

การศึกษาวิเคราะห์และการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้กับฮีตเตอร์ของ
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ประยุกต์ใช้งานกับเชื้อเพลิงชีวมวล

INVESTIGATION ON HEAT TRANSFER ENHANCEMENT ON STIRLING ENGINE
HEATER WITH BIOMASS APPLICATION



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2565
KMITL-2022-EN-M-030-066

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

INVESTIGATION ON HEAT TRANSFER ENHANCEMENT ON STIRLING ENGINE
HEATER WITH BIOMASS APPLICATION



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
SCHOOL OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2022
KMITL-2022-EN-M-030-066

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2022

SCHOOL OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| | |
|-----------------------------|---|
| หัวข้อวิทยานิพนธ์ | การศึกษาวิเคราะห์การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้กับฮีตเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ประยุกต์ใช้งานกับเชื้อเพลิงชีวมวล |
| นักศึกษา | นายพรรษา ต้นตระกูล |
| รหัสประจำตัว | 62601134 |
| ปริญญา | วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต |
| สาขาวิชา | วิศวกรรมเครื่องกล |
| พ.ศ. | 2565 |
| อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ | ผศ.ดร.สุตาภัทร แคว้นเขามิ่ง |

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้นำเสนอเทคนิคการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของชิ้นส่วนทำความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ติดตั้งเตาเชื้อเพลิงชีวมวลซึ่งเป็นแหล่งความร้อนให้กับชิ้นส่วนทำความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดย Software ANSYS-Fluent ถูกใช้ในการคำนวณ การถ่ายเทความร้อนรวมถึงฟลักซ์ความร้อนและการกระจายอุณหภูมิบนส่วนประกอบสำหรับฮีตเตอร์ของเครื่องยนต์ และได้มีการศึกษาผลของการเพิ่มขึ้นของพื้นที่ผิวทำความร้อนต่อการเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนของครีบ ที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงค่าพารามิเตอร์ครีบของชิ้นส่วนทำความร้อน อาทิเช่น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกครีบเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ(D3) จำนวนครีบเทียบกับความยาวของท่อ(N) และระยะห่างระหว่างครีบเทียบกับความยาวของท่อ(Ld) ในการศึกษาพฤติกรรมการไหลของไอเสียร้อนเพื่อศึกษาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ค่าถ่ายเทความร้อนรวม และค่าความดันตกคร่อมนั้น แบบจำลองถูกแบ่งเป็นสองส่วน คือส่วนของห้องไอเสียร้อนกับส่วนของท่อติดครีบจำนวน 8 ท่อ ภายในท่อมีก๊าซฮีเลียมเป็นสารทำงาน การจำลองถูกแบ่งเป็น 5 กรณี ดังนี้ กรณีที่ 1 แบบจำลองต้นแบบท่อติดครีบ กรณี 2 แบบจำลองปรับปรุงห้องไอเสียร้อนท่อติดครีบ กรณีที่ 4 ถึง 5 แบบจำลองปรับปรุงทรงห้องไอเสียท่อติดครีบและการเพิ่มแผ่นกัน โดยที่เงื่อนไขเริ่มต้นกำหนดให้ ไอเสียร้อน มีอัตราการไหล 0.012 กิโลกรัมต่อวินาที ที่ อุณหภูมิ 973.15 องศาเซลเซียส ไหลผ่านท่อจำนวน 8 ท่อ และมีก๊าซฮีเลียมไหลอยู่ภายในท่อมีความเร็ว 2.5 เมตรต่อวินาที ที่อุณหภูมิ 31 องศาเซลเซียส ผลที่ได้คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของครีบเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ(D3) มีขนาด 10 12 14 16 18 มม. โดยมีขนาดที่เหมาะสม คือ 18 มม. ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนร้อนสูงสุด 183 วัตต์ ค่าสมรรถนะสูงสุด 1.17 จำนวนครีบเทียบกับความยาวของท่อ(N) มีขนาด 14 16 19 24 32 มม. โดยมีขนาดที่เหมาะสมคือ 32 มม. กับ ระยะห่างระหว่างครีบเทียบกับความยาวท่อ(Ld) มีขนาด 14 12 10 8 6 มม. ขนาดที่เหมาะสมคือ 6 มม. ทั้งตัวแปร N และ Ld ได้ผลเดียวกัน คือ ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 157 วัตต์ กับ ค่าสมรรถนะสูงสุด 1.25 และผลจากพฤติกรรมการไหลของไอเสียร้อน พบว่า กรณี 5 แบบจำลองปรับปรุงห้องไอเสียท่อติดครีบและการเพิ่มแผ่นกันสาได้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนดีที่สุด 98.0 ค่าการถ่ายเทความร้อนรวม 96.8 วัตต์ ค่าความดันตกคร่อม 121.2 ปาสกาล รองลงมาเป็น กรณีที่ 2 และ กรณีที่ 1 ตามลำดับ ส่วนกรณีที่ 1 ได้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ต่ำที่สุดที่ 95.6 ซึ่งเป็นแบบจำลองต้นแบบและท่อติดครีบ และถ้าหากทำการเพิ่มความเร็วของก๊าซฮีเลียมจนเป็น 5 7 10 15 20 30 เมตรต่อวินาที ตามลำดับ ที่ความเร็ว 20 เมตรต่อวินาที พบว่าค่าความดันตกคร่อม 7005 ปาสกาล ซึ่งค่าความดันตกคร่อมสูงเกินไปไม่เหมาะสมในการนำมาใช้ออกแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และทำซ้ำอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| | |
|----------------|---|
| Thesis | Investigation on Heat Transfer Enhancement on Stirling Engine Heater with Biomass Application |
| Student | Mr. Punsu Tuntrakeun |
| Student ID. | 62601134 |
| Degree | Master of Engineering |
| Program | Mechanical Engineering |
| Year | 2022 |
| Thesis Advisor | Asst. Prof. Dr. Sutapat Kwankaomeng |

ABSTRACT

This thesis presents a technique for optimizing heat transfer of Stirling engine heating elements equipped with a biomass fuel burner as a heat source for Stirling engine heating elements, which Software ANSYS-Fluent is used in calculations. Heat transfer includes heat flux and temperature distribution on engine heater components. The effect of increasing heating surface on the thermal performance of fins was also studied. This is caused by changes in heating element fin parameters such as fin outer diameter relative to tube diameter (D_3), number of fins relative to tube length (N) and distance between fins relative to tube length (L_d). In the study of hot exhaust flow behavior to study the thermal efficiency, total heat transfer and the pressure drop model is divided into two parts: part of the hot exhaust chamber and part of the finned tube of 8 pipes. The pipes filled with helium gas as a working substance. The simulation was divided into 5 cases as follows: Case 1, fin tube prototype model, case 2, heated exhaust pipe remodeling model, cases 4 to 5, model reshaping the exhaust pipe with fins and adding baffle, where the initial conditions require hot exhaust with a flow rate of 0.012 kilograms per second at a temperature of 973.15 degrees Celsius flowing through 8 pipes and helium gas flowing inside the pipes at a speed of 2.5 meters per second at 31 degrees Celsius. The result is that the outer diameters of the fins compared to the tube diameter (D_3) are 10 12 14 16 18 mm, with an optimal size of 18 mm. The maximum heat transfer value is 183 W, the maximum performance value is 1.17. The numbers of fins relative to the tube length (N) are 14 16 19 24 32 mm. The optimum size is 32 mm. The distance between the fins relative to the tube length (L_d) is 14 12 10 8 6 mm. The optimum size is 6 mm. Both the N and L_d variables have the same results, i.e. the maximum heat transfer value of 157 watts with the maximum performance value of 1.25. It was found that in Case 5, the model reshaped the exhaust pipe with fins and added a baffle. The best thermal efficiency is 98.0, the total heat transfer value is 96.8 watts, the pressure

drop is 121.2 Pa, followed by Case 2 and Case 1, respectively, as low as 95.6, which is a prototype and finned tube. Moreover, if the velocity of helium gas is increased to 5 7 10 15 20 30 meters per second, respectively, at a speed of 20 meters per second, it was found that the pressure drop was 7005 Pa, which was too high and was not suitable for use in design.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และ III อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ผศ.ดร.สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง และ ผศ.ดร.ปัญญา ชันธุ์สุวรรณ ที่ให้ความรู้และความช่วยเหลือ ชี้แนะแนวทางการแก้ปัญหา ตลอดจน อุทิศเวลาในการตรวจทานจนเสร็จสิ้นและ ประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า ที่ให้ความช่วยเหลือและ แนะนำวิธีการทำวิจัยและการเขียนบทความทางวิชาการเป็นอย่างดีตลอดมา จนกระทั่งวิทยานิพนธ์ เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ คณาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ และ คุณ พงษ์รินทร์ สว่างวงศ์ นักศึกษาปริญญาเอก สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ทุกท่าน ที่ให้ความรู้, คำแนะนำ และการช่วยเหลือด้านต่าง ๆ ด้วยดีเสมอมา

ขอขอบคุณ ห้องทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (GEER LAB) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เอื้อเฟื้อสถานที่และ อุปกรณ์ในการศึกษาค้นคว้างานวิจัยจนสำเร็จลงได้

ขอขอบคุณพี่ๆ เพื่อนๆ น้อง ๆ ในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลคณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่คอยให้คำแนะนำและแลกเปลี่ยนความคิดเห็นในการทำงานวิจัย

ขอกราบขอบพระคุณแม่อำมิกา ต้นตระกูล คุณสลิลา สำเนาพันธ์ และครอบครัวทุกคนที่ ให้กำลังใจ, คำแนะนำ และการสนับสนุนในทุก ๆ เรื่อง สุดท้ายนี้คุณงามความดีอันใดที่เกิดจาก วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ข้าพเจ้าขอมอบให้กับผู้มีพระคุณทุกท่านทั้งที่กล่าวถึงและไม่ได้กล่าวถึงในที่นี้

พรรชา ต้นตระกูล

สารบัญ

| | หน้า |
|--|------|
| บทคัดย่อภาษาไทย..... | I |
| บทคัดย่อภาษาอังกฤษ..... | II |
| กิตติกรรมประกาศ..... | III |
| สารบัญ..... | IV |
| สารบัญตาราง..... | VIII |
| สารบัญรูป..... | IX |
| บทที่ 1 บทนำ..... | 1 |
| 1.1 ที่มาและความสำคัญ..... | 1 |
| 1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย..... | 1 |
| 1.3 สมมติฐานของงานวิจัย..... | 2 |
| 1.4 แนวคิดที่ใช้ในงานวิจัย..... | 3 |
| 1.5 ขอบเขตของงานวิจัย..... | 3 |
| 1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ..... | 3 |
| 1.7 วิธีการดำเนินงาน..... | 3 |
| บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง..... | 5 |
| 2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง..... | 5 |
| 2.2 ความรู้เกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง..... | 7 |
| 2.2.1 ประวัติของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง..... | 7 |
| 2.2.2 แหล่งพลังงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง..... | 9 |
| 2.3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์ทางความร้อน..... | 9 |
| 2.3.1 กฎแห่งอุณหพลศาสตร์..... | 9 |
| 2.3.2 ความจุความร้อน..... | 10 |
| 2.3.3 ก๊าซอุดมคติ..... | 10 |
| 2.3.4 หลักการของวัฏจักรทางความร้อน..... | 12 |
| 2.3.5 วัฏจักรสเตอร์ลิง..... | 13 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา IV จะต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

| | หน้า |
|---|------|
| 2.4 การถ่ายเทความร้อน..... | 14 |
| 2.4.1 การนำความร้อน..... | 14 |
| 2.4.2 การพาความร้อน..... | 15 |
| 2.4.3 การแผ่รังสีความร้อน..... | 19 |
| 2.4.4 ความต้านทานการถ่ายเทความร้อน..... | 20 |
| 2.5 ครีประบายความร้อน..... | 23 |
| 2.5.1 ส่วนประกอบของครีป..... | 23 |
| 2.5.2 สมการสำหรับครีป..... | 24 |
| 2.5.3 สมรรถนะของครีป..... | 28 |
| 2.5.4 การติดครีปเรียงเป็นแถว..... | 30 |
| 2.6 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน..... | 31 |
| 2.6.1 ประเภทอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน..... | 32 |
| 2.6.2 การวิเคราะห์วิธีความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยล็อกมีน..... | 33 |
| 2.6.3 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบประสิทธิภาพ-NTU..... | 36 |
| 2.7 สมมติฐานของการไหลและสมการควบคุม..... | 37 |
| 2.8 การไหลแบบภายในและการถ่ายเทความร้อน..... | 38 |
| 2.8.1 สภาวะการไหล..... | 39 |
| 2.8.2 ตัวประกอบความเสียหาย..... | 39 |
| 2.8.3 สภาวะการถ่ายเทความร้อน..... | 40 |
| 2.8.4 สภาวะการพัฒนารูปแบบเชิงความร้อน..... | 40 |
| 2.9 แบบจำลองความปั่นป่วน..... | 40 |
| 2.9.1 สมการค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์น่าเวีย-สโตกส์..... | 41 |
| 2.9.2 กฎของผนัง..... | 42 |
| 2.9.3 แบบจำลองความปั่นป่วน RNG k- ϵ | 44 |
| 2.9.4 แบบจำลองใกล้เคียงผนังสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนเป็นขอบเขต..... | 45 |
| 2.10 ระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม..... | 46 |
| 2.10.1 ระเบียบวิธี QUICK..... | 48 |
| 2.11 ระเบียบวิธีแก้ปัญห..... | 50 |
| 2.11.1 วิธีการคำนวณแบบ pressure-based approach..... | 50 |
| 2.11.2 ความสัมพันธ์ของความดันและความเร็วกับระเบียบวิธีแบบ SIMPLE..... | 51 |
| 2.11.3 ระเบียบวิธีประมาณค่าความดัน..... | 57 |
| 2.11.4 วิธีการประมาณค่าเกรเดียนต์..... | 57 |
| 2.12 เงื่อนไขขอบเขตและเงื่อนไขเริ่มต้น..... | 59 |
| 2.12.1 เงื่อนไขขอบที่ผนัง..... | 59 |
| 2.12.2 เงื่อนไขขอบเขตสมมาตร..... | 59 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา Vire ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

| | หน้า |
|---|------|
| 2.12.3 เจริญไขขอบเขตแบบคาบ..... | 60 |
| 2.13 ขั้นตอนการแก้ปัญหา..... | 61 |
| 2.14 ปัจจัยสำคัญที่เกี่ยวข้องกับการประเมินสมรรถนะเชิงความร้อน..... | 62 |
| บทที่ 3 ขั้นตอนและการดำเนินการวิจัย..... | 64 |
| 3.1 ขั้นตอนของการวิจัย..... | 65 |
| 3.2 สมมติฐานของแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไหลและถ่ายความร้อน..... | 66 |
| 3.3 แบบจำลองความปั่นป่วน..... | 67 |
| 3.4 ระเบียบวิธีการคำนวณและเกณฑ์การลู่เข้าคำตอบ..... | 68 |
| 3.5 การศึกษาค่าสมรรถนะเชิงความร้อน(Thermal Enhancement Factor) ของท่อรูปตัวยูติดครีบท่อเดียวที่อยู่ภายในอุปกรณ์รับความร้อน (Stirling heater) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดเชื้อเพลิงชีวมวล..... | 69 |
| 3.5.1 ปัญหาการตั้งค่าและการสร้างแบบจำลอง..... | 70 |
| 3.5.2 รูปร่างของห้องไอเสียกับท่อรูปตัวยูติดครีบท่อเดียว..... | 71 |
| 3.5.3 เจริญไขขอบเขต..... | 73 |
| 3.5.4 การสร้างกริด..... | 74 |
| 3.5.5 การตรวจสอบค่า..... | 74 |
| 3.6 การศึกษาการไหลและการปรับปรุงพฤติกรรมของการไหลของไอเสียร้อนแลพการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียมภายในอุปกรณ์รับความร้อน (Stirling heater) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิด ซึ่งมีท่อรูปตัวยูติดครีบท่อเดียว จำนวน 14 ท่อ อยู่ใน ชนิดเชื้อเพลิงชีวมวล..... | 75 |
| 3.6.1 ปัญหาการตั้งค่าและการสร้างแบบจำลอง..... | 76 |
| 3.6.2 รูปร่างของห้องเครื่องทำความร้อนกับท่อรูปตัวยูติดครีบท่อเดียว..... | 76 |
| 3.6.3 เจริญไขขอบเขตและแบบจำลองความปั่นป่วน..... | 78 |
| 3.6.4 การสร้างกริด..... | 84 |
| 3.6.5 การตรวจสอบค่า..... | 86 |
| บทที่ 4 ผลการศึกษาและการอภิปรายผล..... | 87 |
| 4.1 การศึกษาค่าสมรรถนะเชิงความร้อน(Thermal Enhancement Factor) ของท่อรูปตัวยูที่อยู่ภายในอุปกรณ์รับความร้อน (Stirling Engine) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดเชื้อเพลิงชีวมวล..... | 87 |
| 4.2 การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์รับความร้อน (Stirling heater) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิด (Stirling Engine) ด้วยเชื้อเพลิงชีวมวล กรณีท่อรูปตัวยู 8 ท่อ..... | 97 |
| 4.2.1 ผลการศึกษาลักษณะการไหลของไอเสียร้อนทั้ง 5 กรณี 8 ท่อ..... | 97 |
| 4.2.2 ผลการศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียกับก๊าซฮีเลียม กรณีท่อรูปตัวยู 8 ท่อ..... | 97 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เฉพาะเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปตีพิมพ์หรือเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากผู้จัดทำ 100

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา VI จะต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

| | หน้า |
|--|------|
| 4.3 การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์รับความร้อน (Stirling heater) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิด (Stirling Engine) ด้วยเชื้อเพลิงชีวมวล กรณีที่อูรูปตัวยู 14 ท่อ..... | 104 |
| 4.3.1 ผลการศึกษาลักษณะการไหลของไอเสียร้อนทั้ง 6 กรณี..... | 105 |
| 4.4 การศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม กรณีที่อูรูปตัวยู 14 ท่อ..... | 110 |
| 4.4.1 ผลการคำนวณ กรณี 1 (ท่อไม่ติดครีป และ รูปทรงเดิม)..... | 106 |
| 4.4.2 ผลการคำนวณ กรณี 2 (ท่อติดครีป และ รูปทรงเดิม)..... | 114 |
| 4.4.3 ผลการคำนวณ กรณี 3 (ท่อติดครีป และ ปรับรูปทรง)..... | 118 |
| 4.4.4 ผลการคำนวณ กรณี 4 (ท่อติดครีป, ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกั้น 1 ด้าน)..... | 123 |
| 4.4.5 ผลการคำนวณ กรณี 5 (ท่อติดครีป, ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกั้น 2 ด้าน)..... | 128 |
| 4.4.6 ผลการคำนวณ กรณี 6 (ท่อติดครีป, ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกั้น 3 ด้าน)..... | 133 |
| 4.4.7 แสดงการกระจายอุณหภูมิของห้องไอเสียร้อน ทั้ง 6 กรณี..... | 128 |
| 4.4.8 แสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม ทั้ง 6 กรณี..... | 141 |
| 4.4.9 แสดงการกระจายตัวของความดัน ทั้ง 6 กรณี..... | 144 |
| 4.5 ผลการศึกษาค่าการเพิ่มความเร็วของก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ..... | 147 |
| บทที่ 5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ..... | 150 |
| 5.1 สรุปผลการวิจัย..... | 150 |
| 5.1.1 สรุปผลการวิเคราะห์ตัวแปรไร้หน่วยของท่อติดครีป..... | 151 |
| 5.1.2 สรุปผลการศึกษาพฤติกรรมการไหลของไอเสียร้อน..... | 151 |
| 5.1.3 สรุปผลการศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อน..... | 151 |
| 5.1.4 สรุปผลการศึกษาการเพิ่มค่าความเร็วของก๊าซฮีเลียม..... | 152 |
| 5.2 ข้อเสนอแนะ..... | 152 |
| เอกสารอ้างอิง..... | 153 |
| ภาคผนวก ก - ตารางคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์..... | 156 |
| ภาคผนวก ข - ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์..... | 161 |
| ภาคผนวก ค - ประวัติผู้เขียน..... | 170 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา VII ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

| ตารางที่ | หน้า |
|---|------|
| 2.1 ตารางแสดงสัมประสิทธิ์กึ่งกลางและสัมประสิทธิ์ข้างเคียงตามระเบียบวิธี QUICK..... | 49 |
| 2.2 ตารางแสดงค่าสัมประสิทธิ์ของสมการแก้ความดัน..... | 55 |
| 3.1 ตารางแสดงระเบียบวิธีที่ใช้ในการคำนวณวิธีเชิงตัวเลข..... | 68 |
| 3.2 ตารางแสดงหลักเกณฑ์ขั้นต่ำสำหรับระเบียบวิธีที่ใช้ในการคำนวณวิธีเชิงตัวเลข..... | 69 |
| 3.3 ตารางแสดงขนาดต่อรูปตัวย (กรณี 1 - กรณี 5)..... | 72 |
| 3.4 ตารางแสดงขนาดต่อรูปตัวย (กรณี 6 - กรณี 10)..... | 73 |
| 3.5 ตารางแสดงเงื่อนไขขอบเขตการคำนวณ กรณีท่อติดครีบ..... | 73 |
| 3.6 ตารางแสดงขนาดห้องไอเสียร้อน (กรณี 1 - กรณี 5) กรณี 14 ท่อ..... | 77 |
| 3.7 ตารางแสดงขนาดต่อรูปตัวย (กรณี 1 - กรณี 5) กรณี 14 ท่อ..... | 78 |
| 3.8 ตารางแสดงขนาดแผ่นกั้น กรณี 14 ท่อ..... | 78 |
| 3.9 ตารางแสดงเงื่อนไขขอบเขตระหว่างไอเสียร้อนและก๊าซฮีเลียม กรณี 8 ท่อ..... | 81 |
| 3.10 ตารางแสดงเงื่อนไขขอบเขตระหว่างไอเสียร้อนและก๊าซฮีเลียม กรณี 14 ท่อ..... | 83 |
| 4.1 ตารางแสดงขนาดกริด (Mesh) ที่เหมาะสมใช้คำนวณเชิงตัวเลข กรณี 1 ท่อ..... | 87 |
| 4.2 ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลข เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกครีบ, D3 ที่เหมาะสม กรณี 1 - กรณี 5..... | 88 |
| 4.3 ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลข ขนาดของครีบ, N ที่เหมาะสม กรณี 6 - กรณี 10 และ กรณี No fin..... | 90 |
| 4.4 ตารางแสดงขนาดกริด (Mesh) ที่เหมาะสมใช้คำนวณเชิงตัวเลข กรณี 8 ท่อ..... | 100 |
| 4.5 ตารางแสดงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม กรณี 8 ท่อ..... | 100 |
| 4.6 ตารางแสดงผลการเปลี่ยนแปลงความเร็วของไอเสียร้อนต่อก๊าซฮีเลียม กรณีท่อติดครีบ 8 ท่อ..... | 101 |
| 4.7 ตารางแสดงขนาดกริด (Mesh) ที่เหมาะสมใช้คำนวณเชิงตัวเลข กรณี 14 ท่อ..... | 104 |
| 4.8 ตารางแสดงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม กรณี 14 ท่อ..... | 108 |
| 4.9 ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 1..... | 110 |
| 4.10 ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 1..... | 110 |
| 4.11 ตารางแสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ กรณี 1..... | 113 |
| 4.12 ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 2..... | 114 |
| 4.13 ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 2..... | 115 |
| 4.14 ตารางแสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ กรณี 2..... | 117 |
| 4.15 ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 3..... | 118 |
| 4.16 ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 3..... | 119 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา VIII ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง(ต่อ)

| ตารางที่ | หน้า |
|----------|--|
| 4.17 | ตารางแสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ กรณี 3...121 |
| 4.18 | ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 4.....123 |
| 4.19 | ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 4.....123 |
| 4.20 | ตารางแสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ กรณี 4...126 |
| 4.21 | ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 5.....128 |
| 4.22 | ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 5.....128 |
| 4.23 | ตารางแสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ กรณี 5...131 |
| 4.24 | ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 6.....133 |
| 4.25 | ตารางแสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 6.....133 |
| 4.26 | ตารางแสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ กรณี 6...136 |
| 4.27 | ตารางแสดงการคำนวณเชิงตัวเลขของการเพิ่มความเร็วของก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ กรณี 6.....147 |
| ก-1 | ตารางคุณสมบัติของโลหะแข็ง (Properties of Solid Metals).....157 |
| ก-2 | ตารางคุณสมบัติของก๊าซที่ความดัน 1 บรรยากาศ (Properties of Gas at 1 atm pressure).....158 |
| ก-3 | ตารางค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.....160 |
| ก-4 | ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....160 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา IX ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

| รูปที่ | หน้า |
|--------|--|
| 2.1 | โรเบิร์ต สเตอร์ลิง ผู้สร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....7 |
| 2.2 | รูปแสดงแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่โรเบิร์ต สเตอร์ลิง ใช้จดสิทธิบัตร.....8 |
| 2.3 | หลักการทำงานของกลจักรความร้อน.....12 |
| 2.4 | แผนภาพ P - V ของวัฏจักรสเตอร์ลิง.....13 |
| 2.5 | แผนภาพ T - S ของวัฏจักรสเตอร์ลิง.....13 |
| 2.6 | รูปแสดงการนำความร้อน.....14 |
| 2.7 | รูปแสดงการพาความร้อนแบบธรรมชาติ.....15 |
| 2.8 | รูปแสดงการพาความร้อนแบบบังคับ.....15 |
| 2.9 | โพลีไฟความเร็วในแต่ละช่วงการไหล.....16 |
| 2.10 | การไหลแบบราบเรียบ.....17 |
| 2.11 | การไหลแบบปั่นป่วน.....17 |
| 2.12 | โพลีไฟชั้นขอบเขตความร้อน.....18 |
| 2.13 | การถ่ายเทความร้อนด้วยรังสี ระหว่าง พื้นผิวและพื้นผิวโดยรอบ.....19 |
| 2.14 | การส่งผ่านความร้อนของผนังเรียบ.....20 |
| 2.15 | การส่งผ่านความร้อนของผนังทรงกระบอก.....21 |
| 2.16 | การส่งผ่านความร้อนผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....22 |
| 2.17 | แสดงลักษณะของครีบบางแบบต่างๆ.....23 |
| 2.18 | แสดงขนาดต่างๆ ของครีบบาง.....24 |
| 2.19 | แสดงครีบบางที่ยื่นจากผนังราบ.....25 |
| 2.20 | แสดงประสิทธิภาพของครีบบางตรงที่มีขนาดความหนา.....30 |
| 2.21 | แสดงค่าประสิทธิภาพของครีบบางที่มีขนาดรัศมีต่างๆ ที่ติดกับผิวทรงกระบอก.....30 |
| 2.22 | แสดงการติดครีบบางเรียงกัน ยึดติดกับผิวผนังหรือท่อ.....31 |
| 2.23 | การแลกเปลี่ยนความร้อน แบบไหลตามกัน.....32 |
| 2.24 | แผนภาพ T-V แบบไหลตามกัน.....32 |
| 2.25 | การแลกเปลี่ยนความร้อน แบบไหลสวนทางกัน.....32 |
| 2.26 | แผนภาพ T-V แบบไหลสวนทางกัน.....32 |
| 2.27 | เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ.....32 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา IX จะต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|--------|---|
| 2.28 | แบบไหลตามกัน..... 34 |
| 2.29 | แบบไหลสวนทางกัน..... 34 |
| 2.30 | แบบเปลือกและท่อ ชนิดเปลือกหลักเดียวและท่อหลายกลับ (2, 4, 6 กลับ)..... 35 |
| 2.31 | แบบเปลือกและท่อ ชนิดเปลือกสองกลับและท่อหลายกลับ (4, 8, 12 กลับ)..... 35 |
| 2.32 | แบบไหลขวางกัน ชนิดกลับเดียวและของไหลทั้งสองไม่ผสมกัน..... 35 |
| 2.33 | แบบไหลขวางกัน กลับเดียว ของไหลหนึ่งผสม ของไหลหนึ่งผสม และอีกของไหลหนึ่ง ไม่ผสมกัน..... 35 |
| 2.34 | ความสัมพันธ์ด้านประสิทธิภาพสำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อน..... 37 |
| 2.35 | ความเร็วของการไหลแบบปั่นป่วนใน 1 มิติที่สภาวะคงตัว..... 41 |
| 2.36 | โปรไฟล์ความเร็วสำหรับชั้นขอบเขตแบบปั่นป่วน..... 43 |
| 2.37 | วิธีการจำลองใกล้เคียง..... 45 |
| 2.38 | ปริมาตรควบคุมรอบจุดต่อ P..... 47 |
| 2.39 | เส้นประมาณของฟังก์ชันกำลังสอง..... 49 |
| 2.40 | ปริมาตรควบคุมสำหรับความเร็ว v 53 |
| 2.41 | ปริมาตรควบคุมของปริมาณสเกลสเกลาร์สำหรับแปลงสมการความต่อเนื่อง..... 54 |
| 2.42 | ปริมาตรควบคุมที่ใช้แสดงการแปลงสมการการเคลื่อนย้ายปริมาณสเกลาร์..... 57 |
| 2.43 | การประเมินเกรเดียนต์จากจุดเซนทรอยด์ของเซลล์..... 58 |
| 2.44 | การใช้ระนาบสมมาตรเพื่อลดขนาดของแบบจำลองเหลือ 1 ใน 4 ส่วน..... 59 |
| 2.45 | ตัวอย่างลักษณะรูปร่างเรขาคณิตของขอบแบบคาบ..... 60 |
| 3.1 | ห้องแลกเปลี่ยนความร้อนต้นแบบ..... 64 |
| 3.2 | การจัดเรียงท่อรูปตัวยูติดครีบภายในห้องเครื่องทำความร้อนต้นแบบ..... 64 |
| 3.3 | แผนผังแสดงขั้นตอนการจำลองและแนวคิดในการปรับปรุงแบบจำลอง..... 66 |
| 3.4 | แบบจำลองห้องแลกเปลี่ยนความร้อน 3 มิติ..... 70 |
| 3.5 | เครื่องทำความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ..... 70 |
| 3.6 | เงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง กรณีท่อติดครีบ..... 71 |
| 3.7 | แสดงสัญลักษณ์ห้องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีท่อติดครีบ..... 71 |
| 3.8 | แสดงสัญลักษณ์ท่อรูปตัวยูติดครีบ กรณีท่อติดครีบ..... 72 |
| 3.9 | ขอบเขตการคำนวณและเงื่อนไขขอบเขต กรณีท่อติดครีบ..... 74 |
| 3.10 | แสดงกริด (Mesh) กรณีท่อติดครีบ..... 74 |
| 3.11 | แสดงรูปแบบกริด (Mesh) ห้องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีท่อติดครีบ..... 74 |
| 3.12 | แบบจำลองการไหลและห้องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดหนึ่งในสิบหกส่วนกรณีท่อติดครีบ 14 ท่อ..... 75 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา X จะต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|---|------|
| 3.13 แบบจำลองการปรับปรุงการไหลบริเวณท่อรูปตัวยูติดครีบ..... | 75 |
| 3.14 แสดงสัญลักษณ์บอกขนาดห้องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีท่อติดครีบ 8, 14 ท่อ..... | 76 |
| 3.15 แสดงสัญลักษณ์บอกขนาดท่อรูปตัวยูติดครีบ กรณีท่อติดครีบ 8, 14 ท่อ..... | 77 |
| 3.16 แสดงสัญลักษณ์บอกขนาดแผ่นกั้น กรณีท่อติดครีบ 8, 14 ท่อ..... | 78 |
| 3.17 แสดงการปรับปรุงห้องไอเสียร้อน กรณีท่อติดครีบ 8 ท่อ..... | 79 |
| 3.18 กรณี 1 แบบจำลองต้นแบบ..... | 80 |
| 3.19 กรณี 2 แบบจำลองปรับปรุงผนังห้องไอเสียร้อน..... | 80 |
| 3.20 กรณี 3 แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอน..... | 80 |
| 3.21 กรณี 4 แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนกับแนวเอียง..... | 80 |
| 3.22 กรณี 5 แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนกับแนวเอียงสองด้าน..... | 80 |
| 3.23 แสดงเงื่อนไขขอบเขตห้องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีท่อติดครีบ 8 ท่อ..... | 81 |
| 3.24 แสดงการปรับปรุงห้องไอเสียร้อน กรณีท่อติดครีบ 14 ท่อ..... | 82 |
| 3.25 กรณี 1 แบบจำลองต้นแบบและท่อรูปตัวยูไม่ติดครีบ..... | 82 |
| 3.26 กรณี 2 แบบจำลองต้นแบบและท่อรูปตัวยูติดครีบ..... | 82 |
| 3.27 กรณี 3 แบบจำลองปรับปรุงผนังห้องไอเสียร้อน..... | 82 |
| 3.28 กรณี 4 แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอน 1 ด้าน..... | 82 |
| 3.29 กรณี 5 แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนกับแนวตั้ง 2 ด้าน..... | 82 |
| 3.30 กรณี 6 แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนกับแนวตั้ง 3 ด้าน..... | 82 |
| 3.31 แสดงเงื่อนไขขอบเขตห้องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีท่อติดครีบ 14 ท่อ..... | 83 |
| 3.32 การสร้างกริด (Mesh) ในส่วนต่างๆ กรณีท่อติดครีบ 14 ท่อ..... | 84 |
| 3.33 การสร้างกริดแบบ Inflation Mesh..... | 84 |
| 3.34 การสร้างกริดแบบ Sizing Mesh..... | 84 |
| 3.35 การกำหนดทางเข้า ไอเสียร้อน..... | 85 |
| 3.36 การกำหนดทางออก ไอเสียร้อน..... | 85 |
| 3.37 การกำหนดทางเข้า ก๊าซฮีเลียม..... | 85 |
| 3.38 การกำหนดทางออก ก๊าซฮีเลียม..... | 85 |
| 3.39 การกำหนดผนัง ไอเสียร้อน..... | 85 |
| 3.40 การกำหนดผนังด้าน 1 ไอเสียร้อน..... | 85 |
| 3.41 การกำหนดผนังด้าน 2 ไอเสียร้อน..... | 85 |
| 3.42 การกำหนดผนัง ท่อรูปตัวยู..... | 85 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา XI ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|---|------|
| 4.1 รูปแสดงขนาดกริด (Mesh) 10.0 มม..... | 87 |
| 4.2 รูปแสดงขนาดกริด (Mesh) 25.0 มม..... | 87 |
| 4.3 กราฟแสดงค่าอุณหภูมิทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี1 ถึง กรณี5..... | 88 |
| 4.4 กราฟแสดงค่าความดันตกคร่อมทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี1 ถึง กรณี5..... | 89 |
| 4.5 รูปกราฟแสดงค่าการถ่ายเทความร้อนทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี1 ถึง กรณี5..... | 89 |
| 4.6 รูปกราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อน กรณี1 ถึง กรณี5..... | 90 |
| 4.7 รูปกราฟแสดงค่าอุณหภูมิทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี6 ถึง กรณี10..... | 91 |
| 4.8 รูปกราฟแสดงค่าความดันตกคร่อมทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี6 ถึง กรณี10..... | 91 |
| 4.9 รูปกราฟแสดงค่าการถ่ายเทความร้อนทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี6 ถึง กรณี10..... | 92 |
| 4.10 รูปกราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อน กรณี6 ถึง กรณี10..... | 92 |
| 4.11 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณีที่ถอดครีบริบ..... | 93 |
| 4.12 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิก๊าซฮีเลียม กรณีที่ถอดครีบริบ..... | 93 |
| 4.13 รูปแสดงการกระจายความดัน กรณีที่ถอดครีบริบ..... | 94 |
| 4.14 รูปแสดงการกระจายความเร็ว กรณีที่ถอดครีบริบ..... | 94 |
| 4.15 รูปแสดงการไหลของกระแสไหลวน กรณีที่ถอดครีบริบ..... | 95 |
| 4.16 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณีที่ถอดครีบริบ..... | 95 |
| 4.17 รูปแสดงการกระจายตัวของความดัน กรณีที่ถอดครีบริบ..... | 96 |
| 4.18 รูปแสดงการกระจายตัวของความเร็ว กรณีที่ถอดครีบริบ..... | 96 |
| 4.19 รูปแสดงลักษณะการไหลของไอเสียร้อน 8 ท่อ กรณี 1..... | 97 |
| 4.20 รูปแสดงลักษณะการไหลของไอเสียร้อน 8 ท่อ กรณี 2..... | 98 |
| 4.21 รูปแสดงลักษณะการไหลของไอเสียร้อน 8 ท่อ กรณี 3..... | 98 |
| 4.22 รูปแสดงลักษณะการไหลของไอเสียร้อน 8 ท่อ กรณี 4..... | 99 |
| 4.23 รูปแสดงลักษณะการไหลของไอเสียร้อน 8 ท่อ กรณี 5..... | 99 |
| 4.24 รูปกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมเทียบความยาวท่อ..... | 101 |
| 4.25 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ 8 ท่อ กรณี 1..... | 102 |
| 4.26 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ 8 ท่อ กรณี 2..... | 102 |
| 4.27 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ 8 ท่อ กรณี 5..... | 103 |
| 4.28 รูปแสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม 8 ท่อ กรณี 5..... | 103 |
| 4.29 รูปแสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 1 (ที่ถอดครีบริบ และ รูปทรงเดิม)..... | 105 |
| 4.30 รูปแสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 2 (ที่ถอดครีบริบ และ รูปทรงเดิม)..... | 105 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา XII ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|--|------|
| 4.31 รูปแสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 3 (ท่อติดครีบ และ ปรับรูปทรง)..... | 106 |
| 4.32 รูปแสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 4 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกัน 1 ด้าน)..... | 106 |
| 4.33 รูปแสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 5 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกัน 2 ด้าน)..... | 107 |
| 4.34 รูปแสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 6 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกัน 3 ด้าน)..... | 107 |
| 4.35 รูปแสดงอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมด้านนอก กรณี 1 ถึง กรณี 6..... | 108 |
| 4.36 รูปแสดงความสัมพันธ์ความดันตกคร่อม กรณี 1 ถึง กรณี 6..... | 109 |
| 4.37 รูปแสดงความสัมพันธ์ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน กรณี 1 ถึง กรณี 6..... | 109 |
| 4.38 รูปแสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า-ออก กรณี 1 (ท่อไม่ติดครีบ และ รูปทรงเดิม)..... | 111 |
| 4.39 รูปแสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า-ออก กรณี 2 (ท่อติดครีบ และ รูปทรงเดิม)..... | 116 |
| 4.40 รูปแสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า-ออก กรณี 3 (ท่อติดครีบ และ ปรับรูปทรง)..... | 120 |
| 4.41 รูปแสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า-ออก กรณี 4 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกัน 1 ด้าน) | 124 |
| 4.42 รูปแสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า-ออก กรณี 5 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกัน 2 ด้าน) | 129 |
| 4.43 รูปแสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า-ออก กรณี 6 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกัน 3 ด้าน) | 134 |
| 4.44 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 1 (ท่อไม่ติดครีบ และ รูปทรงเดิม)..... | 138 |
| 4.45 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 2 (ท่อติดครีบ และ รูปทรงเดิม)..... | 138 |
| 4.46 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 3 (ท่อติดครีบ และ ปรับรูปทรง)..... | 139 |
| 4.47 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 4 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกัน 1 ด้าน)..... | 139 |
| 4.48 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 5 (ท่อติดครีบปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกัน 2 ด้าน)..... | 140 |
| 4.49 รูปแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 6 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกัน 3 ด้าน)..... | 140 |
| 4.50 รูปแสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม กรณี 1 (ท่อไม่ติดครีบ และ รูปทรงเดิม)..... | 141 |
| 4.51 รูปแสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม กรณี 2 (ท่อติดครีบ และ รูปทรงเดิม)..... | 141 |
| 4.52 รูปแสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม กรณี 3 (ท่อติดครีบ และ ปรับรูปทรง)..... | 142 |
| 4.53 รูปแสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม กรณี 4 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกัน 1 ด้าน) | 142 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา XIII ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|--|------|
| 4.54 รูปแสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม กรณี 5 (ท่อติดครีป ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกั้น 2 ด้าน) | 143 |
| 4.55 รูปแสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม กรณี 6 (ท่อติดครีป ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกั้น 3 ด้าน) | 143 |
| 4.56 รูปแสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 1 (ท่อไม่ติดครีป และ รูปทรงเดิม) | 144 |
| 4.57 รูปแสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 2 (ท่อติดครีป และ รูปทรงเดิม) | 144 |
| 4.58 รูปแสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 3 (ท่อติดครีป และ ปรับรูปทรง) | 145 |
| 4.59 รูปแสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 4 (ท่อติดครีป ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกั้น 1 ด้าน) | 145 |
| 4.60 รูปแสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 5 (ท่อติดครีป ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกั้น 2 ด้าน) | 146 |
| 4.61 รูปแสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 6 (ท่อติดครีป ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกั้น 3 ด้าน) | 146 |
| 4.62 รูปแสดงการเพิ่มความเร็วของก๊าซฮีเลียมมีผลโดยตรงกับความดันตกคร่อม 14 ท่อ กรณี 6 | 147 |
| 4.63 รูปแสดงค่า Surface Nusselt Number ของไอเสียร้อน ไกล่บริเวณผิวท่อ ทั้ง 6 กรณี | 148 |
| 4.64 รูปแสดงค่า Surface Nusselt Number ของก๊าซฮีเลียมไกล่บริเวณผิวท่อ ทั้ง 6 กรณี | 148 |
| 4.65 รูปแสดงค่า Total Surface Heat Flux ของไอเสียร้อน ไกล่บริเวณผิวท่อ ทั้ง 6 กรณี | 149 |
| 4.66 รูปแสดงค่า Total Surface Heat Flux ของก๊าซฮีเลียมไกล่บริเวณผิวท่อ ทั้ง 6 กรณี | 149 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา XIV ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์

| | | | |
|----|--------------------------------------|------------|-------------------------|
| A | พื้นที่ | อักษรกรีก | |
| C | แทนความจุความร้อน | ϵ | Emissivity |
| D | เส้นผ่าศูนย์กลาง | α | การแพร่ความร้อน |
| F | แรง | η | ประสิทธิภาพ |
| L | ระยะ | δ | ความยาวหรือความยาวสมมูล |
| Q | ปริมาณความร้อน | ρ | ความหนาแน่น |
| P | ความดัน, เส้นรอบวง | τ | ความเค้นเฉือน |
| R | ค่าคงที่ของแก๊ส, ความต้านทานความร้อน | σ | ค่า Stefan - Boltzmann |
| U | ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม | μ | ความหนืด |
| S | ผิวท่อ | ν | ความหนืดจลน์ |
| T | อุณหภูมิ | ตัวห้อย | |
| V | ปริมาตร | c | ด้านเย็น |
| W | งาน | C_p | ค่าความจุความร้อน |
| h | สัมประสิทธิ์การพาความร้อน | | |
| k | สัมประสิทธิ์การนำความร้อน | | |
| m | มวล | | |
| N | Safety factor | | |
| Nu | Nusselt Number | | |
| Pr | Prandtl number | | |
| b | ความกว้าง | | |
| q | อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ | | |
| Re | Reynolds Number | | |
| r | รัศมี, Eigenvalue | | |
| s | เอนโทรปี | | |
| u | ความเร็วเฉลี่ยของไหล | | |
| v | ความเร็วเชิงเส้น | | |
| t | ความหนา | | |
| x | ระยะตามแนวแกน x | | |
| y | ระยะตามแนวแกน y | | |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในปัจจุบันโลกของเรามีอัตราการเพิ่มของประชากรมากขึ้นเรื่อย ๆ เมื่อประชากรมากขึ้น ทำให้ความต้องการด้านพลังงานเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว โดยเฉพาะราคาน้ำมันปิโตรเลียมมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น “ประเทศไทย” นับว่าเป็นประเทศเกษตรกรรม มีวัสดุเหลือทิ้งทางการเกษตรจำนวนมาก ส่วนใหญ่มักอยู่ในรูปของแข็ง โรงไฟฟ้าภายในประเทศไทยเกือบทั้งหมดใช้เทคโนโลยีชนิดที่เรียกว่า แบบเผาตรง (Directed Burning) โดยนำชีวมวล (Biomass) มาผ่านขบวนการเผาไหม้ (Combustion) ซึ่งประกอบไปด้วย เชื้อเพลิงชีวมวล อากาศ ความร้อน หลังจากทำปฏิกิริยาเคมีของการเผาไหม้แล้วจะได้ พลังงานความร้อน กับ ไอน้ำ สิ่งที่เราต้องการคือ พลังงานความร้อนที่มีคุณภาพดี ขึ้นอยู่กับปริมาณความชื้นที่อยู่ในเชื้อเพลิงชีวมวล ถ้ามีความชื้นสูง ได้พลังงานความร้อนที่ต่ำ และต้องใช้เชื้อเพลิงชีวมวลปริมาณมาก ในทางกลับกัน ถ้าปริมาณความชื้นต่ำ จะได้พลังงานความร้อนสูง คือสิ่งที่เราต้องการ

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงซึ่งเป็นสิ่งประดิษฐ์ที่มีอายุเกือบ 200 ปีได้รับความสนใจเป็นอย่างมาก และเป็นหัวข้อการวิจัยอย่างเข้มข้นโดยสถาบันการศึกษาหลายแห่งในช่วงไม่กี่ทศวรรษที่ผ่านมา เนื่องจากข้อดีหลายประการ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์สันดาปภายนอกชนิดหนึ่งซึ่งมีการถ่ายเทความร้อนจากแหล่งความร้อนไปยังก๊าซทำงานได้โดยผ่านส่วนทำความร้อน (The Heater) หรือส่วนทำความเย็น (The Cooler) เป็นตัวกลาง ทั้งสองเป็นส่วนประกอบที่จำเป็นของเครื่องยนต์

คุณสมบัติอย่างหนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงคือก๊าซทำงานถือเป็นขบวนการไหลย้อนกลับได้ ดังนั้นความร้อนจะถูกแลกเปลี่ยนระหว่างการไหลย้อนกลับเป็นระยะ และการไหลไม่คงที่ในเครื่องทำความร้อนและเครื่องทำความเย็น นี่ถือได้ว่าเป็นคุณสมบัติพิเศษอย่างหนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

อย่างไรก็ตาม บทความนี้ศึกษาค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor) การถ่ายเทความร้อนของครีบบางกลมติดอยู่กับท่อ ซึ่งเป็นชิ้นส่วนที่นิยมใช้มากในอุปกรณ์ชื่อส่วนทำความร้อน (Heater) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ประกอบไปด้วย ท่อ (tube) และครีบบางกลม (Annular Fin) ทำหน้าที่เพิ่มสมรรถนะในการนำความร้อนให้แก่ก๊าซทำงาน โดยแหล่งพลังงานร้อนหลักได้มาจากห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลที่มีอุณหภูมิสูง

โดยใช้เทคนิคพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD) เป็นการปรับปรุงตัวแปรไร้มิติ (Dimensionless parameter) ของครีบบางกลมติดท่อ เช่น จำนวนครีบบต่อท่อ, พื้นที่ครีบบต่อท่อ, ความสูงครีบบ, การกระจายตัวของอุณหภูมิ โดยเทคนิคที่ช่วยในการวิเคราะห์ปัญหาทางด้านพลศาสตร์ของไหลและการจำลองปรากฏการณ์โดยใช้โปรแกรม Ansys Fluent เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องทำความร้อน (Heater) ให้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

- 1.5.1 เพื่อศึกษาค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor) ในการถ่ายเทความร้อนของท่อรูปตัวยูติดครีบที่อยู่ภายในอุปกรณ์รับความร้อน (Stirling heater) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยการพิจารณา ตัวแปรไร้หน่วย (dimensionless parameters) ของท่อรูปตัวยูติดครีบ ค่าที่เราสนใจศึกษา ได้แก่ ขนาดความโตของท่อรูปตัวยูติดครีบ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางครีบ และ จำนวนครีบ
- 1.5.2 เพื่อศึกษาการไหลและทำการปรับปรุงพฤติกรรมการไหลไอเสียร้อนที่อยู่ภายในอุปกรณ์รับความร้อน (Stirling heater) โดยทำการปรับปรุงห้องรับความร้อน (Stirling heater) และเพิ่มแผ่นกั้น (Baffle Plate) เพื่อทำหน้าที่บังคับการไหลและป้องกันไฟ โดยสร้างแบบจำลองขึ้นมา 5 กรณี ได้แก่ กรณี 1 เป็นแบบต้นแบบและท่อติดครีบ กรณี 2 เป็นแบบจำลองปรับปรุงห้องไอเสียร้อนและท่อติดครีบ กรณี 3 เป็นแบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนและท่อติดครีบ กรณี 4 เป็นแบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนกับแนวเอียงและท่อติดครีบ กรณี 5 เป็นแบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนและแนวเอียงสองด้านและท่อติดครีบ
- 1.5.3 เพื่อศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม ใน กรณี 1 กรณี 2 และ กรณี 5 ของสเตอร์ลิงฮีตเตอร์ที่มีท่อครีบติดอยู่ภายในห้องเผาไหม้ชีวมวล จำนวนท่อ 8 ท่อ โดยใช้เทคนิคทางด้านพลศาสตร์ของไหล (computational fluid dynamics, CFD) ในการคำนวณ
- 1.5.4 เพื่อศึกษากระจายตัวของอุณหภูมิ, ความดันตกคร่อม และความเร็ว ที่เกิดขึ้นภายในของสเตอร์ลิงฮีตเตอร์ที่จำลองขึ้น ตามข้อ 3 โดยใช้เทคนิคทางด้านพลศาสตร์ของไหล (computational fluid dynamics, CFD)

1.3 สมมติฐานของงานวิจัย

- 1.5.1 ทำการจำลองการถ่ายเทความร้อนระหว่างของแข็งและของเหลว โดยจำลองห้องเผาไหม้ชีวมวลที่มีความร้อนสูงบรรจุท่อติดครีบอยู่ภายในและภายในท่อบรรจุก๊าซฮีเลียม
- 1.5.2 ก๊าซไอเสียร้อนในห้องเผาไหม้ถือเป็นปริมาตรควบคุม (control volume) แบบ 3 มิติ และเป็นโดเมนของไหลหลัก มีการถ่ายโอนโมเมนตัมและความร้อน
- 1.5.3 ก๊าซไอเสียร้อนถือเป็นการไหลแบบอัดตัวได้ (compressible flow), การไหลแบบคงตัว (steady flow), การไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow)
- 1.5.4 ก๊าซฮีเลียม ในท่อติดครีบถือเป็นปริมาตรควบคุม (control volume) แบบ 3 มิติ และเป็นโดเมนของไหลรอง มีการถ่ายโอนโมเมนตัมและความร้อน
- 1.5.5 ก๊าซฮีเลียม ถือเป็นการไหลแบบอัดตัวได้ (compressible flow), การไหลแบบคงตัว (steady flow), การไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow)
- 1.5.6 ในกรณีพิจารณาการถ่ายเทความร้อนระหว่างของแข็งและของเหลวคิดเพียงแต่การนำความร้อน (conduction heat transfer)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 1.5.7 ใช้โปรแกรม Ansys, Fluent จำลองปัญหาของการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อน

1.4 แนวคิดที่ใช้ในงานวิจัย

- 1.4.1 การออกแบบการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนที่อยู่ภายในห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล มีอุณหภูมิ 973.15 K ที่อัตราการไหล 0.012 กิโลกรัมต่อวินาที กับท่อติดครีบ จำนวน 8 ท่อ ภายในมีก๊าซฮีเลียมใช้เป็นสารทำงาน ที่อุณหภูมิได้เป็น 304.15 K ที่ความเร็ว 2.5 เมตรต่อวินาที
- 1.4.2 ทำการปรับเปลี่ยนความเร็วของก๊าซฮีเลียม เริ่มจาก 2.5 เมตรต่อวินาที เพิ่มขึ้นเป็น 5 7 10 15 20 30 เมตรต่อวินาที เพื่อดูค่าการถ่ายเทความร้อนกับความดันตกที่เกิดขึ้น
- 1.4.3 โดยใช้เทคนิคทางด้านพลศาสตร์ของไหลมาจำลองการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อน
- 1.4.4 ใช้โปรแกรม Ansys, Fluent จำลองปัญหาของการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อน

1.5 ขอบเขตของงานวิจัย

- 1.5.1 การทำนายค่าอุณหภูมิของท่อก๊าซฮีเลียมด้านนอก ที่จะเข้าสู่กระบอกสูบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง thermal values of numerical heat transfer
- 1.5.2 สร้างแบบจำลองในการทำนายลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนในห้องเผาไหม้ชีวมวลที่มีท่อติดครีบอยู่ภายใน การประยุกต์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยวิธีการวิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม (finite volume method)

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.6.1 สามารถทำนายพฤติกรรมของการไหลภายในส่วนรับความร้อน (Stirling heater) เพื่อนำผลที่ได้จากการวิจัยครั้งนี้ไปใช้ประโยชน์ต่อไป
- 1.6.2 เพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาการไหลปั่นป่วนและการถ่ายเทความร้อนของส่วนรับความร้อน (Stirling heater) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

1.7 วิธีการดำเนินงาน

- 1.7.1 ศึกษาค้นคว้าข้อมูลจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
- 1.7.2 ศึกษาทฤษฎีต่างๆที่เกี่ยวกับท่อติดครีบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแอลฟา
- 1.7.3 คำนวณหา เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ เส้นผ่าศูนย์กลางครีบ และ จำนวนครีบ ค่าที่เหมาะสม
- 1.7.4 ศึกษาการใช้โปรแกรม Ansys Fluent ในปัญหาการไหลและการถ่ายเทความร้อน
- 1.7.5 ศึกษาทฤษฎีต่างๆและสมการที่ใช้ในการกำหนดค่าในโปรแกรม Ansys Fluent

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 1.7.6 ออกแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนระหว่างของแข็งและของเหลว โดยใช้เทคนิคทางด้านพลศาสตร์ของไหล
- 1.7.7 ตรวจสอบผลที่ได้จากการจำลองของโปรแกรมและปรับปรุงแก้ไข
- 1.7.8 รวบรวมข้อมูลและวิเคราะห์ผล
- 1.7.9 สรุปผล



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่เกี่ยวข้องและทฤษฎี

2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในปี 1989 Ullmann, A. และ H. Kalman [1] ได้นำเสนอการศึกษาประสิทธิภาพและขนาดที่เหมาะสมของครีบวงแหวนของรูปทรงหน้าตัดที่แตกต่างกันโดยการเพิ่มการกระจายความร้อนของครีบวงแหวนที่ขนาดมวลที่กำหนดเป็นปัญหา รูปร่างหน้าตัดที่แตกต่างกันสี่รูปแบบคือความหนาของที่ถูกเปิดเผย พื้นที่คงที่สำหรับการไหลของความร้อนรูปทรงครีบบสามเหลี่ยมและรูปโค้งพาราโบลา มีการนำเสนอประสิทธิภาพของครีบแต่ละชนิดกับขนาดที่เหมาะสมในการใช้งานจริง

ในปี 1992 Kanzaka, M. และ M. Iwabuchi [2] ได้นำเสนอการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (ศึกษาประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง) พบว่าเครื่องทำความร้อนสำหรับเครื่องยนต์ใช้ทดสอบมีท่อถ่ายเทความร้อน 120 ท่อซึ่งประกอบด้วยส่วนท่อเปล่าและส่วนท่อครีบ มีท่ออยู่รอบ ๆ ห้องเผาไหม้และมีน้ำเย็นไหลบริเวณรอบนอกห้องเผาไหม้

ในปี 2004 F. Biedermann, H. Carlsen, I. Obernberger, และ M. Schöch [3] ได้นำเสนอ โรงงาน CHP ขนาดเล็กที่ใช้เครื่องยนต์ Hermetic Eight Cylinder Stirling ขนาด 75 กิโลวัตต์สำหรับเชื้อเพลิงชีวมวล - การพัฒนา เทคโนโลยี และประสบการณ์ในการใช้งาน ภายในขอบเขตของโครงการวิจัยและสาธิตของโรงงาน CHP ขนาดเล็กที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแปดสูบขนาด 75 KWet สำหรับเชื้อเพลิงชีวมวลได้รับการพัฒนาและสาธิต เตาเผาที่ติดตั้งเทคโนโลยีสโตกเกอร์ป้อนอาหารต่ำได้รับการออกแบบสำหรับระดับอุณหภูมิประมาณ 1300 องศาเซลเซียส นอกจากนี้ ยังได้พัฒนาเครื่องทำความร้อนล่วงหน้าสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพทางไฟฟ้า โดยเฉพาะ เครื่องทำความร้อนเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้รับรังสีโดยตรงจากห้องเผาไหม้ เทคโนโลยี CHP ที่นำเสนอในบทความนี้ถือได้ว่าเป็นการก้าวข้ามผ่านการใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสำหรับโรงงาน CHP ขนาดเล็กที่ใช้เชื้อเพลิงจากไม้ธรรมชาติ และเป็นการประยุกต์ใช้ครั้งแรกในโลก

ในปี 2005 R. Saripalli และ T. Wang [4] การจำลองการเผาไหม้และการไหลของความร้อนในหม้อไอน้ำอุตสาหกรรม การจำลองจะดำเนินการโดยใช้แพ็คเกจ CFD เชิงพาณิชย์ FLUENT สมการนาเวียร์ - สโตกส์ 3 มิติและสมการการขนส่ง 5 ชนิด ได้รับการแก้ไขด้วยแบบจำลองการเผาไหม้แบบหมุนวน การจำลองจะดำเนินการในสามขั้นตอน ในขั้นแรกหม้อไอน้ำทั้งหมดจะถูกจำลองโดยไม่ต้องคำนึงถึงท่อไอน้ำ ในขั้นตอนที่สองจะมีการคำนวณแบบเร่งรัดโดยสมบูรณ์เพื่อคำนวณการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อประมาณ 496 หลอด ในขั้นตอนที่สามจะใช้ผลลัพธ์ของส่วนอิมตัว / ซูเปอร์ฮีตเตอร์เพื่อคำนวณการไหลของความร้อนในปล่องไฟ

ในปี 2005 S. Wilson, R. Dyson, R. Tew และ R. Demko [5] ได้นำเสนอการวิเคราะห์เชิงทดลองและเชิงคำนวณของการไหลแบบทิศทางเดียวผ่านหัวฮีตเตอร์เครื่องยนต์สเตอร์ลิง โครงการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของ NASA รวมถึงการเพิ่มประสิทธิภาพของ Carnot และเปอร์เซ็นต์ของประสิทธิภาพของ Carnot โดยนำวิธี Computational Fluid Dynamics (CFD) จำลองการไหลของไหลที่ไม่เสถียรและปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนในเชิงตัวเลขของก๊าซทำงานที่แกว่งไปมา ภายในคอนเวอร์เตอร์สเตอร์ลิง ตัวแปลงที่ใช้ในการทดสอบที่ศูนย์วิจัย NASA Glenn จะใช้ข้อมูลการเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยามให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทดสอบแรงดันตกแบบทิศทางเดียวเพื่อเปรียบเทียบกับโซลูชันการคำนวณแบบ 2 มิติและ 3 มิติ การศึกษานี้มุ่งเน้นไปที่การติดตามแรงดันตกคร่อมและข้อมูลอัตราการไหลของมวลสำหรับการไหลแบบทิศทางเดียวผ่านหัวทำความร้อนสเตอร์ลิง

ในปี 2014 Xiao, G., et al., และคณะ [6] ได้นำเสนอการศึกษาทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนของการไหลแบบสั้นของเครื่องทำความร้อนเครื่องยนต์แบบท่อสเตอร์ลิง มีการตรวจสอบอิทธิพลของกำลังความร้อนโดยรวมความถี่ในการสั่นและความดันของก๊าซที่มีต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อน ในการเพิ่มความดันก๊าซที่ใช้งานได้นั้นเป็นบวกเพื่อลดอุณหภูมิของผนังและเพื่อปรับปรุงการถ่ายเทความร้อน เมื่อความดันแตกต่างกันตั้งแต่ 0.1 ถึง 0.4 MPa อุณหภูมิของผนังจะลดลง 17 C และอินพุตความร้อนจะเพิ่มขึ้น 10 W. เวลาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยเฉลี่ยถึงค่าสูงสุด 78.0 W / (m² K) ท่ามกลางเงื่อนไขการทดสอบเมื่อก๊าซทำงาน ความดัน 0.4 MPa และการปฏิวัติคือ 420 รอบต่อนาที

ในปี 2015 Z. Song, J. Chen, และ L. Yang [7] ได้นำเสนอ, การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในฮีตเตอร์ท่อของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยการทดลองการเพิ่มขนเหล็กภายในท่อรับความร้อนสำหรับการกักเก็บความร้อนทั้งจากก๊าซไอเสียโดยใช้ขนเหล็ก ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าขนเหล็กช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมทั้งผิวด้านนอกของท่อฮีตเตอร์ได้อย่างมีประสิทธิภาพ เมื่อความพรุนของขนเหล็กลดลงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนร่วมยังคงเพิ่มขึ้นแต่ในอัตราที่ช้าลงอย่างต่อเนื่อง ผลลัพธ์เหล่านี้เป็นแนวทางสำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจากก๊าซหุงต้มที่มีอุณหภูมิสูงสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและมีส่วนช่วยในการออกแบบเครื่องทำความร้อนแบบท่อในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ในปี 2015 M. Ni, B. Shi, G. Xiao, Z. Luo และคณะ [8] ได้นำเสนอลักษณะการถ่ายเทความร้อนของจากกระแสน้ำของก๊าซทำงานที่แตกต่างกันในท่อรูปตัวยูของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เป็นการศึกษาทดลองเกี่ยวกับคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนแบบสั้นของฮีเลียมไนโตรเจนและคาร์บอนไดออกไซด์ในท่อรูปตัวยูเมื่อความดันความเร็วในการหมุนและอุณหภูมิความร้อนอยู่ในช่วง 0.2 MPa 0.9 MPa, 150 r / mine 380 r / ชั้นต่ำและ 332 C ตามลำดับ

ในปี 2016 Hussain, T., et al. และคณะ [9] ได้นำเสนอการศึกษาการถ่ายเทความร้อนผ่านตัวรับโพรงสำหรับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขั้นสูงที่ใช้พลังงานแสงอาทิตย์ ในการศึกษานี้ได้ทำการทดลองเพื่อค้นหาการกำหนดค่าตัวรับช่องที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการใช้รังสีดวงอาทิตย์สูงสุดโดย Advanced Stirling Engine Generator (ADSEG) พารามิเตอร์ไร้มิติ: การป้อนส่วนรูรับแสง (AR = d / D) และตำแหน่งรูรับแสง (AP = H / D) ถูกนำมาใช้เพื่อกำหนดลักษณะการกำหนดค่าต่างๆของตัวรับช่องทรงกระบอก

ในปี 2018 L. Solomon, และ S. Qiu [10] ได้นำเสนอการวิเคราะห์เชิงคำนวณของการถ่ายเทความร้อนภายนอกสำหรับตัวแปลงสเตอร์ลิงแบบท่ออลูมิเนียม ทำการวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการไหลของการเผาไหม้เหนือหัวฮีตเตอร์ท่อที่ผลิตเพิ่มเติม แสดงให้เห็นว่าการใช้ตัวนำการไหลช่วยเพิ่มการกระจายความเร็วของก๊าซเผาไหม้ผ่านท่อรับความร้อน นอกจากนี้ยังสามารถใช้แผ่นกระจายความร้อนเพื่อปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น

ในปี 2019 S. A. El-Ghaffour, M. El-Ghandour, และ N. N. Mikhael [11] ได้นำเสนอ การศึกษาการจำลองไดนามิกส์ของไหลเชิงคำนวณสามมิติของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง การจำลอง Computational Fluid Dynamics (CFD) สามมิติสำหรับเอ็นจิน GPU-3 Stirling ต่อรูปแบบเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประการแรก ประเมินประสิทธิภาพของแบบจำลอง Eddy-viscosity ทกแบบที่แตกต่างกันเพื่อระบุแบบจำลองที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการจำลองเครื่องยนต์ ประการที่สอง การแสดงลักษณะเฉพาะที่ครอบคลุมของฟิลต์การไหลของความร้อนและของไหลในระหว่างรอบจะถูกนำเสนอ ผลกระทบของพฤติกรรมที่ไม่คงที่ของทั้งเทอร์โมไดนามิกส์และของไหลนอกจากนี้ยังมีการตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนด้วย ผลลัพธ์แสดงว่า $k-\epsilon$ -enhanced .

ในปี 2021 W. Zhao, R. Li, H. Li, Y. Zhang, และ S. Qiu [12] ได้นำเสนอ การวิเคราะห์เชิงตัวเลขของพลศาสตร์ของไหลและอุณหพลศาสตร์ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของพลศาสตร์ของไหลและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงฟรีลูกสูบชั้นสูงได้ดำเนินการแล้วมีการตรวจสอบวงจรการทำงานอย่างละเอียดถี่ถ้วน การเปรียบเทียบระหว่างแบบจำลอง CFD ที่ปั่นป่วนต่างๆ และ ผลลัพธ์ของ Sage ของเครื่องยนต์ถูกดำเนินการ ผลการศึกษาพบว่า k -epsilon turbulence model สมการเชิงประจักษ์ โปรไฟล์อุณหภูมิแบบกระจายเชิงเส้นในเมทริกซ์ที่เป็นของแข็งของเครื่องปฏิกรณ์ในสเตอร์ลิง เครื่องยนต์ได้รับการยืนยันโดยการสร้างแบบจำลอง CFD

2.2 ความรู้ที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

2.2.1 ประวัติของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [13]

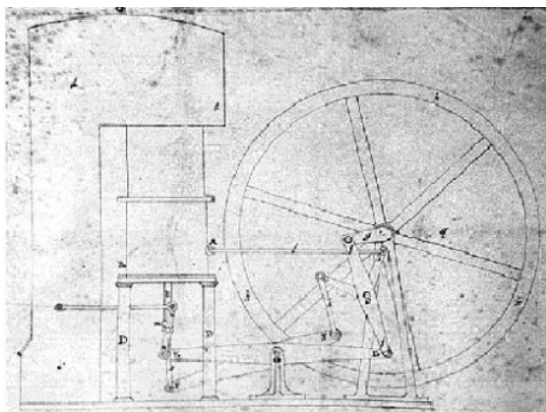
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงหรือเครื่องจักรสเตอร์ลิง คือเครื่องยนต์สันดาปภายนอกที่สามารถใช้เชื้อเพลิงชีวมวลมาผลิตความร้อน ให้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ๆ ถูกคิดค้นโดย นายโรเบิร์ต สเตอร์ลิง ในปี ค.ศ. 1816 ภายใต้ชื่อ เครื่องยนต์อากาศร้อน โดยภายในจะบรรจุก๊าซไว้ในกระบอกสูบขยายตัว

นายโรเบิร์ต สเตอร์ลิง เป็นคนอังกฤษที่มีเชื้อสายสกอตแลนด์ มีอาชีพเป็นนักบวชแต่มีงานอดิเรกเป็นนักประดิษฐ์ ซึ่งแรงบันดาลใจในการผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิงคือ เขาต้องการผลิตเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพและความปลอดภัยมากกว่าเครื่องจักรไอน้ำในสมัยนั้น



รูปที่ 2.1 โรเบิร์ต สเตอร์ลิง ผู้สร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [14]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2 รูปแสดงแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่โรเบิร์ต สเตอร์ลิง ใช้จดสิทธิบัตร [14]

หลังจากนั้นนักประดิษฐ์ชาวสวีเดนชื่อจอห์น อีริกสัน (John Ericsson) ซึ่งทำงานอยู่ในประเทศอังกฤษ ได้นำเสนอเครื่องยนต์อากาศร้อนวัฏจักรเปิด ในหลายรูปแบบ แต่ละแบบจะควบคุมการไหลของอากาศด้วยวาล์ว หลังจากนั้นเขาได้ตั้งโรงงานในอเมริกาเพื่อผลิตเครื่องยนต์ทั้งแบบวัฏจักรเปิดและปิด นอกจากนี้เขายังเป็นวิศวกรผู้เชี่ยวชาญด้านการเดินเรือด้วย

ตลอดศตวรรษที่ 19 เครื่องยนต์อากาศร้อนถูกผลิตขึ้นอย่างมากมายทั้งในอเมริกาและยุโรป โดยเครื่องยนต์ส่วนมากมีขนาดเล็กมีกำลังอยู่ในช่วง 100 – 4000 วัตต์ แต่อย่างไรก็ตามอีริกสันได้สร้างเครื่องยนต์ขนาดมหึมาที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางกระบอกสูบ 4.2 เมตร และระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบ 1.5 เมตร ทำงานที่ความเร็ว 9 รอบต่อนาที ให้กำลังออกมา 220 กิโลวัตต์ โดยในตอนแรกเครื่องยนต์ถูกออกแบบให้มีกำลัง 330 กิโลวัตต์ เพื่อนำไปใช้ในเรือ แต่ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ไม่เป็นที่พอใจ และภายหลังถูกแทนที่ด้วยเครื่องยนต์ไอน้ำในเรือที่ชื่อว่าอีริกสัน

ในช่วงกลางศตวรรษที่ 19 เครื่องยนต์สันดาปภายในถูกประดิษฐ์ขึ้น หลังจากนั้นก็มีการพัฒนาเป็นรูปแบบของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่จุดระเบิดด้วยหัวเทียน และในช่วงปลายศตวรรษเดียวกันนี้เอง มอเตอร์ไฟฟ้าก็ถูกคิดค้นขึ้นเช่นกัน ทำให้ทั้งเครื่องยนต์สันดาปภายในและมอเตอร์ไฟฟ้าเข้ามาแทนที่เครื่องยนต์อากาศร้อนและเครื่องยนต์ไอน้ำอย่างสิ้นเชิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงกลับมาได้รับความน่าสนใจอีกครั้งเมื่อมีการนำเทคโนโลยีใหม่ ๆ มาใช้ในการออกแบบและสร้าง โดยในช่วงกลางทศวรรษที่ 1930 ห้องวิจัยฟิลลิปส์ (Phillips Research Laboratory) ถูกสร้างขึ้นที่เมืองไฮนดโฮเวน (Eindhoven) ประเทศฮอลแลนด์ เพื่อศึกษาวิจัยเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยเฉพาะ โดยมีการนำความรู้ด้านอุณหพลศาสตร์, ด้านของไหล และด้านวัสดุศาสตร์ มาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ทำให้เครื่องยนต์มีกำลังสูงกว่ายุคแรกๆ ถึง 30 เท่า [7] และมีงานวิจัยหลายชิ้นที่แสดงให้เห็นถึงการพัฒนาเครื่องยนต์ขนาดเล็กที่สามารถใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ จนกระทั่งต้นทศวรรษที่ 1950 มีการคิดค้นแบตเตอรี่แบบแห้งขึ้น ทำให้สามารถเก็บพลังงานที่สร้างโดยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ง่ายขึ้น นอกจากนี้ห้องวิจัยฟิลลิปส์ยังได้คิดค้นกลไกโรมบิก (rhombic drive) ทำให้มีการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงออกมาหลายแบบทั้งกระบอกสูบเดี่ยวและหลายกระบอกสูบ

ในช่วงเดียวกันนี้ยังมีองค์กรอื่นๆ ที่สนใจศึกษาและพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เช่น บริษัทสเตอร์ลิงเทคโนโลยี (Stirling Technology Inc.) ซึ่งปัจจุบันคือบริษัทอินฟินิยา (Infinia Inc.) ทำการสร้างเครื่องยนต์รุ่น ST-5, องค์การนาซา (NASA) ทำการวิจัยการผลิตไฟฟ้าจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ถูกนำไปใช้กับอวกาศ, โดยกระทรวงกลาโหมของสหรัฐอเมริกาได้ทำวิจัยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสำหรับ

ใช้ในสนามรบ และ ปี ค.ศ.1964 ศาสตราจารย์วิลเลียม เบลล์ (William Beale) อาจารย์ แห่งมหาวิทยาลัยโอไฮโอ (Ohio) สหรัฐอเมริกา ได้คิดค้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดลูกสูบอิสระ (Free-Piston Stirling Engine, FPSE) และทำการก่อตั้งบริษัทชื่อ ซันพาวเวอร์ (Sunpower Inc.) เพื่อทำการศึกษาวิจัยและพัฒนาด้านเครื่องยนต์ชนิดลูกสูบอิสระจนถึงปัจจุบัน

2.2.2 แหล่งพลังงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีส่วนประกอบหลักคือลูกสูบสองลูก ส่วนรับความร้อน ส่วนระบายความร้อน และรีเจนเนอเรเตอร์ โดยเครื่องยนต์ทำงานตามกระบวนการทางเทอร์โมไดนามิกส์สองแบบ คือ กระบวนการปริมาตรคงที่ระหว่างการรับและระบายความร้อน และกระบวนการอุณหภูมิคงที่

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงและเครื่องยนต์อริคสันมีประวัติที่ยาวนาน ซึ่งมีการสำรวจและจดบันทึกโดย Finkelstein ในปี 1959, Zarinchang ในปี 1972 และ Ross ในปี 1977 เครื่องยนต์อากาศร้อนรุ่นแรกที่จดบันทึกโดย Zarinchang เป็นเครื่องยนต์ที่ใช้ความดันบรรยากาศของชาวฝรั่งเศสชื่ออามอนตัน (Amontons) ในปี 1699 หลังจากนั้นในปี 1759 มีเครื่องยนต์อากาศร้อนของวูด (H. Wood) ในปี 1797 เกลซบรูค (Glazebrook) ได้อธิบายการทำงานของเครื่องยนต์วัฏจักรเปิด (open-cycle) และในปี 1801 เขาได้นำเสนอวัฏจักรปิด (close-cycle) ที่ทำงานซ้ำด้วยสารทำงานชุดเดิม

2.3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์ทางความร้อน

2.3.1 กฎแห่งอุณหพลศาสตร์ [25]

ในทางวิชาอุณหพลศาสตร์ ได้ตั้งเป็นกฎขึ้น 4 ข้อ

กฎข้อที่ศูนย์ กล่าวว่า สภาวะสมดุลความร้อน (thermal equilibrium) จะเกิดเมื่อวัตถุมีอุณหภูมิเท่ากัน

กฎข้อที่หนึ่ง กล่าวว่า พลังงานไม่สามารถถูกสร้างขึ้นใหม่หรือถูกทำลายไป แต่สามารถเปลี่ยนเป็นพลังงานรูปแบบอื่นได้ เขียนเป็นสมการดังนี้

$$dQ = dU + dW \quad (2.1)$$

dQ แทนการเปลี่ยนแปลงความร้อน J

dU แทนการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายใน J

dW แทนการเปลี่ยนแปลงความร้อน J

กฎข้อที่สอง กล่าวว่า การเปลี่ยนแปลงของระบบใด ๆ ทางอุณหพลศาสตร์ จะก่อให้เกิดการเปลี่ยนแปลงเอนโทรปีที่มีค่าเท่ากับหรือมากกว่าศูนย์ เขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$ds \geq 0 \quad (2.2)$$

กฎข้อที่สาม กล่าวว่า ไม่มีกรรมวิธีใดที่จะทำให้ได้ศูนย์สัมบูรณ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประโยชน์ของวิชาอุณหพลศาสตร์ในทางวิศวกรรม คือ ใช้ศึกษาวัฏจักรผลิตกำลัง และวัฏจักรทำความเย็น Power plants ใหญ่ ถ้าขนาดเล็ก gas power cycles มักจะได้รับความนิยมมาก

2.3.2 ความจุความร้อน (Heat capacity) [25]

ความจุความร้อนของสาร กำหนดให้เป็นปริมาณความร้อนที่ทำให้สารนั้นมีอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงหนึ่งเคลวิน (kelvin) เขียนเป็นสมการได้ว่า

$$C = \frac{dQ}{dT} \quad (2.3)$$

dQ แทนปริมาณความร้อนที่ใช้ J

dT แทนการเปลี่ยนอุณหภูมิ k

C แทนความจุความร้อน J/k

เนื่องจากค่าความร้อนของสารขึ้นกับมวลของสาร จึงกำหนดค่าความจุความร้อนต่อหนึ่งหน่วยมวลเป็นค่าความจุความร้อนจำเพาะ (specific heat capacity) เขียนเป็นสมการได้ว่า

$$c = \frac{C}{m} \quad (2.4)$$

m แทนมวลของสาร kg

c แทนความจุความร้อนจำเพาะ $J/kg.k$

จากสมการ (2.3) และ (2.4) จะได้ว่า

$$dQ = mCdT \quad (2.5)$$

2.3.3 ก๊าซอุดมคติ [25]

ก๊าซเป็นของไหลที่สำคัญอันหนึ่งที่ใช้กันอย่างมากมายทางอุณหพลศาสตร์ คือเป็นของไหลที่อุณหภูมิทำงานอยู่เหนืออุณหภูมิจุดเยือกแข็งของของไหล ในกรณีเช่นนี้ก๊าซจะไม่สามารถถูกทำให้เป็นของเหลวโดยขบวนการอัดแบบอุณหภูมิจึงที่ได้ แต่ถ้าต้องการทำให้เป็นของเหลว จำเป็นต้องทำการควบแน่นโดยการดึงความร้อนออกจากก๊าซก่อน ที่กล่าวข้างต้นนี้เป็นคุณสมบัติของก๊าซอุดมคติ ซึ่งจะไม่จริงในทางปฏิบัติ กฎที่ใช้อธิบายพฤติกรรมของก๊าซอุดมคติคือ กฎของบอยล์ (Boyle's Law) และกฎของชาร์ลส์ (Charles's Law)

กฎของบอยล์ สามารถเขียนเป็นสมการได้ว่า

$$PV = \text{ค่าคงที่}$$

นั่นคือ

$$P_1V_1 = P_2V_2 \quad (2.6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

P แทนความดัน Pa

V แทนปริมาตร m^3

กฎของชาร์ลส์ สามารถเขียนเป็นสมการได้ว่า

$$\frac{V}{T} = \text{ค่าคงที่}$$

นั่นคือ

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \quad (2.7)$$

T แทนอุณหภูมิ k

สมการทั่วไป (General gas equation) เขียนอยู่ในรูป

$$\frac{PV}{T} = \text{ค่าคงที่} \quad (2.8)$$

ถ้าค่าคงที่ใน สมการที่ (2.7) เป็น k และมวลของก๊าซเป็น m เมื่อเอามวลหารตลอดในสมการที่ (2.7) จะได้

$$\begin{aligned} \frac{PV}{mT} &= \frac{k}{m} \\ PV &= mRT \end{aligned} \quad (2.9)$$

$R = \frac{k}{m}$ เรียกว่าค่าคงที่รูปลักษณะก๊าซ (Characteristic gas constant) มีหน่วยเป็น $J / kg \cdot k$ และเรียก (2.8) ว่าสมการรูปลักษณะก๊าซ (Characteristic gas equation) ถ้าก๊าซจำนวนนั้นมีมวลโมเลกุลของก๊าซ (molecular mass) เขียนแทนด้วย M ปริมาตรของก๊าซนั้นจะเรียกว่า ปริมาตรโมลาร์ (molar volume) เขียนแทนด้วย V_m เมื่อแทนค่าต่างๆ ใน สมการ (2.8) จะได้ว่า

$$\frac{PV_m}{T} = MR \quad (2.10)$$

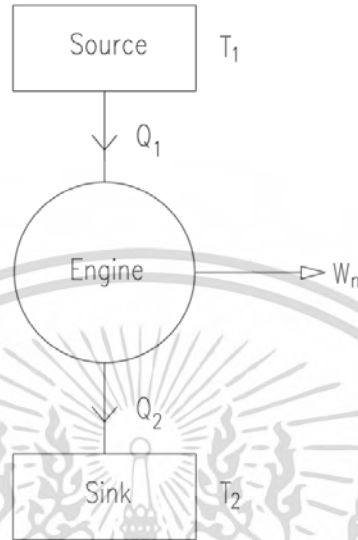
ซึ่งสามารถแสดงได้ว่าก๊าซทุกชนิดมีความดันและอุณหภูมิเดียวกัน ปริมาตรโมลาร์ ของก๊าซแต่ละชนิด จะมีค่าเท่ากัน เรียกว่า MR ว่าค่าคงที่ก๊าซสากล (universal gas constant) และเขียนแทนด้วย R_o

$$R_o = MR \quad (2.11)$$

R แทนค่าคงที่ก๊าซสากล $kJ / kmol \cdot k$
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้เผยแพร่ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.4 หลักการของวัฏจักรทางความร้อน [25]

วัฏจักรกลจักรความร้อนหนึ่งๆ จะประกอบด้วยหลายขบวนการที่ถูกจัดขึ้นเพื่อเปลี่ยนความร้อนให้เป็นงาน เมื่อระบบถูกทำให้กลับไปสู่สถานภาพเริ่มต้นอีกหนึ่ง กลจักรความร้อนอาจแสดงอย่างง่าย ดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.3 หลักการทำงานของกลจักรความร้อน

ให้ Q_1 และ Q_2 เป็นความร้อนปริมาณความร้อนที่เข้าและออกของกลจักรตามลำดับ

ให้ Q_n และ W_n แทนความร้อนสุทธิและงานสุทธิที่เกิดการส่งผ่านระหว่างการครบรอบของวัฏจักรตามลำดับ

เราพบว่า เมื่อระบบมีการเปลี่ยนแปลงวัฏจักร ผลรวมสุทธิของพลังงานภายในจะเท่ากับผลรวมสุทธิของงานในวัฏจักรเดียวกัน จะได้ว่า

$$\begin{aligned} W_n &= Q_n \\ &= Q_1 - Q_2 \end{aligned} \quad (2.12)$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อน = $\frac{\text{งานสุทธิที่ได้จากกลจักร}}{\text{ความร้อนที่จ่ายให้กลจักร}}$

$$\eta = \frac{W_n}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2.13)$$

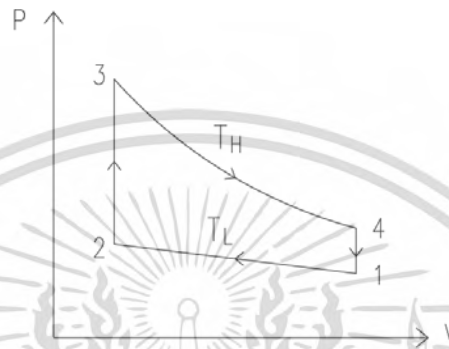
η แทนประสิทธิภาพเชิงความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.5 วัฏจักรสเตอร์ลิง (Stirling Cycle) [13]

วัฏจักรกลจักรความร้อนหนึ่งๆ จะประกอบด้วยหลายขบวนการที่ถูกจัดขึ้นเพื่อเปลี่ยนความร้อนให้เป็นงาน เมื่อระบบถูกทำให้กลับไปสู่สถานะภาพเริ่มต้นอีกหนึ่ง กลจักรความร้อนอาจแสดงอย่างง่าย ดังรูปที่ 5

- กระบวนการอุณหภูมิกคงที่แบบย้อนกลับได้ หนึ่งคู่
- กระบวนการปริมาตรคงที่แบบย้อนกลับได้ หนึ่งคู่



รูปที่ 2.4 แผนภาพ P - V ของวัฏจักรสเตอร์ลิง



รูปที่ 2.5 แผนภาพ T - S ของวัฏจักรสเตอร์ลิง

การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นในทั้งสี่กระบวนการ กระบวนการ 2-3 และ 4-1 เกิดขึ้นภายในรีเจนเรเตอร์ การถ่ายเทความร้อนกับแหล่งความร้อนภายนอกจึงเกิดขึ้นเฉพาะในกระบวนการ 1-2 และ 3-4 ซึ่งเป็นกระบวนการอุณหภูมิกคงที่ที่ T_L และ T_H ตามลำดับและเป็นกระบวนการย้อนกลับได้

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรสเตอร์ลิง จึงเท่ากับของวัฏจักรคาร์โนต์ที่ทำงานระหว่างอุณหภูมิกุ่เดียวกัน คือ

$$\eta = 1 - T_L/T_H \quad (2.14)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

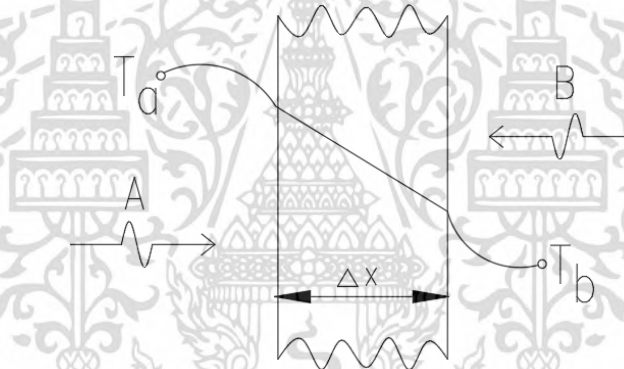
2.4 การถ่ายเทความร้อน

เป็นที่ทราบกันดีว่าความร้อนสามารถถ่ายเทจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าได้ ในการถ่ายเทความร้อนที่อาศัยตัวกลางในการถ่ายเทคือ การนำความร้อนและการพาความร้อน และที่ไม่ได้อาศัยตัวกลางในการถ่ายเทคือการแผ่รังสีความร้อน การส่งผ่านความร้อนแบ่งออกเป็น 3 แบบคือ

2.4.1 การนำความร้อน

เมื่อวัตถุมีอุณหภูมิที่แตกต่างกันจะเกิดการถ่ายเทความร้อนในทิศทางที่อุณหภูมิลดลง โดยโมเลกุลที่มีอุณหภูมิสูงจะถ่ายเทพลังงานความร้อนให้แก่มอเลกุลที่มีอุณหภูมิต่ำ ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนในทิศทางที่อุณหภูมิลดลง ลักษณะนี้เรียกว่า การนำความร้อน (heat conduction)

การนำความร้อน คือ เป็นการส่งผ่านความร้อนที่ต้องอาศัยตัวกลางโดยตัวกลางไม่ได้เคลื่อนที่ผ่านเนื้อวัตถุที่ไม่มีการเคลื่อนที่จากผิวด้านที่อุณหภูมิสูงถ่ายเทความร้อนไปสู่ผิวด้านอุณหภูมิต่ำ ซึ่งนอกจากการนำความร้อนจะผ่านในเนื้อวัสดุที่เป็นของแข็ง ก็ยังส่งผ่านในชั้นของเหลวหรือก๊าซที่หยุดนิ่งได้ด้วย จากการทดลองพบว่าอัตราการส่งผ่านความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ต่อหนึ่งหน่วยเวลาแปรผันตรงกับเกรเดียนต์อุณหภูมิ (temperature gradient) เขียนเป็นสมการได้ว่า



รูปที่ 2.6 รูปแสดงการนำความร้อน

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.15)$$

$$q_{cond} = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.16)$$

\dot{Q}_{cond} แทนอัตราการถ่ายเทความร้อน W

q_{cond} แทนอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ W / m^2

k แทนค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน $W / m \cdot k$

A แทนพื้นที่การถ่ายเทความร้อน m^2

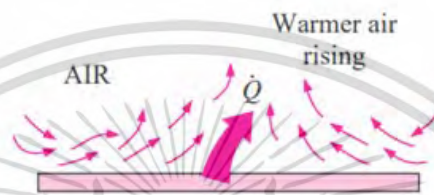
dT แทนค่าอุณหภูมิที่ต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

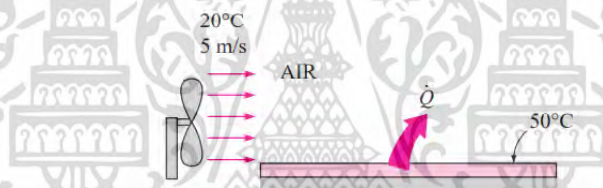
dx แทนระยะทางการนำความร้อน

2.4.2 การพาความร้อน (Convection)

การพาความร้อน เป็นการส่งผ่านความร้อนที่ต้องอาศัยตัวกลาง โดยตัวกลางมีการเคลื่อนที่ เช่น วัตถุร้อนในที่มีลมพัดจะเย็นเร็วกว่าวัตถุในที่มีอากาศนิ่ง ทั้งนี้เป็นเพราะโมเลกุลของอากาศเป็นตัวพาเอาความร้อนไป เรียกการพาความร้อนของอากาศนี้ว่า การพาความร้อนแบบอิสระ หรือแบบธรรมชาติ (free or natural convection) ดังรูปที่ 2.21 และเรียกการพาความร้อนของอากาศที่มีลมพัดว่า การพาความร้อนแบบบังคับ (forced convection) ดังรูปที่ 2.8 กับ รูปที่ 2.9



รูปที่ 2.7 รูปแสดงการพาความร้อนแบบธรรมชาติ [15]



รูปที่ 2.8 รูปแสดงการพาความร้อนแบบบังคับ [15]

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนระหว่างวัตถุกับสิ่งแวดล้อม สามารถทำได้จากกฎของ Newton's law of cooling ดังสมการต่อไปนี้

$$\dot{q}_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.17)$$

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.18)$$

\dot{Q}_{conv} แทนอัตราการถ่ายเทความร้อน W

\dot{q}_{conv} แทนอัตราการถ่ายเทความร้อน W / m^2

h แทนค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $W / m^2 \cdot K$

A แทนพื้นที่การถ่ายเทความร้อน m^2

T_s แทนอุณหภูมิที่ผิว $^{\circ}C$

T_∞ แทนอุณหภูมิของไหล $^{\circ}C$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังสมการต่อไปนี้

$$\dot{q}_{conv} = \dot{q}_{cond} = -k_{fluid} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.19)$$

$$h = \frac{k_{fluid} (\partial T / \partial y)_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad (2.20)$$

เลขนัสเซลส์นัมเบอร์ (Nusselt number) เป็นคุณสมบัติการไหลของของไหลที่สำคัญ ซึ่งใช้เปรียบเทียบระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาเทียบกับการนำความร้อนในชั้นขอบเขตความร้อนใดๆ

$$Nu = \frac{h\delta}{k} \quad (2.21)$$

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/\delta} = \frac{h\delta}{k} = Nu \quad (2.22)$$

Nu แทนเลขนัสเซลส์นัมเบอร์

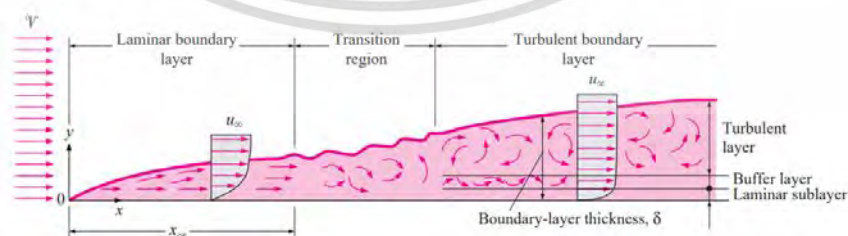
h แทนสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $W / m^2 \cdot K$

δ แทนความยาวหรือความยาวสมมูล (equivalent length) m

k แทนค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน $W / m \cdot K$

- ชั้นขอบเขตความเร็ว (Velocity boundary layer)

จากรูปที่ 2.10 หากให้กระแสการไหลอิสระ (free stream line) มีความเร็วเสมอ u_∞ ไหลผ่านแผ่นเรียบที่ขอบทางเข้า $x = 0$ สำหรับแนวความคิดของชั้นขอบเขตความเร็ว นั้น ความเร็วของที่สัมผัสกับวัตถุนั้นจะสมมติให้เป็นศูนย์ และเมื่อระยะห่างจากผิววัตถุเพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงระยะสูงสุดที่ $y = \delta$ และความเร็วจะเท่ากับ $u = 0.99u_\infty$



รูปที่ 2.9 โพลีไฟความเร็วในแต่ละช่วงการไหล [15]

$$\tau_s = \mu \frac{u_\infty}{y} \quad (2.23)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

τ_s แทนความเค้นเฉือนเฉพาะที่ N/m^2

μ แทนค่าความหนืดพลวัต $kg/m \cdot s$

u_∞ แทนความเร็วเฉลี่ยของไหล m^2/s

y แทนระยะตามแนวแกน m

- เลขเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynold number)

ค่าของเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่ได้จาก (2.24) นับเป็นตัวเลขที่มีความสำคัญมากทางพลศาสตร์ของไหล เพราะจะใช้เป็นตัวบ่งบอกรูปแบบของการไหลว่าเป็นแบบราบเรียบ (Laminar) หรือแบบปั่นป่วน (turbulent) ค่าของเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่ใช้เป็นตัวบ่งบอกรูปแบบการไหลจะเรียกว่าค่าของเรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤต (Critical Reynold number, Re_{xcr}) เช่น สำหรับการไหลผ่านวัตถุแผ่นเรียบจะมีค่า $Re_{xcr} = 5 \times 10^5$ และการไหลในท่อทรงกระบอกจะมีค่า $Re_c = 10^5$ เป็นต้น

$$Re = \frac{u_\infty x}{\nu} = \frac{\rho u_\infty x}{\mu} \quad (2.24)$$

Re แทนความเค้นเฉือนเฉพาะที่ N/m^2

u_∞ แทนความเร็วเฉลี่ยของไหล m^2/s

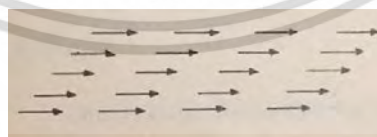
ρ แทนความหนาแน่นของไหล kg/m^3

μ แทนค่าความหนืดพลวัต $kg/m \cdot s$

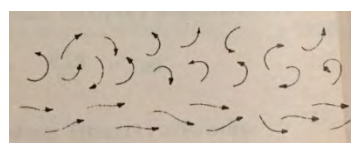
ν แทนค่าความหนืดจลน์ m^2/s

x แทนความยาวแผ่นเรียบ m

ค่าของเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่ได้จาก (2.24) นับเป็นตัวเลขที่มีความสำคัญมากทางพลศาสตร์ของไหล เพราะจะใช้เป็นตัวบ่งบอกรูปแบบของการไหลว่าเป็นแบบราบเรียบ (Laminar) หรือแบบปั่นป่วน (turbulent) ค่าของเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่ใช้เป็นตัวบ่งบอกรูปแบบการไหลจะเรียกว่าค่าของเรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤต (Critical Reynold number, Re_{xcr}) เช่น สำหรับการไหลผ่านวัตถุแผ่นเรียบจะมีค่า $Re_{xcr} = 5 \times 10^5$ และการไหลในท่อทรงกระบอกจะมีค่า $Re_c = 10^5$ เป็นต้น



รูปที่ 2.10 การไหลแบบราบเรียบ [17]

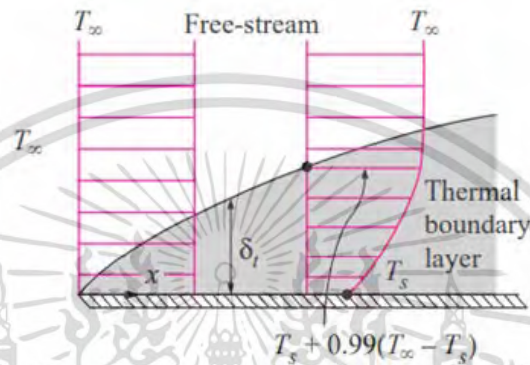


รูปที่ 2.11 การไหลแบบปั่นป่วน [17]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ชั้นขอบเขตความร้อน (Thermal boundary layer)

คือชั้นขอบเขตความร้อน หากให้ของไหลไหลมีอุณหภูมิสม่ำเสมอ T_∞ ไหลเข้ามาที่ขอบทางเข้า โดยผิวของไหลแผ่นวัตถุมีอุณหภูมิของไหล T_s ชั้นความหนาของไหล δ_t ต้องการทราบความหนาของชั้นความร้อนเท่ากับ $\delta_t = T_s + 0.99(T_\infty - T_s)$ ณ ตำแหน่ง $y = \delta_t$ ความหนาดังกล่าวจะถูกกำหนดจากผิววัตถุถึง $\theta = 0.99$ ดังรูปที่ 2.13



รูปที่ 2.12 โพลีไฟชั้นขอบเขตความร้อน [15]

T_∞ แทนอุณหภูมิของไหล $^{\circ}C$

T_s แทนอุณหภูมิผิววัตถุ $^{\circ}C$

δ_t แทนชั้นขอบเขตความร้อน

y แทนระยะตามแนวแกน m

เลขพรันด์เทิลนัมเบอร์ (Prandtl number) เป็นคุณสมบัติการไหลของของไหล ซึ่งใช้เปรียบเทียบสภาพแพร่ทางโมเมนตัมกับสภาพแพร่ทางความร้อน

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.25)$$

Pr แทนเลขพรันด์นัมเบอร์

ν แทนความหนืดจลน์ m^2/s

α แทนค่าการแพร่ความร้อน $W/m.k$

μ แทนความหนืดพลวัต $kg/m \cdot s$

C_p แทนค่าความจุความร้อน $J/kg \cdot k$

k แทนค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน $W/m \cdot k$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_f = \frac{T_s - T_\infty}{2} \quad (2.26)$$

T_∞ แทนอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม $^{\circ}C$

T_s แทนอุณหภูมิผิววัตถุ $^{\circ}C$

T_f แทนอุณหภูมิของของไหล $^{\circ}C$

2.4.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation)

การแผ่รังสีความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนจากผิวตัวกลางหนึ่งสู่วิวตัวกลางหนึ่งที่มีอุณหภูมิผิวแตกต่างกัน กลไกการถ่ายเทความร้อนอยู่ภายใต้กฎของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า การแผ่รังสีความร้อนไม่ต้องการตัวกลาง ดังรูปที่ 2.14

กรณีวัตถุทางอุดมคติ

$$q_b = A_s \sigma T_s^4 \quad (2.27)$$

q_b แทนอัตราการเปล่งรังสีจากวัตถุอุดมคติ (Blackbody)

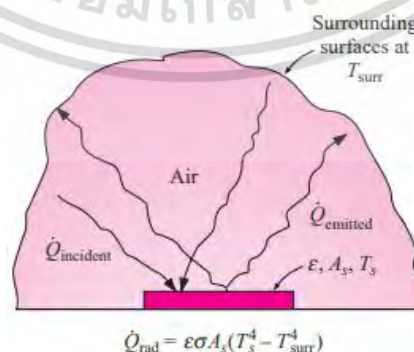
A แทนพื้นที่ผิวของวัตถุ m^2

σ แทน Stefan - Boltzmann $= 5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \cdot K^4$

กรณีวัตถุจริง วัตถุจริงจะเปล่งรังสีได้น้อยกว่าวัตถุทางอุดมคติที่อุณหภูมิเดียวกัน

$$q_{emitt} = \varepsilon A_s \sigma T_s^4 \quad (2.28)$$

โดยที่ $\varepsilon = emissivity$, $0 \leq \varepsilon \leq 1$ เป็นค่าสัดส่วนระหว่าง q จริง กับ q อุดมคติ



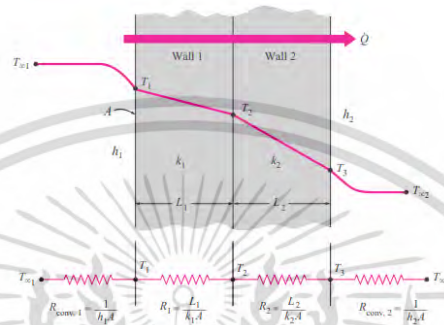
รูปที่ 2.13 การถ่ายเทความร้อนด้วยรังสีระหว่าง พื้นผิวและพื้นผิวโดยรอบ [15]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.4.4 ความต้านทานการถ่ายเทความร้อน (Thermal resistance)

การวิเคราะห์การนำความร้อนเทียบกับวงจรไฟฟ้าได้ คือ \dot{q}_{cond} เปรียบเทียบเหมือนกระแสไฟฟ้า T เปรียบเหมือนศักย์ไฟฟ้า เรียกว่าศักย์ความร้อน (thermal potential) และ $(\Delta x/\Delta A)$ เปรียบเหมือนความต้านทานเรียกว่า ความต้านทานความร้อน (thermal resistance)

- กรณี ผังเรียบ



รูปที่ 2.14 การส่งผ่านความร้อนของผนังเรียบ [15]

$$R_{wall} = \frac{1}{kA} \quad (2.29)$$

$$\dot{Q}_{cond,wall} = \frac{T_1 - T_2}{R_{wall}} \quad (2.30)$$

$$R_{conv,1 \text{ and } 2} = \frac{1}{hA} \quad (2.31)$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{conv}} = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.32)$$

R แทนค่าความต้านทานความร้อน $^{\circ}C/W$

\dot{Q}_{cond} , \dot{Q}_{conv} แทนอัตราการถ่ายเทความร้อน W

k แทนค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน $W/m \cdot k$

h แทนค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $W/m^2 \cdot k$

T_s แทนอุณหภูมิด้านนอกผนัง $^{\circ}C$

T_∞ แทนอุณหภูมิด้านนอกผนัง $^{\circ}C$

T_1 แทนอุณหภูมิด้านในผนัง $^{\circ}C$

T_2 แทนอุณหภูมิด้านนอกผนัง $^{\circ}C$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

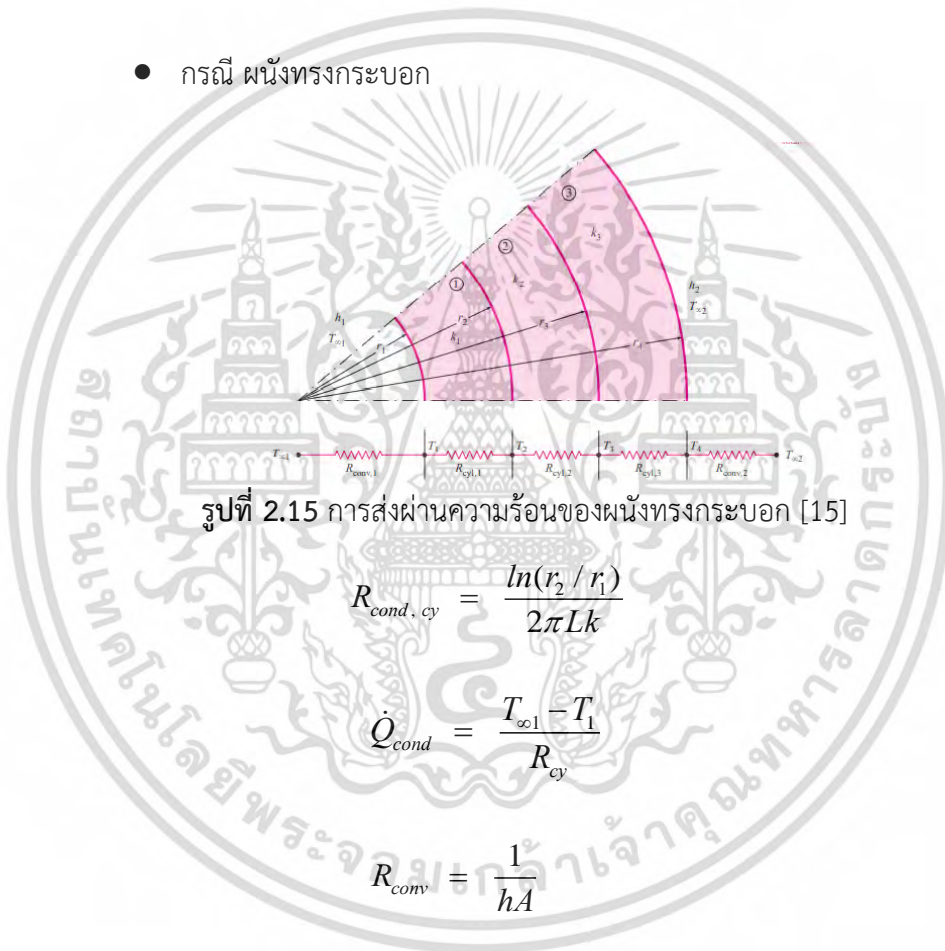
$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{Total}} \quad (2.33)$$

$$R_{Total} = R_{conv,1} + R_{wall,1} + R_{wall,2} + R_{conv,2} \quad (2.34)$$

$$R_{Total} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (2.35)$$

R_{Total} แทนค่าความต้านทานความร้อนรวม °C/W

- กรณี ผนังทรงกระบอก



รูปที่ 2.15 การส่งผ่านความร้อนของผนังทรงกระบอก [15]

$$R_{cond, cy} = \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi Lk} \quad (2.36)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{cy}} \quad (2.37)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (2.38)$$

$$\dot{Q}_{conv,2} = \frac{T_4 - T_{\infty,2}}{R_{conv,2}} = h_2 A_3 (T_4 - T_{\infty,2}) \quad (2.39)$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{Total}} \quad (2.40)$$

$$R_{Total} = R_{conv,1} + R_{wall,1} + R_{wall,2} + R_{wall,3} + R_{conv,2} \quad (2.41)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$R_{Total} = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi L k_1} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi L k_2} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi L k_3} + \frac{1}{h_2 A_2} \quad (2.42)$$

r_i แทนค่าเส้นรัศมีภายใน m

r_o แทนค่าเส้นรัศมีภายนอก m

- กรณีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

มีความต้านทานความร้อนระหว่างผนังของของไหลสองชนิด สัมประสิทธิ์การส่งผ่านความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) จากที่กล่าวมาตั้งแต่ต้นไม่ได้คิดการส่งผ่านความร้อนโดยการพาเลย ในทางปฏิบัติจะเกิดการพาด้วย เมื่อวัตถุวางในของไหล



$$R_{wall} = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k L} \quad (2.43)$$

$$R = R_{Total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.44)$$

D_i แทนค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน m

D_o แทนค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก m

A_i แทนค่าพื้นที่ภายใน m^2

A_o แทนค่าพื้นที่ภายนอก m^2

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (2.45)$$

$$\frac{1}{U A} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{wall} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.46)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้า R_{wall} ถือเป็นผนังบาง เราจึงไม่คิดค่าความต้านทานความร้อน

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.47)$$

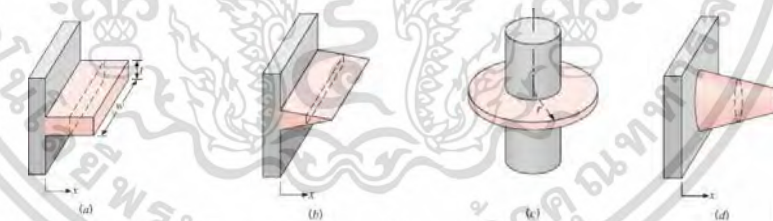
พื้นที่ของผนังบาง ถือว่าพื้นที่ภายในกับภายนอกเท่ากัน $A_i = A_o$

$$\frac{1}{U} = R = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.48)$$

U แทนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม $^{\circ}C/W$

2.5 ครีบริบายความร้อน (The Fins) [26]

ครีบริบายความร้อน (Fins) เป็นพื้นที่ผิวส่วนที่เพิ่มขึ้น จากผิวผนังหรือท่อที่มีอยู่ เพื่อให้มีการถ่ายเทความร้อนตามที่ต้องการได้มากขึ้น เนื่องจากอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามพื้นที่ผิว แต่ทั้งนี้อัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นน้อยกว่าพื้นที่ที่เพิ่มขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างครีบริบายและของไหลจะลดต่ำลงที่ระยะห่างจากผิวผนังเดิม โดยการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นทั้งหมดจะเป็นแบบการนำความร้อนและการพาความร้อนผสมกัน คือส่วนที่เป็นครีบริบายสัมผัสกับของไหล ซึ่งจะมีการนำความร้อนผ่านผิวผนังหรือท่อมาตามครีบริบาย และมีการรับความร้อนที่มาจากของไหลด้วย ครีบริบายที่ยื่นออกจากพื้นผิวเดิมที่มีใช้อยู่บ่อยๆ เป็นแบบครีบริบายที่พื้นที่ภาคตัดคงที่ ตามรูปที่ 2.23 ในบทนี้จะวิเคราะห์เฉพาะครีบริบายที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่



a) ครีบริบายตรงที่มีหน้าตัดคงที่ b) ครีบริบายตรงที่มีหน้าตัดไม่คงที่ c) ครีบริบายวงแหวน d) ครีบริบายทู่

รูปที่ 2.17 แสดงลักษณะของครีบริบายแบบต่างๆ [34]

2.5.1 ส่วนประกอบครีบริบาย [26]

ในการกล่าวถึงครีบริบายจะเป็นครีบริบายสี่เหลี่ยมหรือครีบริบายชนิดอื่นๆ จะมีส่วนประกอบสำคัญเหมือนกันดังนี้

ฐานครีบริบาย คือ ส่วนของครีบริบายที่ติดกับพื้นผิวเดิม ที่ระยะ $(x = 0)$ มีอุณหภูมิเท่ากับพื้นผิวเดิม (T_0)

ความยาว (L) คือ ระยะที่ยื่นออกจากผิวเดิมทั้งหมด ซึ่งครีบริบายที่ใช้อยู่ทั่วไปมักมีความยาวน้อย

ความหนา (t) คือ ขนาดของครีบริบายวัดตามแนวระนาบของพื้นที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความกว้าง (b) คือ ระยะในแนวตั้งฉากกับความยาวครีบริบ ที่ใช้กันอยู่โดยทั่วไปมักมีความกว้างมากกว่าความยาว

ปลายครีบริบ คือ ส่วนของครีบริบที่ระยะห่างจากพื้นผิวเดิมมากที่สุด ($x = L$) ซึ่งจะประมาณให้มีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิของไหลภายนอก (T_α)

พื้นที่ครีบริบ คือ พื้นที่ตามแนวตั้งฉากกับพื้นผนัง เป็นพื้นที่ที่สัมผัสกับของไหล

- ครีบริบสี่เหลี่ยม มีขนาดเท่ากับ ความยาว (L) x ความกว้าง (b)
- ครีบริบแผ่นวงกลม มีขนาดเท่ากับ $\pi(r_0^2 - r_i^2)$

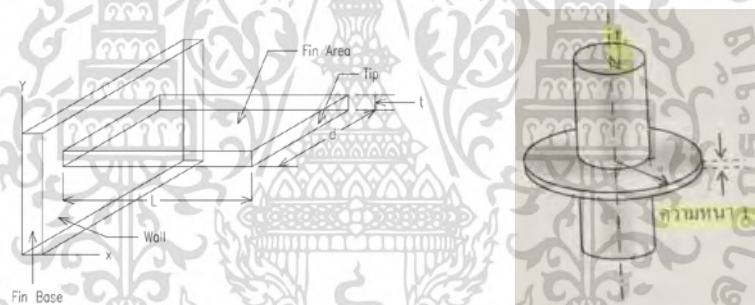
พื้นที่ภาคตัด (A) คือ พื้นที่ตามแนวระนาบของพื้นผนัง

- ครีบริบสี่เหลี่ยม มีขนาดเท่ากับ ความยาว (L) x ความกว้าง (b)

เส้นรอบวงครีบริบ (P) คือ ขนาดเส้นภาคตัดที่สัมผัสของไหล

- ครีบริบสี่เหลี่ยม มีขนาดเท่ากับ ความยาว (L) x ความกว้าง (b)

ดังแสดงใน รูปที่ 2.24 เป็นครีบริบสี่เหลี่ยมที่ยื่นและครีบริบบนแผ่นวงกลมที่ยื่นออกจากพื้นที่เดิม

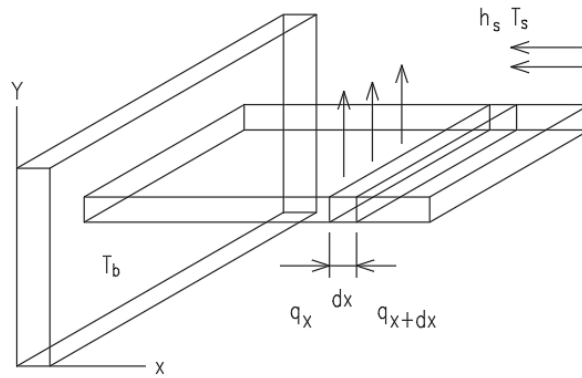


a) ครีบริบตรงที่มีหน้าตัดคงที่ b) ครีบริบตรงที่มีหน้าตัดไม่คงที่ [26]

รูปที่ 2.18 แสดงขนาดต่างๆ ของครีบริบ

2.5.2 สมการสำหรับครีบริบ [26]

สมการทั่วไปสำหรับการนำความร้อนในครีบริบระบายความร้อน แบ่งออกเป็น 3 กรณี



รูปที่ 2.19 แสดงครีบบิ้นจากผนังราบ

เมื่อเราพิจารณาครีบบิ้นย่อย ๆ

พลังงานความร้อนเข้าทางด้านซ้ายมือ $q_x = -kA \frac{dT}{dx}$

พลังงานความร้อนออกทางด้านขวามือ

$$q_{x+dx} = -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x+dx} = -kA \left(\frac{dT}{dx} + \frac{d^2T}{dx} dx \right)$$

พลังงานความร้อนออกโดยการพาความร้อน = $hP dx (T - T_\infty)$

(เมื่อพื้นที่ตั้งฉากกับการพาความร้อน = เส้นขอบของส่วนย่อย \times ระยะย่อย dx)

จากสมดุลพลังงาน

พลังงานความร้อนเข้าด้านซ้ายมือ = พลังงานความร้อนออกด้านขวามือ + พลังงานความร้อนจากการพาความร้อน

$$\text{ดังนั้น } -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x+dx} = -kA \left(\frac{dT}{dx} + \frac{d^2T}{dx} dx \right) = hP dx (T - T_\infty)$$

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{hP}{kA} (T - T_\infty) = 0 \quad (2.49)$$

ให้ $\theta = T - T_\infty$ ดังนั้น สมการที่ 3.26 จะเป็นดังนี้

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - \frac{hP}{kA} \theta = 0 \quad (2.50)$$

ให้ P คือ ความยาวเส้นรอบวงของพื้นที่หน้าตัด A

เมื่อให้ $\frac{hP}{kA} = m^2$ ผลเฉลยของสมการที่ 2.50 ที่อยู่ในรูปแบบทั่วไป ๆ ไป คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\theta(x) = C_1 e^{-mx} + C_2 e^{mx} \quad (2.51)$$

หรือแสดงในรูปแบบของฟังก์ชันไฮเพอร์โบลิกตรีโกณมิติ (Hyperbolic Trigonometry) ได้

$$\theta(x) = C_1 \cosh m(mx) + C_2 \sinh(mx) \quad (2.52)$$

$$\theta(x) = C_1 \cosh m(L-x) + C_2 \sinh m(L-x) \quad (2.53)$$

โดยที่ฟังก์ชันไฮเพอร์โบลิกตรีโกณมิติ

$$\sinh(x) = \frac{e^x - e^{-x}}{2}, \quad \cosh(x) = \frac{e^x + e^{-x}}{2} \quad \text{และ} \quad \tanh(x) = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}}$$

ในการที่จะแสดงค่าของตัวคงที่ C_1 และ C_2 ต้องใช้สภาพขอบเขตหรือลักษณะของครีبدังในกรณีต่อไปนี้

กรณีที่ 1. ครีบบาวไม่จำกัด ($L = \infty$) คือครีบที่จะมีอุณหภูมิที่ปลายครีบใกล้เคียงกับอุณหภูมิของสภาพแวดล้อมมาก ($T_L \approx T_\infty$) มีสภาพขอบเขต ดังนี้

$$\text{เมื่อ } x=0, \theta = \theta_0 \quad \text{และ} \quad \text{เมื่อ } x=L=\infty, \theta=0$$

การกระจายตัวของอุณหภูมิ

$$\frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = e^{-ax} = e^{-x\sqrt{hp/kA_c}}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อน

$$\dot{Q}_{long fin} = -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = \sqrt{hpkA_c} (T_b - T_\infty)$$

ซึ่งจากสมการที่ 3.30 ทำให้ได้ $C_2 = 0 \rightarrow \theta = C_1 e^{-mx}$ และ $\theta_0 = C_1$

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = e^{-mx} \quad (2.54)$$

กรณีที่ 2. ครีบบาวมีความยาวจำกัดและที่ปลายครีบหุ้มฉนวนกันความร้อน คือครีบที่จะไม่มีการถ่ายเทความร้อน โดยการนำความร้อนผ่านออกที่ปลายครีบหรือไม่มีการพาความร้อนโดยของไหลที่ปลายครีบ มีสภาพขอบเขต ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ $x=0$, $\theta = \theta_0$ และ เมื่อ $x=L$, $\frac{d\theta}{dx} = 0$

$$0 = m(-C_1 e^{-mL} + C_2 e^{mL})$$

จากทั้ง 2 สมการนี้ จะได้ว่า

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{e^{-mx}}{1+e^{-2mL}} = \frac{e^{mx}}{1+e^{2mL}} \quad (2.55)$$

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{\cosh[m(L-x)]}{\cosh(mL)} \quad (2.56)$$

กรณีที่ 3. ครีบมีความยาวจำกัดและมีการพาความร้อนออกที่ปลายครีบ คือที่ปลายครีบที่จะมีการถ่ายเทความร้อนออกโดยการพาความร้อนด้วยของไหล มีสภาพขอบเขต ดังนี้

$$\text{ที่ } x=0: \quad \theta = \theta_0 = T_0 = T_\infty$$

$$\text{ที่ } x=L: \quad \frac{d\theta}{dx} = -h\theta_L$$

สำหรับการคำนวณการถ่ายเทความร้อนออกทั้งหมดเมื่อมีการใช้ครีบ ในทั้ง 3 กรณี ก็ใช้สมการของการนำความร้อนที่ฐานของครีบ ($x=0$)

$$\dot{Q} = -kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0}$$

และ จะได้ในกรณีทั้ง 3 ดังนี้

กรณีที่ 3.1 ครีบมีความยาวมาก

$$\text{จากสมการที่ 3.33 } \theta = \theta_0 e^{-mx} \text{ และ } \frac{d\theta}{dx} = \frac{d\theta}{dx} = -m\theta_0 e^{-mx}$$

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0} = -m\theta_0 e^0 = -m\theta_0$$

$$\dot{Q} = kA(-m\theta_0) = mkA\theta_0$$

$$\dot{Q} = \sqrt{hPkA} \theta_0 \quad (2.57)$$

กรณีที่ 3.2 ที่ปลายครีบหุ้มฉนวนกันความร้อน

$$\text{จากสมการที่ 3.33 จะได้ } \frac{dT}{dx} = m \left(\frac{e^{mx}}{1+e^{2mL}} - \frac{e^{-mx}}{1+e^{-2mL}} \right)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น มิได้อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} &= -m \left(\frac{e^0}{1+e^{2mL}} - \frac{e^0}{1+e^{-2mL}} \right) \\
&= -m \left(\frac{e^0}{1+e^{2mL}} - \frac{e^0}{1+e^{-2mL}} \right) \\
\dot{Q} &= -k A m \theta_0 \left(\frac{1}{1+e^{2mL}} - \frac{1}{1+e^{-2mL}} \right) \\
&= -k A m \theta_0 \left(\frac{e^{-2mL} - e^{2mL}}{2 + e^{2mL} + e^{-2mL}} \right) \\
&= -k A m \theta_0 \left(\frac{(e^{-mL} - e^{mL})(e^{-mL} + e^{mL})}{(e^{+mL} + e^{mL})^2} \right) \\
&= -k A m \theta_0 \left(\frac{e^{-mL} - e^{mL}}{e^{-mL} + e^{mL}} \right) \\
\dot{Q} &= \sqrt{hPkA} \theta_0 \tanh(mL) \tag{2.58}
\end{aligned}$$

กรณีที่ 3.3 ครีบที่มีการพาความร้อนออกที่ปลายครีบ

จะได้

$$\dot{Q} = \sqrt{hPkA} \theta_0 \frac{\sinh(mL) + (h/mk) \cosh(mL)}{\cosh(mL) + (h/mk) \sinh(mL)} \tag{2.59}$$

2.5.3 สมรรถนะของครีบ (The Finnd Performance) [28]

ถึงแม้ว่าครีบจะถูกใช้เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน จุดประสงค์เพื่อทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามตัวครีบเองก็มีสมบัติ การต้านทานการนำความร้อน ดังนั้น การใช้ครีบอาจไม่ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น การใช้ครีบอย่างมีประสิทธิภาพสามารถพิจารณาได้จาก (fin effectiveness, ε_f)

$$\varepsilon_{fin} = \frac{\dot{Q}_{fin}}{\dot{Q}_{no\ fin}} = \frac{\dot{Q}_{fin}}{hA_{fin}(T_b - T_\infty)} = \frac{\eta_{fin} hA_{fin} (T_b - T_\infty)}{hA_b (T_b - T_\infty)} = \frac{A_{fin}}{A_b} \eta_{fin} \tag{2.60}$$

ε_f คือ ค่าประสิทธิผลของครีบ

Q_{fin} คือ การถ่ายเทความร้อนโดยมีครีบ

$Q_{no\ fin}$ คือ การถ่ายเทความร้อนโดยไม่มีครีบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

η_{fin} คือ ประสิทธิภาพของครีป

A_{fin} คือ พื้นที่ครีป

$A_{no\ fin}$ คือ พื้นที่ไม่มีครีป

ครีปในอุดมคติจะสามารถถ่ายเทความร้อนได้สูงสุด เนื่องจากครีปในอุดมคติการคล้ายกับครีปที่ทำจากวัสดุที่มีค่าการนำความร้อนสูงมาก พบว่าตลอดความยาวของครีปจะมีอุณหภูมิเท่ากับฐานครีป และเมื่อคิดสมมูลกับการพาความร้อนออกสู่ของไหลรอบๆ ครีป จะได้ว่า

$$\dot{Q}_{ideal} = hA_s(T_0 - T_\infty) = hPL(T_0 - T_\infty) \quad (2.61)$$

ดังนั้นจะได้อัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีปจริง

$$\dot{Q} = \eta_f hPL(T_0 - T_\infty) \quad (2.62)$$

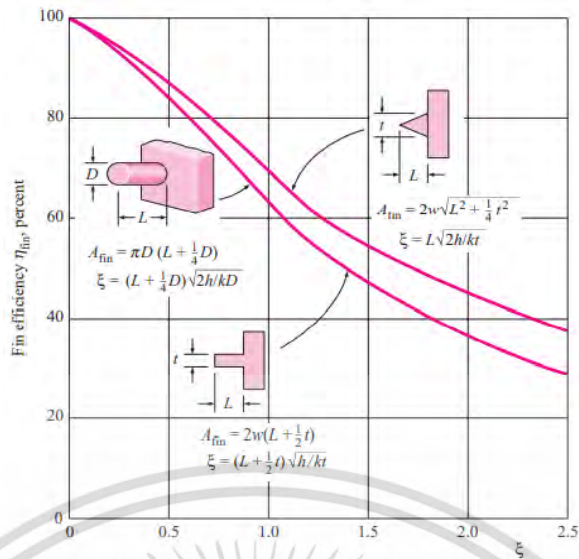
อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง \dot{Q} หาได้จากกรณีต่างๆ ที่ได้วิเคราะห์ไว้ข้างต้น สำหรับในกรณีที่ไม่มีครีปถ่ายเทความร้อนผ่านปลายครีป ก็จะได้

$$\begin{aligned} \eta_f &= \frac{\sqrt{hPkA} \theta_0 \tanh(mL)}{hPL\theta_0} \\ &= \frac{mkA \theta_0 \tanh(mL)}{m^2 kAL\theta_0} \\ \eta_f &= \frac{\tanh(mL)}{mL} \end{aligned} \quad (2.63)$$

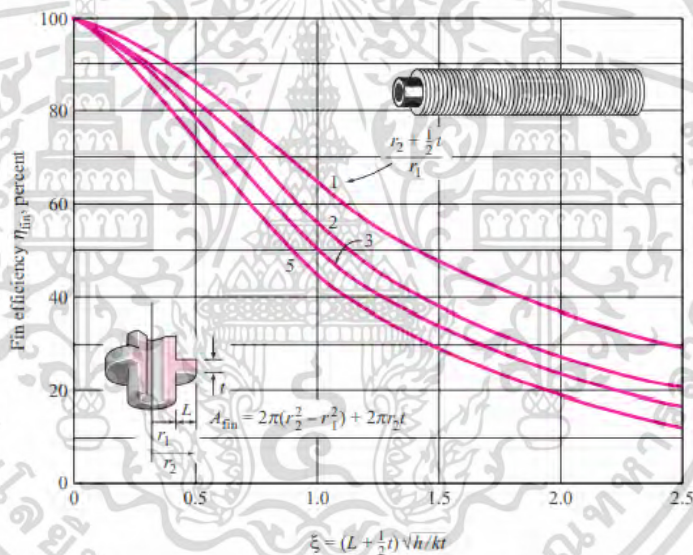
ถ้าครีปมีความยาวมาก ($mL \rightarrow \infty$) สมการที่ 3.29 ก็จะลดรูปลงเป็น

$$\eta_f = \frac{1}{mL} \quad (2.64)$$

รูปที่ 2.26 แสดงค่าประสิทธิภาพของครีปที่มีภาคตัดแบบต่างๆ ที่ยื่นออกมาจากผนังสี่เหลี่ยมและรูปที่ 2.27 แสดงค่าประสิทธิภาพของครีปที่มีขนาดรัศมีต่างๆ ที่ติดกับผิวทรงกระบอก



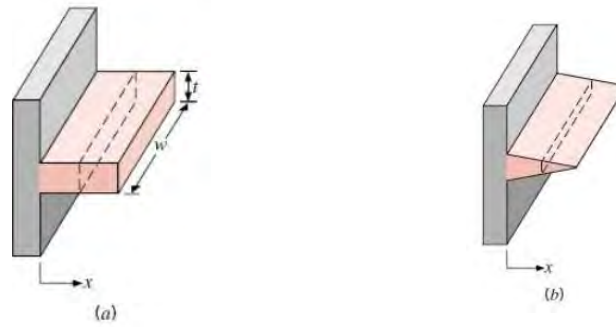
รูปที่ 2.20 แสดงประสิทธิภาพของครีบบางแบบตรงที่มีขนาดความหนา $(y) = t(x/L)^n$ [15]



รูปที่ 2.21 แสดงค่าประสิทธิภาพของครีบบางแบบที่มีขนาดรัศมีต่างๆ ที่ติดกับผิวทรงกระบอก [15]

2.5.4 การติดครีบบเรียงเป็นแถว (Array of Fins) [46]

การวิเคราะห์ที่ผ่านมา เป็นการพิจารณาถึงประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน สำหรับครีบบาง 1 อัน อย่างไรก็ตาม การใช้ครีบบางระบายความร้อนโดยทั่วไป จะไม่ได้ใช้ครีบบางอันเดียว แต่จะใช้ครีบบางเรียงกันเป็นแถวหลายๆ อัน ดังนั้นจึงต้องวิเคราะห์ถึงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยคิดตามสัดส่วนของพื้นที่ผิวครีบบางทั้งหมด ตามรูปที่ 2.28 แสดงถึงการติดครีบบางเรียงกัน ยึดติดกับผนังท่อ



ก) แฉวแผ่นครีบสี่เหลี่ยมติดผนัง ข) แฉวแผ่นครีบบงแหวนติดผิวทรงกระบอก
รูปที่ 2.22 แสดงการติดครีบเรียงกัน ยึดติดกับผิวผนังหรือท่อ [34]

ให้ A_f คือ พื้นที่ผิวของครีบที่ใช้ทั้งหมด (Fin Area)

A_t คือ พื้นที่ผิวทั้งหมดรวมส่วนที่เป็นครีบและส่วนที่ไม่ติดครีบ

η_f คือ ประสิทธิภาพของครีบแต่ละอัน

η_0 คือ ประสิทธิภาพรวมของการใช้ครีบเป็นแฉวทั้งหมด

$$\eta_0 = \frac{(A_t - A_f)h\theta_0 + \eta_f A_f h\theta_0}{A_t h\theta_0}$$

$$\eta_0 = 1 + \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (2.65)$$

ให้ $\frac{A_f}{A_t}$ คือ อัตราส่วนพื้นที่ผิวของครีบที่ใช้ทั้งหมดต่อพื้นที่ทั้งหมด ซึ่งจากรูป 2.19 จะได้

$$\frac{A_f}{A_t} = \frac{2L + t}{2L + t + (\delta - t)} = \frac{2L + t}{2L + \delta} \quad (2.66)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อน

$$\dot{Q} = \eta_0 A_t h \theta_0 = \frac{\theta_0}{\left(\frac{1}{\eta_0 A_t h} \right)} \quad (2.67)$$

2.6 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [15]

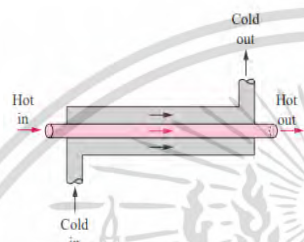
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นขบวนการที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งทางวิศวกรรมเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิด ในที่นี้จะศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่ถูกแยกจากกัน

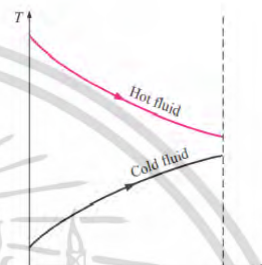
2.6.1 ประเภทอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งออกเป็น 2 แบบตามการไหลของของไหลทั้ง 2 คือ แบบไหลในแนวเดียวกัน (Linear-flow) และ แบบไหลข้าม (Cross-flow)

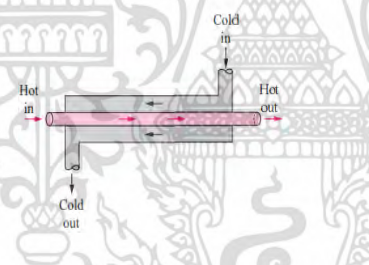
การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลในแนวเดียวกัน แบ่งออกเป็น 2 ชนิด



รูปที่ 2.23 การแลกเปลี่ยนความร้อน
แบบไหลตามกัน [15]



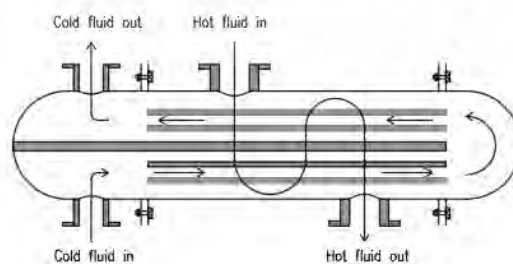
รูปที่ 2.24 แผนภาพ T-V
แบบไหลตามกัน [15]



รูปที่ 2.25 การแลกเปลี่ยนความร้อน
แบบไหลสวนทางกัน [15]



รูปที่ 2.26 แผนภาพ T-V
แบบไหลสวนทางกัน [15]



รูปที่ 2.27 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อน เริ่มจากสมการพลังงานระหว่างของไหลสองชนิด โดยกำหนดให้ c, h เป็นของไหลร้อนและเย็น

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.68)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.69)$$

\dot{Q} แทนอัตราการถ่ายเทความร้อน W

\dot{m}_c, \dot{m}_h แทนค่าอัตราการไหลเชิงมวล kg/s

C_{pc}, C_{ph} แทนค่าความจุความร้อน $kJ/kg \cdot K$

$T_{c,out}, T_{h,out}$ แทนค่าอุณหภูมิด้านออกของของไหล $^{\circ}C$

$T_{c,in}, T_{h,in}$ แทนค่าอุณหภูมิด้านเข้าของไหล $^{\circ}C$

$$C = \dot{m} C_p \quad (2.70)$$

$$C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.71)$$

$$C = \dot{m} h_{fg} \quad (2.72)$$

การวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อน คือการส่งผ่านความร้อนระหว่างของไหล h และ c ผ่านท่อเส้นผ่าศูนย์กลาง D ที่ความยาว L

2.6.2 การวิเคราะห์โดยวิธีความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยล็อกมีน

วิธีแรก วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ย ΔT_{lm} (Logarithmic mean temperature difference)

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{lm} \quad (2.73)$$

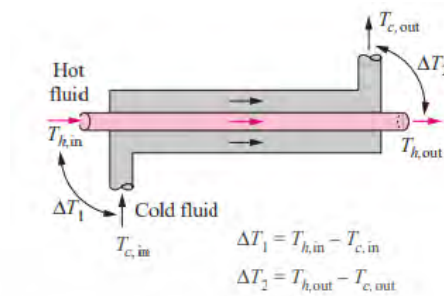
$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.74)$$

โดยที่ผลต่างของอุณหภูมิล็อกมีน $\Delta T_1, \Delta T_2$ มีค่าเป็น

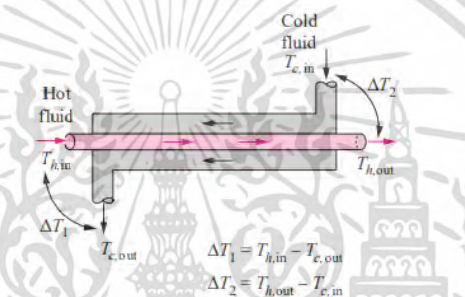
$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$



รูปที่ 2.28 แบบไหลตามกัน [15]



รูปที่ 2.29 แบบไหลสวนทางกัน [15]

จากที่กล่าวมาข้างต้น เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนที่รูปทรงไม่ซับซ้อนเกิดกับรูปแบบอย่างง่าย เช่น 1 เซล 2 ท่อ , 2 เซล 2 ท่อ สามารถใช้วิธีลอคมีนเฉลี่ยได้เลย แต่ถ้ารูปแบบที่ซับซ้อนกว่านี้ จะต้องการแก้ไขค่าผิดพลาดต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอคมีนแบบไหลแนวเดียวกันและแบบไหลข้ามกัน ด้วยการคูณค่าแฟกเตอร์แก้ไข F (Correction factor) จะได้ตามสมการและกราฟดังนี้

เราเรียก กรณีนี้ว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหลายกลับและไหลตัดกัน [45] (Multipass and Cross-Flow Heat Exchangers)

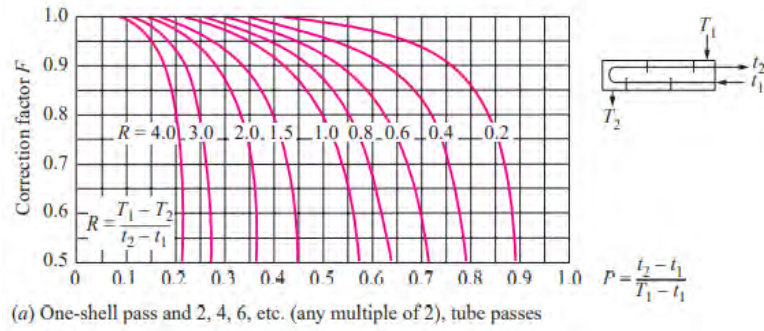
มีเงื่อนไขดังต่อไปนี้

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad (2.75)$$

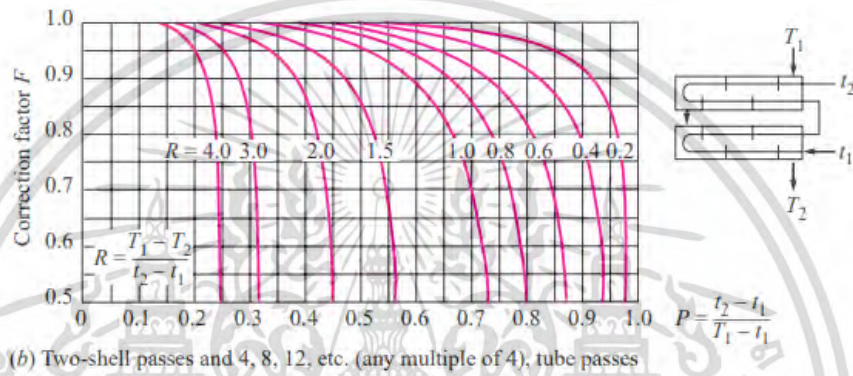
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.76)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m}C_p)_{tube\ side}}{(\dot{m}C_p)_{shell\ side}} \quad (2.77)$$

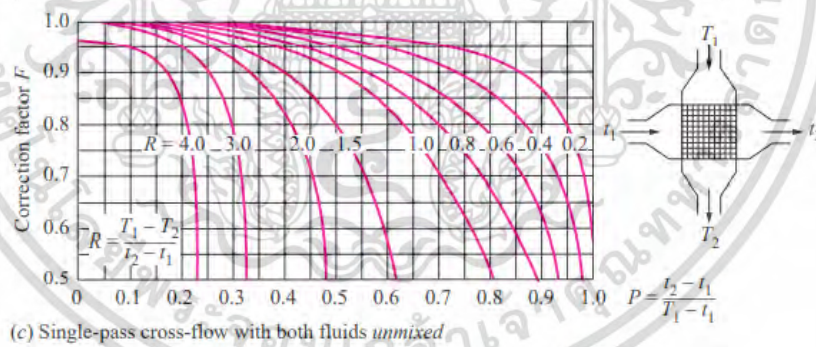
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



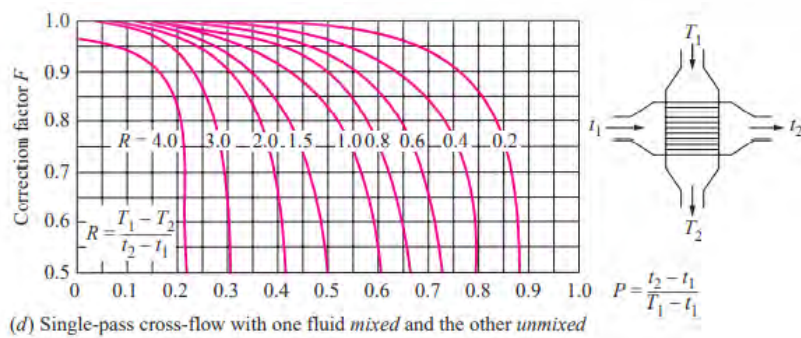
รูปที่ 2.30 แบบเปลือกและท่อ ชนิดเปลือกกลับเดียวและท่อหลายกลับ (2, 4, 6 กลับ) [15]



รูปที่ 2.31 แบบเปลือกและท่อ ชนิดเปลือกสองกลับและท่อหลายกลับ (4, 8, 12 กลับ) [15]



รูปที่ 2.32 แบบไหลขวางกัน ชนิดกลับเดียวและของไหลทั้งสองไม่ผสมกัน [15]



รูปที่ 2.33 แบบไหลขวางกัน กลับเดียว ของไหลหนึ่งผสม และอีกของไหลหนึ่ง ไม่ผสมกัน [15]

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6.3 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบประสิทธิภาพ-NTU

จากการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบวิธีล็อกมินหรือที่ชื่อว่า LMTD สะดวกเมื่ออุณหภูมิของของไหลที่ทางเข้า-ออกของเครื่องกำหนดมา ทำให้สามารถหา ΔT_{lm} ได้โดยง่ายอย่างไรก็ตามกำหนดให้เพียง

$$Q = UA\Delta T_{lm}$$

- ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Effectiveness)

ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นพารามิเตอร์ที่ไม่มีมิติที่กำหนดเป็นอัตราส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อนจริง Q_{act} ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ Q_{max} มันแสดงโดยแสดงเป็น

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,o} - T_{h,i})}{Q_{max}} \quad (2.78)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริงในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถกำหนดได้จากสมดุลพลังงานของของไหลร้อนและเย็น และสามารถแสดงเป็น

$$Q = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.79)$$

เมื่อ $C_c = \dot{m}_c c_{p,c}$ และ $C_h = \dot{m}_h c_{p,h}$ คือ อัตราความจุของของไหลเย็นและร้อนตามลำดับ

- จำนวนหน่วยของการถ่ายเทความร้อน (Number of Transfer Units (NTU))

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.80)$$

- อัตราส่วนความจุความร้อน (Capacity Ratio)

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.81)$$

$$\varepsilon = function \left(\frac{UA}{C_{min}}, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) f(NTU, C) \quad (2.82)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดย C_{\min}/C_{\max} มีค่า C_c/C_h หรือ C_h/C_c ขึ้นอยู่กับค่า C_c และ C_h ส่วน NTU หรือ number of transfer unit เป็นตัวแปรไร้มิติซึ่งใช้กันอย่างกว้างขวางในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและมีค่าจำกัดความเป็น

- ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนาน (Effectiveness of a Parallel Flow Heat Exchanger)

$$\varepsilon_{parallel\ flow} = \frac{1 - \exp\{-NTU\{1 + (C_{\min}/C_{\max})\}\}}{1 + (C_{\min}/C_{\max})} \quad (2.83)$$

- ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน (Effectiveness of a Counter Flow Heat Exchanger)

$$\varepsilon_{counter\ flow} = \frac{1 - \exp\{-NTU\{1 - (C_{\min}/C_{\max})\}\}}{1 - (C_{\min}/C_{\max}) \exp\{-NTU\{1 - (C_{\min}/C_{\max})\}\}} \quad (2.84)$$

ค่าจำกัดความ ก่อนที่จะให้ค่าจำกัดความของ effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เราจำเป็นต้องหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (q_{\max}) สำหรับเครื่องตามหลักการค่า q_{\max} นี้

สมการที่ใช้หาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรูปแบบต่างๆ สรุปไว้ใน รูปที่ 2.35

Effectiveness relations for heat exchangers: $NTU = UA/C_{\min}$ and $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min}/(\dot{m}C_p)_{\max}$ (Kays and London, Ref. 5.)

| Heat exchanger type | Effectiveness relation |
|---|--|
| 1 Double pipe: Parallel-flow | $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+c)]}{1+c}$ |
| Counter-flow | $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1-c \exp[-NTU(1-c)]}$ |
| 2 Shell and tube: One-shell pass 2, 4, ... tube passes | $\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1+c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]} \right\}^{-1}$ |
| 3 Cross-flow (single-pass) Both fluids unmixed | $\varepsilon = 1 - \exp\left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$ |
| C_{\max} mixed, C_{\min} unmixed | $\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp\{1-c[1 - \exp(-NTU)]\})$ |
| C_{\min} mixed, C_{\max} unmixed | $\varepsilon = 1 - \exp\left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$ |
| 4 All heat exchangers with $c = 0$ | $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$ |

รูปที่ 2.34 ความสัมพันธ์ด้านประสิทธิผลสำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อน [15]

2.7 สมมติฐานของการไหลและสมการควบคุม

เนื้อหาในบทนี้กล่าวถึงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ สำหรับการควบคุมการเคลื่อนที่ของไหลและสมการพลังงานเพื่อวิเคราะห์ปัญหาของการไหลแบบปั่นป่วน โดยใช้ระเบียบวิธีปริมาตรเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สปีเนียงหรือไฟไนต์วอลุ่ม ซึ่งเป็นระเบียบวิธีที่มีอยู่ในซอฟต์แวร์ที่จำหน่ายกันอยู่ในระดับสากลและเป็นที่นิยมใช้กันมากในปัจจุบัน โดยสามารถนำมาใช้วิเคราะห์ปัญหาการไหลผ่านรูปทรงที่มีความซับซ้อนได้ดี

การคำนวณเชิงตัวเลขของการไหลและการถ่ายเทความร้อน ที่มีการติดตั้งครีบบนพื้นผิวให้ความร้อนในท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส มีสมมุติฐานของการไหลดังนี้

- (1) เป็นการไหลแบบปั่นป่วนและอัดตัวไม่ได้
- (2) การไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบคงตัว 3 มิติ
- (3) เป็นการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่พัฒนาอย่างสมบูรณ์และซ้ำเป็นช่วง
- (4) สมบัติต่างๆ ของของไหลมีค่าคงที่
- (5) ไม่พิจารณาแรงวัตถุ

สมการควบคุมการไหลประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่อง สมการโมเมนตัม (หรือเรียกว่าสมการนาเวียร์-สโตกส์) และสมการพลังงาน เมื่อพิจารณาภายใต้สมมุติฐานข้างต้น สมการดังกล่าวสามารถแสดงได้ดังนี้

สมการความต่อเนื่อง

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i) = 0 \quad (2.85)$$

สมการโมเมนตัม

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2.86)$$

สมการพลังงาน

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (2.87)$$

เมื่อ Γ คือสัมประสิทธิ์การแพร่เชิงความร้อน ซึ่งกำหนดโดย $\Gamma = \mu / Pr$

กลุ่มสมการควบคุมการไหลข้างต้นเมื่อใช้ร่วมกับเงื่อนไขขอบที่เหมาะสม สามารถนำไปวิเคราะห์การไหลแบบราบเรียบได้ แต่ถ้านำสมการควบคุมดังกล่าวมาวิเคราะห์ปัญหาที่มีการไหลแบบปั่นป่วน จะก่อให้เกิดความยุ่งยากในการวิเคราะห์ เนื่องจากลักษณะเฉพาะตัวของการไหลแบบปั่นป่วนนั้นมีความซับซ้อน ดังนั้นในส่วนถัดไปจะนำเสนอพื้นฐานการไหลแบบปั่นป่วน เพื่อนำไปสู่สมการของแบบจำลองความปั่นป่วนรูปแบบต่างๆ และเป็นพื้นฐานในการตัดสินใจเลือกแบบจำลองที่มีความเหมาะสมสำหรับการนำมาใช้คำนวณเชิงตัวเลขต่อไป

2.8 การไหลแบบภายในและการถ่ายเทความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การไหลแบบภายใน เช่นการไหลในช่องทางไหล หรือการไหลในท่อที่มีหน้าตัดรูปแบบต่างๆ มีเนื้อหาพื้นฐานที่เกี่ยวข้องกับการไหลแบบปั่นป่วนและการถ่ายเทความร้อนดังนี้

2.8.1 สถานะการไหล

การไหลแบบภายในเช่นการไหลในท่อ มีขอบเขตจำกัดโดยที่ความหนาของชั้นขีดผิวไม่สามารถเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ ได้ เนื่องจากเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่งชั้นขีดผิวจะก่อตัวเต็มหน้าตัดการไหลรูปร่างของความเร็วจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอนไม่เปลี่ยนแปลง ซึ่งเรียกว่าการไหลพัฒนาอย่างสมบูรณ์(fully developed flow) สำหรับช่วงการไหลก่อนหน้านี้เรียกว่าการไหลที่กำลังปรับตัว(developing flow) และเรียกระยะของการไหลที่กำลังปรับตัวว่าความยาวขาเข้า, L_c (hydrodynamic entrance length)

สำหรับการไหลภายในนั้น เลขเรย์โนลด์สำหรับการไหลกำหนดโดย

$$Re = \frac{\rho u_0 D}{\mu} \quad (2.88)$$

เมื่อ u_0 เป็นความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ และ D คือความยาวบ่งลักษณะของช่องทางไหลหรือเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (hydraulic diameter) มีนิยามเป็น

$$D = \frac{4A_c}{P} \quad (2.89)$$

เมื่อค่า A_c และ P เป็นพื้นที่หน้าตัดและเส้นรอบรูปของหน้าตัดตามลำดับ

โดยทั่วไปสำหรับการไหลในท่อผิวเรียบ เลขเรย์โนลด์สวิกฤติของการเปลี่ยนแปลงไปเป็นการไหลปั่นป่วน เริ่มต้นจาก $Re_D > 4000$ และความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัวหาได้จากสมการ

$$\left(\frac{L_c}{D}\right)_{\text{turb}} \approx 4.4 Re_D^{1/6} \quad (2.90)$$

2.8.2 ตัวประกอบความเสียดทาน

ตัวประกอบความเสียดทาน(friction factor) ของ Moody (หรือ Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ มีนิยามว่า

$$f_{\text{Darcy}} \equiv \frac{(\Delta p / L)D}{\rho u_0^2 / 2} \quad (2.91)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อค่า L คือช่วงความยาวที่วัดค่าความดันตกคร่อม และค่า f_{Darcy} นี้แตกต่างกับค่าตัวประกอบความเสียดทาน f ซึ่งเรียกว่าตัวประกอบความเสียดทานเพนนิง มีสมการดังนี้

$$f = \frac{f_{Darcy}}{4} \quad (2.92)$$

2.8.3 สถานะการถ่ายเทความร้อน

ถ้าของไหลที่มีอุณหภูมิสม่ำเสมอไหล มีการพัฒนาความเร็วใกล้ขีดผิวกว่าเชิงความร้อนอยู่ใกล้ชั้นขีดผิว ดังนั้น กลับกันถ้าค่า $Pr < 1$ และสำหรับอากาศการพัฒนาชั้นขีดผิวเชิงความร้อนและชั้นขีดผิวเชิงความร้อนจะใกล้เคียงกัน และจากการทดลองสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนเงื่อนไขทั้งสองเกือบจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับ Pr ซึ่งอาจจะประมาณได้ว่า $L_{e,th} / D \approx 10$ พลักซ์ความร้อน (q'') ระหว่างของไหลกับผิวที่จุดใดๆ หาได้จากกฎเย็นตัวของ Newton's Cooling Law

$$q''_s = h(T_s - T_m) \quad (2.93)$$

โดยที่ T_s คืออุณหภูมิพื้นผิว
 T_m คืออุณหภูมิของไหลเฉลี่ยที่หน้าตัดช่องทางไหล

2.8.4 สถานะการพัฒนาอย่างสมบูรณ์เชิงความร้อน

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหล นั่นคืออุณหภูมิของของไหลต้องเปลี่ยนแปลงตามระยะ x ซึ่งสถานะการปรับตัวอย่างสมบูรณ์แล้วของอุณหภูมิจะไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรากฏการณ์นี้จะต้องจัดรูปใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิ เพื่อให้ได้เงื่อนไขของสถานะการพัฒนาโดยสมบูรณ์ของความร้อนเมื่อกำหนดค่าผลต่างของอุณหภูมิในเชิงไร้มิติที่อยู่ในรูปแบบ $(T_s - T) / (T_s - T_m)$ ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่มีอยู่จริง อัตราส่วนนี้จะเป็นอิสระกับ ระยะทางตามแนวแกน x นั่นคือแม้ว่า T จะเปลี่ยนตามระยะทางตามแนวแกน x ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิไร้มิตินี้จะไม่เปลี่ยนแปลง ปรากฏการณ์นี้เรียกว่าการไหลแบบพัฒนาเชิงความร้อนแบบเต็มที่(thermally fully developed) เขียนเป็นสมการตามนี้

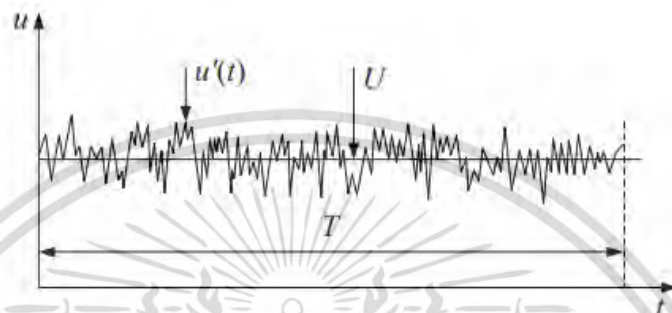
$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_s - T}{T_s - T_m} \right] = 0 \quad (2.94)$$

โดยที่ T คืออุณหภูมิของไหลที่ตำแหน่งใดๆ

2.9 แบบจำลองความปั่นป่วน [16]

การไหลจะเปลี่ยนเป็นแบบปั่นป่วนที่มีความไม่เสถียรสูง เป็นการไหลที่ไร้ทิศทางแน่นอน ความเร็วและความดันเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องในช่วงเวลาและสเกลความยาว (Length scales) ตามรูปที่ 2.36 แม้ว่าจะมีเงื่อนไขขอบเขตที่คงตัวก็ตาม ตัวอย่างเช่น ความเร็วของการไหลแบบเอกสารถูกเป็นเอกสารที่สวอนไวสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปั่นป่วนใน 1 มิติ ดังแสดงในรูปที่ 2.36 ประกอบไปด้วยความเร็วผันแปร $u'(t)$ ที่เวลา t และ U เป็นความเร็วเฉลี่ยของการไหลตลอดช่วงระยะเวลาการไหล ดังนั้น $u(t) = U + u'(t)$ ทั้งนี้ในทางปฏิบัติ เรามักให้ความสนใจค่าเฉลี่ยของคุณสมบัติต่าง ๆ ของของไหล เช่น ความเร็วเฉลี่ย ความดันเฉลี่ย หรือความเค้นเฉลี่ย เป็นต้น ดังนั้นลักษณะของไหลแบบปั่นป่วนสามารถอยู่ในรูปของค่าเฉลี่ยของคุณสมบัติ (U, V, W, P) และ อื่น ๆ กับค่าคุณสมบัติผันแปร (u', v', w', p') และ อื่น ๆ ของการไหล



รูปที่ 2.35 ความเร็วของการไหลแบบปั่นป่วนใน 1 มิติที่สภาวะคงตัว [17]

ความปั่นป่วนที่ปรากฏในการไหลเกิดขึ้นในงานด้านวิศวกรรมเป็นส่วนใหญ่ จึงไม่น่าแปลกใจที่มีงานวิจัยมากมายพยายามทุ่มเทให้กับวิธีการเชิงตัวเลขเพื่อที่จะตรวจสอบผลกระทบเนื่องจากความปั่นป่วนสำหรับสมการค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์น่าเวีย-สโตกส์ (Reynolds-averaged Navier-Stokes equation, RANS) แบบจำลองการไหลปั่นป่วนขนาดใหญ่ (Direct numerical simulation, DNS) หรือการจำลองการหมุนวนขนาดใหญ่ (Large eddy simulation, LES) สำหรับการศึกษาวิธี RANS ถูกใช้เพื่อจำลองการไหลแบบปั่นป่วน

2.9.1 สมการค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์น่าเวีย-สโตกส์

การไหลแบบปั่นป่วนสามารถทำนายพฤติกรรมของการไหลโดยวิธีการประมาณค่า (Approximation method) วิธีการนี้อาศัยค่าเฉลี่ยของสมการการเคลื่อนที่ โดยการสมมุติว่าไหลเป็นแบบคงตัวไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา วิธีหาค่าเฉลี่ยตามเวลา (Time average method) เป็นวิธีที่เหมาะสมสำหรับความปั่นป่วนของการไหลซึ่งความเร็วเฉลี่ยไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา ความไม่คงตัว (Unsteadiness) ทั้งหมดของการไหลถือเป็นส่วนหนึ่งของความปั่นป่วน วิธีการนี้นำไปสู่ชุดของสมการอนุพันธ์ย่อย (Partial differential equations) ที่เรียกว่าสมการค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์น่าเวีย-สโตกส์

จากรูปที่ 2.36 ลักษณะของความปั่นป่วนมีความผันผวนไม่แน่นอนอยู่รอบ ๆ ค่าเฉลี่ย ตัวแปรการไหลอื่น ๆ ทุกตัวสำหรับการไหลแบบคงตัว เช่น ความเร็วในทิศทางอื่น ความดัน อุณหภูมิ ความหนาแน่น ค่าคุณสมบัติของการไหลที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา $\phi(t)$ คือผลรวมระหว่างค่าเฉลี่ยของคุณสมบัติ (Time-average component) $\bar{\phi}$ กับค่าคุณสมบัติผันแปร $\phi'(t)$ ที่มีค่าเฉลี่ยเท่ากับศูนย์ ดังนั้น $\phi(t) = \bar{\phi} + \phi'(t)$ โดยที่ค่าเฉลี่ยของคุณสมบัติสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\bar{\varphi} = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \varphi(t) \quad (2.95)$$

โดยที่ t เป็นเวลาและ T คือช่วงของเวลาเฉลี่ย (Averaging time interval) ช่วงเวลานี้ต้องกว้างมากพอที่จะเปรียบเทียบกับความกว้างของช่วงเวลาของความผันผวน (The typical time scale of the fluctuations) ดังนั้นค่าเฉลี่ยของคุณสมบัติ $\bar{\varphi}$ จึงไม่ขึ้นอยู่กับเวลาที่การเฉลี่ยเริ่มต้นขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าการไหลเป็นแบบไม่คงตัว (Unsteady) การใช้วิธีหาค่าเฉลี่ยตามเวลาจะไม่สามารถใช้ได้ แต่ต้องใช้วิธีเฉลี่ยค่าคุณสมบัติทุกค่าที่เวลา t (Ensemble average method) :ซึ่งเป็นวิธีการที่ใช้ในโปรแกรม ANSYS Fluent [35] วิธีการเฉลี่ยค่าคุณสมบัติทุกค่าที่เวลา t สามารถเขียน สมการได้ดังต่อไปนี้

$$\bar{\varphi} = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \varphi(t) \quad (2.96)$$

เมื่อ N คือจำนวนสมาชิกของเซต และ N ต้องมีจำนวนมากพอเพื่อที่จะกำจัดผลจากความผันผวน [36] วิธีการเฉลี่ยของเรย์โนลด์ (Reynolds averaging) คือการนำกระบวนการของการเฉลี่ยเหล่านี้ไปใช้กับสมการนาเวียร์-สโตกส์จนได้ผลลัพธ์เป็นสมการค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์นาเวียร์-สโตกส์

2.9.2 กฎของผนัง

การมีอยู่ของผนังทำให้การไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อกลมที่บริเวณใกล้ผนังต่างจากการไหลปั่นป่วนแบบอิสระ (Free turbulent flow) การพิจารณาลักษณะการไหลที่ใกล้กับผนังนั้น กำหนดให้เลขเรย์โนลด์ปั่นป่วน (Turbulence Reynolds number) ขึ้นกับระยะทาง y ซึ่งเป็นระยะทางจากผนังคือ $Re_y = Uy/\nu$ ขณะที่ y ลดลงจนเป็นศูนย์ เลขเรย์โนลด์ที่ขึ้นกับ y จะลดลงจนเป็นศูนย์ด้วยเช่นเดียวกัน บริเวณใกล้กับผนังก่อนที่ระยะ y ช่วงหนึ่งทำให้ Re_y มีค่าเท่ากับ 1 ในช่วงระยะนี้อิทธิพลของแรงเฉือนจะเท่ากับแรงเฉื่อยหรือมากกว่าและจะมากกว่าที่ระยะใกล้ผนังมากขึ้น สรุปคือที่ไกลจากผนังออกไป การไหลได้รับอิทธิพลจากแรงเฉือน ส่วนบริเวณใกล้ผนังการไหลได้รับอิทธิพลจากแรงเฉือน และกระแสการไหลที่ไหลออกไปจะไม่มีผลกับบริเวณนี้ สำหรับการไหลในบริเวณที่ใกล้กับผนัง ความเร็วเฉลี่ยขึ้นอยู่กับระยะ y ความหนาแน่น ρ ความหนืด μ และความเค้นเฉือนที่ผนัง τ_w ดังนั้น $U = f(y, \rho, \mu, \tau_w)$ [17]

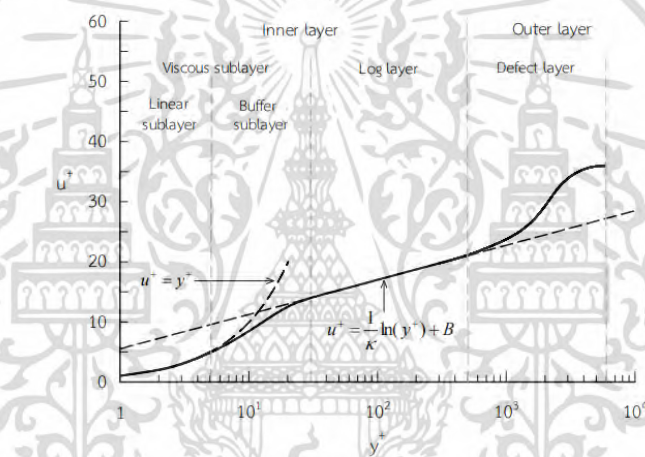
$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} + f\left(\frac{\rho \tau_w y}{\mu}\right) = f(y^+) \quad (2.97)$$

ความเค้นเฉือนที่ผนังประกอบด้วยตัวแปรไร้หน่วยที่สำคัญ 2 กลุ่มคือ u^+ และ y^+ โดยความเร็วเฉลี่ยหรือความเร็วเสียดทาน (Friction velocity) คือ $u_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}$ โดยที่ τ_w เป็นความเค้นเฉือนที่ผนัง (Wall shear stress)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3.2 แสดงโปรไฟล์ความเร็วสำหรับชั้นขอบเขตของการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent boundary layer) จากรูปแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วไร้หน่วย u^+ กับระยะทางตั้งฉากกับผนัง y^+ สำหรับการไหลที่บริเวณผนัง ของไหลอยู่นิ่งที่ผิวของผนัง การหมุนวนจากความปั่นป่วนจะหยุดลงที่ผนัง ทำให้การไหลเกือบจะเป็นการไหลแบบราบเรียบ พฤติกรรมของของไหลที่ติดผนังได้รับอิทธิพลจากความหนืด ซึ่งมีบทบาทสำคัญต่อโมเมนตัมและการถ่ายเทความร้อน ชั้นขอบเขตของการไหลเริ่มต้นจากชั้นย่อยหนืด (Viscous sublayer) ชั้นขอบเขตนี้ความบางที่สุด ($y^+ < 5$) เป็นชั้นที่ติดกับพื้นผิว บางครั้งเรียกว่าชั้นย่อยเชิงเส้น (Linear sublayer) เนื่องจากความสัมพันธ์ที่เป็นเชิงเส้นระหว่างความเร็วและระยะห่างจากผนัง ความเค้นเฉือนที่มีอิทธิพลในบริเวณนี้มาจากความหนืดซึ่งมีค่าคงที่และเท่ากับค่าความเค้นเฉือนที่ผนัง ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็ว u^+ และ y^+ เขียนได้ดังต่อไปนี้

$$u^+ = y^+ \quad (2.98)$$



รูปที่ 2.36 โปรไฟล์ความเร็วสำหรับชั้นขอบเขตแบบปั่นป่วน [17]

ถัดจากชั้นย่อยหนืด ช่วง $30 < y^+ < 500$ เป็น บริเวณที่มีความปั่นป่วนอยู่ใกล้กับผนัง ทั้งความหนืดและความปั่นป่วนมีผลต่อการไหล ความเค้นเฉือนมีการเปลี่ยนแปลงอย่างช้า ๆ ตามระยะทางจากผนัง ภายในชั้นนี้ความเค้นเฉือนคงที่และเท่ากับค่าความเค้นเฉือนที่ผนัง ความสัมพันธ์ระหว่าง u^+ และ y^+ เขียนได้ดังต่อไปนี้

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(y^+) + B \quad (2.99)$$

ค่าตัวเลขต่าง ๆ ได้จากการทดลอง โดย k คือ von karman 's constant มีค่าเท่ากับ 0.4 และ B เป็นค่าคงที่ของการทดลอง (Empirical constant) ซึ่งสัมพันธ์กับความหนาของชั้นย่อยหนืดมีค่าเท่ากับ 5.5 สำหรับผนังที่เป็นผิวเรียบ เนื่องจาก u^+ และ y^+ มีความสัมพันธ์แบบลอการิทึม การไหลในบริเวณนี้ถูกเรียกว่า log-law layer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชั้นที่เป็นช่วงเปลี่ยนผ่านซึ่งอยู่ระหว่างชั้นย่อยหนืดกับชั้น log-law layer คือชั้น buffer layer หรือ blending region มีค่า $5 < y^+ < 30$ เป็นชั้นที่ทั้งความหนืดและความปั่นป่วนมีอิทธิพลต่อการไหลพอ ๆ กัน โดยชั้นย่อยหนืด ชั้น buffer layer และชั้น log-law layer เป็นชั้นย่อยที่อยู่ในบริเวณการไหลชั้นใน (Inner layer) ทั้งสิ้น

2.9.3 แบบจำลองความปั่นป่วน RNG $k - \varepsilon$

แบบจำลองความปั่นป่วนที่ได้กล่าวไปแล้วเป็นการแสดงลักษณะของความปั่นป่วนที่ถูกใช้คำนวณการไหลแบบปั่นป่วนกับสมการค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์นาเวีย-สโตกส์ แบบจำลองความปั่นป่วนและการเคลื่อนย้ายปริมาตรสเกลาร์ (Scalar transport)

การพัฒนาแบบจำลองสำหรับการไหลปั่นป่วนที่หลากหลาย ทำให้แบบจำลองสามารถใช้งานได้กับการไหลในหลายลักษณะ ซึ่งขึ้นอยู่กับพื้นฐานของการไหลที่ได้พัฒนาแบบจำลองขึ้นมาแบบจำลองความปั่นป่วนทั้งหลาย แบบจำลองที่อยู่ในความสนใจของนักวิจัยเนื่องจากมีความเหมาะสมและนิยมใช้ในปัจจุบันคือแบบจำลองความปั่นป่วน RNG $k - \varepsilon$ แบบจำลองนี้เป็นแบบจำลองที่มี 2 สมการสำหรับใช้พิจารณาพลวัตความปั่นป่วนและการสร้างหรือการทำลายความปั่นป่วน [61] โดยที่พลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (Turbulent kinetic energy, k) นั้นเป็นพจน์ของการสร้าง ส่วนอัตราการสูญเสียพลังงานจลน์ของความปั่นป่วนเนื่องจากความหนืด (Viscous dissipation, ε) เป็นพจน์ของการทำลายในสมการพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (Turbulent kinetic energy equation)

แบบจำลองความปั่นป่วน RNG $k - \varepsilon$ ให้ความสนใจกับกลไกที่ส่งผลต่อพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน โดยที่พลังงานจลน์ ณ ขณะเวลาหนึ่ง (Instantaneous kinetic energy, $k(t)$) ของการไหลแบบปั่นป่วนคือผลรวมของพลังงานจลน์เฉลี่ย (K) และพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (k) พลังงานจลน์ ณ ขณะเวลาหนึ่งของการไหลแบบปั่นป่วนสามารถเขียนได้ดังสมการต่อไปนี้

$$k(t) = K + k \quad (2.100)$$

โดยที่ $K = \frac{1}{2}(U^2 + V^2 + W^2)$ และ $k = \frac{1}{2}(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2})$ แบบจำลองความปั่นป่วนที่ใช้ในการศึกษานี้เป็นแบบจำลอง Renormalization-group $k - \varepsilon$ (RNG $k - \varepsilon$) ที่ถูกคิดขึ้นโดย Yakhot and Orzag ในปี 1992 [18] ซึ่งใช้วิธีเชิงสถิติอย่างแม่นยำที่เรียกว่า ทฤษฎี renormalization group แบบจำลองนี้มีความแม่นยำและเชื่อถือได้มากกว่าแบบจำลอง Standard $k - \varepsilon$ สำหรับช่วงการไหลที่กว้าง แบบจำลอง RNG $k - \varepsilon$ ถูกเสริมเข้าไปกับสมการค่าเฉลี่ยเรย์โนลด์นาเวีย-สโตกส์ เพื่อใช้ในการจำลองเชิงตัวเลขของการไหลแบบปั่นป่วน สมการ RNG $k - \varepsilon$ สามารถเขียนได้ดังต่อไปนี้ [17]

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div}[\alpha_k \mu_{\text{eff}} \text{grad } k] + \tau_{ij} \cdot s_{ij} - \rho \varepsilon \quad (2.101)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon U) = \text{div}[\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \text{grad } \varepsilon] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \cdot s_{ij} - \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.102)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

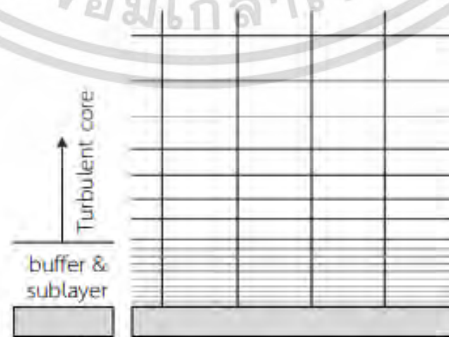
พจน์แรกทางด้านซ้ายมือของสมการ RNG $k-\varepsilon$ คืออัตราการเปลี่ยนแปลง k หรือ ε พจน์ที่ 2 คือการเคลื่อนย้าย k หรือ ε โดยการพา ทางด้านขวามือของสมการประกอบไปด้วย การเคลื่อนย้าย k หรือ ε โดยการแพร่ อัตราการสร้าง k หรือ ε ตามลำดับ

สมการ RNG $k-\varepsilon$ มีความสัมพันธ์ที่เกี่ยวข้องกันคือ ความเค้นเรย์โนลด์ (τ_{ij}) ค่าความหนืดยังผล (Effective viscosity, μ_{ij}) และความหนืดหมุนวนเนื่องจากความปั่นป่วน (Eddy viscosity, μ_t) เมื่อ $\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i u_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}$ และ $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ โดยที่

$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ ค่าคงที่ของแบบจำลอง α_k และ α_ε คือเลขพรานด์ยังผลผกผัน (Inverse effective Prandtl number) สำหรับค่า k และ ε มีค่าเท่ากับ 1.39 ส่วน C_μ เป็นตัวแปรไร้มิติมีค่าเท่ากับ 0.0845 สำหรับ $C_{1\varepsilon}^* = 1.42$ และ $C_{2\varepsilon} = 1.68$ ตามลำดับ

2.9.4 แบบจำลองใกล้ผนังสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่มีผนังเป็นขอบเขต

แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\varepsilon$ มีความแม่นยำสำหรับการวิเคราะห์การไหลแบบปั่นป่วนในบริเวณแกนการไหลหรือในบริเวณที่ไกลออกไปจากผนัง วิธีการจำลองใกล้ผนังสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่มีผนังเป็นขอบเขตได้ถูกนำมาใช้ร่วมกับแบบจำลองความปั่นป่วน RNG $k-\varepsilon$ ในการแก้ปัญหาบริเวณใกล้ผนัง (Near-wall region) ที่การไหลได้รับอิทธิพลของความหนืด การวิเคราะห์ที่บริเวณใกล้ผนังสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่มีผนังเป็นขอบเขตใช้วิธีการจำลองการไหลใกล้ผนังแบบ enhanced wall treatment ซึ่งเป็นวิธีที่มีพื้นฐานมาจากการรวมแบบจำลองการไหล 2 ชั้น (Two layer model) เข้ากับวิธีฟังก์ชันผนังเสริม (Enhanced wall function) เพื่อรวมอิทธิพลจากความหนืดระหว่างบริเวณใกล้ผนังกับบริเวณที่การไหลเป็นแบบปั่นป่วนอย่างสมบูรณ์ อย่างไรก็ตามการเสริมการวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองการไหลใกล้ผนังด้วยวิธี enhanced wall treatment เข้ากับแบบจำลองความปั่นป่วน RNG $k-\varepsilon$ ยังคงต้องใช้กริดที่มีความละเอียดมากพอเพื่อการคำนวณที่สมบูรณ์สำหรับการไหลในบริเวณใกล้ผนังและบริเวณการไหลในชั้นย่อยหนืด [19] ดังรูปที่ 2.38 แสดงการคำนวณการไหลในชั้นย่อย ค่า y^+ ควรมีน้อยกว่าหรือเท่ากับ 1



รูปที่ 2.37 วิธีการจำลองใกล้ผนัง [16]

สำหรับแบบจำลองการไหล 2 ชั้น ขอบเขตการไหลถูกแบ่งเป็น 2 ส่วน คือบริเวณที่ได้รับอิทธิพลจากความหนืดกับบริเวณที่การไหลเป็นแบบปั่นป่วนอย่างสมบูรณ์

สำหรับบริเวณการไหลเป็นแบบปั่นป่วนอย่างสมบูรณ์ [17] เลขเรย์โนลด์ปั่นป่วน $Re_y = \rho y \sqrt{k/\mu} \geq 200$ เมื่อ y คือระยะทางตั้งฉากจากผนังไปยังจุดศูนย์กลางเซลล์ ซึ่งกำหนดโดย $y = \min \|\vec{r} - \vec{r}_w\|$ โดยที่ \vec{r} เป็นเวกเตอร์ตำแหน่งของจุดที่อยู่ในสนาม \vec{r}_w เป็นเวกเตอร์ตำแหน่งบนผนังขอบเขต Γ_w คือการรวมกันของผนังขอบเขตทั้งหมดที่เกี่ยวข้อง ดังนั้นระยะทาง y จึงถูกกำหนดให้มีลักษณะเฉพาะในขอบเขตการไหลที่ซับซ้อนมีหลายผนัง ความหนืดหมุนวนสำหรับการไหลในบริเวณนี้กำหนดตามแบบจำลอง RNG $k - \varepsilon$ คือ

$$\mu_{t,i} = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon \quad (2.103)$$

โดยที่ l คือสเกลความยาว ความหนืดในบริเวณที่ได้อิทธิพลจากความหนืดกับบริเวณที่การไหลแบบปั่นป่วนอย่างสมบูรณ์ใช้สูตรการรวมกัน (Blending formula) เพื่อประเมินความหนืดหมุนวนในสมการความเค้นเรย์โนลด์คือ

$$\mu_t = F_\mu \mu_{t,i} + (1 - F_\mu) \mu_{t,v} \quad (2.104)$$

ฟังก์ชันการรวมกัน (Blending formula) $F_\mu = F_\mu(Re_y)$ มีค่าเท่ากับ 0 ที่ผนัง และเท่ากับ 1 ในบริเวณที่การไหลเป็นแบบปั่นป่วนอย่างสมบูรณ์ที่ $Re_y \gg 200$

สำหรับฟังก์ชันผนังเสริมเป็นวิธีการเพิ่มความสามารถในการวิเคราะห์การไหลทั่วบริเวณใกล้ผนัง ซึ่งจำเป็นต้องใช้กฎของผนังที่รวมความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นในชั้นการไหลแบบราบเรียบและความสัมพันธ์แบบลอการิทึมในชั้นการไหลแบบปั่นป่วนเข้าเป็นสมการเดียว ตามสมการ [15]

$$\mu^+ = e^{\Gamma} u_{lam}^+ + e^{-\Gamma} u_{turb}^+ \quad (2.105)$$

เมื่อ u_{lam}^+ และ u_{turb}^+ คือกฎของผนังสำหรับการไหลแบบราบเรียบและปั่นป่วนตามลำดับ

2.10 ระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม

ระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมเป็นกระบวนการการแปลงสมการควบคุมของการเคลื่อนย้ายซึ่งอยู่ในรูปของสมการอนุพันธ์ย่อยที่ยังไม่สามารถนำไปใช้ได้ ในระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical method) ให้อยู่ในรูปแบบของสมการพีชคณิตที่สอดคล้องกับสมการการเคลื่อนย้ายคุณสมบัติ (ϕ) ที่จะสามารถนำไปคำนวณด้วยระบบคอมพิวเตอร์ได้ ซึ่งขนาดของระบบสมการพีชคณิตขึ้นกับจำนวนจุดต่อ การหาค่าตอบของสมการพีชคณิตเหล่านี้มี 2 วิธี ได้แก่วิธีการตรง (Direct method) และวิธีการทางอ้อม (Indirect method) หรือที่เรียกอีกอย่างว่าวิธีการทำซ้ำ (Iteration method)

สมการเคลื่อนย้ายทั่วไปของคุณสมบัติ (ϕ) สำหรับปัญหาการพาและการแพร่กระจายแบบคงตัว (Steady convection-diffusion) ที่เกิดขึ้นกับการไหลของของไหล สามารถเขียนเป็นสมการที่ไม่มีพจน์ของความไม่คงตัว (Transient term) ในรูปของเวกเตอร์ได้ดังนี้ [17]

$$\text{div}(\rho u \phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S_\phi \quad (2.106)$$

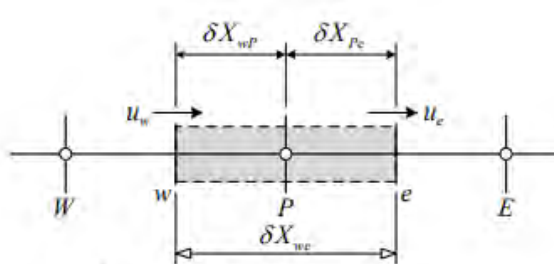
พจน์ทางด้านซ้ายมือของสมการเป็นพจน์ของการพา (Convection term) ความเร็ว u เป็นตัวแทนของความเร็วของการไหลในทุกมิติ พจน์ทางด้านขวามือเป็นพจน์ของการแพร่ (Diffusion term) และพจน์ของการก่อกำเนิด (Source term) ที่แสดงการเพิ่มขึ้นหรือลดลงของคุณสมบัติ โดย Γ คือสัมประสิทธิ์การแพร่ การชีรูปปริพันธ์สำหรับสมการเคลื่อนย้ายเป็นจุดเริ่มต้นของการพัฒนาวิธีการเชิงตัวเลขด้วยระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม สมการเคลื่อนย้ายในรูปปริพันธ์สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\int_A (\rho u \phi) = n dA = \text{div} \int_A (\Gamma \text{grad} \phi) \cdot n dA + \int_{CV} S_\phi dV \quad (2.107)$$

สมการปริพันธ์แสดงการสมดุลของฟลักซ์ในปริมาตรควบคุม พจน์ทางด้านซ้ายมือของสมการเป็นฟลักซ์สุทธิของการพาความร้อน (Net convective flux) ส่วนพจน์ทางด้านขวามือประกอบไปด้วยของฟลักซ์สุทธิของการแพร่ (Net diffusive flux) และการสร้าง (เพิ่มขึ้น) หรือการทำลาย (ลดลง) ของคุณสมบัติภายในปริมาตรควบคุม ตามลำดับ

การเปลี่ยนรูปควบคุมไปสู่ระบบสมการพีชคณิตมี 2 ขั้นตอน ขั้นตอนแรกเริ่มจากการแบ่งขอบเขตหรือการสร้างปริมาตรควบคุมและการแปลงสมการควบคุม การแบ่งขอบเขตเป็นการสร้างขอบเขตของการคำนวณเชิงตัวเลข ซึ่งเรียกว่าปริมาตรควบคุม (Control volumes, CVs) หรือเซลล์ (Cells) หากเป็นการจำลองแบบขึ้นกับเวลา (Transient simulation) คาบเวลาจะถูกแบ่งเป็นช่วงเวลาย่อย ๆ ด้วยเช่นเดียวกัน การแปลงสมการควบคุมถูกทำไปพร้อม ๆ กันกับการแบ่งเขต ซึ่งทำให้สมการควบคุมถูกแปลงไปเป็นสมการแปลงรูปที่อยู่ในระบบสมการพีชคณิตที่สามารถแก้ด้วยวิธีการตรงหรือวิธีการทางอ้อม

ขั้นตอนแรกของการแปลงสมการควบคุมคือการแบ่งขอบเขต สำหรับปัญหาพื้นฐาน ให้พิจารณาปริมาตรควบคุมใน 1 มิติที่แสดงอยู่ในรูปที่ 3.4 จุดต่อ P เป็นจุดที่อยู่ตรงกลางปริมาตรควบคุม จุดต่อข้างเคียงกำหนดเป็น W และ E ผิวหน้าของปริมาตรควบคุมกำหนดเป็น w และ e ตามลำดับ ขอบเขตหรือผิวหน้าของปริมาตรควบคุมอยู่ที่ตำแหน่งกึ่งกลางระหว่างจุดต่อข้างเคียง ดังนั้นแต่ละจุดต่อจะถูกล้อมรอบด้วยปริมาตรควบคุมหรือเซลล์



รูปที่ 2.38 ปริมาตรควบคุมรอบจุดต่อ P [17]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เฉพาะในเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น มิใช่เพื่อเผยแพร่ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนที่ 2 เป็นขั้นตอนสำคัญของระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมคือการแปลงสมการเคลื่อนย้ายไปสู่สมการแปลงรูป เมื่อหาปริพันธ์ของสมการการเคลื่อนย้ายในสมการที่ 3.18 ภายใต้ปริมาตรควบคุม โดยไม่พิจารณาพจน์ของการก่อกำเนิด จะได้

$$(\rho u A \phi)_e = (\rho u A \phi)_w = \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w \quad (2.108)$$

เมื่อหาปริพันธ์ของสมการความต่อเนื่อง (3.1) จะได้

$$(\rho u A \phi)_e = (\rho u A \phi)_w = 0 \quad (2.109)$$

โดยที่ตัวแปร $F = \rho u$ และ $D = \Gamma / \delta x$ ถูกกำหนดเพื่อแสดงฟลักซ์การพาของมวลต่อหน่วยพื้นที่ (Convective mass flux) และฟลักซ์การแพร่ (Diffusion conductance) ที่ผิวหน้าของเซลล์ตามลำดับ กำหนดให้พื้นที่ของผิว $A_w = A_e = A$ สมการแปลงรูปสำหรับการพาและการแพร่กระจายที่เกิดจากการหาปริพันธ์ (2.20) สามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$F_e \phi_e - F_w \phi_w = D_e (\phi_E - \phi_P) = D_w (\phi_P - \phi_W) \quad (2.110)$$

และสมการความต่อเนื่องที่ได้มาจากการหาปริพันธ์ (3.21) สามารถเขียนได้เป็น

$$F_e - F_w = 0 \quad (2.111)$$

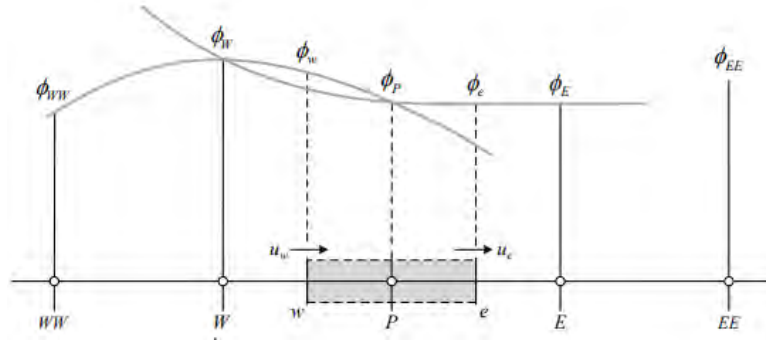
การแก้สมการที่ 2.110 จำเป็นต้องคำนวณค่าคุณสมบัติ ϕ ที่ผิวหน้า e และ w ด้วยวิธีการประมาณค่าคุณสมบัติที่ผ่านเข้าออกปริมาณควบคุม ซึ่งเนื้อหาส่วนถัดไปเป็นการแสดงระเบียบวิธี (Scheme) การประมาณค่าคุณสมบัติดังกล่าว

2.10.1 ระเบียบวิธี QUICK

การศึกษานี้ใช้ระเบียบวิธี QUICK (Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics) เพื่อประมาณค่าคุณสมบัติ ระเบียบวิธีนี้คิดขึ้นโดย Leonard ในปี 1979 [20] ระเบียบวิธี QUICK (QUICK scheme) ใช้จุด 3 จุดที่อยู่ต้นกระแสการไหล (Upstream) กับการประมาณค่าในช่วงกำลังสองถ่วงน้ำหนัก (Upstream-weighted quadratic interpolation) ที่ผิวหน้าเซลล์ ค่าของคุณสมบัติที่ผิวหน้าเซลล์ได้จากฟังก์ชันกำลังสองที่ผ่านจุดต่อ 2 จุดที่ครอบคลุมแต่ละด้านของผิวหน้าเซลล์ (Bracketing node) และอีก 1 จุดทางด้านต้นกระแส สำหรับกริดแบบสม่ำเสมอ (Uniform grid) ค่าของคุณสมบัติ ϕ ที่ผิวหน้าเซลล์ระหว่างจุดต่อที่ครอบผิวหน้าเซลล์ทั้ง 2 จุด คือ i และ $i-1$ กับจุดต่อต้นกระแส $i-2$ นั้นสามารถประมาณค่าโดย [17]

$$\phi_{face} = \frac{6}{8} \phi_{i-1} + \frac{3}{8} \phi_i + \frac{1}{8} \phi_{i-2} \quad (2.112)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.39 เส้นประมาณของฟังก์ชันกำลังสอง [17]

ระเบียบวิธี QUICK สำหรับปัญหาการพาและการแพร่กระจายใน 1 มิติสำหรับจุดต่อ P ที่แสดงอยู่ในรูปที่ 2.40 เป็นการไหลไปในทิศทางที่เป็นบวก (Positive flow) เมื่อความเร็ว $u_w > 0$ ค่าของคุณสมบัติ ϕ ที่ผิวหน้าเซลล์ฝั่งตะวันตก w คือ $\phi_w = \frac{6}{8}\phi_w + \frac{3}{8}\phi_P + \frac{1}{8}\phi_{ww}$ โดยที่จุดต่อ w และ P คือจุดต่อที่ล้อมผิวหน้า w ส่วน ww คือจุดต่อทางด้านต้นกระแส เมื่อความเร็ว $u_e > 0$ ค่าของคุณสมบัติ ϕ ที่ผิวหน้าเซลล์ฝั่งตะวันออก e คือ $\phi_e = \frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_E + \frac{1}{8}\phi_w$ โดยที่จุดต่อ P และ E คือจุดต่อที่ล้อมผิวหน้า e ส่วน w คือจุดต่อทางด้านต้นกระแส สมการ ϕ_e และ ϕ_w จะถูกนำไปแทนในสมการแปลงรูปสำหรับการพาและการแพร่กระจายในสมการที่ 2.110 ต่อจากนั้นสมการจะถูกแก้เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์ที่กึ่งกลาง (Central coefficient) และสัมประสิทธิ์ข้างเคียง (Neighbor coefficient) สำหรับการไหลในทิศทางที่เป็นลบ (Negative flow) สามารถกระทำได้ในลักษณะเดียวกัน ดังนั้น สมการแปลงรูปสำหรับการพาและการแพร่กระจายแบบ 1 มิติในรูปแบบมาตรฐานตามระเบียบวิธี QUICK ที่รวมสัมประสิทธิ์เข้าไว้ด้วยกันเพื่อให้ครอบคลุมการไหลได้ทั้งทิศทางที่เป็นบวกและเป็นลบ สามารถเขียนได้ดังนี้

$$a_P \phi_P = a_w \phi_w + a_E \phi_E + a_{ww} \phi_{ww} + a_{EE} \phi_{EE} \quad (2.113)$$

สัมประสิทธิ์ที่กึ่งกลางและสัมประสิทธิ์ข้างเคียงในสมการที่ 2.113 แสดงสรุปอยู่ในตารางที่ 2.1

ตาราง 2.1 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ที่กึ่งกลางและสัมประสิทธิ์ข้างเคียงตามระเบียบวิธี QUICK [16]

| สัมประสิทธิ์ที่กึ่งกลาง | สูตร |
|-------------------------|---|
| a_p | $a_w + a_e + a_{ww} + a_{ee} + (F_e - F_w)$ |
| สัมประสิทธิ์ข้างเคียง | |
| a_w | $D_w + \frac{6}{8}\alpha_w F_w + \frac{1}{8}\alpha_e F_e + \frac{3}{8}(1-\alpha_w)F_w$ |
| a_{ww} | $-\frac{1}{8}\alpha_w F_w$ |
| a_e | $D_e - \frac{3}{8}\alpha_e F_e - \frac{6}{8}(1-\alpha_e)F_e - \frac{1}{8}(1-\alpha_w)F_w$ |
| a_{ee} | $\frac{1}{8}(1-\alpha_e)F_e$ |
| หมายเหตุ | โดยที่ $\alpha_w = 1$ สำหรับ $F_w > 0$ และ $\alpha_e = 1$ สำหรับ $F_e > 0$ $\alpha_w = 0$ สำหรับ $F_w < 0$ และ $\alpha_e = 0$ สำหรับ $F_e < 0$ |

สำหรับระเบียบวิธีแบบ QUICK นั้น พลักซ์ที่ผิวหน้าเซลล์ถูกคำนวณโดยการประมาณค่าแบบยกกำลังสองระหว่างจุดที่ล้อมผิวหน้าและจุดต่อทางด้านต้นกระแสน้ำ ดังนั้นจึงมีความต่อเนื่องและสอดคล้องกับหลักอนุพันธ์ [29] พลักซ์ที่ผ่านเข้าออกผิวหน้าเซลล์สมดุลกันตลอด เนื่องจากระเบียบวิธีนี้อยู่บนพื้นฐานของฟังก์ชันกำลังสอง ความแม่นยำจากความคลาดเคลื่อนเนื่องจากการตัดปลาย (Truncation error) อยู่ในลำดับที่ 3 ของอนุกรมเทย์เลอร์ บนกริดแบบสม่ำเสมอ ระเบียบวิธี QUICK มีความแม่นยำกว่าวิธีผลต่างกลางหรือระเบียบวิธีแบบผสม (Hybrid scheme) ขั้นตอนที่สุดท้ายของระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมหลังจากผ่านกระบวนการแปลงสมการควบคุมด้วยระเบียบวิธี QUICK คือการแก้ระบบสมการพีชคณิตของชุดสมการแปลงรูปสำหรับการพาและการแพร่กระจาย ซึ่งมี 2 วิธี ได้แก่วิธีการตรงและวิธีการทางอ้อมหรือวิธีการทำซ้ำ ตัวอย่างของวิธีการตรงคือกฎของคราเมอร์ (Cramer's rule) และการกำจัดแบบเกาส์ (Gaussian elimination) วิธีเหล่านี้ใช้ทรัพยากรค่อนข้างมาก วิธีทำซ้ำมีพื้นฐานจากการประยุกต์ของลำดับขั้นตอนการแก้ปัญหาอย่างง่ายโดยเริ่มจากการสมมติค่าของผลลัพธ์แล้วทำการคำนวณซ้ำจนนำไปสู่การลู่เข้าหาคำตอบ

2.11 ระเบียบวิธีการแก้ปัญหา

2.11.1 วิธีการคำนวณแบบ pressure-based approach

สำหรับงานวิจัยนี้ใช้การวิเคราะห์การไหลในสถานะคงตัวด้วยวิธีการคำนวณแบบ pressure-based approach ซึ่งเดิมทีถูกพัฒนาขึ้นเพื่อวิเคราะห์การไหลความเร็วต่ำแบบไม่อัดตัว (Low-speed incompressible flow) เพื่อแก้สมการการควบคุมที่ไม่เป็นเชิงเส้นและมีความสัมพันธ์เกี่ยวโยงกับการคำนวณใช้วิธีการกระทำซ้ำเป็นรอบ จนกว่าคำตอบจะลู่เข้าสู่คำตอบที่แท้จริง ในปัจจุบันวิธีการคำนวณแบบ pressure-based ถูกเพิ่มขีดความสามารถในการวิเคราะห์การไหลที่มีความเร็วสูงและอัดตัวได้ (High-speed compressible flow)

เครื่องมือคำนวณแบบ pressure-based solver มีวิธีการคำนวณ 2 แบบ ได้แก่ การคำนวณแบบแยก (Segregated algorithm) และการคำนวณแบบร่วม (Coupled algorithm) การคำนวณแบบแยก ใช้ระเบียบวิธีในการแก้ปัญหาที่ซึ่งสมการควบคุมถูกหาคำตอบอย่างเป็นลำดับหรือแยกการคำนวณออกจากกัน โดยจะทำการคำนวณสมการโมเมนตัมเพื่อให้ได้ความเร็วแต่ละตัวออกมา เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากผู้จัดทำเอกสารนี้

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก่อนหลังจากนั้นจึงคำนวณสมการแปงรูปของความต่อเนื่อง (Discretized continuity equation) ในขณะที่การคำนวณแบบรวม การคำนวณถูกทำควบคู่กันไป โดยรวมเอาการคำนวณสมการโมเมนตัมและสมการแปงรูปของความต่อเนื่องไว้ในขั้นตอนเดียว ข้อได้เปรียบสำหรับคำนวณแบบแยก อย่างไรก็ตามวิธีการนี้ใช้หน่วยความจำเพิ่มขึ้นมากถึง 2 เท่าเมื่อเทียบกับวิธีการคำนวณแบบแยก เนื่องจากต้องใช้หน่วยความจำในการเก็บทั้งสมการแปงรูปโมเมนตัมและความต่อเนื่องเพื่อที่จะแก้สมการหาสนามความเร็วและสนามความดันพร้อมกัน ในขณะที่วิธีการคำนวณแบบแยกจะเก็บสมการไว้ในหน่วยความจำที่ละสมการ

ระเบียบวิธีการคำนวณแบบ Pressure-based แบบแยกกันคำนวณ หรือ Pressure-based segregated algorithm ตัวแปรแต่ละตัวในสมการควบคุม เช่น องค์ประกอบของความเร็ว ความดัน อุณหภูมิ จะถูกทยอยหาคำตอบทีละตัว ทำให้วิธีนี้หน่วยความจำถูกใช้อย่างมีประสิทธิภาพ เนื่องจากสมการแปงรูปถูกเก็บในหน่วยความจำเป็นครั้งไป อย่างไรก็ตาม การลู่เข้าสู่คำตอบค่อนข้างช้า เมื่อสมการถูกหาคำตอบด้วยวิธีการนี้ [16]

ขั้นตอนการทำซ้ำด้วยระเบียบวิธีของการคำนวณด้วยระเบียบวิธี pressure-based แบบแยกกันคำนวณ เป็นดังต่อไปนี้

1. ปรับค่าของคุณสมบัติล่าสุดของของไหลให้เป็นปัจจุบัน เช่น ความหนาแน่น ความหนืด ความร้อนจำเพาะ ความหนืดหมุนวน
2. แก้สมการโมเมนตัมทีละค่าจากค่าของความดันและพลาซซ์ของมวลที่ผิวหน้าเซลล์ที่ถูกปรับปรุงก่อนหน้าเพื่อให้ได้ค่าความเร็วในสนามการไหล
3. แก้สมการแปงรูปของความต่อเนื่องในรูปแบบของสมการค่าแก้ความดัน (Pressure correction equation) จากสนามความเร็วและพลาซซ์ของมวลที่ได้มาก่อนหน้า
4. ปรับแก้ค่าพลาซซ์ของมวลที่ผิวหน้าเซลล์ ความดัน และสนามความเร็วจากตัวแก้ความดันที่ได้จากขั้นตอนที่ 3
5. แก้สมการสำหรับสเกลาร์อื่น ๆ ด้วยค่าปัจจุบันที่ได้จากการคำนวณ
6. ตรวจสอบการลู่เข้าสู่คำตอบของสมการควบคุม

ขั้นตอนเหล่านี้จะกระทำไปจนกว่าคำตอบจะถึงเกณฑ์ของการลู่เข้าสู่คำตอบ

2.11.2 ความสัมพันธ์ของความดันและความเร็วกับระเบียบวิธีแบบ SIMPLE

ระเบียบวิธีแบบ SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) เป็นระเบียบวิธีที่คิดขึ้นโดย Patankar and Spalding (1972) [21] ถูกใช้สำหรับหาความสัมพันธ์ของความดันและความเร็ว (Pressure-velocity coupling) กรณีการไหลแบบไม่อัดตัว ความดันจะเพิ่มขึ้นอยู่กับความหนาแน่นของของไหล เพราะความหนาแน่นมีค่าคงที่ ความดันจึงเกี่ยวโยงกับความเร็วในสนามการไหล หากทราบความดันที่ทุกจุดบนสนามการไหลแล้ว ค่าความเร็วที่ได้จากสมการโมเมนตัมจะสอดคล้องกับความเร็วในสมการความต่อเนื่อง การคำนวณความสัมพันธ์ระหว่างความดันและความเร็วด้วยระเบียบวิธีแบบ SIMPLE นั้นใช้ระเบียบวิธีการคำนวณแบบ pressure-based แบบแยกกันคำนวณ เริ่มจากการสมมุติค่าสนามความดัน ทำการหาคำตอบของสมการโมเมนตัมและสมการค่าแก้ของสนามความดันที่แปลงมาจากสมการความต่อเนื่อง เพื่อนำค่าแก้ดังกล่าวไปปรับปรุงเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

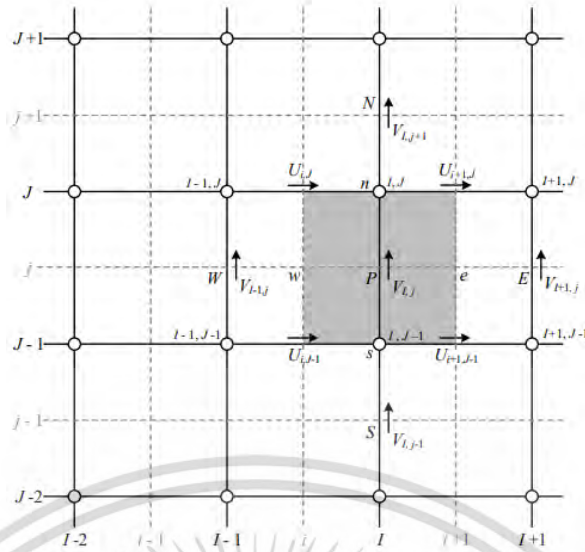
ค่าของสนามความดันและสนามความเร็ว ต่อจากนั้นนำสนามความเร็วและสนามความดันที่ได้ใหม่นั้น กลับเข้าไปในสมการโมเมนตัมและสมการค่าแก้ของความดันอีก เมื่อทำซ้ำจนกระทั่งค่าตอบทั้งหมดลู่เข้าก็จะได้สนามความเร็วและสนามความดันที่เป็นไปตามกฎการเคลื่อนย้ายโมเมนตัมและกฎการอนุรักษ์มวล

จากการที่ได้กล่าวไปก่อนหน้านี้เกี่ยวกับระเบียบวิธีปริมาตรสปีบเนื่องเริ่มต้นจากการแบ่งขอบเขตตำแหน่งของปริมาตรควบคุมกฎวางให้จุดต่อ P เป็นจุดที่อยู่ตรงกลางซึ่งถูกล้อมรอบด้วยปริมาตรควบคุม การวางตำแหน่งปริมาตรควบคุมเช่นนี้ ความเร็วจะไม่สามารถถูกเก็บไว้ที่ตำแหน่งเดียวกับตำแหน่งที่เก็บค่าความดัน เพราะจะทำให้ไม่สามารถแสดงอิทธิพลของความดันต่อสมการไหลได้ถูกต้องนัก สมการแปลงรูปโมเมนตัม (Discretised momentum equation) จากแนวคิดของการใช้กริดเยื้อง (Staggered grid) ที่ใช้การวางตำแหน่งของกริดสำหรับคำนวณความเร็วและความดันให้เยื้องกันเพื่อคำนวณความดันและความเร็วจึงถูกนำมาใช้ โดยแยกพจน์ของความดันในสมการโมเมนตัมออกมาพิจารณาเป็นการเฉพาะ ปริมาตรควบคุมของกริดเยื้องสำหรับสมการตมเมนตัมในทิศทาง x

$$a_{i,j} u_{i,j} = \sum a_{nb} u_{nb} + (p_{I-1,j} - p_{I,j}) A_{i,j} + b_{i,j} \quad (2.114)$$

โดยที่ $b_{i,j}$ คือ พจน์ของการสร้างโมเมนตัม (Momentum source) $A_{i,j}$ เป็นพื้นที่ของผิวหน้าเซลล์ (ด้านตะวันออก e หรือตะวันตก w) ของปริมาตรควบคุมสำหรับความเร็ว u พจน์ $(p_{I-1,j} - p_{I,j}) A_{i,j}$ คือแรงกระทำเนื่องจากความดันกับปริมาตรควบคุมของความเร็ว u พจน์ของเกรเดียนต์ของความดัน (Pressure gradient) ในสมการที่ 3.26 จะถูกแปลงโดยการประมาณค่าในช่วงเชิงเส้น (Linear interpolation) ระหว่างความดันที่จุดต่อบนขอบเขตของปริมาตรควบคุมสำหรับความเร็วในทิศทาง u สัมประสิทธิ์ $a_{i,j}$ และ a_{nb} สามารถคำนวณได้จากการแปลงรูปด้วยระเบียบวิธี QUICK สำหรับปัญหาการพาและการแพร่กระจาย ส่วนตัวห้อย nb แสดงถึงเซลล์ข้างเคียง

สมการแปลงรูปในทิศทางอื่นถูกกำหนดในลักษณะเดียวกัน ดังรูปที่ 3.8 แสดงปริมาตรควบคุมของกริดเยื้องสำหรับสมการโมเมนตัมในทิศทาง y



รูปที่ 2.40 ปริมาตรควบคุมสำหรับความเร็ว v [17]

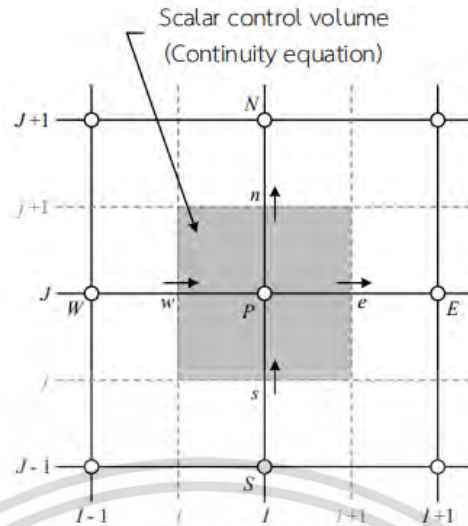
สมการแปลงรูปโมเมนตัมสำหรับความเร็ว v ที่ตำแหน่ง (i, j) กำหนดโดย [17]

$$a_{i,j} v_{i,j} = \sum a_{nb} v_{nb} + (p_{i-1,j} - p_{i,j}) A_{i,j} + b_{i,j} \quad (2.115)$$

การหาคำตอบของสมการการแปลงรูปดังกล่าวกระทำได้โดยกระบวนการทำซ้ำ หากกำหนดสนามความดัน p ให้กับสมการแปลงรูปโมเมนตัมสำหรับความเร็ว u และ v จะสามารถหาสนามความเร็วได้ หากสนามความดันมีความถูกต้องผลเฉลยของสนามความเร็วจะเป็นไปตามสมการความต่อเนื่อง

นอกจากการพิจารณาสมการโมเมนตัมที่ได้กล่าวไปแล้ว สนามความเร็วยังต้องสอดคล้องกับสมการความต่อเนื่อง ปริมาตรควบคุมของปริมาณสเกลาร์ในรูปที่ 2.44 ถูกใช้สำหรับการแปลงสมการความต่อเนื่องให้เป็นสมการ

$$\left[(\rho u A)_{i+1,j} - (\rho u A)_{i,j} \right] + \left[(\rho u A)_{i+1,j} - (\rho u A)_{i,j} \right] = 0 \quad (2.116)$$



รูปที่ 2.41 ปริมาตรควบคุมของปริมาณสเกลาร์สำหรับแปลงสมการความต่อเนื่อง [17]

ระเบียบวิธีแบบ SIMPLE เริ่มต้นจากกระบวนการประเมินค่าสนามความดันสมมุติ และเพื่อที่จะหาว่าสนามความเร็วตอบสนองอย่างไรกับสนามความดัน สมการโมเมนตัมในสมการที่ 2.114 และ 2.115 จึงถูกแปลงรูปเพื่อที่จะสามารถแทนค่าความดันสมมุติสำหรับใช้สำหรับหาค่าประกอบความเร็วสมมุติ (Guess velocity) u^* และ v^* ดังสมการต่อไปนี้

$$a_{i,j} u_{i,j}^* = \sum a_{nb} u_{i,j}^* + (p_{I-1,J}^* - p_{I,J}^*) A_{i,j} + b_{i,j} \quad (2.117)$$

$$a_{I,j} v_{I,j}^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + (p_{I,J-1}^* - p_{I,J}^*) A_{I,j} + b_{I,j} \quad (2.118)$$

เมื่อ p^* คือความดันสมมุติ (Guess pressure) ความสัมพันธ์ของค่าความดันที่ถูกต้อง (Correct pressure) p กำหนดจากความสัมพันธ์

$$p = p^* + p' \quad (2.119)$$

เมื่อ p' คือตัวปรับแก้ความดัน (Pressure correction) ซึ่งเป็นความแตกต่างระหว่างความดันที่ถูกต้องกับความดันสมมุติ ในทำนองเดียวกันความเร็วสามารถแสดงความสัมพันธ์คล้ายคลึงกันกับความดันคือ $u = u^* + u'$, $v = v^* + v'$ และ $w = w^* + w'$ เมื่อตัวแก้ความเร็ว (Velocity correction) u' , v' และ w' คือความแตกต่างระหว่างความเร็วที่ถูกต้อง (Correct velocity) u , v และ w กับค่าความเร็วสมมุติ u^* , v^* และ w^*

จากความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วที่ถูกต้อง ความเร็วสมมุติและตัวแก้ความเร็ว สนามความเร็วที่ถูกประมาณค่าโดยตัดพจน์ $a_{nb} u_{nb}^*$ และ $a_{nb} v_{nb}^*$ ออกจากสมการ เนื่องจากพจน์เหล่านี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไม่ทำให้เกิดค่าผิดพลาดสำหรับการหาคำตอบด้วยระเบียบวิธีแบบ SIMPLE สามารถเขียนเป็นสมการได้ดังต่อไปนี้

$$u_{i,j} = u_{i,j}^* + \frac{A_{i,j}}{a_{i,j}}(p'_{I-1,j} - p'_{I,j}) \quad (2.120)$$

$$v_{I,j} = v_{I,j}^* + \frac{A_{I,j}}{a_{I,j}}(p'_{I,j-1} - p'_{I,j}) \quad (2.121)$$

$$u_{i+1,j} = u_{i+1,j}^* + \frac{A_{i+1,j}}{a_{i+1,j}}(p'_{I,j} - p'_{I+1,j}) \quad (2.122)$$

$$v_{I,j+1} = v_{I,j+1}^* + \frac{A_{I,j+1}}{a_{I,j+1}}(p'_{I,j} - p'_{I,j+1}) \quad (2.123)$$

สมการที่ 2.120-2.123 แสดงถึงความเร็วสมมุติตอบสนองต่อตัวแก้ค่าความดันเพื่อทำให้เกิดค่าความเร็วที่ถูกต้อง เมื่อแทนความเร็วที่ถูกต้องลงในสมการแปลงรูปความต่อเนื่องในสมการที่ 2.116 และจัดรูปใหม่ให้อยู่ในรูปของตัวแก้ค่าความดัน หรือที่เรียกสมการแก้ค่าความดัน (Equation for pressure correction) ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการ

$$a_{I,j} p'_{I,j} = a_{I+1,j} p'_{I+1,j} + a_{I-1,j} p'_{I-1,j} + a_{I,j+1} p'_{I,j+1} + a_{I,j-1} p'_{I,j-1} + b'_{I,j} \quad (2.124)$$

โดยที่ $a_{I,j} = a_{I+1,j} + a_{I-1,j} + a_{I,j+1} + a_{I,j-1}$ ซึ่งสัมประสิทธิ์แต่ละตัวมีค่าดังตารางที่ 2.2 พจน์ $b'_{I,j}$ บ่งชี้ถึงความไม่สมดุลของมวล เนื่องจากสนามความเร็ว u^* และ v^* ที่ไม่ถูกต้อง

ตาราง 2.2 ค่าสัมประสิทธิ์ของสมการแก้ค่าความดัน [17]

| สัมประสิทธิ์ | สูตร |
|--------------|---|
| $a_{I+1,j}$ | $(\rho u A)_{I+1,j}$ |
| $a_{I-1,j}$ | $(\rho u A)_{I-1,j}$ |
| $a_{I,j+1}$ | $(\rho v A)_{I,j+1}$ |
| $a_{I,j-1}$ | $(\rho v A)_{I,j-1}$ |
| $b'_{I,j}$ | $(\rho u^* A)_{I,j} - (\rho u^* A)_{I+1,j} + (\rho v^* A)_{I,j} - (\rho v^* A)_{I,j+1}$ |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการค่าแก้ความดันอาจไม่ลู่เข้าสู่คำตอบในกระบวนการทำซ้ำ หากปราศจากค่าตัวประกอบภายใต้การผ่อนคลาย (Under-relaxation factor) ความดันค่าใหม่ที่ถูกปรับปรุง p^{new} สามารถเขียนเป็นสมการ

$$p^{new} = p^* + \alpha_p p' \quad (2.125)$$

โดยที่ α_p เป็นค่าตัวประกอบภายใต้การผ่อนคลายความดัน (Pressure under-relaxation factor) ค่า α_p ที่มีค่าเท่ากับ 0 หมายถึงไม่มีการปรับปรุงค่าความดัน ซึ่งไม่ใช่สิ่งที่ต้องการ ดังนั้นการปรับปรุงค่าโดยใช้ค่า α_p อยู่ระหว่าง 0 กับ 1 จึงทำให้ความดันสมมุติเป็นสัดส่วนกับตัวแก้ค่าความดัน อย่างไรก็ตาม หากกำหนดให้สนามความดันสมมุติ p^* ค่อนข้างห่างจากคำตอบสุดท้าย ตัวแก้ค่าความดัน p' จะมีค่ามากเกินไปจะทำให้การคำนวณมีความเสถียร ดังนั้นเพื่อให้การสมมุติค่าความดันห่างจากคำตอบที่แท้จริงอยู่ในช่วงที่เหมาะสมที่จะทำให้กระบวนการทำซ้ำเดินต่อไปข้างหน้า และทำให้การคำนวณมีความเสถียร การกำหนดค่าตัวประกอบภายใต้การผ่อนคลายสำหรับความดันและค่าอื่น ๆ ที่ใช้สำหรับหาคำตอบของปัญหาการไหลในกระบวนการทำซ้ำที่ถูกกำหนดในโปรแกรม ANSYS Fluent ควรเริ่มจากการใช้ค่าเริ่มต้นของโปรแกรมก่อน หากค่าเริ่มต้นไม่สามารถทำให้การคำนวณลู่เข้าสู่คำตอบหรือมีความไม่เสถียรในระหว่างการคำนวณ การปรับค่าตัวประกอบภายใต้ปัญหาของการไหล จากประสบการณ์จากการศึกษาด้านการไหลที่ผ่านมาจะสามารถช่วยในการกำหนดค่าเหล่านี้เพื่อการหาคำตอบของปัญหาได้

ระเบียบวิธีแบบ SIMPLE สามารถอธิบายเป็นลำดับได้ดังนี้ [17, 19]

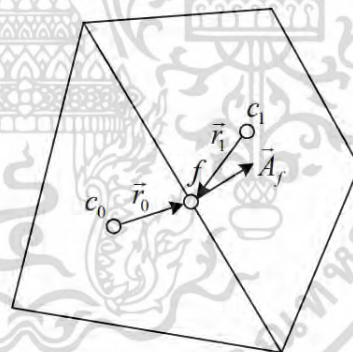
1. สมมุติค่าสนามความดันโดยกำหนดค่าความดันสมมุติ p^*
2. แก้สมการแปลงรูปของโมเมนตัม โดยใช้ค่าความดันสมมุติ p^* เพื่อให้ได้ค่าความเร็ว u^*, v^* และ w^*
3. คำนวณสมการแปลงรูปความต่อเนื่องในรูปของตัวแก้ความดัน p'
4. คำนวณค่าความดันที่ถูกต้อง p ใหม่ ตามสมการ $p = p^* + p'$ โดยเพิ่ม p' ไปรวมกับ p^*
5. คำนวณสนามความเร็ว u, v และ w และ u^*, v^* และ w^* โดยใช้สมการตัวแก้ความเร็ว (Velocity correction formula)
6. แก้สมการแปลงรูปของคุณสมบัติ ϕ อื่น ๆ เช่น อุณหภูมิ ค่าที่เกี่ยวข้องกับความปั่นป่วนที่มีผลต่อคุณสมบัติของของไหล
7. นำค่าความดันที่ถูกต้อง p เป็นค่าความดันสมมุติ p^* อันใหม่ ย้อนกลับไปในช่วงขั้นตอนที่ 2 และทำซ้ำขั้นตอนทั้งหมดจนกระทั่งได้คำตอบที่อยู่ในเกณฑ์ของการลู่เข้าสู่คำตอบที่กำหนด

2.11.3 ระเบียบวิธีการประมาณค่าความดัน

เมื่อใช้ระเบียบวิธีการคำนวณแบบ pressure-based สำหรับการวิเคราะห์การไหลความเร็วต่ำแบบไม่อัดตัวในสภาวะคงตัวแล้ว สมการแปลงรูปโมเมนต์ต้องการค่าความดันของผิวหน้าที่อยู่ระหว่างเซลล์ c_0 และ c_1 ดังแสดงในรูปที่ 3.11 ระเบียบวิธีการประมาณค่าในช่วง (Interpolation scheme) ถูกนำมาใช้คำนวณความดันที่ผิวหน้าเซลล์จากค่าที่ศูนย์กลางเซลล์ ระเบียบวิธีการประมาณค่าในช่วงสำหรับความดัน (Pressure Interpolation scheme) ที่ผิวหน้าเซลล์ใช้ระเบียบวิธีการประมาณค่าแบบเฉลี่ยกลางอันดับสอง (Central second-order interpolation) การประมาณค่าในช่วงของความดันที่ผิวหน้าเซลล์ p_f (Face pressure) ในสมการโมเมนต์กำหนดโดย

$$P_f = \frac{1}{2}(P_{C_0} + P_{C_1}) + \frac{1}{2}(\nabla P_{C_0} \vec{r}_{C_0} + \nabla P_{C_1} \vec{r}_{C_1}) \quad (2.126)$$

ตัวห้อย 0 และ 1 ใช้สำหรับอ้างอิงเซลล์ที่ใช้ผิวหน้า f ร่วมกับ P_{C_0} และ P_{C_1} คือค่าความดันที่เซลล์ C_0 และ C_1 ตามลำดับ ∇P_{C_0} และ ∇P_{C_1} คือเกรเดียนต์ของความดันที่เซลล์ C_0 และ C_1 ส่วน \vec{r}_{C_0} และ \vec{r}_{C_1} คือเวกเตอร์ตำแหน่งจากจุดเซนทรอยด์ของเซลล์ C_0 และ C_1 ไปยังจุดเซนทรอยด์ของผิวหน้าเซลล์ที่มีพื้นที่ A_f



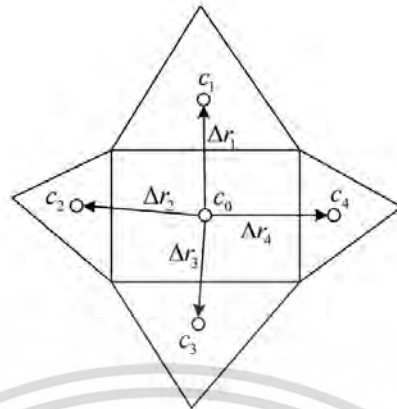
รูปที่ 2.42 ปริมาตรควบคุมที่ใช้แสดงการแปลงสมการการเคลื่อนย้ายปริมาณสเกลาร์

2.11.4 วิธีการประมาณค่าเกรเดียนต์

เกรเดียนต์ไม่เพียงแต่ใช้สำหรับหาค่าของสเกลาร์ที่ผิวหน้าเซลล์เท่านั้น แต่ยังใช้คำนวณการแพร่และอนุพันธ์ของความเร็ว เกรเดียนต์ของค่าคุณสมบัติ $\nabla \phi$ ถูกใช้เพื่อแปลงพจน์ของการพาและการแพร่ในสมการอนุรักษ์ของการไหล การประเมินค่าเกรเดียนต์ด้วยกำลังสองน้อยที่สุดจากข้อมูลที่ล้อมรอบแต่ละจุดต่อ (Least squares cell-based gradient evaluation) ถูกกำหนดให้เป็นการเปลี่ยนแปลงแบบเชิงเส้น จากรูปที่ 3.12 การเปลี่ยนแปลงค่าระหว่างเซลล์ c_0 และ c_i ตามทิศทางของเวกเตอร์ Δr_i จากจุดเซนทรอยด์ของเซลล์ c_0 และ c_i กำหนดโดย [16]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$(\nabla \phi)_{c_0} \cdot \Delta r_i = \phi_{c_i} - \phi_{c_0} \quad (2.127)$$



รูปที่ 2.43 การประเมินเกรเดียนต์จากจุดเซนทรอยด์ของเซลล์ [22]

หากเขียนสมการที่มีลักษณะคล้ายคลึงกันสำหรับแต่ละเซลล์ c_0 ระบบสมการที่กระชับขึ้นสามารถเขียนเป็น

$$[J](\nabla \phi)_{c_0} = \Delta \phi \quad (2.128)$$

เมื่อ $[J]$ คือเมทริกซ์สัมประสิทธิ์ (Coefficient matrix) การหาเกรเดียนต์ของเซลล์ $\nabla \phi_0 = \phi_x \hat{i} + \phi_y \hat{j} + \phi_z \hat{k}$ ทำได้โดยการแก้ระบบสมการที่สัมประสิทธิ์ไม่เป็นเมทริกซ์จัตุรัสด้วยวิธีกำลังสองน้อยสุด ระบบสมการเชิงเส้นสามารถแก้ด้วยวิธีการแยกสัมประสิทธิ์ของเมทริกซ์ตามกระบวนการ Gram-Schmidt [68] และการแยกสัมประสิทธิ์นี้ทำให้ได้เมทริกซ์ถ่วงน้ำหนัก (Matrix of weights) สำหรับแต่ละเซลล์ ดังนั้นสำหรับวิธีการใช้จุดศูนย์กลางของเซลล์นี้ทำให้มีตัวถ่วงน้ำหนักน้อยสุด (Least square weight) จำนวน 3 ตัว คือ $W_{i_0}^x, W_{i_0}^y$ และ $W_{i_0}^z$ ที่ถูกกำหนดสำหรับแต่ละผิวหน้าของเซลล์ c_0 ในการคำนวณเกรเดียนต์ ดังนั้นเกรเดียนต์ที่จุดศูนย์กลางเซลล์สามารถคำนวณโดยการคูณตัวประกอบถ่วงน้ำหนัก (Weight factors) กับผลต่างของเวกเตอร์ $\Delta \phi = \phi_{c_i} - \phi_{c_0}$ ได้สมการดังต่อไปนี้

$$(\phi_x)_{c_0} = \sum_{i=1}^n W_{i_0}^x (\phi_{c_i} - \phi_{c_0}) \quad (2.129)$$

$$(\phi_y)_{c_0} = \sum_{i=1}^n W_{i_0}^y (\phi_{c_i} - \phi_{c_0}) \quad (2.130)$$

$$(\phi_z)_{c_0} = \sum_{i=1}^n W_{i_0}^z (\phi_{c_i} - \phi_{c_0}) \quad (2.131)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทั้งนี้ การประมาณค่าเกรเดียนต์ด้วยวิธีกำลังสองน้อยสุดเป็นวิธีที่มีความแม่นยำและลู่เข้าสู่คำตอบได้เร็วกว่าการประมาณค่าเกรเดียนต์ด้วยวิธีอื่น ๆ

2.12 เงื่อนไขขอบเขตและเงื่อนไขเริ่มต้น

การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต (Boundary conditions) อย่างเหมาะสมสำหรับงานประยุกต์แต่ละประเภท มีผลต่อความถูกต้องของลักษณะการไหลและผลเฉลยทางความร้อน เงื่อนไขขอบเขตจะต้องสอดคล้องกับลักษณะทางกายภาพของปัญหา ส่วนการกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้น (Initial condition) สำหรับปัญหาแบบคงตัว ไม่มีความซับซ้อนมากเท่ากับเงื่อนไขขอบเขต เป็นเพียงการกำหนดค่าคงที่เริ่มต้นให้กับตัวแปรในขอบเขตของปัญหาเท่านั้น ดังนั้นเนื้อหาในส่วนนี้จะกล่าวถึงเฉพาะเงื่อนไขขอบเขตที่ใช้สำหรับงานวิจัยนี้

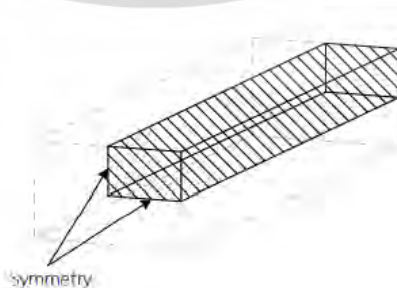
2.12.1 เงื่อนไขขอบเขตที่ผนัง

การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตอย่างเหมาะสมสำหรับขอบเขตที่เป็นผนังคือการกำหนดพารามิเตอร์ของความเร็วและความปั่นป่วน เงื่อนไขขอบเขตที่ผนังถูกใช้สำหรับบริเวณที่อยู่ระหว่างของไหลกับผนัง สำหรับการศึกษานี้ เงื่อนไขแบบไม่ลื่นไหลถูกนำมาใช้กับผนังแข็ง ความเร็วของของไหลที่ผนังเท่ากับศูนย์ นอกจากนี้การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตทางความร้อน (Thermal boundary conditions) สำหรับการถ่ายเทความร้อนที่ผนังอาจเป็นสิ่งจำเป็น เช่น เงื่อนไขแบบอุณหภูมิคงที่ ฟลักซ์ความร้อนคงที่ มีการพาความร้อนหรือการแผ่รังสีความร้อน เป็นต้น

วิธี enhanced wall treatment ที่รวมเอาแบบจำลองการไหล 2 ชั้นกับวิธีฟังก์ชันผนังเสริมเข้าไว้ด้วยกัน ถูกนำมาใช้ร่วมกับแบบจำลองความปั่นป่วน RNG $k - \epsilon$ เพื่อวิเคราะห์อิทธิพลจากความหนืดระหว่างบริเวณใกล้ผนังกับบริเวณที่การไหลเป็นแบบปั่นป่วนอย่างสมบูรณ์

2.12.2 เงื่อนไขขอบเขตสมมาตร

เงื่อนไขขอบเขตสมมาตร (Symmetry boundary conditions) ถูกใช้เมื่อลักษณะรูปร่างหรือขอบเขตปัญหาที่สนใจหรือลักษณะการไหลและผลเฉลยทางความร้อนมีความสมมาตร เงื่อนไขขอบเขตสมมาตรถูกใช้เพื่อลดขนาดของแบบจำลองที่ใช้คำนวณให้เป็นส่วนย่อยที่มีความสมมาตร สำหรับโปรแกรม ANSYS Fluent จะกำหนดให้ฟลักซ์และปริมาณอื่น ๆ ที่ผ่านเข้าออกขอบเขตสมมาตรมีค่าเป็นศูนย์ ไม่มีฟลักซ์ของการพา (Convection flux) และฟลักซ์ของการแพร่ (Diffusion flux) ผ่านระนาบสมมาตรนี้ [16]

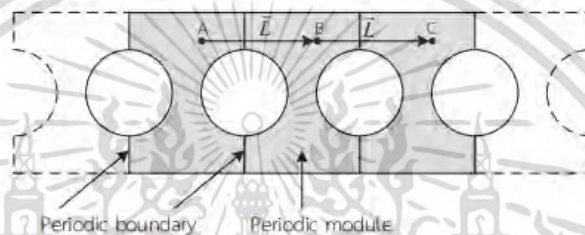


รูปที่ 2.44 การใช้ระนาบสมมาตรเพื่อลดขนาดของแบบจำลองเหลือ 1 ใน 4 ส่วน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.12.3 เงื่อนไขขอบเขตแบบคาบ

เงื่อนไขขอบเขตแบบคาบ (Periodic boundary conditions) เกิดจากความเหมือนกันแบบคาบของปัญหา เช่น รูปร่างทางกายภาพของปัญหาที่สนใจ รูปแบบการไหล (Flow pattern) และผลเฉลยทางความร้อนที่มีลักษณะซ้ำเป็นคาบอย่างต่อเนื่องตามทิศทางการไหล ช่วยลดระยะเวลาการคำนวณเนื่องจากจำนวนกริดที่ลดลง ลักษณะของการไหลแบบนี้พบในงานประยุกต์หลายอย่าง เช่น การไหลในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กและการไหลผ่านกลุ่มท่อ (Flow across tube banks) [16] ขอบเขตแบบคาบนั้นมีความถี่ของการไหลที่ไหลผ่านระนาบตรงข้าม 2 ระนาบในแบบจำลองเชิงตัวเลข รูปที่ 2.49 แสดงตัวอย่างรูปร่างเรขาคณิตของเงื่อนไขขอบเขตแบบคาบที่การไหลไหลผ่านแบบจำลองเชิงตัวเลขจากระนาบขอบเขตด้านหนึ่งไปยังขอบเขตทางออกที่ระนาบตรงข้าม



รูปที่ 2.45 ตัวอย่างลักษณะรูปร่างเรขาคณิตของขอบเขตแบบคาบ

การไหลแบบคาบมีลักษณะของการไหลที่ซ้ำกันและมีความดันตกคร่อมในช่วงของหน่วยคาบที่มีความยาว L ความเร็วมีการซ้ำตัวเองในพื้นที่การไหลเป็นไปตามสมการดังต่อไปนี้

$$\begin{aligned} u(\vec{r}) &= u(\vec{r} + \vec{L}) = u(\vec{r} + 2\vec{L}) = \dots \\ v(\vec{r}) &= v(\vec{r} + \vec{L}) = v(\vec{r} + 2\vec{L}) = \dots \\ w(\vec{r}) &= w(\vec{r} + \vec{L}) = w(\vec{r} + 2\vec{L}) = \dots \end{aligned} \quad (2.132)$$

เมื่อ \vec{r} เป็นเวกเตอร์ของตำแหน่งและ \vec{L} เป็นเวกเตอร์ความยาวคาบของขอบเขตที่พิจารณา สำหรับการไหลแบบหนืด (Viscous flow) ค่าของความดันจะไม่ซ้ำเป็นช่วงเหมือนสมการ 2.42 แต่ความดันตกคร่อมระหว่างหน่วยคาบจะซ้ำตัวเองเป็นไปตามสมการ

$$\Delta p = p(\vec{r}) - p(\vec{r} - \vec{L}) = p(\vec{r} + \vec{L}) - p(\vec{r} + 2\vec{L}) \quad (2.133)$$

สำหรับการกำหนดขอบเขตแบบพลั๊กความร้อนคงที่ที่ผนัง สามารถทำให้เกิดการไหลซ้ำเป็นช่วงเชิงความร้อนตามทิศทางการไหล การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิระหว่างขอบเขตที่ซ้ำจะมีค่าคงที่และสัมพันธ์กับการเพิ่มความร้อนสุทธิจากขอบเขตของผนัง เมื่อการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นเป็นช่วง ในกรณีการไหลที่มีความเร็วซ้ำตัวเองในพื้นที่การไหล สนามอุณหภูมิลักษณะคล้ายคลึงกับสนามความดันเป็นไปตามสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{T(\vec{r} - \vec{L}) - T(\vec{r})}{L} = \frac{T(\vec{r} + 2\vec{L}) - T(\vec{r} + \vec{L})}{L} = \sigma \quad (2.134)$$

เมื่อ σ คืออัตราการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ซึ่งสามารถเขียนได้ในพจน์ของการเพิ่มความร้อน Q ดังสมการ

$$\sigma = \frac{Q}{\dot{m}c_p L} = \frac{T_{bulk.outlet} - T_{bulk.inlet}}{L} \quad (2.135)$$

เมื่อ m คืออัตราการไหลเชิงมวล อุณหภูมิของไหล (Bulk temperature) สามารถหาได้จากการหาปริพันธ์ตลอดพื้นที่หน้าตัด A ที่เป็นขอบเขตแบบคาบที่ทางเข้า ซึ่งกำหนดโดย

$$T_{bulk} = \frac{\int_A T |\rho \vec{u} \cdot d\vec{A}|}{\int_A |\rho \vec{u} \cdot d\vec{A}|} \quad (2.136)$$

สำหรับงานวิจัยนี้ เมื่อรูปร่าง ขนาด และการจัดวางของแผ่นกั้นและแหวนถูกจัดเรียงซ้ำกันอย่างต่อเนื่อง การไหลจึงถูกพิจารณาให้เป็นการไหลแบบคาบตามที่ได้กล่าวไป เงื่อนไขขอบเขตแบบคาบถูกใช้เป็นขอบเขตของการคำนวณแทนที่เงื่อนไขขอบที่ทางเข้า (Inlet boundary conditions) และเงื่อนไขขอบที่ทางออก (Outlet boundary conditions) ทำให้ประหยัดเวลาและทรัพยากรที่ใช้ในการคำนวณเป็นอย่างมาก

2.13 ขั้นตอนการแก้ปัญหา

สำหรับการศึกษาในส่วนของการจำลองเชิงตัวเลขโปรแกรม ANSYS Workbench ถูกใช้เพื่อทดสอบการคำนวณเชิงตัวเลขของผลกระทบจากแผ่นกั้นในท่อสี่เหลี่ยมและแหวนในท่อกลมต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหล ปัญหาที่สนใจและสมมุติฐานถูกกำหนดขึ้นก่อนในขั้นตอนแรก ต่อจากนั้นเป็นการสร้างขอบเขตของการคำนวณด้วยโปรแกรมประยุกต์ Solid works ถูกใช้สร้างแบบจำลองในส่วนที่เป็นแหวน ถัดไปเป็นการสร้างกริดด้วยโปรแกรมประยุกต์ Mesh ที่อยู่ในโปรแกรม ANSYS Workbench แบบจำลองความปั่นป่วนและระเบียบวิธีการคำนวณถูกกำหนดโดยการใช้โปรแกรมประยุกต์ FLUENT ที่อยู่ในโปรแกรม ANSYS Workbench เงื่อนไขขอบเขตของการไหลและเงื่อนไขขอบเขตทางความร้อน เกณฑ์ของการเข้าสู่ค่าตอบถูกกำหนดในขั้นตอนนี้ด้วยเช่นเดียวกัน หลังจากนั้นเป็นการคำนวณ ท้ายที่สุด ผลเฉลยเชิงตัวเลขถูกตรวจสอบและอภิปราย นอกจากนี้ยังแสดงภาพพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนด้วยโครงสร้างการไหล

2.14 ปัจจัยสำคัญที่เกี่ยวข้องกับการประเมินสมรรถนะเชิงความร้อน

ปัจจัยที่สำคัญต่อการวิเคราะห์การไหล การถ่ายเทความร้อนและการประเมินสมรรถนะของการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อ ประกอบไปด้วยเรย์โนลด์ ค่าตัวประกอบเสียดทาน ค่าเลขนัสเซลท์ และตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน

เลขเรย์โนลด์ กำหนดโดยอัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อยและแรงหนืด มีสมการคือ [23]

$$\text{Re} = \frac{\rho U_m D}{\mu} \quad (2.137)$$

โดยที่ ρ, μ, U_m และ D คือ ความหนาแน่นของของไหล ความหนืดพลวัต ความเร็วเฉลี่ยและเส้นผ่าศูนย์กลางท่อกลม ตามลำดับ ในกรณีของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส D ถูกกำหนดให้เป็นเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิก ซึ่งกำหนดโดย $D_h = H$ เมื่อ H คือความกว้างและความสูงของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า ตามลำดับ

ค่าตัวประกอบเสียดทานเป็นความดันตกคร่อมไร้หน่วยสำหรับการไหลภายในที่มีขอบเขตแบบคาบ ถูกกำหนดจากการประเมินค่าความดันตกคร่อม (ΔP) ตลอดความยาวช่วงทดสอบหรือความยาวของหน่วยคาบ (L) ค่าตัวประกอบเสียดทานกำหนดโดย [23]

$$f = \frac{(\Delta P / L) D}{(\rho U_m^2 / 2)} \quad (2.138)$$

ค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยกำหนดโดย

$$\text{Nu} = \frac{1}{A} \int_A \text{Nu}_x dA \quad (2.139)$$

เมื่อค่าเลขนัสเซลท์เฉพาะจุด $\text{Nu}_x = h_x D / k$ โดยที่ h_x เป็นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดและ k คือค่าการนำความร้อนของของไหล

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย h หาได้จาก

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(T_w - T_b)} \quad (2.140)$$

โดยที่ Q_{air} คืออัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพา T_b และ T_w คืออุณหภูมิของของไหลและผนัง ตามลำดับ

สำหรับการไหลและการถ่ายเทความร้อนใน 3 มิติที่สภาวะคงตัว อัตราถ่ายเทความร้อนของของไหลทดสอบเท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพา ดังสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q_{air} = Q_{conv} \quad (2.141)$$

โดยที่ $Q_{air} = \dot{m}C_{p,air}(T_{outlet} - T_{inlet}) = VI$ ดังนั้น สมการค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยในสมการที่ 3.50 สามารถเขียนได้ดังนี้

$$h = \frac{\dot{m}C_{p,air}(T_{outlet} - T_{inlet})}{A(T_w - T_b)} \quad (2.142)$$

โดยที่ ค่าเลขนัสเซลล์เฉลี่ยเป็นไปตามสมการ $Nu = hD / k$

ในการเปรียบเทียบที่มีผลต่อการไหลในท่อที่ใส่แผ่นกั้นหรือแหวนกับปัจจัยสำคัญของการไหลในท่อกลมผิวเรียบที่ถูกใช้เป็นค่าอ้างอิง จึงมีการกำหนดพารามิเตอร์ใหม่ขึ้นคือ อัตราส่วนค่าตัวประกอบเสียดทานและอัตราส่วนค่าเลขนัสเซลล์ที่ อัตราส่วนค่าตัวประกอบเสียดทานถูกกำหนดเป็น F / F_0 อัตราส่วนค่าเลขนัสเซลล์ที่กำหนดโดย Nu / Nu_0 โดยที่ f_0 และ Nu_0 นั้นกำหนดให้เป็นค่าตัวประกอบเสียดทานและค่าเลขนัสเซลล์ของท่อกลมผิวเรียบ

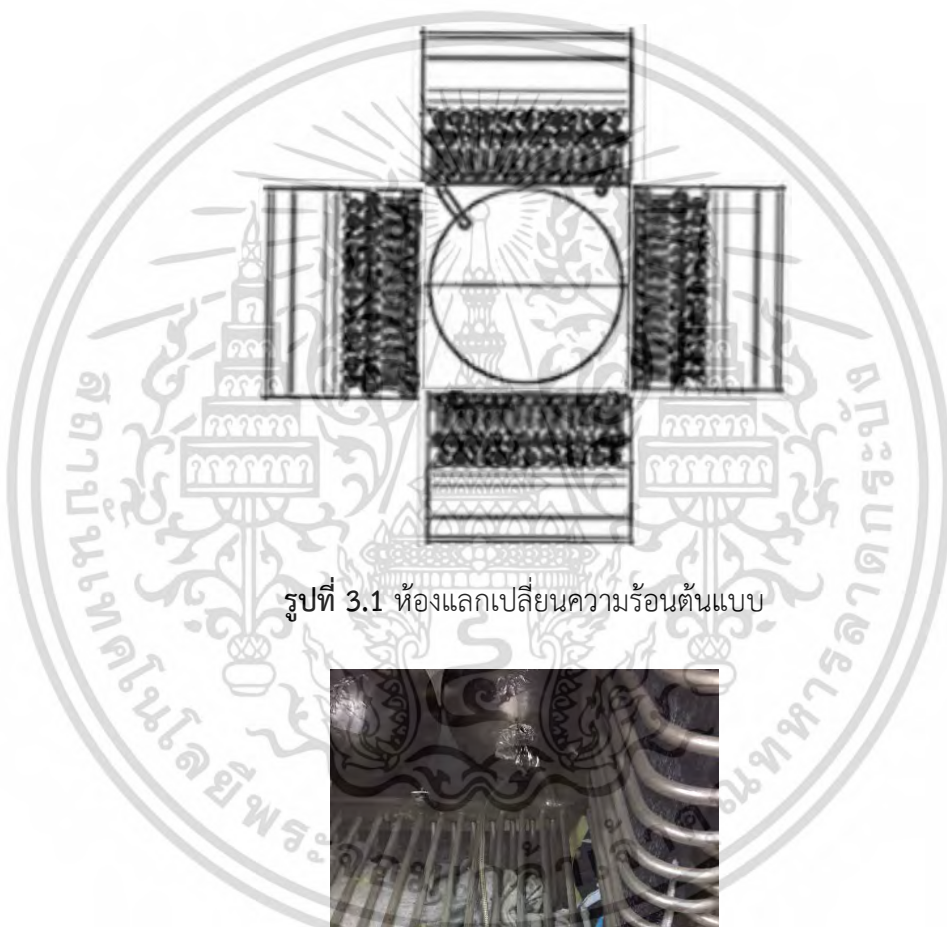
เกณฑ์ในการประเมินสมรรถนะเชิงความร้อนของท่อที่ใส่แผ่นกั้นหรือแหวนคือตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน ที่ถูกกำหนดจากอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อที่ใส่แผ่นกั้นหรือแหวน (h) เทียบกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อกลมผิวเรียบ (h_0) ที่กำลังปั๊ม (Pumping power) เท่ากัน ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนกำหนดโดย [24]

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = \frac{(Nu / Nu_0)}{(f / f_0)^{1/3}} \quad (2.143)$$

บทที่ 3

ขั้นตอนและการดำเนินการวิจัย

จากที่ได้นำเสนองานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจากการไหลของไอเสีร้อนให้กับก๊าซฮีเลียมภายในท่อรูปตัวยูติดครีบและไม่ติดครีบ ก่อนอื่นเราสร้างแบบจำลองที่ประกอบไปด้วยห้องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งมีการติดตั้งท่อรูปตัวยูที่มีครีบติดและไม่ติดครีบอยู่ภายในเพื่อแสดงปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งก่อให้เกิดแบบจำลองออกเป็นสองแบบ



รูปที่ 3.1 ห้องแลกเปลี่ยนความร้อนต้นแบบ



รูปที่ 3.2 การจัดเรียงท่อรูปตัวยูติดครีบภายในห้องเครื่องทำความร้อนต้นแบบ

แบบจำลองแรก 3.1 ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของห้องไอเสีร้อนกับท่อรูปตัวยูติดครีบและไม่ติดครีบ โดยมีสารทำงานที่ไหลอยู่ภายในท่อใช้แลกเปลี่ยนความร้อนใช้เป็นก๊าซฮีเลียม เพื่อปรับปรุงขนาดตัวแปรไร้หน่วยที่เหมาะสม ดังนี้ คือ ความโตของครีบหรือเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของครีบ (D3) ออกเป็น 5 กรณี (กรณี 1 - กรณี 5) ขนาด 10, 12, 14, 16, 18 มม. กับ จำนวนครีบเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกร้ใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

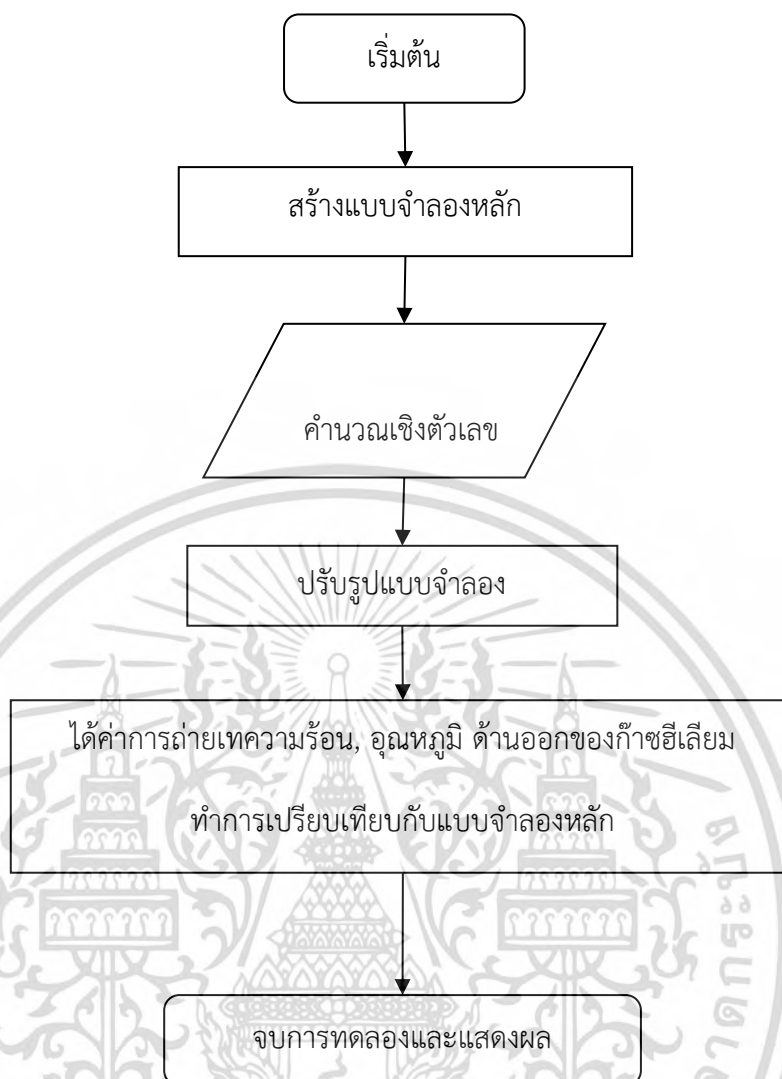
ต่อท่อ (N) ออกเป็น 5 กรณี (กรณี 6 - กรณี 10) ดังนี้ 14, 16, 19, 24, 32 มม. ส่วนจำนวนครีบท่อ ระยะห่างระหว่างครีบท่อ ขึ้นอยู่กับจำนวนครีบท่อ โดยกำหนดให้ ความหนาท่อ ความยาวท่อ เป็นคงที่ เท่ากันทุกกรณี และ อีก 1 กรณี ท่อรูปตัวยูไม่ติดครีบท่อ

แบบจำลองที่สอง 3.2 เป็นการศึกษาพฤติกรรมการไหลของไอเสียร้อนภายในห้องเผาไหม้ชีวมวลโดยใช้แกลบเป็นเชื้อเพลิง อยู่ในห้องเผาไหม้ชีวมวลและศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียมที่อยู่ภายในท่อรูปตัวยูติดครีบท่อและไม่ติดครีบท่อจำนวน 14 ท่อ แบบจำลองถูกแบ่งออกเป็น 6 กรณี ดังนี้ 1. แบบจำลองต้นแบบท่อไม่ติดครีบท่อ 2. แบบจำลองต้นแบบ 3. แบบจำลองปรับปรุงห้องไอเสียร้อน 4. แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอน 5. แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนกับแนวเอียงด้านเดียว 6. แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนกับแนวเอียงสองด้าน

โดยการกำหนดสมมติฐานและสมการที่เกี่ยวข้องกับ แบบจำลอง ทั้ง 6 กรณี ไว้ในบทนี้แบ่งออกเป็น 4 ส่วน ด้วยกันประกอบด้วย ขั้นตอนของการวิจัย สมมติฐานแบบจำลอง เงื่อนไขขอบเขตแบบจำลองความปั่นป่วน ระเบียบวิธีการคำนวณและเกณฑ์การลู่เข้า รวมไปถึงการหาผลเฉลยด้วยการคำนวณเชิงตัวเลขแล้วนั้นและตรวจสอบความแม่นยำในการหาผลเฉลยโดยการเปรียบเทียบจากทฤษฎี รวมถึงความละเอียดของแบบจำลองและกริด (Mesh) ที่ใช้ ซึ่งจะกล่าวถึงในหัวข้อถัดไป

3.1 ขั้นตอนของการวิจัย

- 3.1.1 กำหนดหัวข้อที่สนใจศึกษา “พฤติกรรมการไหลของไอเสียร้อนและการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนภายในเครื่องทำความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง”
- 3.1.2 สืบค้นหาข้อมูลและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
- 3.1.3 สร้างแบบจำลองประกอบด้วยห้องแลกเปลี่ยนความร้อนจากการเผาไหม้ชีวมวล โดยมีท่อรูปตัวยูที่มีครีบท่อติดอยู่ภายใน เป็นแบบจำลองเริ่มต้น และทำการปรับปรุงแบบจำลองออกเป็น 6 กรณี เพื่อปรับปรุงลักษณะการไหลและป้องกันไฟจากการเผาไหม้ชีวมวลมาทำลายท่อติดครีบท่อ
- 3.1.4 ทำการคำนวณเชิงตัวเลขแต่ละแบบจำลองใช้เทคนิคพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) โดยใช้โปรแกรม ANSYS FLUENT, โดยจะอธิบายเป็นแผนผัง ดังรูปที่ 3.3
- 3.1.5 บันทึกผลที่ได้จากคำนวณเชิงตัวเลขจากโปรแกรม เพื่อสังเกตพฤติกรรมการไหล การแลกเปลี่ยนความร้อนและการกระจายอุณหภูมิ
- 3.1.6 วิเคราะห์และอภิปรายผลการทดลองของแต่ละแบบจำลองตามหลักทฤษฎีของไหลและการถ่ายเทความร้อน
- 3.1.7 เปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลขกับทฤษฎี
- 3.1.8 สรุปผลการทดลอง
- 3.1.9 ข้อเสนอแนะสำหรับการศึกษาในครั้งต่อไป



รูปที่ 3.3 แผนผังแสดงขั้นตอนการจำลองและแนวคิดในการปรับปรุงแบบจำลอง

3.2 สมมุติฐานของแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไหลและถ่ายความร้อน

การศึกษาวิธีการเชิงตัวเลขสำหรับปัญหาการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างห้องไฮเสียกับท่อรูปตัวยูนี้ อยู่ภายใต้สมมุติฐานดังต่อไปนี้

- เป็นการไหลและการถ่ายเทความร้อนใน 3 มิติที่สภาวะคงตัว
- เป็นการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่พัฒนาอย่างสมบูรณ์
- เป็นการไหลแบบปั่นป่วนและไม่มีการอัดตัว
- ไม่คิดแรงเนื่องจากน้ำหนักของไหล
- ไม่คิดการกระจายความหนืด
- ไม่คิดแหล่งผลิตความร้อนภายในของไหล
- ไม่คิดการแผ่รังสีภายในของไหล
- คุณสมบัติต่าง ๆ ของของไหลเป็นค่าคงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3 แบบจำลองความปั่นป่วน

ในขั้นตอนถัดไปเราวิเคราะห์อัตราถ่ายเทความร้อนสำหรับกำหนดค่าครีปที่แตกต่างกันโดยใช้ Computational Fluid Dynamic (CFD) สมการการขนส่งจางจางไหลใช้งานคือสมการ Navier-Stokes สามมิติรูปแบบ การไหลคงที่และไม่บีบอัด สมการอนุรักษ์มวลโมเมนตัมและพลังงานคือ

เราเลือกแบบจำลอง k- ϵ มาตรฐานของการไหลภายในห้องและท่อเนื่องจากแบบจำลองการคำนวณมีความเสถียรและมีประสิทธิภาพสำหรับการไหลแบบผูกกับผนังและแบบอิสระที่หลากหลาย พลังงานจลน์ความปั่นป่วน k และอัตราการกระจาย ϵ หาได้จากสมการขนส่งต่อไปนี้ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \right] + G_K + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_K \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\mu_\epsilon}{\sigma_{x_j}} \right] + C_{I\epsilon} \frac{\epsilon}{K} - (G_K + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{K} + S_\epsilon \quad (3.2)$$

ในสมการเหล่านี้ G_K แสดงถึงการสร้างพลังงานจลน์ที่ปั่นป่วนเนื่องจากการไล่ระดับความเร็วเฉลี่ยและความเค้นเรย์โนลด์น์มเบอร์แสดงเป็น

$$G_K = \rho \bar{u} \bar{u} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.3)$$

G_b แสดงถึงการสร้างพลังงานจลน์ที่ปั่นป่วนเนื่องจากการลอยตัวซึ่งคำนวณได้จาก

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.4)$$

Pr_t คือ หมายเลข Prandtl ที่ปั่นป่วน g_i เป็นส่วนประกอบของเวกเตอร์ความโน้มถ่วงในทิศทางที่ i-th สำหรับมาตรฐาน k- ϵ แบบจำลองค่าสำหรับ Pr_t ถูกตั้งค่า 0.85 ในกรณีศึกษา β คือค่าสัมประสิทธิ์ของการขยายตัวทางความร้อนและกำหนดเป็น

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (3.5)$$

ในสมการ (8), Y_M แสดงถึงการมีส่วนร่วมของการขยายตัวที่ผันผวนในความปั่นป่วนที่บีบอัดได้ต่ออัตราการกระจายตัวโดยรวมและได้รับเป็น

$$Y_M = 2\rho\epsilon M_t^2, M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}}$$

เมื่อ $a = \sqrt{\gamma RT}$ คือ ความเร็วของเสียง ความหนืดที่ปั่นป่วน (หรือหมูนวน), μ_t คำนวณโดยการรวม k และ ϵ ที่ $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ เมื่อ

$$C_{I\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 ระเบียบวิธีการคำนวณและเกณฑ์การลู่เข้าคำตอบ

ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical method) ที่ใช้สำหรับการศึกษานี้แสดงดังตารางที่ 3.1

ตาราง 3.1 ระเบียบวิธีที่ใช้ในการคำนวณวิธีเชิงตัวเลข

| ระเบียบวิธี (Setup Methods) | พารามิเตอร์, ค่าคงที่ |
|---|---|
| Energy Model Viscous Model k-epsilon Model Near-Wall Treatment | Turn on Energy Model Turn on $k-\epsilon$ (2-Equation) Realizable - Enhanced Wall Treatment |
| ไอเสียร้อน (Air) | การกำหนด, ค่าคงที่ |
| Inlet – Mass Outlet – Pressure Wall Condition Wall Type | Mass Flow Rate Atm Pressure No-Slip, Adiabatic Wall Steel |
| ก๊าซฮีเลียม (He) | การกำหนด, ค่าคงที่ |
| Inlet – Velocity Outlet – Pressure Wall Condition Wall Type | Constant Velocity Atm No-Slip Stainless Steel (sus304) |
| ระเบียบวิธี (Solution Methods) | วิธีการคำนวณ |
| Solver type Pressure-velocity coupling Gradient Pressure Density Momentum Turbulent Kinetic Energy (k) Turbulent Dissipation Rate (ϵ) Energy | Pressure-based SIMPLE Green-Gauss Node Based Second Order Second Order Upwind Second Order Upwind First Order Upwind First Order Upwind Second Order Upwind |
| ระเบียบวิธี (Initialization, Run Calculation) | วิธีการคำนวณ |
| Solution Initialization Compute from Reference frame Run Calculation | Standard Initialization All- zones Absolute Number of Iterations (400-700 N) |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 3.2 หลักเกณฑ์ขั้นต่ำสำหรับระเบียบวิธีที่ใช้ในการคำนวณวิธีเชิงตัวเลข

| ระเบียบวิธี, พารามิเตอร์ | หลักเกณฑ์ขั้นต่ำ |
|---|------------------|
| สมการความต่อเนื่อง (Continuity) | 1E-03 |
| ความเร็วแนวแกน - x | 1E-03 |
| ความเร็วแนวแกน - y | 1E-03 |
| ความเร็วแนวแกน - z | 1E-03 |
| สมการพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (k) | 1E-03 |
| สมการอัตราการลดลงของพลังงานจลน์ของ | 1E-03 |
| ความปั่นป่วน (ϵ) | 1E-03 |
| พลังงาน (Energy) | 1E-06 |

เศษตกค้าง (Residuals) ของสมการพีชคณิตเป็นตัวระบุการลู่เข้าสู่คำตอบของกระบวนการทำซ้ำและมีการเปลี่ยนแปลงสมการในแต่ละขั้นของการทำซ้ำ เศษตกค้างจะลดลงจนกระทั่งตัวเลขนัยสำคัญของตัวแปรของการไหลไม่เปลี่ยนแปลง การตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของเศษตกค้าง (Monitoring residuals) ของตัวแปรและเกณฑ์ของการลู่เข้าสู่คำตอบ แสดงในตารางที่ 4.2

3.5 การศึกษาค่าสมรรถนะเชิงความร้อน(Thermal Enhancement Factor) ของท่อรูปตัวยูติดครีบท่อเดียวที่อยู่ภายในอุปกรณ์รับความร้อน(Stirling heater) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดเชื้อเพลิงชีวมวล

การศึกษานี้นำเสนอวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของครีบบางกลมที่ติดกับท่อซึ่งเป็นส่วนสำคัญของฮีตเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ประกอบด้วยท่อและครีบบางแหวนเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการนำความร้อน แหล่งความร้อนมาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลในห้องเผาไหม้ แก๊สมีคาร์บอน 19.7% เป็นเชื้อเพลิงชีวมวลที่มีศักยภาพในประเทศเกษตรกรรมในเอเชียตะวันออกเฉียงใต้เช่นประเทศไทย ผลลัพธ์จากการเผาไหม้เป็นก๊าซไอเสียจะถูกป้อนไปยังเครื่องทำความร้อนซึ่งเครื่องยนต์สเตอร์ลิงใช้ในการแปลงพลังงานความร้อนให้เป็นงานเชิงกลที่ใช้งานได้

อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำความร้อนมีผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอย่างมาก การปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อนดังกล่าวเป็นเรื่องของที่มีวิจัยจำนวนมากในด้านเครื่องยนต์สเตอร์ลิง การจำลองการเผาไหม้และการไหลของความร้อนในหม้อไอน้ำอุตสาหกรรม เป็นการศึกษาเบื้องต้นและการทบทวนวรรณกรรมที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้

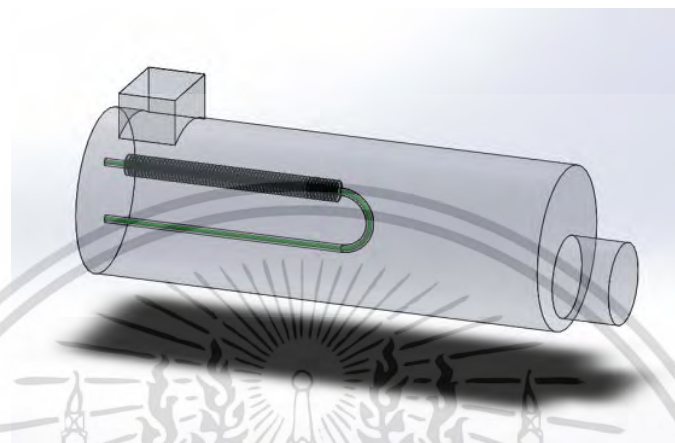
เนื่องจากความซับซ้อนทางเรขาคณิตและการคำนวณของระบบจึงใช้การคำนวณของไหลเชิงคำนวณ (CFD) เพื่อคำนวณการถ่ายเทความร้อนระหว่างโดเมนที่เชื่อมต่อเช่นก๊าซหุงต้มพื้นผิวทำความร้อนและของแข็งและของเหลวที่ใช้งานได้ ภายใต้การพาความร้อนที่ส่วนต่อประสานเกี่ยวข้องกับกลศาสตร์ของไหลและการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อน การชะลอการไหลหรือการเพิ่มพื้นผิวทำความร้อนเป็นกลยุทธ์ในการปรับปรุงเครื่องทำความร้อน การติดตั้งท่อครีบท่อเปลือยภายในเครื่องทำความร้อนบรรลุข้อกำหนดทั้งสองประการ อย่างไรก็ตามรูปแบบการไหลใกล้กับการกำหนดค่าครีบบกลายเป็นเรื่องซับซ้อนเกินกว่าที่วิศวกรจะคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ การ

กำหนดค่าของท่อครีบบ่งชี้ว่าที่กำหนดพารามิเตอร์โดยพื้นที่ครีบท่อและระยะห่างของครีบบมีการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานี้ ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แลกเปลี่ยนระหว่างรูปแบบการไหลและพื้นผิวที่ให้ความร้อน ในการประเมินการกระจายอุณหภูมิของท่อครีบเราใช้โปรแกรม ANSYS Fluent เพื่อวิเคราะห์ปัญหาพลศาสตร์ของของไหลและจำลองปรากฏการณ์ของฮีตเตอร์ของท่อครีบ (รูปที่ 4.2) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของฮีตเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



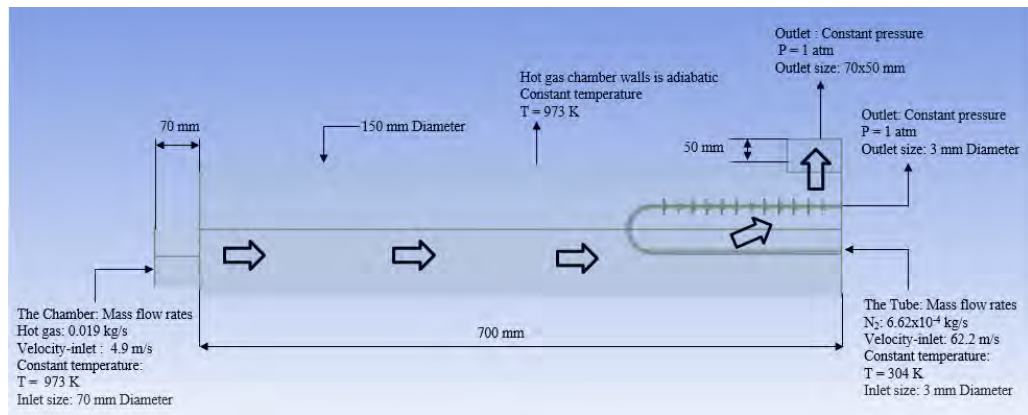
รูปที่ 3.4 แบบจำลองห้องแลกเปลี่ยนความร้อน 3 มิติ



รูปที่ 3.5 เครื่องทำความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ

3.5.1 ปัญหาการตั้งค่าและการสร้างแบบจำลอง

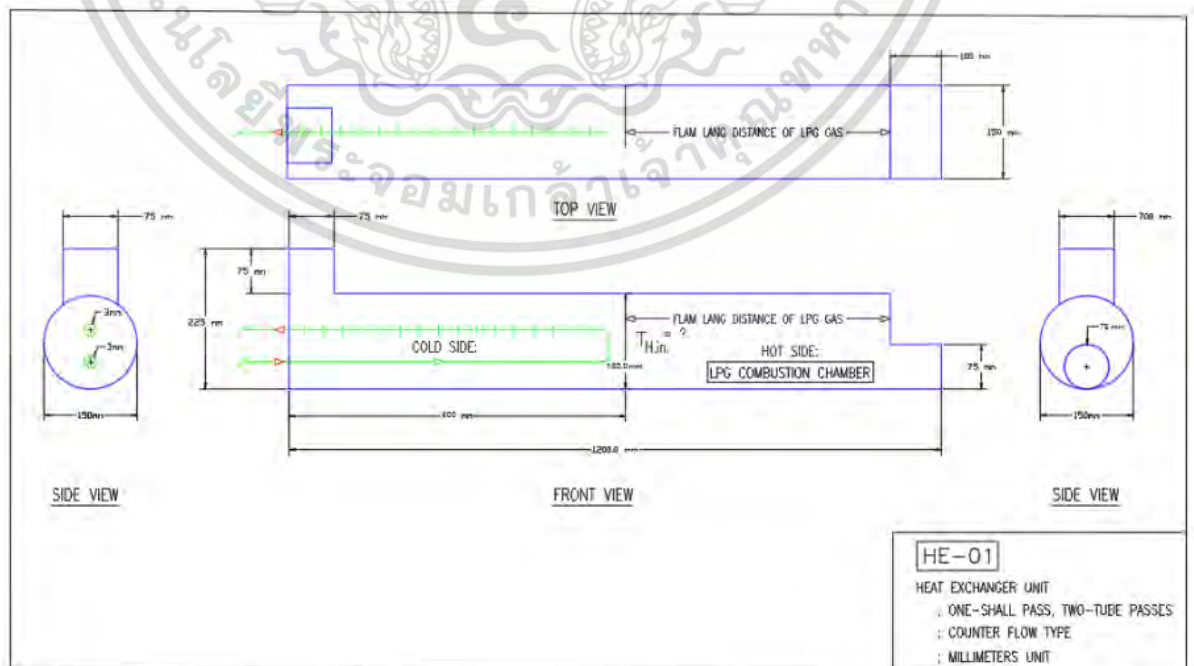
วิธีการทดลองก่อให้เกิดการศึกษาสองขั้นตอน ก่อนอื่นเราสร้างแบบจำลองที่ประกอบด้วยห้องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งมีการติดตั้งท่อครีบเพื่อแสดงปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของเรา 2 แสดงการกำหนดค่าห้องและขนาด



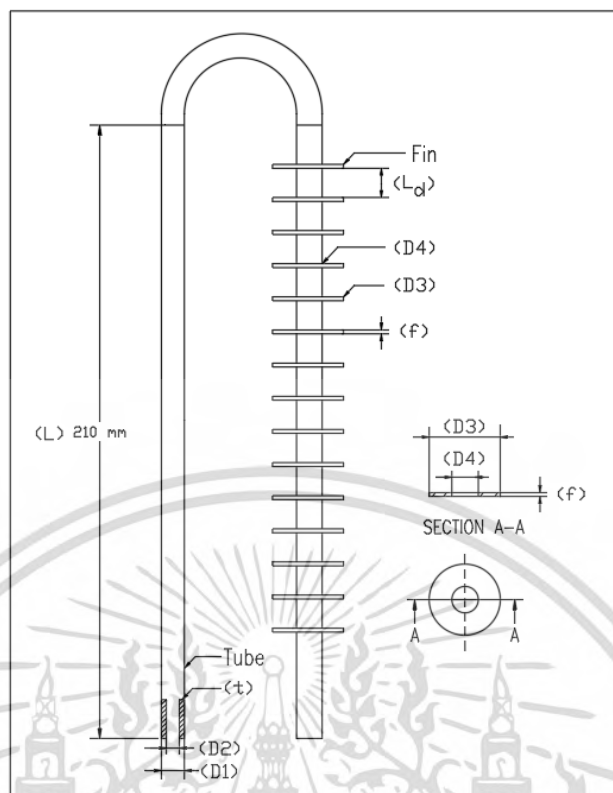
รูปที่ 3.6 เงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง กรณีท่อติดครีบ

3.5.2 รูปร่างของห้องไอเสียกับท่อรูปตัวยูติดครีบ

ห้องมีความยาว 700 มม. และเส้นผ่านศูนย์กลาง 150 มม. ก๊าซไอเสียไหลผ่านทางเข้าที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 70 มม. ที่ด้านหน้าของห้อง สภาพก๊าซที่ทางเข้าได้มาจากรูปแบบการเผาไหม้ชีวมวลแบบอื่นซึ่งเชื้อเพลิงที่ใช้คือแกลบ เพื่อความง่ายเราตั้งค่าโดเมนของไหลเป็นอากาศร้อนที่ 973 K โดยมีอัตราการไหล 0.019 กก. / วินาที ส่งผลให้อากาศร้อนไหลผ่านท่อที่มีครีบและแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนก่อนก๊าซไอออกจากห้องที่ท่อครีบตั้งเป็นรูปตัวยูหนา 1.675 มม. ยาว 500 มม. ดังแสดงในรูปที่ 3 แก๊สไนโตรเจนไหลภายในท่อด้วยอัตราการไหลของมวล 6.62×10^{-4} กก. / วินาที ที่ 304K. ส่วนแรกของท่อเป็นพื้นที่เปลือยของท่อในขณะที่อีกครึ่งทางเป็นพื้นที่ครีบ แต่ละท่อมีความหนาเท่ากัน 1.675 มม. และเส้นผ่านศูนย์กลางภายในครีบ 6.35 มม. พารามิเตอร์ครีบที่กำหนดการกำหนดค่าระบอบอยู่นอกเส้นผ่าศูนย์กลางครีบและระยะห่างของครีบ สำหรับ 5 กรณีแรกจะมีการเชื่อมสลิปสองครีบที่มีระยะห่าง 16 มม. เข้ากับท่อเป็นชุดตามความยาว 210 มม.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ที่ 3.7 แสดงสัญลักษณ์ห้องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีท่อติดครีบ โยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.8 แสดงสัญลักษณ์ท่อรูปตัวยูติดครีบก รณีท่อติดครีบ

จากตาราง 4.3 - 4.4 จะประกอบไปด้วยค่าดังต่อไปนี้ จำนวนครีบ (N) เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ (D1) เส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ (D2) ความหนาท่อ (t) เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกครีบ (D3) เส้นผ่าศูนย์กลางภายในครีบ (D4) ความหนาครีบ (f) ระยะระหว่างครีบ (Ld) ซึ่งมีหน่วยเป็น มิลลิเมตร

ตาราง 3.3 แสดงขนาดท่อรูปตัวยู (กรณี 1 - กรณี 5)

| รายการ | หน่วย | กรณี 1 | กรณี 2 | กรณี 3 | กรณี 4 | กรณี 5 |
|--------------------------------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
| จำนวนครีบ (N) | ชิ้น | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 |
| เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ (D1) | มม. | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 |
| เส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ (D2) | มม. | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| ความหนาท่อ (t) | มม. | 1.675 | 1.675 | 1.675 | 1.675 | 1.675 |
| เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกครีบ(D3) | มม. | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 |
| เส้นผ่าศูนย์กลางภายในครีบ (D4) | มม. | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 |
| ความหนาครีบ (f) | มม. | 0.8 | 0.8 | 0.8 | 0.8 | 0.8 |
| ระยะระหว่างครีบ (Ld) | มม. | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 |
| ความยาวท่อครีบ, (L) | มม. | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 3.4 แสดงขนาดท่อรูปตัวยู (กรณี 6 - กรณี 10)

| รายการ | หน่วย | กรณี 6 | กรณี 7 | กรณี 8 | กรณี 9 | กรณี 10 |
|---------------------------------|-------|--------|--------|--------|--------|---------|
| จำนวนครีป (N) | ชิ้น | 14 | 16 | 19 | 24 | 32 |
| เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ (D1) | มม. | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 |
| เส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ (D2) | มม. | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| ความหนาท่อ (t) | มม. | 1.675 | 1.675 | 1.675 | 1.675 | 1.675 |
| เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกครีป (D3) | มม. | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 |
| เส้นผ่าศูนย์กลางภายในครีป (D4) | มม. | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 |
| ความหนาครีป (f) | มม. | 0.8 | 0.8 | 0.8 | 0.8 | 0.8 |
| ระยะระหว่างครีป (Ld) | มม. | 14 | 12 | 10 | 8 | 6 |
| ความยาวท่อครีป, (L) | มม. | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 |

3.5.3 เงื่อนไขขอบเขต

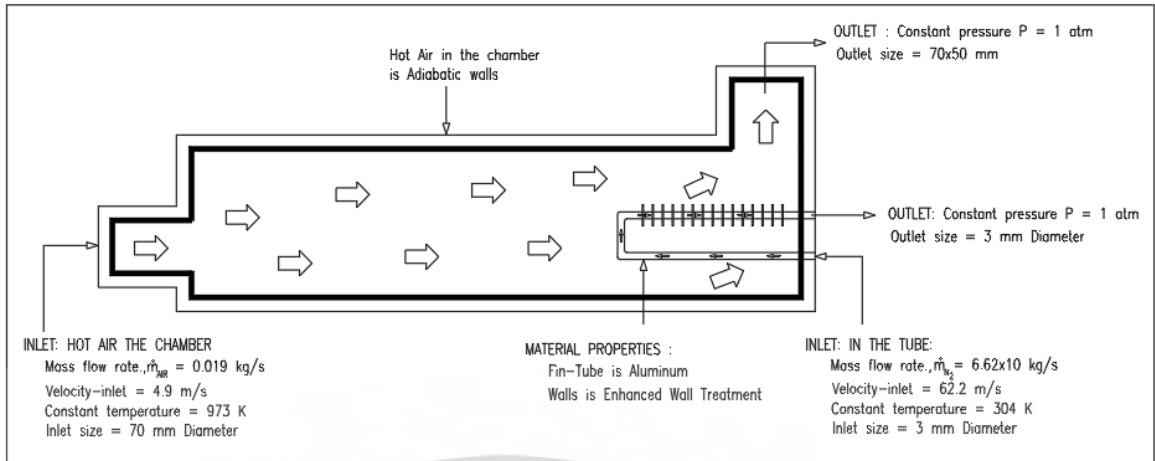
เงื่อนไขขอบเขตคือตัวแปรการไหลและความร้อนที่ขอบเขตของระบบ เงื่อนไขการไหลของมวลถูกนำไปใช้ที่ทางเข้าของห้องและท่อ เงื่อนไขขอบเขตของแรงดันทางเข้าถูกนำไปใช้ที่ทางเข้าของห้องก๊าซไอเสียและท่อ สภาพความร้อนของผนังห้องถือเป็นผนังอะเดียแบติก อินเทอร์เฟซทั้งหมดอยู่กับที่และไม่มีการเลื่อนไหล เงื่อนไขขอบเขตโดยละเอียดสรุปไว้ในตารางที่ 3 ด้านล่าง เงื่อนไขและโดเมนการคำนวณแสดงไว้ในรูปที่ 4

ตาราง 3.5 เงื่อนไขขอบเขตการคำนวณ กรณีท่อติดครีป

| ห้องไอเสียร้อน | ท่อ |
|--|---|
| โดเมนของไหล | โดเมนของไหล |
| อากาศร้อนภายในห้อง | ก๊าซฮีเลียม ภายในท่อรูปตัวยู |
| ทางเข้า : $\dot{m}_{inlet} = 0.019 \text{ kg/s}$ | ทางเข้า : $\dot{m}_{inlet} = 6.62 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ |
| $T_{inlet} = 973 \text{ K}$ | $T_{inlet} = 304 \text{ K}$ |
| ความหนาแน่น : 0.62 kg/m^3 | ความหนาแน่น : 1.5 kg/m^3 |
| พื้นที่ทางเข้า : 0.0038 m^2 | พื้นที่ทางเข้า : 0.0000071 m^2 |
| ทางออก : ความดันคงที่ ๆ $P = 1 \text{ atm.}$ | ทางออก : ความดันคงที่ ๆ $P = 1 \text{ atm.}$ |
| Walls: No-slip condition: $u=0, v=0, w=0,$ adiabatic wall | Walls: Enhanced wall treatment function Materials: Aluminum |

ความร้อนจำเพาะของสิ่งมีชีวิตขึ้นอยู่กับอุณหภูมิที่กำหนดให้เป็นฟังก์ชันเริ่มต้นแบบโพลีโนเมียลแบบที่ละชั้นของซอฟต์แวร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



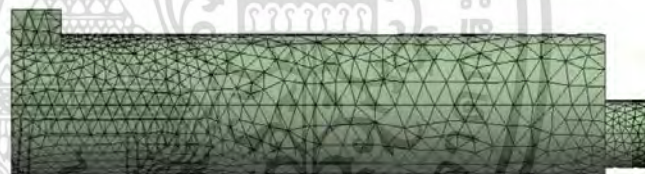
รูปที่ 3.9 ขอบเขตการคำนวณและเงื่อนไขขอบเขต กรณีท่อติดครีป

3.5.4 การสร้างกริด (Mesh)

สำหรับการคำนวณการไหลผ่านท่อรูปตัวยูติดครีป กริดถูกสร้างด้วยโปรแกรมประยุกต์ Mesh ที่อยู่ในโปรแกรม ANSYS Workbench ขอบเขตการคำนวณกำหนดให้เป็นกริดแบบ quadrilateral faced hexahedral จากคำสั่งที่อยู่ในโปรแกรมประยุกต์ FLUENT การตรวจสอบจำนวนกริดเพียงพอ โดยการทำขนาด Mesh เป็น 5 กรณี คือ 5, 10, 15, 20, 25 มิลลิเมตร



รูปที่ 3.10 แสดงกริด (Mesh) กรณีท่อติดครีป



รูปที่ 3.11 แสดงรูปแบบกริด (Mesh) ห้องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีท่อติดครีป

3.5.5 การตรวจสอบค่า

การวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนและพฤติกรรมของการไหลของความร้อนระหว่างอากาศร้อนและไนโตรเจนแสดงโดยประสิทธิภาพของครีปดังนี้ ϵ ผลลัพธ์ของการคำนวณสรุปได้ในตารางที่ 4.7 และ 4.8

$$\epsilon_{fin} = \frac{\dot{Q}_{fin}}{Q_{on\ fin}} = \frac{\dot{Q}_{fin}}{hA_b(T_B - T_\alpha)} = \frac{\eta_{fin} h A_{fin} (T_b - T_\alpha)}{hA_b(T_b - T_\alpha)} = \eta_{fin} \frac{A_{fin}}{A_b} \tag{3.6}$$

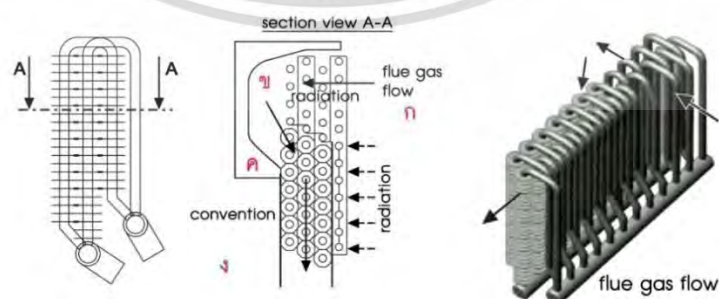
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6 การศึกษาการไหลและทำปรับปรุงพฤติกรรมกรรมการไหลของไอเสีร้อนและการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสีร้อนกับก๊าซฮีเลียม ภายในอุปกรณ์รับความร้อน (Stirling heater) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งมีท่อรูปตัวยูติดครีบ จำนวน 14 ท่อ อยู่ในใน ชนิดเชื้อเพลิงชีวมวล

การศึกษานี้นำเสนอเทคนิคในการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำความร้อนสเตอร์ลิงซึ่งทำหน้าที่เป็นตัวระบายความร้อนภายนอก จากกลไกการทำงานมีดังนี้ คาร์บอนไดออกไซด์ร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลซึ่งเป็นแหล่งพลังงานหลัก จะแลกเปลี่ยนความร้อนกับก๊าซฮีเลียม ซึ่งใช้เป็นของเหลวทำงานภายในท่อรูปตัวยูจำนวนหนึ่ง หลังจากที่ก๊าซฮีเลียมได้รับความร้อนแล้ว จะขับเคลื่อนกลไกภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง จากอิทธิพลของลักษณะการไหลของคาร์บอนไดออกไซด์ แหล่งความร้อนมาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล แกลบที่ใช้มีเปอร์เซ็นต์คาร์บอนประมาณ 19.7% เป็นเชื้อเพลิงชีวมวลที่มีศักยภาพในประเทศเกษตรกรรมในเอเชียตะวันออกเฉียงใต้เช่นประเทศไทย เพื่อแปลงพลังงานความร้อนเป็นงานกลไกที่ใช้งานได้จริง อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำความร้อนมีผลอย่างมากต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง การปรับปรุงการไหลในตัวแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นเรื่องของที่มีวิจัยจำนวนมากในด้านเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



รูปที่ 3.12 แบบจำลองการไหลและห้องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดหนึ่งในสลิปหกส่วน กรณีท่อติดครีบ 14 ท่อ



รูปที่ 3.13 แบบจำลองการปรับปรุงการไหลบริเวณท่อรูปตัวยูติดครีบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

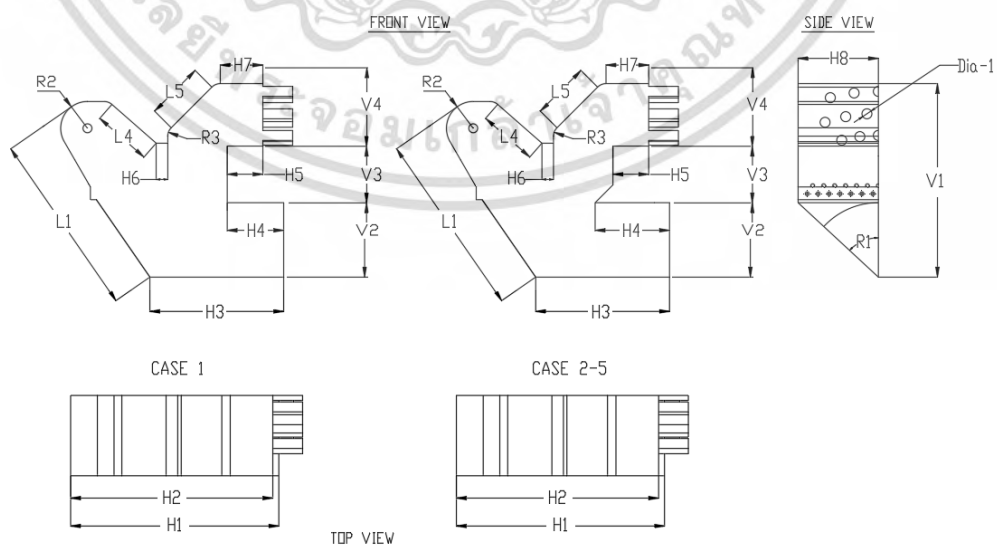
รูปที่ 3.12 เป็นหนึ่งในสิบหกส่วนของต้นแบบ และรูปที่ 3.13 แสดงลักษณะการปรับปรุงการไหลของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ที่ใช้สำหรับการคำนวณเชิงตัวเลขนี้ และเราจะเห็นว่าก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ไหลเข้าสู่ตำแหน่ง A และถูกบังคับให้ไหลที่ตำแหน่ง B, C และ D จากนั้นจึงไหลต่อไปที่ทางออกด้านนอกห้องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.6.1 ปัญหาการตั้งค่าและการสร้างแบบจำลอง

วัสดุและวิธีการ, เครื่องทำความร้อนเครื่องยนต์สเตอร์ลิงประกอบด้วยสองส่วนหลัก: ส่วนแรกเป็นห้องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์กับก๊าซฮีเลียมซึ่งประกอบด้วยผนังที่หนึ่งเป็นอิฐทนไฟหนา 300 มม. และผนังที่สองเป็นเหล็กหนา 3 มม. . ภายในห้องแลกเปลี่ยนความร้อนมีท่อรูปตัวยูแปดชั้นพร้อมครีบทำจากสแตนเลส (sus304) ก๊าซฮีเลียมเป็นก๊าซที่หมุนเวียนอยู่ภายในท่อรูปตัวยูที่มีครีบ วิธีการจำลองปรากฏการณ์ เราสนใจสองส่วน ประการแรกคือลักษณะการไหลของคาร์บอนไดออกไซด์ในห้องแลกเปลี่ยนความร้อนจากเตาเผาชีวมวล เพื่อทำการปรับปรุงและส่วนที่สองคือการดูการแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบ

3.6.2 รูปร่างของห้องเครื่องทำความร้อนกับท่อรูปตัวยูติดครีบ

โดยการคำนวณเชิงตัวเลขทำให้เกิดกระบวนการดังต่อไปนี้ ขั้นแรก เราสร้างแบบจำลองที่ประกอบด้วยห้องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลผ่านท่อครีบรูปตัวยูที่มีฮีเลียมเป็นก๊าซทำงาน ภาพวาดและขนาดสามารถดูได้ในรูปที่ 4 และตารางที่ 1 สำหรับทั้งห้ากรณี รูปวาดและขนาดสามารถดูได้ในรูปที่ 5 และตารางที่ 2 สำหรับทั้ง 5 กรณีและส่วนบัฟเฟอร์ การจัดเรียงและขนาดสามารถดูได้ในรูปที่ 6 และตารางที่ 3 สำหรับทั้ง 5 กรณี ห้องไฮไลต์ร้อน มีความยาว 853 มม. และมีเส้นผ่านศูนย์กลางกลางขาเข้า 200 มม. และทางออกที่มีท่อจ่าย 9 ท่อ ที่ทางออกคือท่อกลมขนาด 1971 ตร.ม. จากการเผาไหม้ชีวมวลรูปแบบอื่น เชื้อเพลิงที่ใช้คือแกลบ ตั้งค่าโดเมนหลักของไหลไฮไลต์ร้อน 5.18 กก./วินาที ที่ 1014 K



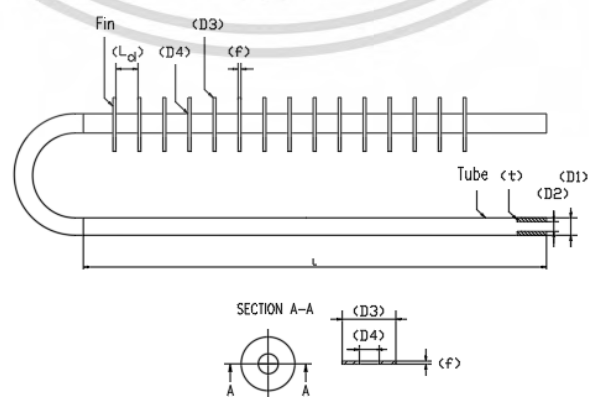
รูปที่ 3.14 แสดงสัญลักษณ์บอกขนาดห้องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีท่อติดครีบ 8, 14 ท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 3.6 แสดงขนาดห้องไอเสียร้อน (กรณี 1 - กรณี 5) กรณี 14 ท่อ

| รายการ | หน่วย | กรณี 1 | กรณี 2 | กรณี 3 | กรณี 4 | กรณี 5 |
|--------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
| H1 | มม. | 350 | 350 | 350 | 350 | 350 |
| H2 | มม. | 340 | 340 | 340 | 340 | 340 |
| H3 | มม. | 225 | 225 | 225 | 225 | 225 |
| H4 | มม. | 95 | 125 | 125 | 125 | 125 |
| H5 | มม. | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |
| H6 | มม. | - | - | 19.5 | 19.5 | 19.5 |
| H7 | มม. | - | - | 72 | 72 | 72 |
| H8 | มม. | 135 | 135 | 135 | 135 | 135 |
| V1 | มม. | 95 | 95 | 95 | 95 | 95 |
| V2 | มม. | 105 | 105 | 105 | 105 | 105 |
| V3 | มม. | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 |
| V4 | มม. | 310 | 310 | 310 | 310 | 310 |
| V5 | มม. | 99 | 99 | 99 | 99 | 99 |
| L1 | มม. | 310 | 310 | 310 | 310 | 310 |
| L2 | มม. | 126 | 126 | - | - | - |
| L3 | มม. | 340 | 340 | - | - | - |
| L4 | มม. | 99 | 99 | 99 | 99 | 99 |
| L5 | มม. | 97 | 97 | 97 | 97 | 97 |
| R1 | มม. | 472 | 472 | 472 | 472 | 472 |
| R2 | มม. | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 |
| R3 | มม. | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 |
| Dia-1 | มม. | 16.7 | 16.7 | 16.7 | 16.7 | 16.7 |

ท่อรูปตัวยูมีดรีบ ยาว 210 มม. หนา 1.5 มม. และมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 3.35 มม. ดังแสดงในรูปที่ 3.13 และตารางที่ 4.9 ก๊าซฮีเลียมไหลภายในท่อด้วยความเร็ว 2.5 ม./วินาที ที่อุณหภูมิขาเข้า 304.15 K

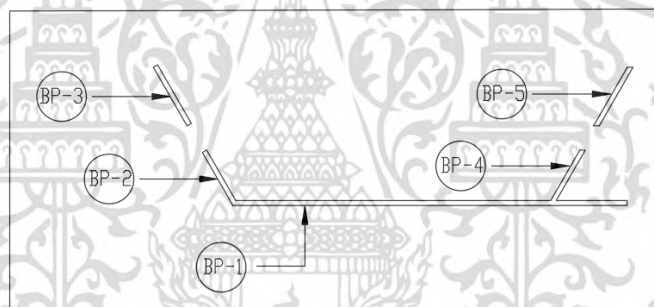


รูปที่ 3.15 แสดงสัญลักษณ์บอกขนาดท่อรูปตัวยูติดดรีบ กรณีท่อติดดรีบ 8, 14 ท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 3.7 แสดงขนาดท่อรูปตัวยู (กรณี 1 - กรณี 5) กรณี 14 ท่อ

| รายการ | หน่วย | กรณี 1 | กรณี 2 | กรณี 3 | กรณี 4 | กรณี 5 |
|-------------------------------------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
| ชนิดท่อ | - | A | B | B | B | B |
| จำนวนครีบริบ | มม. | - | 21 | 21 | 21 | 21 |
| เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ (D1) | มม. | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 |
| เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (D2) | มม. | 3.35 | 3.35 | 3.35 | 3.35 | 3.35 |
| ความหนาของท่อ (t) | มม. | 1.5 | 1.5 | 1.5 | 1.5 | 1.5 |
| เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกครีบริบ (D3) | มม. | - | 18 | 18 | 18 | 18 |
| เส้นผ่านศูนย์กลางภายในครีบริบ (D4) | มม. | - | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 |
| ความหนาครีบริบ (f) | มม. | - | 0.8 | 0.8 | 0.8 | 0.8 |
| ระยะห่างครีบริบ (Ld) | มม. | - | 16 | 16 | 16 | 16 |
| ครีบริบยาว (L) | มม. | - | 210 | 210 | 210 | 210 |



รูปที่ 3.16 แสดงสัญลักษณ์บอกขนาดแผ่นกัน กรณีท่อติดครีบริบ 8, 14 ท่อ

ตาราง 3.8 แสดงขนาดแผ่นกัน กรณี 14 ท่อ

| รายการ | หน่วย | ขนาด (กว้าง x ยาว x สูง) |
|--------|-------|--------------------------|
| BP-1 | มม. | 135W x 120L x 1.5t |
| BP-2 | มม. | 135W x 19L x 1.5t |
| BP-3 | มม. | 135W x 20L x 1.5t |
| BP-4 | มม. | 135W x 15L x 1.5t |
| BP-5 | มม. | 135W x 15L x 1.5t |

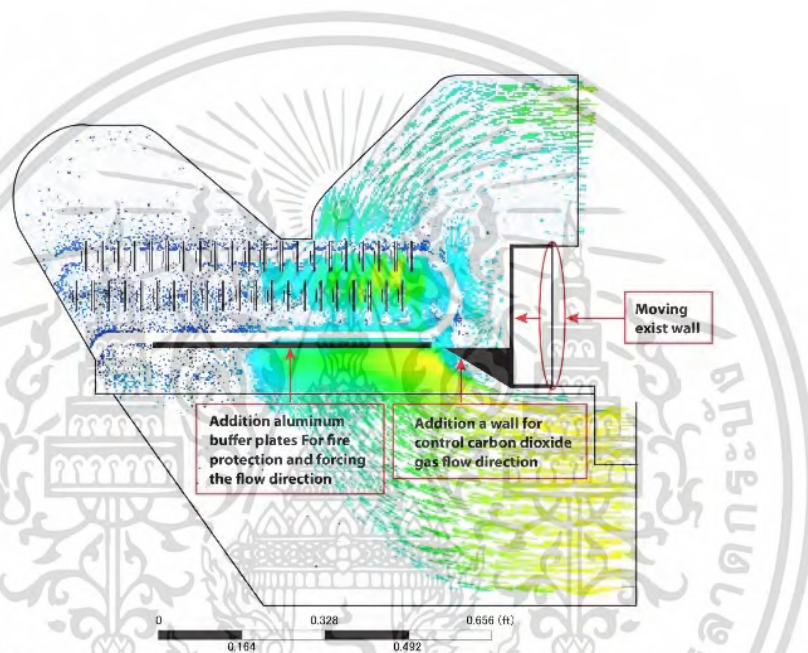
3.6.3 เงื่อนไขขอบเขตและแบบจำลองความปั่นป่วน

การออกแบบเครื่องทำความร้อนสเตอร์ลิงสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่เหมาะสม จำเป็นต้องคำนึงถึงปัจจัยการออกแบบหลักดังต่อไปนี้: ทิศทางและลักษณะการไหลของไอเสียร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้ของสารชีวมวล เปลวไฟภายในการเผาไหม้ของสารชีวมวลจะทำร้ายท่อครีบริบรูปตัวยูภายในสารชีวมวล ห้องเผาไหม้แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดี ระหว่างห้องเผาไหม้ชีวมวลและก๊าซฮีเลียมเป็นท่อรูปเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยามให้เข้าข่ายการพาณิชย์ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวยู่ที่มีครีบ โดยกำหนดการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนออก 2 แบบ แบบแรก ระหว่างไอเสียร้อนไหลผ่านท่อรูปตัวยู จำนวน 8 ท่อ แบบสอง ระหว่างไอเสียร้อนไหลผ่านท่อรูปตัวยู จำนวน 14 ท่อ

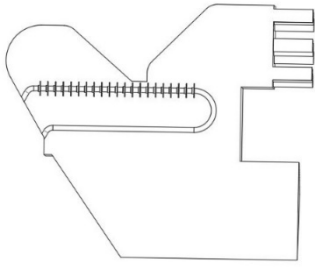
แบบแรก กรณีท่อรูปตัวยู 8 ท่อ

ถูกสร้างขึ้นเป็น 5 กรณีดังนี้ รุ่น 1 รุ่นต้นแบบเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างห้องเผาไหม้ ที่ได้จากชีวมวลและท่อครีบรูปตัวยูที่มีก๊าซฮีเลียมเป็น ของเหลวทำงานหมุนเวียนอยู่ในท่อที่มีเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

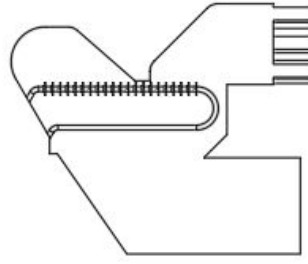


รูปที่ 3.17 แสดงการปรับปรุงห้องไอเสียร้อน กรณีท่อติดครีบ 8 ท่อ

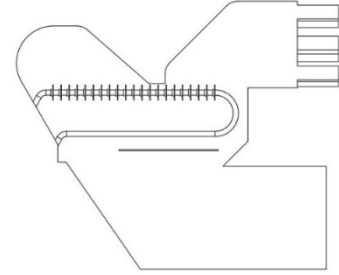
แบบจำลองถูกแบ่งออกเป็น 5 กรณี ดังนี้ กรณี1 แบบจำลองต้นแบบ กรณี2 แบบจำลองปรับปรุงผนังห้องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณี 3 แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอน กรณี4แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนกับแนวเอียงด้านเดียว กรณี 5 แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอน กรณี4แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนกับแนวเอียง 2 ด้าน



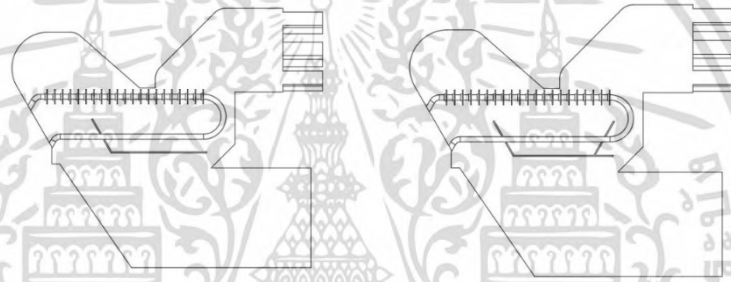
รูปที่ 3.18 กรณี 1
แบบจำลองต้นแบบและท่อ
ติดครีป



รูปที่ 3.19 กรณี 2
แบบจำลองปรับปรุงห้องไอเสีย
ร้อนและท่อติดครีป



รูปที่ 3.20 กรณี 3
แบบจำลองเพิ่มแผ่นกั้น
แนวนอนและท่อติดครีป

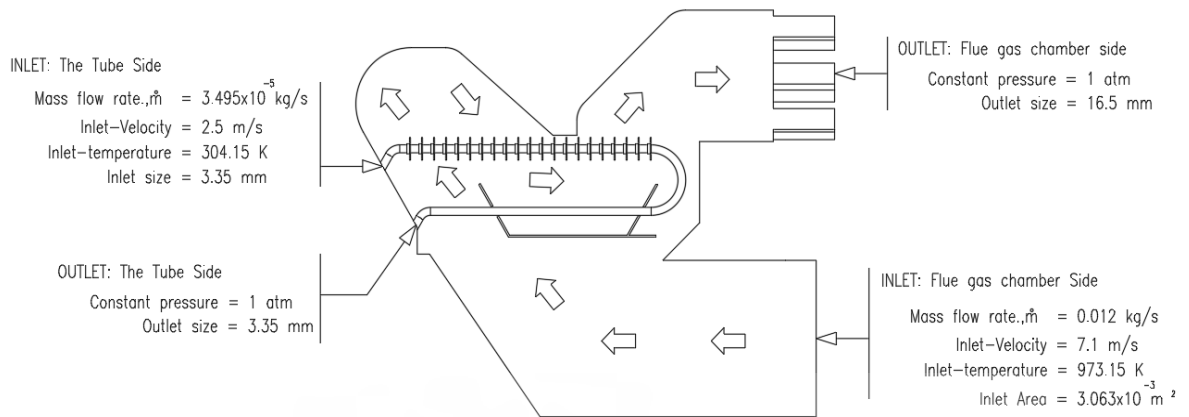


รูปที่ 3.21 กรณี 4 แบบจำลอง
เพิ่มแผ่นกั้นแนวนอน
กับแนวเอียงและท่อติดครีป

รูปที่ 3.22 กรณี 5 แบบจำลอง
เพิ่มแผ่นกั้นแนวนอนกับแนวเอียง
สองด้านและท่อติดครีป

เงื่อนไขขอบเขตคือตัวแปลการไหลและความร้อนที่ระบบขอบเขตใช้สภาวะการไหลของมวล
ที่ทางเข้าของห้องและท่อ เงื่อนไขขอบเขตแรงดันทางออกถูกนำไปใช้ที่ทางออกของห้องเพาะเลี้ยง
และท่อ สภาวะทางความร้อนของผนังห้องเพาะเลี้ยงถือเป็นผนังแบบอะเดียแบติก ส่วนต่อประสาน
ทั้งหมดจะอยู่นิ่งโดยไม่มีสภาวะสั่นไหล เงื่อนไขขอบเขตโดยละเอียดสรุปไว้ในตารางที่ 3 ด้านล่าง
เงื่อนไขและโดเมนการคำนวณแสดงไว้ในตารางที่ 1 และ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



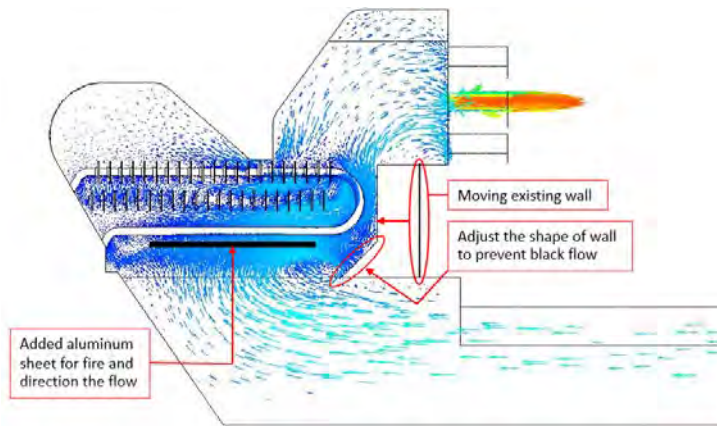
รูปที่ 3.23 แสดงเงื่อนไขขอบเขตห้องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีท่อติดครีป 8 ท่อ

ตาราง 3.9 แสดงเงื่อนไขขอบเขตระหว่างไอเสียร้อนและก๊าซฮีเลียม กรณี 8 ท่อ

| ห้องไอเสียร้อน | | ท่อรูปตัวยูติดครีป | |
|----------------|-------------------------------------|--|-----------------|
| สารทำงาน : | อากาศ | ก๊าซฮีเลียม | |
| อัตราการไหล : | 0.012 กิโลกรัม/วินาที | 3.495×10^{-5} | กิโลกรัม/วินาที |
| ทางเข้า : | 7.1 เมตร/วินาที | 2.5 | เมตร/วินาที |
| ทางออก : | เท่ากับความดันบรรยากาศ Atm | เท่ากับความดันบรรยากาศ | Atm |
| เงื่อนไขผนัง : | No-slip: $u=0, v=0, w=0$ มม. | EWT Function | ระเบียบวิธี |
| ชนิดผนัง : | ฉนวนกันความร้อน (Adiabatic wall) | วัสดุท่อ : เหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless Steel) | |

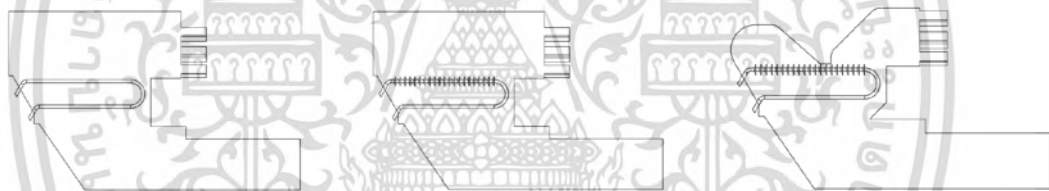
แบบที่สอง กรณีท่อรูปตัวยู 14 ท่อ

ตัวยูที่มีครีป ความดันภายในอุปกรณ์จะลดลง ดังนั้นแบบจำลองของตัวพาความร้อน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงถูกสร้างขึ้นเป็น 6 กรณีดังนี้ กรณี 1 & 2 ต้นแบบเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างห้องเผาไหม้ที่ได้จากชีวมวลและท่อครีปรูปตัวยูที่ไม่มีครีปและมีครีปมีและไม่มีก๊าซฮีเลียม เป็น ของเหลวทำงานหมุนเวียนอยู่ภายใน ท่อที่มีเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

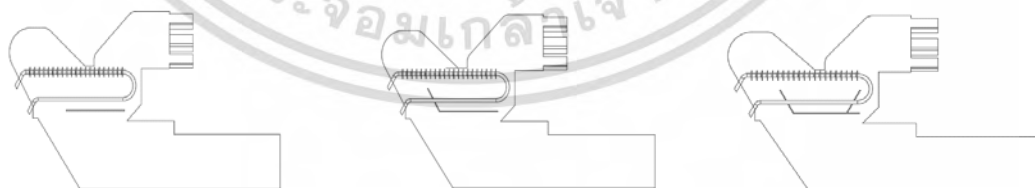


รูปที่ 3.24 แสดงการปรับปรุงห้องไอเสียร้อน กรณีท่อติดครีป 14 ท่อ

แบบจำลองที่ 2 ปรับปรุงผนังห้องเผาไหม้ชีวมวล โดยใช้แบบจำลองที่ 1 & 2 แบบจำลองต้นแบบ 3. เพื่อปรับปรุงผนังห้องไอเสียร้อนให้ไหลผ่านท่อครีปรูปตัวยู 4. เพิ่มแผ่นกันชนแนวนอน 5. เพิ่มแผ่นกันด้านซ้าย และ 6. เพิ่มแผ่นกันสามด้าน จุดประสงค์ในการเพิ่มแผ่นกันเพื่อป้องกันไฟที่มาจากห้องเผาไหม้ไม่ให้เกิดความเสียหายกับท่อ โดยมีท่อรูปตัวยูติดอยู่ที่ครีปและควบคุมการไหลของไอเสียร้อนไหลผ่านท่อรูปตัวยูที่ติดกับครีปให้มากที่สุด



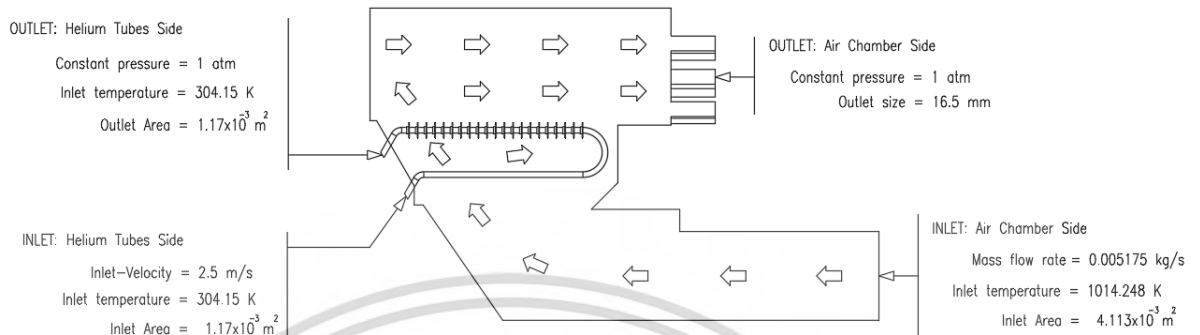
รูปที่ 3.25 กรณี 1 รูปที่ 3.26 กรณี 2 รูปที่ 3.27 กรณี 3
 แบบจำลองต้นแบบและท่อรูป แบบจำลองต้นแบบและติด แบบจำลองการปรับปรุงผนัง
 ตัวยูไม่ติดครีป ครีปที่ท่อรูปตัวยู ห้องไอเสียร้อน



รูปที่ 3.28 กรณี 4 รูปที่ 3.29 กรณี 5 รูปที่ 3.30 กรณี 6
 แบบจำลองเพิ่มแผ่นกัน แบบจำลองเพิ่มแผ่นกัน แบบจำลองเพิ่มแผ่นกัน
 เพสแนวนอน 1 ด้าน แนวนอนและแนวตั้ง 2 ด้าน แนวนอนและแนวตั้ง 3 ด้าน

เงื่อนไขขอบเขตคือตัวแปรการไหลและความร้อนที่ระบบขอบเขตใช้สภาวะการไหลของมวลที่ทางเข้าของห้องและท่อ เงื่อนไขขอบเขตแรงดันทางออกถูกนำไปใช้ที่ทางออกของห้องเพาะเลี้ยง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และท่อ สภาวะทางความร้อนของผนังห้องเพาะเลี้ยงถือเป็นผนังแบบอะเดียแบติก ส่วนต่อประสานทั้งหมดจะอยู่หนึ่งโดยไม่มีสภาวะสั่นไหว เงื่อนไขขอบเขตโดยละเอียดสรุปไว้ในตารางที่ 3 ด้านล่าง เงื่อนไขและโดเมนการคำนวณแสดงไว้ในตารางที่ 1 และ



รูปที่ 3.31 แสดงเงื่อนไขขอบเขตห้องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีท่อติดครีป 14 ท่อ

ตาราง 3.10 แสดงเงื่อนไขขอบเขตระหว่างไอเสียร้อนและก๊าซฮีเลียม กรณี 14 ท่อ

| | ห้องไอเสียร้อน | ท่อรูปตัวยูติดครีป |
|----------------|-------------------------------------|---|
| สารทำงาน : | อากาศ (Air) | ก๊าซฮีเลียม (Helium) |
| อัตราการไหล : | 5.18E-03 กิโลกรัม/วินาที | 4.72×10^{-5} กิโลกรัม/วินาที |
| ทางเข้า : | 1.79 เมตร/วินาที | 2.5 เมตร/วินาที |
| ทางออก : | เท่ากับความดันบรรยากาศ Atm | เท่ากับความดันบรรยากาศ Atm |
| เงื่อนไขผนัง : | No-slip: $u=0, v=0, w=0$ มม. | EWT Function ระเบียบวิธี |
| ชนิดผนัง : | ฉนวนกันความร้อน (Adiabatic wall) | วัสดุท่อ : เหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless Steel : SUS304) |

วิธีการคำนวณ

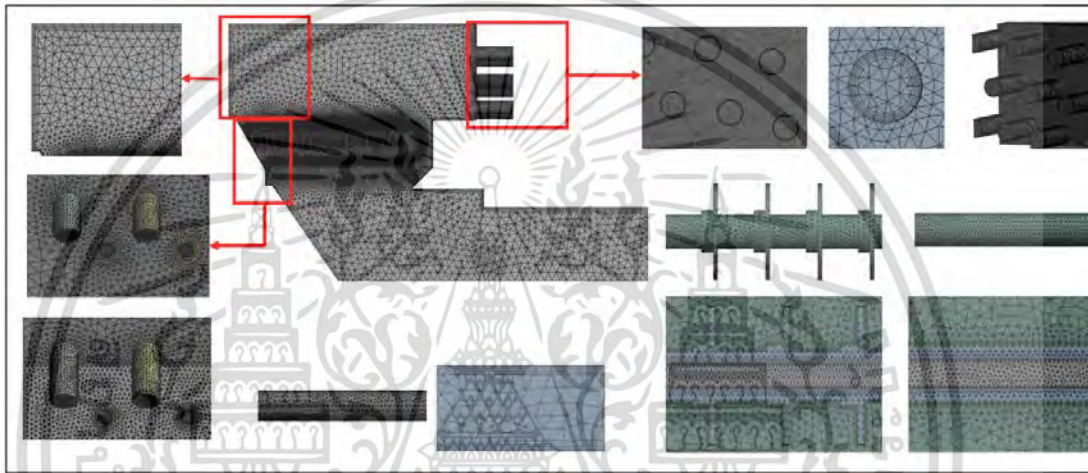
หลังจากกระบวนการการควบคุมที่เกี่ยวข้องทั้งหมดในส่วนสุดท้ายแล้ว เราใช้ Ansys Fluent ซึ่งเป็นซอฟต์แวร์เชิงพาณิชย์เพื่อแปลงสมการให้เป็นระบบสมการพีชคณิต ชั้นแรกอัลกอริทึมการคำนวณจะแก้สมการความต่อเนื่อง โมเมนตัม และ $k-\epsilon$ โดยใช้อัลกอริทึม SIMPLE (วิธีแก้ไขตัวทำนายแรงดัน) อัลกอริทึมเชิงตัวเลขให้การกระจายความเร็วและแรงดันสำหรับการกระจายพลังงานและอุณหภูมิภายในโดเมน การกระจายอุณหภูมิที่ส่วนต่อประสาน รวมถึงการพาความร้อนและการถ่ายเทความร้อนเป็นสื่อ นำ ได้รับการอัปเดตเพื่อความต่อเนื่อง การคำนวณจะดำเนินต่อไปสำหรับเทคนิคการตรวจสอบคอนเวอร์เจนซ์—อัลกอริทึมจะทำซ้ำสำหรับแต่ละขั้นตอนเวลาที่ระบุ โดยทั่วไปแล้วการบรรจบกันของตาข่ายจะถูกนำเสนอในขนาดตาข่ายที่แตกต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

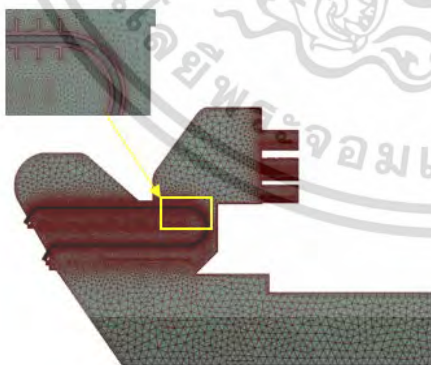
หลังจากกระบวนการการควบคุมที่เกี่ยวข้องทั้งหมดในส่วนสุดท้ายแล้ว เราใช้ Ansys FLUENT ซึ่งเป็นซอฟต์แวร์เชิงพาณิชย์เพื่อแปลงสมการให้เป็นระบบสมการพีชคณิต ชั้นแรกอัลกอริทึมการคำนวณจะแก้ความต่อเนื่อง โมเมนตัม

3.6.4 การสร้างกริด (Mesh)

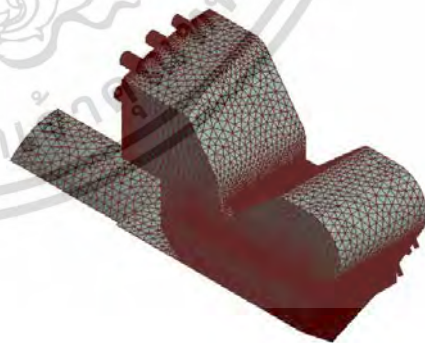
สำหรับการคำนวณการไหลผ่านท่อรูปตัวยูติดครีบ กริด (Mesh) ถูกสร้างด้วยโปรแกรมประยุกต์ที่อยู่ในโปรแกรม ANSYS Workbench ขอบเขตการคำนวณกำหนดให้เป็นกริดแบบ quadrilateral faced hexahedral จากคำสั่งที่อยู่ในโปรแกรมประยุกต์ FLUENT การตรวจสอบจำนวนกริดเพียงพอ โดยการทำขนาดกริด (Mesh) เป็น 5 กรณี คือ 5, 10, 15, 20, 25 มิลลิเมตร



รูปที่ 3.32 การสร้างกริด (Mesh) ในส่วนต่างๆ กรณีท่อติดครีบ 14 ท่อ

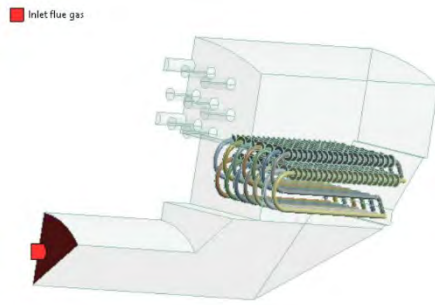


รูปที่ 3.33 การสร้างกริดแบบ Inflation Mesh

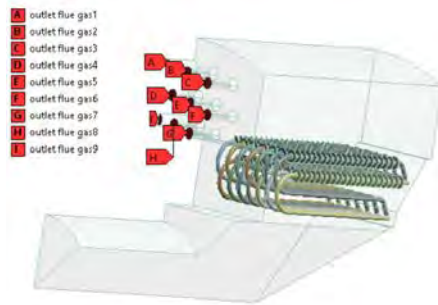


รูปที่ 3.34 การสร้างกริดแบบ Sizing Mesh

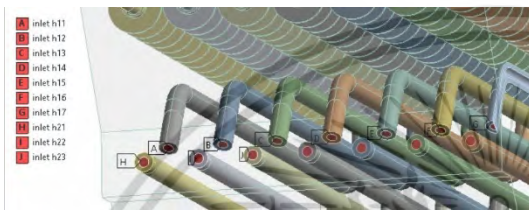
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.35 การกำหนดทางเข้า ไอเสียร้อน



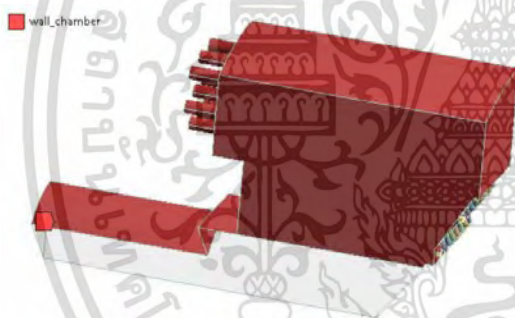
รูปที่ 3.36 การกำหนดทางออก ไอเสียร้อน



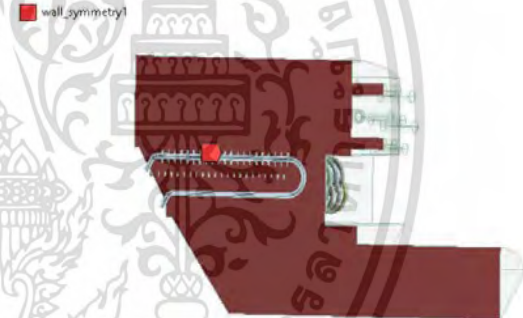
รูปที่ 3.37 การกำหนดทางเข้า ก๊าซฮีเลียม



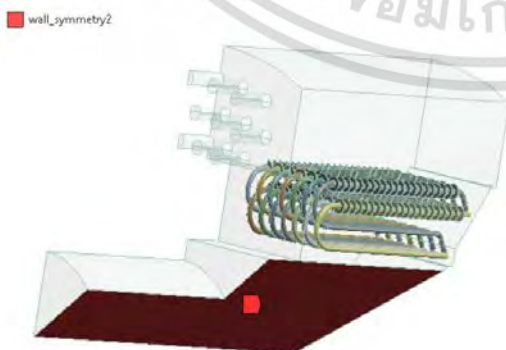
รูปที่ 3.38 การกำหนดทางออก ก๊าซฮีเลียม



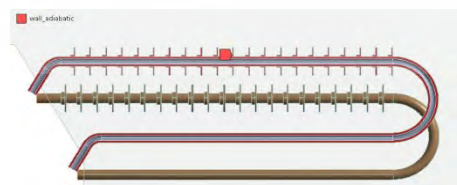
รูปที่ 3.39 การกำหนดผนัง ไอเสียร้อน



รูปที่ 3.40 การกำหนดผนังด้าน 1 ไอเสียร้อน



รูปที่ 3.41 การกำหนดผนังด้าน 2 ไอเสียร้อน



รูปที่ 3.42 การกำหนดผนัง ท่อรูปตัวยู

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6.5 การตรวจสอบค่า

การวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนและพฤติกรรมการไหลของความร้อนระหว่างอากาศร้อนและไนโตรเจนแสดงโดยประสิทธิภาพของครีبدังนี้ ϵ ผลลัพธ์ของการคำนวณสรุปได้ในตารางที่ 4.7 และ 4.8 การวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียมแสดงโดยค่าประสิทธิภาพผลดังนี้

$$\eta_t = \frac{T_{H,o} - T_{H,i}}{T_{EX,i} - T_{H,o}} \quad (3.7)$$

$$T_{EX,i} = 1014.248 \text{ K}, T_{H,i} = 304.15 \text{ K}$$



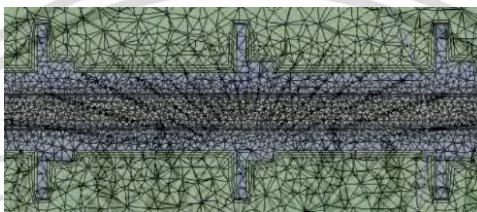
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

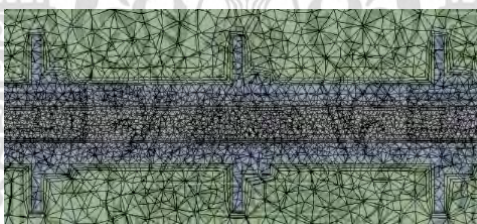
ผลการศึกษาและการอภิปรายผล

4.1 การศึกษาค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Enhancement Factor) ของท่อรูปตัวยูที่อยู่ภายในอุปกรณ์รับความร้อน (Stirling heater) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดเชื้อเพลิงชีวมวล

ผลการศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม ที่ห้องเผาไหม้ชีวมวลโดยใช้แลกเปลี่ยนเชื้อเพลิงและมีท่อติดครีบอกอยู่ภายใน เพื่อหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางครีบอก จำนวนครีบอก และประสิทธิภาพ โดยคำนวณเชิงตัวเลข ระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม โดยการปรับขนาดของกริด (Mesh) แสดงผลดังรูปที่ 4.1 – 4.2 และในตารางที่ 4.1



รูปที่ 4.1 แสดงขนาดกริด (Mesh) 10.0 มม.



รูปที่ 4.2 แสดงขนาดกริด (Mesh) 25.0 มม.

ตาราง 4.1 แสดงขนาดกริด (Mesh) ที่เหมาะสมใช้คำนวณเชิงตัวเลข กรณี 1 ท่อ

| ขนาดกริด (Mesh) (มม.) | จำนวนเอเลเมนต์ (จำนวน) | จำนวนการ คำนวณ (N) | อุณหภูมิทางออก ของก๊าซฮีเลียม (K) | ค่าการถ่ายเทความร้อน (วัตต์) |
|--------------------------|---------------------------|--------------------------|---|---------------------------------|
| 25 | 1401131 | 100 | 710.32 | 148.81 |
| 20 | 1405679 | 100 | 686.16 | 139.79 |
| 15 | 1417272 | 100 | 685.07 | 139.39 |
| 10 | 1474056 | 100 | 684.04 | 138.99 |
| 5 | 2179330 | 100 | 685.65 | 139.55 |

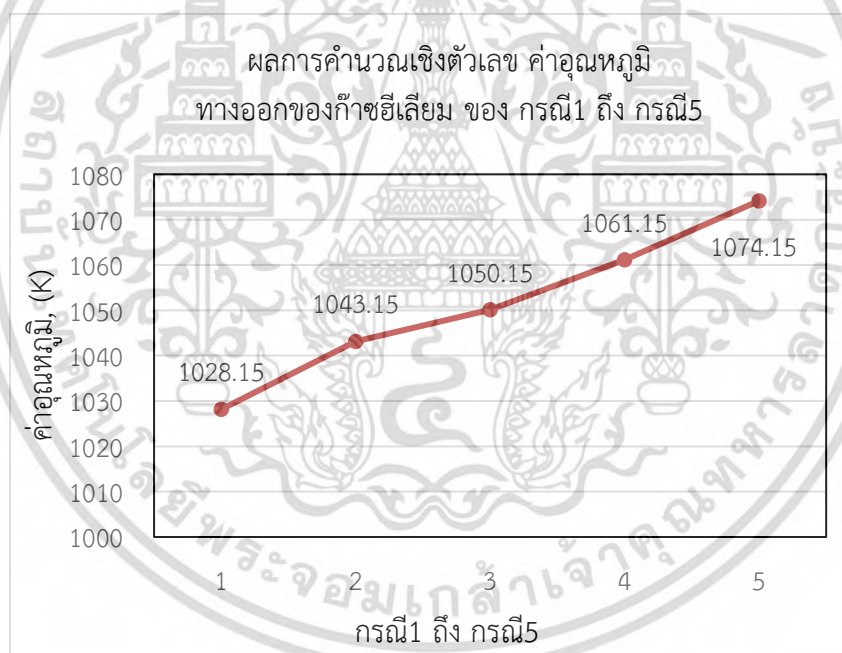
จากผลในตาราง 4.1 พบว่าขนาดกริด (mesh) เท่ากับ 10 มม. ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมที่สุด เนื่องจากหากใช้จำนวนกริด (mesh) ที่มีขนาด 5 มม. หรือเล็กกว่านั้น เอเลเมนต์จะมีจำนวนมากเกินไป ทำให้ใช้เวลาในการจำลองที่ไม่คุ้มค่ากับผลลัพธ์ที่คาดหวัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 4.2 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลข เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกครีป, D3 ที่เหมาะสม กรณี 1 - กรณี 5

| รายการ | เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกครีป, D3 (มม.) | อุณหภูมิทางออกของก๊าซฮีเลียม (K) | อุณหภูมิขาออกของอากาศ (K) | ค่าสัณฐานะเชิงความร้อน (Ehf) | ค่าการถ่ายเทความร้อน (วัตต์) |
|--------|---------------------------------------|----------------------------------|---------------------------|------------------------------|------------------------------|
| กรณี 1 | 10 | 1028.15 | 273.15 | 1.08 | 169 |
| กรณี 2 | 12 | 1043.15 | 1142.15 | 1.10 | 172 |
| กรณี 3 | 14 | 1050.15 | 1149.15 | 1.11 | 174 |
| กรณี 4 | 16 | 1061.15 | 1145.15 | 1.13 | 178 |
| กรณี 5 | 18 | 1074.15 | 1170.15 | 1.17 | 183 |

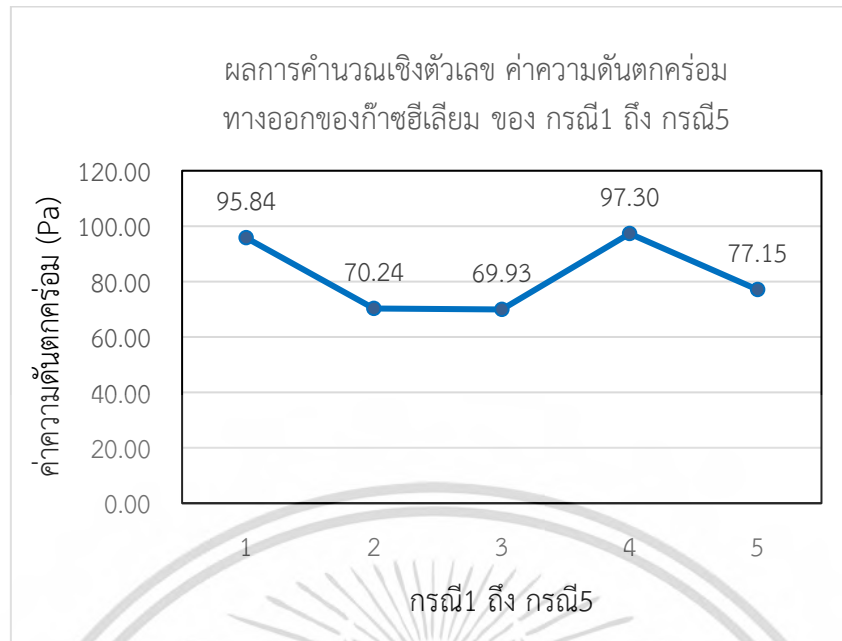
จากผลในตาราง 4.2 ของกรณี 1 - 5 พบว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางครีปที่เหมาะสม (D3) ที่สุดคือขนาด 18 มม. ได้ค่าความร้อนสูงสุด คือ 183 วัตต์ ในกรณี 5 ซึ่งได้แสดงการเปรียบเทียบดังรูปที่ 4.3 - 4.6



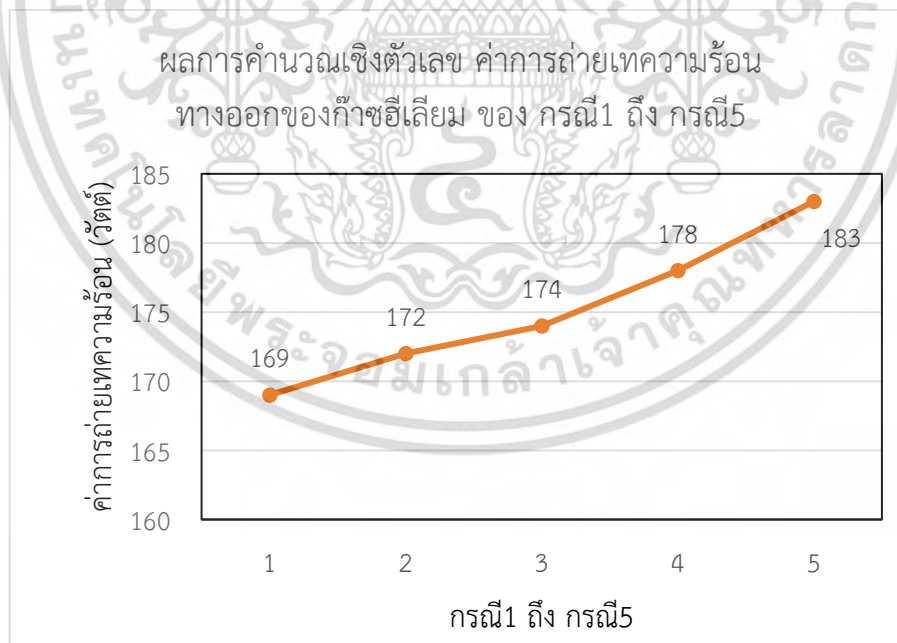
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงค่าอุณหภูมิทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี 1 ถึง กรณี 5

จากรูปที่ 4.3 แสดงแนวโน้มของการเพิ่มของอุณหภูมิ ใน กรณี 1 - 5 เราพบว่า กรณี 5 อุณหภูมิสูงที่สุดใน 5 กรณี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

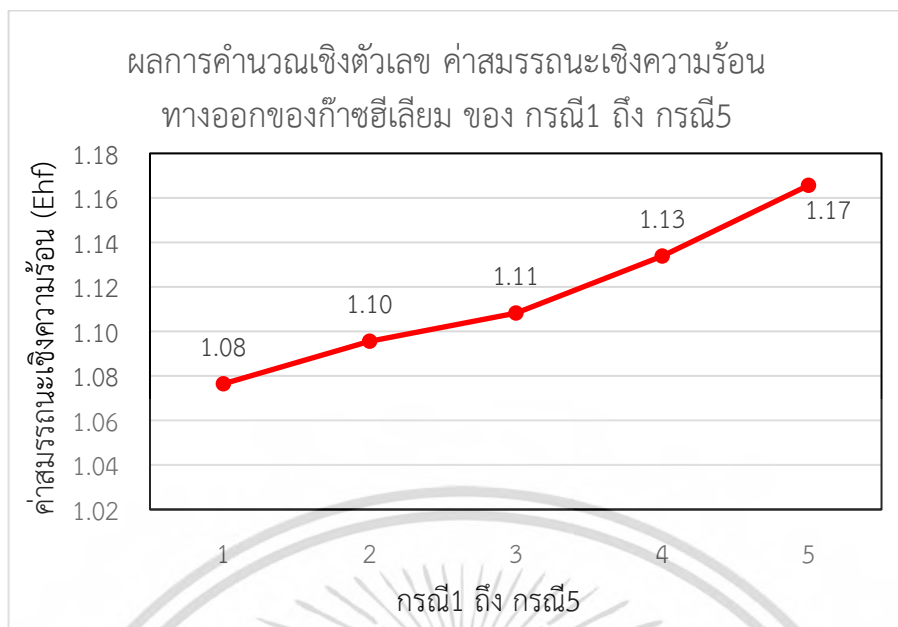


รูปที่ 4.4 กราฟแสดงค่าความดันตกคร่อมทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี1 ถึง กรณี5
จากรูปที่ 4.4 แสดงแนวโน้มของค่าความดันตกคร่อม ใน กรณี 1 - 5 เราพบว่า กรณี 4 มีค่าสูงที่สุด รองลงมาเป็น กรณี 1 กรณี 2 และ กรณี 3 ค่าต่ำสุด ใน 5 กรณี



รูปที่ 4.5 กราฟแสดงค่าการถ่ายเทความร้อนทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี1 ถึง กรณี5
จากรูปที่ 4.5 แสดงแนวโน้มของการค่าความร้อนมีการเพิ่มขึ้น จาก กรณี 1-5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



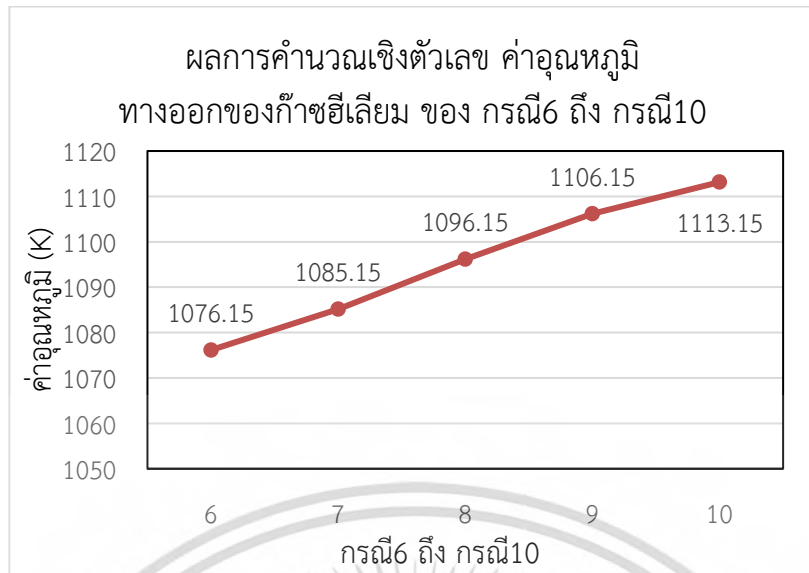
รูปที่ 4.6 กราฟแสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อน กรณี1 ถึง กรณี5
จากรูปที่ 4.6 แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเราพบว่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ตั้งแต่กรณี 1 - 5

ตาราง 4.3 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลข ขนาดของครีบ N ที่เหมาะสม กรณี6 – กรณี10 และ กรณี No fin

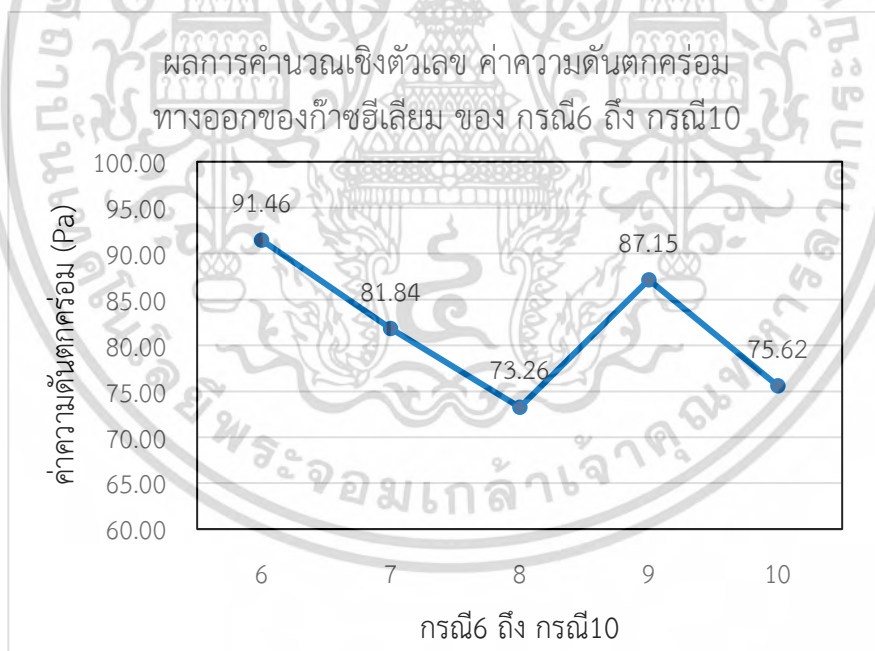
| รายการ | เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกครีบ, D3 (มิลลิเมตร) | อุณหภูมิทางออกของก๊าซฮีเลียม (K) | จำนวนครีบ, N (จำนวน) | ระยะห่างครีบ (L_d) (มิลลิเมตร) | ค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (Ehf) | ค่าการถ่ายเทความร้อน (วัตต์) |
|---------|---|----------------------------------|----------------------|------------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| กรณี 6 | 18 | 1076.15 | 14 | 14 | 1.17 | 184 |
| กรณี 7 | 18 | 1085.15 | 16 | 12 | 1.20 | 187 |
| กรณี 8 | 18 | 1096.15 | 19 | 10 | 1.22 | 191 |
| กรณี 9 | 18 | 1106.15 | 24 | 8 | 1.24 | 194 |
| กรณี 10 | 18 | 1113.15 | 32 | 6 | 1.25 | 197 |
| No Fins | - | 1004.15 | - | - | 1.0 | 157 |

จากผลในตาราง 4.3 ของกรณี 6 - 10 พบว่าจำนวนครีบที่เหมาะสมที่เหมาะสม (N) ที่สุดคือขนาด 32 มม. ได้ค่าความร้อนสูงสุด คือ 197 วัตต์ ในกรณี 10 ซึ่งได้แสดงการเปรียบเทียบดังรูปที่ 4.6 - 4.10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

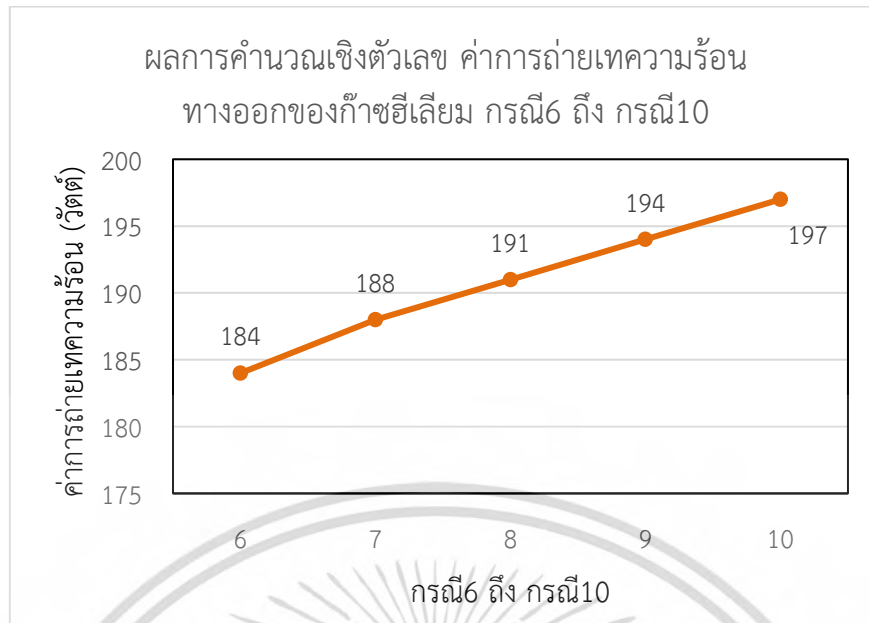


รูปที่ 4.7 กราฟแสดงค่าอุณหภูมิทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี6 ถึง กรณี10
จากรูปที่ 4.7 แสดงค่าอุณหภูมิมิแนวโน้มเพิ่มขึ้น ตั้งแต่กรณี 6 - 10

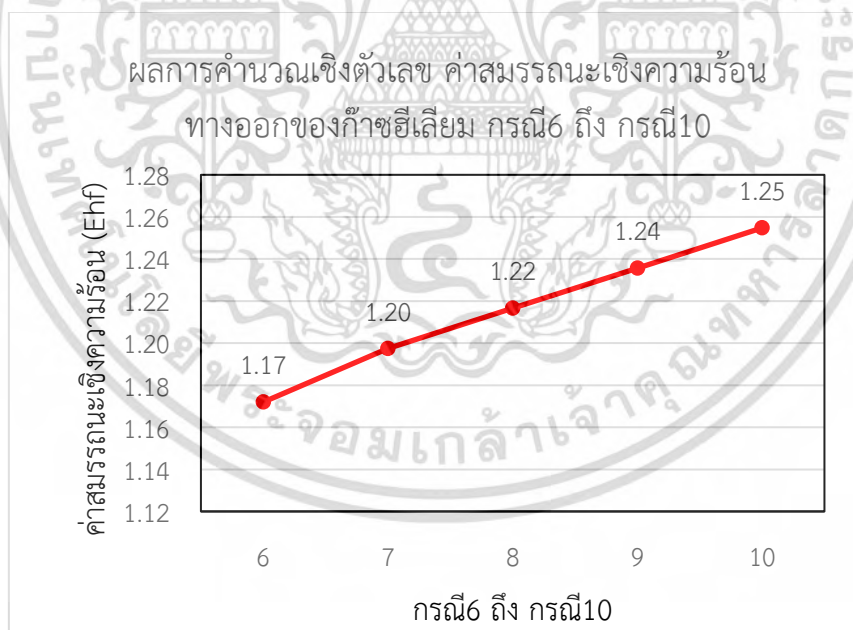


รูปที่ 4.8 กราฟแสดงค่าความดันตกคร่อมทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี6 ถึง กรณี10
จากรูปที่ 4.8 แสดงค่าความดันตกคร่อมเราพบว่า กรณี6 สูงที่สุด และกรณี8 ต่ำสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

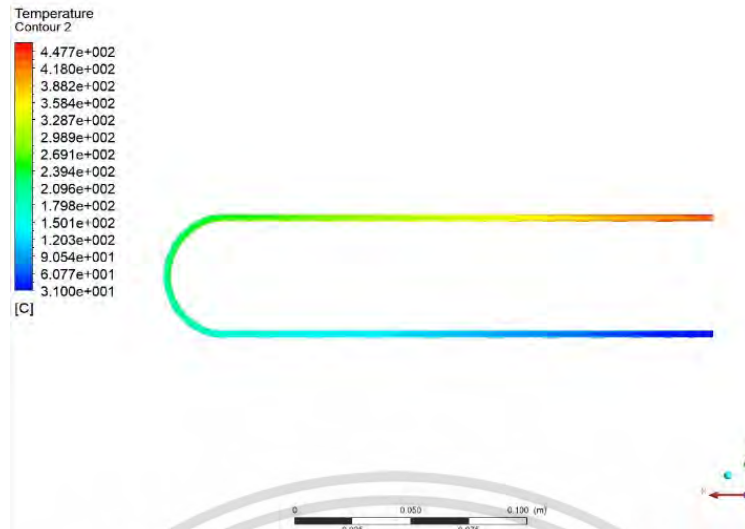


รูปที่ 4.9 กราฟแสดงค่าการถ่ายเทความร้อนทางออกของก๊าซฮีเลียม กรณี 6 ถึง กรณี 10
จากรูปที่ 4.9 แสดงค่าการถ่ายเทความร้อนร้อนเราพบว่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ตั้งแต่กรณี 6 - 10



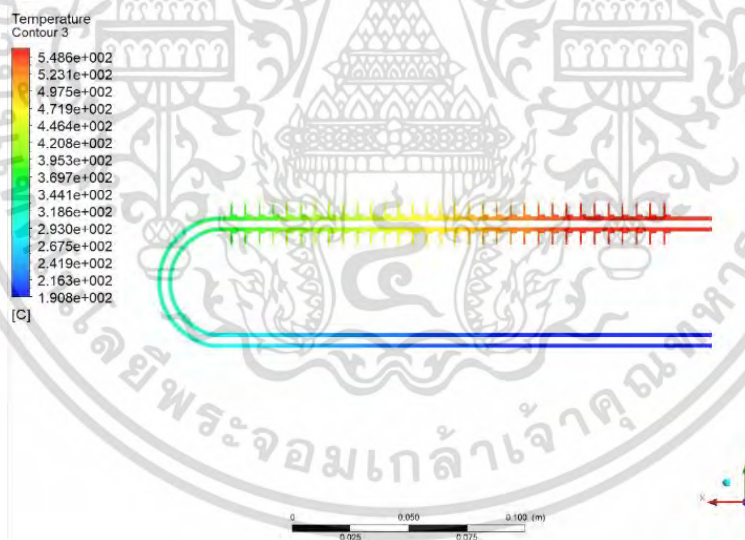
รูปที่ 4.10 แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเราพบว่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ตั้งแต่กรณี 6 - 10
จากรูปที่ 4.10 แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเราพบว่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ตั้งแต่กรณี 6 - 10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.11 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม กรณีท่อติดครีบ

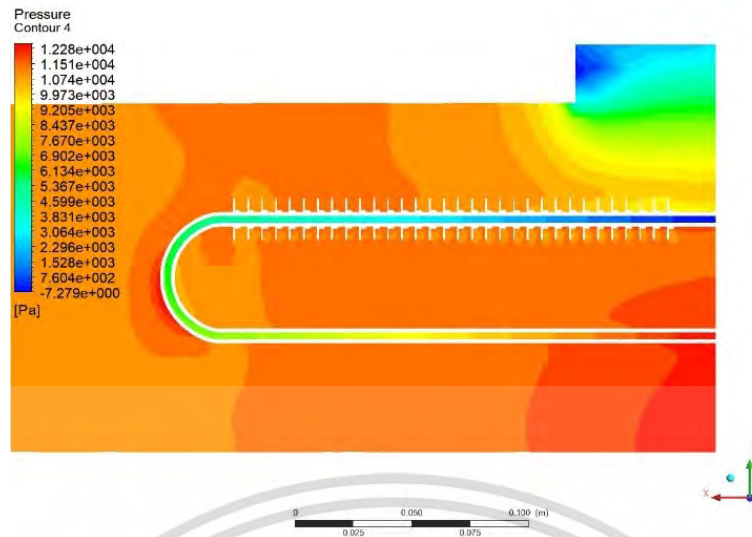
จากรูปที่ 4.11 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมอยู่ในท่อ เราพบว่าอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะเพิ่มขึ้นตามความยาวท่อและสูงสุดที่ตำแหน่งทางออกของท่อ



รูปที่ 4.12 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิของท่อติดครีบ กรณีท่อติดครีบ

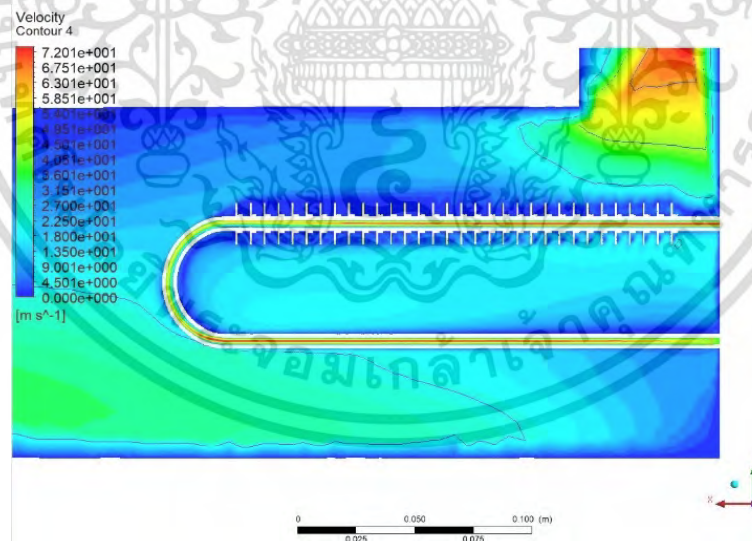
จากรูปที่ 4.12 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิภายในท่อ เราพบว่าอุณหภูมิภายในท่อจะเพิ่มขึ้นตามความยาวท่อและสูงสุดที่ตำแหน่งทางออกของท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.13 แสดงการกระจายความดัน กรณีท่อติดครึ่ง

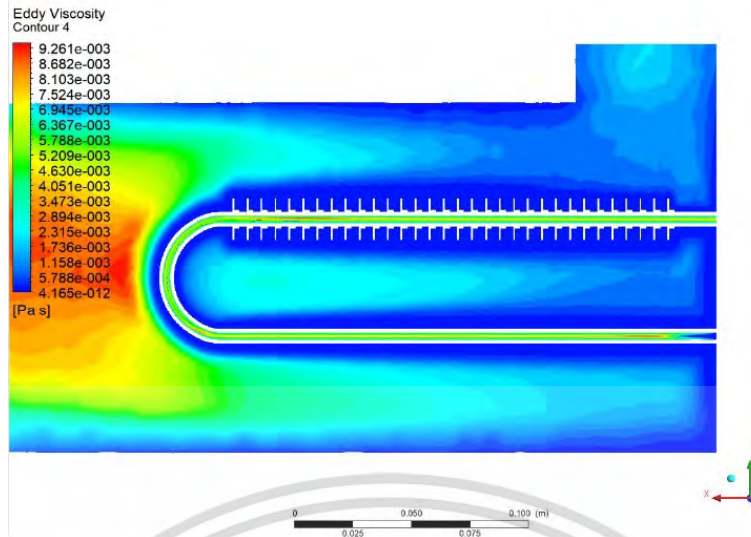
จากรูปที่ 4.13 แสดงถึงการกระจายความดันภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าคอนทัวร์ของความดันจะสูงตรงบริเวณมุมหรือทางออกของห้องไอเสียร้อน ส่วนคอนทัวร์ความดันของก๊าซฮีเลียมจะสูงบริเวณทางเข้าและจะค่อยๆ ลดลงตามระยะทางและลดต่ำสุดที่ทางออกของท่อ



รูปที่ 4.14 แสดงการกระจายความเร็ว กรณีท่อติดครึ่ง

จากรูปที่ 4.14 แสดงถึงการกระจายความเร็วภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าคอนทัวร์ความเร็วจะสูงตรงบริเวณมุมหรือทางออกของห้องไอเสียร้อนส่วนของก๊าซฮีเลียมคอนทัวร์ความเร็วสูงบริเวณท่อแนวตรงและจะลดลงเมื่อถึงตำแหน่งท่อโค้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.15 แสดงการไหลของกระแสไหลวน กรณีท่อติดครีบ

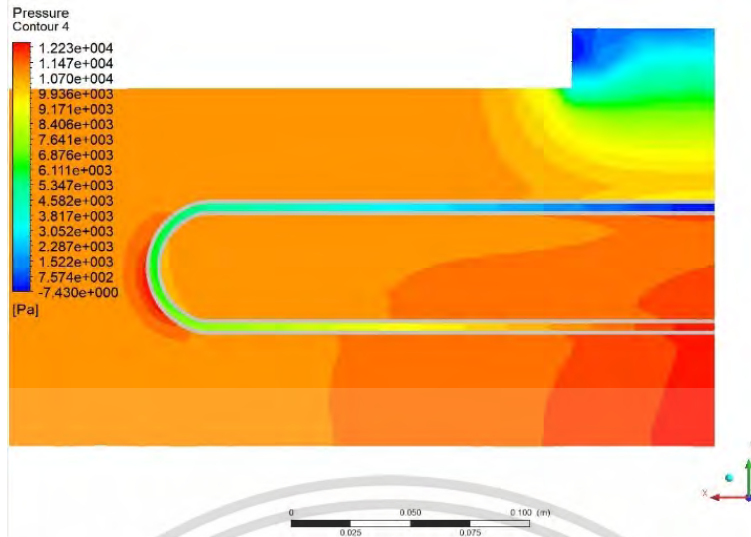
จากรูปที่ 4.15 แสดงถึงคอนทัวร์การไหลวนภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าคอนทัวร์กระแสการไหลวนภายในห้องไอเสียร้อนจะสูงตรงตำแหน่งด้านหลังของท่อซึ่งต่างจากก๊าซฮีเลียมกระแสไหลวนขึ้นอยู่กักระยะทาง



รูปที่ 4.16 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณีท่อไม่ติดครีบ

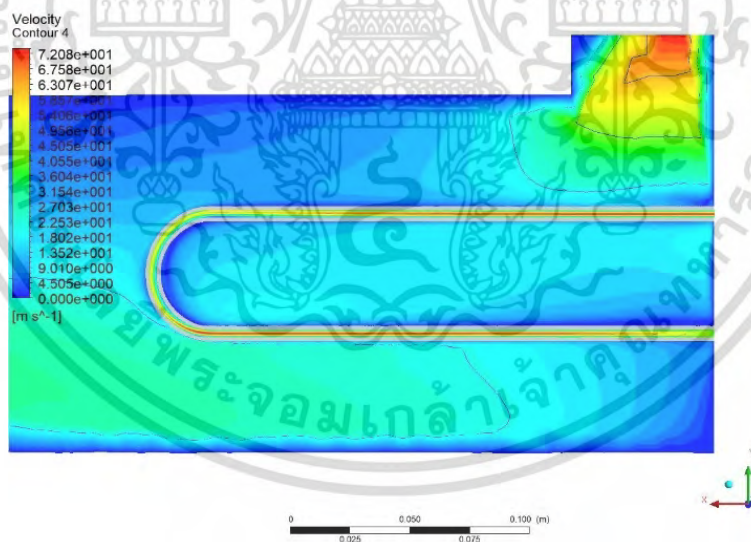
จากรูปที่ 4.16 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนใกล้เคียงกันซึ่งต่างจากการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะแปรผันตรงกับระยะทางถ้าระยะทางมากก๊าซฮีเลียมมีอุณหภูมิสูงขึ้นตาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.17 แสดงการกระจายตัวของความดัน กรณีท่อไม่ติดครีบ

จากรูปที่ 4.17 แสดงถึงการกระจายความดันภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าคอนทัวร์ของความดันจะสูงตรงบริเวณมุมหรือทางออกของห้องไอเสียร้อน ส่วนคอนทัวร์ความดันของก๊าซฮีเลียมจะสูงบริเวณทางเข้าและจะค่อยๆ ลดลงตามระยะทางและลดต่ำสุดที่ทางออกของท่อ



รูปที่ 4.18 แสดงการกระจายตัวของความเร็ว กรณีท่อไม่ติดครีบ

จากรูปที่ 4.18 แสดงถึงการกระจายความเร็วภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าคอนทัวร์ความเร็วจะสูงตรงบริเวณมุมหรือทางออกของห้องไอเสียร้อน ส่วนของก๊าซฮีเลียมคอนทัวร์ความเร็วสูงบริเวณท่อแนวตรงและจะลดลงเมื่อถึงตำแหน่งท่อโค้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายความร้อนของอุปกรณ์รับความร้อน(Stirling heater)ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิด(Stirling Engine)ด้วยเชื้อเพลิงชีวมวล กรณีที่อรูปตัวยู 8 ท่อ

การศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม ที่โดยคำนวณเชิงตัวเลข แสดงผลใน ตารางที่ 4.4 – 4.5 กับ รูปที่ 4.19 – 4.23

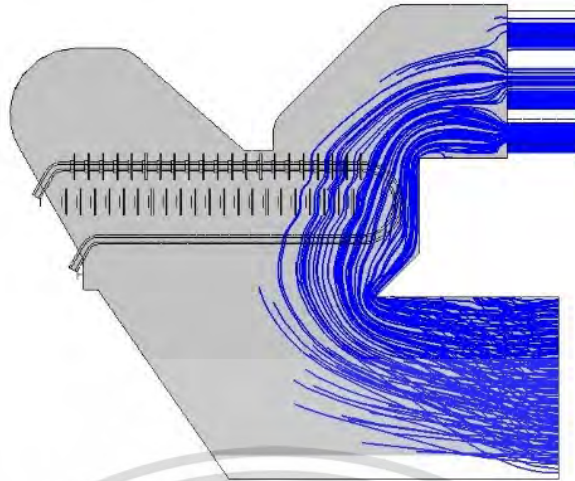
4.2.1 ผลการศึกษาลักษณะการไหลของไอเสียร้อนทั้ง 5 กรณี 8 ท่อ

การศึกษาลักษณะการไหลของไอเสียร้อนภายในห้องเผาไหม้ชีวมวลโดยใช้แกรบเป็นเชื้อเพลิงและมีก๊าซฮีเลียมไหลอยู่ในท่อติดครบ จำนวน 8 ท่อ อยู่ภายใน ที่เหมาะสม โดยคำนวณเชิงตัวเลข ระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม โดยคำนวณเชิงตัวเลข แสดงใน รูปที่ 4.19 – 4.23 ดังนี้



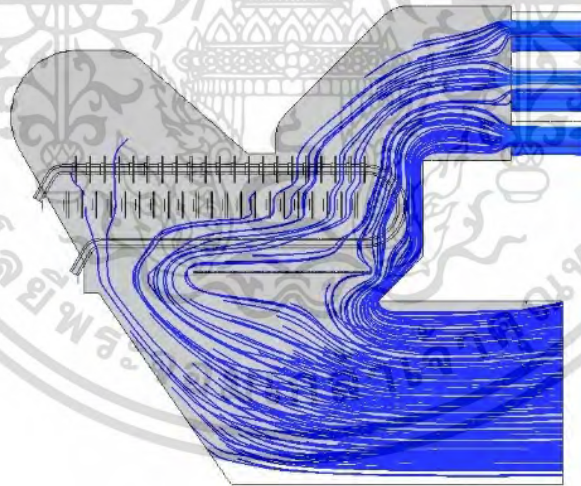
รูปที่ 4.19 แสดงลักษณะการไหลของไอเสียร้อน 8 ท่อ กรณี 1

จากรูปที่ 4.19 แสดงลักษณะของกระแสการไหลภายในห้องไอเสียร้อน เราพบว่ามีการไหลไม่ทั่วห้องไอเสียร้อนโดยเฉพาะบริเวณผนังที่เป็นมุมการไหลไม่ทั่วถึง



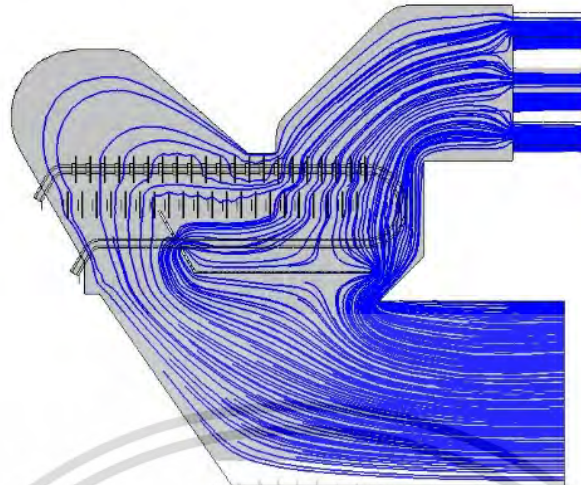
รูปที่ 4.20 แสดงลักษณะการไหลของไอเสียร้อน 8 ท่อ กรณี 2

จากรูปที่ 4.20 แสดงลักษณะของกระแสการไหลภายในห้องไอเสียร้อน เราพบว่าการไหลไม่ทั่วห้องไอเสียร้อน พบว่าไอเสียร้อนไหลไม่ถึงถึงและไหลวนกลับเลยไม่ไหลผ่านท่อติดครีบ



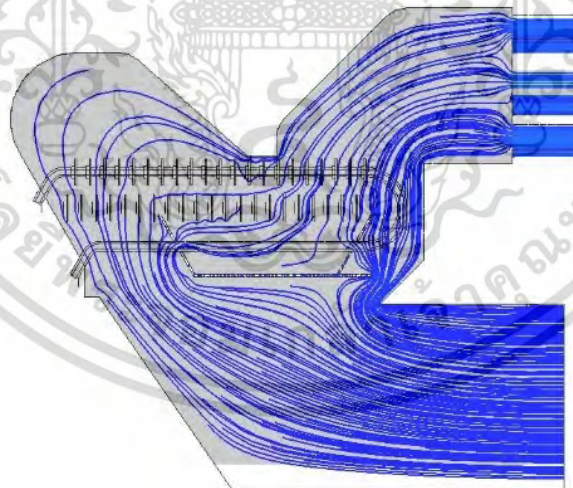
รูปที่ 4.21 แสดงลักษณะการไหลของไอเสียร้อน 8 ท่อ กรณี 3

จากรูปที่ 4.21 แสดงลักษณะของกระแสการไหลภายในห้องไอเสียร้อน เราพบว่าการไหลไม่ทั่วห้องไอเสียร้อน หลังจากทำการเพิ่มแผ่นกันเพื่อทำหน้าที่บังคับการไหล ไอเสียร้อนเริ่มไหลผ่านท่อมากขึ้น



รูปที่ 4.22 แสดงลักษณะการไหลของไอเสียร้อน 8 ท่อ กรณี 4

จากรูปที่ 4.21 แสดงลักษณะของกระแสการไหลภายในห้องไอเสียร้อน เราพบว่าการไหลไม่ทั่วห้องไอเสียร้อน หลังจากทำการเพิ่มแผ่นกั้นสองแผ่น ไอเสียร้อนเริ่มไหลผ่านได้ทั่วถึงมากขึ้น



รูปที่ 4.23 แสดงลักษณะการไหลของไอเสียร้อน 8 ท่อ กรณี 5

จากรูปที่ 4.23 แสดงลักษณะของกระแสการไหลภายในห้องไอเสียร้อน เราพบว่าการไหลไม่ทั่วห้องไอเสียร้อน หลังจากทำการเพิ่มแผ่นกั้นสามแผ่น ไอเสียร้อนเริ่มไหลผ่านได้ทั่วถึงมากขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.2 ผลการศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียกับก๊าซฮีเลียม กรณีท่อรูปตัว

8 ท่อ

การศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียกับก๊าซฮีเลียมของห้องเผาไหม้ชีวมวลโดยมีท่อติดครีบอยู่ภายใน กรณีท่อรูปตัว 8 ท่อ โดยคำนวณเชิงตัวเลข แสดงผลในตารางที่ 4.4 – 4.6 และ รูปที่ 4.24 – 4.27 ดังนี้

ตาราง 4.4 การศึกษาขนาดกริด (Mash) ที่เหมาะสมในการคำนวณเชิงตัวเลข กรณี 8 ท่อ

| Mesh (Size) | Elements (Q'ty) | Temperature (°C) | Heat transfer (Watt) |
|-------------|-----------------|------------------|----------------------|
| 18 | 14,016,361 | 925.15 | 91 |
| 14 | 14,020,949 | 951.15 | 96 |
| 12 | 14,012,036 | 950.15 | 98 |
| 10 | 14,021,817 | 902.15 | 85 |
| 8 | 14,026,025 | 953.15 | 93 |

จากผลในตาราง 4.4 พบว่าขนาดกริด (mesh) เท่ากับ 10 มม. ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมที่สุด

ตาราง 4.5 การศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม กรณี 8 ท่อ

| กรณี | ไอเสียร้อน | | ก๊าซฮีเลียม | | | | ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_t) |
|--------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------------|-----------------|--------------------------------------|
| | อุณหภูมิออก | ความดันตกคร่อม | อุณหภูมิออก | ความดันตกคร่อม | การถ่ายเทความร้อน | | |
| | (K) | (Pa) | (K) | (Pa) | ออก (W) | ต่อท่อ (W/Tube) | |
| กรณี 1 | 966.15 | 76.1 | 944.15 | 225.8 | 98.5 | 12.3 | 95.6 |
| กรณี 2 | 966.15 | 82.3 | 946.15 | 219.9 | 98.8 | 12.3 | 96.1 |
| กรณี 5 | 966.15 | 92.0 | 959.15 | 121.2 | 96.8 | 12.8 | 98.0 |

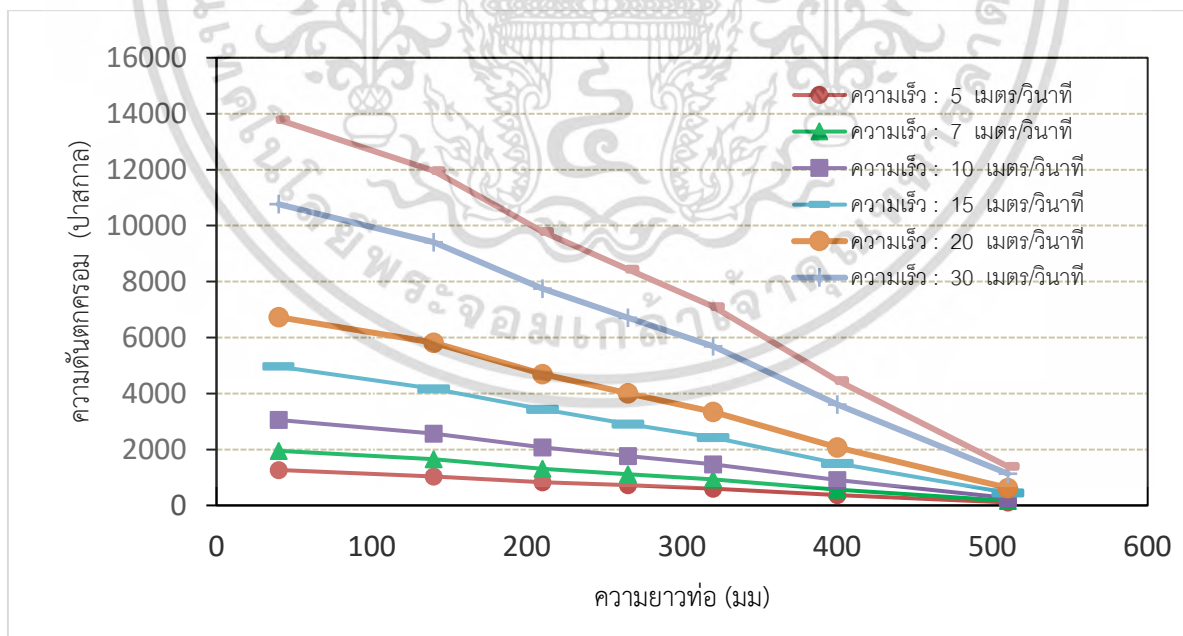
จากผลในตาราง 4.5 พบว่าได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ได้แก่ กรณีที่ 5 รองลงมา กรณี 2 และ กรณี 1 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 4.6 แสดงผลการเปลี่ยนแปลงความเร็วของไอเสียร้อนต่อก๊าซฮีเลียม กรณีท่อตัดครึ่ง 8 ท่อ

| รายการ | ไอเสียร้อน | | ก๊าซฮีเลียม | | | | การถ่ายเทความร้อน | | |
|--------|-------------|----------------|-------------|-------------|----------|----------------|-------------------|-------------|------------|
| | อัตราการไหล | ความดันตกคร่อม | ความเร็ว | อัตราการไหล | อุณหภูมิ | ความดันตกคร่อม | เข้า | จำนวนท่อ | แลกเปลี่ยน |
| | เข้า | (Pa) | เข้า | เข้า | ออก | (Pa) | | | |
| (kg/s) | (Pa) | (m/s) | (kg/s) | (°C) | (Pa) | (วัตต์) | (ชิ้น) | (วัตต์/ท่อ) | |
| 1 | 0.012 | 101.7 | 2.5 | 2.80E-05 | 677 | 527.1 | 94.7 | 8 | 11.8 |
| 2 | 0.012 | 101.6 | 3 | 3.29E-05 | 674 | 650.0 | 111.0 | 8 | 13.9 |
| 3 | 0.012 | 101.0 | 5 | 5.64E-05 | 667 | 1291.0 | 188.0 | 8 | 23.5 |
| 4 | 0.012 | 100.4 | 7 | 7.95E-05 | 663 | 1984.5 | 263.4 | 8 | 32.9 |
| 5 | 0.012 | 99.5 | 10 | 1.15E-04 | 659 | 3099.1 | 378.0 | 8 | 47.3 |
| 6 | 0.012 | 98.1 | 15 | 1.75E-04 | 655 | 5068.1 | 573.9 | 8 | 71.7 |
| 7 | 0.012 | 96.7 | 20 | 2.38E-04 | 650 | 7005.1 | 772.0 | 8 | 96.5 |
| 8 | 0.012 | 93.9 | 30 | 3.71E-04 | 638 | 11375.3 | 1163.5 | 8 | 145.4 |
| 9 | 0.012 | 91.4 | 40 | 5.09E-04 | 617 | 14555.2 | 1544.5 | 8 | 193.1 |
| 10 | 0.012 | 88.7 | 50 | 6.57E-04 | 585 | 19518.7 | 1922.0 | 8 | 240.2 |

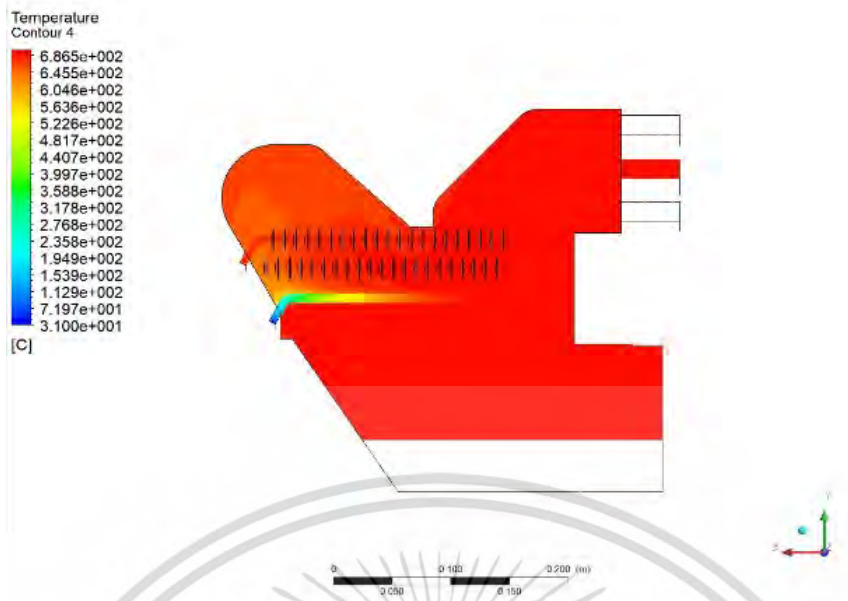
จากผลในตาราง 4.6 พบว่าความของก๊าซฮีเลียมเพิ่มขึ้นทำให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นตาม



รูปที่ 4.24 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมเทียบกับความยาวท่อ

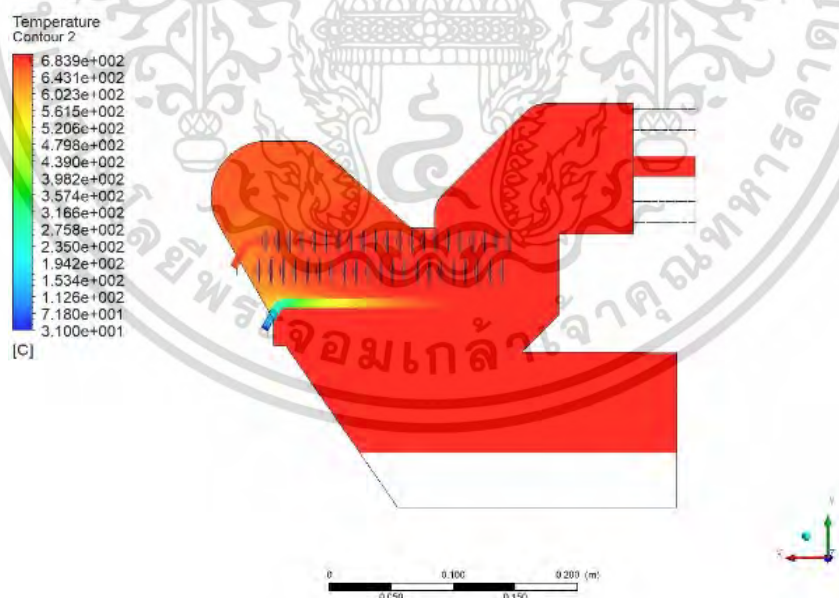
จากรูปที่ 4.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมกับความยาวท่อที่ความเร็วแต่ละค่าของก๊าซฮีเลียม เราพบว่าความดันตกคร่อมจะแปรผันตรงกับความเร็วของก๊าซฮีเลียมสูง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.25 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ 8 ท่อ กรณี 1

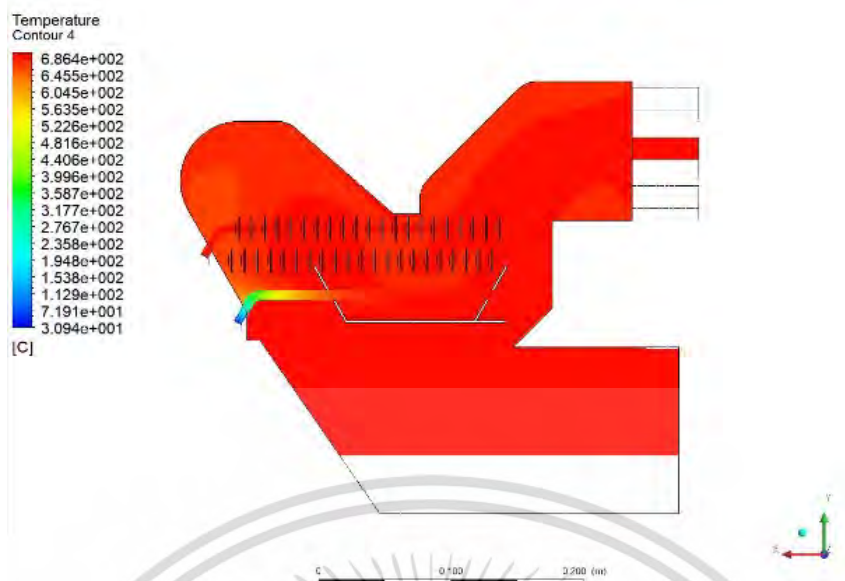
จากรูปที่ 4.25 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่า การกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนใกล้เคียงกันซึ่งต่างจากการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะแปรผันตรงกับระยะทางถ้าระยะทางมากอุณหภูมิสูงของก๊าซฮีเลียมก็สูงขึ้นตาม



รูปที่ 4.26 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ 8 ท่อ กรณี 2

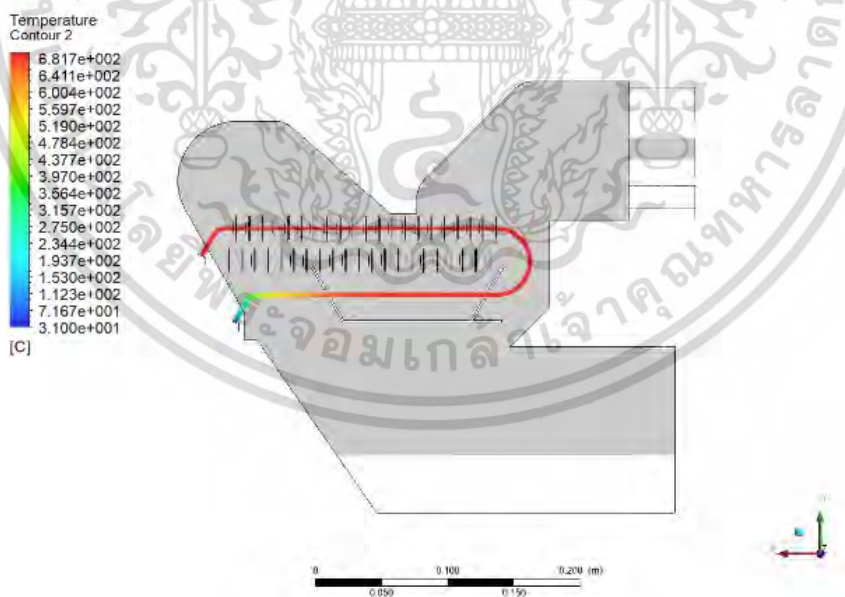
จากรูปที่ 4.26 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่า การกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนใกล้เคียงกันซึ่งต่างจากการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะแปรผันตรงกับระยะทางถ้าระยะทางมากอุณหภูมิสูงของก๊าซฮีเลียมก็สูงขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.27 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ 8 ท่อ กรณี 5

จากรูปที่ 4.27 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่า การกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนใกล้เคียงกันซึ่งต่างจากการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะแปรผันตรงกับระยะทางถ้าระยะทางมากอุณหภูมิสูงของก๊าซฮีเลียมก็สูงขึ้นตาม



รูปที่ 4.28 แสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม 8 ท่อ กรณี 5

จากรูปที่ 4.28 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมอยู่ภายในท่อ เราพบว่าอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะเพิ่มขึ้นตามความยาวท่อและสูงสุดที่ตำแหน่งทางออกของท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายความร้อนของอุปกรณ์รับความร้อน (Stirling heater) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling Engine) ด้วยเชื้อเพลิงชีวมวล กรณีที่อุณหภูมิ 14 ท่อ

ผลการศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียมโดยคำนวณเชิงตัวเลข แสดงผลในตารางที่ 4.7 – 4.26 และ รูปที่ 4.29 – 4.61

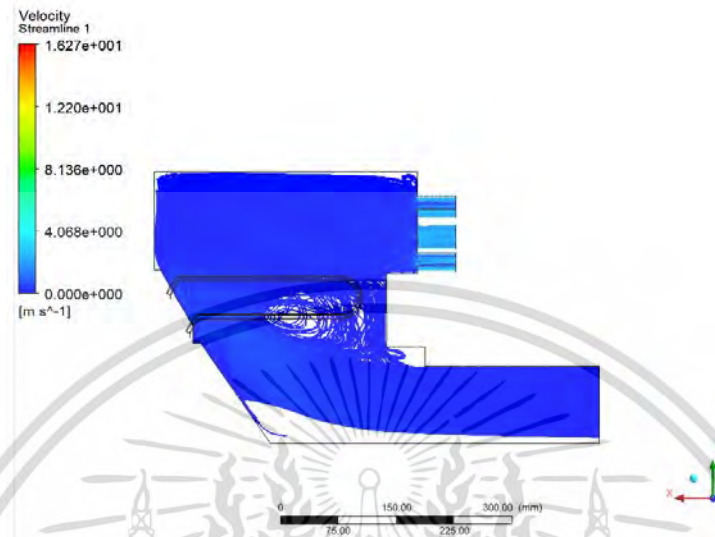
ตาราง 4.7 แสดงขนาดกริด (Mesh) ที่เหมาะสมใช้คำนวณเชิงตัวเลข กรณี 14 ท่อ

| ขนาดกริด (Mesh) (มม.) | จำนวนเอเลเมนต์ (จำนวน) | จำนวนการคำนวณ (N) | อุณหภูมิทางออกของก๊าซฮีเลียม (K) | ค่าการถ่ายเทความร้อน (วัตต์) |
|--------------------------|---------------------------|----------------------|-------------------------------------|---------------------------------|
| 25 | 15909249 | 60 | 964 | 198 |
| 20 | 15898279 | 60 | 969 | 236 |
| 15 | 15920388 | 60 | 967 | 216 |
| 10 | 15935829 | 60 | 960 | 201 |
| 5 | 16395977 | 60 | 940 | 176 |

จากผลในตาราง 4.7 พบว่าขนาดกริด (mesh) เท่ากับ 10 มม. ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมที่สุด เนื่องจากหากใช้จำนวนกริด (mesh) ที่มีขนาด 5 มม. หรือเล็กกว่านั้น เอเลเมนต์จะมีจำนวนมากเกินไปทำให้ใช้เวลาในการจำลองที่ไม่คุ้มค่ากับผลลัพธ์ที่คาดหวัง เกินไปเครื่องคอมพิวเตอร์สามารถทำงานได้เป็นปกติ ถ้าเราใช้จำนวนขนาดกริด (Mesh) ที่เล็กกว่า 5 มม. จำนวนเอเลเมนต์มากเกินไป

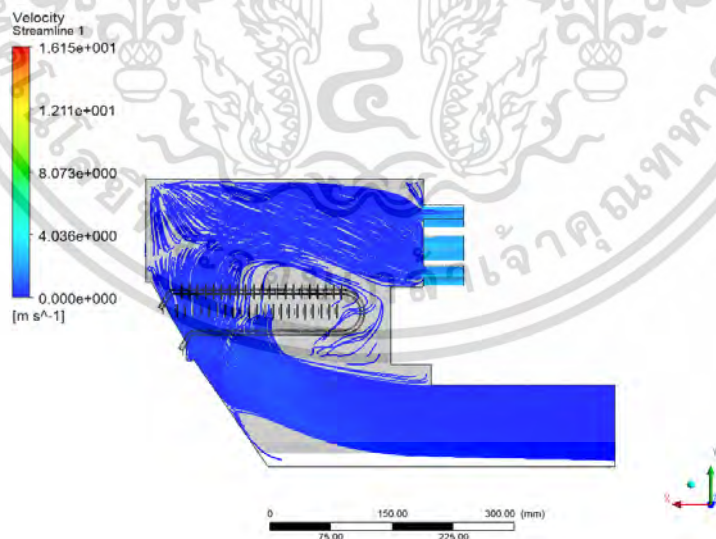
4.3.1 การศึกษาลักษณะการไหลของไอเสียร้อนทั้ง 6 กรณี

ผลการคำนวณเชิงตัวเลขของการศึกษาลักษณะการไหลของไอเสียร้อนภายในห้องเผาไหม้ชีวมวลโดยใช้แกลบเป็นเชื้อเพลิง และภายในท่อมีก๊าซฮีเลียมไหลอยู่ซึ่งท่อติดครีบกจำนวน 14 ท่อ แสดงดัง รูปที่ 4.29 – 4.34



รูปที่ 4.29 แสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 1 (ท่อไม่ติดครีบก และ รูปทรงเดิม)

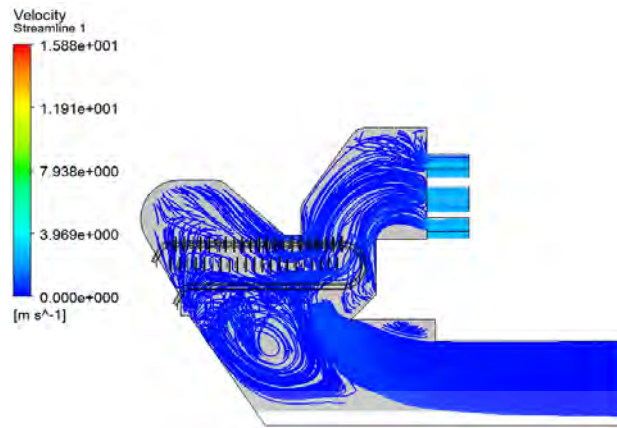
จากรูปที่ 4.29 แสดงลักษณะของกระแสการไหลภายในห้องไอเสียร้อน เราพบว่าการไหลไม่ทั่วห้องไอเสียร้อน



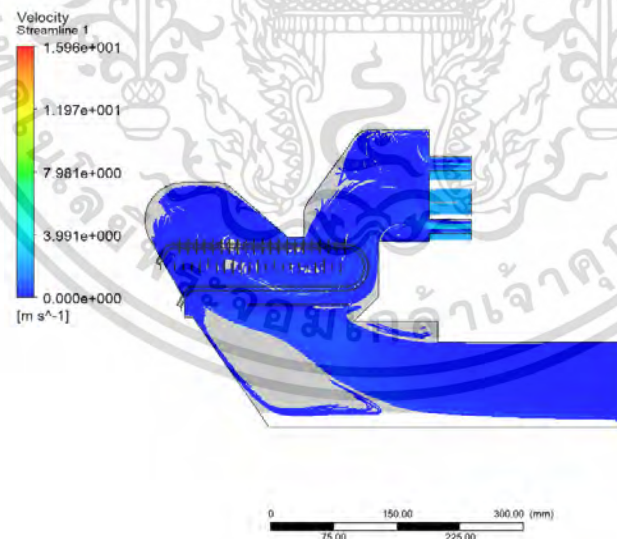
รูปที่ 4.30 แสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 2 (ท่อติดครีบก และ รูปทรงเดิม)

จากรูปที่ 4.30 แสดงลักษณะของกระแสการไหลภายในห้องไอเสียร้อน เราพบว่าการไหลไม่ทั่วห้องไอเสียร้อนโดยเฉพาะบริเวณผนังที่เป็นมุมการไหลไม่ทั่วถึง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

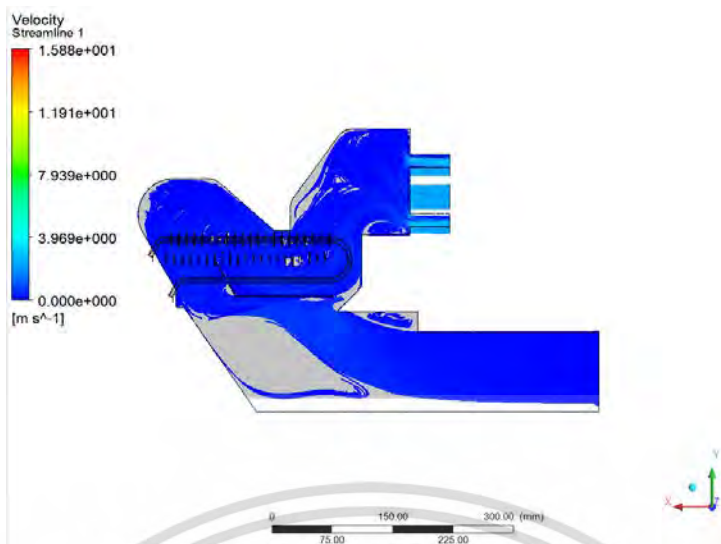


รูปที่ 4.31 แสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 3 (ท่อติดคียบ และ ปรับรูปทรง)
จากรูปที่ 4.-31 แสดงลักษณะของกระแสการไหลภายในห้องไอเสียร้อน เราพบว่าการไหลทั่วห้องไอเสียร้อน
แต่มีบ้างตำแหน่งเกิดกระแสเกิดการไหลวนของกระแสการไหล

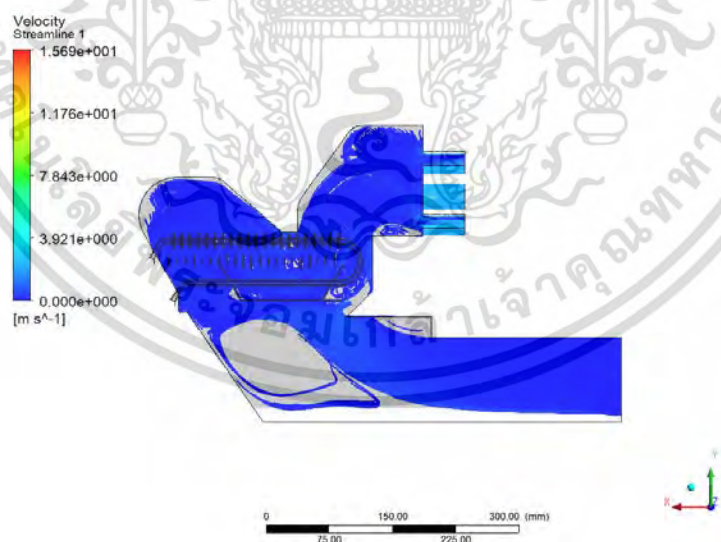


รูปที่ 4.32 แสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 4 (ท่อติดคียบ ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกั้น 1 ด้าน)
จากรูปที่ 4.32 แสดงลักษณะของกระแสการไหลภายในห้องไอเสียร้อน เราพบว่าการไหลไม่ทั่วห้องไอเสีย
ร้อนมีบ้างตำแหน่งกระแสการไหลเกิดการไหลวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สวอนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.33 แสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 5 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกัน 2 ด้าน)
จากรูปที่ 4.33 แสดงลักษณะของกระแสการไหลภายในห้องไอเสียร้อน เราพบว่าการไหลไม่ทั่วห้องไอเสีย
ร้อนมีบ้างตำแหน่งกระแสการไหลเกิดการไหลวน



รูปที่ 4.34 แสดงลักษณะการไหล 14 ท่อ กรณี 6 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกัน 3 ด้าน)
จากรูปที่ 4.34 แสดงลักษณะของกระแสการไหลภายในห้องไอเสียร้อน เราพบว่าการไหลไม่ทั่วห้องไอเสียร้อนมี
บ้างตำแหน่งกระแสการไหลเกิดการไหลวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สวอนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

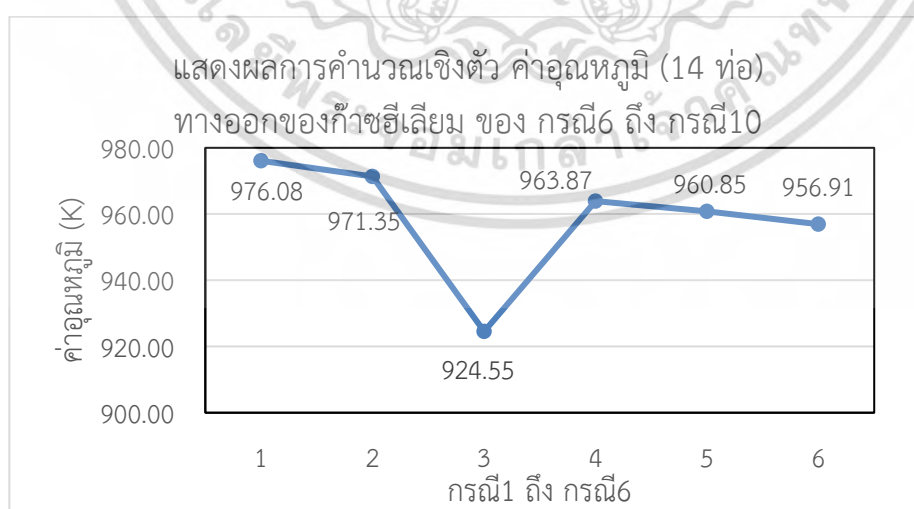
4.4 การศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียมของ ท่อรูปตัวยู 14 ท่อ

ผลการศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียมภายในห้องเผาไหม้ชีวมวล โดย คำนวณเชิงตัวเลข แสดงผลในตารางที่ 4.7 – 4.25 และ รูปที่ 4.26 – 4.52

ตาราง 4.8 แสดงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ

| กรณี | ไอเสียร้อน | | | ก๊าซฮีเลียม | | | | | ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_t) |
|--------|------------|--------|--------------------|-------------|--------|--------------------|--------------------------|-----------------|---|
| | อุณหภูมิ | | ความดัน ตกคร่อม | อุณหภูมิ | | ความดัน ตกคร่อม | ค่าการถ่ายเท ความร้อน | | |
| | เข้า | ออก | | เข้า | ออก | | ออก | ต่อท่อ | |
| | (K) | (K) | (Pa) | (K) | (K) | (Pa) | (วัตต์) | (วัตต์/ ท่อ) | |
| กรณี 1 | 1014 | 982.15 | 7.0 | 304.15 | 976.08 | 246.9 | 165.4 | 12.2 | 94.6 |
| กรณี 2 | 1014 | 982.20 | 7.0 | 304.15 | 971.35 | 244.5 | 165.9 | 11.3 | 94.0 |
| กรณี 3 | 1014 | 984.63 | 7.5 | 304.15 | 924.55 | 234.8 | 152.5 | 11.3 | 87.4 |
| กรณี 4 | 1014 | 982.64 | 7.6 | 304.15 | 963.87 | 249.2 | 160.7 | 11.9 | 92.9 |
| กรณี 5 | 1014 | 982.77 | 7.7 | 304.15 | 960.85 | 245.5 | 162.5 | 12.0 | 92.5 |
| กรณี 6 | 1014 | 982.98 | 7.6 | 304.15 | 956.91 | 245.2 | 160.7 | 11.5 | 91.9 |

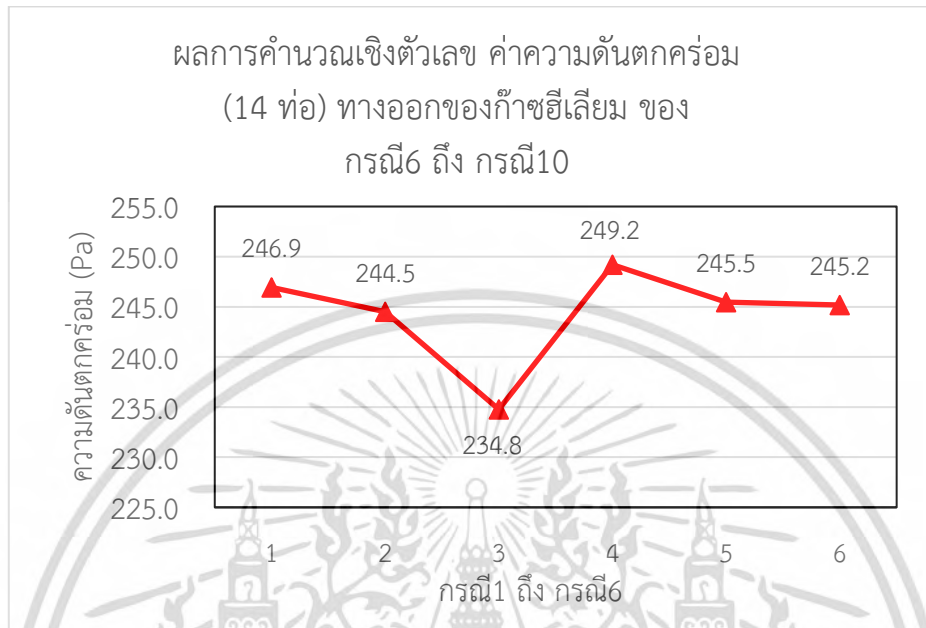
จากผลในตาราง 4.8 พบว่าได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ได้แก่ กรณีที่ 1 รองลงมา กรณี 2 กรณี 4 กรณี 5 กรณี 6 และกรณี 3 ตามลำดับ



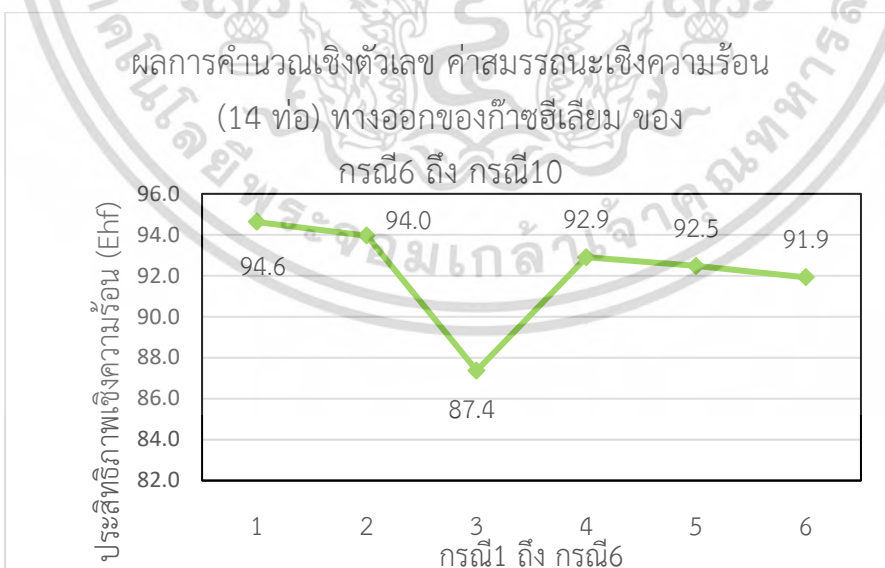
รูปที่ 4.35 แสดงอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมด้านออก กรณี 1 ถึง กรณี 6

จากรูปที่ 4.35 แสดงค่าอุณหภูมิมิแนวโน้มเพิ่มขึ้น ตั้งแต่กรณี 6 - 10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.36 แสดงความสัมพันธ์ความดันตกคร่อม กรณี 1 ถึง กรณี 6
จากรูปที่ 4.36 แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเราพบว่ามีความโน้มเพิ่มขึ้น ตั้งแต่
กรณี 6 - 10



รูปที่ 4.37 แสดงความสัมพันธ์ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน กรณี 1 ถึง กรณี 6
จากรูป 4.37 พบว่า กรณี 1 ได้อุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมด้านออกดีที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.1 ผลการคำนวณ กรณี 1 (ท่อไม่ติดครีบ และ รูปทรงเดิม)

ตาราง 4.9 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 1

| รายการ | ไอเสียร้อน | | | | |
|----------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า | 5.18E-03 | 1.03 | 1014 | 7.0 | 3729.64 |
| ทางออก 1 | 3.05E-04 | 2.3 | 977.50 | - | 208.38 |
| ทางออก 2 | 6.51E-04 | 2.5 | 983.40 | - | 449.07 |
| ทางออก 3 | 6.49E-04 | 2.4 | 987.92 | - | 450.83 |
| ทางออก 4 | 6.53E-04 | 2.5 | 977.43 | - | 446.75 |
| ทางออก 5 | 6.52E-04 | 2.5 | 981.85 | - | 448.67 |
| ทางออก 6 | 6.49E-04 | 2.4 | 987.18 | - | 450.33 |
| ทางออก 7 | 6.54E-04 | 2.5 | 983.52 | - | 451.38 |
| ทางออก 8 | 6.55E-04 | 2.5 | 979.82 | - | 449.64 |
| ทางออก 9 | 3.05E-04 | 2.3 | 974.61 | - | 207.50 |
| NET | 5.17E-03 | 2.4 | 982.15 | - | 3562.54 |

จากผลในตาราง 4.9 เป็นผลการคำนวณเชิงตัวเลขของไอเสียร้อน กรณีที่ 1 ที่ทางเข้าและทางออก

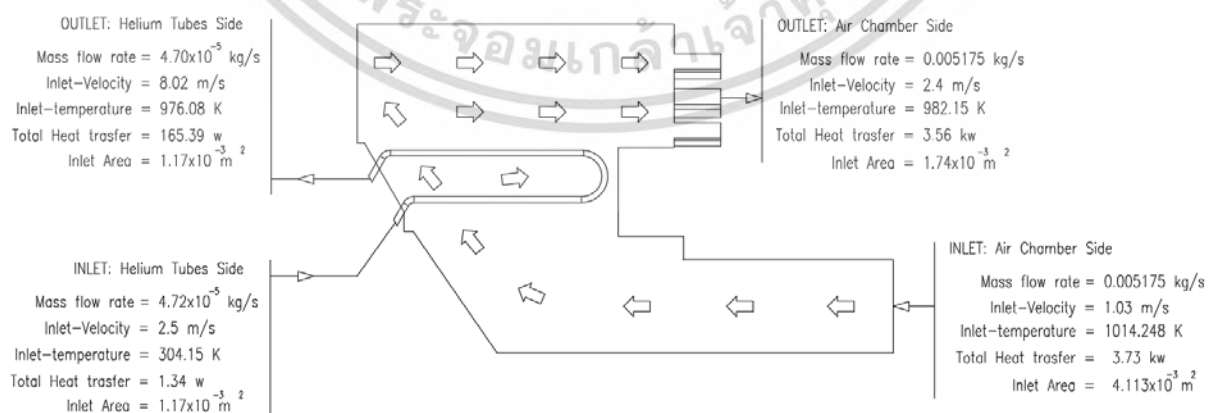
ตาราง 4.10 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า – ทางออก กรณี 1

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | |
|------------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า 11 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 220.88 | 0.07 |
| ทางเข้า 12 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 242.76 | 0.06 |
| ทางเข้า 13 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 243.14 | 0.07 |
| ทางเข้า 14 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 243.74 | 0.08 |
| ทางเข้า 15 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 242.44 | 0.08 |
| ทางเข้า 16 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 244.10 | 0.08 |
| ทางเข้า 17 | 1.76E-06 | 2.5 | 304.15 | 592.51 | 0.027 |
| ทางเข้า 21 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 234.14 | 0.12 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| | | | | | |
|------------|-----------------|------------|---------------|---------------|---------------|
| ทางเข้า 22 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 225.41 | 0.13 |
| ทางเข้า 23 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 231.41 | 0.13 |
| ทางเข้า 24 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 233.58 | 0.13 |
| ทางเข้า 25 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 234.10 | 0.13 |
| ทางเข้า 26 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 223.09 | 0.12 |
| ทางเข้า 27 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 217.86 | 0.12 |
| NET | 4.71E-05 | 2.5 | 304.15 | 246.93 | 1.34 |
| ทางออก11 | 3.41E-06 | 7.8 | 970.58 | - | 11.91 |
| ทางออก 12 | 3.56E-06 | 8.2 | 973.75 | - | 12.48 |
| ทางออก 13 | 3.47E-06 | 8.0 | 979.88 | - | 12.29 |
| ทางออก 14 | 3.44E-06 | 8.0 | 979.97 | - | 12.17 |
| ทางออก 15 | 3.40E-06 | 7.9 | 980.39 | - | 12.04 |
| ทางออก 16 | 3.70E-06 | 8.5 | 977.72 | - | 13.05 |
| ทางออก 17 | 1.77E-06 | 8.1 | 969.75 | - | 6.17 |
| ทางออก 21 | 3.54E-06 | 8.1 | 970.46 | - | 12.35 |
| ทางออก 22 | 3.58E-06 | 8.2 | 968.86 | - | 12.47 |
| ทางออก 23 | 3.47E-06 | 7.9 | 968.98 | - | 12.08 |
| ทางออก 24 | 3.45E-06 | 7.9 | 974.70 | - | 12.12 |
| ทางออก 25 | 3.44E-06 | 8.0 | 982.05 | - | 12.20 |
| ทางออก 26 | 3.38E-06 | 7.9 | 983.27 | - | 12.04 |
| ทางออก 27 | 3.39E-06 | 7.9 | 981.66 | - | 12.02 |
| NET | 4.70E-05 | 8.0 | 976.08 | - | 165.39 |

ผลการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม จากรูปที่ 4.38



รูปที่ 4.38 แสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า-ออก กรณี 1 (ท่อไม่ติดครีบ และ รูปทรงเดิม)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทางด้านไอเสียร้อน :

การประมาณการถ่ายเทความร้อนของไอเสียร้อยการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นในห้องไอเสียร้อน

จากข้อมูลของไอเสียร้อน

$$\text{อัตราการไหล} = 5.175 \times 10^{-3} \text{ Kg / s}$$

$$\text{ค่าความจุความร้อน} = 1006.43 \text{ j / kg} \cdot \text{k}$$

$$\text{อุณหภูมิทางเข้า} = 1014.248 \text{ K}$$

$$\text{อุณหภูมิทางออก} = 982.15 \text{ K}$$

จากสมการการ $\dot{Q}_{Air} = \dot{m}_{Air} c_{p,Air} \Delta T_{Air}$

แทนค่า $\dot{Q}_{Air} = (5.175 \times 10^{-3}) \times 1006.43 \times (1014.248 - 982.15) = 167.19 \text{ วัตต์}$

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) จะได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{Air,in} = 3729.64 \text{ w}, \dot{Q}_{Air,out} = 3562.54 \text{ วัตต์}$$

$$\dot{Q}_{Air} = 3729.64 - 3562.54 = 167.10 \text{ วัตต์}$$

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นจะได้เท่ากับ

$$\dot{Q}_{Air,Loss} = \dot{Q}_{Air,by\ sim} - \dot{Q}_{Air,Theory}$$

$$\dot{Q}_{Air,Loss} = 167.10 - 167.19 = 0.09 \text{ วัตต์}$$

ทางด้านก๊าซฮีเลียม:

การประมาณการถ่ายเทความร้อนภายในก๊าซฮีเลียมการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นในก๊าซฮีเลียม ทั้งหมดที่อรูปตัวยู หมายเลข 11-17 และ หมายเลข 21-27

จากสมการการ $\dot{Q}_{He} = \dot{m}_{He} c_{p,He} \Delta T_{He}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 4.11 แสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ด้านฮีเลียม 14 ท่อ กรณี 1

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | |
|-----------------------|-----------------------|---------------------------------------|-----------------------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความร้อน จำเพาะ Cp (j/kg. k) | อุณหภูมิ ด้านเข้า (K) | อุณหภูมิ ด้านออก (K) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ท่อ 11 | 3.45E-06 | 5193.00 | 970.58 | 304.15 | 11.94 |
| ท่อ 12 | 3.53E-06 | 5193.00 | 973.75 | 304.15 | 12.26 |
| ท่อ 13 | 3.48E-06 | 5193.01 | 979.88 | 304.15 | 12.21 |
| ท่อ 14 | 3.46E-06 | 5193.01 | 979.97 | 304.15 | 12.16 |
| ท่อ 15 | 3.45E-06 | 5193.00 | 980.39 | 304.15 | 12.10 |
| ท่อ 16 | 3.59E-06 | 5193.00 | 977.72 | 304.15 | 12.57 |
| ท่อ 17 | 1.76E-06 | 5193.00 | 969.75 | 304.15 | 6.09 |
| รวมท่อ 11-17 | | | | | 79.33 |
| ท่อ 21 | 3.51E-06 | 5192.9948 | 970.46 | 304.15 | 12.15 |
| ท่อ 22 | 3.53E-06 | 5193.0022 | 968.86 | 304.15 | 12.20 |
| ท่อ 23 | 3.48E-06 | 5192.9988 | 968.98 | 304.15 | 12.01 |
| ท่อ 24 | 3.47E-06 | 5193.0034 | 974.70 | 304.15 | 12.09 |
| ท่อ 25 | 3.46E-06 | 5192.9937 | 982.05 | 304.15 | 12.19 |
| ท่อ 26 | 3.44E-06 | 5192.9981 | 983.27 | 304.15 | 12.12 |
| ท่อ 27 | 3.44E-06 | 5192.9949 | 981.66 | 304.15 | 12.09 |
| รวมท่อ 21-27 | | | | | 84.85 |
| รวมท่อทั้งสิ้น | | | | | 164.18 |

จากตารางที่ 4.11 พบว่าได้ความร้อนรวม เท่ากับ 164.18 วัตต์

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) จะได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{He,in} = 1.34 \text{ w}, \dot{Q}_{He,out} = 165.39 \text{ วัตต์}$$

$$\dot{Q}_{He} = 165.39 - 1.34 = 164.05 \text{ วัตต์}$$

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นภายในท่อก๊าซฮีเลียมจะได้เท่ากับ

$$\dot{Q}_{He,Loss} = \dot{Q}_{He,by Sim} - \dot{Q}_{He,by Theory}$$

$$\dot{Q}_{He,Loss} = 164.18 - 164.05 = 0.13 \text{ วัตต์}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม :

เราพบว่าไอเสียร้อนการถ่ายเทความร้อนให้กับก๊าซฮีเลียม ได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{He} = 164.18 \text{ วัตต์}$$

มีท่ออยู่ทั้งหมด 14 ท่อ $Q_{He, perTube} = \frac{164.18}{14} = 11.7 \text{ วัตต์ต่อท่อ}$

เราพบว่าหนึ่งท่อสามารถให้ความร้อนได้ 11.7 วัตต์ ต่อ ท่อ

4.4.2 ผลการคำนวณ กรณี 2 (ท่อติดครีบ และ รูปทรงเดิม)

ตาราง 4.12 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 2

| รายการ | ไอเสียร้อน | | | | |
|----------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า | 5.18E-03 | 1.03 | 1014 | 7.0 | 3729.64 |
| ทางออก 1 | 3.05E-04 | 2.5 | 976.56 | - | 207.92 |
| ทางออก 2 | 6.53E-04 | 2.3 | 981.22 | - | 448.98 |
| ทางออก 3 | 6.51E-04 | 2.5 | 987.33 | - | 451.85 |
| ทางออก 4 | 6.54E-04 | 2.5 | 976.52 | - | 446.65 |
| ทางออก 5 | 6.53E-04 | 2.5 | 981.92 | - | 449.13 |
| ทางออก 6 | 6.49E-04 | 2.4 | 990.72 | - | 452.21 |
| ทางออก 7 | 6.52E-04 | 2.5 | 986.16 | - | 451.24 |
| ทางออก 8 | 6.54E-04 | 2.5 | 979.00 | - | 447.93 |
| ทางออก 9 | 3.05E-04 | 2.3 | 972.96 | - | 207.22 |
| NET | 5.18E-03 | 2.4 | 982.20 | - | 3563.14 |

จากผลในตาราง 4.12 เป็นผลการคำนวณเชิงตัวเลขของไอเสียร้อน กรณีที่ 2 ที่ทางเข้าและทางออก

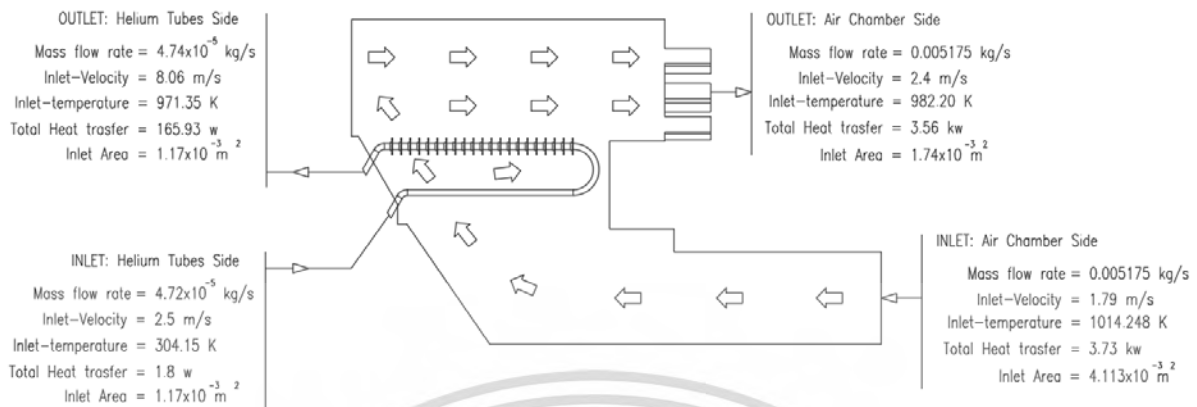
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 4.13 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า – ทางออก กรณี 2

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | |
|------------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า 11 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 236.09 | 0.09 |
| ทางเข้า 12 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 242.91 | 0.10 |
| ทางเข้า 13 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 227.84 | 0.09 |
| ทางเข้า 14 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 251.20 | 0.11 |
| ทางเข้า 15 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 247.87 | 0.11 |
| ทางเข้า 16 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 230.20 | 0.10 |
| ทางเข้า 17 | 1.75E-06 | 2.5 | 304.15 | 586.82 | 0.03 |
| ทางเข้า 21 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 227.39 | 0.17 |
| ทางเข้า 22 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 238.43 | 0.16 |
| ทางเข้า 23 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 233.63 | 0.17 |
| ทางเข้า 24 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 216.05 | 0.18 |
| ทางเข้า 25 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 217.05 | 0.15 |
| ทางเข้า 26 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 218.31 | 0.16 |
| ทางเข้า 27 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 220.90 | 0.16 |
| NET | 4.71E-05 | 2.5 | 304.15 | 244.52 | 1.79 |
| ทางออก11 | 3.34E-06 | 7.6 | 967.01 | - | 11.61 |
| ทางออก 12 | 3.41E-06 | 7.8 | 972.26 | - | 11.94 |
| ทางออก 13 | 3.55E-06 | 8.2 | 980.62 | - | 12.59 |
| ทางออก 14 | 3.52E-06 | 8.1 | 976.60 | - | 12.40 |
| ทางออก 15 | 3.62E-06 | 8.3 | 973.43 | - | 12.70 |
| ทางออก 16 | 3.58E-06 | 8.2 | 969.00 | - | 12.47 |
| ทางออก 17 | 1.75E-06 | 8.0 | 964.27 | - | 6.04 |
| ทางออก 21 | 3.65E-06 | 8.3 | 961.98 | - | 12.59 |
| ทางออก 22 | 3.56E-06 | 8.1 | 965.52 | - | 12.35 |
| ทางออก 23 | 3.36E-06 | 7.6 | 964.15 | - | 11.61 |
| ทางออก 24 | 3.47E-06 | 7.9 | 971.22 | - | 12.12 |
| ทางออก 25 | 3.52E-06 | 8.1 | 979.05 | - | 12.47 |
| ทางออก 26 | 3.56E-06 | 8.2 | 977.73 | - | 12.57 |
| ทางออก 27 | 3.56E-06 | 8.2 | 972.56 | - | 12.48 |
| NET | 4.75E-05 | 8.1 | 971.35 | - | 165.93 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม จากรูปที่ 4.39



รูปที่ 4.39 แสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า-ออก กรณี 2 (ท่อติดครีบ และ รูปทรงเดิม)

ทางด้านไอเสียร้อน :

การประมาณการถ่ายเทความร้อนของไอเสียร้อยการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นในห้องไอเสียร้อน จากข้อมูลของไอเสียร้อน

$$\text{อัตราการไหล} = 5.175 \times 10^{-3} \text{ Kg / s}$$

$$\text{ค่าความจุความร้อน} = 1006.43 \text{ j / kg} \cdot \text{k}$$

$$\text{อุณหภูมิทางเข้า} = 1014.248 \text{ K}$$

$$\text{อุณหภูมิทางออก} = 980.68 \text{ K}$$

จากสมการการ $\dot{Q}_{Air} = \dot{m}_{Air} c_{p,Air} \Delta T_{Air}$

แทนค่า $\dot{Q}_{Air} = (5.175 \times 10^{-3}) \times 1006.43 \times (1014.248 - 980.68) = 174.85 \text{ วัตต์}$

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) จะได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{Air,in} = 3730 \text{ วัตต์} \quad \dot{Q}_{Air,out} = 3540 \text{ วัตต์}$$

$$\dot{Q}_{Air} = 3730 - 3540 = 190 \text{ วัตต์}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นจะได้เท่ากับ

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Air, Loss} &= \dot{Q}_{Air, by sim} - \dot{Q}_{Air, Theory} \\ \dot{Q}_{Air, Loss} &= 190 - 174.85 = 15.15 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ทางด้านก๊าซฮีเลียม:

การประมาณการถ่ายเทความร้อนภายในก๊าซฮีเลียมการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นในก๊าซฮีเลียม ทั้งหมดที่รูปตัวยู หมายเลข 11-17 และ หมายเลข 21-27

$$\text{จากสมการการ} \quad \dot{Q}_{He} = \dot{m}_{He} c_{p, He} \Delta T_{He}$$

ตาราง 4.14 แสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ของท่อทั้ง 14 ท่อ กรณี 2

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | การถ่ายเทความร้อน (วัตต์) |
|-----------------------------|-----------------------|----------------------------------|------------------------|-------------------------|------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ค่าจุความร้อนจำเพาะ (j/kg. k) | อุณหภูมิด้านออก (K) | อุณหภูมิด้านเข้า (K) | |
| ท่อ 11 | 3.42E-06 | 5193.00 | 967.01 | 304.15 | 11.76 |
| ท่อ 12 | 3.45E-06 | 5193.00 | 972.26 | 304.15 | 11.98 |
| ท่อ 13 | 3.52E-06 | 5193.01 | 980.62 | 304.15 | 12.37 |
| ท่อ 14 | 3.50E-06 | 5193.00 | 976.60 | 304.15 | 12.24 |
| ท่อ 15 | 3.56E-06 | 5193.00 | 973.43 | 304.15 | 12.36 |
| ท่อ 16 | 3.53E-06 | 5193.00 | 969.00 | 304.15 | 12.20 |
| ท่อ 17 | 1.75E-06 | 5193.00 | 964.27 | 304.15 | 5.99 |
| รวมท่อ 11-17 | | | | | 78.89 |
| ท่อ 21 | 3.57E-06 | 5193.00 | 961.98 | 304.15 | 12.19 |
| ท่อ 22 | 3.53E-06 | 5193.00 | 965.52 | 304.15 | 12.11 |
| ท่อ 23 | 3.42E-06 | 5193.00 | 964.15 | 304.15 | 11.73 |
| ท่อ 24 | 3.48E-06 | 5193.00 | 971.22 | 304.15 | 12.05 |
| ท่อ 25 | 3.51E-06 | 5193.00 | 979.05 | 304.15 | 12.29 |
| ท่อ 26 | 3.52E-06 | 5193.00 | 977.73 | 304.15 | 12.33 |
| ท่อ 27 | 3.53E-06 | 5193.00 | 972.56 | 304.15 | 12.24 |
| รวมท่อ 21-27 | | | | | 84.94 |
| รวมท่อ 11-17 – 21-27 | | | | | 163.83 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากตารางที่ 4.14 พบว่าได้ความร้อนรวม เท่ากับ 163.83 วัตต์

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) ได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{He,in} = 2.61 \text{ วัตต์} \quad \dot{Q}_{He,out} = 162.52 \text{ วัตต์}$$

$$\dot{Q}_{He} = 162.52 - 2.61 = 159.91 \text{ วัตต์}$$

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นภายในท่อก๊าซฮีเลียมจะได้เท่ากับ

$$\dot{Q}_{He, Loss} = \dot{Q}_{He, by Theory} - \dot{Q}_{He, by Sim}$$

$$\dot{Q}_{He, Loss} = 160.84 - 159.91 = 0.93 \text{ วัตต์}$$

ค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม :

เราพบว่าไอเสียร้อนการถ่ายเทความร้อนให้กับก๊าซฮีเลียม ได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{He} = 160.83 \text{ วัตต์}$$

มีท่ออยู่ทั้งหมด 14 ท่อ $Q_{He, per Tube} = \frac{160.83}{14} = 11.5 \text{ วัตต์ต่อท่อ}$

เราพบว่าหนึ่งท่อสามารถให้ความร้อนได้ 11.5 วัตต์ต่อท่อ

4.4.3 ผลการคำนวณ กรณี 3 (ท่อติดครีป และ ปรับรูปทรง)

ตาราง 4.15 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 3

| รายการ | ไอเสียร้อน | | | | |
|----------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า | 5.18E-03 | 1.03 | 1014 | 7.5 | 3729.64 |
| ทางออก 1 | 3.07E-04 | 2.3 | 960.14 | - | 204.30 |
| ทางออก 2 | 6.55E-04 | 2.5 | 971.62 | - | 443.99 |
| ทางออก 3 | 6.55E-04 | 2.5 | 981.94 | - | 450.55 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| | | | | | |
|------------|-----------------|------------|---------------|----------|----------------|
| ทางออก 4 | 6.58E-04 | 2.5 | 971.02 | - | 445.60 |
| ทางออก 5 | 6.57E-04 | 2.5 | 988.70 | - | 456.28 |
| ทางออก 6 | 6.57E-04 | 2.5 | 995.38 | - | 461.35 |
| ทางออก 7 | 6.33E-04 | 2.4 | 998.81 | - | 446.47 |
| ทางออก 8 | 6.47E-04 | 2.4 | 993.09 | - | 452.77 |
| ทางออก 9 | 3.06E-04 | 2.3 | 992.75 | - | 213.89 |
| NET | 5.17E-03 | 2.4 | 984.63 | - | 3575.18 |

จากผลในตาราง 4.15 เป็นผลการคำนวณเชิงตัวเลขของไอเสียร้อน กรณีที่ 3 ที่ทางเข้าและทางออก

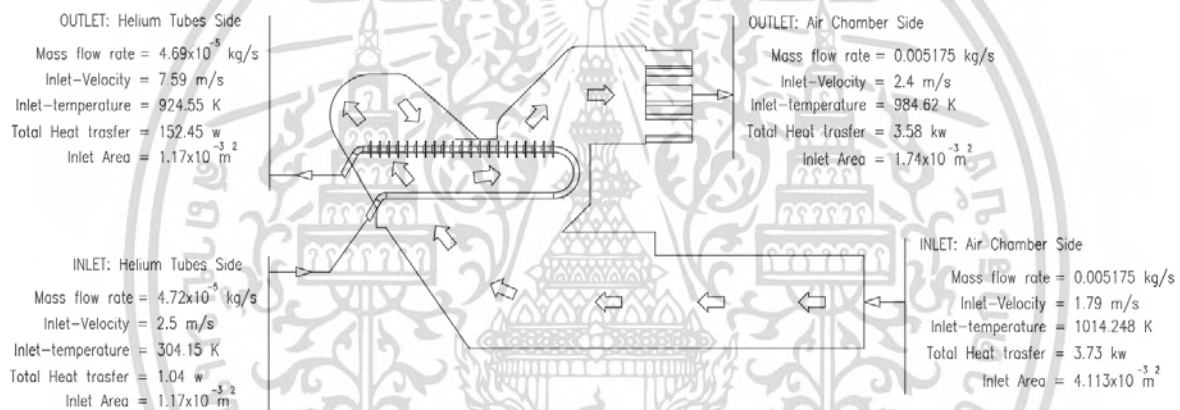
ตาราง 4.16 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า – ทางออก กรณี 3

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | |
|------------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า 11 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 233.00 | 0.05 |
| ทางเข้า 12 | 3.48E-06 | 2.5 | 304.15 | 230.65 | 0.06 |
| ทางเข้า 13 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 234.05 | 0.06 |
| ทางเข้า 14 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 225.32 | 0.06 |
| ทางเข้า 15 | 3.48E-06 | 2.5 | 304.15 | 231.22 | 0.03 |
| ทางเข้า 16 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 214.50 | 0.02 |
| ทางเข้า 17 | 1.75E-06 | 2.5 | 304.15 | 525.67 | 0.004 |
| ทางเข้า 21 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 212.86 | 0.13 |
| ทางเข้า 22 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 223.08 | 0.12 |
| ทางเข้า 23 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 217.77 | 0.11 |
| ทางเข้า 24 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 212.54 | 0.12 |
| ทางเข้า 25 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 224.01 | 0.10 |
| ทางเข้า 26 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 227.17 | 0.10 |
| ทางเข้า 27 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 220.33 | 0.08 |
| NET | 4.71E-05 | 2.5 | 304.15 | 234.77 | 1.05 |
| ทางออก11 | 3.41E-06 | 7.6 | 937.24 | - | 11.34 |
| ทางออก 12 | 3.40E-06 | 7.5 | 930.21 | - | 11.16 |
| ทางออก 13 | 3.55E-06 | 7.8 | 928.71 | - | 11.62 |
| ทางออก 14 | 3.55E-06 | 7.8 | 924.00 | - | 11.55 |
| ทางออก 15 | 3.49E-06 | 7.6 | 921.71 | - | 11.31 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| | | | | | |
|-----------|----------|-----|--------|---|--------|
| ทางออก 16 | 3.39E-06 | 7.3 | 908.83 | - | 10.75 |
| ทางออก 17 | 1.77E-06 | 7.6 | 902.11 | - | 5.56 |
| ทางออก 21 | 3.40E-06 | 7.6 | 948.43 | - | 11.48 |
| ทางออก 22 | 3.35E-06 | 7.5 | 941.24 | - | 11.19 |
| ทางออก 23 | 3.54E-06 | 7.8 | 934.01 | - | 11.71 |
| ทางออก 24 | 3.50E-06 | 7.7 | 927.24 | - | 11.44 |
| ทางออก 25 | 3.56E-06 | 7.7 | 918.85 | - | 11.46 |
| ทางออก 26 | 3.46E-06 | 7.5 | 914.37 | - | 11.06 |
| ทางออก 27 | 3.50E-06 | 7.4 | 895.47 | - | 10.84 |
| NET | 4.69E-05 | 7.6 | 924.55 | - | 152.45 |

ผลการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม จากรูปที่ 4.40



รูปที่ 4.40 แสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า - ออก กรณี 3 (ท่อติดครีบ และ ปรับรูปทรง)

ทางด้านไอเสียร้อน :

การประมาณการถ่ายเทความร้อนของไอเสียร้อนการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นในห้องไอเสียร้อน จากข้อมูลของไอเสียร้อน

$$\begin{aligned} \text{อัตราการไหล} &= 5.175 \times 10^{-3} \text{ Kg / s} \\ \text{ค่าความจุความร้อน} &= 1006.43 \text{ j / kg} \cdot \text{k} \\ \text{อุณหภูมิทางเข้า} &= 1014.248 \text{ K} \\ \text{อุณหภูมิทางออก} &= 984.63 \text{ K} \end{aligned}$$

จากสมการการ $\dot{Q}_{Air} = \dot{m}_{Air} c_{p,Air} \Delta T_{Air}$

แทนค่า $\dot{Q}_{Air} = (5.175 \times 10^{-3}) \times 1006.43 \times (1014.248 - 984.63) = 154.28$ วัตต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) จะได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Air,in} &= 3729.64 \text{ วัตต์} & \dot{Q}_{Air,out} &= 3575.18 \text{ วัตต์} \\ \dot{Q}_{Air} &= 3729.64 - 3575.18 = 154.46 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นจะได้เท่ากับ

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Air, Loss} &= \dot{Q}_{Air, by sim} - \dot{Q}_{Air, Theory} \\ \dot{Q}_{Air, Loss} &= 154.46 - 154.28 = 0.18 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ทางด้านก๊าซฮีเลียม:

การประมาณการถ่ายเทความร้อนภายในก๊าซฮีเลียมการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นในก๊าซฮีเลียม ทั้งหมดที่อรุปด้วย หมายเลข 11-17 และ หมายเลข 21-27

$$\text{จากสมการการ} \quad \dot{Q}_{He} = \dot{m}_{He} c_{p, He} \Delta T_{He}$$

ตาราง 4.17 แสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ของท่อทั้ง 14 ท่อ กรณี 3

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | |
|---------------------|-----------------------|-----------------------------------|----------------------------|-----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความร้อนจำเพาะ Cp (j/kg. k) | อุณหภูมิ ด้านออก (K) | อุณหภูมิ ด้านเข้า (K) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ท่อ 11 | 3.45E-06 | 5193.00 | 937.24 | 304.15 | 11.35 |
| ท่อ 12 | 3.44E-06 | 5193.00 | 930.21 | 304.15 | 11.19 |
| ท่อ 13 | 3.52E-06 | 5193.00 | 928.71 | 304.15 | 11.41 |
| ท่อ 14 | 3.52E-06 | 5193.00 | 924.00 | 304.15 | 11.34 |
| ท่อ 15 | 3.49E-06 | 5193.00 | 921.71 | 304.15 | 11.19 |
| ท่อ 16 | 3.44E-06 | 5193.00 | 908.83 | 304.15 | 10.80 |
| ท่อ 17 | 1.76E-06 | 5193.00 | 902.11 | 304.15 | 5.47 |
| รวมท่อ 11-17 | | | | | 72.74 |
| ท่อ 21 | 3.45E-06 | 5193.01 | 948.43 | 304.15 | 11.53 |
| ท่อ 22 | 3.42E-06 | 5193.00 | 941.24 | 304.15 | 11.32 |
| ท่อ 23 | 3.52E-06 | 5193.00 | 934.01 | 304.15 | 11.51 |
| ท่อ 24 | 3.50E-06 | 5193.00 | 927.24 | 304.15 | 11.32 |
| ท่อ 25 | 3.52E-06 | 5193.00 | 918.85 | 304.15 | 11.25 |
| ท่อ 26 | 3.47E-06 | 5192.99 | 914.37 | 304.15 | 11.01 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| | | | | | |
|----------------------|----------|---------|--------|--------|--------|
| ท่อ 27 | 3.49E-06 | 5193.00 | 895.47 | 304.15 | 10.73 |
| รวมท่อ 21-27 | | | | | 78.67 |
| รวมท่อ 11-17 - 21-27 | | | | | 151.41 |

จากตารางที่ 4.17 พบว่าได้ความร้อนรวม เท่ากับ 151.41 วัตต์

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) จะได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{He,in} &= 1.05 \text{ วัตต์} & \dot{Q}_{He,out} &= 152.45 \text{ วัตต์} \\ \dot{Q}_{He} &= 152.45 - 1.05 = 151.44 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นภายในท่อก๊าซฮีเลียมจะได้เท่ากับ

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{He, Loss} &= \dot{Q}_{He, by Sim} - \dot{Q}_{He, by Theory} \\ \dot{Q}_{He, Loss} &= 151.44 - 151.41 = 0.03 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม

เราพบว่าไอเสียร้อนการถ่ายเทความร้อนให้กับก๊าซฮีเลียม ได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{He} &= 151.41 \text{ วัตต์} \\ \text{มีท่ออยู่ทั้งหมด 14 ท่อ } Q_{He, perTube} &= \frac{151.41}{14} = 10.8 \text{ วัตต์ต่อท่อ}\end{aligned}$$

เราพบว่าหนึ่งท่อสามารถให้ความร้อนได้ 10.8 วัตต์ต่อท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.4 ผลการคำนวณ กรณี 4 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกัน 1 ด้าน)

ตาราง 4.18 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 4

| รายการ | ไอเสียร้อน | | | | |
|----------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า | 5.18E-03 | 1.03 | 1014 | 7.7 | 3.73 |
| ทางออก 1 | 3.05E-04 | 2.3 | 996.02 | - | 214.40 |
| ทางออก 2 | 6.57E-04 | 2.5 | 990.75 | - | 457.60 |
| ทางออก 3 | 6.59E-04 | 2.5 | 993.34 | - | 461.11 |
| ทางออก 4 | 6.58E-04 | 2.5 | 978.81 | - | 450.90 |
| ทางออก 5 | 6.58E-04 | 2.5 | 974.64 | - | 447.98 |
| ทางออก 6 | 6.53E-04 | 2.5 | 987.09 | - | 452.60 |
| ทางออก 7 | 6.34E-04 | 2.4 | 981.41 | - | 436.16 |
| ทางออก 8 | 6.48E-04 | 2.4 | 970.76 | - | 439.05 |
| ทางออก 9 | 3.02E-04 | 2.3 | 974.76 | - | 205.86 |
| NET | 5.17E-03 | 2.4 | 982.77 | - | 3565.65 |

จากผลในตาราง 4.18 เป็นผลการคำนวณเชิงตัวเลขของไอเสียร้อน กรณีที่ 4 ที่ทางเข้าและทางออก

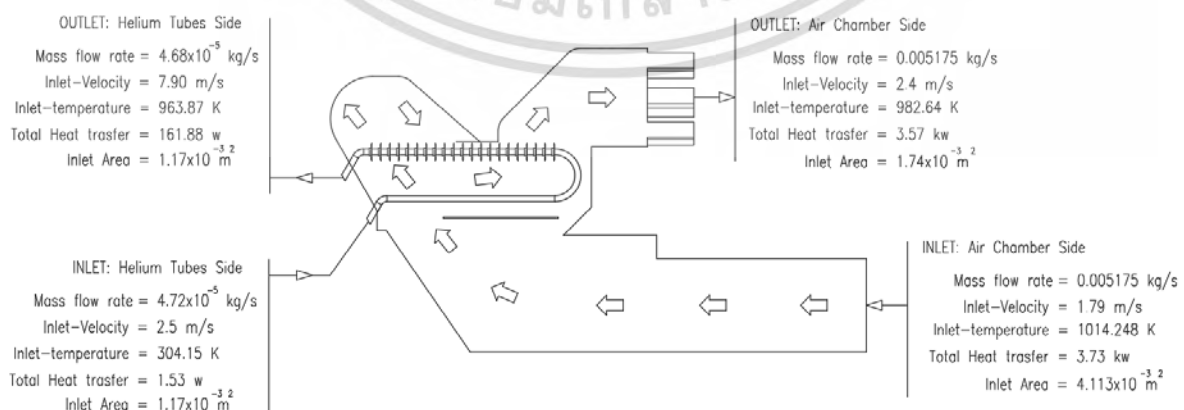
ตาราง 4.19 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า – ทางออก กรณี 4

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | |
|------------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า 11 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 242.45 | 0.09 |
| ทางเข้า 12 | 3.48E-06 | 2.5 | 304.15 | 246.04 | 0.08 |
| ทางเข้า 13 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 232.27 | 0.09 |
| ทางเข้า 14 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 239.94 | 0.09 |
| ทางเข้า 15 | 3.48E-06 | 2.5 | 304.15 | 232.63 | 0.08 |
| ทางเข้า 16 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 213.77 | 0.08 |
| ทางเข้า 17 | 1.75E-06 | 2.5 | 304.15 | 572.31 | 0.02 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| | | | | | |
|------------|-----------------|------------|---------------|---------------|---------------|
| ทางเข้า 21 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 234.81 | 0.16 |
| ทางเข้า 22 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 236.32 | 0.15 |
| ทางเข้า 23 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 236.98 | 0.15 |
| ทางเข้า 24 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 235.25 | 0.15 |
| ทางเข้า 25 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 231.46 | 0.14 |
| ทางเข้า 26 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 226.11 | 0.14 |
| ทางเข้า 27 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 219.45 | 0.13 |
| NET | 4.71E-05 | 2.5 | 304.15 | 245.46 | 1.54 |
| ทางออก 11 | 3.39E-06 | 7.7 | 966.39 | - | 11.77 |
| ทางออก 12 | 3.45E-06 | 7.8 | 962.17 | - | 11.90 |
| ทางออก 13 | 3.37E-06 | 7.6 | 958.87 | - | 11.57 |
| ทางออก 14 | 3.55E-06 | 8.0 | 957.14 | - | 12.16 |
| ทางออก 15 | 3.40E-06 | 7.7 | 953.92 | - | 11.58 |
| ทางออก 16 | 3.42E-06 | 7.7 | 951.43 | - | 11.60 |
| ทางออก 17 | 1.76E-06 | 7.9 | 948.82 | - | 5.94 |
| ทางออก 21 | 3.57E-06 | 8.2 | 973.45 | - | 12.53 |
| ทางออก 22 | 3.58E-06 | 8.2 | 969.49 | - | 12.47 |
| ทางออก 23 | 3.54E-06 | 8.1 | 967.51 | - | 12.31 |
| ทางออก 24 | 3.47E-06 | 7.9 | 963.97 | - | 12.29 |
| ทางออก 25 | 3.57E-06 | 8.1 | 961.11 | - | 12.29 |
| ทางออก 26 | 3.56E-06 | 8.1 | 957.75 | - | 12.21 |
| ทางออก 27 | 3.56E-06 | 8.0 | 953.94 | - | 12.13 |
| NET | 4.72E-05 | 7.9 | 960.85 | - | 162.46 |

ผลการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม จากรูปที่ 4.41



รูปที่ 4.41 แสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า - ออก กรณี 4 (ท่อติดครีป ปรับรูปทรง เพิ่มแผ่นกั้น 1 ด้าน)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทางด้านไอเสียร้อน :

การประมาณการถ่ายเทความร้อนของไอเสียร้อยการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นในห้องไอเสียร้อน จากข้อมูลของไอเสียร้อน

$$\begin{aligned}\text{อัตราการไหล} &= 5.175 \times 10^{-3} \text{ Kg / s} \\ \text{ค่าความจุความร้อน} &= 1006.43 \text{ j / kg} \cdot \text{k} \\ \text{อุณหภูมิทางเข้า} &= 1014.248 \text{ K} \\ \text{อุณหภูมิทางออก} &= 982.64 \text{ K}\end{aligned}$$

จากสมการการ $\dot{Q}_{Air} = \dot{m}_{Air} c_{p,Air} \Delta T_{Air}$

แทนค่า $\dot{Q}_{Air} = (5.175 \times 10^{-3}) \times 1006.43 \times (1014.248 - 982.64) = 164.62 \text{ วัตต์}$

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) จะได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Air,in} &= 3729.64 \text{ วัตต์} & \dot{Q}_{Air,out} &= 35765.22 \text{ วัตต์} \\ \dot{Q}_{Air} &= 3729.64 - 3565.22 = 164.41 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นจะได้เท่ากับ

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Air, Loss} &= \dot{Q}_{Air, by sim} - \dot{Q}_{Air, Theory} \\ \dot{Q}_{Air, Loss} &= 164.41 - 164.62 = 0.21 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ทางด้านก๊าซฮีเลียม:

การประมาณการถ่ายเทความร้อนภายในก๊าซฮีเลียมการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นใน ก๊าซฮีเลียม ทั้งหมดต่อรูปตัวยู หมายเลข 11-17 และ หมายเลข 21-27

จากสมการการ $\dot{Q}_{He} = \dot{m}_{He} c_{p,He} \Delta T_{He}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 4.20 แสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ของท่อทั้ง 14 ท่อ กรณี 4

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | |
|-----------------------------|-----------------------|---------------------------------------|----------------------------|-----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความร้อน จำเพาะ Cp (j/kg. k) | อุณหภูมิ ด้านนอก (K) | อุณหภูมิ ด้านเข้า (K) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ท่อ 11 | 3.51E-06 | 5193.00 | 973.18 | 304.15 | 12.18 |
| ท่อ 12 | 3.52E-06 | 5193.00 | 968.17 | 304.15 | 12.14 |
| ท่อ 13 | 3.44E-06 | 5193.00 | 963.19 | 304.15 | 11.77 |
| ท่อ 14 | 3.48E-06 | 5193.00 | 961.70 | 304.15 | 11.88 |
| ท่อ 15 | 3.44E-06 | 5193.00 | 958.15 | 304.15 | 11.69 |
| ท่อ 16 | 3.46E-06 | 5193.00 | 956.51 | 304.15 | 11.71 |
| ท่อ 17 | 1.76E-06 | 5193.00 | 952.47 | 304.15 | 5.92 |
| รวมท่อ 11-17 | | | | | 77.30 |
| ท่อ 21 | 3.49E-06 | 5193.01 | 966.62 | 304.15 | 12.01 |
| ท่อ 22 | 3.49E-06 | 5193.00 | 969.27 | 304.15 | 12.06 |
| ท่อ 23 | 3.47E-06 | 5193.00 | 971.35 | 304.15 | 12.01 |
| ท่อ 24 | 3.46E-06 | 5193.00 | 968.64 | 304.15 | 11.94 |
| ท่อ 25 | 3.48E-06 | 5193.00 | 965.32 | 304.15 | 11.94 |
| ท่อ 26 | 3.48E-06 | 5192.99 | 961.43 | 304.15 | 11.87 |
| ท่อ 27 | 3.46E-06 | 5193.00 | 952.43 | 304.15 | 11.66 |
| รวมท่อ 21-27 | | | | | 83.49 |
| รวมท่อ 11-17 – 21-27 | | | | | 160.79 |

จากตารางที่ 4.20 พบว่าได้ความร้อนรวม เท่ากับ 160.79 วัตต์

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) จะได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{He,in} &= 1.53 \text{ วัตต์} & \dot{Q}_{He,out} &= 161.88 \text{ วัตต์} \\ \dot{Q}_{He} &= 161.88 - 1.53 = 160.35 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นภายในท่อก๊าซฮีเลียมจะได้เท่ากับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{He, Loss} &= \dot{Q}_{He, by Sim} - \dot{Q}_{He, by Teory} \\ \dot{Q}_{He, Loss} &= 160.35 - 160.79 = 0.44 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม :

เราพบว่าไอเสียร้อนการถ่ายเทความร้อนให้กับก๊าซฮีเลียม ได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{He} = 160.79 \text{ วัตต์}$$

มีท่ออยู่ทั้งหมด 14 ท่อ $Q_{He, perTube} = \frac{160.79}{14} = 11.5 \text{ วัตต์ต่อท่อ}$

เราพบว่าหนึ่งท่อสามารถให้ความร้อนได้ 11.5 วัตต์ต่อท่อ

4.4.5 ผลการคำนวณ กรณี 5 (ติดครีบ ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกั้น 2 ด้าน)

ตาราง 4.21 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 5

| รายการ | ไอเสียร้อน | | | | |
|----------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า | 5.18E-03 | 1.03 | 1014 | 7.7 | 3729.64 |
| ทางออก 1 | 3.05E-04 | 2.3 | 996.02 | - | 214.40 |
| ทางออก 2 | 6.57E-04 | 2.5 | 990.75 | - | 457.60 |
| ทางออก 3 | 6.59E-04 | 2.5 | 993.34 | - | 461.11 |
| ทางออก 4 | 6.58E-04 | 2.5 | 978.81 | - | 450.90 |
| ทางออก 5 | 6.58E-04 | 2.5 | 974.64 | - | 447.98 |
| ทางออก 6 | 6.53E-04 | 2.5 | 987.09 | - | 452.60 |
| ทางออก 7 | 6.34E-04 | 2.4 | 981.41 | - | 436.16 |
| ทางออก 8 | 6.48E-04 | 2.4 | 970.76 | - | 439.05 |
| ทางออก 9 | 3.02E-04 | 2.3 | 974.76 | - | 205.86 |
| NET | 5.17E-03 | 2.4 | 982.77 | - | 3565.65 |

จากผลในตาราง 4.20 เป็นผลการคำนวณเชิงตัวเลขของไอเสียร้อน กรณีที่ 5 ที่ทางเข้าและทางออก

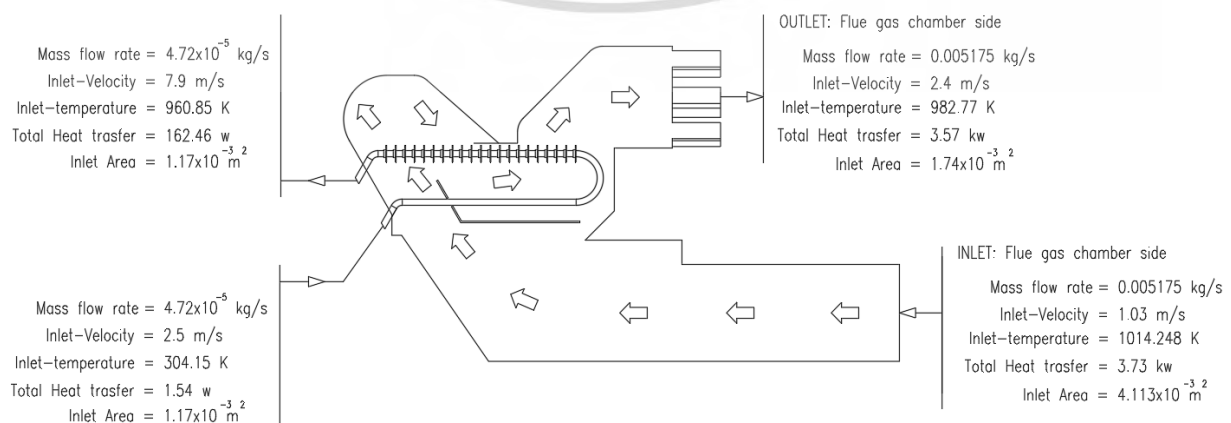
ตาราง 4.22 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า – ทางออก กรณี 5

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | |
|------------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า 11 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 242.45 | 0.09 |
| ทางเข้า 12 | 3.48E-06 | 2.5 | 304.15 | 246.04 | 0.08 |
| ทางเข้า 13 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 232.27 | 0.09 |
| ทางเข้า 14 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 239.94 | 0.09 |
| ทางเข้า 15 | 3.48E-06 | 2.5 | 304.15 | 232.63 | 0.08 |
| ทางเข้า 16 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 213.77 | 0.08 |
| ทางเข้า 17 | 1.75E-06 | 2.5 | 304.15 | 572.31 | 0.02 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| | | | | | |
|------------|-----------------|------------|---------------|---------------|---------------|
| ทางเข้า 21 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 234.81 | 0.16 |
| ทางเข้า 22 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 236.32 | 0.15 |
| ทางเข้า 23 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 236.98 | 0.15 |
| ทางเข้า 24 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 235.25 | 0.15 |
| ทางเข้า 25 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 231.46 | 0.14 |
| ทางเข้า 26 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 226.11 | 0.14 |
| ทางเข้า 27 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 219.45 | 0.13 |
| NET | 4.71E-05 | 2.5 | 304.15 | 245.46 | 1.54 |
| ทางออก 11 | 3.39E-06 | 7.7 | 966.39 | - | 11.77 |
| ทางออก 12 | 3.45E-06 | 7.8 | 962.17 | - | 11.90 |
| ทางออก 13 | 3.37E-06 | 7.6 | 958.87 | - | 11.57 |
| ทางออก 14 | 3.55E-06 | 8.0 | 957.14 | - | 12.16 |
| ทางออก 15 | 3.40E-06 | 7.7 | 953.92 | - | 11.58 |
| ทางออก 16 | 3.42E-06 | 7.7 | 951.43 | - | 11.60 |
| ทางออก 17 | 1.76E-06 | 7.9 | 948.82 | - | 5.94 |
| ทางออก 21 | 3.57E-06 | 8.2 | 973.45 | - | 12.53 |
| ทางออก 22 | 3.58E-06 | 8.2 | 969.49 | - | 12.47 |
| ทางออก 23 | 3.54E-06 | 8.1 | 967.51 | - | 12.31 |
| ทางออก 24 | 3.47E-06 | 7.9 | 963.97 | - | 12.29 |
| ทางออก 25 | 3.57E-06 | 8.1 | 961.11 | - | 12.29 |
| ทางออก 26 | 3.56E-06 | 8.1 | 957.75 | - | 12.21 |
| ทางออก 27 | 3.56E-06 | 8.0 | 953.94 | - | 12.13 |
| NET | 4.72E-05 | 7.9 | 960.85 | - | 162.46 |

ผลการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม จากรูปที่ 4.42



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.42 แสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า-ออก กรณี 5 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง เพิ่มแผ่นกัน 2 ด้าน) ทางด้านไอเสียร้อน :

การประมาณการถ่ายเทความร้อนของไอเสียร้อยการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นในห้องไอเสียร้อน จากข้อมูลของไอเสียร้อน

$$\begin{aligned}\text{อัตราการไหล} &= 5.175 \times 10^{-3} \text{ Kg / s} \\ \text{ค่าความจุความร้อน} &= 1006.43 \text{ j / kg} \cdot \text{k} \\ \text{อุณหภูมิทางเข้า} &= 1014.248 \text{ K} \\ \text{อุณหภูมิทางออก} &= 982.77 \text{ K}\end{aligned}$$

จากสมการการ $\dot{Q}_{Air} = \dot{m}_{Air} c_{p,Air} \Delta T_{Air}$

แทนค่า $\dot{Q}_{Air} = (5.175 \times 10^{-3}) \times 1006.43 \times (1014.248 - 982.77) = 163.92 \text{ วัตต์}$

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) จะได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Air,in} &= 3729.64 \text{ วัตต์} & \dot{Q}_{Air,out} &= 35765.65 \text{ วัตต์} \\ \dot{Q}_{Air} &= 3729.64 - 3565.65 = 163.99 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นจะได้เท่ากับ

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Air,Loss} &= \dot{Q}_{Air,by\ sim} - \dot{Q}_{Air,Theory} \\ \dot{Q}_{Air,Loss} &= 163.99 - 163.92 = 0.07 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ทางด้านก๊าซฮีเลียม:

การประมาณการถ่ายเทความร้อนภายในก๊าซฮีเลียมการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นในก๊าซฮีเลียม ทั้งหมดต่อรูปตัวยู หมายเลข 11-17 และ หมายเลข 21-27

จากสมการการ $\dot{Q}_{He} = \dot{m}_{He} c_{p,He} \Delta T_{He}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 4.23 แสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ของท่อทั้ง 14 ท่อ กรณี 5

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | |
|-----------------------------|-------------|----------------|-----------------|------------------|-------------------|
| | อัตราการไหล | ความร้อนจำเพาะ | อุณหภูมิด้านออก | อุณหภูมิด้านเข้า | การถ่ายเทความร้อน |
| | (kg/s) | (j/kg. k) | (K) | (K) | (วัตต์) |
| ท่อ 11 | 3.44E-06 | 5193.00 | 966.39 | 304.15 | 11.83 |
| ท่อ 12 | 3.47E-06 | 5193.00 | 962.17 | 304.15 | 11.85 |
| ท่อ 13 | 3.43E-06 | 5193.00 | 958.87 | 304.15 | 11.66 |
| ท่อ 14 | 3.52E-06 | 5193.00 | 957.14 | 304.15 | 11.94 |
| ท่อ 15 | 3.44E-06 | 5193.00 | 953.92 | 304.15 | 11.61 |
| ท่อ 16 | 3.45E-06 | 5193.00 | 951.43 | 304.15 | 11.61 |
| ท่อ 17 | 1.76E-06 | 5193.00 | 948.82 | 304.15 | 5.88 |
| รวมท่อ 11-17 | | | | | 76.38 |
| ท่อ 21 | 3.53E-06 | 5193.01 | 973.45 | 304.15 | 12.28 |
| ท่อ 22 | 3.53E-06 | 5193.00 | 969.49 | 304.15 | 12.21 |
| ท่อ 23 | 3.52E-06 | 5193.00 | 967.51 | 304.15 | 12.12 |
| ท่อ 24 | 3.48E-06 | 5193.00 | 963.97 | 304.15 | 11.94 |
| ท่อ 25 | 3.53E-06 | 5193.00 | 961.11 | 304.15 | 12.05 |
| ท่อ 26 | 3.53E-06 | 5193.00 | 957.75 | 304.15 | 11.98 |
| ท่อ 27 | 3.53E-06 | 5193.00 | 953.94 | 304.15 | 11.90 |
| รวมท่อ 21-27 | | | | | 84.47 |
| รวมท่อ 11-17 – 21-27 | | | | | 160.86 |

จากตารางที่ 4.23 พบว่าได้ความร้อนรวม เท่ากับ 160.86 วัตต์

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) จะได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{He,in} &= 1.54 \text{ วัตต์} & \dot{Q}_{He,out} &= 162.46 \text{ วัตต์} \\ \dot{Q}_{He} &= 162.46 - 1.54 = 160.92 \text{ วัตต์} \end{aligned}$$

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นภายในท่อก๊าซฮีเลียมจะได้เท่ากับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{He, Loss} &= \dot{Q}_{He, by Sim} - \dot{Q}_{He, by Theory} \\ \dot{Q}_{He, Loss} &= 160.92 - 160.86 = 0.06 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม :

เราพบว่าไอเสียร้อนการถ่ายเทความร้อนให้กับก๊าซฮีเลียม ได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{He} = 160.86 \text{ วัตต์}$$

มีท่ออยู่ทั้งหมด 14 ท่อ $Q_{He, perTube} = \frac{160.86}{14} = 11.5 \text{ วัตต์ต่อท่อ}$

เราพบว่าหนึ่งท่อสามารถให้ความร้อนได้ 11.5 วัตต์ต่อท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.6 ผลการคำนวณ กรณี 6 (ติดครีบ ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกั้น 3 ด้าน)

ตาราง 4.24 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านไอเสียร้อน 14 ท่อ ทางเข้า-ทางออก กรณี 6

| รายการ | ไอเสียร้อน | | | | |
|----------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า | 5.18E-03 | 1.03 | 1014 | 7.6 | 3729.64 |
| ทางออก 1 | 3.06E-04 | 2.3 | 984.21 | - | 211.20 |
| ทางออก 2 | 6.56E-04 | 2.5 | 985.15 | - | 453.85 |
| ทางออก 3 | 6.57E-04 | 2.5 | 994.62 | - | 460.31 |
| ทางออก 4 | 6.58E-04 | 2.5 | 967.78 | - | 443.29 |
| ทางออก 5 | 6.55E-04 | 2.5 | 978.97 | - | 448.52 |
| ทางออก 6 | 6.52E-04 | 2.5 | 998.03 | - | 459.60 |
| ทางออก 7 | 6.37E-04 | 2.4 | 989.65 | - | 443.47 |
| ทางออก 8 | 6.49E-04 | 2.4 | 974.84 | - | 441.92 |
| ทางออก 9 | 3.05E-04 | 2.3 | 965.46 | - | 204.72 |
| NET | 5.17E-03 | 2.4 | 982.98 | - | 3566.87 |

จากผลในตาราง 4.24 เป็นผลการคำนวณเชิงตัวเลขของไอเสียร้อน กรณีที่ 6 ที่ทางเข้าและทางออก

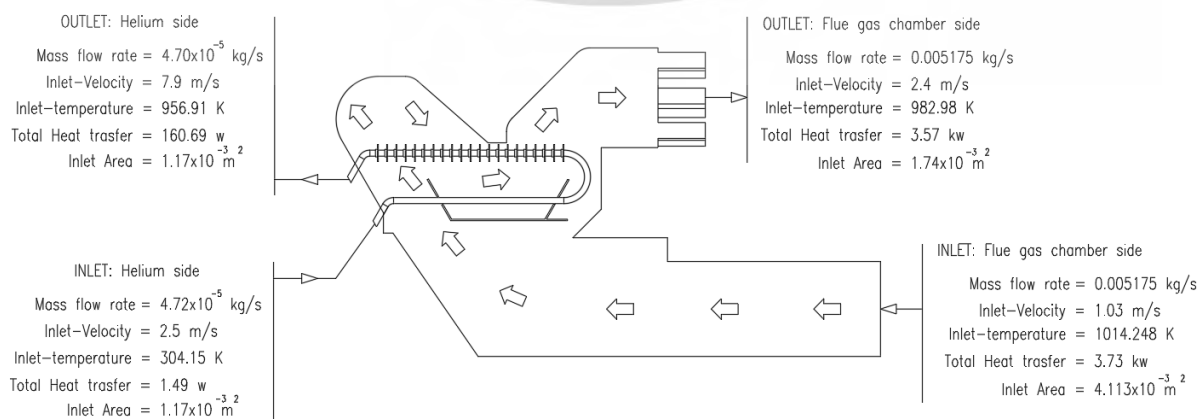
ตาราง 4.25 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขด้านก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ ทางเข้า – ทางออก กรณี 6

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | |
|------------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| | อัตราการไหล (kg/s) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| ทางเข้า 11 | 3.48E-06 | 2.5 | 304.15 | 247.22 | 0.09 |
| ทางเข้า 12 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 240.65 | 0.08 |
| ทางเข้า 13 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 236.03 | 0.09 |
| ทางเข้า 14 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 228.99 | 0.09 |
| ทางเข้า 15 | 3.48E-06 | 2.5 | 304.15 | 211.11 | 0.07 |
| ทางเข้า 16 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 230.17 | 0.07 |
| ทางเข้า 17 | 1.75E-06 | 2.5 | 304.15 | 568.91 | 0.02 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| | | | | | |
|------------|-----------------|------------|---------------|---------------|---------------|
| ทางเข้า 21 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 233.85 | 0.16 |
| ทางเข้า 22 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 239.19 | 0.14 |
| ทางเข้า 23 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 230.88 | 0.15 |
| ทางเข้า 24 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 233.94 | 0.14 |
| ทางเข้า 25 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 232.48 | 0.14 |
| ทางเข้า 26 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 232.17 | 0.13 |
| ทางเข้า 27 | 3.49E-06 | 2.5 | 304.15 | 228.41 | 0.12 |
| NET | 4.71E-05 | 2.5 | 304.15 | 245.16 | 1.49 |
| ทางออก 11 | 3.52E-06 | 8.0 | 962.48 | - | 12.14 |
| ทางออก 12 | 3.68E-06 | 8.1 | 958.30 | - | 12.23 |
| ทางออก 13 | 3.39E-06 | 7.6 | 955.09 | - | 11.56 |
| ทางออก 14 | 3.37E-06 | 7.6 | 952.23 | - | 11.45 |
| ทางออก 15 | 3.38E-06 | 7.6 | 949.83 | - | 11.43 |
| ทางออก 16 | 3.38E-06 | 7.5 | 946.90 | - | 11.38 |
| ทางออก 17 | 1.75E-06 | 7.9 | 945.55 | - | 5.90 |
| ทางออก 21 | 3.49E-06 | 8.0 | 975.29 | - | 12.26 |
| ทางออก 22 | 3.56E-06 | 8.1 | 966.19 | - | 12.35 |
| ทางออก 23 | 3.57E-06 | 8.1 | 963.12 | - | 12.32 |
| ทางออก 24 | 3.53E-06 | 8.0 | 959.76 | - | 12.13 |
| ทางออก 25 | 3.53E-06 | 8.0 | 956.39 | - | 12.08 |
| ทางออก 26 | 3.51E-06 | 7.9 | 951.70 | - | 11.91 |
| ทางออก 27 | 3.42E-06 | 7.7 | 948.25 | - | 11.56 |
| NET | 4.71E-05 | 7.9 | 956.91 | - | 160.69 |

ผลการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม จากรูปที่ 4.43



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.43 แสดงแผนภาพสมดุลความร้อน เข้า-ออก กรณี 6 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง เพิ่มแผ่นกัน 3 ด้าน)
ทางด้านไอเสียร้อน :

การประมาณการถ่ายเทความร้อนของไอเสียร้อยการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นในห้องไอเสียร้อน
จากข้อมูลของไอเสียร้อน

$$\begin{aligned}\text{อัตราการไหล} &= 5.175 \times 10^{-3} \text{ Kg / s} \\ \text{ค่าความจุความร้อน} &= 1006.43 \text{ j / kg} \cdot \text{k} \\ \text{อุณหภูมิทางเข้า} &= 1014.248 \text{ K} \\ \text{อุณหภูมิทางออก} &= 980.68 \text{ K}\end{aligned}$$

จากสมการการ $\dot{Q}_{Air} = \dot{m}_{Air} c_{p,Air} \Delta T_{Air}$

แทนค่า $\dot{Q}_{Air} = (5.175 \times 10^{-3}) \times 1006.43 \times (1014.248 - 980.68) = 174.85 \text{ วัตต์}$

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) จะได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Air,in} &= 3730 \text{ วัตต์} & \dot{Q}_{Air,out} &= 3540 \text{ วัตต์} \\ \dot{Q}_{Air} &= 3730 - 3540 = 190 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นจะได้เท่ากับ

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Air, Loss} &= \dot{Q}_{Air, by sim} - \dot{Q}_{Air, Theory} \\ \dot{Q}_{Air, Loss} &= 190 - 174.85 = 15.15 \text{ วัตต์}\end{aligned}$$

ทางด้านก๊าซฮีเลียม:

การประมาณการถ่ายเทความร้อนภายในก๊าซฮีเลียมการคำนวณทางทฤษฎี (Theory) ที่เกิดขึ้นในก๊าซฮีเลียม ทั้งหมดที่รูปถ่าย หมายเลข 11-17 และ หมายเลข 21-27

จากสมการการ $\dot{Q}_{He} = \dot{m}_{He} c_{p,He} \Delta T_{He}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 4.26 แสดงผลการประมาณค่าความร้อนทางทฤษฎี (Theory) ของก๊าซฮีเลียม ทั้ง 14 ท่อ กรณี 6

| รายการ | ก๊าซฮีเลียม | | | | |
|-----------------------------|-------------|----------------|-----------------|------------------|-------------------|
| | อัตราการไหล | ความร้อนจำเพาะ | อุณหภูมิด้านออก | อุณหภูมิด้านเข้า | การถ่ายเทความร้อน |
| | (kg/s) | (j/kg. k) | (K) | (K) | (วัตต์) |
| ท่อ 11 | 3.50E-06 | 5193.00 | 962.48 | 304.15 | 11.97 |
| ท่อ 12 | 3.58E-06 | 5193.00 | 958.30 | 304.15 | 12.17 |
| ท่อ 13 | 3.44E-06 | 5193.00 | 955.09 | 304.15 | 11.62 |
| ท่อ 14 | 3.43E-06 | 5193.00 | 952.23 | 304.15 | 11.54 |
| ท่อ 15 | 3.43E-06 | 5193.00 | 949.83 | 304.15 | 11.50 |
| ท่อ 16 | 3.43E-06 | 5193.00 | 946.90 | 304.15 | 11.46 |
| ท่อ 17 | 1.75E-06 | 5193.00 | 945.55 | 304.15 | 5.84 |
| รวมท่อ 11-17 | | | | | 76.10 |
| ท่อ 21 | 3.49E-06 | 5193.00 | 975.29 | 304.15 | 12.16 |
| ท่อ 22 | 3.53E-06 | 5193.00 | 966.19 | 304.15 | 12.13 |
| ท่อ 23 | 3.53E-06 | 5193.00 | 963.12 | 304.15 | 12.08 |
| ท่อ 24 | 3.51E-06 | 5193.00 | 959.76 | 304.15 | 11.96 |
| ท่อ 25 | 3.51E-06 | 5193.00 | 956.39 | 304.15 | 11.90 |
| ท่อ 26 | 3.50E-06 | 5193.00 | 951.70 | 304.15 | 11.77 |
| ท่อ 27 | 3.46E-06 | 5193.00 | 948.25 | 304.15 | 11.57 |
| รวมท่อ 21-27 | | | | | 83.57 |
| รวมท่อ 11-17 - 21-27 | | | | | 159.67 |

จากตารางที่ 4.26 พบว่าได้ความร้อนรวม เท่ากับ 159.67 วัตต์

จากการผลการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation) จะได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{He,in} = 2.61 \text{ วัตต์} \quad \dot{Q}_{He,out} = 162.52 \text{ วัตต์}$$

$$\dot{Q}_{He} = 162.52 - 2.61 = 159.91 \text{ วัตต์}$$

ดังนั้น ความร้อนสูญเสีย (Heat Loss) ที่เกิดขึ้นภายในท่อก๊าซฮีเลียมจะได้เท่ากับ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{Q}_{He, Loss} = \dot{Q}_{He, by Theory} - \dot{Q}_{He, by Sim}$$

$$\dot{Q}_{He, Loss} = 160.84 - 159.91 = 0.93 \text{ วัตต์}$$

ค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม :

เราพบว่าไอเสียร้อนการถ่ายเทความร้อนให้กับก๊าซฮีเลียม ได้ดังนี้

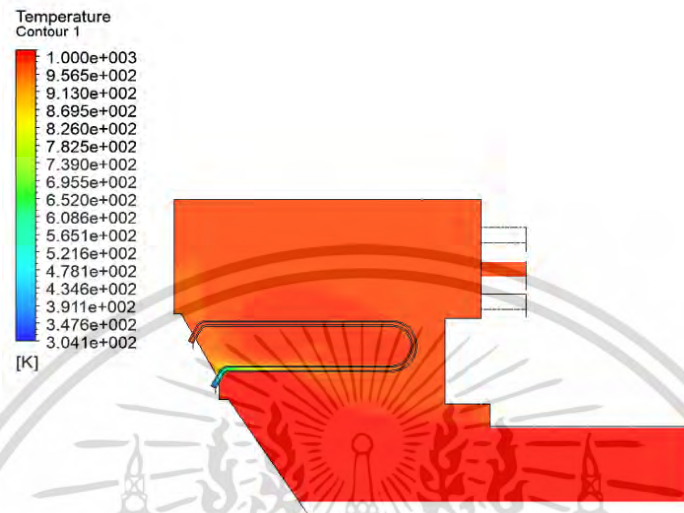
$$\dot{Q}_{He} = 159.67 \text{ วัตต์}$$

มีท่ออยู่ทั้งหมด 14 ท่อ $Q_{He, perTube} = \frac{159.67}{14} = 11.405 \text{ วัตต์ต่อท่อ}$

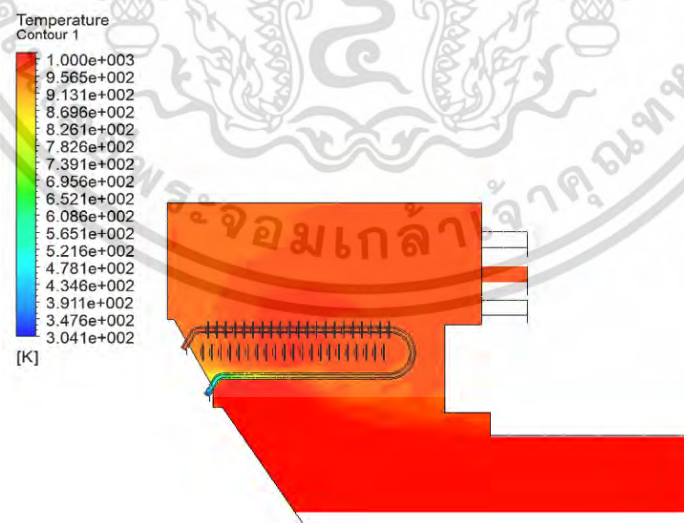
เราพบว่าหนึ่งท่อสามารถให้ความร้อนได้ 11.04 w วัตต์ต่อท่อ

4.4.7 แสดงการกระจายอุณหภูมิของห้องไอเสียร้อน ทั้ง 6 กรณี

แสดงผลการกระจายอุณหภูมิของห้องไอเสียร้อน ทั้ง 6 กรณี แสดงผลดังรูปที่ 4.44 – 4.49



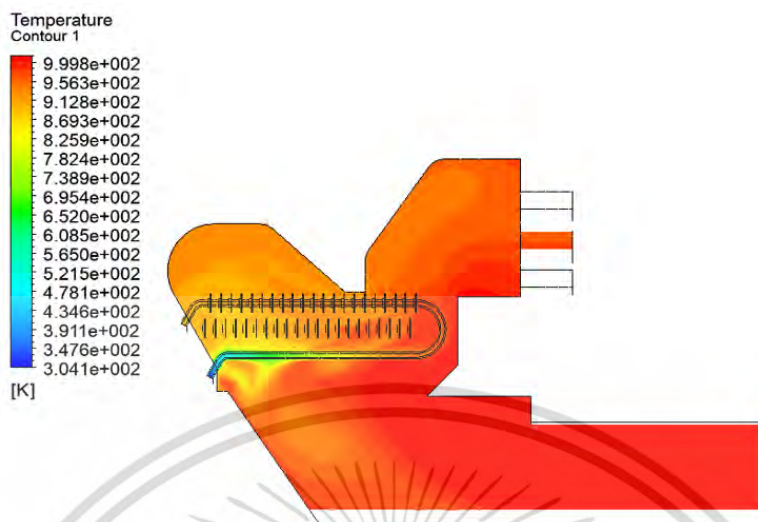
รูปที่ 4.44 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 1 (ท่อไม่ติดครีป และ รูปทรงเดิม) จากรูปที่ 4.44 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่า การกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนใกล้เคียงกันซึ่งต่างจากการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะแปรผันตรงกับระยะทางถ้าระยะทางมากอุณหภูมิสูงของก๊าซฮีเลียมก็สูงขึ้นตาม



รูปที่ 4.45 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 2 (ท่อติดครีป และ รูปทรงเดิม) จากรูปที่ 4.45 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่า การกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนใกล้เคียงกันซึ่งต่างจากการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะแปรผันตรงกับระยะทางถ้าระยะทางมากอุณหภูมิสูงของก๊าซฮีเลียมก็สูงขึ้นตาม

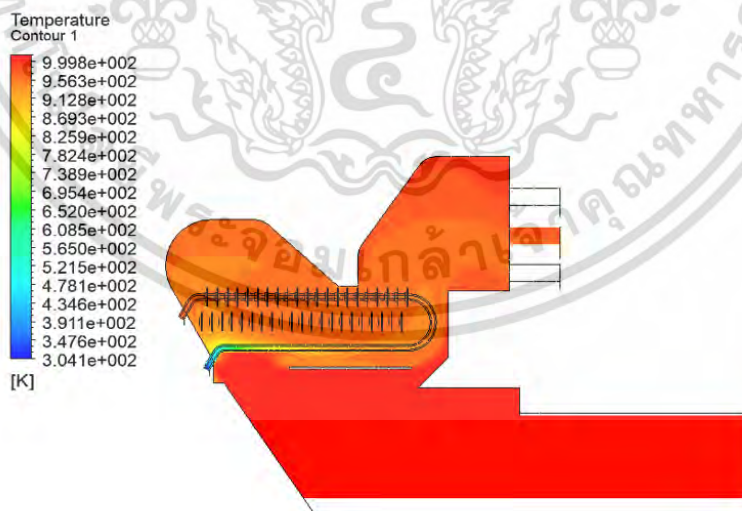
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระยะทางถ้าระยะทางมากอุณหภูมิสูงของก๊าซฮีเลียมก็สูงขึ้นตาม



รูปที่ 4.46 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 3 (ท่อติดครีป และ ปรับรูปทรง)

จากรูปที่ 4.46 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนไม่ทั่วถึงอุณหภูมิสูงบริเวณทางเข้าและจะลดลงบริเวณเหนือท่อติดครีปซึ่งต่างจากการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะแปรผันตรงกับระยะทางถ้าระยะทางมากอุณหภูมิสูงของก๊าซฮีเลียมก็สูงขึ้นตาม

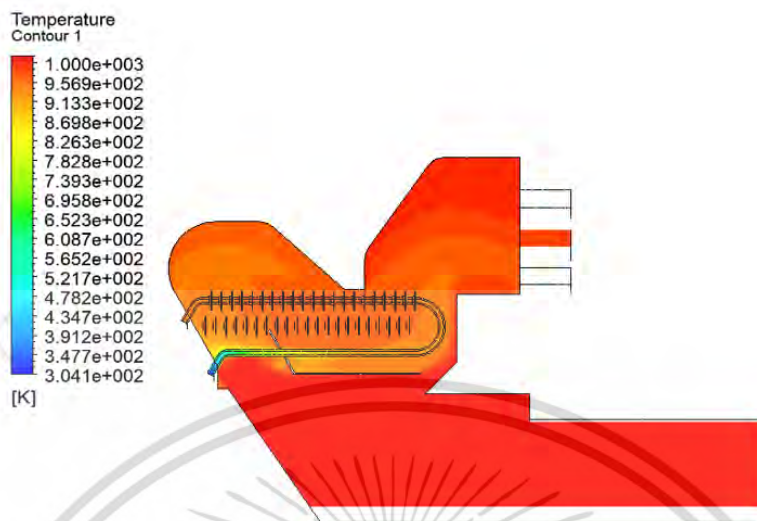


รูปที่ 4.47 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 4 (ท่อติดครีป, ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกั้น 1 ด้าน)

จากรูปที่ 4.47 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนไม่ทั่วถึงอุณหภูมิสูงบริเวณทางเข้าและจะลดลงบริเวณเหนือท่อติดครีปซึ่งต่างจากการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะแปรผันตรงกับระยะทางถ้าระยะทางมากอุณหภูมิสูงของก๊าซฮีเลียมก็สูงขึ้นตาม

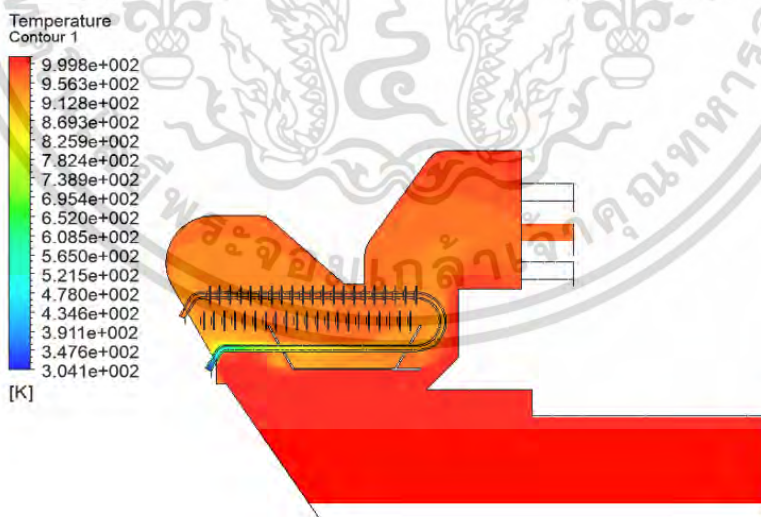
เอกสาร เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์เพื่อการเรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการศึกษาไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก็สูงขึ้นตาม



รูปที่ 4.48 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 5 (ท่อติดครีป, ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกัน 2 ด้าน)

จากรูปที่ 4.48 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่า การกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนไม่ทั่วถึงอุณหภูมิสูงบริเวณทางเข้าและจะลดลงบริเวณเหนือท่อติดครีป ซึ่งต่างจากการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะแปรผันตรงกับระยะทางถ้าระยะทางมากอุณหภูมิสูงของก๊าซฮีเลียมก็สูงขึ้นตาม



รูปที่ 4.49 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ กรณี 6 (ท่อติดครีป, ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกัน 3 ด้าน)

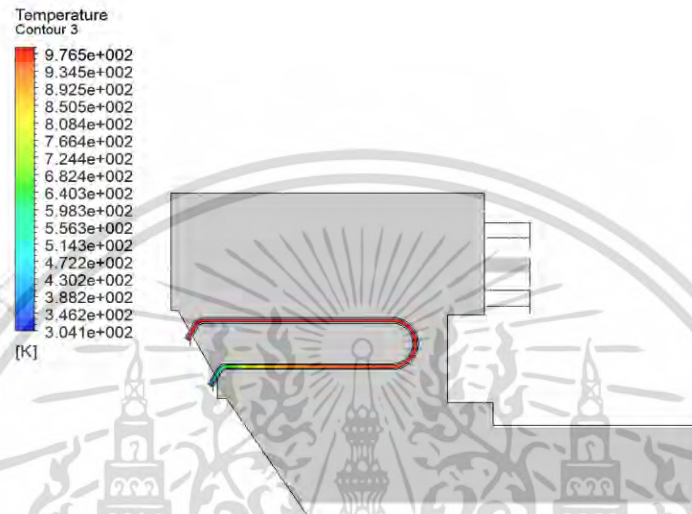
จากรูปที่ 4.49 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่า การกระจายอุณหภูมิภายในห้องไอเสียร้อนไม่ทั่วถึงอุณหภูมิสูงบริเวณทางเข้าและจะลดลงบริเวณเหนือท่อติดครีปซึ่งต่างจากการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะแปรผันตรงกับระยะทางถ้าระยะทางมากอุณหภูมิสูงของก๊าซฮีเลียมก็สูงขึ้นตาม

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

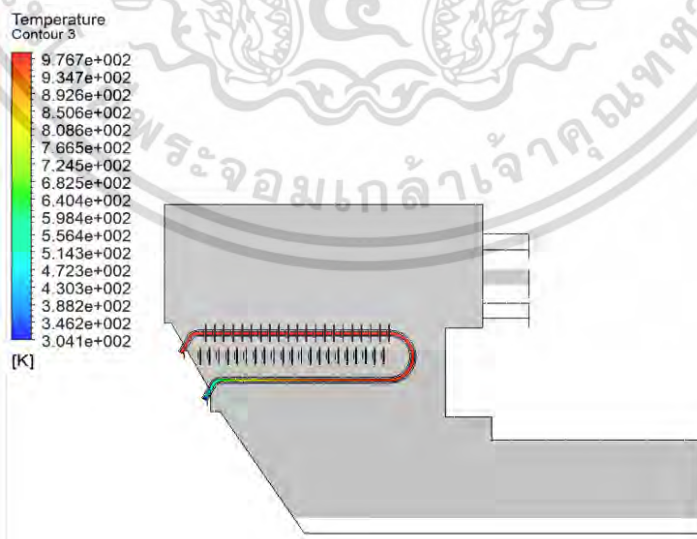
ฮีเลียมก็สูงขึ้นตาม

4.4.8 แสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม ทั้ง 6 กรณี

แสดงผลการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม ทั้ง 6 กรณี แสดงผลดังรูปที่ 4.50 – 4.55

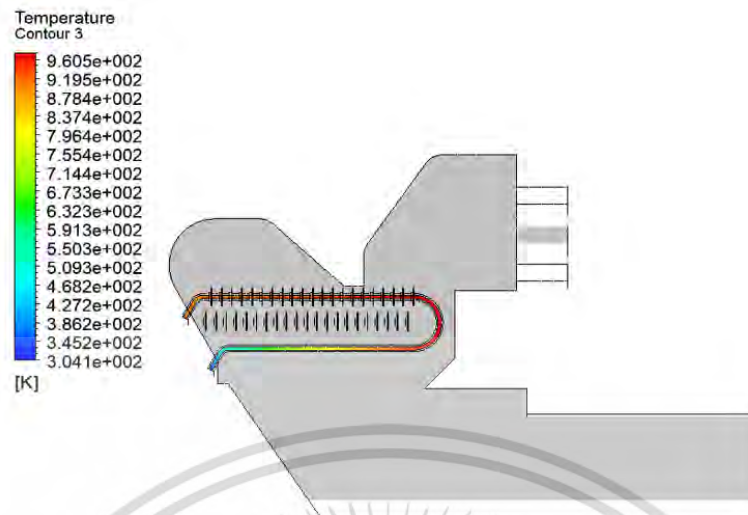


รูปที่ 4.50 แสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม กรณี 1 (ท่อไม่ติดครีป และ รูปทรงเดิม)
จากรูปที่ 4.50 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมอยู่ภายในท่อ เราพบว่าอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะเพิ่มขึ้นตามความยาวท่อและสูงสุดที่ตำแหน่งทางออกของท่อ

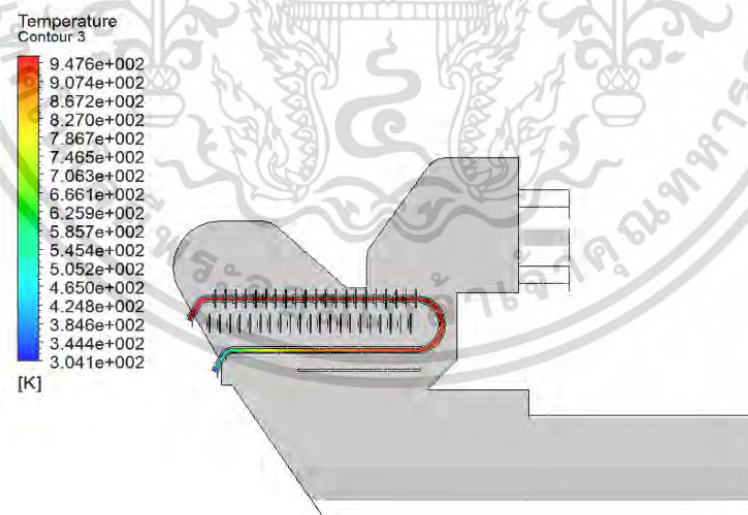


รูปที่ 4.51 แสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม กรณี 2 (ท่อติดครีป และ รูปทรงเดิม)
จากรูปที่ 4.51 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมอยู่ภายในท่อ เราพบว่าอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะ
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพิ่มขึ้นตามความยาวท่อและสูงสุดที่ตำแหน่งทางออกของท่อ

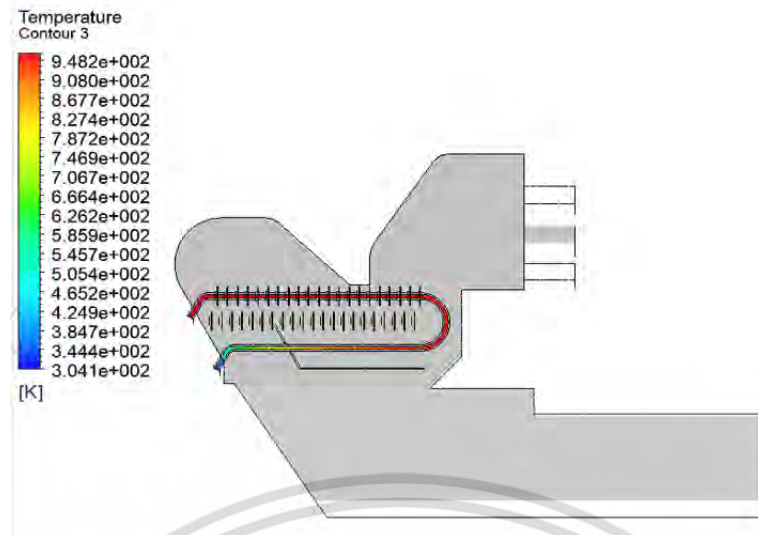


รูปที่ 4.52 แสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม กรณี 3 (ท่อติดครีป และ ปรับรูปทรง)
จากรูปที่ 4.52 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมอยู่ภายในท่อ เราพบว่าอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะเพิ่มขึ้นตามความยาวท่อและสูงสุดที่ตำแหน่งทางออกของท่อ

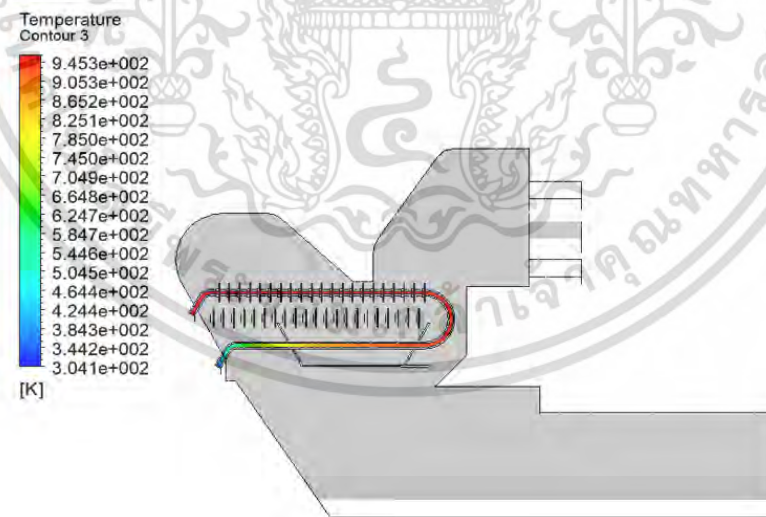


รูปที่ 4.53 แสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม กรณี4 (ท่อติดครีป,ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกั้น 1 ด้าน)
จากรูปที่ 4.53 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมอยู่ภายในท่อ เราพบว่าอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียมจะเพิ่มขึ้นตามความยาวท่อและสูงสุดที่ตำแหน่งทางออกของท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.54 แสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าศฮีเลียม กรณี5 (ท่อติดครีป, ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกัน 2 ด้าน)
จากรูปที่ 4.54 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิของก๊าศฮีเลียมอยู่ภายในท่อ เราพบว่าอุณหภูมิของก๊าศฮีเลียมจะเพิ่มขึ้นตามความยาวท่อและสูงสุดที่ตำแหน่งทางออกของท่อ

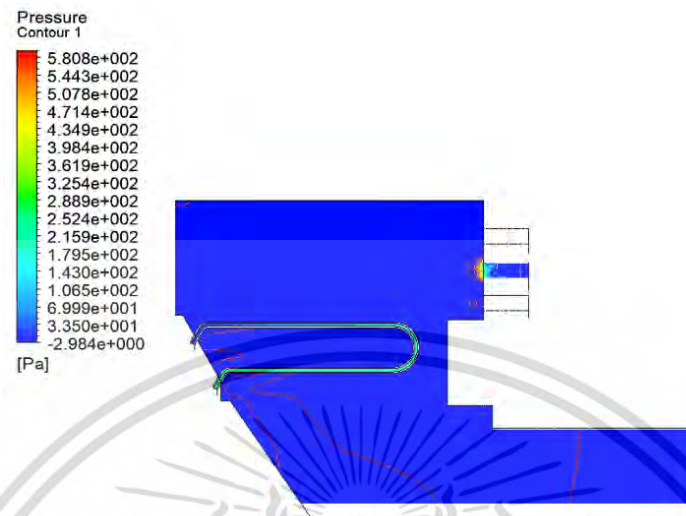


รูปที่ 4.55 แสดงการกระจายอุณหภูมิของก๊าศฮีเลียม กรณี6(ท่อติดครีป ปรับรูปทรง และเพิ่มแผ่นกัน 3 ด้าน)
จากรูปที่ 4.55 แสดงถึงการกระจายอุณหภูมิของก๊าศฮีเลียมอยู่ภายในท่อ เราพบว่าอุณหภูมิของก๊าศฮีเลียมจะเพิ่มขึ้นตามความยาวท่อและสูงสุดที่ตำแหน่งทางออกของท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

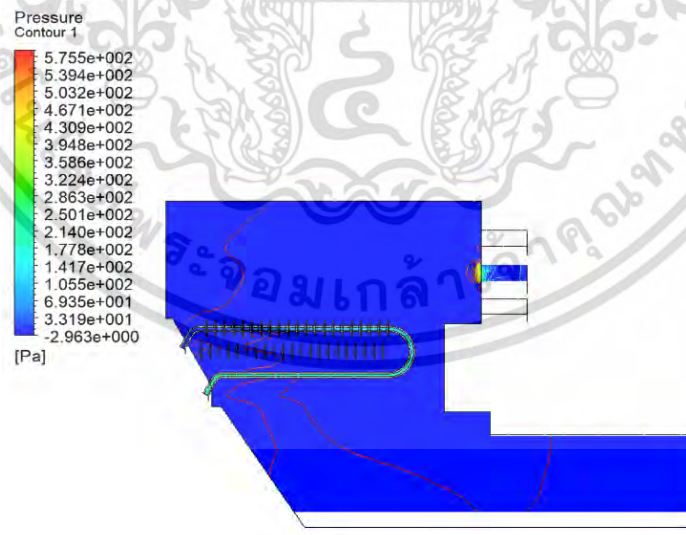
4.4.9 แสดงการกระจายตัวของความดัน ทั้ง 6 กรณี

แสดงผลการกระจายอุณหภูมิของก๊าซฮีเลียม ทั้ง 6 กรณี แสดงผลดังรูปที่ 4.56 – 4.61



รูปที่ 4.56 แสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 1 (ท่อไม่ติดครีป และ รูปทรงเดิม)

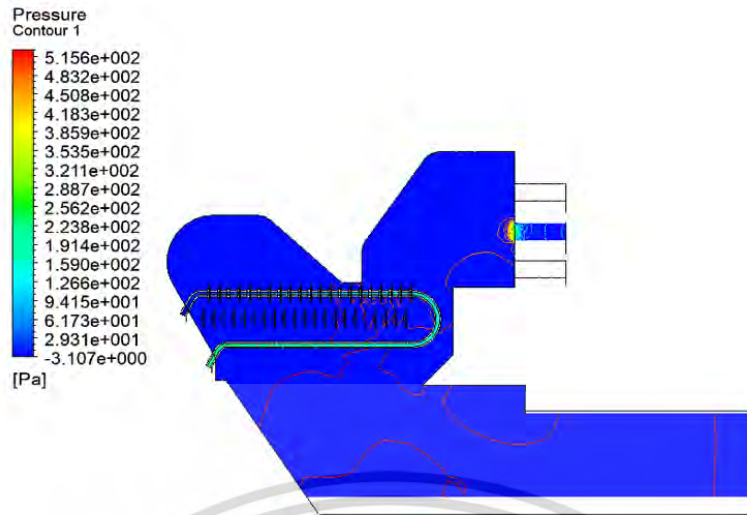
จากรูปที่ 4.56 แสดงถึงการกระจายความดันภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าคอนทัวร์ของความดันจะสูงตรงบริเวณมุมหรือทางออกของห้องไอเสียร้อน ส่วนคอนทัวร์ความดันของก๊าซฮีเลียมจะสูงบริเวณทางเข้าและจะค่อยๆลดลงตามระยะทางและลดต่ำสุดที่ทางออกของท่อ



รูปที่ 4.57 แสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 2 (ท่อติดครีป และ รูปทรงเดิม)

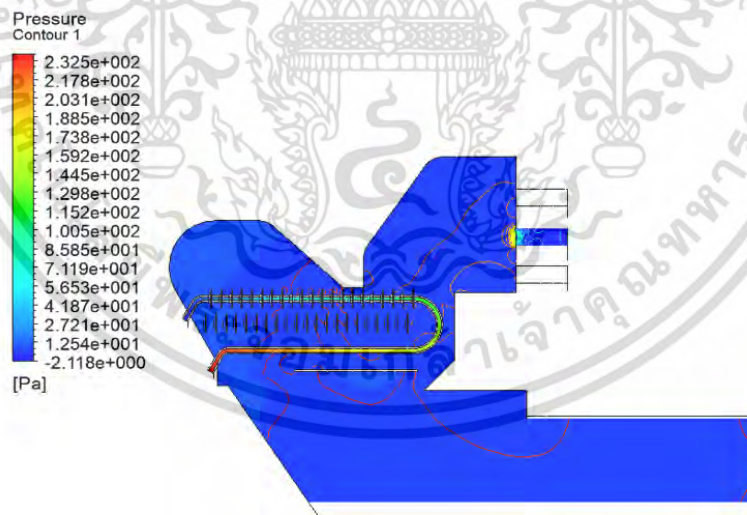
จากรูปที่ 4.57 แสดงถึงการกระจายความดันภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าคอนทัวร์ของความดันจะสูงตรงบริเวณมุมหรือทางออกของห้องไอเสียร้อน ส่วนคอนทัวร์ความดันของก๊าซฮีเลียมจะสูงบริเวณทางเข้าและจะค่อยๆลดลงตามระยะทางและลดต่ำสุดที่ทางออกของท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



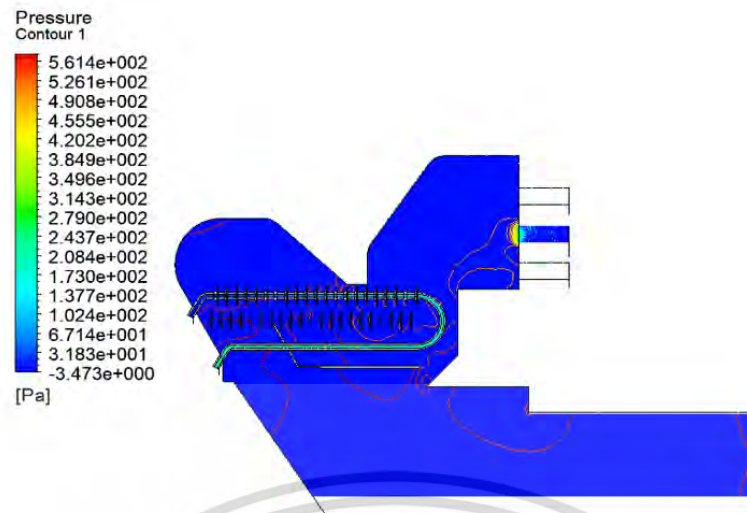
รูปที่ 4.58 แสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 3 (ท่อติดครีบ และ ปรับรูปทรง)

จากรูปที่ 4.58 แสดงถึงการกระจายความดันภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าคอนทอร์ของความดันจะสูงตรงบริเวณมุมหรือทางออกของห้องไอเสียร้อน ส่วนคอนทอร์ความดันของก๊าซฮีเลียมจะสูงบริเวณทางเข้าและจะค่อยๆลดลงตามระยะทางและลดต่ำสุดที่ทางออกของท่อ

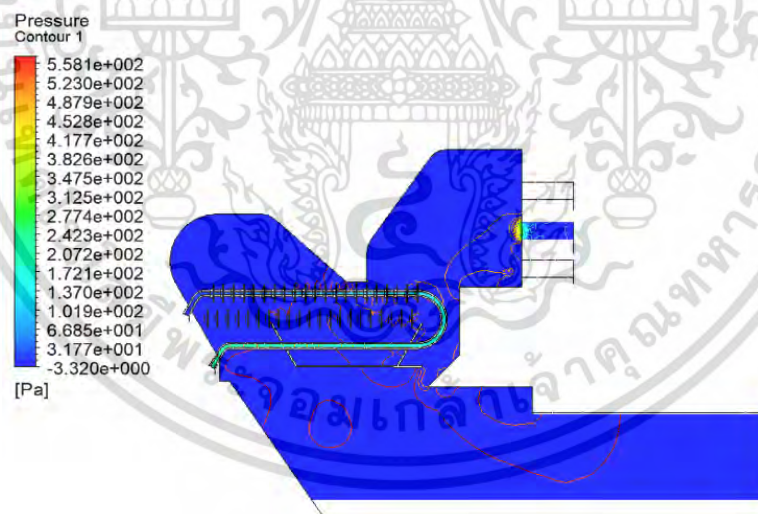


รูปที่ 4.59 แสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 4 (ท่อติดครีบ ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกัน 1 ด้าน)

จากรูปที่ 4.59 แสดงถึงการกระจายความดันภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าคอนทอร์ของความดันจะสูงตรงบริเวณมุมหรือทางออกของห้องไอเสียร้อน ส่วนคอนทอร์ความดันของก๊าซฮีเลียมจะสูงบริเวณทางเข้าและจะค่อยๆลดลงตามระยะทางและลดต่ำสุดที่ทางออกของท่อ



รูปที่ 4.60 แสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 5 (ท่อติดครีป ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกัน 2 ด้าน)
 จากรูปที่ 4.60 แสดงถึงการกระจายความดันภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าคอนทอร์
 ของความดันจะสูงตรงบริเวณมุมหรือทางออกของห้องไอเสียร้อน ส่วนคอนทอร์ความดันของก๊าซฮีเลียมจะสูง
 บริเวณทางเข้าและจะค่อยๆลดลงตามระยะทางและลดต่ำสุดที่ทางออกของท่อ



รูปที่ 4.61 แสดงการกระจายตัวของความดัน กรณี 6 (ท่อติดครีป ปรับรูปทรง และ เพิ่มแผ่นกัน 3 ด้าน)
 จากรูปที่ 4.61 แสดงถึงการกระจายความดันภายในห้องไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียม เราพบว่าคอนทอร์ของ
 ความดันจะสูงตรงบริเวณมุมหรือทางออกของห้องไอเสียร้อน ส่วนคอนทอร์ความดันของก๊าซฮีเลียมจะสูง
 บริเวณทางเข้าและจะค่อยๆลดลงตามระยะทางและลดต่ำสุดที่ทางออกของท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

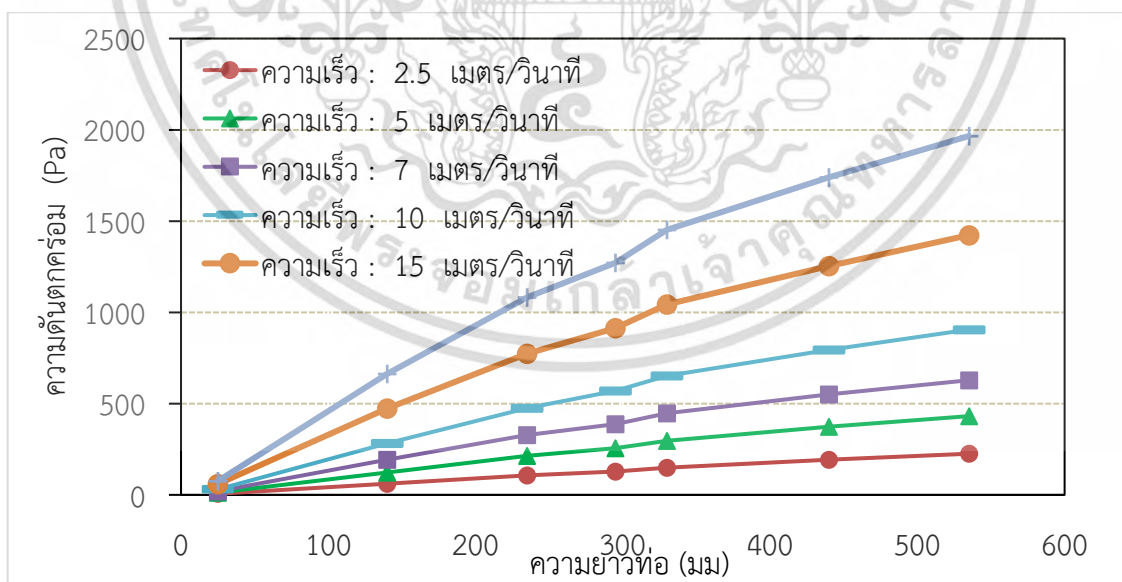
4.5 ผลการศึกษาการเพิ่มความเร็วของก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ

การศึกษากการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับก๊าซฮีเลียมโดยคำนวณเชิงตัวเลข แสดงผลในตารางที่ 4.27 และ รูปที่ 4.62

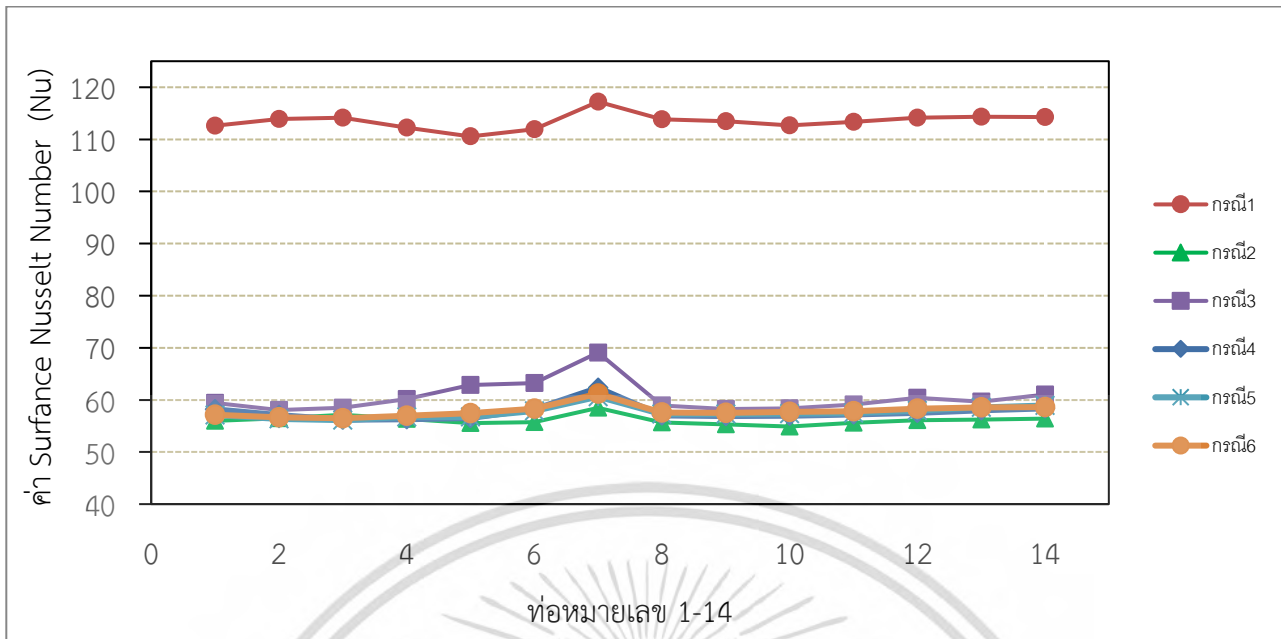
ตาราง 4.27 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขของการเพิ่มความเร็วของก๊าซฮีเลียม 14 ท่อ กรณี 6

| ไอเสียร้อน | | ก๊าซฮีเลียม | | | |
|-----------------------|----------------------------|-------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------------|
| อัตราการไหล (kg/s) | ความดันตก คร่อม (Pa) | ความเร็ว (m/s) | อุณหภูมิ (K) | ความดันตก คร่อม (Pa) | การถ่ายเท ความร้อน (วัตต์) |
| 5.18E-03 | 7.65 | 2.5 | 956.91 | 245.2 | 160.7 |
| 5.18E-03 | 7.65 | 5 | 938.97 | 478.55 | 311.8 |
| 5.18E-03 | 7.65 | 7 | 926.00 | 671.22 | 430.5 |
| 5.18E-03 | 7.65 | 10 | 898.82 | 936.10 | 593.7 |
| 5.18E-03 | 7.65 | 15 | 841.95 | 1409.79 | 814.7 |
| 5.18E-03 | 7.65 | 20 | 829.10 | 1895.39 | 980.87 |

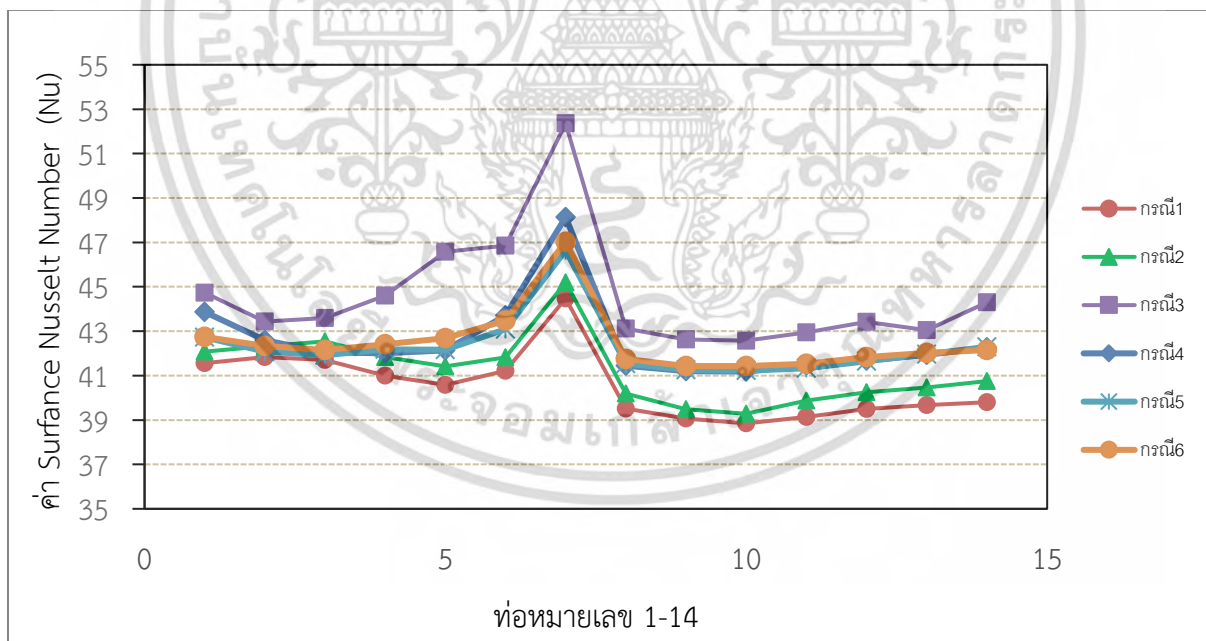
จากตารางที่ 4.27 และ รูปที่ 4.62 พบว่า การเพิ่มความเร็วของก๊าซฮีเลียมแปรผันตรงกับความดันตกคร่อมโดยตรงยิ่งความเร็วมาก ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นตาม



รูปที่ 4.62 แสดงการเพิ่มความเร็วของก๊าซฮีเลียมมีผลโดยตรงกับความดันตกคร่อม 14 ท่อ กรณี 6 จากรูปที่ 4.62 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมกับความยาวท่อที่ความเร็วของก๊าซฮีเลียม เราพบว่าเริ่มต้นความดันตกคร่อมจะสูงและค่อยๆ ลดลงตามระยะท่อ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

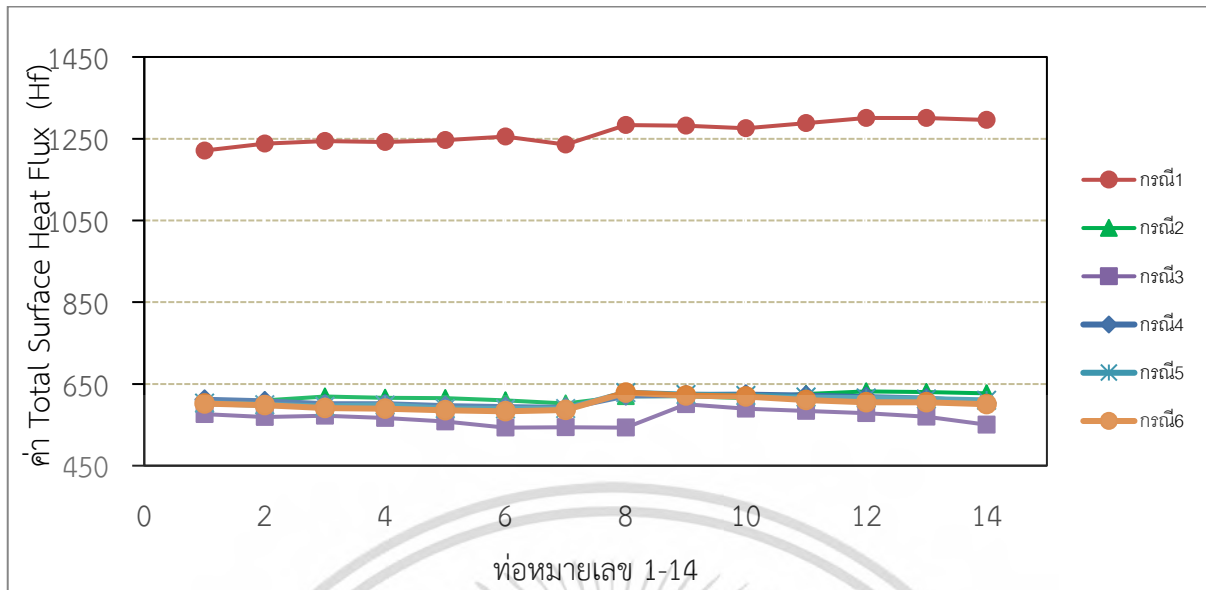


รูปที่ 4.63 แสดงค่า Surface Nusselt Number ของไอเสียร้อน ไกล่บริเวณผิวท่อ ทั้ง 6 กรณี จากรูปที่ 4.63 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Surface Nusselt Number ของไอเสียร้อนไกล่ผิวท่อ ทั้ง 14 ท่อ ทั้ง 6 กรณี เราพบว่ากรณี 1 ค่า Nu จะมีค่าสูงที่สุด เป็น กรณี 1 ส่วนกรณีอื่นไม่แตกต่างกัน

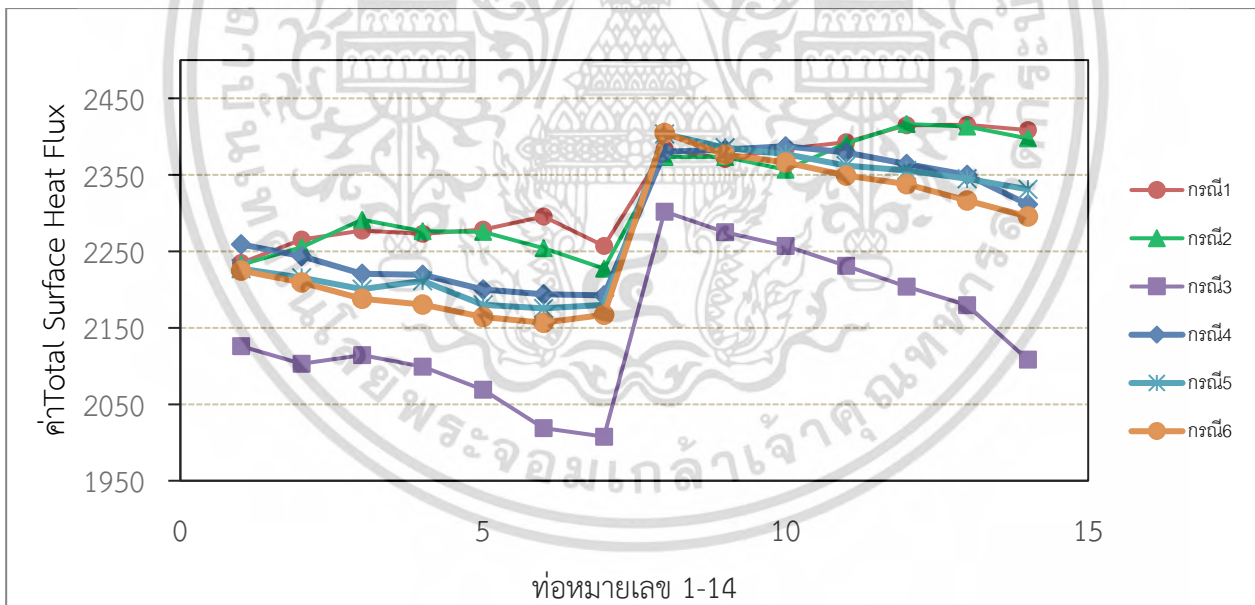


รูปที่ 4.64 แสดงค่า Surface Nusselt Number ของก๊าซฮีเลียมไกล่บริเวณผิวท่อ ทั้ง 6 กรณี จากรูปที่ 4.64 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Surface Nusselt Number ของก๊าซฮีเลียม ทั้ง 14 ท่อ ทั้ง 6 กรณี ค่า Nu ไม่แตกต่างกันมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.65 แสดงค่า Total Surface Heat Flux ของไอเสียร้อน ไกล่บริเวณผิวท่อ ทั้ง 6 กรณี จากรูปที่ 4.65 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Total Surface Heat Flux ของไอเสียร้อนไกล่ผิวท่อ ทั้ง 14 ท่อ ทั้ง 6 กรณี เราพบว่ากรณี 1 ค่า Nu จะมีค่าสูงที่สุด เป็น กรณี 1 ส่วนกรณีอื่นไม่แตกต่างกัน



รูปที่ 4.66 แสดงค่า Total Surface Heat Flux ของก๊าซฮีเลียมไกล่บริเวณผิวท่อ ทั้ง 6 กรณี จากรูปที่ 4.66 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Total Surface Heat Flux ของก๊าซฮีเลียม ทั้ง 14 ท่อ ทั้ง 6 กรณี ค่า Nu ไม่แตกต่างกันมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและการตรวจสอบเครื่องทำความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเชื้อเพลิงชีวมวล โดยการใช้เทคนิคการจำลองทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณด้วยซอฟต์แวร์ Ansys Fluent เริ่มจากการศึกษาทฤษฎีต่างๆเกี่ยวกับหลักการถ่ายเทความร้อนและศึกษาส่วนประกอบหลักของเครื่องทำความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งประกอบด้วยห้องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีท่อติดครีบบรรจุอยู่ใน 14 ท่อ แหล่งพลังงานความร้อนหลักมาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนให้กับก๊าซซีเลียมที่ใช้เป็นสารทำงาน เมื่อได้ข้อมูลที่เพียงพอแล้วจึงทำการสร้างแบบจำลอง โดยใช้โปรแกรม Solid works โดยสร้างแบบจำลองเพียง 1 ใน 8 ส่วน ของเครื่องทำความร้อนต้นแบบ แบบจำลองที่สร้างนี้ เพื่อใช้ ศึกษาค่าตัวแปรไร้หน่วย เช่น เส้นผ่านศูนย์กลางครีบ และจำนวนครีบ ที่ส่งผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน, ศึกษาการพฤติกรรมการไหลของไอเสียร้อน โดยแบบจำลองถูกสร้างเป็น 5 กรณี, เพื่อศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนและความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้น หลังจากนั้น ทำการปรับค่า ความเร็วของก๊าซซีเลียม เริ่มต้นที่ 2.5 เมตรต่อวินาที และเพิ่มขึ้นจนถึง 30 เมตรต่อวินาที แล้วดูผลที่ได้จากการคำนวณเชิงตัวเลขของแบบจำลองของเครื่องรับความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยในการศึกษานี้มีข้อสรุปและข้อเสนอแนะดังนี้

5.1 สรุปผลการวิจัย

5.1.1 สรุปผลการวิเคราะห์ตัวแปรไร้หน่วยของท่อติดครีบ

การศึกษาตัวแปรไร้หน่วยของท่อติดครีบ เราพบว่า ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของครีบเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ(D3) มีขนาด 10 12 14 16 18 มม. โดยมีขนาดที่เหมาะสม คือ 18 มม. ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนร้อนสูงสุด 183 วัตต์ ค่าสมรรถนะสูงสุด (Thermal Enhancement factor) 1.17 จำนวนครีบเทียบกับความยาวของท่อ(N) มีขนาด 14 16 19 24 32 มม. โดยมีขนาดที่เหมาะสมคือ 32 มม. ระยะเวลาห่างระหว่างครีบเทียบกับความยาวท่อ(Ld) มีขนาด 14 12 10 8 6 มม. ขนาดที่เหมาะสมคือ 6 มม. ทั้งตัวแปร N และ Ld ได้ผลเดียวกัน คือ ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 157 วัตต์ กับ ค่าสมรรถนะสูงสุด (Thermal Enhancement factor) 1.25 ข้อจำกัดในการเพิ่มความโตครีบกับจำนวนครีบทางด้านการติดตั้งและต้นทุนเป็นหลัก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.2 สรุปผลการศึกษาพฤติกรรมการไหลของไอเสียร้อน

การศึกษาและปรับปรุงพฤติกรรมการไหลของไอเสียร้อน กรณีท่อรูปตัวยู 8 ท่อ จากแบบจำลองทั้ง 5 กรณี เราพบว่าแบบจำลอง กรณี 1 กับ กรณี 2 ยังไหลไม่เหมาะสม เพราะมีบางส่วนยังไม่ผ่านท่อ ส่วน กรณี 3 เป็นการปรับปรุงรูปทรงห้องไอเสียร้อน ลักษณะการไหลผ่านท่อได้ทั่วถึงที่สุด และ กรณี 4 กรณี 5 และ กรณี 6 มีการเพิ่มแผ่นกั้นเพื่อบังคับการไหลและกันไฟ ลักษณะการไหลทางเข้าไหลจติด้านบนและมีการไหลวนกลับ ส่วนการไหลบริเวณท่อถือว่าไหลผ่านท่อได้ทั่วถึง สรุปลักษณะการไหลที่ดีได้แก่ กรณี 3 กรณี 4 กรณี 5 กรณี 6 กรณี 1 และ กรณี 1 ตามลำดับ

5.1.3 สรุปผลการศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อน

การศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนระหว่างไอเสียร้อนก๊าซฮีเลียม กรณีท่อรูปตัวยู 8 ท่อ ของ ชิ้นส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยกำหนดค่าเริ่มต้นของไอเสียร้อนมีอัตราการไหล 0.012 กิโลกรัมต่อวินาที ที่อุณหภูมิ 973.15 K แลกเปลี่ยนความร้อนกับก๊าซฮีเลียมที่ความเร็ว 2.5 เมตรต่อวินาที ที่ อุณหภูมิทางเข้า 304.15 K ซึ่งใช้เป็นก๊าซทำงานในท่อ ทั้ง 5 กรณี เราพบว่าค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน สูงสุด ได้แก่ กรณีที่ 5 คือ แบบจำลองที่ปรับรูปห้องไอเสียท่อติดครีบและการเพิ่มแผ่นกั้นสามด้านเพื่อบังคับ การไหลและกันไฟ ได้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด 98.0° ค่าความดันตกคร่อม 121.2 ปาสกาล รองลงมาเป็น กรณีที่ 2 เป็นแบบจำลองปรับรูปทรงห้องไอเสียร้อนท่อติดครีบไม่มีแผ่นกั้น ได้ค่าประสิทธิภาพ เชิงความร้อน 96. ค่าความดันตกคร่อม 219.9 กรณีที่ 1 ตามลำดับ ส่วนกรณีที่ 1 เป็นแบบจำลองต้นแบบ ของห้องไอเสียร้อนท่อติดครีบ ได้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน 95.6 ค่าความดันตกคร่อม 225.9 ตามลำดับ

การศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนระหว่างไอเสียร้อนก๊าซฮีเลียม กรณีท่อรูปตัวยู 14 ท่อ ของ ชิ้นส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยกำหนดค่าเริ่มต้นของไอเสียร้อนมีอัตราการไหล 5.18E-03 กิโลกรัมต่อวินาที ที่อุณหภูมิ 1014 K แลกเปลี่ยนความร้อนกับก๊าซฮีเลียมที่ความเร็ว 2.5 เมตรต่อวินาที ที่ อุณหภูมิทางเข้า 304.15 K ซึ่งใช้เป็นก๊าซทำงานในท่อ ทั้ง 6 กรณี พบว่า กรณี1 แบบจำลองต้นแบบและท่อไม่ ติดครีบ ได้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนดีที่สุดที่ 94.6 ค่าการถ่ายเทความร้อนรวม 165.4 วัตต์ ค่าความดันตก คร่อม 246.9 ปาสกาล รองลงมาเป็น กรณีที่ 2 กรณีที่ 4 กรณีที่ 5 กรณีที่ 6 และ กรณีที่ 3 ตามลำดับ ส่วน กรณี 3 คือ เป็นแบบจำลองปรับรูปทรงห้องไอเสียและท่อติดครีบ ได้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ต่ำสุด 87.4 การศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อน กรณีท่อรูปตัวยู 14 ท่อ นี้ อาจเกิดจากกำหนดค่ายังไม่ถูกต้อง ผลที่ ได้เลยไม่เป็นไปตามทฤษฎี

5.1.4 สรุปผลการศึกษาการปรับค่าความเร็วของก๊าซฮีเลียม

การปรับความเร็วก๊าซฮีเลียม เริ่มต้นที่ 2.5 เมตรต่อวินาที, อุณหภูมิ 304.15 K แล้วเพิ่มความเร็วขึ้นเป็น 5, 7, 10, 15, 20 30 เมตรต่อวินาที ผลที่ได้คือ ค่าความดันตกคร่อมของก๊าซฮีเลียมเพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับการเพิ่มความเร็ว และค่าการถ่ายเทความร้อนด้านออกของก๊าซฮีเลียมเพิ่มขึ้นตาม

5.2 ข้อเสนอแนะ

จากผลงานวิจัยที่ได้นำเสนอทำให้ทราบถึงข้อจำกัดของการใช้การวิเคราะห์เชิงตัวเลขสำหรับพฤติกรรมการไหล ลักษณะการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม เนื่องจากสามารถประหยัดเวลาที่ใช้ในการจำลองการไหล นอกจากนี้ยังสามารถลดต้นทุนสำหรับอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองได้อีกด้วย อย่างไรก็ตามการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเป็นเพียงการทำนายถึงผลการจำลองที่มีความเป็นไปได้ สำหรับการนำผลการวิเคราะห์ที่ได้ศึกษาไปใช้งานจริงนั้นค่าสมรรถนะทางความร้อนที่ได้ยังขึ้นอยู่กับความถูกต้องและแม่นยำของเครื่องมือวัดอีกด้วย

เอกสารอ้างอิง

- [1] A. Ullmann and H. Kalman (1989), “Efficiency and optimized dimensions of annular fins of different cross-section shapes,” International Journal of Heat and Mass Transfer. 32, 1105-1110.
- [2] M. Kanzaka and M. Iwaabuch (1992), “Study on Heat Transfer of Heat Exchangers in the Stirling Engine: Performance of Heat Exchangers in the Test Stirling Engine,” JSME international journal. Ser. 2, Fluid’s engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties. 35, 647-652.
- [3] F. Biedermann, H. Carlsen, I. Obernberger and M. Schöch (2004), “Small-scale CHP plant based on a 75 kWel Hermetic Eight Cylinder Stirling engine for Biomass Fuels – Development, Technology and Operating Experiences,” 2nd World Conference and Exhibition on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection. 1722-1725.
- [4] R. Saripalli and T. Wang (2005), “Simulation of combustion and thermal flow in an industrial boiler,” Proceeding of in IETC - Industrial Energy Technology Conference.
- [5] S. Wilson, R. Dyson, R. Tew and R. Demko (2005), “Experimental and computational analysis of unidirectional flow through Stirling engine heater head” NASA Stirling engine development project.
- [6] G. Xiao, C. Chen, B. Shi, K. Cen and M. Ni (2014), “Experimental study on heat transfer of oscillating flow of a tubular Stirling engine heater,” International Journal of Heat and Mass Transfer. 71, 1-7.
- [7] Z. Song, J. Chen and L. Yang (2015), “Heat Transfer enhancement in tubular heater of Stirling engine for waste heat recovery from flue gas using steel wool,” Applied Thermal Engineering. 87, 499-504.
- [8] M. Ni, B. Shi, G. Xiao, Z. Luo and Cen (2015), “Heat transfer characteristics of oscillating flows different working gasses in U-shaped tubes of a Stirling engine,” Applied Thermal Engineering. 89, 569-577.
- [9] T. Hussain, M. D. Islam, I. Kubo and T. Watanabe (2016), study of heat transfer through a cavity receiver for a solar powered advanced Stirling engine generator,” Applied Thermal Engineering. 104, 751-757.
- [10] L. Solomon and S. Qiu (2018), “Computational analysis of external heat transfer for a tubular Stirling convertor,” Applied Thermal Engineering. 137, 134-141.
- [11] S. A. El-Ghafour, M. El-Ghandour, and N. N. Mikhael (2019), “Study of Three-dimensional computational fluid dynamics simulation of Stirling engine,” Energy Conversion and Management. 180, 533-549.
- [12] [9] W. Zhao, R. Li, H. Li, Y. Zhang, and S. Qiu (2021), “Numerical analysis of fluid dynamics and thermodynamics in Stirling engine,” Applied Thermal Engineering. 189, 116727

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [13] G. Walker. 1980. **Stirling Engine**. USA: Oxford Science Publication.
- [14] C. M. Hargreaves. 1991. **The Philips Stirling Engine**. UAS: Elsevier.
- [15] Yunus A. Cengel. 1998. **Heat Transfer a Practical Approach**. International Edition USA: McGraw-Hill Publishing Company.
- [16] Fluent Incorporated. 2004. **FLUENT 6.3 User's Guide**. n.p.
- [17] Henk K. Versteeg and W. Malalasekera. 1995. **Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics the finite volume method**. Malaysia: Addison Wesley Longman Limited.
- [18] Yakhov V., Orszag S. A., Thangam S., Gatski T.B. and Speziale C.G. **Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique** Phys. Fluids A., vol. 4, no. 7, 1992. Pp. 1510-1520
- [19] Suhas V. Patankar. 1980. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. New York: McGraw-Hill, Inc.
- [20] Leonard B.P. **A Stable and accurate convective modelling procedure based on quadratic upstream interpolation**. Comput. Methods Appl. Mech. Eng., vol. 19, 1979. Pp. 59-58.
- [21] Patankar S. V., Spalding D. B. **A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows**. Int. J. of Heat and Mass Transfer., vol. 15, 1972. pp. 1787-1806
- [22] Acharya S., Baliga B. R., Karki K., Murthy J. Y., Prakash C. and Vanka S. P. **Pressure-based Finite-volume methods in computational fluid dynamics**. Journal of Heat transfer., vol. 129, 2007. pp. 407-424
- [23] Incorporate F. P. et al. 2007. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 6th ED. Hoboken John Wiley & Sons (Asia)
- [24] Ralph L. Webb, Nae-Hyun Kim. 2005. **Principles of Enhanced Heat Transfer**. 2nd ED. London: CRC Press
- [25] สมโภชน์ อิมเอบ. 2556. **เทคโนโลยีความร้อน**. กรุงเทพฯ: ฟิสิกส์เซ็นเตอร์.
- [26] พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2542. **การถ่ายเทความร้อน**. กรุงเทพฯ: สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [27] สิทธิพร ไชยรัตน์. 2556. **การถ่ายเทความร้อน**. กรุงเทพฯ: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.
- [28] ฐานิตย์ เมธิยานนท์. 2550. **การถ่ายเทความร้อน**. กรุงเทพฯ: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร.
- [29] จารุวัตร เจริญสุข. 2561. **Computational Fluid Dynamics and its Applications in Engineering Problems**. กรุงเทพฯ: สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติของโลหะแข็ง (Properties of solid Metals) [15]

| สาร | จุดหลอมเหลว | คุณสมบัติ 300 k | | | | คุณสมบัติที่อุณหภูมิต่างๆ (k) | | | | | | | | |
|------------------------------|-------------|-----------------|--------------------------------|--------------------|--------------------|---------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | ความหนาแน่น | ความร้อนจำเพาะ | สภาพการนำความร้อน | การแพร่ความร้อน | | | | | | | | | |
| | | (k) | ρ (kg/m ³) | C_p (J/kg °C) | K (W/m °C) | α (m ² /s) | 100 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | | |
| อลูมิเนียมบริสุทธิ์ | 933 | 2702 | 903 | 237 | 97.1×10^6 | 302 | 237 | 240 | 231 | 218 | | | | |
| | | | | | | 482 | 798 | 949 | 1033 | 1146 | | | | |
| ทองแดงบริสุทธิ์ | 1358 | 8933 | 385 | 401 | 117×10^6 | 482 | 413 | 393 | 379 | 366 | 352 | | | |
| | | | | | | 252 | 356 | 397 | 417 | 433 | 451 | | | |
| เหล็กกล้า | 933 | 2702 | 903 | 237 | 97.1×10^6 | 302 | 237 | 240 | 231 | 218 | | | | |
| | | | | | | 482 | 798 | 949 | 1033 | 1146 | | | | |
| สแตนเลส หรือเหล็กกล้าไร้สนิม | | | | | | | | | | | | | | |
| AISI 302 | | 8055 | 480 | 15.1 | 3.91×10^6 | | | | | | 17.3 | 20.0 | 22.8 | 25.4 |
| | | | | | | | | | | | 512 | 559 | 589 | 606 |
| AISI 302 | 1670 | 7900 | 477 | 14.9 | 3.95 | 9.2 | 12.6 | 16.6 | 559 | 585 | 606 | | | |
| | | | | | | | | | | | | 272 | 402 | 515 |
| AISI 302 | | 8238 | 468 | 13.4 | 3.48 | | | | | | 15.8 | 559 | 585 | 606 |
| | | | | | | | | | | | 504 | 550 | 576 | 602 |
| AISI 302 | | 7978 | 480 | 14.2 | 3.71 | | | | | | 15.8 | 18.9 | 21.9 | 24.7 |
| | | | | | | | | | | | 513 | 559 | 585 | 606 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-2 คุณสมบัติของก๊าซที่ความดัน 1 บรรยากาศ (Properties of gases at 1 atm pressure) [15]

| อุณหภูมิ | ความหนาแน่น | ความร้อนจำเพาะ | สภาพการนำความร้อน | การแพร่ความร้อน | ความหนืดพลวัต | ความหนืดคิเนเมติก | ตัวเลขพรันด์เทิล |
|-------------|--------------------------------|--------------------|-------------------|--|----------------------------------|---|------------------|
| T (k) | ρ (kg/m ³) | C_p (J/kg °C) | K (W/m °C) | $\alpha \times 10^{-5}$ (m ² /s) | $\mu \times 10^{-5}$ (kg/m.s) | $\nu \times 10^{-5}$ (m ² /s) | Pr |
| อากาศ (Air) | | | | | | | |
| 200 | 1.766 | 1003 | 0.0181 | 1.02 | 1.34 | 0.76 | 0.740 |
| 250 | 1.413 | 1003 | 0.0223 | 1.57 | 1.61 | 1.14 | 0.724 |
| 280 | 1.271 | 1004 | 0.0246 | 1.95 | 1.75 | 1.40 | 0.717 |
| 290 | 1.224 | 1005 | 0.0253 | 2.08 | 1.8 | 1.48 | 0.714 |
| 298 | 1.186 | 1005 | 0.0259 | 2.18 | 1.84 | 1.55 | 0.712 |
| 300 | 1.177 | 1005 | 0.0261 | 2.21 | 1.85 | 1.57 | 0.712 |
| 310 | 1.143 | 1006 | 0.0268 | 2.35 | 1.9 | 1.67 | 0.711 |
| 320 | 1.110 | 1006 | 0.0275 | 2.49 | 1.94 | 1.77 | 0.710 |
| 330 | 1.076 | 1007 | 0.0283 | 2.64 | 1.99 | 1.86 | 0.708 |
| 340 | 1.043 | 1007 | 0.0290 | 2.78 | 2.03 | 1.96 | 0.707 |
| 350 | 1.009 | 1008 | 0.0297 | 2.92 | 2.08 | 2.06 | 0.706 |
| 400 | 0.883 | 1013 | 0.0331 | 3.7 | 2.29 | 2.60 | 0.703 |
| 450 | 0.785 | 1020 | 0.0363 | 4.54 | 2.49 | 3.18 | 0.700 |
| 500 | 0.706 | 1029 | 0.0395 | 5.44 | 2.68 | 3.80 | 0.699 |
| 550 | 0.642 | 1039 | 0.0426 | 6.39 | 2.86 | 4.45 | 0.698 |
| 600 | 0.589 | 1051 | 0.0456 | 7.37 | 3.03 | 5.15 | 0.698 |
| 700 | 0.504 | 1075 | 0.0513 | 9.46 | 3.35 | 6.64 | 0.702 |
| 800 | 0.441 | 1099 | 0.0569 | 11.7 | 3.64 | 8.25 | 0.704 |
| 900 | 0.392 | 1120 | 0.0625 | 14.2 | 3.92 | 9.99 | 0.705 |
| 1000 | 0.353 | 1141 | 0.0672 | 16.7 | 4.18 | 11.8 | 0.709 |
| 1200 | 0.294 | 1175 | 0.0759 | 22.2 | 4.65 | 15.8 | 0.720 |
| 1400 | 0.252 | 1201 | 0.0835 | 27.6 | 5.09 | 20.2 | 0.732 |
| 1600 | 0.221 | 1240 | 0.0904 | 33 | 5.49 | 24.9 | 0.753 |
| 1800 | 0.196 | 1276 | 0.097 | 38.3 | 5.87 | 29.9 | 0.772 |
| 2000 | 0.177 | 1327 | 0.1032 | 44.1 | 6.23 | 35.3 | 0.801 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-2 คุณสมบัติของก๊าซที่ความดัน 1 บรรยากาศ (Properties of gases at 1 atm pressure) [15]

| อุณหภูมิ | ความหนาแน่น | ความร้อนจำเพาะ | สภาพการนำความร้อน | การแพร่ความร้อน | ความหนืดพลวัต | ความหนืดคินเนเมติก | ตัวเลขพรันด์เทิล |
|------------------|--------------------------------|--------------------|-------------------|--|----------------------------------|---|------------------|
| T (k) | ρ (kg/m ³) | C_p (J/kg °C) | K (W/m °C) | $\alpha \times 10^{-5}$ (m ² /s) | $\mu \times 10^{-5}$ (kg/m.s) | $\nu \times 10^{-5}$ (m ² /s) | Pr |
| ฮีเลียม (Helium) | | | | | | | |
| 200 | 0.2440 | 5197 | 0.115 | 0.91 | 1.50 | 0.61 | 0.676 |
| 250 | 0.1952 | 5197 | 0.134 | 1.54 | 1.75 | 0.90 | 0.680 |
| 300 | 0.1627 | 5197 | 0.150 | 1.77 | 1.99 | 1.22 | 0.690 |
| 350 | 0.1394 | 5197 | 0.165 | 2.28 | 2.21 | 1.59 | 0.698 |
| 400 | 0.1220 | 5197 | 0.180 | 2.83 | 2.43 | 1.99 | 0.703 |
| 450 | 0.1085 | 5197 | 0.195 | 3.45 | 2.63 | 2.43 | 0.702 |
| 500 | 0.0976 | 5197 | 0.211 | 4.17 | 2.83 | 2.90 | 0.695 |
| 550 | 0.0887 | 5197 | 0.229 | 4.97 | 3.02 | 3.40 | 0.684 |
| 600 | 0.0813 | 5197 | 0.247 | 5.84 | 3.2 | 3.93 | 0.673 |
| 700 | 0.0697 | 5197 | 0.278 | 7.67 | 3.55 | 5.09 | 0.663 |
| 800 | 0.0610 | 5197 | 0.307 | 9.68 | 3.88 | 6.37 | 0.657 |
| 900 | 0.0542 | 5197 | 0.335 | 11.9 | 4.20 | 7.75 | 0.652 |
| 1000 | 0.0488 | 5197 | 0.363 | 14.3 | 4.50 | 9.23 | 0.645 |
| 1200 | 0.0407 | 5197 | 0.416 | 19.7 | 5.08 | 12.50 | 0.635 |
| 1400 | 0.0349 | 5197 | 0.469 | 25.9 | 5.61 | 16.10 | 0.622 |
| 1600 | 0.0305 | 5197 | 0.521 | 32.9 | 6.10 | 20.00 | 0.608 |
| 1800 | 0.0271 | 5197 | 0.570 | 40.4 | 6.57 | 24.20 | 0.599 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-3 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน [15]

| Type of convection | $h, \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$ |
|------------------------------|--|
| Free convection of gases | 2–25 |
| Free convection of liquids | 10–1000 |
| Forced convection of gases | 25–250 |
| Forced convection of liquids | 50–20,000 |
| Boiling and condensation | 2500–100,000 |

ตารางที่ ก-4 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [15]

| Type of heat exchanger | $U, \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$ |
|---|--|
| Water-to-water | 850–1700 |
| Water-to-oil | 100–350 |
| Water-to-gasoline or kerosene | 300–1000 |
| Feedwater heaters | 1000–8500 |
| Steam-to-light fuel oil | 200–400 |
| Steam-to-heavy fuel oil | 50–200 |
| Steam condenser | 1000–6000 |
| Freon condenser (water cooled) | 300–1000 |
| Ammonia condenser (water cooled) | 800–1400 |
| Alcohol condensers (water cooled) | 250–700 |
| Gas-to-gas | 10–40 |
| Water-to-air in finned tubes (water in tubes) | 30–60 [†] |
| | 400–850 [†] |
| Steam-to-air in finned tubes (steam in tubes) | 30–300 [†] |
| | 400–4000 [‡] |

*Multiply the listed values by 0.176 to convert them to $\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$.

[†]Based on air-side surface area.

[‡]Based on water- or steam-side surface area.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ข.

ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Heat Transfer Enhancement and Investigation on Stirling Engine Heater with Biomass Application

Punsa Tuntrakeun^{a)} Panya Kansuwan^{b)} and Sutapat Kwankaomeng^{c)}

*Department of Mechanical Engineering, School of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology
Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand.*

^{a)} 62601134@kmitl.ac.th

^{b)} panya.ka@kmitl.ac.th

^{c)} Corresponding author: sutapat.kw@kmitl.ac.th

Abstract. This research presents a heat transfer enhancement technique on a Stirling engine heater equipped with a biomass fuel burner. ANSYS Fluent software was utilized in the computation of heat transfer, including heat flux and temperature distribution on the heater component of the engine. Effects of the increasing of the heating surface on heat transfer enhancement were investigated. Fin effectiveness resulting from the fin parameter variation of the heater, such as fin diameter and fin spacing, was evaluated for heat transfer under forced convection and heat conduction. This simulation results in the fin configuration most suitable for the fabrication of our Stirling engine heater.

Keywords: Computational fluid dynamics, Stirling Engine heater, Biomass, Fin parameter.

INTRODUCTION

This article presents a method for enhancing the heat transfer of a circular fin attached to a tube, an essential part of the heater of the Stirling engine. It consists of tubes and annular fins to increase the heat conduction performance. The heat source is from the combustion of biomass fuel in a combustion chamber. Rice husk with carbon 19.7% is the potential biomass fuel in Agricultural countries in South East Asia like Thailand. The product from the combustion as a flue gas is feed to a heater where the Stirling engine uses to convert the heat energy to usable mechanical work.

The heat transfer rate of a heater dramatically affects the performance of the Stirling engine. Such heat transfer rate improvement is the subject of many research teams in the field of the Stirling engines. Mitsuo Kanzaka [1] studied the performance of heat exchangers in the Test Stirling Engine. T. Hussain [2] studied heat transfer through a cavity receiver for a solar-powered advanced Stirling engine generator. Zhengchang Song [3] researched Heat transfer enhancement in the tubular heater of Stirling engine for waste heat recovery from flue gas using steel wool. A. Ullmann [4] studied on efficiency and optimized dimensions of annular fins of different cross-section shapes. Experimental study on heat transfer of oscillating flow of a tubular Stirling engine heater, by Gang Xiao [5], and Computational analysis of external heat transfer for a tubular Stirling convertor, by Laura Solomon [6], along with Heat transfer characteristics of the oscillating flows of different working gases in U-shaped tubes of a Stirling engine, studied by Mingjiang Ni [7], Design of non-uniformly distributed annular fins for a shell-and-tube thermal energy storage unit by Xiaohu Yang [8], Enhanced heat dissipation in helically finned heat sink through swirl effects in free convection, studied by Vandana Kumari Jha. [9], and finally, the Effect of orientation on the thermal performance of a latent heat storage system equipped with annular fins – An experimental and numerical investigation, studied by Lokesh

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Kalapala, studied by Saripalli Raja. [10], simulation of combustion and thermal flow in an industrial boiler [11] are all background studies and literature reviews related to this research.

Due to the geometrical and computational complexity of the system, computational fluid dynamic (CFD) is employed to calculate heat transfer between interfacing domains, i.e., flue gas, heating surface and solid, and working fluid. Under force convection at the interface involves fluid mechanics and convection heat transfer. Retarding the flow or increasing the heating surface is the strategy to improve the heater. Installation of finned tubes instead of bare tubes inside the heater accomplishes both requirements. However, the flow pattern near the fin configuration becomes too complicated for engineers to calculate the heat transfer rate. Such the configuration of the finned tubes parameterized by fin area per tube and fin spacing has a trade-off between the flow pattern and heating surfaces. To evaluate the temperature distribution of the finned tubes, we resort to the ANSYS Fluent program to analyze fluid dynamics problems and simulate phenomena of the finned tube's heater (Fig. 1) to increase the heater's efficiency of the Stirling engine.

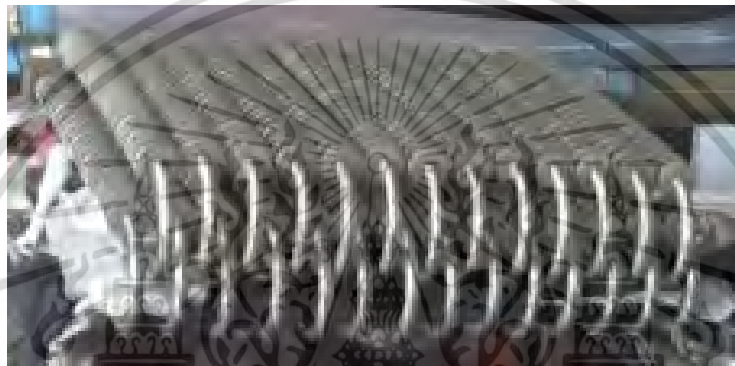


FIGURE 1. The fined heater of Stirling engine prototype.

PROBLEM SET-UP AND MODELING

The experiment method produces in two stages of study. We first build a model consisting of a heat exchanger chamber in which a finned tube is installed to represent the heat transfer phenomenon in our Stirling Engine. Fig. 2 shows the chamber configuration and dimension.

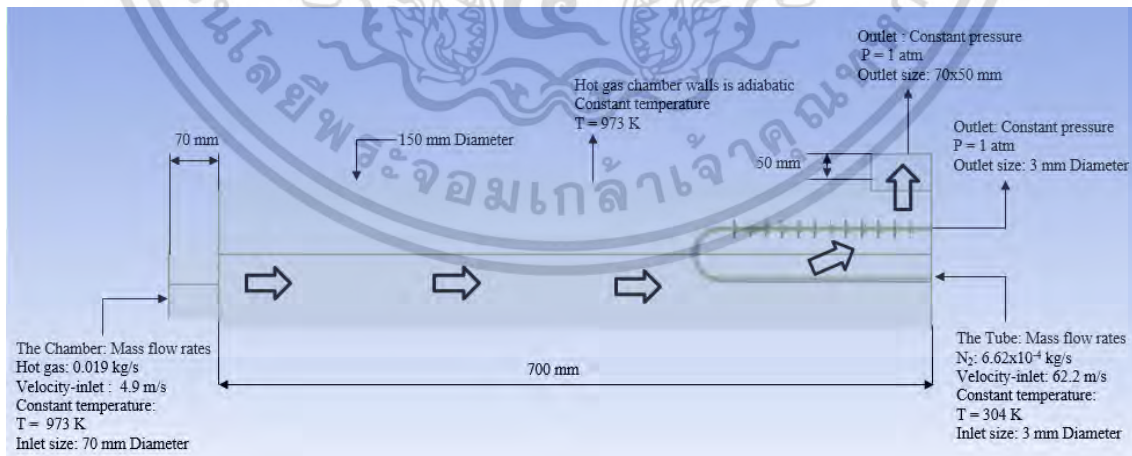


FIGURE 2. Heat exchanger chamber dimension

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The chamber has 700 mm in length and 150 mm in diameter. Flue gas flows through an inlet of 70 mm diameter in front of the chamber. The gas condition at the inlet is obtained from another biomass combustion model in which fuel used is rice husk. For simplicity, we set the fluid domain to be a hot air at 973 K with a flow rate of 0.019 kg/s. The hot air, as a result, passes through a finned tube and exchange thermal energy before leaving the chamber at the outlet

The finned tube is set up in a U-shape with a thickness of 1.675 mm and a length of 500 mm, as shown in Fig. 3. Nitrogen gas flows inside the tube at the mass flow rate of 6.62×10^{-4} kg/s at 304K. The first section of the tube is a bare area of the tube, while the other half path is the finned area. Each fin has the same thickness of 1.675 mm and an inside diameter of 6.35 mm. The fin parameters which define system configuration are outside fin diameters and fin spacing. For the first 5 cases, twelve fins with 16 mm spacing are welded to the tube in series along the length of 210 mm.

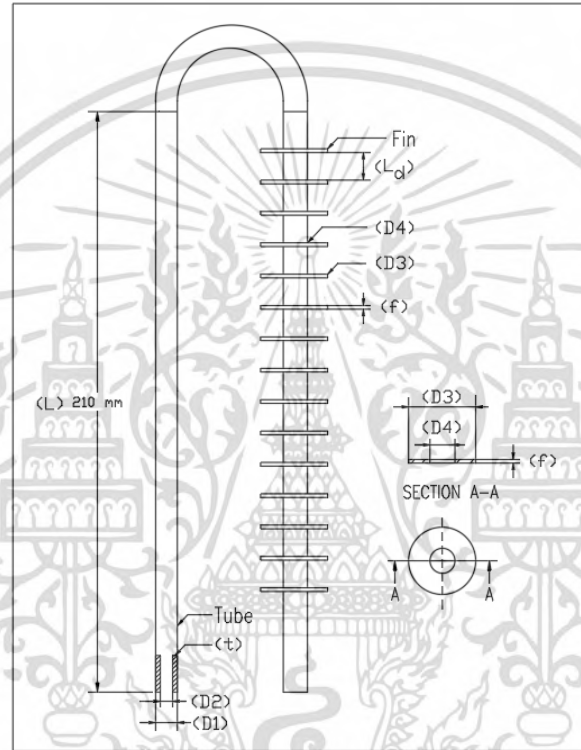


FIGURE 3. The dimension of fin-tube.

To study the influence of finned diameters (D3), we vary the value of D3 to be 10, 12, 14, 16, and 18 mm. The influence of the fin spacing is studied in the other 5 cases. These cases use different values of fin spacing at 14.0, 12.0, 10.0, 8.0, and 6.0 mm, while D3 is 18 mm. Table 1. and Table 2. summarize the tube parameters for each case.

TABLE 1. Dimensions of the fin and tube for the case 1 to 5

| List | Unit | Case 1 | Case 2 | Case 3 | Case 4 | Case 5 |
|----------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Number of fins (N) | Pieces | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 |
| Tube outside diameter (D1) | mm | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 |
| Tube inside diameter (D2) | mm | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Tube Thickness (t) | mm | 1.675 | 1.675 | 1.675 | 1.675 | 1.675 |
| Finned outside diameter (D3) | mm | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 |
| Finned inside diameter (D4) | mm | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 |
| Finned Thickness (f) | mm | 0.8 | 0.8 | 0.8 | 0.8 | 0.8 |
| Finned spacing (L _d) | mm | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 |
| Finned Length (L) | mm | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 |

TABLE 2. Dimension of the fin and the tube for case 6 to 10

| List | Unit | Case 6 | Case 7 | Case 8 | Case 9 | Case 10 |
|----------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|
| Number of fins (N) | Pieces | 14 | 16 | 19 | 24 | 32 |
| Tube outside diameter (D1) | mm | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 |
| Tube inside diameter (D2) | mm | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Tube Thickness (t) | mm | 1.675 | 1.675 | 1.675 | 1.675 | 1.675 |
| Finned outside diameter (D3) | mm | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 |
| Finned inside diameter (D4) | mm | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 | 6.35 |
| Finned Thickness (f) | mm | 0.8 | 0.8 | 0.8 | 0.8 | 0.8 |
| Finned spacing (L _d) | mm | 14 | 12 | 10 | 8 | 6 |
| Finned Length (L) | mm | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 |

In the second stage, we analyze the heat transfer rate for each different finned configuration using CFD. The transport equations of the working fluid are the full three-dimensional Navier-Stokes equations. The flow is steady and incompressible. The conservation equations for mass, momentum, and energy are

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \nabla (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{V} (\rho E + p)) = \nabla [k_{eff} \nabla T - \sum_j \bar{h}_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{V})] + S_h \quad (3)$$

τ' , the stress tensor is given by

$$\tau' = \mu [\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T] - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \cdot I \quad (4)$$

In which I is the unit tensor. In the energy equation, E is

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (5)$$

For incompressible flow, h (sensible enthalpy) is

$$h = \sum_j -\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (6)$$

Boundary Conditions and Turbulence model

The boundary conditions are the flow and thermal variables at the boundary of the system. Mass-flow conditions are applied at the inlet of the chamber and the tube. Pressure outlet boundary conditions are applied at the outlet of the chamber and the tube. Thermal conditions of the chamber wall are treated as adiabatic walls. All interfaces are stationary with no-slip conditions. The detailed boundary conditions are summarized in Table 3. below. The condition and computational domain are illustrated in Fig. 4

TABLE 3. Computational boundary condition

| Chamber | Tube |
|---|---|
| Fluid domain | Fluid domain |
| Hot air inside the chamber | N ₂ gas inside the finned tube |
| inlet: $\dot{m}_{inlet} = 0.019 \text{ kg/s}$ | inlet: $\dot{m}_{inlet} = 6.62 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ |
| T _{inlet} = 973 K | T _{inlet} = 304 K |
| Density: 0.62 kg/m ³ | Density: 1.5 kg/m ³ |

Inlet area : 0.0038 m²
 Outlet: Constant pressure at P = 1 atm.

Inlet area: 0.0000071 m²
 Outlet: Constant pressure at P = 1 atm.

Walls: No-slip condition: u=0, v=0, w=0, adiabatic wall

Walls: Enhanced wall treatment function
 Materials: Aluminum

The specific heat of the species is temperature dependant defined as a piecewise-polynomial default function of the software.

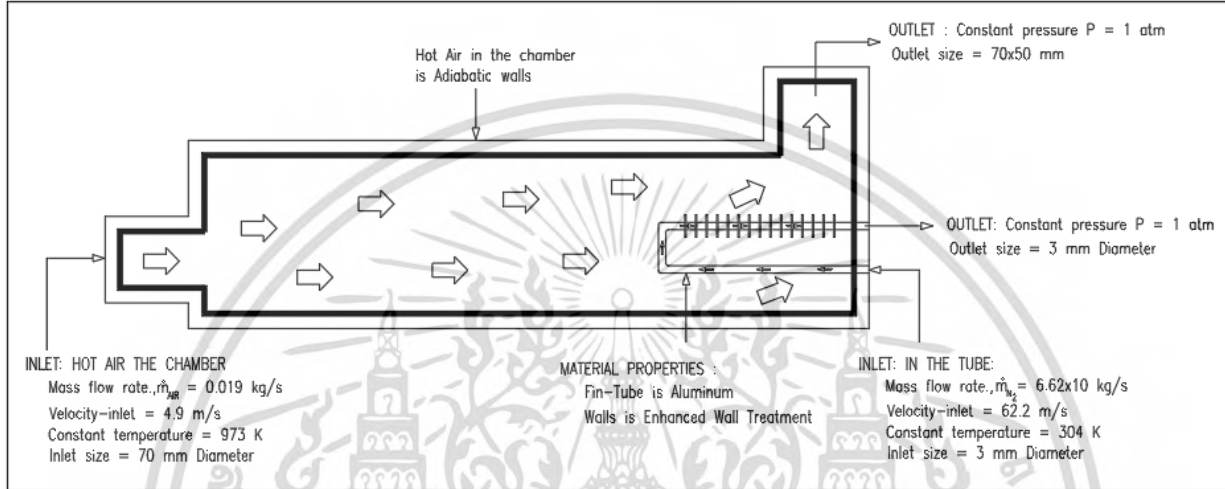


FIGURE 4. The computational domain and boundary conditions.

We select the standard $k - \varepsilon$ model of the fluid flow inside the chamber, and the tube since the computational model is stable and robust for a wide range of wall-bound and free-shear flows. The turbulence kinetic energy, k and its rate of dissipation, ε are obtained from the following transport equations:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \right] + G_K + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_K \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\mu_\varepsilon}{\sigma_{x_j}} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{K} - (G_K + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} + S_\varepsilon \quad (8)$$

In these equations, G_K represents the generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients and the Reynolds stress, expressed as

$$G_K = \rho \overline{\mu_t} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (9)$$

G_b represents the generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy, calculated as

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (10)$$

Pr_t is the turbulent Prandtl number and g_i is the component of gravitational vector in the i -th direction. For standard $k - \varepsilon$ model, the value for Pr_t is set 0.85 in this study β is the coefficient of thermal Expansion and given as

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (11)$$

In equation (8), Y_M represents the contribution of the fluctuating dilatation in compressible turbulence to the overall dissipation rate, and is given as

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2, M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}}$$

where $a = \sqrt{\gamma RT}$ is the speed of sound. The turbulent (or eddy) viscosity, μ_t is computed by combining k and ε as $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ Where $C_{I\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 0.09, \sigma_K = 1.0, \sigma_t = 1.3$

Computational Method

After specifying all relevant governing equations in the last section, we employ Ansys FLUENT, a Commercial software, to convert the equation into a system of algebraic equations. The computational algorithm firstly solves continuity, momentum, and $k - \varepsilon$ turbulence equations using the SIMPLE algorithm (pressure-predictor-correction method). The numerical algorithm provides velocity and pressure distribution for energy and temperature distribution inside the domain. The temperature distribution at the interface, including convection and conduction heat transfer, is updated for continuity. The computational will continue for the convergence checking technique—the algorithm repeat for each specified time step. For generality, mesh convergence is presented at different mesh sizes.

RESULTS AND DISCUSSION

Suitable mesh size is initially studied. For a suitable computational time, we use a mesh size of 0.75 mm. The result is shown in Table 4.

TABLE 4. Meshing convergence base on elements side

| Mesh: (Size) | Elements: (Q'ty) | Temperature: (Celsius) | Heat transfer: (Watt) |
|--------------|------------------|------------------------|-----------------------|
| 1.0 | 1176693 | 681 | 199.00 |
| 0.75 | 1176007 | 684 | 200.49 |
| 0.5 | 1176216 | 684 | 200.75 |
| 0.1 | 1175909 | 684 | 200.39 |
| 0.08 | 1177271 | 685 | 200.87 |

The analysis of the heat exchange and thermal flow behavior between hot air and nitrogen is demonstrated by fin efficiency as follows.

$$\varepsilon_{fin} = \frac{\dot{Q}_{fin}}{Q_{on\ fin}} = \frac{\dot{Q}_{fin}}{hA_b(T_b - T_\infty)} = \frac{\eta_{fin} h A_{fin} (T_b - T_\infty)}{hA_b(T_b - T_\infty)} = \eta_{fin} \frac{A_{fin}}{A_b} \quad (12)$$

The result of the calculation is summarized in Tables 5. and 6.

TABLE 5. Show solution of a variations finned outside diameter, D3

| Item | Finned outside diameter, D3 (mm) | Nitrogen outlet temperature | Hot Air outlet temperature | Fin Effectiveness (ε_{fin}) | Heat transfer (watt) |
|--------|----------------------------------|-----------------------------|----------------------------|---|----------------------|
| Case 1 | 10 | 644 | 905 | 1.1 | 179 |
| Case 2 | 12 | 657 | 888 | 1.1 | 187 |
| Case 3 | 14 | 675 | 909 | 1.2 | 196 |
| Case 4 | 16 | 687 | 903 | 1.2 | 205 |
| Case 5 | 18 | 684 | 899 | 1.2 | 200 |

TABLE 6. Show solution of a variations number of fins, N

| Item | Finned outside diameter, D3 (mm) | Nitrogen outlet temperature | Number of Fins, N (Pieces) | Finned spacing (Ld) | Fin Effectiveness (ϵ_{fin}) | Heat transfer (watt) |
|---------|----------------------------------|-----------------------------|----------------------------|---------------------|--|----------------------|
| Case 6 | 18 | 684 | 14 | 14 | 1.2 | 202 |
| Case 7 | 18 | 756 | 16 | 12 | 1.4 | 239 |
| Case 8 | 18 | 705 | 19 | 10 | 1.3 | 212 |
| Case 9 | 18 | 713 | 24 | 8 | 1.3 | 216 |
| Case 10 | 18 | 721 | 32 | 6 | 1.3 | 220 |

It was found that as the diameter increased from 10, 12, 14, 16, and 18 mm, the fin effective also increased from 1.1, 1.1, 1.2, 1.2, to 1.2 mm. The fin diameter is chosen at the size of 18 mm. For the number of fin, the higher the heating surface available, the more the fin efficiency. The number of 16 fins is the most effective number. The efficiency of 14, 16, 19, 24, and 32 are 1.2, 1.4, 1.3, 1.3, and 1.3, respectively. Figs. 5 and 6 present the graphical representation of the results.

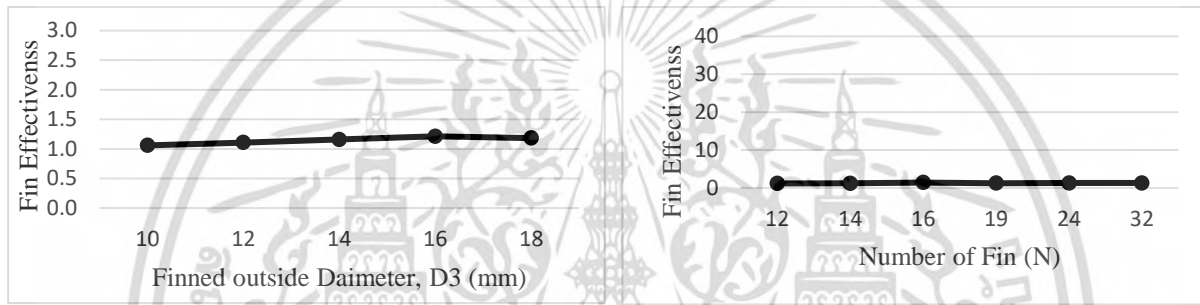


FIGURE 5. Variation Finned outside diameter and with fin effectiveness

FIGURE 6. Relationship between the number of fins with fin effectiveness

CONCLUSION

The studies of fin heat transfer enhancement and investigation from the heat gain area, pipe size, and simulation of fin temperature distribution have been affected by heat transfer of the finned tubes. By increasing the pipe sizes in all five cases from 10, 12, 14, 16, and 18 mm, the suitable size by investigating each case's fin effectiveness value resulted in the best outside diameter of 18 mm. Of all five cases, starting at 14, 16, 19, 24, and 32 fins, from the fin effectiveness value of each case, the result shows a suitable number of fins is 16 fins. We found that increasing the tube size and increasing the tube diameter will increase the heat gain area of the Stirling engine heater. It is found that the flow direction of the hot air in the chamber directly affects the fin efficiency. The first fin had the highest temperature. The temperature gradually reduces with distance towards the next fin. Due to the restricted area in the biomass combustion chamber and the pipe length; thus, the number of fin tubes can not exceed the limited numbers as per designed values.

ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to acknowledge the support of National Research Council of Thailand: NRCT, on this project which cooperates with King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang (KMITL). We wish to thank who contributed significantly to the project. We also wish to thanks Mr. Cherdasak Onjeera and Mr. Pongnarin Savangvong for their contributions.

REFERENCES

1. M. Kanzaka and M. Iwaabuch, "Study on Heat Transfer of Heat Exchangers in the Stirling Engine : Performance of Heat Exchangers in the Test Stirling Engine," JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties. **35**, 647-652 (1992).
2. T.Hussain, M. D. Islam, I. Kubo and T. Watanabe, "study of heat transfer through a cavity receiver for a solar powered advanced Stirling engine generator," Applied Thermal Engineering. **104**, 751-757 (2016).
3. Z. Song, J. Chen and L. Yang, "Heat Transfer enhancement in tubular heater of Stirling engine for waste heat recovery from flue gas using steel wool," Applied Thermal Engineering. **87**, 499-504 (2015).
4. A. Ullmann and H. Kalman, "Efficiency and optimized dimensions of annular fins of different cross-section shapes," International Journal of Heat and Mass Transfer. **32**, 1105-1110 (1989).
5. G. Xiao, C. Chen, B. Shi, K. Cen and M. Ni, "Experimental study on heat transfer of oscillating flow of a tubular Stirling engine heater," International Journal of Heat and Mass Transfer. **71**, 1-7 (2014).
6. L. Solomon and S. Qiu, "Computational analysis of external heat transfer for a tubular Stirling convertor," Applied Thermal Engineering. **137**, 134-141 (2018).
7. M. Ni, B. Shi, G. Xiao, Z.Luo and Cen, "Heat transfer characteristics of oscillating flows different working gasses in U-shaped tubes of a Stirling engine," Applied Thermal Engineering. **89**, 569-577 (2015).
8. X. Yang, J. Guo, B. Yang, H. Cheng, P. Wei and Y.-L. He, "Design of non-uniformly distributed annular fins for a shell-and-tube thermal energy storage unit," Applied Energy. **279**, 115772 (2020).
9. V.K. Jha and S.K. Bhaumik, "Enhanced heat dissipation in helically finned heat sink through swirl effects in free convection," International Journal of Heat and Mass Transfer. **138**, 889-902 (2019).
10. L. Kalapala and J.K. Devanuri, "Effect of orientation on thermal performance of a latent heat storage system equipped with annular fins – An experimental and numerical investigation," Applied Thermal Engineering. **183**, 116244 (2021).
11. R. Saripalli and T. Wang, "Simulation of combustion and thermal flow in an industrial boiler," Proceeding of in IETC - Industrial Energy Technology Conference. (2005).



ภาคผนวก ค.
ประวัติผู้เขียน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

| | |
|--|--|
| ชื่อ | นายพรรชา ตันตระกูล |
| วัน เดือน ปีเกิด | 24 กรกฎาคม 2518 |
| ที่อยู่ | เลขที่ 4/1074 ซ.เสรีไทย57 แขวงคลองกุ่ม เขตบึงกุ่ม กรุงเทพมหานคร 10240 |
| ประวัติการศึกษา | ปี 2548 : จบการศึกษา วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต วศ.บ.(วิศวกรรมเครื่องกล) มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร., กรุงเทพมหานคร ปี 2562 : กำลังศึกษา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต วศ.ม.(วิศวกรรมเครื่องกล) สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง., กรุงเทพมหานคร |
| ผลงานด้านวิชาชีพ (ใบอนุญาต, การ ขึ้นทะเบียนกับรัฐ และฝึกอบรม) | - ใบอนุญาตประกอบวิชาชีพวิศวกรรมควบคุมสาขา: เครื่องกล, ระดับสามัญวิศวกร, เลขทะเบียน สก.3950, ออกโดย สภาวิศวกร, ตามพระราชบัญญัติวิศวกร พ.ศ. 2542. - ขึ้นทะเบียนเป็น “วิศวกรตรวจสอบหม้อน้ำหรือหม้อต้มที่ใช้ของเหลวเป็นสื่อทำความร้อน” ตามทะเบียนเลขที่ 6-61-1669 ออกโดย กรมโรงงานอุตสาหกรรม(กรอ.) กรุงเทพมหานคร - ขึ้นทะเบียนเป็น “วิศวกรผู้ตรวจสอบ เครื่องจักร, บันจัน, หม้อน้ำ” ออกโดย กรมสวัสดิการ และคุ้มครองแรงงาน (กสร.) กรุงเทพมหานคร - ขึ้นทะเบียนเป็น “ผู้ทำหน้าที่ผู้ตรวจประเมิน ในการออกแบบก่อสร้างหรือดัดแปลงอาคาร เพื่อการคำนวณรัศมีพลังงาน และมาตรฐาน หลักเกณฑ์ และวิธีการในการออกแบบอาคารเพื่อ อนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2563” ออกโดย กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน (พพ.) กระทรวงพลังงาน กรุงเทพมหานคร - สำเร็จการฝึกอบรมวิชาชีพ “การใช้ Psychometrics ในการออกแบบระบบปรับอากาศ” รุ่นที่ 1 ออกโดย คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยพะเยา., จังหวัดพะเยา |
| ผลงานทางวิชาการ | Heat Transfer Enhancement and Investigation on Stirling Engine Heater with Biomass Application. The 7th International Conference on Engineering, Applied Sciences and Technology (ICEAST 2021). Vol. 2397, 1-3 April 2021, Bangkok, Thailand |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติการทำงาน 2548 - 2549

ตำแหน่ง : วิศวกรผู้ควบคุมงานระบบ

บริษัท : บริษัท แพลน คอนซัลแตนท์ส จำกัด

หน้าที่หลัก : ควบคุมการติดตั้ง

1. ระบบปรับอากาศและระบายอากาศ (HVAC System)
2. ระบบดับเพลิง (Fire Protection System)
3. ระบบสุขาภิบาล (Sanitary System)

โครงการ : โรงแรมสนามบินนานาชาติสุวรรณภูมิ กรุงเทพมหานคร ประเทศไทย

2549 - 2557

ตำแหน่ง : วิศวกรผู้ออกแบบและอำนวยความสะดวกติดตั้ง

บริษัท : บริษัท ไทคิษา(ประเทศไทย) จำกัด

หน้าที่หลัก : ออกแบบและอำนวยความสะดวกติดตั้ง

1. ระบบปรับอากาศและระบายอากาศ (Hvac System)
2. ระบบปรับอากาศสำหรับห้องสะอาด (Hvac Cleanroom system)
3. ระบบดับเพลิง (Fire Protection System)
4. ระบบสุขาภิบาล (Sanitary System)
5. ระบบอากาศอัดความดันสูง-ต่ำ (High-Low Compressed air systems)
6. ระบบดูดฝุ่นทั่วไป-อุตสาหกรรม (Cleaning and Industrial vacuum syst)
7. ระบบก๊าซหุงต้ม (LPG System)

โครงการ : โรงงานซีเกดโคราช รง-4, จังหวัดนครราชสีมา, ประเทศไทย (อำนวยความสะดวกติดตั้ง)

โครงการ : Laem Chabang Logistics Center., จังหวัดชลบุรี., ประเทศไทย (ออกแบบ)

โครงการ : โรงงาน TPI NEW FACTORY., จังหวัดอยุธยา., ประเทศไทย (ออกแบบ)

โครงการ : โรงงาน HTN แพลมอบังโลจิสติกส์., จังหวัดชลบุรี., ประเทศไทย (ออกแบบ)

โครงการ : โรงงาน Aisin Thailand Automotive Casting New Factory

นิคมอุตสาหกรรมภินทรบุรี., จังหวัดปราจีนบุรี., ประเทศไทย(อำนวยความสะดวกติดตั้ง)

โครงการ : โรงงาน Nidec Rojana New Factory., จังหวัดพระนครศรีอยุธยา.,(ออกแบบ)

โครงการ : โรงงาน Fabrinet Bldg#3 Renovation., จังหวัดปทุมธานี.,(ออกแบบ)

โครงการ : โรงงาน Eletto (Thailand) New Factory,จังหวัดพระนครศรีอยุธยา(ออกแบบ)

โครงการ : โรงงาน WD Building No.6., จังหวัดพระนครศรีอยุธยา., (ออกแบบ)

โครงการ : โรงงาน KLT-8., จังหวัดนครราชสีมา., ประเทศไทย (อำนวยความสะดวกติดตั้ง)

โครงการ : โรงงาน Nihon Plast Factory 2 ., จังหวัดระยอง., ประเทศไทย(ออกแบบ)

โครงการ : โรงงาน NXP. Canteen Renovation., จังหวัดกรุงเทพ., (ออกแบบ)

โครงการ : โรงงาน RIST NEW LSI BLDG., จังหวัดปทุมธานี., ประเทศไทย(ออกแบบ)

โครงการ : โรงงาน FTM Expansion-VOCF., จังหวัดระยอง., ประเทศไทย (ออกแบบ)

โครงการ : โรงงาน FTM ExpansionPH-3(Blanker). จังหวัดระยอง ประเทศไทย(ออกแบบ)

โครงการ : Cleanroom (ISO. Class 7) for PTT PMMA., ระยอง ประเทศไทย (ออกแบบ)

โครงการ : Cambodia Hospital., ประเทศกัมพูชา (ออกแบบ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2559 - 2563

ตำแหน่ง : วิศวกรผู้ออกแบบ

บริษัท : บริษัท อีอีซี ลินคอล์น สก๊อตต์ จำกัด

หน้าที่หลัก : ออกแบบงานระบบในอาคาร ดังต่อไปนี้

1. ระบบปรับอากาศและระบายอากาศ (Hvac System)
2. ระบบอัดอากาศบันไดหนีไฟ (Pressurization air System)
3. ระบบระบายควันไฟ (Smoke Exhaust System)

โครงการ : ShanataForum-01 High Building., Dhaka., ประเทศบังกลาเทศ

โครงการ : สถาบันวิจัย CRI Research., กรุงเทพมหานคร., ประเทศไทย

โครงการ : โรงแรม Anantara VC Ph-III., จังหวัดภูเก็ต., ประเทศไทย

โครงการ : โรงแรม Movenpick, Karon Beach., จังหวัดภูเก็ต., ประเทศไทย

โครงการ : โรงแรม Melia, Patong., จังหวัดภูเก็ต., ประเทศไทย

โครงการ : พัทยาสปอร์ตคลับ., จังหวัดชลบุรี., ประเทศไทย

2564 - ปัจจุบัน

ตำแหน่ง : วิศวกรผู้ออกแบบ

บริษัท : บริษัท Turnkey all จำกัด

หน้าที่หลัก : ออกแบบและเป็นที่ปรึกษา

1. ระบบปรับอากาศและระบายอากาศ (Hvac System)

โครงการ : Centara AO Nang Beach Resort & Spa Krabi., จังหวัดกระบี่., ประเทศไทย

โครงการ : The Matt Sathorn-Thaphra., สมุทรปราการ., ประเทศไทย

โครงการ : The Matt 2 Sathorn Thaphra., สมุทรปราการ., ประเทศไทย

โครงการ : Renovation 1st FL HVAC System of Emerral Hotel., กรุงเทพมหานคร

โครงการ : ศรีราชาคอมเพล็กซ์., อ.ศรีราชา., จังหวัดชลบุรี., ประเทศไทย

ศึกษาดูงาน

ต่างประเทศ

ครั้งที่ 1

1 - 30 ธันวาคม 2558

ประเทศ : สาธารณรัฐประชาชนจีน

มหานคร : นานจิง (南京)

บริษัท : บริษัท MayAir จำกัด

สถานที่ : โรงงานผลิต Filter นิคมอุตสาหกรรมหนานจิง มหานครหนานจิง

ดูงาน : เทคโนโลยีการผลิตชั้นสูง PRE-FILTER, MEDIUTE FILTER, HEPA, UNPA, OTHER

สำหรับ ระบบปรับอากาศทั่วไปและระบบปรับอากาศห้องสะอาด (CLEANROOM SYSTEM)

ศึกษาดูงาน

ต่างประเทศ

ครั้งที่ 2

15 - 21 พฤษภาคม 2562

ประเทศ : ประเทศญี่ปุ่น

มหานคร : เกียวโต (京都市)

บริษัท : บริษัท Daikin Saim Sale จำกัด

ดูงาน : เทคโนโลยีผลิตเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก FCU, PAC, WATER COOLING

CHILLER, OTHER สำหรับ ระบบปรับอากาศทั่วไป (HVAC SYSTEM)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ยืมได้เห็น ใบระเบียบข้อบังคับการคัด

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้