

อิทธิพลของการขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วกงที่และวิธีเวลาคงอยู่คงที่
ต่อการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก

EFFECT OF CONSTANT VELOCITY AND CONSTANT RESIDENCE TIME
SCALING CRITERIA ON MILD COMBUSTION



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2564

KMITL-2021-EN-D-058-090

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EFFECT OF CONSTANT VELOCITY AND CONSTANT RESIDENCE TIME
SCALING CRITERIA ON MILD COMBUSTION



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
DOCTOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
SCHOOL OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2021
KMITL-2021-EN-D-058-090

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2021

SCHOOL OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	อิทธิพลของการขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่และวิธีเวลาคงอยู่ คงที่ต่อการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจาง ปานกลางหรือมาก
นักศึกษา	นายนิวัฒน์ สุขสาม
รหัสประจำตัว	62601225
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2564
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ. ดร.จรรูวัตร เจริญสุข

บทคัดย่อ

การเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางถึงมาก (MILD combustion) เป็นเทคโนโลยีที่น่าสนใจสำหรับการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพและปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ต่ำ อย่างไรก็ตามมีข้อมูลอยู่น้อยเกี่ยวกับสมรรถนะของหัวเผาเมื่อทำการขยายขนาดอัตราทางความร้อนของเตาเผาไหม้จากต้นแบบสู่ระดับอุตสาหกรรม งานวิจัยนี้จึงได้ศึกษาถึงอิทธิพลของการขยายขนาดต่อสมรรถนะการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก เมื่อมีการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้จากอัตราความร้อนของการเผาไหม้เชื้อเพลิงในระดับกึ่งอุตสาหกรรม 0.58 MW เพิ่มขึ้นเป็นขนาดในระดับอุตสาหกรรมแบบเต็มตัว 5.8 MW โดยใช้การขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ สมรรถนะการเผาไหม้จากการขยายขนาดทั้งสองวิธีนั้นได้ทำการศึกษาโดยการจำลองเชิงตัวเลข ซึ่งแบบจำลองที่ใช้กันนั้นได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องกับผลการทดลองจริงก่อนนำมาใช้เป็นเครื่องมือในการศึกษา จากผลการจำลองพบว่าถึงแม้ว่าการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมากนั้นสามารถเกิดขึ้นได้โดยการขยายขนาดทั้งสองวิธี ที่สัดส่วนการขยายขนาดอัตราทางความร้อนเพิ่มขึ้น 10 เท่า แต่การขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่นั้นนำไปสู่การปลดปล่อย NO_x ที่สูงขึ้นเนื่องจากระยะเวลาที่ก๊าซอยู่ในสภาวะที่อุณหภูมิสูงที่นานกว่า จากผลการจำลองนั้นยังได้ทำการวิเคราะห์ในด้านของค่าอัตราการหมุนเวียนก๊าซภายในระดับของเปลวไฟทางเคมี และแอมโคห์เลอร์นัมเบอร์ ตามที่คาดหวังว่าเทคโนโลยีการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมากนั้นมีการปลดปล่อย NO_x ต่ำ แต่ต้องพิจารณาถึงระดับการปลดปล่อย NO_x เมื่อใช้สัดส่วนการขยายขนาดที่สูงด้วยวิธีความเร็วคงที่ สำหรับวิธีเวลาคงอยู่คงที่นั้นโดยการเพิ่มความเร็วยังเข้าตามสัดส่วนการขยายขนาด พบว่าความดันที่ใช้จ่ายเชื้อเพลิงและอากาศนั้นควรนำมาพิจารณาเป็นข้อจำกัดเมื่อขยายขนาดในสัดส่วนที่สูงขึ้น

Thesis	Effect of Constant Velocity and Constant Residence Time Scaling Criteria on MILD Combustion
Student	Mr. Niwat Suksam
Student ID.	62601225
Degree	Doctor of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2021
Thesis Advisor	Assoc. Prof. Dr. Jarruwat Charoensuk

ABSTRACT

Moderate or intense low-oxygen dilution (MILD) combustion is an interesting technology for efficient combustion with low NO_x emission. However, little information is known regarding the burner's performance when scaling the furnace's thermal throughput from a prototype to the industrial level. This research concerns with effect of scaling on performance of MILD combustion furnace when increasing its geometry and thermal throughput from the 0.58 MW prototype to its scaled-up versions of 5.8 MW. The constant velocity (CV) and constant residence time (CRT) scaling approaches were used in this work. Their performances were simulated with a numerical model for MILD combustion which was thoroughly validated against existing experimental data. It was found that despite MILD condition could be successfully maintained with both scaling approaches up to the scaling factor of 10, the effect of CV scaling could lead to elevated NO_x emission due to increase in flow retention time in hot environment. The results were also discussed in term of internal recirculation rate, chemical flame occupation degree and Damköhler number. Despite of promising technology of MILD combustion for low- NO_x emission, care must be taken on NO_x emission level when scaling up with large scale factor under the CV criteria. As for the CRT criteria with increasing inlet velocity with the scale factor, the fuel and air supply pressure should be considered as a constraint when scaling up with large scale factor.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้เป็นอย่างดีด้วยคำแนะนำ ให้คำปรึกษา และความเมตตา
กรุณาจาก รองศาสตราจารย์ ดร.จรรุวัตร เจริญสุข อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้ง
ในความอนุเคราะห์และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบพระคุณประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ศาสตราจารย์ ดร.สำเร็จ จักรใจ รอง
ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ รองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ และกรรมการสอบ
วิทยานิพนธ์ รองศาสตราจารย์ ดร.ชินรัชช์ เจริญพงษ์ รองศาสตราจารย์ ดร.จรรุวัตร เจริญสุข และ
รองศาสตราจารย์ ดร.วิฑาดา เจษฎารัตนชัย ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำตลอดจนข้อชี้แนะ จนในที่สุดทำ
ให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้

สุดท้ายนี้ขอกราบขอบพระคุณ บิดา มารดา ที่เฝ้าเลี้ยงดู อบรมสั่งสอน และให้ทุนทรัพย์ใน
การศึกษาและทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ตั้งแต่เริ่มต้นจนประสบความสำเร็จรวมทั้งเป็นกำลังใจในการฟัน
ฝ่าปัญหาและอุปสรรคต่าง ๆ เสมอมา และขอขอบคุณผู้ที่ให้การสนับสนุนทุกท่านที่มีได้เอื้อยามมา ณ
ที่นี้ด้วย

ถ้าปราศจากบุคคลเหล่านี้ วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่สามารถสำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี คุณค่าและ
ประโยชน์อันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยขอมอบแต่ผู้มีพระคุณทุกท่าน ขออำนาจคุณพระศรี
รัตนตรัยอำนวยการอำนวยพรความสุขสวัสดิ์จึงมีแต่ทุกท่าน

นิวัฒน์ สุขสาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VII
สารบัญรูป	VIII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา	4
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา	4
1.4 ขอบเขตของการวิจัย	5
1.5 ขั้นตอนของการศึกษา	5
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	5
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทัศน์	6
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจาง ปานกลางหรือมาก	6
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้	12
บทที่ 3 แบบจำลองคณิตศาสตร์และทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	20
3.1 แบบจำลองคณิตศาสตร์	20
3.1.1 สมการอนุพันธ์มวลและสมการอนุพันธ์โมเมนตัม	20
3.1.1.1 สมการอนุพันธ์มวล	20
3.1.1.2 สมการอนุพันธ์โมเมนตัม	20
3.1.2 แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน	21
3.1.2.1 ค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์ (Reynolds (ensemble) averaging)	21
3.1.2.2 วิธีของบูสซิเนสก์ (Boussinesq approach)	22
3.1.2.3 แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน standard $k - \epsilon$	22
3.1.2.4 แบบจำลองความหนืดของการไหลแบบปั่นป่วน	23

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.1.2.5	แบบจำลองการก่อเกิดความปั่นป่วนในแบบจำลอง standard $k - \varepsilon$	23
3.1.3	สมการพลังงาน.....	24
3.1.3.1	แหล่งของพลังงานเนื่องจากปฏิกิริยาเคมีของการเผาไหม้	25
3.1.3.2	สมการสถานะของก๊าซ	25
3.1.4	สมการการแผ่รังสีความร้อน	25
3.1.4.1	แบบจำลองการแผ่รังสีความร้อน P-1	26
3.1.4.2	แบบจำลองผลรวมถ่วงน้ำหนักของก๊าซสี่เทา	27
3.1.5	การถ่ายโอนองค์ประกอบของก๊าซและอัตราปฏิกิริยาเคมี	29
3.1.5.1	สมการการอนุรักษ์องค์ประกอบของก๊าซ	29
3.1.5.2	แบบจำลองการแพร่ของมวลในการไหลแบบปั่นป่วน	29
3.1.5.3	แบบจำลองอัตราของปฏิกิริยาเคมี	30
3.1.5.4	แบบจำลองการเผาไหม้ Eddy-Dissipation Concept.....	31
3.1.6	แบบจำลองก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน.....	32
3.1.6.1	การก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากความร้อน (thermal NO_x).....	32
3.1.6.2	การก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนชั้นฉับพลัน (prompt NO_x).....	35
3.1.6.3	กลไกการลดลงของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนโดยการ นำกลับมาเผาไหม้ (NO_x reduction by reburning)	38
3.2	ปริมาณสัมพันธ์ (stoichiometry).....	42
3.3	อัตราการหมุนเวียนก๊าซภายใน (internal recirculation rate).....	43
3.4	อัตราส่วนปริมาตรของเปลวไฟ (flame volume ratio).....	43
3.5	สเกลความยาวโคลโมโกรอฟ (Kolmogorov length scale).....	44
3.6	แดมคอล์เลอร์นัมเบอร์ (Damköhler number).....	45
3.7	แดมคอล์เลอร์นัมเบอร์ของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (Damköhler number of NO_x)	45
3.8	เกณฑ์การขยายขนาด (scaling criteria).....	46

บทที่ 4	วิธีการจำลองเชิงตัวเลข.....	48
---------	-----------------------------	----

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.1 กรณีอ้างอิงสำหรับการศึกษาผลของการขยายขนาดสำหรับการเผาไหม้ ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก	48
4.2 วิธีการจำลองเชิงตัวเลข	50
4.3 การตรวจสอบความเป็นอิสระของคำตอบขนาดของเมช	53
4.4 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง	54
4.5 วิธีการขยายขนาด	60
บทที่ 5 ผลการจำลองเชิงตัวเลขและการวิเคราะห์ผล	62
5.1 ผลของการขยายขนาดต่อสนามการไหล	62
5.2 ผลของการขยายขนาดต่อการกระจายอุณหภูมิ	69
5.3 ผลของการขยายขนาดต่อองค์ประกอบของก๊าซ	73
5.4 ผลของการขยายขนาดต่ออัตราการหมุนเวียนก๊าซภายใน	78
5.5 ผลของการขยายขนาดต่อการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจาง ปานกลางหรือมาก	80
5.6 ผลของการขยายขนาดต่อการปลดปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจน (NO _x)	84
บทที่ 6 สรุปผลและข้อเสนอแนะ	89
6.1 สรุปผล	89
6.2 ข้อเสนอแนะ	90
เอกสารอ้างอิง	91
ภาคผนวก ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์	99
ประวัติผู้เขียน	140

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 สัมประสิทธิ์อัตราของปฏิกิริยาสำหรับ thermal NO_x	33
3.2 ค่าคงที่ของอัตราสำหรับ NO_x reburn ของเชื้อเพลิงก๊าซมีเทน (CH_4).....	41
3.3 พารามิเตอร์ที่สำคัญของวิธีการขยายขนาดที่แตกต่างกัน.....	47
4.1 สภาวะในการทดลองเตาเผาไหม้ของ IFRF.....	50
4.2 กลไกการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในการศึกษานี้.....	52
4.3 สภาวะเงื่อนไขที่ขอบเขตในการจำลองเชิงตัวเลข.....	52
4.4 ผลการทดลองและผลการจำลองที่ได้จากทางออกของเตาเผาไหม้.....	60
4.5 พารามิเตอร์การทำงานของเตาเผาไหม้สำหรับการขยายขนาดในแต่ละวิธี.....	61
5.1 การคำนวณสมดุลของพลังงาน (คำนวณหนึ่งในสี่ของเตาเผาไหม้).....	72
5.2 ผลการจำลองของการก่อเกิดและสลายของ NO_x (ppm vol. dry).....	87



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
3.1 แผนภาพการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี.....	26
3.2 กลไกการเกิดและสูญเสีย NO _x โดยรวมของ De Soete ซึ่งเพิ่มเส้นทางการลดลงของ NO _x	39
4.1 เตาเผาไหม้ขนาดกึ่งอุตสาหกรรมที่ใช้ในการทดลองของ IFRF	48
4.2 เตาเผาไหม้ของ IFRF ซึ่งแสดงตำแหน่งการวัดทางขวางแสดงในหน่วย m.....	49
4.3 ขอบเขตการคำนวณของเตาเผาไหม้ซึ่งมีเมชขนาด 606270 เซลล์.....	51
4.4 การตรวจสอบขนาดของเมชในความเร็วตามแนวแกน อุณหภูมิ ความเข้มข้นของ O ₂ และ CO ₂ ตามแนวเส้นแกนกลาง (แกน z) ของเตาเผาไหม้.....	53
4.5 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเร็วในแนวแกนตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	54
4.6 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับอุณหภูมิตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	55
4.7 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ O ₂ ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	56
4.8 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ CH ₄ ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	56
4.9 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ CO ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	57
4.10 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ H ₂ ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	58
4.11 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ CO ₂ ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	59
4.12 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ NO _x ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	59
5.1 แถบสีแสดงความเร็วตามแนวแกน (m/s) ในระนาบ x-z.....	62
5.2 แถบสีแสดงพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน k (m ² /s ²) ในระนาบ x-z.....	63
5.3 ความเร็วในแนวแกนตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	64
5.4 ความเร็วในแนวแกนตามแนวตั้ง (แกน y) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	65

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.5 ความเร็วในแนวแกนตามแนวเส้นทแยงมุม (diagonal line) ของเตาเผาไหม้ ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้	66
5.6 เส้นทางการไหลของก๊าซซึ่งมีแถบสีเป็นความเร็วตามแนวแกน (m/s) ในเตาเผาไหม้	67
5.7 แถบสีแสดงสเกลเวลาโคลโมโกรอฟ τ_k (s) ในระนาบ x-z	68
5.8 แถบสีแสดงสเกลความยาวโคลโมโกรอฟ l_k (m) ในระนาบ x-z	68
5.9 แถบสีและเส้นแสดงอุณหภูมิ (K) ในระนาบ x-z	70
5.10 อุณหภูมิตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้	71
5.11 อุณหภูมิสูงสุดภายในเตาเผาไหม้ทั้งสามกรณี	72
5.12 อุณหภูมิที่ทางออกของเตาเผาไหม้ทั้งสามกรณี	72
5.13 แถบสีแสดงความเข้มข้นของ O ₂ (%vol. dry) ในระนาบ x-z	73
5.14 ความเข้มข้นของ O ₂ ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้	74
5.15 ความเข้มข้นของ O ₂ ที่ทางออกของเตาเผาไหม้ทั้งสามกรณี	75
5.16 ความเข้มข้นของ CO ₂ ที่ทางออกของเตาเผาไหม้ทั้งสามกรณี	75
5.17 ความเข้มข้นของ H ₂ O ที่ทางออกของเตาเผาไหม้ทั้งสามกรณี	75
5.18 แถบสีแสดงความเข้มข้นของ CO (%vol. dry) ในระนาบ x-z	76
5.19 แถบสีแสดงความเข้มข้นของ H ₂ (%vol. dry) ในระนาบ x-z	76
5.20 แถบสีของอัตราปฏิกิริยาของ O ₂ (kg/m ³ s) ที่บริเวณใกล้กับหัวเผาในระนาบ x-z	77
5.21 แถบสีของอัตราปฏิกิริยาของ CH ₄ (kg/m ³ s) ที่บริเวณใกล้กับหัวเผาในระนาบ x-z	77
5.22 แถบสีของอัตราปฏิกิริยาของ CO ₂ (kg/m ³ s) ที่บริเวณใกล้กับหัวเผาในระนาบ x-z	78
5.23 แถบสีของอัตราปฏิกิริยาของ H ₂ O (kg/m ³ s) ที่บริเวณใกล้กับหัวเผาในระนาบ x-z	78
5.24 อัตราการไหลเวียนกลับของก๊าซภายในเตาเผาไหม้ตามแนวแกน	79
5.25 ลักษณะการเผาไหม้แต่ละตำแหน่งตามแนวแกนของเตาเผาไหม้	80
5.26 อัตราส่วนผสมออกซิเดชัน R_0 : (a) ในระนาบ x-z (y = 0); (b) ในระนาบ x-y ที่ระยะ ความยาวเขาเตาเผาไหม้ $z/Z = 0.2128$	81
5.27 พื้นผิวที่มีค่าคงที่ของ $R_0 = 0.99$ ซึ่งแสดงแถบสีของอุณหภูมิ (K)	81
5.28 ระดับของเปลวไฟทางเคมีของแต่ละกรณี	82
5.29 แถบสีแสดงค่าแดมโค่เลอร์นัมเบอร์ Da ในระนาบ x-z	82
5.30 แดมโค่เลอร์นัมเบอร์ Da ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้	83

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.31 แถบสีแสดงความเข้มข้นของ NO_x (ppm vol. dry) ในระนาบ x-z.....	85
5.32 ความเข้มข้นของ NO_x ที่ทางออกจากเตาเผาไหม้ของทั้งสามกรณี.....	85
5.33 ความเข้มข้นของ NO_x ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	86
5.34 แถบสีของอัตราปฏิกิริยาของ NO_x ($\text{kg}/\text{m}^3 \text{ s}$) ที่บริเวณใกล้กับหัวเผาในระนาบ x-z.....	87
5.35 แดมโคห์เลอร์นับเบอร์ของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน Da_{NO_x} ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้.....	88



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

การเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (Moderate or Intense Low-Oxygen Dilution Combustion, MILD combustion) [1] เป็นเทคโนโลยีที่น่าสนใจสำหรับโรงงานสมัยใหม่ที่ต้องการใช้พลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ ซึ่งให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงและปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ต่ำ สิ่งนี้สามารถทำได้โดยการผสมอากาศและเชื้อเพลิงที่เข้ามาในห้องเผาไหม้กับก๊าซไอเสียที่ไหลเวียนกลับก่อนที่จะทำปฏิกิริยาเผาไหม้ภายใต้สภาวะที่ควบคุมโดยการผสม (mixing control) โดยปกติแล้วการทำให้ก๊าซออกไซด์เซอร์ที่ออกจากหัวเผามีความเร็วสูงจะถูกนำมาใช้เพื่อสร้างการเหนี่ยวนำการไหลเวียนกลับของก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงเพียงพอในการจุดติดไฟของส่วนผสมสารตั้งต้น ก๊าซไอเสียร้อนนี้ไหลเวียนกลับไปเจือจางอากาศให้มีความเข้มข้นของออกซิเจนต่ำลง และต่อมาทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิง ซึ่งเกิดการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพและกระจายตัวไปเป็นบริเวณกว้างภายในห้องเผาไหม้ ดังนั้นจุดร้อนที่ทำให้เกิดการก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) จากอุณหภูมิสูงนั้นสามารถลดลงได้และในขณะเดียวกันก็รักษาการถ่ายเทความร้อนจากก๊าซร้อนไปยังผนังเตาเผาไหม้ได้อย่างสม่ำเสมอ ซึ่งการเผาไหม้แบบนี้มีพื้นฐานเช่นเดียวกับการเผาไหม้แบบเอนทัลปีส่วนเกิน (Excess Enthalpy Combustion, EEC) [2] เนื่องจากการทำปฏิกิริยาการเผาไหม้แบบนี้เกิดขึ้นเป็นบริเวณกว้างโดยไม่มีจุดร้อนของการทำปฏิกิริยาที่รุนแรงและไร้เปลวไฟจึงเรียกการเผาไหม้ใหม่นี้อีกอย่างว่า “การเผาไหม้แบบไร้เปลวไฟ” (Flameless Oxidation, FLOX) [3] และ (Flameless Combustion) [4] เนื่องจากอากาศที่ป้อนเข้าสู่เตาเผาไหม้จากหัวเผาที่มีอุณหภูมิสูงจึงเรียกอีกอย่างว่า “การเผาไหม้โดยใช้อากาศที่มีอุณหภูมิสูง” (High Temperature Air Combustion, HiTAC) [5] เนื่องจากบริเวณการก่อเกิดปฏิกิริยาในการเผาไหม้ใหม่นี้ไร้สีและมีการแพร่กระจายวงกว้างภายในห้องเผาไหม้จึงได้เรียกว่า “การเผาไหม้แบบกระจายไร้สี” (Colorless Distributed Combustion, CDC) [6] และในประเทศสหรัฐอเมริกาเรียกลักษณะการเผาไหม้แบบนี้ว่าการฉีดเชื้อเพลิงที่ปล่อย NO_x ต่ำ (Low NO_x Injection, LNI) [7]

มีหลายการศึกษาที่เกี่ยวกับการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก ทั้งในแบบการทดลองและการจำลองเชิงตัวเลข เช่น ผลกระทบของรูปทรงทางเรขาคณิตและลักษณะการจัดวางของหัวเผา รวมถึงสภาวะการทำงาน [8,9] ลักษณะของห้องเผาไหม้ [10,11] ความเร็วของสารตั้งต้น [12,13] อุณหภูมิของสารตั้งต้น [14,15] องค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิงและออกไซด์เซอร์ [16-18] การก่อเกิดและการลดลงของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) [3,19] และลักษณะของการเผาไหม้ในระดับจุลภาค [20,21]

สมรรถนะที่สำคัญอีกประการหนึ่งของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก คือผลของการขยายขนาดเมื่อมีความต้องการที่จะขยายขนาดจากระดับขนาดห้องปฏิบัติการ (lab scale) ไปเป็นต้นแบบเต็มสเกล (full scale) มีความจำเป็นที่ต้องพิจารณาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงขนาดทางอัตราทางความร้อนและรูปทรงทางเรขาคณิต ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และการปล่อยมลพิษ ตามหลักการแล้วเกณฑ์การขยายขนาดควรให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้และการปล่อยมลพิษที่เหมือนกับเตาเผาไหม้ขนาดเดิม อย่างไรก็ตามเป็นไปได้ที่จะหาเกณฑ์การขยายขนาดตามความต้องการดังกล่าวเนื่องจากการเผาไหม้เกี่ยวข้องกับการทำงานร่วมกันของกระบวนการที่ซับซ้อนหลายอย่างที่เกี่ยวข้องกับเตาเผาไหม้ ออกซิไดเซอร์ และรูปทรงของหัวเผา รวมถึงสถานะการทำงาน ในทางกลับกันเป็นที่ยอมรับกันว่าก๊าซไอเสียหมุนเวียนกลับที่มีอุณหภูมิสูงและมีความเข้มข้นของออกซิเจนที่ต่ำ นั้นมีบทบาทสำคัญต่อการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก คำถามบางข้อยังไม่มีคำตอบเกี่ยวกับการเปลี่ยนแปลงขนาดอัตราทางความร้อนและรูปทรงเรขาคณิตของหัวเผาและเตาเผาไหม้ ตลอดจนความเร็วทางเข้าที่เกี่ยวข้องกับเกณฑ์การขยายขนาดที่แตกต่างกันจะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมากอย่างไร โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกลไกการก่อเกิดของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ดังนั้นจึงเป็นเรื่องที่น่าสนใจที่จะค้นหาว่าเกณฑ์การขยายขนาดที่แตกต่างกันจะส่งผลกระทบต่อลักษณะที่สำคัญนี้ได้อย่างไร

งานวิจัยจำนวนมากในอดีตที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาผลของการขยายขนาดของหัวเผาแบบดั้งเดิม เช่น หัวเผาก๊าซธรรมชาติที่มีการไหลแบบหมุนควง [22-24] หัวเผาไหม้ที่ใช้เชื้อเพลิงก๊าซไพโรไลซิส [25], หัวเผาผงถ่านหินที่มีการไหลแบบหมุนควง [22,26] อย่างไรก็ตามผลกระทบของการขยายขนาดภายใต้การเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก นั้นมีการศึกษาวิจัยอยู่น้อย การวิจัยที่สำคัญงานหนึ่งได้จาก Kumar et al. [27] พวกเขาเสนอว่าอัตราส่วนของการหมุนเวียนกลับของก๊าซร้อนเป็นปัจจัยสำคัญ ที่ทำให้การขยายขนาดสำหรับการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมากนั้นประสบความสำเร็จ ในงานวิจัยของพวกเขาได้ทำการทดลองและจำลองเชิงตัวเลข โดยการขยายขนาดอัตราทางความร้อนที่สูงขึ้นถึง 50 เท่า สำหรับการขยายขนาดทางมิติรูปทรงเรขาคณิต (D) พวกเขาได้ใช้ความสัมพันธ์ $D \approx Q^{1/3}$ เมื่อ Q คือสเกลอัตราทางความร้อน สำหรับความเร็วของเชื้อเพลิง (U_f) พวกเขาใช้ความสัมพันธ์ $U_f \approx Q^{1/3}$ ทำให้ความเร็วของเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีดสูงมาก อย่างไรก็ตามความเร็วของอากาศถูกจำกัดไว้ที่ 100 m/s ด้วยเหตุผลในทางปฏิบัติ พวกเขากล่าวว่าการขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (Constant Residence Time, CRT) สามารถรักษาอัตราการปลดปล่อยความร้อนต่อปริมาตรไว้ได้ ในขณะที่การขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่ (Constant Velocity, CV) อัตราการปลดปล่อยความร้อนต่อปริมาตรจะลดลงเมื่อมีการขยายขนาดหัวเผา อัตราการหมุนเวียนกลับของก๊าซไอเสียที่ลดลงจะส่งผลกระทบต่อในระดับที่มากขึ้นเมื่อมีการนำวิธีการขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่ (CV) มาใช้ ดังนั้นการ

ขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) จึงเหมาะสำหรับการขยายขนาดของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก ตามข้อกำหนดการขยายขนาดนี้การเพิ่มความเร็วของก๊าซสามารถทำได้ทั้งด้านเชื้อเพลิงจนถึงขีดจำกัดของแรงดันจ่าย แต่มีข้อจำกัดในด้านการจ่ายอากาศเมื่อพวกเขาพยายามขยายขนาดในทางปฏิบัติจนถึงระดับอุตสาหกรรม ดังนั้นการขยายขนาดด้านจ่ายอากาศจึงแก้ไขข้อจำกัดจากวิธี CRT โดยชดเชยด้วยความเร็วที่เพิ่มขึ้นของด้านเชื้อเพลิง

การศึกษาวิจัยอีกงานหนึ่งที่เกี่ยวข้องกับการทดลองและการจำลองเชิงตัวเลขของหัวเผาและเตาเผาไหม้ในห้องปฏิบัติการของการเผาไหม้แบบไร้เปลวไฟโดยใช้ออกซิเจน และได้มีการขยายขนาดไปใช้ในเตาเผาไหม้ระดับอุตสาหกรรม ที่มีการเผยแพร่โดย Ghadamgahi et al. [28] มีการรายงานว่าเตาเผาไหม้ได้รับการขยายขนาดให้อยู่ในระดับอุตสาหกรรมได้สำเร็จ และพวกเขาได้ใช้แบบจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD) มาช่วยในการศึกษาวิจัย และได้ทำการตรวจสอบความถูกต้อง การศึกษานี้มุ่งเน้นไปที่วิธีการได้มาซึ่งข้อมูลของอุณหภูมิ อย่างไรก็ตามยังไม่มีรายงานผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้อื่นเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงขนาดอัตราทางความร้อนและขนาดรูปทรงเรขาคณิต

การศึกษาผลของวิธีการขยายขนาดที่ต่างกันโดยเฉพาะวิธีความเร็วคงที่และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ต่อประสิทธิภาพของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (Moderate or Intense Low-Oxygen Dilution, MILD combustion) นั้นค่อนข้างหายากเมื่อเทียบกับในด้านอื่น ๆ ที่กล่าวถึงก่อนหน้านี้ นอกจากนี้การศึกษาที่ดำเนินการโดย Kumar et al. [27] นั้นใช้ห้องเผาไหม้ที่อัตราการปลดปล่อยความร้อนต่อปริมาตรห้องเผาไหม้สูง ($\approx 5.6 \text{ MW/m}^3$ ของห้องเผาไหม้) และขนาดทางความร้อนยังอยู่ในระดับห้องปฏิบัติการ ในขณะที่เตาเผาไหม้ในระดับอุตสาหกรรมนั้น มีอัตราการปลดปล่อยความร้อนต่อปริมาตรเตาเผาไหม้ค่อนข้างต่ำนั้น ยังไม่ได้รับการตรวจสอบ ซึ่งเตาเผาไหม้ในอุตสาหกรรมนี้มีข้อจำกัดในการออกแบบเนื่องจากต้องการให้มีพื้นที่สำหรับการผสมก๊าซไอเสีย รวมถึงความแตกต่างในการใช้พลังงานความร้อนจากผนังเตาเผา-ไหม้

จากงานวิจัยที่มีอยู่ปัจจุบันที่มีผลต่อประสิทธิภาพของหัวเผาและการปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ได้รับการตรวจสอบอย่างกว้างขวาง แม้ว่างานที่ผ่านมาส่วนใหญ่จะเปิดเผยถึงผลกระทบต่อ การปล่อย NO_x เมื่อขยายขนาดตามวิธีความเร็วคงที่ (CV) และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) แต่ผลกระทบภายใต้เงื่อนไขการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมากยังไม่ได้รับการตรวจสอบ เนื่องจากข้อมูลที่มีจำกัดดังกล่าวเกี่ยวกับผลของการขยายขนาดประสิทธิภาพของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก สำหรับหัวเผาและเตาเผาไหม้ระดับกึ่งอุตสาหกรรมที่มีอัตราการปลดปล่อยความร้อนต่อปริมาตร 0.023 MW/m^3 ที่นำมาอ้างอิง งานนี้จึงมุ่งเป้าไปที่การประเมินประเภทหัวเผาชนิดนี้ซึ่งยังไม่ได้รับการตรวจสอบ การศึกษาเปรียบเทียบได้ดำเนินการในแบบจำลองเตาเผาไหม้ขนาดเต็มในระดับกึ่งอุตสาหกรรม 0.58 MW และเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดขึ้นเป็นระดับอุตสาหกรรมแบบเต็มตัว 5.8 MW ภายใต้วิธีการขยายขนาดสองวิธี คือวิธี

ความเร็วคงที่ (CV) และเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) โดยได้นำพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) มาใช้เป็นเครื่องมือสำหรับการประเมินการขยายขนาดนี้ ซึ่งได้แสดงผลของอากาศพลศาสตร์ของการไหลปฏิบัติการเผาไหม้ การกระจายของอุณหภูมิ และการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) นอกจากนี้ยังมีการตรวจสอบขนาดของเปลวไฟเคมีซึ่งเป็นหนึ่งในคุณสมบัติที่สำคัญของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก นอกจากนี้ยังได้วิเคราะห์ถึงผลลัพธ์ในแง่ของค่าแดมคอล์เลอร์นัมเบอร์ (Damköhler number) ซึ่งเป็นลักษณะสำคัญประการหนึ่งของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก นอกจากนี้ยังมุ่งเน้นไปที่ผลของเกณฑ์การขยายขนาดที่แตกต่างกัน ต่อระดับการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x)

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

1. เพื่อศึกษาอิทธิพลของการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้ด้วยวิธีความเร็วคงที่และเวลาคงอยู่คงที่ ต่อลักษณะการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก
2. เพื่อศึกษาอิทธิพลของการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้ด้วยวิธีความเร็วคงที่และเวลาคงอยู่คงที่จากขนาดระดับกึ่งอุตสาหกรรมสู่ระดับอุตสาหกรรมแบบเต็มตัวที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และการปลดปล่อยมลพิษ
3. เพื่อสามารถนำวิธีการขยายขนาดที่เหมาะสมกับการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก ไปใช้กับการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้ในอุตสาหกรรมได้

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

1. เตาเผาไหม้มีความสมมาตร แบบจำลองจึงสร้างเพียงหนึ่งในสี่ส่วนของเตาเผาไหม้
2. การไหลเป็นแบบปั่นป่วน
3. การทำงานของเตาเผาไหม้อยู่ในสภาวะคงตัว
4. เตาเผาไหม้ทำงานที่ความดันบรรยากาศ
5. ปฏิกริยาการเผาไหม้เกิดขึ้น 4 ขั้นปฏิกริยา
6. การกระจายตัวของอุณหภูมิที่ผนังเตาเผาไหม้มีความสม่ำเสมอ
7. อิทธิพลเนื่องจากความเร่งจากแรงโน้มถ่วงของโลกมีผลต่อการไหลของก๊าซน้อยมากจึงสามารถละทิ้งได้
8. ความเข้มข้นของออกไซด์ของไนโตรเจนนั้นน้อยมาก เมื่อเทียบกับองค์ประกอบของก๊าซอื่น ๆ จึงสามารถคำนวณกลไกการเกิดหรือลดลงของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนหลังจากคำนวณการเผาไหม้หลักเสร็จแล้ว (post processor)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.4 ขอบเขตของการวิจัย

1. แบบจำลองเป็นแบบสามมิติ
2. ขยายขนาดอัตราทางความร้อนในอัตราส่วน 10 ต่อ 1 (จากขนาด 0.58 MW เพิ่มขึ้นเป็น 5.8 MW)
3. ใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ (ก๊าซมีเทน)
4. ขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาใหม่โดยใช้วิธีความเร็วคงที่และวิธีเวลาคงอยู่คงที่
5. การเผาไหม้เป็นแบบออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางถึงมาก
6. การจำลองเป็นแบบคงตัว

1.5 ขั้นตอนของการศึกษา

1. ศึกษาทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก หลักการการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาใหม่ และแบบจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณสำหรับการเผาไหม้
2. สร้างแบบจำลองของหัวเผาและเตาเผาใหม่ ในขนาดเดิมและขนาดที่ขยายใหญ่ขึ้น
3. ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองกับผลการทดลอง และแก้ไขปรับปรุงแบบจำลอง
4. ดำเนินการจำลองเชิงตัวเลขผลของการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาใหม่
5. วิเคราะห์ผลการจำลอง
6. สรุปผลการจำลองและข้อเสนอแนะ

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทำให้ทราบถึงอิทธิพลของการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาใหม่ด้วยวิธีความเร็วคงที่และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ต่อการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก
2. สามารถนำความรู้ที่ได้จากการศึกษาอิทธิพลของการขยายขนาดไปใช้ในการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาใหม่ที่ใช้ในงานอุตสาหกรรมได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

วรรณกรรมปริทัศน์

2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก

ในหลายปีที่ผ่านมา มีหลายงานวิจัยได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion) ซึ่งมีการศึกษาทั้งโดยวิธีการทดลองและการจำลองเชิงตัวเลข

ในปี 1997 Wüning and Wüning [3] ได้นำเสนอวิธีการลดการเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากความร้อน (thermal NO_x) ที่เกิดจากการเผาไหม้ โดยการใช้การเผาไหม้แบบไร้เปลวไฟ (flameless oxidation) พวกเขาได้แสดงวิธีการเพื่อลด thermal NO_x ในวิธีต่าง ๆ ที่มีอยู่ในปัจจุบันก่อนที่จะมีการประยุกต์ใช้การเผาไหม้แบบ flameless oxidation พวกเขาได้แสดงการประยุกต์ใช้การเผาไหม้แบบ flameless oxidation กับหัวเผาแบบคูเพอเรทิฟ (recuperative burners) และหัวเผาแบบรีเจนเนอเรทิฟ (regenerative burners)

ในปี 1999 Weber et al. [29] ได้นำเสนอเทคโนโลยีการเผาไหม้ที่มีศักยภาพสูง ที่ช่วยให้ประหยัดพลังงานและลดการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) โดยเตาเผาไหม้ที่พวกเขาใช้ทดลองนั้นได้อ้างอิงจากเตาเผาไหม้ในอุตสาหกรรมของประเทศญี่ปุ่นซึ่งได้จดสิทธิบัตร US patent No. 4,945,841 โดย Nakamachi et al. [30] พวกเขาได้นำเสนอผลการทดลองของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก โดยใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ภายในเตาเผาไหม้ระดับกึ่งอุตสาหกรรม ที่มีหัวเผาคู่คล้ายกับที่ใช้ในอุตสาหกรรม ผลการทดลองที่ได้นั้นแสดงถึงการกระจายตัวขององค์ประกอบของก๊าซ การเหนี่ยวนำการไหลของก๊าซให้มาผสมกัน (entrainment) ภายในเตาเผาไหม้ การปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) การผสมกันของก๊าซ อัตราการเกิดปฏิกิริยา รวมถึงการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแสดงถึงลักษณะของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก

ปี 2000 Weber et al. [31] ได้ทำการทดลองและการจำลองเชิงตัวเลขได้เริ่มถูกนำมาใช้ในการใช้จำลองปรากฏการณ์การเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก โดยในเวลานั้นพบว่าแบบจำลองการเผาไหม้ยังต้องมีการพัฒนาให้สามารถจำลองการเผาไหม้ขององค์ประกอบทางเคมีระดับกลาง (intermediate species) หลัก ๆ ได้แก่ คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ไฮโดรเจน (H_2) เป็นต้น ให้มีความถูกต้องแม่นยำ และต่อมาในปี 2001 Orsino et al. [32] ได้ทำการประเมินความแม่นยำของแบบจำลองการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก เมื่อใช้แบบจำลองการเผาไหม้ Eddy-Break-Up Model (IFRF-EBU), Eddy Dissipation Concept with

Full Equilibrium Calculations (IFRF-EDC) และ Mixture Fraction/PDF Approach (Fluent5-PDF) พบว่าผลที่ได้จากการจำลองทั้งสามแบบนี้ให้ผลใกล้เคียงกับผลการทดลอง ยกเว้นค่าการเหนี่ยวนำจากลำการไหลของเชื้อเพลิงนั้นต่ำกว่าผลการทดลอง

ปี 2002 Mancini et al. [19] ได้มีการพัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลขเพื่อศึกษาพฤติกรรมของการเผาไหม้และการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ของการเผาไหม้แบบ flameless oxidation ในเตาเผาไหม้ระดับกึ่งอุตสาหกรรม โดยใช้หลายแบบจำลองการเผาไหม้คือ IFRF-EBU, IFRF-EDC, IFRF-EDC-more-turb และ Fluent5-pdf11 ซึ่งได้ทำการเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ซึ่งผลการจำลองเชิงตัวเลขนั้นใกล้เคียงกับผลการทดลองเป็นอย่างดี ยกเว้นตรงบริเวณลำเจ็ทของเชื้อเพลิง มีการสรุปว่า NO_x นั้นเกิดขึ้นที่ตรงบริเวณชั้นที่เชื่อมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับออกซิไดเซอร์ และพบว่า NO_x นั้นเกิดจาก thermal NO_x เป็นหลัก และ prompt NO_x นั้นมีปริมาณความเข้มข้นน้อยกว่า ส่วนก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนที่ถูกใช้ไปในการเผาไหม้ (NO_x reburning) นั้นไม่ได้นำมาวิเคราะห์

ต่อมาในปี 2004 Cavaliere et al. [1] ได้ทำการรวบรวมหลักการพื้นฐานที่สำคัญในเชิงทฤษฎีของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก รวมทั้งผลกระทบที่เกิดขึ้นต่อกลไกการเผาไหม้ ตั้งแต่การเกิดฝอยละอองของหยดน้ำมันเชื้อเพลิง ผลกระทบทางเทอร์โมไดนามิกส์ การเกิดปฏิกิริยาเคมี รวมทั้งการวิเคราะห์ผลกระทบที่จะเกิดขึ้นหากนำไปใช้กับห้องเผาไหม้ในอุตสาหกรรม เครื่องยนต์กังหันก๊าซ และเครื่องยนต์สันดาปภายใน ซึ่งนับตั้งแต่นั้นก็ได้มีการศึกษาและวิจัยการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมากกันอย่างกว้างขวางมากขึ้น

ในปี 2005 Weber et al. [33] ได้ทำการทดสอบการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion) สำหรับห้องเผาไหม้ขนาด 0.58 MW โดยสามารถใช้เทคนิคดังกล่าวทั้งเชื้อเพลิงก๊าซ เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงแข็ง ในระดับกึ่งอุตสาหกรรม (semi-industrial scale) ได้เป็นผลสำเร็จ ทั้งนี้มีการเตรียมก๊าซไอเสียร้อนก่อนจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เพื่อให้ง่ายต่อการกำหนดเงื่อนไขของอุณหภูมิและปริมาณก๊าซไอเสียที่ผสมกับอากาศก่อนการเผาไหม้ ในการทดลองนั้นอุณหภูมิที่ใช้สำหรับก๊าซร้อนที่ต้องเตรียมก่อนจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้าก่อนป้อนเข้าสู่เตาเผาไหม้หลักสูงถึง 1573 K โดยมีความเข้มข้นของออกซิเจนอยู่ที่ 19.5% ที่ทางเข้า ในขณะที่ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ที่ทางออกของท่อทางออกของไอเสียสำหรับเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ (natural gas, NG), น้ำมันเชื้อเพลิงเบา (light fuel oil, LFO), น้ำมันเชื้อเพลิงหนัก (heavy fuel oil, HFO) และผงถ่านหิน (pulverized coal) มีความเข้มข้นอยู่ที่ 140 ppm, 95 ppm, 215 ppm และ 220 ppm ตามลำดับ

ในปี 2005 Yang and Blasiak [34] ได้ศึกษาเชิงตัวเลขอุณหภูมิของเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ด้วยอากาศที่มีอุณหภูมิสูง ซึ่งมีหัวฉีดเชื้อเพลิงโพรเพน (propane) ให้ไหลขวางกับการไหลของอากาศ

ที่มีความเข้มข้นของออกซิเจนต่ำ พวกเขาได้นิยามอัตราส่วนผสมออกซิเดชัน (oxidation mixture ratio), อัตราส่วนปริมาตรของเปลวไฟ (flame volume ratio), เวลาคงอยู่เฉลี่ย (mean residence time) และอัตราส่วนความสม่ำเสมอของอุณหภูมิก๊าซ (gas temperature uniformity ratio) เพื่อใช้ในการพิจารณาลักษณะการเผาไหม้ด้วยอากาศที่มีอุณหภูมิสูง (high temperature air combustion, HiTAC)

ในปี 2007 Mancini et al. [4] ได้มีการตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองการเผาไหม้ที่สัมพันธ์กับการเหนี่ยวนำ (entrainment) ของเจ็ตที่พุ่งเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้ แบบจำลองการเผาไหม้ที่ใช้มี 5 แบบ จากผลการจำลองพบว่า ค่าการเหนี่ยวนำการไหลเข้าไปผสมกันของลำเจ็ตเชื้อเพลิงที่มีความอ่อนแอ นั้น มีค่าต่ำกว่าผลการทดลอง ส่วนค่าการเหนี่ยวนำของเจ็ตออกซิไดเซอร์ที่มีความแรงนั้นมีค่าสอดคล้องกับผลการทดลอง ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Weber et al. [31] ที่ได้ทำการศึกษามาก่อน สรุปได้ว่าค่าการเหนี่ยวนำของเจ็ตเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าความเป็นจริงนั้น เกิดจากข้อจำกัดของแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนแบบค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์ นาเวียร์-สโตกส์ (Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS) ซึ่งไม่เกี่ยวกับแบบจำลองปฏิกิริยาเคมี (chemistry submodels)

ในปี 2009 Schaffel et al. [35] ได้มีการจำลองเชิงตัวเลขการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion) ของเชื้อเพลิงผงถ่านหินในเตาเผาไหม้ระดับกึ่งอุตสาหกรรม โดยได้เปรียบเทียบกับผลการทดลองซึ่งผลที่ได้นั้นแสดงถึงสนามการไหล สนามอุณหภูมิ พลั๊กซ์ความร้อนของการแผ่รังสีความร้อน ความเข้มข้นของออกซิเจน คาร์บอนมอนอกไซด์ และ คาร์บอนไดออกไซด์ สนามความเข้มข้นของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) การเผาไหม้ของถ่านชาร์ และผลต่าง ๆ ที่ทางออกของก๊าซไอเสีย ซึ่งผลที่ได้จากการจำลองสอดคล้องกับผลการทดลองเป็นอย่างดี

ในปี 2010 Schaffel-Mancini et al. [10] ได้ทำการวิจัยที่ศึกษาถึงลักษณะหัวเผาและห้องเผาไหม้สำหรับการเผาไหม้ด้วยอากาศที่มีอุณหภูมิสูง (high temperature air combustion, HTAC) โดยได้ทำการจำลองเชิงตัวเลขถึงลักษณะของเตาเผาไหม้และการจัดวางตำแหน่งของหัวเผาสำหรับการออกแบบหม้อไอน้ำที่ใช้เชื้อเพลิงผงถ่านหิน จากผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่าโมเมนตัมของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้นั้นเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญในการออกแบบ ซึ่งทำให้เกิดการไหลหมุนเวียนกลับของก๊าซภายในเตาเผาไหม้ การปรับเปลี่ยนตำแหน่งหัวเผาและช่องทางออกของก๊าซร้อนจากห้องเผาไหม้ ก็สามารถส่งเสริมการหมุนเวียนก๊าซร้อนที่เข้ามาผสมกับเชื้อเพลิงได้เช่นกัน

ในปี 2011 Khoshhal et al. [14] ได้มีการศึกษาถึงอิทธิพลของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้สำหรับการเผาไหม้ด้วยอากาศที่มีอุณหภูมิสูง (HiTAC furnace) ที่มีผลต่อการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) พวกเขาได้ทำการจำลองเชิงตัวเลขจากเตาเผาไหม้ที่มีการทดลองมาก่อน และได้เปรียบเทียบผลกรณีพื้นฐานระหว่างการจัดวางกับการทดลองซึ่งให้ผลที่สอดคล้องกัน โดย

มีการศึกษาอุณหภูมิของเชื้อเพลิงดังนี้คือที่ 28°C , 200°C , 500°C และ 800°C จากผลการจำลองพบว่าเมื่ออุณหภูมิของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นจะทำให้อุณหภูมิสูงสุดของเปลวไฟเพิ่มขึ้นตาม ส่วนรูปร่างของเปลวไฟ (flame shape) นั้นมีพื้นที่ลดลง ส่วนการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) นั้นลดลงเช่นกัน

ในปี 2012 Vascellari et al. [36] ได้มีการศึกษาถึงผลของการใช้ แบบจำลองปฏิสัมพันธ์ระหว่างการไหลแบบปั่นป่วนและปฏิกิริยาเคมี แบบ Eddy-Dissipation Model (EDM), Eddy-Dissipation Concept ร่วมกับปฏิกิริยาของ Jones and Lindstedt (EDC-JL) และ Eddy-Dissipation Concept ร่วมกับปฏิกิริยาแบบละเอียดของ DRM (EDC-DRM) ที่ใช้ในการจำลองโดยโปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion) ที่ใช้เชื้อเพลิงผงถ่านหิน โดยผลของการจำลองนั้นได้เปรียบเทียบกับผลการทดลอง ที่แสดงถึงความเร็วตามแนวแกน อุณหภูมิ สปีชีส์ขององค์ประกอบทางเคมี และความเข้มข้นของการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) จากการเปรียบเทียบกับผลการทดลองนั้น พวกเขาสรุปว่าแบบจำลองการเผาไหม้แบบ Eddy-Dissipation Concept ร่วมกับปฏิกิริยาแบบละเอียดของ DRM (EDC-DRM) เหมาะสำหรับการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก

ในปี 2013 Li et al. [37] ได้ทำการทดลองและจำลองเชิงตัวเลขเพื่อศึกษาการเผาไหม้ด้วยอากาศที่มีอุณหภูมิสูงกับเชื้อเพลิงผงชีวมวลที่มีการอบแห้งบางส่วน (pulverized torrefied-biomass) ที่มีของการปลดปล่อยสารระเหย (volatile) ไป 10%, 20% และ 30% พวกเขาได้ศึกษาถึงเปลวไฟทางเคมี (chemical flame) และรูปร่างของเปลวไฟ (flame shape) ของการเผาไหม้ด้วยอากาศที่มีอุณหภูมิสูง

Mei et al. [38] ได้มีการศึกษาถึงอิทธิพลของความเร็วของเชื้อเพลิงและออกซิไดเซอร์ของหัวเผาสำหรับการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก ระดับกึ่งอุตสาหกรรมที่ใช้เชื้อเพลิงผงถ่านหิน พวกเขาศึกษาโดยใช้วิธีการจำลองเชิงตัวเลข ผลการจำลองพบว่าเมื่อความเร็วของเชื้อเพลิงและอากาศเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าอัตราการไหลเวียนกลับภายในของก๊าซ (internal recirculation rate) เพิ่มขึ้น ความเร็วของออกซิไดเซอร์ส่งผลน้อยต่อความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) สำหรับความเร็วของเชื้อเพลิงนั้นจะส่งผลมากกับความเข้มข้นของ CO และ NO_x กรณีที่ CO และ NO_x เกิดขึ้นต่ำสุดนั้นอยู่ที่ความเร็วของเชื้อเพลิงเท่ากับ 67 m/s และความเร็วของออกซิไดเซอร์เท่ากับ 65 m/s

ในปี 2014 Abuelnuor et al. [39] ได้มีการทบทวนบทความวิจัยที่เกี่ยวข้องกับคุณลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงชีวมวล (biomass) ในการเผาไหม้แบบ flameless combustion เช่น การสูญเสียมวล เวลาในการจุดติดไฟ และการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ซึ่งพวกเขา

สรุปได้ว่าการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลภายใต้การเผาไหม้แบบ flameless combustion นั้น ให้การปลดปล่อยมลพิษต่ำ การสูญเสียมวลต่ำ และลดเวลาการจุดติดไฟลง

ในปี 2015 Jin et al. [20] ได้มีการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเพื่อศึกษาพฤติกรรมระดับจุลภาค (microscopic) ของการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก ที่ใช้เชื้อเพลิงผงถ่านหินในเตาเผาไหม้ระดับกึ่งอุตสาหกรรม ผลการจำลองนั้นได้มีการพิจารณาถึงลักษณะเฉพาะเชิงเวลาของการไหล (characteristic flow time) τ_f , ลักษณะเชิงเวลาของการทำปฏิกิริยาเคมี (chemical reaction time) τ_c , เวลาโคโลโมโกรอฟของการไหลแบบปั่นป่วน (Kolmogorov eddy time) τ_k , แดมคอล์เลอร์นัมเบอร์ (Damköhler number) Da , คาร์โลวิทซ์นัมเบอร์ (Karlovitz number) Ka , แดมคอล์เลอร์นัมเบอร์ที่สอง (second Damköhler number) Da_{II} และเรย์โนลด์นัมเบอร์ของการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent Reynolds number) Re_t ที่เกิดจากการเผาไหม้จากการใช้แบบจำลองการเผาไหม้แบบ Eddy-Dissipation model (EDM) และ Eddy-Dissipation Concept (EDC)

Mei et al. [40] ได้มีการศึกษาอิทธิพลของมุมของหัวพ่นเชื้อเพลิงผงถ่านหินเข้าสู่ห้องเผาไหม้ และระยะห่างระหว่างหัวพ่นเชื้อเพลิงกับหัวพ่นออกซิไดเซอร์ ในเตาเผาไหม้ระดับกึ่งอุตสาหกรรม พวกเขาศึกษาโดยใช้วิธีการจำลองเชิงตัวเลข ผลการจำลองของพวกเขาพบว่าถ้ามุมการพ่นเชื้อเพลิงเฉียงออกจากตรงกลางห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้น และระยะห่างระหว่างหัวพ่นเชื้อเพลิงกับหัวพ่นออกซิไดเซอร์ที่เพิ่มขึ้นนั้น จะทำให้อุณหภูมิสูงของการเผาไหม้ลดลง การกระจายอุณหภูมิค่อนข้างสม่ำเสมอขึ้น ค่าอัตราการหมุนเวียนกลับของก๊าซภายในห้องเผาไหม้ (internal recirculation rate) ก็เพิ่มขึ้น และส่งผลให้การปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ลดลง

เนื่องจากก๊าซร้อนที่ผสมกับเชื้อเพลิงก่อนการเผาไหม้ มีความสำคัญต่อการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก จึงได้มีการศึกษาอิทธิพลของรูปทรงห้องเผาไหม้ต่อปริมาณก๊าซร้อนที่ไหลย้อนกลับมายังส่วนต้นทางการไหลของห้องเผาไหม้ Tu et al. [11] พวกเขาพบว่าลักษณะรูปทรงของห้องเผาไหม้แบบลู่ออก (divergent) จะให้ผลการย้อนกลับของปริมาณแก๊สร้อนที่ดีกว่า

Tu et al. [17] ได้มีการศึกษาถึงอิทธิพลของส่วนผสมของก๊าซออกซิไดเซอร์ที่ใช้ในการเผาไหม้ที่ใช้ออกซิเจนร่วมกับสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD oxy combustion) ของเชื้อเพลิงผงถ่านหิน ก๊าซออกซิไดเซอร์ประกอบด้วยส่วนผสมของ O₂, CO₂ และ H₂O ซึ่งแบ่งกรณีศึกษาออกเป็นดังนี้ OM-dry (ideal), OM-dry, OM wet และ OM-steam โดยใช้วิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเป็นเครื่องมือในการศึกษา จากผลการจำลองเชิงตัวเลขพวกเขาพบว่าค่าอัตราการหมุนเวียนกลับภายในของก๊าซ (internal recirculation rate) เพิ่มขึ้นตามส่วนผสมที่มีไอน้ำ (H₂O)

เพิ่มขึ้น การปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) นั้นลดลงตามตามส่วนผสมที่มีไอน้ำ (H_2O) เพิ่มขึ้น ส่วนการถ่ายเทความร้อนนั้นเพิ่มขึ้นตามส่วนผสมที่มีไอน้ำ (H_2O) เพิ่มขึ้น

Tamura et al. [41] ได้มีการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงผงถ่านหินในสภาวะที่อากาศมีอุณหภูมิสูง (HTAC) สำหรับใช้ในหม้อต้มไอน้ำในอุตสาหกรรม การทดลองนั้นได้มีการเปลี่ยนลักษณะการเผาไหม้จากแบบธรรมดา (conventional mode) ไปเป็นแบบในสภาวะที่อากาศมีอุณหภูมิสูง (HTAC mode) ผลการทดลองพบว่าการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ในกรณีสภาวะที่อากาศมีอุณหภูมิสูงนั้นต่ำกว่ากรณีแบบธรรมดา และเปอร์เซ็นต์ของปริมาณคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมด (unburnt carbon) ในกรณีสภาวะที่อากาศมีอุณหภูมิสูง นั้นต่ำกว่ากรณีแบบธรรมดา จากผลการศึกษาของพวกเขา นั้นจึงยืนยันได้ว่าเทคโนโลยีการเผาไหม้ในสภาวะที่อากาศมีอุณหภูมิสูง (HTAC) สามารถนำไปใช้ได้จริงกับหม้อไอน้ำอุตสาหกรรมที่ใช้เชื้อเพลิงผงถ่านหิน

ในปี 2016 Deng et al. [42] ได้ศึกษาโดยใช้โปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ถึงอิทธิพลของรูปแบบของหัวฉีดและความเร็วของเจ็ตที่ส่งผลต่อพฤติกรรมการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion) สำหรับประยุกต์ใช้กับเครื่องยนต์กังหันก๊าซ ในการศึกษาของพวกเขา นั้นหัวฉีดมีทั้งแบบเชื้อเพลิงกับอากาศผสมกันมาก่อน (premixed) และแบบเชื้อเพลิงกับอากาศไม่ผสมกันมาก่อน (non-premixed) จากผลการจำลองได้แสดงลักษณะการไหล อุณหภูมิ ที่ขึ้นอยู่กับจำนวนของหัวฉีด ในการเผาไหม้แบบ premixed นั้นพบว่าการปลดปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ลดลงเมื่อจำนวนหัวฉีดเพิ่มขึ้น และการปลดปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) เพิ่มขึ้นตามจำนวนหัวฉีดที่เพิ่มขึ้น ส่วนอิทธิพลจากความเร็วของเจ็ตนั้นพบว่าความเข้มข้นของ CO ต่ำสุดที่ความเร็ว 110 m/s และ NO_x นั้นเพิ่มขึ้นตามความเร็วของเจ็ตที่เพิ่มขึ้น

ในปี 2017 Xing et al. [43] ได้ทำการรวบรวมปัจจัยสำคัญที่ทำให้เกิดการเผาไหม้แบบ flameless combustion โดยเจาะจงไปที่ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ พวกเขาพบว่าแบบจำลอง CFD ยังต้องมีการพัฒนาอีกในด้านความถูกต้องของผลการจำลอง โดยเฉพาะกลไกของการจำลองการระเหยของหยดน้ำมันเชื้อเพลิง การกระจายตัวของน้ำมันเชื้อเพลิง การรวมกลไกของการทำปฏิกิริยาแบบละเอียดเข้าไปในแบบจำลองสำหรับการเผาไหม้แบบ flameless combustion ทั้งนี้ เทคนิคการเก็บข้อมูลต่าง ๆ ในห้องเผาไหม้ เช่น การวัดความเข้มข้นของสปีชีส์ของก๊าซและอุณหภูมิในห้องเผาไหม้นั้นมีความสำคัญมาก สำหรับการวิเคราะห์และการเข้าใจในกลไกของการเปลี่ยนจากการเผาไหม้แบบทั่วไปเป็นการเผาไหม้แบบ flameless combustion และเพื่อใช้ในการตรวจสอบความถูกต้องของผลการจำลอง

Tu et al. [44] ได้มีการศึกษาถึงความแตกต่างระหว่างการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางถึงมาก (MILD combustion) กับการเผาไหม้แบบทั่วไป (conventional combustion) และได้ศึกษาถึงการเปลี่ยนผ่านจากการเผาไหม้แบบทั่วไปเป็นการเผาไหม้แบบ MILD combustion ของเตาเผาไหม้ก๊าซธรรมชาติขนาดระดับอุตสาหกรรม 0.3 MW ที่มีการให้ความร้อน

กับอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ที่อุณหภูมิต่ำที่ 130°C พวกเขาศึกษาโดยใช้วิธีการทดลองและการจำลองเชิงตัวเลข ผลที่ได้นั้นพวกเขาได้แสดงให้เห็นลักษณะการไหลเวียนกลับของก๊าซภายในห้องเผาไหม้ที่แตกต่างกันระหว่างการเผาไหม้ทั้งสองแบบ และค่าอัตราการหมุนเวียนของก๊าซภายในเตาเผาไหม้ ของการเผาไหม้แบบ MILD combustion ที่มากกว่าการเผาไหม้แบบทั่วไป การกระจายอุณหภูมิในห้องเผาไหม้แบบ MILD combustion ที่สม่ำเสมอว่าการเผาไหม้แบบทั่วไป และความเข้มข้นของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ในการเผาไหม้แบบ MILD combustion ต่ำกว่าการเผาไหม้แบบทั่วไป พวกเขาได้แสดงภาพของบริเวณที่เกิดการผสมกันของก๊าซ (mixing region), บริเวณที่เกิดการทำปฏิกิริยา (reacting region) และบริเวณที่มีการไหลหมุนเวียนกลับของก๊าซ (recirculating region) ของการเผาไหม้แบบทั่วไป การเผาไหม้ที่มีการจ่ายอากาศเป็นชั้น (staged combustion) และการเผาไหม้แบบ MILD combustion รวมถึงพวกเขาได้แสดงภาพภายในห้องเผาไหม้จากการเปลี่ยนแปลงจากการเผาไหม้แบบทั่วไปที่กลายเป็นการเผาไหม้แบบ MILD combustion โดยเพิ่มสัดส่วนของอากาศส่วนที่สอง (secondary air) ที่ลดน้อยจาก 0% ไปจนถึง 100%

Adamczyk et al. [45] ได้นำเสนอแนวคิดเกี่ยวกับหม้อต้มไอน้ำอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ที่ใช้เชื้อเพลิงผงถ่านหินที่ทำงานโดยการเผาไหม้ที่ใช้ออกซิเจน (oxy-combustion) ร่วมกับการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion) พวกเขาออกแบบห้องเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก โดยการใช้วิธีการจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) เพื่อหารูปทรงทางเรขาคณิตของห้องเผาไหม้ที่เหมาะสมที่สุด เตาเผาไหม้ที่ได้รับการออกแบบนั้นได้ทำการตรวจสอบถึงอัตราส่วนของออกซิเจนส่วนเกิน และอัตราการหมุนเวียนกลับของก๊าซไอเสียที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้ ผลลัพธ์จากการจำลองโดยโปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณได้ถูกรวมเข้าไปในแบบจำลองกระบวนการของโรงงานหม้อต้มไอน้ำโดยรวม ผลการจำลองเบื้องต้นของพวกเขาแสดงให้เห็นถึงความเป็นไปได้ในการเพิ่มประสิทธิภาพที่มากกว่า 3% เมื่อเปรียบเทียบการโรงงานที่ใช้การเผาไหม้ที่ใช้ออกซิเจนแบบดั้งเดิม

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้

แนวทางในการขยายขนาดมีความสำคัญในการออกแบบระบบการเผาไหม้ และเพื่อที่จะได้ขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้ในระดับห้องทดลองไปสู่การใช้งานในอุตสาหกรรมจริงได้ ซึ่งยังคงให้ลักษณะการเผาไหม้ที่คล้ายคลึงกับเตาเผาไหม้ต้นแบบที่ได้ออกแบบไว้ การออกแบบเตาเผาไหม้ในอุตสาหกรรมจะสร้างเตาเผาไหม้ต้นแบบก่อนเพื่อใช้ในการทดสอบ แล้วค่อยไปสร้างเตาเผาไหม้ขนาดที่ใช้งานจริงซึ่งต้องอาศัยความรู้ทางด้านการขยายขนาดมาช่วยเพื่อที่จะได้เตาเผาไหม้ขนาดจริงนั้นทำงานได้คล้ายคลึงกับเตาเผาไหม้ต้นแบบ ที่ผ่านมามีงานวิจัยที่ได้ทำการศึกษาวิจัยการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้พบได้ดังนี้

ในปี 1972 Beér and Chigier [46] ได้ให้รายละเอียดทางด้านพารามิเตอร์และกลุ่มตัวเลขไร้หน่วยที่แสดงถึงความคล้ายคลึงของการเผาไหม้ วิธีการสร้างความคล้ายคลึง พวกเขาได้บ่งชี้ว่าการรักษาตัวแปรทั้งหมดให้คงที่ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้นั้นเป็นไปได้ เนื่องจากส่วนหนึ่งเป็นเพราะความไม่สอดคล้องกันภายในกระบวนการเผาไหม้ พวกเขาจึงได้เสนอหลักการความคล้ายคลึงบางส่วนที่สามารถละทิ้งพารามิเตอร์บางค่าได้ และการประยุกต์ใช้แบบจำลองความคล้ายคลึงเพียงบางส่วนกับการเผาไหม้ในอุตสาหกรรม

ในปี 1996 Weber [22] ได้ทบทวนความรู้ที่จำเป็นสำหรับการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้จากขนาดเล็กสู่ระดับอุตสาหกรรม ซึ่งได้พิจารณาถึงการผสมกันของเชื้อเพลิงกับออกซิโดเจน ลักษณะการไหล อากาศพลศาสตร์ การถ่ายเทความร้อน และการปลดปล่อยมลพิษ โดยได้พิจารณาถึงวิธีการขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วจังหวะและวิธีเวลาคงอยู่คงที่สำหรับการประยุกต์ใช้ในทางวิศวกรรม การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซ ฝอยละอองของน้ำมันเชื้อเพลิง และผงถ่านหิน ซึ่งพบว่าทั้งสองวิธีนั้นมีข้อจำกัด โดยเฉพาะเมื่อประยุกต์ใช้กับการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่มีสองสถานะ ปรากฏว่ามีความยากในการขยายขนาดของปฏิสัมพันธ์ระหว่างสถานะก๊าซกับของแข็งหรือของเหลว เมื่อพิจารณาการขยายขนาดสำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ที่ขยายขนาดอัตราการป้อนความร้อนจาก 7 kW ถึง 14 MW วิธีการขยายขนาดสำหรับการปลดปล่อยมลพิษกับการถ่ายเทความร้อนถูกใช้เพื่อแสดงปริมาณการกระจายในสหสัมพันธ์ของการเกิด NO_x จากงานวิจัยในปี 1992 Røkke et al. [47] สรุปได้ว่าการได้มาของสหสัมพันธ์ที่ประยุกต์ใช้กับอุตสาหกรรมนั้น อิทธิพลที่สำคัญของก๊าซไอเสียที่ถูกเหนี่ยวนำให้มีการไหลย้อนกลับภายในเตาเผาไหม้ได้รวมไว้ด้วย เพิ่มเติมโดยการแผ่รังสีความร้อน พารามิเตอร์อื่นสำหรับการขยายขนาดที่ได้รวมไว้ด้วยคือการสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อนจากเปลวไฟนั้นจำเป็นต้องนำมาพิจารณาด้วย การพัฒนาอย่างรวดเร็วของเทคโนโลยีการเผาไหม้แบบใหม่นั้นวิธีการขยายขนาด ต้องคำนึงถึงคือ 1. ปฏิสัมพันธ์ระหว่างเปลวไฟกับเปลวไฟ 2. การเผาไหม้ที่สภาวะคงตัวและไม่คงตัว สำหรับการเผาไหม้ที่เชื้อเพลิงและอากาศซึ่งทั้งคู่ฉีดเข้าสู่ไอเสียจากการเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูง

ในปี 1998 Weber and Breussin [26] ได้ให้แนวทางสำหรับการขยายขนาดหัวเผาที่มีการไหลหมุนวนและใช้เชื้อเพลิงผงถ่านหิน โดยเน้นที่การปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ซึ่งใช้ผลการทดลองขยายขนาดความร้อนป้อนเข้าจากช่วง 0.9 MW ถึง 12 MW ส่วนที่ช่วงการขยายขนาดขยายอัตราความร้อนสูงสูงถึง 50 MW ซึ่งแสดงถึงหัวเผาขนาดระดับอุตสาหกรรมแบบเต็มตัว และขนาดเล็กที่ขนาดอัตราความร้อนต่ำสุดที่ 176 kW ซึ่งแสดงถึงขนาดระดับห้องปฏิบัติการ สำหรับขนาดอัตราความร้อนที่อยู่นอกช่วงการทดลองนั้นใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์เพื่อทำนายคุณสมบัติของเปลวไฟจากเชื้อเพลิงผงถ่านหินที่ใช้วิธีความเร็วจังหวะและเวลาคงอยู่คงที่เป็นเกณฑ์ในการศึกษา จากผลการทดลองหัวเผาต้นแบบที่มีอัตราการป้อนความร้อนมากกว่า 4 MW การปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน NO_x แสดงถึงในระดับอุตสาหกรรมแบบเต็มตัว ซึ่งการขยายขนาดสามารถใช้ได้ทั้งวิธี

ความเร็วคงที่และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ เมื่อทดลองหัวเผาต้นแบบที่อัตราการป้อนความร้อนต่ำกว่า 2 MW ถึง 3 MW การปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน NO_x ลดลงตามอัตราการป้อนความร้อน การลดลงของความเข้มข้นของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน NO_x นี้เนื่องจากอากาศพลศาสตร์ของสถานะของแข็ง (particle trajectories) เพื่อให้ได้ความเข้มข้นของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน NO_x ที่คล้ายกันในการทดลองหัวเผาต้นแบบที่อัตราการป้อนความร้อนต่ำกว่า 1 MW พวกเขาแนะนำให้ใช้การขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ และผ่งานหินควรจะบดให้มีขนาดที่ละเอียดขึ้น

ในปี 1998 Hsieh et al. [23] ได้วิเคราะห์การขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาใหม่ที่ส่งผลต่อการปลดปล่อย NO_x ที่ได้ผลจากการทดลอง และแบบจำลองการปลดปล่อย NO_x ที่ได้จากผลลัพธ์จากย่านอัตราการป้อนความร้อนที่กว้างในหัวเผาก๊าซอุตสาหกรรมที่มีการไหลหมุนควง แบบจำลองได้มาจากพื้นฐานผลลัพธ์จากการทดลองชุดของหัวเผาที่มีการขยาย 5 ขนาดทางความร้อนที่แตกต่างกัน ดังนี้คือ 0.03 MW, 0.3 MW, 1.3 MW, 4 MW และ 12 MW ค่าสัดส่วนการขยายขนาดระหว่างขนาดเล็กสุดกับขนาดใหญ่สุดอยู่ที่ 400 เท่า เตาเผาใหม่ค่อนข้างมีความคล้ายคลึงกันทางด้านรูปทรงอากาศพลศาสตร์ และความร้อน และในการวัดผลการทดลองนั้นใช้หลักการเดียวกัน การร่วมมือในการทดลองหัวเผาและเตาเผาใหม่ ขนาด 0.03 MW และ 0.3 MW ที่มหาวิทยาลัยมิชิแกน, ขนาด 1.3 MW และ 4 MW ทำการวิจัยที่สมาคมวิจัยเปลวไฟสากล (International Flame Research Foundation, IFRF) และขนาด 12 MW ทำการวิจัยโดยบริษัท John Zink Co., และขนาด 0.3 MW ทำการวิจัยเกี่ยวกับการเปลวไฟที่ถูกปกคลุมด้วยห้องเผาใหม่ขนาดต่าง ๆ ที่ห้องปฏิบัติการวิจัยวิศวกรรมหัวเผา (Burner Engineering Research Laboratory, BERL) เพื่อแสดงข้อมูลของความเข้มข้นของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน NO_x ตลอดช่วงขนาดทางความร้อนจาก 30 kW ถึง 12 MW ในการวัดผลการทดลองนั้นประกอบด้วยการวัดค่าที่ทางเข้าและทางออกของเตาเผาใหม่ และการวัดค่าข้อมูลการเผาไหม้ภายในเตาเผาใหม่คือความเข้มข้นของก๊าซ NO , NO_2 , CO , O_2 และก๊าซไฮโดรคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมด (unburned hydrocarbons) อุณหภูมิ และความเร็วที่แต่ละการขยายขนาด การวัดผลการเผาไหม้ภายในเตาเผาใหม่ทำให้ระบุแหล่งที่มาที่สำคัญของการก่อกำเนิด NO_x ภายใต้กายภาพของแหล่ง NO_x นี้นำไปสู่หลักการขยายขนาดสำหรับส่วนต่าง ๆ ที่ส่งผลให้เกิดการปลดปล่อย NO_x โดยรวม พวกเขาพบว่าความสัมพันธ์ที่สำคัญของแต่ละแหล่งกำเนิด NO_x ขึ้นอยู่กับขนาดและสภาวะการทำงานของหัวเผา ขนาดของแหล่ง NO_x นี้ได้รวมเข้าด้วยกันนำไปสู่แบบจำลองการขยายขนาดสำหรับการปลดปล่อย NO_x ผลลัพธ์ของ NO_x จากแบบจำลองการขยายขนาดแสดงให้เห็นถึงความสอดคล้องกันอย่างดีกับผลการทดลองที่ทุกขนาดของหัวเผาและทุกช่วงของการรีแรง การป้อนสารตั้งต้นเป็นขั้น (staging), การให้ความร้อนก่อน (preheat) และปริมาณของอากาศส่วนเกิน (excess air dilution) โดยทั่วไปนั้นผลที่ได้สอดคล้องกันเกิน 90% แบบจำลองของการขยายขนาดช่วยให้การออกแบบและการประเมินสำหรับช่วงกว้างของขนาดหัวเผาและเตาเผาใหม่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และช่วยให้สมรรถนะของหัวเผาและเตาเผาไหม้ในระดับอุตสาหกรรมแบบเต็มตัวชนิดนี้สามารถอนุมาณได้จากผลลัพธ์ของการทดสอบขนาดเล็ก

ในปี 2000 Cheng et al. [48] ได้พัฒนาหัวเผาที่มีการไหลหมุนควงต่ำ (low-swirl burner, LSB) และเตาเผาไหม้ขึ้นเพื่อวิจัยในระดับห้องปฏิบัติการ และพวกเขาได้ขยายขนาดหัวเผาขึ้นเพื่อใช้กับอุตสาหกรรมขนาดเล็ก วัตถุประสงค์ของพวกเขาคือเพื่อแสดงให้เห็นถึงความเป็นไปได้ในการขยายขนาดหัวเผาเพื่อนำไปใช้ในทางการค้า และในเตาเผาไหม้และหม้อไอน้ำอุตสาหกรรม หัวเผาที่มีการไหลหมุนควงดั้งเดิมของพวกเขานั้นมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 5.28 cm ซึ่งใช้เจ็ทของอากาศที่มีการไหลหมุนควงนั้น ได้ขยายขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขึ้นเป็น 10.26 cm และทำการศึกษาอัตราความร้อนจากการเผาไหม้ถึง $Q = 585$ kW พวกเขาได้ทำการทดลองหัวเผานี้กับเครื่องทำน้ำร้อนและเตาเผาไหม้จำลอง ต่อมาหัวเผาที่มีการไหลหมุนควงต่ำสองขนาด (เส้นผ่านศูนย์กลาง 5.28 cm และ 7.68 cm) ซึ่งมีรูปทรงของใบสร้างการไหลหมุนควง (swirl vane) ตามที่ออกแบบ ซึ่งให้อัตราความร้อนในการเผาไหม้ขึ้นถึง $Q = 73$ kW และ 280 kW ตามลำดับ หัวเผาที่มีการไหลหมุนควงขนาดใหญ่ได้ศึกษาทดลองในเตาเผาไหม้จำลอง จากผลการทดลองพวกเขาพบว่าการขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่สามารถใช้ได้ในการขยายขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผาเพื่อให้ได้อัตราการป้อนความร้อนที่สูงขึ้น แต่ค่าตัวเลขการไหลหมุนควง (swirl number) ที่ทำให้เกิดการเผาไหม้มีเสถียรภาพต้องมีการขยายขนาดแยกออกไปต่างหากโดยใช้วิธีการขยายขนาดด้วยเวลาคงอยู่ที่ การปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) พบว่าหัวเผาที่มีการไหลหมุนควงต่ำทั้งหมดนั้นไม่ขึ้นกับอัตราการป้อนความร้อนแต่ขึ้นอยู่กับอัตราส่วนสมมูลเพียงอย่างเดียว แต่อย่างไรก็ตามการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมด (unburned hydrocarbons) นั้นขึ้นอยู่กับขนาดของห้องเผาไหม้และมีการปลดปล่อยสูงชันมากที่อัตราการป้อนความร้อนต่ำ การปลดปล่อยมลพิษจากหัวเผาที่มีใบสร้างการไหลหมุนควงขนาดใหญ่ (large vane-LSB) น่าสนใจอย่างยิ่งในช่วงอัตราการป้อนความร้อน 210 kW และ 280 kW และอัตราส่วนสมมูลในช่วงระหว่าง 0.8 ถึง 0.9 การปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) มีความเข้มข้นต่ำกว่า 15 ppm และการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ต่ำกว่า 10 ppm นั้นทำได้สำเร็จ จากผลลัพธ์นี้แสดงให้เห็นว่าหัวเผาที่มีการไหลหมุนควงต่ำ (LSB) นั้นผลิตได้ง่าย ต้นทุนต่ำ และเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ซึ่งเทคโนโลยีนี้สามารถพัฒนาต่อไปเพื่อให้ผ่านมาตรฐานคุณภาพอากาศในอนาคต

ในปี 2000 Cole et al. [25] ได้แนะนำเสถียรภาพทางเสียงของการเผาไหม้ก๊าซเหลือทิ้ง ผลการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ในช่วงเวลาคงอยู่ที่สั้นภายในห้องเผาไหม้แต่มีการปลดปล่อยมลพิษต่ำคือ NO_x , CO และไฮโดรคาร์บอน เสถียรภาพทางเสียงของการเผาไหม้นั้นมีศักยภาพที่จะทำให้การควบคุมการเผาไหม้แบบป้อนกลับ (closed-loop active control) สามารถทำได้ ดังนั้นแบบของหัวเผาในระดับห้องปฏิบัติการได้พัฒนาและขยายขนาดสำหรับการประยุกต์ใช้กับหัวเผาก๊าซเหลือทิ้ง (after-burner) สำหรับเตาเผาไหม้ที่ขาดอากาศ (starved-air incinerator) โดยมีวัตถุประสงค์ให้อุปกรณ์

การเผาไหม้มีขนาดกระทัดรัดและมีสมรรถนะทางด้าน การปลดปล่อยมลพิษต่ำ และดีกว่ามาตรฐานมลพิษขององค์การทางทะเลระหว่างประเทศ (International Maritime Organization) ในการที่ไม่มีเกณฑ์การขยายขนาดสำหรับหัวเผาแบบนี้ พวกเขาจึงได้ศึกษาและตรวจสอบตัวแปรควบคุมการเกิดการไหลหมุนวน (vortex) และทฤษฎีการผสมกันของเจ็ต ซึ่งทำให้เกิดแนวทางที่เป็นประโยชน์สำหรับการออกแบบห้องเผาไหม้ก๊าซเหลือทิ้ง (the dump combustor) ซึ่งพวกเขาประสบความสำเร็จในการออกแบบการขยายขนาดของหัวเผาและห้องเผาไหม้ก๊าซเหลือทิ้ง ที่ขยายขนาดจาก 4.75 kW สำหรับการทดลองในห้องปฏิบัติการ จนถึงขนาด 700 kW สำหรับหน่วยทดสอบบนเตาเผาไหม้ที่ขาดอากาศ พารามิเตอร์สำคัญที่พิจารณาคือ ความเร็วเจ็ตของอากาศตรงกลางที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ เส้นผ่านศูนย์กลางและพื้นที่ของเจ็ต ความถี่ของเสียงในการขับเคลื่อน และเวลาคุณลักษณะในการผสมของเจ็ต (characteristic jet mixing time) สมรรถนะของหัวเผายังเหมือนเดิมหรือดีขึ้นโดยวิธีการขยายขนาดของพวกเขาตามสมการ ความเร็วของเจ็ต $U'_e/U_e = S^{1/2}$ พื้นที่ของเจ็ต $A'_j/A_j = S^{1/2}$ เส้นผ่านศูนย์กลางของเจ็ต $d'_j/d_j = S^{1/4}$ เมื่อ S คือตัวประกอบการขยายขนาด (scale factor) ซึ่งส่งผลให้เพิ่มความถี่ของเสียงในการขับเคลื่อนและความดันตกคร่อมตามสเกล ซึ่งพวกเขาได้ประยุกต์ใช้สำหรับการพัฒนาหัวเผาขนาดใหญ่โดยใช้เทคโนโลยีนี้ด้วย ในการพัฒนาเริ่มต้นของพวกเขาใช้เชื้อเพลิงส่วนผสมของก๊าซที่มีค่าความร้อนต่ำ ที่อุณหภูมิบรรยากาศ การประยุกต์ใช้เป็นหัวเผาก๊าซเหลือทิ้ง (after burner) ที่ต้องการปรับแต่งอุปกรณ์เพื่อให้ได้ปริมาตรของก๊าซที่มากขึ้นที่อุณหภูมิสูง ทั้ง ๆ ที่มีการเปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยสำคัญในรูปทรงของหัวเผา ซึ่งเป็นเหตุให้เกิดกระแสการไหลวน (vortex generation) โดยจากการกระตุ้นให้เกิดความถี่เสียงอย่างต่อเนื่องส่งผลให้ลดการปลดปล่อย NO_x และ CO อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงขึ้นปะทะกับก๊าซจำลองและก๊าซจริงของเชื้อเพลิงที่ได้จากผลผลิตจากการย่อยสลายด้วยความร้อน (pyrolysis product) ที่มีอุณหภูมิสูงนำไปสู่การปลดปล่อย CO และ NO_x สูงขึ้น แต่สมรรถนะการปลดปล่อยมลพิษนั้นยังดีเกินค่ามาตรฐานควบคุม

Orsino and Weber [24] ได้พัฒนากระบวนการเพื่อการออกแบบหัวเผาขนาดเล็กและระดับกึ่งอุตสาหกรรม การทดลองมีบทบาทสำคัญซึ่งได้เตรียมรายละเอียดสำหรับการวิเคราะห์ เพื่อแนะนำหลักการประเมินหัวเผา วิธีการขยายขนาดสำหรับการเผาไหม้ก๊าซธรรมชาติได้พัฒนาขึ้นที่ IFRF ตลอดช่วงเวลาที่มากกว่า 10 ปี วิธีการที่ได้มาจากผลการทดลองซึ่งครอบคลุมอัตราการป้อนความร้อนจาก 0.03 MW ถึง 12 MW และมีการขยายขนาดระดับกลางที่ 0.3 MW, 1.3 MW และ 4 MW ซึ่งการทดลองนี้ได้ทำในโครงการขยายขนาดอัตราทางความร้อนขึ้น 400 เท่า (The Scaling-400 Project) ขยายขนาดโดยใช้วิธีความเร็วคงที่ พวกเขาได้แสดงข้อมูลจากการศึกษาในโครงการขยายขนาดนี้ โดยนำข้อมูลของหัวเผาที่มีการฉีดเชื้อเพลิงเป็นขั้นมาพิจารณาและทำการวิเคราะห์ พวกเขาพบว่าการลดลงอย่างมากของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ในหัวเผาที่มีการฉีดเชื้อเพลิงเป็นขั้นอย่างสูง (highly staged flame) การฉีดเชื้อเพลิงแบบขั้นเข้าสู่ผลิตภัณฑ์จากการเผา

ไหม้ (ไอเสีย) ที่มีอุณหภูมิสูง การผสมกันของก๊าซเชื้อเพลิงกับอากาศเกิดขึ้นหลังจากที่เชื้อเพลิงที่ฉีดแบบดั้งเดิมได้เจือจางกับผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้แล้ว หลักการขยายขนาดสำหรับหัวเผาแบบฉีดเชื้อเพลิงเป็นขั้นและปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ต่ำ (staged-low NO_x flames) นั้น และเพื่อให้ได้ความคล้ายคลึงในรูปแบบการไหลโดยทั่วไป พวกเขาได้แนะนำดังนี้

1. การฉีดเชื้อเพลิงเป็นขั้นเข้าสู่อากาศตรงกลางห้องเผาไหม้นั้นอัตราส่วนของโมเมนตัมต้องรักษาไว้ให้เหมือนเดิม
2. โมเมนตัมของการฉีดเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติเป็นขั้นและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Re) ต้องสูงเพียงพอ
3. อัตราส่วนการห่อหุ้มของเตาเผาไหม้ (confinement ratio) คืออัตราส่วนระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางของเตาเผาไหม้กับเส้นผ่านศูนย์กลางของทางออกจากหัวเผา (quarl outlet) ควรรักษาไว้
4. มีความคล้ายคลึงกันทางรูปทรงของหัวเผาและเตาเผาไหม้
5. การถ่ายเทความร้อนออกจากเตาเผาไหม้ (heat extraction) ควรคล้ายคลึงกัน

Bollettini et al. [49] ประยุกต์ใช้วิธีการขยายขนาดกับการถ่ายเทผลลัพธ์ของหัวเผาและเตาเผาไหม้จากห้องปฏิบัติการไปสู่ระดับอุตสาหกรรมนั้น บ่อยครั้งที่นำไปสู่ความคลาดเคลื่อนในวิธีการออกแบบ เป้าหมายการศึกษาของพวกเขาคือเพื่อให้ได้แนวทางวิศวกรรมสำหรับการขยายขนาดของหัวเผาก๊าซธรรมชาติ จากผลการทดลองโดยทั่วไปภายใต้โครงการ The Scaling-400 Project เพิ่มเติมด้วยการจำลองเชิงตัวเลขโดยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ และข้อมูลจาก ENEA (Italian National Agency for New Technologies, Energy and the Environment) งานของพวกเขาได้ศึกษาการปลดปล่อย NO_x ตามอัตราการป้อนความร้อนของเตาเผาไหม้ เดิมนี้โครงการนี้มีเตาเผาไหม้อยู่ 5 ขนาดที่ขยายออกของช่วงการป้อนความร้อนเข้าจาก 30 kW ถึง 12 MW นั้นได้ทำการศึกษา โดยใช้หลักการขยายขนาดด้วยความเร็วคงที่ที่ประกอบกับความคล้ายคลึงทางด้านรูปทรงและทางความร้อน (partial scaling) เพื่อประยุกต์ใช้ในการออกแบบหัวเผาสำหรับการทดลองในโครงการ การศึกษาของพวกเขาในครั้งนี้ใช้หลักการทางเลือกของการขยายขนาดเพียงบางส่วน ซึ่งจากการออกแบบหัวเผาทั่วไปนั้นใช้หลักเกณฑ์เวลาคงอยู่คงที่ (constant residence time) โดยการใช้ออกแบบการทดลองทั้งหมดสำหรับกรณีความเร็วคงที่ (constant velocity) และการคำนวณโดยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Fluent-IFRF Code) มีหลายการศึกษาของพวกเขาได้เกิดขึ้น อันดับแรกทุกการทดลองในระดับห้องปฏิบัติการไม่สามารถสร้างผลการทดลองที่แทนเตาเผาไหม้ในระดับอุตสาหกรรมได้ อันดับสองสามารถสรุปได้ว่าไม่มีวิธีการขยายขนาดใดที่ดีกว่ากันเมื่อพิจารณาถึงความเข้มข้นของการปลดปล่อย NO_x โดยเฉพาะที่อัตราการป้อนความร้อนมากกว่า 1.5 MW สำหรับหัวเผาและเตาเผาไหม้ขนาดเล็กนั้นการปลดปล่อย NO_x ขึ้นอยู่กับอัตราการป้อนความร้อนเป็นอย่างมาก ความคล้ายคลึงของปริมาณพลังงานที่ถูกดึงออกจากการเผาไหม้นั้นเป็นพารามิเตอร์หลักในการขยายขนาดที่ต้องรักษาไว้เมื่อพิจารณาถึงการปลดปล่อย NO_x

ในปี 2005 Kumar et al. [27] ได้นำเสนอวิธีการใหม่ที่มีการพัฒนาขึ้นสำหรับใช้ในการขยายขนาดหัวเผาและห้องเผาไหม้สำหรับการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion) จากขนาดตั้งแต่ 3 kW จนถึง 150 kW ซึ่งมีอัตราการปลดปล่อยความร้อนต่อปริมาตรห้องเผาไหม้สูงถึง 5 MW/m^3 พวกเขาพบว่าวิธีการขยายขนาดที่มีอยู่คือ วิธีความเร็วคงที่, วิธีเวลาคงอยู่คงที่ และวิธีของ Cole et al. [25] นั้นไม่เพียงพอสำหรับหัวเผาที่มีการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก วิธีความเร็วคงที่ที่ช่วยลดอัตราการปลดปล่อยความร้อนต่อปริมาตรเมื่อขยายขนาดใหญ่ขึ้น และวิธีเวลาคงอยู่คงที่นั้นทำให้เกิดความดันตกคร่อมภายในระบบในระดับที่ยอมรับไม่ได้ เพื่อให้เกิดการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมากที่มีอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงในทุกะดับของการขยายขนาด พวกเขาจึงได้มีการปรับแต่งวิธีการขยายขนาดซึ่งมีการหมุนเวียนก๊าซภายในห้องเผาไหม้สูง โดยมีทิศทางตรงทางเรขาคณิตที่สำคัญนั้นพวกเขาใช้การขนาด $D \sim Q^{1/3}$ ด้วยความเร็วในการฉีดอากาศ 100 m/s และมีความดันตกคร่อม 600 mm น้ำ พวกเขายังได้ใช้การจำลองโดยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณช่วยในการหาตำแหน่งของรูฉีดอากาศเพื่อเพิ่มอัตราการหมุนเวียนภายในของก๊าซ ซึ่งบทบาทที่สำคัญของอากาศทุติยภูมิคือการเพิ่มอัตราการหมุนเวียนของก๊าซและเผาไหม้ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ที่ตกค้างในปลายทางการไหล การวัดอุณหภูมิและความเข้มข้นของตัวออกซิไดเซอร์ภายในหัวเผาและห้องเผาไหม้สำหรับการเผาไหม้แบบ MILD combustion ขนาด 3 kW, 150 kW และการเผาไหม้แบบดั้งเดิมที่มีเปลวไฟแบบเจ็ด เพื่อแยกความแตกต่างของกระบวนการเผาไหม้ในหัวเผาเหล่านี้ หัวเผาสามารถใช้กับเชื้อเพลิงได้หลากหลายจากก๊าซหุงต้มไปจนถึงก๊าซโปรพิลีน พวกเขาพบว่าหัวเผาแบบ MILD combustion นี้สามารถลดระดับเสียงลงได้ถึง 8 dB เมื่อเปรียบเทียบกับหัวเผาที่มีการเผาไหม้แบบดั้งเดิม การปลดปล่อย NO_x จากไอเสียนั้นต่ำกว่า 26 และ 3 ppm และวัดอุณหภูมิได้ 1710 K และ 1520 K สำหรับเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มและก๊าซโปรพิลีนตามลำดับ เมื่อหัวเผาทำงานที่ส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศพอดี

ในปี 2018 Ghadami et al. [28] ใช้แบบจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณที่ผ่านการตรวจสอบความถูกต้องเพื่อจำลองการเผาไหม้ที่ใช้ออกซิเจนและไร้เปลวไฟ (flameless oxy-fuel combustion) ในเตาเผาไหม้น้ำร้อนและเตาเผาไหม้คงความร้อนของเหล็ก (soaking pit furnace) ขนาดเต็มรูปแบบ ผลการจำลองโดยโปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณสำหรับอุณหภูมินั้นพวกเขาได้เปรียบเทียบกับข้อมูลผลการทดลองที่วัดโดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด S ที่หุ้มฉนวนของเตาเผาไหม้ทั้งสองแบบ ผลลัพธ์ที่ได้สนับสนุนข้ออ้างการใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด S ที่หุ้มฉนวนนั้นสามารถวัดอุณหภูมิได้ ถึงแม้ว่าการใช้เครื่องวัดไฟโรมิเตอร์แบบจุดจะให้ผลลัพธ์ที่แม่นยำกว่า หลังจากนั้นการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณที่พวกเขาเสนอก่อนหน้านี้สำหรับการจำลองการเผาไหม้แบบ flameless oxy-fuel combustion ถูกใช้ในการศึกษาในเตาเผาไหม้คงความร้อนเหล็กขนาดเต็มรูปแบบที่ใช้ในโรงงานผลิตเหล็กแท่ง การตรวจสอบความถูกต้องของ

โปรแกรมนี้ทำได้ทำโดยการเปรียบเทียบผลการจำลองของอุณหภูมิกับข้อมูลการทดลองที่ได้จากเทอร์โมคัปเปิลชนิด S สำหรับเตาเผาไหม้นำร่องระดับห้องปฏิบัติการและเตาเผาไหม้ขนาดเต็มรูปแบบแบบจำลองพลศาสตร์ของไหลสามมิติที่ประกอบด้วยแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน realizable $k-\epsilon$, แบบจำลองการเผาไหม้แบบการใช้ความน่าจะเป็นฟังก์ชันของความหนาแน่น (Probability Density Function, PDF) พร้อมกับแบบจำลอง Steady Laminar Flamelet Model (SLFM) และแบบจำลองการแผ่รังสีความร้อน Discrete Ordinates Model (DOM) พร้อมกับแบบจำลองค่าการดูดกลืนรังสีความร้อนผลรวมถ่วงน้ำหนักก๊าซสีเทา (Weighted Sum of Gray Gases Model, WSGGM) จากผลการจำลองของอุณหภูมินั้นให้ผลที่สอดคล้องกันดีกับผลที่วัดได้จากเทอร์โมคัปเปิลชนิด S ที่หุ้มฉนวน สำหรับเตาเผาไหม้นำร่องและเตาเผาไหม้ขนาดเต็มรูปแบบนั้นโดยเฉพาะอย่างยิ่งค่าเบี่ยงเบนสูงสุดคือ 3.3% และ 9.95% ตามลำดับ หลังจากนั้นพวกเขาได้นำผลการจำลองในเตาเผาไหม้ขนาดเต็มรูปแบบมาใช้เพื่อตรวจสอบความไม่สม่ำเสมอของการกระจายอุณหภูมิภายในเตาเผาไหม้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

แบบจำลองคณิตศาสตร์และทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 แบบจำลองคณิตศาสตร์

แบบจำลองคณิตศาสตร์ในการจำลองการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือบางครั้งขึ้นอยู่กับพื้นฐานของสมการอนุรักษ์มวล, สมการโมเมนตัม, การไหลแบบปั่นป่วน, สมการพลังงาน, สมการการแผ่รังสีความร้อน, สมการการถ่ายโอนองค์ประกอบของก๊าซ, ปฏิกิริยาเคมีของการเผาไหม้ และการก่อเกิดออกไซด์ของไนโตรเจน [50] สำหรับการจำลองแบบสามมิติในสถานะคงตัวนั้น สามารถแสดงในหัวข้อย่อยต่อไปนี้

3.1.1 สมการอนุรักษ์มวลและสมการอนุรักษ์โมเมนตัม

3.1.1.1 สมการอนุรักษ์มวล

สมการอนุรักษ์มวลหรือสมการความต่อเนื่อง คือสมการที่แสดงถึงการสมดุลมวลของปริมาตรควบคุม สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.1)$$

เมื่อ ρ คือความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3) และ \vec{v} คือเวกเตอร์ความเร็ว (m/s)

3.1.1.2 สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

สมการโมเมนตัมหรือที่รู้จักกันในชื่อสมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier-Stokes equations) คือสมการที่แสดงถึงการสมดุลโมเมนตัมของปริมาตรควบคุม แสดงได้ดังนี้

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) \quad (3.2)$$

เมื่อ p คือความดันสถิต (Pa) และ $\vec{\tau}$ คือเทนเซอร์ความเค้น (Pa) แสดงในสมการที่ 3.3

$$\vec{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} \vec{I} \right] \quad (3.3)$$

โดยที่ μ คือความหนืดพลศาสตร์ของของไหล (Pa s) และ \vec{I} คือเทนเซอร์หนึ่งหน่วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.2 แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน

3.1.2.1 ค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์ (Reynolds (ensemble) averaging)

ในค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์นั้นค่าตัวแปรในช่วงหนึ่งของการสมการนาเวียร์-สโตกส์นั้นได้แตกออกสู่สององค์ประกอบ คือองค์ประกอบในส่วนของคุณค่าเฉลี่ย (ensemble-averaged or time-averaged) และองค์ประกอบในส่วนของคุณค่าผันผวน สำหรับองค์ประกอบของความเร็วดังนี้

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (3.4)$$

เมื่อ \bar{u}_i คือองค์ประกอบในส่วนของคุณค่าเฉลี่ย และ u'_i คือองค์ประกอบในส่วนของคุณค่าผันผวน ($i = 1, 2, 3$) เช่นเดียวกัน สำหรับความดันและปริมาณสเกลาร์อื่น ๆ ดังสมการที่ 3.5

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (3.5)$$

เมื่อ φ คือปริมาณสเกลาร์ เช่น ความดัน, พลังงาน หรือ ความเข้มข้นขององค์ประกอบของก๊าซ แทนค่าตัวแปรของการไหลในรูปแบบสมการที่ 3.5 เข้าไปในสมการความต่อเนื่องและสมการโมเมนตัมในช่วงหนึ่งและใช้ค่าเฉลี่ยตามเวลาโดยรวม จะได้สมการความต่อเนื่องและสมการโมเมนตัมเฉลี่ยโดยรวม ซึ่งสามารถเขียนสมการในรูปแบบพิกัดฉากได้ตามลำดับดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.7)$$

สมการที่ 3.6 และ 3.7 นั้นเรียกว่าสมการค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์ นาเวียร์-สโตกส์ (Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equations) ซึ่งมีรูปแบบทั่วไปที่คล้ายกับสมการสมการนาเวียร์-สโตกส์ในช่วงหนึ่ง ซึ่งความเร็วและตัวแปรอื่น ๆ ของสมการ แสดงโดยค่าเฉลี่ยโดยรวม (หรือค่าเฉลี่ยตามเวลา) ส่วนพจน์สุดท้ายทางขวามือของสมการที่ 3.7 เพิ่มเติมเข้ามาดังที่ปรากฏนั้นแสดงถึงอิทธิพลของความปั่นป่วน ค่าความเค้นของเรย์โนลด์ $\rho \overline{u'_i u'_j}$ นี้ต้องทำการสร้างแบบจำลองเพื่อให้สามารถแก้สมการที่ 3.7 ได้ สำหรับการไหลที่ความหนาแน่นมีการเปลี่ยนแปลงสมการที่ 3.6 และ 3.7 สามารถแสดงโดยสมการค่าเฉลี่ยฟาร์ นาเวียร์-สโตกส์ (Favre-averaged Navier-Stokes) [51] ซึ่งความเร็วแสดงถึง

ค่าเฉลี่ยของมวล ดังนั้นสมการที่ 3.6 และ 3.7 สามารถประยุกต์ใช้กับการไหลที่มีความหนาแน่นเปลี่ยนแปลง

3.1.2.2 วิธีของบูสซิเนสก์ (Boussinesq approach)

วิธีการค่าเฉลี่ยของเรย์โนลด์กับแบบจำลองความปั่นป่วนนั้นต้องใช้สมการความเค้นของเรย์โนลด์ในสมการที่ 3.7 ดังนั้นจึงต้องมีแบบจำลองที่เหมาะสม วิธีโดยทั่วไปนั้นใช้สมมุติฐานของบูสซิเนสก์ (Boussinesq hypothesis) [51] เพื่อเชื่อมโยงสมการความเค้นของเรย์โนลด์เข้ากับเกรเดียนต์ของความเร็วเฉลี่ยแสดงได้ดังนี้

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (3.8)$$

สมมุติฐานของบูสซิเนสก์ (Boussinesq hypothesis) นี้ใช้ในแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน $k-\varepsilon$ ซึ่งมีข้อดีคือการคำนวณที่ค่อนข้างรวดเร็ว และใช้ทรัพยากรคอมพิวเตอร์ต่ำในการคำนวณหาความหนืดจากการไหลแบบปั่นป่วน μ_t ในกรณีของแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน $k-\varepsilon$ นั้นต้องแก้สมการแบบจำลองของการไหลแบบปั่นป่วนเพิ่มเติมอีกสองสมการ คือสมการการถ่ายโอนพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน k และสมการการถ่ายโอนอัตราสลายตัวของความปั่นป่วน ε ซึ่งค่า μ_t ได้จากการคำนวณที่เป็นฟังก์ชันของค่า k และ ε สำหรับข้อเสียของสมมุติฐานของบูสซิเนสก์คือสมมุติให้ μ_t มีค่าเท่ากันทุกทิศทางซึ่งไม่ถูกต้องในบางกรณี

3.1.2.3 แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน standard $k-\varepsilon$

สมการการถ่ายโอนสำหรับแบบจำลอง standard $k-\varepsilon$ นั้นประกอบด้วย ค่าพลังงานจลน์ของการไหลแบบปั่นป่วน (turbulence kinetic energy, k) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.9 และค่าอัตราสลายตัวของความปั่นป่วน (rate of dissipation, ε) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.10 ทั้งสองสมการแสดงดังต่อไปนี้

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ G_k คือการก่อเกิดพลังงานจลน์ของความปั่นป่วนเนื่องจากเกรเดียนต์ของความเร็วเฉลี่ย (W/m^3), G_b คือการก่อเกิดพลังงานจลน์ของความปั่นป่วนเนื่องจากแรงลอยตัว (W/m^3), Y_M คือผลของการขยายตัวของก๊าซที่ผันผวนในการไหลแบบปั่นป่วนที่อัดตัวได้ต่ออัตราการสลายตัวของความปั่นป่วนโดยรวม, $C_{1\varepsilon}$ คือค่าคงที่ของแบบจำลองความปั่นป่วนมีค่าเท่ากับ 1.44, $C_{2\varepsilon}$ คือค่าคงที่ของแบบจำลองความปั่นป่วนมีค่าเท่ากับ 1.92, $C_{3\varepsilon}$ คือค่าคงที่ของแบบจำลองความปั่นป่วน, σ_k คือค่าพรานท์นัมเบอร์ของความปั่นป่วน (turbulent Prandtl number) สำหรับค่า k มีค่าเท่ากับ 1, σ_ε คือค่าพรานท์นัมเบอร์ของความปั่นป่วนสำหรับค่า ε มีค่าเท่ากับ 1.3 [52] S_k และ S_ε เป็นแหล่ง (source) ของค่า k และ ε ตามลำดับ

3.1.2.4 แบบจำลองความหนืดของการไหลแบบปั่นป่วน

ความหนืดของการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent viscosity) μ_t คำนวณจากสมการที่เป็นฟังก์ชันของค่า k และ ε ดังแสดงในสมการต่อไปนี้

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.11)$$

โดยที่ C_μ คือ ค่าคงที่ของความหนืดเนื่องจากความปั่นป่วนมีค่าเท่ากับ 0.09

3.1.2.5 แบบจำลองการก่อเกิดความปั่นป่วนในแบบจำลอง standard $k-\varepsilon$

จากสมการถ่ายโอนสำหรับแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน standard $k-\varepsilon$ นั้น พจน์ G_k แสดงถึงการก่อเกิดพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน จากสมการแม่นยำตรงสำหรับการถ่ายโอนของค่า k นั้น G_k นิยามได้ดังนี้

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.12)$$

เพื่อคำนวณหาค่า G_k ในแบบที่เป็นไปตามสมมุติฐานของบูสซิเนสก์นั้นแสดงได้ดังนี้

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.13)$$

โดยที่ S คือโมดูลัสของเทนเซอร์อัตราความเครียดเฉลี่ย (s^{-1}) ซึ่งกำหนดได้ดังนี้

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.14)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.3 สมการพลังงาน

สมการอนุรักษ์พลังงานคือสมการที่แสดงถึงการสมดุลพลังงานของปริมาตรควบคุม สามารถแสดงในรูปแบบต่อไปนี้

$$\nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{\text{eff}} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j \right) + S_h \quad (3.15)$$

โดยพจน์แรกทางขวามือของสมการนั้นแสดงถึงการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการนำความร้อน และพจน์ที่สองทางขวามือของสมการนั้นแสดงถึงการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการแพร่ของมวล เมื่อ E คือพลังงานรวม (J/kg), p คือ ความดัน (N/m²), T คือ อุณหภูมิ (K), h_j คือ เอนทัลปีของก๊าซสปีชีส์ j (J/kg), \vec{J}_j คือ ฟลักซ์การแพร่ของก๊าซสปีชีส์ j (kg/m² s), S_h คือ แหล่งของพลังงาน (W/m³) และ k_{eff} คือ ค่าการนำความร้อนประสิทธิผล (W/m K) ซึ่งได้จากผลรวมของค่าการนำความร้อน k กับค่าการนำความร้อนจากความปั่นป่วน k_t สามารถแสดงได้จากสมการที่ 3.16

$$k_{\text{eff}} = k + k_t = k + \frac{c_p \mu_t}{\text{Pr}_t} \quad (3.16)$$

โดยที่ c_p คือค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ (J/kg K) และ Pr_t คือค่าพรานด์ทล์นัมเบอร์ของความปั่นป่วน (turbulent Prandtl number) มีค่าเท่ากับ 0.85 สำหรับพลังงานรวม E ในสมการที่ 3.15 นิยามได้ดังนี้

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (3.17)$$

เมื่อ h คือเอนทัลปีสัมพัทธ์ (J/kg) ในสมการที่ 3.17 สำหรับการไหลแบบอัดตัวไม่ได้นิยามได้ดังนี้

$$h = \sum_j Y_j h_j + \frac{p}{\rho} \quad (3.18)$$

โดยที่ Y_j คือสัดส่วนเชิงมวลของก๊าซสปีชีส์ j และ h_j คือเอนทัลปีของก๊าซสปีชีส์ j ในสมการที่ 3.18 นั้นสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$h_j = \int_{T_{\text{ref}}}^T c_{p,j} dT \quad (3.19)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ T_{ref} คืออุณหภูมิอ้างอิงมีค่าเท่ากับ 298.15 K และ $c_{p,j}$ คือ ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของก๊าซสปีชีส์ j (J/kg K)

3.1.3.1 แหล่งของพลังงานเนื่องจากปฏิกิริยาเคมีของการเผาไหม้

แหล่งของพลังงาน (energy sources) S_h ในสมการพลังงานคือสมการที่ 3.15 นั้นได้รวมถึงแหล่งของพลังงานความร้อนเนื่องจากการแผ่รังสีความร้อน และแหล่งของพลังงานเนื่องจากปฏิกิริยาเคมีของการเผาไหม้ซึ่งสามารถแสดงในสมการที่ 3.20 ได้ดังนี้

$$S_{h,\text{rxn}} = -\sum_j \frac{h_j^0}{M_{w,j}} R_j \quad (3.20)$$

เมื่อ h_j^0 คือเอนทัลปีของการก่อเกิดก๊าซสปีชีส์ j (J/kmol), $M_{w,j}$ คือมวลโมเลกุลของก๊าซสปีชีส์ j (kg/kmol) และ R_j คืออัตราการผลิตเชิงปริมาตรของก๊าซสปีชีส์ j (kg/m³ s)

3.1.3.2 สมการสถานะของก๊าซ

ความหนาแน่นของก๊าซที่มีความสัมพันธ์กับความดัน อุณหภูมิ และสัดส่วนเชิงมวลขององค์ประกอบของก๊าซ สามารถแสดงโดยสมการสถานะของก๊าซสำหรับการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ นิยามได้ดังนี้

$$\rho = \frac{p_{\text{op}}}{R_u T \sum_i \frac{Y_i}{M_{w,i}}} \quad (3.21)$$

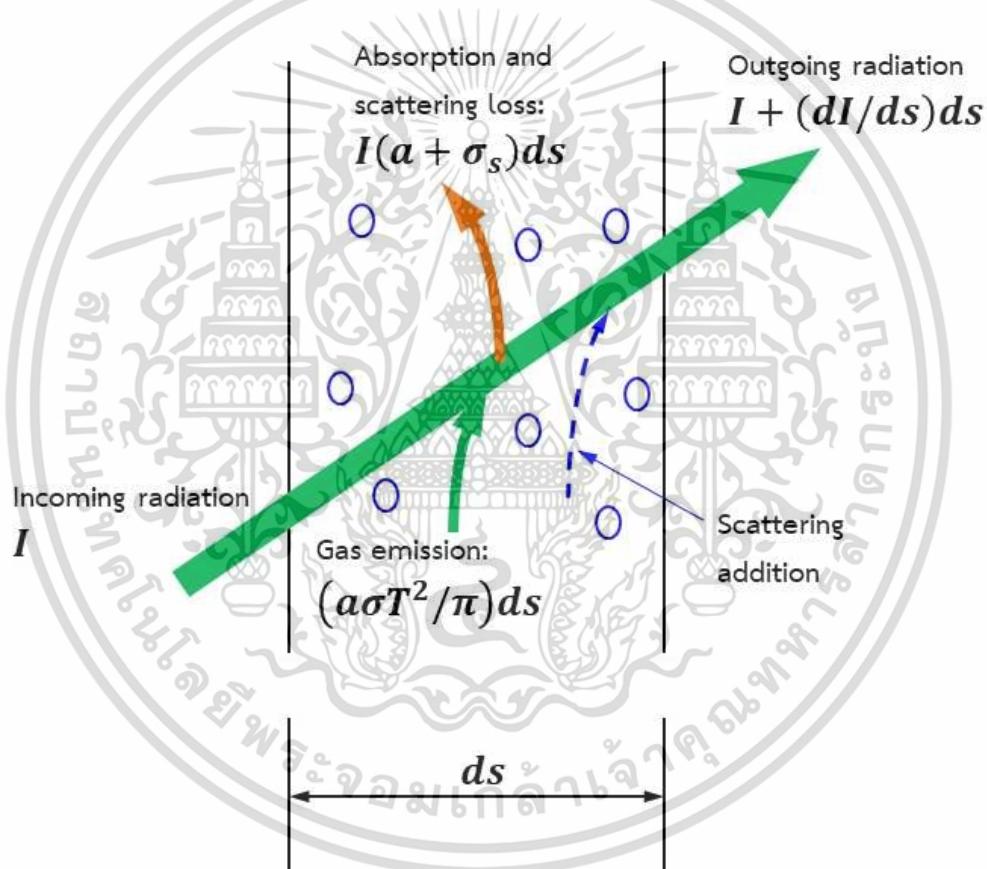
เมื่อ p_{op} คือความดันทำงาน (operating pressure) (Pa), Y_i คือ สัดส่วนเชิงมวลของก๊าซสปีชีส์ i , R_u คือค่าคงที่สากลของก๊าซมีค่าเท่ากับ 8.31447×10^3 J/kmol K, $M_{w,i}$ คือมวลโมเลกุลของก๊าซสปีชีส์ i (kg/kmol)

3.1.4 สมการการแผ่รังสีความร้อน

พลังงานที่ถ่ายโอนเนื่องจากการแผ่รังสีความร้อน ได้เพิ่มเติมเข้าไปในสมการพลังงานโดยผ่านทางพจน์แหล่งของพลังงาน (energy sources) S_h สมการการแผ่รังสีความร้อน (radiative transfer equation, RTE) สำหรับการดูดกลืนรังสี การเปล่งรังสี และรังสีกระเจิง ของตัวกลางที่ตำแหน่ง \vec{r} ในทิศทาง \vec{s} สามารถเขียนได้ดังสมการที่ 3.22

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (3.22)$$

เมื่อ \vec{r} คือเวกเตอร์ตำแหน่ง (m), \vec{s} คือเวกเตอร์ทิศทาง, \vec{s}' คือเวกเตอร์ทิศทางของการกระจาย, s คือความยาวของเส้นทาง (m), a คือค่าสัมประสิทธิ์การดูดกลืน (m^{-1}), n คือดัชนีการหักเห, σ_s คือสัมประสิทธิ์ของการกระจาย (m^{-1}), σ คือค่าคงที่ Stefan-Boltzmann ($5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m K}^4$), I คือความเข้มของการแผ่รังสี (W/m^2) ซึ่งขึ้นอยู่กับเวกเตอร์ตำแหน่ง \vec{r} และเวกเตอร์ทิศทาง \vec{s} , T คืออุณหภูมิเฉพาะที่ (K), Φ คือเฟสฟังก์ชัน (phase function), Ω' คือมุมตัน และ $(a + \sigma_s)s$ คือความทึบของตัวกลาง รูปที่ 3.1 แสดงกระบวนการของการแผ่รังสีความร้อน



รูปที่ 3.1 แผนภาพการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี

3.1.4.1 แบบจำลองการแผ่รังสีความร้อน P-1

แบบจำลองการแผ่รังสีความร้อน P-1 นั้นอยู่บนพื้นฐานของการขยายตัวของความเข้มของการแผ่รังสีความร้อน I เข้าสู่ชุดมุมฉากของทรงกลมฮาร์โมนิกส์ [53,54] ถ้ามีการใช้เพียงสี่พจน์ของชุดมุมฉาก ฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน q_r (W/m^2) สามารถแสดงดังสมการที่ 3.23

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G \quad (3.23)$$

เมื่อ G คือการตกกระทบของการแผ่รังสี (W) และ C คือสัมประสิทธิ์ที่ฟังก์ชันเฟสเชิงเส้นแอนไอโซทรอปิก และสามารถแสดงพารามิเตอร์ Γ ได้ดังนี้

$$\Gamma = \frac{1}{(3(a + \sigma_s) - C\sigma_s)} \quad (3.24)$$

ดังนั้นสมการที่ 3.24 สามารถลดรูปกลายเป็น

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (3.25)$$

สมการการถ่ายโอนสำหรับค่า G สามารถแสดงได้ดังนี้

$$\nabla \cdot (\Gamma \nabla G) - aG + 4an^2 \sigma T^4 = S_G \quad (3.26)$$

เมื่อ S_G เป็นแหล่งกำเนิดของรังสีความร้อน (W/m^3) สมการนี้ใช้เพื่อหาความเข้มของการแผ่รังสีความร้อนเฉพาะที่ เมื่อแทนค่า q_r ในสมการที่ 3.25 ลงในสมการ 3.26 จะได้สมการดังต่อไปนี้

$$-\nabla \cdot q_r = aG - 4an^2 \sigma T^4 \quad (3.27)$$

สำหรับค่า $-\nabla \cdot q_r$ นั้นสามารถแทนที่ได้โดยตรงลงในสมการพลังงานเพื่อเป็นแหล่งให้ความร้อน (หรือแหล่งรับ) S_i เนื่องจากการแผ่รังสีความร้อน

3.1.4.2 แบบจำลองผลรวมถ่วงน้ำหนักของก๊าซสีเทา

แบบจำลองผลรวมถ่วงน้ำหนักของก๊าซสีเทา (Weighted Sum of Gray Gases Model, WSGGM) เป็นแบบจำลองค่าสัมประสิทธิ์การดูดกลืนรังสีความร้อน (absorption coefficient) a ซึ่งเป็นแบบจำลองที่ได้อรวมเอาแถบการดูดกลืนรังสีความร้อน (absorption bands) สมมุติฐานพื้นฐานของแบบจำลอง WSGGM คือค่าการเปล่งรังสีความร้อนรวมตลอดช่วงความยาว s นั้นสามารถแสดงได้ดังสมการที่ 3.28

$$\varepsilon = \sum_{i=0}^I a_{\varepsilon,i}(T)(1 - e^{-\kappa_i ps}) \quad (3.28)$$

เมื่อ $a_{\varepsilon,i}$ คือตัวประกอบถ่วงน้ำหนักของการเปล่งรังสีความร้อนสำหรับก๊าซซีเทาที่สมมุติขึ้นอันดับที่ i th ปริมาณในวงเล็บคือค่าการเปล่งรังสีของก๊าซซีเทาที่สมมุติขึ้นอันดับที่ i th, κ_i คือสัมประสิทธิ์การดูดกลืนอันดับที่ i th ของก๊าซซีเทา, p เป็นผลรวมของความดันย่อยของก๊าซที่ดูดกลืนทั้งหมด และ s คือความยาวของระยะทาง สำหรับค่า $a_{\varepsilon,i}$ และ κ_i นั้นได้จากงานวิจัย [55,56] โดยค่านี้ขึ้นอยู่กับองค์ประกอบของก๊าซ และค่า $a_{\varepsilon,i}$ ยังขึ้นอยู่กับอุณหภูมิอีกด้วย

สัมประสิทธิ์การดูดกลืนสำหรับ $i=0$ นั้นกำหนดให้มีค่าเท่ากับศูนย์เพื่อรวมหน้าต่างเข้าไปด้วยในสเปกตรัมระหว่างบริเวณเชิงสเปกตรัมที่มีการดูดกลืนรังสีสูง ($\sum_{i=1}^I a_{\varepsilon,i} < 1$) และตัวประกอบถ่วงน้ำหนักสำหรับ $i=0$ นั้นได้จากการประเมินค่าในงานวิจัย [56] แสดงได้ดังนี้

$$a_{\varepsilon,0} = 1 - \sum_{i=1}^I a_{\varepsilon,i} \quad (3.29)$$

การขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของค่า $a_{\varepsilon,i}$ สามารถประมาณค่าโดยฟังก์ชันใด ๆ แต่โดยส่วนใหญ่แล้วประมาณค่าจากสมการดังนี้

$$a_{\varepsilon,i} = \sum_{j=1}^J b_{\varepsilon,i,j} T^{j-1} \quad (3.30)$$

เมื่อ $b_{\varepsilon,i,j}$ คือค่าสัมประสิทธิ์การเปล่งรังสีของก๊าซเชิงพหุนามของอุณหภูมิ ค่าสัมประสิทธิ์ $b_{\varepsilon,i,j}$ และ κ_i ประมาณค่าโดยสมการที่ 3.28 กับตารางของการเปล่งรังสีรวมที่ได้จากการทดลองจากงานวิจัย [55-57] ค่าการดูดกลืนรังสี α ของรังสีความร้อนจากผนังสามารถประมาณค่าโดยสมมุติให้ $\varepsilon = \alpha$ [58] สมมุติฐานนี้มีความถูกต้องยกเว้นในตัวอย่างที่บางและอุณหภูมิผนังกับอุณหภูมิของก๊าซนั้นแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ เนื่องจากสัมประสิทธิ์ $b_{\varepsilon,i,j}$ และ κ_i นั้นเปลี่ยนแปลงซ้ำตามฟังก์ชันของค่า ps และ T ซึ่งสามารถสมมุติให้มีค่าคงที่สำหรับช่วงที่กว้างของพารามิเตอร์นี้ จากงานวิจัย [56] ค่าสัมประสิทธิ์ที่มีค่าคงที่นี้แสดงถึงความแตกต่างของความดันสัมพัทธ์ของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) และไอน้ำ (H₂O) โดยมีสมมุติฐานที่ความดันรวม p_T เท่ากับ 1 atm ค่าของสัมประสิทธิ์ที่แสดงในงานวิจัย [56] นั้นใช้ได้สำหรับในช่วง $0.001 \leq ps \leq 10$ atm m และในช่วงอุณหภูมิ $600 \leq T \leq 2400$ K สำหรับ $T > 2400$ K นั้นค่าของสัมประสิทธิ์ที่แนะนำโดยงานวิจัย [55] นั้นถูกใช้ถ้า $\kappa_i ps \ll 1$ สำหรับทุก i สมการที่ 3.31 ลดรูปได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\varepsilon = \sum_{i=0}^I a_{\varepsilon,i} \kappa_i p s \quad (3.31)$$

เปรียบเทียบกับสมการที่ 3.31 กับแบบจำลองก๊าซสีเทาที่มีสัมประสิทธิ์การดูดกลืนรังสีความร้อน a สามารถเห็นการเปลี่ยนแปลงของความเข้มข้นแผ่รังสีความร้อนตลอดช่วงความยาว s ในแบบจำลอง WSGGM นั้นเหมือนกับแบบจำลองก๊าซสีเทาที่มีสัมประสิทธิ์การดูดกลืน แสดงได้ดังนี้

$$a = \sum_{i=0}^I a_{\varepsilon,i} \kappa_i p \quad (3.32)$$

ซึ่งสมการที่ 3.32 นี้ไม่ขึ้นกับค่า s โดยกรณีทั่วไปนั้นค่า a คำนวณจากสมการดังต่อไปนี้

$$a = -\frac{\ln(1-\varepsilon)}{s} \quad (3.33)$$

เมื่อค่าการเปล่งรังสีความร้อน ε สำหรับแบบจำลอง WSGGM นั้นคำนวณโดยใช้สมการที่ 3.28 สัมประสิทธิ์การดูดกลืนรังสีความร้อน a ที่นิยามโดยสมการที่ 3.33 นั้นขึ้นอยู่กับระยะทาง s แสดงถึงลักษณะของก๊าซที่ไม่ใช่สีเทาของการดูดกลืนรังสีความร้อนในโมเลกุลของก๊าซ สมการที่ 3.32 ใช้เมื่อ $s \leq 10^{-4}$ m และสมการที่ 3.33 นั้นใช้เมื่อ $s > 10^{-4}$ m หมายเหตุสำหรับ $s \approx 10^{-4}$ m ค่าของ a คำนวณจากสมการที่ 3.32 และ 3.33 ซึ่งในทางปฏิบัตินั้นเหมือนกัน (เนื่องจากสมการที่ 3.33 ลดรูปเป็นสมการที่ 3.32 ในข้อจำกัดของ s ที่มีค่าน้อย)

3.1.5 การถ่ายโอนองค์ประกอบของก๊าซและอัตราปฏิกิริยาเคมี

3.1.5.1 สมการอนุรักษ์องค์ประกอบของก๊าซ

สมการอนุรักษ์องค์ประกอบของก๊าซคือสมการที่แสดงถึงการสมดุลองค์ประกอบของก๊าซของปริมาตรควบคุม สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i \quad (3.34)$$

เมื่อ Y_i คือสัดส่วนเชิงมวลขององค์ประกอบของก๊าซสปีชีส์ i , \vec{J}_i คือฟลักซ์การแพร่ของก๊าซสปีชีส์ i ($\text{kg/m}^2 \text{ s}$), R_i คือการก่อเกิดสุทธิของก๊าซสปีชีส์ i ($\text{kg/m}^3 \text{ s}$) เนื่องจากปฏิกิริยาเคมี

3.1.5.2 แบบจำลองการแพร่ของมวลในการไหลแบบปั่นป่วน

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนนั้นการแพร่ของมวลสามารถคำนวณได้ตั้งสมการที่ 3.35

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\vec{J}_i = -\left(\rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right) \nabla Y_i \quad (3.35)$$

โดยที่ $D_{i,m}$ คือสัมประสิทธิ์การแพร่มวลของก๊าซสปีชีส์ i (m^2/s) ในส่วนผสมของก๊าซ, μ_t คือความหนืดของการไหลแบบปั่นป่วน ($kg/m \cdot s$) และ Sc_t คือชนิดทึ่มเบอร์ของการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent Schmidt number)

3.1.5.3 แบบจำลองอัตราของปฏิกิริยาเคมี

แบบจำลองอัตราของปฏิกิริยาเคมีนั้นใช้จลนศาสตร์ทางเคมีของอาร์เรเนียส (Arrhenius chemical kinetics) แหล่งสุทธิขององค์ประกอบทางเคมีของก๊าซสปีชีส์ i เนื่องจากการทำปฏิกิริยานั้นคำนวณจากผลรวมแหล่งของปฏิกิริยาอาร์เรเนียสของจำนวนปฏิกิริยา N_R ที่ก๊าซสปีชีส์นั้นมีส่วนร่วมในการทำปฏิกิริยาแสดงได้ดังสมการต่อไปนี้

$$R_i = M_{w,i} \sum_{r=1}^{N_R} \hat{R}_{i,r} \quad (3.36)$$

เมื่อ $M_{w,i}$ คือมวลโมเลกุลของก๊าซสปีชีส์ i และ $\hat{R}_{i,r}$ คืออัตราเชิงโมลอาร์เรเนียสของการก่อเกิดหรือสูญเสียของก๊าซสปีชีส์ i ในปฏิกิริยา r ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่รูปทั่วไปได้ดังนี้

$$\sum_{i=1}^N \nu'_{i,r} M_i \Rightarrow \sum_{i=1}^N \nu''_{i,r} M_i \quad (3.37)$$

เมื่อ N คือจำนวนองค์ประกอบทางเคมีของก๊าซในระบบ, $\nu'_{i,r}$ คือสัมประสิทธิ์สโตยคิโอเมตริกสำหรับสารตั้งต้นสปีชีส์ i ในปฏิกิริยา r , $\nu''_{i,r}$ คือสัมประสิทธิ์สโตยคิโอเมตริกสำหรับผลิตภัณฑ์สปีชีส์ i ในปฏิกิริยา r , M_i คือสัญลักษณ์ที่แสดงถึงก๊าซสปีชีส์ i , $k_{f,r}$ ค่าคงที่ของอัตราไปข้างหน้าสำหรับปฏิกิริยา r สำหรับปฏิกิริยาที่ไม่สามารถย้อนกลับได้อัตราเชิงโมลของการก่อเกิดหรือสูญเสียของก๊าซสปีชีส์ i ในปฏิกิริยา r ซึ่งแสดงโดย $\hat{R}_{i,r}$ สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 3.38

$$\hat{R}_{i,r} = (\nu''_{i,r} - \nu'_{i,r}) \left(k_{f,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{(\eta'_{j,r} + \eta''_{j,r})} \right) \quad (3.38)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ $C_{j,r}$ คือความเข้มข้นเชิงโมลของก๊าซสปีชีส์ j ในปฏิกิริยา r (kmol/m^3), $\eta'_{j,r}$ คือเลขชี้กำลังอัตราสำหรับสารตั้งต้นสปีชีส์ j ในปฏิกิริยา r , $\eta''_{j,r}$ คือเลขชี้กำลังอัตราสำหรับผลิตภัณฑ์สปีชีส์ j ในปฏิกิริยา r สำหรับค่า $k_{f,r}$ นั้นคำนวณโดยใช้จลนศาสตร์ทางเคมีของอาร์เรเนียส (Arrhenius chemical kinetics) แสดงได้ดังสมการที่ 3.39

$$k_{f,r} = A_r T^{\beta_r} e^{-E_r/R_u T} \quad (3.39)$$

เมื่อ A_r คือค่าตัวประกอบก่อนเลขชี้กำลัง (หน่วยที่สอดคล้องกัน), β_r คือเลขชี้กำลังของอุณหภูมิ (ไร้หน่วย), E_r คือพลังงานกระตุ้นสำหรับปฏิกิริยา (J/kmol) และ R_u คือค่าคงที่สากลของก๊าซ ($8.31447 \times 10^3 \text{ J/kmol K}$)

3.1.5.4 แบบจำลองการเผาไหม้ Eddy-Dissipation Concept

แบบจำลองการเผาไหม้แบบ Eddy-Dissipation Concept (EDC) เป็นแบบจำลองการเผาไหม้ที่รวมเอาปฏิกิริยาเคมีเข้ากับการไหลแบบปั่นป่วน [59] ซึ่งมีสมมติฐานให้ปฏิกิริยาเกิดขึ้นในโครงสร้างการไหลแบบปั่นป่วนขนาดเล็กเรียกว่าสเกลละเอียด (fine scales) สัดส่วนความยาวของสเกลละเอียดมีแบบจำลองตามงานวิจัย [60] สามารถแสดงได้ดังนี้

$$\xi^* = C_\xi \left(\frac{v\varepsilon}{k^2} \right)^{1/4} \quad (3.40)$$

เมื่อ ξ^* คือการระบุถึงปริมาณของสเกลละเอียด, C_ξ คือค่าคงที่สัดส่วนเชิงปริมาตรมีค่าเท่ากับ 2.1377 และ v คือความหนืดจลน์ (m^2/s) สัดส่วนเชิงปริมาตรของสเกลละเอียด (fine scales) คำนวณจาก ξ^{*3} องค์กรประกอบทางเคมีที่ถูกสมมุติให้เกิดปฏิกิริยาในโครงสร้างขนาดเล็กตลอดช่วงสเกลเวลา (time scale) แสดงได้ดังนี้

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad (3.41)$$

เมื่อ C_τ คือค่าคงที่ของสเกลเวลามีค่าเท่ากับ 0.4083 การเผาไหม้ที่สเกลละเอียดนั้นสมมุติให้เกิดขึ้นที่ความดันคงที่ โดยมีเงื่อนไขเริ่มต้นเป็นองค์ประกอบทางเคมีของก๊าซและอุณหภูมิปัจจุบันในเซลล์ปฏิกิริยาดำเนินไปตามช่วงสเกลเวลา τ^* ซึ่งควบคุมโดยอัตราปฏิกิริยาของอาร์เรเนียสในสมการที่ 3.38 และรวบรวมเชิงตัวเลขโดยใช้ขั้นตอนวิธี ISAT (In Situ Adaptive Tabulation) [61] แหล่งของ

องค์ประกอบทางเคมีในสมการอนุรักษ์องค์ประกอบของก๊าซสปีชีส์ i (สมการที่ 3.34) สามารถแสดงได้ดังนี้

$$R_i = \frac{\rho(\xi^*)^2}{\tau^* [1 - (\xi^*)^3]} (Y_i^* - Y_i) \quad (3.42)$$

เมื่อ Y_i^* คือสัดส่วนเชิงมวลในสเกลละเอียด (fine scales) หลังจากเกิดปฏิกิริยาตลอดช่วงเวลา τ^* แบบจำลอง EDC สามารถรวมกลไกปฏิกิริยาทางเคมีโดยละเอียดเข้ากับการทำปฏิกิริยาในการไหลแบบปั่นป่วน

3.1.6 แบบจำลองก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน

สมการการถ่ายโอนมวลสำหรับก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) โดยรวมเอาการพา, การแพร่ การก่อเกิดและสลายของ NO_x ซึ่งสมการนี้ได้จากหลักการพื้นฐานของการอนุรักษ์มวล ผลกระทบของเวลาคงอยู่ในกลไก NO_x โดยหลักการกรอบอ้างอิงลากรางเจียน (Lagrangian reference frame) ได้รวมเข้าไปในพจน์การพาในสมการควบคุมที่เขียนในกรอบอ้างอิงออยเลอร์เรียน (Eulerian reference frame) สำหรับสมการการถ่ายโอนก๊าซไนตริกออกไซด์ (NO) และไฮโดรเจนไซยาไนด์ (HCN) แสดงดังต่อไปนี้

$$\nabla \cdot (\rho \bar{v} Y_{\text{NO}}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{\text{NO}}) + S_{\text{NO}} \quad (3.43)$$

$$\nabla \cdot (\rho \bar{v} Y_{\text{HCN}}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{\text{HCN}}) + S_{\text{HCN}} \quad (3.44)$$

เมื่อ Y_{NO} เป็นสัดส่วนเชิงมวลของ NO, Y_{HCN} เป็นสัดส่วนเชิงมวลของ HCN ในสถานะก๊าซ และ D คือสัมประสิทธิ์การแพร่มวลประสิทธิผล, S_{NO} คือแหล่งการก่อเกิดหรือสลายของ NO และ S_{HCN} คือแหล่งการก่อเกิดหรือสลายของ HCN ซึ่งเกิดจากกลไกที่จะกล่าวในหัวข้อถัดไป

3.1.6.1 การก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากความร้อน (thermal NO_x)

การก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากความร้อน (thermal NO_x) คำนวณหาค่าโดยชุดของปฏิกิริยาทางเคมีที่ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิสูงที่เรียกว่ากลไกเซลโดวิช (Zeldovich mechanism) [62] สมการควบคุมปฏิกิริยาหลักของการก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากความร้อนที่มาจากโมเลกุลของไนโตรเจนมีดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ปฏิกิริยาที่สามได้รวมเข้าไปในกลไกซึ่งเรียกว่ากลไกเซลโดวิชแบบขยาย (extended Zeldovich mechanism) เพื่อแสดงให้เห็นการมีส่วนร่วมในการก่อเกิดของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากความร้อน โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่สภาวะการเผาไหม้ใกล้กับสตอยคิโอเมตริกและที่ส่วนผสมหนา แสดงได้ดังนี้



ค่าคงที่ของอัตราสำหรับปฏิกิริยาการก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากความร้อน (thermal NO_x reaction rates) เหล่านี้ได้รับการวัดค่าในหลายการทดลองจากการศึกษาวิจัย [63-65] และข้อมูลที่ได้จากการศึกษาเหล่านี้ได้รับการประเมินอย่างละเอียดโดย Baulch et al. [66] และ Hanson and Salimian [67] ค่าสัมประสิทธิ์อัตราของปฏิกิริยาสำหรับสมการที่ 3.45 - 3.47 ที่ใช้ในแบบจำลองการก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนนั้นแสดงในตารางที่ 3.1 ซึ่งได้จากการประเมินผลของ Hanson and Salimian [67]

ตารางที่ 3.1 สัมประสิทธิ์อัตราของปฏิกิริยาสำหรับ thermal NO_x

ปฏิกิริยา	สัมประสิทธิ์อัตราของปฏิกิริยาไปข้างหน้า	สัมประสิทธิ์อัตราของปฏิกิริยาย้อนกลับ
$\text{O} + \text{N}_2 \rightleftharpoons \text{N} + \text{NO}$	$k_{f,1} = 1.8 \times 10^8 e^{-38370/T}$	$k_{r,1} = 3.8 \times 10^7 e^{-425/T}$
$\text{N} + \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{O} + \text{NO}$	$k_{f,2} = 1.8 \times 10^4 T e^{-4680/T}$	$k_{r,2} = 3.81 \times 10^3 T e^{-20820/T}$
$\text{N} + \text{OH} \rightleftharpoons \text{H} + \text{NO}$	$k_{f,3} = 7.1 \times 10^7 e^{-450/T}$	$k_{r,3} = 1.7 \times 10^8 e^{-24560/T}$

ในตารางที่ 3.1 นั้นค่า $k_{f,1}$, $k_{f,2}$ และ $k_{f,3}$ เป็นสัมประสิทธิ์อัตราของปฏิกิริยาไปข้างหน้า และ $k_{r,1}$, $k_{r,2}$ และ $k_{r,3}$ เป็นค่าสัมประสิทธิ์อัตราของปฏิกิริยาย้อนกลับ ค่าคงที่ของอัตราทั้งหมดนี้มีหน่วยเป็น m³/kmol s อัตราสุทธิของการก่อเกิดของ NO ผ่านปฏิกิริยาในสมการที่ 3.45 - 3.47 นั้นหาได้จากสมการที่ 3.48

$$R_{\text{thermal,NO}} = k_{f,1}[\text{O}][\text{N}_2] + k_{f,2}[\text{N}][\text{O}_2] + k_{f,3}[\text{N}][\text{OH}] - k_{r,1}[\text{NO}][\text{N}] - k_{r,2}[\text{NO}][\text{O}] - k_{r,3}[\text{NO}][\text{H}] \quad (3.48)$$

เมื่อความเข้มข้นทั้งหมดมีหน่วยเป็น kmol/m^3 ในการคำนวณอัตราการก่อเกิดของ NO และ N นั้น จำเป็นต้องหาค่าความเข้มข้นของ O, H และ OH

อัตราการก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนมีนัยสำคัญเฉพาะที่อุณหภูมิสูง (สูงกว่า 1800 K) เนื่องจากจำเป็นต้องมีพลังงานมาทำลายพันธะของไนโตรเจน (N_2) ที่แข็งแรง (พลังงานแยกพันธะเท่ากับ 941 kJ/kmol) ซึ่งผลนี้แสดงโดยการใช้พลังงานกระตุ้นที่สูงของปฏิกิริยาในสมการที่ 3.45 ซึ่งทำให้เป็นขั้นตอนที่จำกัดของกลไกเซลล์โดวิกซ์แบบขยาย อย่างไรก็ตามพลังงานกระตุ้นการเกิดออกซิเดชันของอะตอมไนโตรเจน (N) มีค่าต่ำ เมื่อมีออกซิเจนเพียงพอ เช่น ในการเผาไหม้ที่มีส่วนผสมบาง อัตราการสลายของอะตอมไนโตรเจนอิสระนั้นเท่ากับอัตราการก่อเกิดออกไซด์ของไนโตรเจน ดังนั้นสถานะเสถียร (quasi-steady state) จึงสามารถเกิดขึ้นได้ สมมุติฐานนี้ใช้ได้กับกรณีการเผาไหม้โดยส่วนใหญ่ยกเว้นในสถานะการเผาไหม้ที่มีส่วนผสมหนาแน่น ดังนั้นอัตราการก่อเกิด NO จึงสามารถแสดงดังสมการต่อไปนี้

$$R_{\text{thermal,NO}} = 2k_{f,1}[\text{O}][\text{N}_2] \frac{\left(1 - \frac{k_{r,1}k_{r,2}[\text{NO}]^2}{k_{f,1}[\text{N}_2]k_{f,2}[\text{O}_2]}\right)}{\left(1 + \frac{k_{r,1}[\text{NO}]}{k_{f,2}[\text{O}_2] + k_{f,3}[\text{OH}]}\right)} \quad (3.49)$$

จากสมการที่ 3.49 เป็นที่ชัดเจนว่าอัตราการก่อเกิดของ NO จะเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มความเข้มข้นของออกซิเจน นอกจากนี้ยังปรากฏว่ามีการก่อเกิด NO ที่ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเป็นอย่างมาก แต่ไม่ขึ้นอยู่กับประเภทของเชื้อเพลิง ในความเป็นจริงนั้นอยู่บนพื้นฐานอัตราที่จำกัดซึ่งอธิบายโดย $k_{f,1}$ อัตราการก่อเกิด NO_x เนื่องจากความร้อนจะเพิ่มขึ้นเป็นสองเท่าสำหรับอุณหภูมิทุก ๆ 90 K ที่เพิ่มขึ้นเกิน 2200 K

วิธีการหาความเข้มข้นของออกซิเจนอะตอมเรดิคัล (O radical) สามารถใช้วิธีสมดุลบางส่วน (partial equilibrium approach) โดยการรวมปฏิกิริยาขององค์ประกอบของก๊าซที่สาม (third-body reaction) ในกระบวนการแยกตัวออกจากกันและการรวมตัวกันใหม่ของออกซิเจน (O_2) แสดงได้ดังนี้



จากสมการที่ 3.50 ความเข้มข้นของออกซิเจนอะตอมสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.51 [68]

$$[\text{O}] = 36.64T^{1/2} [\text{O}_2]^{1/2} e^{-27123/T} \quad (3.51)$$

ซึ่งโดยทั่วไปจะนำไปสู่ความเข้มข้นของออกซิเจนอะตอมบางส่วนที่สูงขึ้น

วิธีการหาความเข้มข้นของ OH สามารถใช้วิธีสมดุลบางส่วน (partial equilibrium approach) ด้วยวิธีนี้ความเข้มข้นของ OH ในปฏิกิริยาที่สามของกลไกเซลโดวิชแบบขยาย (extended Zeldovich mechanism) สมการที่ 3.47 นั้นได้จากงานวิจัย [69,70] สามารถแสดงได้ดังนี้

$$[\text{OH}] = 2.129 \times 10^2 T^{-0.57} e^{-4595/T} [\text{O}]^{1/2} [\text{H}_2\text{O}]^{1/2} \quad (3.52)$$

ในสมการการถ่ายโอนสำหรับ NO (สมการที่ 3.43) แหล่งที่มาของ NO เนื่องจากกลไกการก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากความร้อน (thermal NO_x) สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$S_{\text{thermal,NO}} = M_{\text{w,NO}} R_{\text{thermal,NO}} \quad (3.53)$$

เมื่อ $M_{\text{w,NO}}$ คือมวลโมเลกุลของ NO (kg/kmol) และ $R_{\text{thermal,NO}}$ นั้นคำนวณจากสมการที่ 3.49

3.1.6.2 การก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนขึ้นฉับพลัน (prompt NO_x)

เป็นที่ทราบกันดีว่าในระหว่างการเผาไหม้เชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนอัตราการก่อเกิดของ NO_x สามารถเกิดขึ้นได้เกินกว่าที่เกิดจากการออกซิเดชันโดยตรงจากโมเลกุลของไนโตรเจน อย่างเช่น thermal NO_x การก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนขึ้นฉับพลันถูกระบุครั้งแรกโดย Fenimore [71] และถูกเรียกว่า “prompt NO_x” มีหลักฐานพบว่า prompt NO_x สามารถเกิดขึ้นได้ในปริมาณที่มีนัยสำคัญในบางสภาพแวดล้อมของการเผาไหม้ เช่น ในอุณหภูมิต่ำ, สภาพที่มีเชื้อเพลิงหนาและเวลาดังอยู่ที่สั้น ซึ่งที่พื้นผิวของหัวเผา, ระบบการเผาไหม้แบบเป็นชั้น และห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ กังหันก๊าซนั้นสามารถเกิดเงื่อนไขดังกล่าวได้ [72] ในปัจจุบัน prompt NO_x ส่งผลต่อความเข้มข้นของ NO_x โดยรวมจากห้องเผาไหม้ที่อยู่กับที่นั้นน้อย อย่างไรก็ตามเนื่องจากการปลดปล่อย NO_x จะลดลงสู่ระดับที่ต่ำมากโดยใช้วิธีการเผาไหม้แบบใหม่ (การออกแบบหัวเผาหรือการปรับเปลี่ยนรูปทรงเรขาคณิตของเตาเผาไหม้) คาดว่าความสำคัญของ prompt NO_x จะเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับการเกิด NO_x จากกลไกอื่นนั้น

prompt NO_x ส่วนใหญ่เกิดขึ้นในการเผาไหม้ที่มีเชื้อเพลิงหนา การก่อเกิด prompt NO_x เกี่ยวข้องกับความซับซ้อนของชุดปฏิกิริยาและหลายสปีชีส์ระดับกลาง (intermediate species) เส้นทางของปฏิกิริยาที่ยอมรับกันในปัจจุบันแสดงได้ดังสมการที่ 3.54 – 3.57



มีหลายสปีชีส์ที่เกิดจากการแยกตัวของเชื้อเพลิงซึ่งเป็นแหล่งที่มาของ prompt NO_x ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอน เช่น CH , CH_2 , C และ C_2H แต่การมีส่วนร่วมที่สำคัญนั้นมาจาก CH (สมการที่ 3.54) และ CH_2 ผ่านทางปฏิกิริยาดังนี้



ผลิตภัณฑ์ของปฏิกิริยาเหล่านี้อาจนำไปสู่การสร้างสรรค์ประกอบเอมีนและไซยาโน และต่อมาทำปฏิกิริยาซึ่งก่อให้เกิด NO โดยปฏิกิริยาที่คล้ายกับที่เกิดขึ้นในการออกซิเดชันของไนโตรเจนในเชื้อเพลิงยกตัวอย่างดังเช่นปฏิกิริยาต่อไปนี้



การก่อเกิด prompt NO_x เป็นสัดส่วนโดยตรงกับจำนวนอะตอมของคาร์บอนที่มีอยู่ต่อหน่วยปริมาตร และไม่ขึ้นอยู่กับเอกลักษณ์ของไฮโดรคาร์บอนเบื้องต้น ปริมาณของ HCN ก่อตัวเพิ่มขึ้นตามความเข้มข้นของไฮโดรคาร์บอนเรดิคัล (hydrocarbon radicals) ซึ่งจะเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนสมมูล โดยเมื่ออัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้นการก่อเกิด prompt NO_x จะเพิ่มขึ้นในตอนแรก จากนั้นจะผ่านจุดสูงสุดและในที่สุดก็ลดลงเนื่องจากขาดออกซิเจน

แบบจำลอง prompt NO_x สามารถใช้พารามิเตอร์จลนศาสตร์เคมีโดยรวมที่ได้มาจากงานวิจัยของ De Soete [73] ซึ่งเขาได้เปรียบเทียบผลการทดลองของอัตราการก่อเกิดของ NO_x โดยรวมกับอัตราการก่อเกิดที่คำนวณได้โดยการอินทิเกรตเชิงตัวเลขของอัตราปฏิกิริยาโดยรวมเอมพิริคัลของการก่อเกิด NO_x และ N_2 เขาแสดงให้เห็นว่าอัตราการก่อเกิด prompt NO_x โดยรวมสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.60

$$R_{\text{prompt,NO}} = (\text{overall prompt NO}_x \text{ formation rate}) - (\text{overall prompt N}_2 \text{ formation rate}) \quad (3.60)$$

ในช่วงแรกของการเผาไหม้ที่ prompt NO_x เกิดขึ้นภายใต้สภาวะที่ส่วนผสมของความเข้มข้นของ O อยู่ในระดับสูง และ N radical เกือบทั้งหมดจะก่อเกิดเป็น NO_x แทนที่จะเป็นไนโตรเจน ดังนั้นอัตราการก่อเกิดของ prompt NO_x จะประมาณให้เท่ากับอัตราการก่อเกิด prompt NO_x โดยรวม ซึ่งแสดงได้ดังนี้

$$R_{\text{prompt,NO}} = k_{\text{pr}} [\text{O}_2]^a [\text{N}_2][\text{FUEL}] e^{-E_a/R_u T} \quad (3.61)$$

เมื่อ a คืออันดับปฏิกิริยาของออกซิเจน และ R_u คือค่าคงที่สากลของก๊าซ

สมการที่ 3.61 ได้รับการสอบเทียบกับข้อมูลการทดลองที่ได้จากงานวิจัยของ Backmier et al. [74] สำหรับส่วนผสมและประเภทเชื้อเพลิงที่แตกต่างกัน ผลการจำลองชี้ให้เห็นว่าประสิทธิภาพของแบบจำลองลดลงอย่างมากภายใต้สภาวะที่มีส่วนผสมและเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนที่มีมวลโมเลกุลสูง เพื่อลดข้อผิดพลาดนี้และเพื่อการจำลองการก่อเกิด prompt NO_x ที่ถูกต้องเพียงพอในทุกเงื่อนไข แบบจำลองของ De Soete ได้รับการแก้ไขโดยใช้ข้อมูลจากการทดลอง โดยตัวประกอบแก้ไข f ได้มีการพัฒนาขึ้น ซึ่งรวมเอาผลกระทบของประเภทเชื้อเพลิงเช่นจำนวนอะตอมของคาร์บอนและอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงสำหรับก๊าซอะลิฟาติกไฮโดรคาร์บอน สมการที่ 3.61 จึงสามารถแสดงในรูปแบบใหม่ได้ดังนี้

$$R_{\text{prompt,NO}} = f k'_{\text{pr}} [\text{O}_2]^a [\text{N}_2][\text{FUEL}] e^{-E_a/RT} \quad (3.62)$$

เมื่อค่า f คำนวณจากสมการที่ 3.63 และค่า k'_{pr} คำนวณจากสมการที่ 3.64 ดังแสดงต่อไปนี้

$$f = 4.75 + 0.0819n - 23.2\Phi + 32\Phi^2 - 12.2\Phi^3 \quad (3.63)$$

$$k'_{\text{pr}} = 6.4 \times 10^6 (RT/p)^{a+1} \quad (3.64)$$

เมื่อ n คือจำนวนอะตอมของคาร์บอนต่อโมเลกุลของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอน และ Φ คืออัตราส่วนสมมูล ตัวประกอบแก้ไขจากข้อมูลการทดลองนั้นใช้ได้สำหรับเชื้อเพลิงอะลิฟาติกแอลเคนไฮโดรคาร์บอน (C_nH_{2n+2}) และสำหรับค่าอัตราส่วนสมมูลอยู่ในช่วงระหว่าง 0.6 ถึง 1.6 สำหรับค่าที่

อยู่นอกช่วงควรรู้ใช้ขีดจำกัดที่เหมาะสม ค่าของ k'_{pr} และ $E'_a = 303474.125 \text{ J/kmol}$ ได้รับการพัฒนาขึ้นที่ภาควิชาเชื้อเพลิงและพลังงาน มหาวิทยาลัยลิเวอร์พูล ประเทศอังกฤษ

ในที่นี้แนวคิดเรื่องอัตราส่วนสมมูลนั้นหมายถึงอัตราส่วนสมมูลโดยรวมของการเผาไหม้ ไม่ใช่อัตราส่วนสมมูลเฉพาะที่ ซึ่งมีค่าแตกต่างกันในขอบเขตการไหลของระบบ สำหรับในรูปทรงเรขาคณิตที่ซับซ้อนและมีหลายหัวเผาซึ่งอาจทำให้เกิดความไม่แน่นอนในค่าจำเพาะของ Φ อย่างไรก็ตามเนื่องจากการมีส่วนร่วมของ prompt NO_x ต่อการปลดปล่อย NO_x โดยรวมนั้นมักจะน้อยมากจึงไม่ส่งผลอย่างมีนัยสำคัญต่อผลรวมของการปลดปล่อย NO_x

อันดับปฏิกิริยาของออกซิเจนนั้นขึ้นอยู่กับสภาวะของการเผาไหม้ จากข้อมูลในงานวิจัยของ De Soete [73] อันดับปฏิกิริยาของออกซิเจนนั้นสัมพันธ์กับสัดส่วนเชิงโมลของออกซิเจนในการเผาไหม้ แสดงดังต่อไปนี้

$$a = \begin{cases} 1.0, & \chi_{\text{O}_2} \leq 4.1 \times 10^{-3} \\ -3.95 - 0.9 \ln \chi_{\text{O}_2}, & 4.1 \times 10^{-3} \leq \chi_{\text{O}_2} \leq 1.11 \times 10^{-2} \\ -0.35 - 0.1 \ln \chi_{\text{O}_2}, & 1.11 \times 10^{-2} < \chi_{\text{O}_2} < 0.33 \\ 0, & \chi_{\text{O}_2} \geq 0.03 \end{cases} \quad (3.65)$$

ในสมการการถ่ายโอนสำหรับ NO (สมการที่ 3.43) แหล่งที่มาของ NO เนื่องจากกลไก prompt NO_x แสดงได้ดังสมการที่ 3.66

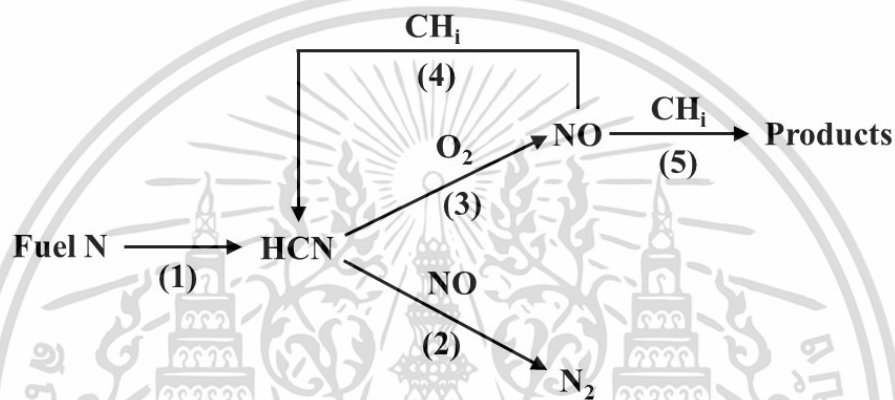
$$S_{\text{prompt,NO}} = M_{w,\text{NO}} R_{\text{prompt,NO}} \quad (3.66)$$

เมื่อ $R_{\text{prompt,NO}}$ นั้นคำนวณจากสมการที่ 3.62

3.1.6.3 กลไกการลดลงของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนโดยการนำกลับมาเผาไหม้ (NO_x reduction by reburning)

การออกแบบระบบการเผาไหม้ที่ซับซ้อนสำหรับหม้อไอน้ำซึ่งอยู่บนพื้นฐานของเทคโนโลยีการจ่ายอากาศและเชื้อเพลิงเป็นขั้น เกี่ยวข้องกับพารามิเตอร์มากมายและมีผลต่อกันและกัน พารามิเตอร์เหล่านี้ได้แก่ปริมาณสัมพันธ์เฉพาะที่ สนามอุณหภูมิ และสนามความเข้มข้นขององค์ประกอบของก๊าซ การกระจายของเวลาคงอยู่ สนามความเร็ว และรูปแบบการผสม ซึ่งการประยุกต์ใช้เทคนิคการลดลงของ NO_x ให้ประสบความสำเร็จในเตาเผาไหม้นั้นจำเป็นต้องมีการควบคุมพารามิเตอร์เหล่านี้อย่างเหมาะสม เพื่อหลีกเลี่ยงการลดลงของประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ ในช่วงกลางของยุค ค.ศ. 1990s แบบจำลองโดยรวมที่อธิบายจลนศาสตร์ของการสูญเสียของ NO_x

ในบริเวณที่มีการนำ NO กลับมาเผาไหม้ (reburn zone) สำหรับระบบการเผาไหม้แบบเป็นชั้นแบบจำลองที่อธิบายโดยวิธีการสมดุลบางส่วน (partial equilibrium approach) ที่มีพื้นฐานมาจากแบบจำลองที่เสนอโดย Kandamby et al. [75] และ [76] แบบจำลองได้เพิ่มเส้นทางการลดลงของ NO_x เข้ากับแบบจำลองโดยรวมของ De Soete [73] ที่อธิบายกลไกการก่อเกิดหรือสลายของ NO_x ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงผงถ่านหิน การเพิ่มเส้นทางการลดลงของ NO_x นั้นได้รวมถึงการสลายของ NO_x ในบริเวณที่มีการนำ NO_x กลับมาเผาไหม้ (reburn) ซึ่งมีส่วนผสมหนาโดยไฮโดรคาร์บอนเรดิคัล (CH radical) ที่แสดงในรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 กลไกการก่อเกิดและสลาย NO_x โดยรวมของ De Soete ซึ่งเพิ่มเส้นทางการลดลงของ NO_x

แบบจำลองนี้ไม่ต้องการความเข้มข้นจำเพาะของไฮโดรคาร์บอนเรดิคัล (CH radical) เนื่องจากการคำนวณนั้นอยู่บนพื้นฐานของสมดุลบางส่วนของไฮโดรคาร์บอนเรดิคัล (CH radical)

กลไกการลดลงของ NO_x ในบริเวณการนำ NO กลับมาเผาไหม้ที่ส่วนผสมหนา การออกซิเดชันของ HCN จะถูกระงับและปริมาณของ NO ที่เกิดขึ้นในบริเวณการเผาไหม้ช่วงต้นนั้นลดลงโดยปฏิกิริยารีดักชันจาก HCN แล้วก่อเกิดเป็น N_2 อย่างไรก็ตามความเข้มข้นของ NO อาจลดลงเนื่องจากทำปฏิกิริยากับไฮโดรคาร์บอนเรดิคัล (CH radicals) ซึ่งมีอยู่ในปริมาณที่มีนัยสำคัญในบริเวณการนำ NO กลับมาเผาไหม้ ปฏิกิริยาต่อไปนี้พิจารณาให้เป็นปฏิกิริยาที่สำคัญที่สุดของการลดลงของ NO โดยไฮโดรคาร์บอนเรดิคัล (CH radicals)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปฏิกิริยาเหล่านี้สามารถอธิบายได้โดยรวมจากการเพิ่มทางเดิน (4) และ (5) ในรูปที่ 3.1 นำไปสู่การก่อเกิดของ HCN และไนโตรเจนเรดิคัลระดับกลางส่วนน้อย สมมติให้ก๊าซมีเทน (CH_4) เป็นก๊าซที่มากกลับมาเผาไหม้จะได้อัตราการลดลงของ NO โดยรวมดังสมการที่ 3.70 และ 3.71

$$R_4 = (k_a \chi_1 + k_b \chi_1^2) [\text{CH}_4] [\text{NO}] \quad (3.70)$$

$$R_5 = (k_c \chi_1^3 \chi_2) [\text{CH}_4] [\text{NO}] \quad (3.71)$$

เมื่อ $\chi_1 = \frac{[\text{H}]}{[\text{H}_2]}$ และ $\chi_2 = \frac{[\text{OH}]}{[\text{H}_2\text{O}]}$

ดังนั้น แหล่ง (source terms) ที่เพิ่มเติมเข้าไปในสมการการถ่ายโอน HCN และ NO เนื่องจากปฏิกิริยาการนำกลับมาเผาไหม้ (reburn reactions) นั้นได้จากสมการดังนี้

$$R_{\text{HCN}} = 4 \times 10^{-4} R_4 \quad (3.72)$$

$$R_{\text{reburn,NO}} = -4 \times 10^{-4} (R_4 + R_5) \quad (3.73)$$

การประเมินค่าคงที่ของอัตรา k_a , k_b และ k_c และตัวประกอบ χ_1 และ χ_2 สำหรับการเผาไหม้แบบแพร่ของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอน ชุดของค่าปฏิกิริยาที่สมเหตุสมผลในการสมดุลเพียงบางส่วนแสดงดังต่อไปนี้



ดังนั้น ค่าคงที่ของอัตราสามารถคำนวณได้ดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$k_a = k_1 \frac{k_{f,4}k_{f,5}}{k_{r,4}k_{r,5}}; \quad k_b = k_2 \frac{k_{f,4}k_{f,5}k_{f,6}}{k_{r,4}k_{r,5}k_{r,6}}; \quad k_c = k_3 \frac{k_{f,4}k_{f,5}k_{f,6}k_{f,7}}{k_{r,4}k_{r,5}k_{r,6}k_{r,7}}$$

เมื่อ k_1 , k_2 และ k_3 เป็นค่าคงที่อัตราสำหรับสมการที่ 3.67 ถึง 3.69 ค่าคงที่อัตราไปข้างหน้าและย้อนกลับสำหรับสมการที่ 3.74 ถึง 3.77 คือ $k_{f,4} - k_{f,7}$ และ $k_{r,4} - k_{r,7}$ ตามลำดับ นอกจากนี้ยังสมมุติให้ $\chi_1 = 1$ เนื่องจากความเข้มข้นของไฮโดรเจนอะตอมเรดิคัล (H-radical) ในบริเวณหลังเปลวไฟของการเผาไหม้แบบแพร่ของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนได้มีการสังเกตพบที่มีความเข้มข้นระดับเดียวกับความเข้มข้นของไฮโดรเจน และสุดท้ายความเข้มข้นของ OH-radical จะถูกประเมินค่าโดยพิจารณาจากปฏิกิริยาดังนี้



สำหรับการสมดุลเพียงบางส่วนนั้นนำไปสู่ความสัมพันธ์ $\chi_2 = \frac{k_{r,8}}{k_{f,8}}$

ค่าสำหรับค่าคงที่อัตรา k_a , k_b และ k_c สำหรับเชื้อเพลิงก๊าซมีเทน (CH_4) สามารถแสดงในรูปแบบของอาร์เรเนียส (Arrhenius form) ($AT^b e^{-E/RT}$) ดังตารางที่ 3.2 [77] โดยค่าคงที่ของอัตราทั้งหมดมีหน่วยเป็น $\text{m}^3/\text{kmol s}$ และค่า E ทั้งหมดมีหน่วยเป็น J/kmol

ตารางที่ 3.2 ค่าคงที่ของอัตราสำหรับ NO_x reburn ของเชื้อเพลิงก๊าซมีเทน (CH_4)

ค่าคงที่ของอัตรา (rate constants)	A	b	E
k_a	5.30×10^9	-1.54	27977
k_b	3.31×10^{13}	-3.33	15090
k_c	3.06×10^{11}	-2.64	77077

สำหรับสมการที่ 3.78 ค่าคงที่ของอัตราคำนวณจาก $k_{f,8} = 1.02 \times 10^5 T^{1.60} e^{-13802/RT}$ และ $k_{r,8} = 4.52 \times 10^5 T^{1.60} e^{-80815/RT}$

ในสมการการถ่ายโอนสำหรับ NO (สมการที่ 3.43) แหล่งของ NO เนื่องจากกลไกการนำ NO_x กลับมาเผาไหม้ (NO_x reburn) แสดงได้ดังสมการที่ 3.79

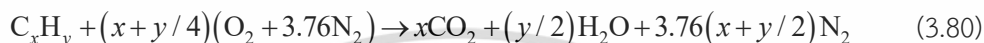
$$S_{\text{reburn,NO}} = -M_{w,\text{NO}} R_{\text{reburn,NO}} \quad (3.79)$$

เมื่อ $R_{\text{reburn,NO}}$ นั้นคำนวณจากสมการที่ 3.73

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2 ปริมาณสัมพันธ์ (stoichiometry)

การเผาไหม้ที่ปริมาณสัมพันธ์ (stoichiometry) คือการเผาไหม้ที่ปริมาณของออกซิไดเซอร์ เช่น ออกซิเจนหรืออากาศทำปฏิกิริยาได้พอดีกับปริมาณของเชื้อเพลิง ถ้าปริมาณออกซิไดเซอร์มากกว่าปริมาณที่ปริมาณสัมพันธ์ เรียกว่าการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง (fuel lean) ถ้าปริมาณออกซิไดเซอร์น้อยกว่าที่ปริมาณสัมพันธ์ เรียกว่าการเผาไหม้แบบส่วนผสมหนา (fuel rich) สำหรับความสัมพันธ์ที่ปริมาณสัมพันธ์ของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอน C_xH_y กับอากาศสามารถแสดงได้ดังนี้



สำหรับในแต่ละ 1 mol ของออกซิเจนในอากาศนั้นมีจำนวนโมลของไนโตรเจน 3.67 mol

อัตราส่วนมวลของอากาศ A ต่อมวลของเชื้อเพลิง F ที่ปริมาณสัมพันธ์ $(A/F)_{\text{stoic}}$ คืออัตราส่วนเชิงมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงสำหรับการทำปฏิกิริยาเผาไหม้ที่เกิดขึ้นได้สมบูรณ์พอดี สามารถแสดงได้ดังนี้

$$(A/F)_{\text{stoic}} = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{fuel}}} = \frac{4.76(x + y/4) M_{w,\text{air}}}{1 M_{w,\text{fuel}}} \quad (3.81)$$

เมื่อ m_{air} คือมวลของอากาศ, m_{fuel} คือมวลของเชื้อเพลิง, $M_{w,\text{air}}$ คือมวลโมเลกุลของอากาศ และ $M_{w,\text{fuel}}$ คือมวลโมเลกุลของเชื้อเพลิง เพื่อระบุส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับออกซิไดเซอร์เป็นการเผาไหม้แบบใดนั้นสามารถพิจารณาจากอัตราส่วนสมมูล (equivalence ratio) Φ ซึ่งแสดงได้ดังนี้

$$\Phi = \frac{(A/F)_{\text{stoic}}}{(A/F)} = \frac{(F/A)}{(F/A)_{\text{stoic}}} \quad (3.82)$$

โดยถ้า $\Phi > 1$ เป็นการเผาไหม้แบบส่วนผสมเชื้อเพลิงหนา (fuel-rich mixtures) และถ้า $\Phi < 1$ เป็นการเผาไหม้แบบส่วนผสมเชื้อเพลิงบาง (fuel-lean mixtures) สำหรับ $\Phi = 1$ เป็นการเผาไหม้แบบส่วนผสมพอดี (stoichiometric mixture) นอกจากนี้ยังมีพารามิเตอร์ที่นิยมใช้เพื่อแสดงถึงปริมาณที่สัมพันธ์กับปริมาณสัมพันธ์คือเปอร์เซ็นต์ของอากาศที่ปริมาณสัมพันธ์ (% stoichiometric air) แสดงได้ดังนี้

$$\% \text{ stoichiometric air} = \frac{100\%}{\Phi} \quad (3.83)$$

และอีกพารามิเตอร์คือเปอร์เซ็นต์ของอากาศส่วนเกิน (% stoichiometric air) แสดงได้ดังนี้

$$\% \text{ excess air} = \frac{(1-\Phi)}{\Phi} 100\% \quad (3.84)$$

3.3 อัตราการหมุนเวียนก๊าซภายใน (internal recirculation rate)

อัตราการหมุนเวียนของก๊าซภายในเตาเผาไหม้หรือห้องเผาไหม้ K_V พารามิเตอร์นี้ได้รับการกำหนดและตีพิมพ์เผยแพร่โดย Wünnig and Wünnig [3] คืออัตราส่วนมวลระหว่างก๊าซที่หมุนเวียนกลับ \dot{m}_E ต่อมวลที่ป้อนเข้ามาในเตาเผาไหม้ทั้งหมดคือผลรวมมวลของเชื้อเพลิง \dot{m}_F กับมวลของออกซิเดเซอร์ \dot{m}_A เขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$K_V = \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_F + \dot{m}_A} \quad (3.85)$$

3.4 อัตราส่วนปริมาตรของเปลวไฟ (flame volume ratio)

เนื่องจากการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก ซึ่งการเผาไหม้อยู่ในสภาวะที่ไร้เปลวไฟ (flameless) จึงเป็นไปได้ยากที่จะเห็นภาพเปลวไฟ ดังนั้นอัตราส่วนผสมออกซิเดชัน (oxidation mixture ratio) R_o จึงได้ถูกนิยามขึ้นครั้งแรกโดย Yang and Blasiak [34] เพื่อระบุรูปร่างของเปลวไฟทางเคมี ต่อมาพารามิเตอร์นี้ถูกใช้ในงานวิจัยของ Li et al. [37] และ Tu et al. [11] อัตราส่วนผสมออกซิเดชัน R_o คืออัตราส่วนของสัดส่วนเชิงมวลเฉพาะที่ของออกซิเจน m_o ต่อสัดส่วนเชิงมวลเฉพาะที่ของออกซิเจนรวมกับผลรวมของสัดส่วนเชิงมวลออกซิเจนที่ต้องการสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ m'_o สามารถแสดงได้ดังนี้

$$R_o = \frac{m_o}{m_o + m'_o} \quad (3.86)$$

สำหรับสัดส่วนเชิงมวลเฉพาะที่ของออกซิเจน m_o สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$m_o = \chi_{O_2} M_{w,O_2} / M_{w,mix} \quad (3.87)$$

เมื่อ χ_{O_2} คือสัดส่วนเชิงโมลของออกซิเจน, M_{w,O_2} คือมวลโมเลกุลของออกซิเจน และ $M_{w,mix}$ คือมวลโมเลกุลของส่วนผสมของก๊าซ สำหรับสัดส่วนเชิงมวลออกซิเจนที่ต้องการสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ m'_o สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 3.88

$$m'_O = (2\chi_{CH_4} + 0.5\chi_{CO} + 0.5\chi_{H_2})M_{w,O_2} / M_{w,mix} \quad (3.88)$$

เมื่อ χ_{CH_4} , χ_{CO} และ χ_{H_2} เป็นสัดส่วนเชิงโมลของมีเทน, คาร์บอนมอนอกไซด์ และไฮโดรเจน ตามลำดับ ดังนั้นสมการที่ 3.86 สามารถแสดงในรูปใหม่ได้ดังสมการที่ 3.89

$$R_o = \frac{\chi_{O_2}}{\chi_{O_2} + 2\chi_{CH_4} + 0.5\chi_{CO} + 0.5\chi_{H_2}} \quad (3.89)$$

โดยที่ค่าของ $R_o = 0$ หมายถึงก๊าซที่มีแต่เชื้อเพลิงโดยไม่มีออกซิเจน ในขณะที่ $R_o = 1$ หมายถึงก๊าซที่มีแต่ออกซิเจนโดยไม่มีเชื้อเพลิงหรือก๊าซที่บริเวณซึ่งมีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ เส้นขอบเขตเปลวไฟทางเคมีถูกกำหนดไว้ที่ตำแหน่ง $R_o = 0.99$ [34] เพื่อตรวจสอบการเผาไหม้เชิงปริมาณ Yang and Blasiak [34] ได้นำเสนออัตราส่วนปริมาตรของเปลวไฟ (flame volume ratio) R_f แสดงดังสมการที่ 3.90

$$R_f = \frac{V_f}{V_F} \quad (3.90)$$

เมื่อ V_f คือปริมาตรเปลวไฟเคมีซึ่งเป็นปริมาตรที่ R_o มีค่าอยู่ระหว่าง 0 ถึง 0.99 และ V_F คือปริมาตรของเตาเผาไหม้หรือห้องเผาไหม้

3.5 สเกลความยาวโคลโมโกรอฟ (Kolmogorov length scale)

สเกลความยาวโคลโมโกรอฟ (Kolmogorov length scale) เป็นสเกลความยาวที่มีขนาดเล็กในการไหลแบบปั่นป่วนหรือเรียกว่าโคลโมโกรอฟไมโครสเกล (Kolmogorov microscale) l_k [78] ที่แสดงถึงขนาดของการสลายตัวของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วนไปสู่พลังงานภายในของของไหลที่เกิดขึ้น ดังนั้นสเกลโคลโมโกรอฟคือสเกลที่อิทธิพลในระดับโมเลกุลนั้นมีนัยสำคัญ ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$l_k = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \quad (3.91)$$

เมื่อ ν คือความหนืดจลน์ของการไหลแบบปั่นป่วนและ ε คืออัตราการสลายตัวของความปั่นป่วน

3.6 แดมโคห์เลอร์นัมเบอร์ (Damköhler number)

แดมโคห์เลอร์นัมเบอร์ (Damköhler number) Da คืออัตราส่วนของสเกลเวลาของการไหล (flow time scale) τ_f ต่อสเกลเวลาของปฏิกิริยาเคมี (reaction time scale) τ_c เขียนเป็นสมการได้ดังสมการที่ 3.92

$$Da = \frac{\tau_f}{\tau_c} = \frac{\tau_k}{\tau_c} \quad (3.92)$$

โดยในการศึกษานี้ τ_f กำหนดให้เป็นสเกลเวลาโคลโมโกรอฟ (Kolmogorov time scale) τ_k ที่คำนวณได้ดังนี้

$$\tau_k = \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad (3.93)$$

สำหรับสเกลเวลาของปฏิกิริยาเคมี τ_c นั้นสามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 3.94

$$\tau_c = \frac{C_{O_2}}{\frac{dC_{O_2}}{dt}} = \frac{C_{O_2} M_{w,O_2}}{R_{O_2}} \quad (3.94)$$

เมื่อ C_{O_2} คือความเข้มข้นเชิงโมลของออกซิเจน, M_{w,O_2} คือมวลโมเลกุลของออกซิเจน และ R_{O_2} คืออัตราปฏิกิริยาสุทธิของออกซิเจน

3.7 แดมโคห์เลอร์นัมเบอร์ของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (Damköhler number of NO_x)

เพื่อให้มีแนวคิดที่ชัดเจนยิ่งขึ้นสำหรับการวิเคราะห์อิทธิพลของการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาใหม่ โดยใช้วิธีการขยายขนาดที่แตกต่างกันนั้นจะส่งผลต่อการปลดปล่อย NO_x อย่างไร ในการศึกษาครั้งนี้จึงได้นำเสนอค่าแดมโคห์เลอร์นัมเบอร์ของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (Damköhler number of NO_x) Da_{NO_x} สำหรับปฏิกิริยาการก่อเกิดหรือสลายของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน ซึ่งสามารถแสดงได้ดังนี้

$$Da_{NO_x} = \frac{\tau_f}{\tau_{c,NO_x}} = \frac{\tau_k}{\tau_{c,NO_x}} \quad (3.95)$$

โดยที่ τ_{c,NO_x} คือสเกลเวลาของปฏิกิริยาเคมีของ NO_x ซึ่งแสดงได้ดังสมการที่ 3.96

$$\tau_{c,NO_x} = \frac{Y_{NO_x} \rho}{R_{NO_x} M_{w,NO_x}} \quad (3.96)$$

โดยที่ ρ คือความหนาแน่นของก๊าซ และ R_{NO_x} คืออัตราการเกิดปฏิกิริยาสุทธิของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน ($\text{kmol/m}^3 \text{ s}$)

3.8 เกณฑ์การขยายขนาด (scaling criteria)

ในการศึกษานี้ได้ให้มีความคล้ายคลึงกันทางรูปทรงเรขาคณิตของหัวเผาและเตาเผาไหม้โดยที่อัตราความร้อนจากการเผาไหม้นั้นได้ขยายขนาดขึ้นโดยใช้เกณฑ์การขยายขนาดสองวิธี คือวิธีความเร็วคงที่ (constant velocity, CV) และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (constant residence time, CRT) ซึ่งเป็นวิธีที่เคยถูกนำไปใช้ในการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้แบบดั้งเดิมที่มีการไหลแบบหมุนควงเพื่อให้การเผาไหม้มีเสถียรภาพ และได้มีการศึกษาประเมินผลกระทบต่อการใช้การเผาไหม้ [20,22,24] สำหรับอัตราความร้อนจากการเผาไหม้ของหัวเผา Q_0 (W) สามารถคำนวณได้ดังสมการต่อไปนี้

$$Q_0 = K \rho_0 U_0 D_0^2 \quad (3.97)$$

เมื่อ K เป็นค่าคงที่ (J/kg), ρ_0 คือความหนาแน่นของของไหลที่ทางเข้าของหัวเผา (kg/m^3), U_0 คือความเร็วที่ไหลผ่านหัวเผา (m/s) และ D_0 คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา (m)

สำหรับวิธีความเร็วคงที่นั้นความเร็วของก๊าซที่ทางออกของหัวเผาถูกรักษาให้มีค่าคงที่ ($U_0 = \text{constant}$) ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผาและอัตราความร้อนจากการเผาไหม้แสดงดังสมการต่อไปนี้

$$\frac{D_2}{D_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^{1/2} \quad (3.98)$$

เมื่อ D_1 และ D_2 หมายถึงมิติทางรูปทรงเรขาคณิตของหัวเผาและเตาเผาไหม้ขนาดดั้งเดิมและหัวเผาและเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดขึ้นตามลำดับ สำหรับ Q_1 และ Q_2 หมายถึงอัตราความร้อนของหัวเผาและเตาเผาไหม้ขนาดดั้งเดิมและหัวเผาและเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดขึ้นตามลำดับ

สำหรับวิธีเวลาคงอยู่คงที่นั้นเพื่อรักษาเวลาคงอยู่ของการไหลให้คงที่ระหว่างแบบจำลองขนาดระดับห้องปฏิบัติการและต้นแบบขนาดเต็ม ซึ่งอัตราส่วนของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา

ต่อความเร็วที่ทางเข้าของหัวเผาที่นั่นต้องคงไว้ ($D_0/U_0 = \text{constant}$) ซึ่งนำไปสู่ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผาและเตาเผาใหม่และปริมาณทางความร้อนดังสมการที่ 3.99

$$\frac{D_2}{D_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^{1/3} \quad (3.99)$$

สำหรับรายละเอียดเพิ่มเติมเกี่ยวกับพารามิเตอร์ที่สำคัญของวิธีการขยายขนาดที่แตกต่างกันแสดงไว้ในตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.3 พารามิเตอร์ที่สำคัญของวิธีการขยายขนาดที่แตกต่างกัน

Scaling approaches	Geometric scaling $D = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)$	Velocity scaling $U = \left(\frac{U_2}{U_1} \right)$	Characteristic mixing time scale τ_{mixing}	Reynolds number Re	Heat release rate per unit volume \dot{Q}'''
CV	$\sim Q^{1/2}$	constant	$\sim Q^{1/2}$	$\sim Q^{1/2}$	$\sim Q^{-1/2}$
CRT	$\sim Q^{1/3}$	$\sim Q^{1/3}$	constant	$\sim Q^{2/3}$	constant
Cole et al. [25]	$\sim Q^{1/4}$	$\sim Q^{1/2}$	$\sim Q^{-1/4}$	$\sim Q^{3/4}$	$\sim Q^{1/4}$
Kumar et al. [27]	$\sim Q^{1/3}$	$\sim 100 \text{ m/s}$	$\sim Q^{1/3}$	$\sim Q^{1/3}$	constant

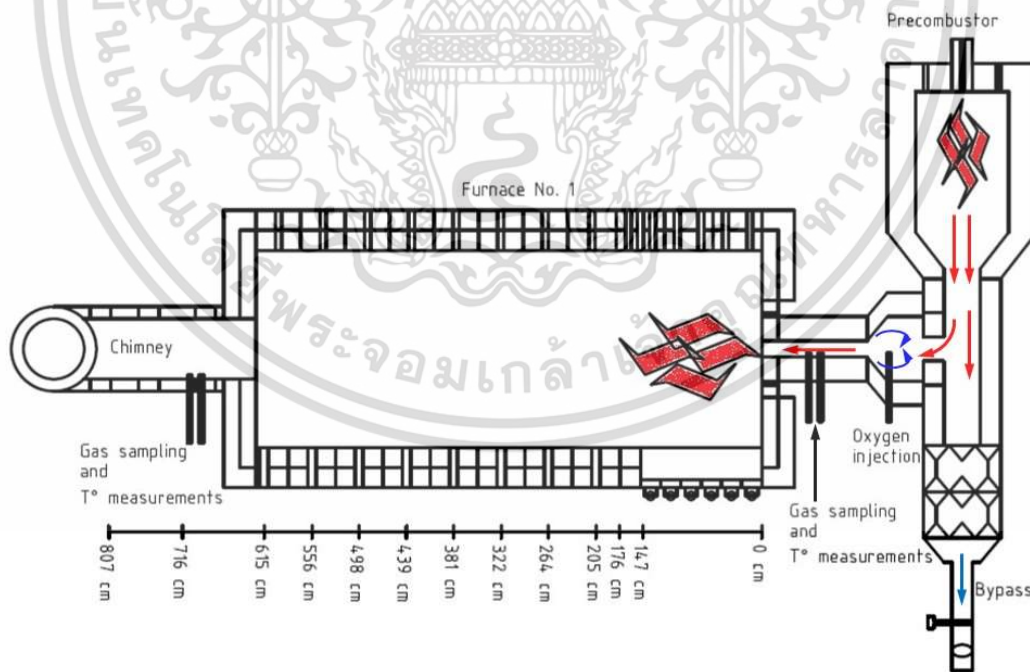
หมายเหตุ เมื่อ Q คือขนาดอัตราทางความร้อนที่ขยายขึ้น

บทที่ 4

วิธีการจำลองเชิงตัวเลข

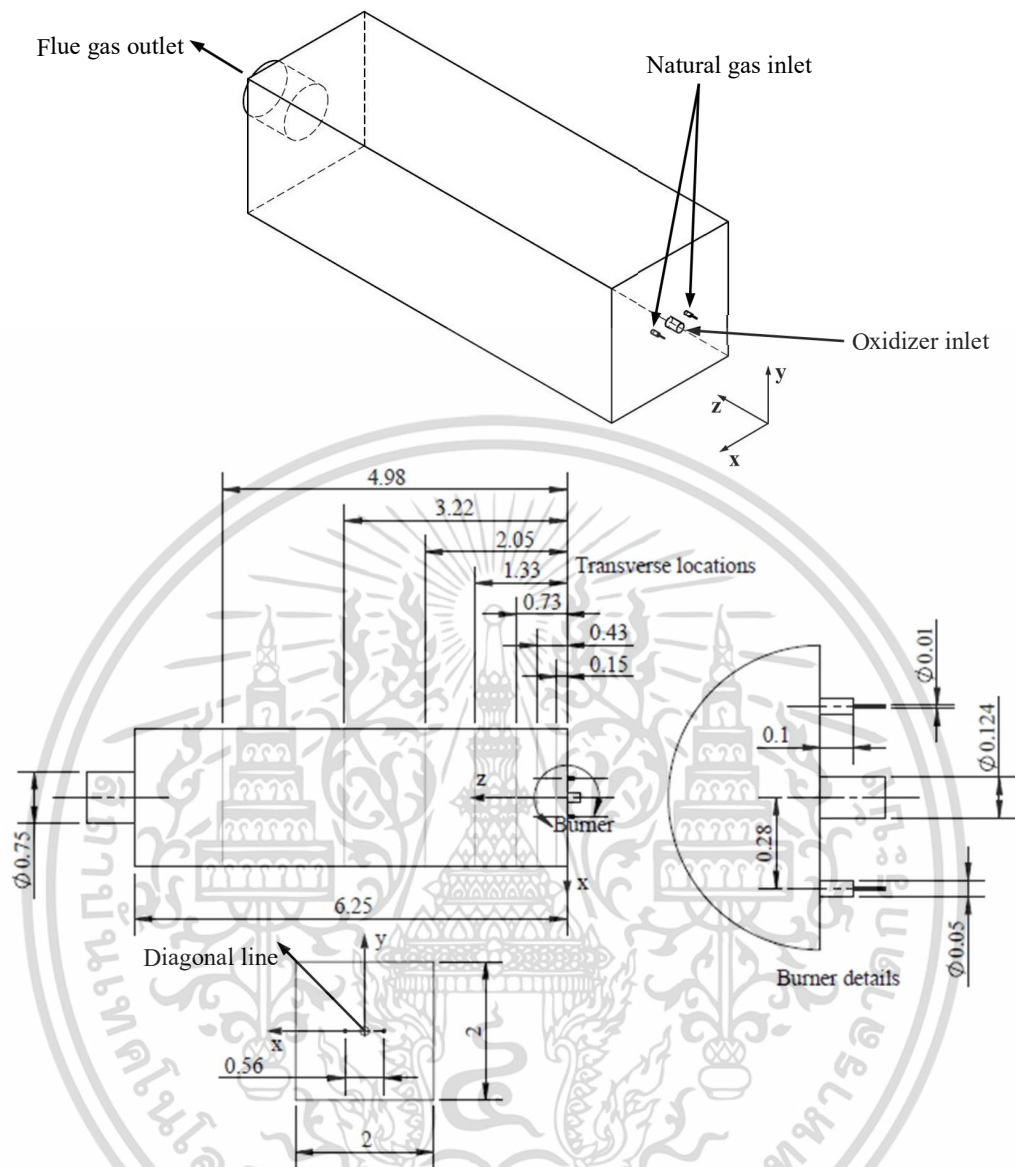
4.1 กรณีอ้างอิงสำหรับการศึกษาผลของการขยายขนาดสำหรับการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก

การศึกษาในครั้งนี้ได้นำเตาเผาไหม้ขนาดกึ่งอุตสาหกรรมของสมาคมวิจัยเปลวไฟนานาชาติ (IFRF Furnace No. 1) [29,33] ดังแสดงในรูปที่ 4.1 และแสดงรายละเอียดเพิ่มเติมในรูปที่ 4.2 มาใช้ในการศึกษาอิทธิพลของการขยายขนาด จากการศึกษาวิจัยโดยการทดลองที่ผ่านมา [29,33] เตาเผาไหม้ใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่อัตราความร้อนจากการเผาไหม้ 0.58 MW เตาเผาไหม้มีพื้นที่หน้าตัดขวาง $2 \times 2 \text{ m}^2$ และยาว 6.25 m หัวเผาประกอบด้วยท่อทางเข้าของออกซิไดเซอร์หนึ่งท่อที่อยู่ตรงกลางระนาบทางเข้ามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.124 m และท่อทางเข้าของเชื้อเพลิงสองท่อที่อยู่ห่างกัน 0.28 m ในแนวนอนทางด้านข้างของท่อทางเข้าออกซิไดเซอร์ซึ่งแต่ละท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเริ่มต้นที่ 0.01 m ต่อมาขยายขนาดขึ้นเป็น 0.05 m ก่อนระนาบทางเข้า ท่อทางออกของไอเสียที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.75 m ซึ่งอยู่ตรงกลางระนาบทางออก



รูปที่ 4.1 เตาเผาไหม้ขนาดกึ่งอุตสาหกรรมที่ใช้ในการทดลองของ IFRF

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 เตาเผาไหม้ของ IFRF ซึ่งแสดงตำแหน่งการวัดทางขวางแสดงในหน่วย m

เตาเผาไหม้มีตำแหน่งการวัดผลการทดลองตามขวางเจ็ดตำแหน่งตามแกนเตาเผาไหม้ (แกน z) ดังแสดงในรูปที่ 4.2 ซึ่งมีอัตราส่วนของระยะตามแนวแกนจากหัวเผาต่อความยาวของเตาเผาไหม้ (z/Z) เท่ากับ 0.024, 0.0688, 0.1168, 0.2128, 0.328, 0.5152 และ 0.7968 สำหรับสภาวะการทำงานของเตาเผาไหม้แสดงในตารางที่ 4.1 อุณหภูมิของก๊าซออกซิไดเซอร์ถูกเพิ่มขึ้นโดยการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าโดยใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่เผาไหม้แบบส่วนผสมบางและต่อมาผสมกับออกซิเจนบริสุทธิ์ แล้วออกซิไดเซอร์นี้ได้ไหลเข้าสู่หัวเผาของเตาเผาไหม้โดยมีอุณหภูมิสูงถึง 1300°C และมีความเข้มข้นเชิงปริมาตร (ในสภาวะแห้ง) ของออกซิเจน 19.5%, คาร์บอนไดออกไซด์ 6.4%, ไอน้ำ 15%, ไนโตรเจน 59.1%, และออกไซด์ของไนโตรเจน 110 ppm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.1 สภาวะในการทดลองเตาเผาใหม่ของ IFRF

	Flow rate (kg/h)	Temperature (°C)	Enthalpy (MW)	Composition % (vol)
Natural gas (NG)	47	25	0.58	87.8% CH ₄ , 4.6% C ₂ H ₆ , 1.6% C ₃ H ₈ , 0.5% C ₄ H ₁₀ , 5.5% N ₂ LCV = 44.76 MJ/kg
Vitiated air (comburent)	830	1300	0.35	19.5% wet O ₂ , 59.1% wet N ₂ , 15% H ₂ O, 6.4% wet CO ₂ , 110 ppm vd NO
Furnace exit gases	877	1220	0.38	1.6% wet O ₂ , 140 ppm vd NO

4.2 วิธีการจำลองเชิงตัวเลข

การจำลองเชิงตัวเลขในการศึกษาค้นคว้าครั้งนี้เป็นแบบสามมิติ สำหรับการสร้างโดเมนและเมชของเตาเผาใหม่นั้นใช้โปรแกรม Gambit [79] ขอบเขตของการคำนวณในการจำลองสร้างขึ้นเพียงหนึ่งในสี่ส่วนของเตาเผาใหม่เพื่อลดเวลาในการคำนวณให้เหลือน้อยลง ชนิดเซลล์ของเมชในการจำลองเป็นแบบลูกบาศก์หกเหลี่ยม (hexahedral cell) ขนาดของเซลล์ที่เล็กที่สุดคือ 0.982 mm อยู่ที่ทางเข้าของเชื้อเพลิง ในขอบเขตของการคำนวณนั้นมีจำนวนเซลล์รวม 606270 เซลล์ ไฟล์เมชจากโปรแกรม Gambit ถูกนำไปใช้กับโปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ Fluent [80] เพื่อทำการจำลองการเผาไหม้ โดยขอบเขตของการคำนวณที่แสดงโดยโปรแกรม Fluent นั้นแสดงในรูปที่ 4.3 สำหรับการจำลองนั้นเป็นแบบสภาวะคงตัว การไหลแบบปั่นป่วนนั้นใช้แบบจำลองของสมการเรย์โนลด์เฉลี่ยนาเวียร์-สโตกส์ Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) ร่วมกับแบบจำลอง standard $k-\epsilon$ เนื่องจากเป็นแบบจำลองที่มีเสถียรภาพและมีความแม่นยำสำหรับการไหลที่ไม่หมุนควงและให้อัตราการไหลเหนียวนำที่แม่นยำเพียงพอสำหรับกระแสการไหลของออกซิไดเซอร์ [11,81] แบบจำลองการเผาไหม้ของก๊าซธรรมชาตินั้นใช้แบบจำลอง Eddy Dissipation Concept (EDC) ซึ่งได้รับการพิสูจน์แล้วว่าเหมาะสำหรับการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion) [38,82] ซึ่งแบบจำลองการเผาไหม้นี้ใช้ร่วมกับปฏิกิริยาเคมีโดยรวม 4 ชั้นและมีองค์ประกอบทางเคมี 7 สปีชีส์ ดังแสดงในตารางที่ 4.2 การแผ่รังสีความร้อนนั้นใช้แบบจำลอง P-1 ซึ่งใช้กันอย่างแพร่หลายในการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก [11,38] ซึ่งแบบจำลองการแผ่รังสีความร้อนนี้ใช้ร่วมกับแบบจำลองการดูดกลืนรังสีความร้อนผลรวมถ่วงน้ำหนัก

ของก๊าซฮีเทกา (WSGGM) [55,56] ซึ่งถูกนำมาใช้ในการคำนวณการดูดกลืนรังสีของส่วนผสมของก๊าซในเตาเผาไหม้ องค์ประกอบของก๊าซโดยปริมาตรของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในการทดลองคือ มีเทน (CH_4) 87.8%, อีเทน (C_2H_6) 4.6%, โพรเพน (C_3H_8) 1.6%, บิวเทน (C_4H_{10}) 0.5% และไนโตรเจน (N_2) 5.5% แต่สำหรับการจำลองการศึกษานี้ใช้องค์ประกอบของก๊าซมีเทน (CH_4) 94.5% และไนโตรเจน (N_2) 5.5% เพื่อลดความซับซ้อนของแบบจำลองการเผาไหม้ ดังแสดงในตารางที่ 4.3



รูปที่ 4.3 ขอบเขตการคำนวณของเตาเผาไหม้ซึ่งมีเมชขนาด 60x270 เซลล์

วิธีการคำนวณการก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ได้ทำหลังจากที่การคำนวณหาคำตอบในสมการหลักได้ลู่เข้าแล้ว (post processor) เนื่องจากความเข้มข้นของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ค่อนข้างต่ำเมื่อเทียบกับก๊าซหลักชนิดอื่น ๆ ดังนั้นผลกระทบต่อการเผาไหม้หลักจึงสามารถละทิ้งได้ แบบจำลองของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ในการศึกษาี้ประกอบด้วย การก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากความร้อน (thermal NO_x) [62], การก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนขึ้นฉับพลัน (prompt NO_x) [71] และการลดลงของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนโดยการนำกลับมาเผาไหม้ (NO_x reduction by reburning) [75]

ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขที่ใช้ในการจำลองเป็นการคำนวณที่อยู่บนพื้นฐานของความดัน (pressure-based) โดยการคำนวณความดันควบคู่กับความเร็ว (pressure-velocity coupling) นั้นใช้หลักการคำนวณ (scheme) แบบ semi-implicit method for pressure-linked equations (SIMPLE) สำหรับวิธีการประมาณค่าคำตอบ (spatial discretization) ของเกรเดียนต์ (gradient) นั้นใช้ least squares cell based สำหรับความดัน (pressure) นั้นใช้ second order ส่วนสมการที่เหลือคือ โมเมนตัม (momentum), พลังงานจลน์ของความปั่นป่วน k , อัตราการสูญเสียของความ

ปั่นป่วน ε , องค์ประกอบของก๊าซที่ประกอบด้วย CH_4 , O_2 , CO_2 , CO , H_2O , H_2 , HCN , NO_x และความแปรปรวนของอุณหภูมิ (temperature variance) รวมถึงพลังงาน (energy) ทั้งหมดนั้นใช้ second order upwind สำหรับการเข้าสู่ค่าตบนั้น มีเกณฑ์ของค่าความแตกต่างของค่าตบใหม่กับค่าตบเก่าหรือเรียกว่าเศษตกค้าง (residual) ดังต่อไปนี้ คือใช้ค่า 1×10^{-4} สำหรับสมการความต่อเนื่อง, ใช้ค่า 1×10^{-5} สำหรับพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน k , อัตราการสูญเสียของความปั่นป่วน ε , องค์ประกอบของก๊าซที่ประกอบด้วย CH_4 , O_2 , CO_2 , CO , H_2O และ H_2 , และใช้ค่า 1×10^{-6} สำหรับความเร็วในแกน x , y และ z , สมการพลังงาน, สมการการแผ่รังสีความร้อน P-1, องค์ประกอบของก๊าซ HCN , องค์ประกอบของก๊าซ NO_x และความแปรปรวนของอุณหภูมิ (temperature variance)

ตารางที่ 4.2 กลไกการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในการศึกษา

Reactions	A kmol/m ³ s	E J/kmol	Reaction orders	Ref.
$\text{CH}_4 + 0.5\text{O}_2 \rightarrow \text{CO} + 2\text{H}_2$	4.4×10^{-11}	1.2553×10^8	$[\text{CH}_4]^{0.5}[\text{O}_2]^{1.25}$	[83]
$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO} + 3\text{H}_2$	3.1×10^8	1.2553×10^8	$[\text{CH}_4][\text{H}_2\text{O}]$	[83]
$\text{CO} + 0.5\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$	2.5×10^8	6.6948×10^7	$[\text{CO}][\text{O}_2]^{0.3}[\text{H}_2\text{O}]^{0.5}$	[84]
$\text{H}_2 + 0.5\text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O}$	7.9×10^{-10}	1.4645×10^8	$[\text{H}_2][\text{O}_2]^{0.5}$	[85]

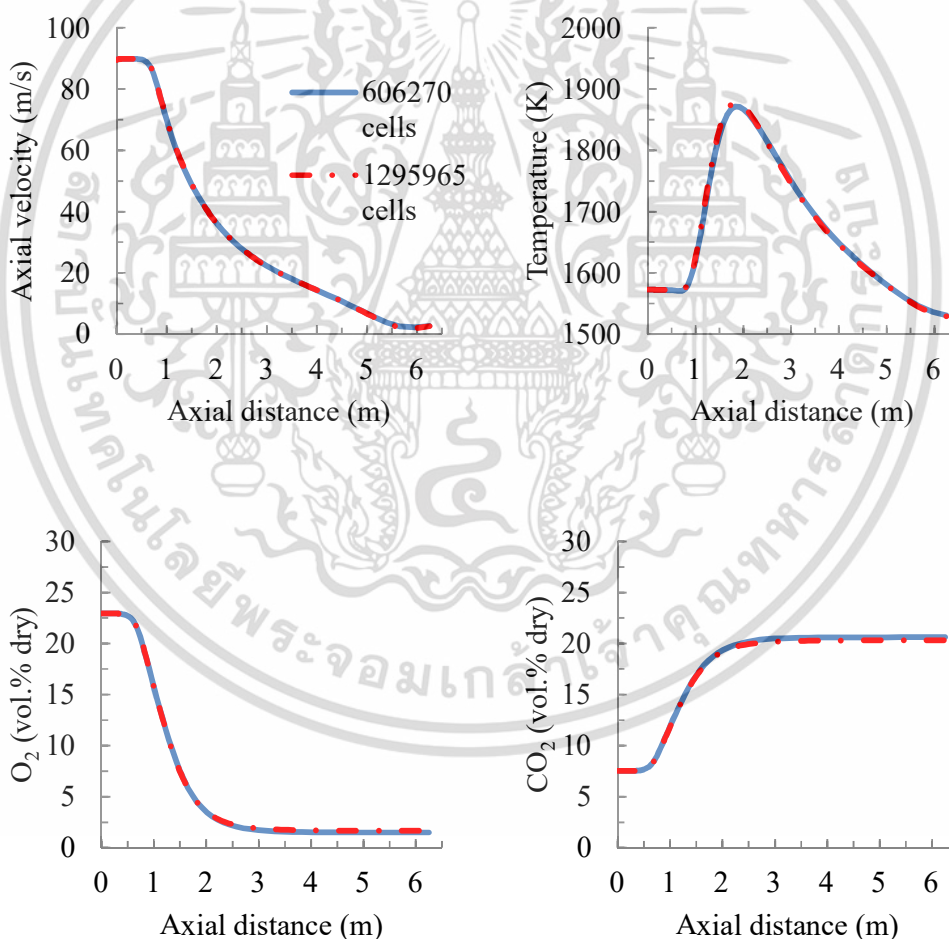
ตารางที่ 4.3 สภาวะเงื่อนไขที่ขอบเขตในการจำลองเชิงตัวเลข

ตำแหน่งของขอบเขต	ชนิดของขอบเขต	การปรับตั้ง
ทางเข้าออกซีไคเซอร์	อัตราการไหลเชิงมวลที่ทางเข้า (Mass flow inlet)	$\dot{m} = 0.057639 \text{ kg/s}$, $\chi_{\text{O}_2} = 0.195$, $\chi_{\text{CO}_2} = 0.064$, $\chi_{\text{H}_2\text{O}} = 0.15$, $\chi_{\text{N}_2} = 0.591$, $T = 1573.15 \text{ K}$
ทางเข้าเชื้อเพลิง	อัตราการไหลเชิงมวลที่ทางออก (Mass flow inlet)	$\dot{m} = 0.0032639 \text{ kg/s}$, $\chi_{\text{CH}_4} = 0.945$, $\chi_{\text{N}_2} = 0.055$, $T = 298.15 \text{ K}$
ผนังเตาไหม้	ผนัง (Wall)	$\varepsilon = 0.6$, $T = 1500 \text{ K}$
ระนาบตรงกลางในแนวตั้งและแนวนอนของเตาไหม้	สมมาตร (Symmetry)	-
ทางออกของเตาไหม้	ความดันที่ทางออก (Pressure outlet)	$P_{\text{gauge}} = 0 \text{ Pa}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 การตรวจสอบความเป็นอิสระของคำตอบต่อขนาดของเมช

การตรวจสอบความเป็นอิสระของคำตอบต่อขนาดของเมช (mesh independent test) ได้ดำเนินการสำหรับเตาเผาไหม้ขนาด 0.58 MW เพื่อให้ขนาดของเมชมีจำนวนเพียงพอต่อความถูกต้องของคำตอบ โดยการตรวจสอบนี้ผลการจำลองจากการคำนวณด้วยเมชที่มีขนาด 606270 เซลล์ ได้เปรียบเทียบกับเมชที่มีขนาด 1295965 เซลล์ โดยได้เปรียบเทียบผลลัพธ์ของ ความเร็วตามแนวแกน, อุณหภูมิของก๊าซ, ความเข้มข้นของออกซิเจน และคาร์บอนไดออกไซด์ ความแตกต่างของค่าเหล่านี้ตามระยะแนวแกนของเตาเผาไหม้มีเล็กน้อยมาก คือไม่พบความแตกต่างกันอย่างชัดเจนหรือมีนัยสำคัญ ดังแสดงในรูปที่ 4.4 ดังนั้นจึงเลือกใช้เมชที่มีขนาด 606270 เซลล์ ในการศึกษาผลของการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้ เพื่อประหยัดทรัพยากรคอมพิวเตอร์และเวลาในการคำนวณหาคำตอบของแบบจำลอง



รูปที่ 4.4 การตรวจสอบขนาดของเมชในความเร็วตามแนวแกน อุณหภูมิ ความเข้มข้นของ O_2 และ CO_2 ตามแนวเส้นแกนกลาง (แกน z) ของเตาเผาไหม้

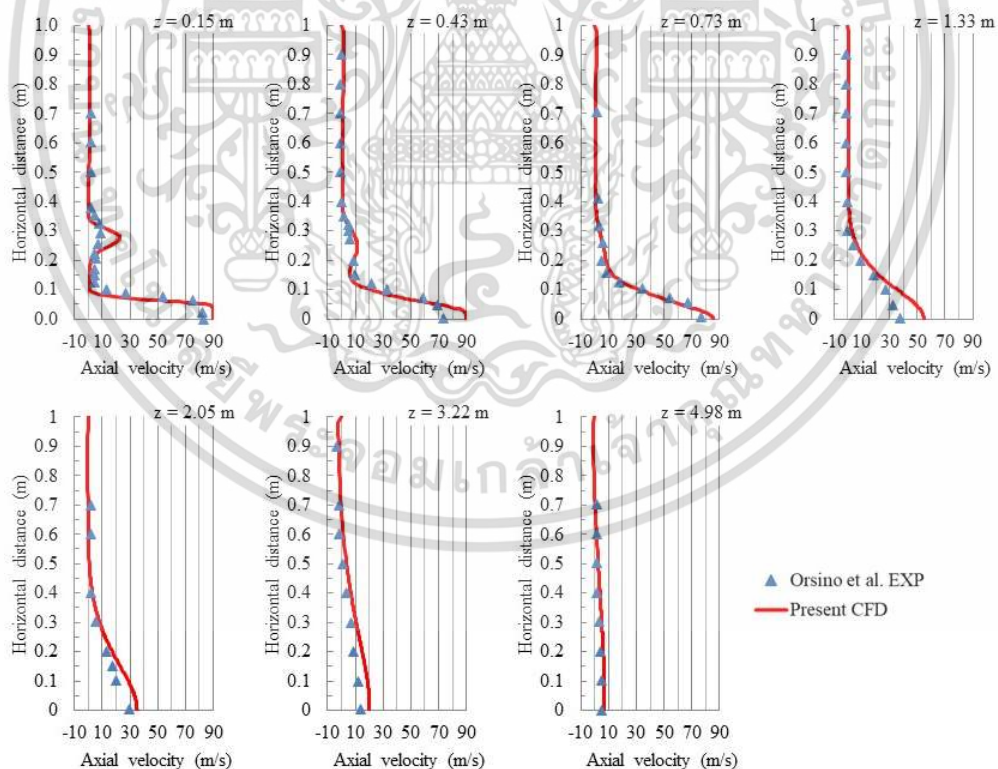
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

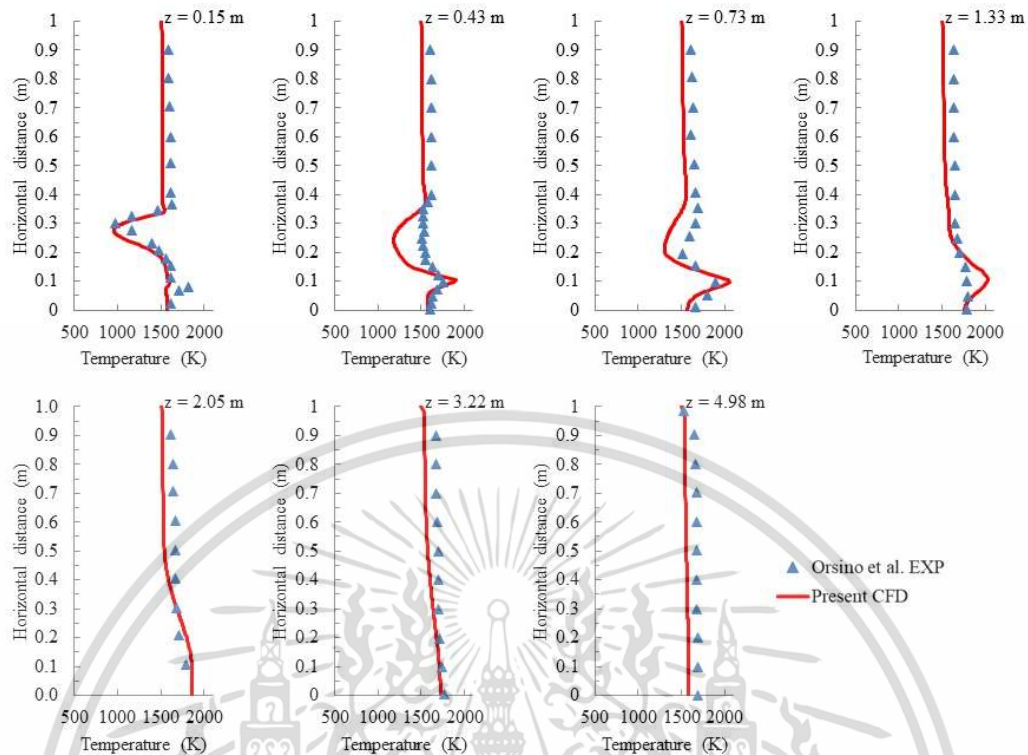
แบบจำลองที่ใช้ันั้นได้รับการตรวจสอบความถูกต้องโดยเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ IFRF ที่มีการเผยแพร่โดย Orsino et al. [32] ก่อนที่จะนำแบบจำลองนี้ไปศึกษาอิทธิพลของการขยายขนาดต่อการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion)

โดยรูปที่ 4.5 แสดงความเร็วในแนวแกนจากผลการทดลองและผลการจำลอง พบว่าผลการจำลองมีความเร็วของเจ็ตเชื้อเพลิงที่ตำแหน่ง $z = 0.15$ m นั้นมีค่าสูงกว่าการทดลอง และความเร็วของเจ็ตออกซิไดเซอร์ตรงกลางเตาเผาไหม้โดยเฉพาะที่แห่ง $z = 0.43$ m และ $z = 1.33$ m นั้นผลการจำลองให้ค่าสูงกว่าผลการทดลอง แต่โดยภาพรวมแล้วการจำลองให้ผลที่สอดคล้องกับผลการทดลอง

รูปที่ 4.6 แสดงอุณหภูมิจากผลการทดลองและผลการจำลอง จากผลการจำลองอุณหภูมิบริเวณของเจ็ตเชื้อเพลิงที่ตำแหน่งตามขวาง $z = 0.43$ m นั้นมีค่าต่ำกว่าการทดลอง แต่อุณหภูมิใกล้กับตรงกลางเตาเผาไหม้ (ระยะรัศมีเท่ากับ 0.1 m) ที่แห่ง $z = 1.33$ m สูงกว่าการทดลอง ซึ่งแสดงถึงการทำปฏิกิริยาการเผาไหม้ปลดปล่อยความร้อนในการจำลองนั้นเกิดขึ้นล่าช้ากว่าการทดลอง แต่โดยทั่วไปแล้วการจำลองให้ผลที่สอดคล้องกับผลการทดลอง



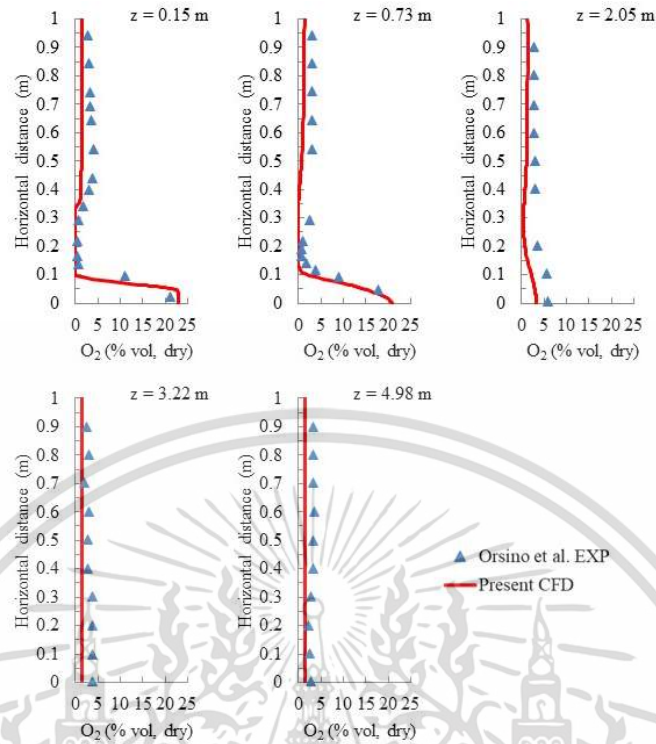
รูปที่ 4.5 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเร็วในแนวแกนตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้



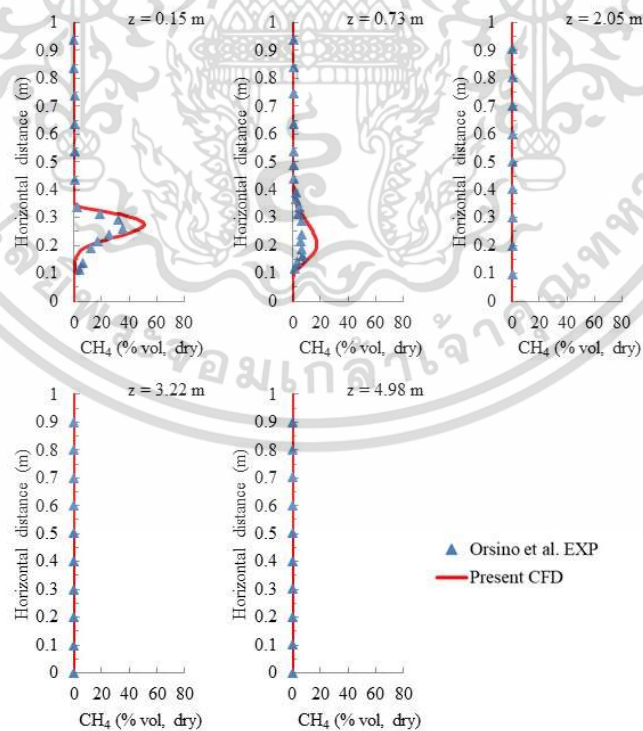
รูปที่ 4.6 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับอุณหภูมิตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้

รูปที่ 4.7 แสดงความเข้มข้นของออกซิเจน (O_2) จากผลการทดลองและผลการจำลอง จากผลการจำลองความเข้มข้นของออกซิเจนโดยทั่วไปแล้วการจำลองให้ผลที่สอดคล้องกับผลการทดลอง แต่ผลการจำลองมีความเข้มข้นของออกซิเจนต่ำกว่าการทดลองเล็กน้อย เนื่องมาจากแบบจำลองการเผาไหม้ในการจำลองให้ผลการทำปฏิกิริยาออกซิเดชันของออกซิเจนกับองค์ประกอบของก๊าซเชื้อเพลิงโดยรวมได้สูงกว่าการทดลอง

รูปที่ 4.8 แสดงความเข้มข้นของมีเทน (CH_4) จากผลการทดลองและผลการจำลอง จากผลการจำลองความเข้มข้นของมีเทนที่ตำแหน่งใกล้กับหัวฉีดเชื้อเพลิง $z = 0.15$ m และ $z = 0.73$ m นั้นมีค่าสูงกว่าการทดลอง คาดว่าการทำปฏิกิริยาการเผาไหม้มีเทนในการจำลองนั้นเกิดขึ้นล่าช้ากว่าการทดลองซึ่งตรงกับลักษณะอุณหภูมิที่ตำแหน่ง $z = 0.73$ m ดังแสดงในรูปที่ 4.6 สำหรับตำแหน่งที่ห่างจากหัวเผาคือ $z = 2.05$ m, $z = 3.22$ m และ $z = 4.98$ m พบว่ามีเทนถูกเผาไหม้หมด ซึ่งการจำลองให้ผลที่สอดคล้องกับผลการทดลองเป็นอย่างดี



รูปที่ 4.7 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ O_2 ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้

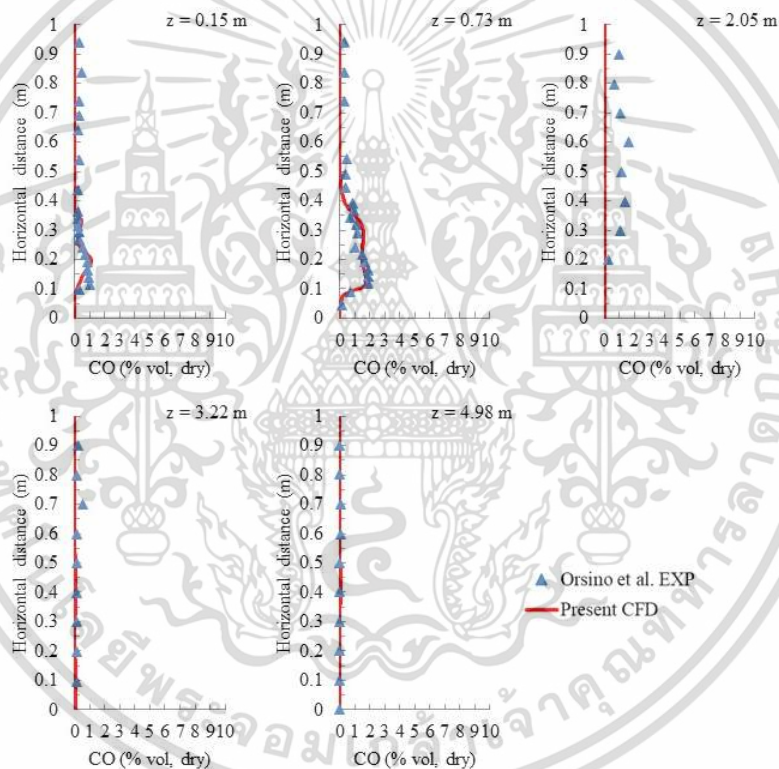


รูปที่ 4.8 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ CH_4 ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้

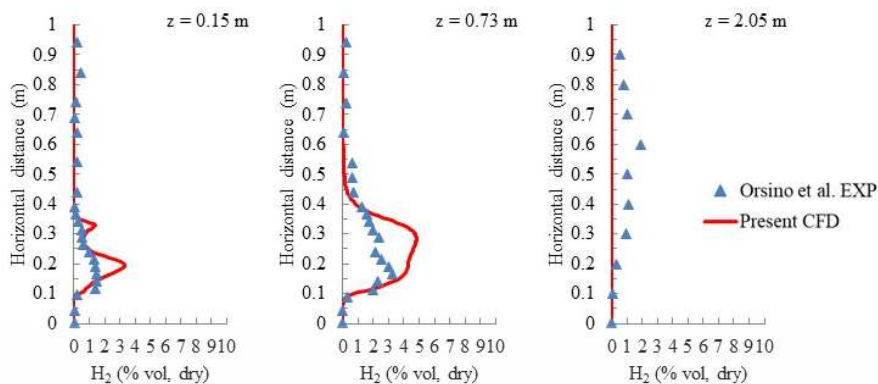
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.9 แสดงความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) จากผลการทดลองและผลการจำลอง พบว่าความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์จากผลการจำลองให้ผลโดยส่วนใหญ่ที่สอดคล้องกับผลการทดลองเป็นอย่างดี ยกเว้นที่ตำแหน่ง $z = 2.05$ m การจำลองได้ค่าต่ำกว่าการทดลอง

รูปที่ 4.10 แสดงความเข้มข้นของไฮโดรเจน (H_2) จากผลการทดลองและผลการจำลอง พบว่าผลการจำลองมีแนวโน้มเช่นเดียวกับการทดลอง แต่ผลการจำลองให้ค่าความเข้มข้นของไฮโดรเจนที่สูงกว่าผลการทดลอง ที่ตำแหน่ง $z = 0.15$ m และ $z = 0.75$ m ส่วนที่ตำแหน่ง $z = 2.05$ m การจำลองให้ผลที่ต่ำกว่าการทดลอง คาดว่าเนื่องจากแบบจำลองการเผาไหม้ในการจำลองให้ผลการทำปฏิกิริยาเผาไหม้ไฮโดรเจนต่ำกว่าการทดลองในช่วงแรกของเตาเผาไหม้ เพราะเป็นแบบจำลองกลไกการทำปฏิกิริยาโดยรวมอย่างง่าย (global reaction) เพียง 4 ชั้นปฏิกิริยา



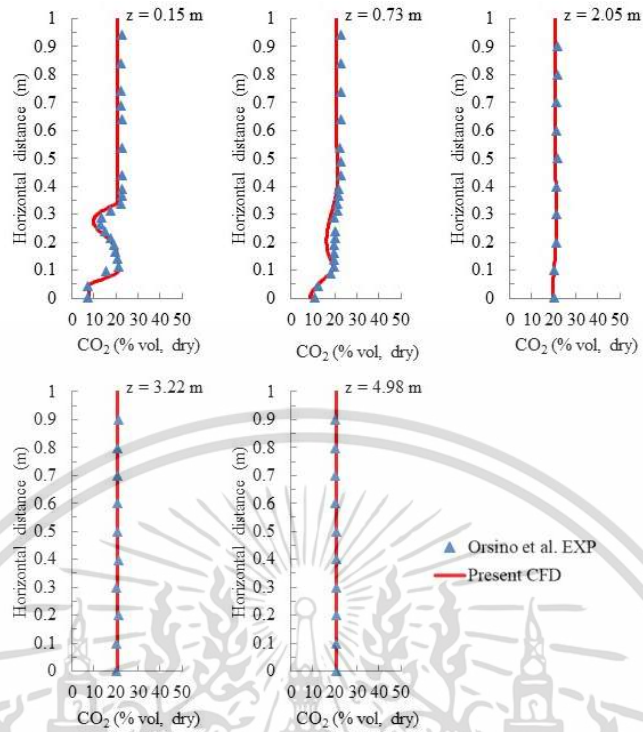
รูปที่ 4.9 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ CO ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้



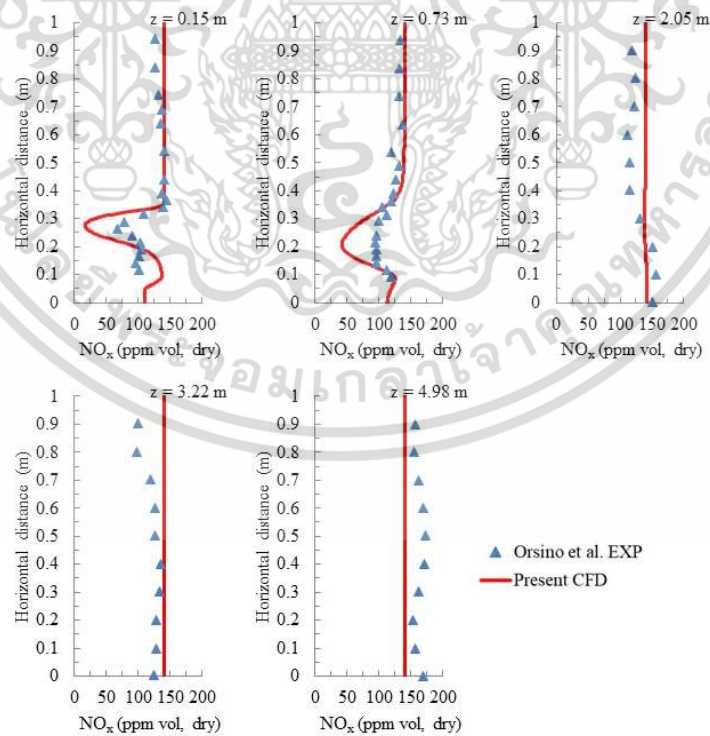
รูปที่ 4.10 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ H_2 ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้

รูปที่ 4.11 แสดงความเข้มข้นของคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) จากผลการทดลองและผลการจำลอง พบว่าผลการจำลองให้ค่าความเข้มข้นของคาร์บอนไดออกไซด์ในทุกตำแหน่งภายในเตาเผาไหม้ที่สอดคล้องกับผลการทดลองเป็นอย่างดี โดยเฉพาะที่ตำแหน่ง $z = 2.05$ m, $z = 3.22$ m และ $z = 4.98$ m

รูปที่ 4.12 แสดงความเข้มข้นของออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) จากผลการทดลองและผลการจำลอง พบว่าผลการจำลองบริเวณของลำเจ็ทเชื้อเพลิงที่ตำแหน่งตามขวาง $z = 0.15$ m และ $z = 0.73$ m นั้นมีค่าความเข้มข้นของออกไซด์ของไนโตรเจนต่ำกว่าการทดลอง ซึ่งสอดคล้องกับลักษณะของอุณหภูมิจากการจำลองที่มีค่าต่ำกว่าการทดลองโดยเฉพาะที่ตำแหน่ง $z = 0.73$ m ดังแสดงในรูปที่ 4.6 ส่งผลให้การก่อเกิด NO_x จากกลไก thermal NO_x นั้นมีความเข้มข้นต่ำ โดย thermal NO_x นั้นเป็นกลไกหลักที่ส่งผลต่อการปลดปล่อย NO_x โดยรวม แต่โดยทั่วไปแล้วการจำลองให้ผลที่มีแนวโน้มเช่นเดียวกับผลการทดลอง



รูปที่ 4.11 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ CO_2 ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้



รูปที่ 4.12 เปรียบเทียบผลการทดลอง (EXP) กับผลการจำลอง (CFD) สำหรับความเข้มข้นของ NO_x ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.4 แสดงผลการทดลองและผลการจำลองของค่า อุณหภูมิ, ความเข้มข้นของออกซิเจน, คาร์บอนมอนอกไซด์, คาร์บอนไดออกไซด์ และออกไซด์ของไนโตรเจน ที่ทางออกของเตาเผาไหม้ ซึ่งค่าที่ได้ใกล้เคียงกันมากโดยเฉพาะความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์, คาร์บอนไดออกไซด์ และออกไซด์ของไนโตรเจน นั้นมีความแตกต่างจากผลการทดลองไม่ถึง 1% อุณหภูมิจากการจำลองมีค่าสูงกว่าการจำลอง 2.10% สำหรับความเข้มข้นของออกซิเจนจากการจำลองมีค่าต่ำกว่าการทดลอง 32.27%

ตารางที่ 4.4 ผลการทดลองและผลการจำลองที่ได้จากทางออกของเตาเผาไหม้

พารามิเตอร์	ผลการทดลอง	ผลการจำลอง
Temperature (K)	1493	1524.36
O ₂ (% vol. dry)	2.2	1.49
CO (% vol. dry)	0	0
CO ₂ (% vol. dry)	20.5	20.61
NO _x (ppm vol. dry)	140	141.14

จากการตรวจสอบความถูกต้องของผลการจำลองจากโปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลอง พบว่าผลจากการจำลองที่ได้โดยรวมนั้นมีความใกล้เคียงและสอดคล้องกับผลการทดลอง ดังนั้นแบบจำลองที่ใช้ในการจำลองจะให้ผลที่ถูกต้องเพียงพอสำหรับการศึกษาอิทธิพลของการขยายขนาดต่อการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมากในครั้งนี้

4.5 วิธีการขยายขนาด

การศึกษาในครั้งนี้ได้เพิ่มความคล้ายคลึงกันทางรูปทรงเรขาคณิตโดยที่อัตราทางความร้อนได้ขยายขนาดขึ้นโดยใช้เกณฑ์การขยายขนาดสองวิธี คือวิธีความเร็วคงที่ (constant velocity, CV) และเวลาคงอยู่คงที่ (constant residence time, CRT) อัตราทางความร้อนได้ขยายขนาดจากหัวเผาและเตาเผาไหม้กำลังอุตสาหกรรมที่ 0.58 MW เพิ่มขึ้น 10 เท่า ให้อยู่ในระดับอุตสาหกรรมที่ 5.8 MW สถานะการทำงานของหัวเผาและเตาเผาไหม้ขนาดเดิมและที่ขยายขนาดขึ้นโดยใช้วิธีความเร็วคงที่และเวลาคงอยู่คงที่ แสดงไว้ในตารางที่ 4.5 สำหรับเวลาคงอยู่ตามความยาวของเตาเผาไหม้ (furnace length residence time) คำนวณจากอัตราส่วนของความยาวเตาเผาไหม้ต่อความเร็วเฉลี่ยของก๊าซที่ไหลภายในเตาเผาไหม้ จากตารางนั้นแสดงให้เห็นว่าเวลาคงอยู่ในแต่ละส่วนของเตาเผาไหม้สำหรับเตาที่ขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่นั้นเท่ากับเตาเผาไหม้ขนาดเดิม แต่สำหรับเตาเผาไหม้ที่ขยาย

ขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ เวลาคงอยู่ในแต่ละส่วนของเตาเผาไหม้จะเพิ่มขึ้นในสัดส่วนที่เท่ากับรากที่สองของสเกลขนาดทางความร้อน ($Q^{1/2}$) เมื่อเปรียบเทียบกับเวลาคงอยู่ของเตาเผาไหม้ขนาดเดิม

ตารางที่ 4.5 พารามิเตอร์การทำงานของเตาเผาไหม้สำหรับการขยายขนาดในแต่ละวิธี

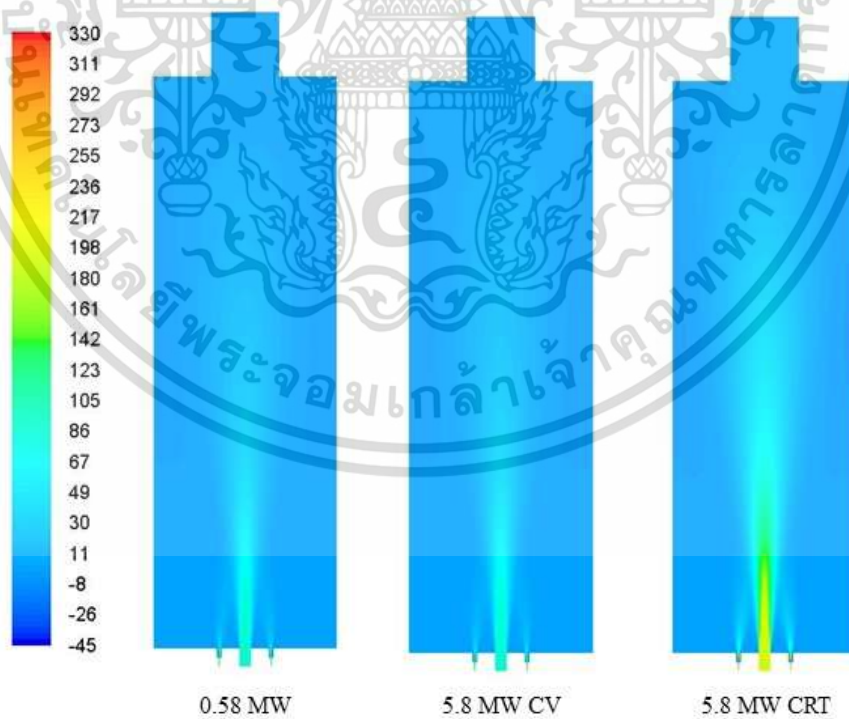
Parameter	Semi-industrial scale	CV full industrial scale	CRT full industrial scale
Thermal throughput scale factor	1	10	10
Fuel thermal throughput	0.58 MW	5.8 MW	5.8 MW
Oxidizer thermal input	0.35 MW	3.5 MW	3.5 MW
Total thermal input	0.93 MW	9.3 MW	9.3 MW
Fuel inlet	0.013056 kg/s	0.13056 kg/s	0.13056 kg/s
Oxidizer inlet	0.23056 kg/s	2.3056 kg/s	2.3056 kg/s
Fuel inlet velocity	123 m/s	123 m/s	264 m/s
Oxidizer inlet velocity	87 m/s	87 m/s	188 m/s
Geometry scale factor	1	3.1623	2.1544
Fuel inlet diameter	0.01 m	0.031623 m	0.021544 m
Oxidizer inlet diameter	0.124 m	0.39213 m	0.26715 m
Outlet diameter	0.75 m	2.3717 m	1.6158 m
Furnace width	2 m	6.3246 m	4.3088 m
Furnace length	6.25 m	19.764 m	13.465 m
Fuel inlet residence time (theoretical)	81 μ s	257 μ s	81 μ s
Oxidizer inlet residence time (theoretical)	1425 μ s	4507 μ s	1425 μ s
Furnace length residence time (based on average velocity)	22 s	70 s	22 s

บทที่ 5

ผลการจำลองเชิงตัวเลขและการวิเคราะห์ผล

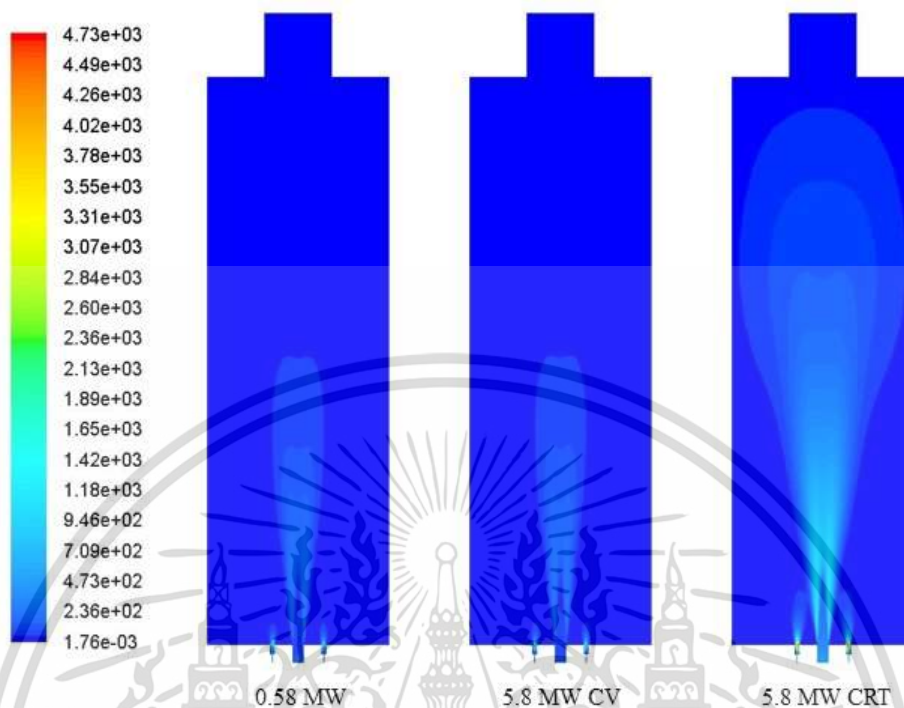
5.1 ผลของการขยายขนาดต่อสนามการไหล

รูปที่ 5.1 แสดงความเร็วตามแนวแกนสำหรับเตาเผาไหม้ขนาดเดิม 0.58 MW และเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดขึ้นเป็น 5.8 MW โดยการขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่ (CV) และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) แม้มีปริมาณการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิงและออกซิไดเซอร์เท่ากันสำหรับหัวเผาแต่ละวิธีของการขยายขนาด แต่การขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่นั้นมีขนาดห้องเผาไหม้ที่เล็กกว่าการขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ ตามความสัมพันธ์ของอัตราส่วนระหว่างรูปทรงเรขาคณิตกับอัตราทางความร้อนดังที่แสดงในสมการที่ 3.98 และ 3.99 ความเร็วของก๊าซในกรณีของการขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่นั้นสูงกว่าวิธีความเร็วคงที่ เนื่องจากการขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่นั้นต้องรักษาเวลาคงอยู่ของการไหลให้เท่ากับเตาเผาไหม้ขนาดเดิม ดังนั้นจึงมีความเร็วของก๊าซที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้มีการพาความร้อนที่สูงขึ้นด้วย ซึ่งพบว่าระดับความรุนแรงของการไหลแบบปั่นป่วนที่สูงขึ้นสำหรับการขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ ดังแสดงในรูปที่ 5.2 คือพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน



รูปที่ 5.1 แถบสีแสดงความเร็วตามแนวแกน (m/s) ในระนาบ x-z

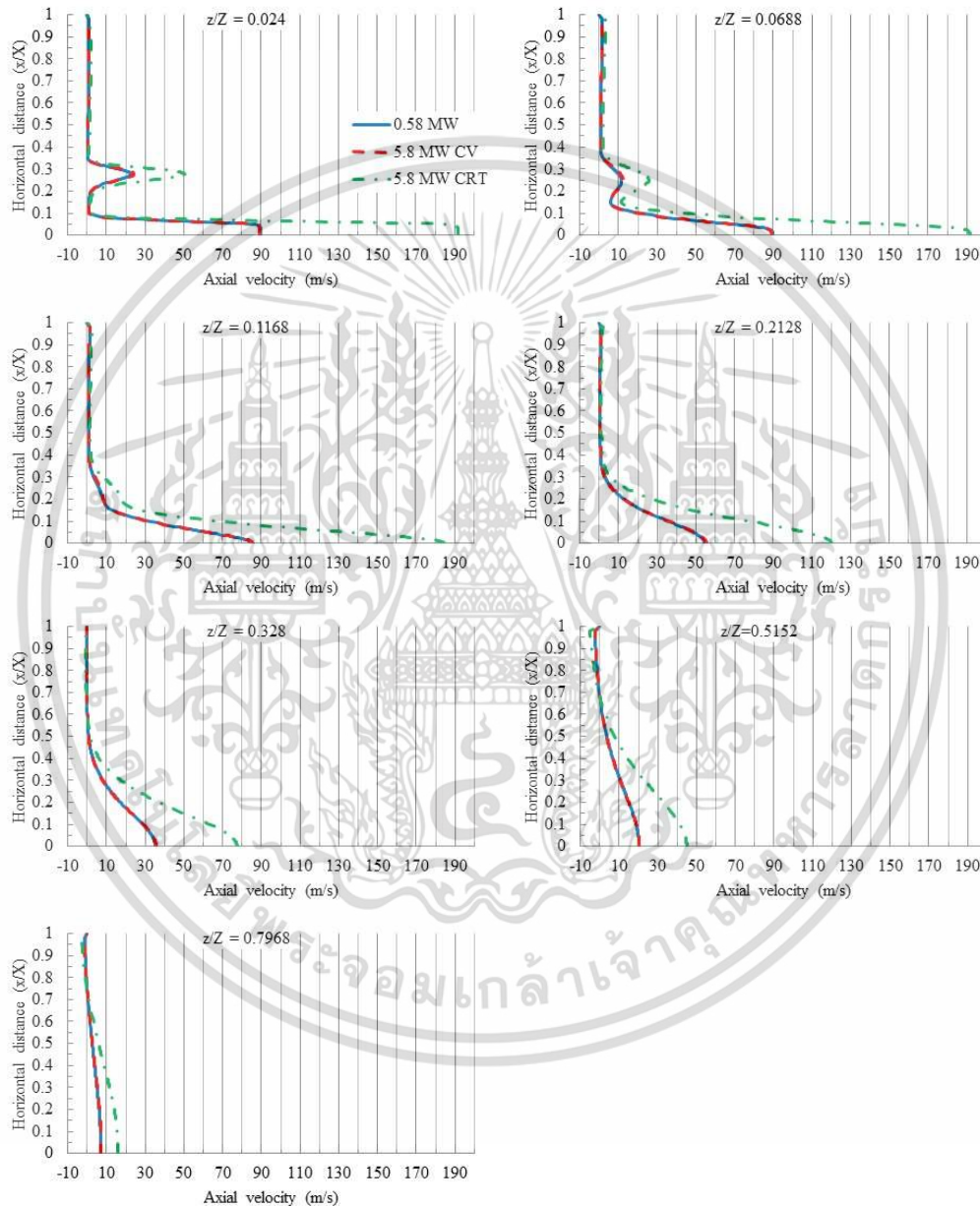
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 แถบสีแสดงพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน k (m^2/s^2) ในระนาบ x-z

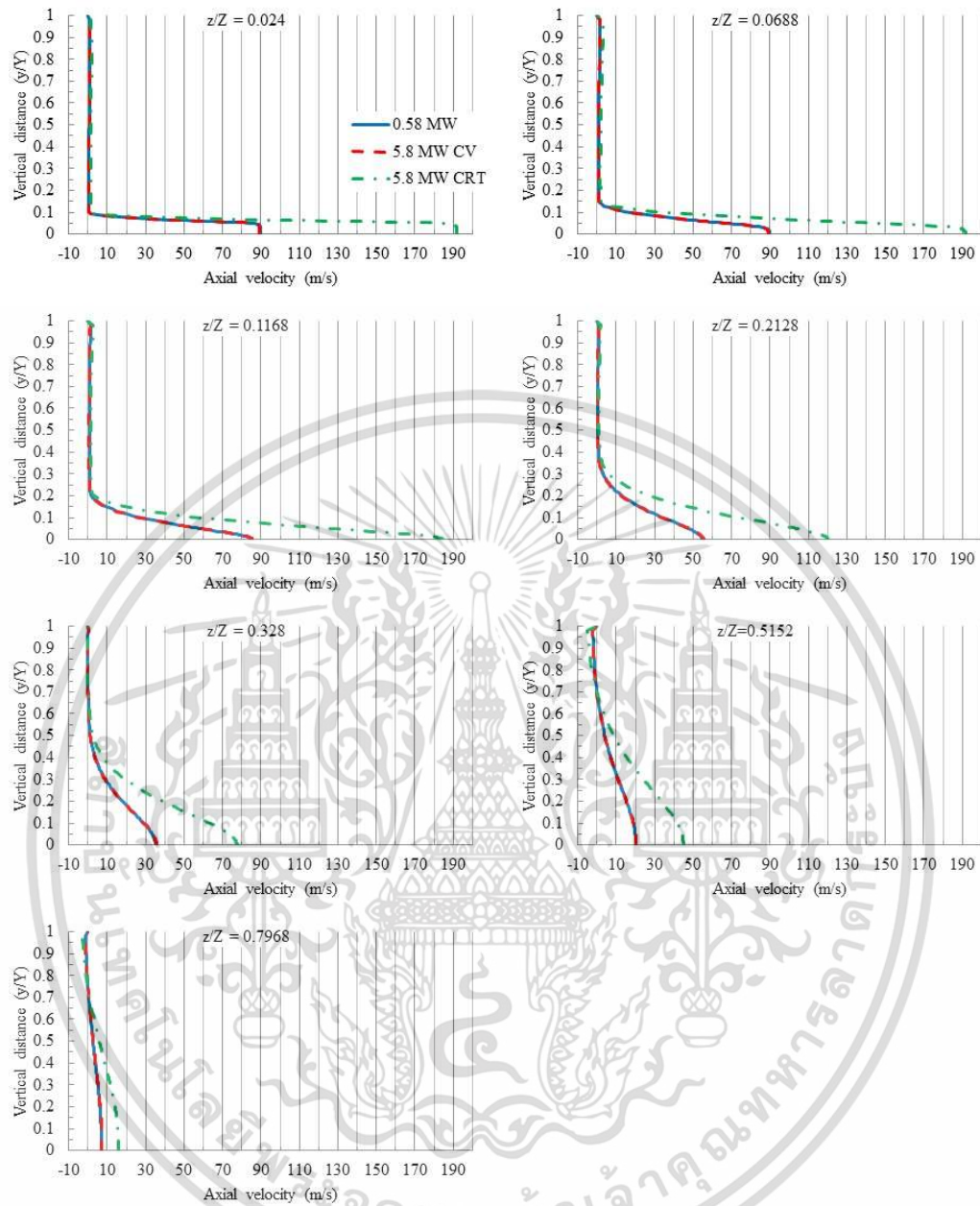
ความเร็วของการไหลเวียนกลับของก๊าซไอเสียร้อนนั้นสำคัญต่อการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก เพราะวาก๊าซไอเสียร้อนที่ไหลเวียนกลับมานั้นได้ไปเจือจางและถ่ายเทความร้อนให้กับสารตั้งต้น ทำให้การเผาไหม้มีเสถียรภาพและอุณหภูมิของการเผาไหม้ไม่สูงมาก ซึ่งช่วยให้ลดการเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน จากผลการจำลองพบว่าในเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) นั้น มีความเร็วของก๊าซร้อนที่ไหลย้อนกลับสูงกว่าในเตาเผาไหม้ขนาดเดิม และในเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ (CV) ดังแสดงในรูปที่ 5.3 ซึ่งแสดงความเร็วในแนวแกนตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้ สำหรับรูปที่ 5.4 แสดงความเร็วในแนวแกนตามแนวตั้ง (แกน y) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้ และรูปที่ 5.5 แสดงความเร็วในแนวแกนตามแนวเส้นทแยงมุม (diagonal line) ของเตาเผาไหม้ ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้ จากรูปทั้งสามพบว่าความเร็วของการไหลย้อนกลับตามแนวเส้นทแยงมุมมีค่าสูงกว่า รองลงมาคือตามแนวขวางและต่ำสุดในแนวตั้งของเตาเผาไหม้ โดยความเร็วของการไหลย้อนกลับสูงสุดของทั้งสามแนวนั้นพบที่ระดับความยาว $z/Z = 0.5152$ โดยที่ตามแนวเส้นทแยงมุมของเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่มีค่าเท่ากับ -12.33 m/s สำหรับการขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่มีค่าเท่ากับ -5.67 m/s ซึ่งใกล้เคียงกับเตาเผาไหม้ขนาดเดิมที่มีค่าเท่ากับ -5.68 m/s เนื่องจากที่บริเวณใกล้กับมุมของผนังเตาเผาไหม้มีระยะที่ห่าง

จากลำเจ็ดของออกซีไดเซอร์และของเชื้อเพลิง ทำให้ในแนวเส้นทแยงมุมที่ใกล้กับมุมของผนังเตาเผาใหม่นั้น ได้รับอิทธิพลของการไหลที่พุ่งไปข้างหน้าน้อยกว่าในแนวขวางและแนวตั้ง จึงส่งผลให้เกิดความเร็วของการไหลย้อนกลับตามแนวเส้นทแยงมุมนั้นสูงกว่าตามเส้นแนวขวางและเส้นแนวตั้งของเตาเผาไหม้



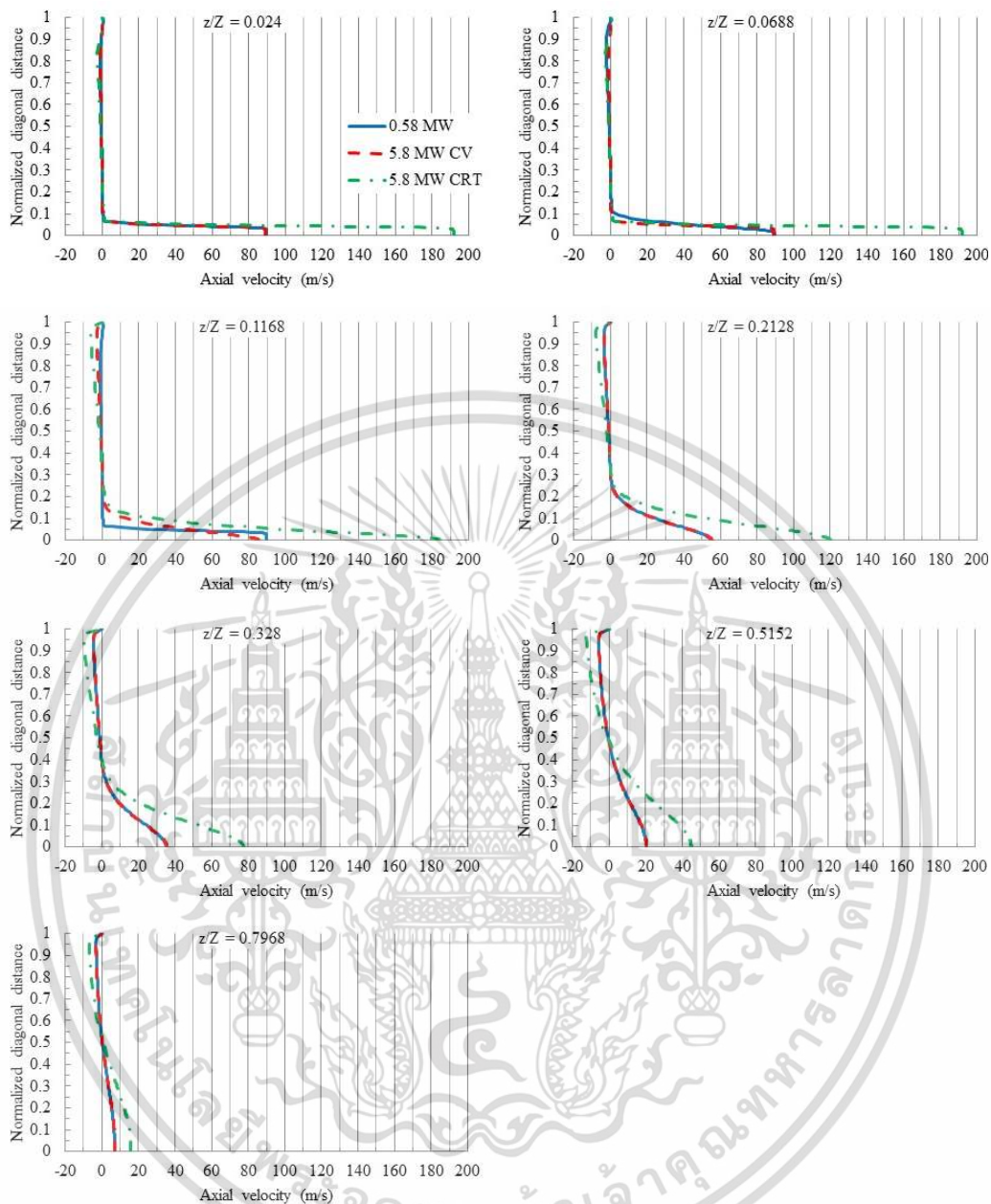
รูปที่ 5.3 ความเร็วในแนวแกนตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.4 ความเร็วในแนวแกนตามแนวตั้ง (แกน y) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้

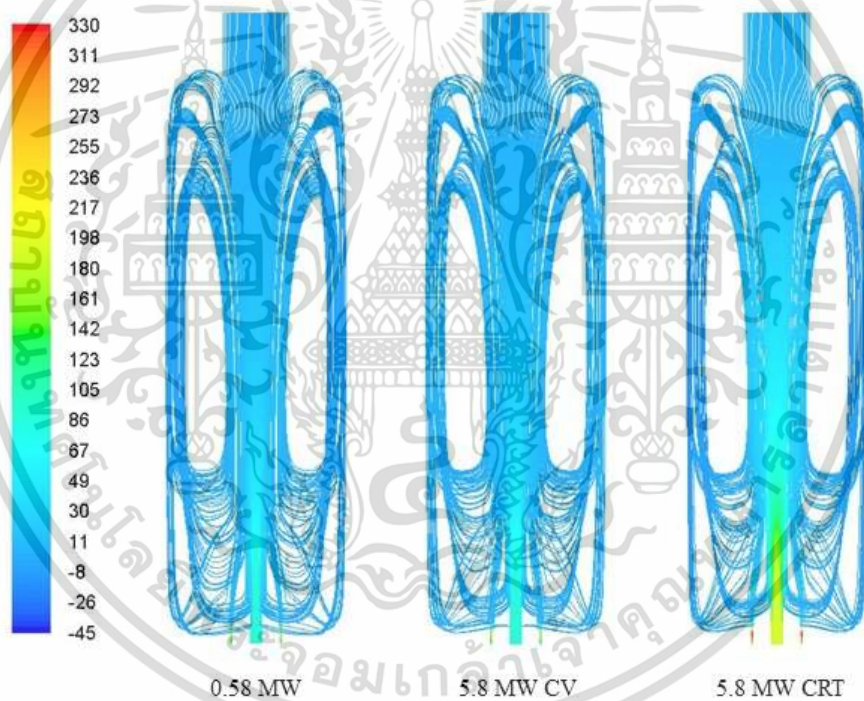
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.5 ความเร็วในแนวแกนตามแนวเส้นทแยงมุม (diagonal line) ของเตาเผาไหม้ ในแต่ละระยะ ความยาวของเตาเผาไหม้

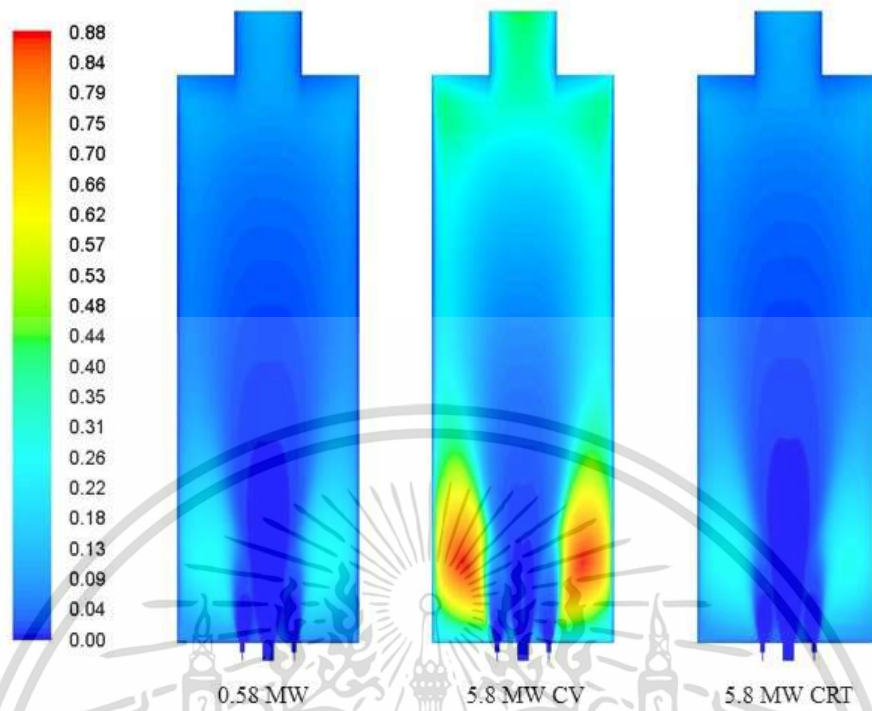
จากรูปที่ 5.6 แสดงความคล้ายคลึงกันของเส้นทางการไหลระหว่างเตาเผาไหม้ขนาดเดิมที่มี อัตราทางความร้อน 0.58 MW และเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดขึ้นเป็น 5.8 MW ก๊าซที่ไหลเวียนกลับไป ต้นทางการไหลนั้นมีความเข้มข้นของออกซิเจนต่ำจากนั้นไหลไปผสมกับเชื้อเพลิงที่ไหลเข้ามาใน เตาเผาไหม้จากหัวเผาโดยใช้กลไกการผสมโดยการเหนี่ยวนำของเจ็ทก่อนที่จะผสมกับตัวออกซิไดเซอร์

ที่บริเวณตรงกลางของเตาเผาไหม้ ตรงบริเวณนี้การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างมีเสถียรภาพเมื่ออุณหภูมิและปริมาณออกซิเจนในตัวออกซิไดเซอร์สูงเพียงพอที่จะผสมกันอย่างต่อเนื่องและเกิดการจุดติดไฟของส่วนผสมของเชื้อเพลิงที่ถูกเจือจางด้วยก๊าซไอเสียกับก๊าซออกซิไดเซอร์ ปฏิกริยาที่แพร่กระจายในวงกว้างที่เกิดขึ้นนี้ไม่ก่อให้เกิดจุดร้อน เนื่องจากเชื้อเพลิงและออกซิไดเซอร์ถูกเจือจางก่อนที่จะผสมในสภาพแวดล้อมที่มีอุณหภูมิสูงถึงจุดติดไฟของส่วนผสมนี้ สำหรับการวิเคราะห์เชิงมิติจากรูปที่ 5.7 ชี้ให้เห็นว่าสเกลเวลาโคลโมโกรอฟ τ_k ยังมีค่าคงที่ ในขณะที่สเกลความยาวโคลโมโกรอฟ l_k ในรูปที่ 5.8 นั้นแปรเปลี่ยนตามค่าอัตราทางความร้อนยกกำลัง $1/3$ ($Q^{1/3}$) สำหรับกรณีการขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) แต่สำหรับการขยายขนาดโดยวิธีเวลาอยู่คงที่ (CV) ทั้งค่าสเกลเวลาโคลโมโกรอฟ τ_k และค่าสเกลความยาวโคลโมโกรอฟ l_k นั้นแปรเปลี่ยนตามค่าอัตราทางความร้อนยกกำลัง $1/2$ ($Q^{1/2}$)

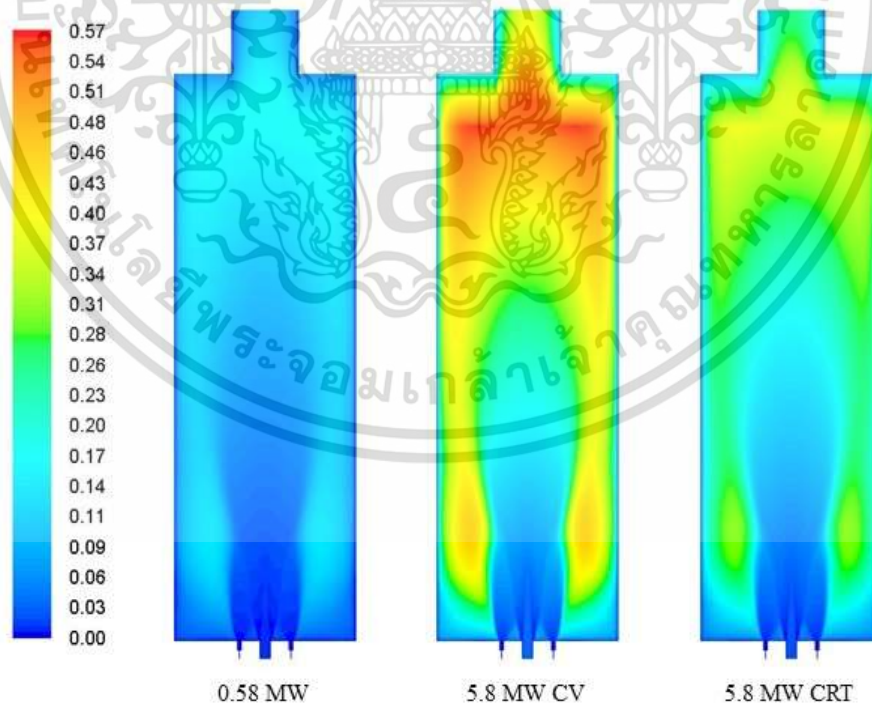


รูปที่ 5.6 เส้นทางการไหลของก๊าซซึ่งมีแถบสีเป็นความเร็วตามแนวแกน (m/s) ในเตาเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.7 แถบสีแสดงสเกลเวลาโคลโมโกรอฟ z_k (s) ในระนาบ x-z

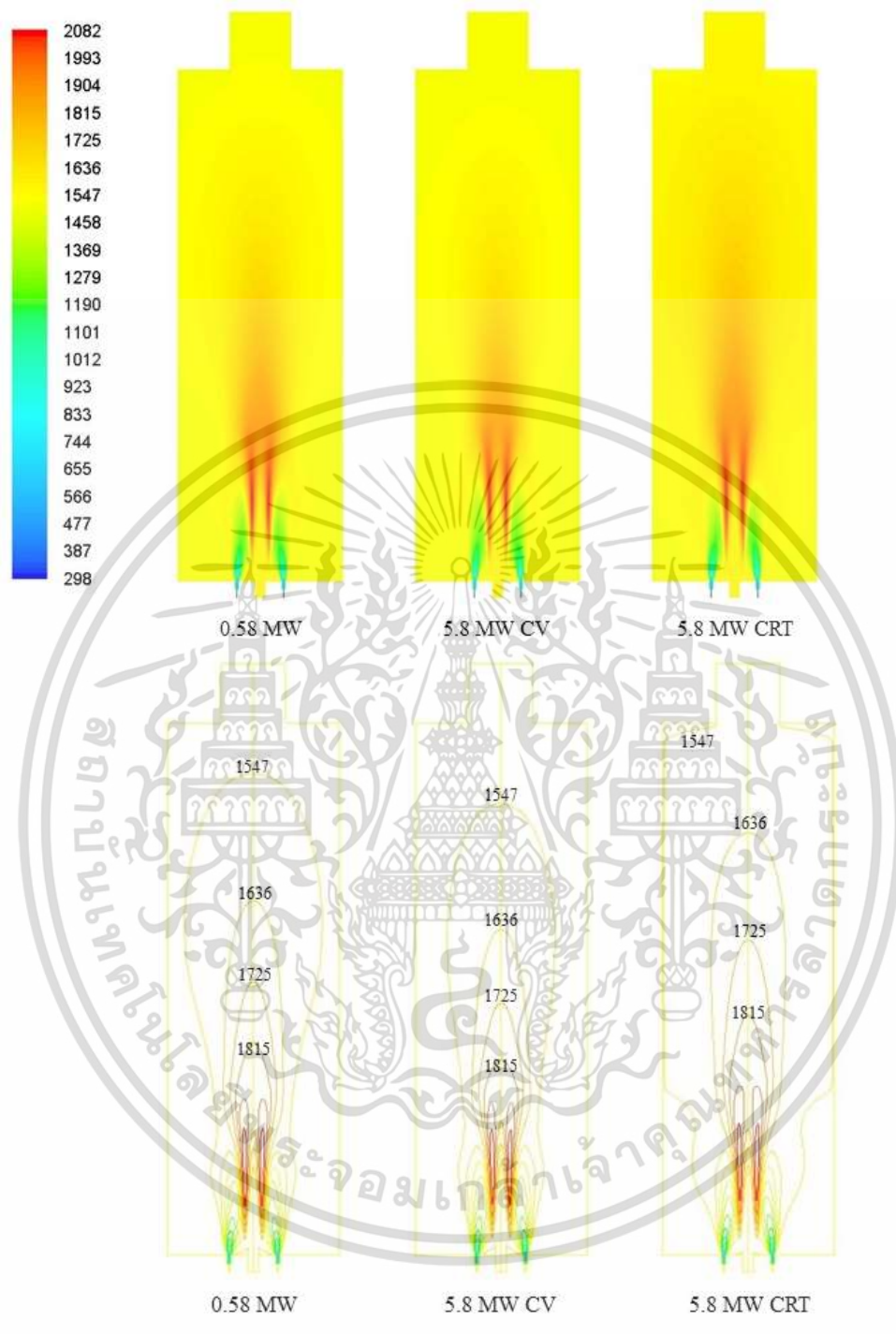


รูปที่ 5.8 แถบสีแสดงสเกลความยาวโคลโมโกรอฟ l_k (m) ในระนาบ x-z

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

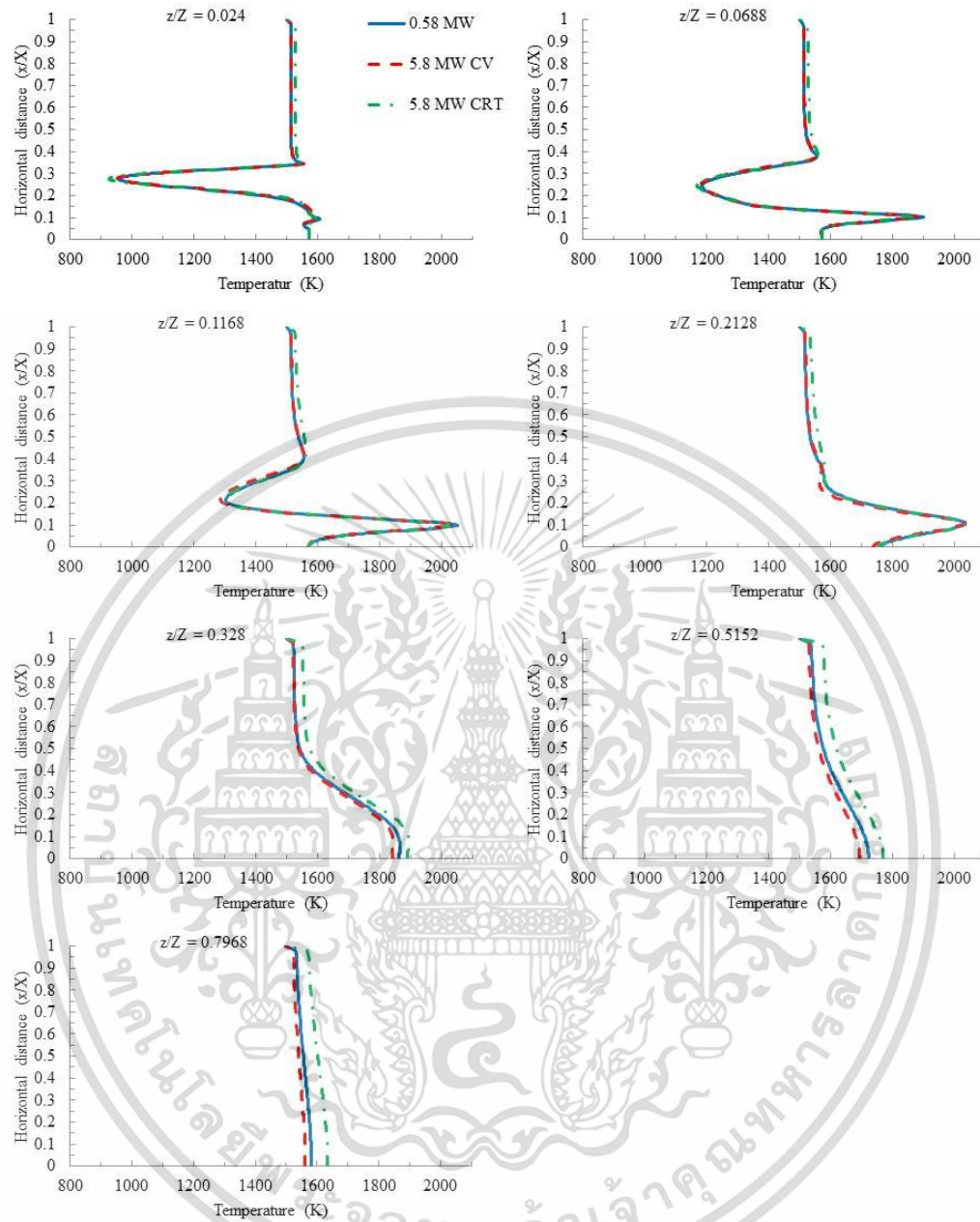
5.2 ผลของการขยายขนาดต่อการกระจายอุณหภูมิ

รูปที่ 5.9 แสดงการกระจายอุณหภูมิภายในเตาเผาใหม่ขนาดเดิม 0.58 MW และเตาเผาใหม่ที่ขยายขนาดขึ้นเป็น 5.8 MW โดยใช้วิธีความเร็วคงที่ (CV) และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) การพาความร้อนที่สูงขึ้นของเตาเผาใหม่ที่ขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ ช่วยทำให้กระจายอุณหภูมิสูงที่บริเวณด้านปลายการไหลของเตาเผาใหม่ส่งผลให้มีการกระจายอุณหภูมิที่ค่อนข้างสม่ำเสมอมากขึ้น การไหลที่มีความเร็วสูงที่ตรงกลางเตาเผาใหม่ของการขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ สามารถพาก๊าซที่มีพลังงานความร้อนสูงให้ไหลไปที่ปลายการไหลซึ่งแสดงในรูปที่ 5.10 ที่ตำแหน่ง $z/Z = 0.328$, $z/Z = 0.5152$ และ $z/Z = 0.7968$ ในขณะที่อุณหภูมิภายในเตาเผาใหม่ขนาดเดิมและเตาเผาใหม่ที่ขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ นั้นมีความใกล้เคียงกัน กล่าวอีกนัยหนึ่งคือโมเมนต์ที่สูงขึ้นของลำการไหลในเตาเผาใหม่ที่ขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ ส่งผลให้เจ็ตตรงกลางเตาเผาใหม่นั้นขยายบริเวณออกไปได้มากกว่าเมื่อเทียบกับเตาเผาใหม่ขนาดเดิมและเตาเผาใหม่ที่ขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ แต่อุณหภูมิสูงสุดที่เกิดขึ้นภายในเตาเผาใหม่สำหรับการขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ ต่ำกว่าเตาเผาใหม่ขนาดเดิมและเตาเผาใหม่ที่ขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ ซึ่งแสดงในรูปที่ 5.11 เพื่อเปรียบเทียบผลการพาความร้อนที่มากขึ้นซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ทางออกจากเตาเผาใหม่สูงขึ้นสำหรับการขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ นั้นแสดงในรูปที่ 5.12 ในกรณีของเตาเผาใหม่ที่ขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ พบว่าบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงค่อนข้างกว้างกว่า ในการจำลองครั้งนี้ อุณหภูมิของผนังเตาเผาใหม่ของทุกกรณีนั้นได้กำหนดไว้ที่ 1500 K ถึงแม้ว่าการสูญเสียความร้อนที่ผนังเตาเผาใหม่มีความสัมพันธ์กับวิธีการขยายขนาดที่แตกต่างและส่งผลให้อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ทางออกจากเตาเผาใหม่แตกต่างกัน แต่จากผลการจำลองแสดงให้เห็นถึงความแตกต่างเพียงเล็กน้อย ในอัตราส่วนของการดึงความร้อนที่ผนังต่ออัตราความร้อนที่ป้อนเข้าในทั้งสามกรณีนี้น้อยกว่าหนึ่งเปอร์เซ็นต์ดังแสดงในตารางที่ 5.1



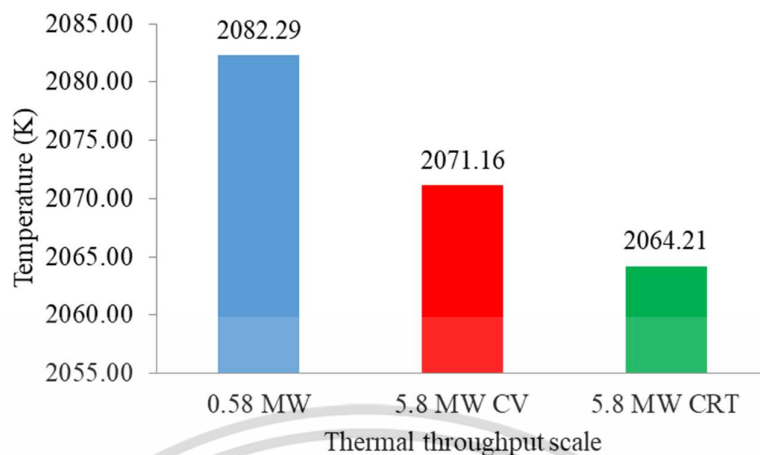
รูปที่ 5.9 แถบสีและเส้นแสดงอุณหภูมิ (K) ในระนาบ x-z

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

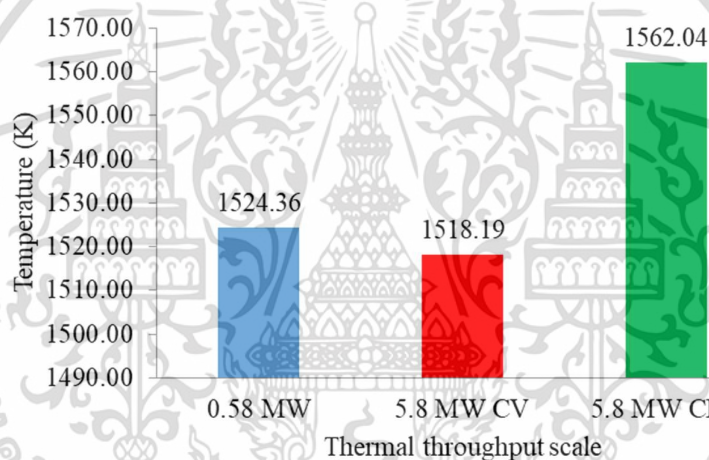


รูปที่ 5.10 อุณหภูมิตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.11 อุณหภูมิสูงสุดภายในเตาเผาไม้ทั้งสามกรณี



รูปที่ 5.12 อุณหภูมิที่ทางออกของเตาเผาไม้ทั้งสามกรณี

ตารางที่ 5.1 การคำนวณสมดุลของพลังงาน (คำนวณหนึ่งในสี่ของเตาเผาไม้)

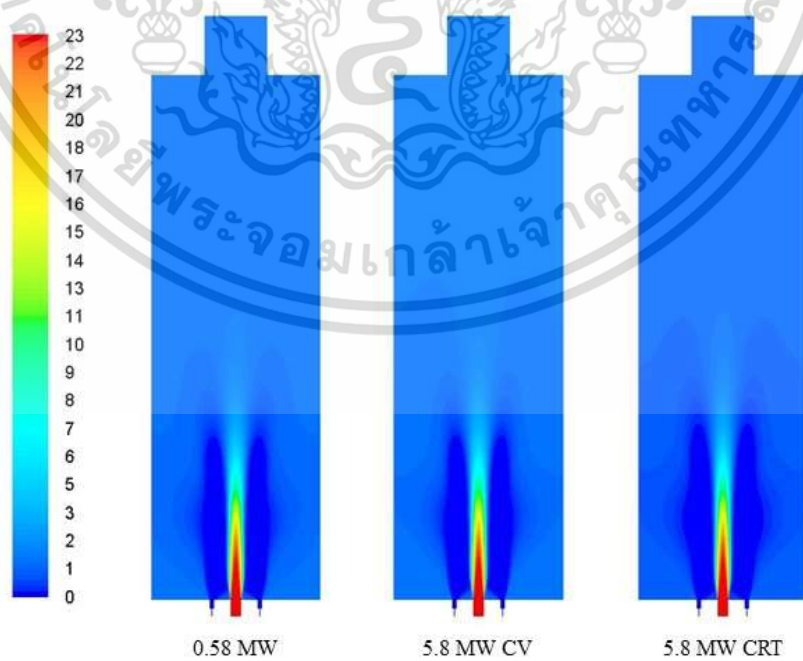
Energy	0.58 MW	5.8 MW CV	5.8 MW CRT
Reactant enthalpy input (MW)	0.090871	0.90865	0.90844
Enthalpy of combustion ¹ (MW)	0.14819	1.4819	1.4819
Total energy input (MW)	0.23906	2.3905	2.3903
Wall heat extraction (MW)	0.14018	1.3906	1.3880
Flue gas enthalpy outlet (MW)	0.10205	1.0145	1.0575
Total energy out (MW)	0.24223	2.4051	2.4455

¹ Calculated based on natural gas lower calorific value.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

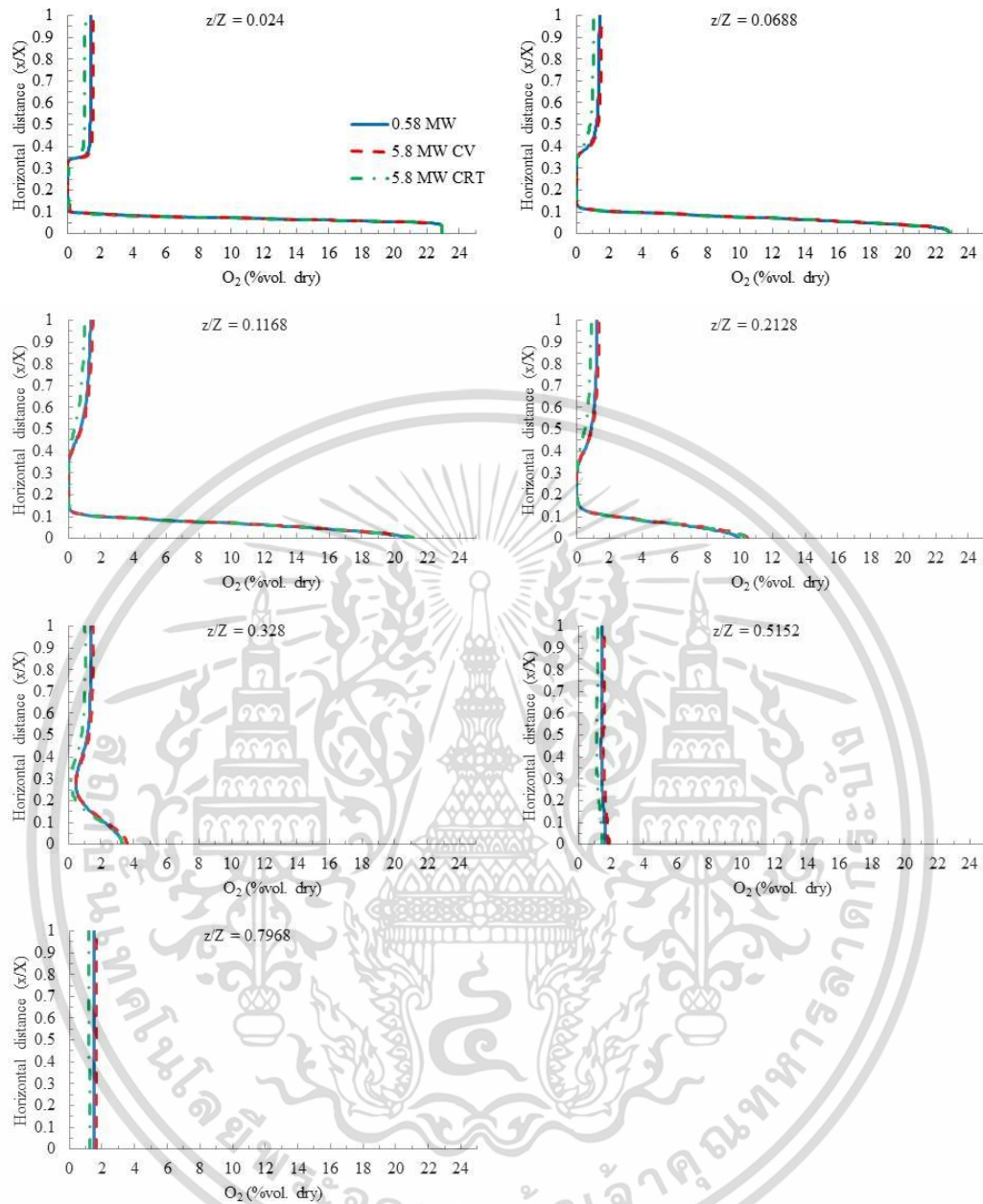
5.3 ผลของการขยายขนาดต่อองค์ประกอบของก๊าซ

รูปที่ 5.13 และ 5.14 แสดงให้เห็นถึงความเข้มข้นของออกซิเจนภายในเตาเผาไหม้ขนาดเดิม 0.58 MW และเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดขึ้นเป็น 5.8 MW โดยใช้วิธีความเร็วคงที่ (CV) และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) การกระจายตัวของออกซิเจนนี้สอดคล้องกับการกระจายตัวของอุณหภูมิตามที่กล่าวไว้ในหัวข้อก่อนหน้านี้ซึ่งสังเกตเห็นบริเวณที่กว้างขึ้นของออกซิเจนที่มีความเข้มข้นต่ำแสดงให้เห็นว่าอัตราการทำปฏิกิริยาที่ทำให้ออกซิเจนลดต่ำลงและผลการพาความร้อนของการขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ นั้นค่อนข้างสูงกว่าการขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ นอกจากนี้ยังพบความเข้มข้นของออกซิเจนที่ค่อนข้างต่ำที่ทางออกของเตาเผาไหม้ในกรณีที่ขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ ดังแสดงในรูปที่ 5.15 สำหรับความเข้มข้นของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ CO_2 และไอน้ำ H_2O นั้นมีความเข้มข้นที่ค่อนข้างสูงกว่าที่ทางออกของเตาเผาไหม้ในกรณีที่ขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ ดังแสดงในรูปที่ 5.16 และ 5.17 ตามลำดับ และความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ CO และไฮโดรเจน H_2 ดังแสดงในรูปที่ 5.18 และ 5.19 ตามลำดับ ภายในเตาเผาไหม้นั้นค่อนข้างสูงกว่าสำหรับการขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ ซึ่งบ่งชี้ว่าอัตราการเกิดปฏิกิริยาต่ำกว่าเมื่อเทียบกับการขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ ซึ่งสอดคล้องกับการเพิ่มขึ้นของสเกลเวลาโคลโมโกรอฟเมื่อขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ สำหรับก๊าซเชื้อเพลิงและออกซิไดเซอร์ที่ไม่ได้ผสมกันล่วงหน้าก่อนในการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมากนี้ อัตราการเกิดปฏิกิริยาในเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ นั้นใกล้เคียงกับเตาเผาไหม้ขนาดเดิม ในขณะที่พบอัตราการเกิดปฏิกิริยาที่ต่ำกว่าในเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 5.20 ถึง 5.23



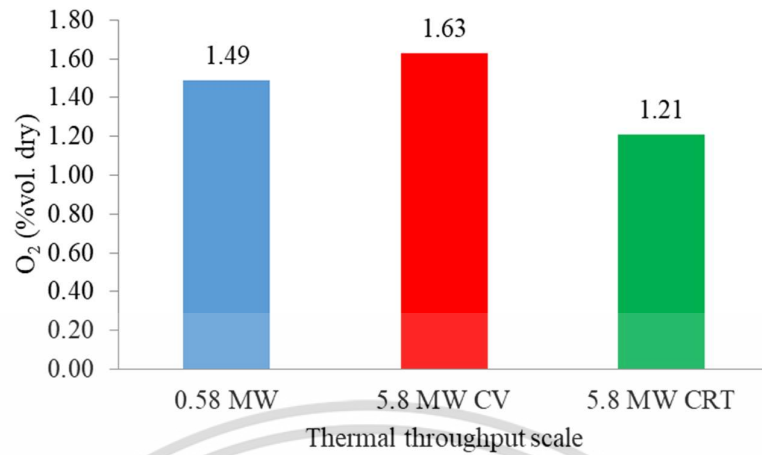
รูปที่ 5.13 แถบสีแสดงความเข้มข้นของ O_2 (%vol. dry) ในระนาบ x-z

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

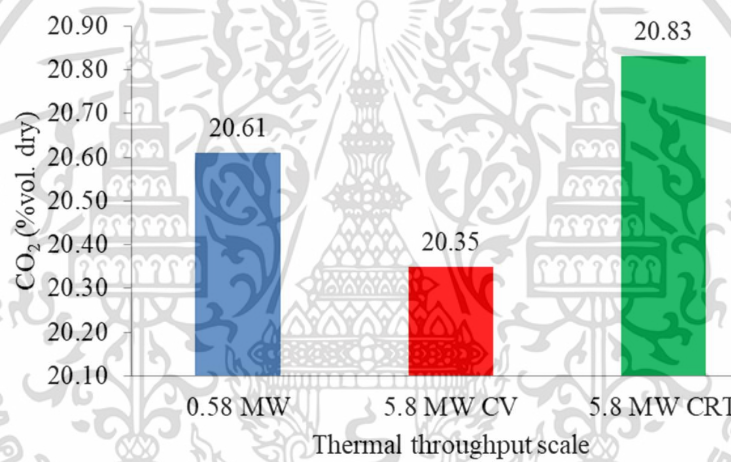


รูปที่ 5.14 ความเข้มข้นของ O_2 ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้

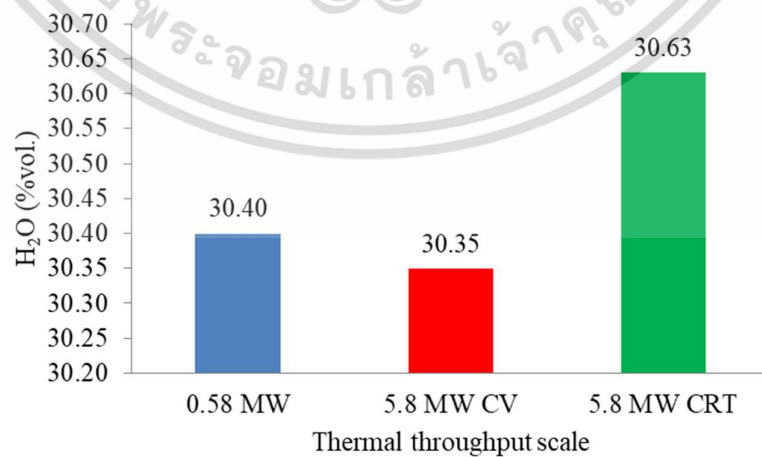
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.15 ความเข้มข้นของ O₂ ที่ทางออกของเตาเผาไหม้ทั้งสามกรณี

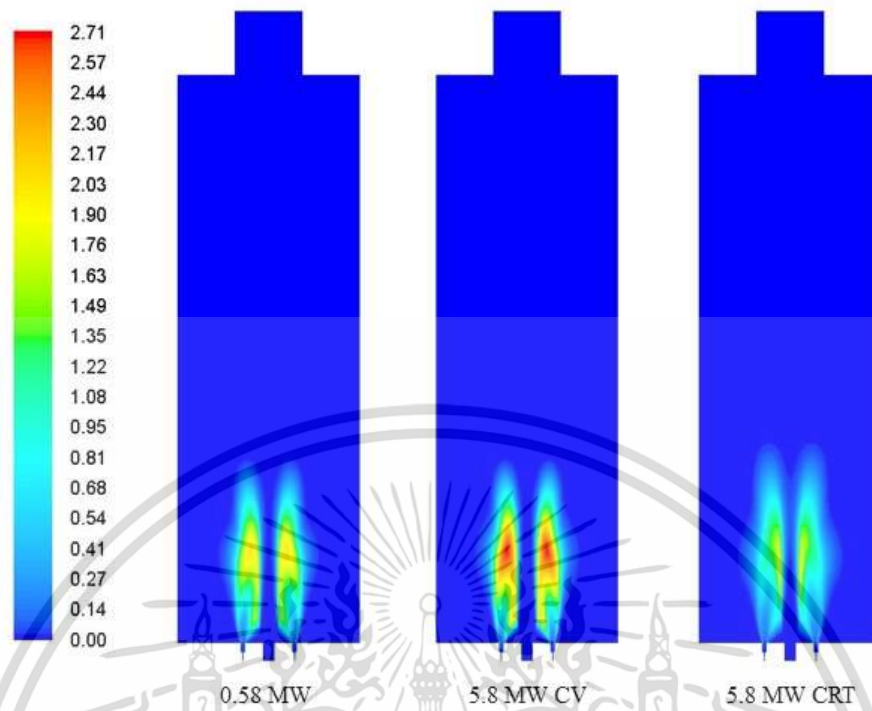


รูปที่ 5.16 ความเข้มข้นของ CO₂ ที่ทางออกของเตาเผาไหม้ทั้งสามกรณี

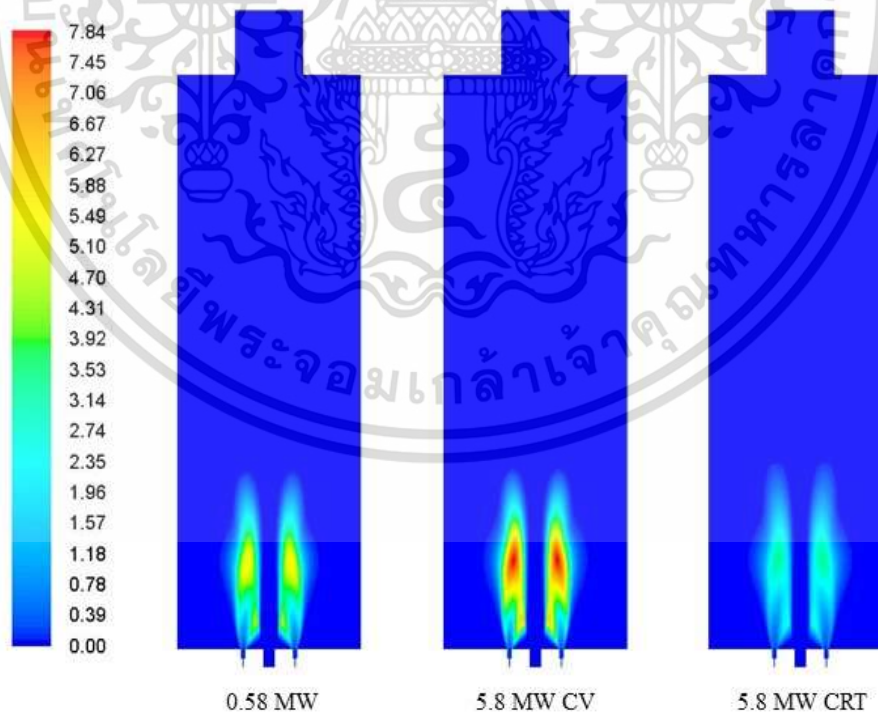


รูปที่ 5.17 ความเข้มข้นของ H₂O ที่ทางออกของเตาเผาไหม้ทั้งสามกรณี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

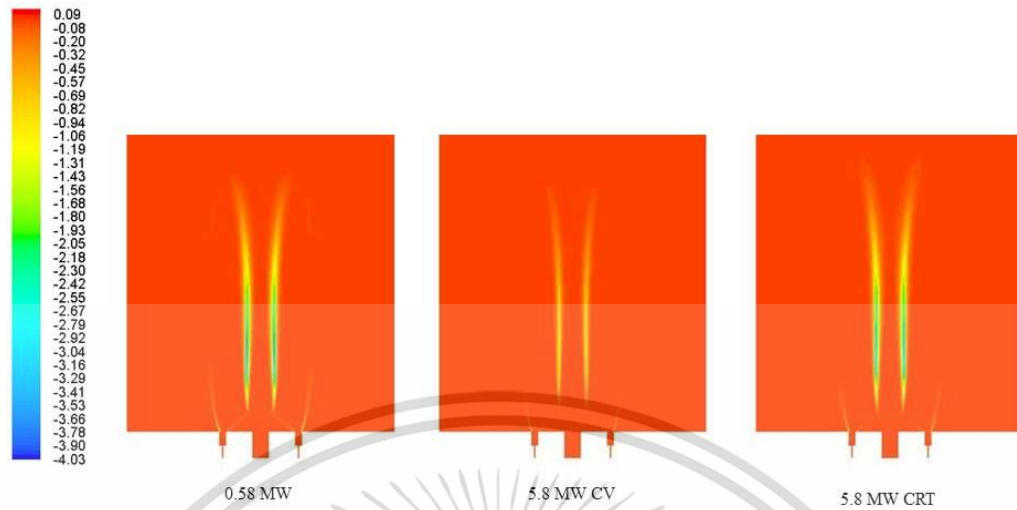


รูปที่ 5.18 แลปสีแสดงความเข้มข้นของ CO (%vol. dry) ในระนาบ x-z

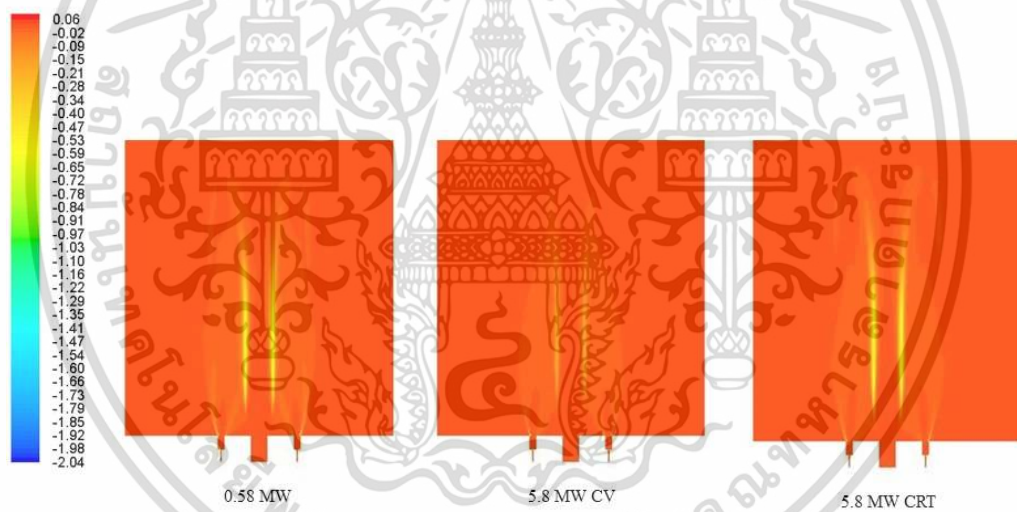


รูปที่ 5.19 แลปสีแสดงความเข้มข้นของ H₂ (%vol. dry) ในระนาบ x-z

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

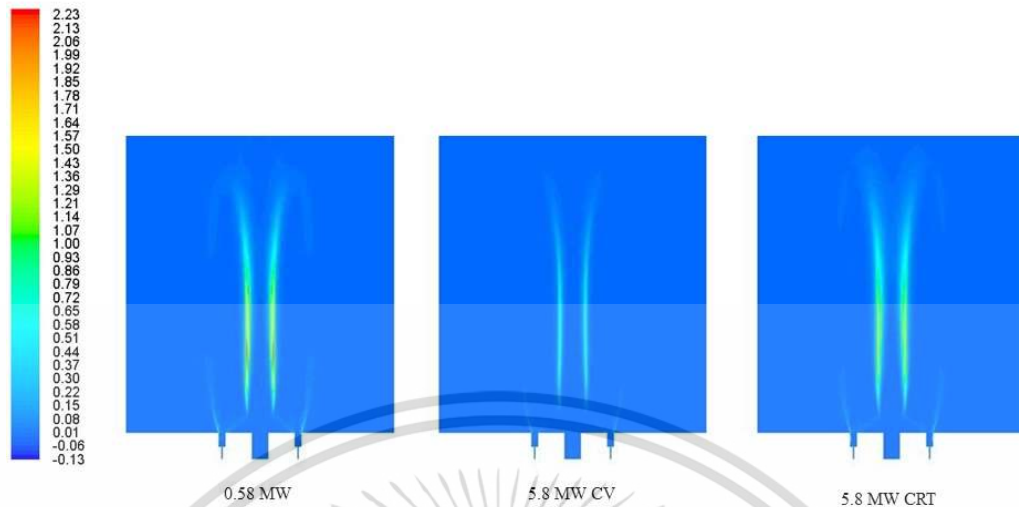


รูปที่ 5.20 แถบสีของอัตราปฏิกิริยาของ O_2 ($kg/m^3 s$) ที่บริเวณใกล้กับหัวเผาในระนาบ $x-z$

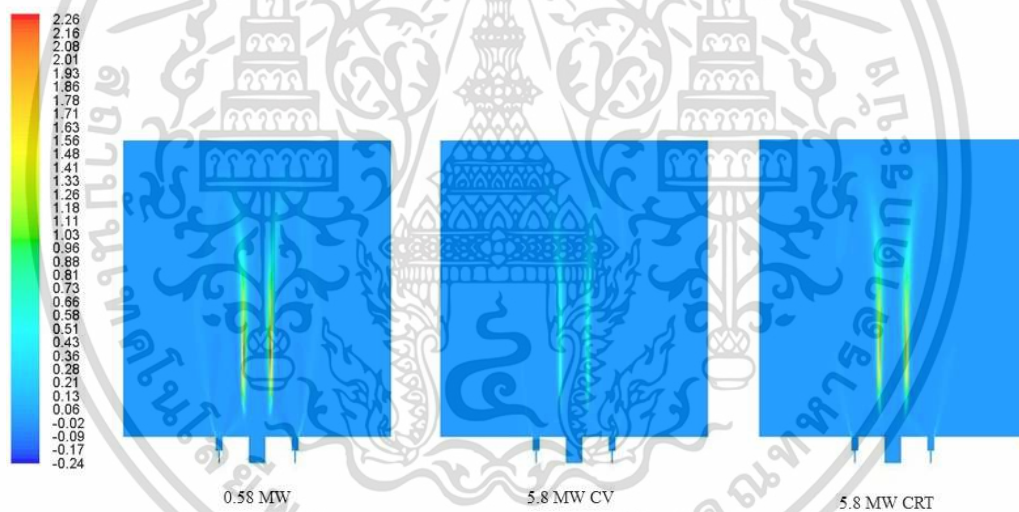


รูปที่ 5.21 แถบสีของอัตราปฏิกิริยาของ CH_4 ($kg/m^3 s$) ที่บริเวณใกล้กับหัวเผาในระนาบ $x-z$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.22 แลปสีของอัตราการปฏิกิริยาของ CO_2 ($\text{kg/m}^3 \text{ s}$) ที่บริเวณใกล้กับหัวเผาในระนาบ x - z



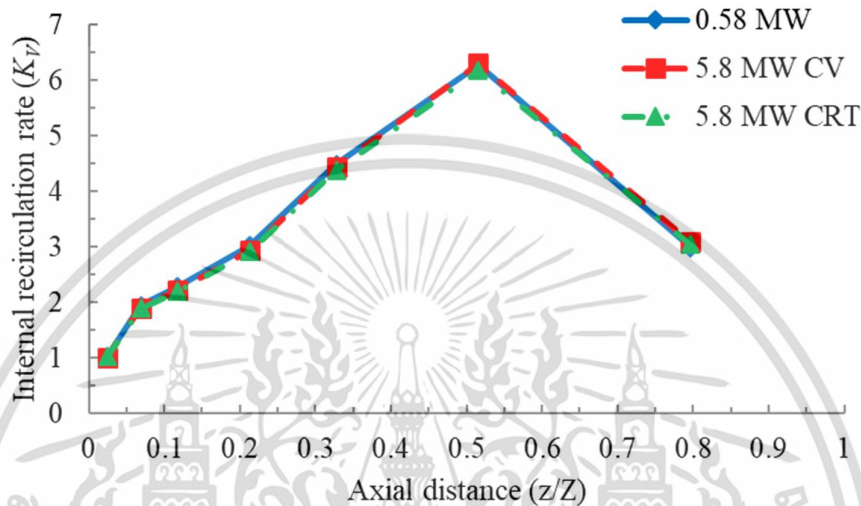
รูปที่ 5.23 แลปสีของอัตราการปฏิกิริยาของ H_2O ($\text{kg/m}^3 \text{ s}$) ที่บริเวณใกล้กับหัวเผาในระนาบ x - z

5.4 ผลของการขยายขนาดต่ออัตราการหมุนเวียนก๊าซภายใน

อัตราการหมุนเวียนภายในของก๊าซ K_v เป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญในการบ่งชี้ถึงลักษณะการเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก ที่มีค่า K_v มากกว่า 2.5 ขึ้นไป [3] จากผลการจำลองในรูปที่ 5.24 แสดงอัตราการไหลเวียนกลับของก๊าซภายในเตาเผาไหม้ K_v ตามแนวแกน สำหรับเตาเผาไหม้ขนาดเดิมและเตาเผาไหม้ที่มีการขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ (CV) และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) นั้นพบว่าค่า K_v มีความคล้ายคลึงกัน โดยมีค่า K_v ที่สูงกว่า 2.5 ที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

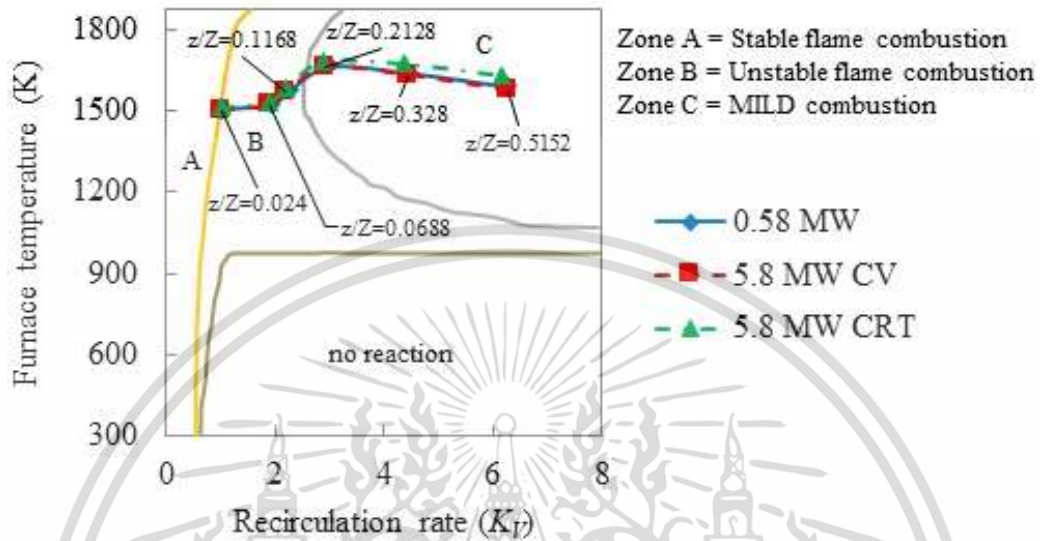
ตำแหน่ง $z/Z = 0.2128$ และเพิ่มขึ้นถึงค่าสูงสุดที่ตำแหน่ง $z/Z = 0.5152$ โดยมีค่าสูงสุดเท่ากับ 6.3 สำหรับทุกกรณีค่า K_V ลดลงเหลือ 3.0 ที่ตำแหน่ง $z/Z = 0.7968$ ความคล้ายคลึงของค่า K_V นี้ แสดงว่าการขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่และวิธีเวลาคงอยู่คงที่นั้น สามารถรักษาการเผาไหม้ให้อยู่ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมากไว้ได้



รูปที่ 5.24 อัตราการไหลเวียนกลับของก๊าซภายในเตาเผาไหม้ตามแนวแกน

รูปที่ 5.25 แสดงให้เห็นถึงการพัฒนาของการเผาไหม้จากที่ไม่มีเสถียรภาพไปสู่การเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD Combustion) ของเตาเผาไหม้ขนาดเดิม 0.58 MW และเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดขึ้นเป็น 5.8 MW ด้วยวิธีความเร็วคงที่ (CV) และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) ที่ตำแหน่ง $z/Z = 0.024$, $z/Z = 0.0688$, $z/Z = 0.1168$, $z/Z = 0.2128$, $z/Z = 0.328$ และ $z/Z = 0.5152$ ตามลำดับ ในช่วงตำแหน่ง $z/Z = 0.024$, $z/Z = 0.0688$ และ $z/Z = 0.1168$ นั้นเปลวไฟถูกจัดว่าไม่มีเสถียรภาพตามงานวิจัยของ Wünnig and Wünnig [3] อย่างไรก็ตาม หลังจากได้รับการเหนี่ยวนำจากก๊าซร้อนที่ไหลเวียนกลับเพียงพอแล้วก็มีการพัฒนาไปอยู่ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion) ในตำแหน่ง $z/Z = 0.2128$, $z/Z = 0.328$ และ $z/Z = 0.5152$ ที่ตำแหน่งการวัดส่วนหลังนี้ค่า K_V ของเตาเผาไหม้ขนาดเดิมที่ 0.58 MW เช่นเดียวกับเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดขึ้นเป็น 5.8 MW ด้วยวิธีความเร็วคงที่และวิธีเวลาคงอยู่คงที่นั้นใกล้เคียงกัน แต่วิธีเวลาคงอยู่คงที่นั้นให้ค่า K_V ลดลงเล็กน้อย อย่างไรก็ตามอุณหภูมิของก๊าซไอเสียเฉลี่ยถ่วงน้ำหนักเมื่อขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่นั้นสูงกว่า เมื่อเปรียบเทียบกับเตาเผาไหม้ขนาดเดิมและเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ สิ่งนี้ยืนยันว่าการขยายขนาดขึ้น 10 เท่าทางความร้อน วิธีการขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่และวิธีการขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ ไม่

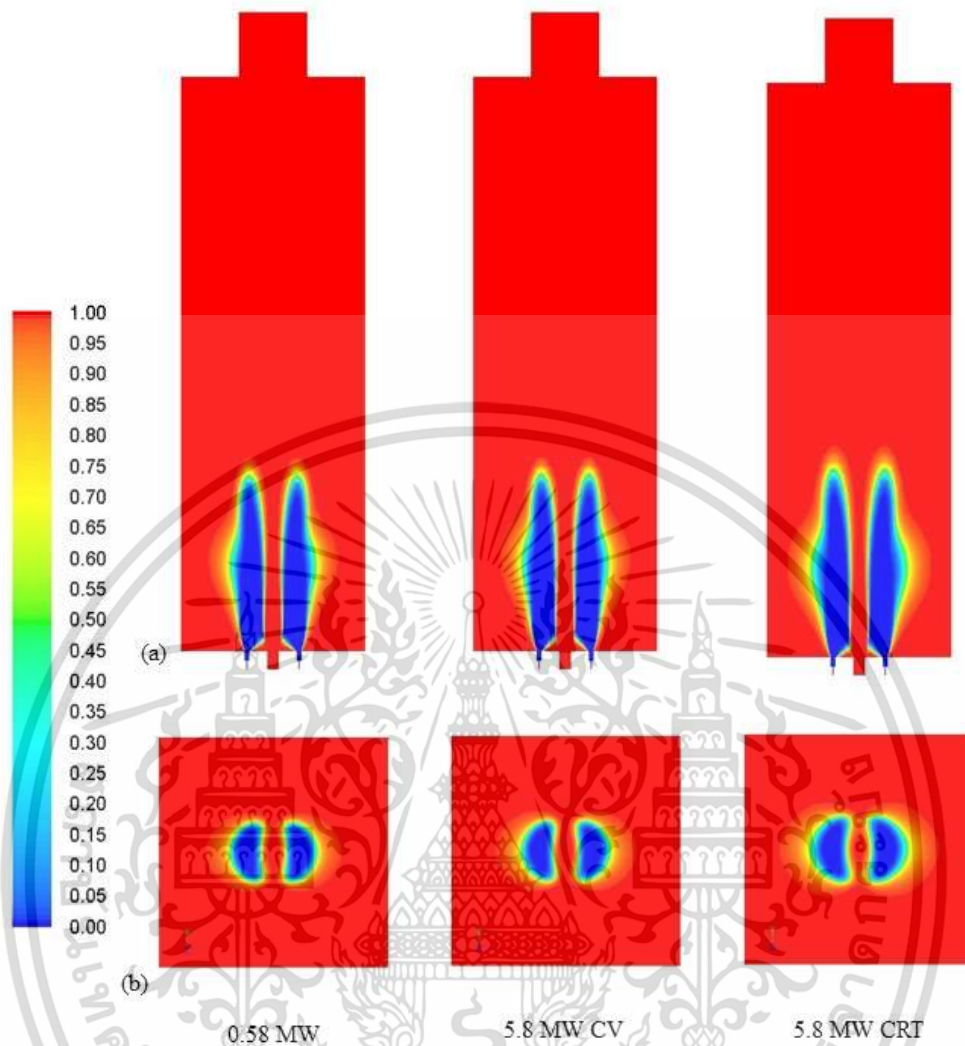
มีผลอย่างมีนัยสำคัญต่อลักษณะการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion)



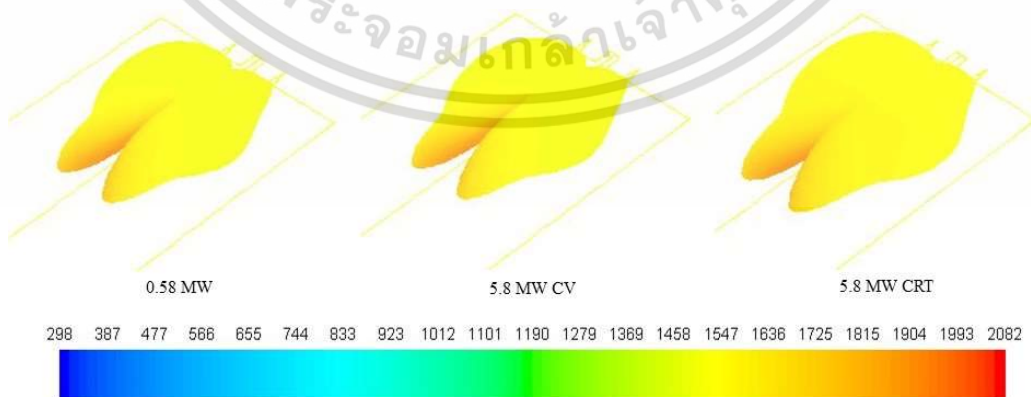
รูปที่ 5.25 ลักษณะการเผาไหม้แต่ละตำแหน่งตามแนวแกนของเตาเผาไหม้

5.5 ผลของการขยายขนาดต่อการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก

รูปที่ 5.26 แสดงให้เห็นถึงเปลวไฟเคมีในเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) พบว่าความครอบคลุมของเปลวไฟเคมีที่มากกว่า เมื่อเปรียบเทียบกับเตาเผาไหม้ขนาดเดิมและเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ (CV) ซึ่งแสดงถึงเปลวไฟที่แผ่กว้างและมีผลการพาความร้อนที่แรงกว่าซึ่งเกิดจากความเร็วเจ็ตที่สูงขึ้น การกระจายตัวของค่าอัตราส่วนผสมออกซิเดชัน R_o บนหน้าตัดของเตาเผาไหม้ที่ตำแหน่ง $z/Z = 0.2128$ ยังแสดงการครอบคลุมของเปลวไฟที่กว้างขึ้นสำหรับกรณีของการขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ รูปที่ 5.27 แสดงพื้นผิวที่มีค่าคงที่ของ $R_o = 0.99$ หรือพื้นผิวของขอบเขตเปลวไฟเคมีสำหรับเตาเผาไหม้ทั้งสามกรณี พบว่าปริมาตรของเปลวไฟทางเคมีของเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ มีพื้นที่ภายในเตาเผาไหม้มากกว่าเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่และเตาเผาไหม้ขนาดเดิม รูปที่ 5.28 แสดงระดับการครอบคลุมของเปลวไฟเคมี R_f ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่มีปริมาตรการครอบคลุมอยู่ที่ 6.6% ในขณะที่เตาเผาไหม้ขนาดเดิมและเตาเผาไหม้ที่มีการขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่มีปริมาตรการครอบคลุมอยู่ที่ 4.7%

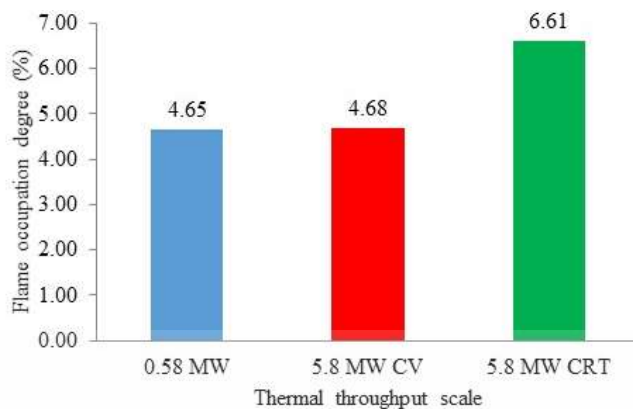


รูปที่ 5.26 อัตราส่วนผสมออกซิเดชัน R_0 : (a) ในระนาบ $x-z$ ($y = 0$); (b) ในระนาบ $x-y$ ที่ระยะความยาวเขาเตาเผาไหม้ $z/Z = 0.2128$



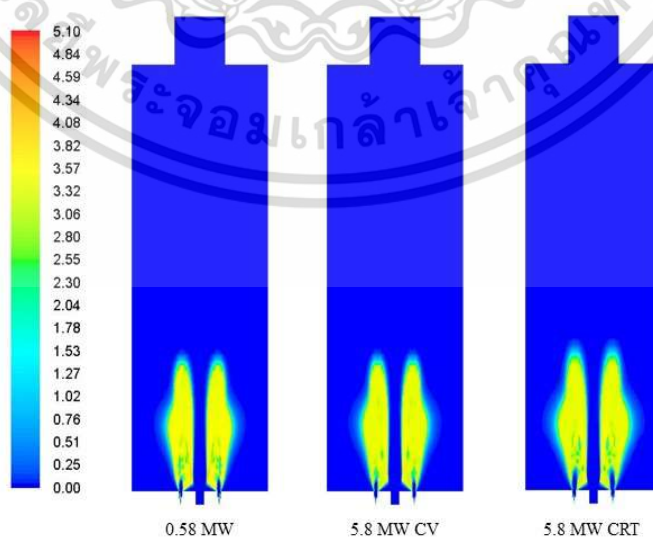
รูปที่ 5.27 พื้นผิวที่มีค่าคงที่ของ $R_0 = 0.99$ ซึ่งแสดงแถบสีของอุณหภูมิ (K)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



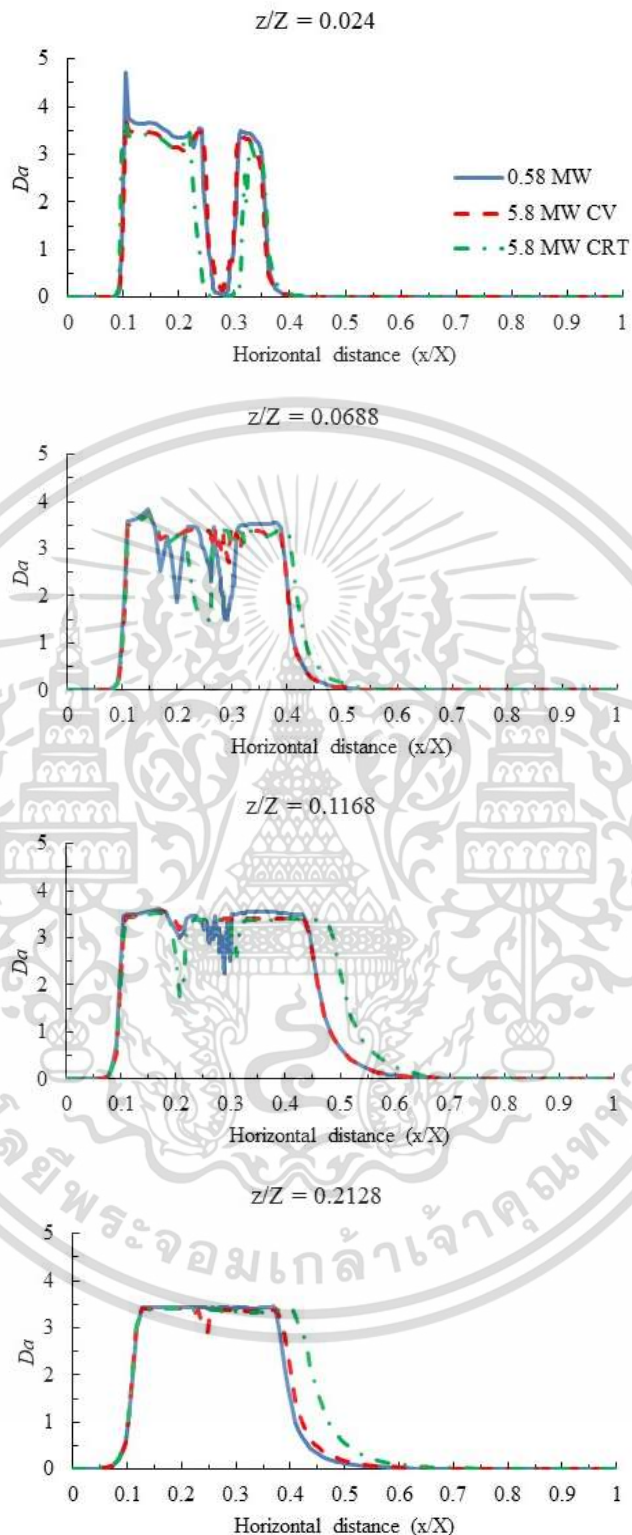
รูปที่ 5.28 ระดับของเปลวไฟทางเคมีของแต่ละกรณี

การเผาไหม้ในสถานะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก (MILD combustion) มีขนาดของสเกลเวลาการไหลที่ใกล้เคียงกับขนาดสเกลเวลาของปฏิกิริยาเคมี [86] สเกลเวลาการไหลของเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่ (CV) นั้นสูงกว่าเตาเผาไหม้ขนาดเดิมอย่างมีนัยสำคัญและสัมพันธ์กับรากที่สองของอัตราทางความร้อนของการเผาไหม้ อย่างไรก็ตามในรูปที่ 5.29 แสดงแถบสีของแดมคอล์เลอร์นัมเบอร์ (Damköhler number) Da และรูปที่ 5.30 แสดงโปรไฟล์ของ Da ที่ตำแหน่งตามขวางที่เป็นมาตรฐานตามความยาวของเตาเผาไหม้ที่ต่างกัน พบว่ามีความแตกต่างเล็กน้อยในเตาเผาไหม้ขนาดเดิมและเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดทั้งสองวิธี โปรไฟล์ของค่า Da สำหรับการขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) จะแผ่กว้างขึ้นที่ตำแหน่ง $z/Z = 0.0688$, $z/Z = 0.1168$ และ $z/Z = 0.2128$ ซึ่งสามารถตั้งสมมติฐานได้ว่าสเกลเวลาทางเคมียังแปรผันตามอัตราทางความร้อนที่ป้อนเข้าในระดับเดียวกันกับสเกลเวลาการไหลแม้ว่าจะมีความแตกต่างกันเล็กน้อยในค่า Da เมื่อเทียบกับเตาเผาไหม้ขนาดเดิมที่ 0.58 MW



รูปที่ 5.29 แถบสีแสดงค่าแดมคอล์เลอร์นัมเบอร์ Da ในระนาบ x-z

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สวอนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



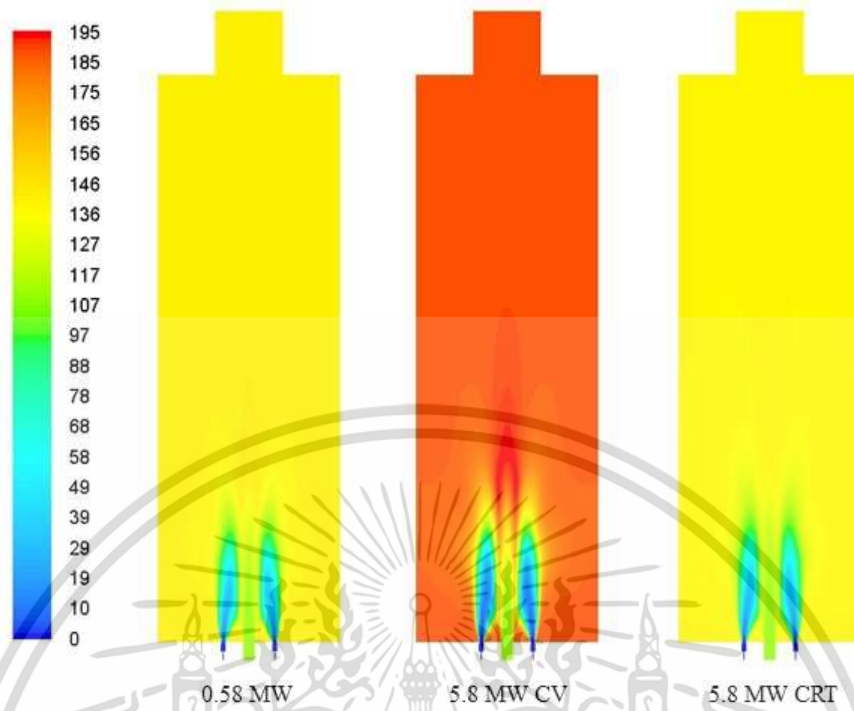
รูปที่ 5.30 แดมโคห์เลอร์นัมเบอร์ Da ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

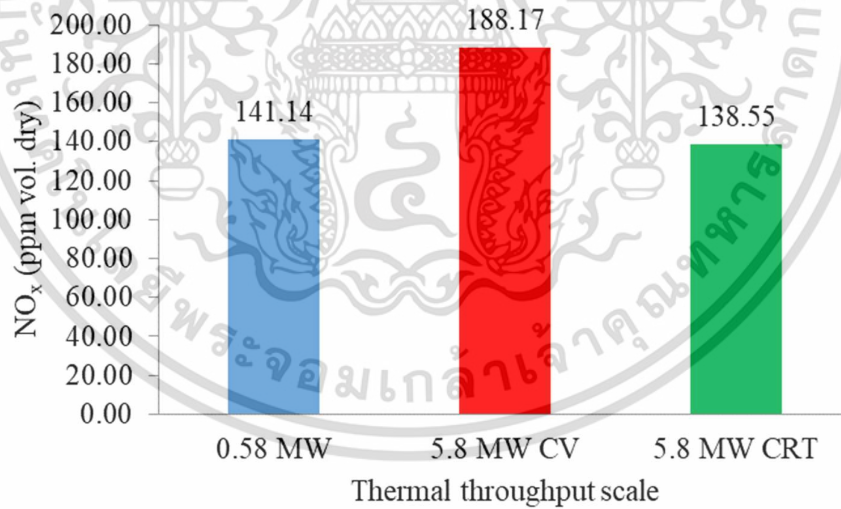
5.6 ผลของการขยายขนาดต่อการปลดปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x)

รูปที่ 5.31 และ 5.32 แสดงถึงผลของการขยายขนาดต่อการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) การขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ (CV) ทำให้การปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ ในขณะที่การขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) ให้ค่าใกล้เคียงกับเตาเผาใหม่ขนาดเดิม แต่มีการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนลดลงเล็กน้อย (ต่ำกว่า 1.84%) สังเกตเห็นได้ว่าความเข้มข้นของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนที่สูงขึ้นอย่างชัดเจน ที่ปลายทางการไหลของเตาเผาใหม่ที่ขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 5.33 สำหรับอัตราปฏิกิริยาการก่อเกิดและสลายของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนที่แสดงในรูปที่ 5.34 นั้นพบว่าในเตาเผาใหม่ขนาดเดิมและเตาเผาใหม่ที่ขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ที่มีความคล้ายคลึงกัน แต่เตาเผาใหม่ที่ขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่นั้น มีอัตราการสลายของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนที่ต่ำกว่าซึ่งสอดคล้องกับความเข้มข้นของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน

การเพิ่มขึ้นของเวลาคงอยู่โดยการขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ มีบทบาทสำคัญในการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนที่สูงขึ้น จากตารางที่ 5.2 สรุปการมีส่วนร่วมของการก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากความร้อน (thermal NO_x), การก่อเกิดก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนขึ้นฉับพลัน (prompt NO_x) และการลดลงของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนโดยการนำกลับมาเผาไหม้ (NO_x reduction by reburning) ต่อการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนโดยรวม เห็นได้ชัดว่าก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนที่เกิดจาก thermal NO_x นั้นเป็นตัวการหลักในการปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน ตามด้วย prompt NO_x เนื่องจากการลดลงของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนโดยการนำกลับมาเผาไหม้ (NO_x reduction by reburning) นั้นถูกขับเคลื่อนโดยความเข้มข้นของ NO_x และ HCN พบว่าการลดลงของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนสูงสุดสำหรับกรณีขยายขนาดขึ้นด้วยวิธีความเร็วคงที่ เพราะเมื่อขยายขนาดโดยใช้วิธีความเร็วคงที่ ทำให้การก่อเกิดของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน มีเวลาคงอยู่นานขึ้นซึ่งส่งผลให้เกิดการสะสมของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนภายในเตาเผาใหม่มากขึ้นซึ่งจะนำไปสู่การปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนที่สูงขึ้นในที่สุด ผลจากการจำลองแสดงให้เห็นว่าความเข้มข้นของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากความร้อน (thermal NO_x) สำหรับการขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่สูงสุด (296.23 ppm - 110 ppm = 186.23 ppm) เมื่อเปรียบเทียบกับความเข้มข้นของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากกลไก prompt NO_x ที่มีขนาดต่ำกว่าสิบเท่า (122.28 ppm - 110 ppm = 12.28 ppm)

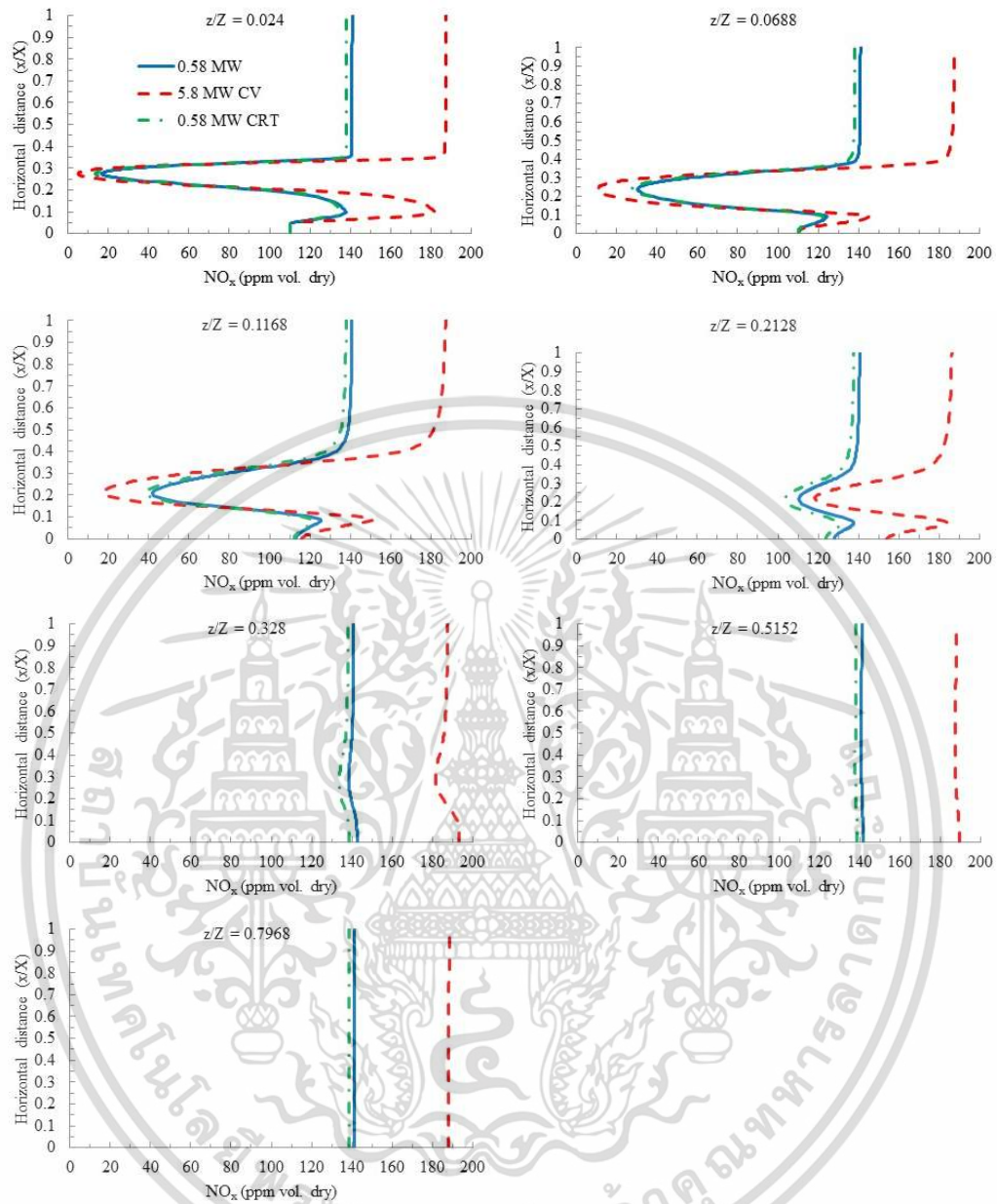


รูปที่ 5.31 แถบสีแสดงความเข้มข้นของ NO_x (ppm vol. dry) ในระนาบ x-z



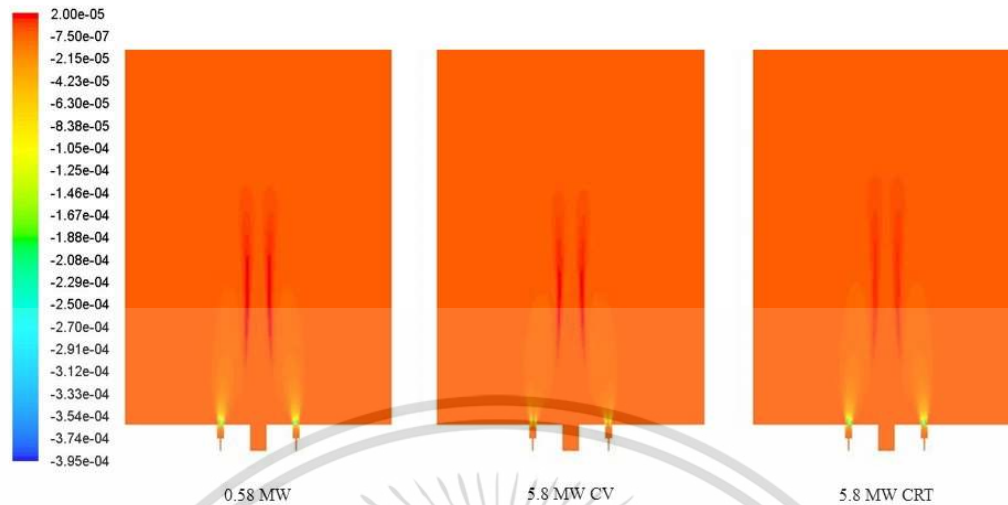
รูปที่ 5.32 ความเข้มข้นของ NO_x ที่ทางออกจากเตาเผาไหม้ของทั้งสามกรณี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.33 ความเข้มข้นของ NO_x ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาไหม้ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



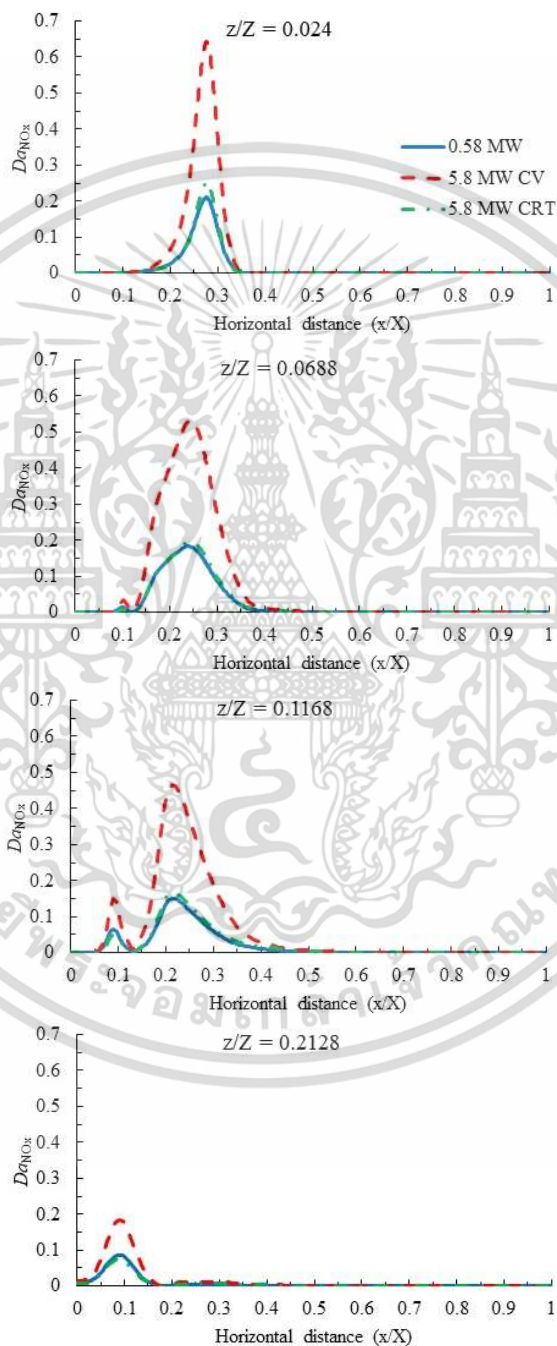
รูปที่ 5.34 แถบสีของอัตราปฏิกิริยาของ NO_x ($\text{kg}/\text{m}^3 \text{ s}$) ที่บริเวณใกล้กับหัวเผาในระนาบ x-z

ตารางที่ 5.2 ผลการจำลองของการก่อเกิดและการสลายของ NO_x (ppm vol. dry)

NO_x Calculation	0.58 MW	5.8 MW CV	5.8 MW CRT
NO_x concentration in oxidizer	110	110	110
Calculate only thermal NO_x	187.35	296.23	189.16
Calculate only prompt NO_x	119.24	122.28	122.03
Calculate thermal NO_x and prompt NO_x	188.57	299.32	190.41
Calculate thermal NO_x , prompt NO_x and reburning NO_x	141.14	188.17	138.55
Difference when reburning NO_x activated	-47.43	-111.15	-51.86

รูปที่ 5.35 แสดงค่าแดมโคห์เลอร์นัมเบอร์ของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน Da_{NO_x} ของเตาเผาไหม้ขนาดเดิมและเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่ (CV) และวิธีเวลาคงที่ (CRT) พบว่าค่า Da_{NO_x} มีค่าน้อยกว่าหนึ่ง ซึ่งบ่งชี้ว่าสเกลเวลาของปฏิกิริยาเคมีของการก่อเกิดหรือสลายของ NO_x นั้นมีค่ามากกว่าสเกลเวลาของการไหลคือค่าสเกลเวลาโคลโมโกรอฟ สิ่งนี้แสดงถึงการก่อเกิดหรือสลายของ NO_x นั้นถูกควบคุมโดยกลไกจลนพลศาสตร์เคมี ซึ่งกล่าวได้ว่าการก่อเกิดหรือสลายของ NO_x ถูกควบคุมโดยความเข้มข้นของสปีชีส์ของก๊าซที่เกี่ยวข้องและอุณหภูมิมากกว่าอัตราการผสมของการไหลแบบปั่นป่วน ดังนั้นสำหรับการขยายขนาดโดยวิธีความเร็วคงที่ ค่า Da_{NO_x} จะเพิ่มขึ้นตามรากที่สองของสเกลการขยายขนาดทางความร้อน แต่สำหรับการขยายขนาดโดยวิธีเวลาคงที่นั้นค่า Da_{NO_x} มีความคล้ายคลึงกับเตาเผาไหม้ขนาดเดิม เนื่องจากสเกลเวลา

ของการไหลของอากาศพลศาสตร์นั้น ได้รักษาไว้ให้มีค่าเท่ากับเตาเผาใหม่ขนาดเดิมดังที่แสดงในรูปที่ 5.7 การเพิ่มขึ้นของค่า Da_{NO_x} เมื่อขยายขนาดโดยใช้วิธีความเร็วคงที่นั้น บ่งชี้ว่าเตาเผาใหม่ที่มีขนาดทางรูปทรงที่ใหญ่กว่า จะทำให้เวลาในการก่อเกิดของ NO_x มีเวลานานขึ้น ส่งผลให้มีการสะสมของ NO_x ในเตาเผาใหม่มากขึ้นและนำไปสู่การปลดปล่อย NO_x ที่สูงขึ้น



รูปที่ 5.35 แดมโคห์เลอร์นัมเบอร์ของก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน Da_{NO_x} ตามแนวขวาง (แกน x) ของเตาเผาใหม่ในแต่ละระยะความยาวของเตาเผาใหม่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผล

ผลของการขยายขนาดที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้เมื่อขยายขนาดการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก จากระดับกึ่งอุตสาหกรรมไปยังต้นแบบระดับอุตสาหกรรม นั้นได้ทำการตรวจสอบโดยการจำลองเชิงตัวเลข การขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่ (CV) และวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) ถูกนำมาใช้เพื่อขยายขนาดอัตราทางความร้อนของเตาเผาไหม้ จากเดิมที่มีขนาดในระดับกึ่งอุตสาหกรรมที่ 0.58 MW นั้นได้ขยายขนาดขึ้น 10 เท่า เป็น 5.8 MW ซึ่งพบว่าการขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่ทำให้การปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) นั้นมีความเข้มข้นเพิ่มขึ้น งานวิจัยนี้ยังได้นำเสนอระดับของเปลวไฟทางเคมี R_f , อัตราการหมุนเวียนกลับของก๊าซภายในเตาเผาไหม้ K_f และค่าแดมโคห์เลอร์นัมเบอร์ Da การแปรเปลี่ยนของพารามิเตอร์เป็นสิ่งบ่งชี้ที่สำคัญเหล่านี้ในการขยายขนาดด้วยวิธีที่แตกต่างกัน นั้นได้นำเสนอเป็นครั้งแรกในการตรวจสอบผลกระทบของการขยายขนาดที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก ข้อค้นพบหลักของงานวิจัยนี้มีดังต่อไปนี้

1. การเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก สามารถขยายขนาดขึ้นได้เป็นที่น่าพอใจ โดยขยายขนาดอัตราทางความร้อนให้สูงขึ้น 10 เท่า เมื่อเปรียบเทียบผลลัพธ์ของกรณีพื้นฐานคือเตาเผาไหม้ขนาดเดิมกับเตาเผาไหม้ที่ทำการขยายขนาดขึ้นโดยทั้งสองวิธีนั้นพบว่าอัตราส่วนระหว่างมวลของก๊าซที่หมุนเวียนกลับต่อมวลรวมของเชื้อเพลิงกับออกซิไดเซอร์ที่ไหลเข้าสู่เตาเผาไหม้ทั้งหมด คือค่า K_f นั้นมีค่าคงที่ในตำแหน่งที่เป็นมาตรฐานเดียวกัน ซึ่งเป็นพารามิเตอร์บ่งชี้ที่สำคัญของการเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก

2. การขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่ (CV) ส่งผลให้เวลาคงอยู่ของการไหลของก๊าซภายในเตาเผาไหม้นานขึ้น อย่างไรก็ตามการผสมกันเนื่องจากความปั่นป่วนมีความรุนแรงน้อยกว่าในอันดับเดียวกันกับเวลาคงอยู่ของการไหลส่งผลให้อากาศพลศาสตร์ของการไหลมีความคล้ายคลึงกันกับการขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) ซึ่งมีความเร็วในการไหลที่เพิ่มขึ้นทำให้ความแรงของการปั่นป่วนสูงขึ้นในเตาเผาไหม้ที่มีการขยายขนาดขึ้นนอกจากนี้ยังสังเกตเห็นความเร็วของเจ็ตที่สูงขึ้นในระดับเดียวกันกับความแรงของความปั่นป่วนส่งผลให้อากาศพลศาสตร์ของการไหลมีความคล้ายคลึงกัน

3. ระดับของเปลวไฟทางเคมีภายในเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) นั้นค่อนข้างสูงกว่าเตาเผาไหม้ที่ขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่ (CV)

4. พบความคล้ายคลึงกันในการกระจายตัวของค่าแอมโพลีเมอร์ในเตาเผาไหม้ขนาดเดิมและเตาเผาไหม้ที่มีการขยายขนาดขึ้นโดยทั้งสองวิธี โดยมีการกระจายที่กว้างขึ้นเล็กน้อยสำหรับการขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) ซึ่งเป็นการแสดงถึงความคล้ายคลึงกันในการเผาไหม้โดยที่อัตราส่วนของสเกลเวลาของการไหลกับสเกลเวลาของการปฏิกิริยาการเผาไหม้นั้นมีค่าคงที่

5. การปลดปล่อยก๊าซออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) สำหรับกรณีที่มีการขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่ (CV) นั้นสูงกว่าการขยายขนาดด้วยวิธีเวลาคงอยู่คงที่ (CRT) เนื่องจากการขยายขนาดด้วยวิธีความเร็วคงที่ นั้นทำให้เวลาคงอยู่ที่ยาวขึ้นในการก่อเกิดออกไซด์ของไนโตรเจน ภายใต้สภาวะที่ถูกควบคุมโดยจลนพลศาสตร์ทางเคมี

6.2 ข้อเสนอแนะ

1. การศึกษาหาวิธีการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก สำหรับใช้งานในอุตสาหกรรมที่ทำให้การปลดปล่อยมลพิษต่ำเหมือนต้นแบบและความดันตกคร่อมไม่สูงมากเกินไปนั้นเป็นประเด็นที่น่าศึกษาวิจัยต่อไป

2. ควรทำการทดลองจริงควบคู่กับการจำลองเชิงตัวเลข ในการศึกษาการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้ เพื่อตรวจสอบผลของการขยายขนาดที่เกิดขึ้นจริง และใช้การจำลองเชิงตัวเลขช่วยวิเคราะห์ผลที่เกิดขึ้นได้ลึกซึ้งยิ่งขึ้น

3. การศึกษาหาวิธีการขยายขนาดหัวเผาและเตาเผาไหม้ในสภาวะที่ออกซิเจนถูกเจือจางปานกลางหรือมาก สำหรับเชื้อเพลิงเหลวและเชื้อเพลิงแข็งเป็นประเด็นที่น่าศึกษาวิจัยต่อไป

เอกสารอ้างอิง

- [1] Cavaliere A. and de Joannon M. “MILD Combustion” **Progress in Energy Combustion Science**, vol. 30, issue 4, 2004. pp. 329-366.
- [2] Hardesty D.R. and Weinberg F.J. “Burners Producing Large Excess Enthalpies” **Combustion Science and Technology**, vol. 8, issues 5-6, 1973. pp. 201-214.
- [3] Wüning J.A. and Wüning J.G. “Flameless Oxidation to Reduce Thermal NO-Formation” **Progress in Energy and Combustion Science**, vol. 23, issue 1, 1997. pp.81-94.
- [4] Mancini M., Schwöppe P., Weber R. and Orsino S. “On Mathematical Modelling of Flameless Combustion” **Combustion and Flame**, vol. 150, issues 1-2, July 2007. pp. 54-59.
- [5] Tsuji H., Gupta A.K., Hasegawa T., Katsuki M., Kishimoto K. and Morita M. **High Temperature Air Combustion: From Energy Conservation to Pollution Reduction**. CRC Press. 2003.
- [6] Arghode V.K. and Gupta A.K. “Effect of Flow Field for Colorless Distributed Combustion (CDC) for Gas Turbine Combustion” **Applied Energy**, vol. 87, issue 5, May 2010. pp. 1631-1640.
- [7] Newby J.N. “21 Years of Real-World Low NO_x Injection (“LNI”)” **AFRC 2013 Industrial Combustion Symposium**, Kauai, 22-25 September 2013.
- [8] Nada Y., Shibata S., Imaoka M. and Kidoguchi Y. “Effect of the Distance Between Fuel and Oxidizer Nozzles on NO_x Emissions from Spray Combustion Furnaces Incorporating High-Temperature Preheated Oxidizers” **Journal of Thermal Science and Technology**, vol. 10, issue 1, 2015. pp. JTST0007.
- [9] Lee H.Y., Cha C.L. and Hwang S.S. “MILD Combustion of Oxygen Fuel Burner Using Impinging Jet Method” **Journal of Thermal Science and Technology**, vol. 14, issue 1, 2019. pp. JTST0006.
- [10] Schaffel-Mancini N., Mancini M., Szlek A. and Weber R. “Novel Conceptual Design of a Supercritical Pulverized Coal Boiler Utilizing High Temperature Air Combustion (HTAC) Technology” **Energy**, vol. 35, issue 7, July 2010. pp. 2752-2760.

- [11] Tu Y., Liu H., Chen S., Liu Z., Zhao H. and Zheng C. “Effects of Furnace Chamber Shape on the MILD Combustion of Natural Gas” **Applied Thermal Engineering**, vol. 76, 5 February 2015. pp. 64-75.
- [12] Mi J., Li P. and Zheng C. “Impact of Injection Conditions on Flame Characteristics from a Parallel Multi-Jet Burner” **Energy**, vol. 36, issue 11, November 2011. pp. 6583-6595.
- [13] Verissimo A.S., Rocha A.M.A. and Costa M. “Importance of the Inlet Air Velocity on the Establishment of Flameless Combustion” **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 44, January 2013. pp. 75-81.
- [14] Khoshhal A., Rahimi M. and Alsairafi A.A. “CFD Study on Influence of Fuel Temperature on NO_x Emission in a HiTAC Furnace” **International Communications in Heat and Mass Transfer**, vol. 38, issue 10, December 2011. pp. 1421-1427.
- [15] Huang M., Zhang Z., Shao W., Xiong Y., Xiao Y., Liu Y., Lei F. and Xiao Y. “Effect of Air Preheat Temperature on the MILD Combustion of Syngas” **Energy Conversion and Management**, vol. 86, October 2014. pp. 356-364.
- [16] Dally B.B., Riesmeier E. and Peters N. “Effect of Fuel Mixture on Moderate and Intense Low Oxygen Dilution Combustion” **Combustion and Flame**, vol. 137, Issue 4, June 2004. pp. 418-413.
- [17] Tu Y., Liu H., Su K., Chen S., Liu Z., Zheng C. and Li W. “Numerical Study of H₂O Addition Effects on Pulverized Coal Oxy-MILD Combustion” **Fuel Processing Technology**, vol. 138, October 2015. pp. 252-262.
- [18] Lee H.Y., Cha C.L. and Hwang S.S. “Computational Analysis on Oxygen MILD Combustion Using Synthesis Gas” **Journal of Thermal Science and Technology**, vol. 14, issue 1, 2019. pp. JTST0008.
- [19] Mancini M., Weber R. and Bollettini U. “Predicting NO_x Emissions of a Burner Operated in Flameless Oxidation Mode” **Proceedings of the Combustion Institute**, vol. 29, issue 1, 2002, pp. 1155-1163.
- [20] Jin X. and Zhou Y. “Numerical Analysis on Microscopic Characteristics of Pulverized Coal Moderate and Intense Low-oxygen Dilution Combustion” **Energy & Fuels**, vol. 29, issue 5, 21 May 2015. pp. 3456-3466.
- [21] Zhang Z., Li X., Zhang L., Luo C., Mao Z., Xu Y., Liu J., Liu G. and Zheng C.

- “Numerical Investigation of the Effects of Different Injection Parameters on Damköhler Number in the Natural Gas MILD Combustion” **Fuel**, vol. 237, 1 February 2019. pp. 60-70.
- [22] Weber R. “Scaling Characteristics of Aerodynamics, Heat Transfer, and Pollutant Emissions in Industrial Flames” **Symposium (International) on Combustion**, vol. 26, issue 2, 1996. pp. 3343-3354.
- [23] Hsieh T.-C.A., Dahm W.J.A. and Driscoll J.F. “Scaling Laws for NO_x Emission Performance of Burners and Furnaces from 30 kW to 12 MW” **Combustion and Flame**, vol. 114, issues 1-2, July 1998. pp. 54-80.
- [24] Orsino S. and Weber R. “Scaling of Low NO_x Flames of Natural Gas” **IFRF Combustion Journal**, Article no. 200005, June 2000.
- [25] Cole J.A., Parr T.P., Widmer N.C., Wilson K.J., Schadow K.C. and Seeker W.M.R. “Scaling Criteria for the Development of an Acoustically Stabilized Dump Combustor” **Proceedings of the Combustion Institute**, vol. 28, issue 1, 2000. pp. 1297-1304.
- [26] Weber R. and Breussin F. “Scaling Properties of Swirling Pulverized Coal Flames: From 180 kW to 50 MW Thermal Input” **Symposium (International) on Combustion**, vol. 27, Issue 2, 1998. pp. 2957-2964.
- [27] Kumar S., Paul P.J. and Mukunda H.S. “Investigations of the Scaling Criteria for a Mild Combustion Burner” **Proceedings of the Combustion Institute**, vol. 30, issue 2, January 2005. pp. 2613-2621.
- [28] Ghadamgahi M., Ölund P., Ekman T., Andersson N. and Jönsson P. “Numerical and Experimental Study on Flameless Oxy-Fuel Combustion in a Pilot-Scale and a Real-Size Industrial Furnace” **Applied Thermal Engineering**, vol. 141, August 2018. pp. 788-797.
- [29] Weber R., Verlaan A.L., Orsino S. and Lallemand L. “On Emerging Furnace Design Methodology that Provides Substantial Energy Savings and Drastic Reductions in CO₂, CO and NO_x Emissions” **Journal of the Institute of Energy**, vol. 72, 1999. pp. 77-83.
- [30] Nakamachi I., Yasuzawa K., Miyahara T. and Nagata T. **Apparatus or Method for Carrying Out Combustion in a Furnace**. US Patent no. 4,945,841, 7 August 1990.

- [31] Weber R., Orsino S., Lallemand N., and Verlaan A. “Combustion of Natural Gas with High-Temperature Air and Large Quantities of Flue Gas” **Proceedings of the Combustion Institute**, vol. 28, issue 1, 2000. pp. 1315-1321.
- [32] Orsino S., Weber R. and Bollettini U., “Numerical Simulation of Combustion of Natural Gas with High-Temperature Air” **Combustion Science and Technology**, vol. 170, issue 1, 2001. pp. 1-34.
- [33] Weber R., Smart J.P. and vd Kamp W. “On the (MILD) Combustion of Gaseous, Liquid, and Solid Fuels in High Temperature Preheated Air” **Proceedings of the Combustion Institute**, vol. 30, issue 2, January 2005. pp. 2623-2629.
- [34] Yang W. and Blasiak W. “Numerical Study of Fuel Temperature Influence on Single Gas Jet Combustion in Highly Preheated and Oxygen Deficient Air” **Energy**, vol. 30, issues 2-4, February-March 2005. pp. 385-398.
- [35] Schaffel N., Mancini M., Szlęk A. and Weber R. “Mathematical Modeling of MILD Combustion of Pulverized Coal” **Combustion and Flame**, vol. 156, issue 9, September 2009. pp. 1771-1784.
- [36] Vascellari M. and Cua G. “Influence of Turbulence-Chemical Interaction on CFD Pulverized Coal MILD Combustion Modeling” **Fuel**, vol. 101, November 2012. pp. 90-101.
- [37] Li J., Biagini E., Yang W., Tognotti L. and Blasiak W. “Flame Characteristics of Pulverized Torrefied-Biomass Combusted with High-Temperature Air” **Combustion and Flame**, vol. 160, issue 11, November 2013. pp. 2585-2594.
- [38] Mei Z., Li P., Wang F., Zhang J. and Mi J. “Influences of Reactant Velocities on Moderate or Intense Low-Oxygen Dilution Coal Combustion” **Energy & Fuels**, vol. 28, issue 1, 16 January 2014, pp. 369-384.
- [39] Abuelnuor A.A.A., Wahid M.A., Hosseini S.E., Saat A., Saqr K.M., Sait H.H. and Osman M. “Characteristics of Biomass in Flameless Combustion: A Review” **Renewable Sustainable Energy Reviews**. vol. 33, May 2014. pp. 363-370.
- [40] Mei Z., Li P., Mi J., Wang F. and Zhang J. “Diffusion MILD Combustion of Firing Pulverized-Coal at a Pilot Furnace” **Flow, Turbulence and Combustion**, vol. 95, Issue 4, December 2015. pp. 803-829.
- [41] Tamura M., Watanabe S., Komaba K. and Okazaki K. “Combustion Behaviour of Pulverised Coal in High Temperature Air Condition for Utility Boilers” **Applied**

- Thermal Engineering**, vol. 75, 22 January 2015. pp. 445-450.
- [42] Deng X., Xiong Y., Yin H. and Gao Q. “Numerical Study of the Effect of Nozzle Configurations on Characteristics of MILD Combustion for Gas Turbine Application” **Journal of Energy Resource Technology**, vol. 138, issue 4, July 2016. 042212.
- [43] Xing F., Kumar A., Huang Y., Chan S., Ruan C., Gu S. and Fan X. “Flameless Combustion with Liquid Fuel: A Review Focusing on Fundamentals and Gas Turbine Application” **Applied Energy**, vol. 193, 1 May 2017. pp. 28-51.
- [44] Tu Y., Su K., Liu H., Wang Z., Xie Y., Zheng C. and Li W. “MILD Combustion of Natural Gas Using Low Preheating Temperature Air in an Industrial Furnace” **Fuel Processing Technology**, vol. 156, February 2017, pp. 72-81.
- [45] Adamczyk W.P., Bialecki R.A., Ditaranto M., Gladysz P., Haugen N.E.L., Katelbach-Wozniak A., Klimanek A., Sladek S., Szlek A. and Wecel G. “CFD Modeling and Thermodynamic Analysis of a Concept of a MILD-OXY Combustion Large Scale Pulverized Coal Boiler” **Energy**, vol. 140, part 1, 1 December 2017, pp. 1305-1315.
- [46] Beér J.M. and Chigier N.A. **Combustion Aerodynamics**. London : Applied Science Publishers Ltd. 1972.
- [47] Røkke N.A., Hustad J.E., Sønju O.K. and Williams F.A. “Scaling of Nitric Oxide Emissions from Buoyancy-Dominated Hydrocarbon Turbulent-Jet Diffusion Flames” **Symposium (International) on Combustion**, vol. 24, issue 1, 1992. pp. 385-393.
- [48] Cheng R.K., Yegian D.T., Miyasato M.M., Samuelsen G.S., Benson C.E., Pellizzari R. and Loftus P. “Scaling and Development of Low-Swirl Burners for Low-Emission Furnaces and Boilers” **Proceedings of the Combustion Institute**, vol. 28, issue 1, 2000. pp. 1305-1313.
- [49] Bollettini U., Breussin F.N. and Weber R. “A Study on Scaling of Natural Gas Burners” **IFRF Combustion Journal**, Article no. 200006, July 2000.
- [50] ANSYS Fluent 6.3, Theory Guide (2006) ANSYS, Inc.
- [51] Hinze J.O. **Turbulence**. New York : McGraw-Hill Publishing Co., 1975.
- [52] Launder B.E. and Spalding D.B. **Lectures in Mathematical Models of Turbulence**. London : Academic Press. 1972.

- [53] Cheng P. “Two-Dimensional Radiating Gas Flow by a Moment Method” **AIAA Journal**, vol. 2, no. 9, September 1964. pp. 1662-1664.
- [54] Siegel R. and Howell J.R. **Thermal Radiation Heat Transfer**. Washington DC : Hemisphere Publishing Corporation. 1992.
- [55] Coppalle A. and Vervisch P. “The Total Emissivities of High-Temperature Flames” **Combustion and Flame**, vol. 49, issues 1-3, January 1983. pp. 101-108.
- [56] Smith T.F., Shen Z.F. and Friedman J.N. “Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model” **Journal of Heat Transfer**, vol. 104, issue 4, November 1982. pp. 602-608.
- [57] Denison M.K. and Webb B.W. “A Spectral Line-Based Weighted-Sum-of-Gray-Gases Model for Arbitrary RTE Solvers” **Journal of Heat Transfer**, vol. 115, issue 4, November 1993. pp. 1004-1012.
- [58] Modest M.F. “The Weighted-Sum-of-Gray-Gases Model for Arbitrary Solution Methods in Radiative Transfer” **Journal of Heat Transfer**, vol. 113, issue 3, August 1991. pp. 650-656.
- [59] Magnussen B.F. “On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent Flow” **19th Aerospace Sciences Meeting**, St. Louis, MO, USA. 1981.
- [60] Gran I.R. and Magnussen B.F. “A Numerical Study of a Bluff-Body Stabilized Diffusion Flame. Part 2. Influence of Combustion Modeling and Finite-Rate Chemistry” **Combustion Science and Technology**, vol. 119, issue 1-6, 1996. pp. 191-217.
- [61] Pope S.B. “Computationally Efficient Implementation of Combustion Chemistry Using in Situ Adaptive Tabulation” **Combustion Theory and Modeling**, vol. 1, issue 1, 1997. pp. 41-63.
- [62] Zeldovich Y.A., Frank-Kamenetskii D. and Sadovnikov P. **Oxidation of Nitrogen in Combustion**. Publishing House of the Acad of Sciences of USSR. 1947.
- [63] Blauwens J., Smets B. and Peeters J. “Mechanism of “Prompt” NO Formation in Hydrocarbon Flames” **Symposium (International) on Combustion**, vol. 16, issue 1, 1977. pp. 1055-1064
- [64] Flower W.L., Hanson R.K. and Kruger C.H. “Kinetics of the Reaction of Nitric Oxide with Hydrogen” **Symposium (International) on Combustion**, vol. 15, issue 1,

1975. pp. 823-832.
- [65] Monat J.P., Hanson R.K. and Kruger C.H. "Shock Tube Determination of the Rate Coefficient for the reaction $N_2+O \rightarrow NO+N$ " **Symposium (International) on Combustion**, vol. 17, issue 1, 1979. pp. 543-552.
- [66] Baulch D.L., Drysdale D.D., Horne D.G. and Lloyd A.C. **Evaluated Kinetic Data for High Temperature Reactions**, vol. 1,2,3. Butterworth, 1973.
- [67] Hanson R.K. and Salimian S. "Survey of Rate Constants in H/N/O Systems" In W.C. Gardiner, editor, **Combustion Chemistry**, pp. 361, 1984.
- [68] Warnatz J. **NO_x Formation in High Temperature Processes**, University of Stuttgart, Germany.
- [69] Baulch D.L., Cobos C.J., Cox R.A., Esser C., Frank P., Just Th., Kerr J.A., Pilling M.J., Troe J., Walker R.W. and Warnatz J. "Evaluated Kinetic Data for Combustion Modelling" **Journal of Physical and Chemical Reference Data**, vol. 21, issue 3, 1992.
- [70] Westbrook C.K. and Dryer F.L. "Chemical Kinetic Modeling of Hydrocarbon Combustion" **Progress in Energy and Combustion Science**, vol. 10, issue 1, 1984. pp. 1-57.
- [71] Fenimore C.P. "Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames" **Symposium (International) on Combustion**, vol. 13, issue 1, 1971. pp. 373-380.
- [72] Barnes F.J., Bromly J.H., Edwards T.J. and Madngezewsky R. "NO_x Emissions from Radiant Gas Burners" **Journal of the Institute of Energy**, vol. 155, 1988. pp. 184-188.
- [73] De Soete G.G. "Overall Reaction Rates of NO and N₂ Formation from Fuel Nitrogen" **Symposium (International) on Combustion**, vol. 15, Issue 1, 1975, pp. 1093-1102.
- [74] Backmier F., Eberius K.H. and Just T. "The Formation of Nitric Oxide and the Detection of HCN in Premixed Hydrocarbon-Air Flames at 1 Atmosphere" **Combustion Science and Technology**, vol. 7, issue 2, 1973. pp. 77-84.
- [75] Kandamby N., Lazopoulos G., Lockwood F.C., Perera A. and Vigevano L. "Mathematical Modeling of NO_x Emission Reduction by the Use of Reburn Technology in Utility Boilers" In **ASME Int. Joint Power Generation**

Conference and Exhibition, Houston, Texas, USA, 1996.

- [76] Antifora A., Sala M., Perera A. and Vigevano L. “NO_x Emissions in Combustion Systems of Coal Fired Furnaces with a Reducing Environment: Predictions and Measurements” **In Fourth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment**, Lisbon, Portugal, 1997.
- [77] Leung K.M. and Lindstedt R.P. “Detailed Kinetic Modeling of C1 - C3 Alkane Diffusion Flames” **Combustion and Flame**, vol. 102, issues 1-2, July 1995, pp. 129-160.
- [78] Turns S.R. **An Introduction to Combustion: Concepts and Applications**, 3rd ED. Singapore : McGraw-Hill. 2012.
- [79] ANSYS Gambit 2.4 (2006) ANSYS, Inc.
- [80] ANSYS Fluent 6.3 (2006) ANSYS, Inc.
- [81] Kim J.P., Schnell U. and Scheffknecht G. “Comparison of Different Global Reaction Mechanisms for Mild Combustion of Natural Gas” **Combustion Science and Technology**, vol. 180, issue 4, 2008. pp. 565-592.
- [82] Lupant D. and Lybaert P. “Assessment of the EDC Combustion Model in MILD Condition with in-Furnace Experimental Data” **Applied Thermal Engineering**, vol. 75, 22 January 2015. pp. 93-102.
- [83] Jones W.P. and Lindstedt R.P. “Global Reaction Schemes for Hydrocarbon Combustion” **Combustion and Flame**, vol. 73, Issue 3, September 1988. pp. 233-249.
- [84] Hottel H.C., Williams G.C., Nerheim N.M., and Schneider G.R. “Kinetic Studies in Stirred Reactors: Combustion of Carbon Monoxide and Propane” **Symposium (International) on Combustion**, vol. 10, issue 1, 1965. pp. 111-121.
- [85] Marinov N.M., Westbrook C.K. and Pitz W.J. “Detailed and Global Chemical Kinetics Model for Hydrogen” **In Transport Phenomena in Combustion**, Chan, S. H., Taylor and Francis, Washington, DC, USA, vol. 1, 1996. pp. 118-129.
- [86] Wang F., Li P., Mi J. and Wang J. “A Refined Global Reaction Mechanism for Modeling Coal Combustion Under Moderate or Intense Low-Oxygen Dilution Condition” **Energy**, vol. 157, 15 August 2018. pp. 764-777.



ภาคผนวก
ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์

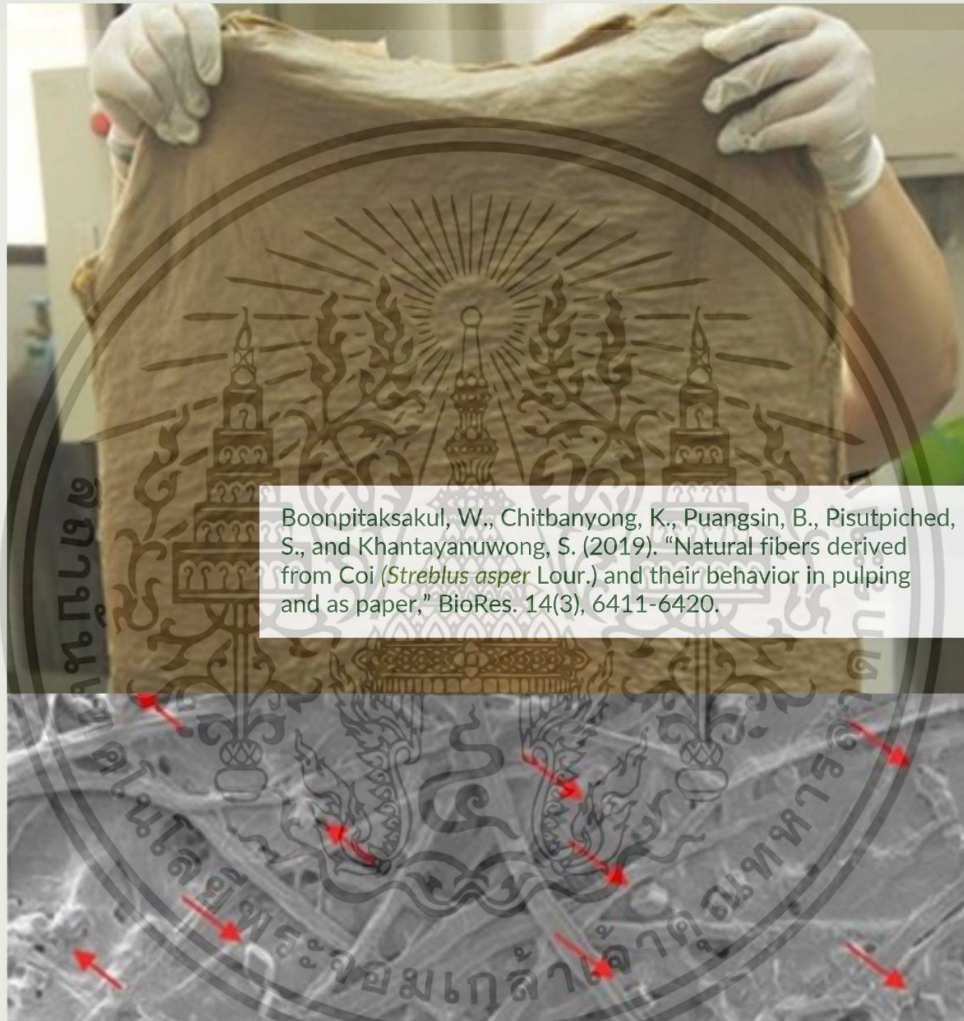
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



BioResources

Science and Advanced Applications
of Lignocellulosic Materials

Volume 14 | Issue 3 | 2019



Boonpitaksakul, W., Chitbanyong, K., Puangsin, B., Pisutpiched, S., and Khantayanuwong, S. (2019). "Natural fibers derived from Coi (*Streblus asper* Lour.) and their behavior in pulping and as paper," *BioRes.* 14(3), 6411-6420.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Development of Pulverized Biomass Combustion for Industrial Boiler: A Study on Bluff Body Effect

Niwat Suksam and Jarruwat Charoensuk *

Experimental and numerical investigations were performed for pure pulverized biomass combustion in a 300 kW laboratory swirl burner with a pre-combustion chamber. This work investigated a bluff body at the burner tip and how that affected the combustion characteristics in comparison with a conventional annular orifice burner. The combustion performances were assessed by measuring the temperature distribution in a pre-combustion chamber and furnace, oxygen concentration, and emissions (CO and NO_x). Simulations were carried out and validated, providing insight on flow aerodynamics, particle trajectories, species concentrations, and temperature in a pre-combustion chamber and furnace. It was concluded that the bluff body provided a superior performance in terms of flame attachment and combustion efficiency. However, the emissions were high due to the contribution of thermal NO_x.

Keywords: Pulverized biomass; Swirl burner; Bluff body; Pre-combustion chamber; CFD

Contact information: Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520 Thailand;

* *Corresponding author:* jarruwat.ch@kmitl.ac.th

INTRODUCTION

Coal consumption has become a debatable issue over recent years because it is a non-renewable resource. The concern regarding the impact of emissions from coal combustion on climate change has increased the interest in biomass as an alternative because it is renewable, considering that it is a carbon-neutral energy resource (Sami *et al.* 2001). However, biomass has lower calorific value because the composition of biomass has a lower carbon content than coal. Additionally, when converting chemical energy to thermal energy *via* combustion, its thermal performance should be considered, *i.e.*, its flame stability, emissions, *etc.*

Pulverized biomass has been adopted for co-firing with pulverized coal in the furnace of an industrial boiler for power generation and process steam. Yi *et al.* (2013) conducted a study with thermogravimetric analysis (TGA) on a blend of ramie residue and coal. The effects of coal blending ratio from 0 to 30 wt% on performance of cyclone furnace were investigated. Ndibe *et al.* (2015) had successfully run a 300 kW combustor firing 100% pulverized torrefied spruce, 100% pulverized coal, and 50% blending of these two types of fuel with pre-heated secondary air at 195 °C. A study using a drop tube furnace was also carried out by Wang *et al.* (2015) on coal and coal-biomass blending combustion performance (coal, straw, and wood). Results suggested a positive effect of blending on combustion efficiency and NO_x emission. The effect of air staging was also evaluated. Aziz *et al.* (2016) had adopted computational fluid dynamics (CFD) for simulation of combustion performance of pulverized fuel blends between palm kernel and coal in an existing power plant. In their study up to 15% of the biomass could be adopted for co-firing without adverse effects on temperature distribution. Darmawan *et al.* (2017) performed experimental and numerical investigation on combustion of hydrothermally treated empty fruit bunch (HT-EFB) blended with coal in a drop tube furnace. A feasibility study was also carried out to integrate fuel processing into power plant system. Pu *et al.* (2017)

recently attempted to use coal blended with biomass as a feedstock for an oxy-fuel bubbling fluidized bed combustor.

The existing plants have not been designed for firing pure pulverized biomass. This is due to the low heating value of volatiles as compared with that from coal, leading to problems with its flame stability. Char burnout was relatively slower due to both a larger biomass particle size and slower reaction kinetics. Firing pure pulverized biomass has been tested in the laboratories of some research institutes.

Ballester *et al.* (2005) carried out experiments on pulverized combustion in a semi-industrial scale furnace with three types of fuel: bituminous coal, lignite, and oak sawdust. Due to the difference in the stoichiometric air ratio of sawdust from coal, the operating conditions for bituminous and lignite were similar; however, there was a significant difference observed for sawdust. The aim of that study was to investigate the effect of different fuel types on some important flame characteristics, such as visible flame shape, distributions of temperature, and some major species (*i.e.*, O₂, CO, NO_x unburned hydrocarbon, and N₂O). It was found that a high volatiles content of lignite led to more intense combustion near the burner when compared with that of the bituminous flame. Such effects were even more prominent in the biomass flame due to it having the highest value of volatiles content. In addition, the results of hydrocarbon concentration and CO concentration confirmed this finding. Therefore, an expanded combustion zone of biomass had been found. However, according to the percentage of unburned carbon 1 m from the burner outlet, the combustion of bituminous particle was the lowest, followed by lignite, and the biomass particles gave the highest percentage of unburned carbon. There were two distinct regions of combustion, with the first zone exhibiting intense volatiles combustion, followed by the region with trace amounts of delayed volatiles release and the burning of solid char.

Computational fluid dynamics has been widely used for the research and development of a pulverized combustion system. Ma *et al.* (2007) simulated the combustion of biomass in an existing pulverized coal-fired furnace by using a developed CFD model. The prediction showed a reasonable agreement with experimental data. Yin *et al.* (2012) investigated the combustion characteristics when firing pure coal and firing pure wheat straw in a 150 kW swirl-stabilized burner flow reactor under nearly identical conditions. Their results showed dissimilar combustion characteristics between the coal flame and the straw flame. Li *et al.* (2013) investigated the combustion characteristics of pulverized torrefied-biomass firing with high-temperature air by experiment and by simulation using CFD. They reported on the effect of drag force on the devolatilization of biomass and on the flame characteristics. The effect of oxygen concentration in an oxidizer and of air velocity on the flame characteristics were additionally discussed.

Elfasakhany *et al.* (2013) studied the combustion of pulverized biomass by conducting experimental trials and performing a simulation with CFD. There were three groups of particle size distributions ranging from 0.02 mm to 1.2 mm with an aspect ratio greater than 5. The study found a high volatiles release with high concentrations of hydrocarbon and carbon monoxide. The flame resembled a gaseous premixed flame. Three distinctive zones are identified: the preheated zone, the devolatilization zone, and the char oxidation zone. The heat transfer mechanism of the preheated zone for biomass was different from that of the gaseous combustion because the biomass particle was heated up by the radiation mode of heat transfer from the flame and furnace wall prior to undergoing the process of devolatilization. Therefore, pollutant emissions were affected by the burner configuration, particle size, and the furnace chamber. In addition, there was a “rocket effect” during the devolatilization process of the biomass particles.

Weber *et al.* (2015) studied the variety of combustion behaviors in mixed wood, sawdust, fermentation-process residues and grain residues, and South African Middleburg

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

coal. The pulverized coal was injected through an annular nozzle surrounded by the combustion air without swirl, and the biomass was injected through a central pipe nozzle. The furnace was cylindrical with a vertical orientation. The firing rate was 15 kW for all cases. Important flame characteristics such as ignition, temperature rise and distribution, devolatilization, NO_x emission, combustible burnout, fly ash, and slag were investigated. The peak temperature in the volatiles combustion zone when firing coal was 100 °C higher than that of biomass, with an earlier ignition observed for coal. However, all types of fuel fired under this experimental setting achieved a burnout greater than 94.2%. Approximately 50% to 60% of the nitrogen content in sawdust and mixed wood was converted to NO_x, while 16% to 18% was converted for the coal, fermentation-process residues, and grain residues. The bottom ash deposition was found at 950 °C to 1200 °C, and the deposition for the biomass combustion was three times greater than that of the coal combustion.

Karim and Naser (2018) developed user-defined subroutines on a commercial CFD code (AVL Fire) for simulation of woody biomass combustion on moving grate boiler. They found an agreement between the simulation result and the experimental data. Gómez *et al.* (2019) developed a mathematical model for porous media. The model was used together with a commercial software, FLUENT, to simulate combustion, heat and mass transfer in a 35 kW wood pellet furnace. The effect of exhaust gas recirculation (EGR) and excess air was investigated. The model had reasonably represented the phenomena taking place in the reactor.

Elorf and Sarh (2019) found the effect of excess air on the flow aerodynamics and the combustion characteristics of pulverized biomass to be made of olive cake in a vertical furnace with a cylindrical cross section. Fuel was injected radially from the bottom of the furnace to increase the residence time. The study adopted CFD to perform a 3D reacting flow simulation. Biomass with an average particle size of 70 μm was injected radially and combusted under excess air ratios of 1.3, 1.7, 2.3, and 2.7. The simulation suggests that the increase in the excess air ratio would dilute the CO and CO₂ concentrations, decrease the flue gas temperature, and shorten the flame length.

Combustion of biomass in pulverized form has the potential for replacement of conventional fossil fuel. In a conventional burner configuration, fuel is fed into the combustion chamber by pneumatic transport surrounded by combustion air. Introduction of swirl motion to the primary or secondary air stream would help spreading the solid particle around, leading to rapid heat transfer as well as the enhancement of devolatilization and its reaction rate (Zhou *et al.* 2003; Gu *et al.* 2005). However, when combusting biomass with different ignition and char burnout characteristics, additional modification is necessary to improve the combustion performance of the burner.

This paper reports on an achievement made on combustion of pure pulverized biomass with a new burner specifically designed and constructed for pure biomass combustion. The burner is equipped with a pre-combustion chamber, which is used to accommodate ignition of biomass volatile compounds. Apart from the result of the base case, development work is also carried out by installing a bluff body at the burner tip locating at the center of primary air inlet. Discussion is made on how this bluff body affects to the aerodynamics at the central region of a pre-combustion chamber, which leads to improvement of combustion stability and efficiency. The result is verified by temperature distribution and CO emission taken from experiment performed by the authors. CFD is used to investigate aerodynamics, particle trajectories, devolatilization, and combustion when the burner is operated with and without bluff body. Species concentration and NO_x emission are also reported. This simulation enable an in-depth understanding on how the bluff body affects to aerodynamics in the near burner region and eventually to combustion stability and emissions.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EXPERIMENTAL

Experimental Setup

The pulverized biomass swirl burner assembled with a pre-combustion chamber had diameters of 0.385 m and 0.465 m. The furnace had 1 m in inner diameter and 1.215 m in length, as shown in Figs. 1 and 2.

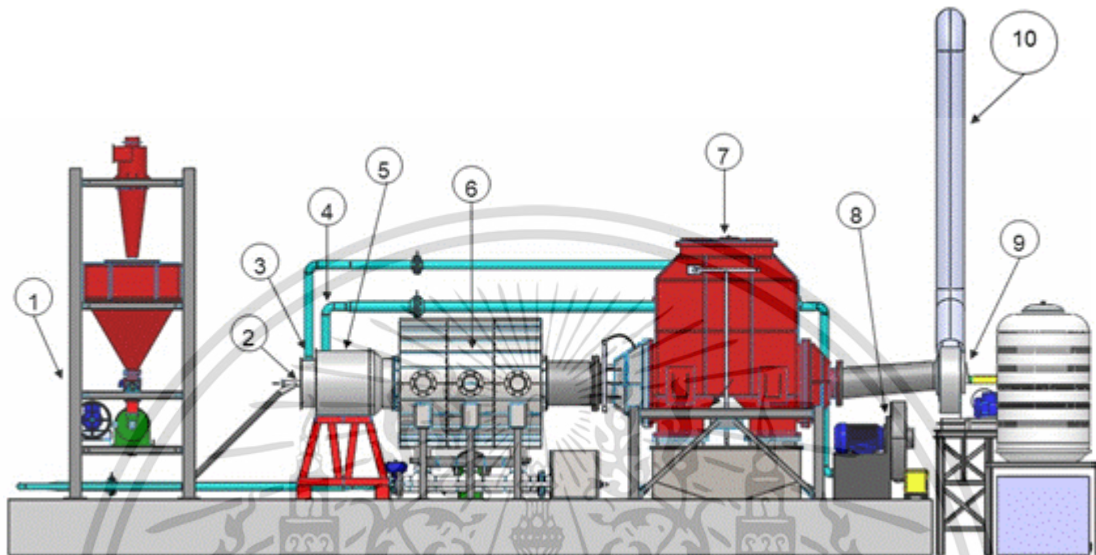


Fig. 1. Pulverized biomass combustion system: (1) pulverized biomass milling and feeding system, (2) primary air and fuel inlet, (3) secondary air inlet, (4) tertiary air inlet, (5) swirl burner and pre-combustion chamber, (6) furnace, (7) flue gas treatment and wet scrubber, (8) air supply system, (9) ID fan, and (10) flue gas stack



Fig. 2. Pulverized biomass combustion burner and furnace

เอกสารนี้เป็นเอกสารสิทธิ์สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The burner was operated at 300 kW thermal throughput (net) at an equivalence ratio of 0.834 (20% excess air). The fuel and air entered the furnace at 313 K. Primary air and pulverized biomass entered through a central pipe with diameter of 0.0525 m. The primary air and fuel were fed at 0.0186 kg/s and 0.0134 kg/s, respectively. Secondary air travelled through swirl vanes, creating a swirl flow, with a swirl number equal to 0.83, through the annular pipe before entering the pre-combustion chamber at 0.0869 kg/s. Tertiary air entered the furnace from the connector between the pre-combustion chamber and furnace at 0.0334 kg/s, as presented in Table 1. The induced draft (ID) fan was used to draw flue gas from the furnace to the stack. The vacuum outlet of flue gas was controlled at 1500 Pa below atmospheric pressure. The flame temperature was measured using a type K thermocouple with a Yokogawa XL100 Portable Data Station (Yokogawa Electric Corporation, Tokyo, Japan). The combustion gas species were measured using a Testo 330-2 LL flue gas analyzer (Testo AG, Lenzkirch, Germany). The monitoring locations of the pulverized biomass furnace are illustrated in Fig. 3.

Table 1. Operating Conditions of the Furnace

Parameter	Value	Unit
Thermal throughput (based on fuel lower heating value)	300	kW
Pulverized biomass feed rate at primary inlet	0.0186	kg/s
Excess air ratio	1.2	-
Primary air flow	0.0134	kg/s
Secondary air flow	0.0869	kg/s
Swirl number	0.83	-
Tertiary air flow	0.0334	kg/s
Mole fraction of O ₂ in air inlet	0.21	-
Mole fraction of N ₂ in air inlet	0.79	-
Temperature of primary, secondary and tertiary air inlet	313	K
Outlet vacuum of flue gas	-1500	Pa

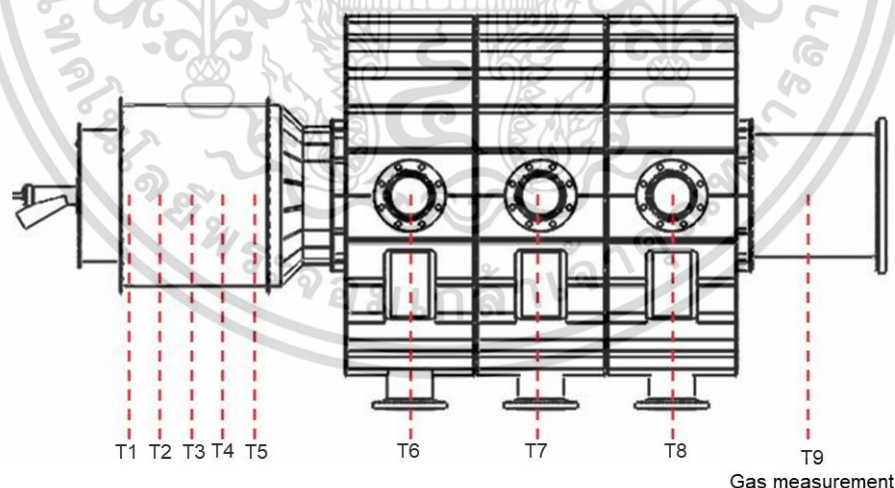


Fig. 3. The monitoring locations of the pulverized biomass furnace. The locations of T1, T2, T3, T4, T5, T6, T7, T8, and T9 have distances from the burner exit as follows: 0.082 m, 0.182 m, 0.282 m, 0.382 m, 0.482 m, 1.081 m, 1.594 m, 2.107 m, and 2.681 m, respectively.

Bluff Body

Two types of nozzles were used. The annular nozzle in Fig. 4a was equipped with a liquefied petroleum gas (LPG) burner at the center of the pipe, resulting in an area ratio of 0.23. A later version (Fig. 4b) was equipped with a 6 mm bluff body with a 45 degree cone angle detached from the LPG burner. This later version provided the blockage ratio of 0.42.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

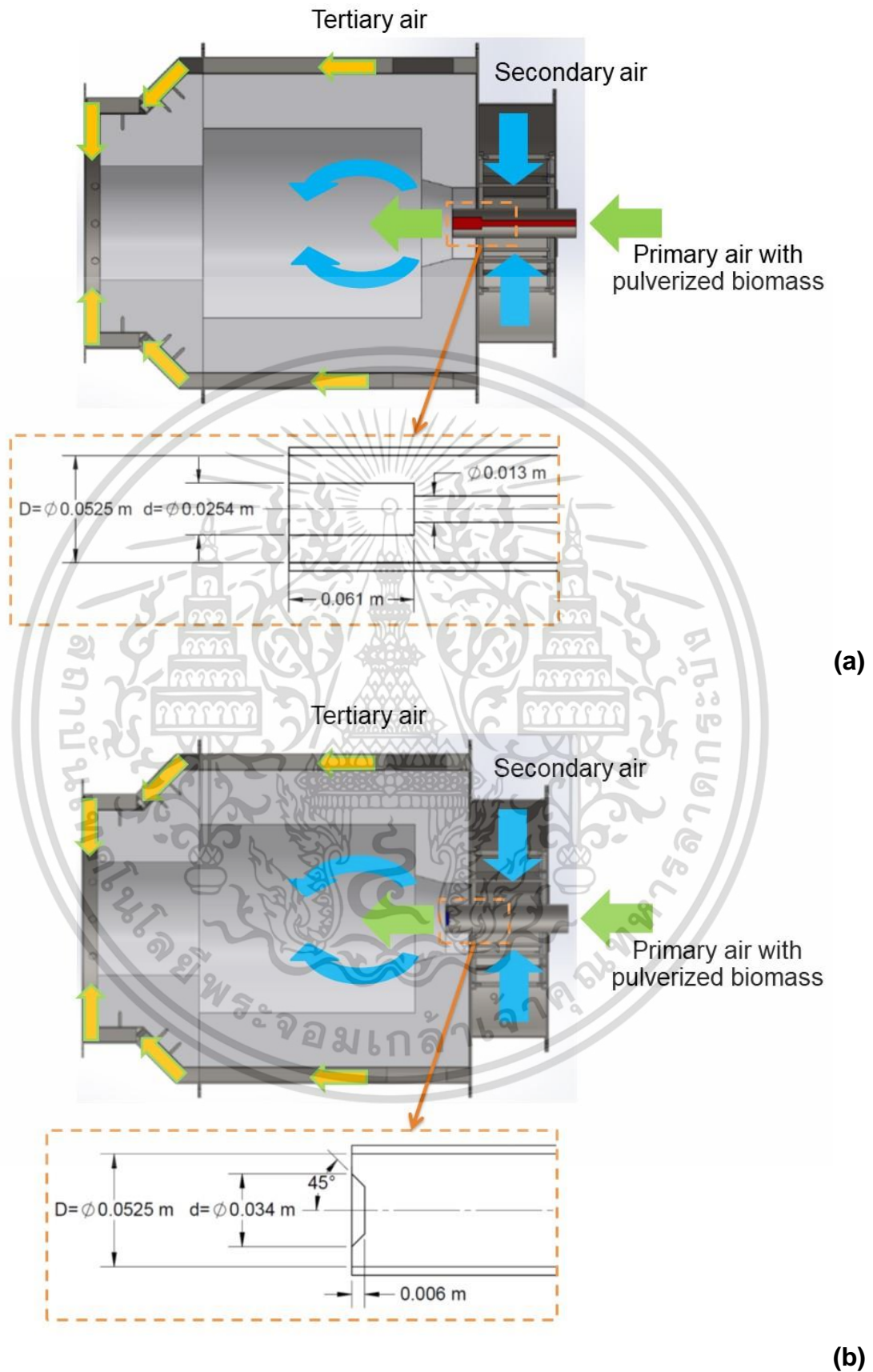


Fig. 4. The two cases of the burner tip in the pre-combustion chamber, with (a) being the annular orifice and (b) being the bluff body

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The definitions for the area ratio and blockage ratio (*b.r.*) were similar. It was defined as the cross-sectional area of the no-flow section to the total cross-sectional area of a primary air pipe, as shown in Fig. 4 and Eq. 1,

$$b.r. = \left(\frac{d}{D} \right)^2 \quad (1)$$

where *d* is the bluff body diameter (m), and *D* is the primary air pipe diameter (m).

Pulverized Biomass

The pulverized biomass was made from a rubber tree from the southern part of Thailand. Initially, it was pelletized and packed prior to shipment. It arrived at the test site, was pulverized by a hammer mill, and was filtered by a 0.5 mm perforated stainless plate (Fig. 5). The size distribution of the particle after passing through the perforated plate is given in Table 2. The proximate and ultimate analyses of the pulverized biomass are given in Table 3.

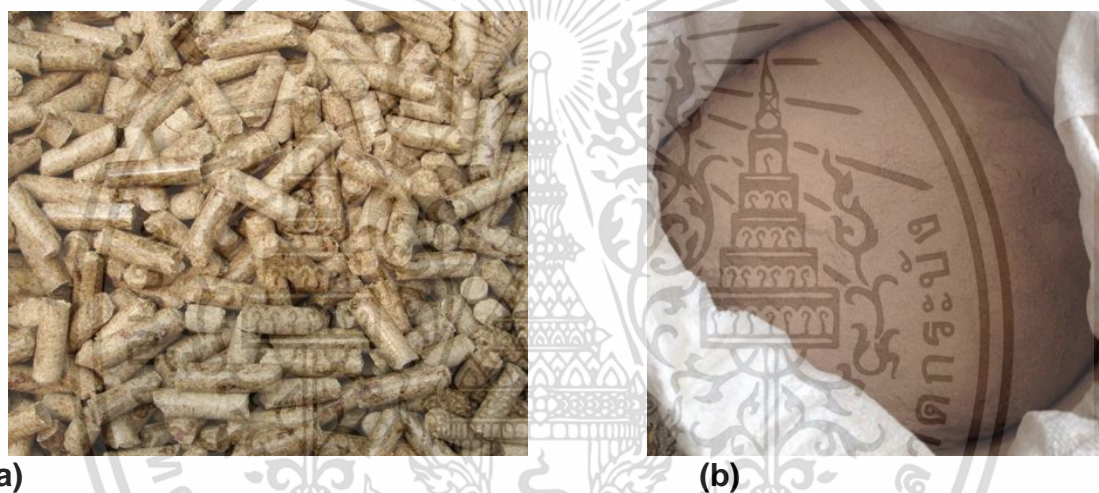


Fig. 5. Pulverized biomass fuel, (a) pellet biomass fuel from rubber tree before milling and (b) pulverized biomass fuel after milling

Table 2. Pulverized Biomass Sieve Analysis

Mesh size (μm)	425	300	180	150	75
wt% Passing Through	97.5	80.6	55.1	42.5	24.4

Table 3. Proximate and Ultimate Analysis of Pulverized Biomass Used

Proximate Analysis (wt%, as received)				Ultimate Analysis (wt%, Dry-Ash-Free)						
Ash	Volatile matter	Moisture	Fixed carbon	C	H	O	N	S	HHV (MJ/kg)	LHV (MJ/kg)
2.28	76.68	5.81	15.23	49.42	6.16	43.93	0.49	0	17.50	16.16

HHV: higher heating value; LHV: lower heating value

Mathematical Modeling

The CFD software FLUENT was used to solve the discretized equation of fluid flow combustion, heat and mass transfer, and the tracking of a solid particle. The computational domain of the pulverized biomass combustion furnace is shown in Fig. 6.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The three-dimensional computational domain with a hybrid mesh made with both hexahedral and polyhedral mesh was used. There were approximately 600,000 cells for this simulation. The standard $k - \epsilon$ model with the standard wall function was used to model the turbulent flow (Launder and Spalding 1974). The radiative heat transfer included in the simulation was the discrete ordinates (DO) model (Raithby and Chui 1990; Chui and Raithby 1993; Murthy and Mathur 1998). The absorption coefficient for radiation was calculated using the weighted sum of gray gas model (WSGGM) (Smith *et al.* 1982; Coppalle and Vervisch 1983).

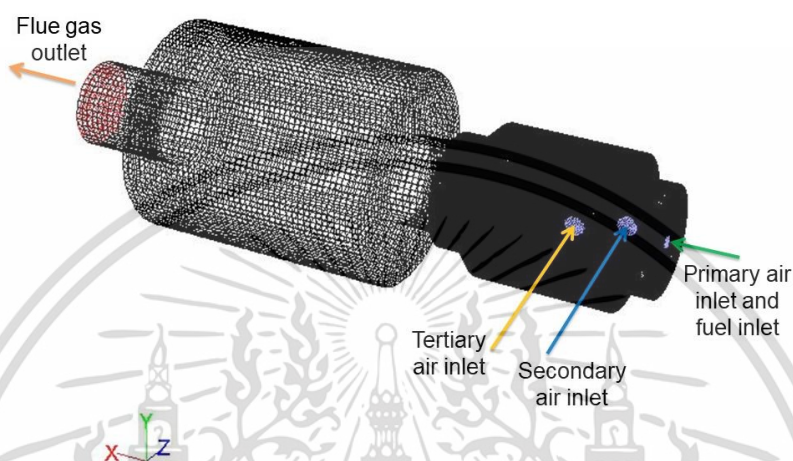


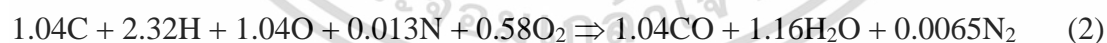
Fig. 6. Computational domain of the pre-combustion chamber and furnace

Discrete phase model

To simulate the pulverized biomass combustion, the discrete phase model (DPM) was adopted using the Eulerian-Lagrangian method. The gas phase was modeled by the Eulerian method, while the discrete solid phase of biomass particles was modeled by the Lagrangian method.

Combustion model

The single kinetic rate model was employed to predict the devolatilization of pulverized biomass (Badzioch and Hawksley 1970). The homogeneous combustion of gas phase was predicted using eddy-dissipation model (Magnussen and Hjertager 1977). The two-step global reaction of the gas phase is modeled in Eqs. 2 and 3.



The char oxidation was determined by the kinetic/diffusion-limited rate model (Field 1969; Baum and Street 1971). The biomass char surface oxidation model is shown in Eq. 4.



Nitric oxides model

In the present work, the nitric oxide (NO_x) model consists of NO_x formation from thermal NO_x , prompt NO_x , and fuel NO_x . In addition, the NO_x reduction from the reburn mechanism was included in the simulation. Thermal NO_x refers to the NO_x formed *via* the high temperature oxidation of the nitrogen of air in the combustion. The rate of thermal NO_x is calculated by the extended Zeldovich mechanism (Zeldovich *et al.* 1947). The prompt NO_x is generated by the reaction between nitrogen and hydrocarbon in a fuel-rich zone of combustion (Fenimore 1971). Fuel NO_x is formed by the reaction between the oxygen and nitrogen contained in the fuel (De Soete 1975). The NO_x reburn mechanism

was modeled *via* the reaction of NO_x with HCN to form N_2 . Another reaction pathway is between the NO_x and CH_i radicals that formed HCN, which eventually reacts with NO_x *via* the former reaction (Kandamby *et al.* 1996).

Numerical method

The solution methods used for the numerical simulation were the semi-implicit method for pressure linked equations (SIMPLE) for the pressure-velocity coupling scheme, the spatial discretization used the least-squares cell based for gradients, the Pressure Staggering Option (PRESTO!) for pressure, and second order upwind for what remained, *i.e.*, momentum, turbulent kinetic energy, turbulent dissipation rate, gas species, energy, and DO for radiation heat transfer.

RESULTS AND DISCUSSION

Experimental Results

Temperature distribution

Figure 7a shows the temperature distribution in the combustion chamber of the base case having an annular outlet with an area ratio of 0.23. The flame was visualized at a certain distance from the burner outlet, next to the cloud of unburned particles. In contrast, Fig. 7b shows the cone-shaped bluff body with a blockage ratio 0.42, and the suggested attached flame, with a strong illumination of the flame, next to the burner outlet. A relatively greater degree of particle dispersion was observed, implying that the particle could receive more heat transfer from the convection of hot gas and radiation from the refractory of a pre-combustion chamber. In comparison with the annular orifice case, a relatively greater wake region was created next to the bluff body, which was an additional contribution to this effect. These observations agreed with the findings of Liu *et al.* (2016).

Figure 8 shows the axial distribution in temperature. This figure supports the discussion regarding flame attachment as given in an earlier paragraph. The case with a blockage ratio 0.42 provided higher temperatures next to the burner inlet, especially at T2 where the temperature was 497 K higher than that of the same location for the annular orifice case. This indicates there was an earlier ignition. In addition, the furnace temperature was 145 K higher than that of the annular orifice case, implying a higher char reactivity. However, there was small difference in the flue gas temperature at the furnace exit (T9), with a temperature that was 79 K higher than the annular orifice case.

Species concentration

Figure 9 shows the oxygen (O_2) concentration at the furnace exit. The annular orifice case had a greater amount of O_2 left unconsumed, which is logically related to an earlier observation on temperature distribution from Fig. 8.

The carbon monoxide (CO) concentration at the exit plane of the furnace was compared between the base case and the case with a higher blockage ratio, as shown in Fig. 10. The annular orifice had a higher concentration of CO, suggesting there was a lower proportion that burned out. This suggested that the annular orifice nozzle had allowed too much penetration of the primary jet, causing a significant amount of unburned particle to pass through the pre-combustion chamber. These particles when entering the main chamber were quenched by relatively cooler environment. This was unlike the case equipped with a bluff body of blockage ratio 0.42, where a greater portion of the fuel particles had enough residence time to burn in the pre-combustion chamber. This latter case yielded less CO emission at the furnace exit plane.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Fig. 7. Flame inside the pre-combustion chamber of the annular orifice (a) and bluff body case (b)
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจาก
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

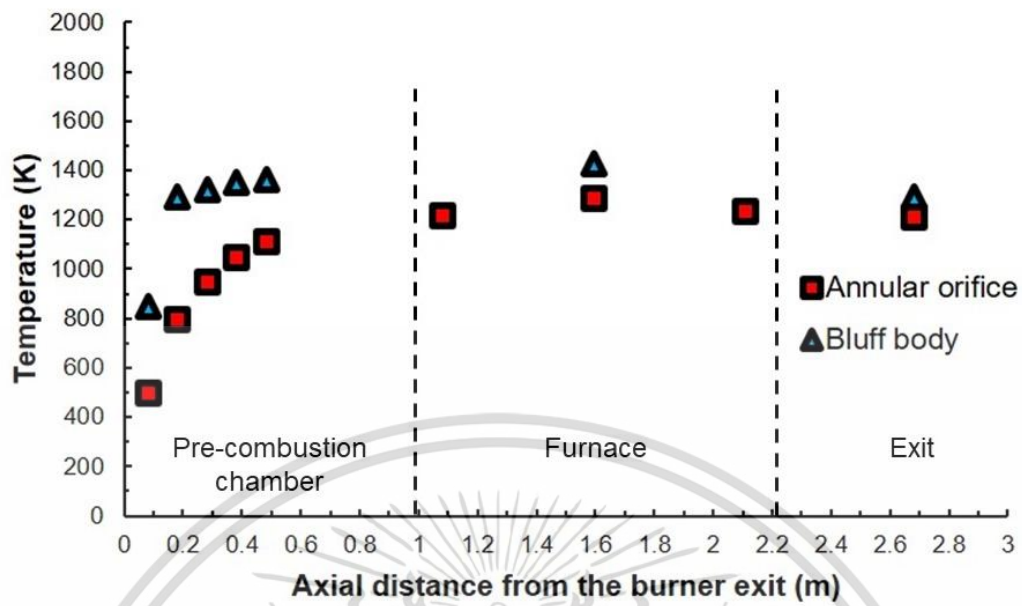


Fig. 8. Axial temperature distribution inside the pre-combustion chamber and furnace

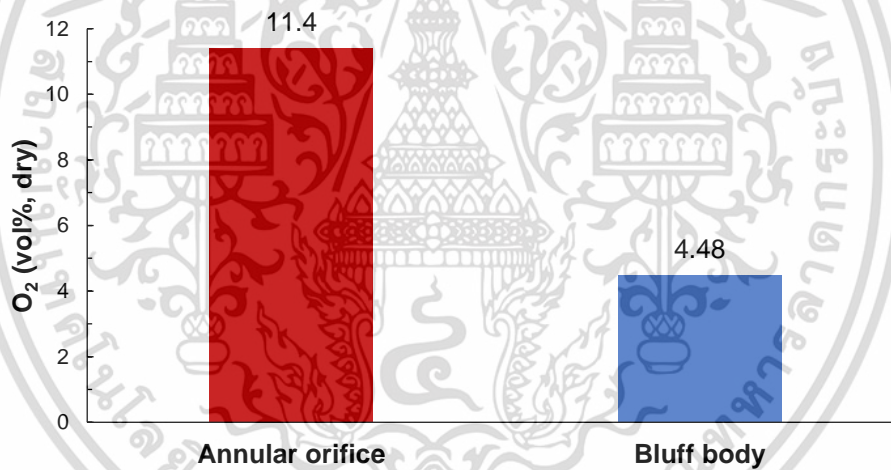


Fig. 9. Oxygen (O_2) concentration (vol%, dry) at flue gas outlet

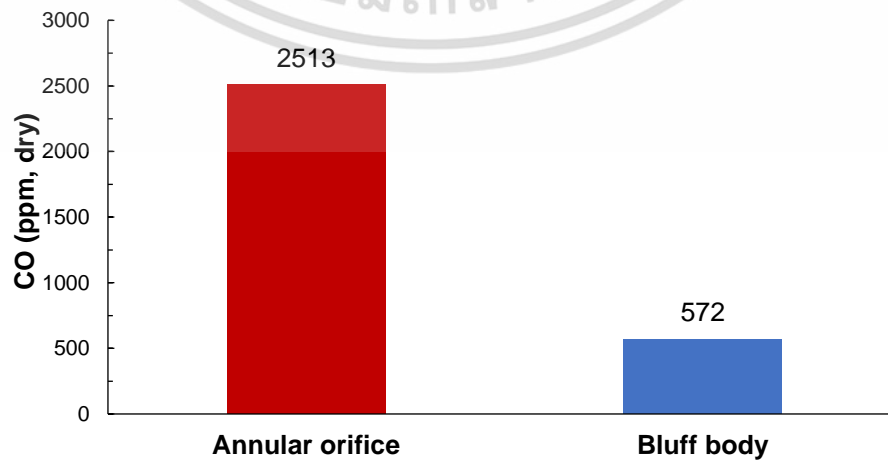


Fig. 10. Carbon monoxide (CO) concentration (ppm, dry) at flue gas outlet

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้เผยแพร่เห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

NO_x concentration

Figure 11 shows the comparison of NO_x concentration at the furnace exit. The case with the bluff body with more fuel burn out and a higher flue gas temperature yielded higher NO_x emissions as compared with the annular orifice case. This relationship suggests that NO_x could be attributed to thermal NO_x via the Zeldovich mechanism. Although NO_x could come from the reaction involving the nitrogen content in fuel (fuel NO_x), between OH radicals and nitrogen molecules near the flame (prompt NO_x), or other formation pathways, *i.e.*, intermediate N₂O, *etc.*, their contributions to the total NO_x emissions were considered small. For instance, the nitrogen content in fuel accounted for 0.49 wt%, dry ash-free. However, the difference in the NO_x emissions for the annular orifice case was twice as much as the cone-shaped bluff body case.

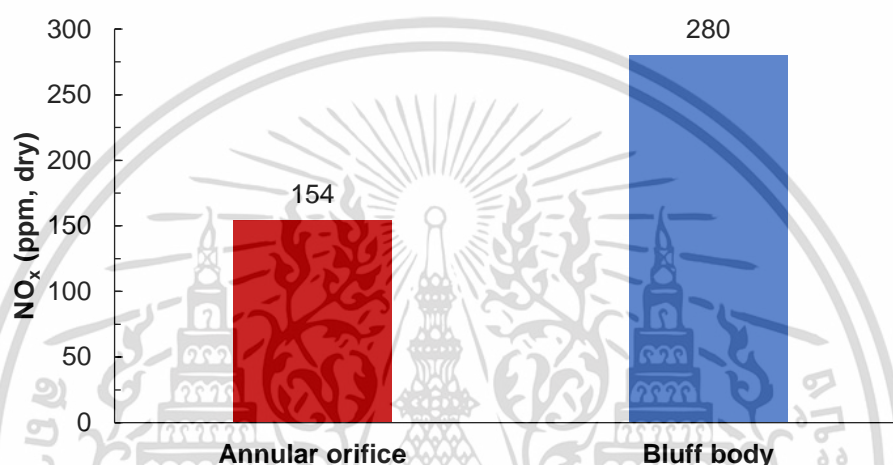


Fig. 11. Nitric oxide concentration (ppm, dry) at flue gas outlet

Model Validation

To obtain a sensible prediction of the numerical results, the model was validated against the experimental results of the bluff body case. Comparisons between the CFD data and the experimental data on the axial temperature profile and species concentrations are shown in Figs. 12 through 15.

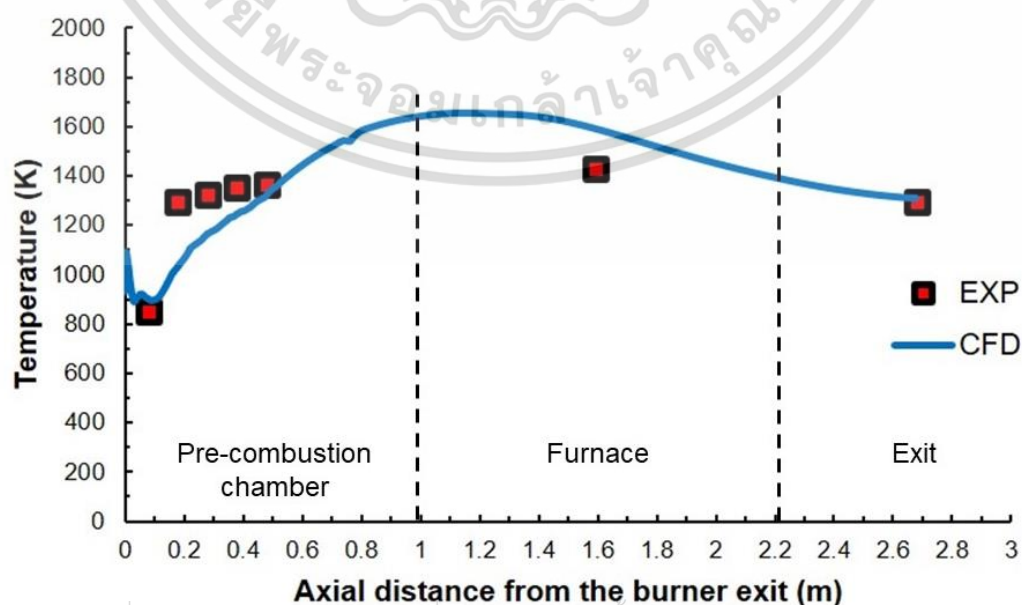


Fig. 12. Comparing axial temperature between CFD and experimental results for the bluff body

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานานาชาติ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

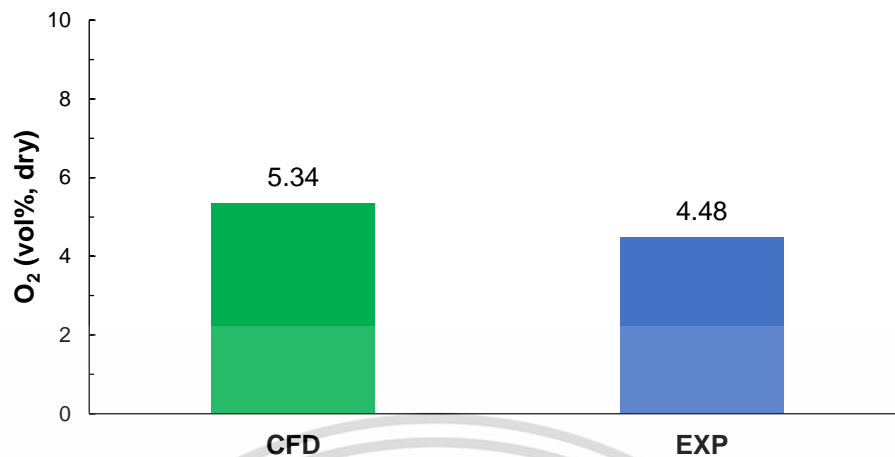


Fig. 13. Comparison of O₂ concentration (vol%, dry) between the CFD and experimental (EXP) results at the flue gas outlet for the bluff-body case

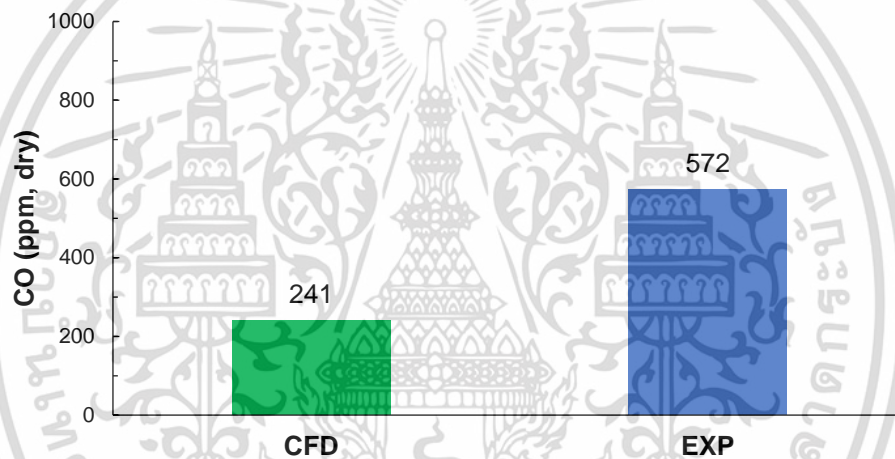


Fig. 14. Comparison of the CO concentration (ppm, dry) between the CFD and experimental (EXP) results at the flue gas outlet for the bluff-body case

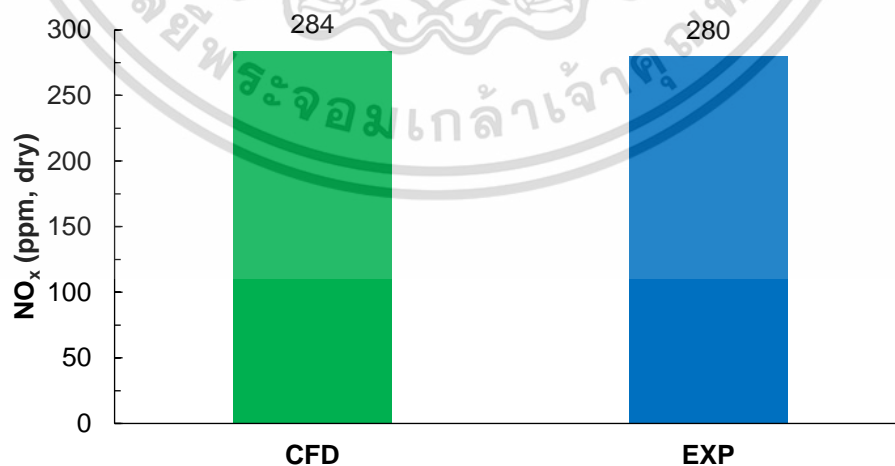


Fig. 15. Comparison of nitric oxide (NO_x) concentration (ppm, dry) between the CFD and experimental (EXP) results at the flue gas outlet for the bluff-body case

The results were generally in agreement because both the experiment and prediction give resembled trends along the axial direction from inlet to the furnace exit plane. However, when focusing on certain locations (e.g., T2, T3, and T4), the prediction

provided a slight under-estimation of the flue gas temperature. Nevertheless, the effect caused by the difference in the inlet configuration was reflected in the prediction of the flue gas temperature at T1. The prediction of oxygen concentration at the furnace exit plane was similar to the measured result. However, the model under-predicted the CO concentration when compared with the experimental data. This was due to the fact that the prediction of CO oxidation rate in gaseous phase was defined by the eddy dissipation model, which is based on an assumption of fast kinetics. Development of a CO oxidation model for post combustion zone under an oxygen-depleted environment is an interesting topic of future research, as the reaction rate of CO is more likely to be governed by chemical kinetics. As for the NO_x emissions, the prediction agreed with the experimental results.

Numerical Results

Flow fields

Figure 16 shows the predicted axial velocity component (x-velocity) inside the pre-combustion chamber and furnace. As expected, the case with the annular orifice had a higher magnitude of x-velocity. In the wake region, next to the bluff body, the magnitude of the negative velocity was greater than that of the annular orifice. Moreover, the region with the negative x-velocity value was larger than the annular orifice case. The maximum predicted value in this region was as low as -4.33 m/s for the bluff body case. This effect helped bring the hot flue gas that was downstream of the pre-combustion chamber backward to the region next to the burner exit and promoted volatiles ignition in an “internal recirculation zone.” An increase in the flue gas temperature in the pre-combustion chamber caused an increase in the specific volume, thus resulting in a higher flue gas velocity at the connecting port between the pre-combustion chamber section and the main furnace.

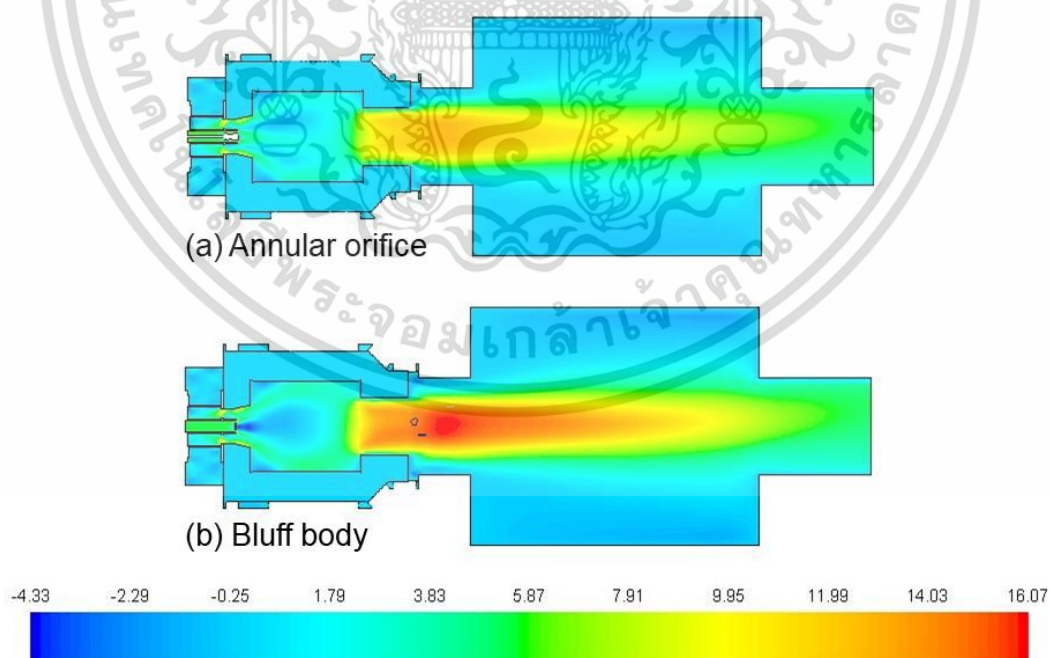


Fig. 16. Axial velocity magnitude (m/s) inside the pre-combustion chamber and furnace for the annular orifice case (a) and bluff body case (b)

Figure 17 illustrates the velocity vector and its magnitude in the pre-combustion chamber. For the annular orifice case (Fig. 17a), the directions of the velocity vectors around the centerline pointed toward the central region of the pre-combustion chamber.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

However, the external recirculation zone had a relatively lower magnitude as compared with those found in the case with the nozzle equipped with the bluff body (Fig. 17b). In the latter case, a stronger reverse flow, indicated by the direction of the velocity vectors, pointed backward to the bluff body. In addition, the region of the reverse flow was greater than that of the annular orifice case.

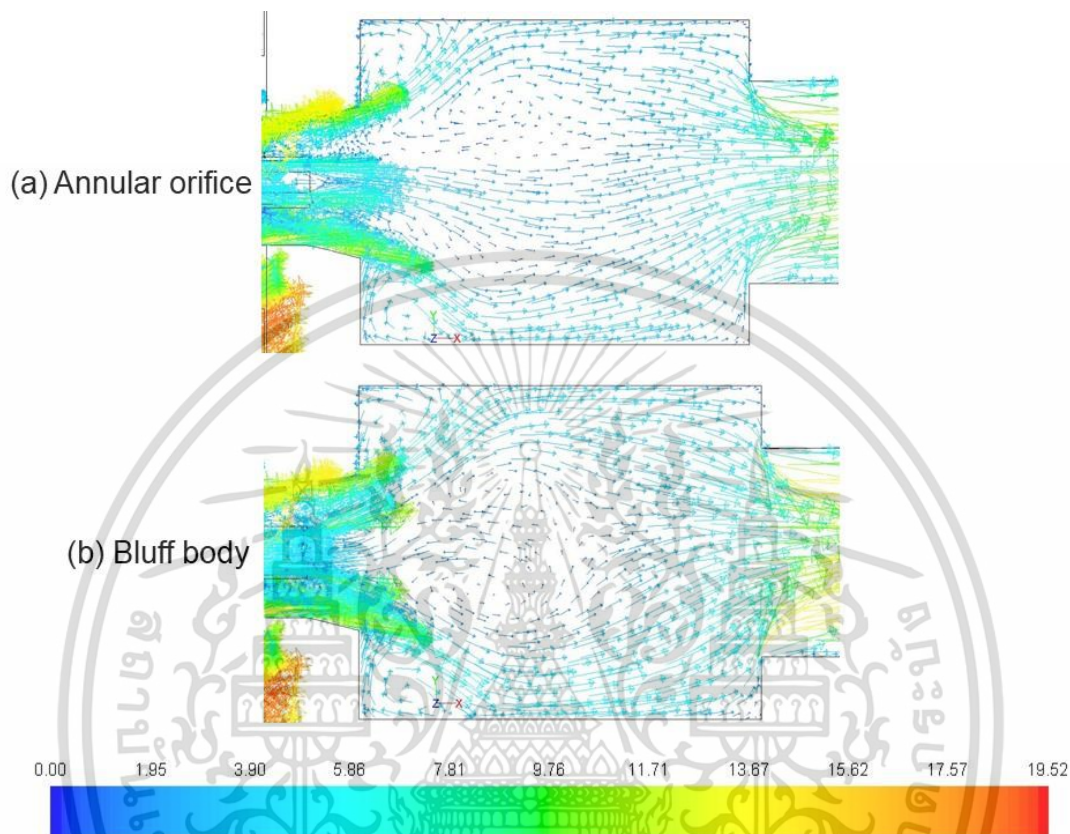


Fig. 17. Velocity vectors colored by the velocity magnitude (m/s) inside the pre-combustion chamber for the annular orifice case (a) and the bluff body case (b)

The particle trajectories of the biomass for both cases are shown in Fig. 18, with different color shades indicating the different levels of volatiles content in the particles. The prediction gives a clear explanation for the experimental data because there was less particle dispersion for the annular orifice case when compared with the bluff body case. This resulted in a relatively poor release of volatiles. For the annular orifice case, volatiles had not completely released from the particle when leaving the pre-combustion chamber (Fig. 18a), while almost all the volatiles had released for the bluff body case. The asymmetry of all the species' concentrations and temperatures discussed in the following sections were due to a gravitational force that brought the particle down toward the lower part of the chamber.

Temperature field

The temperature distribution in Fig. 19 suggests that the bluff body created a high temperature next to it, while a lower temperature value was observed with the annular nozzle. The effect of the aerodynamics that led to this observation was discussed earlier in the experimental results. However, the distribution in the furnace next to the combustion chamber was relatively similar.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

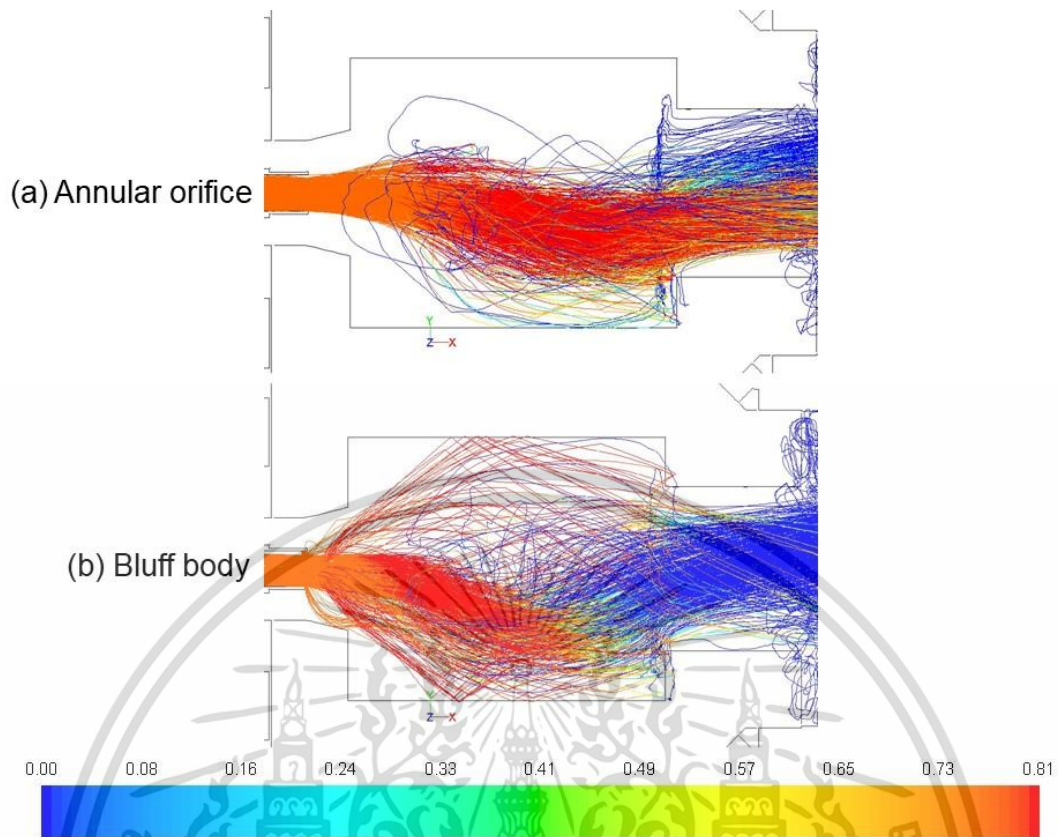


Fig. 18. Particle trajectory colored by a volatiles mass fraction inside the pre-combustion chamber for the annular orifice case (a) and the bluff body case (b)

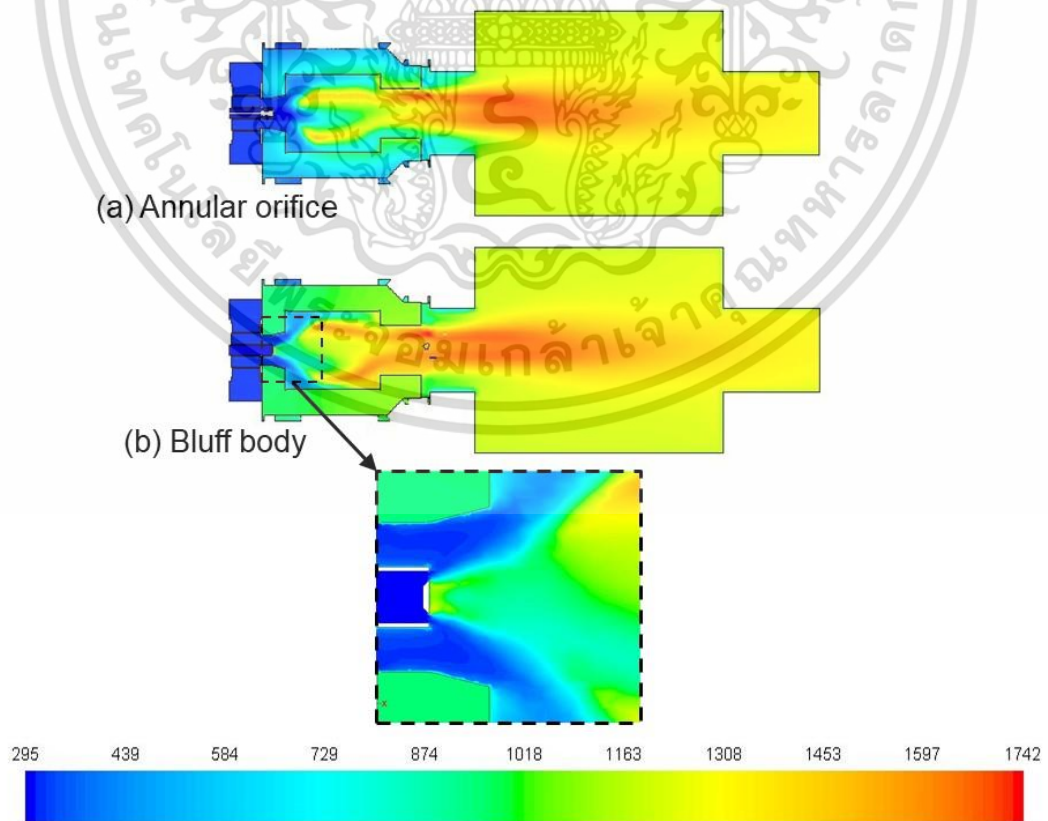


Fig. 19. Temperature (K) distribution inside the pre-combustion chamber and furnace for the annular orifice case (a) and the bluff body case (b)

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Species distribution

The consumption of oxygen took place earlier in the nozzle with a bluff body. Low oxygen concentration was observed next to the burner tip (Fig. 20b). The boundary of the oxygen depletion zone was at the location where a high consumption rate took place and was defined as the location of the flame. The flame was “lifted” from the burner tip for the annular orifice case. This agrees with the flame illumination shown in Fig. 7a. As for the result with bluff body, the zone of low oxygen was found attached to the burner tip corresponding with attached flame as shown in Fig. 7b. The concentration in the main combustion chamber had decreased further, suggesting there was a greater amount of oxygen consumption. This latter case with the bluff body exhibited an earlier combustion completion than its counterpart.

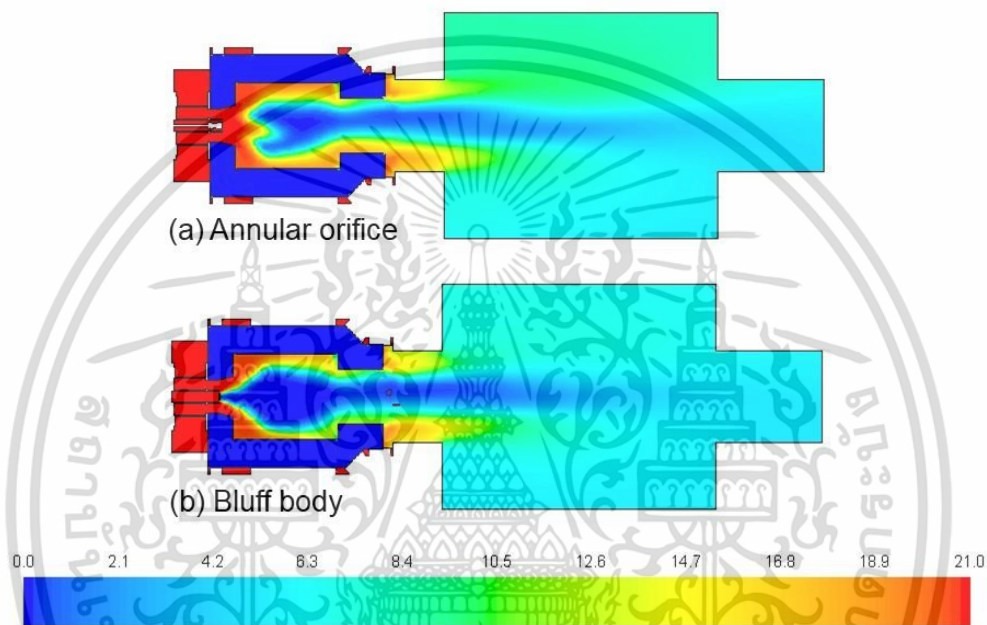


Fig. 20. O₂ concentration (vol%, dry) inside the pre-combustion chamber and furnace for the annular orifice case (a) and the bluff body case (b)

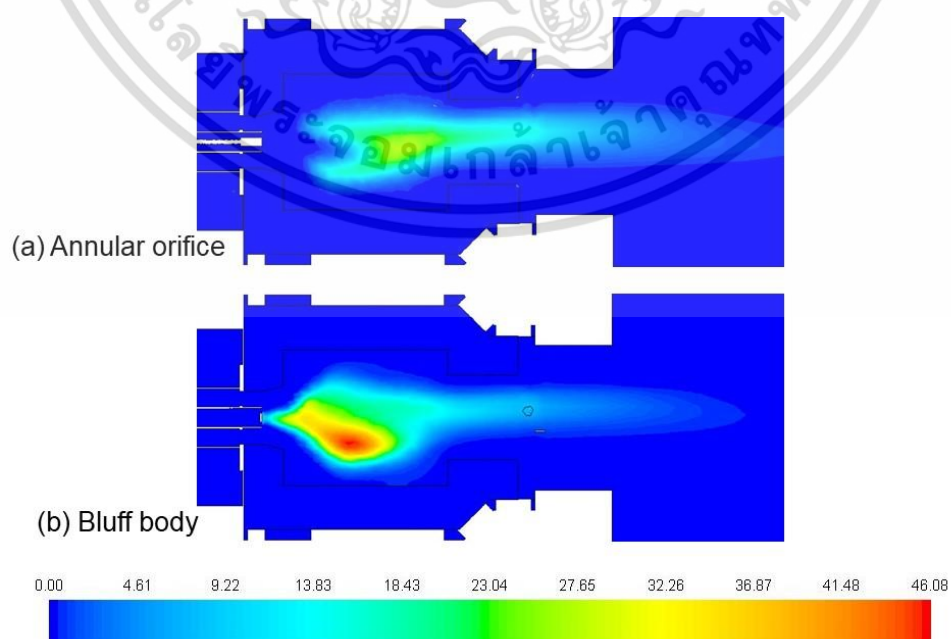


Fig. 21. Volatiles concentration (vol%, dry) inside the pre-combustion chamber and furnace for the annular orifice case (a) and the bluff body case (b)

The volatiles concentration shown in Fig. 21 has confirmed findings already discussed in an earlier section. The attachment of a high volatiles concentration zone was found in the bluff body case while the annular orifice case took place at a certain distance from the burner tip. Additionally, the concentration was higher near the center of the pre-combustion chamber. The peak value was below the centerline of the chamber because of gravitational force.

Carbon monoxide was one of the intermediate species that participates during combustion. It could have been an indication for the combustion completeness if the concentration was diminished at the exit of the furnace. As shown in Fig. 22, the bluff body provided better combustion efficiency by having an exit plane value of 241 ppm, while that of the annular orifice case was 463 ppm. This was a consequence of the greater degree of burn out when using the bluff body. The prediction resembled a trend with the results measured at the exit plane of the furnace.

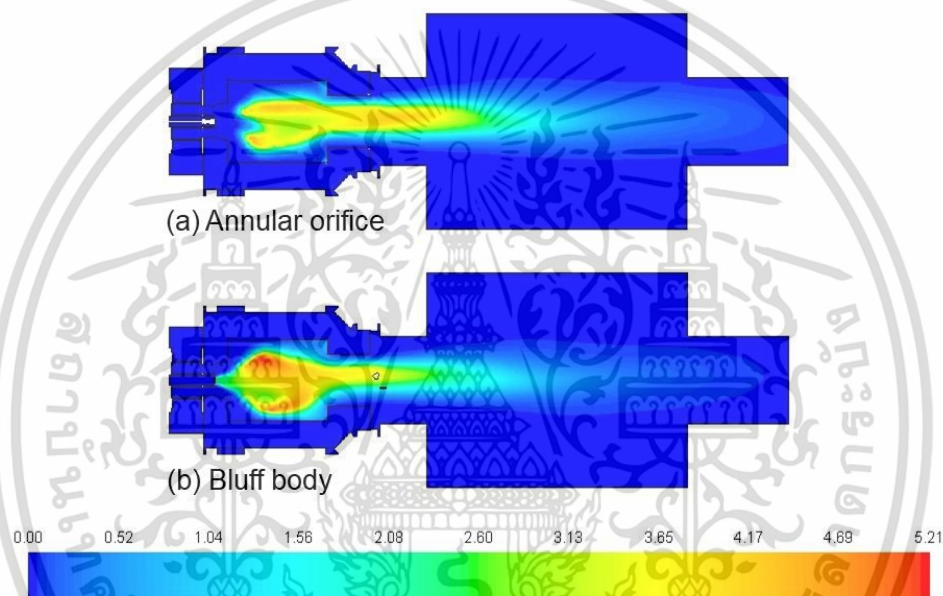


Fig. 22. CO concentration (vol%, dry) inside the pre-combustion chamber and furnace for the annular orifice case (a) and the bluff body case (b)

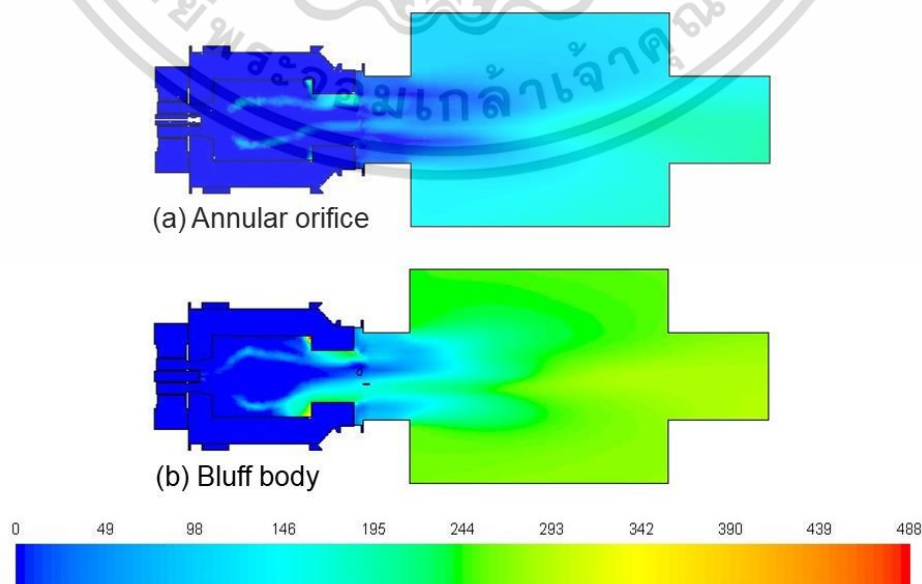


Fig. 23. NO_x concentration (ppm, dry) inside the pre-combustion chamber and furnace for the annular orifice case (a) and the bluff body case (b)

NO_x formation

The NO_x concentration is shown in Fig. 23. The formation of NO_x took place in the pre-combustion chamber and continued to form in the main furnace (Fig. 24). The peak of the NO_x source was found where the temperature was at its peak, especially at the boundary between the volatiles-rich region and the secondary air stream. This implies there was a major contribution of thermal NO_x. Prompt NO_x was additionally found with the formation rate differing by three orders of magnitude less than the thermal NO_x. The bluff body case generated a higher NO_x formation rate compared with the formation rate of the annular orifice case. This had resulted in a higher accumulation of NO_x concentration and eventually led to higher NO_x emissions at the furnace exit.

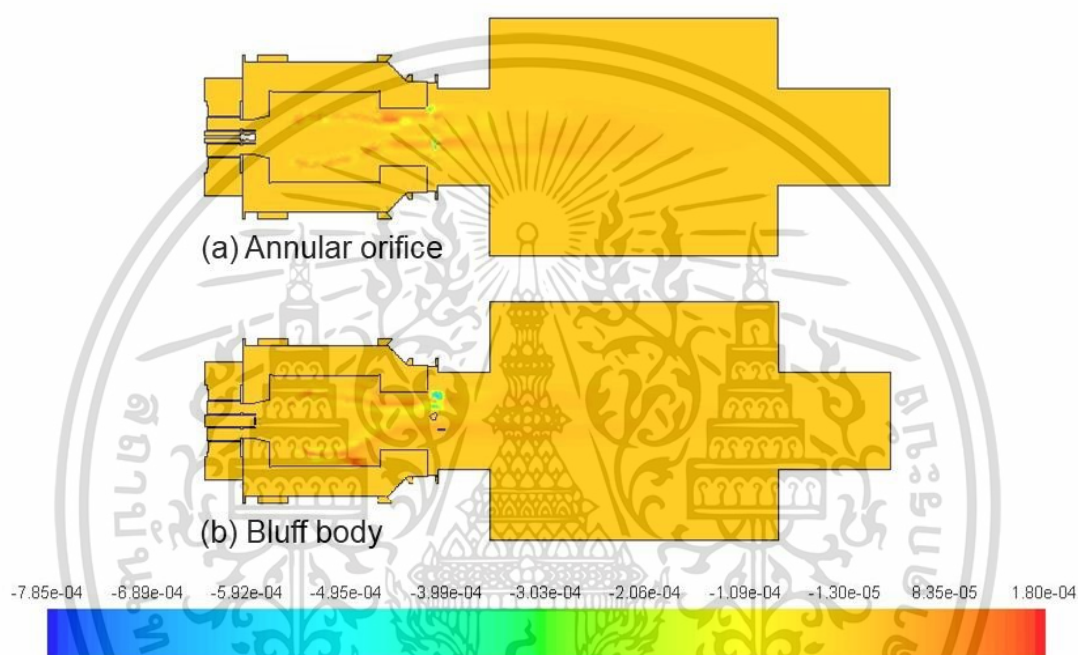


Fig. 24. Rate of NO_x (kmol/(m³ × s)) inside the pre-combustion chamber and furnace for the annular orifice case (a) and the bluff body case (b)

CONCLUSIONS

1. In this paper, the experiment and the simulation were carried out to investigate the performance of a newly designed burner with a pre-combustion chamber firing pure pulverized biomass. The effect caused by the difference in the burner tip configuration was studied at a firing rate of 300 kW.
2. A bluff body with a blockage ratio of 0.42 of the fuel inlet nozzle, when equipped coaxially with the secondary air inlet at a swirl number of 0.83, could provide a satisfactory performance for the pure biomass combustion. It generated a sufficiently large reverse-flow zone in the pre-combustion chamber. In addition, it helped to disperse the particles away from the center of the combustion chamber, allowing for rapid heating and devolatilization.
3. With an earlier devolatilization, the ignition was attached to the burner tip. A more intense combustion was found when using the bluff body, resulting in a much higher temperature in the pre-combustion chamber compared with the annular orifice.
4. The bluff body helped the devolatilization take place almost completely within the pre-

combustion chamber, while a noticeable amount of volatiles was yet to release in the furnace in the annular orifice case. Consequently, the bluff body burner yielded a higher char burn out, a smaller amount of leftover oxygen, and a lower CO concentration at the furnace exit.

5. The NO_x emissions when installing the bluff body at the burner tip was twice as high as the annular orifice case. This observation coincided with the higher flue gas temperature in the pre-combustion chamber and the furnace, suggesting there was a contribution of thermal NO_x.

ACKNOWLEDGMENTS

The authors are grateful to the financial support from The Research and Researchers for Industries Program (RRI: PHD 57I 0045) under administration of The Thailand Research Fund.

REFERENCES CITED

- Aziz, M., Budianto, D., and Oda, T. (2016). "Computational fluid dynamic analysis of co-firing of palm kernel shell and coal," *Energies* 9(3), 137. DOI: 10.3390/en9030137
- Badzioch, S., and Hawksley, P. G. W. (1970). "Kinetics of thermal decomposition of pulverized coal particles," *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development* 9(4), 521-530. DOI: 10.1021/i260036a005
- Ballester, J., Barroso, J., Cerecedo, L. M., and Ichaso, R. (2005). "Comparative study of semi-industrial-scale flames of pulverized coals and biomass," *Combustion and Flame* 141(3), 204-215. DOI: 10.1016/j.combustflame.2005.01.005
- Baum, M. M., and Street, P. J. (1971). "Predicting the combustion behaviour of coal particles," *Combustion Science and Technology* 3(5), 231-243. DOI: 10.1080/00102207108952290
- Chui, E. H., and Raithby, G. D. (1993). "Computation of radiant heat transfer on a nonorthogonal mesh using the finite-volume method," *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals, An International Journal of Computation and Methodology* 23(3), 269-288. DOI: 10.1080/10407799308914901
- Coppalle, A., and Vervisch, P. (1983). "The total emissivities of high-temperature flames," *Combustion and Flame* 49(1-3), 101-108. DOI: 10.1016/0010-2180(83)90154-2
- Darmawan, A., Budianto, D., Aziz, M., and Tokimatsu, K. (2017). "Retrofitting existing coal power plants through cofiring with hydrothermally treated empty fruit bunch and a novel integrated system," *Applied Energy* 204, 1138-1147. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.03.122
- De Soete, G. G. (1975) "Overall reaction rates of NO and N₂ formation from fuel nitrogen," *Symposium (International) on Combustion* 15(1), 1093-1102. DOI: 10.1016/S0082-0784(75)80374-2
- Elfasakhany, A., Tao, L., Espenas, B., Larfeldt, J., and Bai, X. S. (2013). "Pulverised wood combustion in a vertical furnace: Experimental and computational analyses," *Applied Energy* 112, 454-464. DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.04.051
- Elorf, A., and Sarh, B. (2019). "Excess air ratio effects on flow and combustion characteristics of pulverized biomass (olive cake)," *Case Studies in Thermal Engineering* 13, 100367. DOI: 10.1016/j.csite.2018.100367

- Fenimore, C. P. (1971). "Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames," *Symposium (International) on Combustion* 13(1), 373-380. DOI: 10.1016/S0082-0784(71)80040-1
- Field, M. A. (1969). "Rate of combustion of size-graded fractions of char from a low-rank coal between 1200 K and 2000 K," *Combustion and Flame* 13(3), 237-252. DOI: 10.1016/0010-2180(69)90002-9
- Gómez, M. A., Martín, R., Chapela, S., and Porteiro, J. (2019). "Steady CFD combustion modeling for biomass boilers: An application to the study of the exhaust gas recirculation performance," *Energy Conversion and Management* 179, 91-103. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.10.052
- Gu, M., Zhang, M., Fan, W., Wang, L., and Tian, F. (2005). "The effect of the mixing characters of primary and secondary air on NO_x formation in a swirling pulverized coal flame," *Fuel* 84(16), 2093-2101. DOI: 10.1016/j.fuel.2005.04.019
- Kandamby, N., Lazopoulos, G., Lockwood, F. C., Perera, A., and Vigevano, L. (1996). "Mathematical modeling of NO_x emission reduction by the use of reburn technology in utility boilers," in: *ASME Int. Joint Power Generation Conference and Exhibition*, Houston, TX.
- Karim, Md. R., and Naser, J. (2018). "CFD modelling of combustion and associated emission of wet woody biomass in a 4 MW moving grate boiler," *Fuel* 222, 656-674. DOI: 10.1016/j.fuel.2018.02.195
- Lauder, B. E., and Spalding, D. B. (1974). "The numerical computation of turbulent flows," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3(2), 269-289. DOI: 10.1016/0045-7825(74)90029-2
- Li, J., Biagini, E., Yang, W., Tognotti, L., and Blasiak, W. (2013). "Flame characteristics of pulverized torrefied-biomass combusted with high-temperature air," *Combustion and Flame* 160(11), 2585-2594. DOI: 10.1016/j.combustflame.2013.05.010
- Liu, B., Wu, Y., Cui, K., Zhang, H., Matsumoto, K., and Takeno, K. (2016). "Improvement of ignition prediction for turbulent pulverized coal combustion with EDC extinction model," *Fuel* 181, 1265-1272. DOI: 10.1016/j.fuel.2015.12.016
- Ma, L., Jones, J. M., Pourkashanian, M., and Williams, A. (2007). "Modelling the combustion of pulverized biomass in an industrial combustion test furnace," *Fuel* 86(12-13), 1959-1965. DOI: 10.1016/j.fuel.2006.12.019
- Magnussen, B. F., and Hjertager, B. H. (1977). "On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion," *Symposium (Internat.) on Combustion* 16(1), 719-729. DOI: 10.1016/S0082-0784(77)80366-4
- Murthy, J. Y., and Mathur, S. R. (1998). "Finite volume method for radiative heat transfer using unstructured meshes," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* 12(3), 313-321. DOI: 10.2514/2.6363
- Ndibe, C., Grathwohl, S., Paneru, M., Maier, J., and Scheftnecht, G. (2015). "Emissions reduction and deposits characteristics during cofiring of high shares of torrefied biomass in a 500 kW pulverized coal furnace," *Fuel* 156, 177-189. DOI: 10.1016/j.fuel.2015.04.017
- Pu, G., Zan, H., Du, J., and Zhang, X. (2017). "Study on NO emission in the oxy-fuel combustion of co-firing coal and biomass in a bubbling fluidized bed combustor," *BioResources* 12(1), 1890-1902. DOI: 10.15376/biores.12.1.1890-1902
- Raithby, G. D., and Chui, E. H. (1990). "A finite-volume method for predicting a radiant heat transfer in enclosures with participating media," *Journal of Heat Transfer* 112(2), 415-423. DOI: 10.1115/1.2910394
- Sami, M., Annamalai, K., and Wooldridge, M. (2001). "Co-firing of coal and biomass fuel blends," *Progress in Energy and Combustion Science* 27(2), 171-214. DOI: 10.1016/S0360-1285(00)00020-4

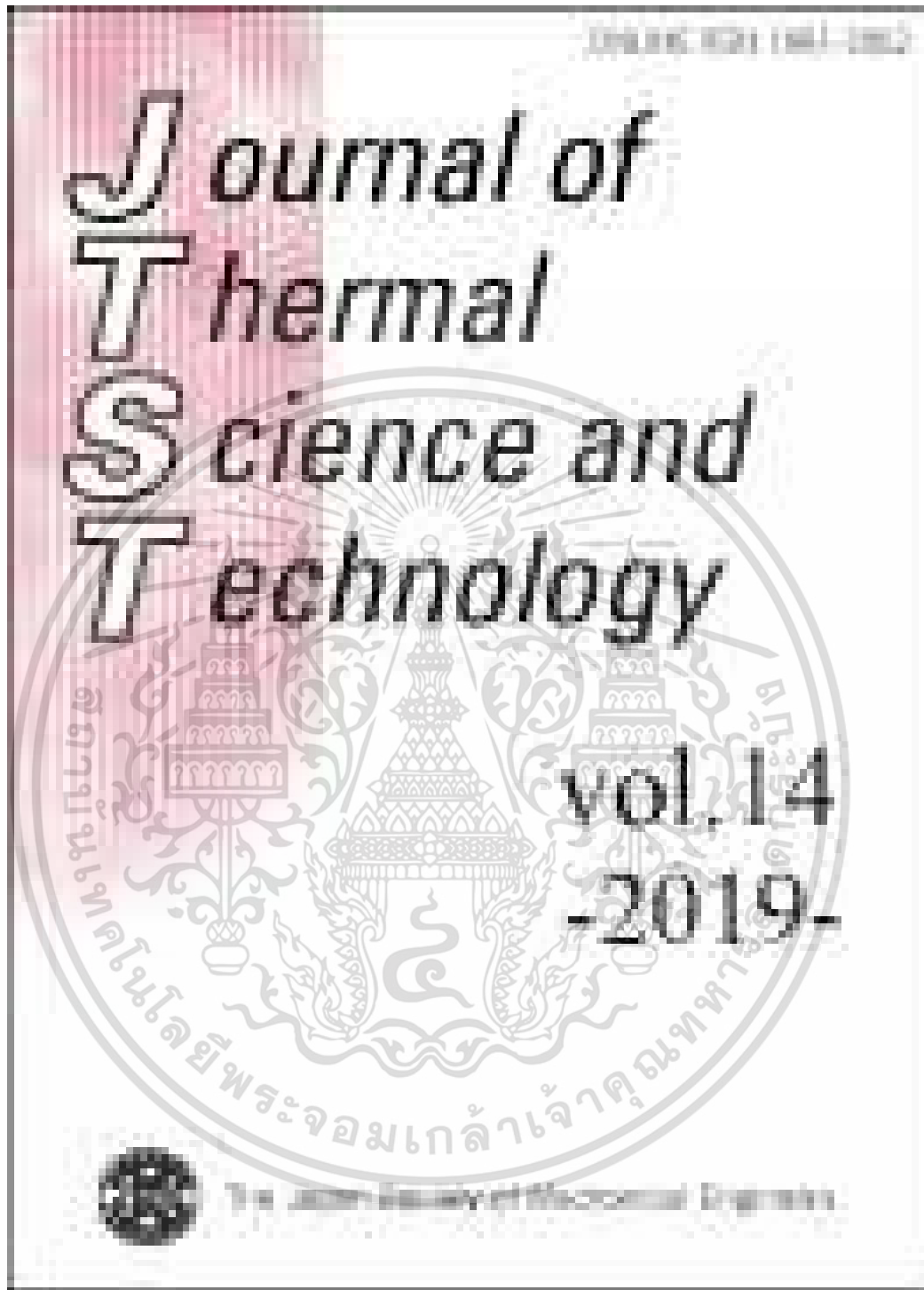
เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินทางปัญญาของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ไม่ควรนำออกนอกระบบโดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Smith, T. F., Shen, Z. F., and Friedman, J. N. (1982). "Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gases model," *Journal of Heat Transfer* 104(4), 602-608. DOI: 10.1115/1.3245174
- Wang, Y., Wang, X., Hu, Z., Li, Y., Deng, S., Niu, B., and Tan, H. (2015). "NO emissions and combustion efficiency during biomass co-firing and air-staging," *BioResources* 10(3), 3987-3998. DOI: 10.15376/biores.10.3.3987-3998
- Weber, R., Poyraz, Y., Beckmann, A. M., and Brinker, S. (2015). "Combustion of biomass in jet flames," *Proceedings of the Combustion Institute* 35(3), 2749-2758. DOI: 10.1016/j.proci.2014.06.033
- Yi, Q., Qi, F., Xiao, B., Hu, Z., and Liu, S. (2013). "Co-firing ramie residue with supplementary coal in a cyclone furnace," *BioResources* 8(1), 844-854. DOI: 10.15376/biores.8.1.844-854
- Yin, C., Rosendahl, L., and Kær, S.K. (2012). "Towards a better understanding of biomass suspension co-firing impacts via investigating a coal flame and a biomass flame in a swirl-stabilized burner flow reactor under same conditions," *Fuel Processing Technology* 98, 65-73. DOI: 10.1016/j.fuproc.2012.01.024
- Zeldovich, Y. B., Sadovnikov, P. Y., and Frank-Kamenetskii, D. A. (1947). *Oxidation of Nitrogen in Combustion*, Publishing House of the Acad. of Sciences of USSR, Moscow, Russia.
- Zhou, L. X., Zhang, Y., and Zhang, J. (2003). "Simulation of swirling coal combustion using a full two-fluid model and an AUSM turbulence-chemistry model," *Fuel* 82(8), 1001-1007. DOI: 10.1016/S0016-2361(02)00396-4

Article submitted: March 5, 2019; Peer review completed: May 25, 2019; Revised version received and accepted: June 6, 2019; Published: June 17, 2019.
DOI: 10.15376/biores.14.3.6146-6167

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Numerical investigation of the effect of constant velocity and constant residence time scaling criteria on the natural gas MILD combustion

Niwat SUKSAM* and Jarruwat CHAROENSUK*

*Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang
Chalongkrung Road, Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand
E-mail: jarruwat.ch@kmitl.ac.th

Received: 30 May 2019; Revised: 12 August 2019; Accepted: 29 September 2019

Abstract

This paper concerns with effect of scaling on performance of MILD combustor when increasing its geometry and thermal throughput from the 0.58 MW prototype to its scaled-up versions of 5.8 MW. The constant velocity (CV) and constant residence time (CRT) scaling approaches were used in this work. Their performances were simulated with a numerical model for MILD combustion which was thoroughly validated against existing experimental data. It was found that despite MILD condition could be successfully maintained with both scaling approaches up to the scaling factor of 10, the effect of CV scaling could lead to elevated NO_x emission due to increase in flow retention time in hot environment. The results were also discussed in term of Damköhler number. Despite of promising technology of MILD combustion for low- NO_x emission, care must be taken on NO_x emission level when scaling up with large scale factor under the CV criteria. As for the CRT criteria with increasing inlet velocity with the scale factor, the fuel and air supply pressure should be considered as a constrain when scaling up with large scale factor.

Keywords : Moderate or intense low-oxygen dilution (MILD) combustion, Natural gas, Scaling criteria, Computational fluid dynamics (CFD), NO_x emission

1. Introduction

Moderate or intense low-oxygen dilution (MILD) combustion (Cavaliere and Joannon, 2004) is an interesting technology for modern thermal generation plants. It delivers high combustion efficiency as well as low NO_x emission. This could be achieved by mixing the incoming air with recirculated hot flue gas prior to reacting with fuel under mixing controlled condition. Usually, high jet velocity of oxidizer is introduced to create enough entrainment of hot recirculating gas. This hot flue gas gets diluted with air mixture and further reacts with fuel downstream, creating a stable, well-distributed reaction zone in the combustion chamber. Consequently, the hot spot which promotes thermal NO_x formation can be minimized while maintaining relatively more uniform radiative heat transfer from hot gas to the furnace wall. Because of widespread reaction without hot spot of intense reaction, it is also called “flameless oxidation” (FLOX) (Wünning and Wünning, 1997) or flameless combustion (Mancini et al., 2007). Due to high temperature of diluted oxidizer, it is also called “high temperature air combustion” (HiTAC) (Tsuji et al., 2003). Since the reaction zone in this combustion mode is colourless and spread widely in the combustion chamber, it was also named as “colourless distributed combustion” (CDC) (Arghode et al., 2010).

There have been several studies on MILD combustion, both experimentally and numerically, such as; effects of geometry and operating condition, the effect of burner configuration (Nada et al., 2015; Lee et al., 2019a), furnace chamber configuration (Schaffel-Mancini et al., 2010; Tu et al., 2015a), jet velocity of reactant (Mi et al., 2011; Veríssimo et al., 2013), reactant temperature (Khoshhal et al., 2011; Huang et al., 2014), chemical composition of fuel and oxidizer (Dally et al., 2004; Tu et al., 2015b; Lee et al., 2019b), on NO_x formation and reduction (Wünning and Wünning, 1997; Mancini et al., 2002) and microscopic characteristics (Jin and Zhou, 2015; Zhang et al., 2019).

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Another important performance aspect of MILD combustion is the effect of scaling. When there is a desire for scaling up the unit from a laboratory-scale model to a full-scale prototype, there is a need in considering effects taking place with the change in geometry size on its combustion performance and emission. Ideally, scaling criterion should provide similar combustion and emission performance with the original model. However, it is not possible to find a universal scaling criterion of that capacity since combustion involves interaction of many complex processes that relate differently with the furnace, burner oxidizer and fuel inlets geometries as well as the operating conditions. On the other hand, it had been well-established that the recirculating gas with high temperature and its low oxygen content played an important role on MILD combustion. Some questions remain unanswered on how the change in geometry and burner size as well as the inlet velocity associated with different scaling criteria would affect to performance of MILD combustion, especially on NO_x formation mechanism. It is therefore interesting to find out how different scaling criterion would affect to this important characteristic.

Many works in the past concern with studies on the effect of scaling on conventional burner; i.e. on a natural gas swirl burner (Weber, 1996; Hsieh et al., 1998; Orsino and Weber, 2000), pyrolysis fuel dump combustor (Cole et al., 2000), pulverized coal swirl burner (Weber, 1996; Weber and Breussin, 1998). However, effects of scaling under MILD condition has remained largely unexplored. One of significant research finding was given by Kumar et al. (2005). They proposed that the percentage of hot gas recirculation was an important factor for successful scaling up for MILD combustion. In their work, experiment and computational simulation was carried out at thermal throughput scale factor of up to 50. For dimensional (D) scaling, they had adopted $D \approx Q^{1/3}$ where Q is the thermal throughput scale. The fuel velocity (U_f) scaling also followed $U_f \approx Q^{1/3}$ making the jet velocity to be very high at large scale. However, the air velocity was limited up to 100 m/s for practical reason. It appeared that the constant resident time (CRT) approach could maintain the heat release rate per unit volume while constant velocity (CV) approach would attenuate it when the burner was scaled up. A decrease in recirculation rate would be affected at greater degree when CV scaling was adopted. Therefore, CRT was favorable as far as scaling up of MILD combustion was concerned. Following this scaling requirement, an increase in gas injection velocity could be done on fuel side up to the limit of the supply pressure. Difficulties existed on the air supply side, however, when they attempted for practical scaling up to the industrial level. Therefore, scaling up of the air supply side was relaxed from CRT approach and compensated by an increase in jet velocity of the fuel side.

Another study on a laboratory-scale model on flameless mode of oxy-fuel combustion and its scaled-up version was recently published by Ghadamgahi et al. (2018). It was reported that the furnace had been successfully scaled up to the industrial level and the investigation was successfully carried out using validated computational fluid dynamics (CFD) model. That study had focused on data acquisition method. However, the effect on its performance due to change in geometry and thermal throughput was not reported.

The study on the effect of different scaling criteria, especially constant velocity and constant residence time approaches, on performance of MILD combustion has been relatively rare when compared to other performance aspects mentioned earlier. In addition, the study carried out by Kumar et al. (2005) was on a high heat release burner ($\approx 5.6 \text{ MW/m}^3$ of the combustion chamber), while another category of burner with relatively lower heat release has not been investigated. With this latter category, the design constrain is different from the former one as it allows larger space for flue gas mixing as well as the difference in utilization of thermal energy.

From existing literatures, factors affecting the burner's performance as well as NO_x emission has been extensively investigated. Although most of the past work had revealed the effect on NO_x emission when scaling up with CV and CRT criteria, the effect under MILD condition had not been investigated so far. Due to such limited information regarding the effect of scaling on performance of MILD combustion for industrial combustor (0.023 MW/m^3 of the base case), this work aimed at assessment on this burner category which have not been investigated so far. A comparison study was carried out on a semi-industrial, 0.58 MW model and its scale-up versions of 5.8 MW under two scaling approaches, the constant velocity and the constant residence time. CFD was carefully adopted as a tool for this assessment where flow aerodynamics, reaction, temperature distribution and NO_x emission were reported. The size of chemical flame, which is one of important features of MILD combustion, is also investigated. The results were also discussed in term of Damköhler number which was one of important characteristic of MILD combustion. It also focuses on the effect of different scaling criteria on NO_x emission level. The formation of NO_x will be analyzed in relation with change in burner throughput. To the author's knowledge, this performance aspect has not been reported in any existing literatures.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. Approach of this study

2.1 Scaling criteria

In this study, geometric similarity was maintained where thermal throughput was scaled up using two scaling criteria; i) the constant velocity and ii) the constant residence time. These two well-known approaches had been adopted for scaling up conventional swirl stabilized combustors and their effects on combustion performances had been assessed (Weber, 1996; Weber and Breussin, 1998; Orsino and Weber, 2000).

The thermal throughput of the burner is evaluated as follow:

$$Q_0 = K \rho_0 U_0 D_0^2 \quad (1)$$

where K is a proportionality constant, ρ_0 is the inlet fluid density, U_0 is the characteristic burner velocity and D_0 is the burner diameter. By maintaining constant gas velocity at the burner exit ($U_0 = \text{constant}$), the relationship between the burner diameter and its thermal throughput is as follow:

$$\frac{D_2}{D_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^{1/2} \quad (2)$$

where D_1 and D_2 stand for geometry dimension of original and scale up version, respectively, Q_1 and Q_2 stand for thermal throughput of original and scale up version, respectively. In order to keep flow residence time constant between its laboratory scale model and its full-scale prototype, the ratio between the burner diameter and the inlet velocity must be maintained ($D_0/U_0 = \text{constant}$). This leads to the following relationship:

$$\frac{D_2}{D_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^{1/3} \quad (3)$$

2.2 Reference case for a study on effect of scaling in MILD combustion

A semi-industrial scale furnace of the International Flame Research Foundation (IFRF) (Weber et al., 1999, 2005) as seen in Fig. 1 was adopted in this work. Natural gas was fired at 0.58 MW throughput. The furnace has a cross-section area of $2 \times 2 \text{ m}^2$ with 6.25 m in length. The burner comprises of; i) one vitiated air inlet locating at the center of the inlet plane having a diameter of 0.124 m, and ii) two fuel inlets locating at 0.28 m horizontally from the oxidizer inlet, each of which had an initial port diameter of 0.01 m, then stepping up to 0.05 m before the inlet plane. The exhaust port of 0.75 m in diameter located at the center of an exit plane. The temperature of oxidizer gas was raised up by a pre-combustor of lean burn natural gas and later mixed with pure oxygen. Eventually, the temperature of oxidizer at inlet was as high as $1300 \text{ }^\circ\text{C}$, with 19.5% oxygen, 6.4% carbon dioxide, 15% water vapour, 59.1% nitrogen and 110 ppm (dry) NO_x by volume. There were seven transverse monitoring locations along the furnace axis (z axis) as seen in Fig. 1. The ratio of axial distance from the burner to the furnace length (z/Z) equals to 0.024, 0.0688, 0.1168, 0.2128, 0.328, 0.5152 and 0.7968.

2.3 Computational method

The numerical simulation in this work is of three-dimensional type. A quarter of the furnace was modelled to minimize computational time. The hexahedral cell type was chosen for meshing. There were 606270 cells as seen in Fig. 2. The composition by volume of natural gas was; 87.8% methane, 4.6% ethane, 1.6% propane, 0.5% n-butane and 5.5% nitrogen. The composition of 94.5% methane and 5.5% of nitrogen was adopted to reduce the complication of combustion model.

In this study, the constant velocity and constant residence time scaling criteria were chosen. The thermal throughput was scaled up to the industrial level of 5.8 MW, which equal to thermal scale factor of 10. The operating condition is given in Table 1.

Gambit meshing software (ANSYS Gambit 2.4, 2006) was used for construction of the furnace domain and meshing. The mesh file was then transferred to Fluent CFD software (ANSYS Fluent 6.3, 2006) to perform a combustion simulation. Steady-state models were used for conservation of mass, momentum, energy and species

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

transport. Turbulence was modeled together with the Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equations of momentum. The standard $k-\epsilon$ model was adopted as it provided stable and accurate solution for non-swirling flow and provided reasonable entrainment rate for oxidizer stream (Kim et al., 2008; Tu et al., 2015a). Standard wall function was adopted for modelling of turbulence near wall. The combustion of natural gas was modelled by the Eddy Dissipation Concept (EDC) which was proven to be suitable for MILD combustion (Vascellari and Cua, 2012; Lupant and Lybaert, 2015). The model was coupled with the four-step chemical reaction and seven chemical species as shown in Table 2. The radiation model used was P-1 model which had been widely used for MILD combustion (Vascellari and Cua, 2012; Tu et al., 2015a). The weighted sum of gray gas model (WSGGM) (Smith et al., 1982; Coppalle and Vervisch, 1983) was adopted for calculation of radiation absorptivity of gas mixture in the combustion domain.

The calculation method for formation of nitric oxide of nitrogen (NO_x) was done after the solution was converged (post-processing method). Since NO_x concentration was relatively low compared with other major gas species, thus its effect to combustion was regarded as neglectable. NO_x models in this study comprised of; Thermal NO_x (Zeldovich et al., 1947), Prompt NO_x (Fenimore, 1971) and NO_x reduction (Kandamby et al., 1996). Detailed explanation of these models is available in Fluent (ANSYS Fluent 6.3 Theory Guide, 2006).

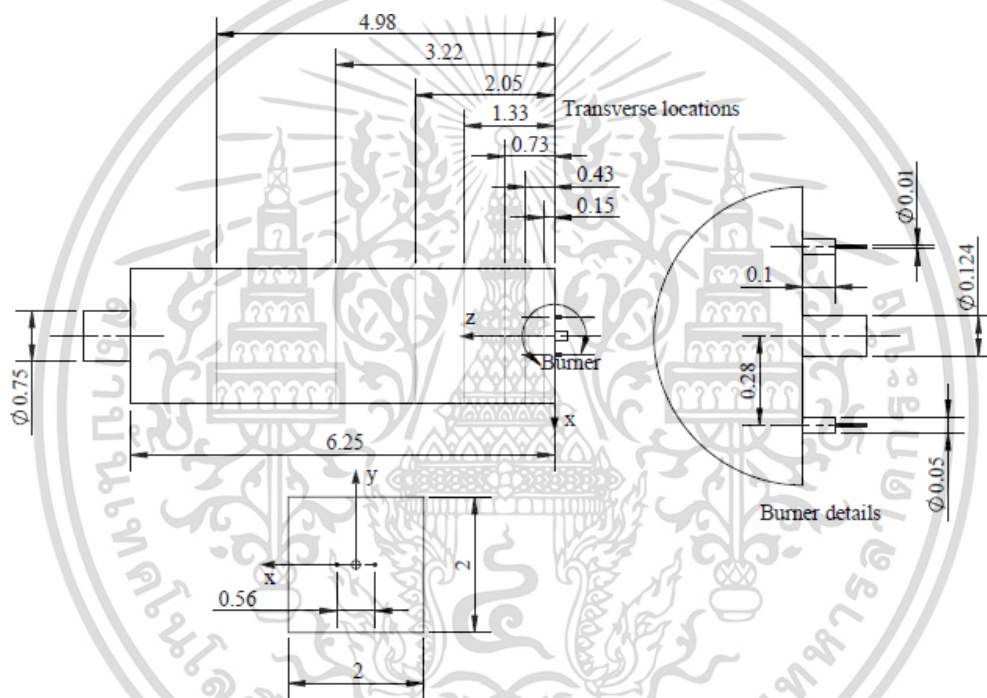


Fig. 1 The IFRF semi-industrial scale furnace and measuring transverse locations (dimension in m).

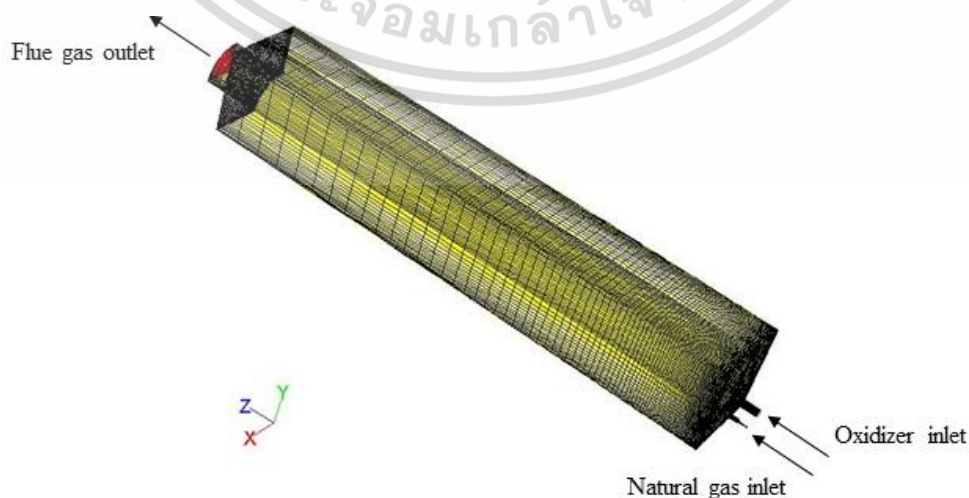


Fig. 2 Computational domain and mesh of the furnace.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 1 The furnace parameter in different scaling approaches.

Parameter	Semi-industrial scale	CV full industrial scale	CRT full industrial scale
Thermal throughput scale factor	1	10	10
Fuel thermal throughput	0.58 MW	5.8 MW	5.8 MW
Oxidizer thermal input	0.35 MW	3.5 MW	3.5 MW
Total thermal input	0.93 MW	9.3 MW	9.3 MW
Fuel inlet	0.013056 kg/s	0.13056 kg/s	0.13056 kg/s
Oxidizer inlet	0.23056 kg/s	2.3056 kg/s	2.3056 kg/s
Fuel inlet velocity	123 m/s	123 m/s	264 m/s
Oxidizer inlet velocity	87 m/s	87 m/s	188 m/s
Geometry scale factor	1	3.1623	2.1544
Fuel inlet diameter	0.01 m	0.031623 m	0.021544 m
Oxidizer inlet diameter	0.124 m	0.39213 m	0.26715 m
Fuel inlet residence time (theoretical)	81 μ s	257 μ s	81 μ s
Oxidizer inlet residence time (theoretical)	1425 μ s	4507 μ s	1425 μ s
Outlet diameter	0.75 m	2.3717 m	1.6158 m
Furnace length	6.25 m	19.764 m	13.465 m
Furnace width	2 m	6.3246 m	4.3088 m

Table 2 The global reaction mechanisms of natural gas combustion in the present study.

Reactions	A (kmol/m ³ s)	E (J/kmol)	Reaction orders	Reference
$\text{CH}_4 + 0.5\text{O}_2 \rightarrow \text{CO} + 2\text{H}_2$	4.4×10^{11}	1.2553×10^8	$[\text{CH}_4]^{0.5}[\text{O}_2]^{1.25}$	(Jones and Lindstedt, 1988)
$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO} + 3\text{H}_2$	3.1×10^8	1.2553×10^8	$[\text{CH}_4][\text{H}_2\text{O}]$	(Jones and Lindstedt, 1988)
$\text{CO} + 0.5\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$	2.5×10^8	6.6948×10^7	$[\text{CO}][\text{O}_2]^{0.3}[\text{H}_2\text{O}]^{0.5}$	(Hottel et al., 1965)
$\text{H}_2 + 0.5\text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O}$	7.9×10^{10}	1.4645×10^8	$[\text{H}_2][\text{O}_2]^{0.5}$	(Marinov et al., 1996)

2.4 Mesh independent study and model validation

Mesh independent study was carried out for the 0.58 MW furnace so that the effect of mesh refinement was kept at minimum for all cases under this investigation. The results from the calculation with 606270 cells were compared with those from 1295965 cells, i.e. the axial velocity, flue gas temperature, oxygen and carbon dioxide concentrations. The difference of these profiles along the axial distance from the burner exit plane were small, as seen in Fig. 3. Therefore, the calculation with 606270 cells was chosen for all scaled-up cases in a study on the effect of scaling. The simulation was also validated against published experimental results of IFRF, cited by Orsino et al., (2001). As seen in Fig. 4, the predicted result was satisfactorily agreed with experiment. This gave us reasonable degree of confidence for our next study on effect of scaling on MILD combustion.

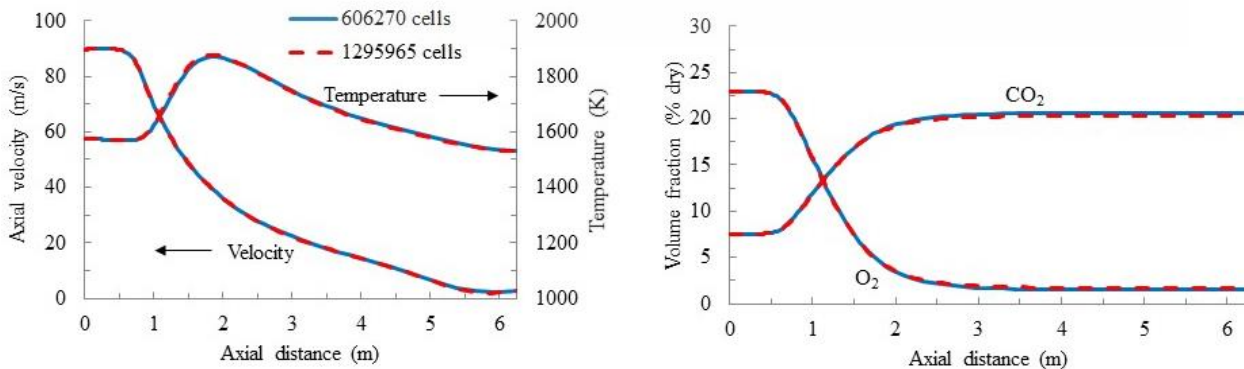


Fig. 3 Mesh independent test in axial velocity, temperature, O₂ and CO₂ along the center line of the furnace.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

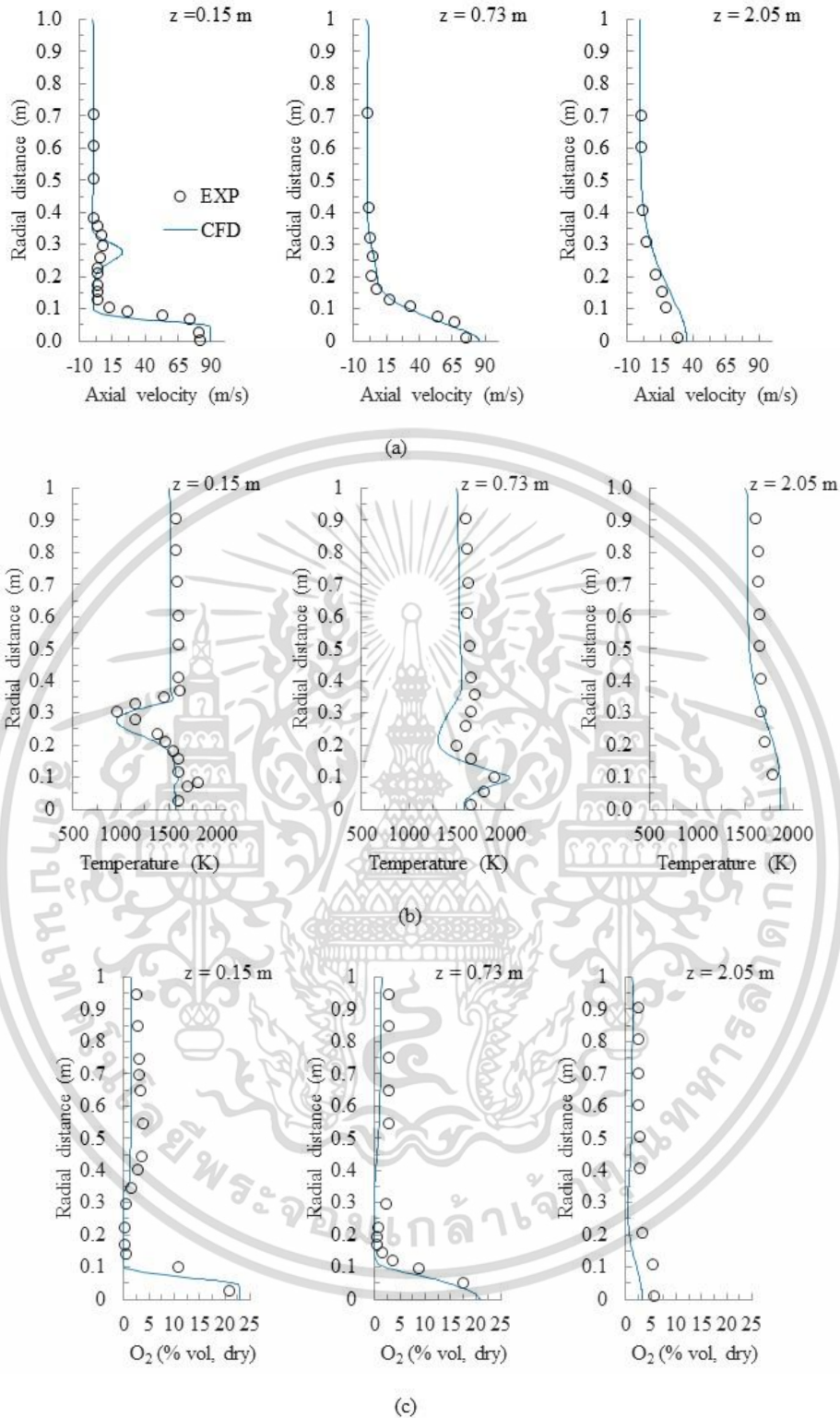


Fig. 4 Comparison of the results from experiment and CFD: (a) axial velocity; (b) temperature; (c) O₂ concentration.

3. Results and discussions

3.1 Scale effect on flow field

Figure 5 illustrates the axial velocity for the original 0.58 MW furnace and the 5.8 MW furnaces of both scaling criteria. Despite of the same amount in fuel and oxidizer mass flow for each burner throughput, scaling up using CRT scheme requires smaller chamber size than the CV scheme, as reflected in the relationship between geometry and thermal throughput ratios, see Eqs. (2) and (3). The gas velocity for the case of CRT scaling was higher than the CV's

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

in order to keep the flow residence time equal to that of its original model. Therefore, higher convection due to an increase in jet velocity was presented for the scaled-up version with CRT scheme. Figure 6 shows similarity in path lines of flow between the original model at 0.58 MW and its scaled-up versions. This recirculated flue gas with low oxygen content then mixed with incoming fuel and consequently mixed with vitiated oxidizer at central region of the furnace. At this point, stability occurred when the temperature and oxygen content in oxidizer were sufficiently high to react with the fuel-rich flue gas mixture.

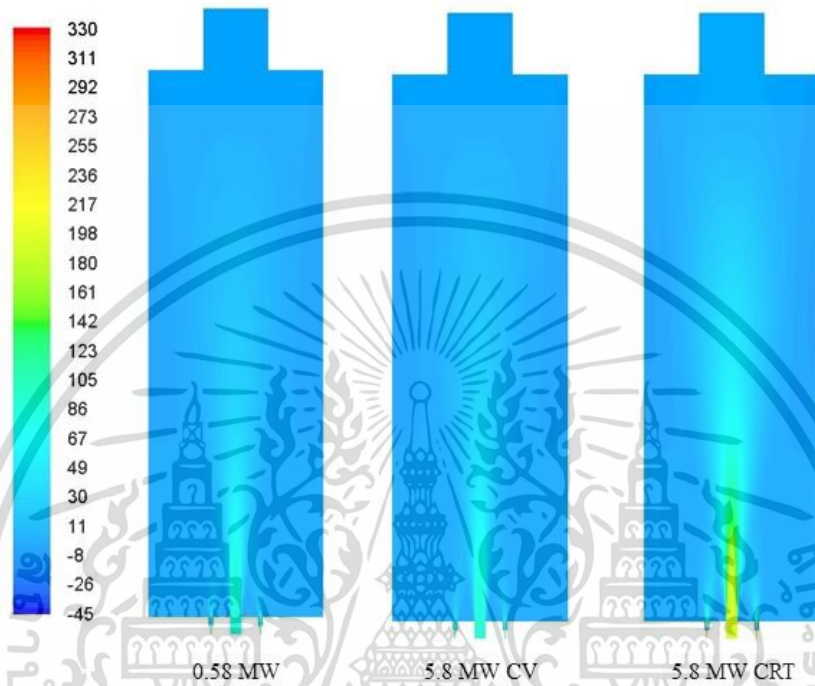


Fig. 5 Contour of the axial velocity (m/s) in the x-z plane ($y = 0$).

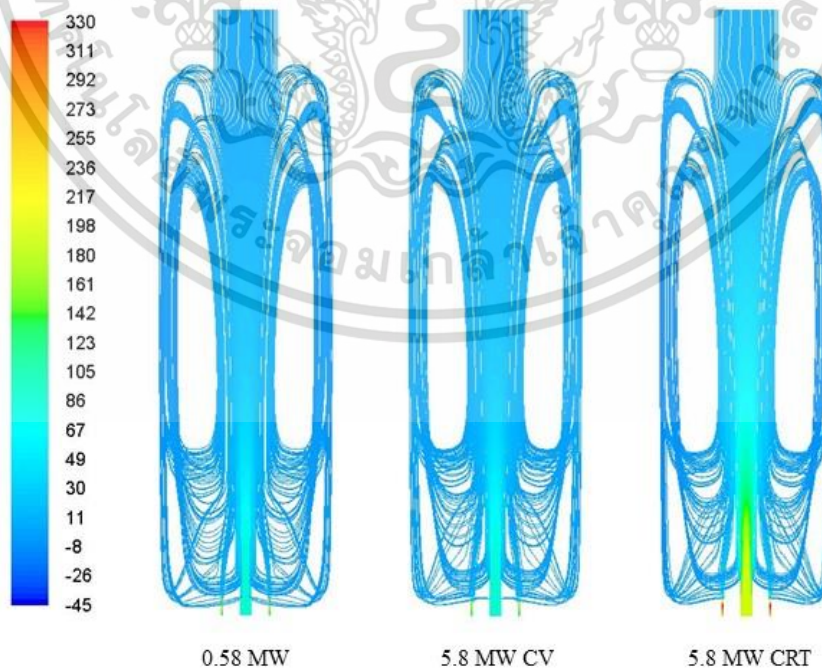


Fig. 6 Path lines of the gas flow colored by axial velocity (m/s) in the furnace.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

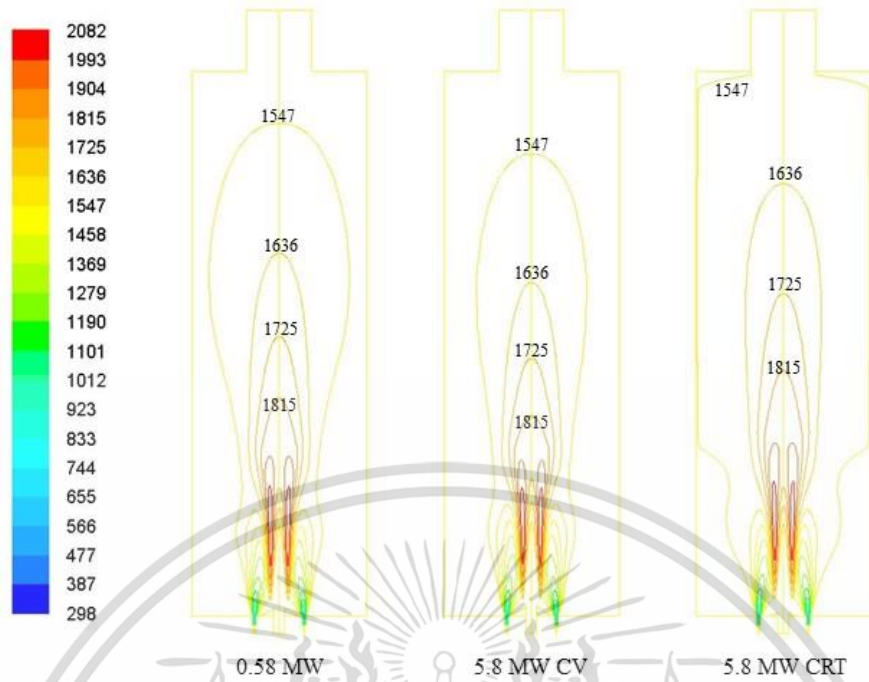


Fig. 7 Contour of the temperature (K) in the x-z plane ($y = 0$).

3.2 Scale effect on temperature distribution

Figure 7 shows temperature distributions of the original 0.58 MW and its scaled-up versions using CV and CRT. This stronger convection of CRT scaled-up version helped spreading out the high temperature zone downstream resulting in a relatively more uniform temperature distribution. The central jet of CRT was able to carry high thermal energy deeper downstream, while temperature of the base case and its CV scaled-up version was similar. In other word, higher momentum of the jet in CRT scaled-up version resulted in greater penetration of the central jet when compared with the CV scaled-up version and the base case.

With the case of CRT scaled-up version, relatively wider zone of high temperature was observed. It is also useful to note here that the wall temperature of all cases was maintained at 1500 K. Although, the heat loss at wall relates differently with scaling factor and contribute to dissimilarity in flue gas temperature at outlet plane, simulation suggested little difference in the ratio of heat extraction at wall to heat input by being less than one percent among all three cases, as shown in Table 3.

Table 3 Energy balance calculation (a quarter of the furnace domain)

Energy	0.58 MW	5.8 MW CV	5.8 MW CRT
Reactant enthalpy input (MW)	0.090871	0.90865	0.90844
Enthalpy of combustion ¹ (MW)	0.14819	1.4819	1.4819
Total energy input (MW)	0.23906	2.3905	2.3903
Wall heat extraction (MW)	0.14018	1.3906	1.3880
Flue gas enthalpy outlet (MW)	0.10205	1.0145	1.0575
Total energy out (MW)	0.24223	2.4051	2.4455

¹ Calculated based on natural gas lower calorific value.

3.3 Scale effect on oxygen concentration

Figure 8 illustrates oxygen concentration of the base case and its scaled-up versions. The finding coincides with temperature distribution as discussed in earlier section, where wider region of low oxygen content was observed, indicating that the consumption rate and convection effect of CRT scaling were relatively higher than those from CV scaling. Relatively lower oxygen content was also found at the exit of the furnace in this case.

Dimensional analysis suggested that Kolmogorov eddy time scale (τ_k) was maintained while length scale (l_k) varied

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

with $Q^{1/3}$ for the case of CRT scaling. However, τ_k varied with $Q^{1/2}$ as well as its length scale for CV's, see Eq. (7) and Kumar et al., (2005). Under non-premixed condition as occurred in MILD combustion, the reaction rate in a scaled-up furnace under CRT scheme was similar to that of its original version, while lower rate was found in a scaled-up version under CV scheme, see Fig. 9.

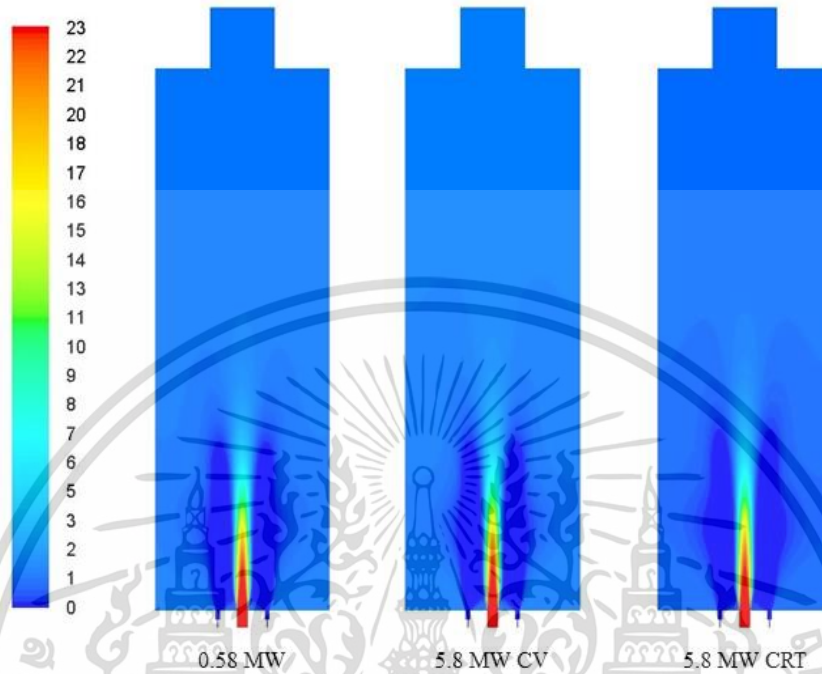


Fig. 8 The O₂ concentration (% vol. dry) contours in the x-z plane (y = 0).

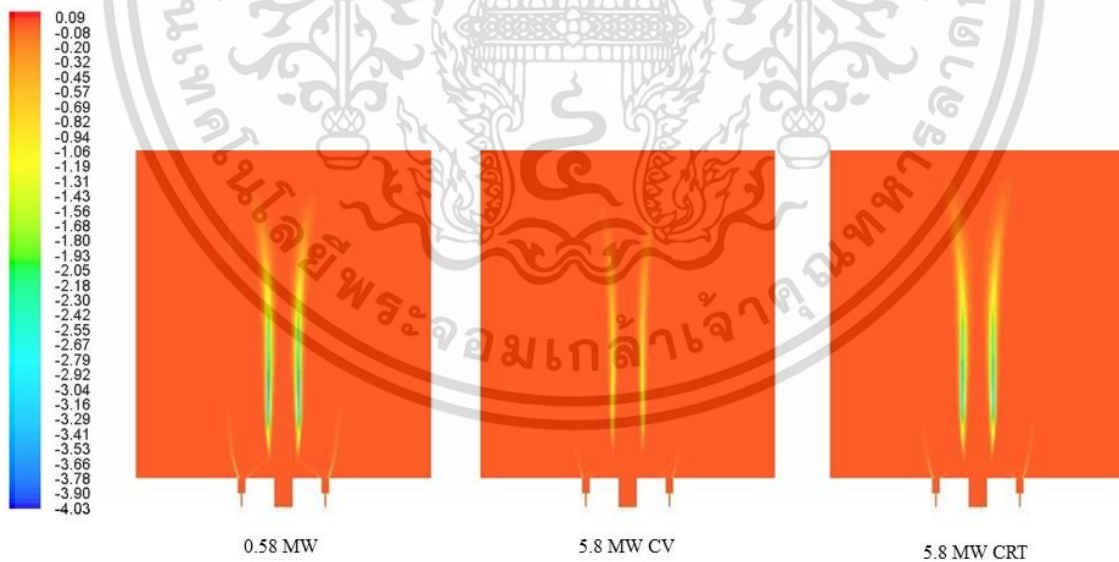


Fig. 9 Contour of the O₂ reaction rate (kg/m³ s) near the burner in the x-z plane (y = 0).

3.4 Scale effect on the internal recirculation rate

Figure 10 shows the internal recirculation rate (K_V) for both scaling criteria. This parameter has been defined and introduced by Wüning and Wüning (1998) and is calculated as follow:

$$K_V = \frac{m_e}{m_a + m_f} \quad (4)$$

เอกสารนี้เผยแพร่โดยวารสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

It is the mass ratio between the recirculated gas (m_e) to the mass of all inlet jets, which includes fuel (m_f) and oxidizer (m_a). The recirculated gas is induced upstream by fuel and oxidizer jets. This parameter indicates how much the amount of hot recirculated gas containing low oxygen concentration is entrained by the jets. The higher value of K_V the greater degree of dilution taking place on the jet stream thus higher mixture temperature is realized with this hot gas mixing. With this scenario, stability can be achieved while keeping temperature in the reaction zone low in order to minimize the formation of thermal NO_x . From Fig. 10, the profiles of all cases are similar. The peak value of K_V for each case is seen at location around $z/Z = 0.5152$ with the maximum value of 6.3 for all cases. The value of K_V has further decreased to 3.0 at $z/Z = 0.7968$.

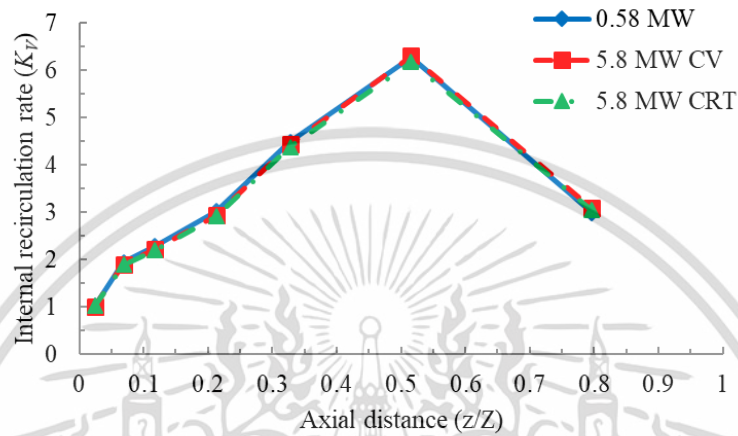


Fig. 10 The internal recirculation rate along the normalized axial distance.

Figure 11 illustrates the development from unstable flame into MILD combustion of a 0.58 MW model and its 5.8 MW CV and 5.8 MW CRT prototypes at locations $z/Z = 0.024, 0.0688, 0.1168, 0.2128, 0.328$ and 0.5152 , respectively. At first, second and third monitoring locations, flame was classified as unstable according to Wüning and Wüning (1998). However, after getting enough entrainment of hot recirculating gas, it has developed to be in MILD mode from the fourth, fifth and sixth monitoring locations. At these latter monitoring locations, the values of K_V of the base case, 0.58 MW, as well as the scaled-up cases, 5.8 MW CV and 5.8 MW CRT, were almost similar. In addition, the 5.8 MW CRT yielded slightly lower value of K_V . However, higher in area-weighted average flue gas temperature was observed for 5.8 MW, when scaling under CRT scheme, as compared to its original version. This confirms that up to the scaling factor of 10, the CV and CRT scaling approaches do not have significant effect to MILD combustion characteristics.

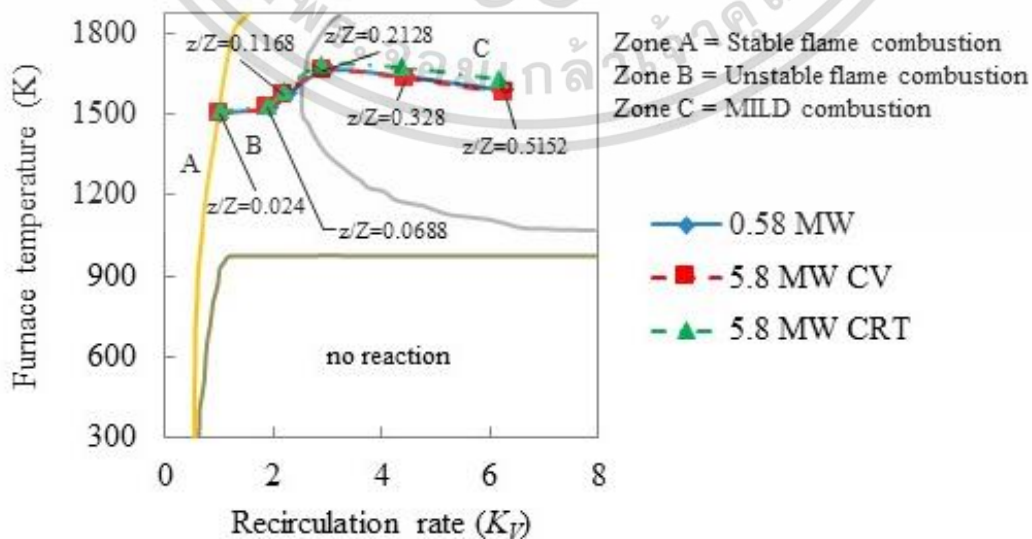


Fig. 11 The operation zone of each normalized axial distance.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับงานวิจัยนี้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้เขียนได้ทำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5 Scale effect on MILD combustion regime

Since MILD combustion is in flameless mode, it is merely possible to visualize the flame. The oxidation mixture ratio (R_O) was firstly defined by Yang and Blasiak (2005). This parameter was later used by Li et al. (2013) and Tu et al. (2015). It is therefore adopted in this study to identify the chemical flame shape. R_O is calculated as follow:

$$R_O = \frac{x_{O_2}}{x_{O_2} + 2x_{CH_4} + 0.5x_{CO} + 0.5x_{H_2}} \quad (5)$$

where x_{O_2} , x_{CH_4} , x_{CO} and x_{H_2} represent the mole fraction of oxygen, methane, carbon monoxide and hydrogen, respectively. The value of $R_O = 0$ denotes fuel rich gas without oxygen while $R_O = 1$ denotes the oxygen rich gas without fuel. The flame border was defined at the location where $R_O = 0.99$ was presented (Yang and Blasiak, 2005). Figure 12 illustrates chemical flame border for all scaled-up furnace. It was found that the coverage of chemical flame with CRT scaling scheme was greater than that of the CV, indicating wide-spread flame with stronger convection effect created by higher jet velocity.

To investigate volumetric combustion, Yang and Blasiak (2005) had proposed a parameter so-called ‘‘Chemical flame occupation degree’’, R_F , defined as follow:

$$R_F = \frac{V_f}{V_F} \quad (6)$$

where V_f is the chemical flame volume (volume which the value of R_O between 0 to 0.99) and V_F is the furnace volume. From Fig. 12 it was found that the chemical flame volume of the CRT prototype occupied larger portion of the furnace space than its counterpart, the CV prototype, as well as its original model. Figure 13, showing the chemical flame occupation degree (R_F), suggests that the CRT scale up had 6.6%, while the base case and the CV prototype had 4.7%.

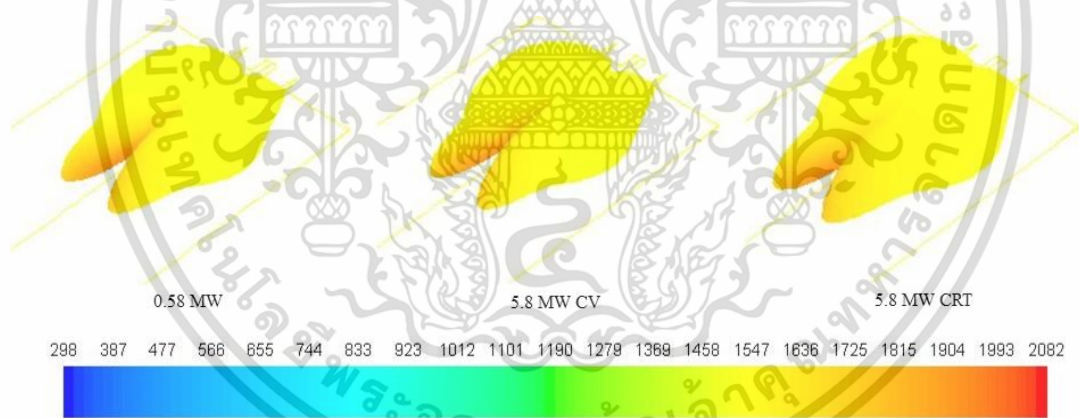


Fig. 12 Iso-surface of $R_O = 0.99$ coloured by temperature (K).

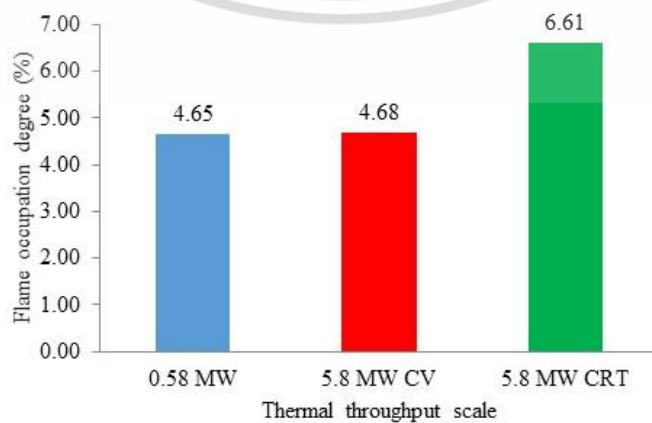


Fig. 13 Chemical flame occupation degree for the three cases.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

MILD combustion possesses the magnitude of flow time scale being comparable to that of chemical time scale (Wang et al., 2018) or the former was one order of magnitude larger (Zhang et al., 2019). Damköhler number is the ratio of flow time scale (τ_f) to reaction time scale (τ_c) ($Da = \tau_f/\tau_c$). In this study τ_f is defined as the Kolmogorov time scale (τ_k) calculated as follow:

$$\tau_k = \left(\frac{\nu}{\varepsilon}\right)^{1/2} \tag{7}$$

where ν is the turbulent kinematic viscosity and ε is the turbulent dissipation rate. For τ_c , in this study, it is calculated as follow:

$$\tau_c = \frac{C_{O_2} M_{w,O_2}}{R_{O_2}} \tag{8}$$

where C_{O_2} , M_{w,O_2} and R_{O_2} stand for molar concentration, molecular weight and net reaction rate of oxygen, respectively. The flow time scale of the CV version was significantly greater than its original model and related with a square root of thermal throughput. However, in Fig. 14, the profile of Da at different normalized transverse locations suggested slightly difference in magnitude between the base case and its scaled-up cases, with the profile of CRT spreading wider as seen at locations $z/Z = 0.0688$, 0.1168 and 0.2128 . This could be postulated that the chemical time scale also varied with thermal throughput at the same order with the flow time scale, although there was a slightly difference in Da when compared with the base case of 0.58 MW.

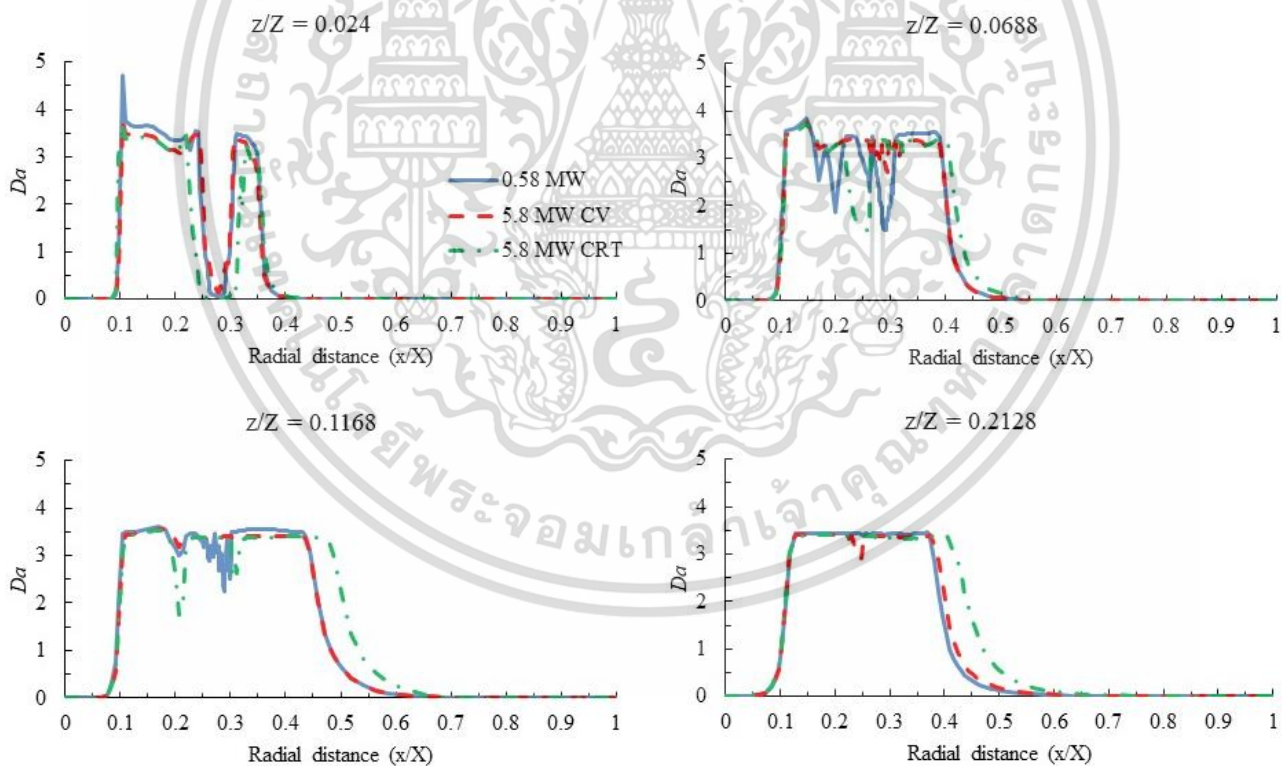


Fig. 14 The Damköhler number along the normalized radial distance at different transverse locations.

3.6 Scale effect on NO_x emission

Figures 15 and 16 indicates the effect of scaling criteria on NO_x emission. Scaling up with CV criterion had led to significant increase in NO_x emission, while CRT criterion yielded similar value with the original model with slightly lower emission (at 1.84% lower). Higher NO_x concentration was clearly observed downstream of the furnace scaled-up with CV criterion. An increase in residence time under CV scaling up regime had played an important role on higher NO_x emission. The detailed discussion on contribution of thermal NO_x, prompt NO_x and reduction of NO_x (NO_x

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

reburning) is given below.

Table 4 summarizes the contributions of thermal NO_x, prompt NO_x and NO_x reburning on total emission. It was clear that thermal NO_x was the main contributor on NO_x emission followed by prompt NO_x. Not surprisingly, as reburning NO_x mechanism was driven by the concentration of NO_x and HCN, the maximum NO_x reduction was found for the case scaled up with CV criterion. When scaling up using CV approach, it allows NO_x formation activity a longer residence time thus resulting in greater accumulation of NO_x in the furnace domain which eventually lead to higher NO_x emission. The result shows that thermal NO_x accumulation for the CV case was the highest (296.23 - 110 = 186.23) as compared with prompt NO_x with one order of magnitude lower (122.28 - 110 = 12.28).

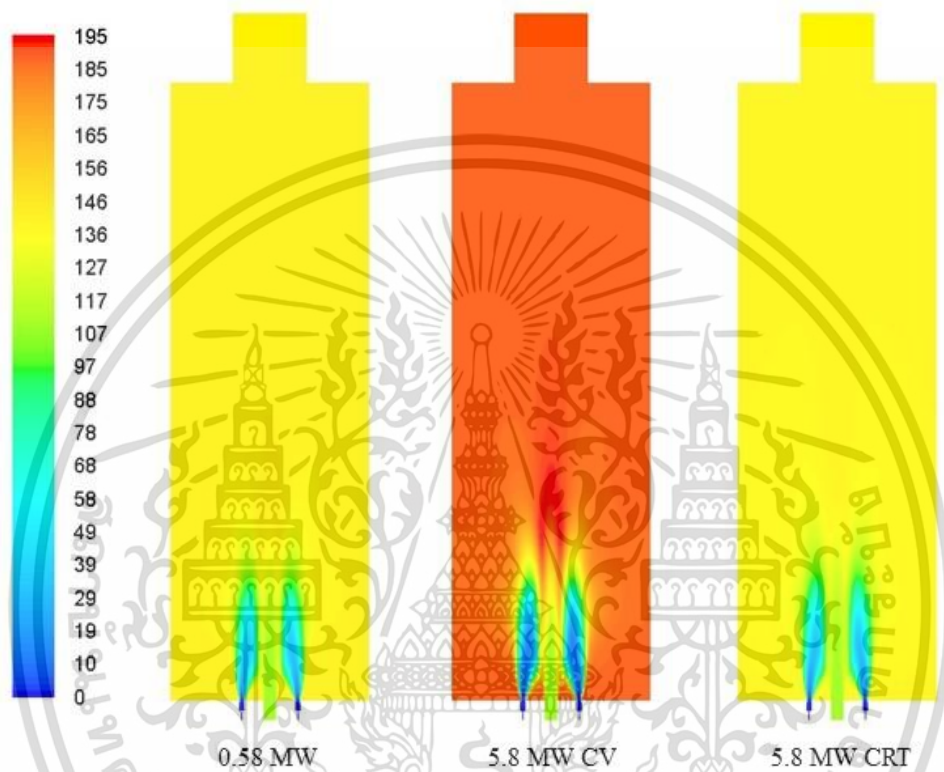


Fig. 15 NO_x concentration (ppm, volume dry) in the x-z plane (y = 0).

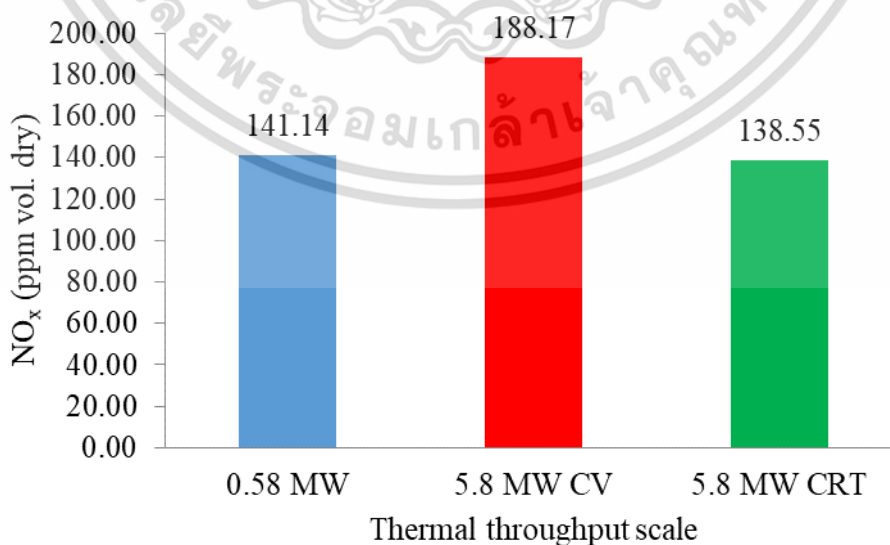


Fig. 16 Outlet NO_x concentration for the three cases.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 4 Results of NO_x formation and destruction (ppm vol. dry) for the three case.

NO _x Calculation	0.58 MW	5.8 MW CV	5.8 MW CRT
NO _x concentration in oxidizer	110	110	110
Calculate only thermal NO _x	187.35	296.23	189.16
Calculate only prompt NO _x	119.24	122.28	122.03
Calculate thermal NO _x and prompt NO _x	188.57	299.32	190.41
Calculate thermal NO _x , prompt NO _x and reburning NO _x	141.14	188.17	138.55
Difference when reburning NO _x activated	-47.43	-111.15	-51.86

4. Conclusion

The effect of scaling criteria on performance of combustion when scaling up a semi-industrial scale MILD combustion to an industrial scale prototype has been numerically investigated. The constant velocity scaling and constant residence time scaling were employed to enhance the thermal throughput from the original semi-industrial scale furnace, 0.58 MW, by a factor of 10. It was found that by adopting conventional CV scaling criteria, an increase in NO_x emission was observed. This work also presents the chemical flame occupation degree, R_f , the internal recirculation rate, K_V and Damköhler number. Variations of these important indicative parameters across different scaling approaches were presented for the first time, when effects of scaling on the performances of MILD combustion were investigated. The main findings of this research are as follow.

1. MILD combustion could be scaled up satisfactorily with thermal scale factor of up to 10. When comparing the result of the base case and both of its scaled-up versions, the ratio between the recirculated mass to the mass of all inlet jet, K_V was maintained at the same normalized location. This is an essential indicative parameter of MILD combustion.

2. The CV scaling criterion had resulted in longer flow residence time in the scaled-up version. However, mixing due to turbulence was less intense at the same order with flow residence time, resulting in similarity in flow aerodynamics. As for the CRT scaling approach, an increase in flow velocity led to higher turbulent intensity in the scaled-up version of the furnace, higher jet velocity was also observed at the same order with turbulence intensity, resulting in similarity in flow aerodynamics.

3. The chemical flame occupation degree of a furnace scaled-up with CRT scheme was relatively greater than its counterpart, the CV scaled-up version.

4. Similarity in distribution of Damköhler number was found among the base case and its scaled-up version of both scaling criteria with slightly wider distribution observed for CRT case. This is an indication of similarity in combustion where the ratio of flow time scale to the reaction time scale was maintained.

5. NO_x emission of CV scaled-up case was, however, higher than its counterpart, the CRT's, due to higher residence time of NO_x formation under a kinetically controlled environment.

Acknowledgement

The authors are grateful to the financial support from The Research and Researchers for Industries Program (RRI: PHD 57 I 0045), The Thailand Research Fund.

References

- ANSYS Fluent 6.3 (2006) ANSYS, Inc.
 ANSYS Fluent 6.3, Theory Guide (2006) ANSYS, Inc.
 ANSYS Gambit 2.4 (2006) ANSYS, Inc.
 Arghode, V. K. and Gupta, A. K., Effect of flow field for colorless distributed combustion (CDC) for gas turbine combustion, Applied Energy, Vol.87 (2010), pp.1631-1640.
 Cavaliere, A. and de Joannon, M., MILD combustion, Progress in Energy Combustion Science, Vol.30, (2004), pp.329-366.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Cole, J. A., Parr, T. P., Widmer, N. C., Wilson, K. J., Schadow, K. C. and Seeker, W. M. R., Scaling criteria for the development of an acoustically stabilized dump combustor, *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.28 (2000), pp.1297-1304.
- Coppalle, A. and Vervisch, P., The total emissivities of high-temperature flames, *Combustion and Flame*, Vol.49 (1983), pp.101-108.
- Dally, B. B., Riesmeier, E. and Peters, N., Effect of fuel mixture on moderate and intense low oxygen dilution combustion, *Combustion and Flame*, Vol.137 (2004), pp.418-413.
- Fenimore, C. P., Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames, *Symposium (International) on Combustion*, Vol.13 (1971), pp.373-380.
- Ghadamgahi, M., Ölund, P., Ekman, T., Andersson, N. and Jönsson, P., Numerical and experimental study on flameless oxy-fuel combustion in a pilot-scale and a real-size industrial furnace, *Applied Thermal Engineering*, Vol.141 (2018), pp.788-797.
- Hottel, H. C., Williams, G. C., Nerheim, N. M., and Schneider, G. R., Kinetic studies in stirred reactors: Combustion of carbon monoxide and propane, *Symposium (International) on Combustion*, Vol.10 (1965), pp.111-121.
- Hsieh, T. -C. A., Dahm, W. J. A. and Driscoll, J. F., Scaling laws for NO_x emission performance of burners and furnaces from 30 kW to 12 MW, *Combustion and Flame*, Vol.114 (1998), pp.54-80.
- Huang, M., Zhang, Z., Shao, W., Xiong, Y., Xiao, Y., Liu, Y., Lei, F. and Xiao, Y., Effect of air preheat temperature on the MILD combustion of syngas, *Energy Conversion and Management*, Vol.86 (2014), pp.356-364.
- Jones, W. P. and Lindstedt, R. P., Global reaction schemes for hydrocarbon combustion, *Combustion and Flame*, Vol.73 (1988), pp.233-249.
- Jin, X. and Zhou, Y., Numerical analysis on microscopic characteristics of pulverized coal moderate and intense low-oxygen dilution combustion, *Energy & Fuels*, Vol.29 (2015), pp.3456-3466.
- Kandamby, N., Lazopoulos, G., Lockwood, F. C., Perera, A. and Vigevano, L., Mathematical modeling of NO_x emission reduction by the use of reburn technology in utility boilers. In *ASME Int. Joint Power Generation Conference and Exhibition*, Houston, Texas, USA, (1996).
- Khoshhal, A., Rahimi, M. and Alsairafi, A. A., CFD study on influence of fuel temperature on NO_x emission in a HiTAC furnace, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol.38 (2011), pp.1421-1427.
- Kim, J. P., Schnell, U. and Scheffknecht, G., Comparison of different global reaction mechanisms for mild combustion of natural gas, *Combustion Science and Technology*, Vol.180 (2008), pp.565-592.
- Kumar, S., Paul, P. J. and Mukunda, H. S., Investigations of the scaling criteria for a mild combustion burner, *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.30 (2005), pp.2613-2621.
- Lee, H. Y., Cha, C. L. and Hwang, S. S., MILD combustion of oxygen fuel burner using impinging jet method, *Journal of Thermal Science and Technology*, Vo.14, No.1 (2019a), pp.1-14.
- Lee, H. Y., Cha, C. L. and Hwang, S. S., Computational analysis on oxygen MILD combustion using synthesis gas, *Journal of Thermal Science and Technology*, Vo.14, No.1 (2019b), pp.1-14.
- Li, J., Biagini, E., Yang, W., Tognotti, L. and Blasiak, W., Flame characteristics of pulverized torrefied-biomass combusted with high-temperature air, *Combustion and Flame*, Vol.160 (2013), pp.2585-2594.
- Lupant, D. and Lybaert, P., Assessment of the EDC combustion model in MILD condition with in-furnace experimental data, *Applied Thermal Engineering*, Vol.75 (2015), pp.93-102.
- Mancini, M., Weber, R. and Bollettini, U., Predicting NO_x emissions of a burner operated in flameless oxidation mode. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.29 (2002), pp.1155-1163.
- Mancini, M., Schwöppe, P., Weber, R. and Orsino, S., On mathematical modelling of flameless combustion, *Combustion and Flame*, Vol.150 (2007), pp.54-59.
- Marinov, N. M., Westbrook, C. K. and Pitz, W. J., Detailed and global chemical kinetics model for hydrogen. In *Transport Phenomena in Combustion*, Chan, S. H., Taylor and Francis, Washington, DC, USA, Vol.1 (1996), pp.118-129.
- Mi, J., Li, P. and Zheng, C., Impact of injection conditions on flame characteristics from a parallel multi-jet burner, *Energy*, Vol.36 (2011), pp.6583-6595.
- Nada, Y., Shibata, S., Imaoka, M. and Kidoguchi, Y., Effect of the distance between fuel and oxidizer nozzles on NO_x emissions from spray combustion furnaces incorporating high-temperature preheated oxidizers, *Journal of Thermal Science and Technology*, Vo.10, No.1 (2015), pp.1-14.
- Orsino, S. and Weber, R., Scaling of low NO_x flames of natural gas, *IFRF Combustion Journal*, Article No.200005 (2000).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Orsino, S., Weber, R. and Bollettini, U., Numerical simulation of combustion of natural gas with high-temperature air, *Combustion Science and Technology*, Vol.179 (2001), pp.1-34.
- Schaffel-Mancini, N., Mancini, M., Szlek, A. and Weber, R., Novel conceptual design of a supercritical pulverized coal boiler utilizing high temperature air combustion (HTAC) technology, *Energy*, Vol.35 (2010), pp.2752-2760.
- Smith, T. F., Shen, Z. F. and Friedman, J. N., Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gases model, *Journal of Heat Transfer*, Vol.104 (1982), pp.602-608.
- Tsuji, H., Gupta, A. K., Hasegawa, T., Katsuki, M., Kishimoto, K. and Morita, M., *High Temperature Air Combustion: From Energy Conservation to Pollution Reduction* (2003), CRC Press.
- Tu, Y., Liu, H., Chen, S., Liu, Z., Zhao, H. and Zheng, C., Effects of furnace chamber shape on the MILD combustion of natural gas, *Applied Thermal Engineering*, Vol.76 (2015a), pp.64-75.
- Tu, Y., Liu, H., Su, K., Chen, S., Liu, Z., Zheng, C. and Li, W., Numerical study of H₂O addition effects on pulverized coal oxy-MILD combustion, *Fuel Processing Technology*, Vol.138 (2015b), pp.252-262.
- Vascellari, M. and Cua, G., Influence of turbulence-chemical interaction on CFD pulverized coal MILD combustion modeling, *Fuel*, Vol.101 (2012), pp.90-101.
- Veríssimo, A. S., Rocha, A. M. A. and Costa, M., Importance of the inlet air velocity on the establishment of flameless combustion, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.44 (2013), pp.75-81.
- Wang, F., Li, P., Mi, J. and Wang, J., A refined global reaction mechanism for modeling coal combustion under moderate or intense low-oxygen dilution condition, *Energy*, Vol.157 (2018), pp.764-777.
- Weber, R., Scaling characteristics of aerodynamics, heat transfer, and pollutant emissions in industrial flames, *Symposium (International) on Combustion*, Vol.26 (1996), pp.3343-3354.
- Weber, R. and Breussin, F., Scaling properties of swirling pulverized coal flames: From 180 kW to 50 MW thermal input, *Symposium (International) on Combustion*, Vol.27 (1998), pp.2957-2964.
- Weber, R., Verlaan, A. L., Orsino, S. and Lallemand, L., On emerging furnace design methodology that provides substantial energy savings and drastic reductions in CO₂, CO and NO_x emissions, *Journal of the Institute of Energy*, Vol.72 (1999), pp.77-83.
- Weber, R., Smart, J. P. and vd Kamp, W., On the (MILD) combustion of gaseous, liquid, and solid fuels in high temperature preheated air, *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.30 (2005), pp.2623-2629.
- Wünning, J. A. and Wünning, J. G., Flameless oxidation to reduce thermal NO_x formation, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.23 (1997), pp.81-94.
- Yang, W. and Blasiak, W., Numerical study of fuel temperature influence on single gas jet combustion in highly preheated and oxygen deficient air, *Energy*, Vol.30 (2005), pp.385-398.
- Zeldovich, Y. A., Frank-Kamenetskii, D. and Sadovnikov, P., *Oxidation of nitrogen in combustion*, (1947), Publishing House of the Acad of Sciences of USSR.
- Zhang, Z., Li, X., Zhang, L., Luo, C., Mao, Z., Xu, Y., Liu, J., Liu, G. and Zheng, C., Numerical investigation of the effects of different injection parameters on Damköhler number in the natural gas MILD combustion, *Fuel*, Vol.237 (2019), pp.60-70.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อผู้เขียน	นายนิวัฒน์ สุขสาม
วัน เดือน ปีเกิด	24 ตุลาคม พ.ศ. 2523
สถานที่เกิด	นราธิวาส
ประวัติการศึกษา	2551 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง 2553 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้