



## วารสารวิศวกรรมศาสตร์และนวัตกรรม Journal of Engineering and Innovation

บทความวิจัย

### ผลของการกระจายอุณหภูมิของเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนขนาดเล็กโดยการวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เทอร์มอลริซิสแทนซ์ร่วมกับวิธีพลศาสตร์เชิงคำนวณในภาวะไร้โหลด

### Effects of temperature distribution on portable rotary dryer using finite thermal resistance analysis and CFD method in no loads conditions

กฤษฎา นามวงศ์\* ศรายุทธ นิลเนตร วัชรินทร์ แม่นธนู

สาขาวิชาเทคโนโลยีท่ออุตสาหกรรม คณะครุศาสตร์อุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตขอนแก่น อำเภอเมือง จังหวัดขอนแก่น 40000

Krissada Namwong\* Sarayut Nilnate Watcharine Maenthanu

Department of Industrial Piping Technology, Faculty of Technical Education, Rajamangala University of Technology Isan Khon Kaen Campus 4000

\* Corresponding author.

E-mail: krissada\_nam@hotmail.com; Telephone: 0952257952

วันที่รับบทความ 7 มิถุนายน 2566; วันที่แก้ไขบทความ ครั้งที่ 1 7 สิงหาคม 2566; วันที่แก้ไขบทความ ครั้งที่ 2 11 กันยายน 2566

วันที่ตอบรับบทความ 20 ตุลาคม 2566

#### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาสภาพการไหลและการกระจายอุณหภูมิของเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนขนาดเล็กโดยการวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เทอร์มอลริซิสแทนซ์ในภาวะที่ไม่มีภาระจากภายนอก โดยใช้เครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนขนาดเล็กทรงหน้าตัดขี้ข้าว (Squared edged) โดยได้ศึกษาร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์รูปแบบของความต้านทานทางความร้อน (FTR) และแบบจำลองทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) สำหรับการคำนวณอุณหภูมิการอบแห้งและอัตราการถ่ายเทความร้อน ผลพบว่าที่อุณหภูมิทดลองจริงที่ 85 °C ความเร็วลมร้อนที่ 1.5 m/s วิธีคำนวณแบบ FTR จะได้อุณหภูมิการอบแห้งที่ต่ำกว่าผลที่ได้จากการทดลองโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 11.3 °C ได้อุณหภูมิอบแห้งสูงสุดที่ 69.6 °C ความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 9.2% ส่วนของวิธี CFD ได้อุณหภูมิอบแห้งสูงสุดที่ 83.0 °C คลาดเคลื่อนจากการทดลองโดยเฉลี่ย 4.0% ทั้งสองวิธีแต่แนวโน้มของอุณหภูมิจะไปในทิศทางเดียวกับผลจากการทดลอง มีอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยอยู่ที่ 49.28 วัตต์ ในส่วนของการวิเคราะห์ความไม่แน่นอนของอุณหภูมิมอบแห้งวิธี FTR และวิธี CFD มีค่า  $\pm 2.171$  °C และ  $\pm 2.252$  °C ตามลำดับ และค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ:  $R^2$  ของวิธี FTR และวิธี CFD ได้ค่า 0.9679 และ 0.9989 ตามลำดับ ผลที่ได้สามารถนำไปวิเคราะห์และประยุกต์ใช้กับการอบแห้งผลิตภัณฑ์อื่น ๆ ต่อไป

#### คำสำคัญ

เครื่องอบแห้งแบบท่อหมุน การต้านทานความร้อนเชิงไฟไนต์ พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

#### Abstract

This research studied the fluid dynamics and thermal boundary distribution on portable rotary dryers using finite thermal resistance analysis with no external conditions involved. A small squared-edged rotary dryer was used to generate a swirling of hot air. The study was conducted with a mathematical model of finite thermal resistance (FTR) and the computational fluid dynamics (CFD) model for calculating drying temperature and heat transfer rate. Afterward, the experimental results were examined in real conditions using the testing equipment. The test results revealed that at the

actual experimental temperature of 85 °C, hot air velocity of 1.5 m/s, the FTR method, the drying temperature was lower than the average experimental result at 11.3 °C, with the maximum drying temperature of 69.6 °C and an average deviation of 9.2%. The CFD method resulted in the highest drying temperature of 83.0 °C, with an average deviation of 4.0%. Both methods showed the same direction as the experimental results with the average heat transfer rate of 49.28 watts. In the analysis of the uncertainty of drying temperature, the FTR and CFD methods resulted in  $\pm 2.171$  °C and  $\pm 2.252$  °C, respectively. The Coefficient of Determination:  $R^2$  of the FTR and the CFD method provided the values of 0.9679 and 0.9989, respectively. The results can be applied in the analysis of the drying temperature of rotary dryers for other products.

## Keywords

rotary dryer; finite thermal resistance; computational fluid dynamics

## 1. คำนำ

กระบวนการอบแห้งเป็นวิธีพื้นฐานที่เหมาะสมกับการนำมาใช้ถนอมอาหาร หรือแปลงสภาพผลิตภัณฑ์ทางการเกษตรให้สามารถเก็บรักษาได้อย่างยาวนานและคงสภาพได้ดี การอบแห้งคือกระบวนการลดความชื้นของผลิตภัณฑ์และชะลอการเจริญเติบโตของจุลินทรีย์และเอนไซม์ [1, 2] นอกจากนี้ยังมีการอบแห้งจำพวกสิ่งทอ กระดาษ ไม้ กากตะกอน ปุ๋ยจากมูลสัตว์ต่างๆ [3] รวมถึงผลิตภัณฑ์เภสัชภัณฑ์หรือผลิตภัณฑ์เทคโนโลยีชีวภาพ [4]

ถ้าพูดถึงการผลิตและการอบแห้งปุ๋ยเม็ดจากมูลสัตว์ไม่ว่าจะเป็นจากมูลสุกร มูลไก่ ฯลฯ ซึ่งประเทศไทยเป็นประเทศที่มีอุตสาหกรรมด้านการผลิตและส่งออกเนื้อไก่มากกว่า 280 ล้านตัวจากฟาร์มประมาณ 31,000 แห่ง [5] มูลไก่และวัสดุพื้นที่เป็นเป็นลิกโนเซลลูโลสอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ที่ต้องได้รับการจัดการอย่างเหมาะสม ซึ่งการนำมูลสัตว์เหล่านี้มาผ่านกระบวนการขึ้นเป็นเม็ดปุ๋ย [6] และทำการอบแห้งผ่านลมร้อนเป็นอีกวิธีที่ช่วยบริหารเศษมูลสัตว์เหล่านี้ได้อย่างเหมาะสม [7, 8] ทำให้มีเครื่องอบแห้งที่เหมาะสมกับการอบแห้งผลิตภัณฑ์ที่เป็นเม็ดคือเครื่องอบแบบหมุนหรือเครื่องอบแบบท่อหมุน [9,10]

กระบวนการอบแห้งโดยใช้เครื่องอบแห้งแบบหมุนหรือแบบท่อหมุน โดยมีลมร้อนจากอุปกรณ์ให้ความร้อนนั้นมีปัจจัยที่ส่งผลต่อความชื้นและประสิทธิภาพของการอบแห้ง โดยมีงานวิจัยของ Namwong K. ที่ได้วิเคราะห์ปัจจัยที่เกี่ยวข้องของการอบแห้งแบบหมุน คือ อุณหภูมิในการอบแห้ง ความชื้นและความเร็วลมร้อน [9] คือปัจจัยในการอบแห้งที่ส่งผลต่อความสม่ำเสมอของปริมาณความชื้นสุดท้ายในผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร โดยจะสอดคล้องกับงานของ Nursyamsi ที่ได้

ศึกษาทิศทางการไหลของของไหลร้อน [11] จากนั้นจะมีงานวิจัยของ Sonsiri A. ได้ศึกษาจุดเหมาะสมของการอบแห้งปุ๋ยและทิศทางการลมร้อนแบบสวนทาง ผลการวิจัยที่ได้คือทิศทางการลมร้อนแบบสวนทางมีการถ่ายเทความร้อนสูงจะเป็นรูปแบบที่เหมาะสมกับผลิตภัณฑ์ที่มีความชื้นค่อนข้างสูง [12]

การที่จะอบแห้งให้ได้ประสิทธิภาพที่ดึ้นนั้นจำเป็นต้องศึกษาเป็นการกระจายของอุณหภูมิภายในห้องอบแห้ง เพราะการกระจายตัวของอุณหภูมิในห้องอบแห้งแบบหมุนนั้นจะแตกต่างกันออกไปทั้งขนาดของเครื่องและทิศทางของลมร้อน [6] รวมถึงความดันด้วย [13] เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพในการอบแห้งที่สูงขึ้น สิ่งที่ควรทราบค่านึงถึงคือ อุณหภูมิอบแห้ง ความเร็วของของไหล และการกระจายอุณหภูมิของไหลในห้องอบแห้ง โดยการศึกษาของ Mirade - Pierre พบว่ารูปแบบของการไหลของอากาศในสามารถทราบสภาพการไหลในห้องอบแห้งโดยใช้วิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics ,CFD) [14, 15] โดยใช้พื้นฐานของ CFD และยังมีงานวิจัยของ Ji Perén, T. Van Hooff [16] ได้วิจัยด้วยการวิเคราะห์แบบ CFD พบว่าการลดความชื้นในเครื่องอบแห้งจะขึ้นอยู่กับตำแหน่งของการอบแห้งภายในเครื่องด้วย ส่วนเรื่องของการศึกษาการกระจายตัวของอุณหภูมิของพื้นที่หลากหลายรูปแบบจะมีงานวิจัยของ Jagadeesh D. และ Vivekanandan M. [17] พบว่าพื้นที่ของเครื่องอบแห้งแสงอาทิตย์ที่มีรูปแบบแตกต่างกัน จะให้อุณหภูมิอบแห้งที่ต่างกัน การจะทำนายผลการจำลองการอบแห้งและการกระจายตัวของอุณหภูมิจำเป็นต้องพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และแบบจำลองทางกายภาพ เพื่อปรับปรุงผลด้านประสิทธิภาพทางความร้อนของโมเดลการอบแห้งแบบลมร้อน

Tolmac et al. [18] และมีการสร้างแบบจำลองทางทฤษฎีสำหรับประเมินการสิ้นเปลืองพลังงานและประสิทธิภาพของการอบแห้ง โดยงานวิจัยนี้ยังได้ศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยวิเคราะห์สมดุลพลังงานด้วย [19] ดังนั้นการจำลองทางคอมพิวเตอร์ทำให้สามารถให้ข้อมูลรายละเอียดเกี่ยวกับการกระจายความร้อน การถ่ายเทมวลและกระแสความร้อน [15] ทำให้สามารถประเมินการเปลี่ยนแปลงของรูปร่างของเครื่องอบแห้งและทิศทางของลมร้อนสามารถนำไปประยุกต์ในรูปแบบอื่นๆได้

โดยงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์หลักเพื่อศึกษาสภาพการไหลของอากาศภายในเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนขนาดเล็กทรงหน้าตัดขวาง (Squared edged) เพื่อเพิ่มการกระจายตัวของลมความร้อนในท่ออบด้วยวิธีไฟไนต์เทอร์มอลริซิสมแทนซ์ (FTR) รูปแบบการพาความร้อนแบบบังคับ ร่วมกับการจำลองทางคอมพิวเตอร์ และทำการยืนยันผลการทดลองในห้องปฏิบัติการเพื่อศึกษาการกระจายตัวของอุณหภูมิอบแห้งและอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องอบแห้ง

## 2. วัสดุและวิธีการวิจัย

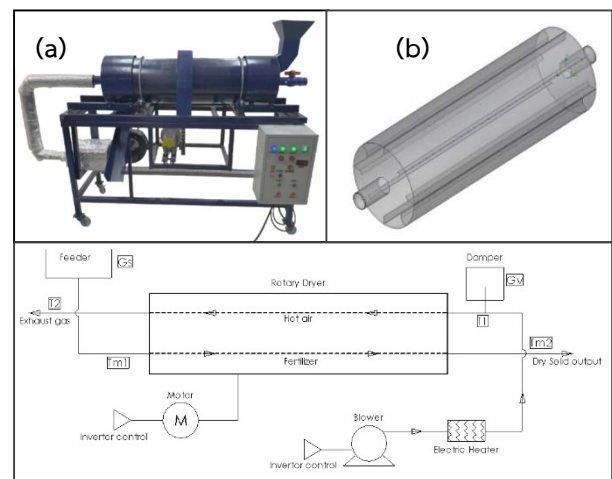
### 2.1 Portable rotary dryer

โครงสร้างหลักของเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนประกอบด้วยท่อทรงกระบอกหมุนทำมุมเอียงที่เหมาะสมกับแนวระดับเพื่อให้วัสดุที่จะนำมาอบแห้งเกิดการเคลื่อนที่ เมื่อดูวัสดุจะถูกป้อนเข้าทางปลายข้างหนึ่งของท่อทรงกระบอกซึ่งจะถูกทำให้แห้งโดยการสัมผัสกับลมร้อนที่ไหลผ่านท่อทรงกระบอกหรือโดยการสัมผัสกับผิวท่อทรงกระบอกที่มีความร้อนในขณะที่เกิดการเคลื่อนที่ไปตามมุมเอียงของท่อทรงกระบอก [9] ดังแสดงตามรูปที่ 1

### 2.2 Geometric model

ลักษณะโมเดลสามมิติของเครื่องอบแห้งขนาดเล็กทรงหน้าตัดขวาง (Squared edged) ได้ถูกออกแบบและเขียนแบบโดยใช้โปรแกรม SolidWorks เพื่อใช้ในการจำลองและวิเคราะห์สภาพการไหลของอากาศร้อนและอุณหภูมิภายในท่ออบแห้ง ส่วนโครงสร้างของผิวท่อด้านนอกจะวิเคราะห์แบบ แบบจำลองที่ใช้วิเคราะห์ถูกแสดงตามรูปที่ 1

การสร้างแบบจำลองจะประกอบไปด้วยการรวบรวมข้อมูลทางเทคนิค แล้วนำผลการจำลองที่ได้จากโปรแกรมในรูปแบบของ contour plots เพื่อแสดงลักษณะการไหลของอากาศและอุณหภูมิ [15] สำหรับโมเดลการอบแห้งมีวัตถุประสงค์เพื่อทำนายผลของการกระจายอุณหภูมิในท่ออบแห้ง โดยใช้หลักการคำนวณและแก้สมการสมดุลมวลและอนุรักษ์พลังงาน [20] การคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลจะถูกดำเนินการเป็นขั้นตอนแรกโดยใช้ฐานข้อมูลทางวิศวกรรมที่อยู่ในตัวโปรแกรม [21] ซึ่งจะรวมถึงการกำหนดค่าขอบเขตการจำลอง (Boundary condition) ได้แก่ ค่าพารามิเตอร์ของของเหลวในอากาศแห้ง วัสดุสำหรับทำแห้งของห้องทำให้แห้ง พารามิเตอร์ค่าที่ต้องการคืออัตราส่วนความร้อนจำเพาะ ( $c_p/c_v$ ), น้ำหนักโมเลกุล (kg/mol), ความหนืดไดนามิก (Pa-s), ความจุความร้อนจำเพาะ (J/kg-K) ค่าการนำความร้อน (W/m-K) และความหนาแน่น (kg/m<sup>3</sup>) [22]



รูปที่ 1 (a) ส่วนประกอบของเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนขนาดเล็ก (b) Model of Portable rotary dryer (c) ไดอะแกรมการทำงานของเครื่อง

### 2.3 Thermal flow in pipes

เมื่อของไหลไหลผ่านท่ออบแห้งที่มีอุณหภูมิผิวภายในท่อแตกต่างจากอุณหภูมิของของไหลจะมีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของไหลตลอดความยาวท่อสามารถคำนวณได้ดังนี้ [23]

$$T_e = T_s - (T_s - T_i)e^{-hA_s/mC_p} \quad (1)$$

$$\Delta T_{\ln} = \frac{T_e - T_i}{\ln \left[ \frac{T_s - T_e}{T_s - T_i} \right]} \quad (2)$$

$$\dot{Q} = mC_p(T_e - T_i) \quad (3)$$

เมื่อ

$C_p$  คือ ความจุความร้อนจำเพาะของวัสดุ (J/kg°C)

$m$  คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

$T_e$  คือ อุณหภูมิทางออกหรืออุณหภูมิของไหลที่หน้าตัดใดๆในท่อนับจากจุดเริ่มต้น (°C)

$T_s$  คือ อุณหภูมิผิวท่อ โดยที่มีการกระจายอุณหภูมิเท่ากันตลอดทั้งผิว (°C)

$T_i$  คือ อุณหภูมิทางเข้า (°C)

$\Delta T_{\ln}$  คือ อุณหภูมิแตกต่างระหว่างผิวท่อกับของไหล (Logarithmic mean temperature, °C)

$\dot{Q}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

## 2.4 ไฟไนต์เทอร์มอลรีซิสแตนซ์

การถ่ายเทความร้อนและการหาอุณหภูมิภายในท่ออบแห้ง นอกจากใช้วิธีการทดลองในห้องปฏิบัติการแล้ว[9] เรายังสามารถวิเคราะห์และตรวจสอบอุณหภูมิของการอบแห้งแบบท่อหมุนชนิดลมร้อนสวนเพื่อให้เกิดความแม่นยำของการจำลองทางคอมพิวเตอร์ โดยใช้การวิเคราะห์อุณหภูมิภายในท่อแบบ thermal resistance network ดังรูปที่ 2(a) โดยใช้สมการดังนี้ [23]

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi k_1 L} + \frac{\ln(r_3 / r_2)}{2\pi k_2 L} + \frac{1}{h_2 A_2} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{surface} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (5)$$

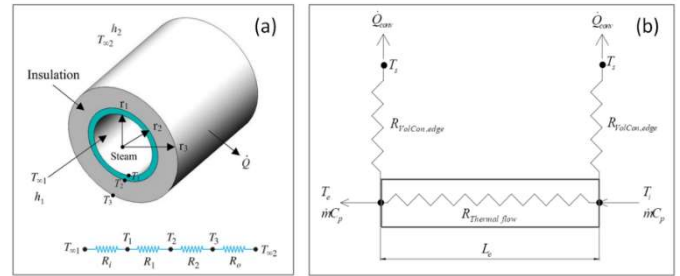
เมื่อ

$R_{total}$  คือ ความต้านทางการไหลเชิงความร้อนของผนังท่ออบ (°C/W)

$\dot{Q}_{Surface}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของผนังท่ออบ (W)

$h$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (W/°C)

$k$  คือ Thermal conductivity (W/m-°C)



รูปที่ 2 (a) Multilayered cylindrical thermal resistance network (b) Finite thermal resistance

วิธีไฟไนต์เทอร์มอลรีซิสแตนซ์ (Finite thermal resistance, FTR) เป็นการคำนวณการถ่ายความร้อนซึ่งผสมผสานแนวคิดมาจากวิธีไฟไนต์โวลุ่ม(Finite Volume) และเทอร์มอลรีซิสแตนซ์ (Thermal Resistance) ประกอบเข้าด้วยกัน [24] [25] เมื่อทำการแบ่งปริมาตรภายในท่ออบให้เป็นปริมาตรควบคุม (control volume) เล็กๆ ที่มีหน้าตัดเท่ากับหน้าตัดภายในท่อโดยแต่ละชั้นมีความยาวเท่าๆกัน (Le) เรียงต่อกันไปตลอดความยาวท่อ ดังรูปที่ 2(b) โดยการถ่ายเทความร้อนภายในท่อจากอุณหภูมิเข้าไปจนถึงทางออกท่ออบเปรียบเทียบกับสมการ Thermal flow in pipes ในสมการที่ (1) ได้ดังนี้

$$\frac{(T_e - T_s)}{R_{VolConv,edge}} = \frac{(T_i - T_s)}{R_{Thermal Flow} + R_{VolConv,edge}} = \dot{Q} \quad (6)$$

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \left[ \frac{R_{VolConv,edge}}{R_{Thermal Flow} + R_{VolConv,edge}} \right] \quad (7)$$

$$\frac{R_{VolConv,edge}}{R_{Thermal Flow} + R_{VolConv,edge}} = e^{-hA_s/mC_p} \quad (8)$$

$$R_{Thermal Flow} = R_{VolConv,edge} (e^{-hA_s/mC_p} - 1) \quad (9)$$

เมื่อ

$R_{thermal}$  คือ ความต้านทานการไหลเชิงความร้อนภายในความยาวท่อ ( $^{\circ}C/W$ )

$R_{VolConv,edge}$  คือ ความต้านทานการความร้อนที่ขอบปริมาตรควบคุมชั้นนอกสุด ( $^{\circ}C/W$ ) =  $\frac{2}{hPL_e}$

$L_e$  คือ ความยาวปริมาตรควบคุม (m)

$P$  คือ เส้นขอบของปริมาตรควบคุมที่สัมผัสของไหล (m)

$A_s$  คือ พื้นที่ผิวการพาความร้อน ( $m^2$ ) =  $\frac{PL_e}{2}$

$A_c$  คือ พื้นที่หน้าตัดภายในท่อ ( $m^2$ )

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของวัสดุ ( $kg/m^3$ )

$V$  คือ ความเร็วลมร้อนในท่อ (m/s)

## 2.5 Computational fluid dynamics, CFD

พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ CFD เป็นการวิเคราะห์ปรากฏการณ์ที่เกี่ยวข้องกับการไหลต่างๆ การถ่ายเทความร้อน การแพร่กระจายของอนุภาค โดยใช้คอมพิวเตอร์ช่วยหาผลเฉลยและจำลองพฤติกรรมที่เกิดขึ้น ซึ่งประกอบด้วยสมการสมดุลมวลโมเมนตัม และสมการพลังงาน [5] ซึ่งสมการเชิงอนุพันธ์มวล โมเมนตัม และพลังงาน ซึ่งได้ประดิษฐ์ขึ้นมาจากความจริงที่ว่ามวลนั้นไม่มีการสูญหาย การใช้กฎข้อที่ 2 ของนิวตันและพลังงานนั้นไม่มีการสูญหาย ตามลำดับ ก่อให้เกิดสมการเชิงอนุพันธ์ย่อยซึ่งสามารถสรุปสมการได้ดังนี้

สมการเชิงอนุพันธ์มวล :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (10)$$

สมการเชิงอนุพันธ์โมเมนตัม 3 แนวแกน :

Momentum direction X:

$$\rho \left[ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (11)$$

Momentum direction y:

$$\rho \left[ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (12)$$

Momentum direction z:

$$\rho \left[ u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (13)$$

สมการอนุรักษ์พลังงาน :

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} - \left( \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right) - Q = 0 \quad (14)$$

## 2.6 เครื่องมือและวิธีการทดลอง

### 2.6.1 เครื่องมือสำหรับทดลอง

งานวิจัยนี้ดำเนินการทดลองที่ห้องปฏิบัติการห้องอุตสาหกรรม คณะครุศาสตร์อุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี วิทยาเขตขอนแก่น ใช้เครื่องอบแห้งแบบท่อหมุน (Rotary Drum Dryer) ประกอบด้วยท่อทรงกระบอกทำมุมเอียงกับแนวระดับเพื่อให้วัสดุเกิดการเคลื่อนที่และเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน วัสดุที่ต้องการอบแห้งจะถูกป้อนเข้าทางปลายข้างหนึ่งของท่อทรงกระบอกซึ่งวัสดุจะถูกทำให้แห้งโดยการสัมผัสกับลมร้อนที่ไหลผ่านท่อทรงกระบอก หรือโดยการสัมผัสกับผิวท่อทรงกระบอกที่มีความร้อนขณะที่วัสดุเคลื่อนที่ไปตามมุมเอียงของท่อทรงกระบอก [9] ซึ่งเครื่องอบแห้งที่นำมาใช้ในการทดลองครั้งนี้มีขนาดท่ออบแห้งทำจากเหล็กแผ่นยาว 1 เมตร ทำมุมเอียง 1 องศา กับแนวระดับ เส้นผ่าศูนย์กลาง 0.3 เมตร จำนวนแผ่นยกในท่ออบแห้งมี 7 แผ่น มอเตอร์ต้นกำลังขนาด 1.5 แรงม้า ใช้เกียร์ทด 1:30 โบลเวอร์ขนาด 0.5 แรงม้า ตั้งค่าความร้อนที่ใช้ในการทดลองอยู่ที่ 30-85 $^{\circ}C$  และวัตถุดิบหม้อมอบแห้งที่ใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K อัตราการไหลของลมร้อนสูงสุดที่ 200 cfm ขนาดของฮีตเตอร์ 4000 วัตต์ ทิศทางการไหลของลมร้อนกับวัสดุเป็นแบบสวนทาง ขอบเขตของเครื่องอบแห้งได้สูงสุดที่ 10-15 kg/h ถ้าเกินกว่านี้จำเป็นต้องเพิ่มขนาดฮีตเตอร์ซึ่งจะส่งผลต่อค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้น อาจเกิดการแตกหักของวัสดุในกรณีที่ใช้ความเร็วรอบสูงเกินไป

### 2.6.2 การกำหนดขอบเขตการจำลอง

สำหรับการกำหนดขอบเขตการศึกษา (boundary conditions) ทางความร้อนจากกฎการอนุรักษ์พลังงานที่ผ่านมานั้น ใช้กฎของฟูริเยร์ (Fourier's law) ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณฟลักซ์ (flux)  $q$  กับความชันของอุณหภูมิ

(Temperature gradient) ในทิศทางที่ต่างกัน สำหรับปัญหาการกระจายตัวของความร้อนประกอบด้วย

- อุณหภูมิที่ผิวโดเมน (domain surface) โดย  $T_s$  อาจเป็นค่าคงตัว หรือแปรผันไปตามโคออร์ดิเนต  $x, y, z$  และเวลา  $t$

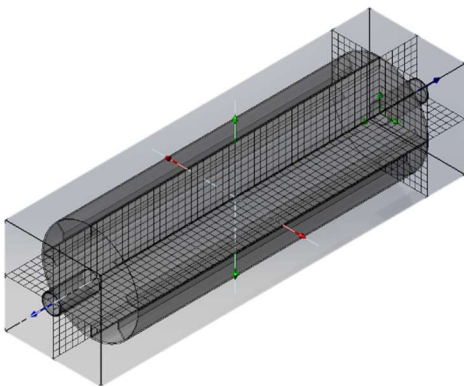
- พื้นผิวของโดเมนมีการให้ปริมาณความร้อน  $q_s$  พุ่งเข้าสู่ผิว ในกรณีเช่นนี้ ปริมาณฟลักซ์  $q$  ภายในวัสดุที่ผิวต้องสมดุลกับปริมาณความร้อนตกกระทบ คือ  $q = -q_s$

- โดเมนเกิดการถ่ายเทความร้อนโดยการพา (convection heat transfer) โดย  $h$  คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และอุณหภูมิแวดล้อมแทนอุณหภูมิตัวกลางรอบข้าง

- โมเดลขอบเขตของการทดลองจะประกอบไปด้วยผนังของวัสดุใช้เป็นท่อเหล็ก AISI304 อุณหภูมิที่ผนังที่กำหนดที่ 293 K หรืออุณหภูมิห้อง ขนาดท่ออวยาว 1 เมตร ขนาดห้องอบเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.3 เมตร ทางเข้า-ออกท่ออบ 0.065 เมตร, Default roughness: 100.0 ไมโครเมตร โดยโมเดลและขอบเขตที่ใช้ในการทดลองจะถูกสร้างด้วยโปรแกรมตามรูปที่ 3

- ทางเข้าท่ออบแห้ง อุณหภูมิ 358.15 K ความเร็วลมร้อน 1.5 m/s เป็นแบบ Fully developed flow. The turbulence intensity was set at 2%, The turbulence length 0.005 m

- ทางออกท่ออบ สมมุติให้ความดันบรรยากาศ 101,325 Pa เป็นรูปแบบ static pressure



รูปที่ 3 โมเดลและขอบเขตที่ใช้ในการทดลอง

ตารางที่ 1 ข้อมูลที่ใช้ในการทดลองและคำนวณ

Symbol	Variables	Value	Unit
A	Cross-sectional area of rotary dryer	0.07	m <sup>2</sup>
D	Diameter	0.3	m
L <sub>D</sub>	Length of rotary dryer	1	m
V	Volume of rotary dryer	0.07	m <sup>3</sup>
C <sub>pa</sub>	Specific heat of air	1.009	kJ/kg°C
C <sub>pv</sub>	Specific heat of vapor	4.185	kJ/kg°C
C <sub>pw</sub>	Specific heat of water	1.172	kJ/kg°C
T <sub>f</sub>	Hot air temperature	30-85	°C
G <sub>v</sub>	Hot air flow rate	0.268	kg/min
L	Latent heat of water @ 100°C	2270	kJ/kg
RH	Relative humidity	60	%RH

### 3. ผลการวิจัย

จากการทดลองเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนแนวนอนขนาดเล็กที่ความเร็วลมร้อนใช้ค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 1.5 m/s อัตราการไหลของลมร้อนเฉลี่ย 0.28 kg/min อุณหภูมิของลมร้อนช่วง 30-85°C และความเร็วรอบของท่ออบแห้ง 20 รอบต่อนาที โดยมีการคำนวณทางคอมพิวเตอร์เพื่อยืนยันผลการทดลองโดยใช้สมการทางคณิตศาสตร์ด้วยวิธี Finite thermal resistance และได้สร้างโมเดลพร้อมกับการจำลองผลของพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณด้วยโปรแกรม SolidWorks simulation ver.2021 ตามรูปที่ 3 โดยโปรแกรมจะทำการจำลองด้วยสมการเชิงอนุพันธ์มวล พลังงาน และโมเมนตัม โดยมีรากฐานมาจากสมการของ Navier-Stokes ในสมการที่ 10-13

#### 3.1 ผลการทดลองหาอุณหภูมิการอบแห้งภายในเครื่องอบแบบท่อหมุนขนาดเล็กรูปทรงหน้าตัดขวง

จากผลการทดลองอุณหภูมิการอบแห้งของเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนขนาดเล็กรูปทรงหน้าตัดขวงเพื่อให้เกิดการหมุนวนของอากาศ โดยใช้วิธีการต้านทานทางความร้อนหรือ Finite thermal resistance ร่วมกับการจำลอง CFD และทำการยืนยันผลการจำลองด้วยการทดลองทางห้องปฏิบัติการ ซึ่งอุณหภูมิอบแห้งที่ทดลองคือตั้งแต่ 30 - 85 °C เพื่อให้ทราบถึงแนวโน้มของอุณหภูมิภายในเครื่องอบแห้งซึ่งจะนำไปสู่การ

ประยุกต์ใช้ในการวิเคราะห์หาค่าอุณหภูมิการอบแห้งกับผลผลิตทางการเกษตรแบบอื่นๆ ต่อไป

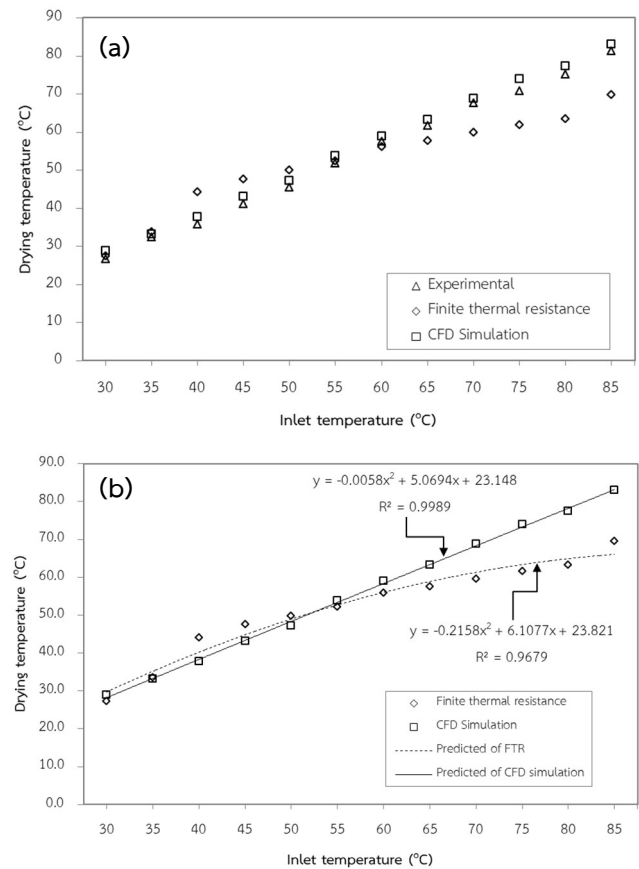
ตารางที่ 2 ผลการทดลองและการคำนวณของแต่ละวิธีโดยใช้เครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนขนาดเล็กที่หมุนเอียง 1 องศา ความเร็วรอบการหมุน 10 RPM

Run no.	Drying temperature (°C)		
	Experimental	FTR	CFD
1	26.4	27.3	28.9
2	32.2	33.5	33.2
3	35.5	44.0	37.9
4	41.0	47.5	43.1
5	45.2	49.8	47.2
6	51.6	52.2	53.8
7	57.3	55.9	59.0
8	61.6	57.6	63.2
9	67.4	59.6	68.8
10	70.7	61.7	74.0
11	75.0	63.4	77.4
12	81.0	69.6	83.0

การออกแบบให้ท่ออบแห้งเป็นทรงหน้าตัดขวางจะทำให้เกิดการหมุนวนของลมร้อนในท่ออบแห้งทำให้เพิ่มประสิทธิภาพในการอบแห้งให้สูงขึ้นและจะส่งผลให้อุณหภูมิภายในท่ออบแห้งมีความสม่ำเสมอตลอดช่วงความยาวของท่ออบ โดยการทดลองครั้งนี้ใช้เลข Reynolds number 18,598 ซึ่งเป็นช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ได้เลข Nusselt number 54.16 และการทดลองครั้งนี้ใช้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเท่ากับ  $5.33 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$  โดยค่าการทดลองเหล่านี้ใช้วิธีการคำนวณทางความร้อน ซึ่งสามารถหาได้โดยใช้รูปแบบการคำนวณแบบ Internal forced convection [26] และการวิเคราะห์ข้อมูลทางสถิติจะใช้วิธีวิเคราะห์ในรูปแบบของสมการกำลังสอง (quadratic model)

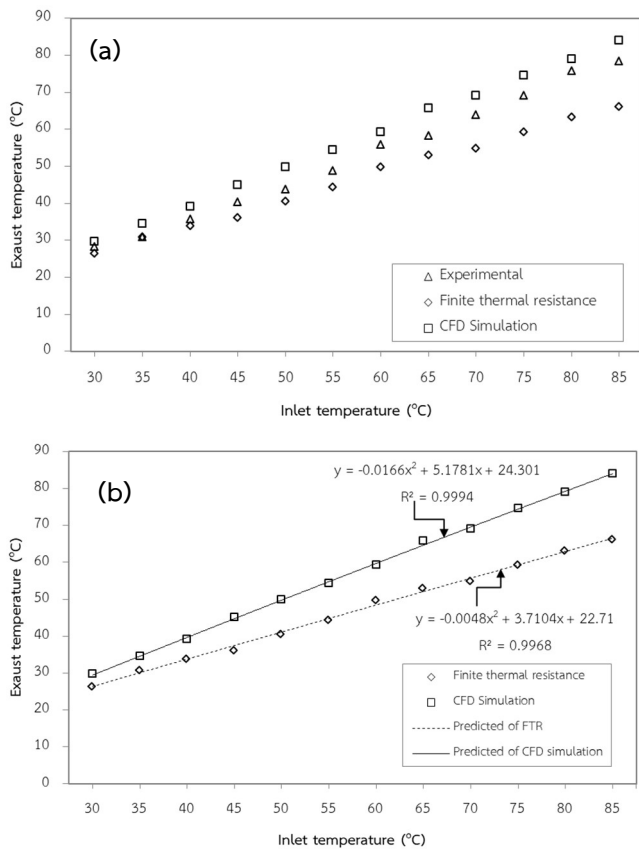
ผลการทดลองในรูปแบบที่ 4(a) อุณหภูมิเข้าสู่ระบบที่  $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$  –  $85 \text{ }^{\circ}\text{C}$  พบว่าวิธี CFD ได้อุณหภูมิอบแห้งสูงสุดที่  $83.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$  คลาดเคลื่อนจากการทดลองโดยเฉลี่ย  $4.0\%$  ซึ่งจากกราฟจะพบว่าอุณหภูมิภายในท่ออบแห้งมีแนวโน้มสูงขึ้นในทิศทางเดียวกันตามอุณหภูมิที่ป้อนเข้าไปในระบบ [9] แต่เมื่อทำการ

วิเคราะห์จากกราฟก็จะพบว่าอุณหภูมิที่ได้จากโปรแกรมจำลอง CFD จะมีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากการทดลองเล็กน้อย เนื่องจากผลจากการจำลองจะไม่ได้คิดความสูญเสียจากสภาพอากาศภายนอกหรือสภาพของสิ่งแวดล้อมในการทดลองจึงทำให้เกิดความสูญเสียน้อย [27] และผลของวิธี FTR จะได้อุณหภูมิการอบแห้งที่ต่ำกว่าผลที่ได้จากการทดลองเฉลี่ยที่  $11.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$  โดยวิธี FTR ได้อุณหภูมิมอบแห้งสูงสุดที่  $69.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$  คลาดเคลื่อนจากการทดลองโดยเฉลี่ย  $9.2\%$  แต่แนวโน้มของอุณหภูมิจะไปในทิศทางเดียวกัน ซึ่งเกิดจากวิธี FTR จะนำผลการคำนวณของความต้านทานทางความร้อน (thermal resistance network) ที่แบ่งความยาวของท่ออบแห้งเป็นส่วนๆ ซึ่งรวมถึงความสูญเสียทางความร้อนที่เกิดขึ้นในระบบด้วยทำให้กราฟมีความโค้งตามอุณหภูมิมอบแห้งที่เพิ่มขึ้น ส่วนค่าของแนวโน้มทางสถิติในรูปแบบที่ 4(b) จะสอดคล้องไปในทางเดียวกันและแปรผันตามอุณหภูมิที่ป้อนเข้าสู่ระบบ โดยที่วิธี FTR และ CFD จะมีค่า  $R^2$  อยู่ที่  $0.9679$  และ  $0.9989$  ตามลำดับ



รูปที่ 4 (a) อุณหภูมิการอบแห้งภายในเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนขนาดเล็กทรงท่อดัด (b) แนวโน้มและสมการเชิงเส้นของอุณหภูมิการอบแห้งภายในเครื่องอบแบบท่อหมุนทรงหน้าตัดด้วยวิธี FTR และ CFD

### 3.2 ผลการทดลองหาอุณหภูมิที่ถูกปล่อยออกจากเครื่องอบแบบท่อหมุนขนาดเล็กรูปทรงหน้าตัดขั้ว

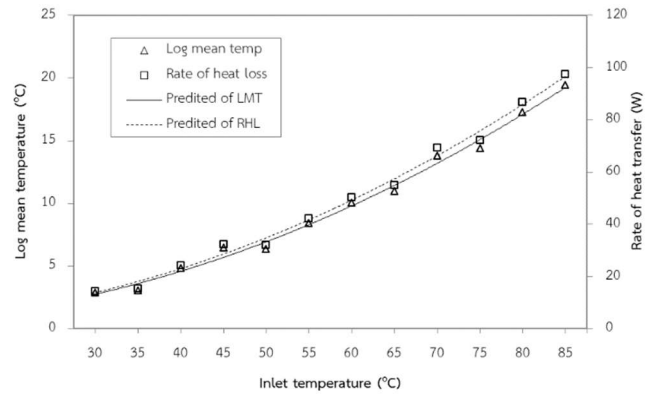


รูปที่ 5 อุณหภูมิที่ถูกปล่อยออกหลังจากการอบแห้ง (a) อุณหภูมิที่ถูกปล่อยออกหลังจากการอบแห้งของเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนขนาดเล็ก รูปทรงท่อตัด (b) แนวโน้มและสมการเชิงเส้นของอุณหภูมิที่ถูกปล่อยออกหลังจากการอบแห้งด้วยวิธี FTR และ CFD

จากรูปที่ 5(a) จะแสดงผลการทดลองของลมร้อนที่เคลื่อนที่ผ่านความยาวของท่ออบแห้งและถูกปล่อยออกจากเครื่องอบแห้งหรือที่เรียกว่าไอเสีย จากกราฟจะพบว่าผลที่ได้จากวิธี FTR, วิธีจำลอง CFD และผลจากการทดลอง มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันเช่นเดียวกันอุณหภูมิการอบแห้ง ซึ่งอุณหภูมิของแต่ละวิธีจะไม่แตกต่างกันมากเกิดจากอัตราการถ่ายเทความร้อนภายในท่ออบแห้งมีค่าใกล้เคียงกัน ส่วนค่าของแนวโน้มทางสถิติจะสอดคล้องไปในทางเดียวกันและแปรผันตามอุณหภูมิที่ป้อนเข้าสู่ระบบ โดยที่วิธี FTR และ CFD จะมีค่า  $R^2$  อยู่ที่ 0.9968 และ 0.9994 ตามลำดับ ดังรูปที่ 5(b)

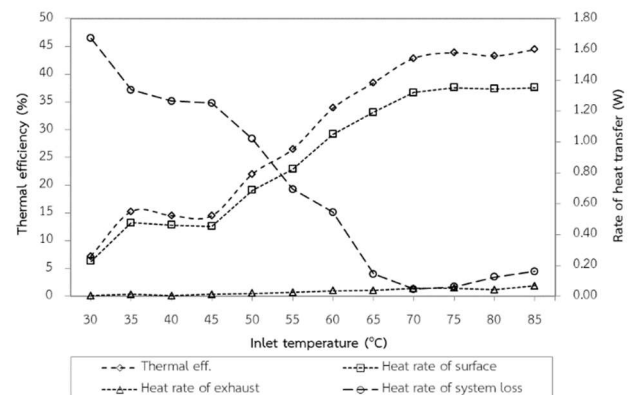
### 3.3 ผลต่างของอุณหภูมิและประสิทธิภาพเชิงความร้อน

ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยของลมร้อนและอุณหภูมิผิวท่อภายใน (log mean temperature; LMT) มีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 9.81 °C และอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ 14.28 Watt สูงสุดที่ 97.52 Watt โดยเฉลี่ยอยู่ที่ 49.28 Watt ดังรูปที่ 6



รูปที่ 6 ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยของลมร้อนและอุณหภูมิผิวท่อภายในเทียบกับอัตราการความร้อนสูญเสียที่ผิวท่อ

วิธี FTR เป็นการจำลองค่าความต้านทานของอากาศภายในท่ออบแห้ง และการต้านทานที่เกิดจากผนังท่ออบแห้งซึ่งสภาวะการนำความร้อนและการพาความร้อนภายในท่ออบแห้งโดยจะนำค่าจากคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ซึ่งเท่ากับ 0.02953 W/m-K [28] และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสำหรับการทดลองครั้งนี้มีค่า 5.3309 W/m<sup>2</sup>-K [28] มาช่วยในการคำนวณ และวิธีจำลอง CFD จะเป็นการแก้สมการของ Navier-Stokes โดยอิงจากกฎการอนุรักษ์พลังงานและโมเมนตัม ซึ่งจะเห็นว่าแบบจำลองความต้านทานทางความร้อนและแบบจำลอง CFD นี้มีค่าที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองจริง





**รูปที่ 7** ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องอบแห้งในสภาวะไร้ไหล

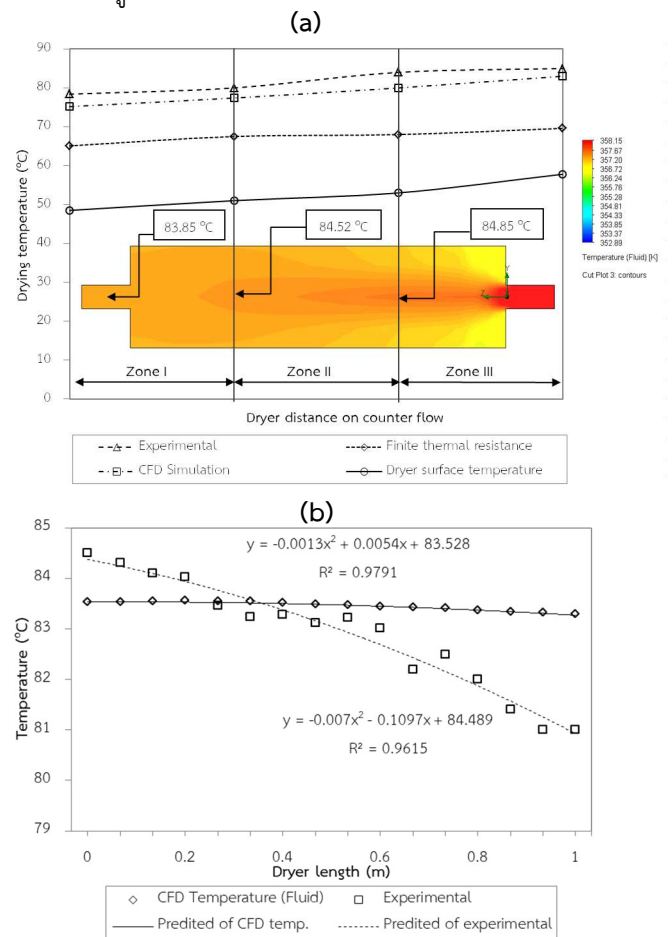
สำหรับประสิทธิภาพเชิงความร้อนของการอบแห้งลมร้อนในสภาวะไร้ไหลในงานนี้จะทำการหาเฉพาะส่วนของการทดลองเท่านั้น เนื่องจากมีปัจจัยจากภายนอกที่ต้องทำการทดลองพร้อมๆกัน เช่น ความเร็วรอบท่ออบ ความเร็วลมร้อน อุณหภูมิที่เข้าสู่ระบบ และเวลาในการทดลอง จากรูปที่ 7 พิจารณาส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อน ค่าความสูญเสียที่เกิดขึ้นในผิวท่ออบจะมีแนวโน้มคงที่ในช่วงแรกที่  $35\text{ }^{\circ}\text{C} - 45\text{ }^{\circ}\text{C}$  และจะเพิ่มขึ้นในโซนที่ 2 จนเริ่มคงที่ในช่วง  $75\text{ }^{\circ}\text{C} - 85\text{ }^{\circ}\text{C}$  [8] เนื่องจากอุณหภูมิของลมร้อนและอุณหภูมิภายในผิวท่อเริ่มมีค่าเข้าใกล้กันทำให้การอัตราการถ่ายเทความร้อนมีน้อยซึ่งจะสอดคล้องกับพื้นฐานนำความร้อนสมการของ Fourier จะแปรผันตามความชันของอุณหภูมิ กล่าวคืออุณหภูมิจะเคลื่อนที่ตามทิศทางการไหลของความยาวท่ออบแห้งจะทำให้ปริมาณฟลักซ์ความร้อนเริ่มมีค่าอยู่ที่ [28,23] ค่าประสิทธิภาพจะมีแนวโน้มสูงขึ้นในช่วงของโซนที่ 2 คือโซนของการเพิ่มอุณหภูมิ และเมื่ออุณหภูมิต่ออบแห้งถึงช่วง  $70\text{ }^{\circ}\text{C} - 85\text{ }^{\circ}\text{C}$  ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนจะเริ่มคงที่ โดยจะมีค่าอยู่ที่  $42\% - 44\%$  เนื่องจากการอบแห้งเข้าสู่สภาวะคงตัวของการอบและได้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่ออบสู่บรรยากาศภายนอกเริ่มลดน้อยลง ประสิทธิภาพจึงเข้าสู่สภาวะคงที่ [9]

#### 4. อภิปรายผล

การวิเคราะห์อุณหภูมิของการอบแห้งของเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนรูปทรงหน้าตัดนั้น เป็นปัจจัยที่สำคัญอย่างยิ่งตัวหนึ่งที่บ่งบอกว่ากระบวนการอบแห้งของผลิตภัณฑ์นั้นจะมีความสม่ำเสมอเพียงใด และความแปรผันมีมากน้อยเพียงใด ซึ่งเมื่อใช้วิธี FTR ร่วมกับวิธี CFD โดยการทดลองนี้จะใช้ความลมร้อนเริ่มต้นที่  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$  ซึ่งเป็นความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงสุด โดยทิศทางการไหลของลมร้อนจะเข้าสู่ตัวเครื่องที่ปลายของโซนที่สาม กระบวนการนี้เป็นการอบแห้งแบบลมร้อนสวนทาง จะได้ผลของการกระจายอุณหภูมิตามข้อมูลต่อไปนี้

จากรูปที่ 8(a) จะพบว่าวิธี FTR การกระจายความร้อนตลอดความยาวท่ออบแห้ง และมีการกระจายของอุณหภูมิตามแนวรัศมีจึงจะเห็นในรูปที่ 2 ในกรณีนี้ความร้อนจะไหลจากผิว

ด้านในออกมาด้านนอกตามแนวรัศมี เมื่อความร้อนเข้าสู่ท่ออบแห้งที่ตำแหน่งโซน 3 จากกราฟจะพบว่าความร้อนในการอบแห้งจะมีค่าระหว่าง  $69.6\text{ }^{\circ}\text{C} - 65.1\text{ }^{\circ}\text{C}$  เฉลี่ยอยู่ที่  $67.04\text{ }^{\circ}\text{C}$  โดยเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองจริงวิธีนี้จะมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยอยู่ที่  $10.2\%$  ส่วนของอุณหภูมิที่ถ่ายเทออกมาถึงผนังท่ออบสู่อากาศภายนอกมีค่า  $57.8\text{ }^{\circ}\text{C} - 48.5\text{ }^{\circ}\text{C}$  จากกราฟซึ่งไม่ได้เปลี่ยนแปลงมากนัก โดยผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยของลมร้อนและอัตราความร้อนสูญเสียที่ผิวท่อจะถูกแสดงไว้ในรูปที่ 6



**รูปที่ 8** (a) รูปร่างของการกระจายอุณหภูมิภายในเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนแต่ละโซน (b) ผลของอุณหภูมิตลอดความยาวเครื่องอบแห้ง

ในส่วนของการวิเคราะห์ผลด้วยแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ CFD ผลการทดลองจะพบว่าอุณหภูมิของการอบแห้งจะมีค่าที่ใกล้เคียงกับการทดลองจริงที่ได้จากโปรแกรม โดยจะมีค่าระหว่าง  $83.0\text{ }^{\circ}\text{C} - 75.2\text{ }^{\circ}\text{C}$  เฉลี่ยอยู่ที่  $78.12\text{ }^{\circ}\text{C}$  และสามารถโดยสามารถพิจารณาได้จากแถบสีจากโปรแกรมจำลองได้โดยค่าของอุณหภูมิการอบแห้งของโซนที่ 3, 2 และ 1

จะอยู่ที่ 84.85 °C, 84.52 °C และ 83.85 °C โดยเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองจริงวิธีนี้จะมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยอยู่ที่ 4.0% ซึ่งเป็นค่าที่ยอมรับได้ในเชิงวิศวกรรม

## 5. สรุปผลการวิจัย

การทดลองเครื่องอบแห้งแบบท่อหมุนทรงหน้าต่างขวางในครั้งนีพบว่า เมื่อใช้เครื่องขนาดความยาว 1 เมตร เส้นผ่านศูนย์กลาง 0.3 เมตร ความเร็วลมเข้าที่ 1.5 m/s กำหนดให้ลมร้อนเข้าสู่ระบบที่ 30-85°C ความร้อนจำเพาะของอากาศ 1008 J/kg°C สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเท่ากับ 5.33 W/m<sup>2</sup>-°C พื้นที่ผิวของท่ออบแห้ง 0.942 m<sup>2</sup> ใช้วิธีการทดลอง 3 รูปแบบ คือ ทดลองตามสภาวะจริง, คำนวณด้วยวิธีไฟไนต์เทอร์มอลรีซิสแทนซ์ และวิธีจำลองโปรแกรม CFD พบว่าการทดลองตามสภาวะจริงได้อุณหภูมิอบแห้งสูงสุดที่ 81.0°C วิธี FTR ได้อุณหภูมิอบแห้งสูงสุดที่ 70°C คลาดเคลื่อนจากการทดลองโดยเฉลี่ย 9.2% แนวโน้มทางสถิติได้ค่า R<sup>2</sup> = 0.9679 และวิธี CFD ได้อุณหภูมิอบแห้งสูงสุดที่ 83.0°C คลาดเคลื่อนจากการทดลองโดยเฉลี่ย 4.0% แนวโน้มทางสถิติได้ค่า R<sup>2</sup> = 0.9989 จากค่าความผิดพลาดแสดงให้เห็นว่าแบบจำลองความต้านทานทางความร้อนด้วยวิธีไฟไนต์เทอร์มอลรีซิสแทนซ์และการจำลอง CFD ทางคอมพิวเตอร์นี้สามารถคำนวณและประยุกต์ต่อยอดในการแก้ปัญหาที่มีความซับซ้อนมากขึ้น ช่วยให้วิเคราะห์หาค่าอุณหภูมิการอบแห้งของการหาค่าอุณหภูมิอบแห้งและการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการไหลในท่ออบแห้งและสามารถนำไปประยุกต์ใช้กับการอบแห้งผลิตภัณฑ์อื่น ๆ ต่อไป

### กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณโครงการด้านวิทยาศาสตร์ วิจัยและนวัตกรรม (ววน.) สำนักงานการวิจัยแห่งชาติ และสาขาวิชาเทคโนโลยีต่ออุตสาหกรรม คณะครุศาสตร์อุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี วิทยาเขตขอนแก่น ที่สนับสนุนอุปกรณ์ ข้อมูลทางวิชาการ และสถานที่ในการทำวิจัย

### เอกสารอ้างอิง

[1] Bahmani A, Jafari SM, Shahidi SA, Dehnad D. Mass transfer kinetics of eggplant during osmotic

dehydration by neural networks. *Journal of Food Processing and Preservation*. 2016;40:815-827.

- [2] Lechtanska J, Szadzinska J, Kowalski S. Microwave- and infrared- assisted convective drying of green pepper: Quality and energy considerations. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. 2015;98:155-164.
- [3] Carciofi BA, Prat M, Laurindo JB. Dynamics of vacuum impregnation of apples: Experimental data and simulation results using a VOF model. *Journal of Food Engineering*. 2012;113:337-343.
- [4] Korn O. Cyclone dryer: A pneumatic dryer with increased solid residence time. *Drying Technology*. 2001;19:1925-1937.
- [5] Chaitanoo N, Aggarangsi P, Nitayavardhana S. Improvement of solid-state anaerobic digestion of broiler farm- derived waste via fungal pretreatment. *Bioresource Technology*. 2021;332:125146.
- [6] Silverio B, Arruda E, Duarte C, Barrozo M. A novel rotary dryer for drying fertilizer: comparison of performance with conventional configurations. *Powder Technology*. 2015;270:135-140.
- [7] Namwong K, Suntivarakorn R, Treedet W. Development and construction of a fertilizer rotary dryer using waste heat from an electrical generator in a pig farm. *Advanced Materials Research: Trans Tech Publications*. 2013;805-806:168-175.
- [8] Somsirtrakul S, Suntivarakorn R, Namwong K, Treedet W. Comparison of rotary fertilizer dryer efficiency using electrical generator waste heat and liquefied petroleum gas as a heat source. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*. 2014;6(1):013145.
- [9] Namwong K, Punnarapong P, Pimda W. Thermal analysis of hot air drying of chicken manure pellets in a modified portable horizontal rotary

- dryer. *Heat and Mass Transfer*. 2022;58:1997-2007.
- [10] Perazzini H, Perazzini MT, Freire FB, Freire FB, Freire JT. Modeling and cost analysis of drying of citrus residues as biomass in rotary dryer for bioenergy. *Renewable Energy*. 2021;175:167-178.
- [11] Nursyamsi N. Pengembangan kepribadian guru. *Al-Ta lim Journal*. 2014;21:32-41.
- [12] Sonsiri A, Punyakum V, Radpukdee T. Optimal variables estimation for energy reduction via a remote supervisory control: application to a counter-flow rotary dryer. *Heliyon*. 2019;5:e01087.
- [13] Gwak IS, Gwak YR, Kim YB, Lee SH. Drying characteristics of low rank coals in a pressurized flash drying system. *Journal of Industrial and Engineering Chemistry*. 2018;57:154-159.
- [14] Mirade P-S, Daudin J-D. A numerical study of the airflow patterns in a sausage dryer. *Drying Technology*. 2000;18:81-97.
- [15] Xiao Z, Zhang F, Wu N, Liu X. CFD modeling and simulation of superheated steam fluidized bed drying process. *International Conference on Computer and Computing Technologies in Agriculture: Springer*. 2012. p. 141-149.
- [16] Perén J, Van Hooff T, Leite BCC, Blocken B. CFD analysis of cross-ventilation of a generic isolated building with asymmetric opening positions: Impact of roof angle and opening location. *Building and Environment*. 2015;85:263-276.
- [17] Jagadeesh D, Vivekanandan M, Natarajan A, Chandrasekar S. Experimental conditions to identify the ideal shape of dryer investigation of six shapes of solar greenhouse dryer in no load. *Materials Today: Proceedings*. 2020;37.
- [18] Banooni S, Hajidavalloo E, Dorfeshan M. A comprehensive review on modeling of pneumatic and flash drying. *Drying Technology*. 2018;36:33-51.
- [19] Castro A, Mayorga E, Moreno F. Mathematical modelling of convective drying of fruits: A review. *Journal of Food Engineering*. 2018;223:152-167.
- [20] Weigler F, Scaar H, Mellmann J, Kuhlmann H, Grothaus A. Increase of homogeneity and energy efficiency of mixed-flow grain drying. 69 *Internationale Konferenz LANDTECHNIK AgEng2011*. 2012:137-143.
- [21] Wu J, Zhang H, Li F. A study on drying models and internal stresses of the rice kernel during infrared drying. *Drying Technology*. 2017;35:680-688.
- [22] Singh RP, Heldman DR. *Introduction to food engineering*. Gulf Professional Publishing; 2001.
- [23] Cengel Y, *Heat Transfer. A Practical Approach*. Second ed. 2003.
- [24] Kreider JF, Curtiss PS, Rabl A. *Heating and cooling of buildings: design for efficiency*. CRC Press; 2009.
- [25] Ketkar SP. *Numerical thermal analysis*. 1999.
- [26] Munson BR, Okiishi TH, Huebsch WW, Rothmayer AP. *Fluid mechanics*. Wiley Singapore; 2013.
- [27] Rindang A, Panggabean S, Wulandari F. CFD analysis of temperature drying chamber at rotary dryer with combined energy. *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing; 2019. p. 012037.
- [28] Cengel YA, Boles MA, Kanoğlu M. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-hill New York; 2011.
- [29] Bezbaruah PJ, Das RS, Sarkar BK. Experimental and numerical analysis of solar air heater accoutered with modified conical vortex generators in a staggered fashion. *Renewable Energy*. 2021;180:109-131.
- [30] Bezbaruah PJ, Das RS, Sarkar BK. Experimentally validated 3D simulation and performance optimization of a solar air duct with modified conical vortex generators. *Solar Energy*. 2021;224:1040-1062.