

การส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนโดยการเผาไหม้ในวัสดุพรุนแบบ
สลับทิศทางการไหลของส่วนผสมอย่างเป็นจังหวะ
Heat Transfer Enhancement by Cyclic Flow Reversal
Combustion of Mixture in Porous Media

กนกกาญจน์ ว่องวัชรพร สำเร็จ จักรใจ
ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์และการเผาไหม้
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
91 ถ.ประชาอุทิศ(สุขสวัสดิ์ 48) แขวงบางมด เขตทุ่งครุ กรุงเทพฯ 10140
โทร (662)470-9111 โทรสาร (662)470-9111 E-Mail: isumgjai@cc.kmutt.ac.th

Kanokkan Wrongwatcharaphon, Sumremg Jugjai
Combustion and Engine Research Laboratory (CERL)

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi,
91 Prachauthit Road (Suksawad 48) Bangmod, Thung Kharu District, Bangkok 10140

บทคัดย่อ

บทความนี้กล่าวถึงการศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนสู่อากาศโดยการเผาไหม้เชื้อเพลิง LPG ในวัสดุพรุนแบบสลับทิศทางการไหลของไอติดอย่างเป็นจังหวะ ในการศึกษาจะพิจารณาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในแบบหนึ่งมิติทั้งการไหลและการแผ่รังสีความร้อน เพื่อศึกษาถึงกลไกการเผาไหม้ของไอติดภายใต้การแผ่รังสีความร้อนของวัสดุพรุนและการถ่ายเทความร้อนจากการเผาไหม้สู่อากาศ จากนั้นหาผลเฉลยโดยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข และศึกษาถึงอิทธิพลของพารามิเตอร์ต่างๆที่มีผลต่อโครงสร้างทางความร้อนและประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสู่อากาศ เช่น ความหนาแน่นของวัสดุพรุน ความเร็วของไอติด เวลาที่ใช้ในการสลับทิศทางการไหลของไอติดอย่างเป็นจังหวะ ค่า equivalence ratio และอัตราการไหลของอากาศ เป็นต้น พร้อมทั้งเปรียบเทียบผลการทดลอง (แยกทำต่างหาก) กับผลการคำนวณทางทฤษฎีเพื่อทราบความแม่นยำการทำนายของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ผลการวิจัยที่ได้สามารถนำไปใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประสิทธิภาพสูงและเพื่อใช้ในอุตสาหกรรมได้ ในเบื้องต้น

นี้ได้ทำการแสดงผลการคำนวณของระบบกรณีที่ยังไม่มีภาระทางความร้อนแล้วเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ทำได้ เพื่อทดสอบความแม่นยำของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ก่อนพัฒนาไปสู่การวิเคราะห์โดยมีภาระทางความร้อนต่อไป จากผลการเปรียบเทียบดังกล่าว พบว่าแบบจำลองที่ใช้ให้ผลลัพธ์ที่สอดคล้องกับผลการทดลองเป็นอย่างดีทั้งในเชิงปริมาณและคุณภาพ

Keywords: วัสดุพรุน/การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี/การเผาไหม้

Abstract

This paper study mathematical model of heat transfer with cyclic flow reversal combustion to air by LPG. The flow and the radiative heat transfer are assumed to be one dimensional. Attention was focused on combustion system in radiation dominated heat transfer of porous medium and heat transfer to air. Mathematical model of the combustion system is formulated and solved by a numerical method for

studying influence of various parameter that affect thermal structure and efficiency of heat transfer to air i.e. optical thickness, flow velocity, half-period, equivalence ratio and air flow rate. Comparison between the theoretical results and the experimental ones (separate studies) were made so as to investigate the validity of the proposed model. The results agree qualitatively and quantitative with available experimental results for the case of without thermal load. Further studies for the case of with thermal load (air flow) will be performed in the near future.

Keywords: Porous Medium / Radiation / Combustion

1. NOMENCLATURE

A	= frequency factor for combustion [s^{-1}]
A_p	= surface area of particle [m^2]
c_p	= (gas) specific heat at constant pressure [$J/kg^{-1} K^{-1}$]
D	= diffusivity [$m^2 s^{-1}$]
d_p	= diameter of equivalent sphere of porous medium [m]
E	= activation energy [kJ/kmol]
E_n	= exponential integral function, $n=1, 2, 3$
h, K_w	= heat transfer coefficient [$W m^{-2} K^{-1}$]
h_o	= heating value of mixture [$J kg^{-1}$]
q_r	= radiative heat flux [$W m^{-2}$]
k	= overall heat transmission coefficient for the heat loss [$W m^{-1} K^{-1}$]
L, L_y	= length [m]
I	= intensity of radiation [$W m^{-2}$]
n_p	= number density of particle [m^{-3}]
R	= gas constant [kJ/kmol K]
RR	= dimensionless rate of reaction
T	= (gas) or air temperature [K]
T_s	= solid temperature [K]
t_{hp}	= half-period [s]
t	= time [s]
u	= (gas) velocity [$m s^{-1}$]
Y	= mass fraction of product

W = reaction rate [$kg m^{-3} s^{-1}$]

x, y = distance

Greek symbols

κ	= absorption coefficient [m^{-1}]
λ	= (gas) thermal conductivity [$W m^{-1} K^{-1}$]
μ	= (gas) viscosity [$kg m^{-1} s^{-1}$]
ρ	= (gas) density [$kg m^{-3}$]
σ	= Stefan-Boltzmann constant [$W m^{-2} K^{-4}$]
ϕ	= equivalence ratio
τ	= optical thickness = $K \times$
τ'	= dummy variable of integration
ε	= emissivity

Superscripts

+	= positive direction
-	= negative direction
n	= net

Subscripts

adi	= adiabatic
b	= black body
e, d	= exit plane or downstream
m	= mean value
max	= maximum
0, u	= ambient temperature or inlet plane or upstream
s	= solid
g	= gas phase
p	= particle
s	= solid
out	= outlet, outside
in	= inlet, inside
w	= wall

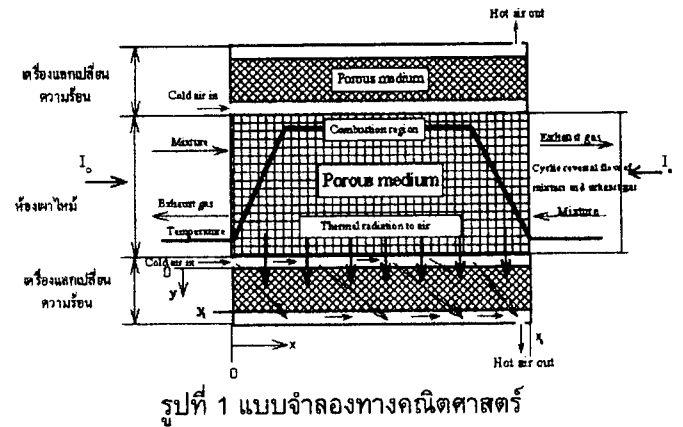
2. บทนำ

การเผาไหม้ในวัสดุพรุน (porous media) เป็นการเผาไหม้แบบ 2 สถานะ (multiphase) ประกอบด้วยสถานะของแข็ง (solid phase) คือวัสดุพรุนและสถานะก๊าซ (gas phase) เนื่องจากวัสดุพรุนดังกล่าวมีลักษณะเด่นคือมีอัตราส่วนพื้นที่ต่อปริมาตรสูงมากจึงมีค่าการแผ่รังสีและดูดกลืนรังสีความ

ร้อน (emissivity and absorptivity) ที่สูงกว่าสถานะก๊าซมาก ทำให้ปรากฏการณ์การเกิดปฏิกิริยาทางเคมี(chemical reaction) และการถ่ายเทความร้อน(heat transfer) ในเปลวไฟเป็นไปในลักษณะที่เรียกว่า “Excess Enthalpy Combustion” กล่าวคือให้อุณหภูมิของเปลวไฟมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิทางทฤษฎีมากทำให้มีประสิทธิภาพการเผาไหม้สูง และประหยัดเชื้อเพลิง K.Hanamura และคณะ[1,2]ได้ทำการศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการเผาไหม้ภายในวัสดุพรุนที่มีการกลับทิศทางการไหลของไอได้อย่างเป็นจังหวะพบว่า ที่ $\Phi = 0.036$ $u = 0.86$ m/s และ $t_{hp} = 20$ s. อุณหภูมิสูงสุดของก๊าซมีค่า 1050°C ซึ่งอุณหภูมิทางทฤษฎีมีค่าเพียง 104°C เท่านั้น จะเห็นว่าอุณหภูมิสูงสุดของก๊าซมีค่ามากกว่าอุณหภูมิทางทฤษฎีถึง 10 เท่า อีกทั้งยังสามารถที่จะเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนต่ำและความเร็วสูงๆได้อีกด้วยทำให้ช่วงการทำงานของเครื่องเผาไหม้กว้างขึ้น

จากเหตุผลที่ได้กล่าวมาการศึกษาในจึงได้พยายามประยุกต์การศึกษาการเผาไหม้ในวัสดุพรุนแบบสลับทิศทางการไหลของไอได้อย่างเป็นจังหวะเพื่อเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสู่อากาศ โดยในห้องเผาไหม้นั้นได้ใช้หลักการของการเผาไหม้ในวัสดุพรุนแบบสลับทิศทางการไหลของไอได้อย่างเป็นจังหวะ ส่วนรอบๆห้องเผาไหม้ก็ให้ใช้หลักการของวัสดุพรุนมาช่วยในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งสามารถคาดการณ์ได้ว่าจะทำให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงและประหยัดพลังงานเป็นอย่างมาก ในการศึกษานี้ได้ทำการจำลองเตาเผาไหม้และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้อยู่ในรูปแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แล้วแก้สมการคณิตศาสตร์เพื่อหาโครงสร้างทางความร้อนของระบบ เช่น อุณหภูมิของก๊าซ อุณหภูมิของแข็ง เป็นต้นเพื่อทราบและเข้าใจถึงปรากฏการณ์และอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้และการถ่ายเทความร้อนสู่อากาศ ทั้งนี้เพื่อนำไปสู่การประยุกต์ใช้งานจริงต่อไปในโรงงานอุตสาหกรรมประเภทที่ต้องใช้พลังงานความร้อนโดยการใช้อากาศเป็นตัวกลางในการส่งผ่านความร้อน ในการศึกษาเบื้องต้นนี้ได้ทำการทดสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อเปรียบเทียบผลการคำนวณกับผลการทดลองที่หาได้กรณีที่ยังไม่มีภาวะทางความร้อน(ยังไม่มีอากาศเย็นไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน) เพื่อตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ก่อนนำไปสู่การคำนวณกรณีที่มีภาวะทางความร้อนต่อไป

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์



จากรูปที่ 1 ระบบแบ่งออกเป็นสองส่วนคือ ส่วนของห้องเผาไหม้ภายในบรรจุวัสดุพรุน(porous medium) และส่วนของการแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งวางปะกบ ในลักษณะเป็นแผ่นขนาน mixture(อากาศ+LPG) ไหลผ่านเข้ามาในห้องเผาไหม้ซึ่งมีความยาว x_0 และมีค่าความหนาเชิงแสง τ_0 การไหลของไอจะถูกกลับทิศทางการไหลอย่างเป็นจังหวะ พร้อมกับเกิดการเผาไหม้ที่บริเวณตรงกลางของวัสดุพรุน ทำให้ผนังห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงมากและจะส่งพลังงานการแผ่รังสีไปให้กับอากาศเย็นโดยผ่านกลไกการทำงานของวัสดุพรุนที่วางปะกบอยู่ทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพ สมมุติฐานหลักของแบบจำลองนี้มีดังนี้

(a) ไม่คิดการแผ่รังสีความร้อนของก๊าซเนื่องจากมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับของของแข็ง

(b) พิจารณาการไหลและการแผ่รังสีแบบ 1 มิติ มีทิศทางตามแนวแกน x หรือ แกน y ขึ้นอยู่กับว่าเป็นห้องเผาไหม้หรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เท่านั้น การไหลของ mixture เป็นแบบ incompressible และความดันคงที่

(c) สมมุติให้ปฏิกิริยาการเผาไหม้เป็นแบบ irreversible single step first order reaction (reaction $\rightarrow$ product + heat) แบบ Arrhenius

(d) คุณสมบัติทางฟิสิกส์อื่นๆ มีค่าคงที่
จากสมมุติฐานดังกล่าวสามารถเขียนสมการสมดุลพลังงาน(energy equation) และสมการต่างๆ ที่เกี่ยวข้องได้

4. สมการสมดุลพลังงานที่ห้องเผาไหม้

การเผาไหม้จะพิจารณาเป็น One-step first order reaction แบบ Arrhenius ดังนั้นจึงต้องพิจารณาสมการ Species conservation ด้วย

4.1 Species equation

ที่ $0 \leq x \leq x_e$

$$\rho \frac{\partial Y}{\partial t} + \rho u \frac{\partial Y}{\partial x} = D \rho \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + w \quad (1)$$

โดยที่ อัตราการเกิดปฏิกิริยา คือ

$$w = A \rho (1 - Y) \exp(-E / RT) \quad (2)$$

4.2 Gas phase equation

ที่ $0 \leq x \leq x_e$

$$\rho_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho u_p \frac{\partial T}{\partial x} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + h_p w - h_p n_p A_p (T - T_s) - \frac{2K}{r} (T - T_w) \quad (3)$$

4.3 Solid phase equation

ที่ $0 \leq x \leq x_e$

$$\rho_s c_{ps} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} - \frac{\partial q_r}{\partial x} + h_p n_p A_p (T - T_s) \quad (4)$$

4.4 Radiative heat flux และ Divergent of net radiative heat flux

ที่ $0 \leq x \leq x_e$

$$q_r^+(\tau) = 2\pi [I_{xo} E_3(\tau\tau + \int_0^\tau I_b(\tau') E_2(\tau - \tau') d\tau')] \quad (5)$$

$$q_r^-(\tau) = -2\pi [I_{xe} E_3(\tau_e - \tau) + \int_\tau^{\tau_e} I_b(\tau') E_2(\tau' - \tau) d\tau'] \quad (6)$$

$$\frac{\partial q_r(\tau)}{\partial x} = -2\pi K [I_{xo} E_2(\tau\tau + I_{xe} E_2(\tau_e - \tau) - 2I_b(\tau\tau + \int_0^\tau I_b(\tau') E_1(|\tau - \tau'|) d\tau')] \quad (7)$$

$$\text{โดยที่ } q_r''(\tau) = q_r^+(\tau) + q_r^-(\tau) \quad (8)$$

$$I_b(\tau) = \frac{\sigma T_s^4}{\pi} \quad (9)$$

$$E_n(\tau) = \int_0^1 \mu^{n-2} \exp(-\tau/\mu) d\mu \quad (10)$$

4.5 สมการสมดุลพลังงานที่ผนังห้องเผาไหม้

$$\int_A h(T(x) - T_w) dA = \sigma T_w^4 A \quad (11)$$

4.6 สมการส่วนของการแลกเปลี่ยนความร้อน

4.6.1 Gas phase energy equation

$$(\rho c_p)_{air} \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho u c_p)_{air} \frac{\partial T}{\partial y} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} - h_p n_p A_p (T - T_s) \quad (12)$$

4.6.2 Solid phase energy equation

$$\rho_s c_{ps} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} - \frac{\partial q_r}{\partial y} + h_p n_p A_p (T - T_s) \quad (13)$$

4.6.3 Divergence of net radiative heat flux

$$\frac{\partial q_r(\tau)}{\partial y} = -2\pi K [I_{y0} E_2(\tau) + I_{ye} E_2(\tau_e - \tau) - 2I_b(\tau) + \int_0^\tau I_b(\tau') E_1(|\tau - \tau'|) d\tau'] \quad (14)$$

4.6.4 Radiative heat flux

$$q_r''(\tau) = q_r^+(\tau) + q_r^-(\tau) \quad (15)$$

$$q_r^+(\tau) = 2\pi [I_{y0} E_3(\tau) + \int_0^\tau I_b(\tau') E_2(\tau - \tau') d\tau'] \quad (16)$$

$$q_r^-(\tau) = -2\pi [I_{ye} E_3(\tau_e - \tau) + \int_\tau^{\tau_e} I_b(\tau') E_2(\tau' - \tau) d\tau'] \quad (17)$$

โดยที่

$$q_r''(\tau) = q_r^+(\tau) + q_r^-(\tau) \quad (18)$$

$$I_b = \frac{\sigma T_s^4}{\pi} \quad (19)$$

$$E_n(\tau) = \int_0^1 \mu^{n-2} \exp(-\tau/\mu) d\mu \quad (20)$$

5. Boundary conditions และ Initial conditions

5.1 Boundary conditions

กรณีไหลในทิศทางจากซ้ายไปขวา (forward flow)

$$T_g = T_0 \quad \text{เมื่อ } t \geq 0, x = 0$$

$$\partial T_g / \partial x = \text{constant} \quad \text{เมื่อ } t \geq 0, x = L$$

$$y = 0 : T = T_0, \quad y = y_e : \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (21)$$

$$\text{การหา } T_s \left\{ \begin{array}{l} y = y_e \\ x = L, t > 0s \end{array} \right\} \text{ และ } T_s \left\{ \begin{array}{l} y = 0 \\ x = 0, t > 0s \end{array} \right\}$$

จะหาได้จากการอินทิเกรต half control volume จากสมการของของแข็ง สำหรับ boundary บริเวณทางเข้าและทางออก มีความเข้มของการแผ่รังสีจากสิ่งแวดล้อมมายังระบบ จะพิจารณาสิ่งแวดล้อมเสมือนเป็นวัตถุดำที่มีอุณหภูมิเท่ากับ อุณหภูมิห้อง $T_b = T_0 = 303 \text{ K}$ ดังนี้

$$\begin{aligned}
 I_{x0} &= I^+(0) = \sigma T_0^4 / \pi \quad \text{เมื่อ } t \geq 0, x = 0 \\
 I_{xL} &= I^+(L) = \sigma T_0^4 / \pi \quad \text{เมื่อ } t \geq 0, x = L \\
 I_{y0} &= I^+(0) = \sigma T_w^4 / \pi \quad \text{เมื่อ } t \geq 0, y = 0 \\
 I_{yL} &= I^-(L) = \sigma T_w^4 / \pi \quad \text{เมื่อ } t \geq 0, y = L_y
 \end{aligned} \quad (22)$$

5.2 Initial conditions

ใช้ผลการทดลองที่หาได้ของการเผาไหม้โดยยังไม่ใส่ภาระทางความร้อน[4] เป็นไปตามเงื่อนไขเริ่มต้นในการคำนวณ

Method of solution

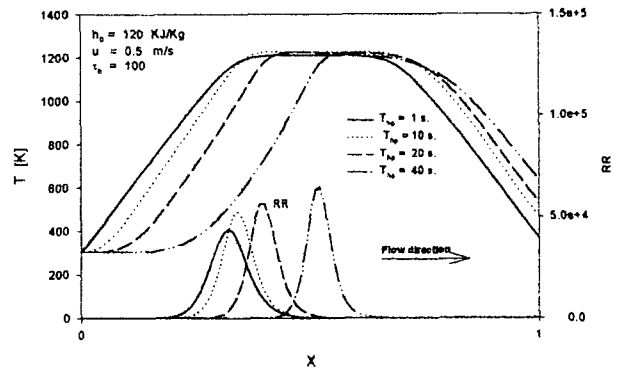
สมการข้างต้นจะถูกเปลี่ยนให้อยู่ในรูปสมการไร้มิติ และจัดให้อยู่ในรูปสมการ finite difference แล้วแก้สมการโดยใช้วิธี implicit finite difference เพื่อหาคำตอบของการกระจายอุณหภูมิของก๊าซ(T) อุณหภูมิของแข็ง(T_s) product mole fraction ของผลิตภัณฑ์(Y) อุณหภูมิที่ผนังห้องเผาไหม้(T_w) การกระจายอุณหภูมิของอากาศ(T_{air}) และอุณหภูมิของแข็งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การคำนวณจะแบ่งระยะทางออกเป็น 100 meshes ในช่วงของวัสดุพูน การคำนวณเพื่อหาคำตอบในแต่ละช่วงเวลา (time step) จะใช้วิธีการคำนวณซ้ำ (iterative procedure) จนกระทั่งผลลัพธ์ที่คำนวณได้เข้าสู่หาคำตอบ โดยมี convergence criterion = 10^{-6} และ steady state criterion = 10^{-4} (โครงสร้างทางความร้อนที่ได้จากการคำนวณที่เวลาสุดท้ายของไซเคิลก่อนหน้านี้ เปรียบเทียบกับโครงสร้างทางความร้อนที่ได้จากการคำนวณที่เวลาสุดท้ายเช่นเดียวกันของไซเคิลปัจจุบันในทิศทางการไหลเดียวกัน โดยถ้ามีความแตกต่างกันน้อยกว่า 10^{-4} ในทุกๆ node point แล้วจะเป็นการเสร็จสิ้นการคำนวณและได้คำตอบ) หลังจากนั้นตรวจสอบความถูกต้องของผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยการทำ global energy balance และ local energy balance ซึ่ง error จากการคำนวณ global energy balance อยู่ในช่วง 0.2 – 5.0 %

6. ผลและการวิจารณ์

เพื่อเป็นการทดสอบความแม่นยำของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จึงได้ทดสอบโปรแกรมและเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่หาได้ โดยยังไม่มีการทางความร้อนเป็นการเบื้องต้นก่อนในกรณีของอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ดังนี้

6.1 อิทธิพลของช่วงเวลาในการสลับทิศทางการไหล(t_p)



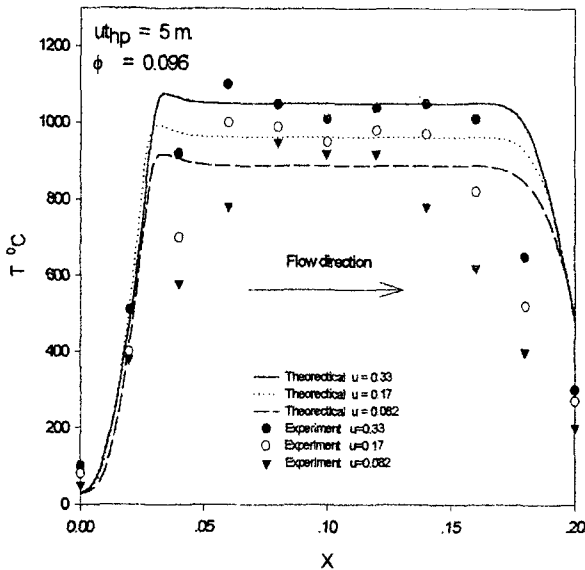
รูปที่ 2 อิทธิพลของค่า t_p

รูปที่ 2 แสดงอิทธิพลของช่วงเวลาในการสลับทิศทางการไหลของไอดี (t_p) ที่มีผลต่อโครงสร้างทางความร้อนคือ T และ RR โดยพิจารณาเฉพาะทิศทางการไหลของไอดีจากซ้ายไปขวา ที่ $h_o = 120 \text{ kJ/kg}$ $u = 0.5 \text{ m/s}$ $T_o = 100$ เมื่อ t_p เพิ่มขึ้นเปลวไฟจะมีเวลาที่จะเคลื่อนที่เข้าไปในวัสดุพูนมากขึ้น(เลื่อนตัวจากซ้ายไปขวา) ส่วน T_{max} มีค่าถึง 1200 K มีค่าค่อนข้างสูงมากและมีค่าค่อนข้างคงที่ไม่ค่อยเปลี่ยนแปลงไปกับ t_p อาจเนื่องมาจากในกรณีที่ t_p น้อยๆ จะพบว่าเวลาที่ไอดีจะสัมผัสกับวัสดุพูนมีน้อยทำให้ไอดีดูดซับพลังงานความร้อนไว้น้อย ขณะเดียวกันการสูญเสียความร้อนเนื่องจากการพาและการแผ่รังสีความร้อนมีค่าน้อยเช่นเดียวกันเนื่องจากมีเวลาสั้น ในทางตรงกันข้ามเมื่อ t_p มีค่ามากๆ เวลาที่ไอดีจะสัมผัสกับวัสดุพูนมีมากทำให้ไอดีดูดซับพลังงานความร้อนไว้มาก ขณะเดียวกันการแผ่รังสีความร้อนก็มากเช่นเดียวกันเนื่องจากมีเวลานาน ดังนั้นจะเห็นได้ว่าทั้งสองกรณีมีการหักล้างกันอยู่ในตัว จึงทำให้ T_{max} มีค่าค่อนข้างคงที่ไม่ค่อยเปลี่ยนแปลงไปกับ t_p ซึ่งผลการคำนวณที่ได้สอดคล้องกับผลการคำนวณของ Ryozo Echigo [3] เป็นอย่างดี

6.2 อิทธิพลของค่า u

รูปที่ 3 แสดงการเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่หาค่า half-period ของความเร็วเชื้อเพลิงที่ $u = 0.082, 0.17, 0.33 \text{ m/s}$ ตามลำดับ โดยพิจารณาเฉพาะทิศทางการไหลของไอดีจากซ้ายไปขวา ที่ $\phi = 0.096$ $u_{tp} = 5 \text{ m}$. ซึ่งเป็นการกำหนดให้ตำแหน่งของเปลวไฟคงที่ที่ทุกๆความเร็ว u พบว่า

เมื่อ u เพิ่มขึ้นเป็นการเพิ่ม heat supply ให้กับระบบ จึงทำให้อุณหภูมิสูงสุดของระบบเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของ u แต่ถึงอย่างไรก็ตามเมื่อ u เพิ่มขึ้นก็จะทำให้ อุณหภูมิของไอเสียเพิ่มขึ้นด้วย เนื่องจากการเพิ่ม u ทำให้ convection loss เพิ่มขึ้นไปด้วยนั่นเอง ซึ่งผลการคำนวณที่ได้ค่อนข้างสอดคล้องกับผลการทดลองของ J.G. Hoffmann [4] เป็นอย่างดี



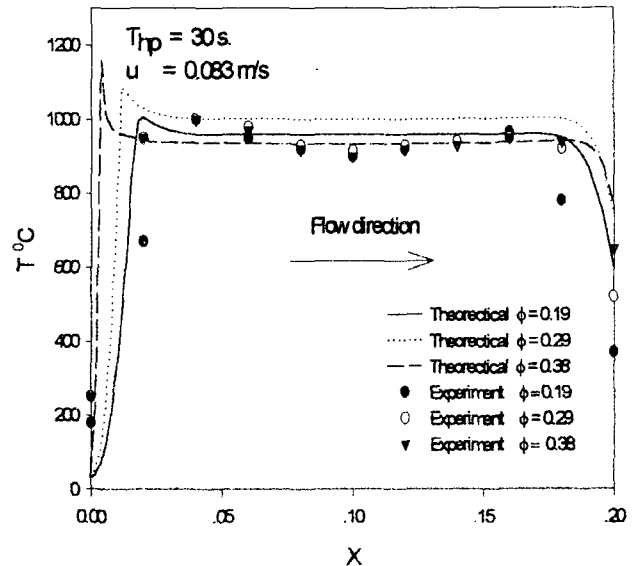
รูปที่ 3 อิทธิพลของค่า u

6.3 อิทธิพลของค่า ϕ

รูปที่ 4 แสดงอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงค่า equivalence ratio (ϕ) ที่มีผลต่อโครงสร้างทางความร้อนของระบบ ที่ทำ Half-period ที่ $\phi = 0.19, 0.29, 0.38$ m/s ตามลำดับโดยพิจารณาเฉพาะทิศทางการไหลของไอดีจากซ้ายไปขวา ที่ $t_{hp} = 30$ s. $u = 0.083$ m/s พบว่าเมื่อ ϕ เพิ่มขึ้นจะทำให้อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้และอุณหภูมิของไอเสียที่ทางด้าน downstream สูงขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของ ϕ ซึ่งผลการคำนวณที่ได้ค่อนข้างสอดคล้องกับผลการทดลองของ J.G. Hoffmann [4] เป็นอย่างดี

7. สรุป

ผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาการเผาไหม้ในวัฏศุนของก๊าซเชื้อเพลิง LPG แบบสลับทิศทางการ



รูปที่ 4 อิทธิพลของค่า ϕ

ไหลของไอดีอย่างเป็นจังหวะสามารถใช้กับก๊าซเชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนค่อนข้างต่ำ และมีความเร็วในการไหลสูงได้ ซึ่งสามารถให้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงมากแสดงให้เห็นถึงศักยภาพในการทำงานที่สูง จากผลดังกล่าวสามารถสรุปได้ว่าถ้านำหลักการเผาไหม้ดังกล่าวไปประยุกต์ใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสู่อากาศก็น่าจะทำให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง ซึ่งผลการคำนวณที่ได้ข้างต้นมีความสอดคล้องกับผลการคำนวณและผลการทดลองที่หาได้เป็นอย่างดี ดังนั้นเมื่อนำแบบจำลองดังกล่าวไปพัฒนาเพื่อวิเคราะห์กรณีที่มีภาระทางความร้อนก็จะได้แบบจำลองที่ให้ผลลัพธ์ที่สอดคล้องกับผลการทดลองเป็นอย่างดีทั้งในแง่ปริมาณและคุณภาพซึ่งจะได้ดำเนินการในลำดับต่อไป

8. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับความสนับสนุนจากสำนักงานคณะกรรมการนโยบายพลังงานแห่งชาติ(สพข.) ประจำปี 2542

9. เอกสารอ้างอิง

- [1] Hanamura, K. and Echigo, R., 1996, "Thermal Structure of Superadiabatic Combustion in Porous Media "KSME-JSME Engineering Conference, 20-23 October 1996, Kyongju, pp.339-342.
- [2] Hanamura, K., Echigo, R. and Zhdanok, S.A., 1993, "Superadiabatic Combustion in a Porous

Medium," **International Journal Heat Mass Transfer**, Vol.36, No.13, pp.3201-3209.

- [3] R. Echigo, G. Hoffmann, Shigeru Tada and Hideo Yoshida "Analytical study on flammable limits of reciprocating superadiabatic combustion in porous media", *The collected papers of Ryozo Echigo*, Vol.2, pp.1-174
- [4] R. Echigo, J.G. Hoffmann, H. Yoshida and S. Tada "Experimental Study on Combustion in Porous Media with a Reciprocating" , *The collected papers of Ryozo Echigo*, Vol.2, pp.1-181