

การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน
ของท่อทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน

ปริญญานิพนธ์

ของ

ดวงฤดี ชูตระกูล

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

เมษายน 2553

การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน
ของท่อทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน

ปริญญานิพนธ์

ของ

ดวงฤดี ชูตระกูล

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

เมษายน 2553

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน
ของท่อทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน

บทคัดย่อ
ของ
ดวงฤดี ชูตระกูล

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

เมษายน 2553

ดวงฤดี ชูตระกูล. (2553). การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน. ปรินซ์นิพนธ์ วศ.ม.(วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ:

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ. คณะกรรมการควบคุม:

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัสภูมิมงคล, พันเอก รองศาสตราจารย์ ดร.อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง.

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในหอทำความเย็นแบบระบบปิด (Closed wet cooling tower) ขนาด 5 ตันความเย็น โดยการปรับปรุงรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำเปรียบเทียบกับการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิม เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดยทดสอบหาค่าพารามิเตอร์ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน และการพัฒนาโปรแกรมการทำนายค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็น โดยส่วนของการทดสอบค่าพารามิเตอร์จะประกอบด้วยการทดสอบหาความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการไหลของอากาศกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล และอัตราการไหลของน้ำสเปรย์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิมจะกำหนดให้แผงกระจายละอองน้ำวางอยู่เหนือคอลล์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด และน้ำสเปรย์จะไหลผ่านแผงกระจายละอองน้ำด้วยแรงโน้มถ่วงของโลก ส่วนรูปแบบใหม่ที่ปรับปรุงได้มีการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำโดยแบ่งให้มีปริมาตรเล็กกลงและนำไปแทรกระหว่างชั้นคอลล์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มขั้นตอนในการแลกเปลี่ยนความร้อน ผลการวิจัยพบว่า การจัดวางแผงกระจายละอองน้ำที่แทรกระหว่างชั้นคอลล์แลกเปลี่ยนความร้อน จะมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการถ่ายเทมวลสูงกว่าการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำในรูปแบบเดิมเฉลี่ย 17.5 % ของขนาดตันความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิม อัตราการถ่ายเทมวลจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้น และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำสเปรย์เพิ่มขึ้น ส่วนโปรแกรมการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็นซึ่งใช้แบบจำลองของ Armando Oliveira และ Jorge Facao[1] พบว่าโปรแกรมที่สร้างขึ้นสามารถทำนายอุณหภูมิทางออกของน้ำเย็นได้ และสอดคล้องกับผลของการวัด โดยได้คำนวณที่ค่าอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าระหว่าง 38.0 oC – 43.0 oC ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิทำงานของหอทำความเย็น

คำหลัก : หอทำความเย็นระบบปิด, หอทำความเย็นแบบไม่สัมผัสโดยตรง, ประสิทธิภาพหอทำความเย็น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและมวล

THE STUDY AND DESIGN OF HEAT TRANSFER ENHANCEMENT OF CLOSED WET CROSS
FLOW COOLING TOWER

AN ABSTRACT
BY
DUANGRUDEE CHUTRAKUL

Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Master of Engineering degree in Mechanical Engineering
at Srinakharinwirot University

April 2010

Duangrudee Chutrakul. (2010). *The study and design of heat transfer enhancement of closed wet cross flow cooling tower*. Master thesis, M.Eng. (Mechanical Engineering). Bangkok: Graduate School, Srinakharinwirot University. Advisor Committee: Asst. Prof. Dr.Pichai Asadamongkon; Col. Assoc. Prof. Dr. Anothai Suksangpanomrung.

This research is to study the enhancement of the performance of heat transfer in a closed wet cooling tower with a five ton refrigeration capacity, by improving the PVC filler and comparing with the old pattern. The objective is to increase the performance of heat transfer by testing the effect of parameters which are influenced and predict the water outlet temperature program (using the simulation model of Armando Oliveira and Jorge Facao). These consist of the relationship between the mass transfer coefficient and the air flow rate at the surface area of water and air, and the relationship between the heat transfer and the water spray flow rate. For the old PVC filler pattern, the filler is located above the copper tubes and the spray water will flow through the filler under gravity. The new pattern of PVC filler is designed to be smaller and inserted between the stack of copper tubes. The results show that the performance of heat transfer and mass transfer of the new PVC filler is 17.5 % ton of refrigeration average higher than the old one. The mass transfer rate will increase when the air flow rate increases, and the heat transfer coefficient will increase when the spray water flow rate increases. For the results of program which is used for predicting cold water temperature from cooling tower that uses Armando Oliveira and Jorge Facao[1] model, the program can predict outlet cold water temperature. Because the predicted value is close to the test result which is tested for hot water temperature rang 38.0 oC to 43.0 oC that is operating temperature of cooling tower.

Keywords: Closed wet cooling tower; Indirect cooling tower; Cooling capacity; Heat and mass transfer coefficients.

ปริญญานิพนธ์

เรื่อง

การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน
ของหอทำน้ำเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน

ของ

ดวงฤดี ชูตระกูล

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(รองศาสตราจารย์ ดร.สมชาย สันติวัฒนกุล)

วันที่.....เดือน พ.ศ. 2553

คณะกรรมการควบคุมปริญญานิพนธ์

คณะกรรมการสอบปากเปล่า

..... ประธาน

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัสภูมิมงคล)

..... ประธาน

(รองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์)

..... กรรมการ

(พันเอก รองศาสตราจารย์ ดร.อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง)

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัสภูมิมงคล)

..... กรรมการ

(พันเอก รองศาสตราจารย์ ดร.อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง)

..... กรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นามผล)

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ)

ประกาศคุณูปการ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ประสบความสำเร็จเป็นอย่างดีซึ่งได้รับการสนับสนุนและความอนุเคราะห์จากบุคคลหลายๆ ท่าน ที่ช่วยให้คำปรึกษาและแนะนำแนวทางต่างๆ ในการทำวิจัยในครั้งนี้

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัมมมมงคล และ พันเอก รองศาสตราจารย์ ดร.อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง เป็นอย่างสูงซึ่งท่านทั้งสองได้สละเวลาอันมีค่าเพื่อแนะนำให้ความรู้ คำปรึกษาแนวคิดในการวิเคราะห์ และข้อมูลที่ใช้ในการศึกษาค้นคว้าถึงแนวทางการดำเนินการวิจัย ตลอด จนถึงการตรวจทานแก้ไขซึ่งทำให้ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้มีความถูกต้อง และสมบูรณ์ และผู้วิจัยขอขอบคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ ประธานกรรมการสอบปริญญานิพนธ์ รองศาสตราจารย์ ดร. ไพศาล นาผล และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. จุฑาวัฒน์ คุรุเจริญ กรรมการสอบปริญญานิพนธ์ ในครั้งนี้ที่กรุณาแนะนำ เพิ่มเติมทำ ปริญญานิพนธ์นี้มีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณพ่อสมรรถ-แม่อมร ชูตระกูล ที่ให้การอบรมสั่งสอนและเป็นกำลังใจมาโดยตลอดรวมถึงและเพื่อนนิสิตของโครงการความร่วมมือระหว่าง มศว-จปร.และบุคคลอื่นอีกหลายท่านที่ได้มีส่วนช่วยเหลือเป็นอย่างสูง

โดยสุดท้ายนี้หากปริญญานิพนธ์ฉบับนี้เป็นประโยชน์ต่อผู้ที่ทำการศึกษาค้นคว้าและวิจัยในด้านนี้หรือด้านอื่นๆ ผู้วิจัยขอยกคุณงามความดีให้ท่านบุคคลทั้งหลายที่ได้กล่าวมาและให้คำแนะนำปรึกษามาข้างต้น

ดวงฤดี ชูตระกูล

สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ	1
ความสำคัญและที่มาของปัญหา	1
วัตถุประสงค์ของการทำวิจัย	2
ขอบเขตของการวิจัย	2
วิธีดำเนินการวิจัย	3
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	4
งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	7
หลักการถ่ายเทความร้อน	7
ประเภทเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	11
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบห่อทำความเย็น	15
ประเภทของห่อทำความเย็น	17
แบบจำลองการถ่ายเทความร้อนของ Armando Oliveira และ Jorge Facao	22
ทฤษฎีของเมอร์เคิล (Merkel' s Theory)	26
การวิเคราะห์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์	27
การคำนวณอุณหภูมิน้ำสเปรย์ออกจากห่อทำความเย็นในแต่ละอินกรีเมนต์ และการคำนวณตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อน	29
ขั้นตอนในการคำนวณเอนทาลปีของอากาศ	31
3 วิธีดำเนินการวิจัย	33
การศึกษาและออกแบบชุดทดสอบห่อทำความเย็น	33
การทดสอบหาค่าพารามิเตอร์ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของ ห่อทำความเย็น	44
การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลและความร้อน	46
การพัฒนาโปรแกรมสำหรับคำนวณหาอุณหภูมิน้ำเย็นในห่อทำความเย็น	48

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
4 ผลการวิจัย	53
ความสัมพันธ์อัตราการไหลของอากาศที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล	54
ความสัมพันธ์อัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเท	
ความร้อน	63
การคำนวณตัวประกอบการถ่ายเทความร้อน (KaV) และทำนายอุณหภูมิน้ำ	
สเปรย์ขาออกจากหอทำความเย็นจากโปรแกรมและเปรียบเทียบผลกับ	
การทดสอบ	73
5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ	78
สรุปผล	78
ข้อเสนอแนะทั่วไป	79
ข้อเสนอแนะงานวิจัยครั้งต่อไป	79
บรรณานุกรม	80
ภาคผนวก	83
ภาคผนวก ก	84
ภาคผนวก ข	87
ภาคผนวก ค	90
ภาคผนวก ง	94
ภาคผนวก จ	102
ประวัติย่อผู้วิจัย	107

บัญชีตาราง

ตาราง	หน้า
1 กรณีศึกษาของอัตราการไหลของอากาศที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลของน้ำสเปรย์ (α_m)	45
2 กรณีศึกษาของอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำสเปรย์ (α_{spray})	45
3 กรณีศึกษาอุณหภูมิน้ำร้อนที่ไหลเข้าหอทำความเย็นเพื่อเปรียบเทียบผลการโปรแกรมทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็น	52
4 เงื่อนไขการศึกษา	54
5 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 6 m ³ /hr (แบบเดิม)	54
6 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 8 m ³ /hr (แบบเดิม)	55
7 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 10 m ³ /hr (แบบเดิม)	55
8 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 12 m ³ /hr (แบบเดิม)	56
9 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล ที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 6.00 m ³ /hr (แบบใหม่)	58
10 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล ที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 8.00m ³ /hr (แบบใหม่)	59
11 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 10.00m ³ /hr (แบบใหม่)	60
12 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 12.00m ³ /hr (แบบใหม่)	61
13 เงื่อนไขการศึกษา	63
14 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.34 m/s (แบบเดิม)	64
15 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.42 m/s (แบบเดิม)	65
16 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.50 m/s (แบบเดิม)	66

บัญชีตาราง (ต่อ)

ตาราง	หน้า
17 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.59 m/s (แบบเดิม)	66
18 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.67 m/s (แบบเดิม)	67
19 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.34 m/s (แบบใหม่)	69
20 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.42 m/s (แบบใหม่)	69
21 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.50 m/s (แบบใหม่)	70
22 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.59 m/s (แบบใหม่)	70
23 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.67 m/s (แบบใหม่)	71
24 แสดงผลของอุณหภูมิน้ำสเปย์จากการทดสอบและผลการคำนวณจากโปรแกรม	73
25 แสดงผลต่างอุณหภูมิน้ำจากการทดสอบและผลคำนวณจากโปรแกรม	75

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น.....	12
2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ.....	13
3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น.....	13
4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทปั๊ม.....	14
5 แสดงหลักการทำงานของหอทำความเย็น.....	16
6 แสดงแผนผังการทำงานของหอทำความเย็น.....	17
7 หอทำความเย็นแบบอากาศไหลตามธรรมชาติ.....	18
8 หอทำความเย็นแบบพัดลมดูด.....	18
9 หอทำความเย็นแบบพัดลมเป่า.....	19
10 หอทำความเย็นแบบน้ำและอากาศสัมผัสโดยตรง (ระบบเปิด)	20
11 หอทำความเย็นแบบน้ำและอากาศไม่ได้สัมผัสโดยตรง(ระบบปิด)	21
12 แผนผังการถ่ายเทมวลและความร้อนในหอทำความเย็นแบบระบบ.....	22
13 แสดงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในหอทำความเย็น.....	24
14 แสดงลักษณะการพิจารณาเป็นอินครีเมนต์ย่อยๆ ภายในหอทำความเย็น.....	27
15 การวิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนใน อินครีเมนต์หนึ่งๆ	29
16 แสดงระบบการทำงานของหอทำความเย็นแบบไหลตัดขวางที่ใช้ในการทดสอบ.....	34
17 แสดงตำแหน่งในการวัดอุณหภูมิในหอทำความเย็นรูปแบบเดิม.....	35
18 แสดงตำแหน่งในการวัดอุณหภูมิในหอทำความเย็นรูปแบบใหม่.....	36
19 แสดงตำแหน่งในการวัดความเร็วของอากาศ.....	37
20 หอทำความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิม.....	38
21 หอทำความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบใหม่.....	38
22 แสดงลักษณะของคอลัมน์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดสอบ.....	39
23 แสดงลักษณะของแผงกระจายละอองน้ำ.....	39
24 แสดงลักษณะของใบพัดในหอทำความเย็น.....	40
25 แสดงลักษณะของมอเตอร์ในหอทำความเย็น.....	40
26 แสดงลักษณะเครื่องสูบน้ำ.....	41

บัญชีภาพประกอบ (ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
27 แสดงลักษณะเครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ.....	41
28 แสดงลักษณะเครื่องปรับรอบของมอเตอร์ขับใบพัดลม.....	42
29 แสดงลักษณะเครื่องวัดความเร็วของอากาศ.....	42
30 แสดงลักษณะเครื่อง Data locker.....	43
31 แสดงลักษณะเครื่องวัดอุณหภูมิของอากาศ.....	43
32 แสดงลักษณะเครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำ.....	44
33 แผนผังขั้นตอนการคำนวณตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อน.....	50
34 โปรแกรมทำนายอุณหภูมิน้ำเย็น.....	51
35 แสดงกราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลเปรียบเทียบกับความเร็วของอากาศ กรณี ห่อทำความเย็นรูปแบบเดิม.....	56
36 แสดงกราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลเปรียบเทียบกับความเร็วของอากาศกรณี ห่อทำความเย็นรูปแบบใหม่.....	61
37 กราฟแสดงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลของห่อทำความเย็นรูปแบบเดิมเปรียบเทียบกับ รูปแบบใหม่.....	68
38 แสดงกราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเปรียบเทียบกับอัตราการไหลของน้ำ สเปร์ย์.....	72
39 แสดงกราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเปรียบเทียบกับอัตราการไหลของน้ำ สเปร์ย์.....	73
40 การวิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนใน อินครีเมนต์หนึ่งๆ.....	74
41 กราฟเปรียบเทียบการทำนายอุณหภูมิน้ำสเปร์ย์จากโปรแกรมและจากการทดสอบ..	75
42 กราฟเปรียบเทียบการทำนายอุณหภูมิน้ำระบบปิดจากโปรแกรมและจากการ ทดสอบ.....	76

บทที่ 1

บทนำ

1. ความสำคัญและที่มาของปัญหา

ในกระบวนการผลิตของอุตสาหกรรมต่างๆ ส่วนหนึ่งของกระบวนการจะเกิดความร้อนขึ้น ซึ่งความร้อนส่วนเกินนี้จะต้องถูกระบายทิ้ง และแหล่งรับความร้อนสุดท้ายที่รับความร้อนทิ้ง ได้แก่ บรรยากาศ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ระบายความร้อนสู่บรรยากาศ แยกได้เป็นสองส่วนแบ่งตามหลักการถ่ายเทความร้อน ได้แก่ การส่งอากาศเข้าไปรับความร้อน โดยอาศัยหลักการการถ่ายโอนความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ซึ่งอากาศที่เข้าไปรับความร้อนจะมีความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของอากาศและสารที่เป็นตัวกลางในการระบายความร้อน ตัวอย่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวได้แก่ แอร์ คูล คอนเดนเซอร์ (Air cool condenser) ข้อจำกัดของอุปกรณ์นี้ คือ การถ่ายเทความร้อนจะมีประสิทธิภาพค่อนข้างต่ำ ทำให้ขนาดของอุปกรณ์มีขนาดใหญ่ ใช้พื้นที่ในการติดตั้งมากและราคาสูง ในส่วนที่สองเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้หลักการถ่ายโอนความร้อนแบบความร้อนสัมผัส (Sensible heat) และความร้อนแฝง (Latent heat) ร่วมกัน อุปกรณ์ดังกล่าวได้แก่ หอทำความเย็น (Cooling tower) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูง มีขนาดเล็กเมื่อเทียบกับแบบแรก จากการที่ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่สูง ใช้พื้นที่การติดตั้งน้อย จึงทำให้หอทำความเย็นเป็นอุปกรณ์ที่สำคัญในโรงงานอุตสาหกรรมต่างๆ รวมถึงระบบปรับอากาศและระบบทำความเย็น หลักการทำงานของหอทำความเย็นจะใช้น้ำเป็นตัวกลางในการไปรับความร้อนจากกระบวนการผลิต และวนกลับเข้ามาในหอทำความเย็นผ่านหัวฉีดน้ำให้เป็นละอองฝอย และไหลผ่านแผงกระจายละอองน้ำ ขณะเดียวกันอากาศจะถูกดูดให้สัมผัสกับน้ำ เกิดการถ่ายโอนความร้อนแบบสัมผัสจากน้ำสู่บรรยากาศ เนื่องจากอุณหภูมิของน้ำสูงกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ และเกิดการระเหยของน้ำบางส่วนออกจากน้ำไหลเวียน ทำให้เกิดการถ่ายโอนความร้อนแฝง (Latent heat)

ในอุตสาหกรรมการผลิตชิ้นส่วนรถยนต์ อุตสาหกรรมอาหารและอุตสาหกรรมอื่นๆ จะมีการใช้เครื่องจักรที่ต้องการน้ำระบายความร้อนจากหอทำความเย็นที่สะอาด ดังนั้นระบบการระบายความร้อนภายในหอทำความเย็นจะต้องเป็นระบบปิด (Closed wet cooling tower) เพื่อป้องกันไม่ให้น้ำสัมผัสกับอากาศโดยตรง เนื่องจากการสัมผัสโดยตรงจะทำให้ฝุ่นละอองปนเข้าไปในระบบน้ำได้ ก่อให้เกิดปัญหาการอุดตันและปัญหาการควบคุมคุณภาพน้ำค่อนข้างยาก ในปัจจุบัน ได้มีการนำเข้าหอทำความเย็นระบบปิดจากต่างประเทศค่อนข้างมาก ในแง่ราคาพบว่าหอทำความเย็นจากต่างประเทศมีราคาสูงกว่าหอทำความเย็นในประเทศเล็กน้อย ดังนั้นผู้ใช้งานส่วนมากจึงเลือกที่จะใช้หอทำความเย็นจากต่างประเทศเนื่องจากราคาที่แตกต่างกันเพียงเล็กน้อยและยังสามารถให้ข้อมูล

ด้านวิศวกรรมได้ดี เมื่อสภาวะของการใช้งานเปลี่ยนแปลงจากสภาวะที่ออกแบบ เช่นการติดตั้งหอทำความเย็นใหม่ จะไม่สามารถทดสอบตามสภาวะที่ออกแบบเนื่องจากไม่สามารถควบคุมอากาศภายนอกได้ ดังนั้นถ้าทดสอบอุณหภูมิกระเปาะเปียกที่ต่ำกว่าที่ออกแบบ น้ำเย็นจากหอทำความเย็นจะเย็นกว่าที่ออกแบบ แต่เมื่ออุณหภูมิกระเปาะเปียกเพิ่มขึ้น อุณหภูมิน้ำเย็นอาจจะสูงกว่าที่ออกแบบ ซึ่งอาจจะส่งผลเสียหายต่อระบบได้ ดังนั้น ถ้าผู้ผลิตในประเทศสามารถที่จะให้ข้อมูลด้านวิศวกรรม และสามารถพัฒนาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ก็จะช่วยเพิ่มศักยภาพการแข่งขันรวมทั้งจะเป็นประโยชน์แก่ผู้ใช้งานอย่างยิ่งสำหรับการป้องกันความเสียหายจากการใช้งานรวมถึงข้อมูลจากการทำนายอุณหภูมิของน้ำเย็นที่สภาวะอากาศต่างๆ ก็จะเป็นประโยชน์ในเรื่องการประหยัดพลังงานในระบบ

ด้วยเหตุนี้ผู้วิจัยจึงทำการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นจากรูปแบบเดิมและรูปแบบที่พัฒนาขึ้นมาใหม่ และศึกษาแนวทางการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็นในระบบปิดเพื่อใช้เป็นแนวทางในการพัฒนาหอทำความเย็นระบบปิดสำหรับการระบายความร้อนต่อไป

2. วัตถุประสงค์ของการทำวิจัย

1. เพื่อศึกษาค่าพารามิเตอร์ที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในหอทำความเย็นได้แก่

1.1 ศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากน้ำในท่อถึงผิวน้ำสเปรย์สัมพันธ์กับอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ของหอทำความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิมและการจัดวางแบบใหม่

1.2 ศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลระหว่างผิวน้ำสเปรย์ระหว่างน้ำสเปรย์และอากาศสัมพันธ์กับอัตราการไหลของอากาศ ของหอทำความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงละอองน้ำแบบเดิมและการจัดวางแบบใหม่

2. เพื่อศึกษาแนวทางการทำนายอุณหภูมิน้ำออกจากหอทำความเย็นเมื่อค่าพารามิเตอร์เปลี่ยนแปลง

3. ขอบเขตของการทำวิจัย

1. ในการทดสอบจะใช้หอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน
2. อัตราการไหลของอากาศจะใช้ความเร็วที่ผ่านชุดคอลล์ไม่เกิน 4 m/s

3. ในการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นออกจากหอทำความเย็นจะใช้แบบจำลองของ Armando Olivera และ Jorge Facao [1] ซึ่งเป็นแบบจำลองหอทำความเย็นแบบไหลสวนทางกันมาทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นออกจากหอทำความเย็น

4. โปรแกรมสำหรับทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็นถูกพัฒนาโดยใช้โปรแกรม

5. การทำนายอุณหภูมิที่ออกจากหอทำความเย็นที่ค่าพารามิเตอร์มีการเปลี่ยนแปลงค่าพารามิเตอร์ที่เปลี่ยนแปลงได้แก่อุณหภูมิน้ำร้อน

4. วิธีดำเนินการวิจัย

1. ศึกษาสมการคุณลักษณะที่เกี่ยวข้องและวิธีการออกแบบหอทำความเย็นระบบปิด
2. ออกแบบระบบและสร้างชุดทดสอบ
3. ทดสอบค่าพารามิเตอร์ที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและมวลในหอทำความเย็นระบบปิด
4. เขียนโปรแกรมเพื่อทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็น
5. วิเคราะห์และสรุปผลการทดลอง
6. จัดทำรูปเล่มวิทยานิพนธ์

5. ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากการทำวิจัย

1. แนวทางในการออกแบบสำหรับผู้ผลิตหอทำความเย็นแบบระบบปิดแบบไหลขวางกัน
2. ได้โปรแกรมการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นออกจากหอทำความเย็น
3. ทราบผลกระทบของอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน
4. ทราบผลกระทบของอัตราการไหลของอากาศที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล

บทที่ 2

งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

1. งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากการสืบค้นข้อมูลและศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องซึ่งมีลักษณะของงานวิจัยคล้ายคลึงกันทั้งภายในประเทศและต่างประเทศมีบุคคลที่ได้ศึกษาทำการวิจัยดังนี้

อาร์มาโด โอลิเวียรา; และจอร์ช ฟาเกา (Armando Oliveira; & Jorge Facao. 2002) ได้ศึกษาหาความสัมพันธ์การถ่ายเทมวลและความร้อนสำหรับการออกแบบหอทำความเย็นขนาดเล็กแบบระบบปิด (Closed wet cooling tower) ในการทดลองใช้อุณหภูมิน้ำเข้าที่ 21°C อัตราการไหลมวลของน้ำ 0.8 kg/s อุณหภูมิกระเปาะเปียก 16°C ขนาดหน้าตัดของหอทำความเย็น $0.6\text{ m} \times 1.2\text{ m}$ สูง 1.55 m ระยะห่างระหว่างท่อ 0.25 m จำนวนท่อทั้งหมด 228 ท่อน และพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน 8.6 m^2 อัตราส่วนระหว่างพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและปริมาตรแลกเปลี่ยนความร้อน $25\text{ m}^2/\text{m}^3$ ในการทดสอบใช้หอทำความเย็นขนาด 10 kW ได้หาความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลสัมพันธ์กับอัตราการไหลของอากาศ และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสัมพันธ์กับอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต ที่รูปแบบคอลล์แลกเปลี่ยนความร้อนแตกต่างกัน และได้นำมาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่อัตราการไหลของอากาศ ซึ่งแบบจำลองดังกล่าวจะใช้ได้กับหอทำความเย็นขนาดเล็ก

พาสคาล สตาแบท; และโดมินิค มาซิโอ (Pascal Stabat; & Dominique Marchio. 2004) ได้สร้างแบบจำลองอย่างง่ายสำหรับ หอทำความเย็นระบบปิดโดยอยู่บนพื้นฐานสมการของเมอร์เคิล (Merkel's theory) จากผลการทดสอบ อัตราการถ่ายเทความร้อนจากแบบจำลอง คาดเคลื่อนไม่เกิน $\pm 10\%$ แบบจำลองดังกล่าวสามารถคำนวณค่าพลังงาน และอุณหภูมิของน้ำ ภายใต้ความแตกต่างของอุณหภูมิกระเปาะเปียก และอัตราการไหลของอากาศ

ไกว-จิน; และ ซุง-มุน เบค (Gyu-Jin Shim and Seung-Moon Baek. 2008) ได้ทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนในหอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลสวนทาง โดยออกแบบให้คอลล์แลกเปลี่ยนความร้อนมีการไหลของน้ำแบบหลายส่วน (Multi path) โดยใช้ท่อทองแดงขนาด 15.88 mm และ 19.05 mm ขนาดหอทำความเย็น $0.6\text{ m} \times 0.304\text{ m} \times 0.523\text{ m}$ ทดสอบอัตราการไหลของน้ำ ระหว่าง $600 - 3120\text{ kg/hr}$ อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า $32-50^{\circ}\text{C}$ อุณหภูมิกระเปาะเปียก $22-29^{\circ}\text{C}$ ในการทดสอบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนการไหลแบบหลายส่วนพบว่ามีค่าประสิทธิภาพสูงกว่าการไหลแบบเข้าทางเดียวประมาณ 18% และ 26% ในขนาดท่อ 15.88 mm และ 19.05 mm ตามลำดับ

วิภาศ อรรถกุล (2528) ได้ดำเนินการทดสอบและศึกษาสมรรถนะของหอทำความเย็นชนิดลมดูด โดยการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำร้อนและวัดระดับเสียงก่อนและหลังการควบคุมระดับเสียงขณะหอทำความเย็นกำลังทำงาน โดยใช้หอทำความเย็นขนาด 80 ตันทำความเย็น ผลการทดสอบเมื่อนำมาคำนวณค่าของ NTU มีค่าเท่ากับ 1.5 ซึ่งสูงกว่าค่าที่คำนวณจากภาวะออกแบบซึ่งมีค่า NTU เท่ากับ 0.921 และได้มีการทำกราฟสมรรถนะของหอทำความเย็นชนิดลมดูดโดยการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำร้อน และมีการควบคุมเสียงดังโดยใช้เส้นด้ายไนลอน (Nylon yarn) อัดตัวเป็นแผงวางบนอ่างน้ำร้อนสามารถลดระดับเสียงจาก 79 dB เป็น 76 dB

วิศิษฐ์ ธีระเจตกุล (2535) ได้ทดสอบแผงกระจายละอองน้ำของหอทำความเย็นชนิดลมอัดแบบไหลสวนทาง โดยใช้แผงกระจายน้ำ 1 ชั้นและ 2 ชั้น ให้อุณหภูมิ น้ำร้อนเข้าที่ 40 °C และ 45 °C อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศเข้าเปลี่ยนจาก 26 °C, 24 °C และ 21 °C โดยทุกรูปแบบได้ทำการทดสอบที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำต่ออากาศ 0.97, 1.16, 1.45 และ 1.94 ตามลำดับ พบว่าแผงกระจายน้ำจะทำงานได้ดี เมื่อค่าอัตราส่วนระหว่างน้ำและอากาศต่ำ ซึ่งจะแสดงผลโดยค่า KaV/L หรือ NTU มีค่าเพิ่มขึ้น ส่วนที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศต่ำ ได้ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิ น้ำเข้าและน้ำออกจากหอทำความเย็น เพิ่มขึ้นแต่ NTU ลดลง และสามารถสร้างสมการคุณลักษณะเฉพาะของหอทำความเย็นได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{KaV/L} &= 0.8692(\text{L/G})^{-0.9652} && \text{สำหรับแผงกระจายละอองน้ำ 2 ชั้น} \\ \text{และ } \text{KaV/L} &= 0.8692(\text{L/G})^{-0.2543} && \text{สำหรับแผงกระจายละอองน้ำ 1 ชั้น} \end{aligned}$$

ชัยภัทร เอื้อมศิริพันธ์ (2545) ศึกษาสภาวะการทำงาน และพฤติกรรมต่างๆ ที่เกิดขึ้นภายในหอทำความเย็นแบบไหลขวางกัน (Cross flow cooling tower) โดยทำการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของหอทำความเย็น พร้อมทั้งได้เขียนโปรแกรมเพื่อใช้หาพารามิเตอร์ที่สำคัญ ได้แก่ อุณหภูมิของน้ำที่ออกสภาวะของอากาศที่ออก และค่า NTU และได้ทำการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อการทำงานของหอทำความเย็น เช่น อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำต่ออากาศ อุณหภูมิของน้ำ และอากาศที่เข้ารวมถึงขนาดของแผงกระจายละอองน้ำที่เปลี่ยนไปโดยอ้างอิงกับสภาวะอากาศของประเทศไทย ในการคำนวณแต่ละครั้งจะต้องแบ่งหอทำความเย็นออกเป็นอินครีเมนต์เล็กๆ และให้แต่ละอินครีเมนต์มีค่า NTU เท่ากัน จากการทดลองถ้าให้ NTU = 2.5 และทำการคำนวณตามจำนวนอินครีเมนต์ที่กำหนดพบว่าตั้งแต่ 200 อินครีเมนต์ ขึ้นไปค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิ น้ำที่ออกจากหอทำความเย็นและอุณหภูมิกระเปาะเปียกเริ่มที่จะคงที่ที่ 6.85 °C เมื่อเปรียบเทียบหอทำความเย็นแบบไหลสวนทาง กับแบบไหลขวางกันที่สภาวะเดียวกันพบว่าแบบไหลขวางกันจะให้ค่า

NTU=1.358 ซึ่งมากกว่าแบบไหลสวนทาง (NTU=1.1077) จึงจะได้ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิ น้ำร้อนและน้ำเย็นเท่ากับ 8°C ที่เท่ากัน และถ้าให้ NTU ทั้ง 2 แบบเท่ากันและเท่ากับ 1.1077 แบบ ไหลขวางกันจะให้อุณหภูมิน้ำที่ออกเท่ากับ 30.49°C ซึ่งสูงกว่าแบบไหลสวนทาง

อนันต์ ฟองลมุล (2549) ได้ศึกษาความเป็นมาในการออกแบบหอทำความเย็นชนิดลมดูด แบบไหลสวนทาง และได้คำนวณขนาดอุปกรณ์ของหอทำความเย็นต่างๆ ได้แก่ ขนาดของแผงกระจาย ละอองน้ำ บานเกล็ดช่องลมทางเข้า แผ่นกันน้ำกระเด็น ของหอทำความเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวน ทางสำหรับอุตสาหกรรม โดยได้ทำการเปรียบเทียบขนาดส่วนประกอบต่างๆ จากการคำนวณกับ บริษัทผู้ผลิตหอทำความเย็น ผลที่ได้ระหว่างการคำนวณและเปรียบเทียบกับบริษัทผลิตหอทำความ เย็น ข้อมูลด้านความร้อนมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง 10.39 ถึง 25.52 % สำหรับข้อมูลด้านขนาดมี เปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อน คือขนาดส่วนประกอบภายในหอทำความเย็น ซึ่งประกอบด้วย ขนาด บานเกล็ดช่องลมทางเข้า ขนาดแผงกระจายละอองน้ำ และขนาดพัดลมมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง 8.0 ถึง 15.0 % ของผลการคำนวณโดยบริษัทผลิตหอทำความเย็น และขนาดส่วนประกอบภายนอกหอ ทำความเย็นซึ่งประกอบไปด้วย ขนาดปล่องลม ขนาดตัวเรือนหอทำความเย็น และขนาดความสูงหอ ทำความเย็น อยู่ในช่วง 8.8 ถึง 9.8 % ของผลการคำนวณโดยบริษัทผลิตหอทำความเย็นหรือผลการ คำนวณโดยวิธีพื้นฐานที่ได้ หอทำความเย็นมีขนาดเล็กกว่าและใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่าหอทำความ เย็นที่ได้จากการคำนวณโดยบริษัทผลิตหอทำความเย็น

พันธุ์ศักดิ์ อำนาจตระกูล (2545) ได้ทำการศึกษาสมรรถนะและแบบจำลองทาง คณิตศาสตร์ในหอทำความเย็นชนิดลมดูด ขนาด 3 ตันความเย็น โดยทำการปรับอัตราการไหลของน้ำ เข้าหอทำความเย็นในช่วง 29.6 ถึง 49.8 L/min และในแต่ละค่าอัตราการไหลจะปรับเปลี่ยนอุณหภูมิ น้ำขาเข้า ตั้งแต่ 30.0 ถึง 41.0°C ผลจากการทดลองพบว่า ข้อมูลสภาวะการออกแบบของผู้ผลิตหอทำ ความเย็นจะได้ค่า KaV/L เท่ากับ 0.749 ที่อัตราไหลเชิงมวลของน้ำต่ออากาศ (L/G) จากผลการ ทดลองไปกำหนดลงบนกราฟคุณลักษณะของหอทำความเย็นเพื่อวิเคราะห์ขีดความสามารถของหอทำ ความเย็น พบว่าน้อยกว่าที่สภาวะออกแบบโดยจะมีค่า 63.6 ถึง 92.1 % ของค่าที่สภาวะออกแบบ

สุระเดช ฉั่วสุวรรณ (2540) ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพของแผงกระจายละอองน้ำทำจาก พลาสติกที่ใช้ในหอทำความเย็นชนิดลมดูด โดยใช้ตัวอย่างในการทดลอง 2 แบบ คือพลาสติกฟิล์มชนิด ที่ทำจากพีวีซี สีเขียว ฉีดขึ้นรูปเป็นลอนลูกฟูกที่ระยะห่างระหว่างแผ่นแผงกระจายละอองน้ำประมาณ 3.2 cm. และพลาสติกฟิล์มชนิดที่ทำจากพีวีซีสีเขียวฉีดขึ้นรูปเป็นลอนลูกฟูกซึ่งถูกดัดแปลงให้มี ระยะห่างระหว่างแผ่นแผงกระจายฟิล์มน้ำประมาณ 2.0 cm. โดยศึกษาประสิทธิภาพของแผงกระจาย ละอองน้ำในแต่ละเทอมของความสามารถในการทำน้ำเย็นโดยเปรียบเทียบกับข้อมูลสภาวะออกแบบ นอกจากนี้ยังได้ศึกษาเพื่อหากราฟสมรรถนะของหอทำความเย็นของแผงกระจายละอองน้ำทั้งสอง

แบบที่สภาวะการทำงานต่างไปจากสภาวะออกแบบ และศึกษาเปรียบเทียบค่าความดันตกของอากาศที่ไหลผ่านแผงกระจายละอองน้ำทั้งสองแบบ ผลการวิจัยพบว่าประสิทธิภาพของพลาสติกฟิล์มทั้งสองแบบต่ำกว่าประสิทธิภาพของพลาสติกที่สภาวะออกแบบ คิดเป็น 81.60 % ของสภาวะออกแบบ

ภัทร กางกรณ์ (2548) ได้ทำการศึกษาผลกระทบของมุมใบพัดที่มีต่อสมรรถนะการระบายความร้อนของหอทำความเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง ซึ่งได้ศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนเชิงปริมาตร (Kav/L) กับอัตราส่วนการไหลเชิงมวลระหว่างน้ำและอากาศ (L/G) และมุมใบพัด ที่อัตราเร็วรอบ 750, 800, 850 และ 900 rpm ซึ่งผลจากการทดสอบ ได้แสดงสมการความสัมพันธ์ระหว่าง สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนและอัตราส่วนการไหลมวลระหว่างน้ำและอากาศ (L/G) ที่อัตราการไหลของอากาศต่างๆ ผลการวิจัยพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนเชิงปริมาตรเพิ่มขึ้น เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 หลักการถ่ายเทความร้อน

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่สมบูรณ์แบบนั้น จำเป็นจะต้องทราบถึงกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบต่าง ๆ ซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 3 แบบ คือ

1. การนำความร้อน
2. การพาความร้อน
3. การแผ่รังสีความร้อน

ในการออกแบบและการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น จะต้องคุ้นเคยกับกลไกการถ่ายเทความร้อนของแต่ละแบบ และความสัมพันธ์ระหว่างการถ่ายเทความร้อนแบบนั้น ๆ ด้วย ส่วนรายละเอียดของการถ่ายเทความร้อนแต่ละแบบ มีดังต่อไปนี้

การนำความร้อน (Conduction heat transfer)

การนำความร้อน คือ การที่ความร้อนเคลื่อนที่จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูง ไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำภายในตัวกลางเดียวกัน หรือเป็นการเคลื่อนที่ระหว่างตัวกลางที่ติดกัน แต่มีอุณหภูมิต่างกัน ในการนำความร้อน ความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลของสาร โดยที่โมเลกุลไม่เคลื่อนที่ (อยู่นิ่ง) การนำความร้อนจะเกิดขึ้นได้ดีมากในตัวกลางที่เป็นของแข็ง การเคลื่อนที่ของความร้อนแบบการนำความร้อน จะเคลื่อนจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่จุดที่มีอุณหภูมิต่ำ นอกจากนี้ความร้อนยังเคลื่อนที่ไปได้โดยการสั่นสะเทือนของโมเลกุลภายในของแข็ง ในลักษณะของพลังงานการสั่นสะเทือน (Vibration energy) หลักการคำนวณเกี่ยวกับการนำความร้อน ถูกตั้งขึ้นโดย Joseph Fourier

นักวิทยาศาสตร์ชาวฝรั่งเศส Fourier ได้เสนอสมการที่ใช้สำหรับคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการนำในปี ค.ศ.1822 โดยอาศัยข้อมูลจากการทดลอง คือ

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2-1)$$

โดยที่ k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal Conductivity) มีหน่วยเป็น

$$W / mK$$

A คือ พื้นที่ตั้งฉากกับการเคลื่อนที่ของความร้อน

$\frac{dT}{dx}$ คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเทียบกับระยะทาง

สมการที่ (2-1) นี้เรียกว่า Fourier rate equation ซึ่งเป็นสมการที่ได้มาโดยอาศัยผลการทดลอง จากสมการนี้ เราสามารถหาสมการอื่น ๆ เพื่อใช้เป็นประโยชน์ในการคำนวณเกี่ยวกับการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการนำได้

การพาความร้อน (Convection heat transfer)

การพาความร้อน คือ การที่ความร้อนเคลื่อนที่ระหว่างผิวของของแข็งกับของไหล ของไหลจะทำหน้าที่เป็นตัวพาความร้อนมาให้ หรือพาความร้อนออกจากผิวของของแข็ง กลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพานั้น เกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของของไหล การพาความร้อน แบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะ

1. การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced convection)
2. การพาความร้อนแบบอิสระ (Natural หรือ Free convection)

การพาโดยการบังคับ (Forced convection) คือ การเคลื่อนที่ของความร้อน ระหว่างผิวของของแข็งกับของไหล ซึ่งของไหลถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของแข็ง โดยมีกลไกภายนอกเป็นตัวขับเคลื่อน เช่น พัดลม หรือเครื่องสูบน้ำ

การพาตามธรรมชาติ (Natural หรือ Free convection) คือ การเคลื่อนที่ของความร้อน ระหว่างผิวของแข็งกับผิวของไหล โดยที่ไม่มีกลไกภายนอกใด ๆ มาทำให้ของไหลเคลื่อนที่ แต่ของไหลที่อยู่ใกล้กับผิวของแข็งก็อาจเคลื่อนที่ได้โดยแรงลอยตัวของของไหลเอง แรงลอยตัวนี้เกิดจากความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหล เมื่อเกิดความแตกต่างของอุณหภูมิในชั้นของของไหล

การคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพานั้นเป็นสิ่งที่ยุ่งยาก เมื่อพิจารณาแล้ว มีหลายสิ่งหลายอย่างที่มีผลต่อการเคลื่อนที่ของความร้อนแบบการพา เป็นต้นว่าคุณสมบัติต่าง ๆ ของของไหล เช่น ความหนาแน่น ความร้อนจำเพาะ ความหนืด ความเร็วของของไหล ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของพื้นผิวของแข็งกับของไหล เป็นต้น นิวตัน ได้ตัดปัญหาความยุ่งยากเหล่านี้ โดยเสนอสมการสำหรับคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพา ไว้ดังนี้

$$q = h_A(T_h - T_c) \quad (2-2)$$

โดยที่ h_A คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Heat transfer coefficient) ซึ่งได้รวมเอาความยุ่งยากทั้งหมดไว้ ถ้าเรารู้วิธีการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนได้ เราก็คำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาได้ สมการสำหรับคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนเป็นส่วนใหญ่จะเป็นสมการชนิด Empirical Equation

h_A มีหน่วยเป็น W/m^2K ในระบบ SI ค่า q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ของของแข็งที่สัมผัสกับของไหล T_h คืออุณหภูมิที่ร้อนกว่า (อาจจะเป็นของไหลหรือของแข็งก็ได้) T_c คืออุณหภูมิที่เย็นกว่า (อาจจะเป็นของไหล หรือของแข็งก็ได้)

การแผ่รังสีความร้อน (Radiation heat transfer)

ในการแผ่รังสี ความร้อนเคลื่อนที่ได้โดยไม่ต้องอาศัยตัวกลางดังเช่นในการนำและการพา ความร้อน ในการแผ่รังสีความร้อนจะเคลื่อนที่ได้ดีที่สุดในสุญญากาศ การที่จะอธิบายว่า ความร้อนเคลื่อนที่ได้อย่างไรนั้น เป็นสิ่งซึ่งยากที่จะอธิบายให้เห็นถึงพฤติกรรมทางกายภาพได้ มีผู้ที่พยายามเสนอทฤษฎีเกี่ยวกับการแผ่รังสีความร้อน หลายทฤษฎี แต่ก็ไม่ค่อยเป็นที่ยอมรับ ส่วนทฤษฎีซึ่งเป็นที่ยอมรับมากที่สุดในขณะนี้ เป็นทฤษฎีที่นำเสนอโดย Einstein ซึ่งกล่าวว่า ในการแผ่รังสีความร้อนเคลื่อนที่โดยอาศัยกลไกของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า สำหรับวิศวกรวิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่โดยการแผ่รังสี อาจจะไม่มีความสำคัญเท่ากับที่จะรู้วิธีการคำนวณหาอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการแผ่รังสี ในปี 1884 Stefan และ Boltzmann ได้เสนอสมการในการคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนสูงสุดโดยการแผ่รังสีจากวัตถุที่มีพื้นที่ A และอุณหภูมิ T ดังนี้

$$Q = \sigma AT^4 \quad (2-3)$$

โดยที่ σ คือค่าคงที่ Stefan-Boltzmann ซึ่งมีค่า $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ ในระบบ SI สมการนี้สามารถที่จะนำไปใช้ในการคำนวณ เพื่อประโยชน์ในการออกแบบเครื่องมือต่าง ๆ ในปัจจุบัน ปัญหาของการแผ่รังสีกำลังมีผู้สนใจมากเป็นพิเศษ เนื่องจากปัจจัยด้านการขาดแคลนพลังงาน ดังนั้นพลังงานแสงอาทิตย์ซึ่งแผ่จากดวงอาทิตย์มายังโลก ก็อาจนำมาเป็นแหล่งพลังงานที่นำมาใช้ทดแทนพลังงานที่กำลังใช้อยู่ในปัจจุบันได้

วัตถุที่จะให้ค่าการแผ่รังสีสูงสุดตามสมการ (2-3) เรียกว่า วัตถุอุดมคติ (Ideal body) หรือ วัตถุดำ (Black body) วัตถุที่มีอยู่ทั่ว ๆ ไปจะแผ่รังสีได้น้อยกว่าวัตถุอุดมคติ การแผ่รังสีความร้อนจากวัตถุโดยทั่ว ๆ ไป ที่มีอุณหภูมิ T และพื้นที่ A จะเขียนได้ดังนี้

$$Q = E\sigma AT^4 \quad (2-4)$$

โดยที่ E คือคุณสมบัติทางการแผ่รังสีความร้อนของวัตถุ ซึ่งเรียกว่า ค่าการแผ่รังสี (Emissivity) ซึ่งเป็นปริมาณที่แสดงถึงประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของวัตถุ เมื่อเปรียบเทียบกับวัตถุที่สามารถแผ่รังสีความร้อนได้สูงสุด E จะมีค่าน้อยกว่า 1 เสมอ

สมการ (2-4) ใช้สำหรับหาอัตราการแผ่รังสีความร้อนจากวัตถุที่มีพื้นที่ A การที่จะหาอัตราแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการแผ่รังสีความร้อน ระหว่างวัตถุสองชิ้นที่มีอุณหภูมิต่างกัันนั้นยุ่งยากมาก เราจะพิจารณาการแลกเปลี่ยนความร้อน ระหว่างวัตถุเล็กที่มีพื้นที่ผิว A และค่าการแผ่รังสีความร้อน E กับวัตถุใหญ่ซึ่งครอบคลุมวัตถุเล็กอยู่ โดยที่วัตถุเล็กมีอุณหภูมิ T_h และวัตถุใหญ่มีอุณหภูมิ T_c เราจะเขียนอัตราแลกเปลี่ยนความร้อนสุทธิระหว่างวัตถุทั้งสองได้เป็น

$$Q = E\sigma A(T_h^4 - T_c^4) \quad (2-5)$$

เราอาจจะเขียนสมการสำหรับอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสุทธิ

$$Q = E\sigma(T_h^2 + T_c^2)(T_h + T_c)A(T_h - T_c) \quad (2-6)$$

$$Q = h_r A(T_h - T_c) \quad (2-7)$$

โดยที่

$$h_r = E\sigma(T_h^2 + T_c^2)(T_h + T_c) \quad (2-8)$$

h_r คือ สัมประสิทธิ์ของการแผ่รังสีความร้อน (Radiation heat transfer coefficient)

2.2 ประเภทเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ เครื่องมือที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน เพื่อให้ของไหลนั้น ๆ มีอุณหภูมิสูงขึ้นหรือต่ำลง ตามลักษณะของงานที่ต้องการใช้ เช่น ในงานปรับอากาศซึ่งต้องการระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นจะใช้น้ำที่มีอุณหภูมิต่ำกว่ามารับความร้อนจากสารทำความเย็นและนำไปทิ้งสู่บรรยากาศ โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยที่น้ำและสารทำความเย็นไม่ได้สัมผัสกันโดยตรง ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งดังต่อไปนี้

1. แบ่งตามสถานะของของไหลที่ใช้ ดังนี้คือ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะของของไหลทั้ง 2 ชนิด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะของของไหลทั้ง 2 ชนิด โดยของเหลวชนิดหนึ่งจะเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ก๊าซ ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ก๊าซ ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะโดยชนิดหนึ่งจะมีการควบแน่นเป็นของเหลว

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ของเหลว ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะโดยชนิดหนึ่งเป็นก๊าซและอีกชนิดหนึ่งเป็นของเหลว

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ เช่น หม้อไอน้ำแบบท่อซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอน้ำด้วยก๊าซสันดาป และเครื่องควบแน่นซึ่งควบแน่นไอให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน

2. แบ่งตามลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้แก่

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Double pipe exchanger)

โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ประกอบไปด้วยท่อ 2 ขนาด ที่ซ้อนกันอยู่โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกันของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อในและของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U ดังภาพประกอบ 1 บางทีก็

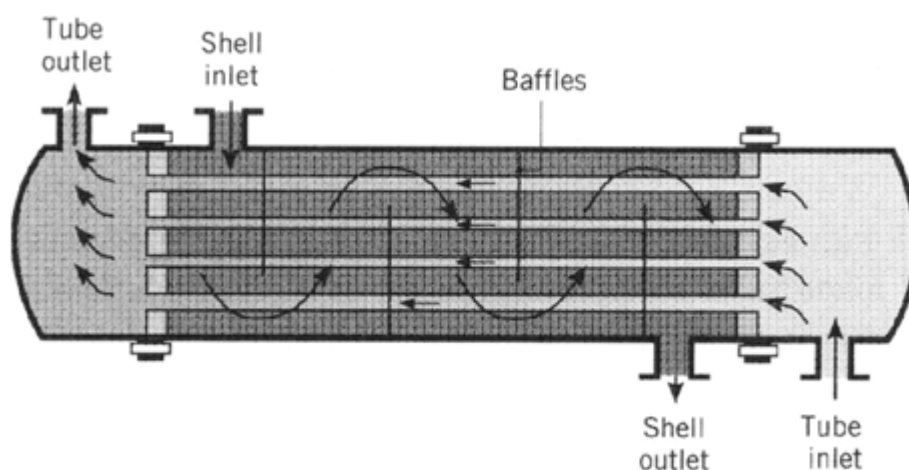
เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์พิน (Hairpin) เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหล ในระบบที่ความดันสูง ความหนืดสูงหรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีบริบติดอยู่ที่ท่อชั้นใน เพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อนลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น คือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมีราคาถูก และสามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการเอาเครื่องที่มีสัดส่วนเหมือนกัน หลายๆ ชุดมาต่ออนุกรมหรือต่อแบบขนานเพื่อให้ของไหล ไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ ทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีปริมาตรการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อยหรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่การถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 m^3



ภาพประกอบ 1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube exchanger)

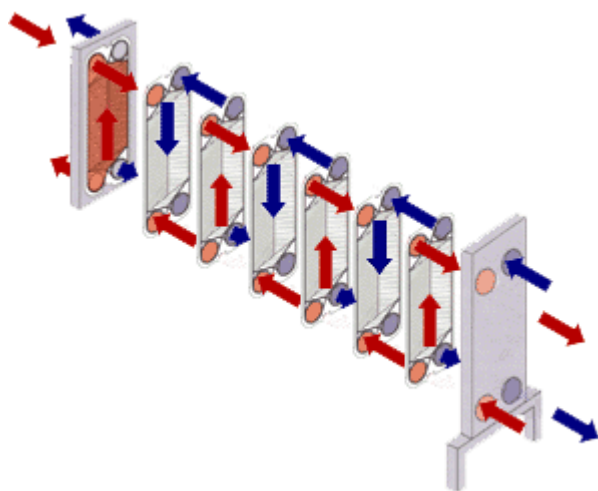
โครงสร้างประกอบท่อเล็กๆ บรรจุอยู่ในเปลือกชั้นนอก วิธีการถ่ายเทความร้อนระหว่างของเหลวสองชนิด โดยที่ของเหลวหนึ่งจะไหลผ่านข้างในท่อ (Tube side fluid) ในขณะที่ของเหลวอีกส่วนหนึ่งไหลข้างนอกท่อ ดังแสดงในภาพประกอบ 2



ภาพประกอบ 2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate type exchanger)

คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น คือ การเอาแผ่นการถ่ายเทความร้อนหลายๆแผ่นมาวางเรียงกันในระยะห่างคงที่ แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นในลักษณะที่สลับกันช่องเว้นช่อง ปัจจุบันได้ทำการปรับปรุงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องและชนิดของวัสดุมาให้เลือกหลากหลายเช่น เหล็กสแตนเลส (Stainless steel) หรือ ไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อสนิมได้ สามารถถอดออกเป็นแผ่นๆ ออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง บำรุงรักษาง่าย และประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูง ลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในภาพประกอบ 3

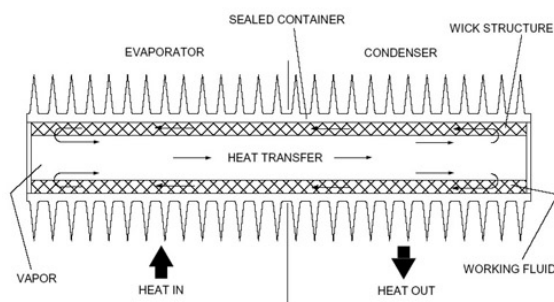


ภาพประกอบ 3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ (Heat pipe heat exchanger)

ฮีทไปป์ คือ อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนชนิดพิเศษ ซึ่งสามารถถ่ายเทความร้อนได้อย่างรวดเร็วและมีประสิทธิภาพ แม้ในสภาพอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย ตัวฮีทไปป์เป็นท่อโลหะ (ส่วนมากเป็นทองแดง) ซึ่งได้ทำให้ภายในเป็นสุญญากาศแล้วบรรจุของเหลวคุณสมบัติพิเศษ คือ สารปรับอากาศหรือ refrigerant (ฟรอน 22) ก่อนที่จะปิดผนึกหัวท้าย เนื่องจาก ฮีทไปป์ ถ่ายเทความร้อนโดยหลักการของการระเหยและการกลั่นตัวของของเหลว จึงไม่มีความจำเป็นต้องใช้เครื่องกลไกหรือพลังงานจากภายนอกใดๆในการทำงาน หลักการทำงานของ ฮีทไปป์ โดยโครงสร้างพื้นฐานของ ฮีทไปป์ เป็นท่อทองแดงปิดหัวปิดท้าย ภายในบรรจุด้วยสารทำความเย็น เช่น ฟรอน แอมโมเนีย ออกซิเจน มีเทน และน้ำ สารที่บรรจุอยู่ภายในท่อเมื่อได้รับความร้อน จะระเหยกลายเป็นไอ และเคลื่อนไปสู่ปลายอีกด้านหนึ่ง ในระหว่างการเคลื่อนตัวนี้จะคายความร้อนและกลายเป็นของเหลวที่บริเวณผิวภายในของท่อ และไหลกลับไปสู่ปลายท่อ ที่รับความร้อนที่อยู่ต่ำกว่า เคล็ดลับของเทคโนโลยีนี้ อยู่ที่การออกแบบให้ภายในท่อสามารถแยกสารที่เป็นของเหลวออกจากสารที่เป็นไอ เนื่องจากการเคลื่อนตัวของสารทั้ง 2 สถานะนี้เคลื่อนตัวในทิศทางตรงข้ามกัน หากไม่สามารถแยกออกจากกันได้ ก็เคลื่อนชนกันเองไม่ไปไหน

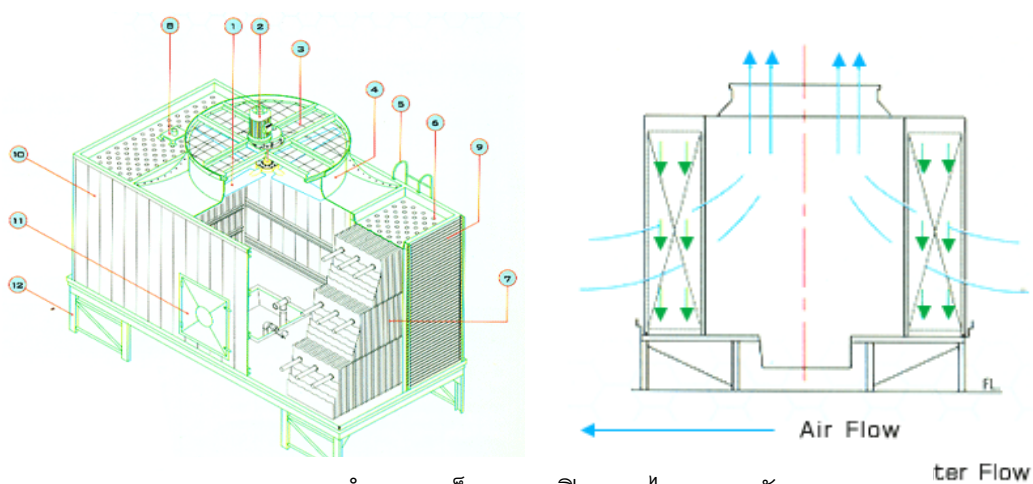
วิธีที่แยกสารที่เป็นของเหลวและไอ แยกจากกันนี้ โดยทั่วไปอาศัยแผ่นตะแกรงละเอียดม้วนเป็นท่อใส่ซ้อนเข้าไปภายในท่อ เพื่อแยกของเหลวที่เกาะอยู่กับผิวภายในของท่อออกจากไอซึ่งอยู่บริเวณใจกลางท่อ แผ่นตะแกรงที่เป็นท่อซ้อนอยู่ภายในเรียกว่า วิก (Wick) นอกจากนี้ การนำ ฮีทไปป์ ไปใช้งาน ยังต้องให้ท่อมีความยาวเพิ่มขึ้น สามารถขดเป็นรูปคดล้อยได้หรือขดไปตามความต้องการได้ ดังแสดงในภาพประกอบ 2.4 ในปัจจุบัน ฮีทไปป์ ได้ถูกพัฒนาจนมีประสิทธิภาพสูง ไม่ต้องใช้วิก การบังคับให้ของเหลวเกาะที่ผิวภายในของท่อที่เรียกว่า Micro groove ซึ่งช่วยในการไหลของของเหลวและช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนและสามารถขดท่อตามที่ต้องการได้



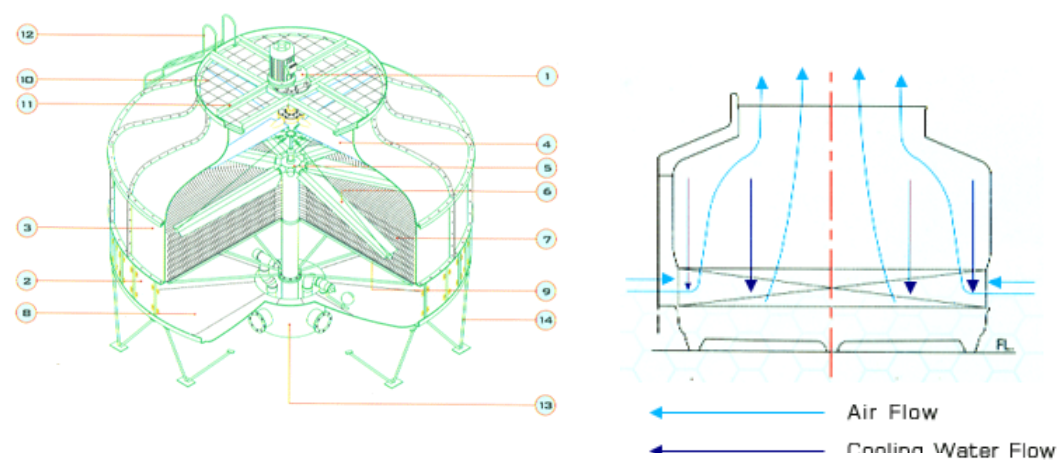
ภาพประกอบ 4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอทำความเย็น

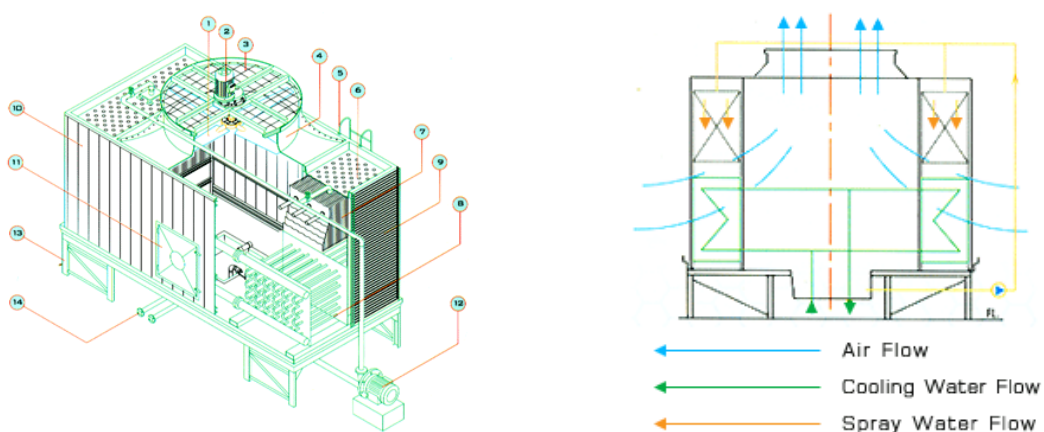
หอทำความเย็นเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นตัวกลางในการระบายความร้อนที่เกิดขึ้นจากกระบวนการผลิตทั้งสู่บรรยากาศโดยใช้น้ำเป็นตัวกลางในการรับความร้อน หลักการคือน้ำร้อนที่ผ่านหอทำความเย็นจะถูกทำให้เป็นละอองเล็กๆ และตกผ่านแผงกระจายละอองน้ำ (Filler) ละอองน้ำเล็กๆ เหล่านี้จะสัมผัสกับอากาศที่ถูกดูดผ่านแผงกระจายละอองน้ำ ซึ่งความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิระหว่างน้ำและอากาศทำให้เกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ขณะเดียวกันจะมีการระเหยของหยดน้ำ สู่อากาศอันเนื่องมาจากในอากาศยังมีปริมาณไอน้ำแฝงที่ยังไม่อิ่มตัว ทำให้เกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนแฝง (Latent heat) ผลดังกล่าวจึงทำให้น้ำร้อนที่ผ่านหอทำความเย็นมีอุณหภูมิต่ำลง และสามารถนำน้ำร้อนกลับมาใช้ในกระบวนการผลิตต่อไป โดยหลักการทำงานของหอทำความเย็นดังแสดงในภาพประกอบ 5



หอทำความเย็นระบบเปิดแบบไหลขวางกัน

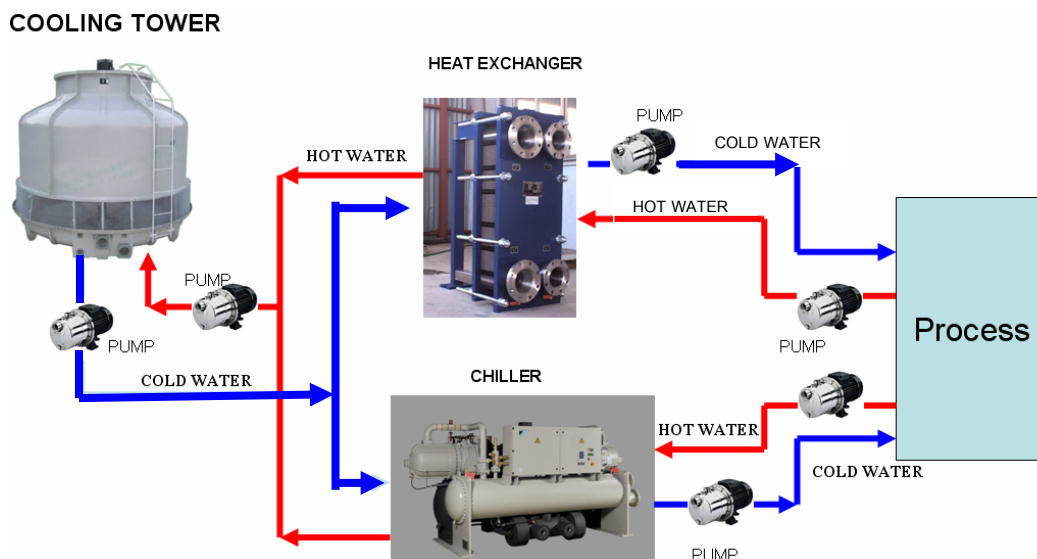


หอทำความเย็นระบบเปิดแบบไหลสวนทาง



หอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน

ภาพประกอบ 5 แสดงหลักการทำงานของหอทำความเย็น



ภาพประกอบ 6 แสดงแผนผังการทำงานของหอทำความเย็น

ในกระบวนการผลิตการทิ้งความร้อนที่เกิดขึ้นจากกระบวนการผลิต สู้บรรยากาศจะใช้หอทำความเย็นเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้น้ำเป็นตัวกลางในการรับความร้อนผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเช่น แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน (Plate heat exchanger) หรือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube exchanger) น้ำที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นและไหลผ่านหอทำความเย็นเกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนสู่บรรยากาศและน้ำที่ออกจากหอทำความเย็นจะมีอุณหภูมิเย็นและวนกลับเข้าไปใช้งานต่อไปดังภาพประกอบ 2.6

2.4 ประเภทของหอทำความเย็น

ประเภทของหอทำความเย็น แบ่งตามวิธีการหมุนเวียนของอากาศ หอทำความเย็นสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 แบบคือ

1. ชนิดการไหลอากาศตามธรรมชาติ (Natural draft)
2. ชนิดการไหลอากาศทางกล (Mechanical draft)

ชนิดการไหลอากาศตามธรรมชาติ (Natural draft) จะให้อากาศเคลื่อนไหวตามธรรมชาติ เมื่อได้รับความร้อนจะทำให้เกิดการหมุนเวียนของอากาศ ในภาพประกอบ 7 เป็นการดูตามธรรมชาติ หัวฉีดน้ำจะอยู่ด้านบน ซึ่งถ้าละอองน้ำเป็นฝอยมากก็จะถ่ายเทความร้อนได้ดี ซึ่งต้องทำการออกแบบ

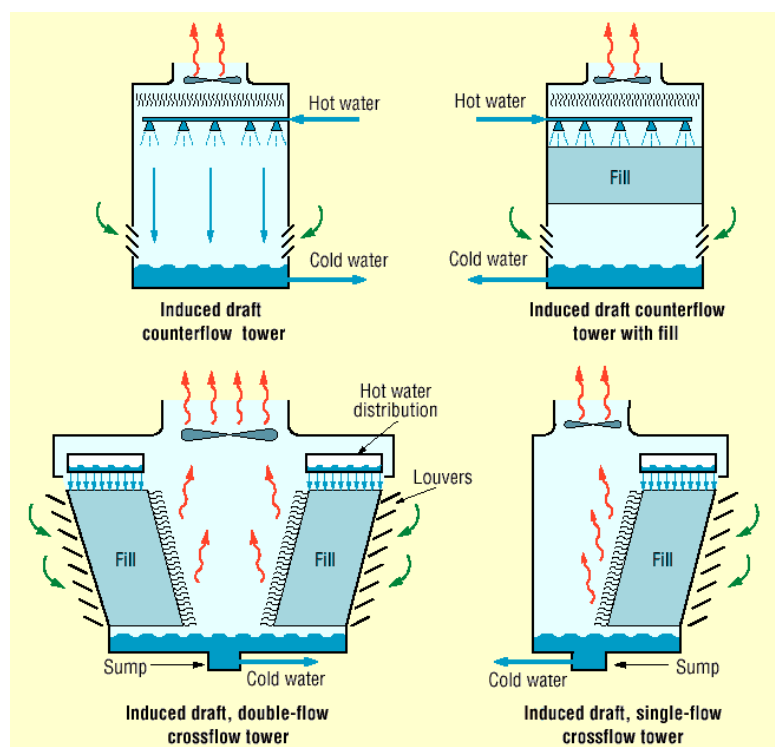
หวัฉืด และยังขึ้นอยู่กั้บความเร็วของอากาศด้วย คือ ความเร็วลมที่พัด ซึ่งจะเป็นตัวกำหนดสมรรถนะของหอทำความเย็น



ภาพประกอบ 7 หอทำความเย็นแบบอากาศไหลตามธรรมชาติ

ชนิดการไหลอากาศทางกล (Mechanical draft) จะใช้พัดลมเป็นตัวทำให้อากาศหมุนเวียนแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด คือ

ชนิดพัดลมดูด (Induced draft) ซึ่งตัวพัดลมจะอยู่ด้านบนของหอทำความเย็น ซึ่งอากาศจะถูกดูดเข้าด้านเข้าของอากาศ และผ่านแผงกระจายละอองน้ำ ดังภาพประกอบ 8



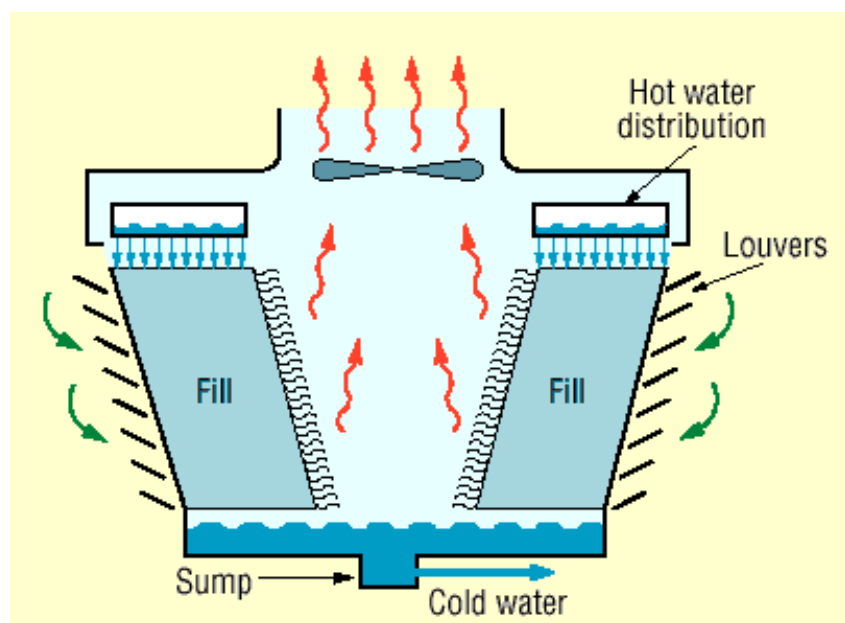
ภาพประกอบ 8 หอทำความเย็นแบบพัดลมดูด

พัดลมเป่า (Forced draft) ซึ่งจะติดตั้งใบพัดด้านล่างของหอทำความเย็นอากาศจะถูกดูดผ่านใบพัดและใบพัดจะอัดอากาศให้ไหลผ่านแผงกระจายละอองน้ำ ซึ่งจะเหมาะกับหอทำความเย็นที่มีค่าการสูญเสียความดันมาก ภาพประกอบ 9

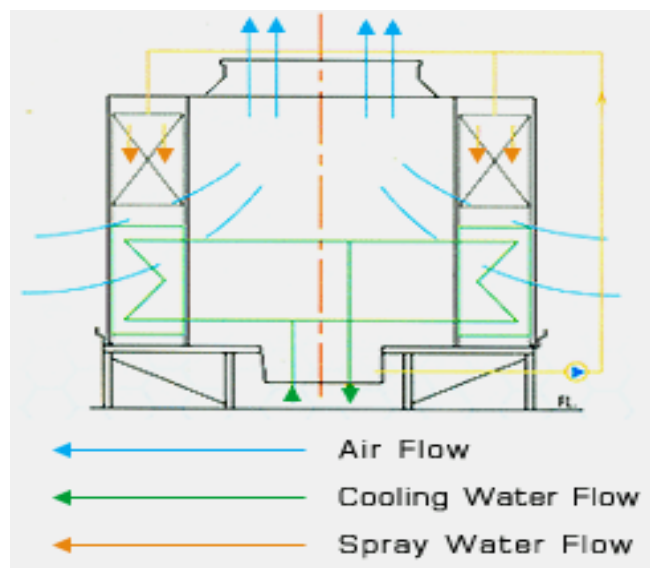
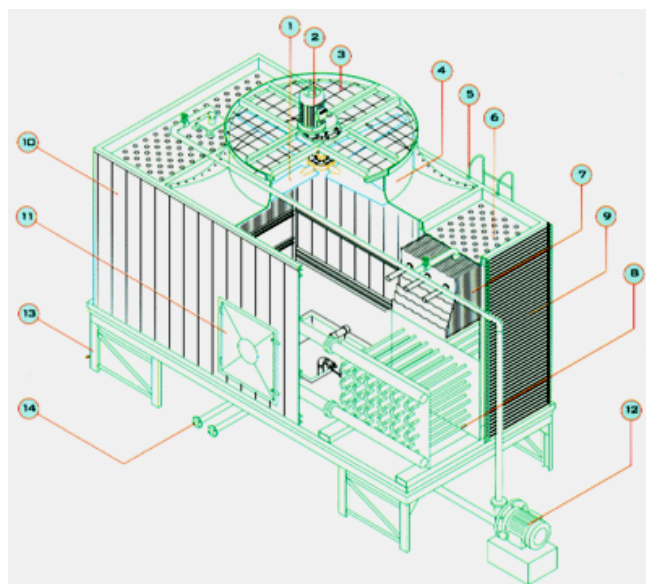


ภาพประกอบ 2.9 หอทำความเย็นแบบพัดลมเป่า

นอกจากนี้ยังสามารถจำแนกประเภทของหอทำความเย็นตามลักษณะการสัมผัสของอากาศและน้ำ ได้เป็น 2 แบบ คือ ระบบเปิด (Direct contact cooling tower) น้ำที่ระบายความร้อนจากระบบจะสัมผัสโดยตรงกับอากาศ ดังภาพประกอบ 2.10 และระบบปิด (Closed wet cooling tower or Indirect contact cooling tower) น้ำและอากาศไม่ได้สัมผัสกันโดยตรง แต่จะมีผนังของท่อที่กั้นระหว่างน้ำที่ระบายความร้อนออกจากระบบ ดังภาพประกอบ 11



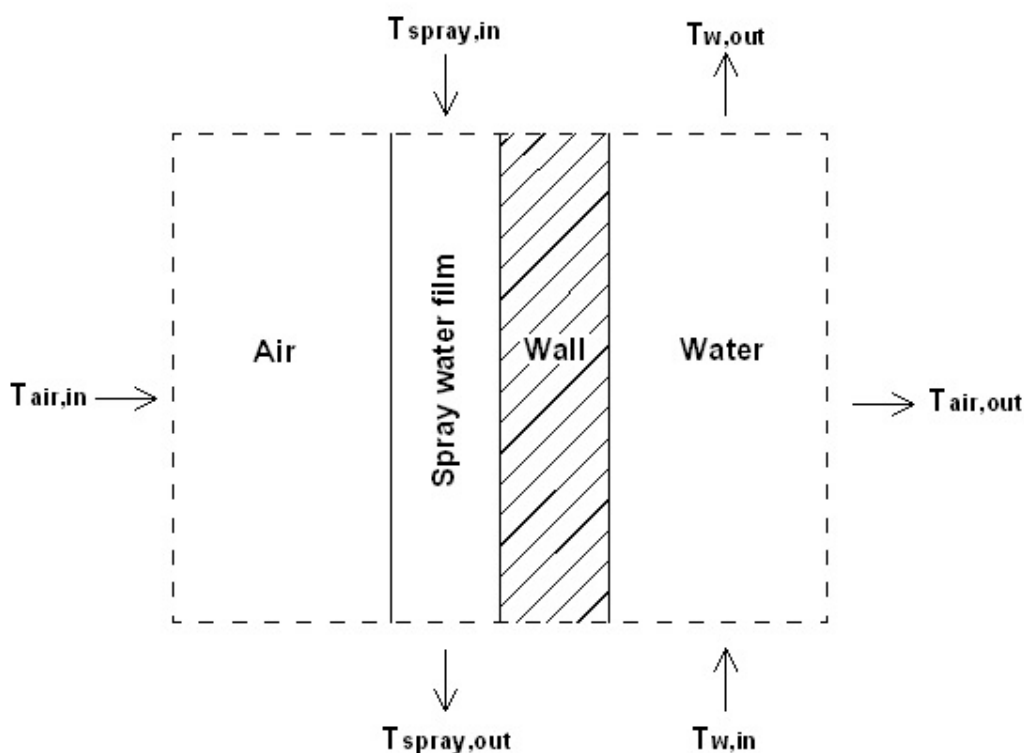
ภาพประกอบ 10 หอทำความเย็นแบบน้ำและอากาศสัมผัสโดยตรง (ระบบเปิด)



ภาพประกอบ 11 หอทำความเย็นแบบน้ำและอากาศไม่ได้สัมผัสโดยตรง (ระบบปิด)

2.5 แบบจำลองการถ่ายเทความร้อนของ Armando Oliveira และ Jorge Facao

ในการพิจารณาปริมาตรควบคุมดังภาพประกอบ 2.12 หน้าสัมผัสระหว่างอากาศและน้ำสเปรย์สมมติให้ที่ผิวสัมผัสของอากาศเป็นอากาศที่อิ่มตัวที่อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำสเปรย์ ดังนั้น ความดันที่ผิวสัมผัสระหว่างน้ำสเปรย์และอากาศสูงกว่าในอากาศ จึงเกิดการถ่ายเทมวล จากผลของการถ่ายเทมวลทำให้เกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนแฝง (Latent heat) ในขณะเดียวกันความต่างระหว่างอุณหภูมิระหว่างผิวสัมผัสระหว่างน้ำและอากาศ ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนด้วยการพา แบบจำลองในการอธิบาย สมการการถ่ายเทความร้อนและมวลใช้แบบจำลองของ Armando Oliveira และ Jorge Facao



ภาพประกอบ 12 แผนผังการถ่ายเทมวลและความร้อนในหอทำความเย็นแบบระบบปิด

ในการพิจารณาแบบจำลองสมการพื้นฐานการถ่ายเทมวลและความร้อนที่เกิดในหอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกันใช้สมมุติฐานดังนี้

1. การถ่ายเทความร้อนระหว่างหอทำความเย็นและสิ่งแวดล้อมถือว่าน้อย และไม่มีผลกระทบต่อการคำนวณ
2. กำหนดให้ ความร้อนจำเพาะของของไหลคงที่

3. น้ำสเปรย์ครอบคลุมท่อทั้งหมด โดยไม่มีส่วนของอากาศสัมผัสกับท่อ
4. การกระจายระหว่างน้ำและอากาศสม่ำเสมอทั่วหน้าตัดการไหล
5. กำหนดให้อุณหภูมิที่ผิวสัมผัสเท่ากับอุณหภูมิ น้ำสเปรย์

ในระหว่างที่เกิดการถ่ายเทมวลและการถ่ายเทความร้อน ฮีทฟลักซ์ (Heat flux) สามารถคำนวณแบบเอนทาลปีโพเทนเชียลได้ดังนี้

$$q = \alpha_m (h_i - h) \quad (2-9)$$

เมื่อ α_m คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล

พิจารณาการสมดุลของเอนทาลปี ของการถ่ายเทความร้อนในพื้นที่เล็กๆ (dA) สามารถแสดงได้ดังสมการที่ (2-10)

$$Gdh = \alpha_m (h_i - h)dA \quad (2-10)$$

จากสมการเมอร์เคิล (Markel's Equation) ได้กล่าวว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ ในท่อทำความเย็นจะแปรผันตามค่าความแตกต่างระหว่างผลรวมความร้อนของอากาศอิมิต์ที่อุณหภูมิของน้ำและความร้อนของอากาศ [11] สมการจะได้

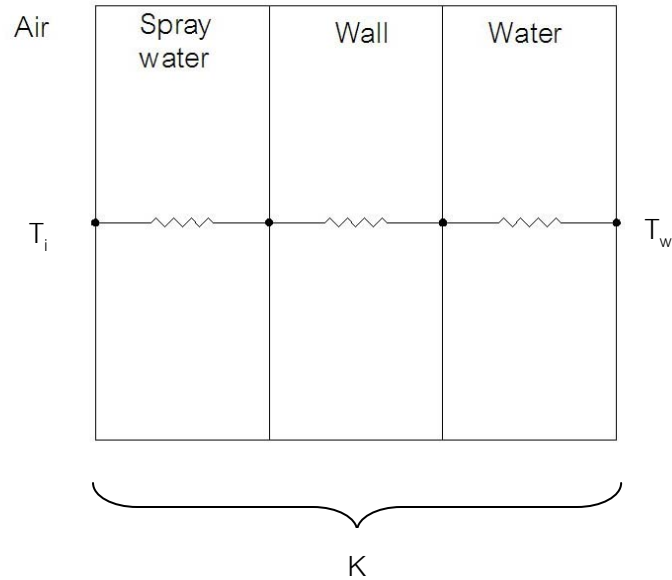
$$\frac{\alpha_m A}{G} = \int_{in}^{out} \frac{dh}{(h_i - h)} \quad (2-11)$$

สมดุลพลังงานสำหรับพื้นที่ผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (dA) เล็กๆ สามารถเขียนได้ดังนี้

$$K(T_w - T_i)dA = \alpha_m (h_i - h_{air})dA - m_{spray} c_{p,spray} dT_{spray} \quad (2-12)$$

ผลเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำสเปรย์ถือว่าน้อยและไม่ส่งผลสำคัญต่อการคำนวณ และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำในท่อ/น้ำสเปรย์/ผิวสัมผัสอากาศ สามารถนำมาคิดคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยใช้วิธีความต้านทานเชิงความร้อนได้ดังนี้

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_w} \frac{d_{ext}}{d_{int}} + \frac{d_{ext}}{2k_{tube}} \ln \frac{d_{ext}}{d_{int}} + \frac{1}{\alpha_{spray}} \quad (2-13)$$



ภาพประกอบ 13 แสดงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในหอทำความเย็น

ใช้ผิวด้านนอกท่อ (d_{ext}) เป็นตัวอ้างอิง

จากแบบจำลองสมมุติให้อุณหภูมิน้ำที่สเปรย์คงที่ และกำหนดให้คุณสมบัติเอนทัลปีจำเพาะและอุณหภูมิ ผิwr่วมของน้ำและอากาศมีค่าคงที่ตลอดหอทำความเย็น จากสมการที่ (2-11) จึงอินทิเกรตได้สมการดังนี้

$$\frac{\alpha_m A}{m_{air}} = \ln \frac{h_i - h_{air,in}}{h_i - h_{air,out}} \quad (2-14)$$

จากสมการที่ (2-4) แทนในสมการที่ (2-6)

$$\frac{T_{w,in} - T_i}{T_{w,out} - T_i} = \frac{h_i - h_{air,in}}{h_i - h_{air,out}} \exp\left(\frac{K}{\alpha_m c_{pw}} \frac{G}{m_w}\right) \quad (2-15)$$

ดังนั้น การทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็น จะสามารถใช้สมการที่ (2-15) ได้เมื่อทราบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากน้ำในท่อถึงผิวน้ำสเปรย์ (K) ค่าสัมประสิทธิ์การ

ถ่ายเทมวลระหว่างผิวสัมผัสระหว่างน้ำและอากาศ (α_m) และอุณหภูมิน้ำสเปรย์ ดังนั้น งานวิจัยนี้ได้ทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (K) และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลเพื่อที่จะนำมาแทนค่าในสมการที่ (2-15) และใช้แบบจำลองของเมอร์เคิล (Merkal's Model) คำนวณเอนทัลปีของอากาศออกจากหอทำความเย็น $h_{air,out}$ อุณหภูมิน้ำสเปรย์ที่ออกจากคอลล์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อทราบค่าอุณหภูมิน้ำสเปรย์ตรงทางเข้าและออก จึงคำนวณอุณหภูมิน้ำสเปรย์เฉลี่ย ค่าเอนทัลปีของอากาศและค่าเอนทัลปีอิมิตัวอากาศที่อุณหภูมิน้ำสเปรย์เฉลี่ย (h_i) แทนค่าในสมการเพื่อหาค่าอุณหภูมิน้ำที่ออกจากคอลล์แลกเปลี่ยนความร้อนต่อไป

การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลระหว่างผิวสัมผัสระหว่างน้ำสเปรย์และอากาศสามารถคำนวณได้จากการสมดุลของมวลดังนี้

$$m_{air}(x_{air,out} - x_{air,in}) = \alpha_m A \Delta x_{LM} \quad (2-16)$$

$$\text{และ} \quad \Delta x_{LM} = \frac{x_{air,out} - x_{air,in}}{\ln \frac{x_{sat,i} - x_{air,in}}{x_{sat,i} - x_{air,out}}} \quad (2-17)$$

จากสมการ (2-17) ในการคำนวณหาความชื้นของอากาศที่ขาออกเป็นไปได้ยากดังนั้นวิธีการแก้ปัญหาดังกล่าวสามารถใช้ ความต่างของเอนทัลปีดังในสมการ (2-18)

$$m_{air}(h_{air,out} - h_{air,in}) = \alpha_m A \Delta h_{LM} \quad (2-18)$$

$$\Delta h_{LM} = \frac{h_{air,out} - h_{air,in}}{\ln \frac{h_{sat,Ti} - h_{air,in}}{h_{sat,Ti} - h_{air,out}}} \quad (2-19)$$

อุณหภูมิน้ำสเปรย์กำหนดให้เท่ากับอุณหภูมิผิวรวม และเอนทัลปีด้านออกถูกคำนวณจากสมการสมดุลของเอนทัลปี

การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำในท่อ/น้ำสเปรย์/ผิวผิวด้านอากาศ (K) สามารถหาได้จากการทดลอง และคำนวณได้จากการสมดุลสมการการถ่ายเทความร้อนดังสมการดังนี้

$$m_w c_p (T_{w,in} - T_{w,out}) = KA\Delta T_{LM} \quad (2-20)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{w,out} - T_{w,in}}{\ln\left(\frac{T_{w,out} - T_{spray}}{T_{w,in} - T_{spray}}\right)} \quad (2-21)$$

จากสมการ (2-13) สามารถหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวภายนอกท่อและผิวสัมผัสน้ำสเปรย์และอากาศดังนี้

$$\alpha_{spray} = \left[\frac{1}{K} - \frac{d_{ext}}{\alpha_w d_{int}} - \frac{d_{ext}}{2k_{tube}} \ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right) \right]^{-1} \quad (2-22)$$

2.6 ทฤษฎีของเมอร์เคิล (Merkal's theory)

การพิจารณาปรากฏการณ์ของหอทำความเย็นจะใช้ทฤษฎีของเมอร์เคิล โดยทั่วไปใช้พิจารณาหอทำความเย็นแบบไหลสวนทาง แต่อย่างไรก็ตามสามารถประยุกต์ให้ใช้ได้กับแบบไหลขวางกันได้ [6] โดยทฤษฎีนี้กล่าวว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ ในหอทำความเย็นจะแปรผันตามค่าความแตกต่างระหว่างผลรวมความร้อนของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิของน้ำ และความร้อนรวมของอากาศที่ตำแหน่งนั้น ในทฤษฎีนี้จะพิจารณาการไหลของมวลและพลังงานจากน้ำไปยังผิวร่วมและจากผิวร่วมไปยังอากาศรอบนอก จาก [11] สามารถสรุปสมการที่เกี่ยวข้องได้ดังนี้

$$c_{p,spray} m_{spray} dT_{spray} = \alpha_m a dV (h_{sat} - h_{air}) = m_{air} dh \quad (2-23)$$

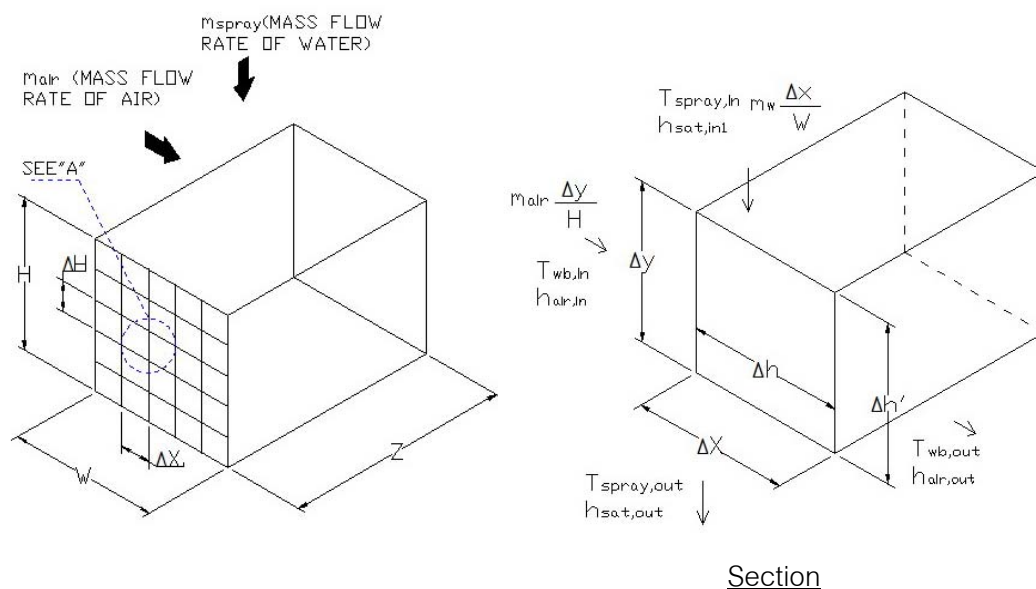
$$c_{p,spray} m_{spray} \iint dT dx = m_{air} \iint dh_{air} dy = \alpha_m a \iint (h_{sat} - h) dx dy \quad (2-24)$$

$$\int_0^H \frac{\alpha_m a dy}{m_{spray}} = c_{p,spray} \int_{t_1}^{t_2} \frac{dT_{spray}}{h_{sat} - h} \Big|_{dx=\text{const}} = NTU_L \quad (2-25a)$$

$$\int_0^w \frac{K dx}{m_{air}} = \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh_{air}}{h_{sat} - h} \quad \left[\frac{dy}{dx} = \text{const} \right] = NTU_G \quad (2-25b)$$

โดยที่ NTU_L คือ จำนวนหน่วยการถ่ายโอนความร้อน (Number of transfer unit) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากความแตกต่างของอุณหภูมิไอน้ำ และ NTU_G คือ จำนวนหน่วยการถ่ายโอนความร้อน (Number of transfer unit) ซึ่งคำนวณได้จากความแตกต่างของเอนทาลปีอากาศ

2.7 การวิเคราะห์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์



ภาพประกอบ 14 แสดงลักษณะการพิจารณาเป็นอินครีเมนต์ย่อยๆ ภายในหอทำความเย็น

เมื่อพิจารณาสมการที่ (2-25a) และ (2-25b) ซึ่งอยู่ในรูปอินทิกรัล เราสามารถหาผลอินทิเกรต 2 สมการนี้ได้โดยใช้วิธีผลต่างสี่เหลี่ยม (Finite difference method) มาประมาณค่าของสมการทั้งสองได้ และจากสมการที่ (2-23) จะได้

$$m_{air} dh \frac{dydz}{HZ} = c_{p,spray} m_{spray} dT_{spray} \frac{dx dz}{WZ} = K dx dy dz (h_{sat} - h) \quad (2-26)$$

ประมาณค่าโดยใช้วิธีผลต่างสี่บเนื่องจะได้

$$m_{air} \Delta h \frac{\Delta y}{H} = c_{p,spray} m_{spray} \Delta T_{spray} \frac{\Delta x}{W} = ka \Delta x \Delta y (h_{sat} - h)_m Z \quad (2-27)$$

สมการที่ (2-27) จะสอดคล้องกับภาพประกอบ 2.14 ที่อินครีเมนต์ (Increment) มีความกว้าง Δx สูง Δy ยาว z ΔT เป็นความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำที่เข้า และออกจากอินครีเมนต์ Δh เป็น ผลต่างของเอนทาลปี ณ อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่เข้าอินครีเมนต์ และออกจากอินครีเมนต์อีกด้านหนึ่งและ $(h_{sat} - h)_m$ เป็นผลต่างเอนทาลปีเฉลี่ย ซึ่งจะประมาณได้เป็น

$$(h_{sat} - h)_m = \frac{1}{2}(h_{sat,in} - h_{in}) + \frac{1}{2}(h_{sat,out} - h_{out}) \quad (2-28)$$

จากภาพประกอบ 2.14 เราสามารถกล่าวได้ว่า

$$\frac{\Delta x}{\Delta y} = \frac{W}{H} \quad (2-29)$$

ดังนั้นถ้าให้จำนวนของอินครีเมนต์ที่ถูกแบ่งออกมาให้ด้านตั้งและด้านนอน มีค่าเท่ากัน และเท่ากับ N' จะทำให้มีจำนวนอินครีเมนต์ทั้งหมดเท่ากับ $(N')^2$ โดยที่

$$N' = \frac{W}{\Delta x} = \frac{H}{\Delta y} \quad (2-30)$$

$$\text{และ } \Delta T = T_{spray,in} - T_{spray,out} \quad (2-31)$$

$$\Delta h_{sat} = h_{sat,in} - h_{sat,out} \quad (2-32)$$

$$\Delta h = h_{air,in} - h_{air,out} \quad (2-33)$$

เมื่อนำค่าเหล่านี้แทนลงในสมการที่ (2-27) แล้วจัดรูปใหม่ จะได้

$$c_{p,spray} m_{spray} (T_{spray,in} - T_{spray,out}) = \frac{KaV}{N'} \left[\frac{h_{sat,in} - h_{air,in} + h_{sat,out} - h_{out}}{2} \right] \quad (2-34)$$

$$\text{และ} \quad m_{air} (h_2 - h_1) = c_{p,spray} m_{spray} (T_{in} - T_{out}) \quad (2-35)$$

สมการที่ (2-34) สามารถทำให้อยู่ในรูปของค่า NTU ได้ดังนี้

$$NTU_L = \frac{KaV}{L} = \frac{N'c_p (T_{spray,in} - T_{spray,out})}{(h_{sat} - h_{air})_m} \quad (2-36)$$

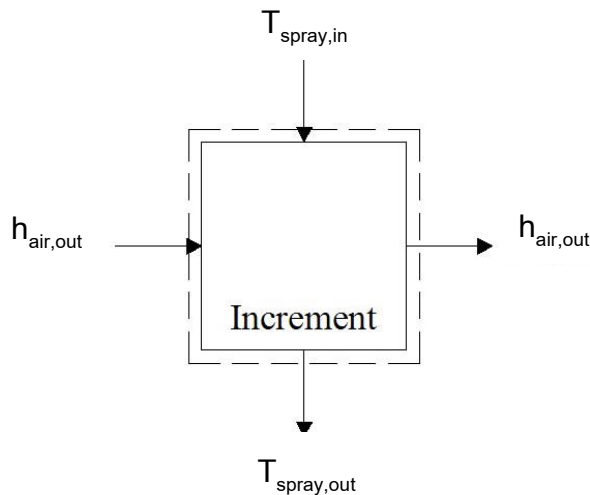
$$NTU_{L,i} = \frac{NTU_L}{N'} = \frac{c_{p,spray} (T_{spray,in} - T_{spray,out})}{(h_{sat} - h_{air})_m} \quad (2-37)$$

โดยที่ $NTU_{L,i}$ คือ จำนวนหน่วยการถ่ายโอนความร้อนต่ออินครีเมนต์ (NTU/Increment) ซึ่งจะสอดคล้องกับสมการ (2-25a) และ NTU_L คือจำนวนหน่วยการถ่ายโอนความร้อนรวม และเมื่อพิจารณาแต่ละอินครีเมนต์ ค่า m_{air} , m_{spray} ที่ไหลผ่านในแต่ละแถวนอน และแถวตั้งจะเท่ากับ

$$m_{spray,i} = m_{spray} / column$$

$$m_{air,i} = m_{air} / row$$

2.8 การคำนวณอุณหภูมิน้ำสเปรย์ออกจากหอทำความเย็นในแต่ละอินครีเมนต์ [12] และการคำนวณตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อน



ภาพประกอบ 15 การวิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนใน อินครีเมนต์หนึ่งๆ

พิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนด้านน้ำสเปรย์ของอินครีเมนต์ทั้งภาพประกอบ 15

$$Q = m_{\text{spray}} c_{p,\text{spray}} (T_{\text{spray},\text{in}} - T_{\text{spray},\text{out}}) \quad (2-38)$$

พิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ

$$Q = m_{\text{air}} (h_{\text{air},\text{in}} - h_{\text{air},\text{out}}) \quad (2-39)$$

พิจารณาการถ่ายเทความร้อนจากหอทำความเย็นระหว่างผิวน้ำสเปรย์และอากาศ

$$Q = KaV \left(\frac{h_{\text{sat},\text{in}} - h_{\text{air},\text{in}} + h_{\text{sat},\text{out}} - h_{\text{air},\text{out}}}{2} \right) \quad (2-40)$$

ถ้ากำหนดให้ KaV , $T_{\text{spray},\text{in}}$, $h_{\text{air},\text{in}}$, m_{air} , m_{spray} เป็นตัวแปรที่ทราบค่า และต้องการหาค่าของ $T_{\text{spray},\text{out}}$, $h_{\text{air},\text{out}}$ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ (2-38), (2-39), (2-40) จัดสมการใหม่จะสามารถคำนวณ $h_{\text{air},\text{out}}$ ได้จากสมการ (2-41)

$$h_{\text{air},\text{out}} = \frac{m_{\text{air}} h_{\text{air},\text{in}} + \frac{KaV}{2} (h_{\text{sat},\text{in}} + h_{\text{sat},\text{out}} - h_{\text{in}})}{\frac{KaV}{2} + G} \quad (2-41)$$

อุณหภูมิของน้ำสเปรย์ตรงทางออกคำนวณจากสมการ (2-39) และจัดรูปสมการใหม่ดังแสดงในสมการที่ (2-42)

$$T_{\text{spray},\text{out}} = T_{\text{spray},\text{in}} - \frac{G(h_{\text{air},\text{out}} - h_{\text{air},\text{in}})}{m_{\text{spray}} c_{p,\text{spray}}} \quad (2-42)$$

สมการคำนวณค่าเอนทาลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำดังแสดงใน สมการ (2-43)

$$h_i = 4.7926 + 2.568t - 0.029834t^2 + 0.0016657t^3 \quad (2-43)$$

ขั้นตอนในการคำนวณอุณหภูมิน้ำสเปรย์ตรงทางออกของหอทำความเย็น มีขั้นตอนดังนี้

1. กำหนดค่าอุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางออก (ค่าคาดเดา)
2. คำนวณค่าเอนทาลปีอิ่มตัวของอากาศทางเข้าในสมการ (2-43) โดยกำหนดให้อุณหภูมิอากาศอิ่มตัวเท่ากับอุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางเข้า
3. คำนวณค่าเอนทาลปีอิ่มตัวของอากาศทางออกในสมการ (2-43) โดยกำหนดให้อุณหภูมิอากาศอิ่มตัวเท่ากับอุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางออก
4. คำนวณเอนทาลปีของอากาศบริเวณทางออกจากสมการ (2-41)
5. คำนวณน้ำสเปรย์บริเวณทางออก จากสมการ 2-42
6. เปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำสเปรย์จากข้อ 1 แตกต่างจากอุณหภูมิที่คำนวณได้จากข้อ 4 จึงทำการกำหนดค่าอุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางออกใหม่และคำนวณตามขั้นตอน จนค่าอุณหภูมิน้ำสเปรย์ลู่เข้าหาคำตอบ

ขั้นตอนในการคำนวณตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อน (K_{aV})

1. กำหนดค่าตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อน (K_{aV})
2. คำนวณค่าอุณหภูมิน้ำสเปรย์ตรงทางออก(ดังข้อ 2.2.8.1)
3. เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิน้ำสเปรย์จากข้อ 2 แตกต่างจากอุณหภูมิน้ำสเปรย์ที่ได้จากการทดสอบ จึงทำการกำหนดตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อน (K_{aV}) ใหม่และคำนวณตามขั้นตอน 1-2 จนค่าอุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางออกที่ได้จากการคำนวณลู่เข้าหาอุณหภูมิน้ำสเปรย์ที่ได้จากการทดสอบ

2.9 ขั้นตอนการคำนวณเอนทาลปีของอากาศ

1. คำนวณความดันไออิ่มตัว (P_s)

สำหรับอุณหภูมิตั้งแต่ 6 ถึง 28 °C ความดันไออิ่มตัวคำนวณ จาก

$$P_s = 0.0034 T_{wb}^2 + 0.0108 T_{wb} + 0.7645 \quad \text{.....kPa}$$

สำหรับอุณหภูมิตั้งแต่ 28 ถึง 60 °C ความดันไออิ่มตัวคำนวณ จาก

$$P_s = 0.0109 T_{wb}^2 - 0.4754 T_{wb} + 8.7967 \quad \text{.....kPa}$$

สำหรับอุณหภูมิตั้งแต่ 5 ถึง 60 °C น้ำมีเอนทาลปีและค่าความร้อนแฝงของการระเหย

ตัวดังนี้

$$h_f = 4.182 T_{wb} + 0.2293 \quad \text{.....kJ/kg}$$

$$h_{fg} = 2501.8 - 2.387 T_{wb} \quad \text{.....kJ/kg}$$

2. คำนวณอัตราส่วนความชื้น

$$\omega = \frac{1.005(T_{wb} - T_{db}) + \left(\frac{0.622P_s}{101.325 - P_s}\right)h_{fg}}{2501.5 + 1.806T_{db} - h_f}$$

3. คำนวณเอนทาลปีของอากาศชื้น

$$h_{air} = 1.005 T_{db} + \omega (2501 + 1.88 T_{db})$$

.....kJ/kg

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

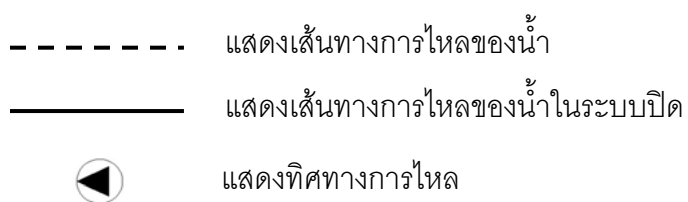
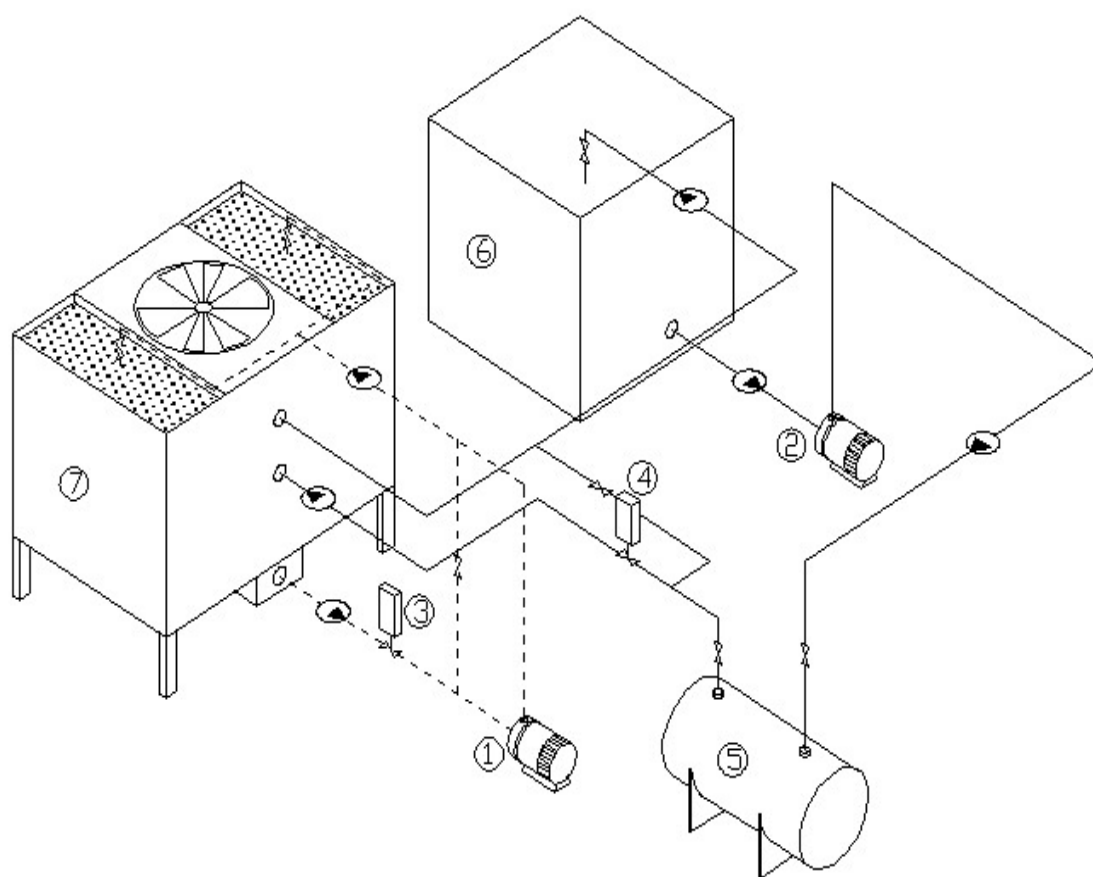
ในการออกแบบหอทำความเย็นระบบปิด (Closed wet crossflow cooling tower) จะแบ่งขั้นตอนการดำเนินการวิจัยเป็น 4 ขั้นตอนดังนี้

1. การศึกษาและออกแบบชุดทดสอบหอทำความเย็น
2. การทดสอบหาค่าพารามิเตอร์ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น
 - 2.1 ทดสอบหาความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลกับอัตราการไหลของอากาศที่ผิวสัมผัสระหว่างอากาศและน้ำสเปรย์
 - 2.2 ทดสอบหาความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและอัตราการไหลของน้ำสเปรย์
3. การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลและความร้อน
4. การพัฒนาโปรแกรมสำหรับคำนวณหาอุณหภูมิน้ำเย็นในหอทำความเย็น

3. การศึกษาและออกแบบชุดทดสอบหอทำความเย็น

รายละเอียดการติดตั้งการต่ออุปกรณ์ในการทดสอบหอทำความเย็นแบบระบบปิดแบบไหลขวางกัน ดังแสดงในภาพประกอบ 16

จากภาพประกอบ 16 เป็นการแสดงไดอะแกรมของการเชื่อมต่ออุปกรณ์ทดสอบสำหรับการวิจัย โดยเส้นทึบเป็นเส้นทางการไหลของน้ำที่ต้องการระบายความร้อนซึ่งอยู่ในระบบปิด โดยน้ำที่จะทำการบำบัดจะถูกดูดโดยปั๊ม ② จากถังน้ำร้อน ⑥ เพื่อส่งเข้าไปในเครื่องทำความร้อน ⑤ และถูกวัดโดยเครื่องมือวัดอัตราการไหล ④ ก่อนส่งเข้าไปในหอทำความเย็น ⑦ สำหรับเส้นปะเป็นการแสดงเส้นทางการไหลของน้ำสเปรย์ที่ถูกดูดโดยปั๊มน้ำ ① เข้าสู่ด้านบนของหอทำความเย็น และถูกปล่อยจากด้านบนของหอทำความเย็นโดยจะไหลสวนทางกับน้ำร้อนจากระบบปิด โดยน้ำสเปรย์ที่ตกลงมาบริเวณด้านล่างจะถูกตรวจสอบอัตราการไหลโดยเครื่องมือวัดอัตราการไหล ③

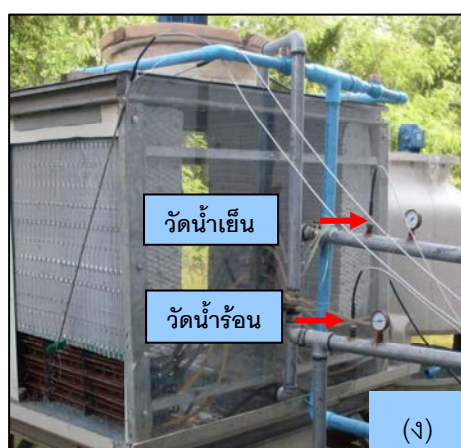
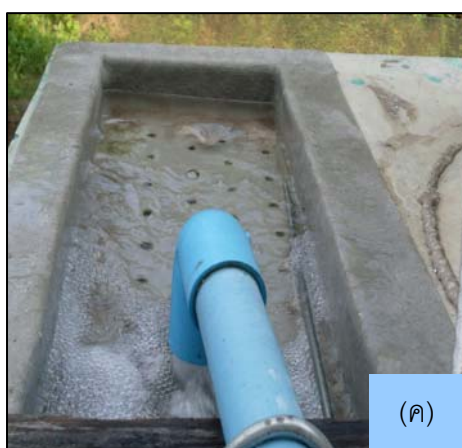
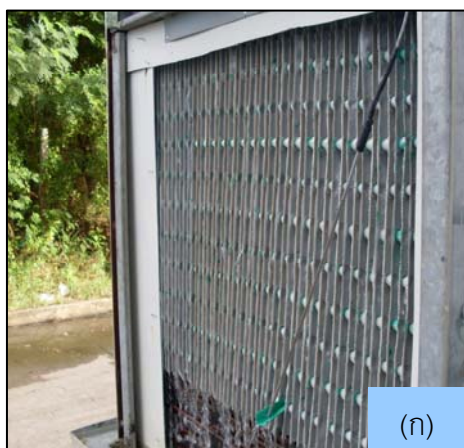


คำอธิบายหมายเลข

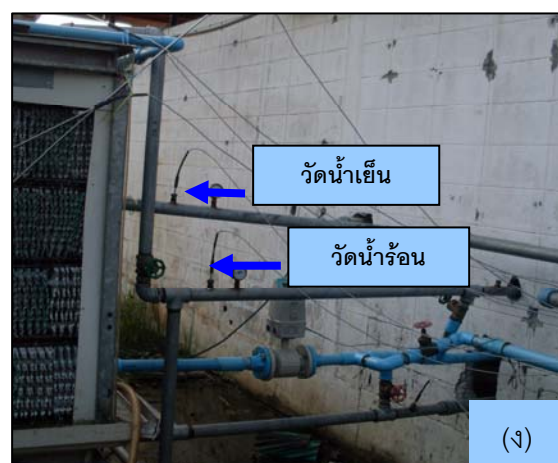
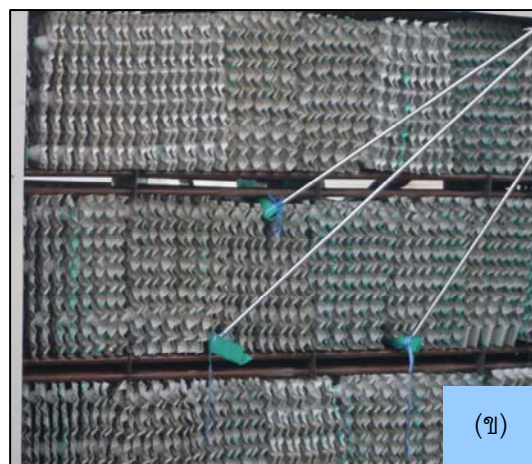
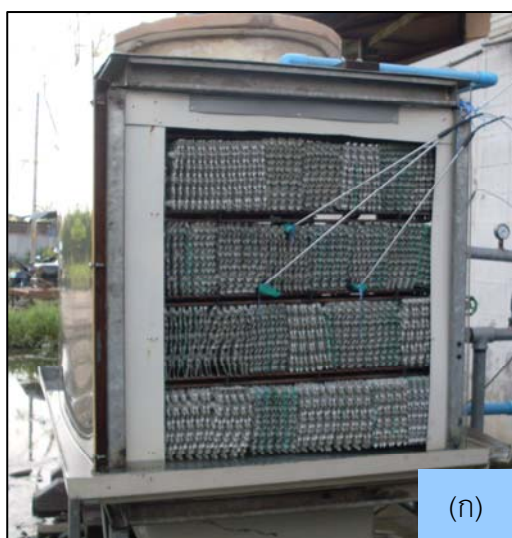
- 1 แสดงปั้มน้ำสเปร์ย์
- 2 แสดงปั้มน้ำระบบปิด
- 3 แสดงเครื่องวัดอัตราการไหล
- 4 แสดงเครื่องวัดอัตราการไหล
- 5 แสดงเครื่องทำน้ำร้อน
- 6 แสดงถังน้ำร้อน
- 7 แสดงหอทำความเย็น

ภาพประกอบ 16 แสดงระบบการทำงานของหอทำความเย็นแบบไหลตัดขวางที่ใช้ในการทดสอบ

ตำแหน่งในการตรวจวัดค่าอุณหภูมิน้ำจากการทดสอบ จุดตรวจวัดต่างๆ จากการทดสอบนี้ดัง
แสดงในภาพประกอบ 17, 18



- ภาพประกอบ 17 แสดงตำแหน่งในการวัดอุณหภูมิในหอทำความเย็นรูปแบบเดิม
- (ก), (ข) การวัดอุณหภูมิน้ำสเปรย์ก่อนไหลผ่านคอยล์แลกเปลี่ยนความร้อน
- (ค) การวัดอุณหภูมิน้ำสเปรย์ออกหอน้ำเย็น
- (ง) การวัดอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็นออกจากชุดคอยล์แลกเปลี่ยนความร้อน
- (จ) การวัดอุณหภูมิกระเปาะแห้ง/เปียกของอากาศเข้าหอทำความเย็น



- (ก), (ข) การวัดอุณหภูมิน้ำสเปรย์ก่อนและหลังของน้ำที่จะไหลผ่าน
คอยล์แลกเปลี่ยนความร้อน
- (ค) การวัดอุณหภูมิน้ำสเปรย์ออกหอน้ำเย็น
- (ง) การวัดอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็นออกจากชุดคอยล์แลกเปลี่ยน
ความร้อน
- (จ) การวัดอุณหภูมิกระเปาะแห้ง/เปียกของอากาศเข้าหอทำความเย็น

ภาพประกอบ 18 แสดงตำแหน่งในการวัดอุณหภูมิในหอทำความเย็นรูปแบบใหม่

1.3 ตำแหน่งในการวัดความเร็วอากาศที่ไหลผ่านหอทำความเย็นดังแสดงในภาพประกอบ

19



ภาพประกอบ 19 แสดงตำแหน่งในการวัดความเร็วของอากาศ

- (ก) แสดงลักษณะการวัดความเร็วของอากาศ
- (ข) แสดงตำแหน่งในการตรวจวัดความเร็วอากาศของหอทำความเย็นรูปแบบเดิม
- (ค) แสดงตำแหน่งในการตรวจวัดความเร็วอากาศของหอทำความเย็นรูปแบบใหม่

1.4 อุปกรณ์ภายในระบบทดสอบของหอทำความเย็น

จะประกอบไปด้วยอุปกรณ์ต่างๆ ดังต่อไปนี้

1. หอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลตัดขวางซึ่งจะทดสอบด้วยกัน 2 แบบ ซึ่งจะแตกต่างกันตรงลักษณะการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำ ดังภาพประกอบ 20 และ 21

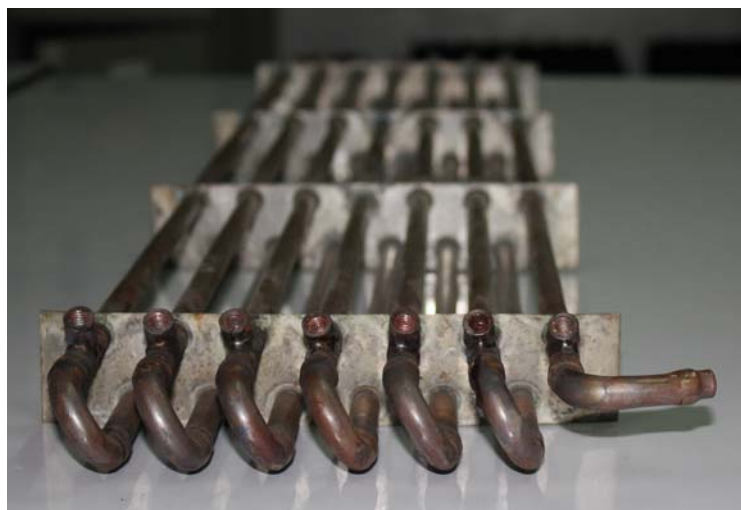


ภาพประกอบ 20 หอทำความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิม



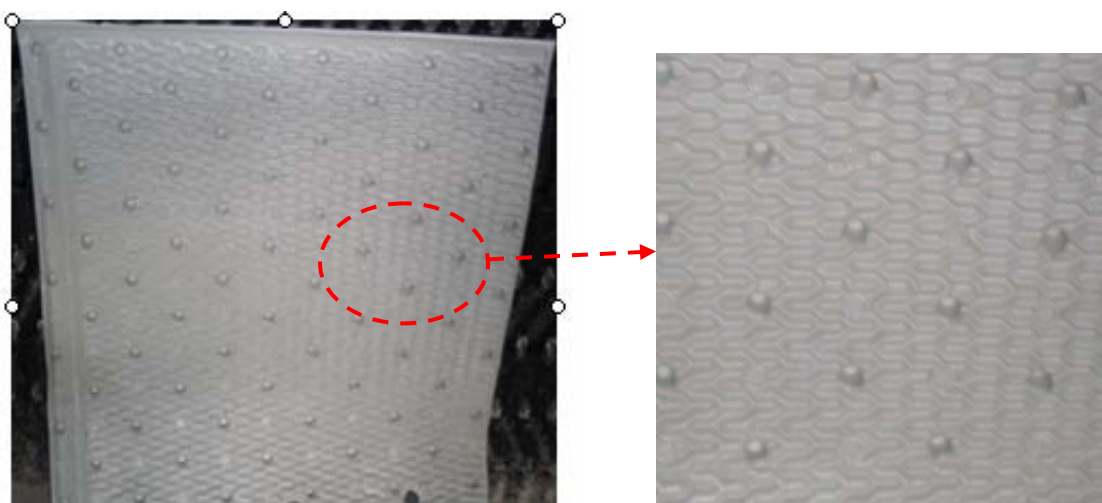
ภาพประกอบ 21 หอทำความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบใหม่

2. คอล์สแลกเปลี่ยนความร้อนวัสดุของท่อเป็นทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 3/8" พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 3.125 m² ดังภาพประกอบ 22



ภาพประกอบ 22 แสดงลักษณะของคอล์สแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดสอบ

3. แผงกระจายละอองน้ำทำหน้าที่ชะลอการไหลของน้ำสเปรย์และเพิ่มพื้นที่สัมผัสระหว่างน้ำและอากาศเพื่อให้น้ำสามารถระเหยกลายเป็นไอระหว่างที่สัมผัสกับอากาศ ปริมาตรของแผงกระจายละอองน้ำที่ใช้ มีขนาด 0.3 x 0.95 x 0.95 m³ ลักษณะของแผงกระจายละอองน้ำแสดงดังภาพประกอบ 23



ภาพประกอบ 23 แสดงลักษณะของแผงกระจายละอองน้ำ

4. ใบพัดทำหน้าที่ดูดอากาศให้ผ่านน้ำสเปรย์ซึ่งวัสดุที่ใช้ทำจาก สแตนเลส จำนวนใบพัด 4 ใบ เส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดเท่ากับ 0.62 m ซึ่งติดตั้งอยู่ด้านบนของหอทำความเย็น ลักษณะของใบพัดดังแสดงในภาพประกอบ 24



ภาพประกอบ 24 แสดงลักษณะของใบพัดในหอทำความเย็น

5. มอเตอร์ขับเคลื่อนใบพัดเป็นชนิดแบบขับเคลื่อนตรง ขนาด $\frac{1}{2}$ HP ขนาด 4P ลักษณะของมอเตอร์ดังภาพประกอบ 25



ภาพประกอบ 25 แสดงลักษณะของมอเตอร์ในหอทำความเย็น

6. เครื่องสูบน้ำจะประกอบด้วยกัน 2 ชุด จะทำหน้าที่สูบน้ำในระบบเปิดและระบบปิดโดยอัตราการไหลของน้ำ $9 \text{ m}^3/\text{hr}$ head 11.5 m . ซึ่งลักษณะของเครื่องสูบน้ำที่ใช้ในการทดลองจะมีลักษณะดังแสดงในภาพประกอบ 26



ภาพประกอบ 26 แสดงลักษณะเครื่องสูบน้ำ

7. เครื่องวัดอัตราการไหล ใช้เครื่องวัดอัตราการไหลจากบริษัท Siemens รุ่น MAG 5100W ชนิดของเครื่องเป็นแบบ Electromagnetic ความคลาดเคลื่อนในการวัด $\pm 0.5 \%$



ภาพประกอบ 27 แสดงลักษณะเครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ

8. เครื่องปรับรอบมอเตอร์ขับเคลื่อนพัดลมของหอทำความเย็น โดยการปรับจะใช้ความถี่ ที่ 45 ,47.5 , 50, 52.5, 55 Hz อินเวอร์เตอร์ที่ใช้จากบริษัท X sine รุ่น Varispeed drive ลักษณะของเครื่อง ดังแสดงในภาพประกอบ 28



ภาพประกอบ 28 แสดงลักษณะเครื่องปรับรอบของมอเตอร์ขับเคลื่อนพัดลม

9. เครื่องวัดความเร็วลมจะใช้ในการวัดความเร็วลมที่ไหลเข้าหอทำความเย็นเพื่อที่จะวิเคราะห์อัตราการไหลมวลของอากาศ ชุดทดสอบใช้จากบริษัท DIGICON รุ่น DA-43



ภาพประกอบ 29 แสดงลักษณะเครื่องวัดความเร็วของอากาศ

10. Data locker จุดวัดอุณหภูมิของอุณหภูมิประกอบด้วยกันหลายส่วน ดังนั้น Data locker จะเป็นเครื่องมือที่ช่วยบันทึกผลในการนำผลข้อมูลไปวิเคราะห์ได้อย่างถูกต้องและแม่นยำ ชุดทดสอบใช้จากบริษัท ABB รุ่น SM 1000



ภาพประกอบ 30 แสดงลักษณะเครื่อง Data locker

11. เครื่องวัดความชื้นของอากาศและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศเพื่อวิเคราะห์เอนทัลปีของอากาศก่อนเข้าหอทำความเย็น ชุดทดสอบใช้จากบริษัท DIGICON ดังแสดงในภาพประกอบ 31



ภาพประกอบ 31 แสดงลักษณะเครื่องวัดอุณหภูมิของอากาศ

12. เครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำชนิด PT100 ใช้ดังแสดงในภาพประกอบ 3.17



ภาพประกอบ 12 แสดงลักษณะเครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำ

2. การทดสอบหาค่าพารามิเตอร์ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น

1. ทดสอบอัตราการไหลของอากาศสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล ซึ่งประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการถ่ายเทมวลเพิ่มขึ้น ดังนั้นในการทดสอบต้องการที่จะศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลโดยเงื่อนไขในการทดสอบจะประกอบด้วย 4 กรณีศึกษา

ตาราง 1 กรณีศึกษาของอัตราการไหลของอากาศที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลของน้ำสเปรย์ (α_m)

กรณีศึกษา	อัตราการไหลของน้ำสเปรย์ m^3/hr	อัตราการไหลของน้ำในระบบปิด m^3/hr	อุณหภูมิน้ำร้อน $^{\circ}\text{C}$	ความเร็วของอากาศที่ทดสอบ m/s
1	6.00	2.56	40	1.34, 1.42, 1.50, 1.59, 1.67
2	8.00	2.56	40	1.34, 1.42, 1.50, 1.59, 1.67
3	10.00	2.56	40	1.34, 1.42, 1.50, 1.59, 1.67
4	12.00	2.56	40	1.34, 1.42, 1.50, 1.59, 1.67

2. ทดสอบอัตราการไหลของน้ำสเปรย์สัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ซึ่งประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นจะเพิ่มขึ้นเมื่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ดังนั้นในการทดสอบต้องการที่จะศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยเงื่อนไขในการทดสอบจะประกอบด้วย 5 กรณีศึกษา

ตาราง 2 กรณีศึกษาของอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำสเปรย์ (α_{spray})

กรณีศึกษา	ความเร็วของอากาศ m/s	อัตราการไหลของน้ำในระบบปิด m^3/hr	อุณหภูมิน้ำร้อน $^{\circ}\text{C}$	อัตราการไหลของน้ำสเปรย์ m^3/hr
1	1.34	2.56	40	6, 8, 10, 12
2	1.42	2.56	40	6, 8, 10, 12
3	1.50	2.56	40	6, 8, 10, 12
4	1.59	2.56	40	6, 8, 10, 12
5	1.67	2.56	40	6, 8, 10, 12

3. การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลและความร้อน

3.1 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลระหว่างผิวสัมผัสระหว่างน้ำสเปรย์และอากาศสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$m_{air}(x_{air,out} - x_{air,in}) = \alpha_m A \Delta x_{LM} \quad (3-1)$$

$$\text{และ} \quad \Delta x_{LM} = \frac{x_{air,out} - x_{air,in}}{\ln \frac{x_{sat,i} - x_{air,in}}{x_{sat,i} - x_{air,out}}} \quad (3-2)$$

โดยที่ Δx_{LM} คือ Logarithmic mean humidity difference

จากสมการ (3-2) ในการคำนวณหาความชื้นของอากาศที่ขาออกเป็นไปได้ยากดังนั้น วิธีการแก้ปัญหาดังกล่าวสามารถใช้ ความแตกต่างของเอนทัลปีดังแสดงในสมการ (3-3)

$$m_{air}(h_{air,out} - h_{air,in}) = \alpha_m A \Delta h_{LM} \quad (3-3)$$

$$\Delta h_{LM} = \frac{h_{air,out} - h_{air,in}}{\ln \frac{h_{sat,Ti} - h_{air,in}}{h_{sat,Ti} - h_{air,out}}} \quad (3-4)$$

การคำนวณเอนทัลปีด้านออกของอากาศ คำนวณได้จากการสมดุลสมการความร้อนดังนี้

$$h_{air,out} = h_{air,in} + \frac{m_w c_p (T_{w,in} - T_{w,out})}{m_{air}} \quad (3-5)$$

จากสมการ (3-3) จัดรูปสมการเพื่อคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล ดังแสดงในสมการ (3-6)

$$\alpha_m = \frac{m_{air}(h_{air,out} - h_{air,in})}{A \Delta h_{LM}} \quad (3-6)$$

ซึ่งงานวิจัยนี้สนใจผลของอัตราการไหลของอากาศที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (α_m) โดยแทนค่าเอนทาลปีของอากาศบริเวณทางเข้าที่ได้จากการวัดและเอนทาลปีบริเวณทางออกที่ได้จากการคำนวณในสมการ (3-5) แทนค่าในสมการ (3-6) เพื่อคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลของกรณีศึกษาทั้ง 4 ดังแสดงในตารางที่ 3.1 เพื่อเปรียบเทียบผลกระทบของอัตราการไหลของอากาศที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล

3.2 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำในท่อ/น้ำสเปรย์/ผิวสัมผัสของอากาศ (K) สามารถคำนวณได้จากการสมดุลสมการการถ่ายเทความร้อนดังนี้

$$m_w c_p (T_{w,in} - T_{w,out}) = KA\Delta T_{LM} \quad (3-7)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{w,out} - T_{w,in}}{\ln\left(\frac{T_{w,out} - T_{spray}}{T_{w,in} - T_{spray}}\right)} \quad (3-8)$$

จากสมการ (3-7) จัดรูปสมการเพื่อคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำในท่อ/น้ำสเปรย์/ผิวสัมผัสของอากาศ (K) ดังแสดงในสมการ (3-9)

$$K = \frac{m_w c_p (T_{w,in} - T_{w,out})}{A\Delta T_{LM}} \quad (3-9)$$

จากสมการ (2-22) จัดรูปสมการเพื่อคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำสเปรย์ (α_{spray}) ดังแสดงในสมการ (3-10)

$$\alpha_{spray} = \left[\frac{1}{K} - \frac{d_{ext}}{\alpha_w d_{int}} - \frac{d_{ext}}{2k_{tube}} \ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right) \right]^{-1} \quad (3-10)$$

งานวิจัยนี้สนใจอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำสเปรย์ (α_{spray}) ดังนั้นค่าอุณหภูมิน้ำในระบบปิดที่ได้จากการทดสอบนำมาแทนค่าในสมการ (3-8), (3-9) เพื่อคำนวณค่าประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำในท่อ/น้ำสเปรย์/ผิวสัมผัสของอากาศ (K)

และนำมาแทนค่าในสมการ (3-10) เพื่อคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำสเปรย์ (α_{spray}) แล้วนำผลมาเปรียบเทียบกับกรณีศึกษาทั้ง 5 กรณีศึกษา ดังแสดงในตารางที่ 3.2 เพื่อเปรียบเทียบผลกระทบของอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำสเปรย์ (α_{spray})

4. การพัฒนาโปรแกรมสำหรับคำนวณหาอุณหภูมิน้ำเย็นในหอทำความเย็น

เนื่องจากการคำนวณอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็น จะต้องคำนวณเอนทาลปีของอากาศขาออกซึ่งมีความซับซ้อนดังนั้นผู้วิจัยจึงได้มีแนวคิดในการใช้โปรแกรมมาช่วยในการคำนวณเพื่อการคำนวณจะใช้เวลาน้อยลงและช่วยลดความผิดพลาดเนื่องจากการคำนวณ โปรแกรมในการคำนวณประกอบกันสองส่วนได้แก่

1. โปรแกรมคำนวณตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อนของหอทำความเย็น (K_{aV}) ซึ่งเป็นค่าคุณลักษณะเฉพาะของหอทำความเย็นแต่ละแบบ ค่าตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อนจะเป็นตัวแปรหนึ่งที่ใช้ประกอบในการคำนวณเอนทาลปีของอากาศตรงทางออกเพื่อที่จะนำไปแทนค่าในสมการ 2-15 ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงทำการทดสอบและนำผลมาคำนวณในโปรแกรมเพื่อหาค่า ตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อน ขั้นตอนการคำนวณ ดังแสดงในภาพประกอบ 3.14 และเขียนโปรแกรมคำนวณด้วยภาษาซี (C-Free 4.0) ดังนี้

เงื่อนไข

- กำหนดให้อุณหภูมิของอากาศอิมตัวทางเข้าเท่ากับอุณหภูมิน้ำสเปรย์ทางออก
- กำหนดให้อุณหภูมิของอากาศอิมตัวทางออกเท่ากับอุณหภูมิน้ำสเปรย์ทางเข้า
- แบ่งจำนวนอินทรีย์เมนที่ในหอทำความเย็นเท่ากับ 1 ซึ่งเพียงพอต่อการคำนวณ

เนื่องจากขนาดของหอทำความเย็นมีขนาดเล็ก และความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำสเปรย์ตรงตำแหน่งทางเข้าและออกแตกต่างกันไม่มาก

- ตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อนของหอทำความเย็นคงที่ ที่อัตราไหลเชิงมวลระหว่างน้ำสเปรย์และอากาศ (L/G) คงที่

ค่าเริ่มต้นในการป้อนให้โปรแกรมคำนวณประกอบด้วย

- อัตราการไหลมวลของอากาศ (kg/s)
- อัตราการไหลมวลของน้ำสเปรย์ (kg/s)
- อุณหภูมิน้ำสเปรย์ทางเข้าและออก (°C)
- อุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปือกของอากาศตรงบริเวณทางเข้า (°C)
- ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำสเปรย์ (kJ/kg.°C)

2. โปรแกรมทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นในระบบปิดแสดงแผนผังการทำงานภาพประกอบ 34
ดังนี้

เงื่อนไข

- กำหนดให้อุณหภูมิของอากาศอัดตัวทางเข้าเท่ากับอุณหภูมิน้ำสเปรย์ทางเข้า
- กำหนดให้อุณหภูมิของอากาศอัดตัวทางออกเท่ากับอุณหภูมิน้ำสเปรย์ทางออก
- กำหนดให้ค่าอุณหภูมิน้ำสเปรย์คงที่ โดยเท่ากับค่าเฉลี่ยของน้ำสเปรย์ตรงบริเวณ

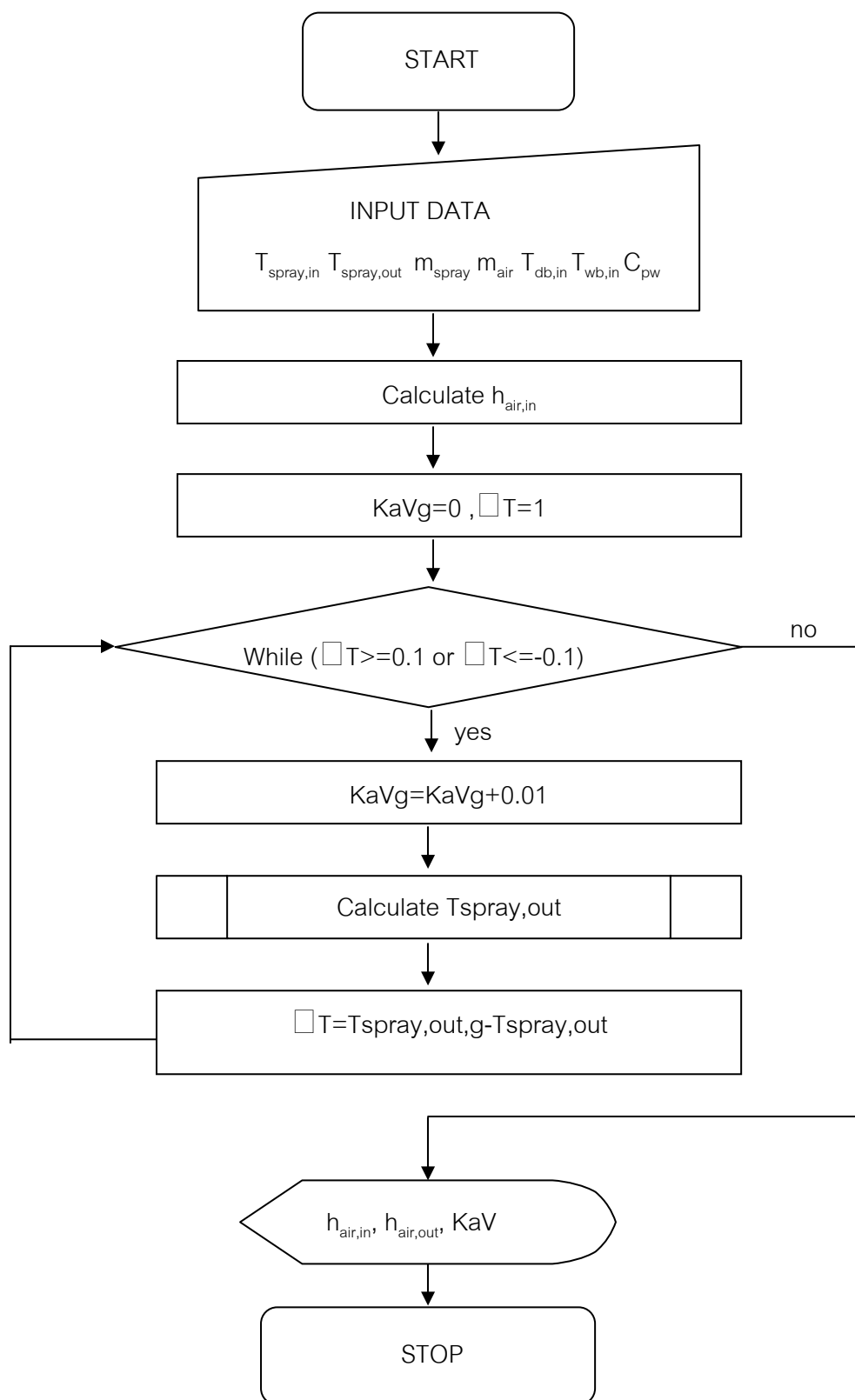
ทางเข้าและออก

ค่าเริ่มต้นในการป้อนให้โปรแกรมคำนวณประกอบด้วย

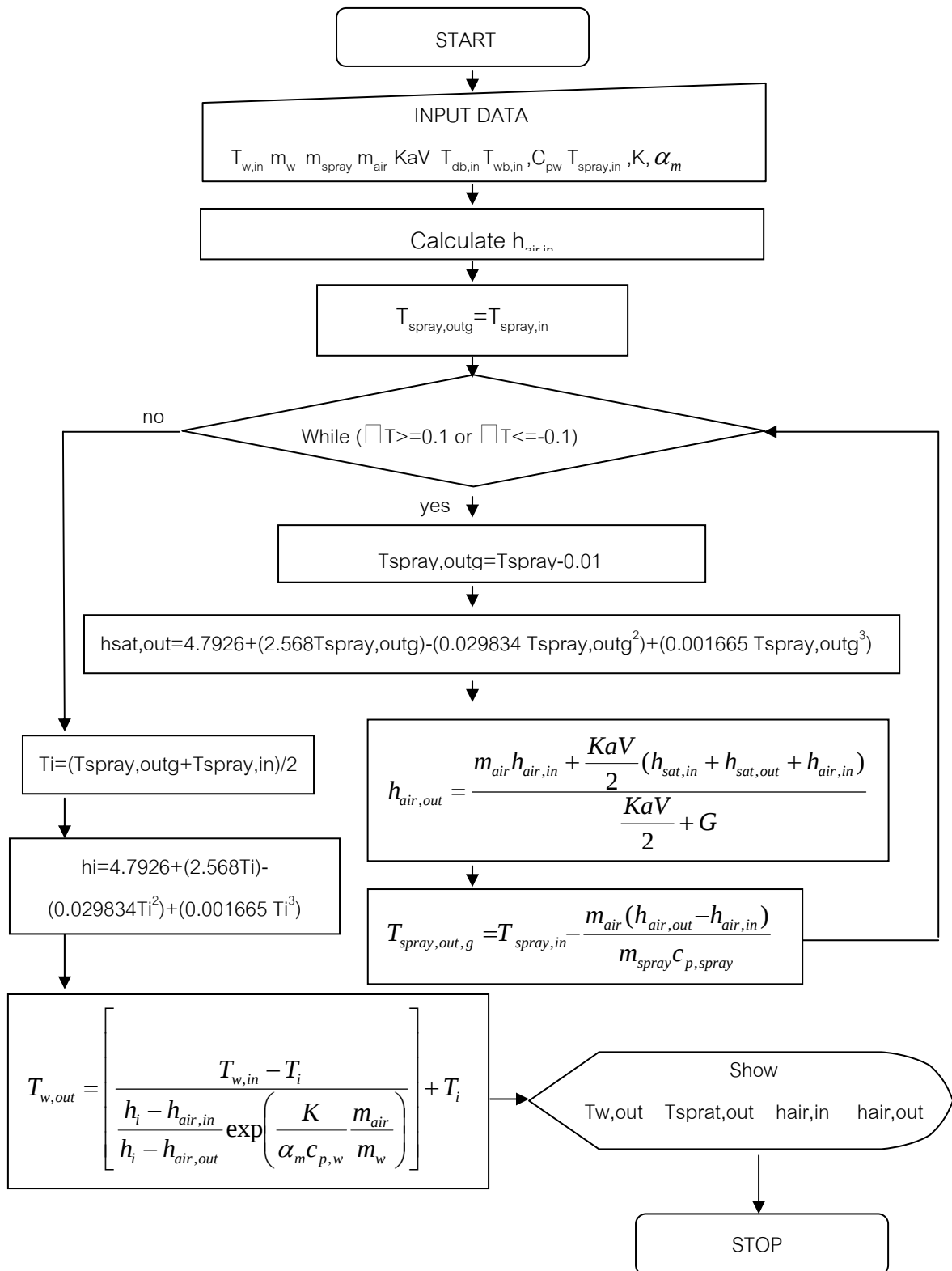
- อัตราการไหลมวลของอากาศ, น้ำสเปรย์, น้ำในระบบปิด (kg/s)
- อุณหภูมิน้ำสเปรย์ทางออก ($^{\circ}\text{C}$)
- อุณหภูมิน้ำในระบบปิดบริเวณทางเข้า ($^{\circ}\text{C}$)
- อุณหภูมิกระเปาะแห้งละกระเปือกของอากาศตรงทางเข้า ($^{\circ}\text{C}$)
- ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำสเปรย์ ($\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$)
- ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำในท่อ/น้ำสเปรย์/ผิวสัมผัสอากาศ

($\text{kJ/s}\cdot^{\circ}\text{Cm}^2$)

- ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (kg/s m^2)
- เรโนลด์นัมเบอร์ (Re)
- พรันด์นัมเบอร์ (Pr)



ภาพประกอบ 33 แผนผังขั้นตอนการคำนวณตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อน



ภาพประกอบ 34 แผนผังขั้นตอนการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็น

3. การทดสอบอุณหภูมิน้ำเย็นของหอทำความเย็นที่ค่าอุณหภูมิน้ำร้อนต่างๆ

โปรแกรมการทำนายอุณหภูมิจากหอทำความเย็นที่ได้พัฒนาขึ้นมานี้วัตถุประสงค์เพื่อทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็นเมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนมีการเปลี่ยนแปลง ดังนั้นเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม จึงจำเป็นที่จะต้องทดสอบหอทำความเย็นที่ค่าอุณหภูมิน้ำร้อนต่างๆ แล้วนำผลที่ได้จากการทดสอบมาเปรียบเทียบกับผลการคำนวณจากโปรแกรม โดยกำหนดเงื่อนไขในการทดสอบมีดังนี้

ตาราง 3 กรณีศึกษาอุณหภูมิน้ำร้อนที่ไหลเข้าหอทำความเย็นเพื่อเปรียบเทียบผลการโปรแกรมทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็น

อุณหภูมิ น้ำร้อน °C	อัตราการไหล ของน้ำสเปรย์ m ³ /hr	อัตราการไหลของน้ำ ในระบบปิด m ³ /hr	ความเร็วของอากาศที่ ทดสอบ m/s
38	5	2.56	1.60
39	5	2.56	1.60
40	5	2.56	1.60
41	5	2.56	1.60
42	5	2.56	1.60
43	5	2.56	1.60

บทที่ 4

ผลการวิจัย

การวิจัยนี้ แบ่งการศึกษาเป็นสองส่วน ได้แก่ การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในหอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกันโดยการปรับปรุงรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำของบริษัทผู้ผลิตรายหนึ่ง และทดสอบค่าพารามิเตอร์ที่มีผลกับการถ่ายเทความร้อนซึ่งประกอบด้วย ความสัมพันธ์อัตราการไหลของอากาศที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล และความสัมพันธ์อัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ส่วนที่สองเป็นการศึกษาการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นบริเวณทางออกของหอทำความเย็น โดยใช้ภาษาซีในการเขียนโปรแกรม ผลการทดสอบสรุปเป็นหัวข้อได้ดังนี้

1. ความสัมพันธ์อัตราการไหลของอากาศที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล

1.1 ผลการทดสอบของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิม

1.2 ผลการทดสอบของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบใหม่

1.3 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิม

และแบบใหม่

2. ความสัมพันธ์อัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

2.1 ผลการทดสอบของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิม

2.2 ผลการทดสอบของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบใหม่

2.3 การเปรียบเทียบผลการทดสอบของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิม

และแบบใหม่

3. การคำนวณตัวประกอบการถ่ายเทความร้อน (KaV) และผลการทำนายอุณหภูมิน้ำสเปรย์และน้ำเย็นบริเวณทางออกของหอทำความเย็น จากโปรแกรม

1. ความสัมพันธ์อัตราการไหลของอากาศที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล

โดยเงื่อนไขการศึกษาประกอบด้วยกัน 4 กรณีศึกษา ดังแสดงในตารางที่ 4.1

ตาราง 4 เงื่อนไขการศึกษา

กรณีศึกษา	อัตราการไหล ของน้ำสเปร์ย์ (m ³ /hr)	อัตราการ ไหลของน้ำ ในระบบปิด (m ³ /hr)	อุณหภูมิ น้ำร้อน (°C)	ความเร็วของอากาศ (m/s)
1	6.00	2.56	40	1.34, 1.42, 1.50, 1.59, 1.67
2	8.00	2.56	40	1.34, 1.42, 1.50, 1.59, 1.67
3	10.00	2.56	40	1.34, 1.42, 1.50, 1.59, 1.67
4	12.00	2.56	40	1.34, 1.42, 1.50, 1.59, 1.67

ผลการทดสอบของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิม

ดังแสดงในตาราง 5-6

กรณีศึกษา 1

ตาราง 5 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปร์ย์ 6 m³/hr (แบบเดิม)

อุณหภูมิ (°C)			ความเร็วของอากาศ (m/s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)			เอนทาลปี (kJ/kg)			h _{LM}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (kg/s.m ²)
น้ำร้อน	น้ำเย็น	น้ำสเปร์ย์เฉลี่ย			อากาศ	น้ำในระบบปิด	น้ำสเปร์ย์	อากาศขาเข้า	อากาศขาออก	ผิวสัมผัสน้ำ/อากาศ		
41.77	35.87	32.23	1.34	1.15	166.57	42.41	199.20	77.51	83.80	111.98	31.22	0.18
41.53	35.63	32.04	1.42	1.15	176.98	42.41	199.20	77.52	83.44	110.88	30.30	0.18
41.53	35.60	31.81	1.50	1.15	187.39	42.41	199.20	78.74	84.36	109.54	27.89	0.20
41.50	35.60	31.79	1.59	1.15	197.80	42.41	199.20	77.92	83.22	109.41	28.76	0.19
41.50	35.47	31.60	1.67	1.15	208.21	42.41	199.20	77.93	83.07	108.33	27.75	0.21

กรณีศึกษา 2

ตาราง 6 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 8 m³/hr (แบบเดิม)

อุณหภูมิ (°C)			ความเร็วของอากาศ (m/s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)			เอนทาลปี (kJ/kg)			h _{LM}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (kg/s.m ²)
น้ำร้อน	น้ำเย็น	น้ำสเปรย์เฉลี่ย			อากาศ	น้ำในระบบปิด	น้ำสเปรย์	อากาศขาเข้า	อากาศขาออก	ผิวสัมผัสน้ำ/อากาศ		
41.47	35.10	31.83	1.34	1.15	166.57	42.41	199.20	77.52	84.31	109.66	28.62	0.21
41.40	35.00	31.72	1.42	1.15	176.98	42.41	199.20	77.92	84.34	109.03	27.78	0.22
41.27	34.70	31.64	1.50	1.15	187.39	42.41	199.20	76.70	82.92	108.59	28.66	0.22
41.20	34.73	31.48	1.59	1.15	197.80	42.41	199.20	78.35	84.16	107.63	26.27	0.23
41.30	34.68	31.49	1.67	1.15	208.21	42.41	199.20	77.92	83.57	107.72	26.88	0.23

กรณีศึกษา 3

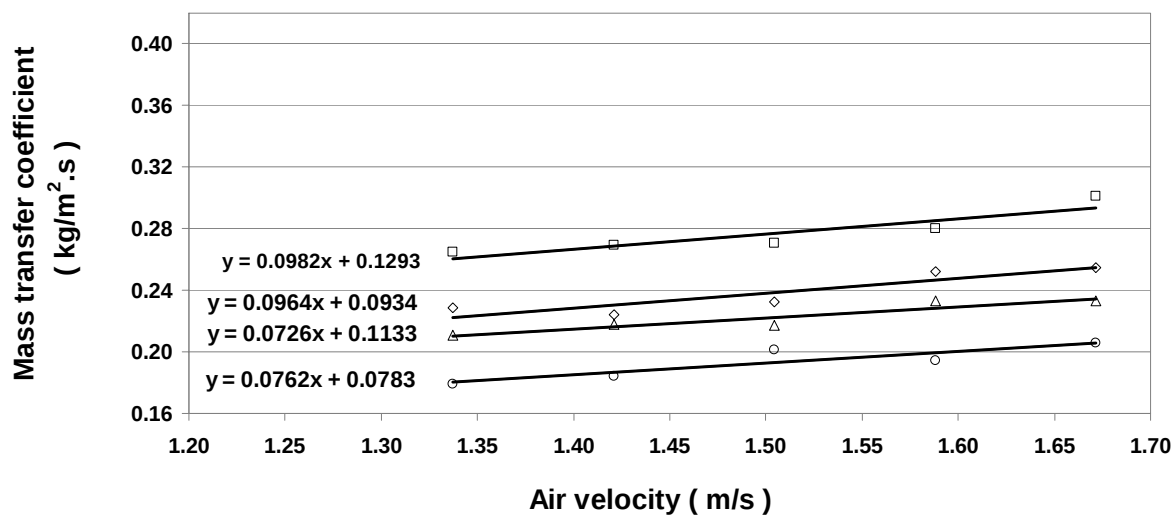
ตาราง 7 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 10 m³/hr (แบบเดิม)

อุณหภูมิ (°C)			ความเร็วของอากาศ (m/s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)			เอนทาลปี (kJ/kg)			h _{LM}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (kg/s.m ²)
น้ำร้อน	น้ำเย็น	น้ำสเปรย์เฉลี่ย			อากาศ	น้ำในระบบปิด	น้ำสเปรย์	อากาศขาเข้า	อากาศขาออก	ผิวสัมผัสน้ำ/อากาศ		
41.13	34.67	31.60	1.34	1.15	166.57	42.41	199.20	77.92	84.82	108.33	26.81	0.23
41.23	34.63	31.53	1.42	1.15	176.98	42.41	199.20	76.67	83.29	107.96	27.84	0.22
41.23	34.53	31.41	1.50	1.15	187.39	42.41	199.20	76.68	83.03	107.27	27.28	0.23
41.27	34.37	31.16	1.59	1.15	197.80	42.41	199.20	76.70	82.89	105.84	25.92	0.25
41.50	34.33	31.13	1.67	1.15	208.21	42.41	199.20	75.88	82.00	105.71	26.66	0.25

กรณีศึกษา 4

ตาราง 8 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 12 m³/hr (แบบเดิม)

อุณหภูมิ (°C)			ความเร็วของอากาศ (m/s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)			เอนทาลปี (kJ/kg)			h_{LM}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (kg/s.m ²)
น้ำร้อน	น้ำเย็น	น้ำสเปรย์เฉลี่ย			อากาศ	น้ำในระบบปิด	น้ำสเปรย์	อากาศขาเข้า	อากาศขาออก	ผิวสัมผัสน้ำ/อากาศ		
41.47	34.40	31.31	1.34	1.15	166.57	42.41	199.20	77.51	85.04	106.70	25.25	0.27
41.33	34.30	31.32	1.42	1.15	176.98	42.41	199.20	78.35	85.41	106.77	24.72	0.27
41.33	34.30	31.27	1.50	1.15	187.39	42.41	199.20	78.35	85.01	106.46	24.62	0.27
41.40	34.23	31.18	1.59	1.15	197.80	42.41	199.20	78.35	84.78	105.96	24.25	0.28
41.55	34.08	31.04	1.67	1.15	208.21	42.41	199.20	78.35	84.73	105.20	23.52	0.30



- กรณีศึกษา 1 (Spray water 6 m³/hr)
- ◇ กรณีศึกษา 3 (Spray water 10 m³/hr)
- △ กรณีศึกษา 2 (Spray water 8 m³/hr)
- กรณีศึกษา 4 (Spray water 12 m³/hr)

ภาพประกอบ 35 แสดงกราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลเปรียบเทียบกับความเร็วของอากาศกรณี

หอทำความเย็นรูปแบบเดิม

ผลจากการทดสอบทั้ง 4 กรณีศึกษานำผลมาเขียนกราฟเพื่อนำมาเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลดังแสดงในภาพประกอบ 35

ภาพประกอบ 35 แสดงกราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลเทียบกับความเร็วอากาศของหอทำความเย็นแบบการจัดวางแผ่กระจายละอองน้ำรูปแบบเดิม จากกราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่ $6 \text{ m}^3/\text{hr}$, $8 \text{ m}^3/\text{hr}$, $10 \text{ m}^3/\text{hr}$ และ $12 \text{ m}^3/\text{hr}$ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ซึ่งผลจากการที่มวลของน้ำระเหยมากขึ้นจะเกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัส (Latent heat) เพิ่มขึ้น ดังนั้นน้ำสเปรย์รอบผิวสัมผัสระหว่างน้ำและอากาศมีอุณหภูมิลดลง เนื่องจากน้ำสเปรย์ถ่ายเทความร้อนให้กับมวลน้ำที่ระเหย อุณหภูมิน้ำสเปรย์ที่ลดลง ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนของน้ำภายในคอลัมน์แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น ดังนั้นประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น

จากกราฟเปรียบเทียบระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลกับการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ แนวโน้มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลจะเพิ่มขึ้น เมื่ออัตราการไหลของน้ำสเปรย์เพิ่มขึ้น จากการศึกษาคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลของน้ำสเปรย์ที่ $8 \text{ m}^3/\text{hr}$, $10 \text{ m}^3/\text{hr}$, $12 \text{ m}^3/\text{hr}$ เพิ่มขึ้นจากอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่ $6 \text{ m}^3/\text{hr}$ เท่ากับ 5.21%, 7.60%, 10.04% ตามลำดับ และพิจารณาความชันของแต่ละกราฟจะมีค่าใกล้เคียงกัน แสดงให้เห็นว่าที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ระหว่าง 6-12 m^3/hr มีอัตราการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลใกล้เคียงกัน เมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้น รายละเอียดผลการทดสอบศึกษาเพิ่มเติมได้ (ในตารางภาคผนวก ข-1)

ผลการทดสอบของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบใหม่

ดังแสดงในตาราง 9 - 12

กรณีศึกษา 1

ตาราง 9 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล ที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 6.00 m³/hr(แบบใหม่)

อุณหภูมิ (°C)			ความเร็วของอากาศ (m/s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)			เอนทาลปี (kJ/kg)			h_{LH}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (kg/s.m ²)
น้ำร้อน	น้ำเย็น	น้ำสเปรย์เฉลี่ย			อากาศ	น้ำในระบบปิด	น้ำสเปรย์	อากาศขาเข้า	อากาศขาออก	ผิวสัมผัสน้ำ/อากาศ		
40.00	34.23	30.76	1.34	1.15	166.57	42.41	99.60	79.18	85.34	103.65	21.24	0.26
40.08	34.35	30.66	1.42	1.15	176.98	42.41	99.60	78.76	84.52	103.09	21.32	0.25
40.23	34.33	30.50	1.50	1.15	187.39	42.41	99.60	78.76	84.35	102.24	20.56	0.27
40.10	34.10	30.30	1.59	1.15	197.80	42.41	99.60	78.76	84.15	101.17	19.59	0.29
39.97	33.83	30.22	1.67	1.15	208.21	42.41	99.60	79.19	84.42	100.75	18.83	0.31

กรณีศึกษา 2

ตาราง 10 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล ที่อัตราการไหลน้ำสเปร์ย์ 8.00m³/hr (แบบใหม่)

อุณหภูมิ (°C)			ความเร็วของอากาศ (m/s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)			เอนทาลปี (kJ/kg)			h _{LM}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (kg/s.m ²)
น้ำร้อน	น้ำเย็น	น้ำสเปร์ย์เฉลี่ย			อากาศ	น้ำในระบบปิด	น้ำสเปร์ย์	อากาศขาเข้า	อากาศขาออก	ผิวสัมผัสน้ำ/อากาศ		
40.27	34.07	30.40	1.34	1.15	166.57	42.41	132.80	79.23	85.84	101.70	18.98	0.31
40.33	33.97	30.40	1.42	1.15	176.98	42.41	132.80	80.01	86.40	101.70	18.31	0.33
40.57	34.10	30.39	1.50	1.15	187.39	42.41	132.80	79.60	85.73	101.64	18.82	0.33
40.57	33.93	30.26	1.59	1.15	197.80	42.41	132.80	79.18	85.13	100.93	18.62	0.34
40.60	33.90	30.14	1.67	1.15	208.21	42.41	132.80	78.77	84.49	100.34	18.56	0.34

กรณีศึกษา 3

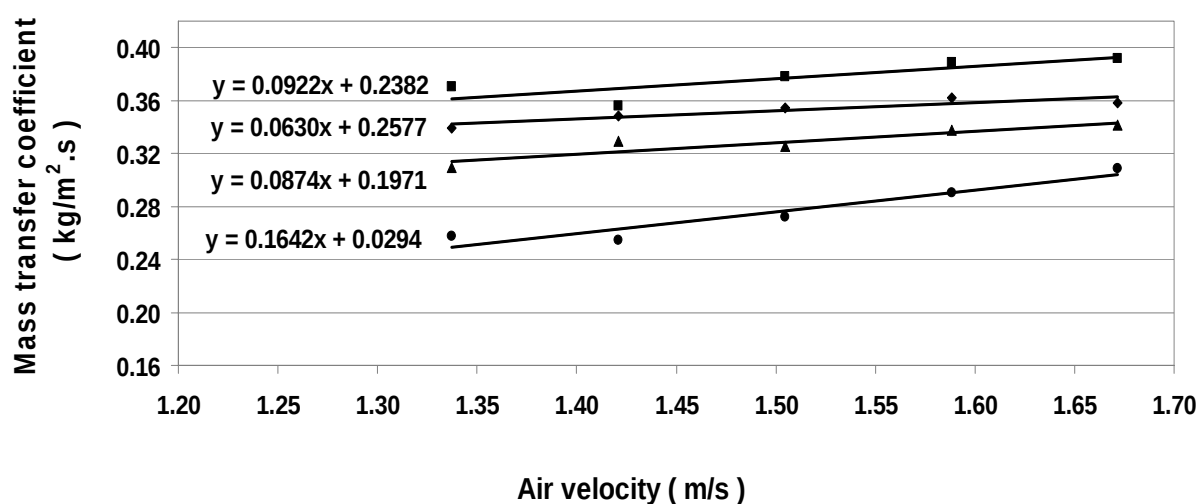
ตาราง 11 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปร์ย์ 10.00 m³/hr (แบบใหม่)

อุณหภูมิ (°C)			ความเร็วของอากาศ (m/s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)			เอนทาลปี (kJ/kg)			h _{LM}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (kg/s.m ²)
น้ำร้อน	น้ำเย็น	น้ำสเปร์ย์เฉลี่ย			อากาศ	น้ำในระบบปิด	น้ำสเปร์ย์	อากาศขาเข้า	อากาศขาออก	ผิวสัมผัสน้ำ/อากาศ		
41.03	34.05	30.49	1.34	1.15	166.57	42.41	166.00	78.76	86.19	102.20	19.49	0.34
41.03	34.00	30.38	1.42	1.15	176.98	42.41	166.00	78.77	85.82	101.59	19.08	0.35
41.15	34.02	30.42	1.50	1.15	187.39	42.41	166.00	79.17	85.93	101.82	19.08	0.35
41.20	34.00	30.34	1.59	1.15	197.80	42.41	166.00	79.18	85.64	101.41	18.81	0.36
41.20	33.97	30.29	1.67	1.15	208.21	42.41	166.00	78.75	84.92	101.11	19.11	0.36

กรณีศึกษา 4

ตาราง 12 ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 12.00 m³/hr (แบบใหม่)

อุณหภูมิ (°C)			ความเร็วของอากาศ (m/s)	ความหนาแน่นอากาศ (kg/m ³)	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)			เอนทาลปี (kJ/kg)			h_{LH}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (kg/s.m ²)
น้ำร้อน	น้ำเย็น	น้ำสเปรย์เฉลี่ย			อากาศ	น้ำในระบบปิด	น้ำสเปรย์	อากาศขาเข้า	อากาศขาออก	ผิวสัมผัสน้ำ/อากาศ		
41.05	33.60	30.39	1.34	1.15	166.57	42.41	199.20	78.35	86.30	101.66	19.06	0.37
41.33	33.83	30.36	1.42	1.15	176.98	42.41	199.20	77.51	85.04	101.48	19.97	0.36
41.23	33.55	30.28	1.50	1.15	187.39	42.41	199.20	77.96	85.23	101.03	19.21	0.38
41.08	33.35	30.17	1.59	1.15	197.80	42.41	199.20	77.96	84.89	100.46	18.82	0.39
41.30	33.43	30.10	1.67	1.15	208.21	42.41	199.20	77.53	84.25	100.10	19.02	0.39



- กรณีศึกษา 1 (Spray water 6 m³/hr)
- ▲ กรณีศึกษา 2 (Spray water 8 m³/hr)
- ◆ กรณีศึกษา 3 (Spray water 10 m³/hr)
- กรณีศึกษา 4 (Spray water 12 m³/hr)

ภาพประกอบ 36 แสดงกราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลเปรียบเทียบกับความเร็วของอากาศกรณี
หอทำความเย็นรูปแบบใหม่

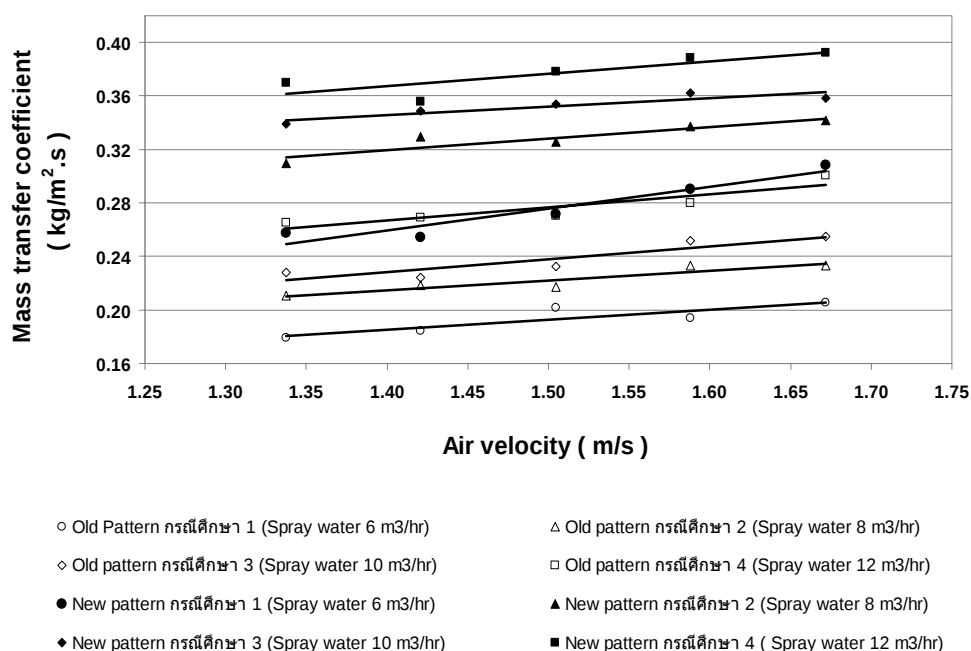
ผลจากการทดสอบทั้ง 4 กรณีศึกษานำผลมาเขียนกราฟเพื่อเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลในแต่ละกรณีศึกษา ซึ่งผลการทดสอบดังแสดงในภาพประกอบ 36

ภาพประกอบ 36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลของแผงกระจายละอองน้ำแบบใหม่ การทดสอบได้ดำเนินการเช่นเดียวกับการหาค่าความเย็นรูปแบบเดิมที่ค่าอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่ $6 \text{ m}^3/\text{hr}$, $8 \text{ m}^3/\text{hr}$, $10 \text{ m}^3/\text{hr}$ และ $12 \text{ m}^3/\text{hr}$ พบว่าค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทมวลขึ้นอยู่กับความเร็วอากาศในหอทำความเย็น ซึ่งจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้น จากการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลของน้ำสเปรย์ที่ $8 \text{ m}^3/\text{hr}$, $10 \text{ m}^3/\text{hr}$, $12 \text{ m}^3/\text{hr}$ จะสูงกว่าอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ $6 \text{ m}^3/\text{hr}$ เท่ากับ 2.95 %, 4.54 %, 8.40 % ตามลำดับ

พิจารณาความชันของแต่ละกราฟจะมีค่าใกล้เคียงกัน ยกเว้นกรณีศึกษา 1 แสดงให้เห็นว่าที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ระหว่าง 8 -12 m^3/hr มีอัตราการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลใกล้เคียงกัน เมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้น (รายละเอียดผลการทดสอบศึกษาเพิ่มเติมได้ในตารางภาคผนวก ข-2)

การเปรียบเทียบผลการทดสอบของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิมและแบบใหม่

ผลการทดสอบแสดงในภาพประกอบ 4.3



ภาพประกอบ 37 กราฟแสดงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลของหอทำความเย็นรูปแบบเดิมเปรียบเทียบกับรูปแบบใหม่

ภาพประกอบ 37 แสดงกราฟเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลระหว่างหอทำความเย็นการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิมและแบบใหม่ ซึ่งทุกกรณีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้น และค่าความชันของกราฟมีค่าใกล้เคียงกันทั้งการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำทั้งสองแบบ แสดงให้เห็นว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลมีการเพิ่มขึ้นในอัตราที่ใกล้เคียงกันเมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้น โดยการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำทั้งสองรูปแบบอัตราการเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 8.58 % และ 10.17 % ของความเร็วลมที่เพิ่มขึ้นในการจัดวางรูปแบบเดิมและใหม่ตามลำดับ ซึ่งแบบใหม่มีอัตราการเพิ่มมากกว่าแบบเดิม

การเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบใหม่และการจัดวางแบบเดิม ซึ่งการจัดวางแบบใหม่จะสูงกว่า โดยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลจะเพิ่มจากเดิมที่อัตราการไหลน้ำสเปรย์ 6 m³/hr, 8 m³/hr, 10 m³/hr, 12 m³/hr โดยเฉลี่ยเท่ากับ 8.35 %, 10.61 %, 11.41 %, 9.99 % ดังนั้น ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบใหม่ จะสูงกว่าแบบเดิม ซึ่งผลอันเนื่องมาจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลมากกว่าแบบเดิม

2. ความสัมพันธ์อัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่ผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

โดยเงื่อนไขการศึกษาประกอบด้วยกัน 5 กรณีศึกษา ดังแสดงในตาราง 13

ตาราง 13 เงื่อนไขการศึกษา

กรณีศึกษา	ความเร็วของอากาศ (m/s)	อัตราการไหลของน้ำในระบบปิด (m ³ /hr)	อุณหภูมิ น้ำร้อน (°C)	อัตราการไหลของน้ำสเปรย์ (m ³ /hr)
1	1.34	2.56	40	6, 8, 10, 12
2	1.42	2.56	40	6, 8, 10, 12
3	1.50	2.56	40	6, 8, 10, 12
4	1.59	2.54	40	6, 8, 10, 12
5	1.67	2.56	40	6, 8, 10, 12

ผลการทดสอบของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิม

ผลการทดสอบดังแสดงในตาราง 14 - 18

กรณีศึกษา 1

ตาราง 14 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.34 m/s (แบบเดิม)

อัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์ (m ³ /hr)	อุณหภูมิ		อัตราการไหลเชิง มวล		TLM	K(kJ/m ² .s)	Pr	Re	α_w (kJ/m ² .°C)	α_{spray} (kJ/m ² .°C)
	น้ำร้อน (°C)	น้ำเย็น (°C)	อากาศ (kg/min)	น้ำในระบบปิด (kg/min)						
6	41.77	35.87	166.6	42.41	7.78	0.72	4.53	13739	4.89	0.85
8	41.47	35.10	166.6	42.41	7.54	0.80	4.53	13739	4.89	0.97
10	41.13	34.67	166.6	42.41	7.12	0.86	4.53	13739	4.89	1.06
12	41.47	34.40	166.6	42.41	7.31	0.91	4.53	13739	4.89	1.14

กรณีศึกษา 2

ตาราง 15 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.42 m/s (แบบเดิม)

อัตราการไหลของน้ำสเปย์ (m^3/hr)	อุณหภูมิ		อัตราการไหลเชิงมวล		TLM	$K(\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{s})$	Pr	Re	α_w ($\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)	α_{spray} ($\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
	น้ำร้อน ($^\circ\text{C}$)	น้ำเย็น ($^\circ\text{C}$)	อากาศ (kg/min)	น้ำในระบบปิด (kg/min)						
6	41.53	35.63	177	42.41	7.82	0.71	4.53	13739	4.89	0.85
8	41.40	35.00	177	42.41	7.66	0.79	4.53	13739	4.89	0.96
10	41.23	34.63	177	42.41	7.24	0.86	4.53	13739	4.89	1.06
12	41.33	34.40	177	42.41	7.29	0.90	4.53	13739	4.89	1.12

กรณีศึกษา 3

ตาราง 16 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.50 m/s (แบบเดิม)

อัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์ (m^3/hr)	อุณหภูมิ		อัตราการไหลเชิงมวล		TLM	$K(\text{kJ}/\text{m}^2.\text{s})$	Pr	Re	$\alpha_w (\text{kJ}/\text{m}^2.\text{°C})$	$\alpha_{\text{spray}} (\text{kJ}/\text{m}^2.\text{°C})$
	น้ำร้อน ($^{\circ}\text{C}$)	น้ำเย็น ($^{\circ}\text{C}$)	อากาศ (kg/min)	น้ำในระบบปิด (kg/min)						
6	41.53	35.60	187.4	42.41	8.07	0.69	4.53	13739	4.89	0.82
8	41.27	34.70	187.4	42.41	7.40	0.84	4.53	13739	4.89	1.03
10	41.23	34.53	187.4	42.41	7.42	0.85	4.53	13739	4.89	1.05
12	41.33	34.30	187.4	42.41	7.26	0.91	4.53	13739	4.89	1.15

กรณีศึกษา 4

ตาราง 17 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.59 m/s (แบบเดิม)

อัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์ (m^3/hr)	อุณหภูมิ		อัตราการไหลเชิงมวล		TLM	$K(\text{kJ}/\text{m}^2.\text{s})$	Pr	Re	$\alpha_w (\text{kJ}/\text{m}^2.\text{°C})$	$\alpha_{\text{spray}} (\text{kJ}/\text{m}^2.\text{°C})$
	น้ำร้อน ($^{\circ}\text{C}$)	น้ำเย็น ($^{\circ}\text{C}$)	อากาศ (kg/min)	น้ำในระบบปิด (kg/min)						
6	41.50	35.60	197.8	42.41	7.99	0.70	4.53	13739	4.89	0.82
8	41.20	34.73	197.8	42.41	7.58	0.81	4.53	13739	4.89	0.98
10	41.27	34.37	197.8	42.41	7.57	0.86	4.53	13739	4.89	1.06
12	41.40	34.23	197.8	42.41	7.34	0.92	4.53	13739	4.89	1.16

กรณีศึกษา 5

ตาราง 18 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.67 m/s (แบบเดิม)

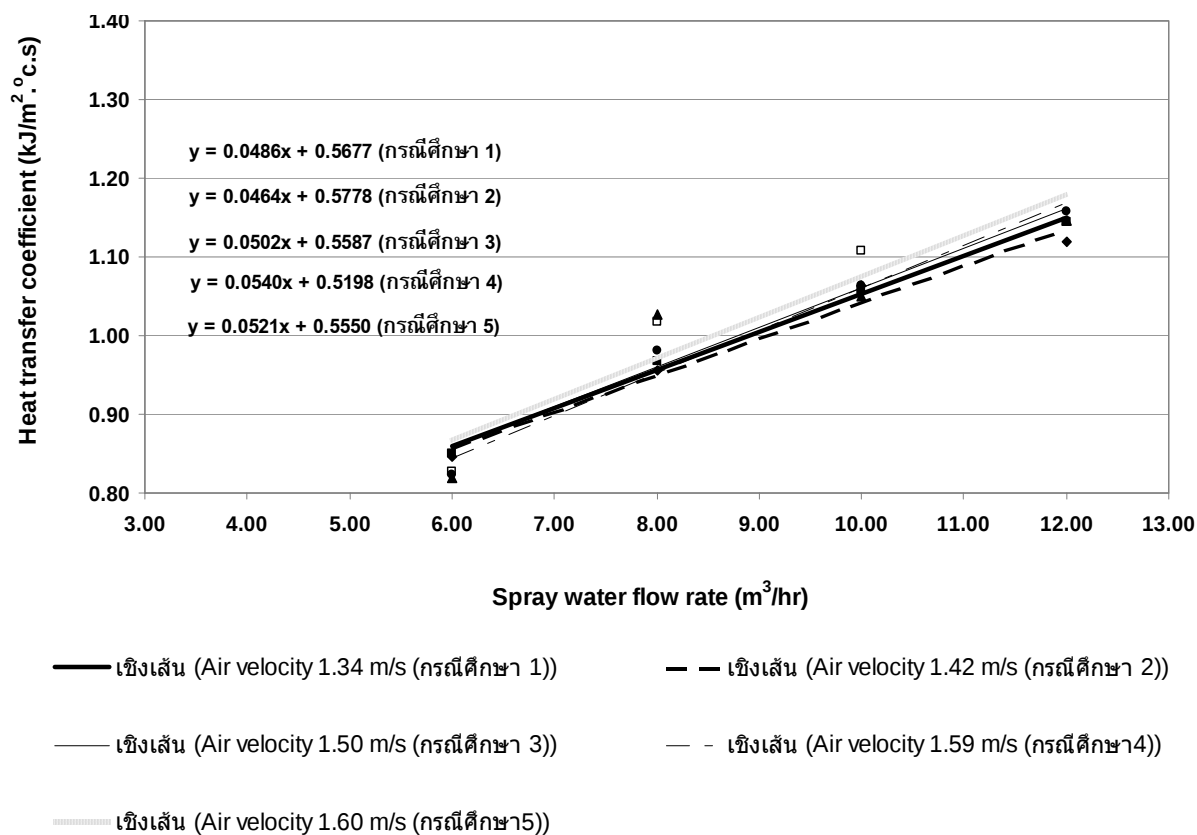
อัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์ (m^3/hr)	อุณหภูมิ		อัตราการไหลเชิงมวล		TLM	$K(\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{s})$	Pr	Re	$\alpha_w (\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\alpha_{\text{spray}} (\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
	น้ำร้อน ($^\circ\text{C}$)	น้ำเย็น ($^\circ\text{C}$)	อากาศ (kg/min)	น้ำในระบบปิด (kg/min)						
6	41.50	35.47	208.2	42.41	8.15	0.70	4.53	13739	4.89	0.83
8	41.30	34.68	208.2	42.41	7.53	0.83	4.53	13739	4.89	1.02
10	41.50	34.33	208.2	42.41	7.61	0.89	4.53	13739	4.89	1.11
12	41.55	34.18	208.2	42.41	7.63	0.91	4.53	13739	4.89	1.14

ผลการทดสอบทั้ง 5 กรณีศึกษานำมาเขียนกราฟเพื่อเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิมในแต่ละกรณีศึกษา ซึ่งผลการทดสอบดังกล่าวแสดงในภาพประกอบ 37

จากภาพประกอบ 37 การศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิม ผลการทดสอบแสดงในภาพประกอบ 4.4 พบว่าที่ทุกค่าของความเร็วอากาศ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์เพิ่มขึ้น และการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วของอากาศต่างๆ พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าแตกต่างกันไม่มาก สังเกตจากกราฟจะเกาะกลุ่มกันทั้งนี้แสดงว่าค่าความเร็วอากาศส่งผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน น้อยกว่าเมื่อเทียบกับอัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์

พิจารณาค่าความชันในแต่ละกราฟจะมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งแสดงให้เห็นความเร็วของอากาศระหว่าง 1.34-1.67 m/s สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีการเพิ่มขึ้นในอัตราที่ใกล้เคียงกันเมื่ออัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์เพิ่มมากขึ้น คิดเป็นเปอร์เซ็นต์อัตราเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท

ความร้อนเท่ากับ 4.86%, 4.64%, 5.02%, 5.02%, 4.86% ของอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่เพิ่มขึ้น ในการศึกษา 1-5 ตามลำดับ Z รายละเอียดผลการทดสอบศึกษาเพิ่มเติมได้ในตารางภาคผนวก ข-1)



ภาพประกอบ 37 แสดงกราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเปรียบเทียบกับอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ของหอทำความเย็นรูปแบบเดิม

ผลการทดสอบของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบใหม่

ผลการทดสอบดังแสดงในตาราง 19 - 23

กรณีศึกษา 1

ตาราง 19 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.34 m/s (แบบใหม่)

อัตราการไหลของน้ำสเปย์ (m ³ /hr)	อุณหภูมิ (°C)		อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)		TLM	K(kJ/m ² .s)	Pr	Re	α_w (kJ/m ² .°C)	α_{spray} (kJ/m ² .°C)
	น้ำร้อน	น้ำเย็น	อากาศ	น้ำในระบบปิด						
6	40.00	34.23	166.57	42.41	6.70	0.81	4.53	13739	4.89	0.99
8	40.27	34.07	166.57	42.41	7.09	0.83	4.53	13739	4.89	1.01
10	41.03	34.05	166.57	42.41	7.26	0.91	4.53	13739	4.89	1.13
12	41.05	33.60	166.57	42.41	7.11	0.99	4.53	13739	4.89	1.27

กรณีศึกษา 2

ตาราง 20 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.42 m/s (แบบใหม่)

อัตราการไหลของน้ำสเปย์ (m ³ /hr)	อุณหภูมิ (°C)		อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)		TLM	K(kJ/m ² .s)	Pr	Re	α_w (kJ/m ² .°C)	α_{spray} (kJ/m ² .°C)
	น้ำร้อน	น้ำเย็น	อากาศ	น้ำในระบบปิด						
6	40.08	34.35	176.98	42.41	6.91	0.78	4.53	13739	4.89	0.95
8	40.33	33.97	176.98	42.41	7.11	0.84	4.53	13739	4.89	1.04
10	41.03	34.00	176.98	42.41	7.61	0.87	4.53	13739	4.89	1.08
12	41.33	33.83	176.98	42.41	7.38	0.96	4.53	13739	4.89	1.22

กรณีศึกษา 3

ตาราง 21 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.50 m/s (แบบใหม่)

อัตราการไหลของน้ำสเปย์ (m ³ /hr)	อุณหภูมิ (°C)		อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)		TLM	K(kJ/m ² .s)	Pr	Re	α_w (kJ/m ² .°C)	α_{spray} (kJ/m ² .°C)
	น้ำร้อน	น้ำเย็น	อากาศ	น้ำในระบบปิด						
6	40.23	34.33	187.39	42.41	7.11	0.78	4.53	13739	4.89	0.95
8	40.57	34.10	187.39	42.41	7.40	0.82	4.53	13739	4.89	1.01
10	41.15	34.02	187.39	42.41	7.42	0.91	4.53	13739	4.89	1.14
12	41.23	33.55	187.39	42.41	7.33	0.99	4.53	13739	4.89	1.26

กรณีศึกษา 4

ตาราง 22 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.59 m/s (แบบใหม่)

อัตราการไหลของน้ำสเปย์ (m ³ /hr)	อุณหภูมิ (°C)		อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)		TLM	K(kJ/m ² .s)	Pr	Re	α_w (kJ/m ² .°C)	α_{spray} (kJ/m ² .°C)
	น้ำร้อน	น้ำเย็น	อากาศ	น้ำในระบบปิด						
6	40.10	34.00	197.80	42.41	7.33	0.79	4.53	13739	4.89	0.95
8	40.57	33.93	197.80	42.41	7.54	0.83	4.53	13739	4.89	1.02
10	41.20	34.00	197.80	42.41	7.61	0.89	4.53	13739	4.89	1.11
12	41.08	33.45	197.80	42.41	7.17	1.00	4.53	13739	4.89	1.29

กรณีศึกษา 5

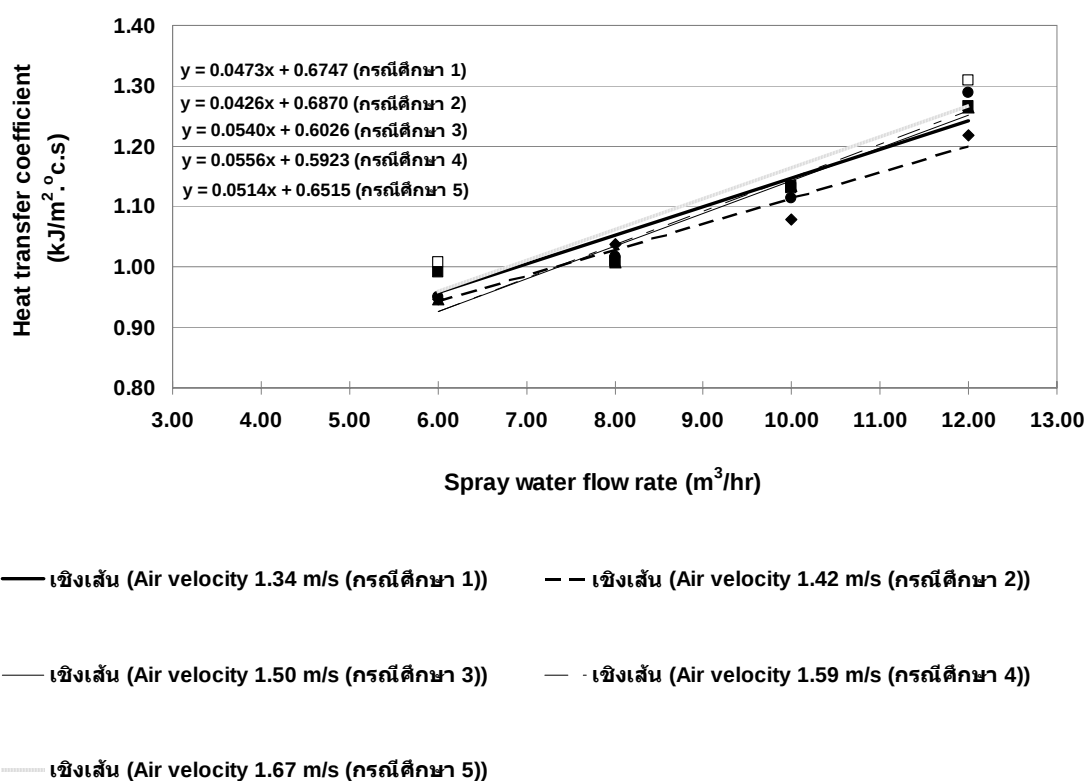
ตาราง 23 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วคงที่ 1.67 m/s (แบบใหม่)

อัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์ (m ³ /hr)	อุณหภูมิ (°C)		อัตราการไหลเชิงมวล (kg/min)		TLM	K(kJ/m ² .s)	Pr	Re	α_w (kJ/m ² .°C)	α_{spray} (kJ/m ² .°C)
	น้ำร้อน	น้ำเย็น (	อากาศ	น้ำในระบบปิด						
6	39.97	33.83	208.21	42.41	7.03	0.82	4.53	13739	4.89	1.01
8	40.60	33.90	208.21	42.41	7.67	0.82	4.53	13739	4.89	1.01
10	41.20	33.97	208.21	42.41	7.55	0.90	4.53	13739	4.89	1.13
12	41.30	33.43	208.21	42.41	7.32	1.02	4.53	13739	4.89	1.31

ผลการทดสอบทั้ง 5 กรณีศึกษานำมาเขียนกราฟเพื่อเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบใหม่ในแต่ละกรณีศึกษา ซึ่งผลการทดสอบดังกล่าวแสดงในภาพประกอบ 38

จากภาพประกอบ 38 การศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผงกระจายละอองน้ำแบบใหม่ ผลการทดสอบแสดงในภาพประกอบ 4.5 พบว่าที่ทุกค่าของความเร็วอากาศ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์เพิ่มขึ้น และการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความเร็วของอากาศต่างๆ พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าแตกต่างกันไม่มาก สังเกตจากกราฟจะเกาะกลุ่มกันทั้งนี้แสดงว่าค่าความเร็วอากาศส่งผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน น้อยกว่าเมื่อเทียบกับอัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์

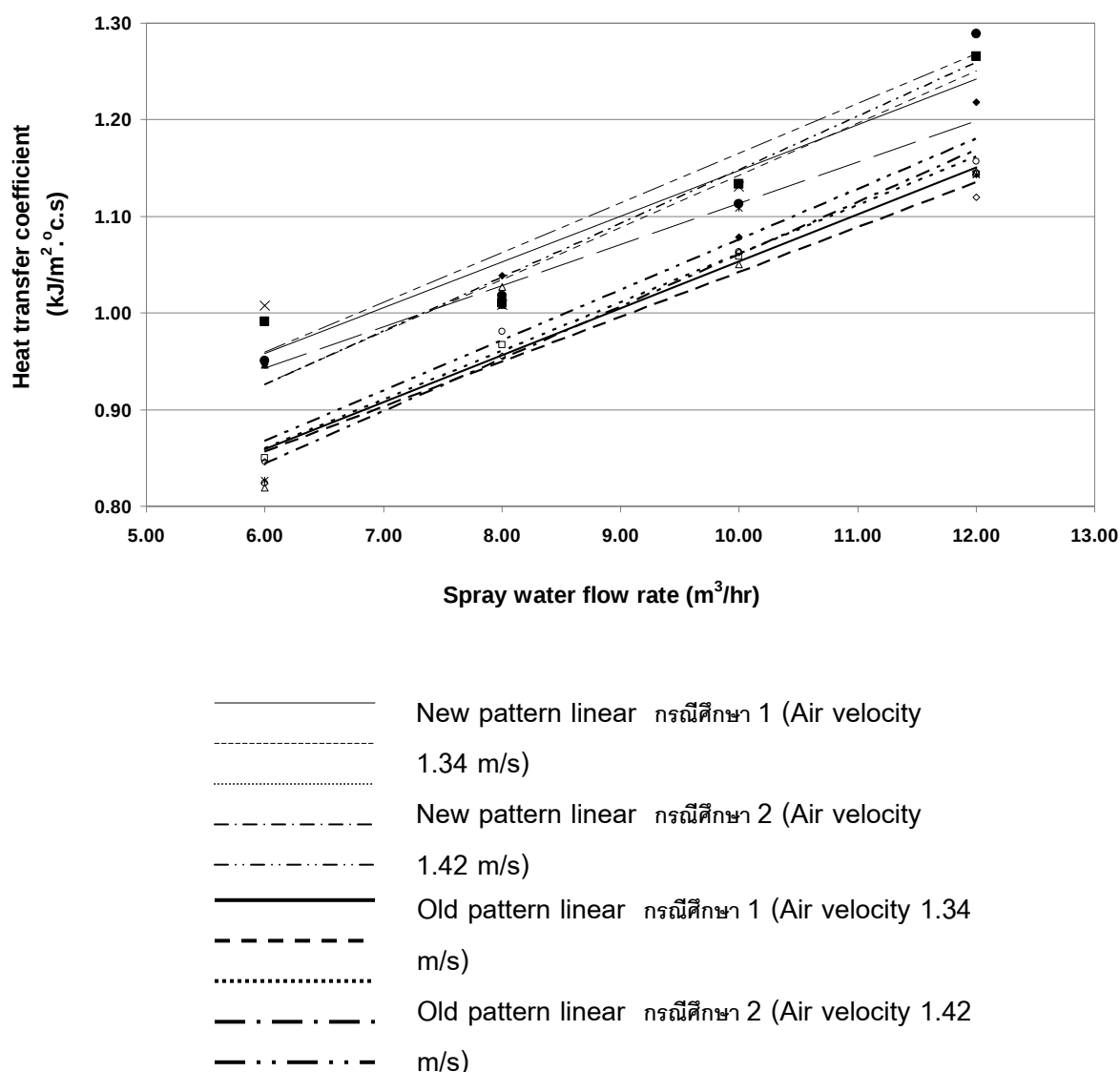
พิจารณาค่าความชันในแต่ละกราฟจะมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งแสดงให้เห็นความเร็วของอากาศระหว่าง 1.34-1.67 m/s สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีการเพิ่มขึ้นในอัตราที่ใกล้เคียงกันเมื่ออัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์เพิ่มมากขึ้น (รายละเอียดผลการทดสอบศึกษาเพิ่มเติมได้ในตารางภาคผนวก ข-2)



ภาพประกอบ 38 แสดงกราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเปรียบเทียบกับอัตราการไหลของน้ำสเปรย์

การเปรียบเทียบผลการทดสอบของแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิมและแบบใหม่
ผลการทดสอบแสดงในภาพประกอบ 39

จากภาพประกอบ 39 แสดงกราฟเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิมและแบบใหม่ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบใหม่จะสูงกว่าการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิม โดยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มจากเดิมที่ความเร็วอากาศ 1.34 m/s, 1.42 m/s, 1.50 m/s, 1.59 m/s และ 1.67 m/s โดยเฉลี่ยเท่ากับ 9.53 %, 7.5 %, 7.81 %, 8.69 % และ 9.02 % ตามลำดับ

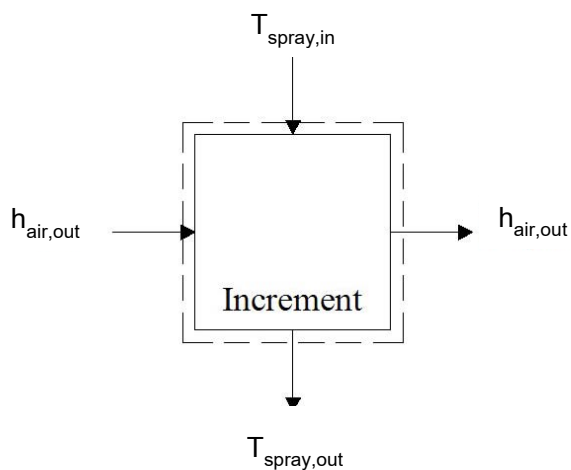


ภาพประกอบ 39 แสดงกราฟสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเปรียบเทียบกับอัตราการไหลของน้ำสเปรย์

3. การคำนวณตัวประกอบการถ่ายเทความร้อน (KaV) และทำนายอุณหภูมิน้ำสเปรย์ขาออกจากหอทำความเย็นจากโปรแกรมและเปรียบเทียบผลกับการทดสอบ

ในการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นในหอทำความเย็นระบบปิดจำเป็นต้องทราบค่า อุณหภูมิ น้ำสเปรย์ขาออก และเอนทัลปีของอากาศที่ออกจากหอทำความเย็น ดังภาพประกอบ 4.7 เพื่อที่จะนำค่าดังกล่าวแทนค่าในสมการ (2-15) เพื่อหาอุณหภูมิน้ำขาออกในระบบปิด ซึ่งโปรแกรมจะแบ่งได้เป็นสองส่วนได้แก่ โปรแกรมการหาตัวประกอบการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำสเปรย์สู่อากาศ (KaV) ซึ่งในการเขียนโปรแกรมได้แบ่งจำนวนอินทรีย์เม้นท์เท่ากับ 1 และส่วนที่สองจะทำนายอุณหภูมิสเปรย์ขา

ออกและอุณหภูมิน้ำขาออกในระบบปิด ซึ่งผลการทดสอบและค่าที่คำนวณจากโปรแกรมดังแสดงในตาราง 24 และ 25



ภาพประกอบ 40 การวิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนใน อินครีเมนต์หนึ่งๆ

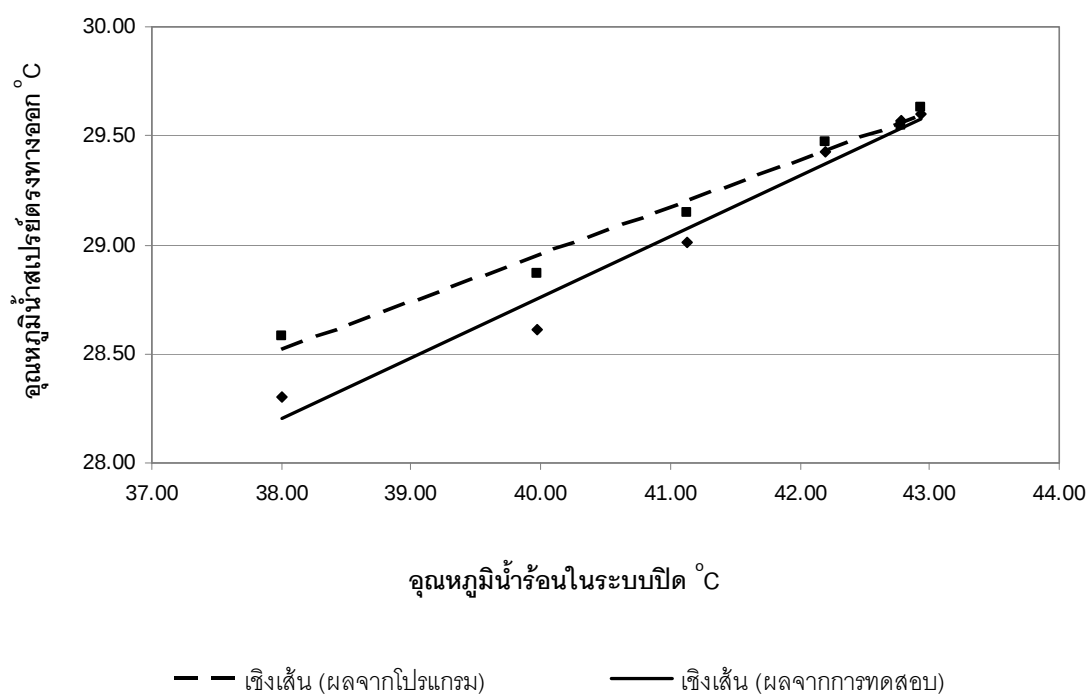
ตาราง 24 แสดงผลของอุณหภูมิน้ำสเปรย์จากการทดสอบและผลการคำนวณจากโปรแกรม

อุณหภูมิจากผลการทดสอบ (°C)				ผลการคำนวณจากโปรแกรม(°C)			
น้ำร้อน ในระบบ ปิด	น้ำเย็น ระบบ ปิด	น้ำสเปรย์ ขาเข้า	น้ำสเปรย์ขา ออก	KaV	KaV เฉลี่ย	อุณหภูมิน้ำ สเปรย์ขาออก	น้ำเย็น ระบบปิด
38.00	30.60	29.30	28.30	0.45	0.52	28.58	29.08
39.97	31.06	29.69	28.61	0.69		28.87	29.44
41.13	31.63	30.08	29.01	0.58		29.15	29.79
42.19	32.18	30.53	29.43	0.49		29.47	30.19
42.78	32.51	30.64	29.57	0.45		29.55	30.29
42.93	32.69	30.76	29.60	0.48		29.63	30.39

ตาราง 25 แสดงผลต่างอุณหภูมิน้ำจากการทดสอบและผลคำนวณจากโปรแกรม

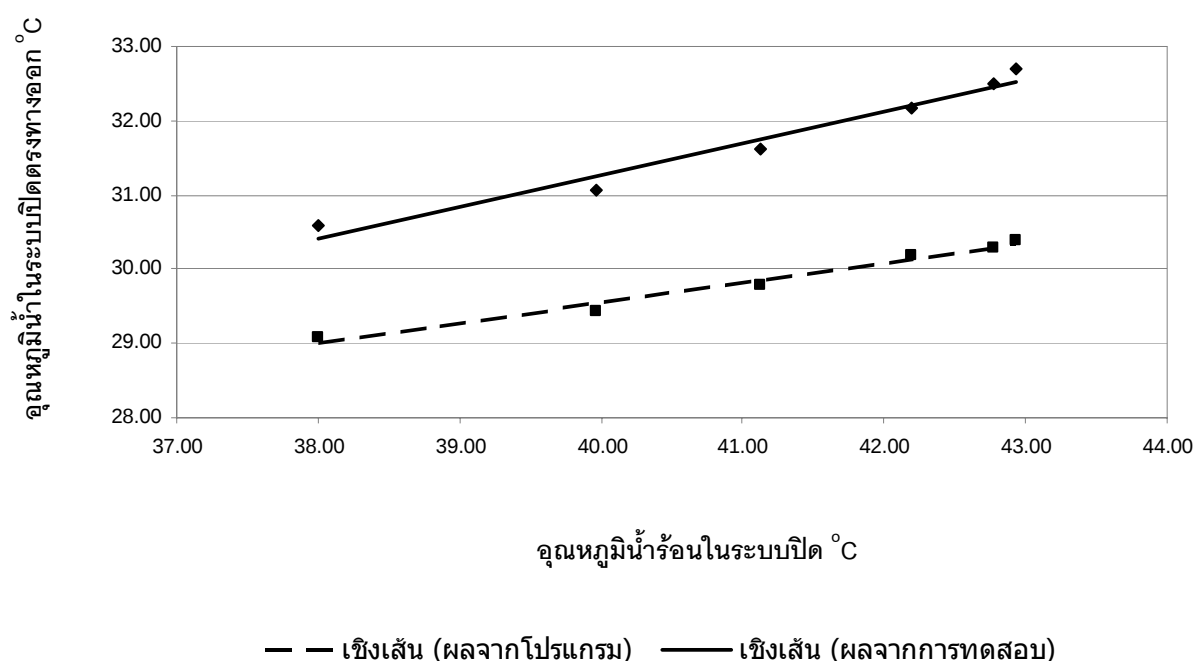
อุณหภูมิน้ำร้อน ในระบบปิด (°C)	ผลต่างอุณหภูมิน้ำจากผลทดสอบและ จากโปรแกรม (°C)		% ความคลาดเคลื่อนจากผลทดสอบ และจาก โปรแกรม	
	น้ำเย็นระบบปิด	น้ำสเปร์ย์ขาออก	น้ำเย็นในระบบปิด	น้ำสเปร์ย์
38.00	1.52	0.28	4.97%	0.99%
39.97	1.62	0.26	5.22%	0.91%
41.13	1.84	0.14	5.80%	0.47%
42.19	1.99	0.04	6.17%	0.15%
42.78	2.22	-0.02	7.83%	-0.07%
42.93	2.30	0.03	7.04%	0.10%

จากตาราง 24 นำมาเขียนกราฟเพื่อเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการทดสอบและผลทำนายจากโปรแกรมดังแสดงในภาพประกอบ 41



ภาพประกอบ 41 กราฟเปรียบเทียบการทำนายอุณหภูมิน้ำสเปร์ย์จากโปรแกรมและจากการทดสอบ

จากภาพประกอบ 41 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำสเปรย์ที่ได้จากการทดสอบและจากการคำนวณของโปรแกรม ซึ่งจากกราฟการทำนายอุณหภูมิจากโปรแกรมอุณหภูมิจะเข้าใกล้ผลการทดสอบเมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนในระบบปิดเพิ่มขึ้นโดยค่าความคลาดเคลื่อนระหว่างอุณหภูมิน้ำร้อน 38.00°C - 42.93°C เท่ากับ 0.10% - 0.99% ซึ่งค่าความคลาดเคลื่อนค่อนข้างต่ำเนื่องจากช่วงอุณหภูมิทำงานของน้ำสเปรย์อยู่ระหว่าง $28-30^{\circ}\text{C}$ และอุณหภูมิน้ำสเปรย์ที่ทำนายคลาดเคลื่อนไม่เกิน $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ซึ่งค่าความคลาดเคลื่อนดังกล่าวจะส่งผลกระทบกับการคำนวณอุณหภูมิน้ำร้อนในระบบปิดน้อยมาก ดังนั้นโปรแกรมทำนายอุณหภูมิน้ำสเปรย์ใช้ได้กับหอทำความเย็นนี้ที่ช่วงอุณหภูมิน้ำร้อนระหว่าง $38-43^{\circ}\text{C}$ ผลการทดสอบและตัวอย่างคำนวณดูรายละเอียดเพิ่มเติมได้ในภาพผนวก ค และ ง



ภาพประกอบ 42 กราฟเปรียบเทียบการทำนายอุณหภูมิในระบบปิดจากโปรแกรมและจากการทดสอบ

จากภาพประกอบ 42 ซึ่งเปรียบเทียบผลต่างอุณหภูมิน้ำเย็นในระบบปิดจากการทดสอบและจากการคำนวณของโปรแกรม ซึ่งเดิมการทำนายอุณหภูมิน้ำของแบบจำลองของ Armando Oliveira และ Jorge Facao [1] ใช้กับหอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลสวนทางขนาด 10 kW สำหรับงานวิจัยนี้ได้นำแบบจำลองดังกล่าวมาใช้ในกับหอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางทางขนาด 21 kW จากการคำนวณพบว่าโปรแกรมที่ได้พัฒนาขึ้นนี้สามารถนำมาทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นขาออกได้ อย่างไรก็ตามพบว่าผลการทำนายอุณหภูมิเย็นที่ออกจากหอทำความเย็นยังมีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ แต่ยังสามารถใช้ผลการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นจากโปรแกรมได้ เนื่องจากช่วงค่าความ

คลาดเคลื่อนของอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็นส่งผลกระทบต่อระบบค่อนข้างน้อย ซึ่งส่วนใหญ่จะใช้น้ำจากหอทำความเย็นไประบายความร้อนออกจากน้ำมันหล่อลื่น เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นที่ไประบายความร้อนเปลี่ยนแปลงสูงขึ้น 1-3 °C น้ำมันหล่อลื่นยังมีความสมบัติในการหล่อลื่นและระบบยังสามารถดำเนินการผลิตต่อไปได้ ดังนั้นผลการทำนายน้ำเย็นจากโปรแกรมจะต่ำกว่าที่ใช้งานจริง 1-3 °C จึงไม่ได้สร้างความเสียหายให้กับระบบ

พิจารณาความคลาดเคลื่อนจากการทำนายของโปรแกรมนี้อย่างหนึ่งเกิดจากการกำหนดให้อุณหภูมิน้ำสเปรย์คงที่ ถ้าเป็นหอทำความเย็นขนาดเล็กจะมีความแตกต่างของอุณหภูมิไม่มาก แต่ในการทดสอบนี้ค่าอุณหภูมิน้ำสเปรย์จะแตกต่างกันโดยเฉลี่ยที่ 1.23°C และผลจากตารางการทำอุณหภูมิน้ำเย็นระบบปิดจะคลาดเคลื่อนเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนเพิ่มขึ้น วิธีการคำนวณอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกหอทำความเย็นดูตัวอย่างคำนวณเพิ่มเติมได้ในภาคผนวก ง ส่วนรายละเอียดการเขียนโปรแกรมรายละเอียด

บทที่ 5

สรุปผล และข้อเสนอแนะ

1. สรุปผล

การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อนในหอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน (Closed wet cooling tower) โดยการปรับปรุงรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำ ผลการศึกษาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบใหม่จะสูงกว่าการจัดวางแบบเดิม เนื่องจากผลการทดสอบค่าพารามิเตอร์ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของรูปแบบใหม่สูงกว่าแบบเดิม โดยผลการทดสอบความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากน้ำในท่อถึงผิวน้ำสเปรย์สัมพันธ์กับอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ของหอทำความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิมและการจัดวางแบบใหม่ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำสเปรย์เพิ่มขึ้น โดยในการทดสอบที่ความเร็วของอากาศ 1.34 m/s, 1.42 m/s, 1.50 m/s, 1.59 m/s และ 1.67 m/s นั้นพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบใหม่เพิ่มขึ้นจากรูปแบบเดิมเฉลี่ยที่ 9.53%, 7.50%, 7.81%, 8.69% และ 9.02% ตามลำดับ และผลการศึกษาค่าความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลระหว่างผิวสัมผัสร่วมระหว่างน้ำสเปรย์และอากาศสัมพันธ์กับอัตราการไหลของอากาศหอทำความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงละอองน้ำแบบเดิมและการจัดวางแบบใหม่สำหรับผลการทดสอบพบว่าอัตราการถ่ายเทมวลจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้น โดยการทดสอบที่ อัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่ 6 m³/hr, 8 m³/hr, 10 m³/hr และ 12 m³/hr ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลของการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบใหม่เพิ่มขึ้นจากรูปแบบเดิมเฉลี่ยที่ 8.35%, 10.61%, 11.41% และ 9.99% ตามลำดับ

ผลการใช้โปรแกรมการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็นจากการใช้แบบจำลองของ Armando Oliveira และ Jorge Facao[1] ทำนายอุณหภูมิน้ำในระบบปิดเปรียบเทียบกับผลการทดลอง พบว่าโปรแกรมสามารถใช้ในการทำนายอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ออกจากระบบได้ซึ่งผลการทดสอบ ค่าอุณหภูมิน้ำร้อนระหว่าง 38.0°C ถึง 43.0 °C ค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ระหว่าง -3.63% ถึง -7.64% อย่างไรก็ตามผลที่ได้ยังมีค่าคลาดเคลื่อนอยู่ โดยค่าความคลาดเคลื่อนนี้จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ อุณหภูมิน้ำร้อนสูงขึ้น ผลของค่าความคลาดเคลื่อนนี้เนื่องจาก แบบจำลองได้กำหนดให้อุณหภูมิน้ำสเปรย์คง ซึ่งในการทดสอบจริงอุณหภูมิน้ำสเปรย์ขาเข้าและออกจะมีอุณหภูมิแตกต่างกัน โดยเฉลี่ยที่ 1.23°C

2. ข้อเสนอแนะทั่วไป

การทดสอบประสิทธิภาพของหอทำความเย็นในครั้งนี้อยู่ตำแหน่งในการติดตั้งชุดทดสอบหอทำความเย็นได้ติดตั้งนอกอาคารซึ่งเป็นที่โล่ง ในแต่ละวันที่ทดสอบสภาพอากาศมีความแตกต่างกันเช่น อุณหภูมิกระเปาะเปียก อุณหภูมิกระเปาะแห้ง ความเร็วของอากาศ ซึ่งเป็นตัวแปรที่ไม่สามารถควบคุมให้คงที่ได้ และตัวแปรเหล่านี้มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น ส่งผลให้การวิเคราะห์ผลการทดสอบมีค่าคลาดเคลื่อนจากความเป็นจริง ดังนั้นการออกแบบชุดทดสอบควรที่จะควบคุมตัวแปรเหล่านี้ได้

3. ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป

1. ในการทำนายอุณหภูมิน้ำที่ออกจากหอทำความเย็นในระบบปิด โดยแบบจำลองอาร์มาโด โอลิเวียรา; และจอร์ช ฟาเกา (Armando Oliveira; & Jorge Facao. 2002) จะกำหนดให้อุณหภูมิน้ำเสปร์ชเข้าและออกคงที่ ในทางปฏิบัติอุณหภูมิน้ำสเปร์ย์ตรงทางเข้าและทางออกยังมีความแตกต่างกัน เมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนในระบบปิดสูงขึ้น อุณหภูมิน้ำเย็นที่ทำนายจากโปรแกรมจะมีค่าความคลาดเคลื่อนเพิ่มขึ้น ผลเนื่องมาจากความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำสเปร์ย์มากขึ้น ดังนั้น รูปแบบจำลองที่จะทำนายอุณหภูมิน้ำควรพิจารณาอุณหภูมิน้ำสเปร์ย์ตรงทางเข้าและทางออก แทนการกำหนดให้อุณหภูมิน้ำสเปร์ย์คงที่
2. ในการพัฒนาโปรแกรมการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากระบบปิดควรศึกษาเพิ่มเติมในกรณีที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศเปลี่ยนแปลง เนื่องจากอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศมีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น
3. ควรศึกษาเพิ่มเติมในส่วนความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำร้อนในระบบปิดและอุณหภูมิน้ำสเปร์ย์ ซึ่งความสัมพันธ์ดังกล่าวจะสามารถนำไปออกแบบความสูงของแผงกระจายละอองน้ำได้ และจะเป็นประโยชน์ในด้านการออกแบบต่อไป

บรรณานุกรม

บรรณานุกรม

- ชัยภัทร์ เอื้อศิริพันธ์. (2545). การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของหอทำความเย็นแบบไหลขวางกันเพื่อการใช้งานในอุตสาหกรรม. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ. ถ่ายเอกสาร.
- พันธุ์ศักดิ์ อำนาคตระกูล. (2545). การศึกษาสมรรถนะและสมการคุณลักษณะเฉพาะการทดสอบของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์. ถ่ายเอกสาร.
- ภัทร กางกรณ์. (2548). การศึกษาผลกระทบของมุมใบพัดที่มีต่อสมรรถนะการระบายความร้อนของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์. ถ่ายเอกสาร.
- มนตรี พิรุณเกษตร. (2552, เมษายน). การหาขนาดของคูลลิ่งทาวเวอร์ชนิดไหลสวนทางตามทฤษฎีเมอร์เคิล. *เทคนิค* 209. 94-199.
- วิภาค อรรถจนกุล. (2528). การศึกษาสมรรถนะของหอทำน้ำเย็นชนิดพัมลมดูด. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร.
- วิศิษฐ์ ธีระเจตกุล. (2535). การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์และทดสอบแบบกระจายน้ำของหอระบายความร้อนชนิดลมอัดแบบไหลสวนทาง. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ. ถ่ายเอกสาร.
- สุระเดช ฉั่วสุวรรณ. (2540). การศึกษาประสิทธิภาพของพลาสติกฟิล์มที่ใช้ในหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูด. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์. ถ่ายเอกสาร.
- อนันต์ ฟองลมุล. (2549). การออกแบบหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางสำหรับอุตสาหกรรม. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์. ถ่ายเอกสาร.
- Armando Olivera; & Jorge Facao. (2002, April). Heat and mass transfer correlation for the design of small indirect contact cooling towers. *International Conference on Heat Transfer*. 8-10 April 2002, Kruger Part, South Africa.
- Cotter, I.A.; & J.D. Gurney. (1966). *Cooling Towers*. London: Maclaren & Son Ltd.

Gyu-Jin, & Seung-Moon Baek. (2008, December). Performance Characteristics of a Closed Circuit Cooling Tower with Multi Path. *Engineering and Technology*. 36: 2070-3740.

Pascal Stabat; & Dominique Marchio. (2004, July). Simplified model for indirect-contact evaporative cooling tower behaviour. *Journal of Applied Engineering* 78: 433-451.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่	m^2
a	พื้นที่แผ่กระจายละอองน้ำ	m^2
c_p	ความร้อนจำเพาะ	$J/kg\ K$
d	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ	m^2
E	ค่าการแผ่รังสี	
G	อัตราการการไหลมวลอากาศ	kg/s
h	เอนทาลปีจำเพาะ	J/kg
h_r	สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน	$J/s\ m^2\ ^\circ C$
h_A	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$W/m^2\ K$
K	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำในท่อ/น้ำสเปรย์/ผิวสัมผัสระหว่างน้ำสเปรย์	$W/m^2\ K$
Ka	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนเชิงปริมาตร	$J/m^3.s$
k	ค่าการนำความร้อน	$W/m\ K$
m	อัตราการไหลมวล	kg/s
NTU	จำนวนหน่วยการถ่ายโอนความร้อน	
q	ฮีทฟลักซ์	W/m^2
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W
Re	เรโนลด์นัมเบอร์	
T	อุณหภูมิ	$^\circ C, K$
T_h	ค่าอุณหภูมิที่ร้อนกว่า	$^\circ C, K$
T_c	ค่าอุณหภูมิที่เย็นกว่า	$^\circ C, K$
x	ความชื้นสมบูรณ์	kg_{water}/kg_{dryair}
α_m	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล	$kg/s\ m^2$
α_{spray}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวท่อภายนอกและน้ำสเปรย์	$W/m^2\ K$

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
α_w	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในคอยล์แลกเปลี่ยนความร้อน	$\text{W/m}^2 \text{ K}$
σ	ค่าคงที่ Stefan-Boltzmann	$\text{W/m}^2 \text{ K}^4$
W	ความกว้างของแผงกระจายละอองน้ำ	m
H	ความสูงแผงกระจายละอองน้ำ	m
Z	ความยาวแผงกระจายละอองน้ำ	m
V	ปริมาตรแผงกระจายละอองน้ำ	m^3

สัญลักษณ์กำกับล่าง

สัญลักษณ์	ความหมาย
air	อากาศ
ext	ภายนอก
i	ผิวสัมผัสระหว่างน้ำสเปรย์และอากาศ
in	ทางเข้า
int	ภายใน
LM	Logarithmic mean difference
out	ทางออก
sat	ที่ สภาวะอิ่มตัว
spray	น้ำสเปรย์
tube	ท่อ
w	น้ำในท่อ
db	อุณหภูมิกระเปาะแห้ง
wb	อุณหภูมิกระเปาะเปียก

ภาคผนวก ข

- ผลการทดสอบหาความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิม
- ผลการทดสอบหาความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบใหม่

ตารางผลการทดสอบหาค่าความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบเดิม

วันที่	อัตรา การ ไหลน้ำ สเปรย์ (m ³ /hr)	ความ เร็ว อากาศ (m/s)	อุณหภูมิ (°C)						
			น้ำ ร้อน ใน ระบบ ปิด	น้ำ เย็นใน ระบบ เปิด	น้ำ สเปรย์ ขาออก	น้ำ สเปรย์ ในอ่าง น้ำร้อน	น้ำ สเปรย์ ก่อน เข้า คอลล์	กระเปาะ แห้งของ อากาศ	กระเปาะ เปียก ของ อากาศ
29/ต.ค./09	6.00	1.34	41.77	35.87	32.70	33.33	30.67	31.5	25.4
29/ต.ค./09		1.42	41.53	35.63	32.57	33.17	30.40	31.2	25.4
29/ต.ค./09		1.50	41.53	35.60	32.37	32.93	30.13	31.9	25.7
29/ต.ค./09		1.59	41.50	35.60	32.30	32.87	30.20	31.5	25.5
29/ต.ค./09		1.67	41.50	35.47	32.17	32.67	29.97	31.4	25.5
29/ต.ค./09	8.00	1.34	41.47	35.10	32.17	33.03	30.30	31.3	25.4
29/ต.ค./09		1.42	41.40	35.00	32.10	32.97	30.10	31.7	25.5
29/ต.ค./09		1.50	41.27	34.70	31.97	32.87	30.10	31.1	25.2
29/ต.ค./09		1.59	41.20	34.73	31.80	32.70	29.93	31.4	25.6
29/ต.ค./09		1.67	41.30	34.68	31.78	32.73	29.98	31.7	25.5
29/ต.ค./09	10.00	1.34	41.13	34.67	31.80	32.70	30.30	31.5	25.5
29/ต.ค./09		1.42	41.23	34.63	31.70	32.70	30.20	31.8	25.2
29/ต.ค./09		1.50	41.23	34.53	31.67	32.60	29.97	31.5	25.2
29/ต.ค./09		1.59	41.27	34.37	31.37	32.37	29.73	31.2	25.2
29/ต.ค./09		1.67	41.50	34.33	31.38	32.28	29.75	31.2	25.0
29/ต.ค./09	12.00	1.34	41.47	34.40	31.43	32.43	30.07	31.6	25.4
29/ต.ค./09		1.42	41.33	34.30	31.50	32.43	30.03	31.3	25.6
29/ต.ค./09		1.50	41.33	34.30	31.47	32.33	30.00	31.3	25.6
29/ต.ค./09		1.59	41.40	34.23	31.33	32.30	29.90	31.3	25.6
29/ต.ค./09		1.67	41.55	34.08	31.25	32.23	29.65	31.3	25.6

ตาราง ผลการทดสอบหาค่าความเย็นรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำแบบใหม่

วันที่	อัตรา การ ไหลน้ำ สเปรย์ (m ³ /hr)	ความเร็ว อากาศ (m/s)	อุณหภูมิ (°C)						
			น้ำร้อน ในระบบ ปิด	น้ำเย็น ใน ระบบ ปิด	น้ำ สเปรย์ ขาออก	น้ำ สเปรย์ ในอ่าง น้ำร้อน	น้ำ สเปรย์ ก่อนเข้า คอยล์	กระเปาะ แห้งของ อากาศ	กระเปาะ เปียก ของ อากาศ
29/ต.ค./09	6.00	1.34	40.00	34.23	30.80	31.48	30.00	31.4	25.8
29/ต.ค./09		1.42	40.08	34.35	30.65	31.40	29.92	31.4	25.7
29/ต.ค./09		1.50	40.23	34.33	30.50	31.23	29.77	31.4	25.7
29/ต.ค./09		1.59	40.10	34.10	30.40	31.20	29.30	31.4	25.7
29/ต.ค./09		1.67	39.97	33.83	30.23	31.00	29.43	31.3	25.8
29/ต.ค./09	8.00	1.34	40.27	34.07	30.27	31.30	29.63	30.4	25.8
29/ต.ค./09		1.42	40.33	33.97	30.33	31.30	29.57	31.6	26.0
29/ต.ค./09		1.50	40.57	34.10	30.37	31.33	29.47	31.5	25.9
29/ต.ค./09		1.59	40.57	33.93	30.30	31.23	29.23	31.5	25.8
29/ต.ค./09		1.67	40.60	33.90	30.23	31.10	29.10	31.2	25.7
29/ต.ค./09	10.00	1.34	41.03	34.05	30.38	31.38	29.73	31.5	25.7
29/ต.ค./09		1.42	41.03	34.00	30.37	31.40	29.37	31.3	25.7
29/ต.ค./09		1.50	41.15	34.02	30.33	31.33	29.60	31.7	25.8
29/ต.ค./09		1.59	41.20	34.00	30.30	31.30	29.43	31.5	25.8
29/ต.ค./09		1.67	41.20	33.97	30.20	31.20	29.47	31.7	25.7
29/ต.ค./09	12.00	1.34	41.05	33.60	30.30	31.30	29.58	31.2	25.6
29/ต.ค./09		1.42	41.33	33.83	30.28	31.23	29.58	31.5	25.4
29/ต.ค./09		1.50	41.23	33.55	30.23	31.20	29.40	30.8	25.5
29/ต.ค./09		1.59	41.08	33.35	30.08	31.00	29.43	30.8	25.5
29/ต.ค./09		1.67	41.30	33.43	29.98	30.98	29.35	31.0	25.4

ภาคผนวก ค

- ผลการทดสอบอุณหภูมิน้ำเย็นที่ค่าการทดสอบอุณหภูมิน้ำร้อนต่างๆ
- ผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล
- ผลการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำสเปร์ย์

ตารางแสดงผลการทดสอบอุณหภูมิน้ำเย็นที่ค่าการทดสอบอุณหภูมิน้ำร้อนต่างๆ

อุณหภูมิ (°C)							อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)		
น้ำ ร้อน ใน ระบบ ปิด	น้ำ เย็น ใน ระบบ ปิด	กระเปาะ แห้งของ อากาศ	กระเปาะ เปียก ของ อากาศ	น้ำ สเปร์ย์ ขา ออก	น้ำ สเปร์ย์ ขาเข้า	น้ำ สเปร์ย์ เฉลี่ย	อากาศ	น้ำ สเปร์ย์	น้ำใน ระบบ ปิด
38.00	30.60	33.13	26.75	29.30	28.30	28.80	1.24	1.63	0.71
39.97	31.06	33.07	26.78	29.69	28.61	29.15	1.24	1.63	0.71
41.13	31.63	33.11	26.82	30.08	29.01	29.55	1.24	1.63	0.71
42.19	32.18	33.03	26.75	30.53	29.43	29.98	1.24	1.63	0.71
42.78	32.51	33.31	26.73	30.64	29.57	30.11	1.24	1.63	0.71
42.93	32.69	33.13	26.70	30.76	29.60	30.18	1.24	1.63	0.71

ตารางแสดงผลการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล

อุณหภูมิ (°C)		อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)			ตัวประกอบถ่ายโอนความร้อน (K _{av})	เอนทาลปีอากาศ (kJ/kg)		เอนทาลปีอากาศที่อุณหภูมิไอน้ำ (kJ/kg)	Logarithmic mean enthalpy difference (Δh_{lm})	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (m ²)	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (kJ/s.m ²)
น้ำร้อนในระบบปิด	น้ำเย็นในระบบปิด	อากาศ	น้ำสเปรย์	น้ำในระบบปิด		ขาเข้า	ขาออก				
38.00	30.60	1.24	1.63	0.71	0.45	83.14	86.62	100.53	14.49	3.13	0.16
39.97	31.06	1.24	1.63	0.71	0.69	83.27	88.63	100.13	14.23	3.13	0.15
41.13	31.63	1.24	1.63	0.71	0.58	83.44	88.81	99.46	13.37	3.13	0.16
42.19	32.18	1.24	1.63	0.71	0.49	83.14	88.67	97.22	10.87	3.13	0.20
42.78	32.51	1.24	1.63	0.71	0.45	83.04	88.42	95.17	8.95	3.13	0.24
42.93	32.69	1.24	1.63	0.71	0.48	82.92	88.77	93.43	8.43	3.13	0.16

ตารางแสดงผลการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำสเปรย์

อุณหภูมิน้ำร้อนในระบบปิด (oC)	อุณหภูมิน้ำเย็นในระบบปิด (oC)	อุณหภูมิน้ำสเปรย์เจ็ล (oC)	อัตราการไหลเชิงมวลน้ำในระบบปิด (kg/s)	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ นอก (mm)	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ใน (mm)	Logarithmic mean enthalpy difference (Δ_{TLM})	Prandtl (Pr)	Reynolds number (Re)	ค่าการนำความร้อนของน้ำ (kJ/s.m °C)	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำในท่อ (kJ/s. °C.m ²)	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ/น้ำสเปรย์/ผิวสัมผัสอากาศ (K) (kJ/s. °C.m ²)	1/K	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำสเปรย์ (K) (kJ/s. °C.m ²)
38.00	30.60	34.30	0.71	0.00953	0.00881	4.54	4.90	13739.20	0.000630	5.41	1.54	0.6490	2.23
39.97	31.06	35.52	0.71	0.00953	0.00881	5.14	4.77	13739.20	0.000630	5.37	1.64	0.6109	2.44
41.13	31.63	36.38	0.71	0.00953	0.00881	5.53	4.68	13739.20	0.000630	5.34	1.62	0.6160	2.42
42.19	32.18	37.18	0.71	0.00953	0.00881	5.84	4.59	13739.20	0.000630	5.31	1.62	0.6174	2.42
42.78	32.51	37.65	0.71	0.00953	0.00881	6.18	4.53	13739.20	0.000630	5.28	1.57	0.6370	2.31
42.93	32.69	37.81	0.71	0.00953	0.00881	6.30	4.54	13739.20	0.000630	5.29	1.53	0.6515	2.24

ภาคผนวก ง

- ตัวอย่างการคำนวณค่าตัวประกอบการการถ่ายโอนความร้อน (KaV)
- ตัวอย่างการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็น

ตัวอย่างการคำนวณค่าตัวประกอบการการถ่ายโอนความร้อน (KaV)

ค่าเริ่มต้นในการป้อนให้โปรแกรมคำนวณประกอบด้วย

(ยกตัวอย่างที่อุณหภูมิน้ำร้อน 38 °C ข้อมูลจากภาคผนวก ค1)

อุณหภูมิน้ำร้อนในระบบปิด	38.00 °C
อุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางเข้า	29.30 °C
อุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางออก	28.30 °C
อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ	33.13 °C
อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ	26.75 °C
อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ	1.24 kg/s
อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำสเปรย์	1.63 kg/s

การคำนวณ

1. คำนวณเอนทาลปีของอากาศบริเวณทางเข้า

1.1 คำนวณความดันไอ (Ps)

$$\begin{aligned}
 P_s &= 0.0034 T_{wb}^2 + 0.0108 T_{wb} + 0.7645 \\
 &= (0.0034 \times 26.75^2) + (0.0108 \times 26.75) + 0.7645 \\
 &= 3.4863 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

1.2 สำหรับอุณหภูมิตั้งแต่ 5 ถึง 60 °C น้ำมีเอนทาลปี (h_f) และค่าความร้อนแฝงของการระเหยตัว (h_{fg}) ดังนี้

$$\begin{aligned}
 h_f &= 4.182 T_{wb} + 0.2293 \\
 &= (4.182 \times 26.75) + 0.2293 \\
 &= 112.1 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_{fg} &= 2501.8 - (2.387 \times 26.75) \\
 &= 2438 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

1.3 อัตราส่วนความชื้น (ω)

$$\omega = \frac{1.005(T_{wb} - T_{db}) + \left(\frac{0.622P_s}{101.325 - P_s}\right)h_{fg}}{2501.5 + 1.806T_{db} - h_f}$$

$$= \frac{1.005(26.75 - 33.13) + \left(\frac{0.622 \times 3.49}{101.325 - 3.49}\right) \times 2437.95}{2501.5 + (1.806 \times 33.13) - 112.0978}$$

$$= 0.0194$$

1.4 คำนวณเอนทาลปีของอากาศขึ้น

$$h_{air,in} = 1.005 T_{db} + \omega (2501 + 1.88 T_{db})$$

$$= (1.005 \times 33.13) + 0.0194 (2501 + (1.88 \times 33.13)) = 83.14 \text{ kJ/kg}$$

2. คำนวณเอนทาลปีของอากาศอิมิตัวบริเวณทางเข้าซึ่งกำหนดให้อุณหภูมิอากาศอิมิตัวเท่ากับอุณหภูมิน้ำอุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางเข้า

$$h_{i,in} = 4.7926 + 2.568t - 0.029834t^2 + 0.0016657t^3$$

$$= 4.7926 + (2.568 \times 28.30) - (0.029834 \times 28.30^2) + (0.0016657 \times 28.30^3)$$

$$= 91.33 \text{ kJ/kg}$$

3. กำหนดค่าตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อน (KaV) = 0.48 kg/s (ค่าคาดเดา)

4. คำนวณอุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางออกและนำไปเทียบกับผลการทดสอบถ้าค่าใกล้เคียงแสดงว่าค่าตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อนจากข้อ 3. ใช้ได้

4.1 คำนวณเอนทาลปีอิมิตัวอากาศบริเวณทางออกโดยกำหนดให้อุณหภูมิอากาศอิมิตัวเท่ากับอุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางออก

$$h_{i,out} = 4.7926 + 2.568t - 0.029834t^2 + 0.0016657t^3$$

$$= 4.7926 + (2.568 \times 29.30) - (0.029834 \times 29.30^2) + (0.0016657 \times 29.30^3)$$

$$= 96.32 \text{ kJ/kg}$$

4.2 คำนวณเอนทาลปีของอากาศบริเวณทางออกของหอทำความเย็น

$$h_{air,out} = \frac{m_{air} h_{air,in} + \frac{KaV}{2} (h_{i,in} + h_{i,out} - h_{air,in})}{\frac{KaV}{2} + m_{air}}$$

$$= \frac{(1.24 \times 83.14) + ((0.45/2) \times (91.33 + 96.32 - 83.14))}{(0.45/2) + 1.24}$$

$$= 86.42 \text{ kJ/kg}$$

4.3 คำนวณอุณหภูมิน้ำสเปรย์

$$\begin{aligned}
 T_{\text{spray,out}} &= T_{\text{spray,in}} - \frac{m_{\text{air}}(h_{\text{air,out}} - h_{\text{air,in}})}{m_{\text{spray}}c_{p,\text{spray}}} \\
 &= 29.39 - ((1.24 \times (86.49 - 83.14)) / (1.63 \times 4.187)) \\
 &= 28.78 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

4.4 เปรียบอุณหภูมิน้ำสเปรย์จากข้อ 4.1 และ 4.3 ซึ่งค่าไกล์ดังนั้นค่าตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อนเท่ากับ 0.42 kg/s

ตัวอย่างการทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็น

ค่าเริ่มต้นในการป้อนข้อมูลให้โปรแกรมคำนวณประกอบด้วย

(ยกตัวอย่างที่อุณหภูมิน้ำร้อน 38 °C จากภาคผนวก ค1)

- อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ	1.24	kg/s
- อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำสเปรย์	1.63	kg/s
- อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำในระบบปิด	0.71	kg/s
- อุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางออก	29.30	°C
- อุณหภูมิน้ำในระบบปิดบริเวณทางเข้า	38.00	°C
- อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศบริเวณทางเข้า	33.13	°C
- อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศบริเวณทางเข้า	26.75	°C
- ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำสเปรย์	4.187	kJ/kg.°C
- ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนน้ำในท่อ/น้ำสเปรย์/ผิวสัมผัสอากาศ (K)	1.59	kJ/s.°C.m ²
- ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล	0.08	kg/s.m ²
- ค่าตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อน	0.52	kg/s
- เรย์โนลด์สเบอร์ (Re)	13739.20	
- พรันด์ลัมเบอร์ (Pr)	4.90	

1. คำนวณเอนทัลปีของอากาศบริเวณทางเข้า

1.1 คำนวณความดันไอ (Ps)

$$\begin{aligned}
 P_s &= 0.0034 T_{wb}^2 + 0.0108 T_{wb} + 0.7645 \\
 &= (0.0034 \times 26.75^2) + (0.0108 \times 26.75) + 0.7645 \\
 &= 3.4863 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

1.2 สำหรับอุณหภูมิตั้งแต่ 5 ถึง 60 °C น้ำมีเอนทัลปี (h_f) และค่าความร้อนแฝงของการระเหยตัว (h_{fg}) ดังนี้

$$\begin{aligned}
 h_f &= 4.182 T_{wb} + 0.2293 \\
 &= (4.182 \times 26.75) + 0.2293 \\
 &= 112.1 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_{fg} &= 2501.8 - (2.387 \times 26.75) \\
 &= 2,438 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

1.3 อัตราส่วนความชื้น (ω)

$$\begin{aligned}
 \omega &= \frac{1.005(T_{wb} - T_{db}) + \left(\frac{0.622P_s}{101.325 - P_s}\right)h_{fg}}{2501.5 + 1.806T_{db} - h_f} \\
 &= \frac{1.005(26.75 - 33.13) + \left(\frac{0.622 \times 3.49}{101.325 - 3.49}\right) \times 2437.95}{2501.5 + (1.806 \times 33.13) - 112.0978} \\
 &= 0.0194
 \end{aligned}$$

1.4 จำนวนเอนทาลปีของอากาศชื้น

$$\begin{aligned}
 h_{air, in} &= 1.005 T_{db} + \omega (2501 + 1.88 T_{db}) \\
 &= (1.005 \times 33.13) + 0.0194 (2501 + (1.88 \times 33.13)) \\
 &= 83.14 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

2. จำนวนเอนทาลปีของอากาศชื้นตัวบริเวณทางเข้าซึ่งกำหนดให้อุณหภูมิอากาศชื้นตัวเท่ากับอุณหภูมิน้ำอุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางเข้า

$$\begin{aligned}
 h_{i, in} &= 4.7926 + 2.568t - 0.029834t^2 + 0.0016657t^3 \\
 &= 4.7926 + (2.568 \times 29.30) - (0.029834 \times 29.30^2) + (0.0016657 \times 29.30^3) \\
 &= 92.70 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

3. จำนวนอุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางออก

3.1 กำหนดอุณหภูมิน้ำสเปรย์บริเวณทางเข้าเท่ากับ 28.58 °C (ค่าคาดเดา)

3.2 จำนวนเอนทาลปีชื้นตัวอากาศบริเวณทางออกโดยกำหนดให้อุณหภูมิอากาศชื้นตัวเท่ากับ

$$\begin{aligned}
 h_{i, out} &= 4.7926 + 2.568t - 0.029834t^2 + 0.0016657t^3 \\
 &= 4.7926 + (2.568 \times 28.58) - (0.029834 \times 28.58^2) + (0.0016657 \times 28.58^3) \\
 &= 96.32 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

3.3 คำนวณเอนทาลปีของอากาศบริเวณทางออกของหอทำความเย็น

$$\begin{aligned}
 h_{air,out} &= \frac{m_{air}h_{air,in} + \frac{KaV}{2}(h_{i,in} + h_{i,out} - h_{air,in})}{\frac{KaV}{2} + m_{air}} \\
 &= \frac{(1.24 \times 83.14) + ((0.52 / 2) \times (92.70 + 96.32 - 83.14))}{(0.52 / 2) + 1.24} \\
 &= 87.08 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

3.4 คำนวณอุณหภูมิน้ำสเปรย์

$$\begin{aligned}
 T_{spray,out} &= T_{spray,in} - \frac{m_{air}(h_{air,out} - h_{air,in})}{m_{spray}c_{p,spray}} \\
 &= 29.30 - (1.24 (87.0816 - 83.14) / (1.63 \times 4.187)) \\
 &= 28.58 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

3.5 เปรียบอุณหภูมิน้ำสเปรย์จากข้อ 3.1 และ 3.4 ซึ่งค่าใกล้เคียงกันดังนั้นอุณหภูมิน้ำสเปรย์เท่ากับ 28.58 °C

4. คำนวณอุณหภูมิน้ำสเปรย์เฉลี่ย

$$\begin{aligned}
 T_{spray} &= (T_{spray,in} + T_{spray,out}) / 2 \\
 &= (29.30 + 28.58) / 2 \\
 &= 28.94 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

5. คำนวณเอนทาลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำสเปรย์เฉลี่ย

$$\begin{aligned}
 h_i &= 4.7926 + 2.568t - 0.029834t^2 + 0.0016657t^3 \\
 &= 4.7926 + (2.568 \times 28.94) - (0.029834 \times 28.94^2) + (0.0016657 \times 28.94^3) \\
 &= 94.50 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

6. คำนวณอุณหภูมิน้ำเย็นจะระบบปิด

$$T_{w,out} = \left[\frac{T_{w,in} - T_i}{\frac{h_i - h_{air,in}}{h_i - h_{air,out}} \exp\left(\frac{K}{\alpha_m c_{p,w}} \frac{m_{air}}{m_w}\right)} \right] + T_i$$

$$T_{w,out} = \left[\frac{38 - 28.94}{\frac{94.50 - 83.14}{94.50 - 87.08} \exp\left(\left(\frac{1.59}{0.18 \times 4.187}\right) \times \frac{1.24}{0.71}\right)} \right] + 28.94$$

$$= 29.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอทำความเย็นเท่ากับ 29.1 °C

ภาคผนวก จ

โปรแกรมการคำนวณตัวประกอบการถ่ายโอนความร้อน (KaV)

โปรแกรมการคำนวณอุณหภูมิน้ำออกจากหอทำความเย็น

โปรแกรมการคำนวณตัวประกอบกาถ่ายโอนความร้อน (KaV)

```
#include<stdio.h>
#include<conio.h>
void CalTemp(float NTUgg,float hiinn,float Tinn,float haii,float l,float g,float Cpp,float
*ccc);
void main()
{
float
KaV,Tadb,Tawb,Tin,G,L,Cp,Ps,hf,hfg,w,hai,Toutg,aa,hiout,q,hout,hiin,Tout,cc,bb,NTUg
,Totest,Toutgg,hiao;
int i,k=0;
printf("Enter mass flow rate of air(kg/s)\n");
scanf("%f",&G);
printf("Enter mass flow rate of water(kg/s)\n");
scanf("%f",&L);
printf("Enter Tspray water inlet(C)\n");
scanf("%f",&Tin);
printf("Enter Tspray water out(C)\n");
scanf("%f",&Totest);
printf("Enter dry bulb of air(C)\n");
scanf("%f",&Tadb);
printf("Enter wet bulb of air(C)\n");
scanf("%f",&Tawb);
printf("Enter specific heat of water(kJ)\n");
scanf("%f",&Cp);
printf("G=%f\nL=%f\nTin=%f\nNTU=%f\nTadb=%f\nTwdb=%f\nCp=%f",G,L,Tin,NT
U,Tadb,Tawb,Cp);
    if(Tawb<=28)
    {
        Ps=(0.0034*Tawb*Tawb)+(0.0108*Tawb)+0.7645;
    }
    else
    {
        Ps=(0.0109*Tawb*Tawb)-(0.4754*Tawb)+8.7967;
    }
    hf=(4.187*Tawb)+0.2293;
    hfg=2501.8-(2.387*Tawb);
    w=((((1.005*(Tawb-Tadb))+(((0.622*Ps)/(101.325-
Ps))*hfg)))/(2501.5+(1.806*Tadb)-hf);
    hai=(1.005*Tadb)+(w*(2501+(1.88*Tadb)));
    printf("Ps=%f",Ps);
    printf("enthaply of inlet air=%f\n",hai);
    hiin=4.7926+(2.568*Tin)-(0.029834*Tin*Tin)+(0.0016657*Tin*Tin*Tin);
    cc=0;
    bb=1;
```

```

NTUg=0;
while(bb>=0.1||bb<=-0.1)
{
NTUg=NTUg+0.01;
CalTemp(NTUg,hiin,Tin,hai,L,G,Cp,&cc);
Toutg=cc;
bb=Toutg-Totest;
Toutgg=Toutg;
Toutg=Tin;
k=k+1;
printf("k=%d\tcc=%f\t tout=%f\tbb=%f\n",k,cc,Toutgg,bb);
}
printf("KaV of cooling tower=%f\t",NTUg);
hiao=4.7926+(2.568*Totest)-
(0.029834*Totest*Totest)+(0.001665*Totest*Totest*Totest);
hout=((G*hai)+((NTUg/2)*(hiin+hiao-hai)))/(G+(NTUg/2));
printf("hair in=%f\t hair out=%f",hai,hout);
}
void CalTemp(float NTUgg,float hiinn,float Tinn,float haii,float l,float g,float Cpp,float
*ccc)
{
float aa,hiout,hout,q,Tout,tg;
int j=1;
aa=1.0;
tg=Tinn;
printf("NTUgg=%f\t hiinn=%f\t Tinn=%f\t haii=%f\t l=%f\t g=%f\t cpp=%f\t
ccc=%f\n",NTUgg,hiinn,Tinn,haii,l,g,Cpp,ccc);
while(aa>=0.01||aa<=-0.01)
{
tg=tg-0.001;
hiout=4.7926+(2.568*tg)-(0.029834*tg*tg)+(0.001665*tg*tg*tg);
hout=((g*haii)+((NTUgg/2)*(hiinn+hiout-haii)))/(g+(NTUgg/2));
q=g*(hout-haii);
Tout=Tinn-(q/(Cpp*l));
aa=tg-Tout;
j=j+1;
}
printf("tg=%fj=%f\n",tg,j);
*ccc=tg;
}

```

โปรแกรมการคำนวณอุณหภูมิน้ำออกจากหอทำน้ำเย็น

```
#include<stdio.h>
#include<conio.h>
#include<math.h>
void main()
{
float
KaV,Tadb,Tawb,Tin,G,L,Cp,Ps,hf,hfg,w,hai,Toutg,aa,hiout,q,hout,hiin,Tout,Twi,K,Mcoe
f,mw,A,B,C,b,Two;
int a=0;
printf("Enter mass flow rate of air(kg/s)\n");
scanf("%f",&G);
printf("Enter mass flow rate of spray water(kg/s)\n");
scanf("%f",&L);
printf("Enter Tspray water outlet(C)\n");
scanf("%f",&Tin);
printf("Enter KaV\n");
scanf("%f",&KaV);
printf("Enter dry bulb of air(C)\n");
scanf("%f",&Tadb);
printf("Enter wet bulb of air(C)\n");
scanf("%f",&Tawb);
printf("Enter specific heat of water(kJ)\n");
scanf("%f",&Cp);
printf("enter hot water(closed)temperature\n");
scanf("%f",&Twi);
printf("enter heat transfer coefficient K\n");
scanf("%f",&K);
printf("Enter mass transfer coefficient\n");
scanf("%f",&Mcoef);
printf("enter mass flow rate of water(closed)\n");
scanf("%f",&mw);
printf("G=%f\nL=%f\nTin=%f\nKaV=%f\nTadb=%f\nTwdb=%f\nCp=%f",G,L,Tin,KaV
,Tadb,Tawb,Cp);

    if(Tawb<=28)
    {
        Ps=(0.0034*Tawb*Tawb)+(0.0108*Tawb)+0.7645;
    }
    else
    {
        Ps=(0.0109*Tawb*Tawb)-(0.4754*Tawb)+8.7967;
    }
    hf=(4.187*Tawb)+0.2293;
    hfg=2501.8-(2.387*Tawb);
```

```

w=((((1.005*(Tawb-Tadb))+(((0.622*Ps)/(101.325-
Ps))*hfg)))/(2501.5+(1.806*Tadb)-hfg);
hai=(1.005*Tadb)+(w*(2501+(1.88*Tadb)));
printf("Ps=%f",Ps);
printf("enthalpy of inlet air=%f\n",hai);
hiin=4.7926+(2.568*Tin)-(0.029834*Tin*Tin)+(0.0016657*Tin*Tin*Tin);
aa=1;
Toutg=Tin;
while(aa>=0.01||aa<=-0.01)
{
    Toutg=Toutg-0.01;
    hiout=4.7926+(2.568*Toutg)-
(0.029834*Toutg*Toutg)+(0.001665*Toutg*Toutg*Toutg);
    hout=((G*hai)+((KaV/2)*(hiin+hiout-hai)))/(G+(KaV/2));
    q=G*(hout-hai);
    Tout=Tin-(q/(Cp*L));
    aa=Toutg-Tout;
    a=a+1;
    printf("a=%d",a);
}
printf("outlet temperature of spray water=%f\n",Toutg);
printf("enthalpy of outlet air=%f\n",hout);
A=Two-((Tin+Toutg)/2);
b=(0.1251*((Tin+Toutg)/2)*((Tin+Toutg)/2))-(2.232*((Tin+Toutg)/2))+53.945;
B=(b-hai)/(b-hout);
C=(K/(Mcoef*Cp))*(G/mw);
Two=(A/(B*exp(C)))+((Tin+Toutg)/2);
printf("cold water outlet(closed loop)=%f",Two);

```

ประวัติย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อ ชื่อสกุล	ดวงฤดี ชูตระกูล
วันเดือนปีเกิด	20 มีนาคม 2518
สถานที่เกิด	จังหวัดพะเยา
สถานที่ปัจจุบัน	11/5 ซอยวิมลโยธิน แขวงพญาไท เขตราชเทวี กรุงเทพมหานคร 10140 โทรศัพท์ 0865820425

ประวัติการศึกษา

พ.ศ. 2544	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเกษตร) จาก มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
พ.ศ. 2552	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จาก มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ