

การคำนวณอุณหภูมิทางออกด้วยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์ สำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์พิน 2 ตัว ต่ออนุกรม/ขนาน

Calculating Outlet Temperature by Finite Resistance Method

for 2-Hairpin Heat Exchangers Connected in Series/Parallel

ประเสริฐ อินประเสริฐ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสยาม

235 ถนนเพชรเกษม เขตภาษีเจริญ กรุงเทพฯ 10163 โทร 0-2457-0068 โทรสาร 0-2457-3982 E-mail: Prasert_Inp@yahoo.com

Prasert Inprasert

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Siam University

235 Petkasem Road, Phasicharoen, Bangkok 10163 Thailand Tel: 0-2457-0068 Fax: 0-2457-3982 E-mail: Prasert_Inp@yahoo.com

บทคัดย่อ

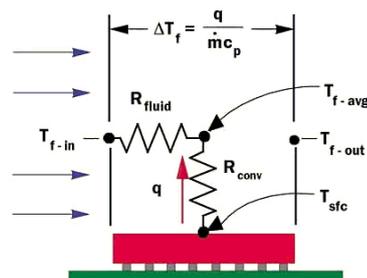
บทความวิจัยนี้นำเสนอโครงข่ายความร้อนในการคำนวณอุณหภูมิทางออกด้วยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์สำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์พินจำนวน 2 ตัว ต่ออนุกรมสำหรับของไหลร้อนและต่อแบบขนานสำหรับของไหลเย็น โดยการแบ่งปริมาตรควบคุมของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีขนาดเล็กลงๆกันเป็นจำนวนมาก ซึ่งแต่ละส่วนแทนได้ด้วยตัวต้านทาน แล้วรวมตัวต้านทานความร้อนจำนวนมากนี้เข้าด้วยกันเป็นโครงข่ายความร้อน จากนั้นใช้โปรแกรม MultiSIM™ คำนวณโครงข่ายความร้อนนี้เปรียบเทียบกับทฤษฎีการคำนวณการถ่ายเทความร้อนของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อหาค่าความผิดพลาดของอุณหภูมิ เมื่อแบ่งตัวแลกเปลี่ยนความร้อนของแต่ละตัวออกเป็น 16 ท่อน แล้วคำนวณด้วยโปรแกรม MultiSIM™ อุณหภูมิทางออกของไหลเย็นผสมมีความผิดพลาด 0.27% และอุณหภูมิทางออกของไหลร้อนมีความผิดพลาด 0.83% ค่าที่ได้แสดงให้เห็นว่าโครงข่ายความร้อนที่คำนวณด้วยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์นี้สามารถนำมาประยุกต์ใช้ในการแก้ปัญหาที่มีความซับซ้อนของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนต่อไป

Abstract

This paper presents a thermal network in calculating outlet temperature by finite resistance method for 2-hairpin heat exchangers connected in series for hot fluid and parallel for cold fluid. By dividing heat exchanger into small equal parts which are substituted by resistances. Then, these are combined to a thermal network. Finally, MultiSIM™ software is used to calculate this thermal network and compare with theoretical heat transfer of heat exchanger calculation in order to find an error of

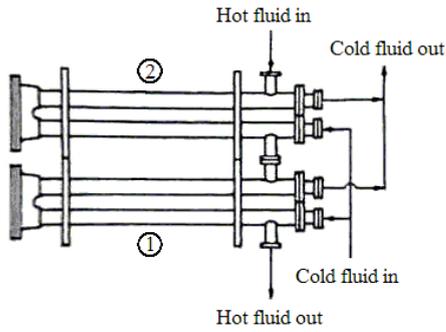
temperature. When dividing each heat exchanger into 16 small pieces and calculating by MultiSIM™ software. It is found that outlet temperature of mix cold fluid has an error of 0.27% and outlet temperature of hot fluid has an error of 0.83%. These values are shown that the thermal network which calculates with finite resistance method can be further applied to solve complicated heat exchanger problems.

1. บทนำ



รูปที่ 1 แบบจำลองโครงข่ายการถ่ายเทความร้อน[1]

มีงานวิจัยเพื่อทำการหาค่าเทอร์มอลรีซิสแทนซ์ (Thermal resistance) สำหรับการไหล (R_{fluid}) ผ่านพื้นที่ผิวขณะถ่ายเทความร้อน [1] สำหรับศึกษาสมรรถนะอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งจำเป็นต้องทราบอุณหภูมิผิวตัวถังและอุณหภูมิของไหล ดังรูปที่ 1 สำหรับการคำนวณด้วยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์นี้ เป็นการผสมผสานแนวคิดมาจากวิธีไฟไนต์โวลุ่ม (Finite volume) และเทอร์มอลรีซิสแทนซ์ ประกอบเข้าด้วยกัน [2,3] ซึ่งการคำนวณอุณหภูมิและอัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับตัว



รูปที่ 2 ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแอร์พินจำนวน 2 ตัว ต่ออนุกรม สำหรับของไหลร้อนและต่อแบบขนานสำหรับของไหลเย็น [5]

แลกเปลี่ยนความร้อนท่อซ้อนแบบไหลสวนทางในสภาวะคงตัว แสดงให้เห็นว่าวิธีการนี้สามารถนำไปใช้ได้[4] บทความนี้จึงนำเสนอการคำนวณด้วยวิธีไฟไนต์อีลีเมนต์สำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแอร์พินจำนวน 2 ตัว ต่ออนุกรมสำหรับของไหลร้อนและต่อแบบขนานสำหรับของไหลเย็น โดยทำการเปรียบเทียบกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนสำหรับการคำนวณอุณหภูมิทางออกของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง ดังรูปที่ 2

การใช้แอร์พินต่ออนุกรมสำหรับของไหลร้อนและต่อแบบขนานสำหรับของไหลเย็น เนื่องจากมีความจำเป็นต้องรักษาความดันของไหลเย็นไม่ให้ตกลงมากกว่าที่กำหนด ผลการถ่ายเทความร้อนที่ได้สำหรับน้ำเย็นไหลที่แบ่งไหลผ่านแอร์พินทั้งสองตัวนี้จะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นแล้วรวมเป็นอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้ของการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนนี้ สำหรับของไหลร้อนที่ไหลสวนทางของไหลเย็นโดยการป้อนเข้าแอร์พินตัวท้ายสุดแล้วไหลย้อนออกมาที่แอร์พินตัวแรกสุดอุณหภูมิที่ได้จะลดลงเนื่องจากการสูญเสียความร้อนให้ของไหลเย็น

2. ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนสำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อน

ในที่นี้จะกล่าวถึงตัวแลกเปลี่ยนความร้อนท่อซ้อนแบบไหลสวนทาง ซึ่งจัดตั้งเป็นรูปแอร์พินหรือปีนปักผม

2.1 อัตราจุความร้อน

มีค่านิยามดังนี้[6]

$$C = \dot{m}C_p \quad (1)$$

เมื่อ C - อัตราจุความร้อน(Heat capacity rate), $W/^\circ C$

\dot{m} - อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s

C_p - ความร้อนจำเพาะของไหล, $J/kg \cdot ^\circ C$

ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีของไหลที่มีอุณหภูมิต่างกันมาถ่ายเทความร้อนให้แก่กันสำหรับของไหลร้อนและเย็นจะมีอัตราจุความร้อนดังนี้

$$C_{Hot} = (\dot{m}C_p)_{Hot} \quad (2)$$

$$C_{Cold} = (\dot{m}C_p)_{Cold} \quad (3)$$

เมื่อ C_{Hot} - อัตราจุความร้อนของไหลร้อน, $W/^\circ C$

C_{Cold} - อัตราจุความร้อนของไหลเย็น, $W/^\circ C$

2.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม

หาค่าได้ดังนี้[7]

$$\frac{1}{UA_{Surf}} = \frac{1}{h_{OS}A_{Surf,OS}} + \frac{F_{OS}}{A_{Surf,OS}} + \frac{\ln(d_{OS}/d_{IS})}{2\pi k_{Wall}L} + \frac{F_{IS}}{A_{Surf,IS}} + \frac{1}{h_{IS}A_{Surf,IS}}$$

เมื่อ U - สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (Overall heat transfer coefficient) อ้างอิงพื้นที่ผิวด้านนอก, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$$UA_{Surf} = U_{OS}A_{Surf,OS} = U_{IS}A_{Surf,IS}$$

U_{OS} - สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (Overall heat transfer coefficient) อ้างอิงพื้นที่ผิวด้านนอก, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

U_{IS} - สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (Overall heat transfer coefficient) อ้างอิงพื้นที่ผิวด้านใน, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

A_{Surf} - พื้นที่ผิวการพาความร้อน, m^2

$A_{Surf,OS}$ - พื้นที่ผิวการพาความร้อนด้านนอก, m^2

$A_{Surf,IS}$ - พื้นที่ผิวการพาความร้อนด้านใน, m^2

h_{OS} - สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ผิวด้านนอก, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

h_{IS} - สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ผิวด้านใน, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

F_{OS} - ตัวประกอบค่าตะกรัน (Fouling factor) ที่ผิวด้านนอก, $m^2 \cdot ^\circ C/W$

F_{IS} - ตัวประกอบค่าตะกรัน (Fouling factor) ที่ผิวด้านใน, $m^2 \cdot ^\circ C/W$

d_{OS} - เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ, m

d_{IS} - เส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ, m

k_{Wall} - สัมประสิทธิ์การนำความร้อนผนังท่อ, $W/m \cdot ^\circ C$

L - ความยาวท่อ, m

กรณีไม่คิดตัวประกอบค่าตะกรัน

$$\frac{1}{U_{OS}A_{Surf,OS}} = \frac{1}{h_{OS}A_{Surf,OS}} + \frac{\ln(d_{OS}/d_{IS})}{2\pi k_{Wall}L} + \frac{1}{h_{IS}A_{Surf,IS}} \quad (4)$$

2.3 ความแตกต่างจำนวนหน่วยถ่ายโอน

จำนวนหน่วยถ่ายโอนมีค่านิยามดังนี้[6]

$$NTU = \frac{UA_{Surf}}{C} \quad (5)$$

เมื่อ NTU - จำนวนหน่วยถ่ายโอน (Number of Transfer Unit), - ซึ่งความแตกต่างจำนวนหน่วยถ่ายโอนระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็นจะเป็นดังนี้[8]

$$D = UA_{Surf} \left(\frac{1}{C_{Hot}} - \frac{1}{C_{Cold}} \right) \quad (6)$$

เมื่อ D - ความแตกต่างจำนวนหน่วยถ่ายโอน (Difference of Number of Transfer Unit), -

2.4 อุณหภูมิทางออก

ในที่นี้จะคำนวณอุณหภูมิของไหลร้อนที่ทางออก ได้ดังนี้[8]

$$T_{Out,Hot} = \frac{T_{In,Hot} \left(\frac{C_{Hot}}{C_{Cold}} - 1 \right) + T_{In,Cold} (1 - e^{-D})}{\frac{C_{Hot}}{C_{Cold}} - e^{-D}} \quad (7)$$

เมื่อ $T_{In,Hot}$ - อุณหภูมิของไหลร้อนที่ทางเข้า, $^\circ C$

$T_{In,Cold}$ - อุณหภูมิของไหลเย็นที่ทางเข้า, $^\circ C$

$T_{Out,Hot}$ - อุณหภูมิของไหลร้อนที่ทางออก, $^\circ C$

2.5 สมดุลอัตราการถ่ายเทความร้อน

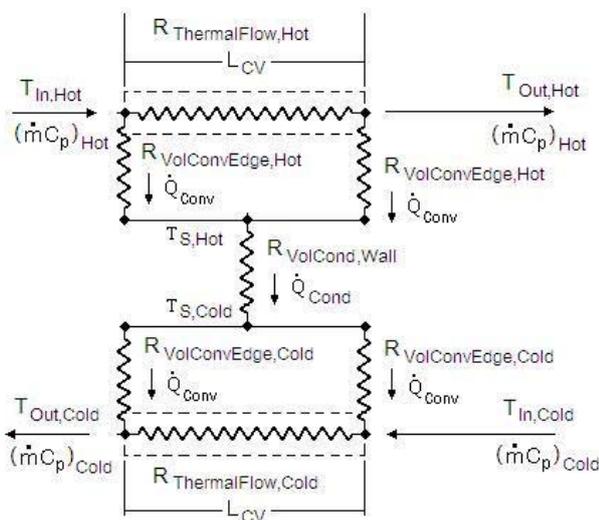
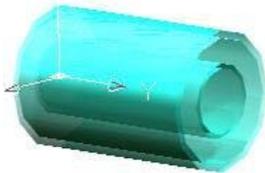
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ประโยชน์ได้เป็นสมมูลของอัตราความร้อนที่ของไหลร้อนสูญเสียให้กับของไหลที่เย็นกว่า สามารถหาได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{Uf} = C_{Hot} (T_{In,Hot} - T_{Out,Hot}) = C_{Cold} (T_{Out,Cold} - T_{In,Cold}) \quad (8)$$

เมื่อ \dot{Q}_{Uf} - อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ประโยชน์ได้ (Useful heat transfer), W

$T_{Out,Cold}$ - อุณหภูมิของไหลเย็นที่ทางออก, °C

3. การวิเคราะห์แบบวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์



รูปที่ 3 ปริมาตรชิ้นย่อยมีตัวต้านทาน ความร้อนจากการไหล 2 ตัว, การนำความร้อน 1 ตัว และการพาความร้อน 4 ตัว [4]

จะทำการแบ่งตัวแลกเปลี่ยนความร้อนให้เป็นปริมาตรควบคุม (Control Volume) 2 ชุดซ้อนกันอยู่ภายในท่อและภายนอกท่อ โดยมีผนังท่อเล็กที่ซ้อนอยู่ด้านในกันของไหลร้อนและเย็นอยู่ แต่ละชั้นมีความยาวเท่าๆกัน (L_{CV}) เรียงติดกันไปตลอดความยาวตัวแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้แบบจำลองนี้เข้าใจได้โดยง่ายจึงไม่คิดผลของค่าตะกรัน (Fouling factor) ทั้งด้านในและด้านนอกท่อที่ติดอยู่กับผนังกันของไหล และเพื่อให้เปรียบเทียบกับทฤษฎีได้จึงไม่คิดการสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม ดังรูปที่ 3

3.1 ตัวต้านทานการพาความร้อน

การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นบริเวณพื้นที่ผิวด้านข้างของปริมาตรควบคุมสำหรับทางเข้า (A_{InSurf}) และพื้นที่ผิวด้านข้างของปริมาตรควบคุมสำหรับทางออก (A_{ExSurf}) ดังรูปที่ 3 ดังนั้นพื้นที่ผิวด้านข้างของปริมาตรควบคุมด้านร้อนทั้งหมดจะแบ่งออกเป็นสองส่วนสำหรับการคำนวณความต้านทานการพาความร้อน 2 ตัว เมื่อแทนค่าในตัวต้านทานการพาความร้อน [6] หาค่าได้ดังนี้

$$A_{InSurf} = A_{ExSurf} = PL_{CV} / 2 \quad (9)$$

$$R_{VolConvEdge} = \frac{2}{hPL_{CV}} \quad (10)$$

เมื่อ A_{InSurf} - พื้นที่ผิวการพาความร้อนบริเวณขอบทางเข้าปริมาตรควบคุม, m^2

A_{ExSurf} - พื้นที่ผิวการพาความร้อนบริเวณขอบทางออกปริมาตรควบคุม, m^2

$R_{VolConvEdge}$ - ความต้านทานการพาความร้อนขอบปริมาตรควบคุม, °C/W

h - สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

P - เส้นขอบของปริมาตรควบคุมที่สัมผัสของไหล, m

$$\text{ด้านในท่อ: } P_{IS} = \pi D_{IS} \quad (11)$$

$$\text{ด้านนอกท่อ: } P_{OS} = \pi D_{OS} \quad (12)$$

L_{CV} - ความยาวปริมาตรควบคุม, m

3.2 ตัวต้านทานการไหลเชิงความร้อน

ปริมาตรควบคุมเล็กๆที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันสองด้านเนื่องจากของไหลที่ไหลผ่านมีการแลกเปลี่ยนความร้อนบริเวณผิวปริมาตรควบคุมและเคลื่อนที่ไปยังทางออกอีกด้านหนึ่ง มีค่าดังนี้ [4]

$$A_{Surf} = PL_{CV} \quad (13)$$

$$R_{ThermalFlow} = R_{VolConvEdge} (e^{hA_{Surf} / \dot{m}Cp} - 1) \quad (14)$$

เมื่อ A_{Surf} - พื้นที่ผิวการพาความร้อนทั้งหมดของปริมาตรควบคุม, m^2

$R_{ThermalFlow}$ - ความต้านทานการไหลเชิงความร้อน, °C/W

$R_{VolConvEdge}$ - ความต้านทานการพาความร้อนขอบปริมาตรควบคุม, °C/W

3.3 ตัวต้านทานการนำความร้อน

กำหนดให้การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นระหว่างผิวด้านข้างของผนังท่อที่กั้นบริเวณปริมาตรควบคุมด้านในท่อและด้านนอกท่อ เมื่อแทนค่าในตัวต้านทานการนำความร้อน [6] หาค่าได้ดังนี้

$$R_{VolCond,Wall} = \frac{\ln(d_{OS} / d_{IS})}{2\pi k_{Wall} L_{CV}} \quad (15)$$

เมื่อ $R_{VolCond,Wall}$ - ความต้านทานการนำความร้อนผ่านผนังท่อที่กั้นปริมาตรควบคุมทั้งสอง, °C/W

4. การคำนวณเปรียบเทียบ

ในการจำลองกำหนดให้ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนใช้ท่อเหล็กกล้าไร้สนิมเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน (d_{IS}) 14 mm หนา (t) 1 mm ขดเป็นรูปแอร์พินยาว (L) 4 m จำนวน 2 ตัว โดยภายในท่อทั้งสองมีน้ำเย็นไหลเข้าอุณหภูมิ ($T_{In,Cold}$) 30 °C ไหลด้วยอัตรา (\dot{m}_{Cold}) 7.09 g/s รอบๆท่อด้านนอกมีน้ำร้อนไหลสวนทางกับน้ำเย็นด้านในที่อัตรา (\dot{m}_{Hot}) 17.72 g/s โดยไหลเข้าแอร์พินตัวสุดท้าย (ตัวที่ 2) ก่อน ที่อุณหภูมิ ($T_{In,Hot}$) 90 °C แล้วที่ทางออกต่อกับทางเข้าแอร์พินตัวแรก (ตัวที่ 1) ดังรูปที่ 2 กำหนดให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ (h_D) 494 $W/m^2 \cdot ^\circ C$ และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ (h_{OD}) 3000 $W/m^2 \cdot ^\circ C$

จากตารางคุณสมบัติของน้ำ [9] ที่อุณหภูมิ 343 K ความร้อนจำเพาะ (Cp_{Hot}) 4190 J/kg.K, ที่อุณหภูมิ 328 K ความร้อนจำเพาะ (Cp_{Cold}) 4183 J/kg.K และเหล็กกล้าไร้สนิม AISI 302 [7] ที่อุณหภูมิ 336 K 15.96 $W/m \cdot ^\circ C$

4.1 คำนวณโดยใช้ทฤษฎีสำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อน

มีขั้นตอนการคำนวณดังนี้

1. อัตราการถ่ายเทความร้อนของไหล

จาก(2) $C_{Hot} = 74.24680 \text{ W/K}$

จาก(3) $C_{Cold} = 29.65747 \text{ W/K}$

2. พื้นที่ผิวการพาความร้อน

$$d_{OS} = d_{IS} + 2t = 16 \text{ mm}$$

$$A_{Surf,OS} = (\pi)(16/1000)(5) = 0.2010619298 \text{ m}^2$$

$$A_{Surf,IS} = (\pi)(14/1000)(5) = 0.1759291886 \text{ m}^2$$

3.สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมคูณด้วยพื้นที่การ

ถ่ายเทความร้อน จาก(4)

$$U_{OS}A_{Surf,OS} = 74.09027948 \text{ W/}^{\circ}\text{C}$$

4. ความแตกต่างจำนวนหน่วยถ่ายโอน จาก(6)

$$D = -1.50037704$$

5. อุณหภูมิทางออกของไหลร้อน จากแฮร์ฟินตัวที่ 2 จาก(7)

$$T_{Out2,Hot,Calc} = 69.55797732 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

6. อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ประโยชน์ได้และอุณหภูมิทางออก

ของไหลเย็น สำหรับแฮร์ฟินตัวที่ 2 จาก(8)

$$\dot{Q}_{Uf2,Calc} = 1517.75477 \text{ W}$$

$$T_{Out2,Cold,Calc} = 81.17613775 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

7. อุณหภูมิทางออกของไหลร้อน จากแฮร์ฟินตัวที่ 1 จาก(7)

$$T_{Out1,Hot,Calc} = 56.08055949 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

8. อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ประโยชน์ได้และอุณหภูมิทางออกของไหลเย็น สำหรับแฮร์ฟินตัวที่ 1 จาก(8)

$$\dot{Q}_{Uf1,Calc} = 1000.655146 \text{ W}$$

$$T_{Out1,Cold,Calc} = 63.74040827 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

9. อุณหภูมิเฉลี่ยทางออกของไหลเย็นผสมจากแฮร์ฟินทั้งสองตัว

$$T_{OutAvg,Cold,Calc} = (T_{Out2,Cold,Calc} + T_{Out1,Cold,Calc})/2 = 72.45827301 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

4.2 คำนวณด้วยวิธีไฟไนต์อีลีเมนต์

เริ่มต้นด้วยการแบ่งความยาวตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์ฟินของแต่ละตัวออกเป็นตัวเลข 2 ท่อน โดยกำหนดให้เป็นปริมาตรควบคุม 2 ชุดซ้อนกันอยู่ภายในท่อและภายนอกท่อของแต่ละท่อนดังรูปที่ 3 แล้วคำนวณและเขียนตัวต้านทานลงใน Electronic work sheet ในโปรแกรม MultiSIM™ ทำการต่อตัวต้านทานของแฮร์ฟินแบบอนุกรมสำหรับของไหลร้อนและต่อแบบขนานสำหรับของไหลเย็นดังรูปที่ 4

ผลการคำนวณที่ได้จากโปรแกรมคำนวณแตกต่างจากทฤษฎีมาก จึงต้องแบ่งออกเป็นจำนวนท่อนมากขึ้น เพื่อการลู่เข้าคำตอบ (Convergent) ซึ่งจะแสดงขั้นตอนการคำนวณอย่างละเอียด เมื่อเป็นออกเป็น(n) 16 ท่อนตามความยาวท่อ ดังนี้

1. ความยาวปริมาตรควบคุม

$$L_{CV} = L/n = 0.25 \text{ m}$$

2. เส้นขอบของปริมาตรควบคุม

จาก(11) $P_{IS} = 43.98229715(10^{-3}) \text{ m}$

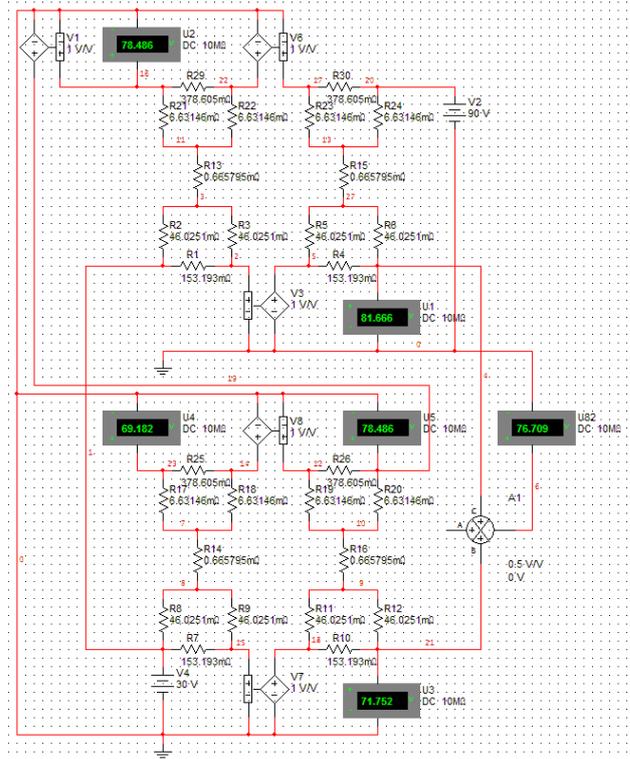
จาก(12) $P_{OS} = 50.26548246(10^{-3}) \text{ m}$

3. ค่าความต้านทานการพาความร้อนบริเวณขอบปริมาตรควบคุม

จาก(10)

ด้านในหรือด้านเย็น : $R_{VolConvEdge,Cold} = 368.2011408(10^{-3}) \text{ }^{\circ}\text{C/W}$

ด้านนอกหรือด้านร้อน : $R_{VolConvEdge,Hot} = 53.05164769(10^{-3}) \text{ }^{\circ}\text{C/W}$



รูปที่ 4 วงจรไฟฟ้าในโปรแกรม MultiSIM™ สำหรับการแบ่งตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์ฟินออกเป็นตัวเลข 2 ท่อน จำนวน 2 ตัว

4. พื้นที่ผิวการพาความร้อนบริเวณขอบปริมาตรควบคุม จาก(13)

ด้านในหรือด้านเย็น : $A_{surf,Cold} = 10.99557429(10^{-3}) \text{ m}^2$

ด้านนอกหรือด้านร้อน : $A_{surf,Hot} = 12.56637061(10^{-3}) \text{ m}^2$

5. ค่าความต้านทานการไหลเชิงความร้อน จาก (14)

ด้านในหรือด้านเย็น : $R_{ThermalFlow,Cold} = 74.00713703(10^{-3}) \text{ }^{\circ}\text{C/W}$

ด้านนอกหรือด้านร้อน : $R_{ThermalFlow,Hot} = 35.09659359(10^{-3}) \text{ }^{\circ}\text{C/W}$

6. ความต้านทานการนำความร้อนผ่านผนังท่อที่กั้นปริมาตรควบคุมทั้งสอง จาก(15): $R_{VolCond,Wall} = 5.326361201(10^{-3}) \text{ }^{\circ}\text{C/W}$

7. เขียนตัวต้านทานลงใน Electronic work sheet ในโปรแกรม MultiSIM™ แล้วให้โปรแกรมคำนวณอุณหภูมิและอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยใส่ตัววัดความต่างศักย์ที่ทางออก ซึ่งค่าความต่างศักย์ที่ได้คืออุณหภูมิ ซึ่งมีค่าเท่ากับ

แฮร์ฟินตัวที่ 2: $T_{Out2,Hot,Sim} = 69.909 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{Out2,Cold,Sim} = 81.231 \text{ }^{\circ}\text{C}$

แฮร์ฟินตัวที่ 1: $T_{Out1,Hot,Sim} = 56.545 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{Out1,Cold,Sim} = 64.076 \text{ }^{\circ}\text{C}$

อุณหภูมิเฉลี่ยทางออกของไหลเย็นผสมจากแฮร์ฟินทั้งสองตัว:

$$T_{OutAvg,Cold,Sim} = 72.654 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

5. วิเคราะห์ผล

เมื่อแบ่งตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์ฟินแต่ละตัวออกเป็นชิ้นเล็ก ๆ จำนวน 16 ชิ้น แล้วคำนวณโดยโปรแกรมผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิที่ทางออกจากชุดตัวแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นดังนี้

1. ความผิดพลาดอุณหภูมิของไหลเย็น

$$\%Error_{Cold} = (T_{OutAvg,Cold,Sim} - T_{OutAvg,Cold,Calc}) / T_{OutAvg,Cold,Calc} = 0.27012373 \%$$

2. ความผิดพลาดอุณหภูมิของไหลร้อน

$$\%Error_{Hot} = (T_{Out1,Hot,Sim} - T_{Out1,Hot,Calc}) / T_{Out1,Hot,Calc} = 0.82816670 \%$$

จากค่าความผิดพลาดแสดงให้เห็นว่าแบบจำลองความต้านทานทางความร้อนนี้สามารถคำนวณโดยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์ได้

9. Kirk D. Hagen, "Heat Transfer with Application", Weber State University, U.S.A., Prentice Hall International, Inc, New Jersey, pp. 380, 638, 1999.

6. สรุป

เมื่อกำหนดให้ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนใช้ท่อเหล็กกล้าไร้สนิม เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 14 mm หนา 1 mm ขดเป็นรูปแอร์พินยาว 4 m จำนวน 2 ตัว โดยภายในท่อทั้งสองมีน้ำเย็นไหลเข้าอุณหภูมิ 30 °C ไหลด้วยอัตรา 7.09 g/s รอบๆท่อด้านนอกมีน้ำร้อนไหลสวนทางกับน้ำเย็นด้านในที่อัตรา 17.72 g/s โดยไหลเข้าแอร์พินตัวสุดท้ายที่อุณหภูมิ 90 °C แล้วที่ทางออกต่อกับทางเข้าแอร์พินตัวแรก โดยมีสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ 494 W/m².°C และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ 3000 W/m².°C เมื่อแบ่งตัวแลกเปลี่ยนความร้อนของแต่ละตัวออกเป็น 16 ท่อน แล้วคำนวณด้วยโปรแกรม MultiSIMTM อุณหภูมิทางออกของไหลเย็นผสมมีความผิดพลาด 0.27% และอุณหภูมิทางออกของไหลร้อนมีความผิดพลาด 0.83% ซึ่งเป็นค่าที่ใกล้เคียงกันมาก จากค่าความผิดพลาดแสดงให้เห็นว่าโครงข่ายความร้อนที่คำนวณด้วยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์นี้สามารถนำมาประยุกต์ใช้แทนการคำนวณด้วยวิธีทฤษฎีตัวแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ซึ่งจะมีประโยชน์ในการแก้ปัญหาที่มีความซับซ้อนของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆต่อไป

เอกสารอ้างอิง

1. Robert E. Simons, "A Simple Thermal Resistance Model - Isoflux Versus Isothermal", Electronics-cooling, available online at http://electronics-cooling.com/articles/2006/2006_feb_cc.php, Accessed on Jan 2010.
2. Jan F. Kreider, Ari Rabl., "Heating and Cooling of Buildings", University of Colorado at Boulder, U.S.A., McGraw-Hill, Inc, New York, pp. 370-378, 1994.
3. Satish P. Ketkar, "Numerical Thermal Analysis", The MacNeal-Schwendler Corporation, U.S.A., ASME Press, New York, pp.63-70, 1999.
4. ประเสริฐ อินประเสริฐ, "การคำนวณอุณหภูมิและอัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางด้วยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์", การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 5, มหาวิทยาลัยนเรศวร จ.พิษณุโลก, 2552
5. Robert W. Serth, "Process Heat Transfer Principle and Application", Academic Press is an Imprint of Elsevier, UK, pp. 4/132, 2000.
6. Jack P. Holman, "Heat transfer", Southern Methodist University, U.S.A., Ninth Edition, McGraw-Hill, Inc, New York, pp. 28,31,530-532,536, 2002.
7. Frank P. Incropera, David P. Dewitt, "Fundamental of Heat and Mass Transfer", Sixth Edition, John Wiley & Sons (Asia) Pte, Ltd, pp. 675,A-5, 2007.
8. R. C. Sachdeva, "Fundamental of Engineering Heat and Mass Transfer", Second Edition, New Age International(P) Ltd. Publishers, New Delhi, India, pp. 576-578, 2003.