

**การคำนวณด้วยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์สำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อน  
แบบท่อซ้อนชนิดไหลขนานในทิศทางเดียวกัน**  
**Calculating with Finite Resistance Method for Double Pipe Heat Exchanger  
Type Parallel Flow**

ประเสริฐ อินประเสริฐ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสยาม  
235 ถนนเพชรเกษม เขตภาษีเจริญ กรุงเทพฯ 10163  
โทร. 457-0068 ต่อ 121, โทรสาร 457-3982, อีเมล [Prasert\\_Inp@yahoo.com](mailto:Prasert_Inp@yahoo.com)

**บทคัดย่อ**

บทความนี้นำเสนอการคำนวณด้วยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์สำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนชนิดไหลขนานในทิศทางเดียวกัน โดยการแบ่งปริมาตรควบคุมของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีขนาดเล็กเท่าๆกันเป็นจำนวนมาก ซึ่ง ปริมาตรเล็กๆแต่ละส่วนแทนได้ด้วยตัวต้านทาน แล้วรวมตัวต้านทานความร้อนจำนวนมากนี้เข้าด้วยกันเป็นโครงข่ายความร้อน จากนั้น ใช้โปรแกรม multiSIM™ คำนวณโครงข่ายความร้อน นี้เปรียบเทียบกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนสำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนที่คำนวณด้วยวิธี  $\epsilon$ -NTU เพื่อหาค่าความผิดพลาดของอุณหภูมิและอัตราการถ่ายเทความร้อน ที่เกิดขึ้น ในการจำลอง กำหนดให้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใช้ท่อเหล็กกล้าไร้สนิม AISI 302 เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 14 mm หนา 1 mm ยาว 7 m ภายในท่อมีน้ำเย็นอุณหภูมิ 30 °C ไหลด้วยอัตรา 14.18 g/s รอบๆท่อด้านนอกมีน้ำร้อนอุณหภูมิ 90 °C ไหลทิศทางเดียวกับน้ำเย็นด้านในที่มีอัตรา 17.72 g/s กำหนดให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ 860 W/m<sup>2</sup>.°C และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ 3000 W/m<sup>2</sup>.°C เมื่อแบ่งตัวแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นชิ้นเล็กจำนวน 16 ชิ้น แล้วคำนวณโดยโปรแกรมมัลติซิม อุณหภูมิของไหลที่ทางออก มีความผิดพลาด 1.32% และอัตราการถ่ายเทความร้อน มีความผิดพลาด 3.14% จากค่าความผิดพลาดแสดงให้เห็นว่าสามารถคำนวณด้วยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์ได้ ซึ่งจะมีประโยชน์ในการแก้ปัญหาที่มีความซับซ้อนสำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนต่อไป

**คำหลัก:** ไฟไนต์รีซิสแทนซ์, ตัวแลกเปลี่ยนความร้อน, ท่อซ้อน, ไหลขนานในทิศทางเดียวกัน, อัตราการถ่ายเทความร้อน

**Abstract**

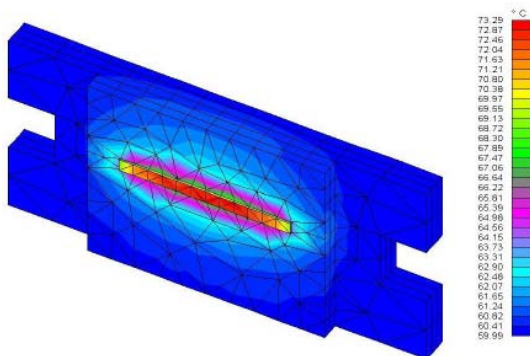
This paper presents to calculate by finite resistance method for double pipe heat exchanger type parallel flow. Control volumes of heat exchanger divide into small equal volumes which are substituted by resistances. These resistances are combined to a thermal network. Finally, multiSIM™ software is used to calculate this thermal network and then compare with heat transfer theory of heat exchanger which is

calculated by  $\epsilon$ -NTU method in order to find an error of temperature and heat transfer rate which occur. In the simulation, we use a heat exchanger which made from AISI 302 stainless steel pipe 14 mm inner diameters, 1 mm thick and 7 m long. The Inner side of pipe have cold water 30 °C with mass flow rate 14.18 g/s and around the outer side of pipe have hot water 90 °C with 17.72 g/s flow same direction of cold side. In this case, inner side convection heat transfer coefficient is 860 W/m<sup>2</sup>.°C and outer side convection heat transfer coefficient is 3000 W/m<sup>2</sup>.°C. By dividing heat exchanger into 16 small elements and calculating by multiSIM™ software outlet temperature has an error result 1.32% and heat transfer rate has an error result 3.14%. The error results show that this thermal network can be calculated by finite resistance method. It will be useful to solve a complicate heat transfer problem of heat exchanger.

**Keywords:** finite resistance, heat exchanger, double pipe, parallel flow, heat transfer.

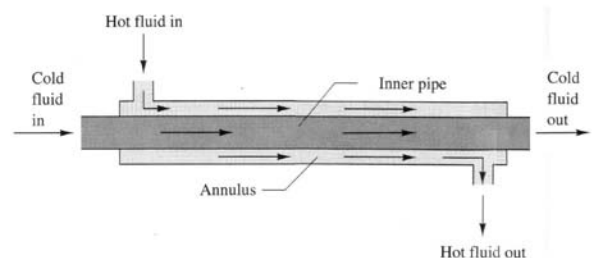
### 1. บทนำ

งานวิจัยที่นำเทอร์มอลรีซิสแทนซ์ (Thermal resistance) มาคำนวณร่วมกับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นการคำนวณอุณหภูมิในสภาวะแปรเปลี่ยนของ Buried heat exchanger ที่ฝังลงบนพื้นดิน [1] แต่ก็มิได้แบ่งตัวแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นชั้นย่อยเพื่อคำนวณอย่างละเอียด สำหรับการแบ่งตัวแลกเปลี่ยนความร้อนออกเป็นชั้นย่อยอย่างละเอียดจะเป็นการใช้เทอร์มอลรีซิสแทนซ์ร่วมกับนิวรอลเน็ตเวิร์ค (Neural network) เปรียบเทียบกับไฟไนต์อีลิเมนต์ (Finite element) ของ Radar [2]



รูปที่ 1 ผลการคำนวณอุณหภูมิของ Radar [2] สำหรับการคำนวณด้วย วิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์ นี้เป็นการผสมผสานแนวคิดมาจากวิธีไฟไนต์ โวลุ่ม (Finite volume) และเทอร์มอลรีซิสแทนซ์ ประกอบเข้าด้วยกัน [3][4] ซึ่งการคำนวณอุณหภูมิและอัตรา

การถ่ายเทความร้อนสำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางในสภาวะคงตัว แสดงให้เห็นว่าวิธีการนี้สามารถนำไปใช้ได้ [5] บทความนี้จึงนำเสนอการคำนวณ ด้วยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์ สำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนชนิดไหลขนานในทิศทางเดียวกัน โดยทำการเปรียบเทียบกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนสำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนที่คำนวณด้วยวิธี  $\epsilon$ -NTU ดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนชนิดไหลขนานในทิศทางเดียวกัน [6]

### 2. ทฤษฎี $\epsilon$ -NTU

กรณีที่ไมทราบค่าอุณหภูมิของไหลที่ทางออกแต่ทราบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะใช้ วิธี Effectiveness-Number of Transfer Unit ( $\epsilon$ -NTU) เนื่องจากไม่มีตัวแปรอุณหภูมิทางออกมาเกี่ยวข้อง แต่คุณสมบัติวัสดุจะเกี่ยวข้องกับอุณหภูมิทางออกด้วย

#### 2.1 อัตราจุกความร้อน

มีค่านิยามดังนี้[8]

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

เมื่อ  $C$  - อัตราจุความร้อน(Heat capacity rate),

$$W/^\circ C$$

$\dot{m}$  - อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s

$C_p$  - ความร้อนจำเพาะของไหล, J/kg.°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]

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

เมื่อ  $U_{OS}$  - สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม

(Overall heat transfer coefficient)

อ้างอิงพื้นที่ผิวด้านนอก,  $W/m^2.^\circ C$

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

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

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

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

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

$F_{IS}$  - ตัวประกอบค่าตะกอนที่ผิวด้านใน,  $m^2.^\circ C/W$

$d_{OS}$  - เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ, m

$d_{IS}$  - เส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ, m

$k_{Wall}$  - สภาพการนำความร้อนผนังท่อ,  $W/m.^\circ C$

$L$  - ความยาวท่อ, m

กรณีไม่คิดตัวประกอบค่าตะกอน

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

## 2.3 จำนวนหน่วยถ่ายโอน

มีคำนิยามดังนี้[8]

$$NTU = \frac{U_{OS} A_{Surf,OS}}{C_{Min}} \quad (5)$$

เมื่อ  $NTU$  - จำนวนหน่วยถ่ายโอน (Number of Transfer Unit), -

$C_{Min}$  - อัตราจุความร้อนที่น้อยที่สุด,  $W/^\circ C$

โดยเปรียบเทียบระหว่าง  $C_{Hot}$  กับ  $C_{Cold}$

## 2.4 ประสิทธิภาพอุณหภูมิแตกต่าง

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ของตัวแลกเปลี่ยนความร้อน มีค่าดังนี้[8]

$$\dot{Q}_{Max} = C_{Min} (T_{In,Hot} - T_{In,Cold}) \quad (6)$$

เมื่อ  $\dot{Q}_{Max}$  - อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด,  $W$

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

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

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นหาได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{Uf} = \varepsilon \dot{Q}_{Max} = C_{Min} \varepsilon (T_{In,Hot} - T_{In,Cold}) \quad (7)$$

เมื่อ  $\dot{Q}_{Uf}$  - อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ประโยชน์ได้

(Useful heat transfer),  $W$

$\varepsilon$  - ประสิทธิภาพ(Effectiveness) ของอุณหภูมิแตกต่าง, -

## 2.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง $\varepsilon$ และ $NTU$

ในที่นี้จะกล่าวถึงตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนานในทิศทางเดียวกันเท่านั้น[8]

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_R)]}{1 + C_R} \quad (8)$$

$$C_R = C_{Min} / C_{Max} \quad (9)$$

เมื่อ  $C_R$  - อัตราส่วนอัตราจุความร้อน (Heat capacity rate ratio), -

$C_{Max}$  - อัตราจุความร้อนที่มากที่สุด,  $W/^\circ C$

โดยเปรียบเทียบระหว่าง  $C_{Hot}$  กับ  $C_{Cold}$

## 2.6 อุณหภูมิทางออก

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ประโยชน์ได้เป็นอัตราความร้อนที่ของไหลร้อนสูญเสียให้กับของไหลที่เย็นกว่า สามารถหาอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงไปได้ดังนี้

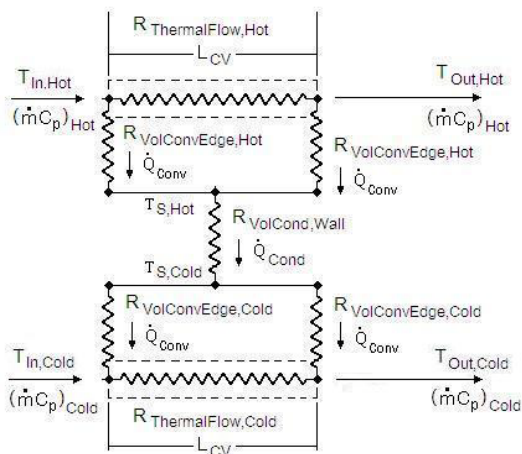
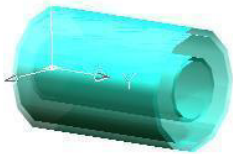
$$\dot{Q}_{Uf} = C_{Hot} (T_{In,Hot} - T_{Out,Hot}) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{Uf} = C_{Cold} (T_{Out,Cold} - T_{In,Cold}) \quad (11)$$

เมื่อ  $T_{Out,Hot}$  - อุณหภูมิของไหลด้านร้อนทางออก, °C

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

### 3. การวิเคราะห์แบบวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์



รูปที่ 3 ปริมาตรชิ้นย่อยตัวแลกเปลี่ยนความร้อน 1 อันแบบท่อซ้อน โดยมีตัวต้านทานความร้อนจากการไหล 2 ตัว, ตัวต้านทานการนำความร้อน 1 ตัว และตัวต้านทานการพาความร้อน 4 ตัว

จะทำการ แบ่งตัวแลกเปลี่ยนความร้อนให้ เป็นปริมาตรควบคุม(Control Volume) 2 ชุดซ้อนกันอยู่ภายในท่อและภายนอกท่อ โดยมีผนังท่อเล็กที่ซ้อนอยู่ด้านในกันของไหลร้อนและเย็นอยู่ แต่ละชั้นมีความยาวเท่าๆกัน ( $L_{CV}$ ) เรียงติดกันไปตลอดความยาวตัวแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้แบบจำลองนี้เข้าใจได้โดยง่ายจึงไม่คิดผลของค่า ตะกรันทั้งด้านในและด้านนอกท่อที่ติดอยู่กับผนังกันของไหล และเพื่อให้เปรียบเทียบกับทฤษฎีได้จึงไม่คิดการสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อมหรือเป็นกรณีที่ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนหุ้มฉนวนป้องกันการสูญเสียความร้อนนั่นเอง ดังรูปที่ 3

#### 3.1 ตัวต้านทานการพาความร้อน

การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นบริเวณพื้นที่ผิวด้านข้างของปริมาตรควบคุมสำหรับทางเข้า ( $A_{InSurf}$ ) และพื้นที่ผิวด้านข้างของปริมาตรควบคุมสำหรับทางออก ( $A_{ExSurf}$ ) ดังรูปที่ 3 ดังนั้นพื้นที่ผิวด้านข้างของปริมาตรควบคุมด้านร้อนทั้งหมดจะแบ่งออกเป็นสองส่วนสำหรับการคำนวณความต้านทานการพาความร้อน 2 ตัว เมื่อแทนค่าในตัวต้านทานการพาความร้อน [8] หาค่าได้ดังนี้

$$A_{InSurf} = A_{ExSurf} = PL_{CV} / 2 \quad (12)$$

$$R_{VolConvEdge} = \frac{2}{hPL_{CV}} \quad (13)$$

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

$$\text{ด้านในท่อ: } P_{IS} = \pi d_{IS} \quad (14)$$

$$\text{ด้านนอกท่อ: } P_{OS} = \pi d_{OS} \quad (15)$$

$L_{CV}$  - ความยาวปริมาตรควบคุม, m

#### 3.2 ตัวต้านทานการไหลเชิงความร้อน

ปริมาตรควบคุมเล็กๆนี้มีอุณหภูมิแตกต่างกันสองด้านเนื่องจากของไหลที่ไหลผ่านมีการแลกเปลี่ยนความร้อนบริเวณผิวปริมาตรควบคุมและเคลื่อนที่ไปยังทางออกอีกด้านหนึ่ง ตัวต้านทานการไหลเชิงความร้อน [5]

$$A_{Surf} = PL_{CV} \quad (16)$$

$$R_{ThermalFlow} = R_{VolConvEdge} (e^{hA_{Surf} / \dot{m}Cp} - 1) \quad (17)$$

เมื่อ  $A_{Surf}$  - พื้นที่ผิวการพาความร้อนทั้งหมดของ

ปริมาตรควบคุม,  $m^2$

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

$R_{VolConvEdge}$  - ความต้านทานการพาความร้อน  
ขอบ

ปริมาตรควบคุม, °C/W

### 3.3 ตัวต้านทานการนำความร้อน

กำหนดให้การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นระหว่างผิว  
ด้านข้างของผนังท่อที่กั้นบริเวณปริมาตรควบคุมด้าน  
ในท่อและด้านนอกท่อ เมื่อแทนค่าในตัวต้านทานการ  
นำความร้อน [8] หาค่าได้ดังนี้

$$R_{VolCond,Wall} = \frac{\ln(d_{OS} / d_{IS})}{2\pi k_{Wall} L_{CV}} \quad (18)$$

เมื่อ  $R_{VolCond,Wall}$  - ความต้านทานการนำความร้อน  
ผ่านผนังท่อที่กั้นปริมาตรควบคุม  
ทั้งสอง, °C/W

### 4. การคำนวณเปรียบเทียบ

ในการจำลองกำหนดให้ตัวแลกเปลี่ยนความร้อน  
ใช้ท่อเหล็กกล้าไร้สนิมเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน ( $d_{IS}$ )  
14 mm หนา( $t$ ) 1 mm ยาว( $L$ ) 7 m ภายในท่อมีน้ำ  
เย็นไหลเข้าอุณหภูมิ ( $T_{In,Cold}$ ) 30 °C ไหลด้วยอัตรา  
( $\dot{m}_{Cold}$ ) 14.18 g/s รอบๆท่อด้านนอกมีน้ำร้อนไหลเข้า  
อุณหภูมิ ( $T_{In,Hot}$ ) 90 °C ไหลทิศทางเดียวกับน้ำเย็น  
ด้านในที่อัตรา ( $\dot{m}_{Hot}$ ) 17.72 g/s กำหนดให้  
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ ( $h_{IS}$ ) 860  
W/m<sup>2</sup>.°C และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอก  
ท่อ( $h_{OS}$ ) 3000 W/m<sup>2</sup>.°C

จากตารางคุณสมบัติของน้ำ [6] ที่อุณหภูมิ 343 K  
ความร้อนจำเพาะ( $Cp_{Hot}$ ) 4190 J/kg.K, ที่อุณหภูมิ  
328 K ความร้อนจำเพาะ( $Cp_{Cold}$ ) 4183 J/kg.K และ  
เหล็กกล้าไร้สนิม AISI 302[7] ที่อุณหภูมิ 336 K  
สภาพการนำความร้อน( $k_{Wall}$ ) 15.96 W/m.°C

### 4.1 กำหนดโดยใช้ทฤษฎี $\epsilon$ -NTU

มีขั้นตอนการคำนวณดังนี้

1. อัตราจุความร้อนของไหล

จาก(2)  $C_{Hot} = 74.24680$  W/K

จาก(3)  $C_{Cold} = 59.31494$  W/K

2. อัตราจุความร้อนที่น้อยที่สุดและมากที่สุด

$$C_{min} = C_{Cold} = 59.31494 \text{ W/K}$$

$$C_{max} = C_{Hot} = 74.24680 \text{ W/K}$$

3. อัตราส่วนอัตราจุความร้อน จาก(8)

$$C_R = C_{min} / C_{max} = 0.798888841$$

4. พื้นที่ผิวการพาความร้อน

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

$$A_{Surf,OS} = (\pi)(16/1000)(7) = 0.351858377 \text{ m}^2$$

$$A_{Surf,IS} = (\pi)(14/1000)(7) = 0.307876080 \text{ m}^2$$

7. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมคูณ  
ด้วยพื้นที่การถ่ายเทความร้อน จาก(4)

$$U_{OS} A_{Surf,OS} = 203.4839684 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

8. จำนวนหน่วยถ่ายโอน จาก(5)

$$NTU = 3.430568562$$

9. ประสิทธิภาพลดอุณหภูมิแตกต่างกัน จาก(8)

$$\epsilon = 0.5547376098$$

10. อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ประโยชน์ได้  
จาก(7)

$$\dot{Q}_{Uf,Calc} = 1974.253682 \cong 1974.25 \text{ W}$$

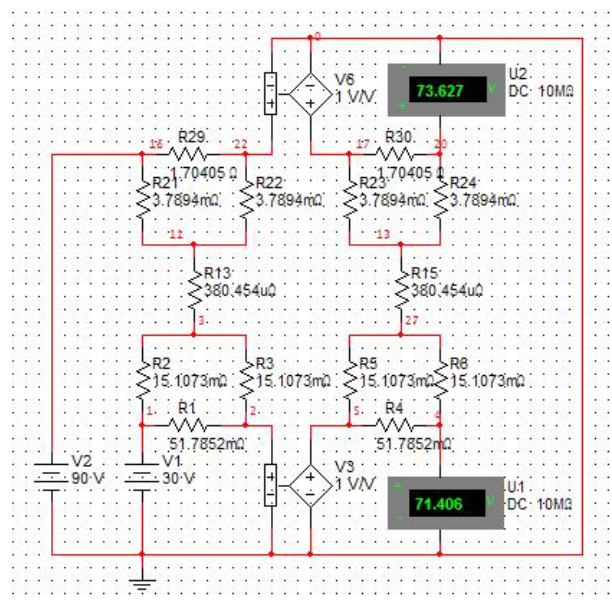
11. อุณหภูมิทางออก

จาก(10)  $T_{Out,Hot,Calc} = 63.40957884 \cong 63.41$  °C

จาก(11)  $T_{Out,Cold,Calc} = 63.28425658 \cong 63.28$  °C

### 4.2 กำหนดด้วยวิธีไฟไนต์ริซีสแทนซ์

เริ่มต้นด้วยการแบ่งตัวแลกเปลี่ยนความร้อน  
ออกเป็น 2 ท่อน โดยกำหนดให้เป็นปริมาตรควบคุม 2  
ชุดซ้อนกันอยู่ภายในท่อและภายนอกท่อของแต่ละ





รูปที่ 4 วงจรไฟฟ้าในโปรแกรม multiSIM™ สำหรับ  
การแบ่งความยาวตัวแลกเปลี่ยนความร้อนออกเป็น 2  
ท่อน

ท่อน แล้วคำนวณและเขียนตัวต้านทานลงใน  
Electronic work sheet ของโปรแกรม multiSIM™  
แสดงดังรูปที่ 4

ซึ่งผลที่ได้จากคำนวณโปรแกรม ค่าความต่าง  
ศักย์ที่วัดได้คืออุณหภูมิ จะได้อุณหภูมิของไหลด้าน  
ร้อนที่ทางออก 73.627 °C และอุณหภูมิของไหลด้าน  
เย็นที่ทางออก 71.406 °C แสดงให้เห็นค่าที่ได้  
แตกต่างจากทฤษฎีมาก จึงต้องแบ่งออกเป็นจำนวน  
ท่อนมากขึ้น เพื่อดูการลู่เข้าคำตอบ (Convergent) ซึ่ง  
จะแสดงขั้นตอนการคำนวณอย่างละเอียด เมื่อเป็น  
ออกเป็น(n) 16 ท่อนตามความยาวท่อ ดังนี้

1.ความยาวปริมาตรควบคุม

$$L_{CV} = L/n = 0.4375 \text{ m}$$

2.เส้นขอบของปริมาตรควบคุม

$$\text{จาก(14)} P_{IS} = 43.98229715(10^{-3}) \text{ m}$$

$$\text{จาก(15)} P_{OS} = 50.26548246(10^{-3}) \text{ m}$$

3.ค่าความต้านทานการพาความร้อนบริเวณขอบ  
ปริมาตรควบคุม จาก(13)

ด้านใน(เย็น) :

$$R_{VolConvEdge,Cold} = 120.85804890(10^{-3}) \text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

ด้านนอก(ร้อน):

$$R_{VolConvEdge,Hot} = 30.31522726(10^{-3}) \text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

4.พื้นที่ผิวการพาความร้อนบริเวณขอบปริมาตร  
ควบคุม จาก(16)

$$\text{ด้านใน(เย็น)} : A_{surf,Cold} = 19.24225500(10^{-3}) \text{ m}^2$$

$$\text{ด้านนอก(ร้อน)}: A_{surf,Hot} = 21.99114858(10^{-3}) \text{ m}^2$$

5.ค่าความต้านทานการไหลเชิงความร้อน จาก  
(17)

ด้านใน(เย็น) :

$$R_{ThermalFlow,Cold} = 38.89226635(10^{-3}) \text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

ด้านนอก(ร้อน):

$$R_{ThermalFlow,Hot} = 43.40075911(10^{-3}) \text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

6.ความต้านทานการนำความร้อนผ่านผนังท่อที่  
กันปริมาตรควบคุมทั้งสอง จาก(18)

$$R_{VolCond,Wall} = 3.043634972(10^{-3}) \text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

7.เขียนตัวต้านทานลงใน Electronic work  
sheet ในโปรแกรม multiSIM™ แล้วให้โปรแกรม  
คำนวณอุณหภูมิและอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยใช้  
ตัววัดความต่างศักย์ที่ทางออกและกระแสไฟฟ้าที่ไหล  
ผ่านตัวต้านทานการนำความร้อนผ่านผนังท่อทุกตัว  
ซึ่งค่าความต่างศักย์ที่ได้คืออุณหภูมิและค่า  
กระแสไฟฟ้าที่ได้คืออัตราการถ่ายเทความร้อน ซึ่งมี  
ค่าเท่ากับ

$$T_{Out,Hot,Sim} = 64.248 \cong 64.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Out,Cold,Sim} = 64.107 \cong 64.11 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q}_{Uf,Sim} = 2036.149 \cong 2036.15 \text{ W}$$

## 5. วิเคราะห์ผล

เมื่อแบ่งตัวแลกเปลี่ยนความร้อนออกเป็นชิ้นเล็ก  
จำนวน 16 ชิ้นย่อย แล้วคำนวณโดยโปรแกรมปรากฏ  
ว่าอุณหภูมิของไหลเย็นที่ทางออก มีความผิดพลาด  
1.3222% อุณหภูมิของไหลร้อนที่ทางออก มีความ  
ผิดพลาด 1.3001% และอัตราการถ่ายเทความร้อน มี  
ความผิดพลาด 3.1351% เมื่อเทียบกับการคำนวณ  
ด้วยวิธี  $\epsilon$ -NTU จากค่าความผิดพลาดแสดงให้เห็นว่า  
แบบจำลองความต้านทานทางความร้อนนี้สามารถ  
คำนวณโดยวิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ได้

## 6. สรุป

เมื่อกำหนดให้ ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนใช้ท่อ  
เหล็กกล้าไร้สนิมเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 14 mm  
หนา 1 mm ยาว 7 m ภายในท่อมี่น้ำเย็นไหลเข้า  
อุณหภูมิ 30 °C ไหลด้วยอัตรา 14.18 g/s รอบๆท่อ  
ด้านนอกมีน้ำร้อนไหลเข้าอุณหภูมิ 90 °C ไหลทิศทาง  
เดียวกับน้ำเย็นด้านในที่อัตรา 17.72 g/s กำหนดให้  
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ 860 W/m<sup>2</sup>.°C  
และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ 3000  
W/m<sup>2</sup>.°C เมื่อเป็นออกเป็น 16 ท่อนตามความยาว  
แล้วคำนวณโดยโปรแกรมปรากฏว่าอุณหภูมิของไหล  
ที่ทางออก มีความผิดพลาด 1.32% และอัตราการ

ถ่ายเทความร้อน มีความผิดพลาด 3.14% จากค่าความผิดพลาดแสดงให้เห็นว่าแบบจำลองความต้านทานทางความร้อนนี้สามารถคำนวณโดยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์ได้ ซึ่งจะมีประโยชน์ในการแก้ปัญหาที่มีความซับซ้อนของ การถ่ายเทความร้อน ของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆต่อไป

### 7. เอกสารอ้างอิง

[1] B. Beauchamp, L. Larmarche and S. Kaji (2009). *A dynamic model of a vertical direct expansion ground heat exchanger*, Ecole de technologies superieure, available online at

<http://www.icrepq.com/icrepq-08/364-beauchamp.pdf>

(Accessed on Feb 2009)

[2] Grégory Mallet, Philippe Leray, Hubert Polaert, Clément Tolant, and Philippe Eudeline (2009).

*Dynamic Compact Thermal Model with Neural Networks for Radar Applications*, LITIS EA 4051 - INSA de Rouen, Advanced studies - THALES AIR DEFENCE Rouen, available online at

<http://hal.archives-ouvertes.fr/docs/00/17/13/66/PDF/DCT118.pdf>

(Accessed on April 2009)

[3] Jan F. Kreider, Ari Rabl (1994). *Heating and Cooling of Buildings*, University of Colorado at Boulder, U.S.A., McGraw-Hill, Inc, New York, pp. 370-378.

[4] Satish P. Ketkar (1999). *Numerical Thermal Analysis*, The MacNeal-Schwendler Corporation, U.S.A., ASME Press, New York, pp. 63-70.

[5] ประเสริฐ อินประเสริฐ (2552). *การคำนวณอุณหภูมิและอัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางด้วยวิธีไฟไนต์รีซิสแทนซ์*, การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 5 , มหาวิทยาลัยนเรศวร จ. พิษณุโลก

[6] Kirk D. Hagen (1999). *Heat Transfer with Application*, Weber State University, U.S.A.,

Prentice Hall International, Inc, New Jersey, pp. 380, 638.

[7] Frank P. Incropera, David P. Dewitt (2007). *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, 6<sup>th</sup> edition, John Willy & Sons (Asia) Pte, Ltd, pp. 675, A-5.

[8] Jack P. Holman (2002). *Heat transfer*, Southern Methodist University, U.S.A., 9<sup>th</sup> edition, McGraw-Hill, Inc, New York, pp. 28, 31, 530-532,536.