สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การประหยัดพลังงานโดยการปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนในระบบโรงงาน

ENERGY SAVING BASE ON UPGRADING SYSTEM IN COMPOSITE PLANT

T060898

พิษณุ พร้อมวงษ์

PISSANU PROMWONG

วพ.
พ7640
2548
เลขหมู่
เลขทะเบียน 60898
วัน,เดือน,ปี 6 ก.ค. 2549
b 11591894
i

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมการวัดคุม

บัณฑิตวิทยาลัย

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2548

ISBN-974-15-1489-1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ENERGY SAVING BASE ON UPGRADING SYSTEM IN COMPOSITE PLANT

PISSANU PROMWONG

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN INSTRUMENTATION ENGINEERING
SCHOOL OF GRADUATE STUDIES
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2005

ISBN-974-15-1489-1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

COPYRIGHT 2005

SCHOOL OF GRADUATE STUDIES

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การประหยัดพลังงานโดยการปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนในระบบโรงงาน
นักศึกษา	นาย พิษณุ พร้อมวงษ์
รหัสนักศึกษา	45060403
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมการวัดคุม
พ.ศ.	2548
อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์	รศ.ประสิทธิ์ จุลเสรีวงศ์

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้ เป็นการนำเสนอการปรับปรุงระบบการถ่ายเทความร้อนเพื่อการประหยัดพลังงาน เป็นการเสนอเทคนิคของการเปลี่ยนวิธีการถ่ายเทความร้อนจากแบบดั้งเดิม ซึ่งเป็นแบบตัวหนอน (Worm Cooler) โดยใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นเพลตและเฟรม (Plate and Frame Heat Exchanger) การปรับปรุงประสิทธิภาพจากการใช้งานระบบคูลลิ่งของโรงงานคอมโพสิตในประเทศไทย ถูกอธิบายไว้เป็นกรณีศึกษาผลจากประสบการณ์นี้ ถูกนำเสนอในด้านการประหยัดค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน และรวมถึงผลประโยชน์ทางด้านเศรษฐศาสตร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title Energy saving base on Upgrading Cooling System in Composite plant

Student Mr. Pissanu Promwong

Student ID 45060403

Degree Master of Engineering

Programme Instrumentation Engineering

Year 2005

Thesis Advisor Assoc.Prof. Prasit Julsereewong

ABSTRACT

This paper presents an upgrading cooling system to minimize the energy costs based on the energy saving. The proposed technique uses a Plate-and-Frame Heat Exchanger to replace the traditional Worm Cooler. The performances of the proposed upgrading were observed using a cooling system of the composite plant in Thailand as an illustrative case study. The experimental results demonstrating the saving in energy costs and some economic benefits of the proposed technique are included.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยดี ผู้เขียนขอกราบขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ประสิทธิ์ จุลเสรีวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างสูงที่ได้ให้คำปรึกษาแนวทางในการแก้ปัญหา ความคิดริเริ่ม ตลอดจนการฝึกฝนให้ผู้เขียนมีความสามารถในการทำการศึกษาได้อย่างมีประสิทธิภาพ รวมถึงให้ความเอาใจใส่ดูแลสอบถามถึงความก้าวหน้าอย่างสม่ำเสมอ ทำให้ผู้เขียนทำงานอย่างมีระบบ และใช้เวลาอย่างมีประสิทธิภาพ

ขอขอบคุณ เจ้าหน้าที่ฝ่ายปฏิบัติการของโรงงานคอมโพสิต บริษัทเชลล์แห่งประเทศไทย ที่ให้ข้อมูล บันทึกข้อมูล รวมถึงรวบรวบข้อมูลเพื่อให้ผู้เขียนใช้เป็นแนวทางปรับปรุงแก้ไขโรงงาน

ขอขอบคุณ คุณพัชรมณฑ์ บูรณสมภพ และ คุณสุราษฎร์ เศวตศุทธิสรร แห่งบริษัท Alfa-Laval ประเทศไทยที่เอื้อเฟื้อข้อมูลต่างๆ

ขอขอบคุณอาจารย์ อัมพวัน ใจกล้า ที่ช่วยแนะนำผู้เขียนถึงแนวทางในการเขียนวิทยานิพนธ์ให้เป็นไปตามหลักการที่ถูกต้อง

และท้ายที่สุดขอบกราบขอบพระคุณ คุณพ่อ และ คุณแม่ ที่สนับสนุนให้โอกาสแก่ผู้เขียนจนได้เล่าเรียนจนถึงทุกวันนี้

คุณค่าและประโยชน์อันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้เขียนขอมอบให้แก่ผู้มีพระคุณทุกท่าน

พิษณุ พร้อมวงษ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....I

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....II

กิตติกรรมประกาศ.....III

สารบัญ.....IV

สารบัญตาราง.....VIII

สารบัญรูป.....IX

บทที่ 1 บทนำ.....1

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....1

1.2 วัตถุประสงค์ในการทำวิทยานิพนธ์.....2

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา.....3

1.4 ทฤษฎีหรือแนวคิดที่ใช้ในการวิจัย.....3

1.5 ขอบเขตการวิจัย.....3

1.6 ขั้นตอนการศึกษา.....3

1.7 รายละเอียดของวิทยานิพนธ์.....4

บทที่ 2 ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน.....5

2.1 บทนำ.....5

2.2 ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน.....5

2.2.1 การถ่ายเทความร้อน โดยการนำ.....5

2.2.2 การถ่ายเทความร้อน โดยการพาหรือการพาความร้อน.....7

2.2.3 การถ่ายเทความร้อน โดยการแผ่รังสีหรือการแผ่รังสีความร้อน.....8

2.3 หลักการออกแบบทางความร้อนและทางกล.....10

2.3.1 การออกแบบทางความร้อน.....10

2.3.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....11

2.3.2.1 หลักการของการไหล.....11

2.3.2.2 ค่าความแตกต่างอุณหภูมิเชิงล๊อก.....12

2.3.2.3 การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลสองชนิด.....15

2.3.2.4 ความสัมพันธ์พื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน.....16

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.3.2.5 การสูญเสียความร้อน....................17

2.3.2.6 การสูญเสียพลังงานเนื่องจากแรงเสียดทาน....................17

2.3.2.7 การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (*U*)....................18

2.3.2.8 ค่าแรงดันสูญเสีย....................21

2.3.2.8.1 ค่าแรงดันสูญเสียของ PHE....................22

2.3.2.8.2 ค่าแรงดันสูญเสียของ S&TE....................24

2.3.2.9 ค่าความยาวทางความร้อน หรือ ค่าเทดต้า....................28

2.3.2.10 แผ่นเพลตและเทดต้าแชนแนลสูง/ต่ำ....................29

2.3.2.11 ค่าคุณสมบัติทางกายภาพ....................30

2.3.2.12 ค่าฟาววิ่งแฟคเตอร์....................30

2.3.3 การออกแบบทางกล....................30

2.4 บทสรุป....................31

บทที่ 3 ระบบคูลลิ่งในโรงงาน....................32

3.1 บทนำ....................32

3.2 ระบบการคูลลิ่งในโรงงาน....................32

3.2.1 การทำงานของลูปเบสอีมัลชั่นเย็น....................33

3.2.2 การทำงานของลูปน้ำเย็น....................34

3.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน....................34

3.3.1 วิธีการออกแบบ....................34

3.3.2 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน....................38

3.3.3 การคำนวณค่าแรงดันสูญเสีย....................41

3.4 บทสรุป....................41

บทที่ 4 การปรับปรุงระบบการคูลลิ่ง....................42

4.1 บทนำ....................42

4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเพลตและเฟรม....................42

4.2.1 ลักษณะโครงสร้างของ PHE....................43

4.2.2 ข้อดี-ข้อเสียจากการใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE....................46

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.2.2.1 ข้อดีของการใช้ PHE....46
4.2.2.2 ข้อเสียของการใช้ PHE....47
4.2.3 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ PHE....48
4.2.3.1 การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเบสอีมัลชั่น....50
4.2.3.2 การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำ....51
4.2.4 การออกแบบทางกลของ PHE....53
4.2.5 การคำนวณโดยใช้โปรแกรม CAS-200....54
4.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ (S&TE)....55
4.3.1 ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน S&TE....55
4.3.2 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่อ....56
4.3.3 ลักษณะโครงสร้างของ S&TE....56
4.3.4 หลักเกณฑ์การเลือกของไหลที่อยู่ในท่อ....59
4.3.5 การจัดเส้นทางการไหลของ S&TE....61
4.3.6 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ S&TE....62
4.4 ผลการเปรียบเทียบข้อดี-ข้อเสียระหว่าง PHE กับ S&TE....67
4.5 บทสรุป....71

บทที่ 5 ผลการปรับปรุงระบบคูลลิ่ง....72

5.1 บทนำ....72
5.2 ผลการปรับปรุงระบบการคูลลิ่ง....72
5.2.1 การอ่านค่าและบันทึกผล....77
5.2.2 ค่าใช้จ่ายก่อน-หลังการปรับปรุงระบบคูลลิ่ง....78
5.2.2.1 ค่าใช้จ่ายของระบบการคูลลิ่งก่อนปรับปรุง....78
5.2.2.2 ค่าใช้จ่ายของระบบการคูลลิ่งหลังปรับปรุง....79
5.2.3 ผลที่ได้รับจากการปรับปรุงระบบคูลลิ่งของโรงงาน....80
5.2.4 จุดคุ้มทุนในการผลิต....80
5.3 บทสรุป....80

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

บทที่ 6 บทสรุปและวิจารณ์..81

6.1 บทสรุป..81

6.2 ปัญหาที่พบในการติดตั้ง การใช้งาน และแนวทางในการแก้ปัญหา..............................81

6.2.1 ปัญหาที่พบขณะทำการทดสอบการใช้งาน (Commissioning) 81

6.2.2 ปัญหาที่พบจากการใช้งาน...82

6.3 ข้อเสนอแนะและแนวทางในการทำวิจัยต่อ..82

เอกสารอ้างอิง...84

ภาคผนวก...86

ภาคผนวก ก. รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบการคูลลิ่ง...87

ภาคผนวก ข. ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์..92

ประวัติผู้เขียน...102

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่ หน้า

2.1 ตัวอย่างคุณสมบัติของของไหลที่นำมาใช้ในการคำนวณค่าU....20
3.1 แสดงค่าอุณหภูมิกับระยะเวลาที่ใช้ในการคูลลิ่งเบสอีมัลชั่น....38
4.1 วัสดุที่ใช้ทำแผ่นเพลตกับลักษณะเงื่อนไขการนำไปใช้งาน....47
4.2 ข้อมูลที่เป็นประโยชน์ของ PHE....48
4.3 แสดงชนิดของปะเก็นกับอุณหภูมิที่ใช้งาน....48
4.4 เงื่อนไขการออกแบบค่าทางความร้อนและทางกลของ PHE....49
4.5 ผลการคำนวณค่าทางกลด้วยโปรแกรมCAS-200....54
4.6 ผลการออกแบบทางความร้อนด้วยโปรแกรม CAS-200....55
4.7 ผลการคำนวณโดยใช้วิธี Kern Method....65
4.8 ผลการคำนวณทางความร้อนของ S&TE โดยใช้โปรแกรม HTRI....66
4.9 ผลการออกแบบทางกลของ S&TE ด้วยโปรแกรม HTRI....67
4.10 ผลการเปรียบเทียบการคำนวณระหว่าง PHE และ S&TE....68
4.11 เปรียบเทียบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE และ S&TE....70
4.12 เปรียบเทียบผลดี-ผลเสียระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE และ S&TE....71
5.1 คุณสมบัติของ PHE ในแต่ละรุ่นของบริษัท Alfa-Laval....72
5.2 รายละเอียดค่าใช้จ่ายเมื่อติดตั้งระบบคูลลิ่งแบบ PHE....73
5.3 แสดงค่าอุณหภูมิกับเวลาในการคูลลิ่งผลิตภัณฑ์เบสอีมัลชั่น....76
5.4 แสดงค่าอุณหภูมิเปรียบเทียบกับระยะเวลาหลังการปรับปรุงการคูลลิ่ง....77
5.5 แสดงรายละเอียดของการใช้พลังงานในอุปกรณ์ต่างๆ ก่อนการปรับปรุง....78
5.6 แสดงรายละเอียดของการใช้พลังงานในอุปกรณ์ต่างๆ หลังการปรับปรุง....79

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่		หน้า
2.1	การนำความร้อนผ่านตัวกลางใน 1 มิติ พิกัด x	6
2.2	การกระจายความเร็วและอุณหภูมิของของไหลขณะเกิดการพาความร้อนบริเวณใกล้ผิวให้ความร้อน	7
2.3	การพาความร้อนในชั้นชิดผิวความร้อนและชั้นชิดผิวความเร็ว	7
2.4	การแผ่รังสีแลกเปลี่ยนกันระหว่างพื้นผิวหนึ่งกับสิ่งแวดล้อมโดยรอบ	9
2.5	แสดงการไหลแบบตามกัน	12
2.6	กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของไหลเมื่อไหลแบบตามกัน	13
2.7	แสดงการไหลแบบสวนทางกัน	13
2.8	กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของไหลเมื่อไหลแบบสวนทางกัน	14
2.9	ความสัมพันธ์พื้นฐานการถ่ายเทความร้อน	16
2.10	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Re,Nu,Pr	19
2.11	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานในท่อ	25
2.12	แนวความคิดของการผสมกันของเทคต้า	29
3.1	แสดงไดอะแกรมของกระบวนการผลิตเบสอีมัลชั่น	32
3.2	แสดงลูป (Loop) ของระบบการคูลลิ่ง	33
3.3	ระบบการคูลลิ่งด้วยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน (Worm Cooler)	35
3.4	แบบจำลองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน	36
3.5	ระบบคูลลิ่งที่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน	36
3.6	โครงสร้างบ่อน้ำของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน	37
3.7	แสดงส่วนประกอบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน	37
3.8	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ก่อนปรับปรุงระบบคูลลิ่ง	39
4.1	ส่วนประกอบต่าง ๆของ PHE	44
4.2	ลักษณะการออกแบบแผ่นเพลต	45
4.3	การจัดรูปแบบเส้นทางการไหลของของไหลผ่าน PHE	46
4.4	แสดงรูปแบบการไหลของของไหลบนแผ่นเพลต	46
4.5	แสดงการหาขนาดของแผ่นเพลต	53
4.6	แสดงส่วนประกอบหลักๆ ของ S&TE	56

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
4.7	แสดงรายละเอียดของ S&TE	58
4.8	รูปแบบต่างๆ ของส่วนประกอบหลักของ S&TE	60
4.9	เส้นทางการไหลของของไหลภายใน S&TE	62
4.10	การเปรียบเทียบด้านราคาระหว่าง PHE และ S&TE	69
5.1	แสดงการสร้างฐานรากของ PHE	73
5.2	แสดงการติดตั้ง PHE	74
5.3	แสดง PHE พร้อมใช้งาน	74
5.4	แสดงการรื้อถอนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน	75
5.5	แสดงอุปกรณ์วัดอุณหภูมิและแรงดันที่ถูกติดตั้งบนท่อทางเข้า-ออกของ PHE	76
5.6	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับอุณหภูมิของเบสอีมลชั่นและน้ำเมื่อใช้ PHE	77
5.7	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างช่วงเวลากับอุณหภูมิของเบสอีมัลชั่นเมื่อใช้ PHE	78

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจัยหลักสำคัญที่มีผลต่อการผลิตในภาคการผลิตของอุตสาหกรรมก็คือ พลังงานที่ใช้ เช่น ไฟฟ้า น้ำมัน แก๊ส และเชื้อเพลิงชีวมวลต่างๆ ซึ่งในภาวะปัจจุบันการดำเนินการของอุตสาหกรรมต่างๆ ต้องดำเนินงานให้มีประสิทธิภาพสูงสุด ทั้งด้านการบริหาร และในด้านการผลิต แนวทางในการที่จะแก้ปัญหา เพื่อลดผลกระทบอันเนื่องมาจากปัญหาทางเศรษฐกิจและวิกฤติการณ์ด้านพลังงานก็คือ การส่งเสริมให้มีการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ และการประหยัดพลังงานก็เป็นแนวทางหนึ่งที่มีความสำคัญ ซึ่งจะต้องอาศัยองค์ประกอบที่สำคัญได้แก่ การบริหาร และ การจัดการพลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ อีกทั้งต้องมีข้อมูลสนับสนุนด้านการบริหารอย่างเพียงพอ จึงนับได้ว่าเรื่องของระบบข้อมูลสารสนเทศด้านพลังงานเป็นสิ่งสำคัญ และมีความจำเป็นอย่างยิ่งต่อการวางแผนการบริหารรวมถึงการดำเนินกิจกรรมต่างๆ เพื่อให้ได้ประสบผลสำเร็จตามแนวนโยบายในการที่จะส่งเสริมให้เกิดการอนุรักษ์พลังงานในภาคอุตสาหกรรม และการดำเนินการเพื่อให้เกิดการปรับปรุงประสิทธิภาพการใช้พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมซึ่งนำไปสู่การพัฒนาในภาคการผลิต และการแก้ปัญหาทางเศรษฐกิจอย่างเป็นรูปธรรม

มีหลายวิธีที่จะปรับปรุงโรงงานเพื่อให้เกิดความเหมาะสมที่สุดสำหรับการผลิต เช่น การนำเอาเทคโนโลยีในกระบวนการผลิตที่มีความก้าวหน้าเป็นอย่างมากในปัจจุบันมาใช้ เพื่อทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของจำนวนการผลิต และลดการสูญเสียเนื่องจากการปลอมปน เช่นเดียวกับการลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานให้น้อยที่สุดซึ่งเป็นปัญหาที่สำคัญที่สุดที่ต้องแก้ไข[1]

ระบบคูลลิ่ง (Cooling) ผลิตภัณฑ์ก็เป็นหนึ่งในกระบวนการผลิตที่มีความต้องการการใช้พลังงานที่สูง จึงได้ทำการศึกษาหาวิธีที่จะลดการใช้พลังงานที่ต้องสูญเสียไปในกระบวนการคูลลิ่ง [2 – 4] โดยในการศึกษานี้มีจุดมุ่งหมายเพื่อแสดงแนวทางในการประหยัดพลังงานในกระบวนการคูลลิ่งของโรงงานเพื่อลดค่าใช้จ่ายให้มากที่สุด

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ถูกนำมาใช้งานทั่วไปอย่างกว้างขวาง ไม่ว่าจะเป็นทางโรงงานอุตสาหกรรมเคมี และอิเล็กทรอนิกส์ซึ่งอยู่ในกระบวนการถ่ายเทพลังงานโดยการทำให้ของไหลร้อนและเย็นตามที่ต้องการ ซึ่งในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งหนึ่งที่ต้องพิจารณา เป็นอันดับแรกคือชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่นำมาใช้ในกระบวนการ ในการเลือกสิ่งที่ต้องพิจารณาคือปัจจัยต่างๆ ซึ่งทั้งหมดนี้จะเกี่ยวข้องกับลักษณะการนำไปใช้งาน ปัจจัยเหล่านี้รวมอยู่ในสิ่งดังต่อไปนี้[5] เช่น ปัจจัยด้านเศรษฐศาสตร์, ความต้องการทางด้านความร้อน และ ไฮดรอลิกส์, เงื่อนไขที่เข้ากันได้ของของไหลรวมถึงการใช้งาน, การบำรุงรักษา และ ความยากง่ายในการจัดหา อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสองชนิดหรือมากกว่าที่มีความเหมาะสม ปัจจัยที่มีผลในการเลือกมากที่สุดคือปัจจัยทางด้านเศรษฐศาตร์ ปัญหาในอดีตของระบบคูลลิ่งพบว่ามีการออกแบบที่ไม่เหมาะสมคือ มีการเลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เรียกว่าแบบตัวหนอน (Worm Cooler) ซึ่งประกอบไปด้วยท่อคอยล์ (Coil) ซึ่งถูกจุ่มลงในบ่อน้ำมาใช้งาน ถึงแม้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอนจะสามารถสร้างได้ง่าย แต่ก็มีค่าใช้จ่ายต่อตารางเมตรที่สูงมากอีกทั้งยังขาดความน่าเชื่อถือของระบบการคูลลิ่ง เป็นเพราะว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าไม่คงที่ เมื่อสิ่งแวดล้อมมีการเปลี่ยนแปลง

นอกจากนั้นพบอีกว่า เวลาในการทำงานของระบบคูลลิ่งเป็นสิ่งที่สิ้นเปลืองพลังงานเป็นอย่างมาก ดังนั้นจึงได้มีการนำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนรูปแบบใหม่มาใช้แทนที่ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเดิมแต่ถึงแม้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายขนาดหลายรูปแบบ แต่โครงสร้างส่วนใหญ่มักจะอยู่ในหนึ่งหรือสองแบบเท่านั้น คือ แบบท่อในเชลล์ (Shell and Tube Heat Exchanger; S&TE) และแบบแผ่นเพลตและเฟรม (Plate and Frame Heat Exchanger; PHE)

เมื่อเปรียบเทียบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองแบบ โดยการพิจารณาถึงข้อดี และ ข้อเสียของแต่ละชนิดแล้วพบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE มีข้อดีที่เหนือกว่าแบบ S&TE หลายประการ [5] เช่น มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าทำให้ใช้เวลาในการคูลลิ่งที่น้อยกว่า การใช้พื้นที่ที่น้อยกว่า ปริมาณ และเวลาที่อยู่ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่น้อยกว่า นอกจากนี้ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาก็ยังต่ำกว่า และยังสามารถทำได้ง่ายกว่า

ในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จึงได้เลือกระบบการคูลลิ่งของโรงงานมาเป็นกรณีศึกษา ทั้งนี้เพื่อเป็นการลดการใช้พลังงาน และผลประโยชน์ทางด้านเศรษฐศาสตร์อื่นๆ

1.2 วัตถุประสงค์ในการทำวิทยานิพนธ์

1.2.1 เพื่อศึกษาพฤติกรรมการใช้พลังงาน และสมดุลพลังงานในระบบการคูลลิ่งสำหรับโรงงาน

1.2.2 ศึกษาหลักการทำงานและความเหมาะสมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบใหม่เพื่อปรับปรุงระบบการคูลลิ่งให้สามารถลดเวลา และการใช้พลังงานอย่างเหมาะสม

1.2.3 นำผลการศึกษาที่ได้ไปใช้ในกระบวนการคูลลิ่งเพื่อลดต้นทุนการใช้พลังงานและลดเวลาที่ใช้ในกระบวนการการผลิตได้จริง

1.3 สมมติฐานของการศึกษา

โรงงานที่ทำการศึกษานี้ทำการผลิตผลิตภัณฑ์ตั้งต้นที่เรียกว่า บิทูเมนอีมัลชั่น (Bitumen Emulsion) หรือ เบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) ซึ่งประกอบไปด้วยส่วนผสมระหว่าง ยางมะตอย (Bitumen) ที่มีค่าการทดสอบความแข็งของยางมะตอย (Penetration)ประมาณ 100 หรือ น้อยกว่า กับน้ำที่ผสมในของเหลวชนิดหนึ่งซึ่งวัตถุดิบที่ผสมกันนี้ถูกเรียกว่า “อีมัลซิฟายเอ้อ” (Emulsifier) ซึ่งโดยทั่วไปแล้วอีมัลซิฟายเอ้อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะถูกผสมกับยางมะตอยด้วยสัดส่วนประมาณ 40-70% ต่อ นน.ยางมะตอย จะต้องทำการคูลลิ่ง เพื่อลดอุณหภูมิจากประมาณ 65°C-68°C ให้มีค่าลดลงจนเหลือ ประมาณ 40°C -42°C ก่อนจะนำไปใช้งาน ดังนั้นถ้าสามารถลดเวลาในขั้นตอนการคูลลิ่งลงมาให้เหมาะสมกับกระบวนการการผลิต โดยไม่ส่งผลกระทบกับคุณภาพของผลิตภัณฑ์จะทำให้เกิดการประหยัดพลังงาน และลดเวลาในการผลิตลงได้อย่างมากมาย

1.4 ทฤษฎีหรือแนวคิดที่ใช้ในการวิจัย

ทำการศึกษาทฤษฎีของการถ่ายเทความร้อนของของไหล และหลักการของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นเมื่อได้ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิ เวลา และค่าพลังงานที่ใช้ทั้งหมด (Energy Consumption) ของกระบวนการจะนำไปสู่การศึกษา และการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับกระบวนการการผลิต โดยการใช้วิธีการจำลองการออกแบบทางความร้อน และการออกแบบทางกล โดยใช้โปรแกรม CAS–200 ของบริษัท อัลฟา-ลาวาล (Alfa-Laval) ต่อไป

1.5 ขอบเขตการวิจัย

ขอบเขตการวิจัยของวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ จะทำการศึกษาการใช้พลังงานในกระบวนการการผลิตเบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) และนำเทคนิคของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดใหม่เพื่อนำมาใช้งานแทนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเดิม เพื่อที่จะลดการใช้เวลาในการคูลลิ่งลงอย่างเหมาะสม จากนั้นทำการเปรียบเทียบผลทั้งก่อน และหลังการปรับปรุงซึ่งผลที่ได้จากการคำนวณตามทฤษฎี เมื่อนำไปปฏิบัติจริงแล้วสามารถที่จะลดการใช้พลังงานลงได้อย่างเหมาะสม

1.6 ขั้นตอนการศึกษา

1.6.3 ทำการศึกษาหลักการทำงานพร้อมทั้งสำรวจและวิเคราะห์การใช้พลังงานในกระบวนการผลิตเบสอีมัลชั่น (Base Emulsion)

1.6.1 ทำการคำนวณค่าทางความร้อนต่างๆ

1.6.2 ทำการศึกษาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ โดยเลือกอุปกรณ์ที่เหมาะสมกับกระบวนการการผลิต

1.6.3 ทำการติดตั้ง และทดสอบการใช้งาน (commissioning) พร้อมวัดผล

1.6.5 ทำการเปรียบเทียบผลก่อน และหลังการปรับปรุง

1.6.5 สรุปผล และเสนอแนะผลจากการใช้งานจริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.7 รายละเอียดของวิทยานิพนธ์

ในวิทยานิพนธ์นี้จะแบ่งออกเป็น 6 บทโดยมีรายละเอียดในแต่ละบทดังนี้

บทที่ 1 เป็นวัตถุประสงค์ และหลักการใหม่ในการทำวิทยานิพนธ์พร้อมทั้งรายละเอียดของวิทยานิพนธ์แต่ละบท

บทที่ 2 เป็นทฤษฎีพื้นฐานสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อน หลักการออกแบบทางความร้อนพร้อมทั้งตัวอย่างการคำนวณต่างๆ และหลักการออกแบบทางกลซึ่งจะเน้นถึงสิ่งจำเป็นต่างๆ ที่มีความเกี่ยวข้องในการออกแบบทางกล

บทที่ 3 เป็นรายละเอียดในการศึกษาระบบคูลลิ่งในโรงงาน พร้อมวิธีการออกแบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน (Worm Cooler)

บทที่ 4 เป็นวิธีการปรับปรุงระบบการคูลลิ่งโดยแสดงแนวทางการพิจารณาการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบใหม่ที่จะนำมาแทนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเดิมพร้อมทั้งแสดงวิธีการออกแบบสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบใหม่

บทที่ 5 แสดงรายละเอียดของผลประโยชน์ที่ได้รับหลังจากมีการปรับปรุงระบบการคูลลิ่งโดยจะมีการแสดงรายละเอียดการเปรียบเทียบผลทั้งก่อน และหลังจากได้มีการปรับปรุง

บทที่ 6 เป็นการสรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะในการพัฒนาวิธีการคูลลิ่งที่ทำให้มีประสิทธิภาพมากขึ้น

ส่วนท้ายสุดของวิทยานิพนธ์เป็นภาคผนวก แสดงรายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับปรุงระบบการคูลลิ่งพร้อมทั้งผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ และประวัติผู้เขียน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2
ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน

2.1 บทนำ

เมื่อไรก็ตามที่จุดสองจุดมีอุณหภูมิที่แตกต่างกันจะมีพลังงานถ่ายเทจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าซึ่งพลังงานที่กำลังเคลื่อนที่ด้วยอิทธิพลของอุณหภูมิที่แตกต่างกันนี้ เรียกว่า พลังงานความร้อน

กลไกของการถ่ายเทความร้อนแบบต่างๆ มีอยู่ด้วยกัน 3 แบบคือ

1.การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ หรือการนำความร้อน (Conduction)

2.การถ่ายเทความร้อนโดยการพา หรือการพาความร้อน (Convection)

3.การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี หรือการแผ่รังสีความร้อน (Radiation)

2.2 ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการออกแบบระบบความร้อนและการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีความเข้าใจกลไกในการแลกเปลี่ยนความร้อนในแต่ละแบบโดยจะต้องทราบถึงความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนแบบนั้นๆ

2.2.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (Conduction Heat Transfer)

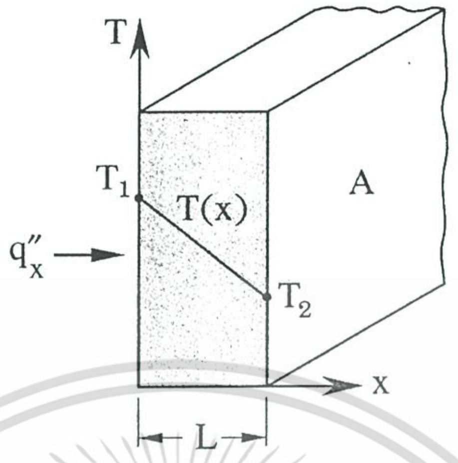
การนำความร้อน หมายถึง การส่งถ่ายพลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นในตัวกลางอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านตัวกลางจากด้านที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่ด้านที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า โดยส่งถ่ายความร้อนจากโมเลกุลหนึ่งสู่อีกโมเลกุลหนึ่งอย่างต่อเนื่อง การนำความร้อนสามารถเกิดขึ้นได้ในตัวกลางที่เป็นของแข็ง ของเหลว และก๊าซ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านตัวกลางแบบการนำความร้อนคำนวณได้จากกฎของฟูเรียร์ (Fourier's Law)

กฎของฟูเรียร์กล่าวว่า สำหรับการนำความร้อนผ่านตัวกลางในทิศทางใดทิศทางหนึ่ง อัตราการถ่ายเทความร้อน (Qx) ผ่านตัวกลางในทิศทางนั้นเป็นปฏิภาคโดยตรงกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน (A) และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของตัวกลางในทิศทางดังกล่าว (dT/dx)

สำหรับการนำความร้อนในทิศทาง X ภายใต้สภาวะคงตัว (Steady State) อุณหภูมิในตัวกลาง $T= T(x)$ จากกฎของฟูเรียร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{Q}_x = -kA\frac{dT}{dx} \text{ มีหน่วยเป็น W} \quad (2.1)$$



รูปที่ 2.1 การนำความร้อนผ่านตัวกลางใน 1 มิติพิกัด x

โดยที่ *k* คือค่าคงที่สัดส่วนที่เรียกว่าสภาพการนำความร้อน (Thermal Conductivity) ของตัวกลาง มีหน่วยเป็น W/m.K

ฟลักซ์ความร้อนผ่านตัวกลางคำนวณได้จาก

$$q_x^{"} = \frac{\dot{Q}_x}{A} = -k\frac{dT}{dx} \text{ มีหน่วยเป็น W/m}^2 \quad (2.2)$$

ในสมการที่ (2.1) และ (2.2) ถ้าอุณหภูมิของตัวกลางลดลงตามทิศทาง +x พบว่าค่าของ *dT/dx* เป็นลบ ดังนั้นถ้า $\dot{Q}_x$ หรือ $q_x^{"}$ มีเครื่องหมายบวกแสดงว่า $\dot{Q}_x$ หรือ $q_x^{"}$ มีทิศทางการไหลในทิศทาง $+x$ ภายใต้ภาวะคงตัวและตัวกลางมี k เป็นค่าคงที่อุณหภูมิ T(x) เป็นฟังก์ชั่นเชิงเส้นดังรูปที่ 2.1 เมื่อ

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} = \frac{-(T_1 - T_2)}{L}$$

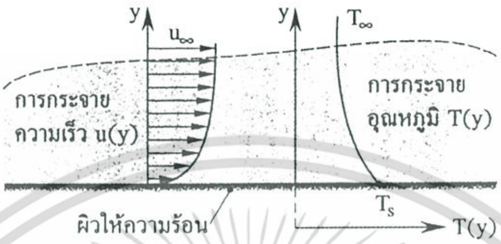
จะได้

$$q_x^{"} = \frac{k(T_1 - T_2)}{L} = \frac{k\Delta T}{L} \text{ มีหน่วยเป็น W/m}^2 \quad (2.3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.2 การถ่ายเทความร้อนโดยการพา หรือ การพาความร้อน(Convection)

การพาความร้อน หมายถึง การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวของแข็งกับของไหล ผลจากการเคลื่อนไหวของของไหลส่งผลให้เกิดการถ่ายเทโมเมนตัม ซึ่งมีผลต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ผิวของแข็งนั้น (h, $W/m^2.K$) พลังงานความร้อนถูกโอนถ่ายเป็นผลมาจากการแพร่ (Diffusion) ของโมเลกุล และผลจากการเคลื่อนไหวไปทั้งปริมาตรของของไหล

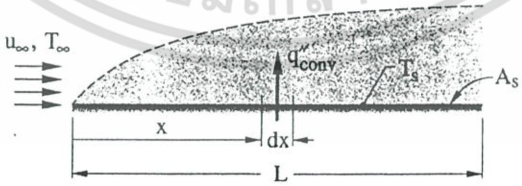


รูปที่ 2.2 การกระจายความเร็วและอุณหภูมิของของไหลขณะเกิดการพาความร้อนบริเวณใกล้ผิวให้ความร้อน

การพาความร้อนจำแนกได้ออกเป็น 2 ประเภทคือ

1. **การพาความร้อนตามธรรมชาติ (Natural Convection)** กล่าวถึงการเคลื่อนไหวของของไหล เป็นผลของแรงลอยตัวซึ่งเกิดจากผลการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นอันเกิดจากมีผลต่างของอุณหภูมิของของไหล 2 บริเวณ

2. **การพาความร้อนโดยการบังคับ (Force Convection)** กล่าวถึง การเคลื่อนไหวของของไหลที่เป็นผลมาจากแรงกระทำภายนอกเช่น เครื่องสูบน้ำ เครื่องเป่าลม (Blower) เป็นต้น



รูปที่ 2.3 การพาความร้อนในชั้นชิดผิวความร้อนและชั้นชิดผิวความเร็ว

พิจารณาการพาความร้อนจากผิวของแข็งพื้นที่ *As* อุณหภูมิผิว *Ts* ขณะของไหลไหลผ่านด้วยความเร็ว u_∞ และอุณหภูมิ T_∞ คงที่ฟลักซ์ความร้อนเฉพาะที่คำนวณเป็นไปตามกฎการคูลลิ่งของนิวตัน (Newton's Law of Cooling)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q''conv = h\ (Ts\text{-}T_{\infty})\ \text{มีหน่วยเป็น}\ W/m^2 \quad (2.4)$$

โดยที่ h = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่ , $W/m^2.K$
ดังนั้นสามารถคำนวณอัตราการพาความร้อนทั้งหมดบนพื้นผิว As ได้จาก

$$\dot{Q}_{conv} = \int_{As} q''_{conv} dA_s = (T_s - T_{\infty}) \int h dA_s$$

$$\dot{Q}_{conv} = h_m A_s (T_s - T_{\infty}) \ \text{มีหน่วยเป็น W} \quad (2.5)$$

โดยที่ h_m คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (Average Convection Coefficient) สำหรับแผ่นระนาบ (Flat plate) ยาว L พบว่า

$$h_m = \frac{1}{L}\int_0^L h dx$$

2.2.3 การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี หรือ การแผ่รังสีความร้อน(Radiation)

การแผ่รังสีความร้อน หมายถึง การถ่ายเทความร้อนจากผิวตัวกลางหนึ่งไปสู่ผิวอีกตัวกลางหนึ่งซึ่งมีอุณหภูมิต่างกันพลังงานของการแผ่รังสีจะถูกส่งถ่ายในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electro-magnetic wave) หรือในรูปของโฟตอนโดยไม่ต้องอาศัยวัสดุตัวกลางการแผ่รังสีความร้อนจึงสามารถเกิดในสูญญากาศได้ ฟลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีออกจากผิวตัวกลางคำนวณจากกฎของซเตฟาน-โบลต์ซมันน์ (Stefan-Boltzmann) ดังนี้

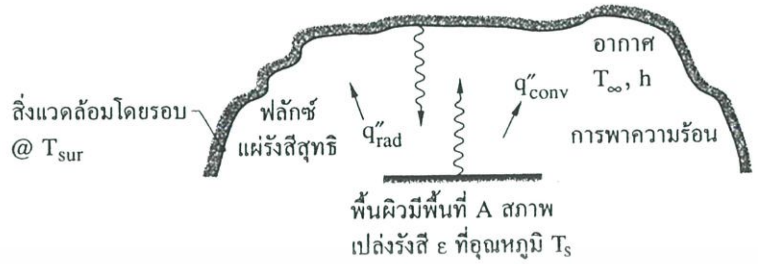
$$q''rad = \sigma T_s^4 \ \text{มีหน่วยเป็น}\ W/m^2 \quad (2.6)$$

โดยที่ T_s = อุณหภูมิผิวแผ่รังสีในหน่วยองศาสัมบูรณ์ ,K
σ = ค่าคงที่ของซเตฟาน-โบลต์ซมันน์ และมีค่าเท่ากับ $5.6 \times 10^{-8}\ W/m^2.K^4$

ในสมการที่ (2.6) ใช้กับกรณีของตัวแผ่รังสีในอุดมคติ (Idle Radiator) หรือวัตถุดำ (Black Body) สำหรับกรณีของพื้นผิวจริง (Real Surface) ฟลักซ์แผ่รังสีจะน้อยกว่ากรณีของวัตถุดำ ทั้งนี้จะขึ้นอยู่กับสภาพเปล่งรังสี (Emissivity) ของพื้นผิวนั้น (ε) ด้วยฟลักซ์แผ่รังสีบนผิวจริงซึ่งจะคำนวณจาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q''_{rad} = \varepsilon\sigma T_s^4 \quad \text{มีหน่วยเป็น W/m}^2 \qquad (2.7)$$



รูปที่ 2.4 การแผ่รังสีแลกเปลี่ยนกันระหว่างพื้นผิวหนึ่งกับสิ่งแวดล้อมโดยรอบ

พิจารณาการแผ่รังสีแลกเปลี่ยนระหว่างพื้นผิว A และ อุณหภูมิ T_s มีสภาพเปล่งรังสี ε กับสิ่งแวดล้อมโดยรอบ ซึ่งมีอุณหภูมิคงที่ T_{sur} อัตราการแผ่รังสีสุทธิบนพื้นผิว A คือ

$$q''_{net} = \frac{\dot{Q}_{rad,net}}{A} = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{sur}^4) \qquad (2.8)$$

นอกจากรูปแบบสมการที่ (2.8) แล้วรูปแบบสมการอย่างง่ายสำหรับคำนวณการแผ่รังสีจะเขียนใหม่ได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{rad,net} = h_r A(T_s - T_{sur}) \qquad (2.9)$$

โดยที่ h_r คือ สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนมีหน่วยเป็น W/m^2.K ซึ่งคำนวณได้จาก

$$h_r = \varepsilon\sigma(T_s + T_{sur})(T_s^2 + T_{sur}^2) \qquad (2.10)$$

ในรูปที่ 2.4 ถ้าหากระหว่างพื้นผิว A กับสิ่งแวดล้อมเป็นก๊าซจะมีการพาความร้อนเกิดร่วมกับการแผ่รังสีความร้อนด้วย ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดสุทธิออกจากผิว A คำนวณจาก

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad,net} \quad \text{มีหน่วยเป็น W} \qquad (2.11)$$

$$= hA(T_s - T_\infty) + \varepsilon A\sigma(T_s^4 - T_{sur}^4) \qquad (2.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3 หลักการออกแบบทางความร้อนและทางกล

กระบวนการที่กล่าวได้ว่าเป็นหัวใจในกระบวนการการผลิตคือ การถ่ายเทความร้อนจากตัวกลางหนึ่งไปสู่ตัวกลางอีกตัวหนึ่ง ซึ่งอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ดังกล่าวเรียกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอาจจะแบ่งเป็นสองส่วนที่มีความสัมพันธ์กันได้แก่

1. การออกแบบความร้อน
2. การออกแบบทางกล

การออกแบบทางความร้อนจะเกี่ยวข้องกับสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้หลักประกันว่าอุปกรณ์ที่ออกแบบนั้นมีพื้นที่ผิวเพียงพอสำหรับการทำหน้าที่ทางความร้อนงานในส่วนนี้รวมถึง การประเมินความเสื่อมถอยการลดลงของประสิทธิภาพซึ่งมีแนวโน้มจะเกิดขึ้นในขณะใช้งานเนื่องจากการสะสมคราบสกปรกบนพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน

การออกแบบทางกลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเกี่ยวข้องกับการให้หลักประกันว่าว่าอุปกรณ์นั้นมีความแข็งแรงเพียงพอที่จะทนต่อแรงดันออกแบบและแรงดันเกินขีดที่อาจจะเกิดขึ้น นอกจากนี้ยังเกี่ยวข้องกับซีล (Seal) และแบริ่ง (Bearing) ผลกระทบจากการสั่น (Vibration) การกัดกร่อน วิธีการประกอบขึ้นรูป การเตรียมการเพื่อการเคลื่อนย้ายและติดตั้ง และวิธีในการทำความสะอาด การบำรุงรักษา และการซ่อมแซมอุปกรณ์

2.3.1 การออกแบบทางความร้อน

ผลกระทบในแง่ของการไหลนับว่ามีความสำคัญเช่นกัน การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลที่เคลื่อนที่จะต้องเกี่ยวข้องกับความเสียดทานของของไหลเสมอทั้งนี้เป็นผลมาจากความหนืดของของไหล ซึ่งผลของความหนืดดังกล่าวจะปรากฏอยู่ในรูปของการสูญเสียแรงดันจากทางเข้าถึงทางออก การที่จะสามารถชนะแรงดันสูญเสียได้แรงดันของของไหลจะต้องถูกปั๊มหรืออัด ซึ่งจำเป็นต้องใช้กำลังทางกลในการขับเคลื่อนโดยอาจจะได้กำลังทางกลจากมอเตอร์ไฟฟ้า เครื่องยนต์ หรือจากแหล่งอื่น สำหรับแก๊สและไอซึ่งสามารถอัดตัวได้นั้นค่าใช้จ่ายในการปั๊มหรืออัดเพื่อขับดันของไหล ในบางกรณีอาจจะสูงกว่ามูลค่าของการถ่ายเทความร้อนเอง

ดังนั้นในการออกแบบทางความร้อนต้องครอบคลุมไปถึงการจัดรูปทรง และรูปแบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อลดการสูญเสียแรงดันให้เหลือน้อยที่สุด สำหรับภาระทางความร้อนที่ต้องการ การออกแบบทางความร้อนจะต้องมุ่งเน้นให้บรรลุภาระกิจทางความร้อนภายใต้ข้อจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ซึ่งได้แก่ ราคาของอุปกรณ์ การขนส่ง การติดตั้ง การบำรุงรักษา และค่าใช้จ่ายในการเปลี่ยนเช่น ค่ารื้อถอน นอกจากนี้จะต้องมีการเปรียบเทียบผลดี-ผลเสีย ระหว่างการลดค่าใช้จ่าย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการลงทุนเริ่มแรกกับค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานที่สูงขึ้นภายใต้สภาวะที่พลังงานมีค่าสูงขึ้น เช่น ค่าใช้จ่าย เพื่อใช้ในการขับปั๊ม และพัดลม เป็นต้น

นอกจากนี้การออกแบบทางความร้อนยังจะต้องคำนึงถึงปัจจัยทางด้านสิ่งแวดล้อมด้วย เนื่องจากสาธารณชนเริ่มมีความห่วงใยต่อความร้อนที่ปล่อยทิ้งจากโรงงานมากขึ้น ไม่ว่าจะปล่อยทิ้งสู่แหล่งน้ำหรือบรรยากาศ ดังนั้นจึงต้องให้ความใส่ใจในเรื่องของการรั่วไหลของของไหลชนิดหนึ่งไปสู่ของไหลอีกชนิดหนึ่งด้วย

2.3.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีดังต่อไปนี้

2.3.2.1 หลักการของการไหล

รูปแบบการไหลของของไหลมีอยู่ 3 รูปแบบดังนี้คือ

1. การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) มีค่าตัวเลขเรโนลด์ (Reynold Number) < 2300
2. การไหลแบบวิกฤติ มีค่าตัวเลขเรโนลด์อยู่ระหว่าง 2300-4000
3. การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulence flow) มีค่าตัวเลขเรโนลด์ > 4000

ค่าตัวเลขเรโนลด์คำนวณได้จาก

$$Re = \frac{\rho v d_i}{\mu} \tag{2.13}$$

โดยที่

Re = ตัวเลขเรโนลด์

ρ = ค่าความหนาแน่น ,kg/m^3

v = ค่าความเร็วเฉลี่ยในการไหลแบบลิเนียร์ ,m/s

d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางท่อภายใน ,m

μ = ค่าความหนืดเชิงพลศาสตร์ (Dynamic Viscosity) ,Pa.s

สำหรับท่อที่มีหน้าตัดเป็นรูปวงกลม จากสมการที่ (2.13) จะเขียนได้ว่า

$$Re = \frac{4}{\pi}\frac{q_m}{\mu d_i} = 1.273\frac{q_m}{\mu d_i} \tag{2.14}$$

โดยที่

q_m = อัตราการไหลมวล (kg/s)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในเทอมของความหนืดเชิงจลน์ศาตร์ (Kinematic Viscosity) สมการที่ (2.14)จะได้ว่า

$$Re = \frac{vd_i}{\upsilon} \qquad (2.15)$$

เมื่อค่าความหนืดเชิงจลน์ศาสตร์ได้มาจาก $\upsilon = \frac{\mu}{\rho}$ (m^2/s)

2.3.2.2 ค่าความแตกต่างอุณหภูมิเชิงล๊อก

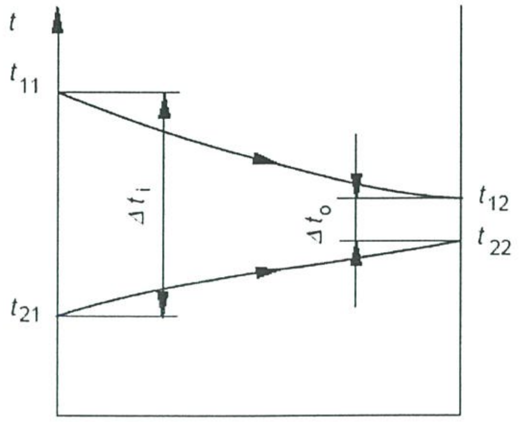
ค่าความแตกต่างอุณหภูมิเชิงล๊อก (Logarithmic Mean Temperature Difference;LMTD) สามารถอธิบายได้ดังต่อไปนี้คือ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีการทำงานในลักษณะที่ของไหลร้อน และเย็นซึ่งถูกกั้นแยกจากกันด้วยผนังร่วมจะทำการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยกลไกในการพาความร้อน และการนำความร้อนร่วมกันปัจจัยที่มีผลต่อประสิทธิภาพของการแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ลักษณะการไหลที่เกิดขึ้น โดยทำการแบ่งประเภทการไหลของของไหลได้ 3 ลักษณะคือ

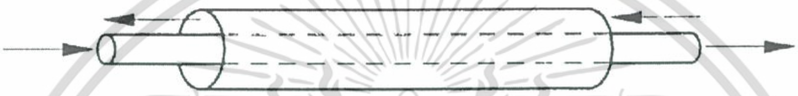
1. การไหลทั้งสองมีแกนการไหลร่วมกัน เมื่อของไหลทั้งคู่ไหลไปในทิศทางเดียวกัน จะเรียกว่า การไหลตามกัน (Co-Current) ดังรูปที่ 2.5
2. ถ้าไหลไปในทิศทางตรงกันข้าม จะเรียกว่า การไหลสวนทางกัน (Counter-Current) ดังรูปที่ 2.7
3. แกนของการไหลของของไหลทั้งสองตั้งฉากกันจะเรียกว่า การไหลขวาง
4. การไหลของของไหลทั้งสองจะมีทั้งในส่วนที่ไหลอยู่ในแกนเดียวกันและส่วนที่ไหลขวางกัน จะเรียกว่า การไหลแบบผสมกัน

รูปที่ 2.5 แสดงการไหลแบบตามกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.6 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของไหลเมื่อไหลแบบตามกัน

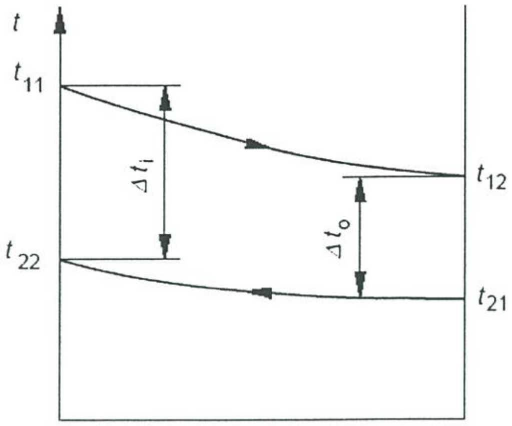


รูปที่ 2.7 แสดงการไหลแบบสวนทางกัน

จากรูปกราฟที่ 2.6 และ 2.8 เส้นบนแสดงถึงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิสำหรับของของไหลร้อนซึ่งไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนเส้นล่างแสดงถึงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของของไหลเย็น

การไหลแบบสวนทางกันนั้น ของไหลสองชนิดจะเริ่มต้นการไหลที่คนละจุดกันของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และการไหลแบบตามกันของไหลจะเริ่มต้นการไหลที่จุดเดียวกัน เห็นได้ชัดว่าการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าไม่คงที่ตลอดพื้นที่ผิวของทุกๆ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งยังคงมีค่าความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างกระบวนการและด้านที่ใช้ประโยชน์ ซึ่งต้องนำเอาค่าพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูงและต่ำมาพิจารณา เพราะเหตุว่าถ้าค่าความแตกต่างของอุณหภูมิสูง อัตราการถ่ายเทความร้อนก็จะสูงตามแต่ในทางกลับกัน ถ้าค่าความแตกต่างอุณหภูมิต่ำอัตราการถ่ายเทความร้อนก็จะมีค่าที่ต่ำไปด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.8 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของไหลเมื่อไหลแบบสวนทางกัน

เนื่องจากเป็นไปได้ยากที่จะกำหนดค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ และอัตราการถ่ายเทความร้อนให้ครอบคลุมทั้งหมด จึงจำเป็นที่ต้องพัฒนาค่าเฉลี่ยความแตกต่างของอุณหภูมิที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้สามารถที่จะคำนวณได้ด้วยวิธีธรรมดา (Manual) ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) สามารถพิจารณาได้ว่าคงที่ตลอดพื้นผิวสัมผัสของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การไหลแบบสวนทางกันนั้น อุณหภูมิที่หายไป (Drop) ระหว่างความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าคงที่มากกว่าในกรณีของการไหลแบบตามกัน ดังนั้นพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าคงที่ใกล้เคียงกันตลอด นอกจากนี้การไหลแบบสวนทางกันค่าอุณหภูมิทางออกของของไหลร้อนสามารถที่จะพิจารณาได้ว่าน้อยกว่าอุณหภูมิทางออกของของไหลเย็น ด้วยสัดส่วนที่มากกว่าของค่าความร้อนของของไหลร้อนสามารถที่จะถูกดูดซับเอาอุณหภูมิทางเข้าของของไหลเย็นได้ มีเฉพาะบางโอกาสเท่านั้นที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนถูกจัดให้มีการไหลแบบตามกันซึ่งนั่นก็คือ เมื่อผลิตภัณฑ์นั้นมีความอ่อนไหว (Sensitive) ต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอย่างรวดเร็ว เหตุผลก็คืออุณหภูมิผนังจะไม่สูงเมื่อเป็นการไหลแบบตามกัน

ค่าLMTD หรือ ΔT_{LM} คือ ค่าความแตกต่างทางอุณหภูมิเฉลี่ยของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการไหลแบบตามกัน และการไหลแบบสวนทางกันจะได้สมการดังต่อไปนี้

1. การไหลแบบสวนทางกัน

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_1in - T_2out) - (T_1out - T_2in)}{\ln \frac{(T_1in - T_2out)}{(T_1out - T_2in)}} \tag{2.16}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. การไหลแบบตามกัน

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_1in - T_2in) - (T_1out - T_2out)}{\ln \frac{(T_1in - T_2in)}{(T_1out - T_2out)}} \quad (2.17)$$

โดยที่

$T_1 = T_h, T_2 = T_c$

$T_{1\,in}, T_{2\,in}$ = อุณหภูมิทางเข้าของของไหลร้อนและเย็น ตามลำดับ

$T_{1\,out}, T_{2\,out}$ = อุณหภูมิทางออกของของไหลร้อนและเย็น ตามลำดับ

2.3.2.3 การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลสองชนิด

สำหรับ PHE จะมีค่าความร้อนสูญเสียไปในสิ่งแวดล้อมน้อยกว่า 1% ดังนั้นในการคำนวณค่าทางความร้อนสามารถตัดผลค่าความร้อนสูญเสียได้ โดยพิจารณาให้ค่าความร้อนจากของไหลร้อนที่ถ่ายเทไปจะมีค่าเท่ากับค่าความร้อนที่ได้รับที่ของไหลเย็น

ค่าความร้อนที่ส่งไปโดยของไหลร้อนคำนวณได้จาก

$$Q_h = \dot{m}\, C_{p,\,h}\, (T_{h,\,in} - T_{h,\,out}) \quad (2.18)$$

ค่าความร้อนที่รับโดยของไหลเย็น;

$$Q_c = \dot{m}\, C_{p,\,c}\, (T_{c,\,out} - T_{c,\,in}) \quad (2.19)$$

โดยที่

Q_h, Q_c = อัตราการถ่ายเทความร้อนหรือ โหลดความร้อน, W

$\dot{m}$ = อัตราการไหลมวล, kg/s

$C_{p,\,h}, C_{p,\,c}$ = ค่าความร้อนจำเพาะของของไหลร้อน และของไหลเย็น, J/kg°C

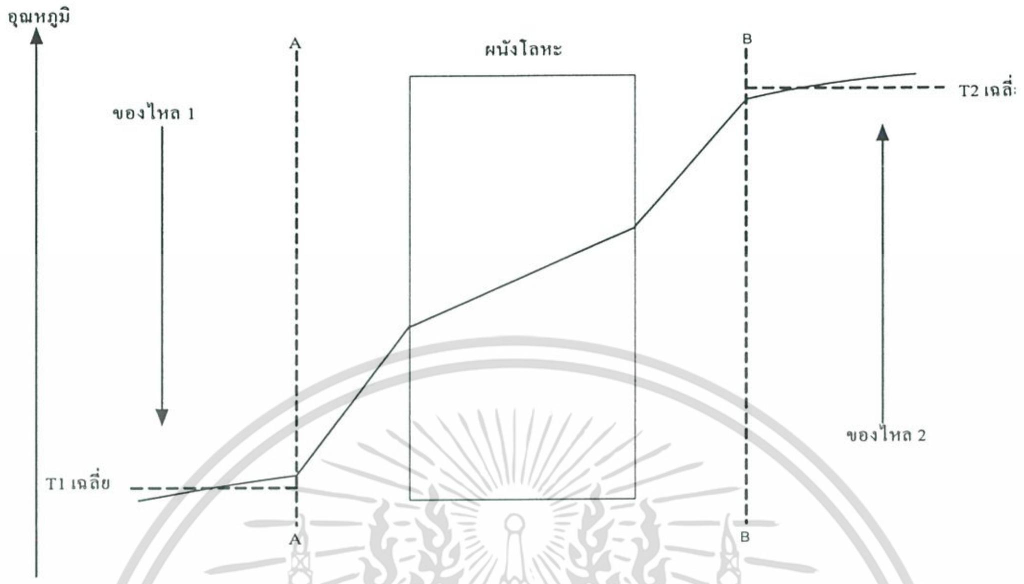
เมื่อไม่พิจารณาค่าความร้อนที่สูญเสียไปในสิ่งแวดล้อมจะได้ว่า

$$Q_h = Q_c$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือ $$Q_h = \dot{m}\, C_{p,h}\,(T_{h,in}-T_{h,out}) = Q_c = \dot{m}\, C_{p,c}\,(T_{c,out}-T_{c,in}) \quad (2.20)$$

2.3.2.4 ความสัมพันธ์พื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 2.9 ความสัมพันธ์พื้นฐานการถ่ายเทความร้อน

เส้นทึบในรูปที่ 2.9 แสดงรูปแบบ (Profile) ของอุณหภูมิของของไหลที่ไหลผ่านผนังโลหะที่ไหลแบบปั่นป่วนทั้งสองด้าน ส่วนเส้นประในแต่ละด้านของผนังทึบ (Solid Wall) แสดงให้เห็นถึงขอบเขตของฟิล์มที่แสดงการไหลแบบราบเรียบ (การนำความร้อน) ส่วนของของไหลทางด้านซ้าย AA และ ด้านขวา BB จะอยู่ในช่วง การไหลแบบปั่นป่วน (การพาความร้อน)

ด้วยหลักที่ถูกต้องทางวิทยาศาสตร์ ควรจะมุ่งไปที่ย่านซึ่งอยู่ระหว่างการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนจะเรียกว่า "ย่านการเปลี่ยนแปลง" (Transition Zone) เห็นได้จากรูปแบบ (Profile) ของอุณหภูมิตามรูปที่ 2.9 โดยการถ่ายเทความร้อนข้ามผนังสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$Q = U.A.\ \Delta T_{LM} \quad (2.21)$$

โดยที่

Q= อัตราการถ่ายเทความร้อน หรือ โหลดความร้อน, W

U= สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, W/m^2°C

A = พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน, m^2

ΔT_{LM} = ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเชิงล็อก

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) สามารถพิจารณาจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบฟิล์มเดี่ยว (Individual "film" Heat Transfer Coefficient) (α_1และα_2) และค่าความต้านทาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การถ่ายเทความร้อนในแต่ละด้านของผนัง "ค่าฟาววิ่ง" (Fouling) ที่เกิดขึ้นบริเวณพื้นผิวสัมผัสของการถ่ายเทความร้อนโดยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเมื่อไม่มีค่าความต้านทานฟาววิ่ง (Fouling) จะเรียกว่า ค่า U "สะอาด" ("Clean" u-value) แต่เมื่อมีฟาววิ่งมาร์จิ้น (Fouling Margin) จะเรียกว่า ค่า U "เซอร์วิส" ("Service" u-valve)

$$\frac{1}{U}=\frac{1}{\alpha_1}+\frac{1}{\alpha_2}+\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_w+R_f \tag{2.22}$$

โดยที่

U = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, W/m^2°C

α= ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์ม, W/m^2°C

δ= ความหนาของผนัง, m

λ= ค่าความนำความร้อนของผนัง, W/m°C

R_f= ค่าความต้านทานฟาววิ่ง (Fouling), m^2°C/W *

* ปกติไม่นำมาใช้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE จะใช้ค่า U มาร์จิ้น(U-Valve Margin) แทน

2.3.2.5 การสูญเสียความร้อน

การสูญเสียความร้อนไปในสิ่งแวดล้อมหาได้จากสมการดังนี้คือ

$$Q_{loss} = \alpha_{loss}\cdot A_{ext}\cdot (T_{HE}-T_{surr}) \tag{2.23}$$

โดยที่

Q_{loss}= ค่าความร้อนสูญเสียไปในสิ่งแวดล้อม, W

α_{loss}= ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับสิ่งแวดล้อม, W/m^2°C

A_{ext} = พื้นที่หน้าสัมผัสภายนอกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, m^2

T_{HE} = อุณหภูมิของหน้าสัมผัสภายนอก, °C

T_{surr} = อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม, °C

2.3.2.6 การสูญเสียพลังงานเนื่องจากแรงเสียดทาน

พลังงานที่สูญเสียเนื่องจากความต้านทาน (Friction Energy Loss) หาได้จากสมการ ดังนี้คือ

$$Q_{fric}=\frac{\dot{m}}{\rho}.\Delta P \tag{2.24}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
60898

โดยที่

Q_{fric} = ค่าความร้อนที่ลดลงเนื่องจากแรงเสียดทาน, W

$\dot{m}$ = อัตราการไหลมวล, kg/s

ρ = ค่าความหนาแน่น, kg/m^3

ΔP = แรงดันสูญเสีย, Pa

2.3.2.7 การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U)

ในวิทยานิพนธ์นี้จะแสดงความสัมพันธ์พื้นฐานต่างๆ ที่จำเป็นต้องใช้ในการคำนวณค่า U ซึ่งจะใช้เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบเท่านั้น แต่ในทางปฏิบัติการคำนวณค่า U จะมีความซับซ้อนและยุ่งยากมากกว่านี้ จึงจำเป็นที่ต้องอาศัยการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

$$Nu.Pr^{-y} = B.\ Re^{n} \qquad (2.25)$$

โดยที่

$$Nu = \frac{\alpha . D_h}{\lambda} \quad \text{ตัวเลขนัตเซต (Nusselt Number)} \qquad (2.26)$$

$$\mathrm{Re} = \frac{G.D_h}{\mu} \quad \text{ตัวเลขรโนลด์ (Reynolds Number)} \qquad (2.27)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{W.s} \qquad (2.28)$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{Cp.\mu}{\lambda} \quad \text{ตัวเลขแพรนเดิล (Prandtl Number)} \qquad (2.29)$$

โดยที่

α = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์ม, W/m^2°C

D_h = เส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยไฮโดรลิก, m

λ = ค่าความนำความร้อน, W/m°C

G = Channel Mass Flux หรือ ความเร่งมวล, kg/m^{2}s

μ = ความหนืดเชิงพลศาสตร์ (Dynamic Viscosity), Pa.s

W = ความกว้างของแผ่นเพลต, m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

s = ความลึกของช่อง(Channel), m

C_p = ค่าความร้อนจำเพาะ, J/kg°C

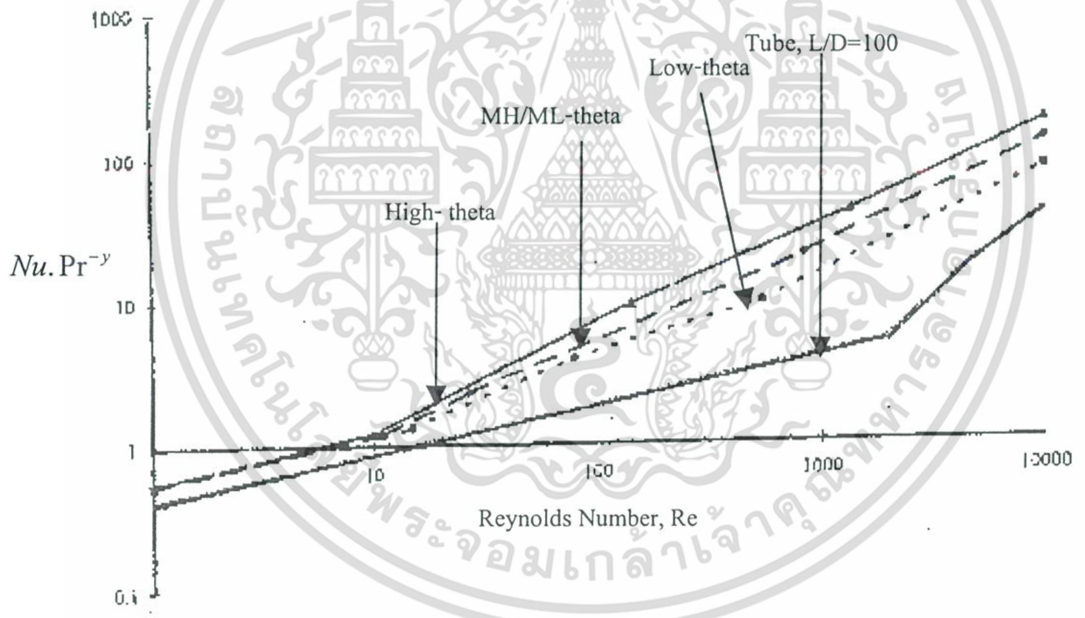
y = ฟังก์ชั่นของ Pr

B = ฟังก์ชั่นของรูปทรงทางเรขาคณิต (Geometry) และ Re

n = ฟังก์ชั่นของรูปทรงทางเรขาคณิต (Geometry) และ Re

$\dot{m}$ = อัตราการไหลมวล, kg/s

นัตเซต (Nusselt), แพรนเดิล (Prandtl) และตัวเลขเรโนลด์เป็นตัวเลขที่ไม่มีหน่วย จากกราฟในรูปที่ 2.10 อธิบายถึงความสัมพันธ์ความสัมพันธ์ของ Re ,Nu ,Pr สำหรับจำนวนของรูปทรงทางเรขาคณิตของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Geometries), PHE เทดต้าแชนแนล (Theta Channel) สูง, กลาง และ ต่ำ และความยาวท่อ (ความยาว/เส้นผ่านศูนย์กลางภายภายใน = 100) สังเกตว่าช่องทาง PHE นั้น สามารถพิจารณาสร้างจำนวนตัวเลขนัตเซต (Nusselt Number) และค่าα ให้มีค่าสูงมากกว่าแบบท่อที่ Re และ Pr เดียวกัน



รูปที่ 2.10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Re, Nu, Pr

จากคุณสมบัติของของไหลแสดงไว้ในตารางที่ 2.1 จะนำมาใช้เพื่อคำนวณค่า U-“สะอาด” (“Clean” U-value) ได้ดังนี้คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.1 ตัวอย่างคุณสมบัติของของไหลที่นำมาใช้ในการคำนวณค่า U

ของไหล	ของไหล 1	ของไหล 2
อัตราการไหล Cannel, kg/s	0.6	0.7
ความหนาแน่น, kg/m^3	1100	
ความร้อนจำเพาะ, k/kg°C	4.0	4.19
ความนำความร้อน, W/m°C	0.5	0.618
ค่าความหนืด, cP(m.Pa)	1.0	0.8

จากเส้น Medium-theta จะได้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$Nu.\mathrm{Pr}^{-y} = 0.143.\mathrm{Re}^{0.73} \tag{2.30}$$

ค่า y ของ ตัวเลขแพรนเดิล (Prandtl Number) มาจาก

$$y = 0.33.\exp\left(\frac{3.4}{\mathrm{Pr}+30}\right) \tag{2.31}$$

ข้อมูลอื่น ๆของ PHE รุ่น M15-F (Alfa Laval) คือ

$W = 0.45m$

$A_{plate} = 0.62m^2$

$L = 1.15m$

$s = 0.00395m$

เมื่อแทนค่าลงไปในสมการที่ (2.25-2.29) สำหรับของไหล1 จะได้ค่าต่าง ๆดังนี้คือ

$$G_1 \approx \frac{0.6}{0.45 \times 0.00395} = 338 \ \mathrm{kg/m^2s}$$

$$\mathrm{Re}_1 \approx \frac{338 \times 2 \times 0.00395}{0.10^{-3}} = 2670 \quad \text{โดยที่ } 1 \ \mathrm{cP}=10^{-3} \ \mathrm{Pa.s}$$

$$\mathrm{Pr}_1 = \frac{4 \times 1}{0.5} = 8.0 \qquad \text{โดยที่ } y = 0.361$$

$$Nu_1 \approx 0.143 \times 2670^{0.73} \times 8.0^{0.361} = 96.1$$

$$\alpha_1 \approx \frac{96.1 \times 0.5}{2 \times 0.00395} = 6080 \ \mathrm{W/m^2{}^\circ C}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทำนองเดียวกันจะได้ค่าสำหรับของไหล2 ดังนี้คือ

$G_2 = 394\ \text{kg/m}^2\text{s}$

$\text{Re}_2 = 3890$

$\text{Pr}_2 = 5.4$

$Nu_2 = 110$

$\alpha_2 = 8610\ \text{W/m}^2{}^\circ\text{C}$

สมมุติว่าค่าความต้านทานผนัง (Wall resistance, δ / λ) ของ 0.000025 $\text{m}^2{}^\circ\text{C/W}$ (เมื่อเป็น 0.6 Ti) ดังนั้น

$$u_{clean} = \left[\frac{1}{6080} + \frac{1}{8610} + 0.000025\right]^{-1} \approx 3270\ \text{W/m}^2{}^\circ\text{C}$$

เมื่อ $R_f = 0.00003\ \text{m}^2{}^\circ\text{C/W}$,

$$u_{service} = \left[\frac{1}{3270} + 0.00003\right]^{-1} \approx 2980\ \text{W/ m}^2{}^\circ\text{C}$$

ถ้าสมมุติว่าของไหล1 มีค่าความหนืด = 0.88 mPa.s ที่ทางเข้า และ 1.16 mPa.s ที่ทางออก ขณะที่ของไหล2 มีความหนืดที่ทางเข้า = 1.0 mPa.s และ 0.65 mPa.s ที่ทางออก (ไหลแบบสวนกัน) ดังนั้น

$\alpha_1, inlet = 6380$ $\quad \alpha_2, outlet = 9310$ $\quad u_{clean} = 3460$

$\alpha_1, outlet = 5760$ $\quad \alpha_2, inlet = 7950$ $\quad u_{clean} = 3080$

แสดงให้เห็นว่าสำหรับงานที่มีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยเมื่อ $u_{clean} = 3270\ \text{W/m}^2{}^\circ\text{C}$ ค่า u ที่ทางเข้าของของไหล1 มีค่าสูงกว่าประมาณ 6 % ขณะที่ทางออกของของไหล1มีค่าต่ำกว่าประมาณ 6% แม้ว่าการเปลี่ยนค่าความหนืดเล็กน้อย ผลกระทบเมื่อของไหลที่มีการเปลี่ยนแปลงค่าความหนืดสูงขึ้นอยู่กับจุดที่อยู่หลายๆจุดของ Re-Nu-Pr

2.3.2.8 ค่าแรงดันสูญเสีย

ค่าแรงดันสูญเสีย (Pressure drop) ภายในท่อสำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้ สามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้คือ

$$\Delta P = \lambda \frac{L\rho v^2}{2d_i} \tag{2.32}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่

ΔP = ค่าแรงดันสูญเสีย , N/m^2)

λ = ค่าแฟคเตอร์แรงเสียดทาน

L= ค่าความยาวรวมทั้งหมด ,m

d_i= เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน ,m

ν = อัตราการไหลเฉลี่ยแบบลิเนียร์ ,m/s

ρ = ค่าความหนาแน่น ,kg/m^3

สำหรับท่อที่มีหน้าตัดเป็นวงกลม และมีการไหลผ่านของ q_m จากสมการที่(2.32) จะได้ว่า

$$\Delta P = 0.81\frac{\lambda L q_m^2}{\rho d_i^5} \tag{2.33}$$

โดยที่ q_m = ค่าอัตราการไหลมวล (kg/s)

2.3.2.8.1 ค่าแรงดันสูญเสียของ PHE

โดยทั่วไปสมการสำหรับแรงดันสูญเสีย ค่าแรงดันสูญเสียใน PHE จะประกอบไปด้วยส่วนต่างๆ ดังนี้คือ

แรงดันสูญเสียในท่อทางเข้าและออก ค่า Δp_m มีค่าประมาณ 1.5 เท่าของค่า Velocity Head ต่อจำนวนครั้งของการไหลผ่าน

$$\Delta p_m = 1.5\left(\frac{\rho U_m^2}{2g_c}\right)_i N_p \tag{2.34}$$

เมื่อ

N_p = จำนวนช่องทางการไหล

U_m = เป็นความเร็วผ่านช่องทางการไหล

แรงดันสูญเสียที่เชื่อมโยงภายในช่องทางการไหลในแผ่นเพลต จะได้ว่า

$$\Delta p_c = \frac{4fLG^2}{2g_c D_e}\left(\frac{1}{\rho}\right)_m + \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i}\right)\frac{G^2}{g_c} \tag{2.35}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_m = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\rho_o} + \frac{1}{\rho_i}\right) \quad (2.36)$$

เมื่อ

G = ความเร็วมวล

L = ความยาวของช่องทางการไหล ซึ่งมีค่าเท่ากับระยะทางแนวทะแยงมุมระหว่างศูนย์กลางของช่องทางเข้า และทางออกสำหรับของเหลวโดยไม่คำนึงผลจากโมเมนตั้มโดยที่ $(1/\rho)_m \approx 1/\rho_m$

แรงดันสูญเสียเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของมุมเงย (Elevation Change)

$$\Delta p_h = \pm \frac{\rho_m g L}{g_c} \quad (2.37)$$

โดยที่

เครื่องหมายบวก (+) หมายถึง การไหลขึ้นทางแนวตั้ง

เครื่องหมายลบ (-) หมายถึง การไหลลงในแนวดิ่ง

ส่วนค่า g คือสัดส่วนค่าคงที่ในกฎข้อที่ 2 ของนิวตันเรื่องการเคลื่อนที่ $g_c = 1$ และไม่มีหน่วย ใน SI unit ค่าแรงดันสูญเสียทั้งหมดสำหรับหนึ่งด้านของPHE คือผลรวมของ Δp ในสมการที่ (2.34) ,(2.35) และ (2.37)

ความสัมพันธ์ทั่วไปสำหรับการคำนวณแรงดันสูญเสียใน PHE หลังจากคิดค่าแฟคเตอร์ความหนืด Sieder-Tate ได้ดังนี้

$$\Delta p = \frac{4fLG^2}{2g_c \rho D_e}\left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{0.14} \quad (2.38)$$

โดยที่

Δp = แรงดันสูญเสีย ,Pa

Δp_m = แรงดันสูญเสียที่สัมพันธ์กับท่อทางเข้าและออกและช่องทางการไหล ,Pa

Δp_c = แรงดันสูญเสียภายในทางผ่านแผ่นเพลต ,Pa

f = ค่าแฟนนิ่งแฟคเตอร์

L = ค่าความยาวที่มีผลต่อการไหล ,m

G = ค่าความเร็วมวลบนของพื้นที่การไหลน้อยที่สุด (kg/m^2.s)

g_c =.ค่าความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลกหรือสัดส่วนค่าคงที่ 9.81 m/s^2 = 1 และไม่มีหน่วยใน SI unit

N_p = จำนวนช่องทางของไหล

ρ = ความหนาแน่นของของไหล,kg/m^3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ρ_o = ความหนาแน่นของของไหลขาออก ,kg/m3

ρ_i = ความหนาแน่นของของไหลขาเข้า ,kg/m3

D_e = เส้นผ่านศูนย์กลางสมมูลย์ของช่องทางการไหล ,m

U_m = ความเร็วของไหลที่ผ่านช่องทางการไหล หรือ ท่อ ,m/s

μ_w = ความหนืดของอุณหภูมิที่ผนัง ,Pa.s

μ_b = ความหนืดที่อุณหภูมิบัลค์เฉลี่ย ,Pa.s

2.3.2.8.2 ค่าแรงดันสูญเสียของ S&TE

ค่าแรงดันสูญเสียของ S&TE จะแบ่งเป็นแรงดันสูญเสียด้านท่อ และแรงดันสูญเสียในเชลล์ ซึ่งมีรายละเอียดโดยย่อดังนี้คือ

1. แรงดันสูญเสียทางท่อ

ในกรณีของไหลมีอุณหภูมิคงที่ไหลในท่อ ค่าแรงดันสูญเสียที่เกิดขึ้นจะเป็นฟังก์ชั่นของตัวเลขเรโนลด์ และคำนวณได้จากสมการซึ่งได้มาจากการแปรรูปสมการแฟนนิ่ง (Fanning) ดังนี้

$$f = \frac{\Delta P 2 \rho D}{4G^2 L} \tag{2.39}$$

หรือ

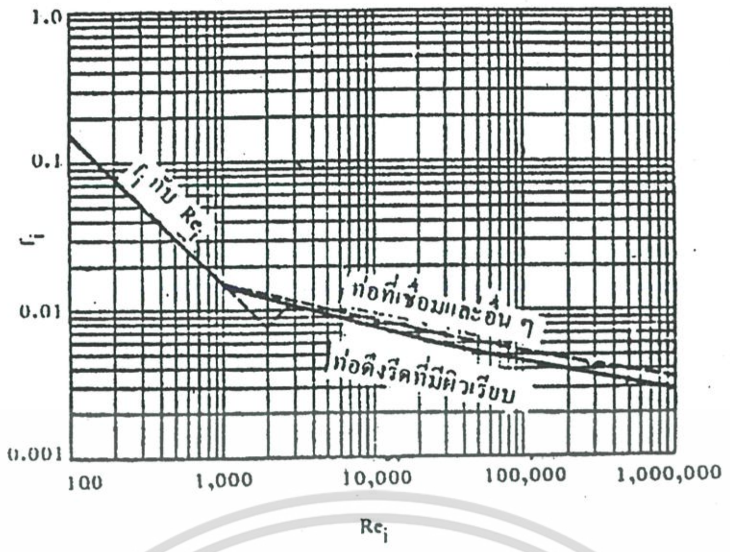
$$\Delta P = \frac{2 f G^2 L}{\rho D} \tag{2.40}$$

เมื่อ Sieder และ Tate ได้เพิ่มตัวแปรใหม่คือ สัมประสิทธิ์ชดเชยผลของความหนืดของของไหลในสมการแรงดันสูญเสียของการไหลภายในท่อถ่ายเทความร้อน ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะเขียนใหม่ได้ว่า

$$\Delta P_t = \frac{2 f G_i^2 L N_1}{D_i \rho \phi_t} \tag{2.41}$$

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของแฟนนิ่ง (Fanning's Friction Factor), f จะขึ้นอยู่กับค่าตัวเลขเรโนลด์ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.11

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.11 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานในท่อ

ส่วนค่าแรงดันสูญเสียที่เกิดจากการเปลี่ยนทิศทางการไหลจะแปรผันโดยตรงกับจำนวนเที่ยวการไหลของของไหลในท่อดังสมการต่อไปนี้

$$\Delta P_r = 4N_1\frac{V^2\rho}{2} = 2N_1V^2\rho = 2N_1G^2/\rho \qquad (2.42)$$

ค่าแรงดันสูญเสียรวมของของไหลในท่อคือผลบวกของ ΔP_t และ ΔP_r ที่ได้จากสมการ (2.41) และ (2.42) ตามลำดับ

$$\Delta P_i = \Delta P_t + \Delta P_r \qquad (2.43)$$

โดยที่

ΔPi = ค่าแรงดันสูญเสียรวมในท่อ ,Pa

ΔPt = ค่าแรงดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลในท่อ ,Pa

Δ Pr = ค่าแรงดันสูญเสียที่เกิดจากการเปลี่ยนทิศทางการไหล ,Pa

f = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของแฟนนิ่ง (Fanning's friction Factor)

G_i = ความเร็วเชิงมวล , kg/m^2.sec

L = ความยาวของท่อ ,m

N_1= จำนวนเที่ยวการไหลของของไหลในท่อ

D_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ ,m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

S = ความถ่วงจำเพาะของของไหล

$\phi_t = \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{0.14}$

V = ความเร็วของการไหล ,m/sec

g = อัตราความเร่งภายใต้แรงดึงดูดของโลกซึ่งมีค่าเท่ากับ 9.807 m/sec^2

ในกรณีที่ต้องการคำนวณค่าแรงดันสูญเสียในหน่วยที่ใช้ในอุตสาหกรรมจะได้ว่า

$$\Delta Pi = 2500\left(\frac{N_l L}{d_i}\right)\left(\frac{G_i^2}{\rho}\right)\left[\left(\frac{f_i}{\phi_i}\right) + 0.001\left(\frac{di}{L}\right)\right] \quad (2.44)$$

โดยที่

ΔPi = ค่าแรงดันสูญเสียรวมในท่อ ,Pa

N_1 = จำนวนเที่ยวการไหลของของไหลในท่อ

N_2 = จำนวนท่อถ่ายเทความร้อนที่ใช้

α = พื้นที่หน้าตัดของท่อถ่ายเทความร้อน 1 ท่อ $= \frac{\pi}{4}\left(\frac{di}{1000}\right)^2$, m^2

L = ความยาวของท่อถ่ายเทความร้อน ,m

G_i = ความเร็วเชิงมวลต่อ 1 เที่ยว = $\dfrac{\text{อัตราการไหล kg/sec}}{\left(\alpha \frac{N_2}{N_1}\right)}$, kg/m^2.sec

ρ = ความหนาแน่นของของไหล ,kg/m^3

μ_m = ความหนืดที่อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล ,cP

μ_w = ความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิของผนังท่อ ,cP

$\phi_i = \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{0.14}$ ยกเว้นกรณี Re< 2300 ให้ใช้ $(\phi_i)^2$ แทน ϕ_i

f_i = สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อถ่ายเทความร้อน ,mm

2. ค่าแรงดันสูญเสียในเชลล์ (Shell Side Pressure Drop)

ในทำนองเดียวกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มนอกท่อ ในการคำนวณค่าแรงดันสูญเสียในเชลล์ (นอกท่อ) โดยอาศัยทฤษฎีแต่อย่างเดียวทำได้ลำบากมากโดยปกติค่าแรงดันสูญเสียในเชลล์ถือได้ว่าเท่ากับผลรวมของค่าแรงดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลขนานกับมัดท่อ และ ค่าแรงดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ตั้งฉากกับมัดท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยการแปรรูปสมการแฟนนิ่ง (Fanning) ค่าแรงดันสูญเสียสูญเสียในเชลล์ที่เกิดจากการไหลที่ตั้งฉากกับมัดท่อ สามารถคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้

$$\Delta P_c' = 2 f N_r (G_c')^2 / \rho \tag{2.45}$$

ในกรณีของการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) สัมประสิทธิ์ความเสียดทานคำนวณได้จาก

$$f = \frac{0.75}{\left(\frac{P' - D_0'}{D_o'}\right)^{0.2}\left(\frac{D_o' - G_c'}{\mu}\right)^{0.2}} = \frac{0.75}{\left(\frac{P' - D_0'}{\mu}\right)^{0.2}(G_c')^{0.2}} \tag{2.46}$$

เมื่อแทนสมการ (2.46) ลงในสมการ (2.45) จะได้

$$\frac{\Delta P_c' \times (\rho)}{N_r} = 1.5 (G_c')^{1.8} \left(\frac{\mu}{P' - D_0'}\right)^{0.2} \tag{2.47}$$

ค่า $\Delta P_c'$ ที่คำนวณได้จากสมการ (2.47) เป็นค่าแรงดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลตั้งฉากกับมัดท่อเพียงเที่ยวเดียวเท่านั้น ค่าแรงดันสูญเสียรวมสำหรับการไหลแบบตั้งฉากในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือค่าที่ได้จากการคูณ $\Delta P_c'$ ด้วยจำนวนเที่ยวของการไหลแบบตั้งฉากในเครื่องเมื่อคิดว่าส่วนเปิดของแผ่นกั้น (Baffle) เป็นเหมือนกับทำนบกั้นน้ำ (Weir) ค่าแรงดันสูญเสียในเชลล์ที่เกิดจากการไหลขนานกับมัดท่อผ่านส่วนปิดของแผ่นกั้นคำนวนได้จาก

$$V = 0.7 (2 g \Delta h)^{0.5} \tag{2.48}$$

ตัวแปร V และ Δh ในสมการ (2.48) สามารถเขียนในรูปของตัวแปร G_b' และ $\Delta P_b'$ ตามลำดับดังนี้คือ

$$V = G_b' / \rho \tag{2.49}$$

$$\Delta h = \Delta P_b' / \rho g \tag{2.50}$$

เมื่อแทนค่าสมการ (2.49) และ (2.50) ลงในสมการ (2.48) จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Delta P_b' = 1.02\frac{(G_b')^2}{\rho} \tag{2.51}$$

ค่า $\Delta P_b'$ ที่คำนวณได้จากสมการ (2.51) เป็นค่าแรงดันสูญเสียสำหรับแผ่นกั้นเพียงหนึ่งแผ่นเท่านั้น ค่าแรงดันสูญเสียรวมสำหรับการไหลที่ขนานกับมัดท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ ผลคูณของ $\Delta P_b'$ กับจำนวนแผ่นกั้นที่ใช้ สรุปแล้วค่าแรงดันสูญเสียรวมในเชลล์ คำนวณได้จาก

$$\Delta P_o = \left[\, \Delta P_c' (\text{จำนวนการไหลตั้งฉาก}) + \Delta P_b' (\text{จำนวนแผ่นกั้น}) \right] \times \text{สัมประสิทธิ์ความปลอดภัย} \tag{2.52}$$

เพื่อป้องกันความผิดพลาดที่อาจเกิดขึ้นกับการคำนวณค่าแรงดันสูญเสียในเชลล์ โดยทั่วไปมักจะใช้ค่าสัมประสิทธิ์ความปลอดภัย (Safety factor) เท่ากับ 1.2 ในสมการ (2.52)

โดยที่

ΔP_o = ค่าแรงดันสูญเสียรวมในเชลล์ ,Pa

$\Delta P_c'$ = ค่าแรงดันสูญเสียสำหรับการไหลแบบตั้งฉากกับมัดท่อหนึ่งแท่ง ,Pa

$\Delta P_b'$ = ค่าแรงดันสูญเสียสำหรับการไหลแบบขนานกับมัดท่อหนึ่งแท่ง ,Pa

N_r = จำนวนแถวของท่อถ่ายเทความร้อนที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหล ,-

$(S.G.)$ = ความถ่วงจำเพาะของของไหล

G_b' = ความเร็วเชิงมวลในทิศทางขนานกับมัดท่อ ,kg/m^2.sec

G_c' = ความเร็วเชิงมวลในทิศทางตั้งฉากกับมัดท่อ ,kg/m^2.sec

μ_m = ความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล ,cP

P' = พิท (Pitch) หรือระยะห่างระหว่างแกนกลางของท่อถ่ายเทความร้อน ,m

D_o' = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อถ่ายเทความร้อน ,m

μ = ความหนืดของของไหล ,kg/m.sec

2.3.2.9 ค่าความยาวทางความร้อน หรือ ค่าเทดต้า

ค่าความยาวทางความร้อน (Thermal length) หรือ ค่าเทดต้า(Theta-value), θ สามารถอธิบายในรูปแบบของค่า NTU โดยที่ NTU คำนวณได้เป็นสองส่วนคือ ด้านร้อน และเย็นดังต่อไปนี้คือ

$$NTU_1 = \theta_1 = \frac{T_1in - T_1out}{LMTD} \qquad NTU_2 = \theta_2 = \frac{T_2in - T_2out}{LMTD}$$

NTU ย่อมาจาก Number of Transfer Units และวัดจากค่าความยากของหน้าที่ทางความร้อนว่าเป็นอย่างไร ซึ่งมีนัยสำคัญในงานชดเชยความร้อน (Heat Recovery) ที่แสดงประสิทธิภาพทางความร้อน

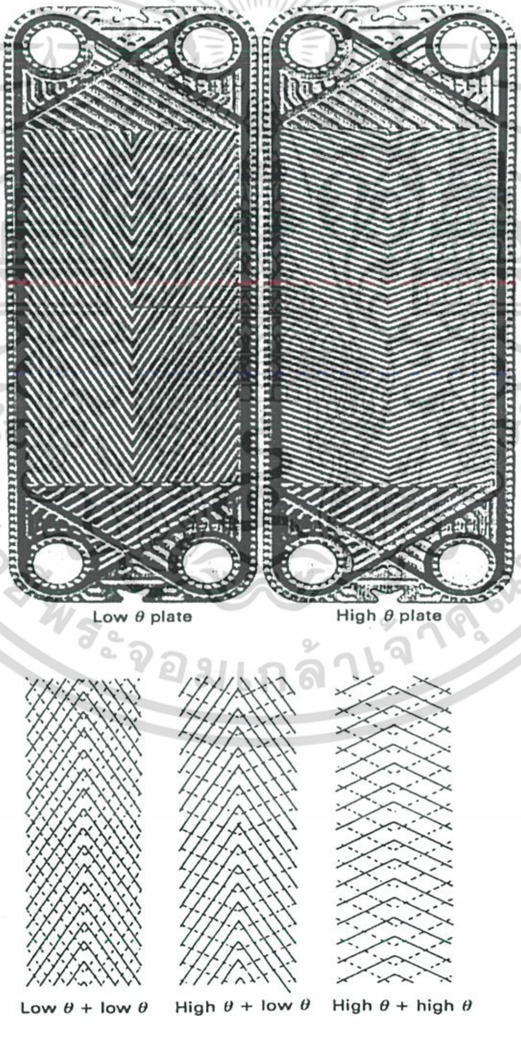
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (θ สูง=การชดเชยความร้อนสูง) และใช้เป็นแนวทางในการเลือก PHE ที่เหมาะสม

2.3.2.10 แผ่นเพลต และ เทดต้าแชนแนล สูง/ ต่ำ

สำหรับแผ่นเพลตและเทดต้าแชนแนล สูง/ ต่ำ (High/low theta plate and channels) นั้น โดยทั่วไปแล้วรุ่นของ PHE มีชนิดของแผ่นเพลตอย่างน้อย 2 ชนิดคือ เทดต้า (Theta) สูง และต่ำ ค่าเทดต้า (Theta) สูงมีมุมเชฟรอนที่กว้างกว่าค่าเทดต้า (Theta) ต่ำ มุมที่กว้างให้ค่าความต้านทานการไหลที่กว้างแต่แรงดันสูญเสียสูงดังแสดงในรูปที่ 2.12

ค่าเทดต้า (Theta) สูงมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูง และมีความเป็นไปได้ในการผสมกันระหว่าง เทดต้า (Theta) สูง และต่ำ กลายเป็นเทดต้าแชนแนล (Theta channel) ปานกลาง อย่างไรก็ตามต้องหาจุดเหมาะสม (Optimum) กันระหว่างแรงดันสูญเสีย และการอัตราถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 2.12 แนวความคิดของการผสมกันของเทดต้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.2.11 ค่าคุณสมบัติทางกายภาพ

ค่าคุณสมบัติทางกายภาพ (Physical Properties) ของของไหลสองชนิดในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นนัยที่สำคัญมากเช่นถ้าค่าความหนืดที่สูง แต่ค่าความนำความร้อนที่ต่ำจะมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่ต่ำกว่าของไหลทีมีความหนืดต่ำแต่มีการนำความร้อนที่สูง การคำนวณการถ่ายเทความร้อนและแรงดันตกคร่อมของของไหลสถานะเดียวจะมีพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้คือ

ความหนาแน่น, ρ

ความร้อนจำเพาะ, Cp

ความนำความร้อน, λ

ความหนืด, μ

2.3.2.12 ค่าฟาววิ่งแฟคเตอร์

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในระหว่างมีการใช้งานจะสูญเสียสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนอันเนื่องจากฟาววิ่ง (Fouling) ที่หมายถึงคราบสะสมใดๆ บนพื้นผิวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่จะไปต้านทานการถ่ายเทความร้อน ซึ่งจะไม่นำมาใช้สำหรับการออกแบบ PHE แต่ค่าที่นำมาใช้จะเป็นค่าความต้านทาน หรือมาร์จิ้น (Margin) บนพื้นผิวหรือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

คำจำกัดความของค่าความต้านทานฟาววิ่ง (Fouling) และมาร์จิ้น (Margin) จะได้ว่า

$$R_f = \frac{1}{U_{service}} - \frac{1}{U_{clean}} \tag{2.53}$$

$$Margin = 100.\frac{U_{clean} - U_{service}}{U_{service}} \tag{2.54}$$

2.3.3 การออกแบบทางกล

กระบวนการออกแบบทางกลจะครอบคลุมความรู้ และกิจกรรมทางเทคนิคกว้างขวางมาก ซึ่งมีจุดมุ่งหมายไปที่ การให้หลักประกันการทำงานอย่างปลอดภัยของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตลอดจนอายุการใช้งานด้วยค่าใช้จ่ายที่ต่ำที่สุด ซึ่งค่าใช้จ่ายจะประกอบไปด้วยราคาซื้อและค่าติดตั้งเริ่มต้นตลอดจนค่าใช้จ่ายในการใช้งาน รวมทั้งค่าตรวจสอบ ค่าบำรุงรักษา และการซ่อมแซม

เป็นที่ทราบกันอยู่แล้วว่าในการออกแบบทางกลความมุ่งหมายหลักอยู่ที่จัดให้มีภาชนะที่แข็งแรงเพียงพอที่จะเก็บกักของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์ได้โดยไม่เกิดการรั่วสู่ภายนอก และไม่เกิดการรั่วไหลผสมกันของของไหลทั้งสองตัว ซึ่งเกี่ยวข้องกับการคำนวณโดยละเอียด และการออกข้อกำหนดจำเพาะความหนาของผนังเปลือกหุ้ม ฝาครอบท้ายท่อ แผงยึดท่อ หน้าแปลน และปากทางเข้า-ออก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเลือกใช้วัสดุไม่ได้พิจารณาเฉพาะความแข็งแรงเพื่อรองรับแรงดันเท่านั้น แต่ยังจะต้องพิจารณาถึงความเข้ากันได้ของวัสดุกับของไหลที่ไหลผ่าน และกับวัสดุอื่นที่ใช้เนื่องจากว่ามีของไหลบางตัวที่มีความกัดกร่อนสูงสำหรับโลหะบางชนิดแต่จะไม่กัดกร่อนต่อโลหะอื่น ๆ

นอกเหนือจากความสามารถในการทำงานภายใต้สภาวะปกติแล้ว การออกแบบยังต้องให้สามารถรองรับสภาวะชั่วขณะที่เป็นอันตรายอีกด้วย ซึ่งสภาวะดังกล่าวอาจจะเกิดขึ้นในการใช้งานตามปกติในระหว่างเริ่มเดินเครื่อง การหยุดการทำงาน หรือการหยุดชะงักโดยไม่ได้คาดหมายของของไหล เป็นต้น ความเป็นไปได้ในการเกิดการกระโชกของแรงดันในท่อของไหลซึ่งจะต้องเผื่อค่าความปลอดภัยไว้ด้วย ไม่เช่นนั้นอาจจะเกิดความเค้นที่สูงมากเฉพาะที่ได้ในระหว่าง การประกอบเคลื่อนย้าย และ ติดตั้ง

การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นจากหลายแหล่งเป็นสิ่งที่น่าเป็นห่วงเช่นกัน เนื่องจากความถี่จากแหล่งกำเนิดดังกล่าวพ้องกับความถี่ธรรมชาติของท่อ หรือโครงสร้างส่วนอื่นก็จะทำให้เกิดเรโซแนนท์ (Resonant) ซึ่งสามารถสร้างความเสียหายอย่างร้ายแรงแก่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

การออกแบบจะต้องคำนึงถึงการทำความสะอาดที่เกิดขึ้นในอนาคตเพื่อกำจัดตะกอน และตะกรัน โดยการจัดเตรียมสิ่งที่จะช่วยในการถอด ปลด ทำความสะอาด ซ่อม เปลี่ยน และการซีลคืนชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนรวมทั้งจะต้องเตรียมการสำหรับ การค้นหา การถอด และการเปลี่ยนท่อ หรือแผ่นอุปกรณ์ที่ชำรุดด้วย

ส่วนที่สำคัญอย่างยิ่งอีกส่วนหนึ่งของการออกแบบทางกล เกี่ยวข้องกับการซีลด้วยประเก็นของข้อต่อแรงดันสูงที่อยู่กับที่หน้าแปลนของฝาครอบและข้อต่อสำหรับช่องทางเข้าและออก งานที่มีความสำคัญมากอีกอย่างหนึ่งที่เกี่ยวข้องกับการซีลก็คือ การออกแบบส่วนอัดรั่วที่ใช้ในแผ่นยึดท่อแบบลอย หรือการออกแบบหัวลอย (S&TE) การออกแบบทางกลยังเกี่ยวข้องกับการออกแบบ โดยละเอียด และการจัดระยะของแผ่นกั้นรวมทั้งแผ่นรองรับท่อเพื่อลดทอนการเคลื่อนที่ของท่อ และการไหลลัดของของไหลไม่ให้มากเกินไป

2.4 บทสรุป

ในการพิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น สิ่งสำคัญที่ต้องพิจารณาควบคู่กันไปคือ องค์ประกอบต่างๆ ซึ่งรวมถึงหลักเกณฑ์ต่างๆ ที่เกี่ยวข้องสำหรับการออกแบบทางความร้อนเช่น ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อนและองค์ประกอบที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบทางกล ไม่ว่าจะเป็นในด้านการเก็บกักของไหลภายใต้แรงดัน และในการรั่วซึมระหว่างของเหลวทั้งสองยังรวมถึง ความเค้นที่เกิดจากแรงดันภายในซึ่งผลทางความร้อนตลอดจนวิธีการในการแก้ปัญหาต่างๆ เหล่านี้เพื่อให้ได้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความเหมาะสมที่สุด

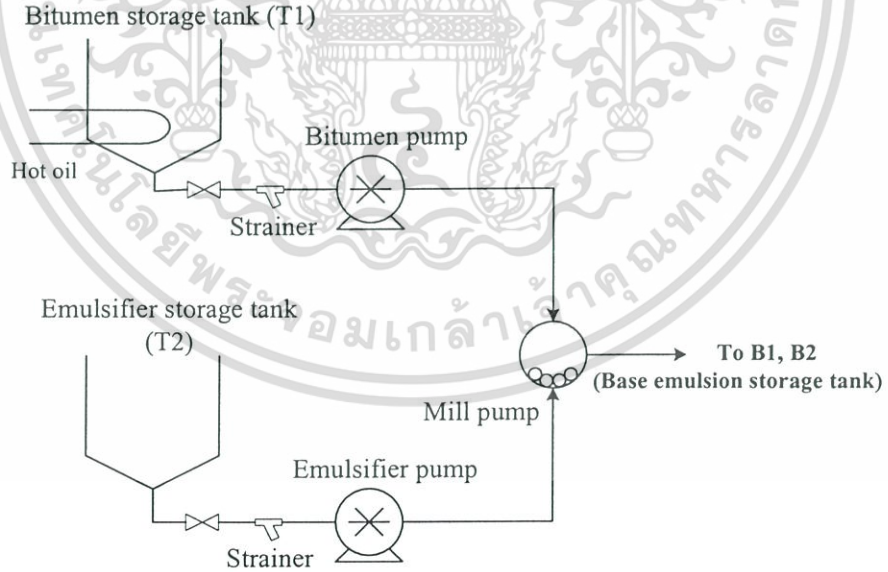
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3
ระบบการคูลลิ่งในโรงงาน

3.1 บทนำ

โรงงานที่ทำการศึกษาในวิทยานิพนธ์นี้เป็นโรงงานที่ผลิตผลิตภัณฑ์ชนิดหนึ่งที่เรียกว่า บิทูเมนอีมัลชั่น (Bitumen Emulsion) หรือเบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) ซึ่งประกอบไปด้วยส่วนผสมระหว่าง ยางมะตอย (Bitumen) ที่มีค่าการทดสอบความแข็ง (Penetration) ประมาณ 100 หรือน้อยกว่ากับน้ำที่ผสมในของเหลวชนิดหนึ่งซึ่งวัตถุดิบที่ผสมกันนี้ว่า อีมัลซิฟายเอ้อ (Emulsifier) โดยทั่วไปแล้ว อีมัลซิฟายเอ้อ (Emulsifier) จะถูกบด (Mill) ผสมกับยางมะตอยที่สัดส่วนประมาณ 40-70% ต่อ นน.ยางมะตอย แต่ก่อนที่จะถูกนำไปผสมกับสารเคมีตัวอื่นเพื่อนำไปผลิตเป็นผลิตภัณฑ์สุดท้าย (Finishing Product) เบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) จะต้องผ่านขั้นตอนของการคูลลิ่งเพื่อทำให้อุณหภูมิลดลงจากที่ประมาณ 75°C-78°C จนเหลือประมาณ 40°C-42°C

3.2 ระบบการคูลลิ่งในโรงงาน



รูปที่ 3.1 แสดงไดอะแกรมของกระบวนการผลิตเบสอีมัลชั่น

จากรูปที่ 3.1 ขั้นตอนการผลิตเบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) สามารถอธิบายได้ดังนี้คือ

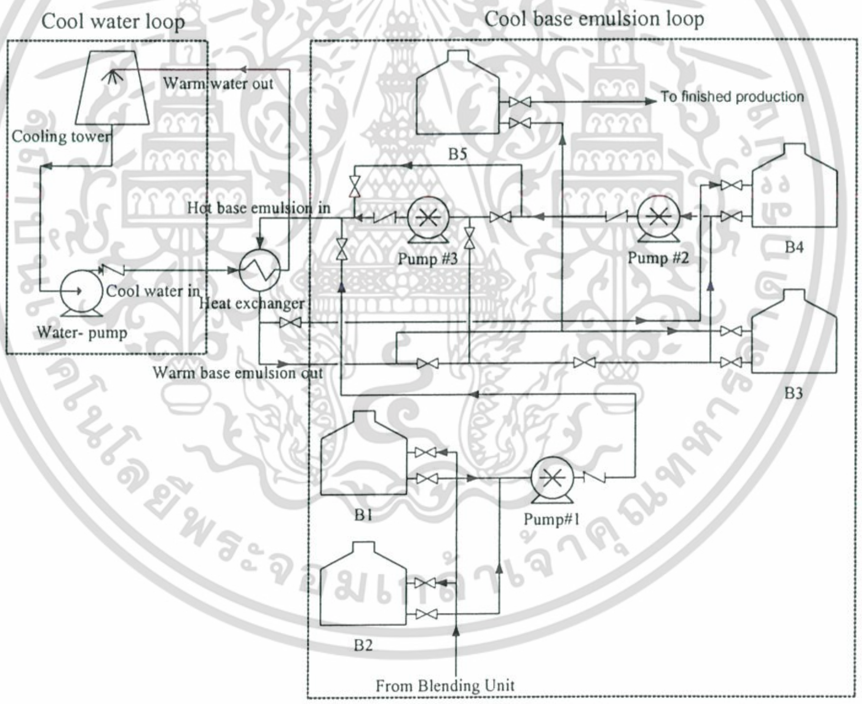
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.ยางมะตอย (Bitumen) ที่ถูกเก็บอยู่ในถังเก็บ T.1 จะถูกควบคุมอุณหภูมิให้อยู่ในช่วงประมาณ 125°C-135°C ด้วยเทอร์โมสตัด (Thermostat) หลังจากนั้นยางมะตอยจะถูกปั๊มด้วย Bitumen pump ผ่านหม้อกรอง (Strainer) ซึ่งจะมีแผ่นกรอง (filter) ขนาด 0.5 มม. อีมัลซิฟายเอ้อ (Emulsifier) หรือน้ำสบู่เข้มข้น (Concentrated Soap) จะถูกเก็บไว้ในถังเก็บ T.2 ที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วงระหว่าง 30°C-35°C

2.ยางมะตอย และอีมัลซิฟายเอ้อ (Emulsifier) จะถูกปั๊มเข้าไปที่มิลปั๊ม (Mill Pump) ซึ่งทำหน้าที่เป็นเครื่องบด (Homoginizer) มีหน้าที่บดยางมะตอยให้มีขนาดเล็กและรวมเป็นเนื้อเดียวกันกับอีมัลซิฟายเอ้อ (Emulsifier) ด้วยสัดส่วนที่ตั้งไว้อย่างเหมาะสมสำหรับแต่ละผลิตภัณฑ์ที่ต้องการ

3.อุณหภูมิทางออกของ เบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) จะมีค่าอุณหภูมิอยู่ในช่วงระหว่าง 75°C-78°C

4.ปฏิกริยาแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ (Centrifugal Action) ของมิลปั๊ม (Mill Pump) จะถูกสร้างแรงดันเพื่อปั๊มเบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) ไปเก็บที่ถังเก็บ B1 และ B2 ต่อไป



รูปที่ 3.2 แสดง ลูป(Loop)ของระบบการคูลลิ่ง

จากรูปที่ 3.2 กระบวนการการคูลลิ่งถูกแบ่งออกเป็น 2 ลูป (Loop) ดังนี้คือ

3.3.1 การทำงานของลูปเบสอีมัลชั่นเย็น

การทำงานของลูปเบสอีมัลชั่นเย็น (Cool Base Emulsion Loop) มีขั้นตอนดังต่อไปนี้คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. เบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) จะถูกเก็บอยู่ในถัง B1 และ B2 เป็นเวลาอย่างน้อย 3-5 ชั่วโมง ก่อนที่อุณหภูมิของเบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) จะถูกทำให้มีค่าลดลงจากประมาณ 75°C–78°C จนเหลือประมาณ 65°C–70°C

2. เบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) จะถูกปั๊มโดย pump #1 จากถังB1 และ B2 ไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและผ่านไปเก็บที่ถัง B3 ก่อนที่จะถูกปั๊มโดย pump #2 ไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและผ่านไปเก็บที่ถัง B4 จากนั้นจะถูกปั๊มผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกลับไปเก็บที่ถัง B3 อีกครั้ง ทำซ้ำอย่างนี้จนกระทั่งได้ค่าอุณหภูมิอยู่ในช่วงประมาณ 40°C-42°C แล้วจึงปั๊มไปเก็บที่ถัง B5 เพื่อรอการผลิตเป็นผลิตภัณฑ์สุดท้ายต่อไป

3.3.2 การทำงานของลูปน้ำเย็น

การทำงานของลูปน้ำเย็น (Cool Water Loop) มีขั้นตอนดังนี้คือ

1. น้ำอุ่นจะถูกปั๊มโดยปั๊มน้ำผ่านอุปกรณ์แลกเปลียนความร้อนแบบตัวหนอน (Worm Cooler) ไปยังคูลลิ่งทาวเวอร์ (Cooling Tower) โดยที่อุณหภูมิของน้ำอุ่นจะมีค่าอยู่ในช่วง 34°C-36°C

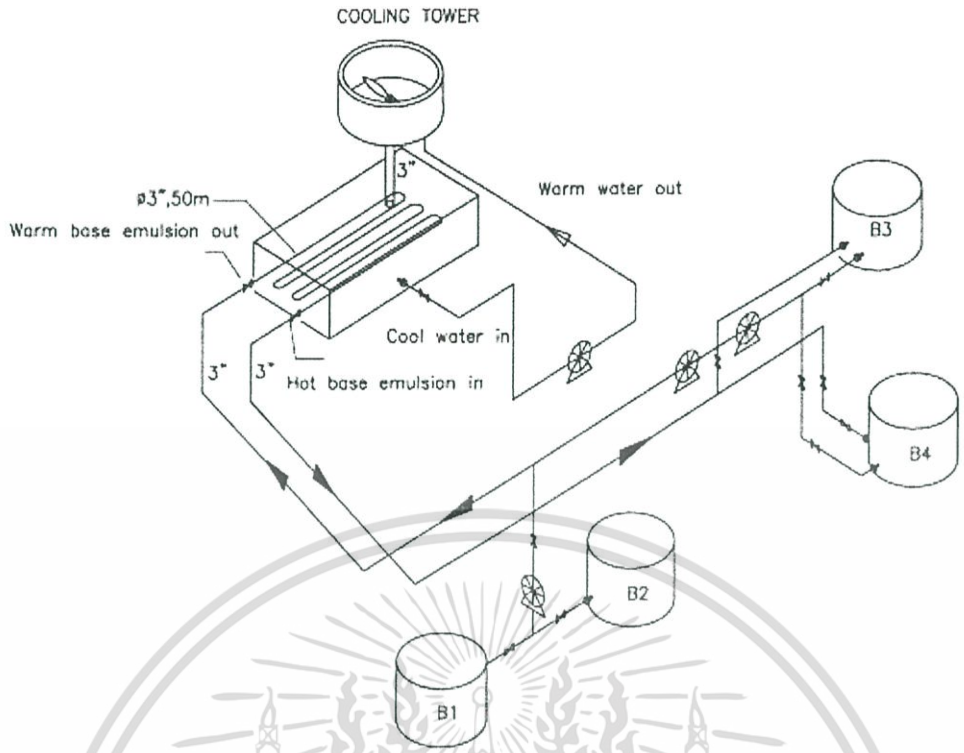
2. เมื่อน้ำผ่านคูลลิ่งทาวเวอร์แล้ว อุณหภูมิของน้ำจะลดลงจากช่วงประมาณ 34°C–36°C จนเหลือประมาณ 30°C-31°C ก่อนที่จะถูกสูบเข้าปั๊มน้ำต่อไป

3.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน

3.3.1 วิธีการออกแบบ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน (Worm Cooler) ดังแสดงในรูปที่ 3.3 เป็นแบบหนึ่งในหลายๆ ชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้งานในโรงงานนี้และถูกนำมาใช้งานเป็นเวลานานกว่า 20 ปี อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอนถูกนำมาใช้เพื่อเป็นตัวกลางในการถ่ายเทความร้อนจากผลิตภัณฑ์ไปยังน้ำที่ถูกทำให้เย็นโดยคูลลิ่งทาวเวอร์ (Cooling Tower)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



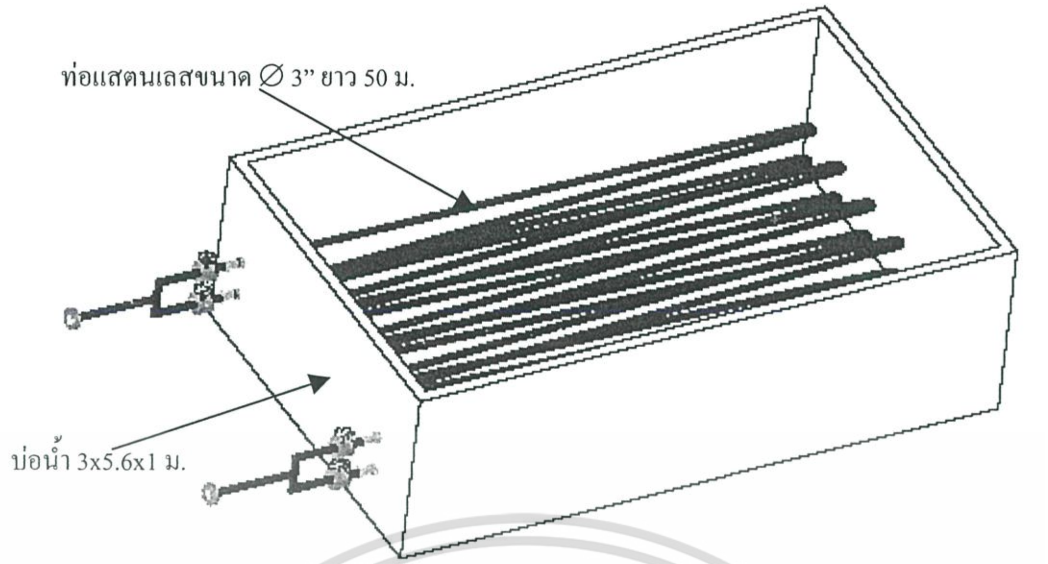
รูปที่ 3.3 ระบบการคูลลิ่งด้วยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน (Worm Cooler)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน (Worm Cooler) ถูกออกแบบอย่างง่ายๆ โดยประกอบไปด้วยส่วนประกอบหลัก 2 ส่วนคือ

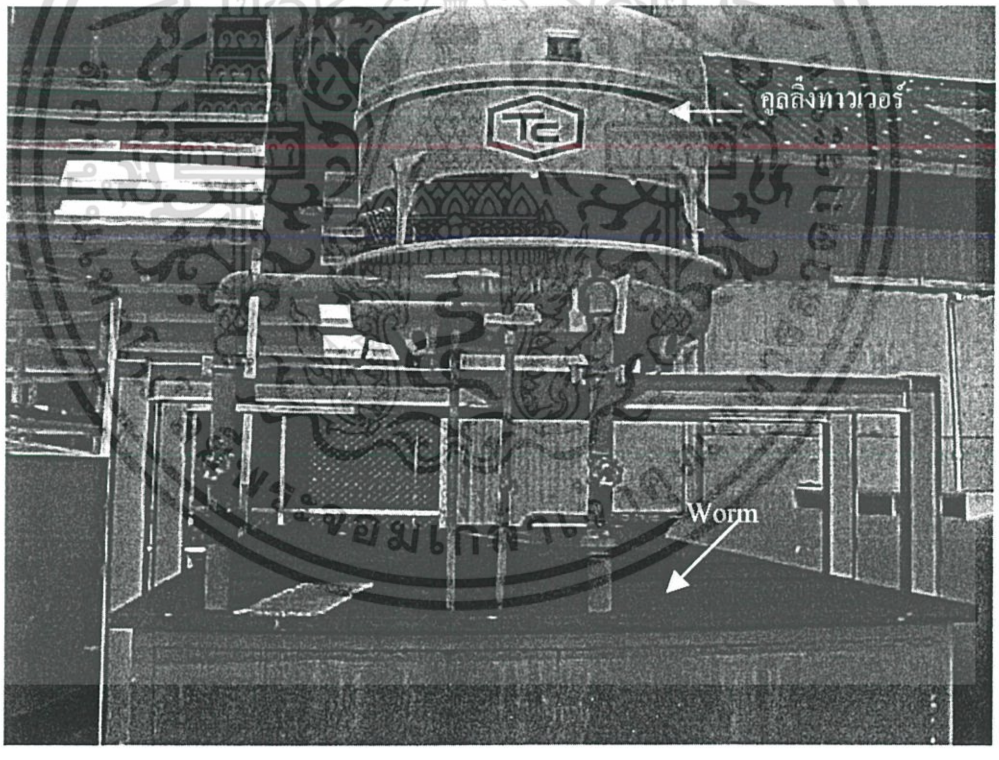
1.ท่อแสตนเลสขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 นิ้ว ยาวประมาณ 50 เมตร

2.บ่อน้ำที่มีขนาด กว้าง× ยาว× สูง ประมาณ 3× 5.6× 1 เมตร ซึ่งภายในบ่อน้ำประกอบไปด้วยเหล็กแผ่นซึ่งภายในเททับด้วยคอนกรีต ส่วนท่อแสตนเลสจะประกอบเป็นท่อที่ขดไปมาจำนวน 5 รอบ ก่อนที่จะถูกจุ่มลงในบ่อน้ำดังแสดงในรูปแบบจำลองที่ 3.4 และในรูปที่ 3.5 ถึงรูปที่ 3.6 จะเป็นรูปของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอนที่ถ่ายมาจากสถานที่จริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

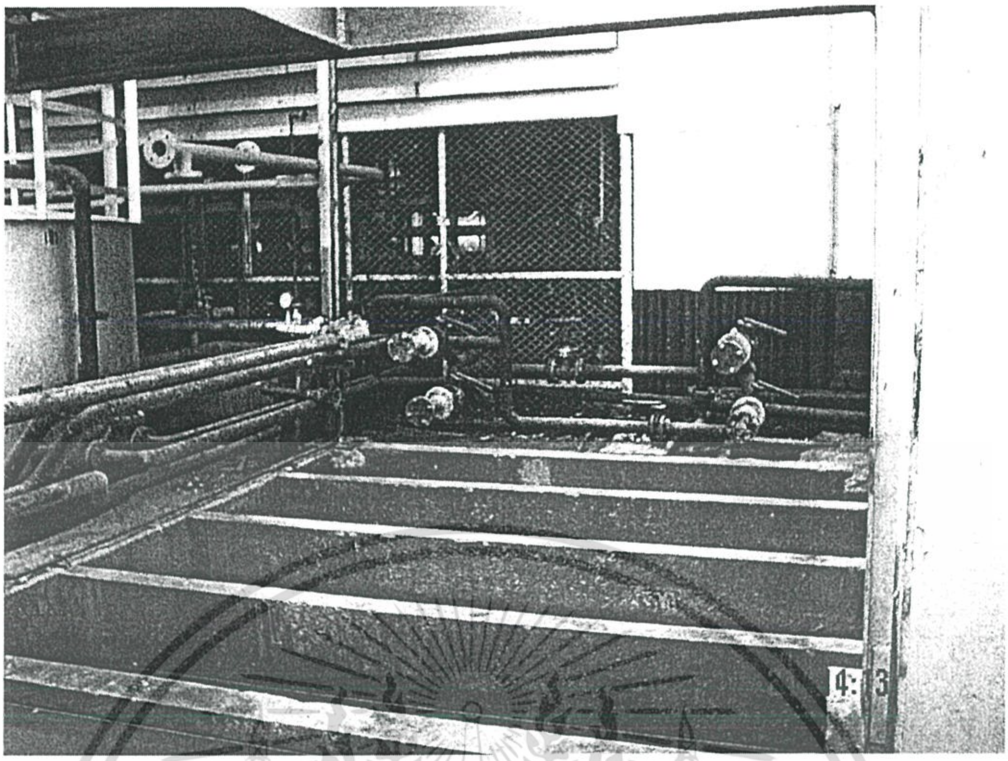


รูปที่ 3.4 แบบจำลองของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน

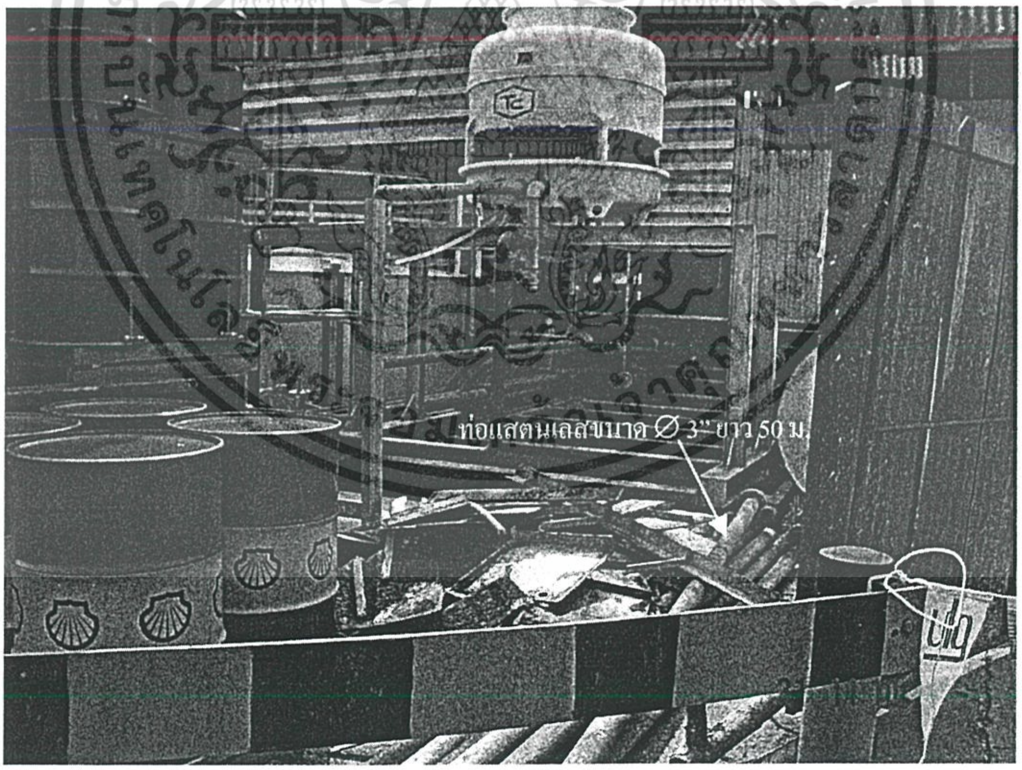


รูปที่ 3.5 ระบบคูลลิ่งที่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.6 โครงสร้างบ่อน้ำของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน



รูปที่ 3.7 แสดงส่วนประกอบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.2 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

ก่อนการปรับปรุงวิธีการคูลลิ่งผลิตภัณฑ์ได้มีการศึกษาเพื่อจะหาค่าอุณหภูมิที่ลดลงของผลิตภัณฑ์กับระยะเวลา โดยพนักงานฝ่ายผลิตจะเป็นผู้ทำการอ่านค่าอุณหภูมิจากอุปกรณ์วัดค่าอุณหภูมิและแรงดันจากอุปกรณ์วัดความดันจากนั้นจะทำการบันทึกค่ารายละเอียดต่างๆ ซึ่งได้ถูกแสดงไว้ในตารางที่ 3.1 จะพบว่าอัตราการคูลลิ่งของผลิตภัณฑ์จะอยู่ที่ประมาณ 20 ตันต่อ 13 ชั่วโมง ซึ่งจะสังเกตุเห็นได้ว่าช่วงแรกของการคูลลิ่งนั้นอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์จะลดลงอย่างรวดเร็ว โดยจะใช้เวลาอยู่ที่ประมาณ 4.5 ชั่วโมง ในการลดอุณหภูมิจาก 65°C เหลือประมาณ 47°C หรือ ประมาณ 18°C แต่หลังจากนั้นค่าของอุณหภูมิจะลดลงอย่างช้าๆ ครั้งละไม่เกิน 2°C ต่อการปั๊มผลิตภัณฑ์ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหนึ่งรอบ โดยที่อุณหภูมิถูกทำให้ลดลงจาก 47°C เหลือ 41°C หรือ ประมาณ 6°C ใช้เวลาถึงประมาณ 8.5 ชั่วโมง ทั้งนี้มีสาเหตุมาจากที่อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์กับน้ำหล่อเย็นมีค่าใกล้เคียงกันและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ต่ำของอุปกรณ์ความร้อนทำให้การถ่ายเทความร้อนทำได้ไม่ดี

จากการศึกษายังพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนยังมีความไม่แน่นอนขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายประการแต่ส่วนที่เป็นนัยสำคัญคืออุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมภายนอก เช่น เมื่อทำการคูลลิ่งเบสอีมัลชั่นจำนวน 20 ตัน ในฤดูฝนหรือฤดูหนาวอัตราการคูลลิ่งจะเร็วขึ้นโดยจะอยู่ที่ประมาณ 9-12 ชั่วโมง แต่ในทางกลับกันเมื่อทำการคูลลิ่งในฤดูร้อนอัตราการคูลลิ่งจะอยู่ที่ประมาณ 11-14 ชั่วโมง ดังนั้นในการคำนวณจะใช้อัตราการคูลลิ่งเฉลี่ยส่วนใหญ่จะอยู่ที่ประมาณ 13 ชั่วโมง

ตารางที่ 3.1 แสดงค่าอุณหภูมิกับระยะเวลาที่ใช้ในการคูลลิ่งเบสอีมัลชั่น

รอบที่	ถังส่ง	ถังรับ	อุณหภูมิทางเข้า (°C)	อุณหภูมิทางออก (°C)	ระยะเวลาในการปั๊ม (ชั่วโมง)
1	B1, B2	B3	65	55	1.5
2	B3	B4	55	50	1.5
3	B4	B3	50	47	1.5
4	B3	B4	47	45	1.5
5	B4	B3	45	44	1.5
6	B3	B4	44	43	1.5
7	B4	B3	43	42	2
8	B3	B5	42	41	2
รวมระยะเวลาในการคูลลิ่งผลิตภัณฑ์เท่ากับ					13

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนค่าแรงดันตกคร่อมสูงสุดจะอยู่ที่ประมาณ 30-45 PSI

คำนวณค่า อัตราการไหลมวล ($\dot{m}$) จะได้ว่า

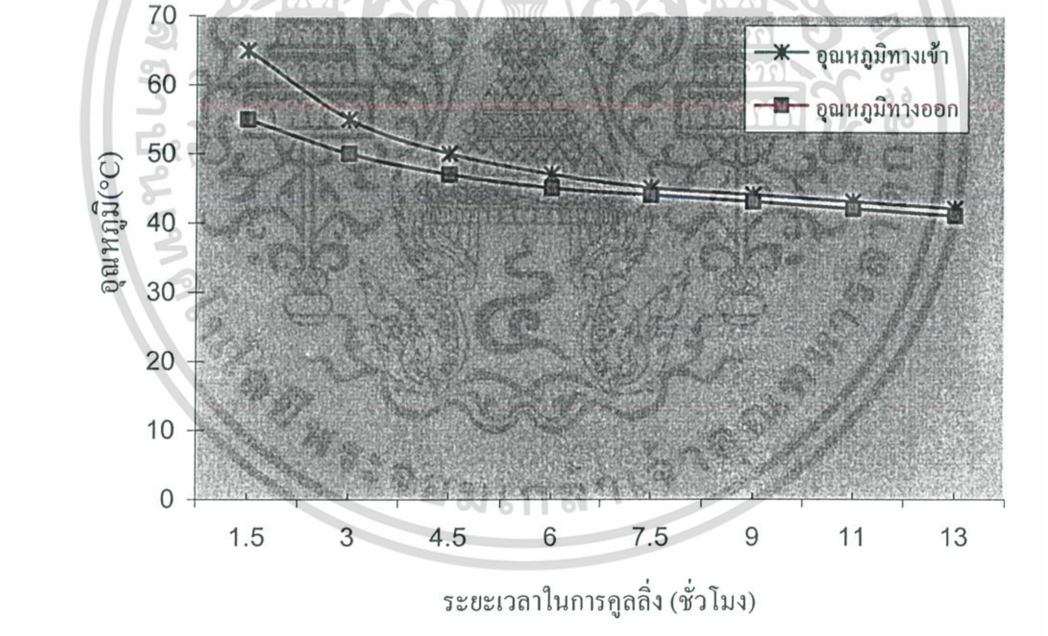
$$\dot{m} = \frac{m}{t} = \frac{20000}{13} = 1538.46 \text{ Kg/hr} \quad (3.1)$$

โดยที่

m = ค่าน้ำหนักของ ผลิตภัณฑ์ (kg)

t = ค่าเวลาที่ใช้ในการคูลลิ่ง (hr)

พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน A สามารถคำนวณจากการเปิดตารางหาพื้นที่ของท่อตามข้อมูลขนาดของท่อที่ถูกใช้[6] ซึ่งดูได้จากตารางที่11ในภาคผนวก ก. โดยที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อจะเท่ากับ 3 นิ้ว ความยาวท่อประมาณ 50 เมตร และค่า Schedule Number เท่ากับ 40 จะได้พื้นที่สัมผัส A อยู่ที่ประมาณ 13.97 ตารางเมตร



รูปที่ 3.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ก่อนปรับปรุงระบบคูลลิ่ง

จากสมการ (2.20)จะเขียนสมการแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด Q ได้ดังนี้

$$Q = \dot{m}_h C_{ph} \left(T_{h,in} - T_{h,out}\right) = \dot{m}_c C_{pc} \left(T_{c,out} - T_{c,in}\right) \quad (3.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่าต่างๆ ลงใน (3.2)

$$=1{,}538.46\times 0.5\times (68-42)\approx 20{,}000\ \text{Kcal/hr} \tag{3.3}$$

หรือ เท่ากับ 23.26 KW

โดยที่

C_{ph} = ค่าความร้อนจำเพาะของ เบสอีมัลชั่น (Base Emulsion),°C)

C_{pc} = ค่าความร้อนจำเพาะของ น้ำ ,kcal/kg.°C

$T_{h,\,in}$ = ค่าอุณหภูมิด้านร้อนของ เบสอีมัลชั่น (Base Emulsion),°C)

$T_{h,\,out}$ = ค่าอุณหภูมิด้านเย็นของ เบสอีมัลชั่น (Base Emulsion),°C)

$T_{c,\,in}$ = ค่าอุณหภูมิด้านเย็นของน้ำ ,°C

$T_{c,\,out}$ = ค่าอุณหภูมิด้านร้อนของน้ำ ,°C)

คำนวณค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเชิงล๊อก (LMTD) จากสมการที่ (2.16) จะได้ค่า ΔT_{LM} ดังนี้คือ

$$\Delta T_{LM}=\frac{(T_1in-T_2out)-(T_1out-T_2in)}{\ln\dfrac{(T_1in-T_2out)}{(T_1out-T_2in)}} \tag{3.4}$$

$$\Delta T_{LM}=\frac{\left[(68-36)-(42-30)\right]}{\ln\left[(68-36)/(42-30)\right]}=20.4\ ^\circ\text{C} \tag{3.5}$$

คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U)

เมื่อ

Q = 20,000 Kcal/hr = 23.26 KW

A= 13.97 m^2

ΔT_{LM} = 20.4 °C

แทนค่าตัวแปรต่างๆ ลงใน สมการที่ (2.21) จะได้ว่า

$$U=\frac{Q}{A.\Delta T_{LM}} \tag{3.6}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$U = \frac{23.26}{13.97 \times 20.4} = 81.61 \text{ W/(m}^2\text{. K)} \qquad (3.7)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U=70.17 Kcal/ hr. m^2.°C หรือ 81.61 W/(m^2. K)

3.3.3 การคำนวณค่าแรงดันสูญเสีย

ค่าแรงดันสูญเสีย (Pressure drop) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2.32)

$$\Delta P = \lambda \frac{L \rho v^2}{2 d_i} \qquad (3.8)$$

เมื่อ $\lambda = 79.674$ ค่า Reynolds number = 0.8

$L = 67.2\,\text{m}$

$\rho = 922.4\ \text{kg/m}^3$

$v = 0.09\ \text{m/s}$

$d_i = 0.0762\ \text{m}^2$

แทนค่าตัวแปรต่างๆ ลงใน (3.8) จะได้ค่าแรงดันตกคร่อมภายในท่อ = 285 Kpa หรือประมาณ 40 PSI

3.4 บทสรุป

จากการศึกษาตั้งแต่กระบวนการผลิตเริ่มต้นจนถึงในขั้นตอนของการคูลลิ่งจะพบว่าส่วนที่เป็นนัยสำคัญในกระบวนการก็คือ ขั้นตอนในการคูลลิ่งเบสอีมัลชั่นซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน (Worm Cooler) ถูกนำมาใช้เป็นอุปกรณ์หลักในการถ่ายเทความร้อนของเบสอีมัลชั่นซึ่งต้องใช้เวลานานกว่าที่จะสามารถคูลลิ่งผลิตภัณฑ์จนได้อุณหภูมิที่ใช้งาน

ถึงแม้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน (Worm Cooler) จะเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบง่ายๆ มีการลงทุนที่ไม่สูงแต่เมื่อศึกษาการใช้งานแล้วจะพบว่าพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนต่ำค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมต่ำ นอกจากนี้ความไม่แน่นอนของอัตราการคูลลิ่งผลิตภัณฑ์ จนเป็นเหตุทำให้เกิดความไม่เชื่อมั่นในการใช้งานของระบบการคูลลิ่งอีกทั้งระยะเวลาในการคูลลิ่งเบสอีมัลชั่นที่นาน ยังเป็นสาเหตุหลักที่ทำให้เกิดการสิ้นเปลืองพลังงานในการถ่ายเทความร้อนสูง ซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้ต้องเสียค่าใช้จ่ายพลังงานในการผลิตที่สูงอีกด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4
การปรับปรุงระบบการคูลลิ่ง

4.1 บทนำ

จากบทที่ 3 จะได้ว่าขั้นตอนของการคูลลิ่งเป็นขั้นตอนที่มีความสำคัญที่สุดในกระบวนการการผลิตของโรงงานซึ่งระบบการคูลลิ่งแบบเดิมได้นำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน (Worm cooler) มาใช้เป็นอุปกรณ์ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำ และเบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) เมื่อระบบเดิมมีอัตราการคูลลิ่งอยู่ที่ประมาณ 20 ตันต่อ 13 ชั่วโมง หรือ 1.538 ตันต่อชั่วโมง การคูลลิ่งโดยใช้เวลานานถึง 13 ชั่วโมงนั้นเป็นสาเหตุหลักที่ทำให้ทางโรงงานต้องเสียค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่สูง และยังเป็นสาเหตุให้โรงงานไม่สามารถเพิ่มกำลังการผลิตได้ตามที่ต้องการ

การศึกษาหาวิธีการคูลลิ่งที่ใช้เวลาน้อยลงโดยไม่มีผลเสียต่อคุณภาพของผลิตภัณฑ์ และเป็นการประหยัดพลังงานสิ่งแรกที่ต้องคำนึงถึงก็คือ ชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มี ความเหมาะสมในการใช้งานดังนั้นในการปรับปรุงระบบคูลลิ่งนี้จะต้องมีการพิจารณาปัจจัยต่าง ๆ[5] ที่จำเป็นดังต่อไปนี้คือ

1.ปัจจัยด้านเศรษฐศาสตร์

2.ความต้องการด้านความร้อน และไฮดรอลิกส์

3.เงื่อนไขที่เข้ากันได้ของของไหล และการใช้งาน

4.การบำรุงรักษา

5.ความยากง่ายในการจัดหา

เนื่องจากเวลาเป็นสิ่งที่เป็นนัยสำคัญในขั้นตอนการคูลลิ่ง ดังนั้นเพื่อการประหยัดค่าใช้จ่ายในด้านพลังงานจึงได้พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในรูปแบบใหม่มาใช้ แทนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเดิมซึ่งจะทำให้อัตราการคูลลิ่งผลิตภัณฑ์สูงขึ้น และถึงแม้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีอยู่หลายรูปแบบและขนาด แต่โครงสร้างส่วนใหญ่ในปัจจุบันอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่นิยมใช้ในงานอุตสาหกรรมทั่วไปจะมีโครงสร้างแบบท่อในเชลล์ หรือแบบแผ่นเพลตและเฟรม โดยในแต่ละแบบจะมีข้อดี-ข้อเสียที่แตกต่างกันไป ดังนั้นการเลือกใช้ต้องคำนึงถึงความเหมาะสมใน การใช้งานเป็นสำคัญ

4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเพลตและเฟรม

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น และเฟรม (Plate and Frame Heat Exchanger) หรือ (PHE) ได้ถูกนักวิจัย ชาวอังกฤษ ชื่อ Dr. Richard Seligman ประดิษฐ์ขึ้นในปี ค.ศ.1923 เป็นเครื่องแรกเพื่อใช้ในอุตสาหกรรมต่อมาในปีค.ศ.1930 ได้มีการนำแผ่นแสตนเลสมาใช้ผลิตแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และมีการพัฒนาความดันใช้งานเพิ่มขึ้นจากประมาณ 1 kg/cm^2 เพิ่มเป็น 20 kg /cm^2 จนกระทั่งปัจจุบันได้มีการพัฒนา PHE อย่างต่อเนื่องโดยพัฒนารูปแบบใหม่ขึ้นมาเพื่อเพิ่มขีดความสามารถในการใช้งานได้กว้างขวางมากยิ่งขึ้น และมีประสิทธิภาพสูงขึ้น

การใช้ PHE ในปัจจุบันเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น ทั้งในด้านการให้ความร้อน การทำความเย็น และการนำความร้อนกลับมาใช้อีกซึ่งเป็นที่นิยมใช้ในอุตสาหกรรมดังต่อไปนี้

1.อุตสาหกรรมเคมี

2.โรงไฟฟ้า

3.อุตสาหกรรมกระดาษ

4.อุตสาหกรรมเหล็ก

5.อุตสาหกรรมอาหาร

6.อุตสาหกรรมจักรกล

7.ระบบปรับอากาศ (HVAC)

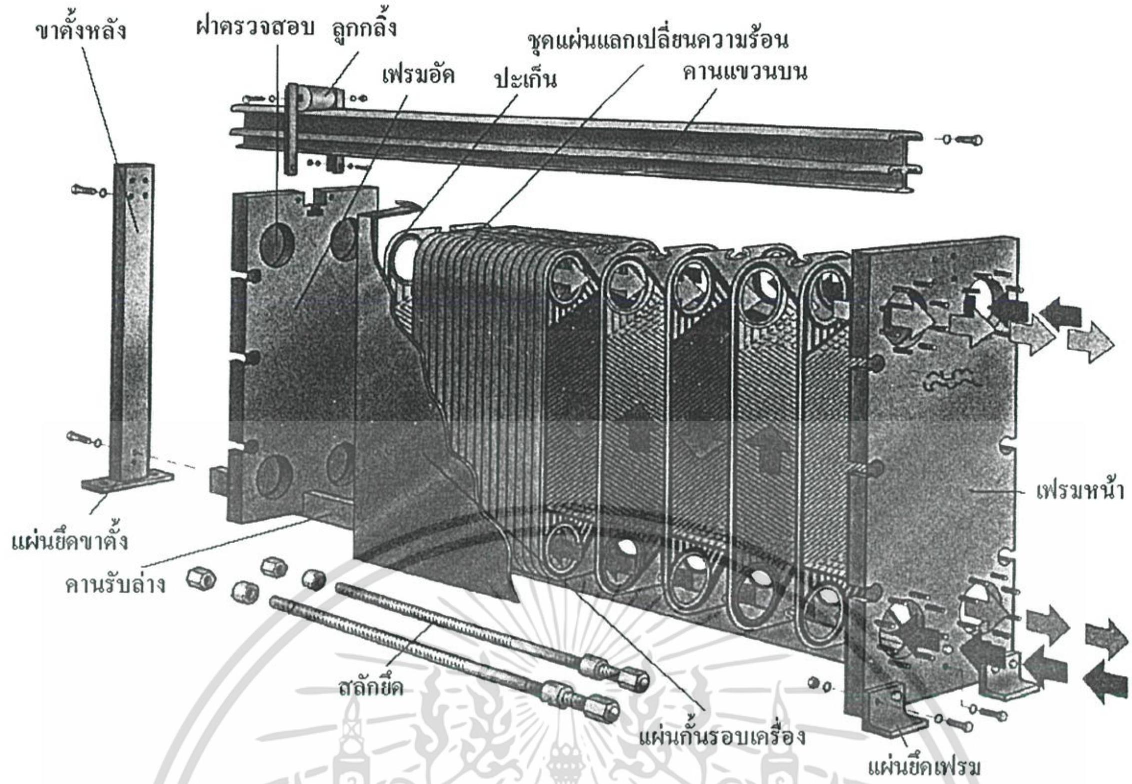
8.อุตสาหกรรมน้ำมัน และ ก๊าซ

4.2.1 ลักษณะโครงสร้างของ PHE

จากรูปที่ 4.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเพลตและเฟรม (PHE) จะประกอบไปด้วยชุดแผ่นเพลตแลกเปลี่ยนความร้อนมีลักษณะที่เป็นลอน เพื่อใช้เป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหลสองด้าน ชุดแผ่นเพลตนี้จะถูกประกอบอยู่ระหว่างเฟรมหน้าและเฟรมอัดโดยที่จะมีชุดสลักยึดให้แน่นอีกทีหนึ่ง บนแผ่นเพลตนี้จะมีปะเก็นอยู่รอบแผ่นเพื่อป้องกันการรั่วออกและบังคับทิศทางการไหลของของไหล การกำหนดจำนวนแผ่นที่ใช้จะขึ้นอยู่กับอัตราการไหล คุณสมบัติกายภาพของของไหล ความดันลด และอุณหภูมิเข้า–ออกที่ต้องการ โดยลักษณะที่แผ่นเพลตเป็นลอนซึ่งจะก่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulence) และทนความดันได้สูง

ชุดแผ่นเพลตและเฟรม จะถูกแขวนอยู่บนคานแขวนบนและตั้งอยู่บนคานรับล่าง ซึ่งคานทั้งสองนี้จะติดอยู่กับขาตั้งข้างหลังโดยมีท่อเข้า-ออกอยู่บนเฟรมหน้า แต่อาจจะอยู่บนทั้งสองเฟรมก็ได้ถ้ามีการจัดการไหลในชุดแผ่นมากกว่าหนึ่งรอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

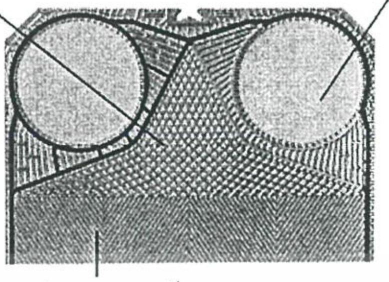


รูปที่ 4.1 ส่วนประกอบต่าง ๆของ PHE

ปะเก็น (Gasket) ทำหน้าที่ซีลระหว่างแผ่น PHE และเป็นตัวกำหนดทิศทางการไหลของของไหลให้ไหลสลับกันระหว่างแผ่น นอกจากนี้บริเวณช่องว่างระหว่างปะเก็นที่แบ่งทิศทางการไหลก็จะมีปะเก็นที่มีรูระบายเพื่อป้องกันของไหลไหลปะปนกันกรณีที่มีการรั่วไหล วัสดุที่เหมาะสมในการใช้ทำปะเก็นจะพิจารณาจากคุณสมบัติทางกายภาพของของไหล อุณหภูมิ และความดัน ซึ่งจะต้องเป็นวัสดุพวกยืดหยุ่นได้ รายละเอียดแสดงในตารางที่ 4.1

เฟรม (Frame) จะประกอบด้วยเฟรมหน้าและเฟรมอัด ทำหน้าที่ประกอบชุดแผ่น PHE เข้าด้วยกันโดยมีคานแขวนบน และคานรับล่างจะเป็นตัวประคองให้ประกอบกันเป็นชุดความแข็งแรงของเฟรมเกิดจากการยึดเฟรมด้วยสลักยึด ดังนั้นจึงทำให้สามารถถอดประกอบชิ้นส่วนเมื่อมีการเพิ่มหรือลดขนาดความจุของ PHE เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงหรือตรวจซ่อมและทำความสะอาด อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้นิยมมากในอุตสาหกรรมต่างๆ อย่างไรก็ตามยังมีเงื่อนไขบางอย่างที่ยังเป็นข้อจำกัดของ PHE ซึ่งสามารถดูรายละเอียดได้ในตารางที่ 4.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 ลักษณะการออกแบบของแผ่นเพลต

สำหรับการออกแบบลักษณะของแผ่นเพลตดังรูปที่ 4.2 มีส่วนประกอบหลัก 3 ส่วนคือ

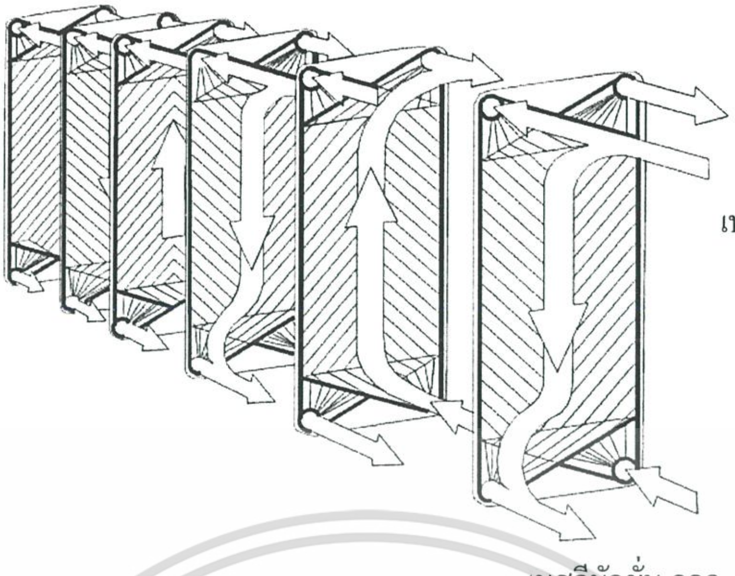
1. พื้นที่ช่วยในการกระจายตัว (Distribution Area) จะอยู่ด้านบนและล่างของแผ่นเพลต เป็นตัวช่วยทำให้มั่นใจได้ว่าของไหลจะถูกกระจายไปตลอดความกว้างของแผ่นเพลต และเพื่อไม่ให้เกิดจุดที่ของไหลกระจายไปไม่ถึง (Dead Spots)

2. ช่องทางเข้า (Entrance Neck) ถูกออกแบบมาเพื่อให้มีแรงดันตกคร่อมต่ำ และใช้ได้ดีกับความเร็วที่ต่ำสำหรับป้องกันไม่ให้เกิดการสึกกร่อน

3. โซนถ่ายเทความร้อนหลัก (Main Heat Transfer Zone) เป็นส่วนที่ช่วยให้ของไหลมีการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulence) สูงสุดที่คงที่ และเหมาะสมกับแรงดันตกคร่อมที่ต้องการ

สำหรับการจัดเส้นทางไหลของ PHE โดยส่วนใหญ่มักจะจัดให้มีการไหลแบบสวนทางกัน ดังรูปที่ 4.3 เนื่องจากว่าการไหลแบบสวนทางกันนั้น การถ่ายเทความร้อนจะทำได้อย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด ยกเว้นบางกรณีเท่านั้นที่มีการไหลแบบตามกัน เช่น เมื่อของไหลนั้นมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่สูง ซึ่งอาจจะทำให้เปลี่ยนสถานะได้เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

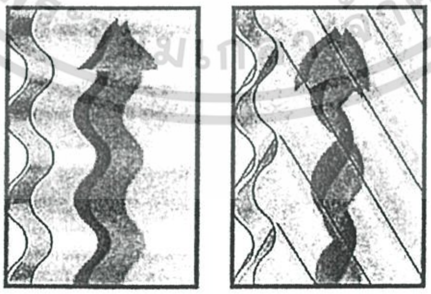


รูปที่ 4.3 การจัดรูปแบบเส้นทางการไหลของของไหลผ่าน PHE

4.2.2 ข้อดี-ข้อเสียจากการใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE

4.2.2.1 ข้อดีของการใช้ PHE

ด้วยลักษณะของแผ่นสองรูปแบบดังรูปที่ 4.4 คือแบบลายกระดานซักผ้า ลักษณะนี้จะสร้างการไหลแบบปั่นป่วน โดยการเปลี่ยนทิศทางการไหล และความเร็วส่วนแผ่นลายก้างปลาเมื่อประกอบเข้าด้วยกันจะมีจุดสัมผัสของส่วนนูนทำให้เกิดการไหลแบบควงสว่านขึ้น ด้วยลักษณะทั้งสองรูปแบบจะสร้างการไหลแบบปั่นป่วนซึ่งจะขจัดการเกิดตะกรันได้



รูปที่ 4.4 แสดงรูปแบบการไหลของของไหลบนแผ่นเพลต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.1 วัสดุที่ใช้ทำแผ่นเพลตกับลักษณะเงื่อนไขการนำไปใช้งาน

ค่าคลอไรด์เจือปน	ค่าอุณหภูมิสูงสุด (°C)			
	60	80	100	120
10 PPM	304	304	304	316
25 PPM	304	304	316	316
50 PPM	316	316	316	Ti
80 PPM	316	316	316	Ti
150 PPM	316	316	316	Ti
300 PPM	316	Ti	Ti	Ti
> 300 PPM	Ti	Ti	Ti	Ti
วัสดุที่ใช้ทำปะเก็น	Nitrile			

4.2.2.2 ข้อเสียของการใช้ PHE

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีข้อเสียที่สำคัญเพียงประการเดียวคือ จะมีพื้นที่ที่จะต้องทำการซีลด้วยประเก็นค่อนข้างมาก ตามปกติแล้วจะใช้วัสดุอิลาสโทเมอริก (Elastomeric) สำหรับงานเกือบทุกประเภท อย่างไรก็ตามอุณหภูมิและความดันสูงสุดจะถูกจำกัดไว้ที่ประมาณ 400 K และ 2.7 MPaตามลำดับ ประเก็นที่เป็นใยหินอัดอาจจะใช้กับอุณหภูมิได้สูงถึง 600 K แต่ความดันที่สามารถใช้งานได้อย่างเหมาะสมถูกจำกัดอยู่ที่ประมาณ 1.8 MPa

ปัญหาที่เกิดขึ้นจากการซีลด้วยประเก็น (โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อนำมาใช้ซ้ำซึ่งเป็นสิ่งที่ผู้ผลิตไม่แนะนำอย่างยิ่ง) ในหมู่ผู้ใช้งานถือว่าเป็นปัจจัยที่ก่อให้เกิดความยุ่งยากมากที่สุดในการใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE

สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE ของบริษัท Alfa-Laval ที่นำมาใช้งานมีข้อจำกัดต่างๆ ดังต่อไปนี้คือ

1. ค่าแรงดันใช้งานสูงสุด = 25 bar (360 psi)
2. ค่าแรงดันสูงสุดเมื่อเป็นโครงสร้างพิเศษ = 30 bar(435 psi)
3. ค่าอุณหภูมิสูงสุด = 160°C
4. ค่าอุณหภูมิสูงสุดเมื่อใช้ปะเก็นชนิดพิเศษ = 200°C
5. อัตราการไหลสูงสุด = 3600 m^3/h
6. ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน = 3500-7500 W/m^2. °C
7. พื้นที่ถ่ายเทความร้อน = 0.1-2200 m^2
8. ขนาดจุดต่อสูงสุด = 450 mm(18 in)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อมูลทางเทอร์โมไฮโดรลิก (Thermo hydraulic data)

1. การลู่เข้าของอุณหภูมิ (Temperature approach)= ต่ำเท่ากับ 1°C
2. ค่าชดเชยทางความร้อน (Heat recovery) = สูงเท่ากับ 93%
3. ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน = 3000-7000 W/m^2.°C
4. แรงดันสูญเสีย (Pressure drop) = 30 kPa ต่อ NTU

ตารางที่ 4.2 ข้อมูลที่เป็นประโยชน์ของ PHE

หน่วย(Unit)		**แผ่นเพลต**	
ขนาด	1540-2500 m^2	ความหนา	0.5-1.2 mm
จำนวนของแผ่นเพลต	มากกว่า 700	ขนาด	0.03-2.2 m
ขนาดของท่อที่ต่อ	มากกว่า 39 cm	ระยะห่าง	1.5-5.0 mm
		ความลึกของลอน	3-5 mm

ตารางที่ 4.3 แสดงชนิดของปะเก็นกับอุณหภูมิที่ใช้งาน

วัสดุ	**ชื่อเรียกทั่วไป**	**อุณหภูมิใช้งานสูงสุด(°C)**
Styrene-Butadiene Rubber(NBR)	Buna-S	85
Neoprene	Neoprene	121
Acrylonitrile- Butadiene	Buna-N	135
Ethylene/Propylene	EPDM	149
Fluorocarbon	Viton	149
Resin-Cured Butyl	Resin-Cured Butyl	149
Compressed Asbestos	Compressed Asbestos	260

4.2.3 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนของ PHE

รายละเอียดของเงื่อนไขที่นำมาใช้ในการคำนวนเพื่อออกแบบทางความร้อน และทางกล ถูกแสดงไว้ในตารางที่ 4.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.4 เงื่อนไขการออกแบบค่าทางความร้อน และทางกลของ PHE

เงื่อนไข	ด้านร้อน	ด้านเย็น
ชนิดของ ของไหล	เบสอีมัลชั่น	น้ำ
ความหนาแน่น(kg/m^3)	922.4	993.6
ค่าความร้อนจำเพาะ kJ/(kg*K)	2.09	4.18
ค่าความนำความร้อน W/(m*K)	0.120	0.620
ความหนืดขาเข้า (cP)	2,000	0.801
ความหนืดขาออก(cP)	8,910	0.705
อัตราการไหลมวล (kg/hr)	6,500	13,800
อุณหภูมิขาเข้า (°C)	68	30
อุณหภูมิขาออก (°C)	42	36.1
อัตราการคูลลิ่งสูงสุดที่ยอมรับได้	ไม่เกิน 20°C/kg/hr	
อัตราการคูลลิ่งที่ต้องการ	ไม่เกิน 5 ชมต่อ 20 ตัน	
ค่าใช้จ่ายที่ใช้ในการปรับปรุง (ล้านบาท)	ไม่เกิน 0.5	

การปรับปรุงโดยอัตราการคูลลิ่งผลิตภัณฑ์ โดยกำหนดให้เท่ากับ 20 ตันต่อ 3 ชั่วโมง สามารถคำนวณค่าทางความร้อนได้ดังนี้คือ

อัตราการไหลมวล (Mass flow rate) ($\dot{m}$) จะได้ว่า

$$\dot{m} = \frac{m}{t} = \frac{20000}{3} = 6,667 \text{ Kg/hr} \approx 6,500 \text{ Kg/hr} \qquad (4.1)$$

และ จากสมการที่ (2.20)

$$Q_h = \dot{m}\, C_{p,\,h}\,(T_{h,\,in}-T_{h,\,out}) = Q_c = \dot{m}\, C_{p,\,c}\,(T_{c,\,out}-T_{c,\,in}) \qquad (4.2)$$

แทนค่าตัวแปรต่างๆลงในสมการที่ (4.2)

$$= 6500 \times 0.5 \times (68-42) \approx 84.50 \text{ Mcal/hr} \approx 98.27 \text{ KW} \qquad (4.3)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{[(68-36)-(42-30)]}{\ln[(68-36)/(42-30)]} = 20.4\,°\text{C} \qquad (4.4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.3.1 การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเบสอีมัลชั่น

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE ของบริษัท Alfa-Laval รุ่น M15-F ได้ถูก นำมาศึกษา ซึ่ง PHE รุ่นดังกล่าวมีคุณสมบัติต่างๆ ดังต่อไปนี้คือ

$W = 0.45m$
$A_{plate} = 0.62m^2$
$L = 1.15m$
$s = 0.00395m$

จากสมการที่ (2.28)

$$G_{base} = \frac{\dot{m}}{W.s} \tag{4.5}$$

แทนค่าตัวแปรลงในสมการที่ (4.5)

$$G_{base} = \frac{1.806}{0.45 \times 0.00395} = 1015.78 \tag{4.6}$$

จากสมการที่ (2.27)

$$\mathrm{Re}_{base} = \frac{G.D_h}{\mu} \tag{4.7}$$

แทนค่าตัวแปรต่างๆลงในสมการที่(4.7)

$$\mathrm{Re}_{base} = \frac{1015.78 \times 2 \times 00395}{5455} = 1.47 \tag{4.8}$$

จากสมการที่ (2.29)

$$\mathrm{Pr}_{base} = \frac{Cp.\mu}{\lambda} \tag{4.9}$$

แทนค่าตัวแปรต่างๆลงในสมการที่(4.9)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Pr_{base} = \frac{2.09 \times 5455}{0.12} = 95008 \tag{4.10}$$

จากสมการที่ (2.31)

$$y_{base} = 0.33.\exp\left(\frac{3.4}{\Pr + 30}\right) \tag{4.11}$$

แทนค่าตัวแปรต่างๆลงในสมการที่(4.11)

$$y = 0.33\exp\left(\frac{3.4}{95008 + 30}\right) = 0.33 \tag{4.12}$$

จากสมการที่ (2.30)

$$Nu.\Pr^{-y} = 0.143.\mathrm{Re}^{0.73} \tag{4.13}$$

แทนค่าตัวแปรลงในสมการที่ (4.13)

$$Nu_{base} = \frac{0.133 \times 1.47^{0.73}}{95008^{-0.33}} = 8.326 \tag{4.14}$$

หาค่า $\alpha_{base} = \frac{Nu_{base} \times \lambda}{D_h}$ (4.15)

แทนค่าตัวแปรต่างๆลงในสมการที่ (4.15)

$$\alpha_{base} = \frac{8.326 \times 0.12}{2 \times 0.00395} = 126.468 \tag{4.16}$$

4.2.3.2 การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำ

ด้วยวิธีการเดียวกันกับการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเบสอีมัลชั่น ดังนั้น จะสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำได้ดังนี้คือ

$G_{water} = 2156.59$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$\mathrm{Re}_{water} = 22626$

$\mathrm{Pr1}_{water} = 5.1$ โดยที่ y= 0.364

$Nu_{water} = 389.70$

$$\alpha_{water} = 30584.31 \tag{4.17}$$

เมื่อไม่นำค่าความต้านทานของผนัง และค่าฟาววิ่งแฟคเตอร์มาคำนวณจะได้สมการดังนี้

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{base}} + \frac{1}{\alpha_{water}} \tag{4.18}$$

นำค่าจากสมการที่ (4.16) และ (4.17) แทนค่าลงในสมการที่ (4.18) จะได้ว่า

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{126.468} + \frac{1}{30584.31} \tag{4.19}$$

$$U_{clean} = 125.95\ \mathrm{W/m^2{}^\circ C} \tag{4.20}$$

เมื่อกำหนดค่า ดิวตี้มาร์จิ้น (Duty margin) ของ PHE ไว้ที่ 18.5 และจากสมการที่ (2.54) จะได้ว่า

$$M\arg in = 100.\frac{U_{clean} - U_{service}}{U_{service}} \tag{4.21}$$

แทนค่าตัวแปรต่างๆลงในสมการที่ (4.20)

$$\mathrm{U}_{service} = 106.285\ \mathrm{W/m^2{}^\circ C} \tag{4.22}$$

คำนวณพื้นที่การถ่ายเทความร้อนจากสมการที่ (2.21)

$$\mathrm{Q} = \mathrm{U.A.}\ \Delta T_{LM} \tag{4.23}$$

นำค่าในสมการที่ (4.3), (4.4), (4.22) แทนลงในสมการที่ (4.23) จะได้ค่า *A* ดังนี้คือ

$$A = \frac{98.27}{106.33 \times 20.4} = 45.3m^2 \tag{4.24}$$

พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของ PHE = 45.3 ตารางเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.4 การออกแบบทางกลของ PHE

อีกสิ่งหนึ่งที่จำเป็นต้องคำนึงถึงสำหรับการออกแบบทางกลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE คือวัสดุที่ใช้ทำแผ่นเพลต และปะเก็น จากข้อมูลที่ได้รับจากทางฝ่ายเทคนิคพบว่าผลิตภัณฑ์ที่นำมาคูลลิ่งมีการกัดกร่อน ส่วนน้ำที่นำมาทำการถ่ายเทความร้อนเป็นน้ำบาดาลที่มักจะพบว่ามีค่าคลอไรด์สูง ดังนั้นวัสดุแสตนเลส 316 (Stainless 316) จึงเหมาะสมที่จะนำมาใช้งานเนื่องจากว่ามีคุณสมบัติที่ทนต่อการกัดกร่อนได้ดีรายละเอียดถูกแสดงในตารางที่4.1 สำหรับชนิดของปะเก็นที่มีคุณสมบัติเหมาะสมกับการใช้งานคือ ปะเก็นชนิด Styrene-Butadiene Rubber (NBR) รายละเอียดของปะเก็นดูรายละเอียดได้ในตารางที่ 4.3

ขนาดของแผ่นเพลตหาได้จาก

$$A = Na = NLW \tag{4.25}$$

โดยที่

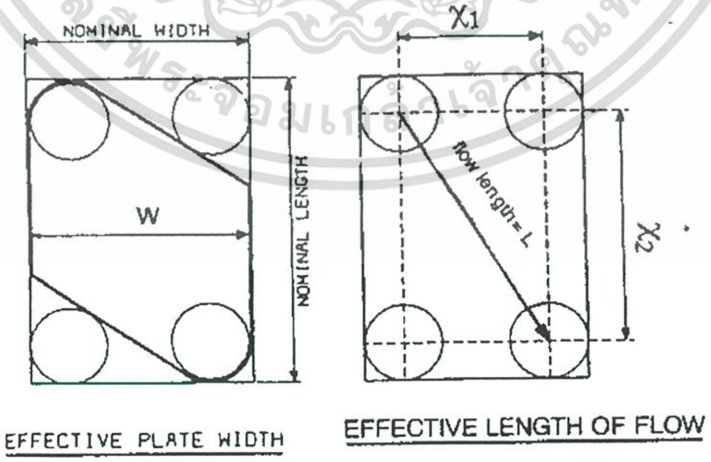
N= จำนวนของแผ่นที่ใช้งาน

a = พื้นที่ถูกใช้งาน (projected area) ของแผ่นเพลตหนึ่งแผ่น (A_{plate}) ,m^2

L= ความยาวของแผ่นเพลตหนึ่งแผ่นในทิศทางของการไหล ,m

W= ความกว้างของแผ่นเพลตหนึ่งแผ่นในทิศทางของการไหล ,m

เนื่องจากว่าด้านที่อยู่ติดกับเฟรมทั้งด้านหน้า และด้านหลังไม่สามารถถ่ายเทความร้อนได้ แผ่นเพลตที่ทำหน้าที่ในการถ่ายเทความร้อนสำหรับหนึ่งหน่วย =(จำนวนแผ่นเพลตทั้งหมด-2)



รูปที่ 4.5 แสดงการหาขนาดของแผ่นเพลต

ค่าความกว้างที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน ,W= ค่าความกว้างปกติ-ความหนาของปะเก็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าความยาวที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน, $L = \sqrt{x_1^2 + x_2^2}$ (แนวเส้นทะแยงมุม)

จากข้อมูลของ PHE รุ่น M15 จะมีค่า $A_{plate} = 0.62m^2$

แทนค่า A_{plate} และค่าในสมการที่ (4.24) ลงในสมการที่ (4.25) จะได้ว่า

$$N = \frac{A}{A_{plate}} = \frac{45.3}{0.62} \approx 73 \qquad (4.26)$$

เพราะฉะนั้น แผ่นเพลตที่ทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนมีจำนวน = 73 แผ่น

4.2.5 การคำนวณโดยใช้โปรแกรม CAS-200

เนื่องจากการคำนวณค่าทางความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นมีรายละเอียดที่ค่อนข้างมากทำให้มีความยุ่งยากซับซ้อนเมื่อคำนวณด้วยวิธีธรรมดา (Manual) ดังนั้นการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์จึงได้ถูกนำมาใช้เพื่อเป็นการลดขั้นตอนดังกล่าว

โปรแกรมการออกแบบทางความร้อน และทางกลสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE มีชื่อว่าโปรแกรม CAS-200 เป็นโปรแกรมที่พัฒนาโดยบริษัท Alfa-Laval ได้ถูกนำมาใช้งานเพื่อช่วยคำนวณการออกแบบทางความร้อน และทางกลทำให้สามารถจำลองหาค่าที่เหมาะสมที่สุดในการออกแบบรวมถึงผลประโยชน์ทางด้านเศรษฐศาสตร์อื่นๆ ซึ่งผลที่ได้การคำนวณทางกล และทางความร้อนถูกแสดงไว้ในตารางที่ 4.5 และ 4.6

ตารางที่ 4.5 ผลการออกแบบทางกลด้วยโปรแกรม CAS-200

จำนวนเที่ยวการไหล	1	
ชนิดของแผ่นเพลต/ ความหนา	AISI 316/ 0.50 nm	
วัสดุที่ใช้ซีล	NBR glued	
ขนาดของจุดต่อท่อ ,m	150.0	150.0
จุดเริ่มต้นของน๊อตเซิ่ล (Nozzle orientation)	S1-> S2	S4 <- S3
ค่าแรงดันออกแบบ / ทดสอบ ,barg	5.0/6.5	5.0/6.5
อุณหภูมิที่ออกแบบ $^\circ C$	70.0	40.0
ขนาด ยาว× กว้าง×สูง	1450 × 610 × 1885	
น้ำหนักเปล่า/ ใช้งาน	969/ 1140	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.6 ผลการคำนวณค่าทางความร้อนด้วยโปรแกรม CAS- 200

	ด้านร้อน	**ด้านเย็น**
ของไหล	เบสอีมัลชั่น	น้ำ
ความหนาแน่น , *kg/m³*	922.4	993.6
ค่าความร้อนจำเพาะ ,*kJ/(kg*K)*	2.09	4.18
ค่าความนำความร้อน ,*W/(m*K)*	0.120	0.620
ความหนืดด้านเข้า ,*cP*	2000	0.801
ความหนืดด้านออก ,*cP*	8910	0.705
อัตราการไหลมวล ,*kg/h*	6500	13800
อุณหภูมิขาเข้า , $°C$	68.0	30.0
อุณหภูมิขาออก , $°C$	42.0	36.1
แรงดันสูญเสีย ,*kPa*	501	1.23
อัตราแลกเปลี่ยนความร้อน ,*kW*	98.27	
ค่าความแตกต่างอุณหภูมิเชิงล็อก ,*K*	20.3	
O.H.T.C. เมื่อยังไม่ได้ใช้งาน ,$W/(m^2.K)$	130.3	
O.H.T.C. เมื่อใช้งาน ,$W/(m^2.K)$	110.0	
พื้นที่ถ่ายเทความร้อน ,m^2	44.0	
ค่าความต้านทานฟาววิ่ง $\times 10^{-4}, m^2.K/W$	14	
ค่าดิวตี้มาร์จิ้น ,*%*	18.5	
การจัดเส้นทางของของไหล	ไหลแบบสวนทางกัน	
จำนวนแผ่นเพลตทั้งหมด	73	
จำนวนแผ่นเพลตที่ใช้งาน	71	

O.H.T.C= Overall Heat Transfer Coefficient (สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน)

4.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ (S&TE)

4.3.1 ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน S&TE

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ (Shell and Tube Exchnagers) หรือ S&TE เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่นำมาใช้งานกันอย่างกว้างขวางในกระบวนการอุตสาหกรรม และ สามารถใช้ได้กับงานทุกชนิดตั้งแต่การระเหย (Evaporation) การเพิ่มความร้อน การระบายความร้อนจนกระทั่งถึงการควบแน่น (Condensation) สาเหตุที่ทำให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิด S&TE ได้รับความนิยมนำไปใช้งานอย่างแพร่หลายเป็นอย่างมากก็เพราะว่า เทคโนโลยีที่เกี่ยวข้องนั้นได้ถูกนำมา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พัฒนาจนเข้าที่แล้วเช่น การสร้างท่อโลหะที่มีความเที่ยงตรงสามารถทนต่อความดันสูงได้ จนแทบจะกล่าวได้ว่าไม่มีขีดจำกัดของความดันและอุณหภูมิที่จะรองรับได้

4.3.2 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่อ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่ออาจจะจำแนกอย่างกว้างๆ โดยการพิจารณาจากของไหลที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้

1.ของเหลว/ของเหลว

2.ของเหลว/แก๊ส

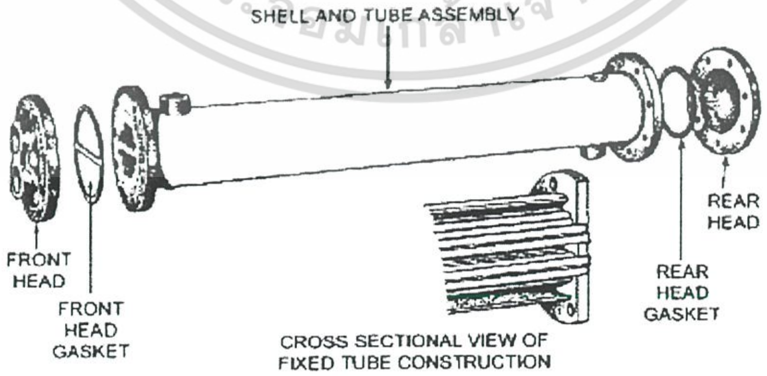
3.แก๊ส/แก๊ส

4.เครื่องควบแน่นหรือคอนเดนเซอร์ (Condenser)

5.เครื่องระเหยและหม้อไอน้ำ (Evaporator and Boiler)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบของเหลว/ของเหลว เป็นแบบที่พบเห็นกันมากที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่ออื่นๆ ซึ่งโดยทั่วไปแล้วน้ำระบายความร้อนจะไหลอยู่ในช่องทางการไหลด้านหนึ่ง เพื่อเป็นการระบายความร้อนออกจากกระแสของเหลวที่ร้อน เช่น น้ำมันเครื่องเป็นต้น ของเหลวทั้งสองจะถูกปั๊มให้ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งการถ่ายเทความร้อนหลักที่เกิดขึ้น จึงเป็นการพาความร้อนโดยบังคับความหนาแน่นที่ค่อนข้างสูงของของเหลวนำไปสู่การถ่ายเทความร้อนในอัตราที่สูงมาก ดังนั้นในสถานการณ์โดยทั่วไปจึงไม่มีความจำเป็นต้องใช้ครีบหรืออุปกรณ์อื่นเพื่อช่วยเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

4.3.3 ลักษณะโครงสร้างของ S&TE



รูปที่ 4.6 แสดงส่วนประกอบหลัก ๆของ S&TE

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เชลล์ (Shell) มักจะทำมาจากท่อเหล็ก ทองเหลือง และ แสตนเลส น๊อตเซิ่ลทางเข้า และทางออกสามารถทำด้วยหน้าแปลนมาตรฐานที่เหมาะสมกับท่อที่ต้องการ ขนาดของน๊อตเซิ่ลจะถูกออกแบบให้หลีกเลี่ยงความเร็วของของไหลที่สูง

แผ่นกั้น (Baffles), แผ่นรองรับท่อ (Tube supports), Tie rods และ Spacer มักทำมาจากเหล็ก, ทองเหลือง และสแตนเลส จำนวนและความห่างของแผ่นกั้น (Baffle) ใช้เพื่อควบคุมความเร็วและเป็นส่วนที่เป็นนัยสำคัญของค่าถ่ายเทความร้อน และแรงดันสูญเสียด้านเชลล์

ท่อ (Tube) มักจะทำมาจาก ทองแดง, ทองเหลืองเกรดพิเศษ และแสตนเลส ขนาดของท่อความหนา และวัสดุมีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และประสิทธิภาพการใช้งาน

แผ่นยึดท่อ (Tubesheets) มักจะใช้วัสดุเหมือนกับแผ่นกั้น (Baffles) และถึงแม้ว่าวัสดุจะมีการถ่ายเทความร้อนที่ไม่เหมือนกัน แผ่นยึดท่อจะถูกเจาะสำหรับตามรูปแบบของท่อพิเศษที่เรียกว่า พิท โดยที่บางครั้งรูจะแยกเพื่อจะเป็นการปรับปรุงท่อกับจุดต่อ tubesheet

เฮด **(Head)** มักจะทำมาจากเหล็กหล่อ หรือ เหล็กขึ้นรูป ทองเหลืองหล่อ และ สแตนเลสหล่อ แต่มักจะถูกจำกัดด้วยขนาด โดยเฮดสามารถประกอบขึ้นจากวัสดุทั่วไป ส่วนน๊อตเซิ่ลทางเข้า และออกสามารถใช้หน้าแปลนมาตรฐานได้

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ S&TE ประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนจำนวนมากถูกติดตั้งไว้ภายในเชลล์ ส่วนของไหลที่อยู่ในท่อและของไหลที่อยู่ด้านเชลล์จะทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังท่อซึ่งกั้นระหว่างของไหลทั้งสองดังตัวอย่างกรณีรูป 4.7 ของไหลด้านเชลล์จะถูกปิดกั้นจากบรรยากาศโดยตัวเชลล์และฝาปิดตัวเชลล์ ของไหลด้านเชลล์นี้จะถูกนำให้ไหลจากปากทางเข้าไปยังปากทางออกโดยแผ่นกั้น (Baffle) และทำการแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลในท่อโดยการสัมผัสกับท่อถ่ายเทความร้อนในระหว่างนั้น แผ่นกั้นการปะทะ (Impingement Baffle) จำเป็นต้องมีเฉพาะเมื่อความเร็วที่ทางเข้าของของไหลด้านเชลล์มีค่าสูงซึ่งอาจจะก่อให้เกิดความเสียหายให้กับท่อถ่ายเทความร้อน ท่อถ่ายเทความร้อนจะถูกยึดไว้ระหว่างแผ่นยึดท่อที่อยู่กับที่ (Stationary Tube sheet) ซึ่งจับแน่นกับตัวเชลล์และกับแผ่นยึดท่อลอย (Floating Tube sheet)

ของไหลในท่อจะไหลเข้าทางช่องไหลของน๊อตเซิ่ล (Channel Nozzle) ในที่นี้ของไหลจะพบกับแผ่นแบ่งเที่ยวการไหล (Pass Partition) ซึ่งติดตั้งไว้สำหรับควบคุมจำนวนเที่ยวการไหลของของไหลภายในท่อแล้วไหลผ่านท่อถ่ายเทความร้อนที่ Floating head จากนั้นของไหลในท่อจะกลับทิศทางการไหลกลับไปช่อง (Channel) หลังจากวิ่งไปกลับภายในท่อถ่ายเทความร้อนจนได้จำนวนเที่ยวที่ต้องการของไหลจะไหลออกจากช่องไหลของน๊อตเซิ่ลทางออกต่อไป

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ S&TE แบบนี้เป็นแบบที่มีการนำไปใช้งานอย่างกว้างขวางสำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่าง ของเหลว/ของเหลว, ของเหลว/ไอควบแน่น และระหว่างของเหลว/ ของเหลวระเหย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

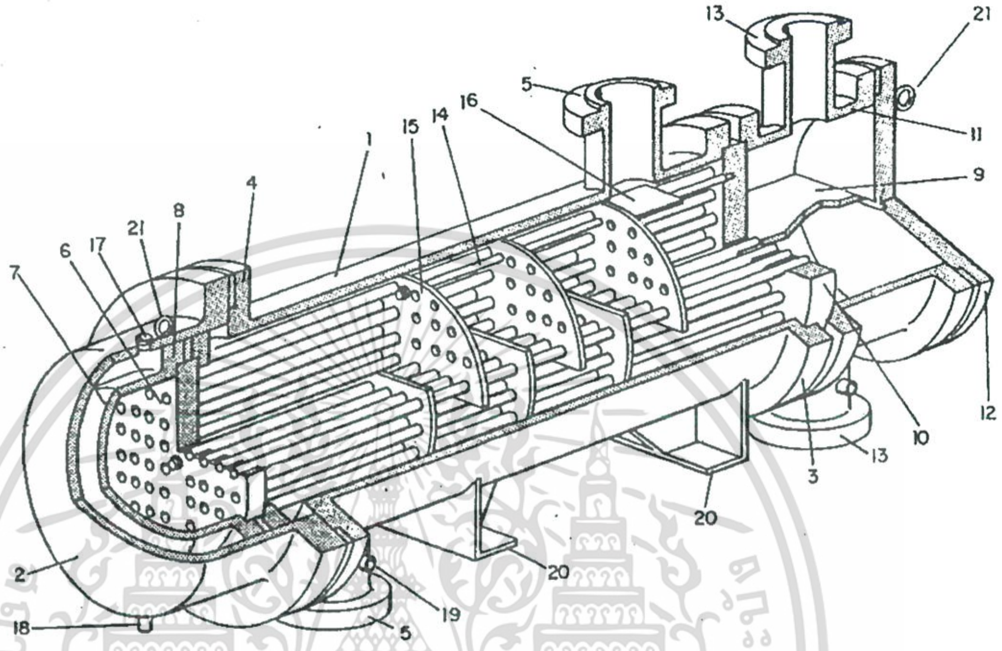
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ประกอบด้วยส่วนประกอบหลักสี่ส่วนคือ

4.1 ส่วนปลายหน้า

4.2 ส่วนปลายหลัง

4.3 ชุดท่อ

4.4 ตัวเชลล์



1.Shell
2.Shell cover
3.Shell channel
4.Shell cover and flange
5. Shell nozzel
6.Foating tubesheet
7.Floating head
8.Foating head flange
9.Channel partition
10.Stationary tube sheet
11.Channel
12.Channel cover
13.Channel nozzle
14.Tie rod and spacers
15. Tarnsverse baffles or support plates
16. Impingement baffle
17. Vent connection
18. Drain connection
19. Test connection
20.Slip-on backing flange

รูปที่ 4.7 แสดงรายละเอียดของ S&TE

ส่วนประกอบหลักเหล่านี้มีแบบที่แตกต่างกันหลายแบบ เมื่อจับคู่ประกอบเข้าด้วยกันจะทำให้ได้รูปแบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ S&TE ที่แตกต่างกันอย่างมากมาย รายละเอียดต่างๆ ถูกแสดงไว้ในรูปที่ 4.8 ซึ่งในแต่ละแบบของส่วนประกอบหลักเหล่านี้จะแทนด้วยตัวอักษรต่างๆ ที่แสดงในรูปนี้ได้แก่

1.ส่วนปลายหน้า 5 แบบ เรียกว่าแบบ A, B, C, N, และ D

2.ส่วนเชลล์ 7 แบบ เรียกว่าแบบ E, F, G, H, J, K, และ X

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.ส่วนปลาย 8 แบบ เรียกว่าแบบ L, M, N, P, S, T, U, และ W

ส่วนประกอบหลักเหล่านี้สามารถจับคู่ในลักษณะต่างๆ กัน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นจะมีชื่อย่อเป็นตัวอักษรสามตัวซึ่งแต่ละตัวจะบ่งบอกถึงแบบของส่วนปลายหน้า, ตัวเชลล์ และส่วนปลายหลังตัวอย่างเช่น แบบ AES เป็นต้น

4.3.4 หลักเกณฑ์การเลือกของไหลที่อยู่ในท่อ

ในการกำหนดว่าของไหลตัวใดควรจะอยู่ทางด้านท่อ ตัวใดควรจะอยู่ทางด้านเชลล์ มีปัจจัยที่จะต้องพิจารณาหลายอย่างปัจจัยบางอย่างจะสวนทางกันหรือขัดแย้งกัน การเลือกจึงมักจะต้องทำการหาข้อดี-ข้อเสียหรือประนีประนอมกันระหว่างปัจจัยเหล่านี้ สิ่งที่เป็นหลักในการพิจารณาได้แก่

1.ความดัน

ความหนาของผนัง (ซึ่งหมายถึงน้ำหนัก และค่าใช้จ่ายของวัสดุ) ที่จำเป็นในการเก็บรักษาความดันที่กำหนดให้จะแปรผันโดยตรงกับเส้นผ่านศูนย์กลาง ดังนั้นของไหลที่มีความดันสูงจึงควรให้ อยู่ในท่อ

2.อุณหภูมิ

ที่อุณหภูมิสูงความแข็งแรงของวัสดุจะลดลงทำให้ต้องใช้ผนังหนาขึ้น ดังนั้นผลกระทบในกรณีนี้จึงคล้ายคลึงกับความดันโดยที่ของไหลอุณหภูมิสูงควรจะอยู่ในท่อ นอกจากนี้ถ้าให้ของไหลที่มีอุณหภูมิสูงอยู่ด้านเชลล์อาจจะต้องเสริมฉนวนหุ้มเชลล์เพื่อเป็นการลดการสูญเสียความร้อนหรือเพื่อความปลอดภัย

3.ความกัดกร่อน

ของไหลที่กัดกร่อนจะเป็นต้องใช้วัสดุพิเศษ (ซึ่งแน่นอนว่าจะต้องมีราคาแพง) ถ้าของไหลมีเพียงตัวเดียวเท่านั้นที่กัดกร่อนการจัดให้ของเหลวนั้นอยู่ภายในท่อ จะสามารถหลีกเลี่ยงความจำเป็นในการทำเชลล์พิเศษที่มีราคาแพงได้แต่ถ้าให้ของเหลวกัดกร่อนอยู่ทางด้านเชลล์ ทั้งเชลล์และท่อต้องทำด้วยวัสดุที่ทนต่อการกัดกร่อนได้

4.ความดันตกคร่อมหรือการสูญเสียความดันภายในท่อ

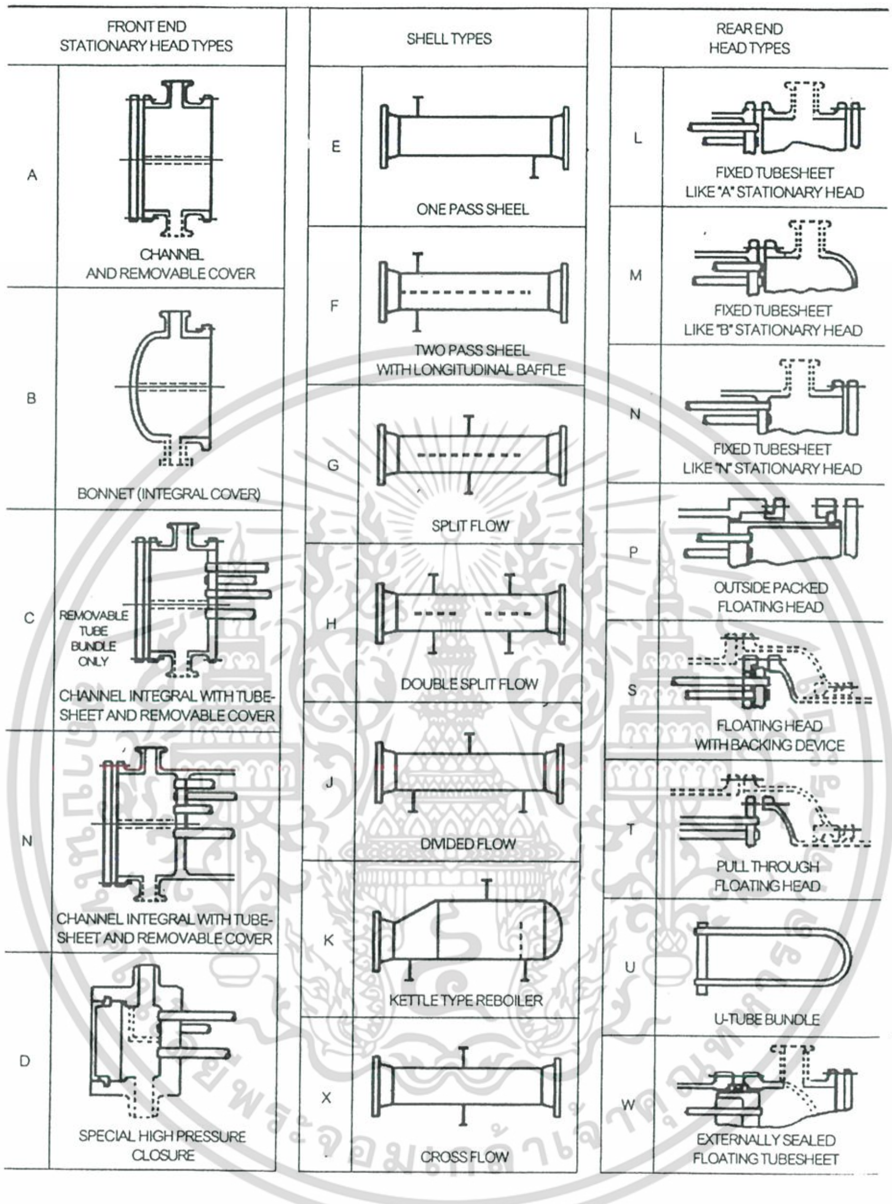
สามารถคำนวณได้เที่ยงตรงกว่าในเชลล์ซึ่งค่าความดันตกคร่อมที่คำนวณได้ อาจจะมีความคลาดเคลื่อนสูงอันเป็นผลมาจากความไม่แน่นอนของช่องว่างของการรั่วไหลทางด้านเชลล์ซึ่งเกิดขึ้นในระหว่างการสร้าง ดังนั้นในของไหลที่ความดันสูญเสียมีความสำคัญมากการหาค่าต้องให้ได้ค่าที่ถูกต้องที่สุด และควรให้ของไหลนั้นอยู่ในท่อ

5.ความหนืดของของไหล

เพื่อให้การพาความร้อนระหว่างของไหลกับพื้นผิวของแข็งเช่น ผิวท่อหรือผิวเชลล์เป็นดีที่สุดของไหลควรจะไหลอย่างปั่นป่วน (Turbulence) ของไหลที่มีความหนืดสูงอาจจะไหลแบบราบเรียบ (Laminar) ถ้าให้ไหลอยู่ในท่อ แต่อาจจะไหลอย่างปั่นป่วนก็ได้ถ้าให้ไหลทางด้านเชลล์ แต่ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับช่องว่างระหว่างท่อ แต่ถ้าเป็นการไหลแบบราบเรียบทั้งทางด้านท่อและทางด้านเชลล์ก็ควรจะให้ของไหลที่หนืด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อยู่ในท่อ ซึ่งทำการทำนายการถ่ายเทความร้อน และการกระจายการไหลสามารถทำได้ด้วยความมั่นใจที่มากกว่า



รูปที่ 4.8 รูปแบบต่าง ๆของส่วนประกอบหลักของ S&TE

6.อัตราการไหล

โดยทั่วไปแล้วมักจะให้ของไหลที่มีอัตราไหลต่ำกว่าอยู่ทางด้านเชลล์ เนื่องจากว่าทางด้านเชลล์จะเกิดการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าเรย์โนลด์ต่ำกว่าในท่อ นอกจากนี้อาจจะหลีกเลี่ยงความซับซ้อนของโครงสร้างซึ่งนำไปสู่การปรับปรุงประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดียิ่งขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.การทำความสะอาด

พื้นผิวภายในของเชลล์ และพื้นผิวภายนอกของท่อจะทำความสะอาดได้ยากกว่าพื้นผิวภายในของท่อดังนั้นของไหลที่สะอาดกว่าควรจะให้อยู่ทางด้านเชลล์

4.3.5 การจัดเส้นทางการไหลของ S&TE

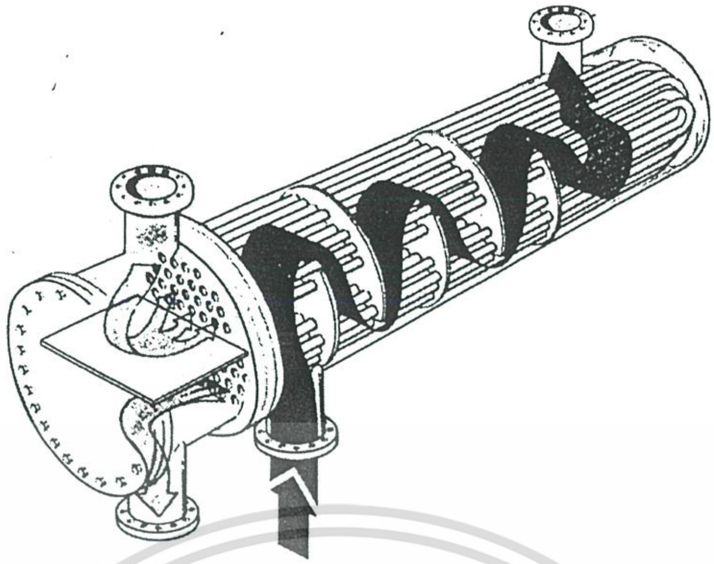
การจัดเส้นทางการไหลทั้งทางด้านท่อ และทางด้านเชลล์นั้นมีให้เลือกได้หลายรูปแบบ ซึ่งการเลือกจะต้องคำนึงถึงปัจจัยหลายอย่าง แต่ส่วนใหญ่มักจะต้องทำการประนีประนอมกันระหว่างข้อดีและข้อเสียของแต่ละรูปแบบเพื่อให้ได้สิ่งที่เหมาะสมที่สุดโดยที่ปัจจัยดังกล่าวได้แก่ ความแตกต่างของอุณหภูมิของของไหลทั้งสอง ผลต่างอุณหภูมิเชิงล็อก (ΔT_{LM}) อีกทั้งเทคนิค และค่าใช้จ่ายในการชดเชยแรงดันตกคร่อม ผลกระทบทางด้านความเสียดทาน และการเกิดคราบสกปรกขึ้นบนพื้นผิวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การไหลสวนทางตามแนวแกนจัดว่าเป็นรูปแบบทางอุดมคติ เมื่อพิจารณาในแง่ความร้อนของไหลทางด้านเชลล์จะไหลตามยาวไปบนท่อในทิศทางตรงข้ามกับการไหลของของไหลภายในท่อ ในการไหลแบบนี้ผลต่างอุณหภูมิของของไหลจะมีค่าต่ำสุด ถึงจะสามารถบรรลุประสิทธิผลทางด้านความร้อนที่สูงมาก

การจัดการการไหลแบบท่อไหลกลับเดียว และเชลล์ไหลกลับเดียวให้ผลใกล้เคียงกับทางอุดมคติอย่างไรก็ตามนับว่าเป็นเรื่องยากที่จะทำให้มีการกระจายการไหลที่สม่ำเสมอทางด้านเชลล์ เพื่อที่จะปรับปรุงการทำงานให้ดีขึ้นจึงจัดให้มีแผ่นกั้นเพื่อช่วยในการนำทาง และควบคุมการไหลทางด้านเชลล์ทำให้เกิดการไหลผ่านมัดท่อในทางที่จะเป็นผลดียิ่งขึ้นดังรูปที่ 4.9 นอกจากนี้แผ่นกั้นยังทำหน้าที่การจัดระยะและรองรับท่ออีกด้วย ซึ่งท่อนั้นจำเป็นจะต้องได้รับการรองรับทุกๆ ระยะ 30 ถึง 40 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ และการจัดระยะห่างของท่อให้สม่ำเสมอจะเป็นหลักประกันว่าการกระจายการไหล และการถ่ายเทความร้อนในมัดท่อ (TUBE BUNDLE) จะเป็นไปอย่างเหมาะสม

การที่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ S&TE มีใช้งานอยู่เป็นจำนวนมากได้นำไปสู่มาตรฐานอุตสาหกรรมที่ได้รับการยอมรับโดยทั่วไป มาตรฐานที่เป็นที่รู้จักดีที่สุดได้แก่ TEMA STANDARD ของ TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION (TEMA) มาตรฐานนี้ได้มีวิธีการจำแนกการออกแบบการประกอบ และวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ S&TE นอกจากนี้ยังเน้นทางด้านเศรษฐศาสตร์ ลักษณะการทำงาน และการบำรุงรักษา ซึ่งในมาตรฐานดังกล่าวยังบรรจุข้อมูลและรายละเอียดสำหรับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนแบบ S&TE ทั้งในด้านการออกแบบทางกลและทางความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.9 เส้นทางการไหลของของไหลภายใน S&TE

4.3.6 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ S&TE

ด้วยเงื่อนไขการออกแบบเช่นเดียวกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE การคำนวนค่าทางความร้อน และทางกลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ S&TEได้ดังนี้

กำหนดให้

C' =ระยะห่างระหว่างท่อ , m

S_s = พื้นที่ไหลแบบขวาง, m

D_i = ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ, m

D_o = ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ , m

D_{si} = ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของเชลล์ , m

D_{so} = ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของเชลล์ , m

D_o = ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางที่มีค่าเท่ากัน(Equivalent) , m

P_T = ขนาดพิท (Pitch) , m

L_b = ระยะห่างของ แผ่นกั้น(Baffle) , m

m_s = อัตราการไหลมวล , kg/hr

M_T = ค่าอัตราการไหลมวลทั้งหมด , kg/hr

R_e = ตัวเลขเรโนลด์(Reynold Number)

λ = ค่าความนำความร้อน , kcal/m,hr,°C

μ = ค่าความหนืด , cP

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

P_r = ค่าแพรนเดิล (Prantl number)

α_o = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน , kcal/m^2,hr, °C

t_p = ค่าความหนาของเชลล์ , m

N_T = จำนวนของท่อ

L_T = ความยาวของท่อ ,m

L_s = ความยาวของเชลล์ ,m

กระบวนการออกแบบ S&TE [6] โดยใช้วิธีการคำนวณโดยวิธี Kern Method สามารถอธิบายเป็นขั้นตอนได้ดังนี้

1.พิจารณาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน และภายนอกของท่อ

2.พิจารณาจำนวนของท่อ N_T และการจัดวางท่อ ซึ่งในการคำนวณจะพิจารณาการจัดวางแบบสี่เหลี่ยม (Square-Pitch)

3.คำนวณขนาดพิท (Pitch) , P_T และประมาณขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางจากการสเก็ตซ์

$$a.\quad P_T=1.3D_o \tag{4.27}$$

4.พิจารณาความยาวของท่อ, L_T ซึ่งมีขนาดพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน A จะได้

$$A= 3.1416D_oL_TN_T \tag{4.28}$$

5.เช็คว่าอัตราส่วนระหว่างความยาวท่อและขนาดของเชลล์ ต้องอยู่ภายในค่า 5 ถึง 10

6.พิจารณาช่องว่างของแผ่นกั้น (Baffle) L_b และ จำนวนของช่องว่าง

$$L_b = 0.2\ D_s \tag{4.29}$$

7.คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของทั้งทางด้านท่อใช้สมการดังต่อไปนี้

$$C^1 = P_T - D_o \tag{4.30}$$

$$S_s = \frac{D_s C^l L_b}{P_T} \tag{4.31}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$D_e = \frac{4\left(P_T^2 - \frac{\pi D_o^2}{4}\right)}{\pi D_o} \tag{4.32}$$

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{M}_T}{S_s} \tag{4.33}$$

$$R_e = \frac{\dot{m}_s D_e}{\mu} \tag{4.34}$$

$$P_r = \frac{c_p \mu}{\lambda} \tag{4.35}$$

$$\alpha_o = \frac{0.36\lambda}{R D_e} \mathrm{Re}^{0.55} \mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}} \tag{4.36}$$

8.ประมาณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, U ของระบบได้

$$U = (\alpha_{o\ tube\ side}) + (\alpha_{o\ shell\ side}) \tag{4.37}$$

9.คำนวณซ้ำทั้งหมดด้วยค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสม

10. เลือกการออกแบบที่ดีที่สุดด้วยคำแนะนำที่เกี่ยวข้อง และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท ความร้อนรวม ซึ่งคล้ายกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเพลตและเฟรม

11. พิจารณาวัสดุสำหรับแต่ละชนิด และประมาณค่าน้ำหนักรวม ซึ่งจะได้

ปริมาตรของท่อ = $0.784 D_o^2 - D_i^2 L_T N_T$ (4.38)

ปริมาตรของเชลล์ = $0.784 D_{so}^2 - D_{si}^2 L_s + 1.568 D_{so}^2 t_p$ (4.39)

เมื่อคำนวณตามขั้นตอนต่างๆ เหล่านี้แล้ว ผลที่ได้ถูกแสดงไว้ในตารางที่ 4.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.7 ผลการคำนวณโดยใช้วิธี Kern Method

	ตัวประกอบ	ชนิดอุปกรณ์และขนาด
เชลล์	ชนิด	TEMA E
	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน , *m*	0.478
	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก , *m*	0.508
	ความยาว , *m*	3.13
ท่อ	จำนวนท่อ	224
	รูปแบบการจัดท่อ	Square pitch
	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน , *mm*	17
	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก , *mm*	20
	พิท (Pitch) , *mm*	26
	ระยะแผ่นกั้น (Baffle) , *mm*	96
	บันเดิล (Bundle)	Fixed tube sheet
ขนาดโดยรวม	สัดส่วนระหว่างความยาวท่อกับเส้นผ่านศูนย์กลางเชลล์	6.54
	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	102.03 W/m^2K
	น้ำหนักโดยประมาณ	1063.96 kg
	ชนิดของวัสดุ	Stainless steel AISI 150

อย่างไรก็ตามวิธีการคำนวณโดยใช้วิธี Kern method นั้นเป็นหลักการในการออกแบบเพื่อใช้ในประมาณการเท่านั้น แต่ในการออกแบบใช้งานจริงนั้นมีความซับซ้อนมาก การนำโปรแกรมมาใช้เพื่อหาค่าทางความร้อนและทางกล จึงมีความเหมาะสมมากกว่าโปรแกรมที่นำมาใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ S&TE มีชื่อว่า HTRI ซึ่งได้ถูกพัฒนาโดย Heat Transfer Research, Inc. หรือ HTRI ค่าที่ได้ในการออกแบบจะถูกต้องมากขึ้น อีกทั้งยังประหยัดเวลามากขึ้นและยังสามารถที่ใช้จำลองเพื่อเลือกค่าที่เหมาะสมที่สุดโดยเฉพาะในเรื่องของค่าใช้จ่าย ผลของการออกแบบทางความร้อนและทางกลถูกแสดงในตารางที่ 4.8 และตารางที่ 4.9 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.8 ผลการคำนวณทางความร้อนของ S&TE โดยใช้โปรแกรม HTRI

Fluid Allocation	ด้านเชลล์		ด้านท่อ	
ชนิดของของไหล	น้ำ		เบสอีมัลชั่น	
อัตราการไหลมวล, kg/hr	16,910.47		6,500.05	
อุณหภูมิ (เข้า/ ออก), °C	30	35	68	42
ค่าความถ่วงจำเพาะ	0.9947	0.9929	0.9928	0.9228
ความหนืด cP	0.8070	0.7298	1321.9	8910.0
ความร้อนจำเพาะ kJ/kg°C	4.1832	4.1799	2.0920	2.0920
ค่าความนำความร้อน W/m°C	0.6289	0.6317	0.1194	0.1194
แรงดันขาเข้า kPa	407.457		618.440	
ความเร็ว m/s	6.558×10^{-2}		8.623×10^{-3}	
แรงดันสูญเสีย kP	0	2.5	34.474	20.546
ค่าความต้านทานฟาววิ่ง(min) m^2K/W	0.000229		0.005861	
อัตราการถ่ายเทความร้อน W	98,200			
LMTD	20.7			
Transfer rate, service W/m^2K	21.29			
Transfer rate, clean W/m^2K	25.49			
Surface/ unit (Gross) m^2	226.77			
Surface/ unit (effective) m^2	222.57			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.9 ผลการออกแบบทางกลของ S&TE ด้วยโปรแกรม HTRI

		Shell Side	Tube Side
แรงดัน ออกแบบ/ ทดสอบ ,kPaG		1034.21	1034.21
ขนาดจุดต่อ และ เรตติ้ง	เข้า ,mm	1@77.927	1@52.553
	ออก ,mm	1@77.927	1@52.553
จำนวนท่อ		518	
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ ,mm		25.400	
ความหนาเฉลี่ยของท่อ ,mm		0.889	
ความยาวท่อ ,mm		5486.33	
ขนาดพิท (pitch size) ,mm		31.750	
วัสดุที่ใช้ทำท่อ		316 Stainless steel (17CR,12 Ni)	
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเชลล์ ,mm		800	
Baffles-Cross Type Segmental %Cut (Diameter) 25.0 Spacing(c/c) 304.801 Inlet 406.365 mm			
น้ำหนักของเชลล์ ,kg		4,894.57	
น้ำหนักของเชลล์เมื่อมีน้ำภายใน ,kg		7,836.83	
น้ำหนักมัดท่อ (Bundle) ,kg		1982.70	
ราคา ,ล้านบาท		1.8-2	

4.4 ผลการเปรียบเทียบข้อดี-ข้อเสียระหว่าง PHE กับ S&TE

จากการคำนวณค่าทางความร้อน และทางกลโดยใช้โปรแกรม CAS 200 และ HTRI ทำให้สามารถเปรียบเทียบข้อดี-ข้อเสียระหว่าง PHE และ S&T ซึ่งถูกแสดงไว้ในตารางที่ 4.10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลจากการเปรียบเทียบค่าทางด้านความร้อนและทางกล จะทำให้เห็นได้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE จะได้เปรียบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ S&TE หลายอย่าง เช่น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมแบบ PHE ดีกว่าแบบ S&TE ประมาณ 5 เท่า ในขณะเดียวกัน พื้นที่ถ่ายเทความร้อนแบบ PHE ก็ใช้น้อยกว่าประมาณ 5 เท่า โดยที่น้ำหนักของแบบ PHE มีค่าน้อย กว่าประมาณ 7 เท่า ส่วนราคา PHE ก็มีราคาถูกกว่าประมาณ 6-7 เท่า ยกเว้นเพียงแรงดันสูญเสียเพียงอย่างเดียวที่ PHE มากกว่าประมาณ 20 เท่า

ตารางที่ 4.10 ผลการเปรียบเทียบการคำนวณระหว่าง PHEและ S&TE

รายละเอียด	**อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE**	**อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ S&TE**
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Clean) W/m^2K	130.3	25.49
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (service), W/m^2K	110	21.29
พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนรวม ,m^2	44	222.57
ค่า ฟาวิ่งมาร์จิ้น/ ค่าฟาววิ่งแฟคเตอร์ , m^2*K/W	0.00014	0.005861
แรงดันตกคร่อม ,kPa	501	20.546
ขนาด กว้าง × ยาว ,mm	610 × 1,815	800 × 5486
น้ำหนัก ,kg	969	6877.27
ราคา ,ล้านบาท	0.35	1.8-2

มีนักวิจัยหลายท่านได้ทำการเปรียบเทียบผลดี-ผลเสีย ระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองชนิดไว้ตามตารางที่ 4.11 นอกจากนี้ Marriott(1971) ได้เคยสรุปไว้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE มีความเหมาะสมมากสำหรับการใช้งานทั่วไปที่เป็น ของเหลว/ของเหลว ในช่วง การไหลแบบปั่นป่วน เขายังได้ตั้งข้อสังเกตด้วยว่าของไหลหนืดที่ไหลแบบราบเรียบในท่อกลมผิวเรียบ มีแนวโน้มที่จะเกิดการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE การควบแน่นที่ความดันปานกลาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

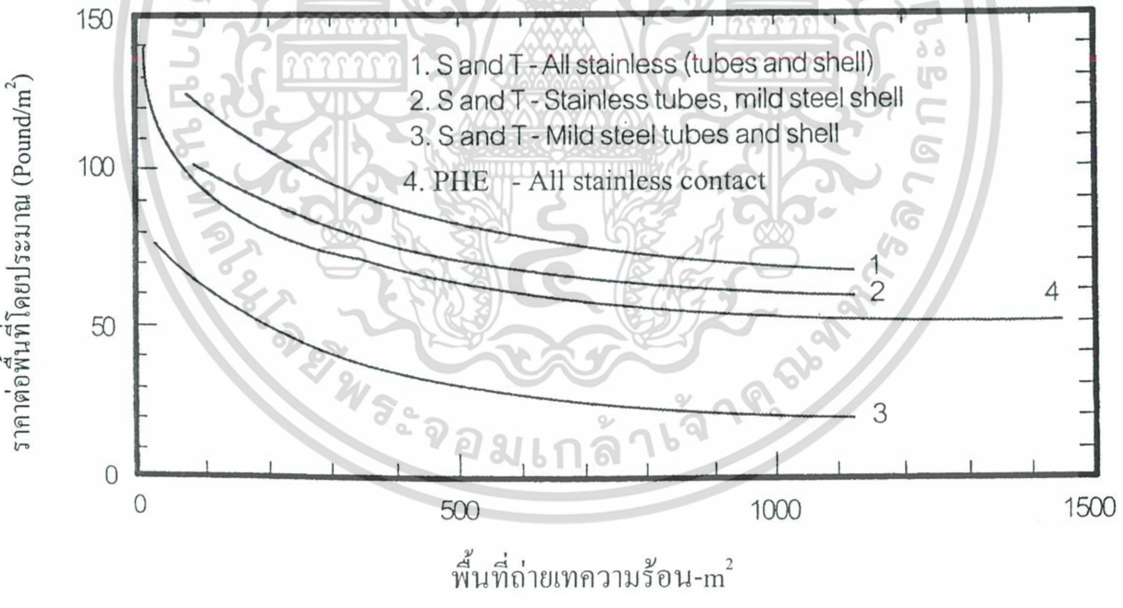
เป็นงานที่น่าสนใจในเชิงเศรษฐศาสตร์ที่ได้นำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE มาใช้งาน แต่สำหรับงานความดันต่ำที่มีปริมาณการไหลสูงเครื่องควบแน่นแบบ S&TE ชนิดไหลขวางดูจะมีความเหมาะสมมากกว่า

นอกจากนั้น Fuller(1979) แห่งบริษัท APV ได้แสดงข้อยืนยันว่า PHE ใช้พื้นที่น้อยกว่า และทำให้เกิดแรงดันสูญเสียต่ำกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับ S&TE

ตารางที่ 4.12 แสดงการเปรียบเทียบพื้นที่ถ่ายเทความร้อน และแรงดันสูญเสียระหว่าง PHE กับ S&TE สำหรับการทำงาน 5 กรณีจะเห็นได้ว่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของ PHE จะประมาณเพียงหนึ่งในสามของ S&TE เท่านั้น

ในด้านราคานั้น Fuller ได้ศึกษาเปรียบเทียบราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองแบบ และได้ผลลัพธ์ดังรูปที่ 4.10 แม้ว่าราคาของ PHE (เส้นกราฟเบอร์ 4) จะสูงกว่า S&TE ที่ทำด้วย เหล็กกล้าธรรมดา แต่ต้องไม่ลืมว่าสำหรับงานเดียวกัน PHE ต้องการพื้นที่น้อยกว่า และในงานที่มีความกัดกร่อนนั้นไม่สามารถใช้เหล็กกล้าธรรมดาได้ ดังนั้นโดยทั่วไปราคาของ PHE จึงมักจะถูกกว่าแบบ S&TE

อีกแง่หนึ่งที่ได้มีการศึกษาคือ การเกิดฟาววิ่ง (Fouling) จากการศึกษาวิจัยพบว่า ความต้านทานฟาววิ่งที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE มีค่าเพียงประมาณหนึ่งในสี่ของที่เกิดขึ้นใน S&TE



รูปที่ 4.10 การเปรียบเทียบด้านราคาระหว่าง PHE และ S&TE

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.11 เปรียบเทียบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE และ S&TE

การเปรียบเทียบ	แบบ PHE	แบบ S&TE
ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน	สูงกว่ามีค่า U สูงกว่า 3-5 เท่า	ต่ำกว่า
พื้นที่ที่ต้องการในการติดตั้ง	น้อยกว่า 10-50 %	ต้องเผื่อความยาวไว้ 2 เท่า สำหรับการบำรุงรักษาท่อ
การประกอบและติดตั้ง	ง่าย โดยการอัดและยึดติดด้วยสลักเกลียว	ยุ่งยากกว่าเนื่องจากต้องดึงกลุ่มท่อที่สอดอยู่ข้างใน
ราคา	สูงกว่าในกรณีที่ต้องใช้วัสดุที่ดี เช่น พวกแสตนเลส, ไทเทเนียม	สูงกว่า ยกเว้นทำจากเหล็กคาร์บอน
การเกิดตะกรัน (Fouling)	น้อยกว่าเนื่องจากสภาพ ที่เป็นลอนของแผ่นรวมทั้งการไหลแบบปั่นป่วน	สูงกว่าเนื่องจากพื้นที่หน้าตัดเป็นวงกลมและมีช่องทางการไหลภายในท่อทรงกระบอก
พื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน	สามารถเพิ่มหรือลดลงได้โดยการเพิ่มแผ่นเพลต	มีพื้นที่ผิวคงที่สำหรับแต่ละตัว
น้ำหนักและการติดตั้ง	ต่ำไม่จำเป็นต้องอาศัยแท่นคอนกรีต	สูงและมักจะต้องใช้แท่นคอนกรีต
การผสมเข้าด้วยกันระหว่างของไหล	ไม่มีทางเกิดขึ้น โดยอาศัยการออกแบบปะเก็น	เป็นไปได้ ตรงบริเวณรอยเชื่อม และที่ผนังท่อ
การตรวจสอบ	ทำได้ง่าย แค่ถอดแผ่นเพลตออก	ยาก ต้องดึงกลุ่มท่อที่สอดอยู่ออกมา
การทำความสะอาดโดยสารเคมี	ดี เนื่องจากลักษณะแผ่นที่เป็นลอนและเป็นช่องทางไหล	ใช้ได้แต่ต้องระวังจุดบอดบางจุด
ความหนืดของของไหลที่ใช้	สูงได้ถึง 30,000 cP	ประมาณ 10,000 cP
ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้น	ต่ำจนถึง ปานกลาง	ต่ำ
การสูญเสียความร้อน	โดยทั่วไปจะไม่มี ไม่จำเป็นต้องหุ้ม ฉนวน	ค่อนข้างมาก และต้องหุ้มฉนวน
อุณหภูมิลู่เข้า (temperature approach)	สามารถออกแบบให้อุณหภูมิได้ถึง1°C การถ่ายเทความร้อนได้สูงถึง90 %	อุณหภูมิลู่เข้าต่ำสุดที่ได้มักจะมีค่าประมาณ 3°C-5°C
ขนาดของเครื่องที่ได้จากการออกแบบ	ได้จากการคำนวณสำหรับงานแต่ละอย่าง เพราะสามารถเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นได้	มักจะเลือกขนาดโตกว่าที่ต้องการเพื่อความปลอดภัยเนื่องจากไม่สามารถเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน
ปริมาณของไหลที่ตกค้าง	น้อย หรือแทบไม่มี	สูง
การทำงาน	สามารถดัดแปลงใช้ได้กับงานหลากหลาย เพราะว่าสามารถเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นได้	เครื่องมักจะถูกนำมาใช้งานเฉพาะในแต่ละอย่างเท่านั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.12 เปรียบเทียบผลดี ผลเสีย ระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE และ S&TE

กรณีที่	อัตราการไหล ของไหลA	อัตราการไหล ของไหล B	อุณหภูมิ เข้า-ออก	แบบ S&TE พื้นที่, m^2	แบบ S&TE แรงดันสูญเสีย ของไหลA kN/m^2	แบบ S&TE แรงดันสูญเสีย ของไหลB kN/m^2	แบบ PHE พื้นที่, m^2	แบบ PHE แรงดันสูญเสีย ของไหลA kN/m^2	แบบ PHE แรงดันสูญเสีย ของไหลB kN/m^2
1	6080 Hydro Carbon	24,265 Water	160 A 49 / 49 B 33.5	28	2.9	21	8.6	2	15
2	392,725 Water	351,350 Seawater	41.7 A 28 / 37.3 B 22	1125	131	131	337.5	75	60
3	26,820 Gasoline	90,900 Water	105 A 35 / 35 B 26	83.6	21.4	30	26.2	10	30
4	7,955 Solvent	8,820 Water	60 A 40 / 35 B 26	170	20	30	41.4	20	25
5	67,570 Desalted Effluent	90,900 Sea water	105.A 38 / 41 B 20	139.5	75	55	35.3	30	70

เมื่อเปรียบเทียบจากข้อมูลที่ทำการศึกษาระหว่าง PHE และ S&T ที่แสดงไว้ในตารางที่ 4.10 และรายงานการวิจัยในตารางที่ 4.11และ 4.12 แสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพของ PHE ที่มีมากกว่า S&TE ซึ่งเห็นได้อย่างชัดเจน ดังนั้นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE จึงได้ถูกนำมาเพื่อพิจารณาแทนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ S&TE

4.5 บทสรุป

เมื่อพิจารณาถึงหลักเกณฑ์ หรือปัจจัยต่างๆ ในการเลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองแบบ คือ แบบ PHE และแบบ S&TE โดยเฉพาะปัจจัยหลักๆ ไม่ว่าจะเป็นในเรื่องของราคา หรือ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนรวมถึงข้อจำกัดต่างๆ โดยเฉพาะงบประมาณที่จะนำมาใช้การลงทุน จะเห็นได้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE มีความเหมาะสมที่สุดที่จะนำไปใช้แทนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเดิมหรือ แบบตัวหนอน (Worm Cooler)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5
ผลการปรับปรุงระบบการคูลลิ่ง

5.1 บทนำ

เนื้อหาในบทนี้นำเสนอผลของการปรับปรุงระบบการคูลลิ่งในโรงงาน เพื่อการประหยัดพลังงานและค่าใช้จ่ายในการคูลลิ่งเบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE ได้ถูกเลือกและนำมาติดตั้งแทนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน (Worm cooler) รวมทั้งจะแสดงให้เห็นว่าการปรับปรุงที่นำเสนอสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ค่าใช้จ่ายด้าน บำรุงรักษา และยังจะเพิ่มกำลังการผลิตให้สูงขึ้น

5.2 ผลการปรับปรุงระบบการคูลลิ่ง

จากบทที่ 4 จะพบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE มีความเหมาะสมในการนำมาใช้แทนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน (Worm cooler) เนื่องจากว่ามีปัจจัยเป็นไปตามข้อพิจารณาดังที่กล่าวไว้ในบทที่ 1 เช่น ความน่าเชื่อถือของผลิตภัณฑ์ ราคา รวมถึงบริการหลังการขาย เป็นต้น สำหรับ PHE ที่เลือกใช้เป็นของบริษัท Alfa Laval รุ่น M15 เนื่องจากว่ามีความเหมาะสมในเรื่องของอัตราการไหลสูงสุด หรือพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนสูงสุด รวมทั้งยังมีความสามารถในการขยายกำลังการผลิตในอนาคตสำหรับรายละเอียดต่างๆ แสดงไว้ในตารางที่ 5.1

ตารางที่ 5.1 แสดงคุณสมบัติของ PHE ในแต่ละรุ่นของบริษัท Alfa Laval

Heat exchanger type	M15	M10	TS6	M6	M3	CB300*	CB200*	CB77*	CB52*	CB27*	CB14*
Max. flow rate m³/h	290	180	72	54	14	140/60	102	34/63	7.5/12.7	7.5/12.7	3.6
Max. surface area m²	390	105	13	38	4	70	44	19	7.5	3.75	0.7
Max. operating pressure MPa	25	25	25	25	16	16/25	16	27/20	30/28	30/28	30
Max. operating temperature °C	150	170	180	170	130	225	225	225	225	225	225

สำหรับค่าใช้จ่ายทั้งหมดของโครงการจะอยู่ที่ประมาณ 401,396 บาท ส่วนใหญ่จะเป็นค่าใช้จ่ายในเรื่องของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นหลัก ที่เหลือจะเป็นในด้านงานโยธา เครื่องกล และ อุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องอื่นๆ ทั้งนี้สามารถดูรายละเอียดค่าใช้จ่ายต่างๆ ถูกแสดงไว้ในตารางที่ 5.2

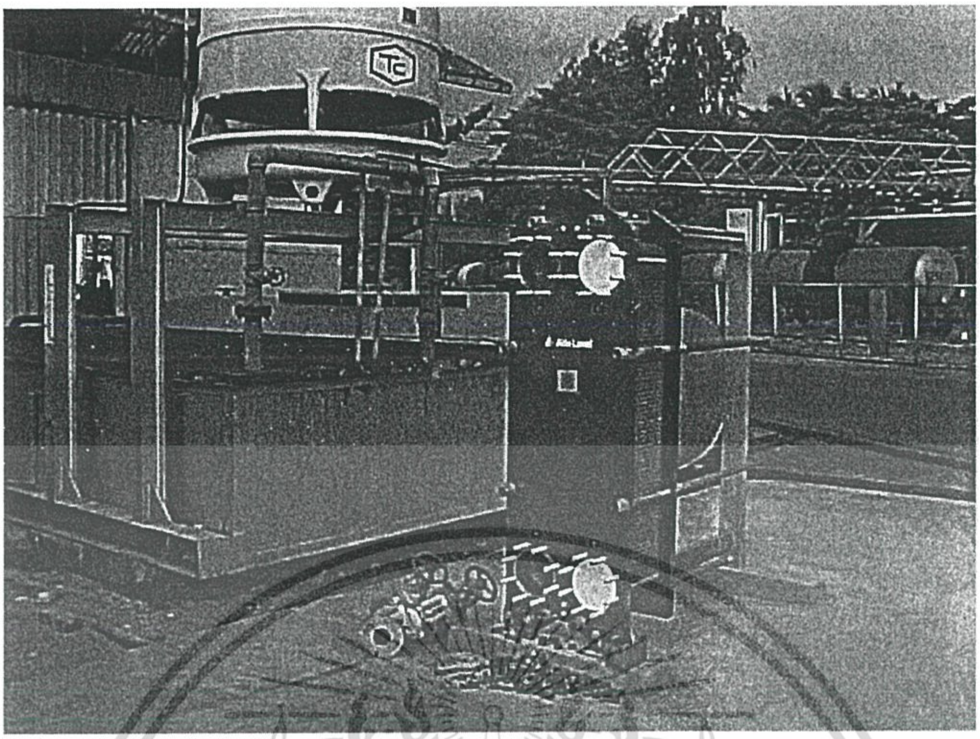
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.2 รายละเอียดค่าใช้จ่ายเมื่อติดตั้งระบบคูลลิ่งแบบ PHE

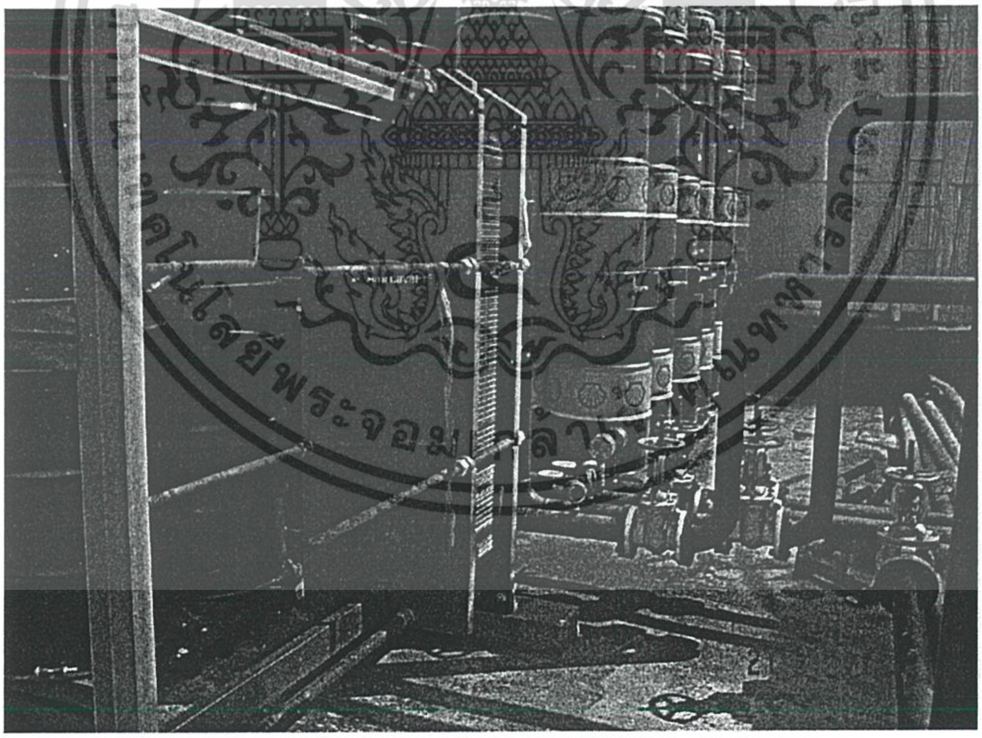
รายการ	รายละเอียด	จำนวน	ค่าใช้จ่าย
1	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE	1	317,503 บาท
2	อุปกรณ์ (ท่อ, วาล์ว, เป็นต้น)	1	42,300 บาท
3	งานเครื่องกล (ตัด ต่อ เชื่อม)	1	29,593 บาท
4	งานโยธา	1	12,000 บาท
	รวม		401,396 บาท

รูปที่ 5.1 แสดงการสร้างฐานรากของ PHE

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

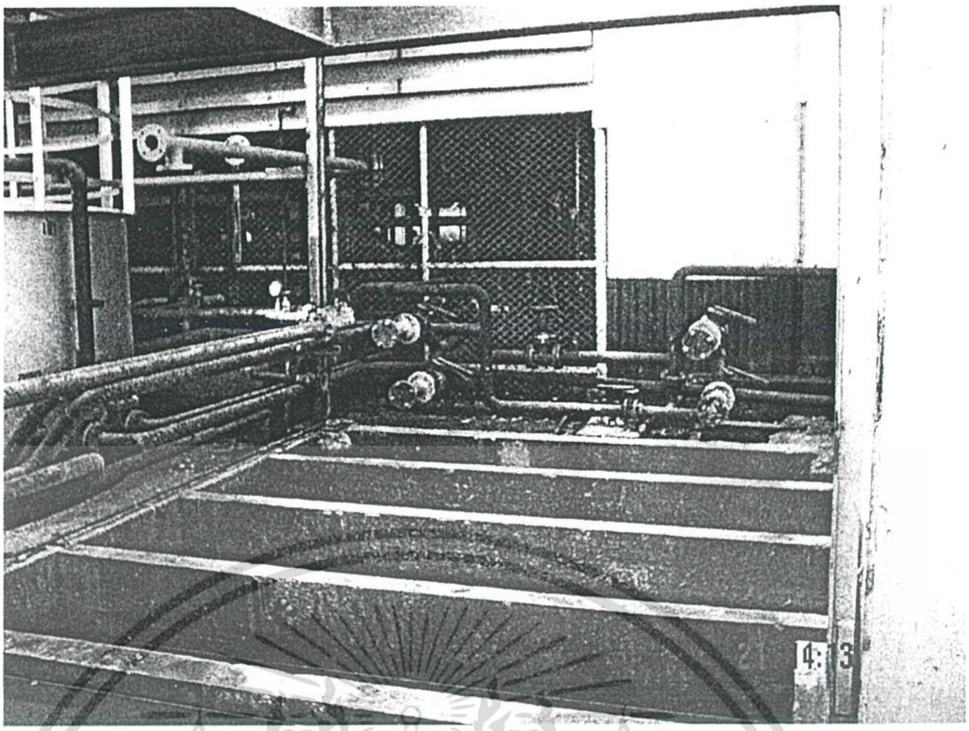


รูปที่ 5.2 แสดงการติดตั้ง PHE



รูปที่ 5.3 แสดง PHE พร้อมใช้งาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.4 แสดงการรื้อถอนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE ได้ถูกนำมาติดตั้งแทนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเดิมดังรูปที่ 5.1-5.3 และเมื่อได้ทำการทดสอบการใช้งาน (Commissioning) แล้วจึงได้ทำการรื้อถอนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน ดังในรูปที่ 5.4

ในขั้นตอนการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE ได้มีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มเติม เช่น อุปกรณ์วัดอุณหภูมิหรือเทอร์โมมิเตอร์ซึ่งถูกใช้สำหรับวัดค่าอุณหภูมิที่ด้านทางเข้า-ออกของน้ำ อุณหภูมิทางเข้า-ออกของเบสอีมัลชั่น รวมทั้งติดตั้งอุปกรณ์วัดแรงดันที่ด้านทางเข้า-ออกของเบสอีมัลชั่น ดังแสดงไว้ในรูปที่ 5.5 ซึ่งมีจุดประสงค์ด้วยกันสองประการคือ

1. เพื่อที่จะวัดค่าอุณหภูมิเทียบกับระยะเวลาในการคูลลิ่งโดยใช้วิธีการอ่านค่า และจดบันทึกผล

2. ใช้เป็นช่องทางในการอัดน้ำ หรือสารเคมีโดยใช้ปั๊มแรงดันสูงเพื่อที่จะเข้าไปทำความสะอาดแผ่นเพลต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.5 แสดงอุปกรณ์วัดอุณหภูมิและแรงดันที่ถูกติดตั้งบนท่อทางเข้า-ออกของ PHE

ตารางที่ 5.3 แสดงค่าอุณหภูมิกับเวลาในการคูลลิ่งผลิตภัณฑ์เบสอีมัลชั่น

วันที่บันทึก 08 เมษายน 2003

เลขที่การผลิต (Batch number) 40300260

เวลาที่เริ่มคูลลิ่ง 08.50 น.

เวลาที่เสร็จสิ้นการคูลลิ่ง 11.50 น.

เวลา (น)	รอบที่	อุณหภูมิน้ำ (°C)		อุณหภูมิเบสอีมัลชั่น(°C)		ค่าแรงดัน (PSI)	
		ทางเข้า	ทางออก	ทางเข้า	ทางออก	ทางเข้า	ทางออก
09.20	1	30	36	54	40	24	19
09.50	1	32	40	60	47	30	24
10.20	1	32	39	60	47	33	26
10.50	2	30	38	48	37	39	29
11.20	2	32	42	50	40	41	31

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.1 การอ่านค่าและบันทึกผล

ใช้วิธีการบันทึกค่าลงในเอกสารโดยพนักงานฝ่ายปฏิบัติการดังแสดงในตารางที่ 5.2โดยจะใช้วิธีการอ่านค่า และบันทึกผลทุกๆ 30 นาที

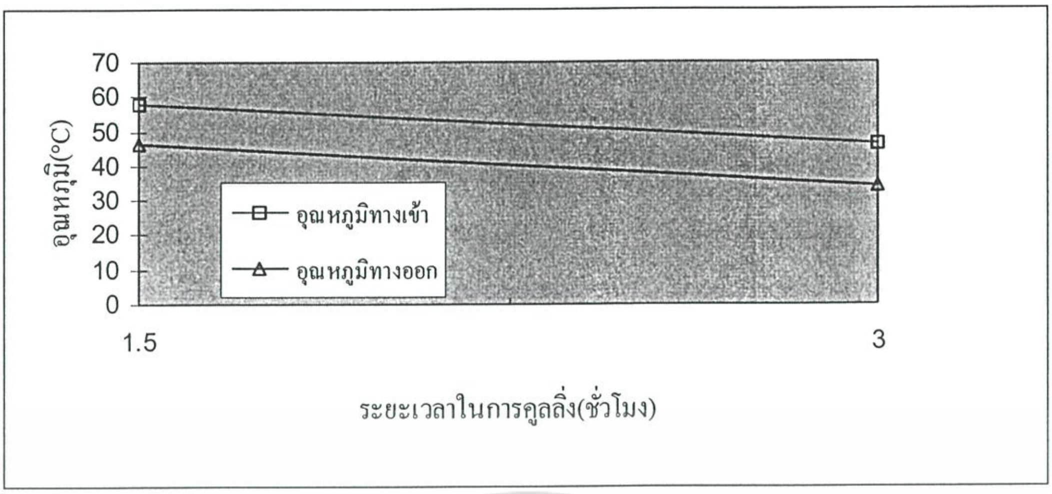
ตารางที่ 5.4 แสดงค่าอุณหภูมิเปรียบเทียบกับระยะเวลาหลังการปรับปรุงการคูลลิ่ง

รอบที่	ถังส่ง	ถังรับ	อุณหภูมิทางเข้า (°C)	อุณหภูมิทางออก (°C)	ระยะเวลาในการปั๊ม (ชั่วโมง)
1	B1, B2	B3	58	46	1.5
2	B3	B4	46	34	1.5
รวมระยะเวลาในการคูลลิ่ง ผลิตภัณฑ์ เท่ากับ					3
ค่าแรงดันตกคร่อม จะอยู่ที่ประมาณ 10 PSI					

รูปที่ 5.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับอุณหภูมิของเบสอีมัลชั่น และน้ำ เมื่อใช้ PHE

จากกราฟในรูปที่ 5.6 จะเห็นได้ว่าเมื่อปรับปรุงระบบการคูลลิ่งแล้วพบว่า จำนวนเวลาในการคูลลิ่งจะลดลงเหลือประมาณ 3 ชั่วโมง ซึ่งเมื่อเทียบกับก่อนการปรับปรุงจะใช้เวลา 13 ชั่วโมง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างช่วงเวลากับอุณหภูมิของเบสอีมัลชั่นเมื่อใช้ PHE

5.2.2 ค่าใช้จ่ายก่อน-หลังการปรับปรุงระบบคูลลิ่ง

5.2.2.1 ค่าใช้จ่ายของระบบคูลลิ่งก่อนปรับปรุง

เวลาที่ใช้ในการคูลลิ่งเท่ากับ 13 ชั่วโมง พลังงานที่ใช้ในการคูลลิ่งผลิตภัณฑ์ถูกแสดงรายละเอียดไว้ในตารางที่ 5.4 ดังต่อไปนี้

ตารางที่ 5.5 แสดงรายละเอียดของการใช้พลังงานในอุปกรณ์ต่าง ๆก่อนการปรับปรุง

รายการที่	รายละเอียด	พลังงานที่ใช้รวม (กิโลวัตต์)	ระยะเวลาที่ใช้ในการผลิต (ชั่วโมง)	ค่าใช้จ่ายต่อหน่วย (บาท)	ค่าใช้จ่าย (บาท)
1	พลังงานไฟฟ้าที่ใช้สำหรับ				
	ปั๊มจ่ายผลิตภัณฑ์	11.19	13	3.7	538.24
	ปั๊มน้ำ	1.865	13	3.7	89.71
	คูลลิ่งทาวเวอร์	0.746	13	3.7	35.88
	รวม	13.801	13	3.7	663.83
2	ค่าแรงงาน		13	50	775
				รวม (1+2)	1,438.83

จากตารางที่ 5.5 จะพบว่าระบบคูลลิ่งแบบเดิมนั้น ทางโรงงานจะต้องเสียค่าใช้จ่ายต่างๆ ที่ค่อนข้างสูงมากเนื่องจากเป็นระบบคูลลิ่งแบบเปิด ดังนั้นค่าบำรุงรักษาส่วนใหญ่จึงเป็นค่าใช้จ่าย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการทำความสะอาดบ่อน้ำ ทำความสะอาดท่อ โดยที่ค่าใช้จ่ายจะอยู่ที่ประมาณ 36,000 บาทต่อปี ทั้งนี้ยังไม่ได้นำเอาค่าสึกหรอของอุปกรณ์ต่างๆ เช่น ปั๊มผลิตภัณฑ์ และปั๊มน้ำมาพิจารณา

ในกระบวนการคูลลิ่งจะใช้พลังงานไฟฟ้าอยู่ที่ประมาณ 13.801 กิโลวัตต์ต่อชั่วโมงหรือใช้ประมาณ 179.413 กิโลวัตต์ต่อหนึ่งครั้ง (Batch) ของการคูลลิ่งเบสอีมัลชั่น หรือเมื่อคิดเป็นค่าใช้จ่ายพลังงานไฟฟ้าจะอยู่ที่ประมาณ 663.83 บาท นอกจากนี้ค่าใช้จ่ายสำหรับแรงงานจะอยู่ที่ประมาณ 775 บาท ดังนั้น เมื่อนำค่าใช้จ่ายทั้งหมดมารวมกันทางโรงงานจะต้องเสียค่าใช้จ่ายต่อการผลิตเบสอีมัลชั่นหนึ่งครั้งอยู่ที่ประมาณ 1,438.83 บาท ส่วนปริมาณการผลิตสูงสุดที่ทำได้จะอยู่ที่ประมาณ 120 ครั้งต่อปี

5.2.2.2 ค่าใช้จ่ายของระบบคูลลิ่งหลังปรับปรุง

จากการศึกษาเมื่อพิจารณาค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ในการผลิตในแต่ละครั้ง (Batch) เมื่อเวลาที่ใช้ในการคูลลิ่งลดลงเหลือประมาณ 3 ชั่วโมง ค่าใช้จ่ายต่างๆ ที่ใช้ในการคูลลิ่งถูกนำมาแสดงรายละเอียดไว้ในตารางที่ 5.6

ตารางที่ 5.6 แสดงรายละเอียดของการใช้พลังงานในอุปกรณ์ต่างๆ หลังการปรับปรุง

รายการที่	รายละเอียด	พลังงานที่ใช้รวม (กิโลวัตต์)	ระยะเวลาที่ใช้ในการผลิต (ชั่วโมง)	ค่าใช้จ่ายต่อหน่วย (บาท)	ค่าใช้จ่าย (บาท)
1	พลังงานไฟฟ้าที่ใช้				
	ปั๊มจ่ายผลิตภัณฑ์	11.19	3	3.7	124.21
	ปั๊มน้ำ	1.865	3	3.7	20.7
	คูลลิ่งทาวเวอร์	0.746	3	3.7	8.28
	รวม	13.801	3	3.7	153.19
2	ค่าแรงงาน		3	50	150
	รวม (1+2)				303.19

จากตารางที่ 5.6 จะพบว่าระบบคูลลิ่งที่ปรับปรุงแล้วนั้นทางโรงงานเสียค่าใช้จ่ายต่างๆ ที่ไม่สูงมากเนื่องจากว่าระบบคูลลิ่งเป็นแบบปิด ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาจะลดลงเหลืออยู่ที่ประมาณ 10,000 บาทต่อปี ทั้งนี้จะคิดเฉพาะค่าทำความสะอาดแผ่นเพลตเท่านั้น ยังไม่ได้นำเอาค่าสึกหรอของอุปกรณ์ต่างๆ เช่น ปั๊มผลิตภัณฑ์ปั๊มน้ำมาพิจารณา จะพิจารณาเฉพาะค่าทำความสะอาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่านั้น

ด้านการใช้พลังงานไฟฟ้าทางโรงงานจะลดลงมาอยู่ที่ประมาณ 13.801 กิโลวัตต์ต่อชั่วโมง หรือประมาณ 41.403 กิโลวัตต์ต่อหนึ่งครั้ง ซึ่งเมื่อคิดเป็นค่าใช้จ่ายไฟฟ้าจะอยู่ที่ประมาณ 153.19 บาท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นอกจากนี้ค่าใช้จ่ายสำหรับแรงงานจะลดลงมาอยู่ที่ประมาณ 150 บาท ต่อการผลิตเบสอีมัลชั่นหนึ่งครั้ง (Batch) ส่วนปริมาณการผลิตสูงสุดจะเพิ่มมาอยู่ที่ประมาณ 250 ครั้งต่อปี

5.2.3 ผลที่ได้รับจากการปรับปรุงระบบคูลลิ่งของโรงงาน

เมื่อเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายระหว่างก่อนการปรับปรุง และหลังการปรับปรุงของการคูลลิ่งต่อการผลิตผลิตภัณฑ์หนึ่งครั้ง (Batch) จะได้ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ดังต่อไปนี้

1.ค่าใช้จ่ายในการประหยัดพลังงานจะลดลงประมาณ 510.64 บาท

2.ค่าใช้จ่ายในการประหยัดค่าแรงงาน ลดลงประมาณ 625 บาท

3.ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาลดลง ประมาณ 26,000 บาทต่อปี

4.กำลังการผลิตสูงสุดที่เพิ่มขึ้นประมาณ 130 ครั้งต่อปี

5.2.4 จุดคุ้มทุนในการผลิต

ในการศึกษาเพื่อพิจารณาจุดคุ้มทุน สามารถพิจารณาได้ดังต่อไปนี้คือ ถ้าอัตราการผลิตของโรงงานอยู่ที่ประมาณ 250 ครั้งต่อปี ค่าใช้จ่ายที่สามารถประหยัดได้ต่อการคูลลิ่งหนึ่งครั้ง จะอยู่ที่ประมาณ 1135.638 บาท ดังนั้นทางโรงงานจะประหยัดค่าใช้จ่ายต่อปีได้ เท่ากับ (1,135.638×250) 283,909.5 บาท ด้วยเงินที่ใช้ในการลงทุนประมาณ 401,396 บาท

ดังนั้นจุดคุ้มทุนจะขึ้นอยู่จำนวนครั้งที่ทำการผลิต ซึ่งจะอยู่ที่ประมาณ (401,396/1135.638) 354 ครั้ง หรือเมื่อคิดเป็นระยะเวลาจะเท่ากับ 1 ปีกับ 5 เดือน ซึ่งในการพิจารณานี้จะไม่นำเอาตัวแปรอื่น เช่น กำไร ค่าเสียโอกาสในการผลิตมาพิจารณา

5.3 บทสรุป

ผลจากการศึกษาเมื่อปรับปรุงระบบคูลลิ่ง เมื่อได้นำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE แทนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเดิม จะพบว่าเวลาจะลดลงจากประมาณ 13 ชั่วโมงเหลือเพียงประมาณ 3 ชั่วโมง ด้วยเหตุดังกล่าวจึงทำให้ทางโรงงานสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานลดลงประมาณ 78.93% ค่าบำรุงรักษาลดลงประมาณ 72.2% และกำลังการผลิตจะขยายเป็น 108.33%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6
บทสรุปและวิจารณ์

6.1 บทสรุป

วิทยานิพนธ์นี้ได้นำเสนอการศึกษา การปรับปรุงระบบคูลลิ่งในโรงงานโดยใช้เทคนิคของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE แทนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอน

แนวทางการศึกษานั้นจะถูกแบ่งออกเป็น 4 ส่วนใหญ่ๆ คือ ส่วนแรกศึกษาหลักการทำงาน พร้อมทั้งสำรวจ และวิเคราะห์การใช้พลังงาน ส่วนที่สองทำการศึกษาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ แล้วทำการเลือกอุปกรณ์ที่เหมาะสมกับกระบวนการผลิต ส่วนที่สามทำการติดตั้งทดสอบการใช้งาน (Commissioning) และ ส่วนสุดท้ายคือศึกษาเปรียบผลก่อน และหลังการปรับปรุง ผลจากการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE ซึ่งนำมาแทนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัวหนอนทำให้ระยะเวลาในการคูลลิ่งผลิตภัณฑ์ เบสอีมัลชั่น (Base Emulsion) ลดลงจากระยะเวลาประมาณ 13 ชั่วโมงเหลือประมาณ 3 ชั่วโมงโดยไม่ทำให้คุณภาพของผลิตภัณฑ์เสียไป และจากผลที่ระยะเวลาลดลงทำให้โรงงานได้ผลประโยชน์มากขึ้นดังต่อไปนี้

1.ค่าใช้จ่ายทางด้านการผลิต ต่อปี ลดลงประมาณ 78.93 %

2.ค่าใช้จ่ายทางด้านการบำรุงรักษาต่อปี ลดลงประมาณ 72.2%

3.กำลังการผลิตเพิ่มขึ้นต่อปี ประมาณ 108.83%

4.ความน่าเชื่อถือของระบบที่เพิ่มขึ้น

ระยะเวลาสำหรับการลงทุนจะอยู่ที่ประมาณ 1 ปี กับ 5 เดือนเมื่อมีการผลิตจำนวน 250 ครั้ง (Batch) ต่อปี ซึ่งจากผลการศึกษาและนำไปใช้งานดังกล่าวนอกจากจะช่วยทำให้การใช้พลังงานลดลงแล้ว ยังเป็นผลทำให้ค่าใช้จ่ายด้านต่างๆ ลดลง และด้วยผลประโยชน์ดังที่กล่าวยังจะทำให้กำลังการผลิตสามารถเพิ่มขึ้นโดยที่ไม่ต้องทำการขยายโรงงานซึ่งเป็นไปตามวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้

6.2 ปัญหาที่พบในการติดตั้ง การใช้งาน และแนวทางในการแก้ปัญหา

ปัญหาที่พบจากการติดตั้งและใช้งาน สามารถสรุปเป็นสาเหตุหลัก ๆ ได้ 2 ส่วนคือ

6.2.1 ปัญหาที่พบขณะทำการทดสอบการใช้งาน (Commissioning)

ปัญหา น้ำที่ใช้ถ่ายเทความร้อนที่ถูกป้อนเข้า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE เมื่อเข้าไปในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE แล้วไม่ไหลออกไปยังคูลลิ่งทาวเวอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การแก้ไข เมื่อตรวจสอบแล้วพบว่า โกล์ฟวาล์ว (glove valve) ทางเข้าคูลลิ่งทาวเวอร์รั่ว เมื่อทำการเปลี่ยน และทดสอบสามารถใช้งานได้เป็นปกติ

6.2.2 ปัญหาที่พบจากการใช้งาน

ปัญหา อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์เบสอีมัลชั่นเมื่อทำการทดสอบครั้งแรกถูกทำให้ลดลงอย่างรวดเร็วเกินไปทำให้มีการเย็นลงเฉพาะผิวของผลิตภัณฑ์เท่านั้น ส่วนเนื้อผลิตภัณฑ์นั้นยังคงร้อนระอุอยู่ โดยเมื่อทิ้งไว้สักครู่อุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นมาอีก 2°C-3°C ทำให้ไม่สามารถที่จะนำไปทำการผลิตเป็นผลิตภัณฑ์สำเร็จรูปได้

การแก้ไข หลังจากที่นำวัตถุดิบมาผสมจนได้เบสอีมัลชั่นแล้วจะต้องทิ้งให้เบสอีมัลชั่นอยู่ในถังเป็นระยะเวลาประมาณ 3-5 ชั่วโมงเพื่อลดอุณหภูมิลงให้เหลือประมาณ 65°C-70°C ก่อนที่จะไปสู่ขั้นตอนของการคูลลิ่ง แต่จากประสบการณ์ในการใช้งานจริงพบได้ว่าอุณหภูมิก่อนที่จะเข้าสู่ขั้นตอนการคูลลิ่งที่เหมาะสมจะอยู่ที่ประมาณ 55°C-60°C ซึ่งใช้ระยะเวลาในการทิ้งไว้ให้เย็นจะอยู่ที่ประมาณ 8-10 ชั่วโมง

6.3 ข้อเสนอแนะและแนวทางในการทำวิจัยต่อ

ถึงแม้ว่าการนำเทคนิคของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE จะได้ผลเป็นที่น่าพอใจเมื่อเทียบกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเดิมหรือแบบตัวหนอน สามารถทำให้เกิดการประหยัดพลังงานเป็นไปตามวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้ แต่เมื่อศึกษารวมถึงประสบการณ์จากการใช้งานจริงพบว่ายังมีจุดบกพร่องบางจุดซึ่งต้องมีการปรับปรุงเพิ่มเติมเช่น ต้องหาวิธีว่าทำอย่างไรที่จะลดเวลาในการคูลลิ่งเบสอีมัลชั่นโดยไม่จำเป็นต้องปล่อยให้อุณหภูมิของเบสอีมัลชั่นลดลงก่อนที่จะเข้าสู่ขั้นตอนการคูลลิ่ง และจะไม่ทำให้เกิดการลดอุณหภูมิเฉพาะที่ผิวของเบสอีมัลชั่นเท่านั้น ซึ่งถ้าทำได้จะช่วยทำให้ลดเวลาในการปล่อยทิ้งให้เบสอีมัลชั่นลดอุณหภูมิลงอย่างน้อย 8-10 ชั่วโมง

ซึ่งแนวทางดังกล่าวผู้วิจัยต้องทำการศึกษาเพิ่มเติมโดยต้องเริ่มตั้งแต่ กระบวนการการผสม (Blending) วัตถุดิบ โดยต้องทำการควบคุมอุณหภูมิให้อยู่ในช่วงอุณหภูมิที่ 60°C-65°C โดยที่ไม่ทำให้คุณสมบัติเสียไปหรืออาจจะศึกษาว่าการทำการคูลลิ่งก่อน (Pre-Cooling) ก่อนจะปั๊มไปเก็บที่ถัง B1 และ B2 มีแนวทางว่าทำได้หรือไม่ อย่างไรก็ตามขั้นตอนของการคูลลิ่งอาจจะต้องนำอุปกรณ์ ควบคุมต่างๆ มาใช้เช่นตัวควบคุมอุณหภูมิในการผลิตเพื่อที่จะได้เป็นการปรับปรุงการผลิตให้มีความเหมาะสมในอนาคต ต่อไป

สุดท้ายนี้ถึงแม้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ PHE จะมีประโยชน์มากมายในการนำไปใช้งานแลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไป แต่สิ่งหนึ่งที่ต้องระวังก็คือต้องศึกษาและนำไปใช้งาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างเหมาะสมโดยเฉพาะเรื่องความปลอดภัยในการนำไปใช้งานเช่น ความเหมาะสมของผลิตภัณฑ์ที่นำไปใช้วัสดุที่เลือกเพื่อมาทำปะเก็นเหมาะสมหรือไม่ เป็นต้น

นอกจากที่จะต้องศึกษารายละเอียดของอุปกรณ์ให้ชัดเจนแล้ว สิ่งหนึ่งที่ผู้ออกแบบมักจะไม่คำนึงถึงก็คือผลิตภัณฑ์ที่นำมาหล่อเย็นซึ่งโดยทั่วๆ ไปจะเป็นน้ำซึ่งจากประสบการณ์ที่ผ่านมาจะพบว่าน้ำที่นำมาใช้ถ้ามีคลอไรด์อยู่ในปริมาณที่มากเกินไปจะเป็นสาเหตุทำให้แผ่นเพลตซึ่งส่วนใหญ่ซึ่งทำมาจากวัสดุแสตนเลสเกิดการรั่วซึมได้โดยเฉพาะที่บริเวณแนวเชื่อม จนเป็นสาเหตุที่ให้ของไหลไหลเข้าหากันได้เพราะฉะนั้นสิ่งต่างๆ ที่กล่าวมาเหล่านี้ผู้ที่นำไปใช้งานควรจะต้องศึกษาให้ลึกซึ้งก่อนที่จะนำไปใช้งานเพราะนอกจากที่จะหลีกเลี่ยงปัญหาต่างๆที่จะตามมาแล้ว ยังทำให้สามารถบรรลุถึงเป้าหมายที่ได้ตั้งเอาไว้ต่อไป

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

[1] S. Saredchapan, A. Chaikla, R. Masuchun, T. Trisuwannawat, and P. Julsereewong, "Optimal Energy Costs base on Improving Retort Process In Food Canning Manufacturing", *Proc. of 2003 International Conference on Control, Automation and Systems*, pp. 2039-2311, 2003.

[2] R. Burger, "Energy conservation strategy, the ignored cooling tower", *Proc. of 31st Energy Conversion Engineering Conference*, Vol. 3, pp.1852-1856, 1996.

[3] D. Gagnon, "Upgrading a clinker cooler. IKN Klinker Inlet Distribution System ("KIDS")", *IEEE Trans. on Industry Applications*, Vol. 33, Issue 1, pp.126-134, 1997.

[4] Xinggao Liu, Yongmao Xu, Jie Zhang and Jixin Qian, "Optimal Energy Cost in Ideal Internal Thermally Coupled Distillation Columns", *Proc. of 2002 the American Control Conference Anchorage*, pp. 1502-1507, 2002.

[5] G.F. Hewitt, G. L. Shires, and T. R. Boot. *Process Heat Transfer.*United States of America : CRC Press. Inc.1994

[6] D. Q. Kern. *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill book company, Auckland: McGraw-Hill. 1984.

[7] P. Promwong, A. Chaikla, R. Masuchun, D. Chansangsuk, P. Julsereewong, "Improving Cooling System for Energy Saving in Composite Plant", *Proc. of 2004 International Conference on Control, Automation and Systems*, pp. 710-735, 2004

[8] Nicholas P., Cheremmisinoff, Paul N. Cheremisinoff, *Heat Transfer Equipment*, Englewood Cliffs, NJ : PTR Prentice Hall. 1993

[9] Alfa-Laval, PONTUS1- Heat Transfer Theory, course document, 2000

[10] T. Kuppan. *Heat Exchanger Design Handbook*, New York : Marcel Dekker. 2000

[11] BS. *BS EN-247:1997, Heat Exchanger Terminology,* London : BSI-British Standards Institution. 1997

[12] Eric C. Guyer, David L. Brownell. *Hand book of Applied Thermal design*, New York : McGraw-Hill. 1989

[13] ASHRAE. *Systems and Equipment Handbook (SI) 2000,Chapter43 Heat exchangers,* Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and AC Engineers. 2000

[14] Shell Distribution and Operation Practices. "*Operational Guidance, Bitumen emulsions production*" [Online]. Available: http://sww-distribution.europe.shell.com. 2002

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[15] GEO-HEAT CENTER. *Geothermal Direct Use Engineering and Design Guidebook*

, Third Edition, "*Heat Exchangers, Chapter 11*" [Online].

Available: http://geoheat.oit.edu/pdf/tp54.pdf. 2003

[16] Alfa-Laval. *"Plate technology"* [Online]. Available:

http://www.alfalaval.com/digitalassets/2/file13975_0_Alfa_Laval_-_plate_technology.pdf. 2003

[17] Alfa-Laval. *"Heat transfer theory"* [Online]. Available:

http://www.alfalaval.com/digitalassets/2/file26878_0_heat_transfer_theory.pdf. 2003

[18] วิวัฒน์ ตัณฑะพานิชกุล.*อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอุตสาหกรรม*. กรุงเทพฯ:

ส.เอเซียเพรส(1989). 2536.

[19] มนตรี พิรุณเกษตร.*การถ่ายเทความร้อนฉบับเตรียมสอบและเสริมประสบการณ์.*

กรุงเทพฯ :วิทยพัฒน์. 2542.

[20] จี. วอร์คเกอร์. *อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับงานอุตสาหกรรม* แปลจาก

Industrial heat exchangers : a basic guide . พิมพ์ครั้งที่ 2. โดย พงษ์ธร จรัญญากรณ์.กรุงเทพฯ

: เอ็มแอนด์อี. 2542.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

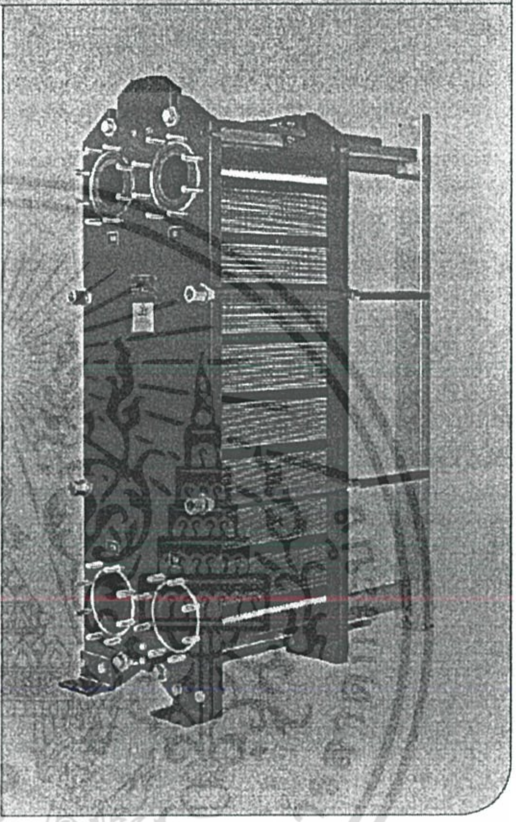
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก.
รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบการคูลลิ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

M15

Plate heat exchanger


M15B-FM

Applications
General heating and cooling duties.

Standard design
The plate heat exchanger consists of a pack of corrugated metal plates with portholes for the passage of the two fluids between which heat transfer will take place.

The plate pack is assembled betweeen a fix frame plate and a movable pressure plate and compressed by tightening bolts. The plates are fitted with a gasket which seals the interplate channel and directs the fluids into alternate channels. The number of plates is determined by the flow rate, physical properties of the fluids, pressure drop and temperature program. The plate corrugations promote fluid turbulence and support the plates against differential pressure.

The plate and the pressure plate are suspended from an upper carrying bar and located by a lower guiding bar, both of which are fixed to a support column.

Connections are located in the frame plate or, if either or both fluids make more than a single pass within the unit, in the frame and pressure plates.

Typical capacities

Liquid flow rate
Up to 80 kg/s, depending on media, permitted pressue drop and temperture program.

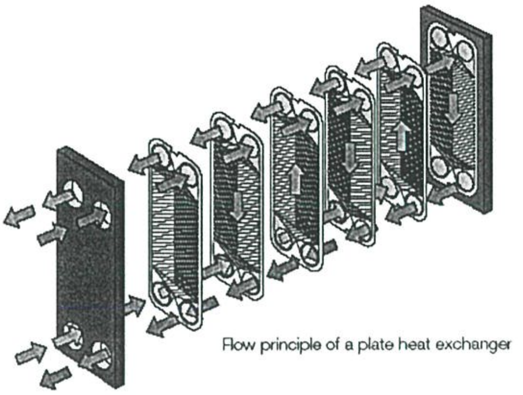
Plate types
M15B, M15E and M15M

Frame types
FM, FG, FD and FML

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Working principle

Channels are formed between the plates and the corner ports are arranged so that the two media flow through alternate channels. The heat is transferred through the plate between the channels, and complete counter-current flow is created for highest possible efficiency. The corrugation of the plates provides the passage between the plates, supports each plate against the adjacent one and enhances the turbulence, resulting in efficient heat transfer.



Flow principle of a plate heat exchanger

Standard materials

Frame plate
Mild steel, Epoxy painted

Nozzles
Carbon steel
Lined: Stainless steel, Rubber lined, Titanium

Plates
Stainless steel: AISI 304, AISI 316
Titanium
Alloy C-276
Alloy 254 SMO

Gaskets (Clip-on/Tape-on, Glued)

Nitrile	Nitrile hydrogenated
EPDM	Viton® G
AL-EPDM	

Connections

FML	Size 150 mm	DIN 2501 PN10
FM8	Size 150 mm	DIN 2501 PN10 or ANSI 150
FG8	Size 150 mm	DIN 2501 PN16 or ANSI 150
FD8	Size 150 mm	DIN 2501 PN40 or ANSI 300
FD10	Size 150 mm	DIN ANSI 400

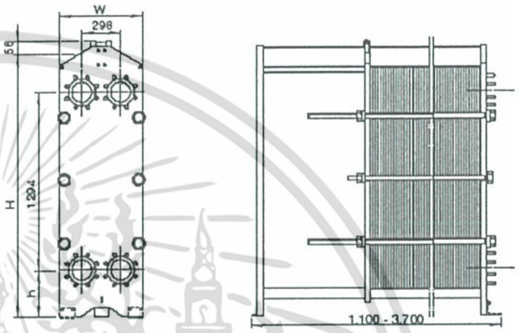
Technical data

Max. working pressure

FML/FM8	10 bar over pressure
FG8	16 bar over pressure
FD8	30 bar over pressure
FD10	400 psi over pressure

Maximum heat transfer surface
390 m² (4,200 sq. ft)

Dimensions



Measurements (mm)

Type	H	W	h
M15-FML	1,815	610	275
M15-FM8	1,815	610	275
M15-FG8	1,815	650	275
M15-FD8	1,980	650	370
M15-FD10	1,980	650	370

The number of tightening bolts may vary depending on pressure rating.

Particulars required for quotation

- Flow rates or heat load
- Temperature program
- Physical properties of liquids in question (if not water)
- Desired working pressure
- Maximum permitted pressure drop
- Available steam pressure

PD 67079 E1/ 0203

All rights reserved for changes in specifications

How to contact Alfa Laval
Contact details for all countries are continually updated on our website. Please visit www.alfalaval.com to access the information directly.

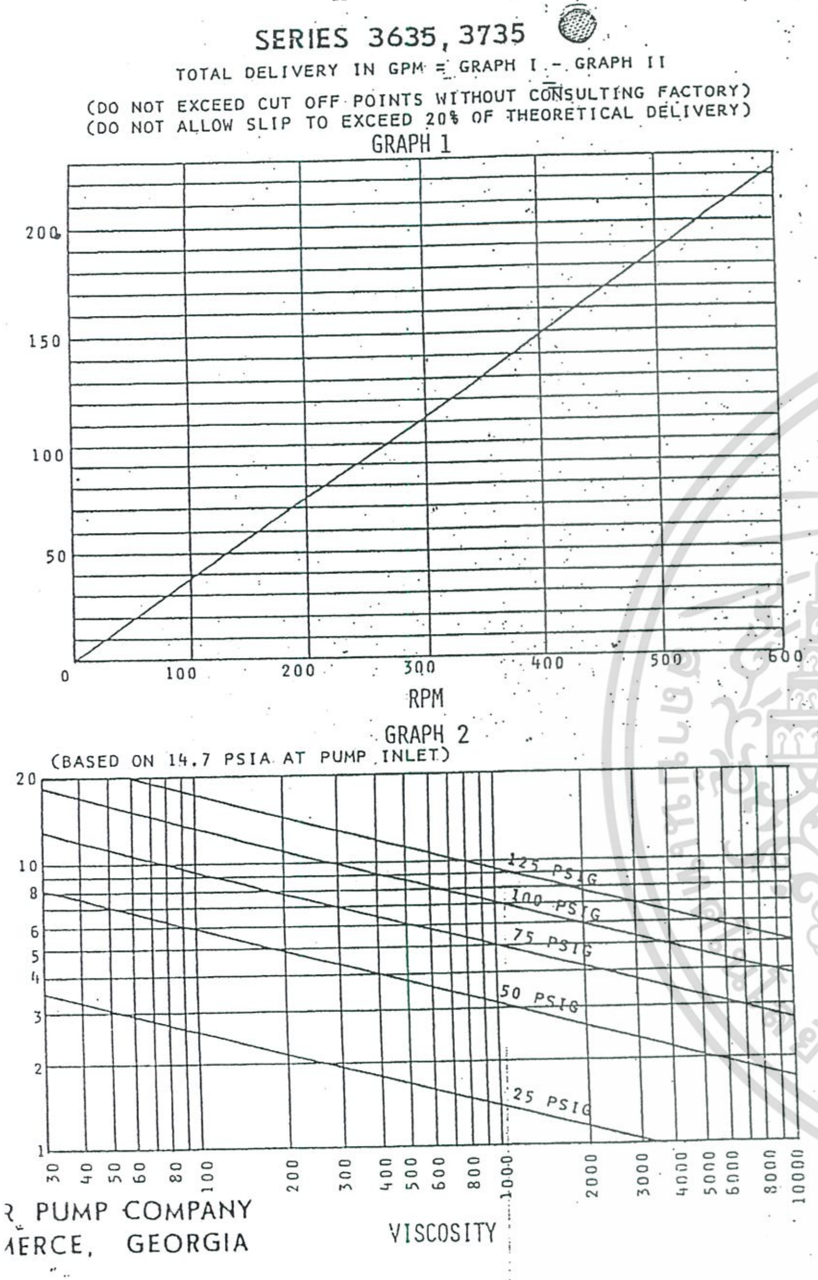
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

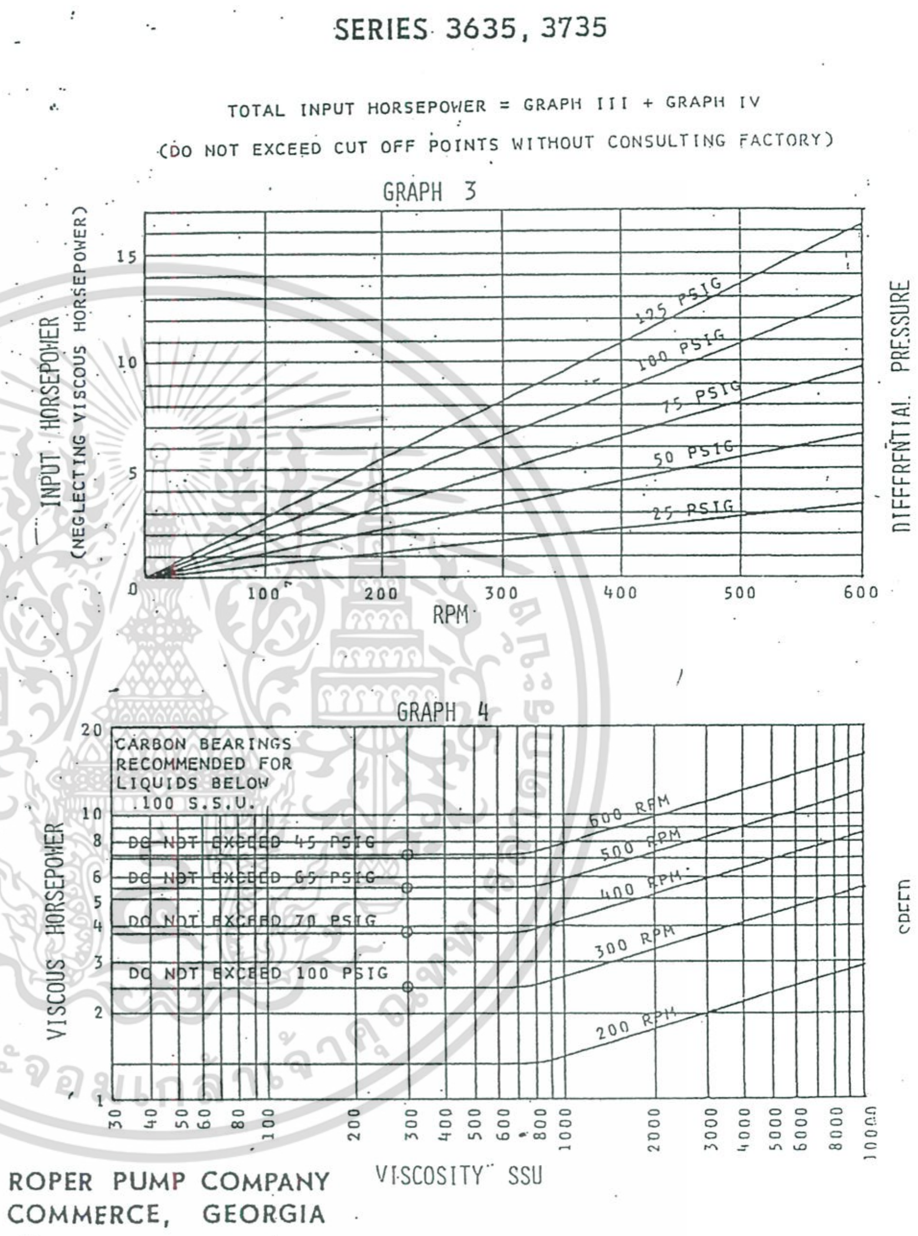
TABLE 11. DIMENSIONS OF STEEL PIPE (IPS)

Nominal pipe size, IPS, in.	OD, in.	Schedule No.	ID, in.	Flow area per pipe, in.²	Surface per lin ft, ft.²/ft.		Weight per lin ft, lb steel
					Outside	Inside	
1/8	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
1/4	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
1/2	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
3/4	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1¼	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1½	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2½	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20‡	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20‡	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Commonly known as standard.
† Commonly known as extra heavy.
‡ Approximately.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้





กราฟแสดงการใช้พลังงานไฟฟ้าของปั๊มผลิตภัณฑ์ที่ใช้ในโรงงาน

ภาคผนวก ข.

ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Outstanding Paper Award

In 2004 International Conference on Control, Automation, and Systems
(ICCAS 2004)

To

Pissanu Promwong, Amphawan Chaikla, Ruedee Masuchun,
Dumri Chansangsuk and Prasit Julsereewong

Faculty of Engineering, KMITL

for the paper entitled

Improving Cooling System for Energy Saving in Composite Plant

Tawil Paungma
Organizing Chair

Prakit Tangtisanon
General Chair, ICCAS 2004
August 26, 2004

Sangchul Won
Organizing Co-Chair

WE08-18	Mobile Robot navigation using an Multi-resolution Electrostatic Potential Filed *Cheol-Taek Kim and Ju-Jang Lee*	690
WE08-19	Hierarchical Associative Frame with Learning and Episode memory for the intelligent Knowledge Retrieval *JeonYon Shim*	694
WE08-20	Design the Autopilot System of using GA Algorithm *Sang-Min Lee, Yeon-Gyu Choo and Young-Do Lim*	699

TA02: Manufacturing Control Systems I

TA02-1	Application of Regression Analysis for Quality Control In Suspension Manufacturing *Thammasak Ritthidetch, Ruedee Masuchun, Amphawan Chaikla, Prasit Julsereewong, Kitti Tirasesth*	704
TA02-2	A novel approach for the design of multi-class reentrant manufacturing systems *Dong Joon Yoo, Jae Hak Jung, In-Beum Lee, Euy Soo Lee and Gyeongbeom Yi*	710
TA02-3	The Implementation of Agile SFFS using 5DOF Robot *Seungwoo Kim and Yongrae Jung*	716
TA02-4	Determining Items to be Inventoried in a Manufacturing Process *Ruedee Masuchun*	722
TA02-5	Development of a Multi-purpose Test Device for Measuring Mechanical Properties of Shoes *Jong-nyun Lee, Young-Dae Son and Dong-joon Lee*	726
TA02-6	Improving Cooling System for Energy Saving in Composite Plant *Pissanu Promwong, Amphawan Chaikla, Ruedee Masuchun, Dumri Chansangsuk and Prasit Julsereewong*	730

TA03: Real-time Systems Control

TA03-1	The Effect Assessment Method of Control and Protection Systems on Transient Stability of Power Systems *Tetsushi Miki, Ryuzaburou Sugino and Yoshiyuki Kono*	736
TA03-2	Design of a Adaptive Controller of Industrial Robot with Eight Joint Based on Digital Signal Processor *Sung-Hyun Han, Dong-Yean Jung and Hong-Rae Kim*	741
TA03-3	Scheduling of Sporadic and Periodic Tasks and Messages with End-to-End Constraints *Hyoung Yuk Kim, Sang Yong Kim, Hoon Oh and Hong Seong Park*	747
TA03-4	Development of a Distributed Multi-rate Motion Control System Using USB *Sungsoo Rhim and Soon-Geul Lee*	753
TA03-5	Multiplierless Digital PID Controller Using FPGA *Sorawat Chivapreecha, Narison Ronnarongrit, Surapan Yimman, Chusit Pradabpet and Kobchai Dejhan*	758

TA04: Information and Networking Systems I

TA04-1	A Testbed for the Security Issues of Limited-resource Internet Appliances *S. Vorapojpisut*	762
TA04-2	Improvement and Comparative Study of Control Theory-based AQM Methods for Networks with Realistic Traffic *N. Bigdeli, M. Haeri and M.R. Pakravan*	767
TA04-3	A Possible Path per Link CBR Algorithm for Interference Avoidance in MPLS Networks *Wisitsak Sa-Ngiamsak and Ruttikorn Varakulsiripunth*	772
TA04-4	A Tunable Transmitter - Tunable Receiver Algorithm for Accessing the Multichannel Slotted-Ring WDM Metropolitan Network under Self-Similar Traffic *Ekanun Sombatsakulkit, Wisitsak Sa-Ngiamsak and Suvepol Sittichevapak*	777
TA04-5	Performance Improvement on RED Based Gateway in TCP Communication Network *Sumet Prabhavat and Ruttikorn Varakulsiripunth*	782
TA04-6	Privacy Negotiation Algorithm for Digital Rights Management *Jurairat Phuttharak and Chanboon Sathitwiriyawong*	788

TA05: Multimedia Systems I

TA05-1	Tangible Media based on Interactive Technology: iT_Media *Joongsun Yoon, Myeungsook Yoh and Hyewon Lee*	794
TA05-2	Wavelet-Based Digital Watermarking Using Human Visual System for Copyright Protection *Anuwat Sombun, Quen Pinngern and Chom Kimpan*	800
TA05-3	Emotional Robotics based on iT_Media *Joongsun Yoon, Myeungsook Yoh and Bongkug Cho*	804

เอกสารนี้...เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ [illegible] และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Improving Cooling System for Energy Saving in Composite Plant

Pissanu Promwong, Amphawan Chaikla, Ruedee Masuchun,
Dumri Chansangsuk, and Prasit Julsereewong

Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang,
Ladkrabang, Bangkok, Thailand
(Tel: +66-2-739-2406-7; E-mail: kjprasit@kmitl.ac.th)

Abstract: This paper describes an improving cooling system in the composite plant. In order to save the energy, a plate-and-frame heat exchanger has been used to replace the traditional worm cooler. The composite plant in Thailand was studied as an illustrative case study. The experimental results demonstrating the saving in energy costs and some economic benefits of the proposed technique are obtained.

Keywords: energy saving, heat exchangers, cooling system, composite plant

1. INTRODUCTION

There are several characterizations for industrial consolidation and upgrading such as process technology upgrading, and automation of production processes for improved throughput and reduced contamination. The energy cost minimization is one of the most important problems to be solved [1].

The cooling system is one of the most energy consuming parts to be minimized. Accordingly, there has been much effort to reduce the dissipated energy of the cooling process [2-4]. This paper aims to present the similar energy saving to minimize the energy costs for industrial cooling process.

Heat exchangers are commonly used in a wide variety of industrial, chemicals, and electronics processes to transfer energy and provide required heating or cooling. When designing a heat exchanger, one must first determine the type of exchanger to use. The selection process must take account of a number of factors; all of which are related to the specific application. These factors include the following [5]:

- Economic factors
- Thermal and hydraulic requirements
- Compatibility with fluids and operating conditions
- Maintenance
- Availability

When two or more aspects are applicable, one usually goes with the economics first.

Traditionally, in many off-design cooling systems of Thailand's industries, the automatic choice has been the worm cooler. It consists of the pipe coils submerged into a box filled with water. Although worm cooler can be simply constructed, it is extremely expensive on a square meter basis and its rate of heat transfer is varied seasonally. Moreover, the operation time of cooling process is time-consuming. In order to save the energy costs, the new type of heat exchangers will be used to replace the off-design worm cooler.

Although heat exchangers come in every shape and size that you can imagine, the construction of most heat exchangers falls into one of two categories: shell-and-tube, or plate-and-frame. There are many advantages of plate-and-frame heat exchangers over shell-and-tube heat exchangers [6], such as higher overall heat transfer coefficient, lower space requirement, lower holdup volume and residence time, and easier maintenance.

This paper presents the improving cooling system to minimize the energy costs based on the energy saving. The proposed technique uses a plate-and-frame heat exchanger to replace the traditional worm cooler. The performances of the proposed technique were observed using a cooling system of the composite plant at Shell Company of Thailand as an illustrative case study. The experimental results demonstrating the energy saving and some economic benefits of the proposed improving are included.

2. COOLING SYSTEM IN COMPOSITE PLANT

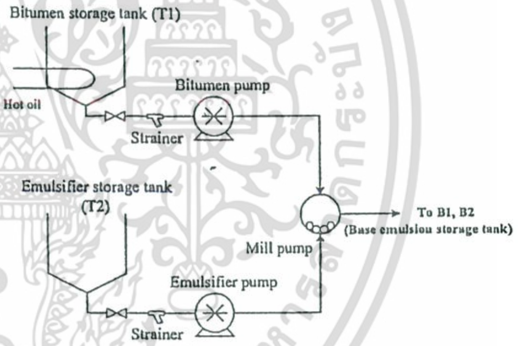


Fig. 1 Bitumen Blending Unit.

The bitumen blending unit is shown in Fig. 1. The bitumen is stored in feed tank T1 usually at temperature of 135-150°C maintained by thermostatically controlled heating coils. The bitumen feed pump draws from tank T1 through a 0.5mm mesh strainer. The dilute emulsifier (concentrated soap) stored in feed tank T2 generally at temperature of about 35°C. The bitumen pump and the dilute emulsifier pump are set to deliver the components in the accurate proportions for the required grade to the mill pump (homogenizes). The bitumen is dispersed as small particles in the soap solution to form the base emulsion. With the foregoing component temperatures, the base emulsion exit temperature should be within the range of 75-78°C. The centrifugal action of the mill pump creates sufficient pressure to deliver the base emulsion to the nearby storage tanks B1 and B2 (see Fig. 2) for cooling system.

Fig. 2 shows the control loop diagram for the cooling system in the composite plant. The base emulsion at temperature 75-78°C from blending unit is first stored in tanks B1 and B2 for 3-5hrs to cool down the temperature to about 65-70°C before cooling with the heat exchanger. The heat of the base emulsion is transferred to the colder water. The heat taken water is then cooled down using the cooling tower. The tanks B3 and B4 are used in cooling sequences to achieve the target temperature. The cooled base emulsion at desired

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

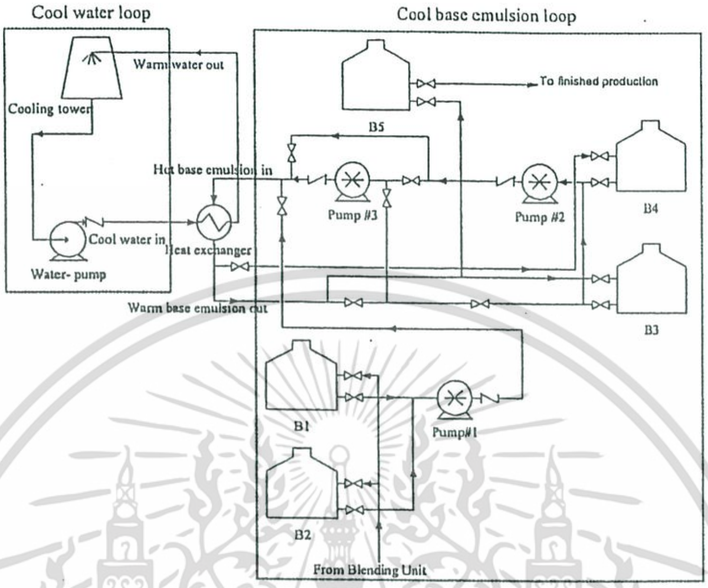


Fig. 2 Cooling system control loop.

temperature of 40-42°C is stored in tank B5 before continuing successive processes to become finished product. To reserve the right final emulsion viscosity, the maximum cooling rate should be 20°C/kg/hr and the maximum operating pressure should be 75psi. The important properties of cooling base-emulsion used for the design conditions of heat exchanger are summarized in Table 1.

Table 1 Important properties of cooling base-emulsion.

Density (kg/m^3)	992.4
Specific heat capacity(kcal/kg°C)	0.5
Thermal conductivity (kcal/m,hr,°C)	0.103
Viscosity (cP) at 68.0°C	2000
Viscosity (cP) at 42.0°C	9000
Inlet temperature of heat exchanger (°C)	68.0
Outlet temperature of heat exchanger (°C)	42.0

3. COOLING SYSTEM WITH WORM COOLER

The worm cooler (see Fig. 5a) is the one of various types of heat exchangers. At Shell Company of Thailand's composite plant, the worm cooler is used to transfer heat energy from the base emulsion to the colder water for over the past 20 years. The worm cooler consists of the stainless pipeline with 3in in dimension and 50m in length submerged into a box filled with water. The rate of heat transfer is varied seasonally. The experimental operation time of cool base emulsion loop using worm cooler is about 13hrs based on the amount of cooled base emulsion for 20,000kgs. The mass flow rate $\dot{M}$ can be estimated by

$$\dot{M} = \frac{m}{t} = \frac{20000}{13} = 1{,}538.46 \text{ kg/hr} \tag{1}$$

where m and t are the mass of cooled base emulsion and cooling operation time, respectively.

The square meter of heat transfer area A can be calculated based on the dimension of the used steel pipe [6], where pipe dimension, pipe length, and schedule number are equal to 3 inches, 50 meters, and 40, respectively. Thus, the surface area A is approximately 13.97m^2. The total heat transfer rate $\dot{Q}$ can be stated as

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{M}c_p(T_h - T_c)\\ &= 1{,}538.46 \times 0.5 \times (68 - 42) \approx 20{,}000 \text{ kcal/hr}\end{aligned} \tag{2}$$

where:

c_p is the specific heat capacity of base emulsion (0.5kcal/kg,°C).

T_h is the temperature of the hot base emulsion (68°C).

T_c is the temperature of the cold base emulsion (42°C).

4. IMPROVING COOLING SYSTEM

When improving cooling system, one must first determine the type of exchanger to replace the off-design worm cooler. This paper focuses on the effective plate-and-frame and shell-and-tube heat exchangers. Each exchanger has advantages and disadvantages [5-6]. The comparison results are as follow.

4.1 The plate-and-frame heat exchanger

The plate heat exchanger as shown in Fig. 3 consists of a stack of corrugated metal plates pressed together in a frame and sealed at their edges by a compressible gasket to form a series of interconnected narrow passages through which fluids are pumped.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

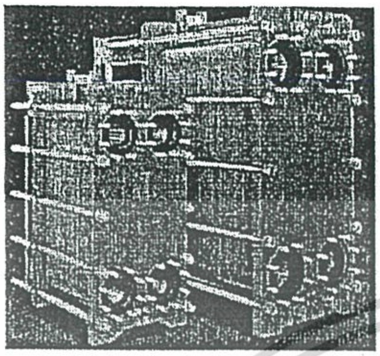


Fig. 3 Plate-and-frame heat exchangers.

Since the heat losses from the heat exchanger are negligible, the total rate of heat transfer $\dot{Q}$ between the hot and cold fluids passing through the plate heat exchanger can be expressed as

$$\dot{Q} = \dot{M}_h c_{ph}\left(T_{h,in} - T_{h,out}\right) = \dot{M}_c c_{pc}\left(T_{c,out} - T_{c,in}\right) \quad (3)$$

and $$\dot{Q} = UA\Delta T_M \quad (4)$$

where:

$\dot{M}_h, \dot{M}_c$ are the mass flow rates of the hot and cold fluids, respectively (kg/hr).
c_{ph}, c_{pc} are the specific heat capacities of the hot and cold fluids, respectively (kcal/kg,°C).
$T_{h,in}, T_{c,in}$ are the inlet temperatures of the hot and cold fluids, respectively (°C).
$T_{h,out}, T_{c,out}$ are the outlet temperatures of the hot and cold fluids, respectively (°C).
U is the overall heat transfer coefficient (kcal/ m^2,hr,°C).
A is the total projected plate area (m^2).
ΔT_M is the effective temperature difference (°C).

Care must be taken in defining A. It can be based on the true total effective surface area of the plate including corrugations or on the projected area. The plate heat transfer coefficients used must be based on the same definition of area as that used in calculating $\dot{Q}$. In this paper, A refers to the projected area which heat is being transferred as

$$A = Na = NLW \quad (5)$$

where:
N is the number of effective plates.
a is the projected area of a single plate.
L is the single plate length in the direction of flow (m).
W is the single plate width in the direction of flow (m).

Note that there are two end plates through which heat is not transferred and are not included in the total N.

The overall heat transfer coefficient (O.H.T.C) for the plate heat exchanger is given by

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_c} + R_f \quad (6)$$

where:
α_h is the hot fluid heat transfer coefficient (kcal/ m^2,hr,°C).
α_c is the cold fluid heat transfer coefficient (kcal/ m^2,hr, °C).
δ is the plate thickness (m).
λ_p is the plate conductivity (kcal/m,hr,°C).
R_f is the fouling resistance for both surfaces of the plate (m^2,hr,°C/kcal).

For the single-pass plate heat exchanger in counter flow, ΔT_M can be given by

$$\Delta T_M = \Delta T_{LM} = \frac{\left[\left(T_{h,in} - T_{c,out}\right) - \left(T_{h,out} - T_{c,in}\right)\right]}{\ln\left[\left(T_{h,in} - T_{c,out}\right) / \left(T_{h,out} - T_{c,in}\right)\right]} \quad (7)$$

where:
ΔT_{LM} is the logarithmic mean temperature difference (LMTD).

The design conditions of plate-and-frame heat exchanger as shown in Table 2 use M15-MFM8 Alfa-Laval model. The estimated dimension of heat transfer process is 0.325m in width, 1.885m in length, and 0.610m in height. The estimated dimension of the installation size is 1.453m in width, 1.885m in length, and 0.610m in height. The net weight is 944kgs.

Table 2 Design conditions of plate heat exchanger.

Condition	Hot side	Cold side
Fluid	Base emulsion	Water
Density (kg/m^3)	922.40	993.60
Specific heat capacity (kcal/kg,°C)	0.50	1.00
Thermal conductivity (kcal/m,hr,°C)	0.103	0.533
Inlet viscosity (cP)	2,000	0.801
Outlet viscosity (cP)	8,910	0.705
Mass flow rate (kg/hr)	6,500	13,800
Inlet temperature (°C)	68.00	30.00
Outlet temperature (°C)	42.00	36.10
Pressure drop (mwg)	51.10	0.126
Heat exchanged (Mcal/h)	84.50	
L.M.T.D (K)	20.30	
O.H.T.C. clean conditions (kcal/m^2,hr,°C)	112.10	
O.H.T.C. service(kcal/m^2,hr,°C)	94.56	
Heat transfer area (m^2)	44.00	
Fouling resistance (m^2,hr,°C/kcal)	0.17×10^{-4}	
Duty margin (%)	18.5	
Direction of fluids	Countercurrent	
Number of plates	73	
Effective plates	71	
Number of passes	1	
Plate material/thickness (mm)	AISI 316/0.50	
Sealing material	FPMG	
Connection size (mm)	150.00	150.00
Design/Test pressure (atg)	5.10/6.60	5.10/6.60
Design temperature (°C)	70.00	40.00

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The overall heat transfer coefficient is calculated based on the CAS-200 program for plate-and-frame heat exchanger design; 94.57kcal/m^2,hr,°C used for sizing the total plate area. Substituting the values from Table 1 into the Eq.(3) and Eq.(7), we have

$$\dot{Q} = 6500 \times 0.5 \times 26 = 84,500 \text{ kcal/hr} \tag{8}$$

and $$\Delta T_{LM} = \frac{\left[(68-36)-(42-30)\right]}{\ln\left[(68-36)/(42-30)\right]} = 20.4 \text{ °C} \tag{9}$$

Substituting Eq.(8) and Eq.(9) into Eq.(4), the total plate area of the heat exchanger can be rewritten as

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{LM}} = \frac{84500}{94.57 \times 20.4} \approx 44 \text{ m}^2 \tag{10}$$

The experimental operation time of cool base emulsion loop using plate heat exchanger is approximately 3hrs based on the amount of cooled base emulsion of 20,000kgs. The mass flow rate $\dot{M}$ can be estimated by

$$\dot{M} = \frac{m}{t} = \frac{20000}{3} \approx 6,667 \text{ kg/hr} \tag{11}$$

The maintenance for clean and recondition the plates is required when an overall heat transfer coefficient is decreased and the pressure drop is increased. The cleaning method is very simple and easy by simply using the detergent.

4.2 Shell-and-tube heat exchanger

A host of units known as shell-and-tube heat exchangers (see Fig. 4) are built using round tubes mounted on cylindrical shells with their axes parallel to that of the shell.

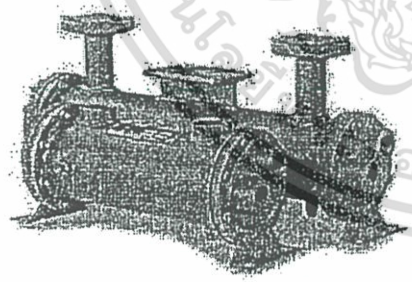


Fig. 4 Shell-and-tube heat exchangers

The TEMA (Tubular Exchanger Manufacturer's Association) standards size-numbering system is straightforward and simple. It is, in general, used for process and commercial heat exchanger and also suitable when designating the size of shell-and-tube heat exchanger for our improving cooling system with the same design conditions as plate-and-frame heat exchanger's.

Given that

C^1 is the gap between tubes (m).
S_s is the cross-flow area (m^2).
D_i is the inner tube diameter (m).
D_o is the outer tube diameter (m).
D_{si} is the inner shell diameter (m).
D_{so} is the outer shell diameter (m).
D_e is the equivalent diameter (m).
P_T is the pitch size (m).
L_b is the baffle spacing (m).
m_s is the mass flow rate (kg/hr).
M_T is the total mass flow rate (kg/hr).
R_e is the Reynold number.
λ is the thermal conductivity (kcal/m,hr,°C).
η is the viscosity (cP).
P_r is Prantl
α_0 is the heat coefficient (kcal/m^2,hr,°C).
t_p is the plate thickness (m).
N_T is the number of tubes.

The design process of shell-and-tube [6] can be explained as follows.

1. Determine the inner and outer tube diameters
2. Determine the number of tubes, N_T, and tube arrangement. In this paper, the square-pitch type has been considered because of a rough sketch.
3. Calculate the pitch size, P_T, and approximate the shell diameter from a sketch as

$$P_T = 1.3D_o \tag{12}$$

4. Determine the length of tube, L_T, which is available for 44 m^2 in the heat transfer area A as

$$A = 3.1416 D_o L_T N_T \tag{13}$$

5. Check whether the ratio between tube length and shell diameter is within 5 to 10.
6. Determine the baffle spacing, L_b, and the number of spacing as

$$L_b = 0.2D_s \tag{14}$$

7. Calculate heat transfer coefficients of both shell and tube sides using the following equations.

$$C^1 = P_T - D_o \tag{15}$$

$$S_s = D_s C^1 L_b / P_T \tag{16}$$

$$D_e = 50.1275(P_T)^2 - 3.1416(D_0^2)/4 \tag{17}$$

$$m_s = M_T S_s \tag{18}$$

$$R_e = m_s D_e / \eta \tag{19}$$

$$P_r = c_p \eta / \lambda \tag{20}$$

$$\alpha_0 = 0.36 \lambda R_e^{0.55} P_r^{0.333} / D_e \tag{21}$$

8. Estimate an overall heat transfer coefficient, U, of the system as

$$U = (\alpha_0 \text{ tubeside}) + (\alpha_0 \text{ shellside}) \tag{22}$$

9. Repeat all calculation with other suitable parameters.
10. Select the best design with respect to the recommendation and the overall heat transfer coefficient, which is similar to the plate-and-flame heat exchanger.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

11. Determine materials for each type and estimate an overall weight, that are,

$$\text{Tube volume} = 0.784D_o^2 - D_i^2 L_T N_T \quad (23)$$

$$\text{Shell volume} = 0.784D_{so}^2 - D_{si}^2 L_s + 1.568D_{so}^2 t_p \quad (24)$$

Table 3. Design conditions of shell-and-tube heat exchanger

Shell	Type	TEMA E (one pass shell)
	Inner diameter (m)	0.478
	Outer diameter (m)	0.508
	Length (m)	3.13
Tube	Number of tube	224
	Arrangement type	Square pitch
	Inner diameter (mm)	17.00
	Outer diameter (mm)	20.00
	Pitch (mm)	26.00
	Baffle spacing (mm)	92.00
	Bundle	Fixed tube sheet
Overall	Ratio (L_T/D_s)	6.54
	O.H.T.C (kcal/m^{2}hr^{o}C)	95.62
	Estimated weight (kg)	1,063.96
	Material	Stainless steel AISI 150

The design conditions of shell-and-tube heat exchanger are given in Table 3. The cleaning process is very important for shell-and-tube heat exchanger. If cleaning process is not performed, the efficiency will decrease and the tube corrosion will occur. The cleaning process is required when an overall heat transfer coefficient is decreased and the pressure drop is increased. In general, the cleaning methods are high-pressure water, hydrosonic, hydroblast, burn, and sponge balls.

4.3 Comparison results

The cleaning process is the one of most important maintenance for the heat exchangers. Although the stainless steel is used, the substances and contaminants in fluids can cause the corrosion. The cleaning process of plate-and-frame heat exchanger is cheaper and easier than the shell-and-tube type's. From the design conditions shown in Table 2 and Table 3, Table 4 gives the comparison results.

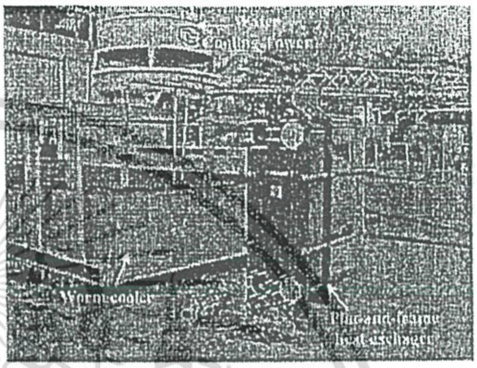
Table 4 Comparison results.

Condition	plate-and-frame heat exchanger	shell-and-tube heat exchanger
Heat transfer area (m^2)	44.00	44.00
O.H.T.C (kcal/m^2.h.C)	112.1	95.62
Dimension of heat transfer process (width × length × height)	0.325m × 1.885m × 0.610m	0.508m × 3.13m × 0.508m
Estimated weight (kg)	944	1064

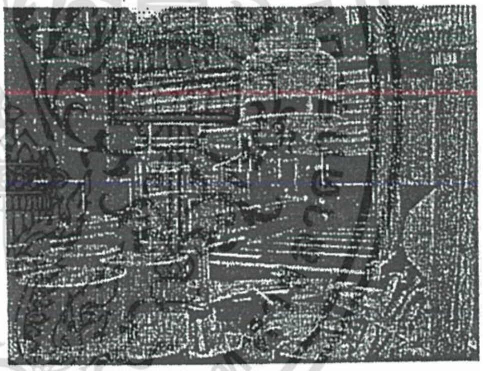
The comparison results show that the plate-and-frame heat exchanger is more suitable to replace the off-design worm cooler for improving cooling system.

5. THE SAVING RESULTS

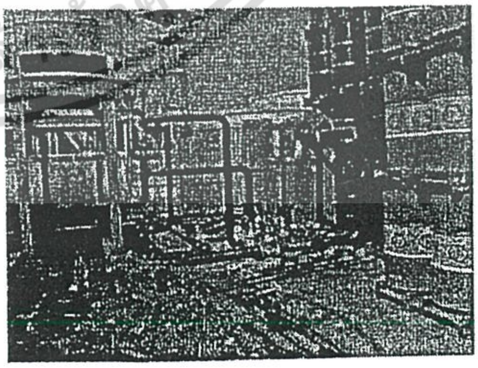
At the composite plant of Shell Company of Thailand, the plate-and-frame heat exchanger has been used to replace the worm cooler for improving cooling system as shown in Fig. 5. The costs of cooling system improving are given in Table 5.



(a) Before plate heat exchanger installation



(b) The demolished worm cooler



(c) After plate heat exchanger installation
Fig. 5 Cooling system improving.

The true production costs saving based on the amount of cooled base emulsion for one batch (20,000kgs) occurred in 2003, can be calculated as

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 5 The costs of cooling system improving.

Plate heat exchanger	317,503Bt
Materials (piping, valve, etc)	42,300Bt
Mechanical work	29,593Bt
Civil work	12,000Bt
Total	401,396Bt

Before improving (the operation time = 13hrs):

Maintenance costs ≈ 36,000Bt/yr
Electrical consumption ≈ 13.801kW/hr
≈ 13.801 × 13 ≈ 179.413kW
Electrical costs ≈ 3.7Bt/kW
≈ 3.7 × 179.4413 ≈ 663.828Bt
Manhour: 13hrs (8hrs + 5hrs Overtime)
Labor costs ≈ (8 × 50) + (5 × 75) ≈ 775 Bt
Total costs ≈ 663.828 + 775 ≈ 1438.82 Bt/batch
The amount of maximum production ≈ 120 batches/yr

After improving (the operation time = 3hrs):

Maintenance costs ≈ 10,000Bt/yr
Electrical consumption ≈ 13.801kW/hr
≈ 13.801 × 3 ≈ 41.403kW
Electrical costs ≈ 3.7Bt/kW
≈ 3.7 × 41.403 ≈ 153.19Bt
Manhour: 3hrs
Labor costs ≈ (3 × 50) ≈ 150Bt
Total costs ≈ 153.19 + 150 ≈ 303.19Bt/batch
The amount of maximum production ≈ 250 batches/yr

The results from the proposed improving

Saving in energy costs
≈ 663.828 - 153.19 ≈ 510.638Bt/batch
Saving in labor costs
≈ 775 – 150 ≈ 625Bt/batch
Total saving in production costs
≈ 510.638 +625 ≈ 1,135.638Bt/batch
Saving in maintenance costs
≈ 36,000 - 10,000 ≈ 26,000Bt/yr
Increasing in the amount of maximum production
≈ 250 - 120 ≈ 130batches/yr

The improving cooling system results show that the production costs and the maintenance costs drop to 78.93% and 72.2%, respectively. In addition, the amount of production expands to 108.33%.

6. CONCLUSION

The improving of cooling system in composite plant has been presented in this paper. The proposed technique uses the plate-and-flame heat exchanger to replace the off-design worm cooler. The experimental results show that the proposed improving can reduce the energy costs and the maintenance costs. Moreover, the amount of production expanding can be achieved.

REFERENCES

[1] S. Saredchapan, A. Chaikla, R. Masuchun, T. Trisuwannawat, and P. Julsereewong, "Optimal Energy Costs base on Improving Retort Process In Food Canning Manufacturing", *Proc. of 2003 International Conference on Control, Automation and Systems*, pp. 2039-2311, 2003.

[2] R. Burger, "Energy conservation strategy, the ignored cooling tower", *Proc. of 31st Energy Conversion Engineering Conference*, Vol. 3, pp.1852-1856, 1996.

[3] D. Gagnon, "Upgrading a clinker cooler. IKN Klinker Inlet Distribution System ("KIDS")", *IEEE Trans. on Industry Applications*, Vol. 33, Issue 1, pp.126-134, 1997.

[4] Xinggao Liu, Yongmao Xu, Jie Zhang and Jixin Qian, "Optimal Energy Cost in Ideal Internal Thermally Coupled Distillation Columns", *Proc. of 2002 the American Control Conference Anchorage*, pp. 1502-1507, 2002.

[5] G.F. Hewitt, G. L. Shires, and T. R. Boot, *Process Heat Transfer*, CRC Press. Inc., United States of America, 1994.

[6] D. Q. Kern, *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill book company, Auckland: McGraw-Hill, 1984.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นาย พิษณุ พร้อมวงษ์

วัน เดือน ปีเกิด 24 กรกฎาคม พ.ศ. 2511 ที่จังหวัด กรุงเทพมหานคร

ที่อยู่ 62 อุดมสุข 49 ถ. สุขุมวิท103 แขวงบางจาก เขตพระโขนง กรุงเทพ 10260 โทร 0-2303-0142

ประวัติการศึกษา ปี พ.ศ. 2537 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วศ.บ.) สาขา วิศวกรรมการวัดคุม สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ประสบการณ์การทำงาน

พ.ศ. 2533-2538	Production Operator, Satun Gas field in the gulf of Thailand บริษัท ยูโนแคลประเทศไทยจำกัด
พ.ศ. 2538-2540	General Shift Supervisor บริษัทเชลล์แห่งประเทศไทยจำกัด
พ.ศ. 2540-2541	Depot Operation Supervisor บริษัทเชลล์แห่งประเทศไทยจำกัด
พ.ศ. 2541-2543	Road, Rail and Barge programmer บริษัทเชลล์แห่งประเทศไทยจำกัด
พ.ศ. 2543-2545	Instrument Engineer บริษัทเชลล์แห่งประเทศไทยจำกัด
พ.ศ. 2545-ปัจจุบัน	Reliability & Integrity Engineer บริษัทเชลล์แห่งประเทศไทยจำกัด

ประสบการณ์การอบรม และ การศึกษาดูงาน

พฤษภาคม-กันยายน1993	Training program courses in English for the petroleum industry basic petroleum, Basic Petroleum Technology, Cross cultural& Team building, Safety, Swimming & Sea Survival, Fire Filghting and First Aid. ที่ Unocal Training Center , Songkla, Thailand
กรกฎาคม 2000	ISO 14001 Internal Environment Management System Auditor
กันยายน 2001	ศึกษาดูงานเกี่ยวกับระบบ Automatic Tank Gauging (Enraf) ที่เมือง Delft ประเทศ เนเธอร์แลนด์
	ศึกษาดูงานเกี่ยวกับ ระบบ Vapor Recovery Unit ที่เมือง Copenhagen ประเทศเดนมาร์ก
7-10 ตุลาคม 2002	Authorized Gas Safety Inspector and Authorized Engineering Supervisor (AGSI & AE), Shell Bukum Refinery, Sigapore
ตุลาคม 2003	Health Risk Assessment Workshop, Shell House, Thailand

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10-14 กันยายน 2003	Root Cause Analysis & Component Failure Diagnosis Workshop , Shell Global Solution, Thailand
กุมภาพันธ์ 2004	D-Asset Management System trainer at Shell Du Laos, Laos
24-28 พฤษภาคม 2004	L281AP-Storage Tank Maintenance & Inspection Course, Shell Global Solution, Thailand
23-24 มิถุนายน 2004	HAZOP training & Change management
24-25 สิงหาคม 2004	TIS 18001 Internal Occupational Heath and Safety System Audit

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้