มีขนาดหัวฉีดแก๊สคือ 0.6, 0.7, 0.8, 1.0 และ 1.2 mm แล้วทำการเปรียบเทียบผลการทดลอง สมการที่ใช้ในการคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนแสดงดังสมการ (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)

จากนั้นทำการวัดปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ โดยส่วนผสมของอากาศส่วนแรกและเชื้อเพลิงที่อยู่บริเวณหัวเผาจะถูกดูดผ่านไปยังเครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust Gas Analyzer) แสดงดัง Figure 1 สามารถวัดปริมาณแก๊สออกซิเจน (%O₂) ออกมา เพื่อใช้ในการคำนวณหาปริมาณอากาศส่วนแรก (PA) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ (2)^{22, 23}

$$PA = \frac{\%O_2}{(A/F)_{stoi} \times (21 - \%O_2)} \times 100 \quad (2)$$

- เมื่อ PA คือ ปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ (%)
 $(A/F)_{stoi}$ คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี (-)
 $\%O_2$ คือ ปริมาณออกซิเจนที่วัดได้ (%)

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดลองที่เงื่อนไขเดิมซ้ำ 3 ครั้ง เพื่อหาค่าเฉลี่ยในการรายงานผล ดังนั้นในการทดลองแต่ละเงื่อนไข การปรับค่าความดันแก๊สเชื้อเพลิงจึงมีความสำคัญอย่างยิ่ง เพื่อให้ผลการทดลองที่ได้มีความถูกต้องและแม่นยำมากขึ้น จึงได้นำเอา Manometer ที่เป็นปรอท มาใช้วัดความดันของแก๊ส LPG ในครั้งนี้

ผลการทดลอง

การศึกษาโครงสร้างของเปลวไฟ อาศัยการสังเกตโดยการบันทึกภาพจากกล้องดิจิทัล ผลการเปรียบเทียบรูปร่างเปลวไฟระหว่างหัวเตาแบบ Free Flame และ Impinging Flame แสดงดัง Figure 2 โดยยกตัวอย่างนำเสนอเฉพาะกรณีหัวฉีดแก๊สขนาด $D_i = 0.7$ mm เนื่องจากที่ขนาดหัวฉีดแก๊สอื่น (0.6, 0.8, 1.0 และ 1.2 mm) ก็ให้ผลการทดลองที่เหมือนกัน การทดสอบเริ่มต้นโดยการปรับความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิงซึ่งความดันป้อนที่เลือกใช้คือ 0.13, 0.40, 0.80 และ 1.34 bar ตามลำดับ พบว่า เมื่อเพิ่มความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิงมากขึ้นส่งผลให้เปลวไฟยาวขึ้นและสัมผัสผิวกันหม้อเพิ่มมากขึ้นและมีเปลวไฟบางส่วนล้นกันหม้อ เนื่องจากความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิงที่มากขึ้นส่งผลให้ความเร็วการไหลของแก๊สผสมเพิ่มสูงขึ้น ในขณะที่เปลวไฟอุณหภูมิสูงไปสัมผัสผิวกันหม้อที่มีอุณหภูมิต่ำกว่ามาก ๆ จะส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์เนื่องจากอิทธิพลของเปลวไฟดับ^{12, 16} (Flame Quenching) ซึ่งสามารถสังเกตได้จากสีของเปลวไฟ โดยจะมีสีเหลืองเพิ่มมากขึ้น ซึ่งแสดงถึงการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ เกิดการปลดปล่อยมลพิษหรือเขม่าในปริมาณสูง

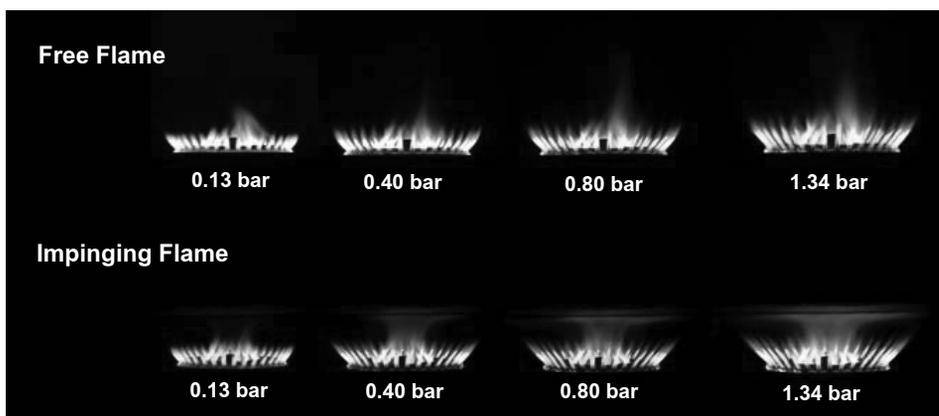


Figure 2 Effecting of gas fuel supply pressure on flame structure at $D_i = 0.7$ mm

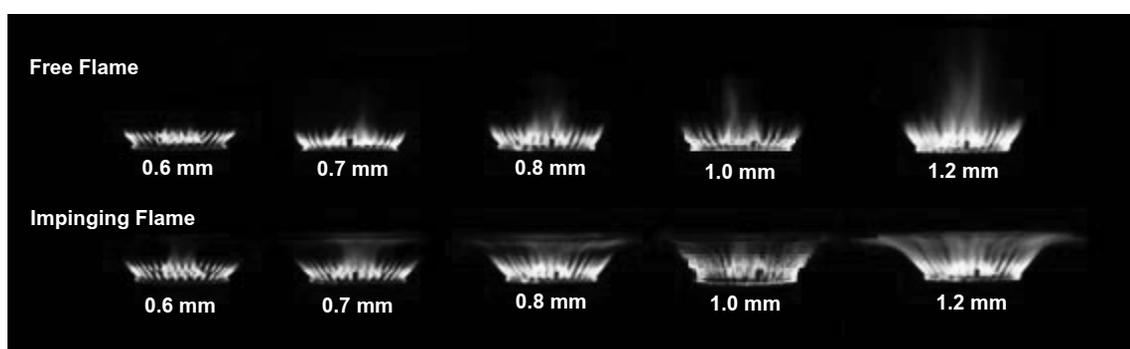


Figure 3 Effecting of injector orifice diameter on flame structure at $P = 0.80$ bar

อิทธิพลของขนาดรูหัวฉีดแก๊สต่อรูปร่างของเปลวไฟระหว่างหัวเตาแบบ Free Flame และ Impinging Flame แสดงดัง Figure 3 โดยยกตัวอย่างนำเสนอเฉพาะกรณีที่มีความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิง $P = 0.80$ bar เนื่องจากที่ความดันป้อนอื่นก็ให้ผลการทดลองที่เหมือนกัน โดยทำการปรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูหัวฉีดแก๊สคือ 0.6, 0.7, 0.8, 1.0 และ 1.2 mm ตามลำดับ พบว่า เมื่อขนาดรูหัวฉีดแก๊สเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้เปลวไฟยาวและมีสีเหลือง เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ เนื่องจากเมื่อเพิ่มขนาดรูหัวฉีดแก๊สใหญ่ขึ้น ส่งผลให้ลำเจ็ตของเชื้อเพลิงขัดขวางทางเข้าของอากาศส่วนแรกที่ถูกเหนี่ยวนำตรงบริเวณปากทางเข้าของท่อผสม ซึ่งปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกจะส่งผลกระทบต่อกระบวนการเผาไหม้โดยตรง

ผลการศึกษ ปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ แสดงดัง Figure 4 พบว่า ปริมาณ Primary Aeration (PA) จะค่อยๆเพิ่มขึ้นตามค่าความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิง (P) เนื่องจากโมเมนตัมที่ทางออกหัวฉีดแก๊สสูง และสามารถเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกที่อยู่บริเวณใกล้ๆ หัวฉีดแก๊สได้มากขึ้น จนกระทั่งคงที่เมื่อค่าความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิงสูงๆ เนื่องจากถูกกำกับโดยขนาดของท่อผสมและ

ทางออกของเปลวไฟ และพบว่าปริมาณ Primary Aeration (PA) จะมีค่าลดลงเมื่อเพิ่มขนาดรูหัวฉีดแก๊สใหญ่ขึ้น เนื่องจากลำเจ็ตของเชื้อเพลิงที่ใหญ่ขึ้น จะไปขัดขวางทางเข้าของอากาศส่วนแรกที่ถูกเหนี่ยวนำตรงบริเวณปากทางเข้าของท่อผสม ซึ่งปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกจะส่งผลกระทบต่อกระบวนการเผาไหม้โดยตรง

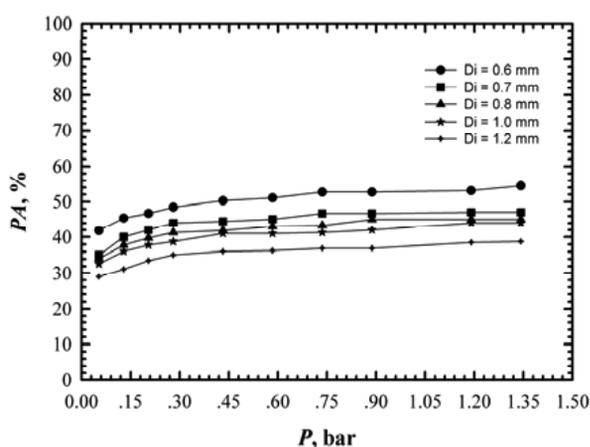


Figure 4 Typical primary aeration of a burner



ผลการวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_{th}) ของหัวเตาแก๊สหุงต้มแสดงดัง Figure 5 พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะมีค่าสูงสุดที่ค่าความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิงเท่ากับ 0.30 bar และจะมีค่าลดน้อยลงที่ค่าความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิงต่ำสุดและสูงสุด เนื่องจากการสูญเสียความร้อน (Heat Loss) ที่เพิ่มมากขึ้น นอกจากนั้นยังพบว่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะลดลงเมื่อเพิ่มขนาดรูหัวฉีดแก๊สใหญ่ขึ้น เนื่องจากการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกได้น้อย ทำให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ ดังนั้นอุณหภูมิการเผาไหม้จะลดต่ำลง และพบว่าขนาดรูหัวฉีดแก๊สที่เหมาะสมคือ $D_i = 0.8$ mm เนื่องจากให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่มีค่าสูงตลอดช่วงการทำงาน

การศึกษาการปลดปล่อยมลพิษประกอบด้วย CO และ NO_x ซึ่งกรณีการปลดปล่อย CO ของหัวเตาแสดงดัง Figure 6 พบว่าที่ความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิงต่ำๆ จะให้ปริมาณการปลดปล่อย CO น้อยเนื่องจากเปลวไฟสั้นและอยู่ห่างกันหม้อภาชนะ ส่งผลให้ไม่เกิด

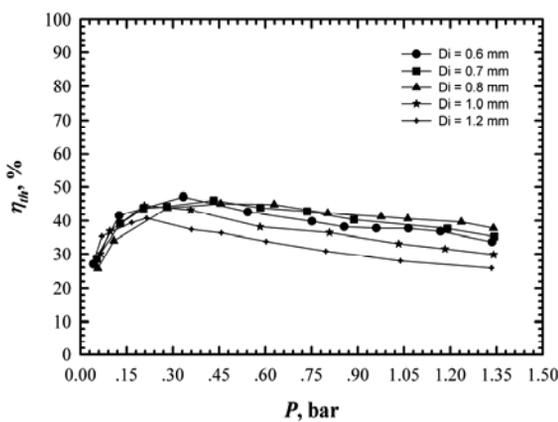


Figure 5 Typical thermal efficiency of a burner

ปรากฏการณ์ Flame Quenching^{12, 16} ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ จากนั้นเมื่อเพิ่มความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิงทำให้เปลวไฟยาวขึ้นและสัมผัสกันหม้อ เกิด Flame Quenching เพิ่มสูงขึ้น ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ โดยปลดปล่อย CO ปริมาณสูง และเมื่อเพิ่มความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิงสูงสุดทำให้เปลวไฟเกิดความปั่นป่วนและเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่สองเข้ามาเผาไหม้ได้มากขึ้น ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์และการปลดปล่อย CO มีแนวโน้มลดลง นอกจากนั้นพบว่าเมื่อเพิ่มขนาดรูหัวฉีดแก๊สใหญ่ขึ้น จะส่งผลให้มีการปลดปล่อย CO เพิ่มมากขึ้น เนื่องจากการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ลดน้อยลง ดังที่ได้กล่าวมาก่อนหน้า

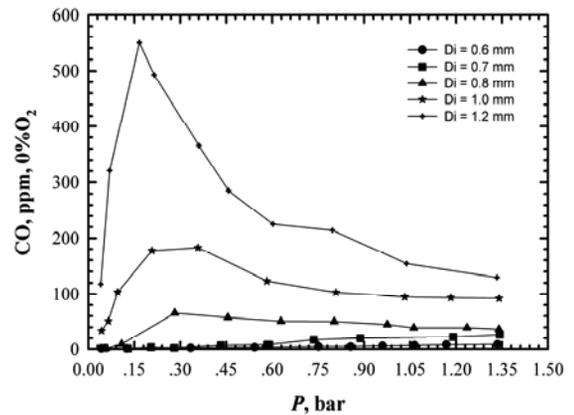


Figure 6 Typical CO emission of a burner

การปลดปล่อยมลพิษ NO_x ของหัวเตาแสดงดัง Figure 7 พบว่าความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิง (P) ไม่มีผลต่อค่าปริมาณการปลดปล่อยมลพิษ NO_x ของหัวเตาแก๊ส นอกจากนั้นพบว่า เมื่อเพิ่มขนาดรูหัวฉีดแก๊สส่งผลให้การปลดปล่อยค่า NO_x เพิ่มขึ้น เนื่องจากขนาดรูหัวฉีดแก๊สที่ใหญ่ขึ้นทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของแก๊สเชื้อเพลิง (\dot{m}_{LPG}) เพิ่มมากขึ้น ดังนั้นค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิง (Firing Rate) จะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้น และส่งผลให้ปริมาณค่า Thermal NO_x นั้นมีค่าเพิ่มสูงขึ้น

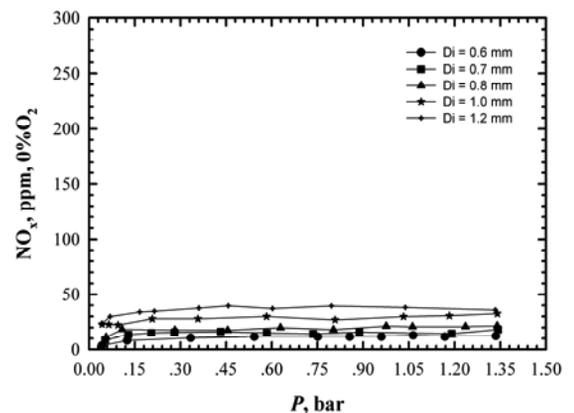


Figure 7 Typical NO_x emission of a burner

สรุปผลและวิจารณ์ผลการทดลอง

จากการศึกษาผลกระทบของขนาดรูหัวฉีดแก๊สต่อการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และการปลดปล่อยมลพิษของเตาแก๊สหุงต้ม สามารถสรุปได้ดังนี้

ปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก จะค่อยๆ เพิ่มขึ้นตามค่าความดันป้อนแก๊สเชื้อเพลิงจนกระทั่งคงที่เนื่องจากถูกกำกับโดยขนาดของท่อผสมและทางออกของเปลวไฟ



ขนาดรูหัวฉีดแก๊สที่เหมาะสมคือ $D_i = 0.8$ mm เนื่องจากให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่มีค่าสูงตลอดช่วงการทำงาน

เมื่อเพิ่มขนาดรูหัวฉีดแก๊สใหญ่ขึ้น จะส่งผลให้มีการปลดปล่อย CO เพิ่มมากขึ้น เนื่องจากการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ลดน้อยลง

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี ที่ให้การสนับสนุนงานวิจัยนี้

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 รังสิมันตุชาติ. การประยุกต์ใช้วัสดุพอร์นเพื่อการประหยัดพลังงานในเตาแก๊สหุงต้ม. 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;1-7.
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. James R, Maughan James R, Cahoe Reza Ghassemzadeh. Autoregulation of primary aeration for atmospheric burners. United States Patent. Patent No. 5104311, 1992.
18. Pritchard R, Guy JJ, Cornner NE. *Handbook of industrial gas utilization engineering principles and practice*. New York: Van Nostrand Reinhold Company; 1977. p. 216-313.
19. Singh G, Sundararajan T, Shet USP. Entrainment and mixing studies for a variable density confined jet. *Numer. Heat Transfer, Part A* 1999;35:205-23.
20. Singh G, Sundararajan T, Bhaskaran KA. Mixing and entrainment characteristics of circular and noncircular confined jets. *Journal of Fluids Engineering* 2003;125:835-42.
21. German Standards and Technical Rules. DIN EN 203-2: Gas-heated Catering Equipment; 1997. p. 17.



22. Namkhat A, Jugjai S. Primary air entrainment characteristics for a self-aspirating burner: Model and experiments. *Energy* 2010;35(4):1701-8.
23. Namkhat A, Jugjai S. Prediction of total equivalence ratio for a self-aspirating burner. *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering (JRAME)* 2012;1(2):31-6.