

CST-39

การจำลองผลกระทบของตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีด และอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด คอคอดของท่อผสม-หัวฉีด ต่อค่าการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก ของหัวเตาแก๊สหุงต้ม KB-5

Simulation on The Effect of Nozzle's Exit Position and Throat-to-Nozzle's Area ratio on Primary Aeration of a KB-5 Gas Cooking Burner

ณรงค์ศักดิ์ ปิยะไพร¹ ธนรัฐ ศรีวีระกุล^{1*} อภินันท์ นามเขต

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

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

บทคัดย่อ

จากงานวิจัยก่อนหน้านี้ของคณะผู้เขียนบทความวิจัยได้นำวิธีการคำนวณพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamics, CFD) มาช่วยศึกษาคุณลักษณะและพฤติกรรมของการไหลผสมของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงของหัวเตาแก๊สหุงต้มในครัวเรือนรุ่น KB-5 ที่ค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของแก๊สเชื้อเพลิงต่างกัน จนได้ผลเป็นที่น่าพอใจ โดยพบว่าผลการทำนายค่าการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก (Primary aeration) ใกล้เคียงกับผลจากการทดลอง ในงานวิจัยนี้จะนำแบบจำลองดังกล่าวมาใช้จำลองผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนของขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด (D_t/D_i) และตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีด ต่ออัตราการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก เพื่อที่จะใช้เป็นแนวทางในการปรับปรุงการออกแบบและการใช้งานของหัวเตาแก๊ส KB-5 เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด โดยจากผลการจำลองพบว่าที่ตำแหน่งปากทางออกหัวฉีดที่ต่างกันมีผลต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรก โดยสำหรับหัวฉีดที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดเท่ากับ 0.9 mm ตำแหน่งปากทางออกที่ให้ค่าการเหนี่ยวนำปริมาณอากาศส่วนแรกได้มากที่สุดคือ ตำแหน่งห่างจากคอคอดเป็นระยะ 15 mm. ซึ่งคิดเป็น 37% ของความยาวท่อผสมส่วนแรก (40.5 mm.) และจากผลการจำลองยังพบว่า อัตราส่วนของขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด (D_t/D_i) ที่เปลี่ยนไปมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงค่าปริมาณอากาศส่วนแรก โดยมีอัตราส่วนที่เหมาะสมคือ $D_t/D_i = 11.11$ ซึ่งจะทำให้สามารถเหนี่ยวนำปริมาณอากาศส่วนแรกได้มากที่สุดเท่ากับ 74.7 % ถ้าอัตราส่วนนี้ขยับสูงขึ้นหรือต่ำกว่านี้ จะมีผลให้ปริมาณอากาศส่วนแรกลดลง

คำหลัก: หัวเตาแก๊สหุงต้ม, แก๊สปิโตรเลียมเหลว, การคำนวณพลศาสตร์ของไหล

Abstract

From our previously research, It was shown that computational fluid dynamics (CFD) was successfully applied to study the behavior of the flow and mixing of air and fuel gas for the KB-5 gas cooking burner at various momentum rates of fuel gas. It was also found that the predictive values of the primary aeration are similar to the experimental results. In this work, the model will use to simulate the effect of changing the ratio of throat diameter to nozzle diameter (D_t / D_i), and the changing of nozzle exit

CST-39

position on the primary aeration. The results can be used as a guide to improve the design and operation of the KB-5 gas cooking burner in order to get maximum performance. The results of the simulation show that different nozzle exit positions affected the primary aeration. For the nozzle with 0.9 mm. diameter, it was found that maximum primary aeration was obtained at the nozzle exit position of 15 mm which is 37% of the length of the first mixing tube (40.5 mm.). The results also indicate that the ratio of throat to nozzle diameter (D_t/D_n) affected to the primary aeration. The optimum ratio at $D_t/D_n = 11.11$ enabled the maximum primary aeration equal to 74.7%. if this ratio became higher or lower, the primary aeration would be decreased.

Keywords: Gas cooking burner, Liquefied Petroleum Gas, Computational Fluid Dynamics

1. บทนำ

จากรายงานสถิติพลังงานของประเทศไทยปี 2556 [1] พบว่าสัดส่วนการใช้แก๊สหุงต้ม มีปริมาณที่ เพิ่มขึ้นในแต่ละปีที่ผ่านมา โดยในปี พ.ศ. 2555 เพิ่มขึ้น จากปี พ.ศ. 2554 ถึง 7.2% ซึ่งเป็นสัดส่วนการใช้แก๊ส หุงต้มในภาคครัวเรือนมากที่สุด คิดเป็น 41.25% ของ สัดส่วนที่ใช้ในด้านอื่นๆ การใช้แก๊สหุงต้มในภาค ครัวเรือนนั้นจะต้องใช้ร่วมกับหัวเตาแก๊ส ดังนั้นการ พัฒนาสมรรถนะของหัวเตาให้สูงขึ้น จึงส่งผลกระทบต่อ การใช้พลังงานโดยรวม จากการศึกษา ก่อนหน้านี้ ณรงค์ศักดิ์ ปิยะไพรและคณะ [2] พบว่ามี การพัฒนาหัวเตาแก๊สอยู่ 4 กลุ่มใหญ่ๆ กลุ่มแรกเป็น การนำความร้อนหมุนเวียนกลับมาใช้ใหม่ และการใช้ ประโยชน์จากวัสดุพอรุน กลุ่มที่สองเป็นงานวิจัยด้าน การพัฒนาพอร์ตทางออกของหัวเตาโดยมีผลต่อการ ปรับทิศทางของเปลวไฟ ได้แก่ หัวเตาแบบ เปลวไฟหมุนวน (Swirl Burner, SB) และหัวเตาแบบ Swirl flow central flame Burner (NB) ซึ่งช่วยเพิ่ม ประสิทธิภาพเชิงความร้อนได้ กลุ่มที่สามเป็นกลุ่มที่ ศึกษาสมรรถนะของหัวเตาที่มีอยู่แล้ว เช่นการทดสอบ สมรรถนะของหัวเตาแก๊สด้วยวิธี particle image velocimetry (PIV) การ ศึกษาสมรรถนะของหัวเตา แก๊สความดันต่ำแบบเปลวไฟหมุนวน (SB) และ การศึกษาลักษณะของ primary air entrainment ของ เตาแก๊สหุงต้ม เปรียบเทียบระหว่างแบบจำลองเชิง ทฤษฎีกับการทดลอง กลุ่มสุดท้าย เป็นงานวิจัยที่ใช้วิธี พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณช่วยในการวิเคราะห์การ

ไหลในหัวเตาแก๊ส และจากการศึกษาต่อในครั้งนี พบว่ายังมีการพัฒนาหัวเตาแก๊สอยู่ในกลุ่มเดิม ได้แก่ งานวิจัยของ Zhen, H.S. และคณะ [3] พบว่า หัวฉีดที่ ยาวกว่าจะให้เปลวไฟที่ยาวกว่า และการเผาไหม้ที่ นานกว่า ทำให้การปล่อยมลพิษน้อยกว่า Abdelaal, M.M. El-Riedy, M.K. และ El-Nahas, A.M.[4] ได้ ศึกษาผลกระทบของปริมาณ ออกซิเจน ในอากาศต่อ สมรรถนะของการเผาไหม้ ของหัวเตาชนิดวัสดุพอรุน พบว่า Radiation efficiency เพิ่มขึ้นเมื่อเปอร์เซ็นต์ของ ออกซิเจนเพิ่มและ firing rate ลดลง จรินทร์ เจนจิตต์ [5] ได้ออกแบบและสร้างฝัครอบเตาแก๊สชนิดวัสดุ พอรุนอาศัยหลักการหมุนเวียนความร้อนซึ่งให้ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด 48% เมื่อใช้ฝัครอบ อย่างเดียวและพบว่าความหนาของวัสดุพอรุนที่ไม่ เหมาะสมที่ติดตั้งในฝัครอบจะมีผลทำให้ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลง Yoksenakul, W. และ Jugjai, S. [6] ได้ศึกษาและพัฒนาหัวเตาแบบ SPMB(self-aspirating porous medium burner) พบว่า Radiation efficiency ที่ได้สูงถึง 13-23% ที่ turn-down ratio เท่ากับ 2.65 และ firing rate 23-61 kW และยังมีการปล่อยมลพิษที่ต่ำกว่า Zhen, H.S. Leung, C.W. and Wong, T.T. [7] ได้ทำการปรับปรุง รูไหลออกของหัวเตาแก๊สขนาดเล็กให้เป็นแบบไหล หมุนวนเมื่อเปรียบเทียบกับรูไหลออกแบบสล็อตแล้ว พบว่ามี ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าและปล่อย มลพิษน้อยกว่า การศึกษาเกี่ยวกับท่อผสมที่พบได้แก่ ข้อเสนอแนะในการออกแบบห้องผสมสำหรับหัวเตาแก๊ส

CST-39

โดย H.R.N. Jones[8] ซึ่งแนะนำไว้ว่า ท่อผสมส่วนแรกควรมีความยาวท่อ 2-2.5 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด สำหรับท่อผสมส่วนที่สองควรมีความยาวท่อ 10-12 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด

นอกจากนี้ยังพบว่ายังมีการศึกษาวิจัยทางด้านอีเจ็คเตอร์อยู่เช่นเดิม ซึ่งลักษณะการทำงานคล้ายๆ กันกับการทำงานของหัวเตาแก๊ส ได้แก่ Ruangtrakoon, Natthawut, Satha Aphornratana และ Thanarath Sriveerakul [9] พบว่าการปรับขนาดหัวฉีดมีผลอย่างมากต่อสมรรถนะของ Ejector โดยที่เมื่อขนาดหัวฉีดใหญ่ขึ้นโดยที่ค่า Area ratio คงที่ ที่สภาวะการทำงานเดียวกัน ค่า Entrainment ratio จะค่อยๆ ลดลงสำหรับกรณีที่มีขนาดหัวฉีดเท่ากัน แต่ Area ratio ต่างกัน ที่สภาวะการทำงานเดียวกัน Area ratio จะไม่มีผลต่อค่า Entrainment ratio ต่อมา Ruangtrakoon, Natthawut และคณะ [10] ได้ทำการศึกษาต่อจากเดิมแต่ใช้การจำลอง CFD ในการวิเคราะห์ แบบจำลองที่ใช้ในการศึกษาครั้งนี้มี 2 แบบจำลอง คือ แบบจำลองความปั่นป่วน Realizable k-ε และ k-ω-sst พบว่าแบบจำลองความปั่นป่วน k-ω-sst ให้ผลการจำลองที่แม่นยำกว่า และสอดคล้องกับผลการทดลอง

และจากงานวิจัยก่อนหน้านี้ ณรงค์ศักดิ์ บิยะไพร และคณะ[2] ได้นำวิธีการคำนวณพลศาสตร์ของไหลมาช่วยศึกษาคุณลักษณะและพฤติกรรมของการไหลผสมของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิงของหัวเตาแก๊สหุงต้มในครัวเรือนรุ่น KB-5 ที่ค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของแก๊สเชื้อเพลิงต่างๆ กัน จนได้ผลเป็นที่น่าพอใจ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงเป็นการศึกษาต่อยอดจากส่วนที่แล้ว โดยนำวิธีการคำนวณพลศาสตร์ของไหลดังกล่าวมาใช้ศึกษา ผลกระทบของตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีด และอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดคอคอดของท่อผสม -หัวฉีด ต่อค่าการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกของหัวเตาแก๊สหุงต้มขนาด KB-5

2. ทฤษฎีที่ใช้ในการวิจัย

ตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะของหัวเตาแก๊สคือค่าปริมาณอากาศส่วนแรกที่ถูกดูดเข้าไปผสมกับแก๊สเชื้อเพลิง LPG ซึ่งสามารถคำนวณได้ในรูปของค่า Primary aeration ดังสมการ

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

เมื่อ PA คือ Primary aeration
R คือ Entrainment ratio

ค่า Entrainment ratio คืออัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลของอากาศกับ แก๊สเชื้อเพลิง ดังสมการ (2) และสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของแก๊สเชื้อเพลิง (Momentum rate of fuel gas) [12] ดังสมการ (4) และ (5)

$$R = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_g} \quad (2)$$

$$\dot{V}_g = 12.78 A_i \sqrt{\frac{P_i}{\sigma}} \quad (3)$$

$$R = \frac{-(1+S)}{2} + \sqrt{\frac{M_g^2 LHV S A_p C_d}{A_i u_g q \sqrt{1+C_L}}} \quad (4)$$

$$\dot{M}_g = \frac{12.78 A_i u_g W C_d \sqrt{P_i}}{LHV} \quad (5)$$

เมื่อ $\dot{V}_a, \dot{V}_g$ คือ อัตราการไหลของอากาศและ แก๊สเชื้อเพลิง ตามลำดับ (m^3/s)

CST-39

$\dot{M}_g$ คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัม

ของแก๊สเชื้อเพลิง ($\text{kg} \cdot \text{m/s}^2$)

u_g คือ ความเร็วของ แก๊สเชื้อเพลิง (m/s)

P_i คือ ความดันของ แก๊สเชื้อเพลิง ที่ทางออกของหัวฉีด (mbar)

Cd_i คือ Discharge coefficient ที่ทางออกของหัวฉีด

Cd_p คือ Discharge coefficient ที่พอร์ตทางออกของหัวเตา

C_L คือ Loss coefficient

A_i คือ พื้นที่หน้าตัดทางออกของหัวฉีด (m^2)

A_p คือ พื้นที่หน้าตัดพอร์ตทางออกของหัวเตา (m^2)

q คือ พลังงานความร้อนที่ป้อน (W)

r_g คือ ความหนาแน่นของ แก๊สเชื้อเพลิง (kg/m^3)

r_a คือ ความหนาแน่นของอากาศ (1.255 kg/m^3)

S คือ ความดันสัมพัทธ์ของ แก๊สเชื้อเพลิง ($S = r_g / r_a$)

W คือ Wobbe number (MJ/m^3)

LHV คือ Low Heating Value ของแก๊สเชื้อเพลิง (J/kg)

นอกจากนี้ยังสามารถหาค่าปริมาณอากาศส่วนแรกได้จากสมการความสัมพันธ์ของอัตราส่วนของพื้นที่หน้าตัดหัวฉีดต่อพื้นที่หน้าตัดคอคอดของท่อผสม [16] ดังสมการที่ (6) และ (7)

$$\frac{A_i}{A_t} = \frac{\sigma}{(\sigma+R)(1+R)(1+C_L)} \quad (6)$$

$$R = \frac{-(1+S) \pm \sqrt{(1+S)^2 - 4S \frac{A_t}{A_i(1+C_L)}}}{2} \quad (7)$$

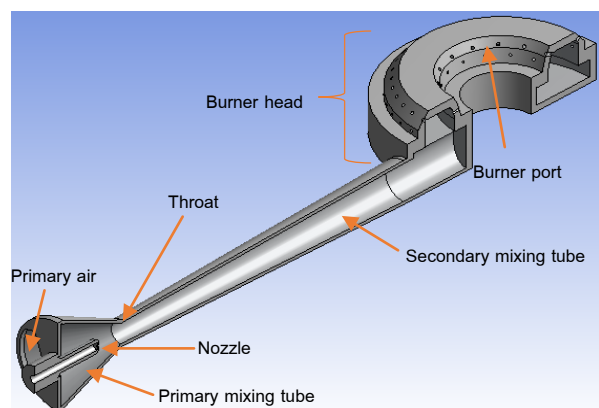
ซึ่งสามารถคำนวณค่าโดยประมาณดังสมการที่ (8)

$$R = \frac{-(1+S)}{2} + \sqrt{\frac{SA_t}{A_i(1+C_L)}} \quad (8)$$

3. การสร้างแบบจำลอง

3.1 แบบจำลองหัวเตาแก๊ส

จากการศึกษาของ ณรงค์ศักดิ์ ปิยะไพรและคณะ [3] ได้สร้างแบบจำลองและให้ผลการคำนวณเป็นที่น่าพอใจ และงานวิจัยนี้ต้องการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนของขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด (D_c/D_i) และตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีด (NXP) ต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรกจึงได้ทำการออกแบบท่อผสมของหัวเตาแก๊สขนาด KB-5 ใหม่ตามข้อแนะนำของ Jone, H.R.N [16] โดยออกแบบท่อผสมส่วนแรกให้มีความยาวท่อ 2.25 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด สำหรับท่อผสมส่วนที่สองมีความยาวท่อ 11 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด โดยในเบื้องต้นนั้นได้ทำการศึกษาอิทธิพลของตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีด (NXP) ต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรก ใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอดเท่ากับ 18 mm. ซึ่งจะได้หัวเตาแก๊สแสดงดังรูปที่ 1 สำหรับข้อมูลการออกแบบอื่น แสดงดังตารางที่ 1



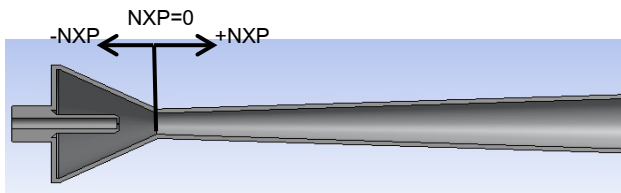
CST-39

รูปที่ 1 แบบจำลอง 3 มิติ ของหัวเตาแก๊สขนาด KB-5

ตารางที่ 1 ข้อมูลการออกแบบของหัวเตาแก๊สเพื่อทดสอบประสิทธิภาพของตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีด (NXP) ต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรก

ข้อมูล	ค่า
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด (mm), D_i	0.9
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด (mm), D_t	18
ขนาดพื้นที่รวมพอร์ตทางออก (mm^2), A_p	245.5
ระยะห่างหัวฉีดกับคอคอด (mm)	10,15,20,25,30,35
ความยาวท่อผสมส่วนแรก (mm)	40.5
ความยาวท่อผสมส่วนที่สอง (mm)	198

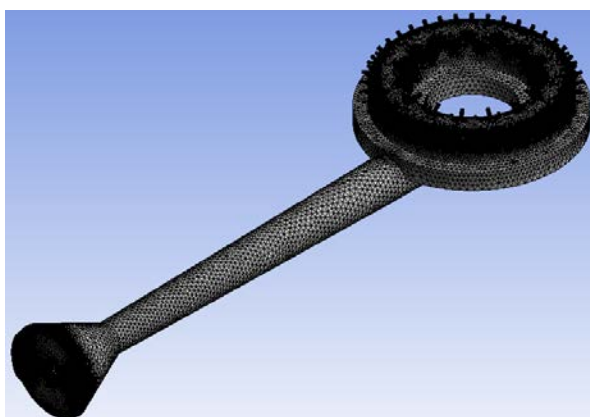
การกำหนดทิศทางของตำแหน่งแสดงดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 กำหนดทิศทางของตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีด

3.2 การกำหนดเมช(Mesh)

จากรูปที่ 1 เมื่อตัดให้เหลือเฉพาะของไหลภายในและนำมาสร้างเมช จะได้เมชดังรูปที่ 3



รูปที่ 3 ตัวอย่างเมชที่ใช้ในการศึกษา

ตัวอย่างเมชที่ใช้ในการศึกษาจะเป็นในกรณีของตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีดห่างจากคอคอดไปในทิศทางลบเท่ากับ 15 mm. เป็นเมชรูปทรงสี่หน้าที่มีหน้าตัดแบบสามเหลี่ยม (Tetrahedral mesh)

จำนวน elements เท่ากับ 2,555,658 elements

จำนวน nodes เท่ากับ 494,089 nodes

จากรูปที่ 1 การปรับระยะตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีดมีทั้งหมด 6 ตำแหน่ง นำไปวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองแล้วทำการเปรียบเทียบค่าปริมาณอากาศส่วนแรก

การศึกษาลำดับถัดไปเป็นการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด (D_t/D_i) ต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรก โดยปรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด 6 ค่า และข้อมูลอื่นๆ ดังตารางที่ 2 การปรับอัตราส่วนขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีดที่มีทั้งหมด 6 ค่านี้ นำไปวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองแล้วทำการเปรียบเทียบค่าปริมาณอากาศส่วนแรก

ตารางที่ 2 ข้อมูลการออกแบบของหัวเตาแก๊สเพื่อทดสอบประสิทธิภาพของอัตราส่วนขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด(D_t/D_i)ต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรกเมื่อ D_i คงที่

ข้อมูล	ค่า
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด (mm), D_i	0.9
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด (mm), D_t	7, 10, 13, 16, 18, 22
ขนาดพื้นที่รวมพอร์ตทางออก (mm^2), A_p	245.5
ระยะห่างหัวฉีดกับคอคอด (mm)	15
ความยาวท่อผสมส่วนแรก (mm)	40.5
ความยาวท่อผสมส่วนที่สอง (mm)	198

CST-39

นอกจากนี้ยังได้ศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด (D_i/D_t) ต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรก โดยปรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด 6 ค่า และข้อมูลอื่นๆ ดังตารางที่ 3 การปรับอัตราส่วนขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีดมีทั้งหมด 6 ค่า ซึ่งเป็นอัตราส่วนเดียวกันกับหัวข้อก่อนหน้า จากนั้นนำไปวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองแล้วทำการเปรียบเทียบค่าปริมาณอากาศส่วนแรก

ตารางที่ 3 ข้อมูลการออกแบบของหัวเตาแก๊สเพื่อทดสอบอิทธิพลของอัตราส่วนขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด (D_i/D_t) ต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรกเมื่อ D_t คงที่

ข้อมูล	ค่า
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด (mm), D_i	1.67, 1.17, 0.9, 0.73, 0.65, 0.53
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด (mm), D_t	13
ขนาดพื้นที่รวมพอร์ตทางออก (mm^2), A_p	245.5
ระยะห่างหัวฉีดกับคอคอด (mm)	15
ความยาวท่อผสมส่วนแรก (mm)	40.5
ความยาวท่อผสมส่วนที่สอง (mm)	198

3.3 แบบจำลองความปั่นป่วน

การศึกษาก่อนหน้านี้ได้ทำการทดสอบความแม่นยำของแบบจำลองความปั่นป่วน 3 แบบคือ RNG k- ϵ , Realizabel k- ϵ และ k- ω sst พบว่าแบบจำลองความปั่นป่วน RNG k- ϵ ให้ความแม่นยำมากที่สุด ดังนั้นเพื่อศึกษา คุณลักษณะและพฤติกรรมของการไหลผสมกันของอากาศและแก๊สเชื้อเพลิง LPG ในท่อผสมของหัวเตาแก๊ส จึงได้เลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ RNG k- ϵ และเนื่องจากเป็นปัญหาของการไหลของสารทำงานหลายชนิดที่มีสถานะเป็นแก๊ส

ดังนั้นแบบจำลองความปั่นป่วนถูกนำมาวิเคราะห์ร่วมกับ species transport model ซึ่งการไหลผสมกันจะเป็นแบบไม่มีการทำปฏิกิริยากันและไม่มีการเผาไหม้เกิดขึ้น

3.4 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต

ตารางที่ 4 เงื่อนไขการคำนวณของ CFD

เงื่อนไข	รูปแบบที่เลือกใช้
ระเบียบชั้นในการแก้ไขปัญห (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

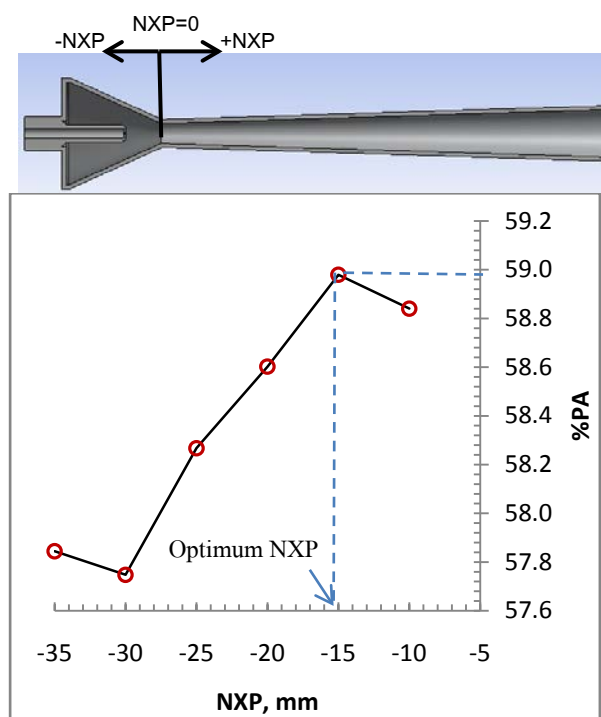
เมื่อสร้างแบบจำลองการไหลในหัวเตาแก๊สที่ได้กล่าวไว้ข้างต้นเสร็จเรียบร้อยแล้ว จากนั้นใช้โปรแกรมสำเร็จรูปที่สามารถวิเคราะห์แบบจำลองที่สร้างขึ้นได้ ในงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้โปรแกรม Fluent 6.3 ช่วยในการวิเคราะห์และประมวลผลของแบบจำลอง โดยกำหนดเงื่อนไขขอบเขตและเงื่อนไขการคำนวณของ CFD ดังตารางที่ 4

4. ผลการคำนวณและการวิเคราะห์

CST-39

4.1 อิทธิพลของตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีด (NXP) ต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรก

จากการทดสอบแบบจำลอง ตามข้อแนะนำในการออกแบบท่อผสมของหัวเตาแก๊ส [15] เมื่อนำมาวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองซึ่งมีเงื่อนไขการคำนวณดังตารางที่ 4 โดยการจำลองที่ค่า NXP ที่แตกต่างกัน 6 ตำแหน่ง ตามข้อมูลในตารางที่ 1 แล้วทำการเปรียบเทียบค่าปริมาณอากาศส่วนแรก จากนั้นนำมาเขียนกราฟเปรียบเทียบ ซึ่งให้ผลดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 กราฟแสดงอิทธิพลของตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีดต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรก

จากรูปที่ 4 แกนในแนวนอนแสดงตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีดในรูประยะห่างของปากทางออกหัวฉีดกับคอคอด ซึ่งเครื่องหมายลบแสดงถึงทิศทางไปทางด้านลบ ส่วนแกนในแนวตั้งแสดงปริมาณอากาศส่วนแรกเป็นเปอร์เซ็นต์ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดเท่ากับ 0.9 mm. ผลของการจำลองจากกราฟพบว่าจะมีตำแหน่งของปากทางออกหัวฉีดที่เหมาะสมที่ทำให้สามารถเหนี่ยวนำปริมาณอากาศส่วนแรกได้มากที่สุด ในที่นี้คือตำแหน่งห่างจากคอคอดเป็นระยะ 15 mm. ให้ค่า PA = 59.98 % ถ้าขยับหัวฉีดออกห่างหรือเข้าใกล้กว่านี้ จะมีผลให้ปริมาณอากาศส่วนแรกลดลง

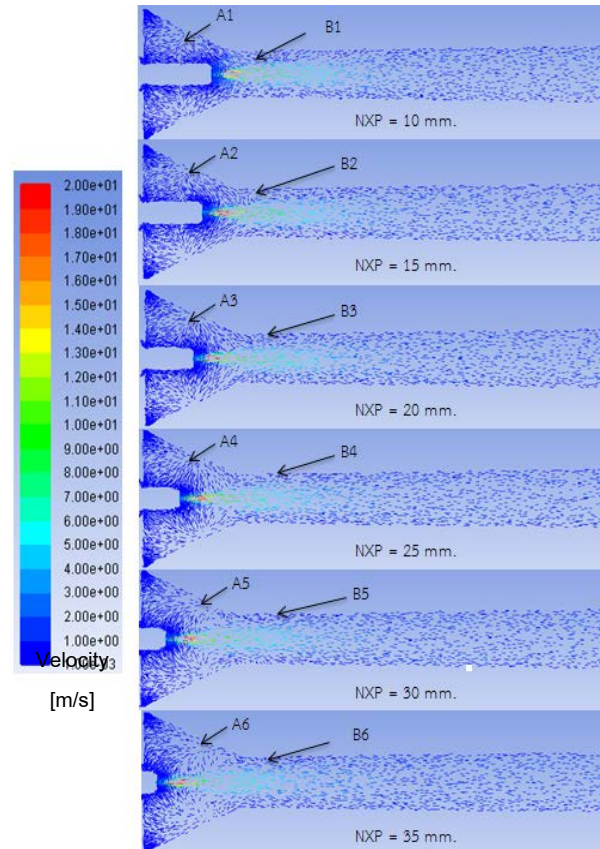
เมื่อลองพิจารณาลักษณะการไหลในท่อผสมซึ่งแสดงเป็นคอนทัวร์ความเร็ว และเวกเตอร์ความเร็วแสดงทิศทางการไหลในท่อผสมที่ NXP ตำแหน่งต่างๆ บนระนาบ yz ดังรูปที่ 5 เลือกแสดงความเร็วในช่วง 0.001-20 m/s พบว่า ที่ NXP = -10 mm. สังเกตพบว่ามีขนาดของลำพุ่งของเชื้อเพลิงที่อยู่ห่างจากคอคอดมาก เมื่อดูเวกเตอร์ความเร็วพบว่ามี

การไหลหมุนวนที่ตำแหน่ง B1 ซึ่งอยู่ตอนต้นของท่อผสมส่วนที่สอง และของผสมบางส่วนมีการไหลย้อนกลับไปยังท่อผสมส่วนแรก และในบริเวณท่อผสมส่วนแรกนี้ก็มีมีการไหลหมุนวนขนาดใหญ่ตามขอบผนังท่อผสมส่วนแรก (บริเวณ A1) และไหลรอบหัวฉีด รวมทั้งการไหลหมุนวนบริเวณขอบปากทางเข้าของอากาศส่วนแรกด้วย ลักษณะการไหลหมุนวนที่เกิดขึ้นนี้จะเป็นตัวต้านทานการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก เมื่อเปรียบเทียบกับเวกเตอร์ความเร็วแสดงทิศทางการไหลในท่อผสมที่ NXP = -15 mm. พบว่าลักษณะการไหลคล้ายกัน ส่วนที่ต่างกันคือ ตำแหน่งการไหลหมุนวนที่ตำแหน่ง B2 อยู่ใกล้ คอคอดมากกว่าตำแหน่ง B1 พื้นที่การไหลของอากาศจาก A2 ถึง B2 เพิ่มขึ้นมากขึ้นกว่า จาก A1 ถึง B1 ทำให้มีปริมาณอากาศส่วนแรกเพิ่มขึ้น สำหรับที่ตำแหน่ง NXP = -20, -25, และ -30 mm. การไหลหมุนวนในท่อผสมส่วนแรกจะขยายวงกว้างมากขึ้นตามลำดับ ไปจนถึงส่วนคอคอดและท่อผสมส่วนแรก ซึ่งยังมีการไหลหมุนวนอยู่ เมื่อตำแหน่ง NXP = -35 mm. พบว่าการไหลหมุนวนที่ตำแหน่ง B6 ลดลง เนื่องจากหัวฉีดถูกขยับให้ห่างมาก ตำแหน่งการไหลหมุนวนในตอนต้นของท่อผสมส่วนที่สองจึงเริ่มขยับไปอยู่ในโซนของท่อผสมส่วนแรก ทำให้มีปริมาณอากาศส่วนแรกเพิ่มขึ้นมาเล็กน้อย

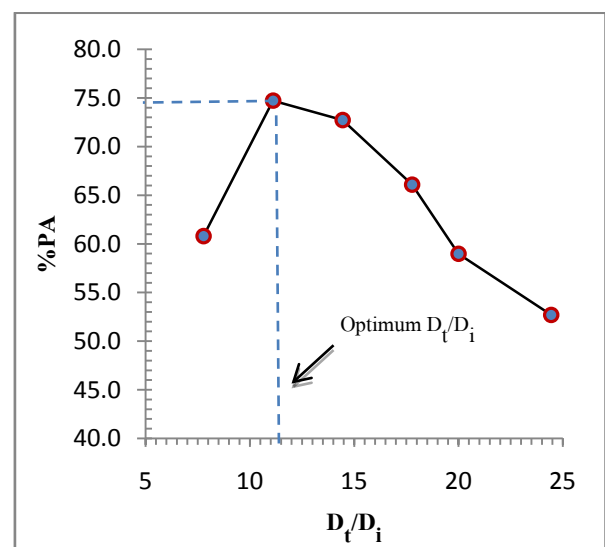
4.2 อิทธิพลของอัตราส่วนขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด (D_c/D_j) ต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรก

CST-39

ในหัวข้อที่เกี่ยวกับการทดสอบที่ตำแหน่งหัวฉีดเท่ากับ 15 mm. ได้ค่าปริมาณอากาศส่วนแรกมากที่สุด ดังนั้นในหัวข้อนี้จะใช้ตำแหน่งหัวฉีดเท่ากับ 15 mm. ในการศึกษาต่อไป จากรูปที่ 6 โดยกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดเท่ากับ 0.9 mm. คงที่ และทำการปรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดที่แตกต่างกัน 6 ขนาด ตามข้อมูลในตารางที่ 2 แล้วนำมาวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองซึ่งมีเงื่อนไขการคำนวณดังตารางที่ 4 ด้วยการกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดเท่ากับ 0.9 mm. คงที่ และใช้ความดันในการทดสอบเท่ากันคือ 2,700 Pa ในกรณีนี้เมื่อพิจารณาการสูญเสียในหัวฉีดด้วยจึงเป็นกรณีที่มีอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมเท่ากันโดยมีค่าประมาณ $0.003 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{s}^2$ จากผลการจำลองพบว่า อัตราส่วนของขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด (D_t/D_i) ที่เปลี่ยนไปมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงค่าปริมาณอากาศส่วนแรก แสดงดังรูปที่ 5.5 โดยมีอัตราส่วนที่เหมาะสมอยู่ค่าหนึ่ง ในกรณีเงื่อนไขที่กำหนดนี้ ค่า $D_t/D_i = 11.11$ จะทำให้สามารถเหนี่ยวนำปริมาณอากาศส่วนแรกได้มากที่สุดเท่ากับ 74.7 % ถ้าอัตราส่วนนี้ขยับสูงขึ้นหรือต่ำกว่านี้ จะมีผลให้ปริมาณอากาศส่วนแรกลดลง



รูปที่ 5 แถบสีความเร็วและเวกเตอร์ความเร็วแสดงทิศทางการไหลในท่อผสมที่ NXP ตำแหน่งต่างๆ บนระนาบ yz

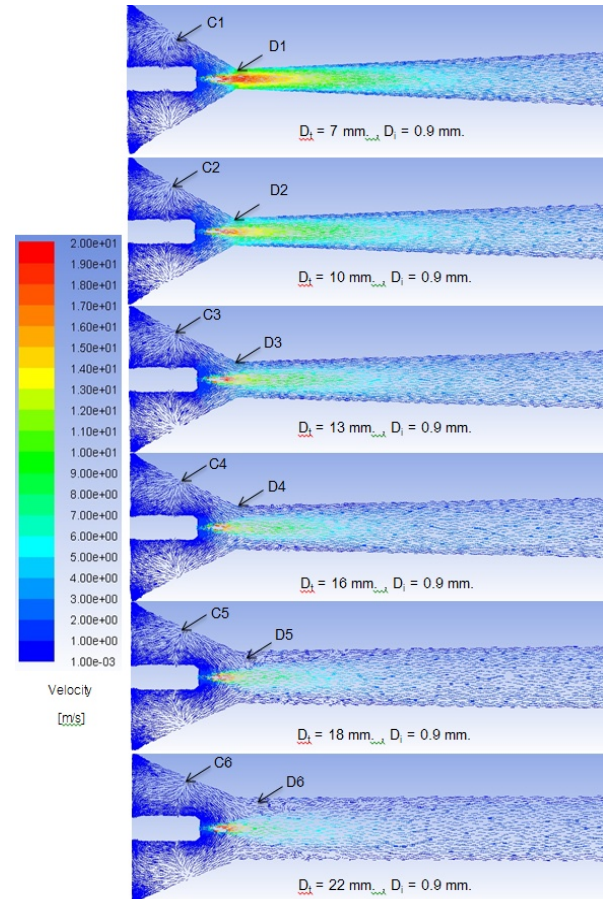


รูปที่ 6 กราฟแสดงอิทธิพลของอัตราส่วนขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด (D_t/D_i) ต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรก

CST-39

เมื่อทำการเปลี่ยนแปลงขนาดคอคอดโดยขนาดหัวฉีด
คงที่ 0.9 mm.

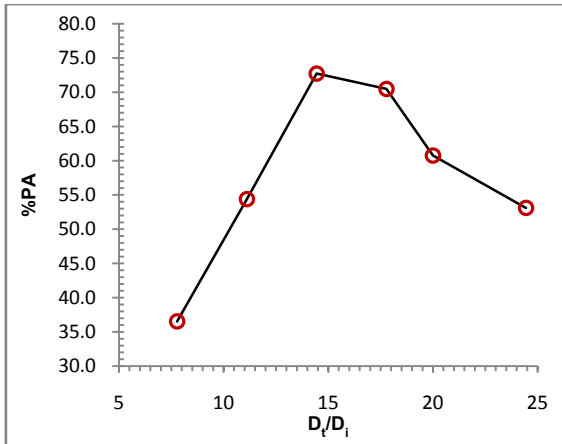
เมื่อลองพิจารณาลักษณะการไหลในท่อผสมซึ่ง
แสดงเป็นแถบสีความเร็วและเวกเตอร์ความเร็วแสดง
ทิศทางการไหลในท่อผสมที่ขนาดคอคอดต่างๆ บน
ระนาบ yz และเลือกแสดงแถบสีความเร็วในช่วง
0.001 – 20 m/s ดังรูปที่ 7 พบว่า มีการไหลหมุนวนที่
ตำแหน่งท่อผสมส่วนแรกเหมือนกัน(ตำแหน่ง C1-C6)
ส่วนที่มีการไหลที่ต่างกันคือ บริเวณคอคอดและ
ตอนต้นของท่อผสมส่วนที่สอง ได้แก่ตำแหน่ง D1
($D_t = 7 \text{ mm.}$, $D_i = 0.9 \text{ mm.}$) พบว่าขนาดของลำพุ่ง
ของเชื้อเพลิงมีขนาดโตกว่าขนาดคอคอดเล็กน้อย ทำ
ให้บริเวณขอบของลำพุ่งไหลปะทะกับปลายท่อผสม
ส่วนแรกใกล้บริเวณคอคอด สำหรับที่ตำแหน่ง D2
ขนาดลำพุ่งจะพอดีกับขนาดคอคอด และพบว่า
ลักษณะนี้จะให้ค่าปริมาณอากาศส่วนแรกมากที่สุด
ส่วนตำแหน่ง D3 - D6 ขนาดของลำพุ่งเล็กกว่าขนาด
คอคอด ทำให้เริ่มมีการไหลหมุนวนเกิดขึ้นที่บริเวณคอคอด
และขยายไปถึงท่อผสมส่วนที่สอง



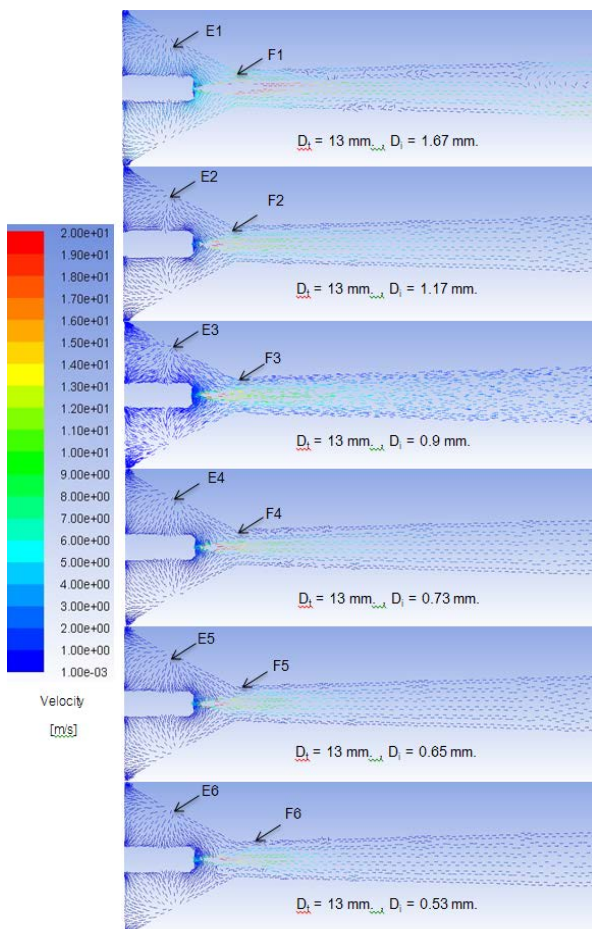
รูปที่ 7 แถบสีความเร็วและเวกเตอร์ความเร็วแสดงทิศ
ทางการไหลในท่อผสมที่ขนาดคอคอดต่างๆ บน
ระนาบ yz

เพื่อทำการเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ใน
ลักษณะเดียวกัน จึงได้ทำการวิเคราะห์การไหล
เพิ่มเติม โดยทำการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนขนาดคอคอด
ต่อขนาดหัวฉีด (D_t/D_i) ต่อค่าปริมาณอากาศส่วน
แรกเมื่อทำการเปลี่ยนแปลงขนาดหัวฉีดที่แตกต่างกัน
6 ขนาด ตามข้อมูลในตารางที่ 3 แล้วนำมาวิเคราะห์
ด้วยแบบจำลองซึ่งมีเงื่อนไขการคำนวณดังตารางที่ 4
ด้วยการกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอด
เท่ากับ 13 mm. คงที่ และเปรียบเทียบที่อัตราการ
เปลี่ยนแปลงโมเมนต์เหมือนกัน ดังนั้นจะมีการปรับค่า
ความดันของแก๊สเชื้อเพลิงแตกต่างจากค่าในตารางที่
4 เพื่อให้อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์เหมือนกัน

CST-39



รูปที่ 8 กราฟแสดงอิทธิพลของอัตราส่วนขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด (D_1/D_2) ต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรกเมื่อทำการเปลี่ยนแปลงขนาดหัวฉีดโดยขนาดคอคอดคงที่ 13 mm.



รูปที่ 9 แถบสีและเวกเตอร์ความเร็วแสดงทิศทางการไหลในท่อผสมที่ขนาดหัวฉีดต่างๆ บนระนาบ yz

จากผลการจำลองพบว่า อัตราส่วนของขนาดคอคอดต่อขนาดหัวฉีด (D_1/D_2) ที่เปลี่ยนไปในกรณีที่มีการปรับขนาดของหัวฉีดโดยให้ขนาดคอคอดคงที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงค่าปริมาณอากาศส่วนแรก แสดงดังรูปที่ 8 โดยมีอัตราส่วนที่เหมาะสมอยู่ค่าหนึ่ง ตามเงื่อนไขที่กำหนดนี้ ค่า $D_1/D_2 = 14.44$ จะทำให้สามารถเหนี่ยวนำปริมาณอากาศส่วนแรกได้มากที่สุดเท่ากับ 72.7 %

เมื่อลองพิจารณาลักษณะการไหลในท่อผสมซึ่งแสดงเป็น แถบสี และเวกเตอร์ความเร็วแสดงทิศทางการไหลในท่อผสมที่ขนาดหัวฉีดต่างๆ บนระนาบ yz และเลือกแสดงความเร็วในช่วง 0.001 – 20 m/s ดังรูปที่ 9 พบว่า มีการไหลหมุนวนที่ตำแหน่งท่อผสมส่วนแรกเหมือนกัน (ตำแหน่ง E1-E6) ส่วนที่มีการไหลที่ต่างกันคือ บริเวณคอคอดและตอนต้นของท่อผสมส่วนที่สอง ได้แก่ที่ตำแหน่ง F1-F3 เมื่อพิจารณาพร้อมกับคอนทัวร์ความเร็วจะเห็นว่าขนาดลำพุ่งของแก๊สเชื้อเพลิงจะลดขนาดลงตามขนาดหัวฉีดที่ลดลงจนมีขนาดเกือบพอดีกับขนาดคอคอดที่ขนาดหัวฉีดเท่ากับ 0.9 mm. นอกจากนี้ยังพบว่าที่ขนาดหัวฉีดเท่ากับ 1.67 mm. จะเกิดการไหลหมุนวนขนาดใหญ่บริเวณท่อผสมส่วนที่สอง (ตำแหน่ง F7) ทำให้เกิดการกีดขวางการไหลอย่างมาก ดังนั้นกรณีนี้จึงมีปริมาณอากาศส่วนแรกน้อยกว่ากรณีอื่น และเมื่อเทียบที่อัตราส่วน D_1/D_2 เดียวกันกับข้อมูลก่อนหน้านี้ (รูปที่ 6-7) พบว่าไม่มีการไหลหมุนวนเกิดขึ้นในบริเวณเดียวกัน จะเห็นได้ว่าการเปลี่ยนแปลงขนาดของหัวฉีดจะส่งผลกระทบต่ออัตราการไหลมากกว่าการเปลี่ยนขนาดคอคอดที่อัตราส่วน D_1/D_2 เดียวกัน ดังนั้นที่อัตราส่วน D_1/D_2 เดียวกันและอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์เหมือนกัน ผลจากการเปลี่ยนขนาดคอคอดจะแตกต่างจากผลจากการเปลี่ยนขนาดหัวฉีด โดยถ้าขนาดหัวฉีดใหญ่กว่าจะให้ค่าปริมาณอากาศส่วนแรกน้อยกว่า แต่โดยรวมแล้วจะมีลักษณะการเปลี่ยนแปลง

CST-39

ที่คล้ายกัน แต่จะยึดขนาดหัวฉีดเป็นหลักและปรับขนาดคอคอดให้มีขนาดที่เหมาะสมกับขนาดของหัวฉีดคือ อัตราส่วน $D_c/D_i = 11.11$ ตัวอย่างเช่น ในรูปที่ 8 ที่ขนาดหัวฉีดเท่ากับ 0.9 mm. ค่า $D_c/D_i = 14.44$ จะทำปริมาณอากาศส่วนแรกได้มากที่สุดเท่ากับ 72.7 % แต่ที่ขนาดหัวฉีดเดียวกันนี้ดังรูปที่ 6 ยังสามารถปรับขนาดคอคอดให้เล็กลงมาที่ค่า อัตราส่วน $D_c/D_i = 11.11$ เพื่อให้ได้ค่าปริมาณอากาศส่วนแรกเพิ่มขึ้นได้อีก สำหรับที่ตำแหน่ง F4 – F6 ขนาดของลำพุ่งของเชื้อเพลิงมีขนาดเล็กกว่าขนาดคอคอด และมีการไหลหมุนวนขวางการไหลบริเวณนี้และมีขนาดใหญ่ขึ้นเรื่อยๆ ตามลำดับ

5. สรุปและเสนอแนะ

จากผลการศึกษาพฤติกรรมการไหลของอากาศที่ผสมกับแก๊สเชื้อเพลิงในหัวเตาแก๊สหุงต้มชนิด KB-5 ด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยสร้างแบบจำลองขึ้นในรูปแบบการไหลแบบปั่นป่วน แบบ RNG k-ε คำนวณร่วมกับแบบจำลอง Species transport แบบไม่มีปฏิกิริยาการเผาไหม้ และใช้โปรแกรม Fluent 6.3 ช่วยคำนวณและวิเคราะห์ จากการศึกษาพบว่า

จากการวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองที่สร้างขึ้นที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 2,700 Pa ทำการศึกษาผลของตำแหน่งของปากทางออกหัวฉีดที่มีต่อปริมาณอากาศส่วนแรก พบว่าตำแหน่งของปากทางออกหัวฉีดมีผลต่อค่าปริมาณอากาศส่วนแรก คือถ้าขยับหัวฉีดออกห่างหรือเข้าใกล้กว่าตำแหน่งที่เหมาะสมจะมีผลให้ปริมาณอากาศส่วนแรกลดลง โดยตำแหน่งที่ทำให้สามารถเหนี่ยวนำปริมาณอากาศส่วนแรกได้มากที่สุดคือ ตำแหน่งห่างจากคอคอดเป็นระยะ 15 mm. ซึ่งคิดเป็น 37% ของความยาวท่อผสมส่วนแรก (40.5 mm.) เนื่องจากได้รับอิทธิพลของการไหลหมุนวนน้อยกว่าตำแหน่งอื่น

ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดเท่ากับ 0.9 mm. คงที่ จากผลการจำลองพบว่า อัตราส่วนของขนาดคอคอด

ต่อขนาดหัวฉีด (D_c/D_i) ที่เปลี่ยนไปมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงค่าปริมาณอากาศส่วนแรก โดยมีอัตราส่วนที่เหมาะสมคือ $D_c/D_i = 11.11$ ซึ่งจะทำให้สามารถเหนี่ยวนำปริมาณอากาศส่วนแรกได้มากที่สุดเท่ากับ 74.7 % ถ้าอัตราส่วนนี้ขยับสูงขึ้นหรือต่ำลงนี้จะมีผลให้ปริมาณอากาศส่วนแรกลดลง แต่เมื่อกำหนดให้ขนาดคอคอดคงที่ และทำการเปลี่ยนแปลงขนาดหัวฉีด พบว่าที่อัตราส่วน D_c/D_i เดียวกันและอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์เหมือนกัน ผลปริมาณอากาศส่วนแรกจากการเปลี่ยนขนาดหัวฉีด จะแตกต่างจากผลจากการเปลี่ยนขนาดคอคอด โดยถ้าขนาดหัวฉีดใหญ่กว่าที่อัตราส่วนเดียวกันจะให้ค่าปริมาณอากาศส่วนแรกน้อยกว่า ดังนั้นควรปรับขนาดคอคอดให้มีขนาดที่เหมาะสมกับขนาดของหัวฉีด เป็นหลัก คือ อัตราส่วน $D_c/D_i = 11.11$ จึงจะทำให้ได้ปริมาณอากาศส่วนแรกสูงที่สุด

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี ที่ได้ให้การสนับสนุนงานวิจัยรวมถึงอาจารย์ที่ปรึกษาที่ได้ให้คำปรึกษาอันเป็นประโยชน์ต่องานวิจัยครั้งนี้ และขอขอบคุณคณาจารย์ผู้ทรงคุณวุฒิทุกท่านที่มีส่วนเกี่ยวข้องทั้งทางตรงและทางอ้อม ที่ทำให้งานวิจัยสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] กระทรวงพลังงาน (2556). รายงานสถิติพลังงานของประเทศไทย 2556, รายงานประจำปี กระทรวงพลังงาน.
- [2] ณรงค์ศักดิ์ ปิยะไพร และคณะ (2556). การศึกษาการไหลของอากาศที่ผสมกับแก๊สเชื้อเพลิงในท่อผสมของหัวเตาแก๊สหุงต้มขนาด KB-5 โดยใช้การจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 27, จังหวัดชลบุรี.

CST-39

- [3] Zhen, H.S. and et al. (2011). Effects of nozzle length on flame and emission behaviors of multi-fuel-jet inverse diffusion flame burner, *Applied Energy*, vol. 88(9), September, 2011, pp. 2917–2924.
- [4] Abdelaal, M.M. El-Riedy, M.K. and El-Nahas, A.M. (2013). Effect of oxygen enriched air on porous radiant burner performance and NO emissions, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 45, February 2013, pp. 163–168.
- [5] จรินทร์ เจนจิตต์ (2553). การเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้มในครัวเรือนโดยฝาครอบเตาชนิดวัสดุพูน , วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตมหาวิทยาลัย อุบลราชธานี. จังหวัดอุบลราชธานี.
- [6] Yoksenakul, W. and Jugjai, S. (2011) Design and development of a SPMB (self-aspirating, porous medium burner) with a submerged flame, *Energy*, vol. 36(5), May 2011, pp. 3092-3100.
- [7] Zhen, H.S. Leung, C.W. and Wong, T.T. (2014). Improvement of domestic cooking flames by utilizing swirling flows, *Fuel*, vol. 119, March 2014, pp. 153-156.
- [8] Jones, H.R.N. (1989). *The Application of Combustion Principles to Domestic Gas Burner Design*, E. & F.N. Spon, London.
- [9] Ruangtrakoon, Natthawut, Satha Aphornratana and Thanarath Sriveerakul. (2011). Experimental Studies of a steam jet refrigeration cycle : Effect of the primary nozzle geometries to system performance, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35(4), May 2011, pp. 676–683.
- [10] Ruangtrakoon, Natthawut and et al. (2013). CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 63, January 2013, pp. 133–145.