

การศึกษาการไหลของอากาศที่ผสมกับแก๊สเชื้อเพลิงในท่อผสมของหัวเตาแก๊สหุงต้ม
ขนาด KB-5 โดยใช้การจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
CFD Simulation for Air-Fuel Gas Mixing Flow
in Mixing Tube of a KB-5 Cooking Burner

ณรงค์ศักดิ์ ปิยะไพโร¹, ธนรัฐ ศรีวีระกุล^{1*} มานะ วิชางาม² และอภิรักษ์ นามเขต¹

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี
85 ถ.สถลมารค ต.เมืองศรีโค อ.วารินชำราบ จ.อุบลราชธานี 34190

² วิทยาลัยสารพัดช่างอุบลราชธานี 35 ถ.จنگลนิธารณ ต.ในเมือง อ.เมือง จ.อุบลราชธานี 34000

* E-mail: tsriveerakul@yahoo.com, โทรศัพท์ 0-4535-3309, โทรสาร 0-4535-3308

บทคัดย่อ

บทความนี้ นำเสนอผลการจำลองการไหลของอากาศที่ผสมกับแก๊สเชื้อเพลิงในท่อผสมของหัวเตาแก๊สหุงต้มขนาด KB-5 เพื่อศึกษาพฤติกรรมการไหลของอากาศที่ผสมกับแก๊สเชื้อเพลิงด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD) โดยการใช้โปรแกรม Fluent 6.3 ในรูปแบบการไหลแบบปั่นป่วน k-ε ชนิด RNG คำนวณร่วมกับแบบจำลอง species transport แบบไม่มีปฏิกิริยาการเผาไหม้ การทดสอบความน่าเชื่อถือของแบบจำลองทำโดยการเปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลองกับ ผลการคำนวณจากสมการเชิงทฤษฎี ผลการทดลองแบบ Cold test (PIV) และ Cold test (Oxygen sensor) ที่ความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 280 mmH₂O จากงานวิจัยที่ผ่านมา พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนของค่า Primary aeration (PA) เท่ากับ 8.33%, 6.07% และ 4.21% ตามลำดับ นอกจากนี้ยังพบว่าผลจากแบบจำลองสามารถใช้อธิบายพฤติกรรมการไหลผสมที่เกิดขึ้นในหัวเตาแก๊สหุงต้มได้เป็นอย่างดี

คำหลัก: หัวเตาแก๊สหุงต้ม KB-5, พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ, การไหลแบบปั่นป่วน

Abstract

This paper presents simulation results of air-fuel gas mixing flow in mixing tube of a KB-5 cooking burner. Computational Fluid Dynamics (CFD) software, Fluent 6.3, was used to study the mixing flow characteristic of air and fuel gas. The RNG k-ε turbulence model and species transport without combustion reaction model was used to simulate the flow characteristic. The reliability of the model was proved. The simulation results were compared with the results obtained from theoretical formulation, Cold test (PIV) and Cold test (Oxygen sensor) at 280 mmH₂O of the fuel gas injection pressure. It was found that the errors of primary aeration (PA) are 8.33%, 6.07% and 4.21%, respectively. Moreover, it was found that the simulation results can be effectively used to explain the mixing flow characteristic in the KB-5 cooking burner.

Keywords: KB-5 Gas cooking burner, CFD, Turbulence

1. บทนำ

ในปัจจุบันมีการใช้แก๊สหุงต้มกันอย่างกว้างขวางทั้งในภาคครัวเรือนและร้านอาหารโดยจากรายงานสถิติพลังงานของประเทศไทย 2555 [1] ของกระทรวงพลังงานพบว่าสัดส่วนการใช้แก๊สหุงต้มที่ใช้ในภาคครัวเรือนคิดเป็น 38.6% ของปริมาณที่ใช้ทั้งหมดภายในประเทศ นอกจากนี้ยังใช้เป็นเชื้อเพลิงในโรงงานอุตสาหกรรม 10.4% เชื้อเพลิงในรถยนต์ 13.4% เป็นวัตถุดิบในการผลิต 30.7% และอื่นๆ 6.9% โดยประมาณ จะเห็นว่าสัดส่วนของการใช้ในภาคครัวเรือนสูงที่สุด ดังนั้นถ้าสามารถใช้พลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพในภาคครัวเรือนได้ ก็จะเป็นการประหยัดพลังงานได้โดยรวม

การใช้แก๊สหุงต้มในครัวเรือนนั้น จำเป็นต้องใช้ร่วมกับหัวเตาแก๊สหุงต้ม โดยแก๊สเชื้อเพลิงจะไหลผ่านหัวฉีดและผสมกับอากาศภายในท่อผสมแล้วเกิดการเผาไหม้ที่พอร์ตทางออก ซึ่งเตาแก๊สที่ใช้กันอยู่นั้นมีการเผาไหม้ในลักษณะเปิดจึงไม่สามารถนำเอาความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้มาใช้ประโยชน์ได้อย่างเต็มที่ เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากเปลวไฟไปยังภาชนะถูกจำกัดโดยการพาความร้อนเป็นส่วนใหญ่ทั้งยังมีการสูญเสียความร้อนเป็นจำนวนมากไปกับแก๊สไอเสียโดยการพาความร้อนออกด้านข้างภาชนะทำให้การใช้เตาแก๊สหุงต้มโดยทั่วไปมีสมรรถนะค่อนข้างต่ำ ดังนั้นจึงมีงานวิจัยหลายงาน ที่พยายามจะศึกษาและพัฒนาสมรรถนะของหัวเตาให้สูงขึ้น ซึ่งต่างก็ใช้วิธีการแตกต่างกันไปดังนี้ งานวิจัยกลุ่มแรกเป็นการนำความร้อนหมวนเวียนกลับมาใช้ใหม่ และการใช้ประโยชน์จากวัสดุพอรุน ([2], [3], [4] และ [5]) กลุ่มที่สองเป็นงานวิจัยด้านการพัฒนาพอร์ตทางออกของหัวเตา อันได้แก่ การปรับรูปร่างหัวเตาแก๊สแบบทั่วไป (Conventional Burner, CB) มาเป็นแบบหมวนวน (Swirl Burner, SB) [6] และ การออกแบบรูแก๊สไหลออกจากหลักเกณฑ์ของหัวเตาแบบ SB นำมาออกแบบเป็นหัวเตาแบบ Swirl flow central flame Burner (NB) โดยปรับค่ามุมเงยของรูแก๊สที่พอร์ตทางออกช่วยเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนได้ [7] กลุ่มที่สาม

เป็นกลุ่มที่ศึกษาสมรรถนะของหัวเตาที่มีอยู่แล้ว ได้แก่ งานวิจัยของ U. Makmool และคณะ [8] ได้ทำการทดสอบสมรรถนะของตัวอย่างหัวเตาแก๊สที่มีในประเทศไทย ด้วยวิธี particle image velocimetry (PIV) พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนและการปล่อยมลพิษของหัวเตาที่มีการทดสอบมาก่อนสอดคล้องกับเวกเตอร์ความเร็วของเปลวไฟที่ได้จากการทดสอบด้วยวิธี PIV ซึ่งลักษณะพอร์ตทางออกของหัวเตามีผลต่อทิศทางการไหลและประสิทธิภาพเชิงความร้อนมาก Shuhn-Shyurng Hou และคณะ [9] ศึกษาสมรรถนะของหัวเตาแก๊สความดันต่ำแบบเปลวไฟหมวนวน (SB) ที่มีในประเทศได้พบว่าหัวเตามีสมรรถนะสูงกว่าหัวเตาแบบทั่วไป (CB) A. Namkhat and S. Jugjai [10] ศึกษาลักษณะของ primary air entrainment ของเตาแก๊สหุงต้ม เปรียบเทียบระหว่างแบบจำลองเชิงทฤษฎีกับการทดลอง 2 แบบคือ hot test และ cold test พบว่า primary aeration กรณีของ hot test ต่ำกว่า cold test ประมาณ 22% ดังนั้นในการออกแบบหัวเตาจึงควรคำนึงถึงอุณหภูมิจากการเผาไหม้ด้วย และยังได้สร้าง empirical formula แสดงความสัมพันธ์ของ primary aeration ระหว่าง hot test กับ cold test ไว้ อีกด้วย กลุ่มสุดท้ายเป็นงานวิจัยที่ใช้วิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณช่วยในการวิเคราะห์การไหลในหัวเตาแก๊ส ซึ่งพบว่าจำนวนของงานวิจัยด้านนี้ยังมีน้อย ตัวอย่างได้แก่ Azeman Mustafa และ Noor Shawal Nasri [11] ได้ศึกษาลักษณะการไหลผสมของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงภายในหัวเตาแก๊สความดันต่ำด้วยวิธีการคำนวณพลศาสตร์ของไหล (CFD) ผลที่ได้สอดคล้องกับลักษณะการทำงานจริงของการไหลในท่อผสม และพบว่าการผสมกันของเชื้อเพลิงกับอากาศขึ้นกับองค์ประกอบของเชื้อเพลิงที่ใช้และเชื้อเพลิงที่มี molecular weight ต่ำกว่าจะให้ primary air สูงกว่าเนื่องจากความเร็วของการไหลสูงกว่าที่ความดันหัวฉีดเดียวกัน ทำให้เกิดความดันสูญญากาศต่ำกว่ามีผลให้ดูดอากาศเข้าได้มากกว่า แต่เป็นงานวิจัยที่ใช้แก๊สเชื้อเพลิง และหัวเตาแก๊สหุงต้มเฉพาะในประเทศ

มาเลเซีย อีกทั้งผลการจำลองจากงานวิจัยนี้ยังไม่ได้รับการตรวจสอบผลที่ได้กับผลจากการทดลอง

จากงานวิจัยที่ผ่านมาจะเห็นว่าส่วนใหญ่จะมุ่งเน้นการเพิ่มสมรรถนะด้วยการปรับปรุงหัวเตาบริเวณพอร์ตทางออก สำหรับส่วนของท่อผสมและหัวฉีดแล้วยังมีการศึกษากันเป็นส่วนน้อย ซึ่งท่อผสมและหัวฉีดของหัวเตาแก๊สหุงต้มจะมีลักษณะการทำงานแบบอินเจ็คเตอร์ หรือ อีเจ็คเตอร์ จากงานวิจัยด้าน อีเจ็คเตอร์ [12] และ [13] พบว่าเงื่อนไขการทำงานและรูปร่างลักษณะของท่อผสมและหัวฉีด จะส่งผลต่อคุณลักษณะการไหลผสมของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงในท่อผสม ซึ่งจะมีผลต่อสมรรถนะของหัวเตาแก๊สหุงต้มเป็นอย่างมาก ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้นำวิธีการคำนวณพลศาสตร์ของไหลมาใช้ศึกษาคุณลักษณะและพฤติกรรมของการไหลผสมกันของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงในท่อผสมของหัวเตาแก๊สหุงต้มในภาคครัวเรือน

2. ทฤษฎีที่ใช้ในการวิจัย

งานวิจัยนี้มีตัวแปรหลักที่สนใจศึกษาคือปริมาณอากาศส่วนแรกที่ถูกดูดเข้าไปผสมกับแก๊สเชื้อเพลิง LPG ซึ่งอยู่ในรูปของค่า Primary aeration โดยจะขึ้นอยู่กับค่า entrainment ratio ดังสมการ

$$PA = \frac{R}{(A/F)_{stoi}} \times 100 \tag{1}$$

เมื่อ PA คือ Primary aeration

R คือ entrainment ratio

ค่า entrainment ratio คืออัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลของอากาศกับแก๊สเชื้อเพลิง ดังสมการ (2) และสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของแก๊สเชื้อเพลิง (Momentum rate of fuel gas) [10] ดังสมการ (3) และ (4)

$$R = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_g} \tag{2}$$

$$R = \frac{-(1+\sigma)}{2} + \sqrt{\frac{\dot{M}_g LHV \sigma A_p C_d p}{A_i u_g q \sqrt{1+C_L}}} \tag{3}$$

$$\dot{M}_g = \dot{m}_g u_g = \frac{12.78 A_i u_g W C_d i \sqrt{P_i}}{LHV} \tag{4}$$

เมื่อ \dot{V}_a, \dot{V}_g คืออัตราการไหลของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงตามลำดับ (m^3/s)

\dot{M}_g คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของแก๊สเชื้อเพลิง ($kg \cdot m/s^2$)

\dot{m}_g คือ อัตราการไหลของแก๊สเชื้อเพลิง (kg/s)

u_g คือ ความเร็วของแก๊สเชื้อเพลิง (m/s)

σ คือ ความดันสัมพัทธ์ของแก๊สเชื้อเพลิง

Cd_i, Cd_p คือ Discharge coefficient ที่ทางออกของหัวฉีดและพอร์ตทางออกของหัวเตาตามลำดับ

C_L คือ Loss coefficient

A_i, A_p คือ พื้นที่หน้าตัดทางออกของหัวฉีดและพอร์ตทางออกของหัวเตา ตามลำดับ (m^2)

q คือ พลังงานความร้อนที่ป้อน (W)

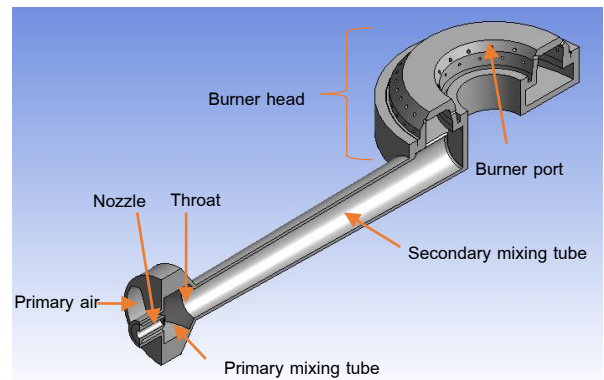
P_i คือ ความดันทางออกของหัวฉีด (Pa)

W คือ Wobbe number (MJ/m^3)

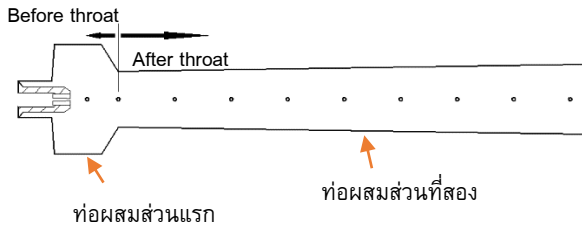
3. การสร้างแบบจำลอง

3.1 แบบจำลองหัวเตาแก๊ส

งานวิจัยนี้จะเกี่ยวข้องกับปัญหาของการไหลในท่อผสมของหัวเตาแก๊สขนาด KB-5 ดังนั้นจึงได้จำลองรูปหัวเตาตามขนาดจริงแบบ 3 มิติ ดังรูปที่ 1 ซึ่งเป็นตัวอย่างหัวเตาราคาถูกที่มีขายทั่วไปตามท้องตลาด



รูปที่ 1 แบบจำลอง 3 มิติ ของหัวเตาแก๊สขนาดKB-5



รูปที่ 2 จุดแสดงตำแหน่งที่ใช้ในการวิเคราะห์การไหลในท่อผสม

แก๊สเชื้อเพลิงจะไหลผ่านหัวฉีด (Nozzle) ด้วยความเร็วสูงซึ่งเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก (Primary air) ผสมกันในท่อผสมส่วนแรก (Primary mixing tube) จากนั้นไหลผ่านคอคอด (Throat) เข้าไปผสมกันอีกครั้งในท่อผสมส่วนที่สอง (Secondary mixing tube) ซึ่งมีลักษณะเป็นท่อ diffuser โดยที่ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางและพื้นที่หน้าตัดจะไม่คงที่ จากนั้นจะเกิดการเผาไหม้ที่พอร์ตทางออก (Burner port)

ในการทดสอบแบบจำลอง ในขั้นตอนแรกได้จัดสร้างแบบจำลองหัวเตาตามขนาดที่ได้มีการศึกษาในงานวิจัยของ A. Namkhat และ S. Jugjai [10] ดังข้อมูลในตารางที่ 1 เมื่อได้แบบจำลองที่ใช้ได้แล้ว จึงนำแบบจำลองนี้ไปวิเคราะห์การไหลในท่อผสมของหัวเตาแก๊สตัวอย่างขนาด KB-5 ที่มีข้อมูลการออกแบบตามตารางที่ 2 สำหรับการวิเคราะห์การไหลในท่อผสมนั้น จะแบ่งท่อผสมเป็นส่วนๆ ดังรูปที่ 2 เริ่มตั้งแต่ท่อผสมส่วนแรกห่างจากคอคอด 11 mm. ในท่อผสมส่วนที่สองแบ่งระยะห่างเท่าๆ กัน คือ 20 mm.

ตารางที่ 1 ข้อมูลการออกแบบของหัวเตาที่ใช้ในงานวิจัยของ A. Namkhat และ S. Jugjai [10]

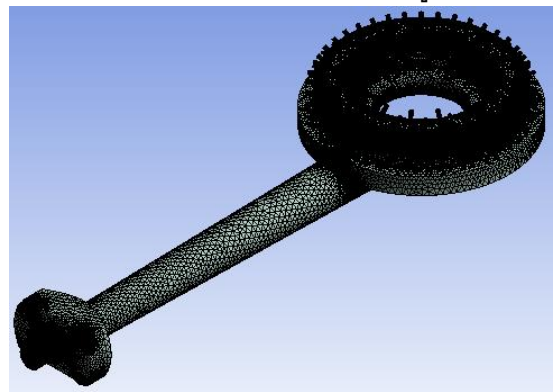
ข้อมูล	ค่า
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด (mm)	0.9
พื้นที่ทางออกของหัวฉีด (mm ²), A_i	0.64
พื้นที่ของคอคอด (mm ²), A_t	254.47
ขนาดพื้นที่รวมพอร์ตทางออก (mm ²), A_p	245.44
ระยะห่างหัวฉีดกับคอคอด (mm)	22
ความยาวท่อผสมส่วนแรก (mm)	23
ความยาวท่อผสมส่วนที่สอง (mm)	165

ตารางที่ 2 ข้อมูลการออกแบบของหัวเตาแก๊สตัวอย่างขนาดKB-5

ข้อมูล	ค่า
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด (mm)	0.5
พื้นที่ทางออกของหัวฉีด (mm ²), A_i	0.196
พื้นที่ของคอคอด (mm ²), A_t	283.53
ขนาดพื้นที่รวมพอร์ตทางออก (mm ²), A_p	269.98
ระยะห่างหัวฉีดกับคอคอด (mm)	22
ความยาวท่อผสมส่วนแรก (mm)	23
ความยาวท่อผสมส่วนที่สอง (mm)	165

3.2 การกำหนดเมช(Mesh)

จากรูปที่ 1 เมื่อหักลบให้เหลือเฉพาะของไหลภายใน และนำมาสร้างเมช จะได้เมชดังรูปที่ 3



รูปที่ 3 เมชที่ใช้ในการศึกษา

เมชที่ใช้ในการศึกษาจะเป็นเมชรูปทรงสี่หน้าที่มีหน้าตัดแบบสามเหลี่ยม (Tetrahedral mesh)

จำนวน elements เท่ากับ 2,357,801 elements

จำนวน nodes เท่ากับ 457,366 nodes

3.3 แบบจำลองความปั่นป่วน

เพื่อศึกษาคุณลักษณะและพฤติกรรมของการไหลผสมกันของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิง LPG ในท่อผสมของหัวเตาแก๊ส จึงได้เลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ RNG k-ε เนื่องจากเป็นปัญหาที่เหมือนงานวิจัยของ Azeman Mustafa และ Noor ShawalNasri [11] ซึ่งเลือกใช้แบบจำลองนี้และเนื่องจากเป็นปัญหาของ

การไหลของสารทำงานหลายชนิดที่มีสถานะเป็นแก๊ส ดังนั้นแบบจำลองความปั่นป่วนถูกนำมาวิเคราะห์ ร่วมกับ species transport model ซึ่งการไหลผสมกัน จะเป็นแบบไม่มีการทำปฏิกิริยากันและไม่มีการเผาไหม้ทั้งนี้สามารถเปรียบเทียบได้กับผลการทดลองแบบ Cold test

3.4 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต

เมื่อสร้างแบบจำลองการไหลในหัวเตาแก๊สที่ได้กล่าวไว้ข้างต้นเสร็จเรียบร้อยแล้ว จากนั้นใช้โปรแกรมสำเร็จรูปที่สามารถวิเคราะห์แบบจำลองที่สร้างขึ้นได้ในงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้โปรแกรม Fluent 6.3 ช่วยในการวิเคราะห์และประมวลผลของแบบจำลอง โดยกำหนดเงื่อนไขขอบเขตและเงื่อนไขการคำนวณของ CFD ดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 เงื่อนไขการคำนวณของ CFD

เงื่อนไข	รูปแบบที่เลือกใช้
ระเบียบชั้นในการแก้ปัญห (Solver)	Pressure base
แบบจำลองความปั่นป่วน (Turbulence model)	RNG k-ε
ขอบเขตของทางเข้า (inlet boundary condition)	Air Gauge Pressure inlet 0 Pa LPG Gauge Pressure inlet 2,700 Pa
ขอบเขตของทางออก (outlet boundary condition)	Gauge Pressure outlet 0 Pa
เวลา (time)	Steady state
ระเบียบวิธีการแก้ปัญหาการไหลบริเวณใกล้ผนัง (Near-wall treatment method)	Standard wall function
แบบจำลองอื่นๆ	Species transport

4. ผลการทดสอบแบบจำลอง

จากการทดสอบแบบจำลอง โดยการปรับแบบจำลอง 3 มิติ ของหัวเตาให้มีลักษณะเหมือนกับหัวเตาที่ใช้ในงานวิจัยของ A. Namkhat และ S. Jugjai [10] ดังข้อมูลตารางที่ 1 และวิเคราะห์การไหลด้วยแบบจำลองที่สร้างขึ้น โดยการกำหนดเงื่อนไขการคำนวณตามตารางที่ 3 พบว่าแบบจำลองความปั่นป่วนให้ผลการวิเคราะห์แสดงดังตารางที่ 4 และ 5

ตารางที่ 4 อัตราการไหลจากการจำลองที่ความดันหัวฉีด 2,700 Pa (≈ 280 mmH₂O) และที่อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์เท่ากับ 0.0035 kg.m/s²

ข้อมูล	ค่า
อัตราการไหลของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงที่ทางเข้า	0.0006016997(kg/s)
อัตราการไหลของอากาศที่ผสมกับแก๊สเชื้อเพลิงที่ทางออก	0.0006016971(kg/s)
อัตราการไหลของอากาศ	0.0005396487 (kg/s)
	0.0004606238 (m ³ /s)
อัตราการไหลของแก๊สเชื้อเพลิง(60% w/w Propane + 40% w/w Butane)	0.0000620510 (kg/s)
	0.0000295821 (m ³ /s)

ตารางที่ 5 ค่า Primary aeration (PA) จากผลการจำลองเปรียบเทียบกับผลการทดลอง

อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์ (\dot{M}_g)	PA (%)			แบบจำลอง RNG k-ε
	สมการ (1) [10]	Cold Test		
		Oxygen sensor	PIV	
0.0035	64.8	56	57	59.4
0.0051	65.6	59	60	61.2
0.0103	66.4	60.8	63	64
0.0155	66.4	61.3	63.9	65.4

จากตารางที่ 5 ผลการวิเคราะห์ของแบบจำลอง เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองจริงแบบ cold test พบว่าค่า Primary aeration ที่ได้ มีค่าอยู่ระหว่างค่าที่คำนวณได้จากสมการเชิงทฤษฎี (สมการ(1)) กับ ค่าที่ได้จากการทดลองแบบ Oxygen sensor และ PIV โดยที่อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์ของแก๊สเชื้อเพลิงเท่ากับ 0.0035 kg.m/s^2 พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อน Primary aeration เมื่อเทียบกับ สมการ (1) มีค่าเท่ากับ 8.33% เมื่อเทียบกับ Cold test (Oxygen sensor) มีค่าเท่ากับ 6.07% และเมื่อเทียบกับ Cold test (PIV) มีค่าเท่ากับ 4.21 % ตามลำดับ เนื่องจากค่า entrainment ratio จากสมการ (3) ข้างต้นที่สร้างจากการวิเคราะห์การไหลในหัวเตาแก๊สเมื่อเทียบกับงานวิจัยอื่นแล้วพบว่ามีความแม่นยำในการคำนวณ [10] ดังนั้นสมการ (1) ซึ่งคำนวณได้จากสมการ (3) จึงมีความแม่นยำที่ยอมรับได้เช่นกัน เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกับผลของแบบจำลองที่ให้ค่า Primary aeration (PA) ที่มีค่าอยู่ระหว่างค่าที่คำนวณได้จากสมการ (1) กับค่าที่ได้จากการทดลองจริง จึงสรุปได้ว่าแบบจำลองที่สร้างขึ้นนี้มีความแม่นยำที่สามารถยอมรับได้ และในลำดับถัดไปจะใช้แบบจำลองนี้เพื่อศึกษาลักษณะของการไหลผสมกันภายในท่อผสมของหัวเตาแก๊สตัวอย่างซึ่งมีการออกแบบตามข้อมูลในตารางที่ 2

5. ผลการคำนวณและการวิเคราะห์

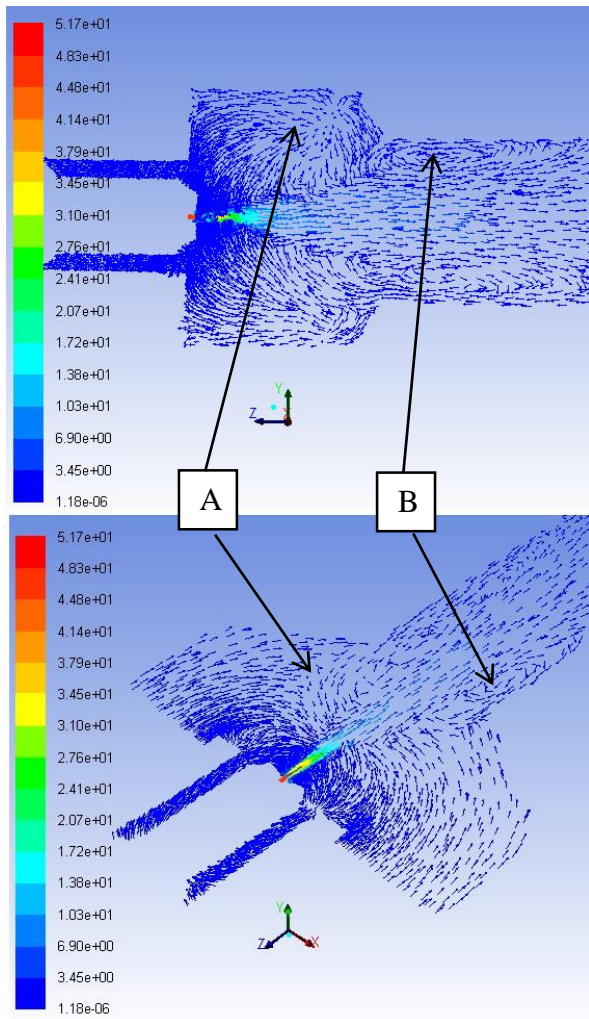
เมื่อนำแบบจำลองมาวิเคราะห์ลักษณะของการไหลผสมกันภายในท่อผสมของหัวเตาแก๊สตัวอย่างซึ่งมีการออกแบบตามข้อมูลในตารางที่ 2 ผลการวิเคราะห์การไหลของแบบจำลอง พบว่าแบบจำลองความปั่นป่วนให้ผลการวิเคราะห์ของค่าอัตราการไหลของแก๊สเชื้อเพลิงและอากาศ กับค่าอื่นๆ แสดงดังตารางที่ 6 โดยเงื่อนไขของการคำนวณใช้ตามตารางที่ 3 ทำการจำลองที่ความดันหัวฉีด $2,700 \text{ Pa}$ ($\approx 280 \text{ mmH}_2\text{O}$)

ตารางที่ 6 ผลการจำลอง CFD ของหัวเตาตัวอย่างที่ความดันหัวฉีด $2,700 \text{ Pa}$ ($\approx 280 \text{ mmH}_2\text{O}$)

ข้อมูล	ค่า
อัตราการไหลของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงที่ทางเข้า	0.0001774611(kg/s)
อัตราการไหลของอากาศที่ผสมกับแก๊สเชื้อเพลิงที่ทางออก	0.0001774604 (kg/s)
อัตราการไหลของอากาศ	0.0001589794(kg/s)
	0.0001356988(m ³ /s)
อัตราการไหลของแก๊สเชื้อเพลิง (60% w/w Propane + 40% w/w Butane)	0.0000184817(kg/s)
	0.0000088109(m ³ /s)
Entrainment ratio, R	15.4
%O ₂ (by volume)	19.72
%Primary aeration, PA	58.78

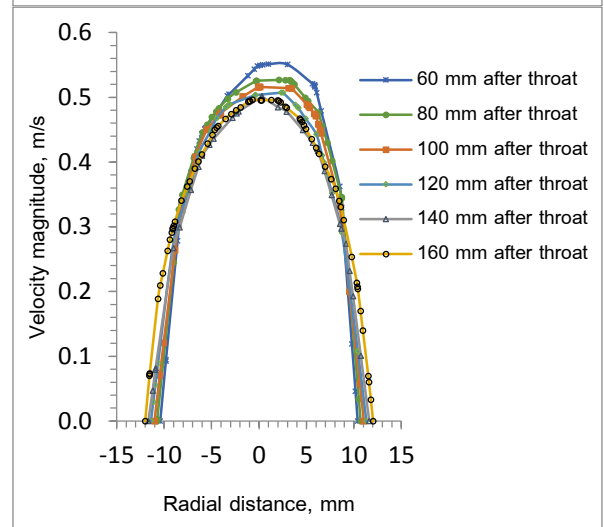
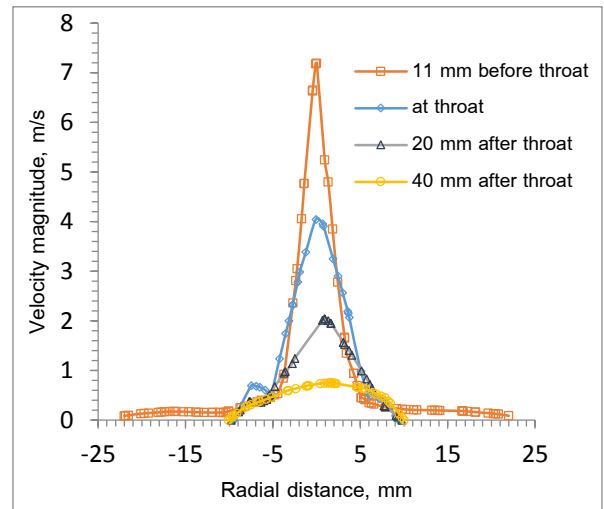
จากผลการจำลองพบว่า ค่า PA ที่ได้มีค่าเท่ากับ 58.78% ซึ่งใกล้เคียงกับผลของงานวิจัยข้างต้น [10] แต่อัตราการไหลที่ได้ต่ำกว่า เนื่องจากขนาดหัวฉีดที่เล็กกว่า ดังนั้นที่ความดันเดียวกันจึงให้อัตราการไหลที่ต่ำกว่า

เมื่อพิจารณาทิศทางการไหลดังรูปที่ 4 จะเห็นว่าความเร็วสูงสุดที่เกิดขึ้น อยู่บริเวณกึ่งกลางหัวฉีดซึ่งมีค่า 51.7 m/s ความเร็วนี้ทำให้เกิดลำพุ่งที่สร้างความดันให้ต่ำลงเกิดการเหนี่ยวนำอากาศรอบๆ เข้าไปผสมด้วยขนาดความกว้างคอคอดของท่อผสมที่ใหญ่กว่าขนาดของลำพุ่งมากจึงเกิดการไหลหมุนวน (รูปที่ 4 ตำแหน่ง B) และไหลย้อนกลับไปที่ท่อผสมส่วนแรกเกิดการไหลหมุนวนขนาดใหญ่อีกครั้งในบริเวณแนวขวางของท่อผสมนี้ (รูปที่ 4 ตำแหน่ง A)

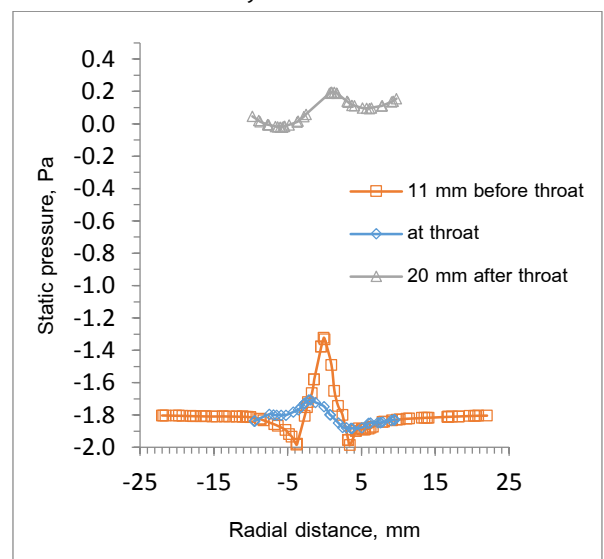


รูปที่ 4 แถบสีความเร็วและเวกเตอร์ความเร็วแสดงทิศทางการเคลื่อนที่ของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงในท่อผสมใกล้บริเวณคอคอด บนระนาบ $x=0$ (รูปบน) และ $y=0$ (รูปล่าง)

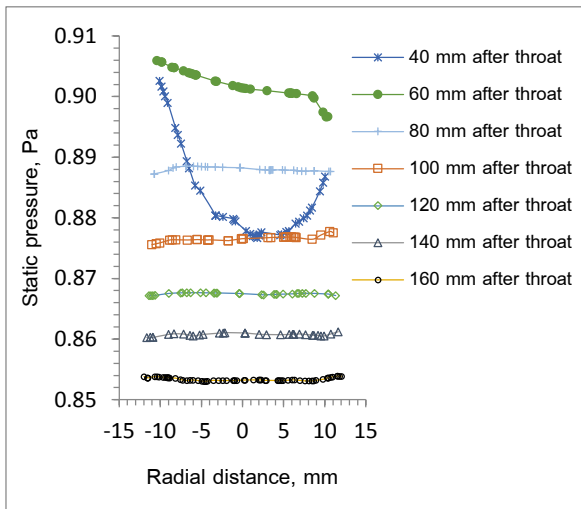
รูปที่ 5 แสดงให้เห็นว่าความเร็วสูงสุดในแต่ละหน้าตัดของท่อผสมจะเกิดขึ้นบริเวณแนวเส้นศูนย์กลางท่อผสม และเมื่อพิจารณาตำแหน่งหน้าตัดของท่อผสมที่อยู่หลังการไหลผ่านคอคอด จะพบว่ายิ่งห่างจากตำแหน่งคอคอดออกไปเท่าไร ค่าความเร็วของการไหลผสมจะมีค่าลดลงเรื่อยๆ จากนั้นที่ตำแหน่งหน้าตัดที่ห่างจากคอคอดเป็นระยะทาง 60 mm ขึ้นไปรูปร่างการกระจายความเร็วจะไม่แตกต่างกันมาก



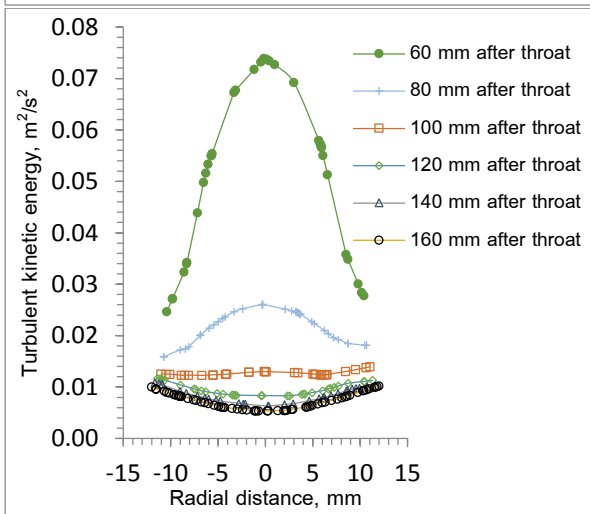
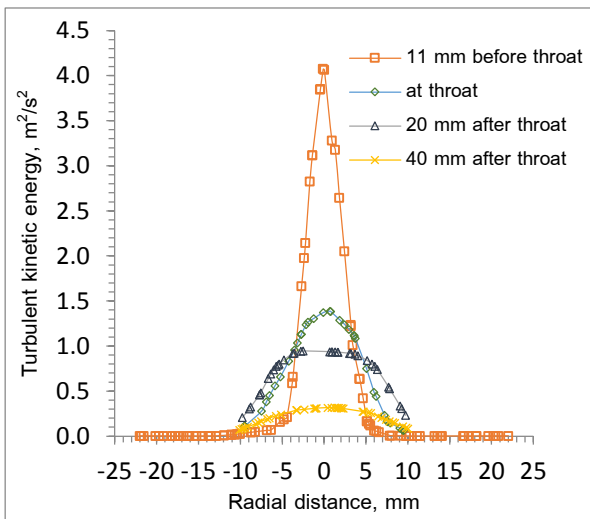
รูปที่ 5 การกระจายความเร็วตามแนวเส้นผ่าศูนย์กลางที่บริเวณหน้าตัดต่างๆ ของท่อผสม



รูปที่ 6(ก) การกระจายความดันสถิติตามแนวเส้นผ่าศูนย์กลางที่บริเวณหน้าตัดต่างๆ ของท่อผสมสามตำแหน่งแรก



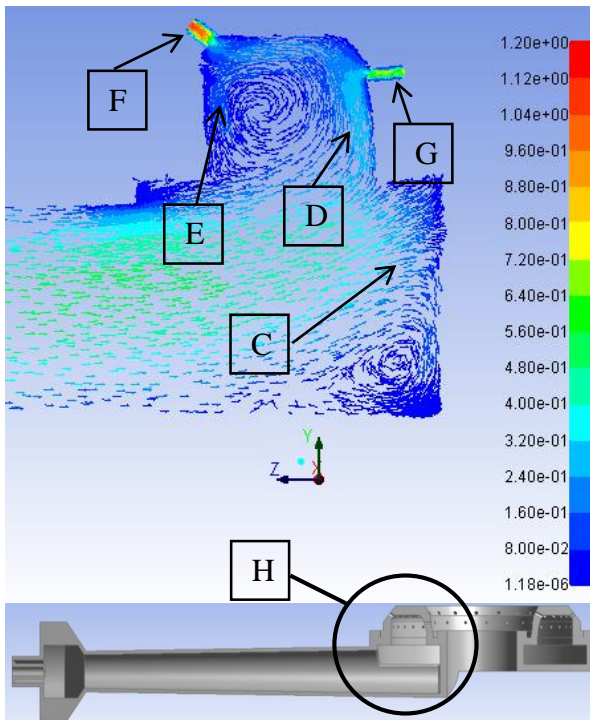
รูปที่ 6(ข) การกระจายความดันสถิตตามแนวเส้นผ่าศูนย์กลางที่บริเวณหน้าตัดต่างๆ ของท่อผสมตำแหน่ง 40-160mm หลังคอคอด



รูปที่ 7 การกระจายของ Turbulent kinetic energyตามแนวเส้นผ่าศูนย์กลาง ที่บริเวณหน้าตัดต่างๆ ของท่อผสม

รูปที่ 6(ก),(ข) เปรียบเทียบความดันสถิตตามแนวแนวเส้นผ่าศูนย์กลาง ที่บริเวณหน้าตัดต่างๆ ของท่อผสม เช่นเดียวกับการกระจายของความเร็วก่อนหน้านี้ ความดันที่มีค่าเป็นลบส่วนมากอยู่บริเวณท่อผสมส่วนแรก (11 mm ก่อนการไหลผ่านคอคอด) ความดันสุญญากาศนี้จะเป็นตัวดูดอากาศส่วนแรกเข้ามาผสม แต่เมื่อมีการไหลผ่านไปยังท่อผสมส่วนที่สอง ความดันจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว และมีค่าสูงสุดในช่วงก่อนถึงกึ่งกลางท่อผสม (60 mm หลังการไหลผ่านคอคอด) และค่อยๆ ลดลงทีละน้อย ทั้งนี้เกิดจากอิทธิพลของการไหลย้อนกลับที่กล่าวก่อนหน้านั้น ทำให้ค่าความดันเปลี่ยนแปลงไม่สม่ำเสมอ

รูปที่ 7 เปรียบเทียบค่า Turbulent kinetic energy เช่นเดียวกับ การเปรียบเทียบก่อนหน้านี้ พบว่าบริเวณที่มีความปั่นป่วนมากที่สุดคือท่อผสมส่วนแรก บริเวณนี้อากาศและแก๊สเชื้อเพลิงจะผสมกันมากกว่าส่วนอื่น โดยบริเวณแนวเส้นศูนย์กลางของท่อจะมีการไหลผสมกันมากที่สุด หลังจากนั้นจะลดลงอย่างรวดเร็วและสม่ำเสมอตามระยะห่างของแนวท่อผสม และตามแนวรัศมีสำหรับการไหลในบริเวณส่วนหัวเตา จนถึงพอร์ตทางออก ดังแสดงในรูปที่ 8 ซึ่งเป็นส่วนที่ยกมาจากส่วนที่ติดกับปลายท่อผสมส่วนที่สอง (ตำแหน่ง H) จะเห็นว่าการไหลของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงที่ผสมกัน จะไหลเข้าไปปะทะกับผนังท่อบริเวณตำแหน่ง C แล้วกระจายออกไปตามแนวรูปวงกลมของหัวเตา และไหลไปทางด้านบนไปตามผนังตำแหน่ง D จนถึง E ทำให้เกิดการไหลหมุนวนของผสมนี้ จะถูกเร่งความเร็วเมื่อไหลออกที่รูทางออก โดยความเร็วสูงสุดเกิดขึ้นบริเวณกึ่งกลางรูทางออกที่มีขนาดใหญ่ (ตำแหน่ง F) เหตุที่มีความเร็วสูงกว่ารูทางออกขนาดเล็ก (ตำแหน่ง G) เนื่องจากอยู่ในทิศทางเดียวกันกับทิศทางการไหลก่อนที่จะไหลออก



รูปที่ 8 แถบสีความเร็วและเวกเตอร์ความเร็วแสดงทิศทางการเคลื่อนที่ของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงในท่อผสมใกล้บริเวณส่วนหัวของเตาบนระนาบ $x=0$

5. สรุปและเสนอแนะ

จากผลการศึกษาพฤติกรรมการไหลของอากาศที่ผสมกับแก๊สเชื้อเพลิงในหัวเตาแก๊สหุงต้มชนิด KB-5 ด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยสร้างแบบจำลองขึ้นในรูปแบบการไหลแบบปั่นป่วน k- ϵ ชนิด RNG คำนวณร่วมกับแบบจำลอง species transport แบบไม่มีปฏิกิริยาการเผาไหม้ และใช้โปรแกรม Fluent 6.3 ช่วยคำนวณและวิเคราะห์ ในขั้นตอนแรกเมื่อเปรียบเทียบกับสมการเชิงทฤษฎีของ A. Namkhat and S. Jugjai [10] และผลการทดลองจริงแบบ Cold test (PIV) และ Cold test (Oxygen sensor) ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 280 mmH₂O พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนของค่า Primary aeration เท่ากับ 8.33%, 6.07% และ 4.21% ตามลำดับ เมื่อนำแบบจำลองนี้ไปวิเคราะห์การไหลในหัวเตาแก๊สหุงต้มขนาด KB-5 เหมือนกันแต่เป็นหัวเตาตัวอย่างที่สุ่มเลือกมาทดสอบ พบว่า ขนาดของรูหัวฉีดและขนาดคอคอดมีผลต่อการไหล โดยขนาดของหัวฉีดที่เล็กจะ

สร้างลำพุงที่มีขนาดเล็ก เมื่อไหลผ่านคอคอดที่มีขนาดใหญ่กว่าขนาดลำพุงมากจะเกิดการไหลหมุนวนบริเวณผิวท่อและไหลย้อนกลับไปยังท่อผสมส่วนแรกท่อผสมส่วนแรกนี้ก็มีผลต่อการไหลผสมกันของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงเช่นกัน โดยจะเป็นบริเวณที่มีการผสมกันมากกว่าส่วนอื่น ดังนั้นรูปร่างและขนาดที่เหมาะสมจะเป็นประเด็นที่ควรศึกษาเพิ่มเติมถัดไป เช่น ขนาดท่อผสมที่สัมพันธ์กับขนาดหัวฉีดที่เหมาะสมต่อการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก เป็นต้น

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี ที่ได้ให้การสนับสนุนงานวิจัยรวมถึงอาจารย์ที่ได้ให้คำปรึกษาอันเป็นประโยชน์ต่องานวิจัยครั้งนี้

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] กระทรวงพลังงาน (2555). รายงานสถิติพลังงานของประเทศไทย 2555, รายงานประจำปี กระทรวงพลังงาน
- [2] ณัฐวุฒิ รังสิมันตุชาติ (2544). การประยุกต์ใช้วัสดุพอร์นเพื่อการประหยัดพลังงานในเตาแก๊สหุงต้ม, วิทยานิพนธ์หลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [3] SumrerngJugjai and Natthawut Rungsimuntuchart (2002). High efficiency heat recirculating domestic gas burners, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.26, pp. 581–592.
- [4] V.K. Pantangi, et al. (2011). Studies on porous radiant burners for LPG (liquefied petroleum gas) cooking applications, *Energy*, pp. 1-7.

- [5] P. Muthukumar and P.I. Shyamkumar (2011).Development of novel porous radiant burners for LPG cooking applications,*Fuel*.
- [6] วสันต์ โยคเสนะกุล (2547). หัวเผาเชื้อเพลิง แก๊สที่มีการหมุนเวียนความร้อนและการไหลแบบหมุนวน,วิทยานิพนธ์หลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [7] ภาณุวัฒน์ บุญโยประการ (2543). การปรับปรุงหัวเตาแก๊สหุงต้มเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนและประยุกต์ใช้ในครัวเรือน, วิทยานิพนธ์หลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [8] U. Makmool et al.(2007). Performance and analysis by particle image velocimetry (PIV) of cooker-top burners in Thailand, *Energy*,vol. 32,pp. 1986–1995.
- [9] Shuhn-Shyurng Houet al.(2007).Efficiency and emissions of a new domestic gas burner with a swirling flame,*Energy Conversion and Management*,vol. 48, pp. 1401–1410.
- [10] A. Namkhat and S. Jugjai (2010). Primary air entrainment characteristics for a self-aspirating burner: Model and experiments,*Energy*, vol. 35, pp. 1701–1708.
- [11] Azeman Mustafa and Noor Shawal Nasri (2003).Computational Studies of Fuel and Air Mixing Characteristics of a Low Pressure Domestic Gas Appliance, in International Conference on Chemical and Bioprocess Engineering, Universiti Malaysia Sabah, Kota Kinabalu, Malaysia.
- [12] S. B. Riffat, G. Gan and S. Smith (1996). COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS APPLIED TO EJECTOR HEAT PUMPS,*Applied Thermal Engineering*,vol. 16(4), pp. 291-297.
- [13] Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun and Y. Mercadier (2006). Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD,*Applied Thermal*,vol.26, pp. 604–612.