

# การเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลแบบเทอร์บูเลนต์เหนือสภาวะวิกฤติในช่องการไหลแอนนูลัสโดยการพันเกลียวลวดรอบผิวท่อ

## Enhancement of Convective Heat Transfer Coefficients of CO<sub>2</sub> Supercritical Flow in Annulus Channel with Spiral Wire Wrapped Around Tube Surface

วีระวุฒิ อรุณวรรณ<sup>1\*</sup>, ยุทธนา อุไรชื่น<sup>2</sup>, พรเมษฐ์ จันทร์เพ็ง<sup>3</sup>

Weerawoot Arunwattana<sup>1\*</sup>, Yuthana Uraichean<sup>2</sup>, Poramate Chunpang<sup>3</sup>

Received: 8 May 2017; Accepted: 9 August 2017

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดลองเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลแบบเทอร์บูเลนต์เหนือสภาวะวิกฤติในช่องการไหลแอนนูลัสที่วางในแนวนอนในกรณีที่มีผิวท่อที่มีการพันเกลียวลวด (ความหนา 1.7 มิลลิเมตร) ที่มีระยะพิตช์ 2 เซนติเมตร 3 เซนติเมตร และ 4 เซนติเมตร กับกรณีที่มีผิวท่อไม่พันเกลียวลวด (ช่องการไหลมีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 3.87 มิลลิเมตร) โดยทำการทดลองที่อัตราการไหลของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ 0.086 กิโลกรัมต่อวินาที ที่ความดันสัมบูรณ์ 75 บาร์ 80 บาร์ และ 90 บาร์ ในช่วงอุณหภูมิ 30 – 70 องศาเซลเซียส จากผลการทดลองพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ในกรณีที่มีผิวท่อพันเกลียวลวดที่ระยะพิตช์ 2 เซนติเมตร มีค่าสูงกว่าในกรณีที่ผิวท่อพันเกลียวลวดที่ระยะพิตช์ 3 เซนติเมตร 4 เซนติเมตร และในกรณีที่ผิวท่อไม่พันเกลียวลวด ตามลำดับทั้งสามความดัน ในขณะที่ความดันสูญเสียของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ในกรณีที่มีผิวท่อพันเกลียวลวดที่ระยะพิตช์ 2 เซนติเมตร 3 เซนติเมตร และ 4 เซนติเมตร มีค่าสูงกว่า 8.2 5 และ 4 เท่าของกรณีไม่พันเกลียวลวดตามลำดับ นอกจากนี้ยังพบว่าการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในกรณีการพันเกลียวลวดจะมีประสิทธิภาพสูงสุดเกิดขึ้นในบริเวณอุณหภูมิวิกฤติเสมือน และประสิทธิภาพในการเพิ่มจะลดลงเมื่ออุณหภูมิอยู่ห่างจากอุณหภูมิวิกฤติเสมือน

**คำสำคัญ:** สัมประสิทธิ์การพาความร้อน การไหลแบบเทอร์บูเลนต์ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ระยะพิตช์ อุณหภูมิวิกฤติเสมือน

### Abstract

This research investigated convective heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub>-super critical turbulent flow in an horizontally annular channel comprising a tube surface wrapped by wire (1.7 mm thickness) with three pitch distances: 2 cm, 3 cm and 4 cm. Results were compared with those from a smooth tube surface having 3.87 mm hydraulic diameter. In the test conditions, CO<sub>2</sub> mass flow rate was held constant at 0.086 kg/s and experiments performed at three absolute pressure values of CO<sub>2</sub>, 75 bar, 80 bar and 90 bar. At each pressure, the CO<sub>2</sub> bulk temperature was varied from 30 °C to 70 °C. From the experimental results it was found in all tests that convective heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> of a tube surface wrapped by 2 cm pitch distance were higher than in the case of tube surface wrapped by 3 cm, 4 cm pitch or a smooth tube surface. Pressure losses of CO<sub>2</sub> in the tube surface wrapped by 2 cm, 3 cm and 4 cm pitch distances were 8.2X, 5X and 4X higher respectively than with a smooth tube surface. In addition, the maximum efficiency in enhancement of convective heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub> with spiral wire wrapped around the tube surface approximates the pseudo critical temperature and the efficiency will decline when the CO<sub>2</sub> bulk temperature is far away from the pseudo critical temperature

**Keywords:** Convective heat transfer coefficient, turbulent flow, hydraulic diameter, pitch distance, the pseudo critical temperature

## บทนำ

ระบบปั๊มความร้อนเป็นระบบทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจที่ได้นำมาประยุกต์ใช้ในหลาย ๆ ด้าน เช่น การผลิตน้ำร้อน การอบแห้ง เป็นต้น เนื่องจากประสิทธิภาพพลังงานสูงกว่าระบบเดิมที่ใช้ อย่างไรก็ตามเนื่องจากสารทำงานเดิมจำพวก CFCs, HCFCs ที่ใช้ในระบบปั๊มความร้อนจะถูกยกเลิก เช่น R12, R22 เป็นต้น เนื่องจากมีผลกระทบต่อการทำลายชั้นโอโซน<sup>1</sup> (Ozone depleting) นอกจากนี้สารเหล่านี้ยังมีค่า GWP สูง (Global Warming Potential) สำหรับในประเทศที่พัฒนาแล้ว เช่น เยอรมัน ได้ยกเลิกการใช้สารทำงานเหล่านี้แล้ว ดังนั้นสารทำงานที่มีค่า ODP (Ozone Depleting Potential) และ GWP ต่ำหรือไม่มีเลยกำลังได้รับความสนใจเพื่อนำมาใช้ทดแทนสารทำงานเดิม ได้แก่ สารทำงานจำพวก HFCs (Hydro-fluorocarbons) เช่น R-134a, R-410A ที่ไม่มีผลต่อการทำลายชั้นโอโซน แต่สารเหล่านี้ยังมีผลกระทบต่อทำให้สภาวะโลกร้อนขึ้น หรือมีค่า GWP สูง ล่าสุดได้มีการนำเอาสารทำงานธรรมชาติ คือ แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์มาใช้ในระบบปั๊มความร้อน<sup>2</sup> เนื่องจากสารนี้ไม่มีผลต่อการทำลายชั้นบรรยากาศโอโซน และมีค่า GWP = 1 ในขณะที่สารทำงานเดิม เช่น R-134a และ R-410A มีค่า GWP = 1300 และ 1900 ตามลำดับ แต่เนื่องจากแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์มีอุณหภูมิวิกฤตต่ำ (31°C) และมีความดันวิกฤตสูง (73.8 bars) ดังนั้นในช่วงกระบวนการระบายความร้อน (cooling process) จะต้องทำงานเหนือจุดวิกฤต ในขณะที่กระบวนการให้ความร้อน (heating process) จะทำงานใต้จุดวิกฤต จึงเรียกรวมกันว่า “Transcritical cycle” ด้วยเหตุนี้ระบบปั๊มความร้อนนี้จะมีขนาดเล็กกว่าเดิมเนื่องจากทำงานที่ความดันสูง เมื่อพิจารณาในช่วงกระบวนการระบายความร้อน พบว่า แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ไหลแบบเฟสเดียว (single phase flow) ดังนั้นการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (gas cooler) ผลเนื่องจาก Pinch ไม่มี จึงทำให้ระบบนี้สามารถออกแบบที่อุณหภูมิสูงได้ ดังนั้นอุปกรณ์สำคัญในการออกแบบระบบนี้ คือ แก๊สคูลเลอร์ อย่างไรก็ตามการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องคำนึงถึงความปลอดภัยของผู้บริโภค โดยจะต้องออกแบบให้มั่นใจว่าแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์หรือสารหล่อลื่นจะไม่ไปผสมกับผลผลิตที่ผลิตได้ในกรณีเกิดการรั่วไหลขึ้น ดังนั้นการออกแบบให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบผนังเดี่ยวจึงเป็นการออกแบบที่เสี่ยงที่สุดเนื่องจากระบบทำงานที่ความดันสูง การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบผนังสองชั้นจึงเป็นรูปแบบหนึ่งที่สามารถแก้ไขปัญหาดังกล่าวได้

จากการที่ให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบผนังหนาสองชั้น ความต้านทานความร้อนที่เกิดขึ้นจึงมีค่าสูง

กว่าระบบแบบผนังเดี่ยว ดังนั้นจึงมีความจำเป็นต้องหาวิธีการลดความต้านทานความร้อนลง การปรับปรุงผิวการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นวิธีการที่ใช้กันอย่างแพร่หลายเนื่องจากเป็นมาตรการปรับปรุงแบบ passive จากงานวิจัยที่ผ่านมา พบว่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนโดยการปรับปรุงผิวการแลกเปลี่ยนความร้อนส่วนใหญ่ปรากฏในของไหลที่ไหลในสภาวะความดันปกติ<sup>3,4</sup> ดังนั้นงานวิจัยนี้ได้ทำการปรับปรุงผิวแลกเปลี่ยนความร้อนด้านแก๊ส CO<sub>2</sub> ที่ไหลเหนือความดันวิกฤตในช่องการไหลแอนนูลัส โดยการพันเกลียวลวดรอบผิวท่อ จากนั้นได้ทำการทดลองเพื่อเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความดันสูญเสียระหว่างท่อที่ทำการปรับปรุงกับท่อที่ยังไม่ได้ปรับปรุง

## วัสดุอุปกรณ์และวิธีการศึกษา

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดลองหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และความดันสูญเสียของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลในช่องการไหลแอนนูลัสแบบที่มีเกลียวลวดพันรอบผิวท่อที่กรณีไม่มีเกลียวลวดพัน โดยมีชุดปฏิบัติการทดลองเดียวกันกับของ ประเมษฐ์ จันทร์เพ็งและคณะ<sup>5</sup> (Figure 1)

พิจารณาจาก Figure 1 ชุดปฏิบัติการทดลองประกอบด้วย 1. ถังเก็บแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ (CO<sub>2</sub> container) ทำหน้าที่เติมแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์เข้าสู่ระบบ 2. วาล์วปรับละเอียด (Needle valve) ทำหน้าที่เปิด-ปิด และปรับอัตราการไหล 3. ตัวกรอง (Filter) 4. เกจความดัน (Pressure gage) ทำหน้าที่วัดความดันของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ 5. แก๊สบูสเตอร์ (Gas booster) ทำหน้าที่เพิ่มความดันของแก๊สให้สูงขึ้น 6. สกรูวาล์ว (Screw valve) ทำหน้าที่เปิด-ปิดการไหลของสารทำงาน 7. ปั๊มหมุนเวียนแก๊ส (Circulation gas pump) ทำหน้าที่หมุนเวียนแก๊สให้ไหลในระบบ 8. อุปกรณ์อุ่นแก๊ส (Pre-heater) ทำหน้าที่อุ่นแก๊สให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น 9. อุปกรณ์ทำความเย็น (Pre-cooler) ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของแก๊ส 10. อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของแก๊ส (Coriolis gas mass flow meter) ทำหน้าที่วัดอัตราการไหลของแก๊ส 11. อุปกรณ์วัดความดันแตกต่าง (Differential pressure transducer) 12. ส่วนการทดลอง (Test section) เป็นส่วนที่ใช้สำหรับการทดลอง 13. อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำ (Rota flow meter) 14. อุปกรณ์อุ่นน้ำ (Pre-heater) ทำหน้าที่อุ่นน้ำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น 15. อุปกรณ์ทำความเย็น (Pre-cooler) ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของน้ำให้มีอุณหภูมิต่ำลง 16. ถังเก็บน้ำ (Water tank) ทำหน้าที่กักเก็บน้ำเพื่อใช้ในการทดลอง

ทำการทดลองหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊ส CO<sub>2</sub> ที่ไหลในท่อแอนนูลัสสองรูปแบบ คือ การไหล

ในช่องการไหลแบบผนังเรียบ (Figure 2) และการไหลในช่องการไหลแบบผนังท่อพันเกลียวลวด (Figure 3) สำหรับรูปแบบผนังท่อพันเกลียวลวดเราจะทำการทดลองด้วยกัน 3 รูปแบบ คือ ที่ระยะพิท (pitch distance) 2 cm, 3 cm และ 4 cm สำหรับการทดลองในแต่ละรูปแบบมีเงื่อนไขในการทดลองที่เหมือนกัน โดยได้ทำการทดลองที่ความดันสัมบูรณ์ของแก๊ส CO<sub>2</sub> 75 bar, 80 bar และ 90 bar และในแต่ละความดันได้ทำการทดลองหาที่อุณหภูมิของแก๊ส CO<sub>2</sub> ก่อนไหลเข้าในส่วนการทดลองที่ 30 °C, 36 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C และ 70 °C ที่อัตราการไหลของแก๊ส CO<sub>2</sub> 5.2 kg/min โดยมีวิธีการทดลองดังนี้

อันดับแรกทำการติดตั้งส่วนของการทดลองในชุดการทดลอง (Figure 1) โดยจะทำการติดตั้งรูปแบบการทดลองแบบผนังเรียบก่อน จากนั้นทำการติดตั้งจุดวัดอุณหภูมิด้วยสายเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ทั้งหมด 6 จุดด้วยกัน คือ ตำแหน่งทางเข้าของแก๊ส CO<sub>2</sub> และตำแหน่งทางออกของแก๊ส CO<sub>2</sub> โดยทำการติดตั้งที่ผิวท่อด้านบนและด้านล่างทั้งทางเข้าและทางออก และอีกสองจุดทำการติดตั้งที่ผิวท่อของน้ำ ณ ตำแหน่งทางเข้าและทางออก และต่อสายเทอร์โมคัปเปิลในเครื่องบันทึกค่าอุณหภูมิ (Data logger)

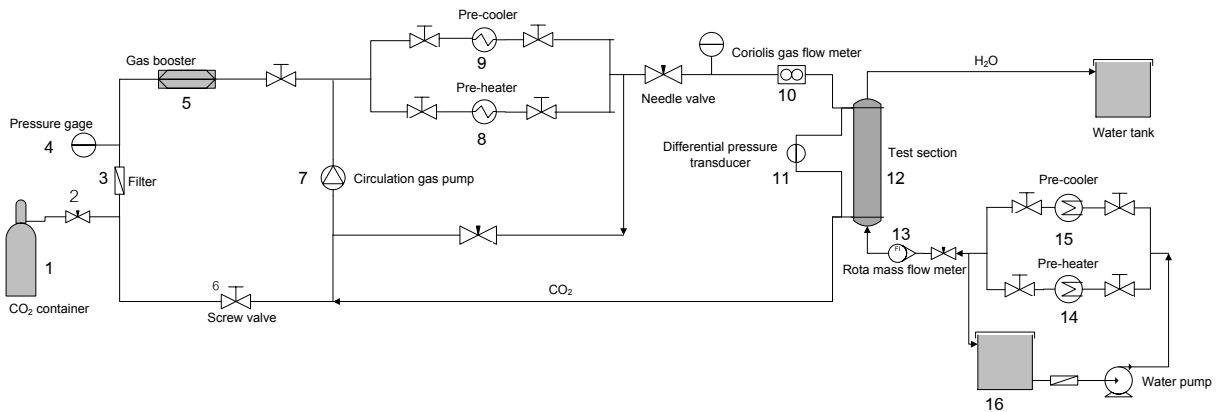


Figure 1 Schematic diagram of the test facility<sup>5</sup>

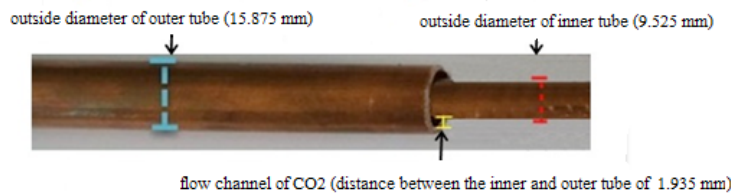


Figure 2 An annulus channel with smooth tube surface

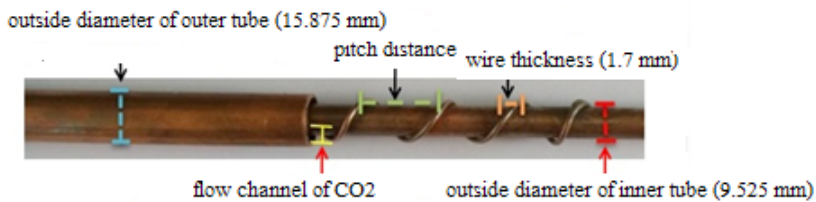


Figure 3 Annulus channel with spiral wire wrapped around tube surface

จากนั้นทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันแตกต่าง (differential pressure transducer) (รายละเอียดของอุปกรณ์วัดต่าง ๆ ดัง Table 1) แล้วทำการหุ้มฉนวนในส่วนของการ

ทดลอง เมื่อทำการติดตั้งส่วนของการทดลองและอุปกรณ์วัดต่าง ๆ แล้ว ก่อนการเติมแก๊สเข้าสู่ระบบจะทำการดูดอากาศและเศษเจือปนต่าง ๆ ที่อยู่ในระบบออกให้หมดโดยใช้ปั๊ม

สูญญากาศ แล้วทำการเติมแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์เข้าไปในระบบให้ได้ความดันประมาณ 25 bar แล้วปิดวาล์วปรับละเอียดตรงทางออกของถังแก๊ส แล้วตรวจสอบรอยรั่วจนมั่นใจว่าไม่มีรอยรั่ว แล้วปิดสกรูวาล์วก่อนไหลเข้าถังแก๊ส จากนั้นใช้ gas booster เพิ่มความดันให้สูงขึ้น ในขณะที่เดียวกันก็เปิดวาล์วปรับละเอียดตรงทางออกของถังแก๊สเพื่อเติมแก๊สเข้าสู่ระบบ และอัดจนกระทั่งได้ความดันที่ต้องการแล้วปิดสกรูวาล์วตรงทางออก gas booster และปิดวาล์วของถังแก๊ส จากนั้นทำการเปิด circulation pump เพื่อให้แก๊สไหลในระบบโดยใช้วาล์วปรับละเอียดปรับให้ได้อัตราการไหลตามที่ต้องการ เมื่อได้ความดันและอัตราการไหลของแก๊สตามที่ต้องการ จากนั้นทำการปรับอุณหภูมิของแก๊สโดยการปิดสกรูวาล์วตัวที่เข้าและออกจาก pre-cooler ในกรณีที่ต้องการเพิ่มอุณหภูมิของแก๊สแล้วปรับฮีตเตอร์จนกระทั่งได้อุณหภูมิของแก๊สตามที่ต้องการ ส่วนกรณีที่ต้องการลดอุณหภูมิของแก๊สให้ทำการปิดสกรูวาล์วตัวที่เข้าและออกจาก pre-heater ในส่วนการไหลของน้ำอันดับแรกทำการเปิดปั๊มน้ำ จากนั้นทำการปรับอุณหภูมิของน้ำให้ได้ตามที่ต้องการ ซึ่งในกรณีเพิ่มอุณหภูมิน้ำให้ปิดสกรูวาล์วตัวที่เข้าและออกจาก pre-cooler ในขณะที่ต้องการลดอุณหภูมิของน้ำให้ปิดวาล์วตัวที่เข้าและออกจาก pre-heater จากนั้นปรับอัตราการไหลของน้ำตามที่ต้องการโดยใช้วาล์วปรับละเอียด (Figure 1)

ในการทดลองของแต่ละสภาวะการทดลองของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ ได้ทำการปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, และ 1000 LPH (ลิตรต่อชั่วโมง) โดยควบคุมให้ LMTD (Log Mean Temperature Different) ของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าค่อนข้างคงที่โดยการปรับอุณหภูมิของน้ำ วิธีการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ ( $h_{CO_2}$ ) ที่ไหลในท่อแอนนูลัสทั้งสองแบบที่ติดตั้งจะใช้วิธี Modified Wilson Plot<sup>6</sup> โดยมีวิธีหาดังนี้

พิจารณาจาก Figure 2 และ Figure 3 สามารถหาความต้านทานความร้อนรวม ( $R_{tot}$ ) โดยไม่คิดผลเนื่องจากการ fouling factor การไหลเป็นแบบคงที่ และการถ่ายโอนความร้อนมีทิศทางในแนวรัศมีเท่านั้น ได้ดังนี้

$$R_{tot} = \frac{1}{\pi D_{1,i} L h_w} + \frac{\ln \frac{D_{1,o}}{D_{1,i}}}{2\pi k_{wall} L} + \frac{1}{\eta_s A_{CO_2} h_{CO_2}} \quad (1)$$

เมื่อ  
 $R_{tot}$  = ความต้านทานความร้อนรวม, °C/kW  
 $h_w$  = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำ, kW/m<sup>2</sup>°C  
 $h_{CO_2}$  = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของ CO<sub>2</sub>, kW/m<sup>2</sup>°C  
 $L$  = ความยาวท่อ, m  
 $k_{wall}$  = ค่าการนำความร้อนของท่อ, kW/m °C  
 $D_{1,i}$  = เส้นผ่านศูนย์กลางกลางท่อภายในของท่อที่หนึ่ง, m  
 $A_{CO_2}$  = พื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนด้าน CO<sub>2</sub>, m<sup>2</sup>  
 $\eta_s$  = ประสิทธิภาพผิวของการแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีของผนังเรียบ  $A_{CO_2} = \pi D_{1,o} L$  ส่วนกรณีของผนังพันเกลียวลดสมมุติว่าพื้นที่ผิวที่สัมผัสของลดกับผนังท่อมีค่าเท่ากับหนึ่งในสี่ของพื้นที่ของท่อที่ยังไม่สัมผัส ดังนั้น  $A_{CO_2} = \pi D_{1,o} L + (1-0.25) A_{wire}$  เมื่อ  $A_{wire}$  คือ พื้นที่ผิวของเส้นลวดทั้งหมด (ที่ยังไม่สัมผัส) และประสิทธิภาพผิวของการแลกเปลี่ยนความร้อนหาได้จากสมการดังนี้

$$\eta_s = 1 - \frac{A_{fin}}{A_{CO_2}} (1 - \eta_{fin}) \quad (2)$$

เมื่อ  
 $A_{fin}$  = พื้นที่ผิวของครีป (พื้นที่ผิวของเส้นลวดในส่วนที่ไม่สัมผัสกับผนังท่อ ( $0.75 A_{wire}$ )), m<sup>2</sup>  
 $\eta_{fin}$  = ประสิทธิภาพของครีป

**Table 1** Details of instruments

Measurement	Devices	Model/Series	Measurement range	Uncertainty
Temperature	Thermocouple	ชนิด K	(-25) (+150) °C	±0.05%
Pressure	Pressure gage	Okura	0 - 200 bar	±0.10%
Gas mass flow rate	Coriolis mass flow meter & Transmitter	Emerson/F025 Series & IFT9701	0 – 445 kg/hr	±0.50%
Water flow rate	Rota flow meter	Dwyer RMC Series	0 – 2000 LPH	±2.0%
Differential pressure	Differential pressure transducer	Endress+Hauser PMD75 Series	0.25 mbar – 40 bar	±0.05%

ประสิทธิภาพของครีบบวมถือว่าเป็นลักษณะของครีบบวมวงกลม (Circular fin) เลือกสมการของ Hong และ Webb<sup>7</sup> ในการคำนวณหาดังนี้

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \cos(mr\phi) \quad (3)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{CO_2}}{k_{CO_2} tick_{fin}}} \quad (4)$$

$$\phi = \left(\frac{r_f}{r} - 1\right) \left(1 + 0.35 \ln\left(\frac{r_f}{r}\right)\right) \quad (5)$$

เมื่อ  $r_f = \frac{D_{i,0}}{2} + tick_{fin}$  และ  $r = \frac{D_{i,0}}{2}$

$tick_{fin}$  = เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของเส้นลวด, m

โดยค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำ ( $h_w$ ) จะใช้รูปสมการของ Dittus-Boelter<sup>8</sup> สำหรับคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลสถานะเดียวที่ไหลแบบปั่นป่วนดังนี้

$$h_w = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \frac{k_w}{D_{i,i}} \quad (6)$$

เมื่อ C, m, n = ค่าคงที่

Re = ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number)

Pr = ตัวเลขพรานด์เทิล (Prandtl number)

$k_w$  = ค่าการนำความร้อนของน้ำ, kW/m<sup>2</sup>°C

สำหรับกรณีนี้ (น้ำถูกทำให้ร้อนขึ้น) n = 0.4 แทนสมการที่ (6) ลงในสมการที่ (1) แล้วจัดรูปแบบใหม่ได้ดังนี้

$$\left(R_{tot} - \frac{\ln \frac{D_{i,0}}{D_{i,i}}}{2\pi k_{wall} L}\right) = \frac{1}{\pi D_{i,i} L C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_w}{D_{i,i}}} + \frac{1}{\eta_s A_{CO_2} h_{CO_2}} \quad (7)$$

เขียน  $R_{tot}$  ให้อยู่ในรูป (1/UA) โดย  $A = A_i = \pi D_{i,i} L$  ดังนั้นจัดรูปสมการที่ (7) ใหม่ได้ดังนี้

$$\left(\frac{1}{U} - \frac{D_{i,i} \cdot \ln \frac{D_{i,0}}{D_{i,i}}}{2k_{wall}}\right) = \frac{1}{C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_w}{D_{i,i}}} + \frac{\pi D_{i,i} L}{\eta_s A_{CO_2} h_{CO_2}} \quad (8)$$

เมื่อ  $U$  = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, kW/m<sup>2</sup>°C

จะเห็นว่าสมการที่ (8) อยู่ในรูปของสมการเส้นตรง

$$Y = A \cdot X + B \quad (9)$$

$$\text{เมื่อ } Y = \left(\frac{1}{U} - \frac{D_{i,i} \cdot \ln \frac{D_{i,0}}{D_{i,i}}}{2k_{wall}}\right) \quad (10)$$

$$A = \frac{1}{C} \quad (11)$$

$$X = \frac{1}{Re^m \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_w}{D_{i,i}}} \quad (12)$$

$$B = \frac{\pi D_{i,i} L}{\eta_s A_{CO_2} h_{CO_2}} \quad (13)$$

ค่า  $U$  เป็นตัวแปรที่ทราบค่าซึ่งคำนวณได้จากสมการ

$$U = \frac{Q}{(\pi d_i L) \cdot \frac{(T_{CO_2,out} - T_{w,in}) - (T_{CO_2,in} - T_{w,out})}{\ln \frac{(T_{CO_2,out} - T_{w,in})}{(T_{CO_2,in} - T_{w,out})}}} \quad (14)$$

$$Q = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (15)$$

กำหนดให้  $h_{CO_2}$  มีค่าคงที่ที่สภาวะทางเข้าคงที่ค่าหนึ่ง จากนั้นปรับค่าอัตราการไหลของน้ำตามเงื่อนไขการทดลองข้างต้น ดังนั้นในการทดลองหาค่า  $h_{CO_2}$  ค่าใดค่าหนึ่งเมื่อมีการปรับอัตราการไหลของน้ำจำเป็นต้องปรับให้ LMDT มีค่าคงที่ ซึ่งจะได้จุดตัดแกน Y (B) เพื่อที่จะไปคำนวณหาค่า  $h_{CO_2}$  ดัง Figure 4

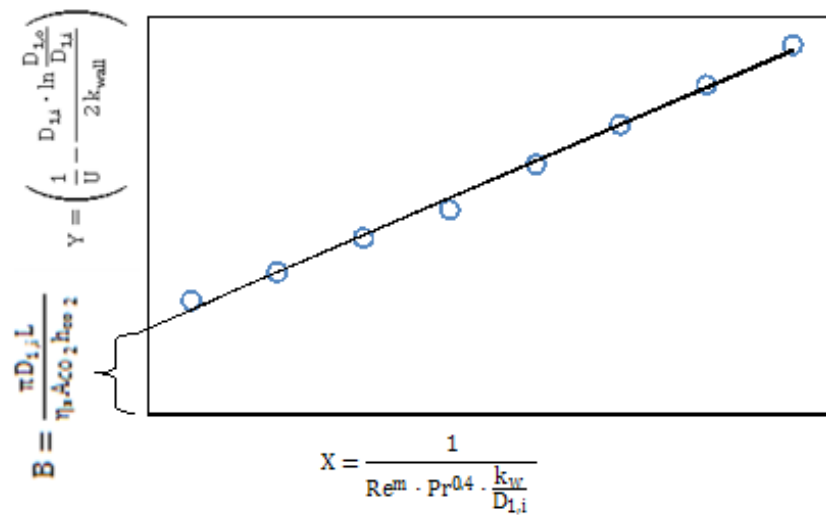


Figure 4 A Wilson Plot Method

อย่างไรก็ตามไม่สามารถแก้สมการเชิงเส้นโดยการพล็อตดังกล่าวข้างต้นได้ เนื่องจากเรามีตัวแปรที่ไม่ทราบค่าสามตัวแปร คือ  $h_{CO_2}$ ,  $C$  และ  $m$  ดังนั้นจึงจำเป็นต้องทำการสมมุติค่าตอบของ  $m$  เพื่อไปคำนวณหาค่า  $h_{CO_2}$  ที่ได้จากการสมมุติค่า  $m$  ครั้งแรกแล้วนำไปพล็อตกราฟที่สองโดยมีรายละเอียดในการพล็อตกราฟที่สอง ดังนี้

จากสมการที่ (8) เขียนใหม่ได้ดังนี้

$$\left\{ \left( \frac{1}{U} - \frac{D_{1,i} \cdot \ln \frac{D_{1,o}}{D_{1,i}}}{2k_{wall}} \right) - \frac{\pi D_{1,i} L}{\eta_s A_{CO_2} h_{CO_2}} \right\} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_w}{D_{1,i}} = \frac{1}{C \cdot Re^m} \tag{16}$$

$$\frac{k_w}{D_{1,i}} = \frac{1}{C \cdot Re^m} \tag{17}$$

ซึ่ง  $Y_2 = \frac{1}{C \cdot Re^m}$

จัดรูปสมการในเทอมของ  $\ln$  จะได้

$$\ln Y_2 = -m \cdot \ln(Re) - \ln C \tag{18}$$

ซึ่งอยู่ในรูปสมการเส้นตรง

$$Y_2 = D \cdot X_2 + E \tag{19}$$

เมื่อ  $Y_2 = \ln Y_2$  (20)

$$D = -m \tag{21}$$

$$X_2 = \ln(Re) \tag{22}$$

$$E = -\ln C \tag{23}$$

ซึ่งเราจะได้ตัวแปรตาม

$$Y_2 = \ln \left[ \left\{ \left( \frac{1}{U} - \frac{D_{1,i} \cdot \ln \frac{D_{1,o}}{D_{1,i}}}{2k_{wall}} \right) - \frac{\pi D_{1,i} L}{\eta_s A_{CO_2} h_{CO_2}} \right\} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_w}{D_{1,i}} \right] \tag{24}$$

จากการสมมุติค่า  $m$  ครั้งแรกสามารถหาจุดตัดแกน  $y$  ได้โดยการพล็อตกราฟ (Figure 5) ถ้าความชันที่ได้ คือ  $D = -m$  แสดงว่าค่าที่ได้ถูกต้อง ถ้าไม่ใช่ให้สมมุติค่าตอบจนกว่าจะถูก โดยมีขั้นตอนการคำนวณดัง Figure 6

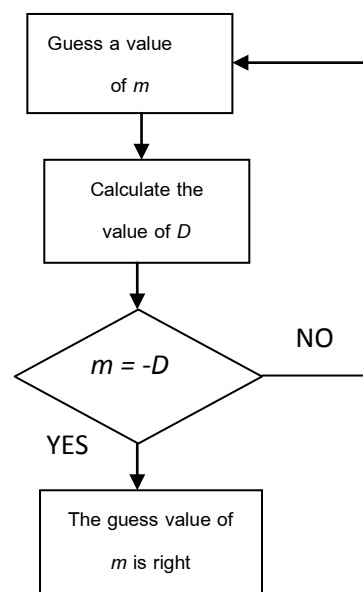


Figure 5 A logarithmic Wilson Plot

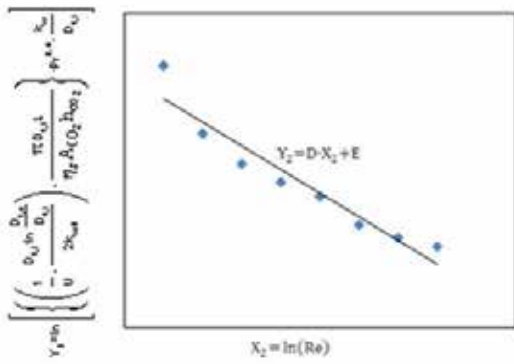


Figure 6 Flow chart diagram of the Wilson Plot algorithm<sup>6</sup>

**ผลการศึกษาและวิจารณ์**

พิจารณา Figure 7 เป็นผลการทดลองหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลในช่องแวนนูลัสในสภาวะเหนือจุดวิกฤติ ที่ความดันสัมบูรณ์ 75 bar 80 bar และ 90 bar ในช่วงอุณหภูมิ 30 – 70 °C (a) ไหลในท่อเรียบ (b) ไหลในท่อพันเกลียวลดระยะพิทช์ 2 cm (c) ไหลในท่อพันเกลียวลดระยะพิทช์ 3 cm และ (d) ไหลในท่อพันเกลียวลดระยะพิทช์ 4 cm

จากผลการทดลองดังกล่าว พบว่า ค่าแนวโน้มของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีลักษณะคล้ายกันสำหรับการไหลในท่อแวนนูลัสทั้งสี่แบบ โดยพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะมีการเปลี่ยนแปลงตามค่าความร้อนจำเพาะของ

แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ดัง Figure 8 ดังนั้น จากผลการทดลองที่ความดัน 75 bar ค่าจะมีค่าสูงที่อุณหภูมิ 30 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่อยู่ใกล้กับอุณหภูมิ pseudo critical (31.4 °C) เช่นเดียวกันที่ความดัน 80 bar และ 90 bar ค่าจะมีค่าสูงที่อุณหภูมิ 36 °C และ 40 °C ตามลำดับ ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่อยู่ใกล้กับอุณหภูมิ pseudo critical (34.3 °C สำหรับความดัน 80 bar และ 39.6 °C สำหรับความดัน 90 bar) ในช่วงอุณหภูมิ 50 – 70 °C ค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อทั้งสี่แบบมีค่าค่อนข้างคงที่ทั้งสามความดัน และพบว่าที่เส้นความดันสูงกว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะมีค่าสูงกว่าแต่ไม่มากนัก (Figure 7) ซึ่งสอดคล้องกับค่าความจุความร้อนจำเพาะ (Figure 8)

เมื่อทำการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊ส CO<sub>2</sub> ที่ไหลในท่อทั้งสี่แบบ ผลการเปรียบเทียบแสดงดัง Figure 9 (a) ที่ความดัน 75 bar (b) ที่ความดัน 80 bar และ (c) ที่ความดัน 90 bar พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊ส CO<sub>2</sub> ที่ไหลในท่อพันเกลียวลดระยะพิทช์ 2 cm มีค่า สัมประสิทธิ์มากกว่าท่อพันเกลียวลดระยะพิทช์ 3 cm และ 4 cm และการไหลในท่อเรียบ ตามลำดับตลอดช่วงอุณหภูมิ 30 – 70 °C ทั้งสามความดัน โดยพบว่า ดิกรีความต่างที่สูงจะเกิดขึ้นในบริเวณรอบ ๆ อุณหภูมิ pseudo critical ทั้งสามความดัน และดิกรีความต่างจะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิของแก๊สมีค่ามากกว่าหรือน้อยกว่าอุณหภูมิ pseudo

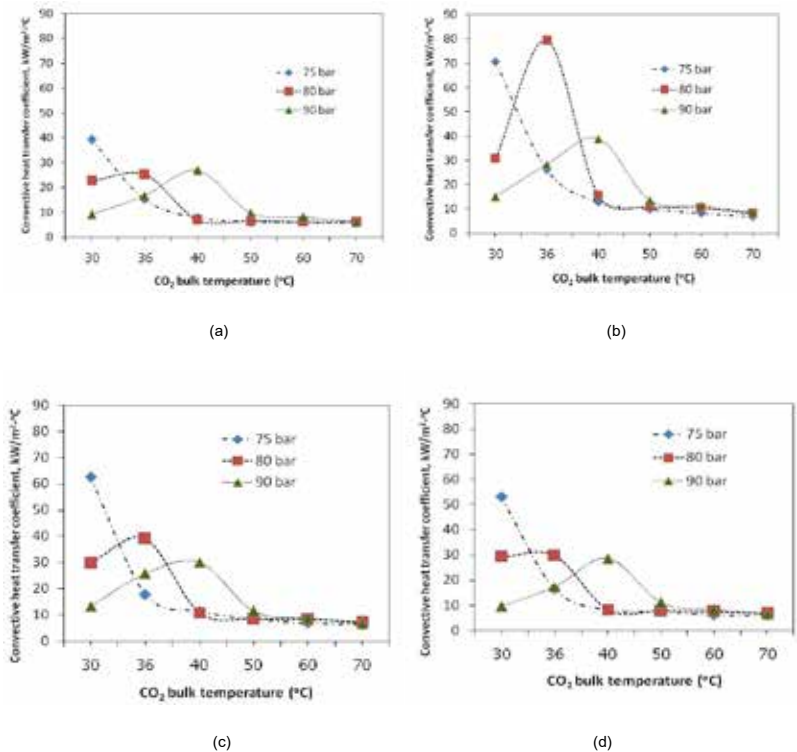


Figure 7 Convective heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> flow in annulus channel : (a) smooth tube and spiral wire wrapped around tube with pitch distance (b) 2 cm, (c) 3 cm, (d) 4 cm



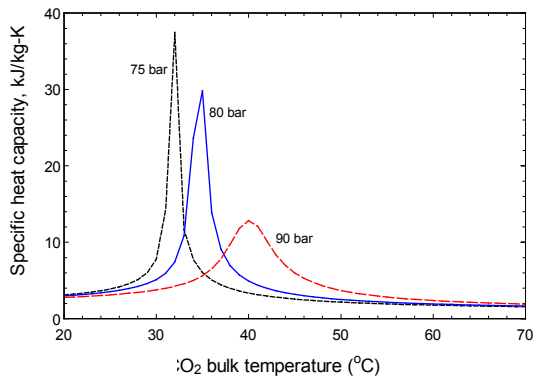


Figure 8 Specific heat of CO<sub>2</sub>

จากผลการทดลองสรุปได้ดังนี้

- ที่ความดัน 75 bar ดิจรีความต่างสูงเกิดที่อุณหภูมิ 30 °C (Figure 9 a) ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊ส CO<sub>2</sub> ที่ไหลในท่อพื้นเกลียวลวดที่มีระยะพิตช์ 2 cm, 3 cm, 4 cm และในท่อเรียบมีค่าเท่ากับ 70.78, 62.78, 53 และ 39.36 kW/m<sup>2</sup>-K ตามลำดับ ซึ่งเมื่อเทียบค่าของท่อที่พื้นเกลียวลวดกับท่อเรียบ พบว่า ท่อพื้นเกลียวลวดที่ระยะพิตช์ 2 cm, 3 cm และ 4 cm มีค่าสูงกว่า 80%, 59% และ 35% ตามลำดับ

- ที่ความดัน 80 bar ดิจรีความต่างสูงเกิดที่อุณหภูมิ 36 °C (Figure 9 b) ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊ส CO<sub>2</sub> ที่ไหลในท่อพื้นเกลียวลวดที่มีระยะพิตช์ 2 cm, 3 cm, 4 cm และในท่อเรียบมีค่าเท่ากับ 79.5, 39.1, 29.8 และ 25.3 kW/m<sup>2</sup>-K ตามลำดับ ซึ่งเมื่อเทียบค่าของท่อที่พื้นเกลียวลวดกับท่อเรียบ พบว่า ท่อพื้นเกลียวลวดที่ระยะพิตช์ 2 cm, 3 cm และ 4 cm มีค่าสูงกว่า 233%, 54.5% และ 17.8% ตามลำดับ

- ที่ความดัน 90 bar ดิจรีความต่างสูงเกิดที่อุณหภูมิ 40 °C (Figure 9 c) ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊ส CO<sub>2</sub> ที่ไหลในท่อพื้นเกลียวลวดที่มีระยะพิตช์ 2 cm, 3 cm, 4 cm และในท่อเรียบมีค่าเท่ากับ 38.9, 30.1, 28.6 และ 27 kW/

m<sup>2</sup>-K ตามลำดับ ซึ่งเมื่อเทียบค่าของท่อที่พื้นเกลียวลวดกับท่อเรียบ พบว่า ท่อพื้นเกลียวลวดที่ระยะพิตช์ 2 cm, 3 cm และ 4 cm มีค่าสูงกว่า 44%, 11.5% และ 6% ตามลำดับ เมื่อพิจารณาในช่วงค่าความจุความร้อนจำเพาะของแก๊ส CO<sub>2</sub> มีการเปลี่ยนแปลงน้อย (ช่วงอุณหภูมิ 50 – 70 °C) ดิจรีความต่างที่สูงกว่าท่อเรียบของท่อที่พื้นเกลียวลวดแสดงดัง Figure 10 (a) 75 bar (b) 80 bar และ (c) 90 bar

จาก Figure 10 สรุปได้ดังนี้

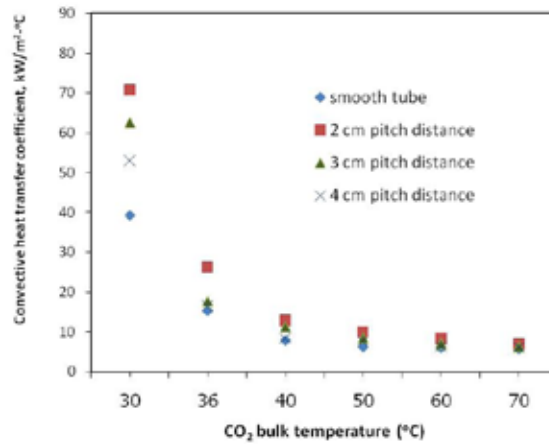
- ท่อที่พื้นเกลียวลวดที่มีระยะพิตช์ 2 cm มีเปอร์เซ็นต์ของดิจรีความแตกต่างของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าสูงสุดทั้งสามความดันเมื่อเปรียบเทียบกับที่ระยะพิตช์ 3 cm และ 4 cm

- ที่ความดัน 75 bar ดิจรีความแตกต่างของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อพื้นเกลียวลวดที่มีระยะพิตช์ 2 cm และ 3 cm มีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น

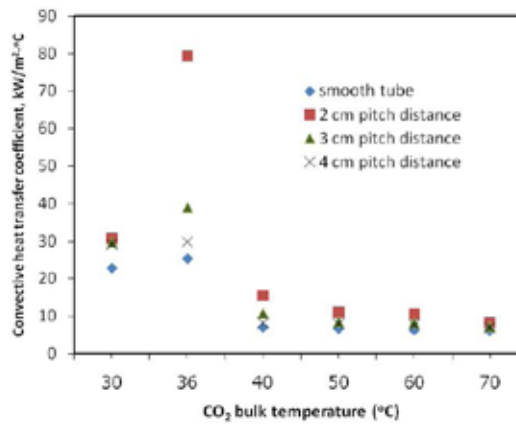
- ที่ความดัน 80 bar และ 90 bar ดิจรีความแตกต่างของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อพื้นเกลียวลวดทั้งสามระยะพิตช์มีการเปลี่ยนแปลงน้อยเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น

นอกจากนี้ได้วัดความดันสูญเสียของแก๊ส CO<sub>2</sub> ที่ไหลในท่อเรียบและท่อที่พื้นเกลียวลวดทั้งสามที่อัตราการไหลของแก๊ส 2.2 – 9.8 kg/h ผลการวัดแสดงดัง Table 2 พบว่า เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของแก๊สเพิ่มขึ้นค่าความดันสูญเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นทั้งในท่อเรียบและท่อที่พื้นเกลียวลวด เมื่อเปรียบเทียบค่าความดันสูญเสียระหว่างท่อที่พื้นเกลียวลวดกับท่อเรียบที่อัตราการไหล 9.8 kg/h (อัตราเดียวกับการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน) พบว่า ท่อพื้นเกลียวลวดที่ระยะพิตช์ 2 cm, 3 cm และ 4 cm มีค่าสูงกว่าท่อเรียบ 7.2, 4.8 และ 4.1 เท่าตามลำดับ

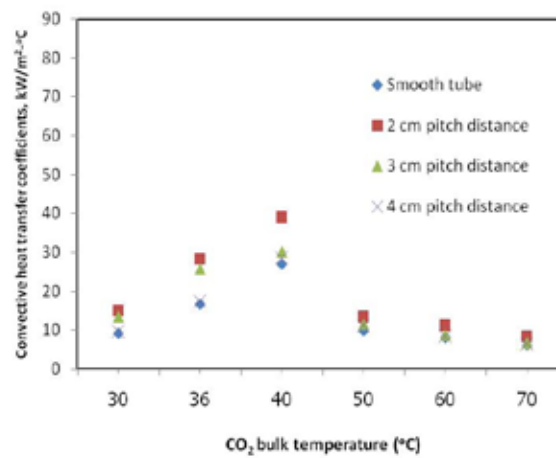




(a)

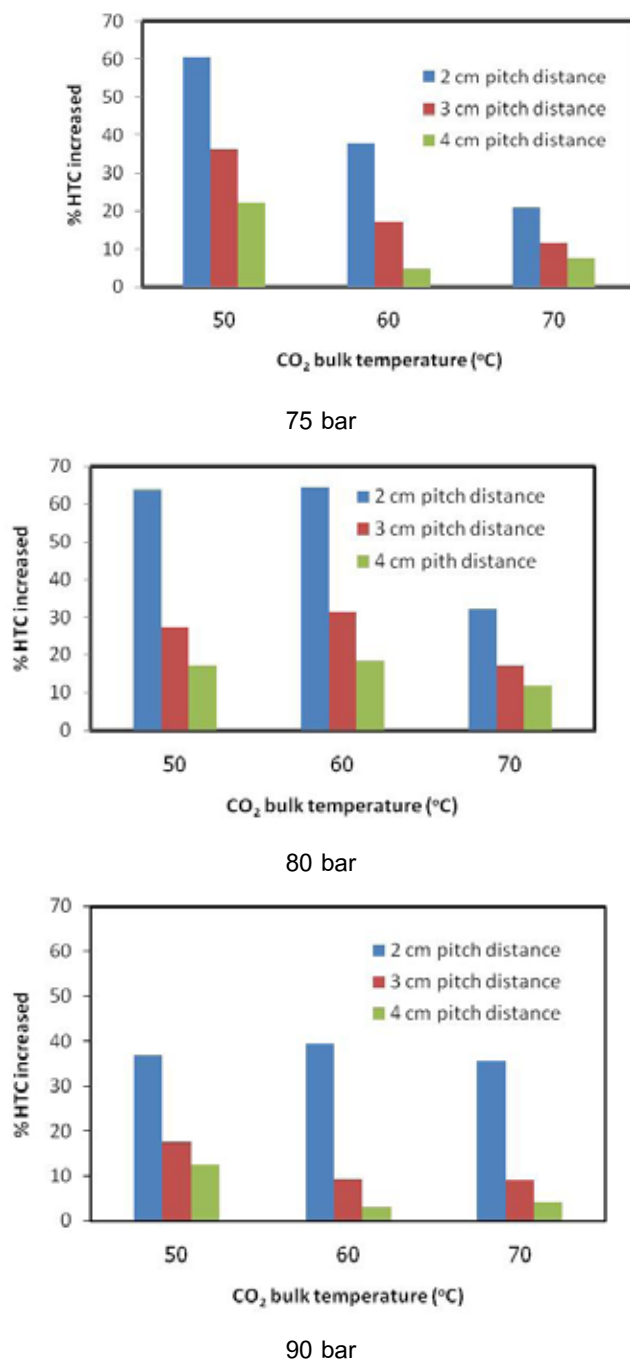


(b)



(c)

**Figure 9** Comparison of convective heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> flow in various heat transfer surfaces (a) 75 bar (b) 80 bar (c) 90 bar



**Figure 10** Degree enhancement of heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> flow in channel with spiral wire contacted (a) 75 bar (b) 80 bar and (c) 90 bar

**Table 2** Pressure losses of CO<sub>2</sub>

CO <sub>2</sub> mass flow rate (kg/h)	Pressure losses (mbar)			
	Smooth tube	2 cm pitch distance	3 cm pitch distance	4 cm pitch distance
2.2	61.3	518	251	231
5	91	746	456	360
6	98	762	479	389
8.2	108	775	511	428
9.8	110	791	529	447

## สรุปผลการศึกษา

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดลองเพื่อเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยและความดันสูญเสียของแก๊ส CO<sub>2</sub> ในสภาวะการไหลเหนือจุดวิกฤตที่ความดันสัมบูรณ์ 75 bar, 80 bar และ 90 bar ในช่วงอุณหภูมิ 30 – 70 °C ระหว่างการไหลในช่องแวนนูลัสผิวเรียบมีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิกส์ 3.87 mm ยาว 640 mm และการไหลในช่องแวนนูลัสโดยผิวท่อพันด้วยเกลียวลวดหนา 1.7 mm ที่ระยะพิทช์ 2 cm, 3 cm และ 4 cm โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะหาจากวิธีการ modified Wilson plot และความดันสูญเสียได้จากการวัดโดยตรงจากเครื่องมือวัดความดันแตกต่างกัน ผลการทดลองสามารถสรุปได้ดังนี้

- ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของแก๊ส CO<sub>2</sub> ที่ไหลในช่องแวนนูลัสแบบผิวเรียบและแบบพันเกลียวลวดมีแนวโน้มที่คล้ายกันในช่วงอุณหภูมิ 30 – 70 °C ทั้งสามความดัน โดยพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะขึ้นตรงต่อค่าความจุความร้อนของแก๊ส CO<sub>2</sub> และค่าสูงสุดจะเกิดขึ้นในบริเวณอุณหภูมิ pseudo critical ทั้งสามความดัน และค่าจะมีการเปลี่ยนแปลงอย่างฉับพลันในบริเวณนี้

- ในช่วงอุณหภูมิมากกว่า 50 °C ทั้งสามเส้นความดันค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าค่อนข้างคงที่เนื่องจากค่าความจุความร้อนของแก๊สมีค่าค่อนข้างคงที่

- ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของแก๊ส CO<sub>2</sub> ที่ไหลในช่องแวนนูลัสแบบผิวพันเกลียวลวดที่ระยะพิทช์ 2 cm, 3 cm และ 4 cm มีค่าสูงกว่าแบบผิวเรียบตามลำดับ เนื่องจากการเพิ่มพื้นที่ผิวการแลกเปลี่ยนความร้อนและเพิ่มความเป็นเทอร์บูเลนซ์ของการไหล โดยพบว่า ดีกรีความต่างสูงจะเกิดในบริเวณอุณหภูมิ pseudo critical และดีกรีความต่างจะลดลงเมื่ออุณหภูมิอยู่ห่างจากอุณหภูมิ pseudocritical และพบว่า การเพิ่มระยะพิทช์ของเกลียวลวดส่งผลต่อการลดลงของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเนื่องจากการลดลงของพื้นที่ผิวการแลกเปลี่ยนความร้อนและลดความเป็นเทอร์บูเลนซ์ของการไหลลง

- ที่ความดันสูง (90 bar) การเพิ่มอุณหภูมิให้มากกว่า 50 °C ส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อพันเกลียวลวดน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ

- ค่าความดันสูญเสียของท่อที่พันเกลียวลวดที่ระยะพิทช์ 2 cm, 3 cm และ 4 cm มีค่าสูงกว่าท่อเรียบ 7.2, 4.8 และ 4.1 เท่าตามลำดับ

## กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนจากคณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม เงินงบประมาณรายได้ประจำปี 2560

## เอกสารอ้างอิง

1. Rowland, F. and M. Molina. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes chlorine atom-catalysed destruction of ozone. *Nature* 1974; 249:810-812.
2. Neksa, P., H. Rekstad, et al. CO<sub>2</sub>-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. *International Journal of Refrigeration* 1998; 21(3):172-179.
3. Kohler, J. A. and K. E. Staner. High performance heat transfer surfaces in *Handbook of Applied Thermal Design*, E. C. Guyer, Ed. New York, McGraw-Hill 1984: 7.37-7.49.
4. Siddique, M., R. A. Khaled, et al. Recent advances in heat transfer enhancements: a review report. *International Journal of Chemical Engineering* 2010: 1-28.
5. Chunpang, P., W. Arunwattana, et al. Buoyancy effect to heat transfer coefficients of the CO<sub>2</sub>-supercritical turbulent downward flow in annulus tube inclined 45° for cooling process. *Science and Technology Mahasarakham University* 2016; 35(1):19-27.
6. Munkejord, S. Varmerovergang og trykktap i ekstruderte multiporte/-Er. Master thesis, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet, Trondheim, 1997.
7. Hong, K. and R. Webb. Calculation of fin efficiency for wet and dry fins. *HVAC&R Research* 1996; 2(1):27-41.
8. Dittus, F. W. and L. M. K. Boelter (1930). Heat transfer in automobile radiators of tubular type. *University of California Publications of Engineering* 1930; 2:443-461.