

การพัฒนา ระบบหมุนเวียนน้ำและกำจัดความร้อนในเครื่องบำบัดไอเสียแบบเปียก
DEVELOPMENT OF WATER CIRCULATION SYSTEM AND HEAT REJECTION OF
FLUE GAS WET SCRUBBER

พงศธร ณ นคร
ภาวนัฐ เลิศอัษฎมงคล
วันเฉลิม พีรพัฒน์ภูมิ

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2560

การพัฒนา ระบบหมุนเวียนน้ำและกำจัดความร้อนในเครื่องบำบัดไอเสียแบบเปียก
DEVELOPMENT OF WATER CIRCULATION SYSTEM AND HEAT REJECTION OF
FLUE GAS WET SCRUBBER

พงศธร ณ นคร
ภาวนัฐ เลิศอัษฎมงคล
วันเฉลิม พีรพัฒน์ภูมิ

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2560

DEVELOPMENT OF WATER CIRCULATION SYSTEM AND HEAT REJECTION OF
FLUE GAS WET SCRUBBER

PHONGSATORN NA NAKORN
PHUWANUT LERTASATAMONGKOL
WANCHALERM PEIRAPATTANAPOOM

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2017

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2560

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การพัฒนาระบบหมุนเวียนน้ำและกำจัดความร้อนในเครื่องบำบัดไอเสียแบบเปียก

DEVELOPMENT OF WATER CIRCULATION SYSTEM AND HEAT REJECTION OF FLUE
GAS WET SCRUBBER

ผู้จัดทำ

1. พงศธร ณ นคร รหัสประจำตัว 57010808
2. ภาณุภักดิ์ เลิศอัษฎมงคล รหัสประจำตัว 57011005
3. วันเฉลิม พีรพัฒน์ภูมิ รหัสประจำตัว 57011154



อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร.จรรุวัตร เจริญสุข)

บทคัดย่อ

ชื่องานวิจัย การพัฒนาระบบหมุนเวียนน้ำและกำจัดความร้อนในเครื่องบำบัดไอเสียแบบเปียก

ผู้วิจัย พงศธร ณ นคร 57010808

ภาวนัญญ์ เลิศอัษฎมงคล 57011005

วันเฉลิม พีรพัฒน์ภูมิ 57011154

นักศึกษาระดับปริญญาตรี (คณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล)

อาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข

ปีการศึกษา 2560

ปัจจุบันห้องปฏิบัติการได้มีการพัฒนาหัวเผาเชื้อเพลิงชีวมวลแบบฝุ่น โดยศึกษาถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ แต่ในปัจจุบันเตาเผาฯนี้ยังไม่มีเมื่อนำความร้อนไปใช้ จึงจำเป็นต้องมีการบำบัดอุณหภูมิก่อนปล่อยสู่บรรยากาศ โดยการทดลองในปัจจุบันทดลองที่พลังงานจากการป้อนเชื้อเพลิงเทียบเท่า 500 กิโลวัตต์

การบำบัดอุณหภูมิของไอเสียจะแบ่งเป็นสองส่วนได้แก่ ม่านน้ำ และเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก ปัญหาที่พบคือในส่วนของม่านน้ำมีการใช้น้ำมากจากเกินความจำเป็นทำให้มีน้ำในระบบเพิ่มขึ้นมากจนทำให้เกิดน้ำล้นออกจากในระบบ และในส่วนของเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียกเมื่ออุณหภูมิน้ำหมุนเวียนสูงขึ้น จากการรับเอาพลังงานมาจากการเผาไหม้ในขณะที่ทำการดักจับฝุ่นและหอดังเย็นตัวเกินไปไม่สามารถกำจัดความร้อนออกจากน้ำได้ทัน เมื่ออุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนสูงขึ้นทำให้ประสิทธิภาพในการดักจับฝุ่นน้อยลง

ทางผู้วิจัยจึงทำการปรับปรุงประสิทธิภาพของม่านน้ำให้สามารถใช้น้ำได้เหมาะสมกับการบำบัดอุณหภูมิ สืบเนื่องจากปัญหาในย่อหน้าที่แล้วทางผู้วิจัยยังจำเป็นต้องพัฒนาหอดังเย็นเพื่อทำการกำจัดความร้อนของน้ำหมุนเวียนให้ลดลงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการดักจับฝุ่นละอองในเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก

ในส่วนของม่านน้ำทางผู้วิจัยทำการคำนวณความสัมพันธ์ระหว่างเวลาในการระเหยของน้ำกับขนาดของหยดน้ำและนำค่าที่ได้จากการคำนวณนั้นมาปรับใช้กับระบบโดยการปรับขนาดของหยดน้ำด้วยการเลือกชนิดของหัวฉีดและเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิและอัตราของน้ำเกินในระบบระหว่างก่อนและหลังการปรับปรุงในส่วนของหอดังเย็น หอดังเย็นเครื่องเก่านั้นถูกออกแบบโดยใช้หลักของอุณหพลศาสตร์โดยไม่ได้ออกแบบตามมาตรฐานหอดังเย็นที่วางขายอยู่ในท้องตลาดและออกแบบไว้เพื่อรองรับชุดทดลองเก่าที่สามารถสร้างพลังงานความร้อนได้ 300 กิโลวัตต์ ทางผู้วิจัยจึงทำการออกแบบหอดังเย็นใหม่โดยใช้มาตรฐานของ Cooling tower Institute (CTI)

จากการทดลองและปรับปรุงพบว่า ก่อนการปรับปรุงม่านน้ำ ม่านน้ำใช้น้ำประมาณนั้น 17 ลิตรต่อนาทีสามารถลดอุณหภูมิจาก 850 องศาเซลเซียสเหลือ 82.3 องศาเซลเซียส หลังการปรับปรุงม่านน้ำยังสามารถลดอุณหภูมิได้เท่ากับก่อนการปรับปรุงแต่ใช้น้ำเพียงแค่ 6 ลิตรต่อนาที ในส่วนของหอดังเย็นตัวเก่าสามารถลดอุณหภูมิได้จาก 68.62 เหลือ 42 องศาเซลเซียสและมีประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับร้อยละ 64.74 นำมาเปรียบเทียบกับหอดังเย็นตัวใหม่ที่สามารถลดอุณหภูมิจาก 68.3 องศาเซลเซียสเหลือ 40.2 องศาเซลเซียสและมีประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับร้อยละ 67.06

Abstract

Thesis title: DEVELOPMENT OF WATER CIRCULATION SYSTEM AND HEAT REJECTION OF FLUE GAS WET SCRUBBER

Researcher: Mr. Phongsatorn Na nakorn 57010808
Mr. Phuwanat Lertasatamongkol 57011005
Mr. Wanchalerm Peirapttanapoom 57011154
Ungraduated in Bachelor's of Mechanical engineering.

Thesis advisor: Assoc. Prof. Dr. Jarruwat Charoensuk

Year 2017

Nowadays, There is a study development of 500 kW biomass fuel combustion burner in term of combustion efficiency. But the heat from burner is not used. That why the exhaust temperature treatment is very important.

The treatment system is divided in to two parts such as a water curtain and a wet scrubber. The problems of system are the exceeded water from water curtain and the high circulation water temperature in wet scrubber. Because the old cooling tower was designed for 300 kW biomass fuel combustion burner. If the temperature of the circulation water is too high, it will reduce the capturing pollution of wet scrubber.

The researchers improved the performance of water curtain by reducing water usage that enough to reduce temperature. The researchers reduced water usage rate and water droplet size by changing smaller nozzles. After that the researchers compared temperature and water usage rate between before and after changing nozzle condition. The next problem is the problem of wet scrubber. The circulation water temperature of wet scrubber is high because the amount of heat rejection in old cooling tower is not enough. The old cooling tower was designed by using thermodynamic knowledge but without design standard and it was designed for 300 kW biomass fuel combustion burner. That is the impetus for researcher to design a new one by use Cooling Tower Institute standard (CTI).

From the development, a water curtain reduce water usage rate from 17 liter/min to 6 liter/min and it can reduce temperature from 850 °C to 82.3 °C same as the old version. The new cooling tower can reduce temperature from 68.3°C to 40.2 °C and 0.67 thermal efficiency better than old version that can reduce temperature from 68.6°C to 42 °C and 0.64 thermal efficiency.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีอาจสำเร็จลุล่วงได้หากขาดความช่วยเหลือ คำแนะนำ ความกรุณา จากท่าน รศ. ดร.จากรุวัตร เจริญสุข ผู้เป็นอาจารย์ที่ปรึกษาของโครงการนี้ ทางผู้จัดทำรู้สึกซาบซึ้งในความเมตตาอนุเคราะห์ จากท่านอาจารย์และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง อีกทั้งขอขอบพระคุณคณะอาจารย์ผู้เป็นกรรมการคุม สอบโครงการนี้ รวมไปถึงอาจารย์ในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลหลายท่าน ผู้ซึ่งได้ช่วยเหลือแนะนำสั่งสอน ให้ คำปรึกษา คำติชมในการแก้ไขข้อบกพร่องต่าง ๆ ให้มีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

การทำวิจัยครั้งนี้ได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร ลาดกระบัง และสำนักนโยบายและแผนพลังงานแห่งชาติ กระทรวงพลังงานภายใต้โครงการพัฒนาและ ประเมินสมรรถนะสำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลชนิดฝุ่นเพื่อการใช้งานในระยะยาวสำหรับ ภาคอุตสาหกรรม ผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ โอกาสนี้

อีกทั้งยังต้องขอขอบคุณ บริษัท เบนทิวัด เอเชีย จำกัด ที่ได้สนับสนุนชิ้นส่วนที่ใช้ในโครงการวิจัย

นอกจากนี้ทางผู้จัดทำยังขอขอบพระคุณ รุ่นพี่ผู้ร่วมในโครงการวิจัยเตาเชื้อเพลิงพลังงานชีวมวลแบบ เชื้อเพลิงบดของท่านอาจารย์จากรุวัตร เจริญสุข ที่ได้ให้ความอนุเคราะห์ช่วยเหลือการทำโครงการวิจัยนี้เป็น อย่างดี จนสำเร็จลุล่วงในที่สุด และขอขอบคุณเพื่อนๆในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ได้ให้ความช่วยเหลือ ตลอดมา

สุดท้ายนี้ขอกราบพระคุณบิดา มารดาและบุคคลในครอบครัวทุกท่านเป็นอย่างยิ่ง ที่เฝ้าเลี้ยงดู อบรม สั่งสอนและให้ทุนทรัพย์ในการศึกษา รวมทั้งเป็นกำลังใจในการแก้ไขอุปสรรคต่าง ๆ เสมอมาและขอบพระคุณ ผู้ให้การสนับสนุนทุกท่านที่มีได้เอ่ยนามมา ณ ที่นี้ด้วย ถ้าปราศจากบุคคลเหล่านี้ วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่ สามารถสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี คุณค่าและประโยชน์อันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้จัดทำขอมอบแต่ผู้มี พระคุณทุกท่าน และขออำนาจคุณพระศรีรัตนตรัยและสิ่งศักดิ์สิทธิ์จากทั่วสากลโลก จงอำนวยการอำนวยพรให้ ความสุขสวัสดิ์จะมีแก่ทุกท่านด้วยเทอญ

พงศธร ณ นคร
ภาวน์ภูษี เลิศอัษฎมงคล
วันเฉลิม พีรพัฒน์ภูมิ

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	IX
สารบัญรูป.....	XI
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา	3
1.3 สมมติฐานของการศึกษา.....	3
1.4 ขอบเขตการวิจัย.....	4
1.5 ขั้นตอนของการศึกษา.....	4
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	5
1.7 ข้อจำกัดของการศึกษา	5
1.8 คำจำกัดความที่ใช้ในการศึกษา.....	6
บทที่ 2 งานวิจัย	7
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	7
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	9
3.1 คุณสมบัติของน้ำ.....	9
3.1.1 การเปลี่ยนแปลงสถานะของน้ำ.....	9
3.2 เครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก (Wet Scrubber).....	10
3.2.1 ชนิดของเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก.....	12
3.3 หอทำน้ำเย็น (Cooling Tower)	14
3.3.1 การแบ่งชนิดของหอทำน้ำเย็น.....	14
3.4 หัวฉีดสเปรย์(Spray Nozzle)	18
3.4.1 ชนิดของเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก.....	18
3.5 เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple).....	20

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.5.1 หลักการทำงานของเทอร์โมคัปเปิล	23
3.6 หลักการของเครื่องมือวัดอัตราการไหล.....	28
3.6.1 Orifice Meter.....	28
3.6.2 Venturi Meter	28
3.6.3 Rotameter.....	29
3.7 วาล์ว.....	30
3.7.1 เกทวาล์ว (Gate Valve).....	30
3.7.2 โกลบวาล์ว (Globe Valve).....	31
3.7.3 บอลวาล์ว (Ball Valve).....	32
3.8 Droplet Evaporation.....	33
3.8.1 Evaporation Rate	34
3.9 ขนาดของฝุ่น.....	37
3.9.1 ความถ่วงจำเพาะ (specific gravity, SG).....	37
3.9.2 Grain Size Analysis	38
3.10 กำหนดคุณลักษณะของน้ำทิ้งที่ระบายออกจากโรงงาน	43
บทที่ 4 การออกแบบพัฒนาระบบ ออกแบบชุดทดลอง และการคำนวณ	44
4.1 การออกแบบพัฒนาระบบ	44
4.2 การคำนวณเพื่อควบคุมปริมาณน้ำในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน.....	46
4.2.1 การคำนวณหาค่า Adiabatic flue gas temperature และ C_p ของ Flue gas	46
4.2.2 การคำนวณอัตราการไหลของมวลน้ำที่ต้องใช้ในการลดอุณหภูมิไอเสีย.....	49
4.2.3 การคำนวณอายุหยดน้ำในการระเหยกลายเป็นไอ	50
4.3 การออกแบบชุดทดลองเพื่อควบคุมปริมาณน้ำในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน	52
4.3.1 ออกแบบระบบท่อน้ำขาเข้า Water Jacket.....	52
4.3.2 ส่วนประกอบการออกแบบระบบท่อน้ำขาเข้า.....	53
4.3.3 การสอบเทียบค่าความแม่นยำในการวัดของโรตاميเตอร์.....	54
4.4 การคำนวณหอท่อน้ำเย็น	56

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.5 การคำนวณอื่นๆ.....	62
4.5.1 การคำนวณหาประสิทธิภาพหอทำความเย็นใหม่.....	62
4.5.2 การคำนวณหาดัชนีชี้วัดสมรรถนะด้านพลังงานของหอทำน้ำเย็นตามมาตรฐาน ISO	63
4.5.3 การคำนวณหาขีดความสามารถของหอทำน้ำเย็นตามมาตรฐาน CTI.....	64
4.5.4 การแสดงอัตราการสูญเสียน้ำของหอทำน้ำเย็น.....	65
4.5.4.1 คำนวณความร้อนสูญเสียในระบบโดยการหาเลข Nusselt.....	65
4.5.4.2 คำนวณเลข Re และ Nu	66
4.5.4.3 คำนวณหาความร้อนสูญเสีย.....	67
บทที่ 5 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....	69
5.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง.....	69
5.1.1 อุปกรณ์ในระบบทำความเย็นเดิม	69
5.1.1.1 หอทำน้ำเย็นเดิม.....	69
5.1.2 หอทำน้ำเย็นใหม่	70
5.1.3 ชุดทดลองเก็บผลตัวอย่างไอเสีย	71
5.1.4 Differential Pressure	71
5.1.5 เครื่องชั่งแบบละเอียด	72
5.1.6 ปัมป์หอยโข่ง (Centrifugal Pump)	72
5.1.7 ปัมป์น้ำอัตโนมัติ (Automatic Pump).....	73
5.1.8 เครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data logger).....	73
5.1.9 เทอร์โมคัปเปิลชนิด K (Thermocouples type K).....	74
5.1.10 เทอร์โมมิเตอร์ชนิดของเหลวบรรจุในหลอดแก้วปิด	74
5.1.11 เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นของสภาพอากาศ.....	75
5.2 การทดลอง.....	75
5.2.1 วิธีการทดลองเก็บผลอุณหภูมิไอเสีย	75
5.2.2 วิธีการทดลองเก็บผลอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียน	76
5.2.3 วิธีการทดลองเพื่อเก็บผลความหนาแน่นฝุ่นปะปนในไอเสีย	76
5.2.4 วิธีการทดลองเพื่อหาขนาดของฝุ่น.....	77

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
5.2.4.1 ความถ่วงจำเพาะ (specific gravity, SG).....	77
5.2.4.2 Grain Size Analysis.....	79
บทที่ 6 ผลการทดลอง.....	83
6.1 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิไอเสีย.....	83
6.1.1 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิไอเสียก่อนการปรับปรุงระบบ	83
6.1.2 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิไอเสียหลังการปรับปรุงระบบ.....	83
6.2 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิน้ำหมุนเวียน.....	85
6.2.1 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิน้ำหมุนเวียนก่อนปรับปรุงระบบ.....	85
6.2.2 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิน้ำหมุนเวียนหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1.....	86
6.2.3 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิน้ำหมุนเวียนหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 2.....	87
6.3 การคำนวณอื่นๆ.....	89
6.3.1 การคำนวณหาประสิทธิภาพหอทำน้ำเย็นใหม่.....	89
6.3.2 การคำนวณหาดัชนีชี้วัดสมรรถนะด้านพลังงานของหอทำน้ำเย็นตามมาตรฐาน ISO	90
6.3.3 การคำนวณหาขีดความสามารถของหอทำน้ำเย็นตามมาตรฐาน CTI.....	91
6.3.4 อัตราการสูญเสียน้ำของหอทำน้ำเย็น	91
6.4 ผลการเก็บตัวอย่างไอเสียเพื่อหาค่าความหนาแน่นของฝุ่นปะปน.....	92
6.4.1 ความหนาแน่นของฝุ่นปะปนในไอเสียก่อนการปรับปรุงระบบ	92
6.5 ผลการทดลองหาค่าความถ่วงจำเพาะ.....	93
6.6 ผลการทดลอง Grain Size Analysis.....	94
6.6.1 Sieve Analysis.....	94
6.6.2 Hydrometer Analysis.....	94
บทที่ 7 สรุปและข้อเสนอแนะ	99
7.1 บทสรุป	99
7.2 ข้อเสนอแนะ.....	99
เอกสารอ้างอิง	100

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
ภาคผนวก.....	102
ภาคผนวก ก. แบบแปลนหอทำน้ำเย็น 1	103
ภาคผนวก ข. แบบแปลนหอทำน้ำเย็น 2.....	112

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ตารางแสดงคุณสมบัติเปรียบเทียบเทอร์โมคัปเปิลแบบมาตรฐาน Type ต่างๆ.....	21
3.2 ตารางแสดงสภาวะแวดล้อมในการใช้งานเทอร์โมคัปเปิลแบบมาตรฐานโดยไม่ต้องใช้ Thermowell ต่างๆ Nozzle	22
3.3 ตารางแสดงคุณสมบัติของเทอร์โมคัปเปิล	24
3.4 ตารางแสดงชนิดของวัสดุที่ใช้ทำเทอร์โมคัปเปิล	25
3.5 ย่านการใช้งาน และคุณลักษณะของเทอร์โมคัปเปิลแต่ละแบบ	26
4.1 ตารางแสดงค่าการหาสัดส่วนจำนวนอะตอมของธาตุต่าง	47
4.2 ตารางแสดงการดูดสมการเคมี	47
4.3 ตารางแสดงค่า Specific heat ของ Flue gas.....	49
4.4 ผลการสอบเทียบค่าระหว่าง อัตราการไหลที่โรตามิเตอร์แสดง กับอัตราการไหลจริง	50
4.5 แสดงการคำนวณแบบเชย์บายเซฟ	58
4.6 ผลการคำนวณค่า kaV/L	59
6.1 แสดงอุณหภูมิไอเสียก่อนปรับปรุงระบบ	83
6.2 แสดงอุณหภูมิไอเสียหลังปรับปรุงระบบ.....	84
6.3 อุณหภูมิน้ำหมุนเวียนก่อนปรับปรุงระบบ.....	85
6.4 อุณหภูมิน้ำหมุนเวียนหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1	86
6.5 อุณหภูมิน้ำหมุนเวียนหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 2	87
6.6 เปรียบเทียบประสิทธิภาพที่อุณหภูมิขาเข้าหอทำน้ำเย็นสูงสุดของหอทำน้ำเย็นเดิมกับหอทำน้ำเย็นใหม่	89
6.7 ประสิทธิภาพที่อุณหภูมิขาเข้าสูงสุดของทุกหอทำน้ำเย็น.....	89
6.8 เปรียบเทียบประสิทธิภาพที่อุณหภูมิขาเข้าหอทำน้ำเย็นสูงสุดของหอทำน้ำเย็นเดิมกับหอทำน้ำเย็นใหม่ ตามมาตรฐาน ISO	90
6.9 ประสิทธิภาพที่อุณหภูมิขาเข้าสูงสุดของทุกหอทำน้ำเย็นตามมาตรฐาน ISO	90
6.10 เปรียบเทียบขีดความสามารถของหอทำน้ำเย็นตามมาตรฐาน CTI.....	91
6.11 ความหนาแน่นฝุ่นในไอเสียขณะที่กำลังความร้อน 300 กิโลวัตต์.....	92
6.12 ความหนาแน่นฝุ่นในไอเสียขณะที่กำลังความร้อน 400 กิโลวัตต์.....	92
6.13 Calibration of pycnometer.....	93

สารบัญตาราง(ต่อ)

ตารางที่	หน้า
6.14 ค่าที่ได้จากการทดลองเพื่อหาค่าความถ่วงจำเพาะ	93
6.15 ค่าที่ได้จากการทดลอง Sieve Analysis.....	94
6.16 ข้อมูลที่ใช้ในการ Calibrate Hydrometer.....	94
6.17 ค่าที่ได้จากการทดลอง Calibrate Hydrometer.....	95
6.18 ข้อมูลที่ใช้ในการทำ Hydrometer Analysis	96
6.19 ค่าที่ได้จากการทดลอง Hydrometer Analysis.....	96
6.20 size distribution จากวิธี Sieve Analysis และ Hydrometer Analysis.....	97

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 ห้องปฏิบัติการณ์.....	2
1.2 แจ็คเก็ตน้ำและมาน้ำ.....	2
1.3 เครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก	2
1.4 ระบบหมุนเวียนน้ำ.....	3
3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างสถานะของน้ำและความร้อนแฝงที่ใช้ในการเปลี่ยนสถานะ	9
3.2 Wet Scrubber	11
3.3 สกรับเบอร์แบบสเปรย์.....	12
3.4 สกรับเบอร์แบบหอบรรจุ	12
3.5 สกรับเบอร์แบบถาดหรือเพลท.....	13
3.6 สกรับเบอร์แบบเวนทิวรี.....	13
3.7 Induced Draft Cooling Tower (A) Counter Flow (B) Cross Flow.....	15
3.8 Forced Draft Cooling	16
3.9 Natural Draft Cooling Tower (A) Counter Flow (B) Cross Flow	16
3.10 หัวฉีดสเปรย์น้ำแบบทรงพัดแบน (Flat Fan Spray Nozzle).....	18
3.11 หัวฉีดสเปรย์น้ำแบบทรงกรวยเต็ม (Full Cone Spray Nozzle).....	19
3.12 หัวฉีดสเปรย์น้ำควบคุมฝุ่น ไม่อุดตัน (Spiral Whirl Jet Spray Nozzle(Anti Clog))	19
3.13 หัวฉีดสเปรย์น้ำทรงกรวยกลวง ทรงโดนัท (Hollow Cone Spray).....	20
3.14 กราฟแสดงความแตกต่างของแรงดันไฟฟ้าที่ได้จาก	25
3.15 เทอร์โมคัปเปิลแบบ K	27
3.16 Orifice meter	28
3.17 Venturi Meter.....	28
3.18 โรตاميเตอร์แบบต่าง ๆ	29
3.19 เกทวาล์ว	30
3.20 โกลบวาล์ว.....	31
3.21 บอลวาล์ว	32
3.22 ภาพบอกถึงรัศมีของหยดน้ำและกราฟความสัมพันธ์ระหว่างโมล	33

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.23 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสองของเส้นผ่านศูนย์กลางหยดน้ำเริ่มต้นและเวลาชีวิตของหยดน้ำกับกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาการระเหยกับเส้นผ่านศูนย์กลางกำลังสอง	36
3.24 แสดงผลกระทบบการจุ่ม Hydrometer	38
3.25 แสดงการอ่านค่าบนก้าน Hydrometer	40
3.26 แสดงค่าปรับแก้เนื่องจากอุณหภูมิสำหรับ hydrometer ที่ calibrate ที่ 20°C	41
4.1 แผงผังการไหลของระบบลดอุณหภูมิไอเสียก่อนปรับปรุง	44
4.2 แผงผังการไหลของของระบบลดอุณหภูมิไอเสียหลังปรับปรุงระบบ	45
4.3 ระบบท่อก่อนปรับปรุง (a)และหลังปรับปรุง (b)	52
4.4 โรตاميเตอร์	53
4.5 โกลบวาล์ว	53
4.6 เกจวัดความดัน	55
4.7 ถังวัดปริมาตรน้ำ	55
4.8 ชุดทดลองสำหรับสูบน้ำเพื่อคาลิเบรตโรตاميเตอร์	55
4.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Actually และ Theory	56
4.10 กราฟ characteristic ของแผงขยายฟิล์มน้ำ	60
4.11 ตารางแสดงการหาค่า Nusselt number	65
4.12 ภาพแสดงการหมุนเวียนและสูญเสียของน้ำหมุนเวียน	67
5.1 หอทำน้ำเย็นเดิม	69
5.2 แผงขยายฟิล์ม (HTP-25)	70
5.3 ชุดดักละอองน้ำ (CF-150Max)	70
5.4 หอทำน้ำเย็นใหม่	70
5.5 ชุดทดลองเก็บผล	71
5.6 Differential Pressure	71
5.7 เครื่องชั่งแบบละเอียด	72
5.8 ปัมป์หอยโข่ง	72
5.9 แสดงปั๊มฆ่าอัตโนมัติ Mitsubishi-EP-305QS	73

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.10 Data logger	73
5.11 Thermocouples type K.....	74
5.12 เทอร์โมมิเตอร์ชนิดของเหลวบรรจุในหลอดแก้วปิด	74
5.13 เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นของสภาพอากาศ.....	75
5.14 ขวดแก้วคอยาวกั้นปอง(pycnometer).....	77
5.15 การไล่อากาศ.....	78
5.16 ตะแกรง.....	80
5.17 เครื่องเขย่า	80
5.18 ดินที่ค้างอยู่ในตะแกรง.....	81
5.19 เครื่องปั่น.....	82
5.20 น้ำโคลน.....	82
6.1 แสดงการแลกเปลี่ยนความร้อนของม่านน้ำก่อนและหลังปรับปรุงระบบ.....	84
6.2 อุณหภูมิขาเข้าและขาออกห่อฝึ้งเย็นจากค่าจริง.....	88
6.3 อุณหภูมิขาเข้าและขาออกห่อฝึ้งเย็นจากกราฟเส้นตรง	88
6.3 กราฟ Calibration of pycnometer.....	93
6.4 กราฟ Curve A & Curve B.....	95
6.5 กราฟแสดง size distribution จากวิธี Sieve Analysis และ Hydrometer Analysis	97

บทที่ 1

บทนำ

ในบทนี้จะกล่าวถึงความเป็นมาและความสำคัญของการพัฒนาระบบหมุนเวียนน้ำที่ใช้ในเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก (Wet scrubber) ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา สมมติฐานของการศึกษา ขอบเขตการวิจัย ขั้นตอนของการศึกษา แผนการดำเนินงาน ประโยชน์ที่ คาดว่าจะได้รับ และ คำจำกัดความที่ใช้ในการศึกษา

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

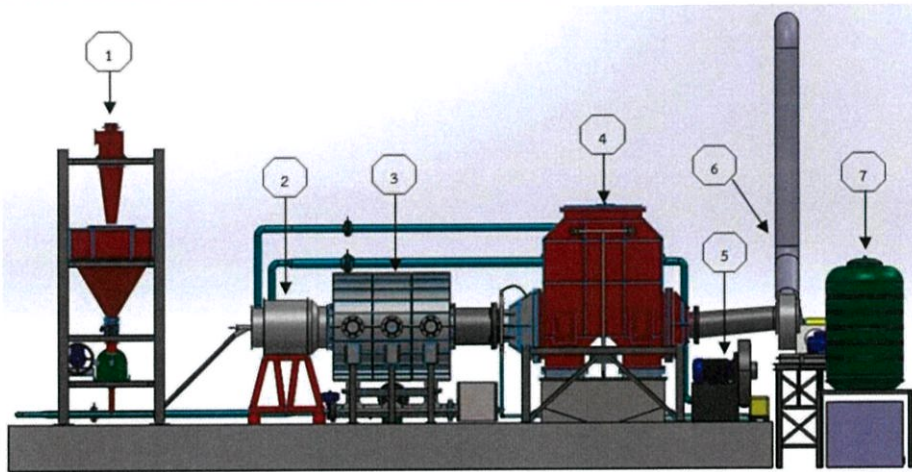
นับตั้งแต่การเกิดเหตุการณ์ปฏิวัติอุตสาหกรรมในช่วงปลายคริสต์ศตวรรษที่ 18 เป็นต้นมา โลกได้เกิดการขยายตัวทางอุตสาหกรรมอย่างมหาศาล ซึ่งพลังงานหลักที่ใช้ในการขับเคลื่อน อุตสาหกรรมนั้น มาจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงฟอสซิล หรือเชื้อเพลิงชีวมวลเป็นหลัก ด้วยเหตุนี้ จึงก่อให้เกิดปัญหามลพิษทางอากาศตามมามากมาย อาทิเช่น ก๊าซไอเสีย และเถ้าฝุ่นจากการเผาไหม้ เชื้อเพลิง เป็นต้น

ปัจจุบันห้องปฏิบัติการดังรูปที่ 1.1 ได้มีการพัฒนาหัวเผาเชื้อเพลิงชีวมวลแบบฝุ่น โดยศึกษาถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่พลังงาน 500 กิโลวัตต์ ซึ่งความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้นั้น จำเป็นต้องนำไปใช้หรือบำบัดก่อนปล่อยสู่บรรยากาศ ซึ่งในปัจจุบันเตาเผาเอนี้ยังไม่มี การนำความร้อนไปใช้ จึงจำเป็นต้องมีการบำบัดอุณหภูมิก่อนปล่อยสู่บรรยากาศ โดยการทำงานของห้องปฏิบัติการจะแบ่งส่วนหลักเป็น 3 ส่วนคือ ส่วนลำเลียงดังรูปที่ 1.1 หมายเลข 1 ส่วนเผาไหม้ดังรูปที่ 1.1 หมายเลข 2-3 และส่วนบำบัดดังรูปที่ 1.1 หมายเลข 4-7 ในส่วนที่ผู้วิจัยดูแลคือส่วนบำบัด ซึ่งมีหน้าที่ลดปัญหาทางอุณหภูมิและทางมลพิษ ในปัจจุบันนี้ส่วนที่ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิคือแจ็กเก็ตน้ำและมาน้ำ ดังรูปที่ 1.2 และส่วนที่ลดมลพิษคือเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียกดังรูปที่ 1.3 โดยในส่วนของแจ็กเก็ตน้ำจะทำการอุ่นน้ำใหม่ก่อนถึงมาน้ำและมาน้ำจะทำการฉีดน้ำที่ถูกอุ่นเป็นละอองละเอียดเพื่อที่จะให้มีการระเหยกลายเป็นไอน้ำ และส่วนเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียกจะให้ไอเสียไหลผ่านละอองน้ำขนาดกลางเพื่อชะล้างฝุ่นควันมลพิษ ซึ่งน้ำที่ชะล้างนั้นจะได้รับความร้อนและฝุ่นมลพิษจากไอเสีย จึงทำให้กลายเป็นน้ำที่มีตะกอนเถ้าลอย

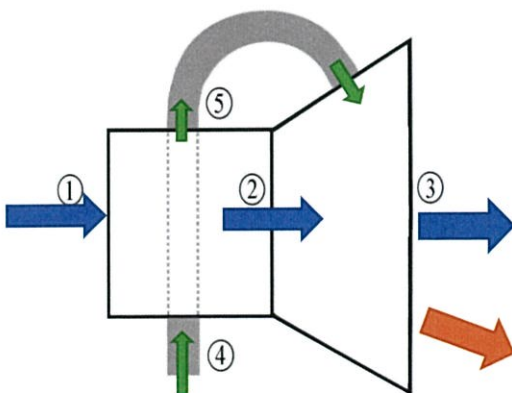
ปะปนและมีอุณหภูมิสูง จึงต้องถูกนำไปทำให้เย็นตัวลงด้วยหอผึ่งเย็น ก่อนที่น้ำบางส่วนจะถูกปล่อยทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม และส่วนที่เหลือจะถูกหมุนเวียน กลับมาใช้ชะล้างไอเสียอีกครั้ง

แต่ทว่าระบบหมุนเวียนน้ำที่ใช้อยู่ในปัจจุบันเกิดการสูญเสียน้ำเสียจำนวนมาก จากสมมติฐานของผู้วิจัย คาดว่าสาเหตุหลักมาจากแจ๊คเกิดน้ำและม่านน้ำที่ไม่มีประสิทธิภาพเพียงพอที่จะลดอุณหภูมิแล้วระเหยกลายเป็นไอจนหมดทำให้น้ำที่ควรจะระเหยกลายเป็นไอจนหมดแล้วไหลเข้าสู่ระบบหมุนเวียนน้ำ อีกทั้งระบบทำน้ำเย็นที่มีอยู่ปัจจุบันยังไม่เพียงพอต่อการทำงานในอนาคต

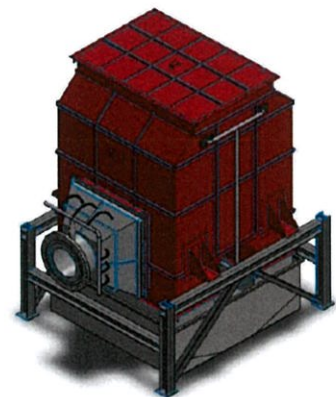
ทางผู้วิจัยจึงได้นำเอาระบบลดอุณหภูมิไอเสียด้วยการปรับปรุงสมรรถนะของม่านน้ำโดยการลดขนาดหยดน้ำที่ม่านน้ำ และระบบทำน้ำเย็นที่ใช้ในเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียกในโครงการวิจัยเตาพลังงานชีวมวลแบบเชื้อเพลิงขี้เถ้าวิจัย ออกแบบและพัฒนาปรับปรุงใหม่ โดยทำการพัฒนาประสิทธิภาพในส่วนของระบบลดอุณหภูมิไอเสียให้ดีขึ้นด้วยวิธีการควบคุมปริมาณน้ำที่ถูกฉีดและลดขนาดของหยดน้ำที่ถูกฉีดในม่านน้ำ และระบบทำความเย็นได้ถูกออกแบบใหม่เพื่อให้รองรับการทำงานในอนาคต



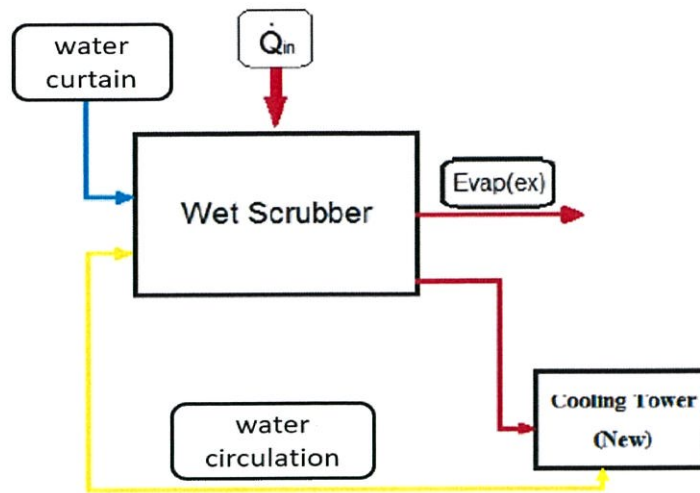
รูปที่ 1.1 ห้องปฏิบัติการณ์



รูปที่ 1.2 แจ๊คเกิดน้ำและม่านน้ำ



รูปที่ 1.3 เครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก



รูปที่ 1.4 ระบบหมื่นเวียนน้ำ

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

1. เพื่อลดการใช้น้ำในม่านน้ำ
2. เพิ่มการแลกเปลี่ยนความร้อนในหอผึ่งเย็น

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

1. ม่านน้ำที่ใช้ในการลดอุณหภูมิเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับไอเสียแล้วไม่เป็นไอสมบูรณ์ทำให้เกิดเป็นน้ำไหลเพิ่มลงไปในระบบทำให้ระบบหมื่นเวียนน้ำเสียสมดุล อันเป็นเหตุให้น้ำล้นเกินจากระบบ
2. การขาดการควบคุมที่แม่นยำของวาล์วควบคุมการไหลที่จุดต่าง ๆ ส่งผลให้น้ำในระบบหมื่นเวียนเสียสมดุล จนเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดน้ำล้นเกินหรือขาดในระบบหมื่นเวียนน้ำ
3. การเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างน้ำกับอากาศ และการเพิ่มความเร็วลมที่ไหลผ่านหอผึ่งเย็น (Cooling Tower) จะส่งผลให้ประสิทธิภาพในการลดอุณหภูมิน้ำหมื่นเวียนดียิ่งขึ้น
4. อุณหภูมิของน้ำหมื่นเวียนที่ลดลง จะส่งผลให้ประสิทธิภาพในการดักจับฝุ่นของเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียกดียิ่งขึ้น เนื่องจากสามารถลดการระเหยกลายเป็นไอของน้ำชะล้างได้มากขึ้น จึงทำให้ส่วนของน้ำชะล้างที่เป็นของเหลว ซึ่งเป็นส่วนที่ทำหน้าที่ดักจับฝุ่นมีปริมาณมากขึ้น เมื่ออัตราการไหลของน้ำชะล้างก่อนและหลังการพัฒนาระบบมีค่าเท่ากัน

1.4 ขอบเขตการวิจัย

1. การทดลองมีอัตราพลังงานความร้อนที่ได้จากเตาเผาสูงสุดที่ 500 กิโลวัตต์ โดยเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้คือแก๊สธรรมชาติชนิดเหลว (LPG) และชีวมวลผงจากขี้เลื่อยไม้ยางพารา
2. ไม่คำนึงถึงความร้อนสูญเสียจากท่อน้ำและอุปกรณ์ต่าง ๆ
3. การวิจัยนี้ไม่ได้ทำการศึกษาในส่วนของเคมีและชีวภาพ
4. ศึกษาเกี่ยวกับการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียกเพื่อประมาณค่าอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนเพื่อใช้ในการออกแบบหอผึ่งเย็นให้มีช่วงการทำงานที่เพียงพอต่อการทำความร้อน 500 กิโลวัตต์
5. ออกแบบและสร้างหอผึ่งเย็นสำหรับการเผาไหม้ที่ 500 กิโลวัตต์
6. ศึกษาถึงผลกระทบของการลดอุณหภูมิน้ำหมุนเวียน ต่อประสิทธิภาพในการดักจับฝุ่นของเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก

1.5 ขั้นตอนของการศึกษา

1. ทำการสำรวจถึงปัญหาของระบบหมุนเวียนน้ำที่ใช้ในเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก
2. กำหนดหัวข้อวัตถุประสงค์และขอบเขตของการศึกษา
3. ศึกษาหาข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนาระบบลดอุณหภูมิไอเสีย
4. ศึกษาและทำการสอบเทียบอุปกรณ์และเครื่องมือวัดต่าง ๆ
5. ทำการติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัดต่าง ๆ
6. ทำการทดลองเพื่อเก็บค่าผลการทดลองต่าง ๆ ก่อนการปรับปรุงระบบ
7. ทำการศึกษาและออกแบบการติดตั้งหัวฉีดเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพระบบลดอุณหภูมิไอเสีย
8. ทำการติดตั้งหัวฉีด
9. ทำการทดลองเพื่อเก็บค่าผลการทดลองต่าง ๆ หลังการปรับปรุงระบบ

10. ทำการศึกษาและออกแบบสร้างอุปกรณ์หอดึงเย็นอันใหม่
11. ทำการติดตั้งหอดึงเย็นใหม่
12. ทำการทดลองเพื่อเก็บค่าผลการทดลองต่าง ๆ หลังการปรับปรุงระบบ
13. วิเคราะห์ผลการทดลอง พร้อมทั้งสรุปผลการปรับปรุงระบบหมุนเวียนน้ำที่ใช้ในเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก โดยการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบลดอุณหภูมิไอเสีย

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้ทราบถึงวิธีการในการพัฒนาระบบลดอุณหภูมิไอเสียในเครื่องบำบัดอากาศ แบบเปียก
2. ได้ทราบถึงผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหมุนเวียนต่อประสิทธิภาพในการดักจับฝุ่น
3. ได้ทราบถึงวิธีการแก้ไขปัญหาเฉพาะหน้าต่าง ๆ ในสภาวะการทำงานจริง
4. ได้ทราบถึงวิธีการใช้อุปกรณ์และเครื่องมือวัดแบบต่าง ๆ
5. ได้ทราบถึงวิธีการในการพัฒนาระบบทำความเย็นของน้ำหมุนเวียน

1.7 ข้อจำกัดของการศึกษา

1. ปัจจัยอื่น ๆ ที่อยู่นอกเหนือการควบคุมของผู้ศึกษา
2. การกำหนดจำนวนครั้ง ระยะเวลาและเงื่อนไขในการทดลองขึ้นอยู่กับความตั้งใจของทุกกลุ่มที่เกี่ยวข้องในงานวิจัย มิใช่กลุ่มใดกลุ่มหนึ่ง
3. งบประมาณที่ได้รับ
4. พื้นที่ในการปฏิบัติการ

1.8 คำจำกัดความที่ใช้ในการศึกษา

1. ฝ้าลอย คือ ฝ้าที่มีขนาดเล็กและมีน้ำหนักเบา เมื่อเผาไหม้จะลอยออกไปสู่สิ่งแวดล้อมภายนอก ก่อให้เกิดมลพิษทางอากาศ
2. เชื้อเพลิงชีวมวล คือ เชื้อเพลิงที่ผลิตขึ้นจากสารอินทรีย์ ซึ่งมาจากพืชและสัตว์ อาทิเช่น วัสดุเหลือใช้ทางการเกษตร เศษไม้ เป็นต้น
3. เครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก (Wet scrubber) คือ อุปกรณ์ที่ใช้ในการบำบัดไอเสียก่อนปล่อยออกสู่บรรยากาศ โดยการใช้ละอองน้ำเป็นตัวชะล้างไอเสีย
4. หอผึ่งเย็น (Cooling tower) คือ อุปกรณ์ที่ใช้ในการลดอุณหภูมิน้ำ โดยการใช้อากาศที่เย็นกว่า เข้าแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำร้อน
5. น้ำชะล้าง (Scrubbing liquid) คือ น้ำที่ถูกใช้เพื่อชะล้างมลพิษจากไอเสีย จะถูกฉีดพ่นในเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก โดยให้สัมผัสโดยตรงกับไอเสียที่ไหลผ่าน ซึ่งทันทีที่สัมผัสกันน้ำจะดักจับเอามลพิษต่างๆในไอเสีย ทั้งแก๊สพิษและฝุ่นควันต่างๆ รวมถึงการลดอุณหภูมิของไอเสียอีกด้วย
6. ม่านน้ำ (Water curtain) คือ น้ำประปาที่ถูกใช้เพื่อลดอุณหภูมิไอเสียในเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก

บทที่ 2

งานวิจัย

2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

- 1) Yubiao Sun, Zhiqing Guan, Hal Gurgenci, Xiaoxiao Li และ Kamel Hoomn (2017) [17] ได้ศึกษาว่าในประเทศเขตร้อนด้วยอุณหภูมิที่สูงของบรรยากาศภายนอกจึงทำให้ประสิทธิภาพของหอผึ่งเย็นแบบแรงดึงดูดธรรมชาติ (Natural draft cooling tower, NDDCT) ลดลงเป็นอย่างมาก เพื่อที่จะแก้ปัญหาเหล่านี้ จึงได้ทดสอบติดตั้งเทคโนโลยีพรีคูลิ่ง (Precooling Technology) โดยการใช้ Nozzle ฉีดน้ำให้เป็นละอองเล็ก ๆ เพื่อเร่งให้เกิดการระเหยอย่างรวดเร็ว ด้วยการทดสอบการฉีดน้ำฝอยละอองละเอียดนี้ ทำให้อุณหภูมิของอากาศลดลงได้ถึง 6.3 องศาเซลเซียสและเพิ่มประสิทธิภาพการทำความเย็นได้ถึงร้อยละ 51.2
- 2) P. Boulet, J. Tissot, F. Tringquet และ L. Fournaison (2012) [15] ได้ศึกษาการปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและแบบแผ่นครีบด้วยการใช้การไหลของอากาศที่หอบละอองน้ำมาด้วย ชุดทดลองประกอบไปด้วยช่องการไหลของอากาศที่หอบละอองน้ำไหลเข้าไปยังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Cross flow การเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้รับผลมาจากการฉีดน้ำให้กับอากาศขาเข้า (air upstream) การทำความเย็นของอากาศขึ้นอยู่กับการระเหยของน้ำในอากาศขาเข้าผนวกเข้ากับการระเหยของน้ำในขณะที่ชนกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนนำไปสู่การเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพการทำความเย็น ทำให้ได้รับค่าแฟคเตอร์เพิ่มขึ้น 3.5 ในการสังเกตการไหลของความร้อน
- 3) Liehui Xiao, Tao Wu, Shuqin Feng, Xiaoze Du, Lijun Yang (2017) [13] ได้ศึกษาการระบายความร้อนด้วยการใช้ละอองน้ำโดยทำในอุโมงค์ลมกับหน้าต่างสี่เหลี่ยมที่มองเห็นได้สำหรับการดูการกระจายของอุณหภูมิจะเห็นได้ว่าการที่อัตราการไหลของน้ำคงที่แล้วเพิ่มอัตราการไหลของอากาศทำให้ละอองน้ำเกิดการระเหยได้เร็วขึ้น
- 4) Zhou, Hydrol Current Res (2014) [20] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการระเหยของหยดน้ำ โดยมีแนวคิดจากฝิ่งนำน้ำมาที่รังเพื่อทำให้รังเย็นขึ้น และฝิ่งที่ตัวเล็กจะทำให้ได้หยดน้ำที่มีขนาดเล็กกว่า จากการวิจัยค้นพบว่ายิ่งเส้นผ่าศูนย์กลางของหยดน้ำยิ่งเล็กจะทำให้แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีแล้วระเหยกลายเป็นไอได้ดีกว่า

- 5) นายอนันต์ พงษ์มุล (2006) [6] ได้ศึกษาและพัฒนาการออกแบบห่อฝัγγีเย้นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางสำหรับงานอุตสาหกรรม โดยมีวิธีขั้นพื้นฐานเป็นการคำนวณหาขนาดของส่วนประกอบต่างๆ ของห่อฝัγγีเย้น และได้ทำการเปรียบเทียบผลการคำนวณกับข้อมูลจากการออกแบบของบริษัทผลิตห่อฝัγγีเย้นรายหนึ่ง จากการเปรียบเทียบผลการคำนวณกับข้อมูลจากการออกแบบของบริษัทผลิตห่อฝัγγีเย้นรายหนึ่ง ประกอบด้วยข้อมูลด้านความร้อนและข้อมูลด้านขนาด ผลที่ได้คือข้อมูลด้านความร้อนมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง -25.52 ถึง 10.39 เปอร์เซ็นต์ สำหรับข้อมูลด้านขนาดมีเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนโดยมีรายละเอียดดังนี้ ขนาดส่วนประกอบภายในห่อฝัγγีเย้น ซึ่งประกอบด้วยขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้า ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ ขนาดแผงกันละอองน้ำ และขนาดพัดลมมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง 8 ถึง 15 เปอร์เซ็นต์ของผลการคำนวณโดยบริษัทผลิตห่อฝัγγีเย้น และขนาดส่วนประกอบภายนอกห่อฝัγγีเย้น ซึ่งประกอบด้วยขนาดปล่องปล่อยลม ขนาดตัวเรือนห่อฝัγγีเย้นและขนาดความสูงห่อฝัγγีเย้น มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง -8.8 ถึง 9.8 เปอร์เซ็นต์ของผลการคำนวณโดยบริษัทผลิตห่อฝัγγีเย้น หรือผลการคำนวณโดยวิธีขั้นพื้นฐานที่ได้ ห่อฝัγγีเย้นมีขนาดเล็กกว่าและใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่าห่อฝัγγีเย้นที่ได้จากการคำนวณโดยบริษัท

บทที่ 3

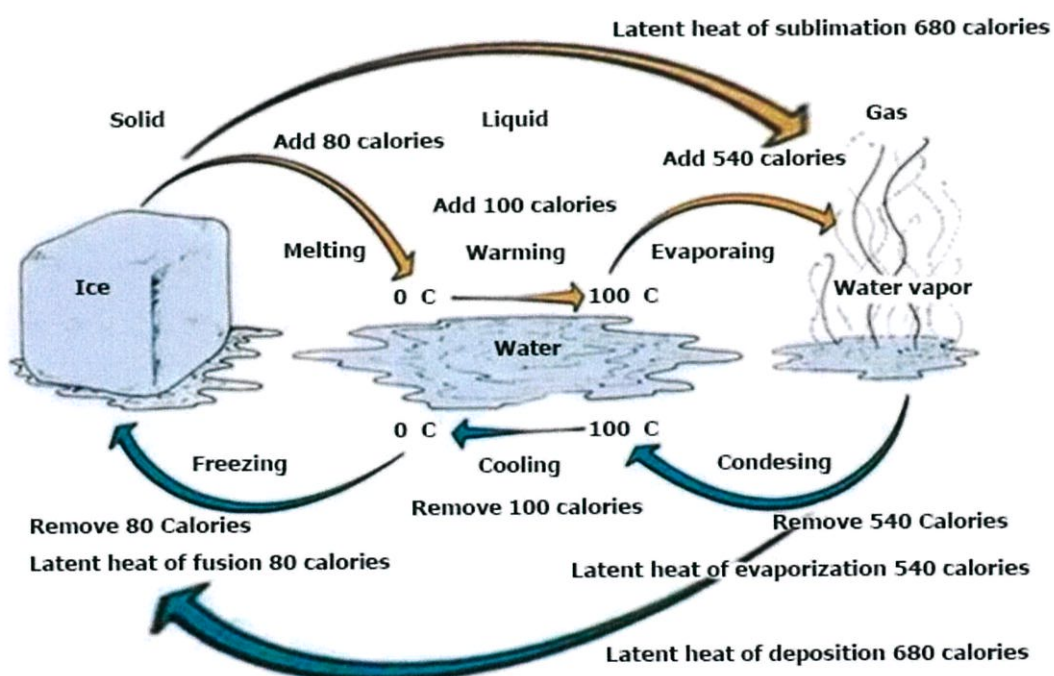
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 คุณสมบัติของน้ำ

3.1.1 การเปลี่ยนแปลงสถานะของน้ำ

ไอน้ำ คือสถานะหนึ่งของน้ำ ที่อยู่ในสภาวะแก๊ส ไม่มีสี ไม่มีกลิ่น ความหนาแน่นน้อย มีรูปร่างไม่แน่นอน ซึ่งน้ำในอากาศสามารถเปลี่ยนจากสถานะหนึ่งไปสู่อีกสถานะหนึ่งได้ และสามารถเปลี่ยนแปลงกลับไปกลับมาได้ ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความดันอากาศ โดยระหว่างการเปลี่ยนแปลงสถานะของน้ำ จะมีการดูดกลืนหรือคายความร้อน โดยที่อุณหภูมิของน้ำจะไม่มีการเปลี่ยนแปลง เรียกว่า “ความร้อนแฝง” (Latent Heat) ดังรูปที่ 3.1 [12]

ความร้อนแฝง มีหน่วยวัดเป็นแคลอรี โดย 1 แคลอรี เท่ากับ 4.2 จูล ซึ่งเป็นปริมาณความร้อนที่สามารถทำให้น้ำ 1 กรัม มีอุณหภูมิสูงขึ้น 1°C (หากต้องการเพิ่มอุณหภูมิให้น้ำ 100°C ให้น้ำ 1 กรัม จะต้องเพิ่มความร้อนให้น้ำ 100 แคลอรี)



รูปที่ 3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างสถานะของน้ำและความร้อนแฝงที่ใช้ในการเปลี่ยนสถานะ

1) การหลอมเหลว - การแข็งตัว

ถ้าต้องการเปลี่ยนสถานะของน้ำแข็งให้กลายเป็นของเหลว จะต้องเพิ่มความร้อนให้แก่ น้ำแข็ง โดยระหว่างการเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว น้ำแข็งจะยังคงรักษาอุณหภูมิ ซึ่งปริมาณความร้อนแฝง สำหรับทำให้น้ำแข็งหลอมเหลวเป็นน้ำ มีค่าเท่ากับ 80 แคลอรี/กรัม เรียกกระบวนการนี้ว่า “การหลอมเหลว” (Melting)

ในทางกลับกัน หากต้องการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวไปเป็นน้ำแข็ง น้ำจะต้องคายความร้อน แฝงออกมาเท่ากับ 80 แคลอรี/กรัม เรียกกระบวนการนี้ว่า “การแข็งตัว” (Freezing)

2) การระเหย - การควบแน่น

ถ้าต้องการเปลี่ยนสถานะของน้ำเป็นไอน้ำ จะต้องเพิ่มความร้อนแฝงปริมาณ 540 แคลอรี/กรัม เรียกกระบวนการนี้ว่า “การระเหย” (Evaporation)

ในทางกลับกัน หากต้องการเปลี่ยนสถานะจากไอน้ำกลับเป็นน้ำ จะต้องคายความร้อนแฝง ปริมาณ 540 แคลอรี/กรัม เรียกกระบวนการนี้ว่า “การควบแน่น” (Condensation)

3) การระเหิด - การระเหิดกลับ

ถ้าต้องการเปลี่ยนสถานะของน้ำแข็งไปเป็นไอน้ำโดยตรง จะต้องเพิ่มความร้อนแฝงปริมาณ 680 แคลอรี/กรัม เรียกกระบวนการนี้ว่า “การระเหิด” (Sublimation)

ในทางกลับกันหากต้องการเปลี่ยนสถานะจากไอน้ำกลับเป็นน้ำแข็ง จะต้องคายความร้อนแฝง ปริมาณ 680 แคลอรี/กรัม เรียกกระบวนการนี้ว่า “การระเหิดกลับ” (Deposition)

3.2 เครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก (Wet Scrubber)

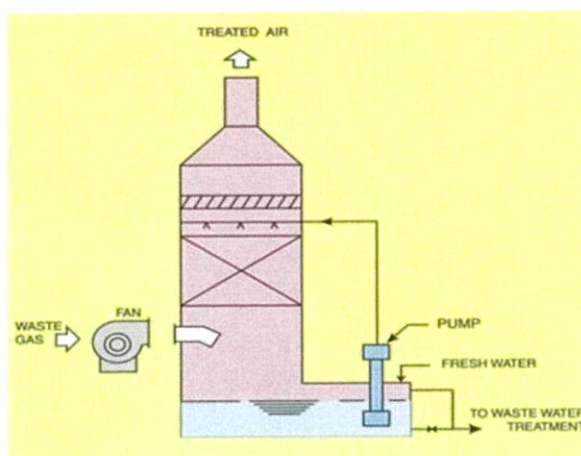
เครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก (Wet Scrubber) หรือ สครับเบอร์ (Scrubber) ดังรูปที่ 3.2 เป็น อุปกรณ์ที่ใช้สำหรับกำจัดแก๊สและไอ (Gas and Vapor) ตลอดจนอนุภาคที่มีขนาดเล็ก โดยใช้ของเหลว เช่น น้ำเป็นตัวดักจับด้วยการพ่นฉีดของเหลวหรือน้ำให้เป็นละอองฝอยขนาดเล็กให้กระจายไปปะทะกับ กระแสแก๊ส โดยอาศัยกลไกของการสกัดกั้น การกระทบเนื่องจากความเฉื่อย และการแพร่ จากนั้นหยดน้ำ ที่จับกับอนุภาคจะถูกแยกโดยแรงโน้มถ่วงหรือแรงเหวี่ยง [5]

การดักจับฝุ่นด้วยเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก มี 3 ขั้นตอน คือ

1. อนุภาคสัมผัสและดักจับด้วยหยดของเหลว
2. แยกหยดของเหลวออกจากกระแสก๊าซ
3. บำบัดของเหลว (น้ำเสีย) ก่อนระบายทิ้ง

เครื่องบำบัดอากาศแบบเปียกมีส่วนประกอบที่สำคัญคือ

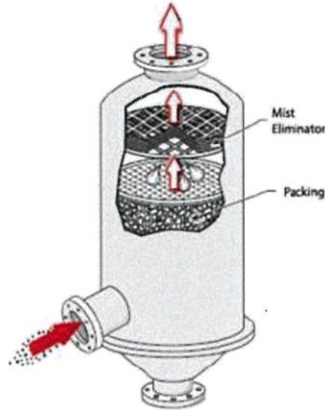
1. พัดลมดูดอากาศ (Exhaust Fan) ทำหน้าที่ดูดอากาศเสียเข้าสู่สครับเบอร์
2. ปั๊ม (Circulation Pump) ทำหน้าที่ดูดน้ำจากถังหมุนเวียนน้ำไปสู่หัวฉีด (Nozzle) และฉีดเป็นละอองฝอยไปทั่วทั้งสครับเบอร์
3. ตัวสครับเบอร์ (Scrubber Main Body) ประกอบไปด้วย
 - 3.1 ตัวเพิ่มพื้นที่ในการกระจายตัวของแก๊ส (Scrubber Tower Packing) ทำหน้าที่ในการช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวในการสัมผัสกันระหว่างแก๊สกับของเหลว
 - 3.2 หัวฉีดสเปรย์ (Spray Nozzle) ทำหน้าที่ฉีดน้ำให้ทั่วถึงอย่างสม่ำเสมอภายในตัวสครับเบอร์
 - 3.3 ตัวดักจับละอองน้ำ (Mist Separator) ทำหน้าที่ดักจับละอองน้ำที่เกิดจากการฉีดสเปรย์ในสครับเบอร์ไม่ให้หลุดออกไปภายนอกเพราะจะนำพาแก๊สเสียปนออกไปด้วย
4. ถังหมุนเวียนน้ำ (Circulation Tank) ทำหน้าที่เก็บกักน้ำไว้สำหรับหมุนเวียนใช้ในระบบ



รูปที่ 3.2 Wet Scrubber

3.2.1 ชนิดของเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก

1. สครับเบอร์แบบสเปรย์ (Spray Tower Scrubbers) ดังรูปที่ 3.3 มีรูปร่างเป็นทรงกระบอก ปกติก๊าซไหลสวนทิศกับของเหลว เป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานต่ำเหมาะกับฝุ่นที่มีขนาดใหญ่กว่า 5 ไมครอน และสามารถกำจัดก๊าซมลพิษได้อีกด้วย โดยส่วนบนของหอนี้มีแผ่นดักละอองน้ำ (Demister)



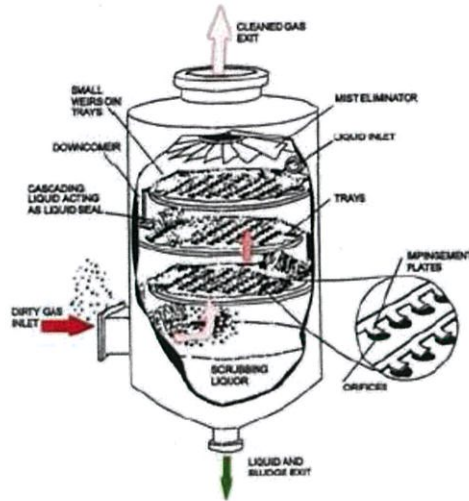
รูปที่ 3.3 สครับเบอร์แบบสเปรย์

2. สครับเบอร์แบบหอบรรจุหรือหอพแคค (Packed Bed Scrubbers) ดังรูปที่ 3.4 ปกตินิยมใช้กำจัดก๊าซและไอแต่สามารถจับฝุ่นได้ด้วย เป็นหอนี้บรรจุชิ้นวัสดุไว้เต็มแล้วฉีดของเหลวให้ไหลผ่านวัสดุลงด้านล่าง กระแสก๊าซจะไหลสวนทิศกับของเหลว อนุภาคหรือก๊าซจะชนและแพร่ผ่านฟิล์มของเหลวที่เคลือบวัสดุอยู่แล้วไหลสู่ด้านล่าง



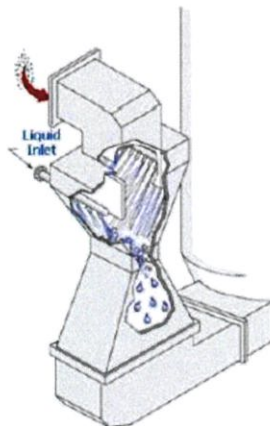
รูปที่ 3.4 สครับเบอร์แบบหอบรรจุ

3) สครับเบอร์แบบถาดหรือเพลท (Tray or Plate Scrubbers) ดังรูปที่ 3.5 เป็นหอที่มีเพลทที่ถูกเจาะรูวางอยู่ภายใน ก๊าซจะไหลสวนทางแล้วผ่านรูของเพลท โดยจะให้ของเหลวไหลผ่านเพลทลงมาด้านล่าง มีประสิทธิภาพในการกำจัดอนุภาคปานกลาง เหมาะสมกับฝุ่นที่มีขนาดใหญ่กว่า 1 ไมครอน



รูปที่ 3.5 สครับเบอร์แบบถาดหรือเพลท

4.) สครับเบอร์แบบเวนทูรี (Venturi Scrubbers) ดังรูปที่ 3.6 เป็นอุปกรณ์ที่นิยมใช้มากที่สุดชนิดหนึ่ง เนื่องจากประสิทธิภาพสูงมากในการรับอนุภาคขนาดเล็กโดยเฉพาะเล็กกว่า 1 ไมครอน และสามารถรับก๊าซได้ โดยมีส่วนประกอบที่สำคัญ คือ ส่วนคอคอด (Converging Section) ส่วนคอ (Throat) และส่วนขยาย (Diverging Section) การทำงานของเวนทูรีสครับเบอร์ คือ ก๊าซที่ไหลเข้าจะมีของเหลวพ่นตรงส่วนคอคอด หรือส่วนคอ ซึ่งเป็นช่วงที่ก๊าซมีความเร็วสูง 60-244 m/s ก๊าซที่ไหลด้วย ความเร็วสูงจะทำให้ของเหลวแตกออกเป็นละอองฝอย และมีความเร็วสูง ทำให้ประสิทธิภาพของ สครับเบอร์แบบเวนทูรีมีค่าสูง แต่จะมีค่าความดันสูญเสียสูงตามด้วย



รูปที่ 3.6 สครับเบอร์แบบเวนทูรี

3.3 หอผึ่งเย็น (Cooling Tower)

หอผึ่งเย็นหรือหอระบายความร้อน (Cooling Tower) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับการระบายความร้อนออกจากน้ำร้อนในระบบการทำความเย็น หรือจากกระบวนการผลิต เพื่อให้อุณหภูมิของน้ำลดลงและนำกลับมาเป็นน้ำหมุนเวียนใช้ต่อไป การระบายความร้อนในหอผึ่งเย็นจะอาศัยการถ่ายโอนความร้อนโดยใช้วิธีการระเหยตัวของน้ำ (Evaporation) สู่อากาศบรรยากาศ เนื่องจากการถ่ายโอนความร้อนจะเกิดขึ้นเสมอเมื่ออุณหภูมิของน้ำสูงกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของบรรยากาศ [6][8][10]

หอผึ่งเย็นเป็นอุปกรณ์ที่ช่วยในการลดน้ำที่มีอุณหภูมิสูงให้กระจายตัวออกเป็นละอองเล็กๆ ตกผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ (Baffles or Fill Material) ละอองน้ำเหล่านี้จะเกาะตัวกับแผงขยายฟิล์มน้ำ ทำให้เกิดเป็นพื้นที่เปียก ซึ่งจะสัมผัสกับอากาศที่ผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ ก่อให้เกิดกระบวนการถ่ายโอนความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) ระหว่างน้ำที่มีอุณหภูมิสูงกับอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำขณะเดียวกันนั้นละอองน้ำบางส่วนก็จะระเหยตัวกลายเป็นไอน้ำไปในอากาศ เพราะอากาศในขณะนั้นยังมีสภาพไม่อิ่มตัว น้ำจึงสามารถระเหยกลายเป็นไอน้ำได้ ซึ่งกระบวนการระเหยกลายเป็นไอของละอองน้ำนี้จะทำให้น้ำสูญเสียความร้อนแฝง (Latent Heat) ดังนั้นละอองน้ำที่ระเหยตัวจึงดึงความร้อนจากปริมาณน้ำที่เหลืออยู่ อาจกล่าวได้ว่า กระบวนการถ่ายโอนความร้อนภายในหอผึ่งเย็น แบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ

1. การถ่ายโอนความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) จากน้ำที่มีอุณหภูมิสูง ไปสู่อากาศที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า
 2. การถ่ายโอนความร้อนแฝง (Latent Heat) จากการระเหยตัวของน้ำไปสู่อากาศที่ยังไม่อิ่มตัว
- ปัจจัยที่สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของการทำความเย็นได้ มีดังนี้
1. เพิ่มการแตกตัวของละอองน้ำทำให้พื้นที่ผิวของละอองน้ำในการถ่ายโอนความร้อนเพิ่มมากขึ้น
 2. เพิ่มพื้นที่แผงขยายฟิล์มน้ำทำให้น้ำมีโอกาสสัมผัสกับอากาศมากขึ้น
 3. เพิ่มปริมาณอากาศ เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายโอนความร้อน

3.3.1 การแบ่งชนิดของหอผึ่งเย็น

ผู้ผลิตหอผึ่งเย็นจะผลิตหอผึ่งเย็นหลายชนิดแตกต่างกัน ให้ผู้ใช้เลือกใช้ชนิดที่เหมาะสมกับงาน ของตนได้ โดยแบ่งได้ประมาณดังนี้

1. แบ่งตามชนิดการไหลของอากาศ

1.1 ชนิดอากาศไหลสวนทางกับน้ำ (Counter Flow)

การแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นโดยที่ทิศทางการไหลของน้ำกับอากาศอยู่ในทิศทางที่สวนทางกัน

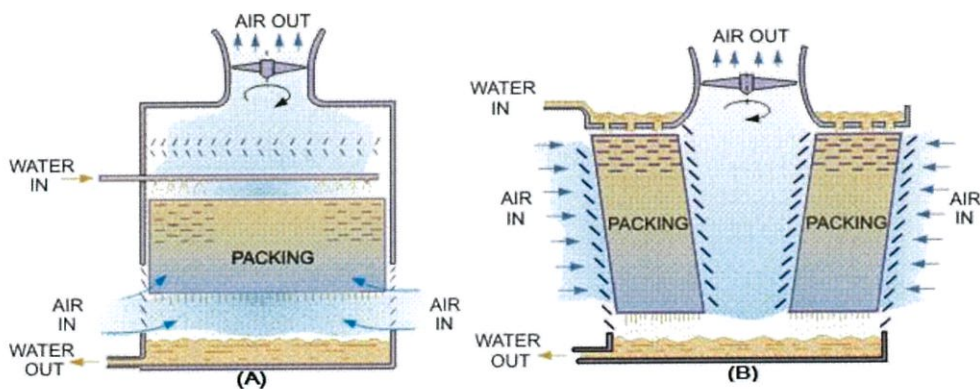
1.2. ชนิดอากาศไหลขวางทางกับน้ำ (Cross Flow)

การแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นโดยที่ทิศทางการไหลของน้ำตัดกับทิศทางที่อากาศไหลเข้าหอผึ่งเย็น

ชนิดอากาศไหลสวนทางกับน้ำ ได้เปรียบทางด้าน ราคา สมรรถนะสูง ส่วนชนิดอากาศไหลขวางทางกับน้ำ ได้เปรียบทางด้านแรงต้านการไหลของอากาศต่ำ เนื่องจากมีพื้นที่อากาศไหลเข้ามากกว่า สิ่งสกปรกที่อุดตันมีผลต่อการทำงานน้อยกว่า และการสูญเสียของน้ำ เนื่องจากการกระเซ็น (Drift Loss) ต่ำ

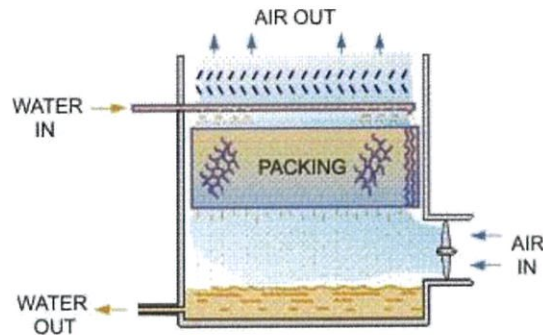
2. แบ่งตามลักษณะการทำงานของพัดลม

2.1 ชนิดพัดลมดูดอากาศไหลผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ (Induced Draft) ดังรูปที่ 3.7 ชนิดนี้ส่วนใหญ่จะออกแบบให้อากาศขึ้นไหลผ่านพัดลม ชุดขับเคลื่อนพัดลม ผลทำให้อุปกรณ์เหล่านั้นมีอายุการใช้งานสั้นลง



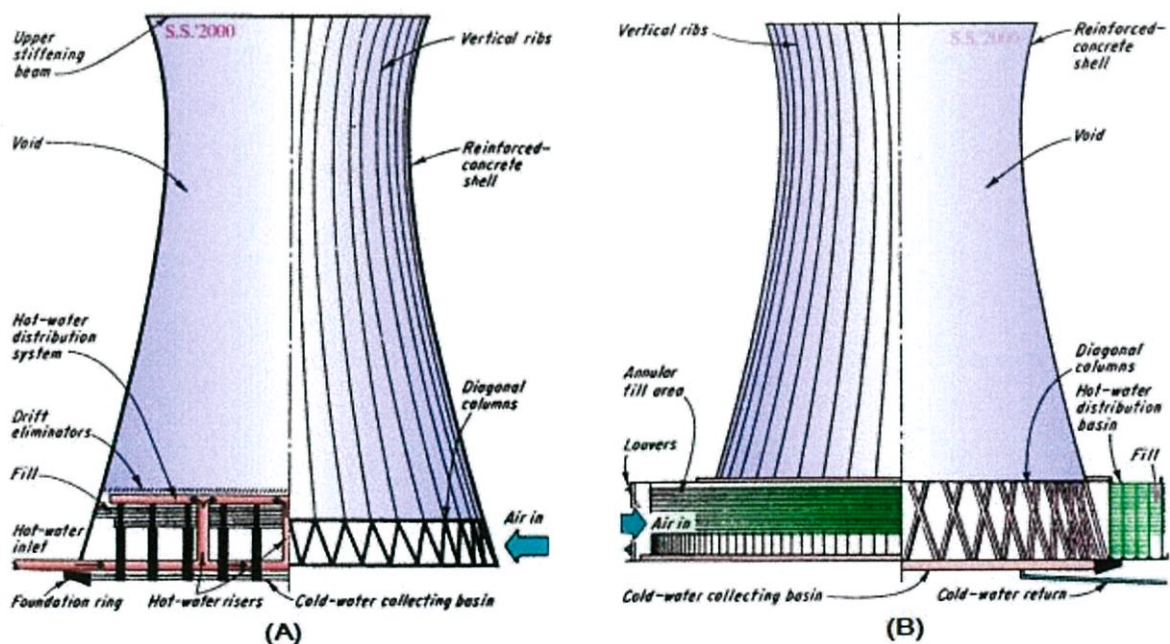
รูปที่ 3.7 Induced Draft Cooling Tower (A) Counter Flow (B) Cross Flow

2.2 ชนิดพัดลมเป่าอากาศไหลผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ (Forced Draft) ดังรูปที่ 3.8 ชนิดนี้อากาศขึ้นไม่ไหลผ่านชุดพัดลม และระบบขับเคลื่อนอายุการใช้งานของอุปกรณ์เหล่านี้จึงยาวกว่า ขณะทำงาน อากาศไหลผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำไม่สม่ำเสมอ ทำให้สมรรถนะต่ำ



รูปที่ 3.8 Forced Draft Cooling

2.3 ชนิดอากาศไหลตามธรรมชาติ (Natural Draft) ดังรูปที่ 3.9 ชนิดนี้ใช้หลักการอากาศร้อนลอยตัวขึ้น อากาศเย็นไหลเข้ามาแทนที่ ทำให้เกิดการไหลของอากาศ จึงไม่ต้องใช้พลังงานขับเคลื่อนอากาศ ข้อเสียเปรียบคือ ความสามารถต่ำ, ตัวใหญ่ และราคาแพง



รูปที่ 3.9 Natural Draft Cooling Tower (A) Counter Flow (B) Cross Flow

3. แบ่งตามชนิดของแผงขยายฟิล์มน้ำ

3.1 ชนิดเป็นแผ่นฟิล์ม (Film Type) แผงขยายฟิล์มน้ำชนิดนี้ทำจากพลาสติกแผ่นบาง รีดเป็นลอนให้มีพื้นที่มาก น้ำที่ไหลผ่านถูกกระจายออกเป็นแผ่นบางและไหลเกาะติดไปกับแผงขยายฟิล์มน้ำ เม็ดน้ำหลุดลอยไปกับอากาศ (Drift Loss) น้อย ข้อเสียมีช่องทางอากาศและน้ำไหลเล็กจึงอุดตันได้ง่าย

3.2 ชนิดน้ำตกกระแทก (Splash Type) ชนิดนี้น้ำตกกระแทกแผงขยายฟิล์มน้ำ น้ำจะแตกกระจายเป็นเม็ดเล็กๆ เป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวระบายความร้อนวิธีหนึ่ง เม็ดน้ำจะลอยอยู่ในกระแสการไหลของอากาศ การสูญเสียน้ำเนื่องจากกระเซ็นจึงสูง ข้อดีคือช่องทางอากาศไหลใหญ่ อุดตันยาก

4. แบ่งตามระบบน้ำ

4.1 ระบบเปิด (Open Type) น้ำระบายความร้อน สัมผัสกับอากาศโดยตรง น้ำระเหยตัวเพื่อระบายความร้อน สิ่งสกปรกที่ปนมากับน้ำและอากาศ ถูกสะสมในหอผึ่งเย็น จึงต้องควบคุมคุณภาพน้ำโดยการถ่ายทิ้ง เติมนสารเคมี หรือใช้ไฟฟ้าสลายตะกอน ฯลฯ

4.2 ระบบปิด (Closed Type) ความร้อนของน้ำในระบบถ่ายเทผ่านผนังของระบบไปสู่ น้ำและอากาศที่อยู่ภายนอก น้ำในระบบไม่ระเหยตัว ไม่สัมผัสกับอากาศ น้ำจึงสะอาดอยู่ตลอดเวลา ไม่สร้างปัญหาการอุดตันในระบบ ข้อเสียของระบบนี้ คือ มีขนาดใหญ่ ราคาแพง การทำงานซับซ้อน

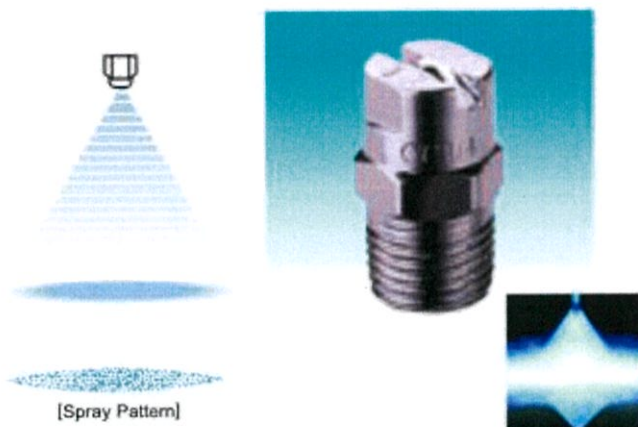
3.4 หัวฉีดสเปรย์(Spray Nozzle)

ทำหน้าที่ฉีดน้ำให้ทั่วถึงอย่างสม่ำเสมอภายในตัวสกรับเบอร์เพื่อทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อน [3]

3.4.1 รูปแบบของหัวฉีดสเปรย์

1. หัวฉีดสเปรย์น้ำแบบทรงพัดแบน (Flat Fan Spray Nozzle) ดังรูปที่ 3.10

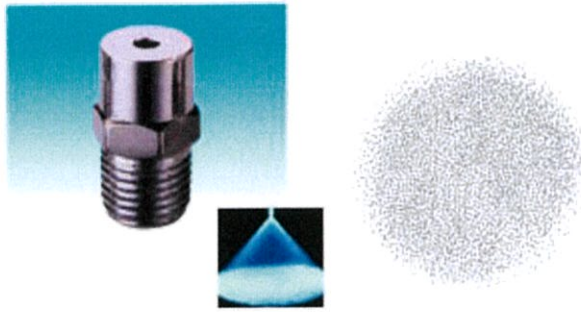
เหมาะสำหรับงานที่ต้องการแรงปะทะ หรือรูปแบบการสเปรย์แบบม่านน้ำตัววี (flat spray nozzle pattern) องศาการสเปรย์ตั้งแต่ 15 องศาถึง 110 องศา ให้ละอองน้ำขนาดเล็กถึงขนาดกลาง เช่น การดับลดความร้อน การล้างชิ้นส่วนต่าง ๆ การลดอุณหภูมิน้ำ การดักฝุ่นและก๊าซ การดักฝุ่น และการควบคุมฝุ่น



รูปที่ 3.10 หัวฉีดสเปรย์น้ำแบบทรงพัดแบน (Flat Fan Spray Nozzle)

2. หัวฉีดสเปรย์น้ำแบบทรงกรวยเต็ม (Full Cone Spray Nozzle) ดังรูปที่ 3.11

การสเปรย์จึงเป็นแบบทรงกลมเต็มพื้นที่ทำให้การกระแทกน้ำเป็นแบบเต็มพื้นที่เช่นกัน มุมการสเปรย์ตั้งแต่ 43 องศาถึง 120 องศา การสเปรย์น้ำจะกระจายน้ำออกมาตามพื้นที่อย่างสม่ำเสมอและมีขนาดละอองน้ำที่มีขนาดกลางถึงใหญ่ มีช่วงอัตราการไหลที่กว้างตามแรงดันที่ใช้และการออกแบบ Vane ภายในตัวหัวฉีดให้มีขนาดใหญ่จึงทำให้การไหลภายในหัวฉีดมีใหญ่จึงทำให้การไหลภายในหัวฉีดมาให้เหมาะกับการใช้งานหลากหลายประเภทเช่น ใช้ในการบวนการล้างคราบต่าง ๆ ออกจากชิ้นงาน สเปรย์น้ำเพื่อลดควัน ในขั้นตอนการผลิตเหล็กมูลฐาน และการดักฝุ่นในอุตสาหกรรมเหมือง ถ่านหิน หินปูน ฝุ่นทราย และกรวด



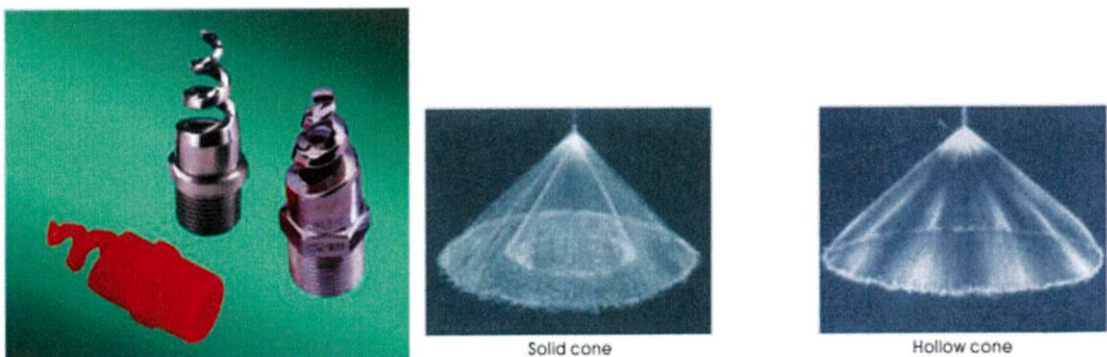
รูปที่ 3.11 หัวฉีดสเปรย์น้ำแบบทรงกรวยเต็ม (Full Cone Spray Nozzle)

3. หัวฉีดสเปรย์น้ำควบคุมฝุ่น ไม่อุดตัน (Spiral Whirl Jet Spray Nozzle : Anti Clog) ดังรูปที่ 3.12

หัวสเปรย์น้ำที่ให้ปริมาณน้ำค่อนข้างมากเหมาะสำหรับใช้ในงานด้านสิ่งแวดล้อม Spiral Whirl Jet nozzle สเปรย์น้ำมีมุมตั้งแต่ 60 ถึง 170 องศาให้เลือกใช้ได้ตามความต้องการอัตราการไหลสามารถเลือกได้ระหว่าง 5.5 ลิตรต่อนาที ถึง 4140 ลิตรต่อนาทีที่ 3 บาร์

หัวสเปรย์น้ำถูกออกแบบมาให้ น้ำไหลผ่านจากท่อสู่หัวสเปรย์น้ำโดยไม่มีชิ้นส่วนใด ๆ ในตัวหัวสเปรย์คอยขัดขวางการไหลของน้ำ ทำให้การสเปรย์น้ำเป็นไปได้อย่างมีประสิทธิภาพ หัวสเปรย์น้ำรุ่นนี้สามารถเลือกให้เหมาะกับขนาดของท่อได้ด้วย

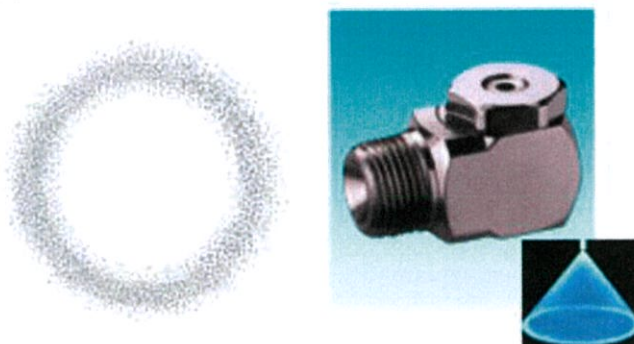
ขนาดของเกลียวของหัวสเปรย์ตั้งแต่ขนาด $\frac{1}{4}$ ถึง 4 นิ้ว และยังสามารถเลือกวัสดุได้อีก มีทั้งหัวสเปรย์น้ำที่ผลิตจากวัสดุทองเหลือง หัวสเปรย์น้ำที่ผลิตจากวัสดุ PVC หัวสเปรย์น้ำที่ผลิตจากวัสดุสแตนเลส เพื่อให้เหมาะสมกับสภาพแวดล้อมการใช้งานของหัวสเปรย์น้ำ หัวสเปรย์น้ำรุ่นนี้เหมาะสำหรับใช้ใน งานด้านสิ่งแวดล้อมส่วนใหญ่ มักใช้ใน Wet scrubber เพื่อการดักฝุ่น ควั่น ตักไอกรด สเปรย์น้ำเพื่อดับเพลิง



รูปที่ 3.12 หัวฉีดสเปรย์น้ำควบคุมฝุ่น ไม่อุดตัน (Spiral Whirl Jet Spray Nozzle(Anti Clog))

4. หัวฉีดสเปรย์น้ำทรงกรวยกลวง ทรงโดนัท (Hollow Cone Spray Nozzle) ดังรูปที่ 3.13

หัวฉีดสเปรย์ทรงกรวยกลวง หรือแบบทรงโดนัท คือมีรูตรงกลาง หัวฉีดน้ำแบบนี้จะฉีดสเปรย์เป็นเส้นรอบวง หรือ ที่เราเห็นเป็นโดนัทนั่นเองมุมการสเปรย์ตั้งแต่ 51 องศาถึง 144 องศา การสเปรย์น้ำจะกระจายน้ำออกมาตามพื้นที่อย่างสม่ำเสมอและมีขนาดละอองน้ำที่มีขนาดกลางถึงใหญ่ มีช่วงอัตราการไหลที่กว้างตามแรงดันที่ใช้เหมาะสำหรับเพื่อซักฟอก ลดความร้อน ในบริเวณที่ต้องการโดยไม่เปียกมากเกินไป ทำความสะอาดชิ้นงาน



รูปที่ 3.13 หัวฉีดสเปรย์น้ำทรงกรวยกลวง ทรงโดนัท (Hollow Cone Spray)

3.5 เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple)

เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) หรือ หัววัดอุณหภูมิ ซึ่งตัวเทอร์โมคัปเปิลนี้ก็จะมียูหลากหลายชนิด หลากหลายแบบ ซึ่งก็ขึ้นอยู่กับความต้องการนำไปใช้ในลักษณะของการวัดที่แตกต่างต่างกันไป [4]

เทอร์โมคัปเปิลมีหลาย Type ให้เลือก แล้วแต่ย่านอุณหภูมิ และลักษณะการใช้งาน โดยความแตกต่างของแต่ละ Type นี้เกิดจากการเลือกใช้คู่ของวัสดุ (Element) ของโลหะที่จะนำมาเชื่อมเข้าด้วยกันให้แตกต่างกัน เพราะโลหะแต่ละชนิดย่อมมีคุณสมบัติพิเศษเฉพาะตัวของมันอยู่แล้ว เมื่อโลหะชนิดต่าง ๆ กันมาจับคู่เชื่อมเข้าด้วยกัน จะทำให้คุณสมบัติของเทอร์โมคัปเปิล ที่ได้แตกต่างกันไป นอกจากนี้ ได้มีการทดลองผสมโลหะต่างชนิดเข้าด้วยกัน เพื่อปรับปรุงคุณสมบัติของโลหะเดิมให้ดีขึ้น หรือเพื่อใช้แทนโลหะบางชนิดที่ใช้ทำอยู่เดิม เช่น แพลทินัม เนื่องจากราคาสูง ตัวอย่างโลหะผสมที่เกิดขึ้น เช่น โครเมล (Cromel) คือโลหะผสมของ นิกเกิล 90% และ โครเมียม 10% ,อลูเมล (Alumel) คือ โลหะ

ผสมของ นิกเกิล 95% อลูมิเนียม 2% แมงกานีส 2% และ ซิลิคอน 1% ,คอนสแตนแตน (Constantan) คือ โลหะผสมของ ทองแดง60% และ นิกเกิล40% เป็นต้น

การใช้งานเทอร์โมคัปเปิล ควรเลือกใช้ให้ถูกต้องและเหมาะสมกับงานนั้น ๆ โดยสิ่งที่ควรพิจารณามีหลายข้อ เช่น ค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้งาน, ราคา, ความกัดกร่อนของสารที่เทอร์โมคัปเปิลสัมผัส, ต้องใช้ Thermowell หรือไม่ลักษณะบรรยากาศที่เป็น Oxidizing, Reducing, Inert หรือ Vacuum เป็นต้น

ตารางที่ 3.1 ตารางแสดงคุณสมบัติเปรียบเทียบเทอร์โมคัปเปิลแบบมาตรฐาน Type ต่างๆ

Type	ส่วนผสม	ย่านอุณหภูมิใช้งาน		แรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ได้ mV
		$^{\circ}C$	$^{\circ}F$	
B	แพลทินัม - 30% โรเดียม แพลทินัม - 6% โรเดียม	0 ถึง 1820	32 ถึง 3310	0 ถึง 13.814
R	แพลทินัม - 13% โรเดียม แพลทินัม	-50 ถึง 1768	-60 ถึง 3210	-0.26 ถึง 21.108
S	แพลทินัม - 10% โรเดียม แพลทินัม	-50 ถึง 1768	-60 ถึง 3210	-0.236 ถึง 18.698
J	เหล็ก/คอนสแตนแตน	-210 ถึง 760	-350 ถึง 1400	-8.096 ถึง 42.922
K	โครเมิล/อะลูเมิล	-270 ถึง 1372	-450 ถึง 2500	-6.458 ถึง 54.875
T	ทองแดง/คอนสแตนแตน	-270 ถึง 400	-450 ถึง 750	-6.258 ถึง 20.869
E	โครเมิล/คอนสแตนแตน	-270 ถึง 1000	-450 ถึง 1830	-9.835 ถึง 76.358

ตารางที่ 3.2 ตารางแสดงสภาวะแวดล้อมในการใช้งานเทอร์โมคอปเปิลแบบมาตรฐานโดยไม่ต้องใช้ Thermowell ต่างๆ Nozzle

ความเหมาะสมในการใช้งาน							
Tc Type	บรรยากาศ Oxidizing ^[1]	บรรยากาศ Reducing ^[2]	บรรยากาศ Inert ^[3]	Vacuum ^[4]	บรรยากาศ Sulferous	อุณหภูมิ < 0 C	มีไอของ โลหะ
B	ได้	ไม่ได้	ได้	ได้ช่วงสั้น ๆ	ไม่ได้	ไม่ได้	ไม่ได้
R	ได้	ไม่ได้	ได้	ไม่ได้	ไม่ได้	ไม่ได้	ไม่ได้
S	ได้	ไม่ได้	ได้	ไม่ได้	ไม่ได้	ไม่ได้	ไม่ได้
J	ได้	ได้	ได้	ได้	ไม่ได้ถ้า > 500 °C	ไม่ได้	ได้
K	ได้ ^[5]	ไม่ได้	ได้	ไม่ได้	ไม่ได้	ได้	ได้
T ^[6]	ได้	ได้	ได้	ได้	ไม่ได้	ได้	ได้
E	ได้	ไม่ได้	ได้	ไม่ได้	ไม่ได้	ได้	ได้

หมายเหตุ

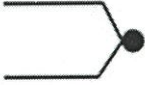
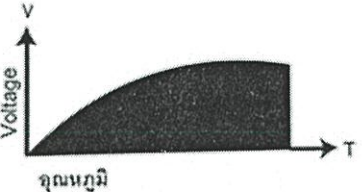
- [1] Oxidizing คือ กระบวนการทางเคมีที่ดึงออกซิเจนจากภายนอกเข้าไปทำปฏิกิริยากับสารนั้น
- [2] Reducing คือ กระบวนการทางเคมีที่ออกซิเจนถูกดึงออกจากสารนั้นเพื่อ去做ปฏิกิริยากับสารภายนอก
- [3] Vacuum คือ ค่าความดันที่ต่ำกว่าบรรยากาศจนถึงสภาวะสุญญากาศ
- [4] Inert คือ สภาวะเฉื่อยที่ไม่เกิดปฏิกิริยาเคมี
- [5] ใช้งานได้ดีกว่าแบบ E, J และ T เมื่ออุณหภูมิ > 550 °C
- [6] โดยเฉพาะกับอุณหภูมิ < 0 °C

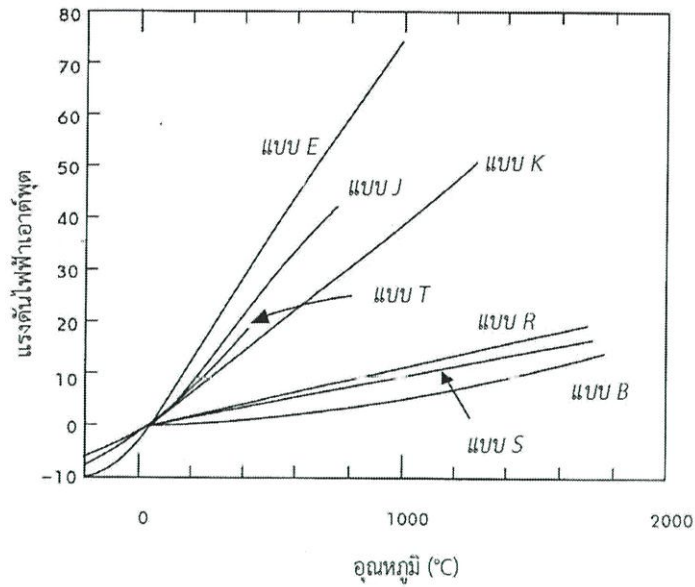
3.5.1 หลักการทำงานของเทอร์โมคัปเปิล

หลักการทำงานของเทอร์โมคัปเปิล คือ อาศัยความแตกต่างของอุณหภูมิในการสร้างแรงเคลื่อนไฟฟ้าขึ้น การที่แรงเคลื่อนไฟฟ้าค่าหนึ่งจะอ้างอิงเป็นอุณหภูมิค่าหนึ่งได้ แสดงว่าความแตกต่างของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นนั้นจะต้องอ้างอิงกับอุณหภูมิค่าคงที่ค่าหนึ่งเสมอ โดยเรียกอุณหภูมิกงที่ที่ใช้อ้างอิงนี้ว่า Reference Junction และได้มีการกำหนด Reference Junction ให้เป็น $0^{\circ}C$

หลักการทำงานของเทอร์โมคัปเปิล คือ อาศัยความแตกต่างของอุณหภูมิในการสร้างแรงเคลื่อนไฟฟ้าขึ้น การที่แรงเคลื่อนไฟฟ้าค่าหนึ่งจะอ้างอิงเป็นอุณหภูมิค่าหนึ่งได้ แสดงว่าความแตกต่างของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นนั้นจะต้องอ้างอิงกับอุณหภูมิค่าคงที่ค่าหนึ่งเสมอ โดยเรียกอุณหภูมิกงที่ที่ใช้อ้างอิงนี้ว่า Reference Junction และได้มีการกำหนด Reference Junction ให้เป็น $0^{\circ}C$ เพื่อให้การวัดอุณหภูมิเกิดแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่เป็นมาตรฐานเดียวกัน และกำหนดเป็นตารางมาตรฐานแสดงค่าอุณหภูมิเทียบกับแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่วัดได้ แต่โดยทั่วไป เทอร์โมคัปเปิลจะทำการวัดที่อุณหภูมิห้อง (เช่น $25^{\circ}C$) นั่นคือไม่ได้เทียบกับ $0^{\circ}C$ แสดงว่าค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ได้ยังไม่ถูกต้อง หากนำไปอ่านค่าอุณหภูมิจากตารางมาตรฐานจะผิดพลาด จึงจำเป็นต้องมีการรักษา Reference Junction เพื่อให้การวัดอุณหภูมิเทียบกับ $0^{\circ}C$ ตลอดเวลา

ตารางที่ 3.3 ตารางแสดงคุณสมบัติของเทอร์โมคัปเปิล

หมวด	เทอร์โมคัปเปิล
สัญลักษณ์	
ลักษณะกราฟเอาต์พุต	
ข้อดี	<ul style="list-style-type: none"> - ไม่ต้องใช้ไฟเลี้ยง - แข็งแรง ทนทาน - ง่าย - ไม่แพง - ใช้งานได้หลากหลาย - ช่วงการวัดอุณหภูมิกว้าง
ข้อเสีย	<ul style="list-style-type: none"> - ไม่มีลักษณะเส้นตรง - แรงดันต่ำ - ไม่ค่อยเสถียร - ความไวต่ำสุด
ช่วงการวัดมากที่สุด	$-270^{\circ} C$ ถึง $1820^{\circ} C$
Repeatability	$1.1^{\circ} C$ ถึง $8.25^{\circ} C$
เสถียรภาพการใช้งานที่อาจเปลี่ยนแปลงได้	$0.55^{\circ} C$ ถึง $1.1^{\circ} C$ ต่อปี
ความไวในการวัด	$10-50 \mu V / ^{\circ} C$
Interchangability	$\pm 0.75\%$



รูปที่ 3.14 กราฟแสดงความแตกต่างของแรงดันไฟฟ้าที่ได้จาก

ชนิดของวัสดุที่ใช้ทำเทอร์โมคัปเปิลมาตรฐานแต่ละแบบ โดยชื่อแรกของโลหะตัวนำ หมายถึง ขั้วไฟฟ้าที่มีศักย์เป็นบวก (+) และชื่อหลังมีศักย์เป็นลบ (-)

ตารางที่ 3.4 ตารางแสดงชนิดของวัสดุที่ใช้ทำเทอร์โมคัปเปิล

มาตรฐาน	ชนิดของวัสดุตัวนำ
Type K	Nickel Chromium/Nickel Aluminium
Type J	Iron/Constantan
Type T	Copper/Constantan
Type E	Nickel Chromium/Constantan
Type N	Nicrosil/Nisil
Type R	Platinum 13%/Rhodium
Type S	Platinum 10%/Rhodium
Type B	Platinum 30%/Rhodium
	*** Constantan: copper 60% + Nickel 40%

ตารางที่ 3.5 ย่านการใช้งาน และคุณลักษณะของเทอร์โมคัปเปิลแต่ละแบบ

ชนิดเทอร์โมคัปเปิล	ย่านอุณหภูมิใช้งาน ($^{\circ}C$)	ย่านอุณหภูมิ ($^{\circ}C$)	ค่าความผิดพลาด ($^{\circ}C$)	ค่าความไวสูงสุด (โดยประมาณ) ($\mu V / ^{\circ}C$)
R	-50 ถึง 1768.1	-50.0 ถึง 250.0	-0.02 ถึง 0.02	6
		250.0 ถึง 1200.0	-0.005 ถึง 0.005	
		1064.0 ถึง 1664.5	-0.0005 ถึง 0.001	
J	-210 ถึง 1200	1664.5 ถึง 1768.1	-0.001 ถึง 0.002	50
		-210.0 ถึง 0.0	-0.05 ถึง 0.03	
K	-270 ถึง 1372	0.0 ถึง 760.0	-0.04 ถึง 0.04	50
		760.0 ถึง 1200.0	-0.04 ถึง 0.03	
		-270.0 ถึง 0.0	-0.02 ถึง 0.04	
T	-270 ถึง 400	0.0 ถึง 500.0	-0.05 ถึง 0.04	60
		500.0 ถึง 1372.0	-0.05 ถึง 0.06	
		0.0 ถึง 400.0	-0.03 ถึง 0.03	

เทอร์โมคัปเปิลแบบ S และ R มีคุณสมบัติที่คล้ายกัน แต่แบบ R ให้ค่าแรงดันไฟฟ้าทางด้านเอาต์พุตที่สูงกว่า เหมาะสำหรับการใช้งานที่อุณหภูมิสูง เช่น เตาหลอมเหล็ก อุตสาหกรรมแก้ว โดยสามารถทนอุณหภูมิได้ถึง 1400°C ใช้งานได้ดีในสถานะที่ไม่เกิดปฏิกิริยาทางเคมี ไม่เหมาะกับงานที่มีสถานะแบบกัฏกร่อน ไม่เหมาะกับงานในสถานะสุญญากาศ และไม่เหมาะกับงานที่มีไอของโลหะและอโลหะ

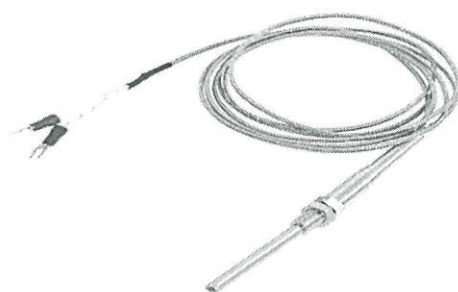
เทอร์โมคัปเปิลแบบ B ให้แรงดันไฟฟ้าต่ำกว่าแบบ S และ R แต่มีความแข็งแรงทนทานกว่า เหมาะสำหรับการใช้งานที่อุณหภูมิสูงเช่นเดียวกับแบบ S และ R ไม่เหมาะกับงานในสถานะสุญญากาศ และไม่เหมาะกับงานที่มีไอของโลหะ และอโลหะ

เทอร์โมคัปเปิลแบบ J ให้ค่าการเปลี่ยนแปลงแรงดันไฟฟ้าต่ออุณหภูมิดี นิยมใช้กับงานทั่วไป ราคาไม่แพง เหมาะสำหรับใช้งานที่อุณหภูมิไม่เกิน 760°C ไม่เหมาะกับงานที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 0°C นิยมใช้ในอุตสาหกรรมพลาสติก

เทอร์โมคัปเปิลแบบ K เป็นเทอร์โมคัปเปิลชนิดที่นิยมใช้แพร่หลายมากที่สุด สามารถวัดอุณหภูมิได้สูงกว่าแบบ J และมีราคาถูกกว่า ทนอุณหภูมิได้ถึง 1300°C และที่อุณหภูมิต่ำถึง -250°C มีความเป็นเชิงเส้นสูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับเทอร์โมคัปเปิลชนิดอื่น ให้แรงดันไฟฟ้าทางด้านเอาต์พุตสูง (ให้อัตราการเปลี่ยนแรงดันไฟฟ้าต่ออุณหภูมิดีกว่าแบบอื่นหรือมีค่าความชันใกล้เคียง 1) สามารถใช้กับงานที่มีการแผ่รังสีความร้อน (thermal radiation) ได้ ไม่เหมาะกับงานในสถานะสุญญากาศ (ยกเว้นการใช้งานในช่วงเวลาสั้น)

เทอร์โมคัปเปิลแบบ T เหมาะสำหรับการวัดอุณหภูมิในย่านต่ำ เช่น การวัดอุณหภูมิในห้องเย็น (cold storage) และตู้แช่แข็ง (freezer) มีเสถียรภาพในการวัดที่ดี สามารถทนต่อบรรยากาศที่มีการกัฏกร่อนและมีความชื้นได้ดี ไม่เหมาะกับงานที่ต้องสัมผัสกับการแผ่รังสีความร้อนโดยตรง

เทอร์โมคัปเปิลแบบ E มีคุณสมบัติคล้ายเทอร์โมคัปเปิลแบบ K แต่ให้แรงดันไฟฟ้าทางด้านเอาต์พุตสูงกว่า มีย่านอุณหภูมิใช้งานอยู่ระหว่าง -250°C ถึง 870°C



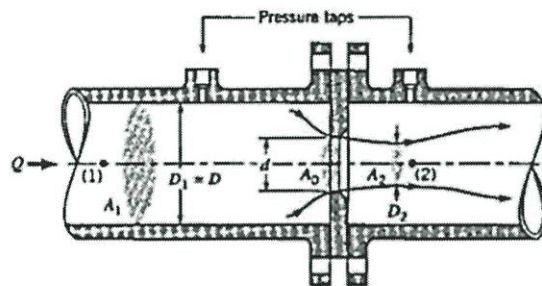
รูปที่ 3.15 เทอร์โมคัปเปิลแบบ K

3.6 หลักการของเครื่องมือวัดอัตราการไหล

มิเตอร์วัดอัตราการไหลมีหลายประเภทที่นิยมใช้คือ Orifice Meter และ Venturi Meter ซึ่ง ทั้ง 2 แบบ ทำงานโดยใช้หลักการลดพื้นที่หน้าตัดของการไหลทำให้ความเร็วของการไหลสูงขึ้นพร้อมกับความดันที่ลดลง ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่ลดลงและความเร็วที่เพิ่มขึ้นทำให้เกิดเป็นแนวคิด หลักของการวัดอัตราการไหล [5]

3.6.1 Orifice Meter

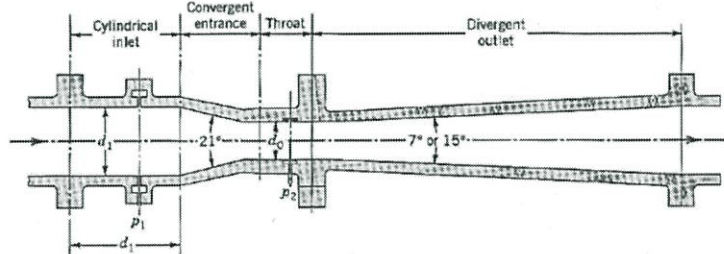
Orifice Meter ดังรูปที่ 3.15 ปกติจะติดตั้งไว้ระหว่างท่อที่มีของไหลไหลผ่านและตัว Orifice Meter จะใช้หน้าแปลนที่มีรู ติดตั้งไว้โดยการแทรกไว้ระหว่างตัวเรือน Orifice เพื่อทำให้ความดันลดลง และเจาะช่องเพื่อต่อ Port วัดความดันที่ทางเข้าและออกของแผ่น Orifice



รูปที่ 3.16 Orifice meter

3.6.2 Venturi Meter

Venturi Meter ดังรูปที่ 3.16 ใช้หลักการเดียวกันกับ Orifice Meter แต่ Venturi Meter ถูกออกแบบมาเพื่อลดความดัน ให้สูญเสียไปน้อยที่สุดโดยการค่อยๆลดขนาดหน้าตัดท่อและค่อยๆขยายหน้าตัดท่อออกดังรูป



รูปที่ 3.17 Venturi Meter

3.6.3 Rotameter

โรตاميเตอร์ (rotameter) ดังรูปที่ 3.17 เป็นอุปกรณ์ใช้วัดการไหล (flow measurement) ที่สามารถใช้วัดการไหลได้ทั้งของเหลวและก๊าซ โครงสร้างโดยทั่วไปของโรตاميเตอร์ประกอบด้วยท่อแก้วใส ลักษณะเป็นรูปทรงกรวยวางตัวอยู่ในแนวตั้ง ภายในมีลูกลอย (float) ที่สามารถเลื่อนขึ้นเลื่อนลงได้อย่างอิสระตามค่าอัตราการไหลของของไหล โดยทั่วไปลูกลอยทำจากทองเหลือง สแตนเลส หรือพลาสติกชนิดพิเศษ ลูกลอยที่อยู่ภายในโรตاميเตอร์มีหลายรูปทรง มีจุดอ่านค่าแสดงไว้บนลูกลอย ออกแบบตามคุณสมบัติของไหลที่ต้องการวัดการไหลและย่านการวัด (range) อัตราการไหล เช่น ลูกลอยแบบทรงกลมเหมาะสำหรับการวัดอัตราการไหลในย่านความเร็วต่ำ สำหรับรูปทรงอื่น ๆ มีความเหมาะสมกับการใช้งานแต่ละงานที่แตกต่างกันไป โดยส่วนใหญ่ใช้ลูกลอยที่มีขอบเพื่อสร้างลักษณะการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow) [9]

โดยทั่วไปท่อทรงกรวยทำจากแก้วใสเพื่อให้สามารถสังเกตเห็นการเคลื่อนที่ของลูกลอยได้อย่างชัดเจน ซึ่งความทนทานของโรตاميเตอร์ชนิดท่อแก้วขึ้นอยู่กับสภาวะการใช้งาน โดยความทนทานของท่อแก้วจะลดลงหรือเกิดการแตกได้ง่ายภายใต้สภาวะการใช้งานความดัน (pressure) สูง หรืออุณหภูมิ (temperature) สูง ดังนั้น ในการใช้งานบางกรณีที่ไม่สามารถใช้ท่อแก้วได้อาจออกแบบพิเศษใช้ท่อโลหะหรือในจุดใช้งานที่ไม่สามารถอ่านค่าโดยตรงจากลูกลอยได้อาจใช้โรตاميเตอร์ร่วมกับเครื่องมือวัดระดับ (level measurement) หรือระยะการเคลื่อนที่ (displacement measurement) ของลูกลอย โดยทำการสอบเทียบ (calibration) ค่าระยะการเคลื่อนที่ที่วัดได้กับค่าอัตราการไหลที่เกิดขึ้น



รูปที่ 3.18 โรตاميเตอร์แบบต่าง ๆ

3.7 วาล์ว

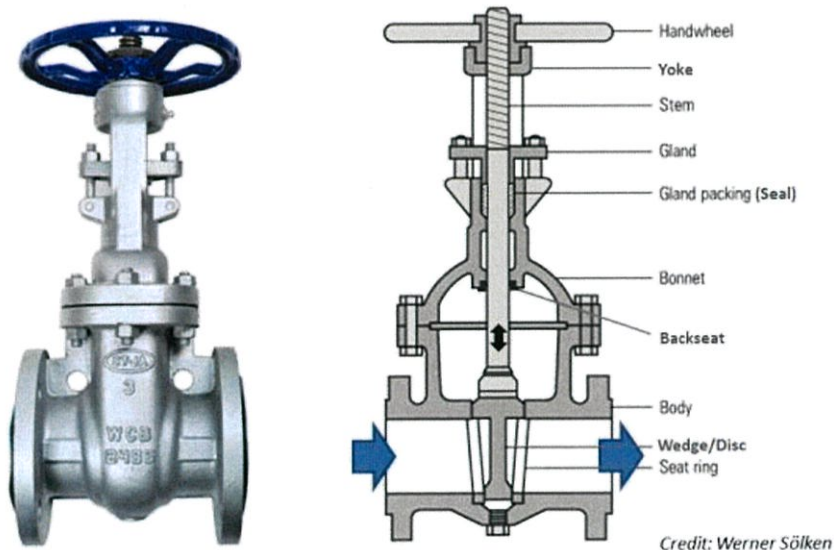
คืออุปกรณ์ชนิดหนึ่งในระบบท่อ ใช้สำหรับเปิดปิดเพื่อควบคุมการไหลของสารในท่อ [2]

3.7.1 เกทวาล์ว (Gate Valve)

เกทวาล์ว หรือประตูน้ำ ดังรูปที่ 3.18 เป็นวาล์วชนิดที่ใช้กันแพร่หลายมากที่สุดตัวหนึ่ง โครงสร้างของวาล์วนั้นจะมีส่วนที่เป็นแผ่นจาน ที่มีขนาดใหญ่กว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเล็กน้อย เลื่อนขึ้นลงในทิศทางที่ตั้งฉากกับทิศทางไหล

ข้อดีของเกทวาล์ว คือมีความกว้าง (วัดในทิศทางไหล) ไม่มาก ใช้พื้นที่ในการติดตั้งน้อย ค่าความดันตก (pressure drop) คร่อมวาล์วต่ำมากเมื่อวาล์วเปิดเต็มที่ เหมาะสำหรับงานประเภทปิดเปิด

วาล์วชนิดนี้ไม่เหมาะสำหรับการควบคุมการไหลเพราะความสัมพันธ์ระหว่างระยะที่วาล์วเปิดกับอัตราการไหลนั้นไม่ดี (กล่าวคือบางช่วงวาล์วขยับเพียงเล็กน้อยจะมีอัตราการไหลเปลี่ยนแปลงเยอะ แต่บางช่วงวาล์วขยับไปเยอะแต่อัตราการไหลเปลี่ยนเพียงเล็กน้อย) และไม่เหมาะกับการเปิดหรือปิดเพียงเล็กน้อย (crack opening) เพราะในขณะที่วาล์วเปิดเพียงเล็กน้อยนั้น ของไหลจะไหลผ่านด้วยความเร็วที่สูงมาก และมีความดันที่ต่ำ (pressure head เปลี่ยนไปเป็น velocity head) จะทำให้ตัวแผ่นจานเกิดการสั่นอย่างรุนแรงจนสามารถทำให้ตัวแผ่นจานหรือ seat ของตัว body เองเกิดการสึกหรอได้ ซึ่งจะทำให้ไม่สามารถปิดวาล์วได้สนิทอีกต่อไป



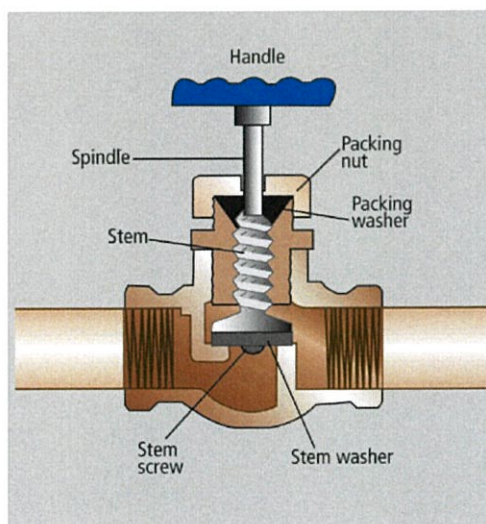
รูปที่ 3.19 เกทวาล์ว

3.7.2 โกลบวาล์ว (Globe Valve)

Globe valve ดังรูปที่ 3.19 เป็นวาล์วที่ออกแบบมาเพื่อใช้ควบคุมอัตราการไหลของของไหลของเหลวที่ไหลผ่านตัววาล์วจะมีการหักเลี้ยวหลายครั้งแม้ว่าวาล์วจะเปิดเต็มที่ก็ตาม ทำให้ความดันลดคร่อมตัว globe valve สูงกว่าของ gate valve การปิด-เปิดวาล์วจะอาศัยการปิดเปิดแผ่น disk ที่วางตัวอยู่ในแนวเดียวกันกับทิศทางการไหล กับช่องเปิดที่อยู่ในแนวเดียวกันกับทิศทางการไหลเช่นเดียวกัน globe valve เป็นวาล์วที่เหมาะสมสำหรับใช้ปรับอัตราการไหลแบบละเอียด เพราะจะเสีกรน้อยกว่าแบบ gate valve และยังปิดได้แน่นสนิทกว่า gate valve

แรงดันที่ของไหลกระทำต่อแผ่น disk นั้นจะอยู่ในทิศทางการเคลื่อนที่ของแผ่น disk กล่าวคืออยู่ในแนวแกนของก้านวาล์ว การปิดวาล์วอาศัยการหมุนก้านวาล์วให้แผ่น disk กดติดกับ seat ของช่องเปิด ข้อเสียของ globe valve นอกเหนือไปจากการมีความดันลดที่สูงแล้ว คือขนาดและน้ำหนักของวาล์วที่มีค่ามากกว่าของ gate valve ยิ่ง globe valve ตัวใหญ่ขึ้นก็จะมีขนาดและน้ำหนักที่มากขึ้นตามไปด้วย ด้วยเหตุนี้ในกรณีของท่อขนาดใหญ่ที่ความดันด้าน upstream และ downstream ต่างกันมาก การใช้ globe valve ขนาดใหญ่จะทำให้มีความดันลดในท่อสูงและต้องมีฐานรองรับตัววาล์วที่แข็งแรงกว่าการใช้ gate valve

หรือกรณีของของไหลที่ร้อน (เช่นท่อไอน้ำ) ที่ด้าน downstream ของท่อเย็นอยู่ซึ่งในช่วงแรกต้องค่อย ๆ อุ่นท่อด้าน downstream ให้ร้อนขึ้นอย่างช้า ๆ เพื่อป้องกันการเกิด thermal shock หรือ water hammer (ในกรณีท่อไอน้ำ) ซึ่งทำได้โดยการค่อย ๆ เปิดวาล์วทีละน้อย ๆ (crack open) จนท่อเริ่มร้อนขึ้น และเปิดเพิ่มขึ้นทีละนิดไปเรื่อย ๆ ซึ่งการควบคุมการไหลขนาดน้อย ๆ นี้ globe valve ตัวใหญ่จะทำได้ไม่ดี

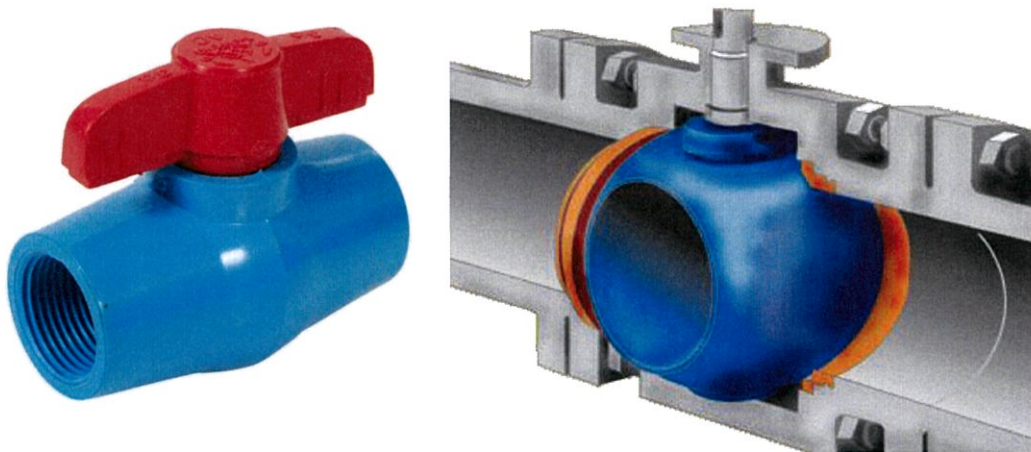


รูปที่ 3.20 โกลบวาล์ว

3.7.3 บอลวาล์ว (Ball Valve)

Ball valve ดังรูปที่ 3.20 เป็นวาล์วตัวหนึ่งที่ได้รับคามนิยมมากขึ้นในปัจจุบัน ส่วนที่ทำหน้าที่ปิดเปิดของ ball valve คือตัวลูกบอลที่มีรูเจาะทะลุ อยู่ตรงกลาง โดยการหมุนให้รูเจาะทะลุอยู่ในแนวท่อก็คจะเป็นการเปิดวาล์วเต็มที่ และการหมุนให้รูเจาะทะลุอยู่ในแนวตั้งฉากกับท่อก็คจะเป็นการปิดวาล์ว การปรับอัตราการไหลทำได้โดยการบิดให้ลูกบอลทำมุมระหว่างตำแหน่งเปิดเต็มที่และตำแหน่งปิดเมื่อเทียบกับ gate valve ที่ใช้กับท่อขนาดเดียวกันแล้ว ball valve จะมีขนาดใหญ่กว่าและหนักกว่า และยังต้องใช้พื้นที่โดยรอบที่กว้างกว่าในการเปิดปิดวาล์ว

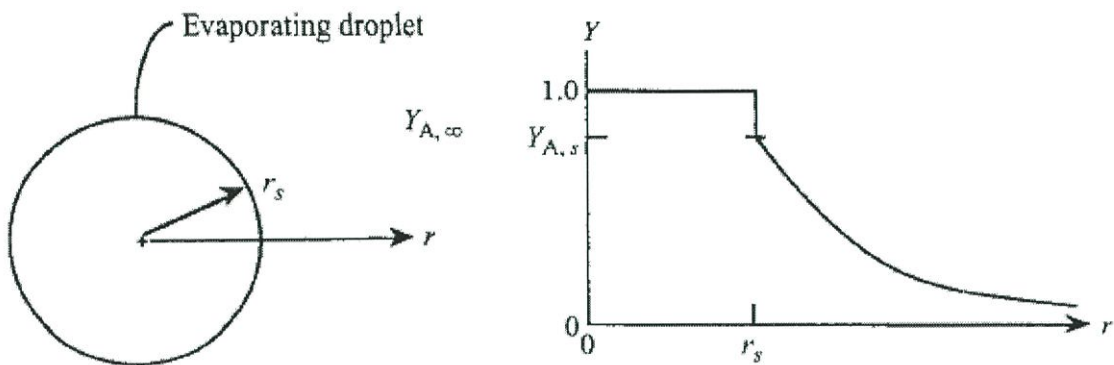
ข้อดีของ ball valve คือสามารถปิดสนิทหรือเปิดเต็มที่ได้อย่างรวดเร็ว รับความดันได้สูง ใช้งานได้ดีกับของไหลที่มีของแข็งปะปนอยู่ ในกรณีของ ball valve ที่ใช้กับของไหลที่อันตรายหรือที่ในระบบที่มีความดันสูงนั้น ตัวท่อเจาะทะลุที่ให้ของไหลไหลผ่านจะมีรูระบายความดันซึ่งเป็นรูเจาะทะลุเล็ก ๆ อยู่ในแนวตั้งฉากกับช่องทางให้ของไหลไหลผ่าน ball valve อาจใช้วัสดุพอลิเมอร์เป็นตัวปิดผนึกกันการรั่วซึมระหว่าง body ของตัววาล์วกับตัวลูกบอล ซึ่งวัสดุพอลิเมอร์มักจะทนอุณหภูมิสูงสู้โลหะไม่ได้ ดังนั้นในการใช้งาน ball valve จึงต้องคำนึงถึงอุณหภูมิการใช้งานด้วย ส่วน gate valve นั้นไม่มีวัสดุพอลิเมอร์ในการปิดผนึกกันการรั่วซึม จึงใช้งานที่อุณหภูมิสูงได้ดี



รูปที่ 3.21 บอลวาล์ว

3.8 Droplet Evaporation

ในทางกายภาพนั้น ถ้าของเหลวได้รับพลังงานจากสภาพแวดล้อมมากเพียงพอ ของเหลวจะระเหยกลายเป็นไอและจะเกิดการแพร่ของอนุภาคไอน้ำไปยังบรรยากาศรอบ ๆ มวลของหยดน้ำที่ระเหยไปเนื่องมาจากรัศมีลดลงเรื่อย ๆ จนกลายเป็นศูนย์ ($r_s = 0$) การคำนวณมวลที่ระเหยไปนั้นจะพิจารณาจากอัตราการไหลเชิงมวลของไอน้ำที่พื้นผิว ณ เวลาใด ๆ ดังรูปที่ 3.21 [16]



รูปที่ 3.22 ภาพบอกถึงรัศมีของหยดน้ำและกราฟความสัมพันธ์ระหว่างโมลเพื่อการอธิบายเชิงคณิตศาสตร์จึงจำเป็นต้องใช้กฎการอนุรักษ์ต่อไป

Droplet : Mass conservation, Energy conservation

Droplet vapor/ ambient gas mixture ($r_s < r < \infty$) : overall mass conservation, droplet vapor (species) conservation and energy conservation.

ดังนั้นเราจะเห็นว่า การอธิบายกระบวนการเหล่านี้จำเป็นต้องใช้อย่างน้อย 5 สมการด้วยกัน สมการเหล่านี้โดยปกติจะอยู่ทั้งในรูปสมการอนุพันธ์และสมการอนุพันธ์ย่อยขึ้นอยู่กับการสมมติตัวแปรที่ถูกใช้งาน

ASSUMPTIONS : สำหรับการอธิบายสั้น ๆ การลดจำนวนตัวแปรไม่ทราบค่าให้ได้มากที่สุดเป็นสิ่งจำเป็น โดยการรวมสมมติฐานเข้าด้วยกันกลายเป็นปัญหาาคติเขียนหนึ่งมิติ

1. ณ เวลาคงที่ใด ๆ กระบวนการจะถูกอธิบายเหมือนกับสถานภาพคงที่ สมมติฐานนี้จะช่วยกำจัดสมการอนุพันธ์ย่อยออกไป

2. อุณหภูมิของหยดน้ำคงที่และนอกจากนั้นอุณหภูมิที่สมมติเป็นค่าคงที่ต่ำกว่าจุดเดือดของของเหลว ในหลาย ๆ ปัญหา การให้ความร้อนแบบทรานเซียนจะไม่ค่อยส่งผลต่อเวลาในการระเหยของหยดน้ำมากนัก การกำหนดอุณหภูมิที่พื้นผิวของเหลวขึ้นอยู่กับอัตราการถ่ายเทความร้อนของหยดน้ำ ดังนั้นการกำหนดอุณหภูมิเจาะจงจะช่วยกำจัดความต้องการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานของแก๊สรอบ ๆ หยดของเหลวและตัวของเหลวเอง
3. อัตราส่วนมวลของไอน้ำที่พื้นผิวของหยดน้ำถูกกำหนดโดยความสมดุลระหว่างของเหลวและไอที่อุณหภูมิหยดน้ำ เราจะสมมติสมบัติทางกายภาพความร้อน โดยเฉพาะผลลัพธ์ pD มีค่าคงที่แม้ว่าค่าสมบัติจะเปลี่ยนแปลงอย่างมากเมื่อเราเปลี่ยนสภาพจากของพื้นผิวของเหลวไปยังสถานที่ไกลโดยรอบ คุณสมบัติค่าคงที่จะยอมรับได้เมื่อแก้ไขปัญหาง่าย ๆ แบบระบบปิด

3.8.1 Evaporation Rate

ด้วยการกำหนดด้านบนเราสามารถหาอัตราการระเหยของมวลและความยาวรัศมีของหยดน้ำ ณ เวลาต่าง ๆ โดยการเขียนสมการอนุรักษ์มวลของไอน้ำและสมการอนุรักษ์ของมวลของหยดน้ำ จากการอนุรักษ์สปีซีที่เรากำหนดอัตราการระเหยและด้วยเหตุนี้เมื่อเรารู้อัตราการระเหยที่เวลาใด ๆ เราจะสามารถหาขนาดของหยดน้ำเป็นฟังก์ชันของเวลาได้อย่างง่ายดาย

ด้วยปัญหาที่กีดกาศที่เขียนของสเตฟาน สปีซีเดิมในเฟสของของไหลคือการขนถ่ายสปีซีในขณะของไหลโดยรอบหยดหนึ่ง สมการอนุรักษ์มวลทั้งหมดจะเขียนได้ดังนี้

$$\dot{m}(r) = \text{const.} = 4\pi r^2 \dot{m}'' \quad (3.1)$$

เมื่อ $\dot{m}(r)$ คือฟังก์ชันของอัตราการระเหยมวลขึ้นอยู่กับรัศมี kg/s

r คือรัศมี m

\dot{m}'' คือฟลักซ์ของมวล kg/sm²

โดย $\dot{m}'' = \dot{m}''_A + \dot{m}''_B = \dot{m}''_A$ เมื่อ $\dot{m}''_B = 0$ จำเอาไว้ว่าอัตราการไหลของมวลไม่ใช่ฟลักซ์ของมวล และมีค่าคงที่ การอนุรักษ์สปีซีสำหรับหยดไอน้ำ

$$\dot{m}''_A = Y_A \dot{m}''_A - \rho D_{AB} \frac{dY_A}{dr} \quad (3.2)$$

เมื่อ	Y	คืออัตราส่วนมวล kg/kg
	ρ	คือค่าความหนาแน่น kg/m ³
	D_{AB}	ค่าคงที่การแพร่ (Diffusion Coefficient) m ² /s

จะได้ว่า

$$\dot{m} = -4\pi r^2 \frac{\rho D_{AB}}{1 - Y_A} \frac{dY_A}{dr} \quad (3.3)$$

นำสมการมาประยุกต์ใช้กับขอบเขตสภาพที่พื้นผิวหยดน้ำโดยอัตราส่วนโดยมวลของไอน้ำคือ

$$Y_A(r = r_s) = Y_{A,s} \quad (3.4)$$

จะได้

$$Y_A(r) = 1 - \frac{(1 - Y_{A,s}) \exp\left(-\frac{m}{4\pi\rho D_{AB}r}\right)}{\exp\left(-\frac{m}{4\pi\rho D_{AB}r_s}\right)} \quad (3.5)$$

ในการเผาไหม้อย่างไรก็ตามสมการที่แล้วโดยทั่วไปจะแสดงในรูปของ D^2 มากกว่า D ด้วยฟอร์ม

$$\frac{dD^2}{dt} = -\frac{8\rho D_{AB}}{\rho_l} \ln(1 + B_Y) \quad (3.6)$$

เมื่อ	B_Y	Spalding number
-------	-------	-----------------

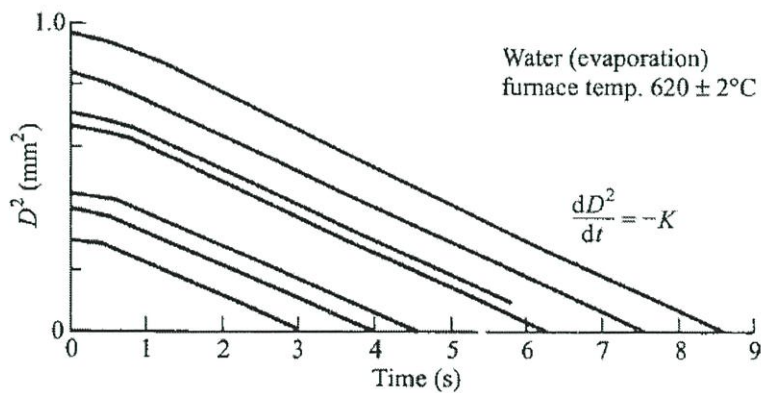
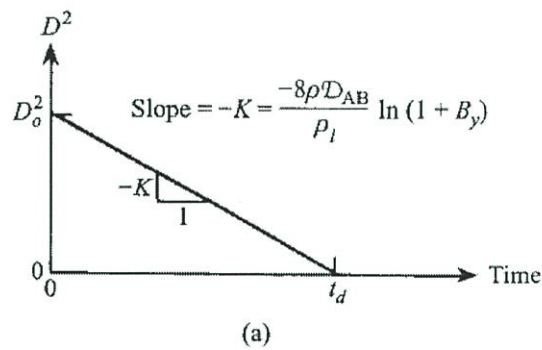
จากสมการที่แล้วบอกเราว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของกำลังสองของรัศมีหยดน้ำมีค่าคงที่ ด้วยเหตุนี้ D^2 มีความสัมพันธ์เชิงเส้นกับเวลา t ด้วยความชัน $-\frac{8\rho D_{AB}}{\rho_l} \ln(1+B_y)$ ค่าความชันนี้จะเรียกว่า ค่าคงที่การระเหย (Evaporation constant, K)

$$K = \frac{8\rho D_{AB}}{\rho_l} \ln(1+B_y) \quad (3.7)$$

สมการก่อนหน้าที่ใช้หาระยะเวลาของหยดน้ำโดยขึ้นอยู่กับรัศมี อายุของหยดน้ำ (droplet lifetime, t)

$$\int_{D_0^2}^0 dD^2 = -\int_0^{t_d} K dt \quad (3.8)$$

เมื่อ K ค่าคงที่การระเหย m^2/s



รูปที่ 3.23 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสองของเส้นผ่านศูนย์กลางหยดน้ำเริ่มต้นและเวลาชีวิตของหยดน้ำ กับ กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาการระเหยกับเส้นผ่านศูนย์กลางกำลังสอง

ด้วยค่า

$$t_d = \frac{D_0^2}{K} \quad (3.8)$$

และจะได้ความสัมพันธ์ระหว่าง D กับเวลา

$$D^2(t) = D_0^2 - Kt \quad (3.9)$$

3.9 ขนาดของฝุ่น

3.9.1 ความถ่วงจำเพาะ (specific gravity, SG)

ความถ่วงจำเพาะ (specific gravity, SG) คืออัตราส่วนระหว่างความหนาแน่นของสสารหนึ่ง ๆ ต่อความหนาแน่นของน้ำ เมื่อทั้งสองอย่างมีอุณหภูมิเท่ากัน ความถ่วงจำเพาะจึงเป็นปริมาณที่ไร้มิติ (ไม่มีหน่วย) วัตถุที่มีความถ่วงจำเพาะมากกว่าหนึ่ง หมายความว่าวัตถุนั้นมีความหนาแน่นมากกว่าน้ำ ดังนั้นวัตถุนั้นจะจมน้ำ (โดยไม่นับผลจากแรงตึงผิวของน้ำ) ในทางตรงข้าม หากความถ่วงจำเพาะน้อยกว่าหนึ่ง วัตถุนั้นจะลอยน้ำ เราสามารถหาความถ่วงจำเพาะได้จากสมการดังนี้ [11]

$$G_S = G_T \left[\frac{W_S}{W_{BW} + W_S + W_{BWS}} \right] \quad (3.10)$$

W_S = น้ำหนักซีเมนต์แห้ง

W_{BW} = น้ำหนักขวดและน้ำกลั่น

W_{BWS} = น้ำหนักขวด น้ำกลั่นและซีเมนต์

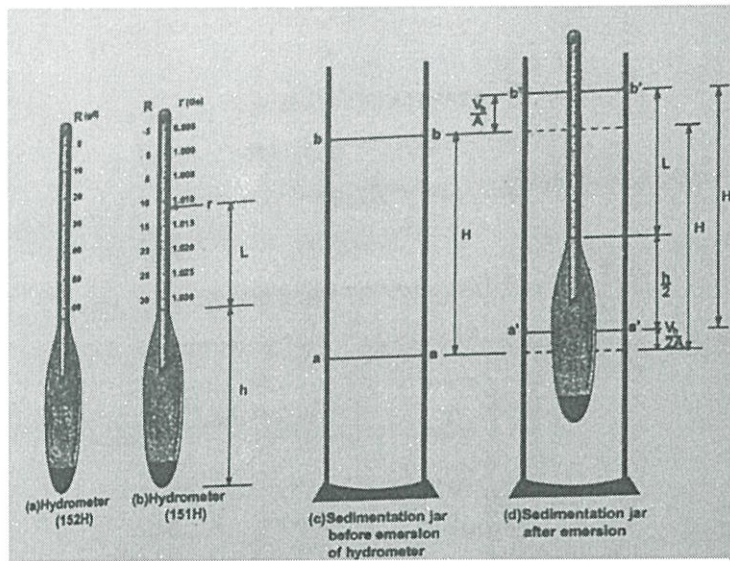
G_S = ความถ่วงจำเพาะของมวลที่อุณหภูมิห้อง

G_T = ความถ่วงจำเพาะของซีเมนต์ที่อุณหภูมิห้อง

3.9.2 Grain Size Analysis

การหาขนาดและการกระจายตัวของวัตถุมีอยู่ด้วยกันหลากหลายวิธี แต่ที่นิยมปฏิบัติกันอย่างแพร่หลาย คือ วิธีการร่อนผ่านตะแกรงที่ตะแกรงหรือ Sieve Analysis แต่ละชั้นจะมีช่องขนาดต่าง ๆ กัน และใช้สำหรับการหาขนาดวัตถุที่มีขนาดใหญ่กว่า 0.075 มิลลิเมตร (ตะแกรงเบอร์ 200) ขึ้นไป ส่วนวิธีตกตะกอนหรือ Hydrometer Analysis จะเหมาะกับวัตถุขนาด 0.2 มิลลิเมตร ถึง 0.0002 มิลลิเมตร ซึ่งทั้งสองวิธีนี้อาจใช้ ร่วมกันในการวิเคราะห์หาขนาดเม็ดดินของตัวอย่างเดียวกันได้

ในการทดลองเราต้องทำการสอบเทียบเพื่อหาค่าความสัมพันธ์ระหว่างค่า R และ H โดยแสดง ในรูปกราฟ A และ B โดยจะกล่าววิธีการทำไว้ในบทต่อไป



รูปที่ 3.24 แสดงผลกระทบบการจุ่ม Hydrometer

ในวิธีตกตะกอนหรือ Hydrometer Analysis ช่วง 0 – 2 นาที ในการทำการทดลองจะไม่มีกรยกไฮโดรมิเตอร์ขึ้น เนื่องจากเวลาที่ผ่านไปอย่างรวดเร็วทำให้ไม่สะดวกในการยกเข้า-ออก

เนื่องจากการแช่ไฮโดรมิเตอร์ ไว้ตลอดค่า H จะกลายเป็นค่า H'

$$H' = L + \frac{h}{2} \quad (3.11)$$

และในช่วงมากกว่า 2 นาที ในช่วงนี้ในการทดลองหลังจากอ่านค่าเสร็จจะยกไฮโดรมิเตอร์ออก เมื่อจุ่มลงในน้ำโคลนปริมาตรของไฮโดรมิเตอร์ที่จุ่มลงไปในขณะที่อ่านจะทำให้ตำแหน่งเม็ดดินเคลื่อนตัวสังเกต รูปที่ 3.23 ตอนเรายังไม่จุ่มไฮโดรมิเตอร์ระดับน้ำโคลนจะอยู่ในระดับ a-a แต่เมื่อเราจุ่มไฮโดรมิเตอร์ลงไปจะทำให้ระดับน้ำโคลนขึ้นมาที่ระดับ a'-a' ซึ่งเคลื่อนตัวขึ้นเท่ากับ $\frac{V_h}{2A}$ และที่ระดับผิวหน้า b-b จะเคลื่อนสูงขึ้นไปเป็นระยะ $\frac{V_h}{A}$ อยู่ที่ระดับ b'-b' H ที่เราต้องการคือช่วงก่อนจุ่มไฮโดรมิเตอร์ซึ่งเท่ากับ

$$H = \left[L + \frac{h}{2} \right] - \frac{V_h}{2A} \quad (3.12)$$

เมื่อ V_h = ปริมาตรของกระเปาะไฮโดรมิเตอร์, cm^3

A = พื้นที่หน้าตัดกระบอกตกตะกอน, cm^2

การคำนวณหาเปอร์เซ็นต์ผ่าน(Percent Finer)ของเม็ดดิน

$$\%F = \frac{R_c \times a}{W_s} \times 100\% \quad (3.13)$$

เมื่อ a = Correction Factor ซึ่งมีค่าเท่ากับ 1.094

W_s = น้ำหนักดินแห้ง

R_c = ค่าที่อ่านได้จากไฮโดรมิเตอร์ในน้ำโคลนหลังจากปรับแก้แล้ว

การคำนวณเปอร์เซ็นต์ผ่านรวม

$$\%F' = \%F \times F_{200} \quad (3.14)$$

เมื่อ $\%F'$ = เปอร์เซ็นต์ผ่านรวมของตัวอย่างดินทั้งหมด

$\%F$ = เปอร์เซ็นต์ผ่านของดินเฉพาะการวิเคราะห์ ไฮโดรมิเตอร์

F_{200} = เปอร์เซ็นต์ผ่านของดินที่ผ่านตะแกรงเบอร์ 200

การปรับแก้ค่า R ที่อ่านจากไฮโดรมิเตอร์

ปกติแล้วผู้ผลิต hydrometer จะทำการสอบเทียบ (Calibrate) hydrometer ที่อุณหภูมิ 20°C น้ำมี $G_s = 2.65$ แต่ในการทดลองจริงมีการเติมสารละลายเพื่อช่วยให้เม็ดดินกระจายตัว อุณหภูมิที่ทดสอบเปลี่ยนแปลงไปจาก 20°C และ G_s ของดินก็ไม่เท่ากับ 2.65 เพราะฉะนั้นค่าที่อ่านได้จาก hydrometer นั้นจะไม่ใช่ว่าที่แท้จริง ทำให้เราต้องมีการปรับแก้ก่อนนำไปใช้

โดยทั่วไปเราจะมีตัวแปรที่เราจะต้องทำการปรับแก้ค่าที่อ่านได้จากไฮโดรมิเตอร์ 3 อย่างด้วยกัน คือ

1. Meniscus correction (C_m) เนื่องจากส่วนผสมขุ่น (น้ำโคลน) ทำให้ยากในการที่จะอ่านค่าได้ที่ระดับท้องน้ำ ในการทดลองเราจึงอ่านค่าจากไฮโดรมิเตอร์ที่ผิวโค้งบนของน้ำแทน

ตัวอย่างการหาค่า C_m (151 H)

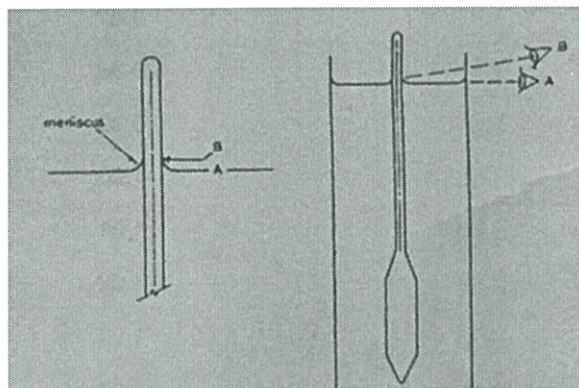
$$\text{พิจารณากรูปที่ 3.24 } C_m = (B - A) \times 1000$$

$$\text{สมมุติอ่านค่าได้ } A = 0.9985, B = 0.9990$$

$$(B - A) = 0.0005$$

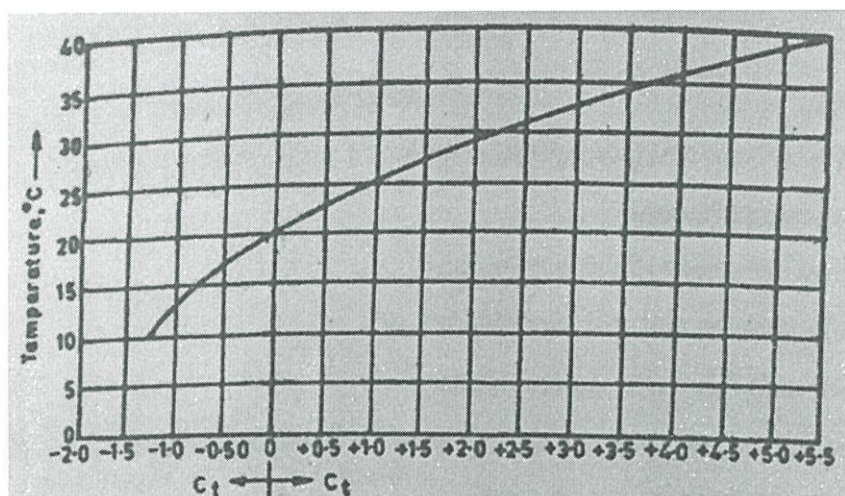
$$C_m = +0.5$$

(ปกติค่าแก้โค้งผิวน้ำ C_m จะมีค่าประมาณ 0.5 หลังจากคูณ 1000 แล้ว)



รูปที่ 3.25 แสดงการอ่านค่าบนก้าน hydrometer

2. Temperature Correction (C_t) เนื่องจากการสอบเทียบ ไฮโดรมิเตอร์จากผู้ผลิตปกติจะทำการสอบเทียบ ที่อุณหภูมิ 20°C แต่ในการทดลองเราทำการทดลองที่อุณหภูมิห้อง ดังนั้นเราจึงต้องทำการปรับแก้ค่าเนื่องจากอิทธิพลของอุณหภูมิ โดยอ่านค่าจากกราฟในรูปที่ 4.9 หากอุณหภูมิช่วงที่เราอ่านค่าจากไฮโดรมิเตอร์ (ในตอนทำการทดลอง) สูงกว่า 20°C ค่า C_t จะมีค่าบวก หากอุณหภูมิน้อยกว่า 20°C C_t จะมีค่าลบ



รูปที่ 3.26 แสดงค่าปรับแก้เนื่องจากอุณหภูมิสำหรับ hydrometer ที่ calibrate ที่ 20°C

3. Dispersion agent correction (C_d) เนื่องจากการต้องการจริงๆ ในการทดลองแล้วเราจะนำไฮโดรมิเตอร์จุ่ม และอ่านค่าในน้ำโคลนธรรมดา แต่ผลจากประจุไฟฟ้าจะทำให้อนุภาคเม็ดดินขนาดเล็กจับตัวกันเป็นก้อน ในการทดลองเราจึงทำการผสมสารซึ่งช่วยให้เม็ดดินกระจายตัว (Dispersing Agent) ซึ่งเมื่อเราเติม Dispersing Agent ลงไปจะมีผลทำให้ของเหลวมีความหนาแน่นมากขึ้น เพราะฉะนั้นค่าที่อ่านได้จากไฮโดรมิเตอร์ที่จุ่มลงในน้ำโคลน + Dispersing Agent จะมีค่ามากกว่าค่าที่อ่านได้จากไฮโดรมิเตอร์ที่จุ่มลงในน้ำโคลนธรรมดา (hydrometer ลอยสูงขึ้น) เพราะฉะนั้นเราจะต้องหาค่าปรับแก้ผลกระทบของ Dispersing Agent (C_d) ก่อนหรือหลังการทดสอบ

วิธีการหาค่า C_d

- เตรียมกระบอกตวงวัดอัตราการตกตะกอน 2 กระบอก กระบอกหนึ่งใส่น้ำกลั่น 1000 c.c. อีกกระบอกนำ Dispersing Agent ผสมกับน้ำกลั่นโดยใช้ปริมาณ Dispersing Agent เท่ากับปริมาณที่ใช้ในการทดลอง จากนั้นเติมน้ำให้มีปริมาตร 1000 c.c.

- นำไฮโดรมิเตอร์จุ่มลงในการบอกรุ่นเปลา่ อ่านค่าสเกลไฮโดรมิเตอร์ที่ผิวโค้งบนของน้ำ (D) หลังจากนั้นนำไฮโดรมิเตอร์จุ่มลงในกระบอกน้ำผสม Dispersing Agent อ่านค่าสเกลที่ระดับผิวโค้งบนของน้ำ (E)

- ค่าปรับแก้เนื่องจากผลกระทบของสารช่วยกระจายตัว (Dispersion agent correction, C_d) จะเท่ากับผลต่างของการอ่านค่าทั้งสอง คือเท่ากับ $(E - D) \times 1000$ (151 H) หรือเท่ากับ $(E - D)$ (152 H)

ค่าอ่านไฮโดรมิเตอร์หลังการปรับแก้ค่าแล้ว, R_c หาได้จากสมการ

$$R_c = R + C_m \pm C_t - C_d \quad (3.15)$$

เมื่อ $R = 1000(r - 1) = -5$ ถึง 30 สำหรับ 151 H

$R = 0-60$ สำหรับ 152 H

$r =$ ค่าที่อ่านสเกลไฮโดรมิเตอร์ในน้ำโคลน (อ่านที่ระดับผิวโค้งบนผิวน้ำ), (0.995 ถึง 1.030)

$C_m =$ Meniscus Correction (ผลกระทบจากกระยะโค้งบนผิวน้ำ)

$C_t =$ Temperature Correction (ผลกระทบจากอุณหภูมิ)

$C_d =$ Dispersion agent correction (ผลกระทบจากการเติมสารช่วยให้เม็ดดินกระจายตัว)

การหาขนาดเม็ดดิน

$$D = K \sqrt{\frac{H}{t}} \quad (3.16)$$

เมื่อ	H	=	ระยะตกตะกอน, ซม.
	t	=	เวลาในการตกตะกอน, นาที
	K	=	ค่าคงที่ 0.014809

3.10 กำหนดคุณลักษณะของน้ำทิ้งที่ระบายออกจากโรงงาน

โดยประกาศกระทรวงอุตสาหกรรม ฉบับที่ 2 (พ.ศ. 2539) เรื่อง กำหนดคุณลักษณะของน้ำทิ้งที่ระบายออกจากโรงงาน อาศัยอำนาจตามความในข้อ 14 แห่งกฎกระทรวงฉบับที่ 2 (พ.ศ. 2535) ออกตามความในพระราชบัญญัติโรงงาน พ.ศ. 2535 ที่ระบุว่า “ห้ามระบายน้ำทิ้งออกจากโรงงานเว้นแต่ได้ทำการอย่างใดอย่างหนึ่งหรือหลายอย่างจนน้ำทิ้งนั้นมีลักษณะเป็นไปตามที่รัฐมนตรีกำหนดโดยประกาศในราชกิจจานุเบกษา แต่ทั้งนี้ต้องไม่ใช้วิธีทำให้เจือจาง (Dilution)” รัฐมนตรีว่าการกระทรวงอุตสาหกรรมจึงออกประกาศกำหนดคุณลักษณะของน้ำทิ้งที่ระบายออกจากโรงงาน [7] ดังนี้

ข้อ 1 คำจำกัดความ

น้ำทิ้ง หมายถึง น้ำเสียที่เกิดจากการประกอบกิจการโรงงานอุตสาหกรรมที่จะระบายลงสู่แหล่งน้ำสาธารณะหรือออกสู่สิ่งแวดล้อม และให้หมายความรวมถึงน้ำเสียจากการใช้น้ำของคนงาน รวมทั้งจากกิจกรรมอื่นในโรงงานอุตสาหกรรม โดยน้ำทิ้งต้องเป็นไปตามมาตรฐานควบคุมการระบายน้ำทิ้งที่กำหนดไว้ในประกาศ

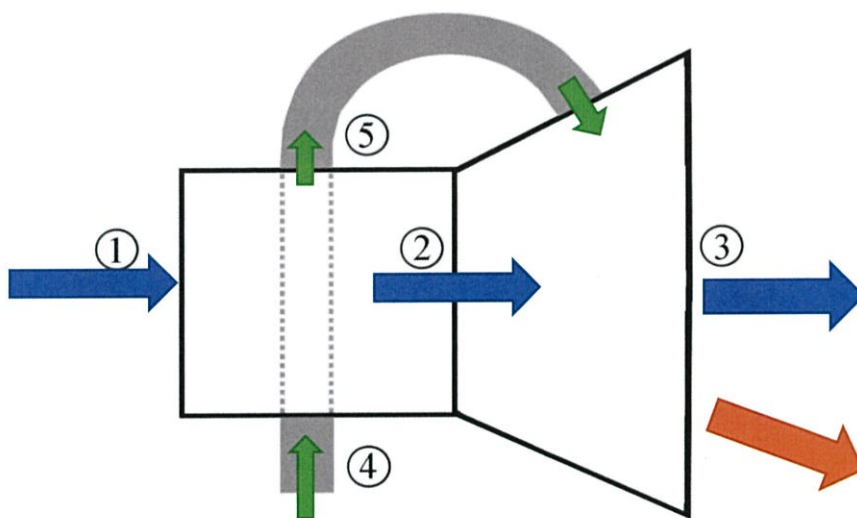
ข้อ 2 (11) น้ำทิ้งที่ระบายออกจากโรงงานต้องมีอุณหภูมิไม่เกิน 40 องศาเซลเซียส

บทที่ 4

การออกแบบพัฒนาระบบ ออกแบบชุดทดลอง และการคำนวณ

4.1 การออกแบบพัฒนาระบบ

จากปัญหาที่ได้กล่าวมาในบทที่ 1 ถึงปัญหาที่เกิดขึ้น คือปัญหาด้านสมดุลน้ำในระบบ ที่มีน้ำสูญเสียจำนวนมากจากความบกพร่องของระบบสมดุลน้ำ ทางผู้วิจัยจึงได้ศึกษาแนวทางการแก้ปัญหา และสรุปแนวทางได้ว่า ทางผู้วิจัยจะจัดการระบบสมดุลน้ำที่ระบบลดอุณหภูมิไอเสียก่อน โดยจะออกแบบและคำนวณระบบแลกเปลี่ยนความร้อนใหม่ ให้ทำงานได้อย่างเต็มประสิทธิภาพ ซึ่งจะช่วยให้สามารถลดน้ำส่วนเกินในระบบอันเนื่องมาจากกระบวนการลดอุณหภูมิไอเสียได้จำนวนมาก จะเป็นภาพแสดงการเปรียบเทียบแผนผังการแลกเปลี่ยนความร้อนของก่อน ดังรูปที่ 4.1 และหลังการปรับปรุงระบบ ดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.1 แผนผังการไหลของระบบลดอุณหภูมิไอเสียก่อนปรับปรุง

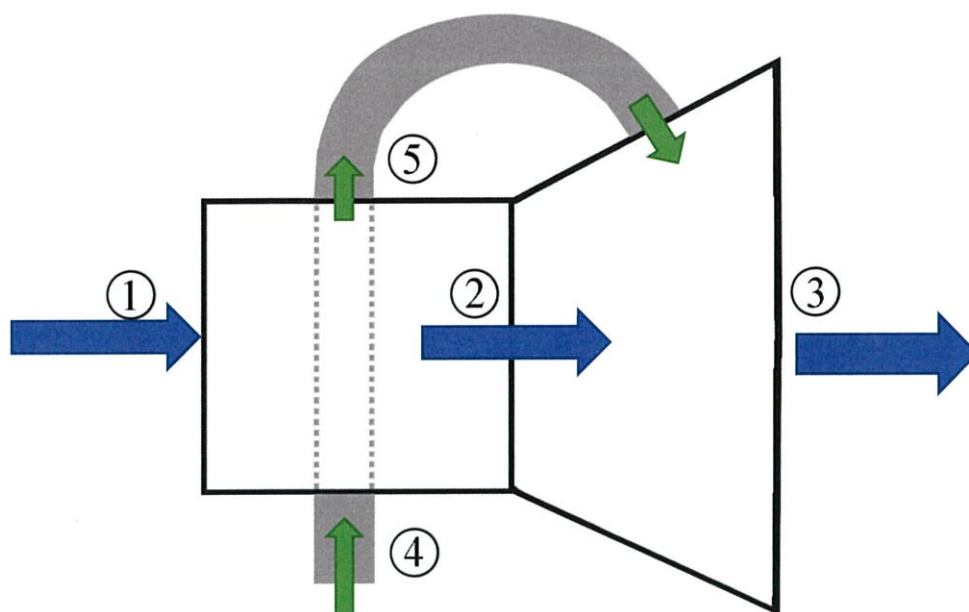
หมายเลข 1 : ไอเสียเข้า

หมายเลข 2 : ไอเสียหลังผ่าน Water Jacket ไปสู่ม่านน้ำ

หมายเลข 3 : ไอเสียออกหลังผ่านม่านน้ำ (ลูกครสีน้ำเงิน : ไอเสียในรูปไอน้ำ , ลูกครสีส้ม : น้ำส่วนเกิน ที่ระเหยไม่หมดในรูปของเหลว ซึ่งไหลเกินลงไปในระบบสมดุลน้ำ)

หมายเลข 4 : น้ำประปาเข้า Water Jacket

หมายเลข 5 : น้ำประปาออกหลังผ่าน Water Jacket ไปสู่หัวฉีดม่านน้ำ



รูปที่ 4.2 แผนผังการไหลของของระบบลดอุณหภูมิไอเสียหลังปรับปรุงระบบ

หมายเลข 1 : ไอเสียเข้า

หมายเลข 2 : ไอเสียหลังผ่าน Water Jacket ไปสู่ม่านน้ำ

หมายเลข 3 : ไอเสียออกหลังผ่านม่านน้ำ ซึ่งจะไม่มีน้ำส่วนเกินที่ระเหยไม่หมดเกินลงในระบบ

หมายเลข 4 : น้ำประปาเข้า Water Jacket

หมายเลข 5 : น้ำประปาออกหลังผ่าน Water Jacket ไปสู่หัวฉีดม่านน้ำ

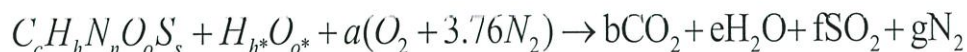
จะเห็นได้ว่า แผนผังการไหลของระบบลดอุณหภูมิไอเสียภายหลังการปรับปรุงระบบจะไม่มีน้ำส่วนเกินเข้าสู่ระบบหมุนเวียนน้ำ ซึ่งต่อไปจะกล่าวถึง วิธีการในการออกแบบและการคำนวณการเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน

4.2 การคำนวณเพื่อควบคุมปริมาณน้ำในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน

4.2.1 การคำนวณหาค่า Adiabatic flue gas temperature และ C_p ของ Flue gas

การคำนวณหาค่า C_p ของสารผสมนั้นทำได้โดยการหาค่า Mass fraction ของสารผสมและนำมาคูณด้วยค่า C_p ของแต่ละค่านั้น [16][18]

สมการการเผาไหม้แสดงด้วยสมการเคมีได้ดังนี้



โดยการวิเคราะห์โดยใช้ Ultimate Analysis อ้างอิงจากงานวิจัยของนาย พิรพัฒน์ เทพลิบ ได้ค่าดังนี้

Carbon	48.22	%m/m fuel
Hydrogen	6.01	%m/m fuel
Nitrogen	0.48	%m/m fuel
Oxygen	42.86	%m/m fuel
Sulfur	0	%m/m fuel
Ash	2.43	%m/m fuel
LHV	16,161	kJ/kg

จะได้ค่าตัวแปรต่าง ๆ ในสมการเคมีดังนี้

ตารางที่ 4.1 ตารางแสดงค่าการหาสัดส่วนจำนวนอะตอมของธาตุต่าง

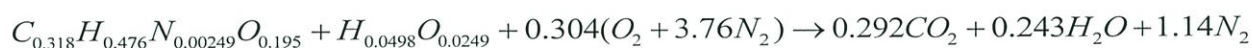
	%m/m fuel (dry)	mass/per 1 kg fuel	kmole/ fuel	kmole/kmole	
Carbon	48.22	0.454	0.038	0.292	c
Hydrogen	6.01	0.056	0.057	0.436	h
Nitrogen	0.48	0.005	0.001	0.002	n
Oxygen	42.86	0.404	0.025	0.195	o
Sulfer	0	0	0	0	s
Ash	2.43	0.023	-	-	
Hydrogen in H ₂ O	-	0.006	0.006	0.050	h*
Oxygen in H ₂ O	-	0.052	0.003	0.025	o*

จะได้ค่าโมลรวมเท่ากับ 0.129694288 kmole/kg fuel ทำให้ทราบได้ว่า 1 kmole มีมวลเชื้อเพลิงเท่ากับ 7.71 kg ต่อ 1 kmole

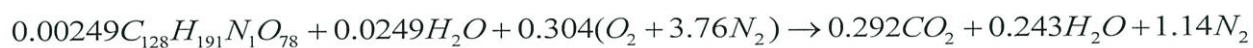
ตารางที่ 4.2 ตารางแสดงการดุลสมการเคมี

balance C atom	0.292	b
balance H atom	0.243	e
balance S atom	0	f
balance O atom	0.303	a
balance N atom	1.143	g

จะได้สมการเคมี



ตัดทอนให้กลายเป็นสมการเคมีขั้นต่ำ



จากสมการ

$$LHV = \bar{h}_{f, fuel}^0 - (0.292\bar{h}_{f, CO_2}^0 + (0.243 - 0.0249)\bar{h}_{f, H_2O}^0)$$

$$16,161 = \bar{h}_{f, fuel}^0 - (0.292(-393,546) + (0.243 - 0.0249)(-241,845))$$

$$\bar{h}_{f, fuel}^0 = -151,500.827 \text{ kJ / kmole}$$

เมื่อนำค่าของธาตุแต่ละตัวในเชื้อเพลิงนำมาใช้คำนวณหาค่า Adiabatic flue gas temperature ด้วยโปรแกรม Access to TPEQUIL, HPFLAME and UVFLAME Software โดยอ้างอิงจากหนังสือ An Introduction to Combustion Concepts and Applications โดยการกรอกค่าข้อมูลดังนี้

128	/CARBON ATOMS IN FUEL
191	/HYDROGEN ATOMS IN FUEL
78	/OXYGEN ATOMS IN FUEL
1	/NITROGEN ATOMS IN FUEL
0.8695	/EQUIVALENCE RATIO
2000	/TEMPERATURE (K) (Initial Guess)
101325.0	/PRESSURE (Pa)
-151,500.827	/ENTHALPY OF REACTANTS PER KMOL FUEL (kJ/kmole)

โดยตั้งสมมติฐานว่า

1. เนื่องจาก SO_2 มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับผลิตภัณฑ์อื่นจึงไม่นำมาคิด
2. สมมติว่าการเผาไหม้นั้นสมบูรณ์
3. สมมติว่าไม่มีการสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อมรอบข้าง

จะได้ค่าดังนี้

$$\text{Flue gas temperature (K)} = 2395.23$$

คำนวณจากตารางคุณสมบัติของแต่ละธาตุดังนี้

ตารางที่ 4.3 ตารางแสดงค่า Specific heat ของ Flue gas

Temperature	2122.08°C	
		Specific heat , (kJ/kg°C)
CO2 mass fraction:	0.232	1.387
H2O mass fraction:	0.079	2.928
SO2 mass fraction:	0	-
N2 mass fraction:	0.663	1.297
O2 mass fraction:	0.026	1.201
Flue gas properties :	1	1.213

4.2.2 การคำนวณอัตราการไหลของมวลน้ำที่ต้องใช้ในการลดอุณหภูมิไอเสีย

จากการทดลองการเตาเผาเชื้อเพลิงชีวมวลที่ 500 kW ได้อุณหภูมิไอเสียขาออกอยู่ที่ 2122.08°C (Adiabatic flue gas temp.) เมื่อผ่านการสเปรย์น้ำจะเหลืออุณหภูมิอยู่ที่ 300 °C โดยให้อุณหภูมิน้ำขาเข้าอยู่ที่ 25 °C และกลายเป็นไ้อุณหภูมิเท่าไอเสีย จะคำนวณโดยสมการดังนี้

$$\dot{m}_{fluegas} c_{p,fluegas} \Delta T_{fluegas} = \dot{m}_{water} h_{fg,water} + \dot{m}_{water} c_{p,water} \Delta T_{water} \quad (4.1)$$

โดยที่ $\dot{m}_{fluegas} = 0.122 \text{ kg / s}$

$$c_{p,fluegas} = 1.213 \text{ kJ / kg}^\circ\text{C}$$

$$h_{fg,water} = 2257 \text{ kJ / kg}$$

$$c_{p,water} = 4.19 \text{ kJ / kg}^\circ\text{C}$$

แทนค่าตัวแปรลงในสมการ

$$0.122 \times 1.213 \times (2122.08 - 300) = \dot{m}_{water} \times 2257 + \dot{m}_{water} \times 4.19 \times (100 - 25)$$

ได้ค่า $\dot{m}_{water} = 0.105 \text{ kg / s} = 6.169 \text{ liter / min}$

จากการคำนวณที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่าปริมาณน้ำที่ใช้การแลกเปลี่ยนความร้อนหลังผ่านการสเปรย์น้ำจะให้เหลืออุณหภูมิอยู่ที่ 300 °C ได้คือ 6.169 liter/min ได้นั้นสิ่งที่จำเป็นต้องหาต่อมาคืออายุของหยดน้ำในการระเหยกลายเป็นไอลิ่งหยดน้ำมีขนาดเล็กก็มีโอกาสระเหยได้เร็วมากขึ้น

4.2.3 การคำนวณอายุหยดน้ำในการระเหยกลายเป็นไอ

การระเหยของหยดน้ำในระบบลดอุณหภูมิไอเสีย โดยการหาระยะเวลาที่หยดน้ำจะระเหยไปจนหมดถ้าหยดน้ำมีขนาด $150 \mu\text{m}$ ระเหยภายในท่อที่มีการไหลของไอเสียที่ความดัน 1 atm โดยน้ำขาเข้ามีอุณหภูมิอยู่ที่ $60 \text{ }^\circ\text{C}$ (สมมติว่าอุณหภูมิน้ำหลังการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ Water Jacket มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น $60 \text{ }^\circ\text{C}$) และไอเสียมีอุณหภูมิ $2122.08 \text{ }^\circ\text{C}$ เมื่อความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิเฉลี่ยอยู่ที่ 993.95 kg/m^3

ค่าที่กำหนด Diameter = 0.000150 m

Pressure = 1 atm

Water density = 993.95 kg/m^3

Water initial temperature = 333.15 K

Flue gas temperature = 2395.23 K

Boiled temperature = 373.15 K

Enthalpy of vaporization = 2417.9 kJ/kg

Water molecular weight = 18.01528 kg/kmol

Diffusion coefficient = $0.000022 \text{ m}^2/\text{s}$ @ 273 Kelvin

คำนวณหาความดันอิมิตัวจากเรื่อง Partial pressure

$$\frac{P_{sat}}{P(=1 \text{ atm})} = \exp\left[-\frac{h_{fg}}{(R_u / MW)\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{boil}}\right)}\right] \quad (4.2)$$

$$P_{sat} = \exp\left[-\frac{2417.9}{8315/18.01528}\left(\frac{1}{333.15} - \frac{1}{373.15}\right)\right]$$

$$P_{sat} = 0.9983 \text{ atm}$$

$$P_{sat} = \chi_A = 0.9983$$

และแปลง Mass fraction ให้เป็น Mole fraction

$$Y_A = \chi_A \frac{MW_{water}}{\chi_A(MW_{water}) + (1 - \chi_A)MW_{fluegas}} \quad (4.3)$$

$$Y_A = \chi_A \frac{MW_{water}}{\chi_A(MW_{water}) + (1 - \chi_A)MW_{fluegas}}$$

$$Y_A = 0.9983 \frac{18.01528}{0.9983(18.01528) + (1 - 9983)(29.29091)}$$

$$Y_A = 0.9972$$

หาค่า Transfer Number ด้วยสมการ

$$B_Y = \frac{Y_{A,s} - Y_{A,\infty}}{1 - Y_{A,s}} = \frac{0.9972 - 0}{1 - 0.9972} \quad (4.4)$$

$$B_Y = 364.6$$

หาค่า Evaporation constant

$$D_{ab}(\bar{T}) = D_{ab} \left(\frac{T_{mean}}{T_{ab}} \right) \quad (4.5)$$

$$D_{ab}(\bar{T}) = 0.000022 \left(\frac{1364.19}{273} \right)^{\frac{3}{2}} = 6.875 \times 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

หาค่า Density of Air

$$\bar{\rho}_{water} = \frac{P}{(R_u / MW_{fluegas}) T_{mean}} \quad (4.6)$$

$$\bar{\rho}_{water} = \frac{101,325}{(8315 / 29.29091)1364.19} = 0.2616$$

หาค่า Evaporation constant

$$K = \frac{8\bar{\rho}D_{ab}}{\rho_l} \ln(1 + B_Y) \quad (4.7)$$

$$K = 8.544 \times 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s}$$

หาค่า Droplet lifetime

$$t_d = D^2 / K \quad (4.8)$$

$$t_d = \frac{(150 \times 10^{-6})^2}{8.544 \times 10^{-7}} = 0.026 \text{ s}$$

ดังนั้นหยดน้ำขนาด 150 μm จะใช้เวลาในการระเหย 0.026 s

จากคำตอบที่ได้แสดงให้เห็นว่าน้ำจำนวน 6.169 liter/min ที่หยดน้ำขนาด 150 μm สามารถระเหยกลายเป็นไอได้ในเวลา 0.026 s จากข้อมูลที่ได้มาข้างต้น ผู้วิจัยจึงสามารถเลือกซื้อหัวฉีดให้เหมาะสมกับงานได้แต่สิ่งที่ผู้วิจัยต้องการเพิ่มคือการควบคุมปริมาณน้ำและความดันน้ำในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน

4.3 การออกแบบชุดทดลองเพื่อควบคุมปริมาณน้ำในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน

4.3.1 ออกแบบระบบท่อน้ำขาเข้า Water Jacket

ออกแบบระบบท่อน้ำขาเข้า Water Jacket ดังรูปที่ 4.3 เพื่อให้สามารถควบคุมน้ำได้ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างแม่นยำและเที่ยงตรง ผู้วิจัยได้ออกแบบระบบท่อใหม่จากของเดิม โดยการติดตั้งวาล์วควบคุมการไหลชนิดโกลบวาล์ว ติดตั้งโรตารีเมตรเพื่อวัดอัตราการไหลของน้ำ และติดตั้งเกจวัดแรงดันของน้ำขาเข้าอีกด้วย



(a)



(b)

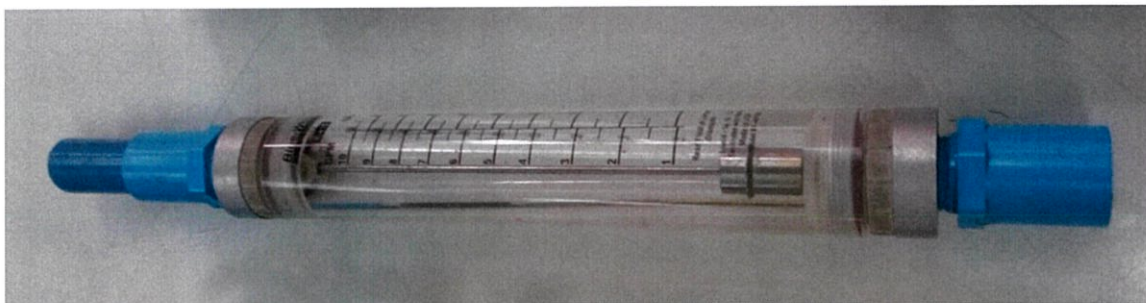
รูปที่ 4.3 ระบบท่อน้ำก่อนปรับปรุง (a) และหลังปรับปรุง (b)

4.3.2 ส่วนประกอบการออกแบบระบบท่อขาเข้า

ส่วนประกอบหลักในระบบท่อแบบใหม่มี 3 ชั้นหลัก

1. โรตاميเตอร์ (Rotameter)

โรตاميเตอร์ ดังรูปที่ 4.4 เครื่องมือวัดอัตราการไหลตามแนวตั้ง โดยอ่านค่าที่ลูกลอยในโรตاميเตอร์



รูปที่ 4.4 โรตاميเตอร์

2. โกลบวาล์ว (Globe Valve)

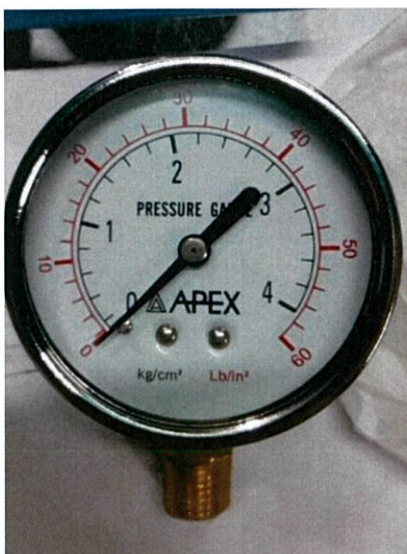
โกลบวาล์ว ดังรูปที่ 4.5 เหมาะที่สุดสำหรับใช้ในงานที่ต้องปรับอัตราการไหลหลายหลายเช่นในงานนี้ เพราะมีการสึกหรอน้อย



รูปที่ 4.5 โกลบวาล์ว

3. เกจวัดความดัน (Pressure Gauge)

เกจวัดความดัน ดังรูปที่ 4.6 ใช้วัดความดันของน้ำเพื่อสามารถนำค่าไปใช้ในการคำนวณได้อย่างแม่นยำ



รูปที่ 4.6 เกจวัดความดัน

4.3.3 การสอบเทียบค่าความแม่นยำในการวัดของโรตามิเตอร์

ทางผู้วิจัยได้ทำการสอบเทียบโรตามิเตอร์ โดยการใช้ถังรองรับน้ำใต้หอฝิ่งเย็นที่ผ่านการตวงวัดปริมาตรอย่างแม่นยำแล้ว มาเป็นมาตรฐานในการสอบเทียบค่า เพื่อให้เกิดความแม่นยำในการวัดอัตราการไหลของน้ำด้วยโรตามิเตอร์ โดยการทดลองสูบน้ำแล้วปรับวาล์วที่ไปที่ย่านอัตราการไหลในระดับต่าง ๆ ของโรตามิเตอร์ แล้วจับเวลาเพื่อสอบเทียบกับปริมาณน้ำที่ไหลจริง โดยใช้ถังวัดปริมาตร ดังรูปที่ 4.7 และ ชุดทดลองสำหรับสูบน้ำเพื่อคาลิเบรทโรตามิเตอร์ ดังรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.7 ถังวัดปริมาตรน้ำ

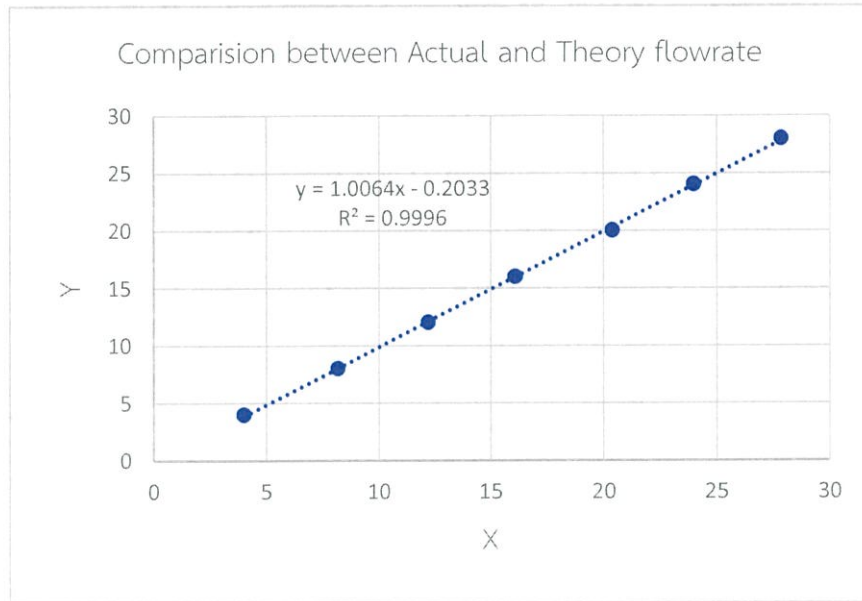


รูปที่ 4.8 ชุดทดลองสำหรับสูบน้ำเพื่อคาลิเบรทโรตاميเตอร์

โรตاميเตอร์ที่ทางผู้วิจัยใช้มีย่านอัตราการไหลตั้งแต่ 4 L/m ถึง 35 L/m ซึ่งทางผู้วิจัยได้ทำการคาลิเบรทตั้งแต่ช่วง 4 L/m จึ่งถึง 28 L/m โดยทำการทดลองช่วงละ 3 ครั้ง แล้วหาค่าเฉลี่ยที่กึ่งกลาง

ตารางที่ 4.4 ผลการสอบเทียบค่าระหว่าง อัตราการไหลที่โรตاميเตอร์แสดง กับอัตราการไหลจริง

เวลา(นาทื)	อัตราการไหล (ลิตร/นาทื)	ครั้งที่ 1 (ลิตร)	ครั้งที่ 2 (ลิตร)	ครั้งที่ 3 (ลิตร)	เฉลี่ย (ลิตร)	โรตاميเตอร์ (ลิตร)
5	4	19.95	19.95	20.48	20.13	20
5	8	40.43	40.95	40.95	40.78	40
5	12	60.9	61.43	61.15	61.16	60
4	16	64.58	64.05	64.3	64.31	64
3	20	161.43	160.9	161.15	161.16	168
7	24	168.5	168	167.5	168	168
3	28	84	82.95	83.5	83.48	84



รูปที่ 4.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Actually และ Theory

X = อัตราการไหลที่คำนวณจากปริมาตรน้ำที่ตวงได้จริง

Y = อัตราการไหลที่คำนวณจากมาตรวัดบนโรตاميเตอร์

4.4 การคำนวณหอดังเย็น

ทางผู้วิจัยได้กำหนดเงื่อนไขการออกแบบไว้ดังนี้

อุณหภูมิน้ำร้อนขาเข้าหอดังเย็น (T_1)	90	$^{\circ}C$
อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกหอดังเย็น (T_2)	40	$^{\circ}C$
อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำ (T_{mean})	65	$^{\circ}C$
อุณหภูมิกระเปาะแห้งอากาศ (T_{db})	33	$^{\circ}C$
อุณหภูมิกระเปาะเปียกอากาศ (T_{wb1})	29.92	$^{\circ}C$
ความชื้นสัมพัทธ์ (RH)	80	%RH
ความหนาแน่นเฉลี่ยของน้ำ ($\rho_{mean,water}$)	980.49	kg / m^3
อัตราการไหลของน้ำเข้าหอดังเย็น (V_w)	3.60	m^3 / hr

ขั้นตอนที่ 1 หาอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำและการถ่ายเทความร้อน

$$L = \frac{(\rho_{mean,water})(V_w)}{60 \times 60 \text{ s / hr}} \quad (4.9)$$

โดย

$$L = \text{อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (kg / s)}$$

จากการคำนวณ

$$\begin{aligned} L &= 0.98 \quad \text{kg / s} \\ &= 3529.76 \quad \text{kg / hr} \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_w = LC_{pf}(T_1 - T_2) \quad (4.10)$$

โดย

$$\dot{Q}_w = \text{อัตราการถ่ายเทความร้อน (kcal / hr)}$$

$$C_{pf} = \text{ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำให้มีค่าเท่ากับ 1 (kcal / kg}^\circ\text{C)}$$

จากการคำนวณ

$$\dot{Q}_w = 176487.89 \quad \text{kcal / hr}$$

ขั้นตอนที่ 2 หาอัตราส่วนน้ำต่ออากาศสูงสุดที่เป็นไปได้

$$(L / G)_{\max} = \frac{(h_{w,1} - h_1)}{C_{pf}(T_1 - T_2)} \quad (4.11)$$

$$\text{โดยที่ } 0 < L / G \leq (L / G)_{\max}$$

$$(L / G)_{\max} = \text{อัตราส่วนน้ำต่ออากาศสูงสุด}$$

$$h_{w,1} = \text{เอนทัลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำเข้าหอผึ่งเย็น (}$$

$$\text{kcal / kg(dry air))}$$

h_1 = เอ็นทัลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้าหอผึ่งเย็น ($kcal / kg(dry air)$)

จากการคำนวณ

$$(L / G)_{\max} = 18.03$$

ขั้นตอนที่ 3 หาเอ็นทัลปีของอากาศขาออกหอผึ่งเย็นและค่า KaV / L

$$h_2 = h_1 + C_{pf}(L / G)(T_1 - T_2) \quad (4.12)$$

โดยที่

h_2 = เอ็นทัลปีของอากาศอิ่มตัวขาออกหอผึ่งเย็น ($kcal / kg(dry air)$)

L / G = อัตราส่วนระหว่างน้ำกับอากาศในที่นี้สมมติให้มีค่าเป็น 1

จากการคำนวณ

$$h_2 = 73.75 \text{ kcal / kg(dry air)}$$

โดยการคำนวณนี้สมมติว่าอากาศสามารถรับความร้อนจากน้ำเท่ากับตลอดทั้งความสูงของหอผึ่งเย็น แต่ในความเป็นจริงแล้วไม่ใช่เช่นนั้น ทางผู้วิจัยจึงใช้การคำนวณที่คาดว่าเพิ่มความแม่นยำขึ้นโดยใช้วิธีการกระจายการคำนวณแบบที่เซบายเซฟฟ์

ตารางที่ 4.5 แสดงการคำนวณแบบเซบายเซฟฟ์

$T(^{\circ}C)$	h_w	h_a	$\Delta h = h_1 - h_a$	$1 / \Delta h$
$T_2 = 40$	39.81	23.75	-	-
$T_2 + 0.1(T_1 - T_2) = 45$	51.14	$h_1 + 0.1(1)(L / G)(T_1 - T_2) = 28.75$	22.38	0.045
$T_2 + 0.4(T_1 - T_2) = 60$	109.95	$h_1 + 0.4(1)(L / G)(T_1 - T_2) = 43.75$	66.20	0.015
$T_1 - 0.4(T_1 - T_2) = 70$	191.58	$h_2 - 0.4(1)(L / G)(T_1 - T_2) = 53.75$	137.82	0.007
$T_1 - 0.1(T_1 - T_2) = 85$	550.67	$h_2 - 0.1(1)(L / G)(T_1 - T_2) = 68.75$	481.92	0.002
$T_1 = 90$	925.38	73.75	-	-
			<i>Sum</i> ($1 / \Delta h$)	0.069

และนำค่า $\text{Sum}(1/\Delta h)$ มาคำนวณหาค่า KaV/L

$$\left(\frac{KaV}{L}\right) = C_{pf}(T_1 - T_2) \frac{(\sum 1/\Delta h)}{4} \quad (4.13)$$

โดยที่

$$KaV/L = \text{ลักษณะจำเพาะของหอผึ่งเย็น}$$

จากการคำนวณ

$$KaV/L = 0.069$$

ทำการคำนวณซ้ำโดยใช้ค่า $0.7 \leq L/G \leq 3.0$ จะได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 4.6 ผลการคำนวณค่า KaV/L

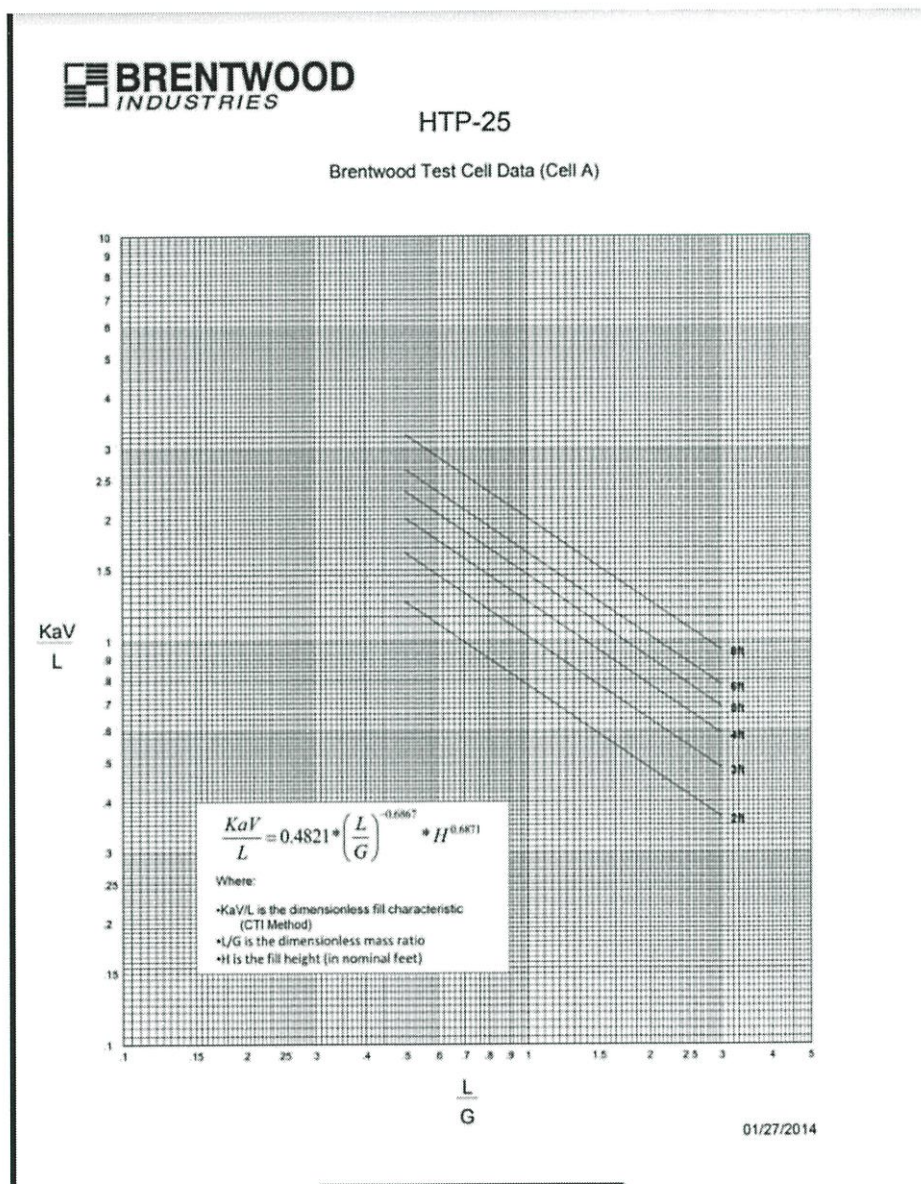
KaV/L	L/G	KaV/L	L/G	KaV/L	L/G	KaV/L	L/G	KaV/L
0.82	1.15	0.90	1.6	1.03	2.05	1.19	2.5	1.44
0.82	1.2	0.91	1.65	1.04	2.1	1.22	2.55	1.47
0.83	1.25	0.93	1.7	1.06	2.15	1.24	2.6	1.51
0.84	1.3	0.94	1.75	1.08	2.2	1.26	2.65	1.55
0.85	1.35	0.95	1.8	1.09	2.25	1.29	2.7	1.59
0.86	1.4	0.97	1.85	1.11	2.3	1.32	2.75	1.63
0.87	1.45	0.98	1.9	1.13	2.35	1.34	2.8	1.68
0.88	1.5	1.00	1.95	1.15	2.4	1.37	2.85	1.73
0.89	1.55	1.01	2	1.17	2.45	1.40	2.9	1.79

ขั้นตอนที่ 4 เลือกแบบของแผงขยายฟิล์มน้ำ

โดยพิจารณาตามรายละเอียดดังนี้

- อุณหภูมิสูงสุดของน้ำร้อน = 90°C

ดังนั้นแผงขยายฟิล์มน้ำจำเป็นต้องเป็นแผงขยายฟิล์มที่ทนความร้อนได้สูง ทางผู้วิจัยจึงได้เลือกแผงขยายฟิล์มน้ำรุ่น HTP – 25



รูปที่ 4.10 กราฟ characteristic ของแผงขยายฟิล์มน้ำ

ขั้นตอนที่ 5 หาจุดออกแบบของแผ่นขยายฟิล์มน้ำ

จากตารางการคำนวณค่า KaV/L นำมาสร้างเส้น Approach ขึ้นไปตัดกับเส้น Characteristic ของแผ่นขยายฟิล์มน้ำ โดยให้ความเร็วลมอยู่ที่ 300 ft/min หรือ 1.52 m/s

ค่าที่ได้จากจุดตัดของกราฟ Characteristic ของแผ่นขยายฟิล์มน้ำขนาด 3 ft ได้ดังนี้

$$KaV/L = 0.92$$

$$L/G = 1.18$$

จากขั้นตอนที่ 1 เราทราบว่า

$$L = 0.98 \text{ kg/s}$$

ดังนั้น

$$G = 0.83 \text{ kg/s}$$

คุณสมบัติของอากาศทางเข้า

$$\text{ปริมาตรจำเพาะ } (v_1) = 0.88 \text{ m}^3 / \text{kg}_{(\text{dry air})}$$

$$\text{อัตราส่วนความชื้น } (\omega_1) = 0.014 \text{ kg}_{(\text{moist})} / \text{kg}_{(\text{dry air})}$$

$$\text{ความหนาแน่น } (\rho_{\text{air},1}) = 1.15 \text{ kg}_{(\text{moist})} / \text{m}^3$$

คุณสมบัติอากาศทางออก

$$\text{จากสูตร(4.12)} \quad h_2 = h_1 + C_{pf}(L/G)(T_1 - T_2)$$

$$\text{เ็นทลปีของอากาศทางออก } (h_2) = 82.5 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{ปริมาตรจำเพาะ } (v_2) = 0.93 \text{ m}^3 / \text{kg}_{(\text{dry air})}$$

$$\text{อัตราส่วนความชื้น } (\omega_2) = 0.122 \text{ kg}_{(\text{moist})} / \text{kg}_{(\text{dry air})}$$

$$\text{ความหนาแน่น } (\rho_{\text{air},2}) = 1.21 \text{ kg}_{(\text{moist})} / \text{m}^3$$

ค่าเฉลี่ย

$$\text{ปริมาตรจำเพาะ } (v_{\text{mean}}) = 0.91 \text{ m}^3 / \text{kg}_{(\text{dry air})}$$

$$\text{ความหนาแน่น } (\rho_{air,mean}) = 1.18 \text{ kg}_{(moist)} / m^3$$

จากสูตร

$$A_{fill} = \frac{Gv_{mean}}{V_{fill}} \quad (4.14)$$

โดยที่

$$A_{fill} = \text{พื้นที่หน้าตัดของแผงขยายฟิล์มน้ำ } (m^2)$$

$$V_{fill} = \text{ความเร็วของอากาศผ่านแผ่นแผงขยายฟิล์มน้ำ } (m/s)$$

จากการคำนวณ

$$A_{fill} = 0.50 \text{ m}^2$$

ทำให้ได้ขนาดของห่อฝ้ายเย็นด้านละ 0.70 m

ทางผู้วิจัยได้ตัดสินใจสร้างห่อฝ้ายเย็นด้านละ 0.85 m และความสูงของแผ่นขยายฟิล์มน้ำขนาด 3 ft เพื่อรองรับการใช้งานที่สูงขึ้นในอนาคต

4.5 การคำนวณอื่นๆ

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงวิธีการคำนวณหาค่าต่างๆ อันประกอบไปด้วย ประสิทธิภาพห่อฝ้ายเย็น ดัชนีชี้วัดสมรรถนะด้านพลังงานของห่อฝ้ายเย็นตามมาตรฐาน ISO และขีดความสามารถของห่อฝ้ายเย็นตามมาตรฐาน CTI [6][8]

4.5.1 การคำนวณหาประสิทธิภาพห่อฝ้ายเย็นใหม่

การคำนวณหาประสิทธิภาพของห่อฝ้ายเย็น สามารถคำนวณได้จากสูตรดังนี้

$$\eta_{CT} = \frac{T_{hw} - T_{cw}}{T_{hw} - T_{wb}} \times 100 \quad (4.15)$$

โดยที่ η_{CT} = ประสิทธิภาพของห่อฝ้ายเย็น

T_{hw} = อุณหภูมิน้ำร้อนที่ไหลเข้าห่อฝ้ายเย็น ($^{\circ}C$)

T_{cw} = อุณหภูมิน้ำหลังผ่านการทำความเย็นจากห่อฝ้ายเย็น ($^{\circ}C$)

T_{wb} = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่ไหลเข้าห่อฝ้ายเย็น ($^{\circ}C$)

4.5.2 การคำนวณหาดัชนีชี้วัดสมรรถนะด้านพลังงานของหอผึ่งเย็นตามมาตรฐาน ISO (EnPIs : energy performance indicators)

1.การตรวจวัดความร้อนที่สะสม (Heat capacity) ในน้ำหล่อเย็นที่ไปรับความร้อนจากเครื่องจักร

$$Q = \rho \dot{V} C_{p,w0} (T_{w,in CT} - T_{w,out CT}) \quad (4.16)$$

โดยที่

Q = ความร้อนที่สะสม (Heat capacity) ในน้ำหล่อเย็น (KW)

ρ = ความหนาแน่นเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็น (kg / m^3)

\dot{V} = อัตราการไหลเชิงปริมาตร (m^3 / s)

$C_{p,w}$ = ความจุความร้อนเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็น ($\frac{kJ}{kg} \cdot K$)

$T_{w,in CT}$ = อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่เข้าสู่หอผึ่งเย็นเพื่อระบายความร้อน อุณหภูมิจะสูง (K หรือ $^{\circ}C$)

$T_{w,out CT}$ = อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจากหอผึ่งเย็น หลังผ่านการระบายความร้อนแล้ว อุณหภูมิจะลดต่ำลง (K หรือ $^{\circ}C$)

2.ผลต่างของอุณหภูมิตั้งหว่างน้ำหล่อเย็นขาเข้าและขาออก

$$Range = T_{w,in CT} - T_{w,out CT} \quad (4.17)$$

โดยที่

$T_{w,in CT}$ = อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่เข้าสู่หอผึ่งเย็นเพื่อระบายความร้อน อุณหภูมิจะสูง (K หรือ $^{\circ}C$)

$T_{w,out CT}$ = อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจากหอผึ่งเย็น หลังผ่านการระบายความร้อนแล้ว อุณหภูมิจะลดต่ำลง (K หรือ $^{\circ}C$)

3. ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างน้ำหล่อเย็นขาออกหอผึ่งเย็นและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศขาเข้าหอผึ่งเย็น

$$Approach = T_{w,out CT} - T_{a,wb,in} \quad (4.18)$$

โดยที่

$T_{w,out CT}$ = อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจากหอผึ่งเย็นหลังผ่านการระบายความร้อนแล้วอุณหภูมิจะลดต่ำลง(K หรือ °C)

$T_{a,wb,in}$ = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศขาเข้าหอผึ่งเย็น (K หรือ °C)

4. ประสิทธิภาพของหอผึ่งเย็น หรือเรียกอีกชื่อหนึ่งว่าดีกรีการระบายความร้อน (Cooling degree)

$$\text{Cooling tower efficiency or Cooling degree} = \frac{Range \times 100\%}{Range + Approach} \quad (4.19)$$

5. ดัชนีชี้วัดสมรรถนะด้านพลังงานของหอผึ่งเย็น

$$EnPI \text{ of cooling tower} = \frac{Q}{P_{fan}} \quad (4.20)$$

โดยที่

Q = ความร้อนที่สะสม (Heat capacity) ในน้ำหล่อเย็น (KW)

P_{fan} = กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้กับพัดลม (KW)

4.5.3 การคำนวณหาขีดความสามารถของหอผึ่งเย็นตามมาตรฐาน CTI

$$\text{ขีดความสามารถของหอผึ่งเย็น} = \frac{L / G_{test}}{L / G_{design}} \times 100 \quad (4.21)$$

L / G_{test} = อัตราส่วนระหว่างน้ำและอากาศจากการทดลอง

L / G_{design} = อัตราส่วนระหว่างน้ำและอากาศจากการคำนวณ

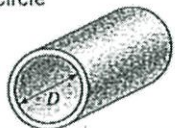
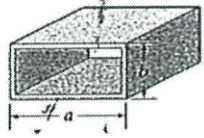
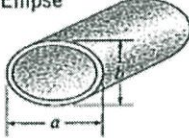
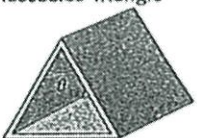
4.5.4 การแสดงอัตราการสูญเสียของท่อผิ้งเย็น

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงการแสดงอัตราการสูญเสียของท่อผิ้งเย็น ซึ่งสามารถนำไปหาค่าผลลัพธ์ต่างๆได้จากผลของการทดลอง โดยสมการ พลังงานนี้จะคิดที่ช่วงสภาวะสุดท้ายของการทดลอง เนื่องจากมีค่าอุณหภูมิน้ำหมุนเวียนสูงที่สุด และสมมติให้ระบบเป็นสภาวะสมดุล (steady state) ซึ่งจะสามารถเขียนแสดงสมการได้ดังนี้ [18]

4.5.4.1 คำนวนความร้อนสูญเสียในระบบโดยการหาเลข Nusselt

ผู้วิจัยได้เลือกการคำนวณแบบการไหลภายในท่อสี่เหลี่ยมดังรูปที่ 4.11

TABLE 8-1.
Nusselt number and friction factor for fully developed laminar flow in tubes of various cross sections ($D_h = 4A_c/p$, $Re = V_{avg}D_h/\nu$, and $Nu = hD_h/k$)

Tube Geometry	a/b or θ°	Nusselt Number		Friction Factor f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Circle 	—	3.66	4.36	64.00/Re
Rectangle 	a/b 1 2 3 4 6 8 ∞	2.98 3.39 3.96 4.44 5.14 5.60 7.54	3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24	56.92/Re 62.20/Re 68.36/Re 72.92/Re 78.80/Re 82.32/Re 96.00/Re
Ellipse 	a/b 1 2 4 8 16	3.66 3.74 3.79 3.72 3.65	4.36 4.56 4.88 5.09 5.18	64.00/Re 67.28/Re 72.96/Re 76.60/Re 78.16/Re
Isosceles Triangle 	θ 10° 30° 60° 90° 120°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.91 3.11 2.98 2.68	50.80/Re 52.28/Re 53.32/Re 52.60/Re 50.96/Re

รูปที่ 4.11 ตารางแสดงการหาค่า Nusselt number

จากสมการ

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (4.22)$$

โดยที่

D_h = Hydraulic Diameter (m)

A_c = Cross section area (m^2)

p = Perimeter (m)

จากการคำนวณได้ค่า $D_h = 0.85 \text{ m}$

4.5.4.2 คำนวณเลข Re และ Nu

1. การคำนวณเลข Re

จากสมการ
$$Re = \frac{V_{avg} D_h}{\nu} \quad (4.23)$$

โดยที่

V_{avg} = Average velocity (m/s)

ν = Kinematic Viscosity (m^2/s)

จากการคำนวณได้ค่า $Re = 655359$ เป็น Turbulence

2. การคำนวณเลข Nu

จากสมการ
$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (4.24)$$

โดยที่

k = Thermal conductivity ($W/m^2\text{°C}$)

4.5.4.3 คำนวณหาความร้อนสูญเสีย

จากความรู้เรื่องการพาความร้อนตามหนังสือ[18] ได้ว่า

จากสมการ
$$Q_{loss} = hA(T_s - T_\infty) \quad (4.25)$$

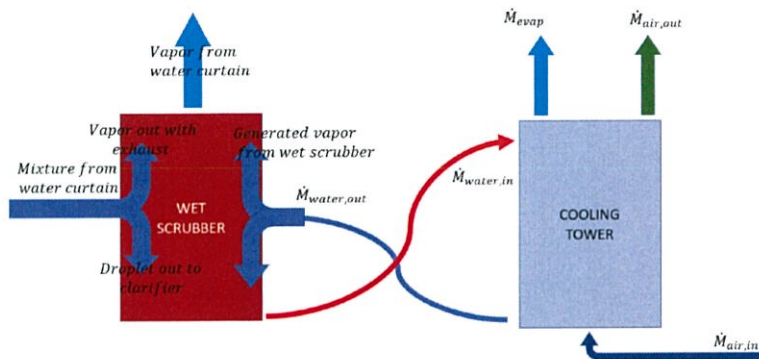
โดยที่

A = All area of the cooling tower wall (m^2)

T_s = Surface temperature ($^{\circ}C$)

T_{∞} = Ambient air temperature ($^{\circ}C$)

จากการคำนวณพบว่า $Q_{loss} = 2.374 \text{ kW}$



รูปที่ 4.12 ภาพแสดงการหมุนเวียนและสูญเสียของน้ำหมุนเวียน

สมการสมดุลมวล

$$\dot{M}_{water,in} = \dot{M}_{water,out} + \dot{M}_{evap} \quad (4.26)$$

$$\dot{M}_{loss} = \dot{M}_{evap} = \dot{M}_{air,in} \Delta \omega = \dot{M}_{makeup} \quad (4.27)$$

สมมติให้น้ำจากม่านน้ำระเหยกลายเป็นไอออกไปกับไอเสียทั้งหมด และน้ำที่ทำการดักจับฝุ่นไม่ระเหยเลย

$\dot{M}_{water,in}$ = อัตราการไหลของน้ำขาเข้าหอผึ่งเย็น (kg/s)

$\dot{M}_{air,in}$ = อัตราการไหลของอากาศขาเข้าหอผึ่งเย็น (kg/s)

$\dot{M}_{water,out}$ = อัตราการไหลของน้ำขาออกหอผึ่งเย็น (kg/s)

\dot{M}_{evap} = อัตราการไหลของน้ำที่ถูกระเหยขาออกหอผึ่งเย็น (kg/s)

$\dot{M}_{air,out}$ = อัตราการไหลของอากาศขาออกหอผึ่งเย็น (kg/s)

ω = ค่าอัตราส่วนความชื้น ($kg/kg(d.a.)$)

จากการคำนวณได้ทราบว่า $\dot{M}_{evap} = 0.108 \text{ kg/s}$

คิดเป็นร้อยละการสูญเสียน้ำเท่ากับ 14.38 %

บทที่ 5

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ในบทนี้ จะกล่าวถึงอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในการทดลอง อาทิเช่น ปั๊มน้ำ เครื่องมือวัดต่าง ๆ รวมไปถึงวิธีการทดลองและการเก็บผลการทดลอง โดยการทดลองจะถูกแบ่งออกเป็นสองกรณีเงื่อนไข คือก่อนการปรับปรุงระบบ และหลังการปรับปรุงระบบโดยการเพิ่มหอผึ่งเย็นใหม่เข้าไปในระบบทำความเย็นของน้ำหมุนเวียน

5.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

5.1.1 อุปกรณ์ในระบบทำความเย็นเดิม (Old cooling system devices)

อุปกรณ์ในระบบทำความเย็นเดิม ประกอบไปด้วย 2 ส่วนหลักๆ คือ

1. หอผึ่งเย็นเดิม (Old cooling tower)
2. บ่อพักน้ำ (clarifier)

5.1.1.1 หอผึ่งเย็นเดิม

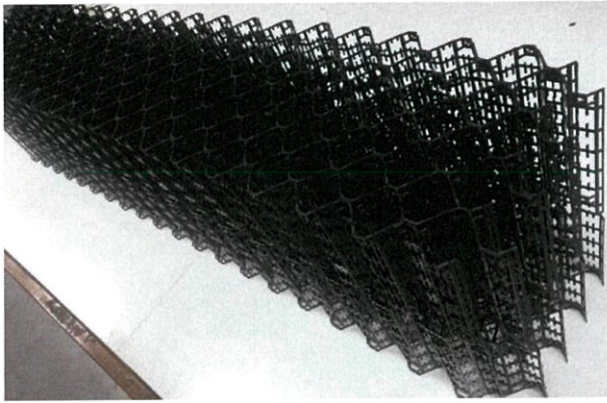
หอผึ่งเย็นเดิมนั้น ดังรูปที่ 5.1 ถูกสร้างขึ้นโดยเป็นหอผึ่งเย็นชนิดไหลสวนทาง โดยมีขนาดกว้าง 1 m ยาว 1 m สูง 2.4 m (ไม่รวมถ่อ) พื้นที่ผิวสัมผัสของแผงขยายฟิล์ม 60 m² นอกจากนี้ ยังมีพัดลมดูดอากาศด้านบน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด 24 นิ้ว มอเตอร์ 1/3 แรงม้า ความเร็วรอบ 1450 RPM ใช้สายพานเป็นตัวส่งกำลัง และใช้หัวฉีดสเปรย์น้ำแบบเต็มกรวย (full cone spray) จำนวน 8 หัว ในการฉีดน้ำร้อนให้เป็นละออง



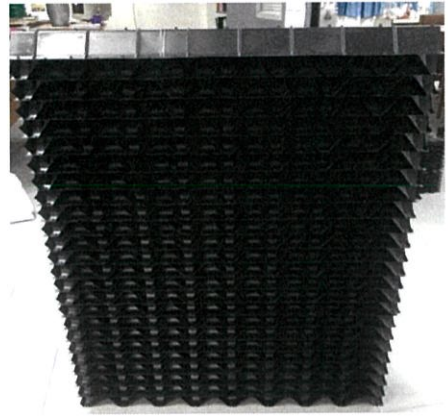
รูปที่ 5.1 หอผึ่งเย็นเดิม

5.1.2 หอฝึงเย็นใหม่

หอฝึงเย็นเดิมนั้น ถูกสร้างขึ้นโดยเป็นหอฝึงเย็นชนิดไหลสวนทาง โดยมีขนาดกว้าง 0.85 m ยาว 0.85 m สูง 2.4 m แผงขยายฟิล์ม (HTP-25) ดังรูปที่ 5.2 สูง 90 ft และ ชุดดักละอองน้ำ (CF-150Max) ดังรูปที่ 5.3 นอกจากนี้ ยังมีพัดลมดูดอากาศด้านบน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด 16 นิ้ว มอเตอร์ 1 แรงม้า ความเร็วรอบ 1450 RPM ใช้สายพานเป็นตัวส่งกำลัง และใช้หัวฉีดสเปรย์น้ำแบบเต็มกรวย (full cone spray) จำนวน 9 หัว ในการฉีดน้ำร้อนให้เป็นละออง เพื่อเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศ จึงได้หอฝึงเย็นใหม่ดังรูปที่ 5.40



รูปที่ 5.2 แผงขยายฟิล์ม (HTP-25)



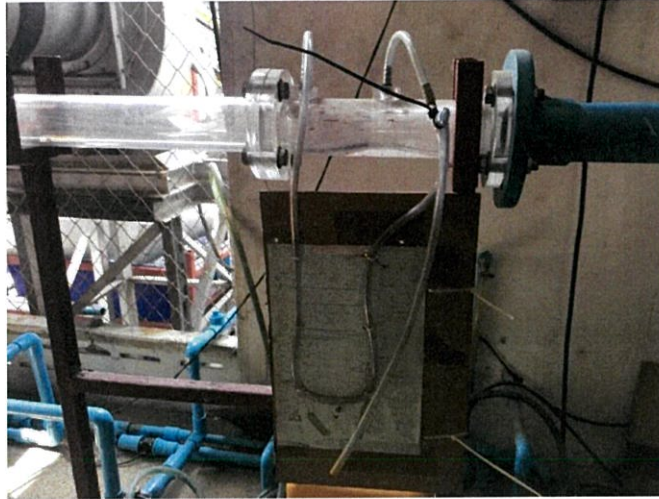
รูปที่ 5.3 ชุดดักละอองน้ำ (CF-150Max)



รูปที่ 5.4 หอฝึงเย็นใหม่

5.1.3 ชุดทดลองเก็บผลตัวอย่างไอเสีย

ชุดทดลองเก็บผลตัวอย่างไอเสียดังรูปที่ 5.5 นี้ถูกจัดทำขึ้นเพื่อใช้วัดหาค่าความหนาแน่นของฝุ่นปะปนใน ไอเสีย



รูปที่ 5.5 ชุดทดลองเก็บผล

5.1.4 Differential Pressure

Differential Pressure ดังรูปที่ 5.6 เป็นอุปกรณ์ใช้วัดความแตกต่างของความดันระหว่างจุดสองจุด จะมีค่าเป็นศูนย์เมื่อความดัน ทั้งสองจุดที่วัดมีค่าเท่ากัน ใช้สำหรับวัดความแตกต่างของความดันของหลอดรูตัวยู (U - Type Manometer) แต่ละข้างเพื่อนำไปใช้ในสูตรหาค่าความหนาแน่นของไอเสียในท่อดังสมการที่ (5.1)

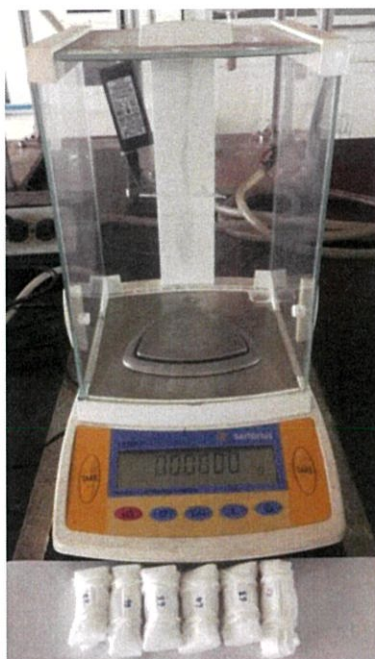
$$P_{humid\ air} = \frac{P_d}{R_d T} + \frac{P_v}{R_v T} \quad (5.1)$$



รูปที่ 5.6 Differential Pressure

5.1.5 เครื่องชั่งแบบละเอียด

เครื่องชั่งแบบละเอียดดังรูปที่ 5.7 ใช้สำหรับชั่งของที่ใช้ความละเอียดสูง ในการทดลองนี้ใช้สำหรับชั่งแผ่นกรองไอเสียก่อน-หลังเก็บผลไอเสีย เพื่อดูปริมาณฝุ่นที่ปะปนในไอเสีย



รูปที่ 5.7 เครื่องชั่งแบบละเอียด

5.1.6 ปัมป์หอยโข่ง (Centrifugal Pump)

ปัมป์หอยโข่งดังรูปที่ 5.8 เป็นปัมป์แบบนี้ทำงานโดยอาศัยการหมุนของใบพัดหรืออิมเพลเลอร์ (Impeller) โดยของเหลวจะถูกดูดเข้าทางศูนย์กลางใบพัด แล้วถูกผลักดันออกไปด้วยแรงผลักดันของครีบบใบพัดและแรงเหวี่ยงหนีจุดศูนย์กลาง



(ก.) ปัมป์หอยโข่ง AQUA CPM-158



(ข.) ปัมป์หอยโข่ง Ho-me tech CPM-200

รูปที่ 5.8 ปัมป์หอยโข่ง



(ค.) ปั๊มหอยโข่ง GRUNDFOS CME5-3_A-R-A-E-AVB

รูปที่ 5.8 ปั๊มหอยโข่ง (ต่อ)

5.1.7 ปั๊มน้ำอัตโนมัติ (Automatic Pump)

ปั๊มน้ำอัตโนมัติ ดังรูปที่ 5.9 เป็นปั๊มน้ำที่ควบคุมโดยการใช้สวิทช์ความดันที่วัดความดันจากน้ำภายในท่อ



รูปที่ 5.9 แสดงปั๊มฆ่าอัตโนมัติ Mitsubishi-EP-305QS

5.1.8 เครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data logger)

เครื่องบันทึกอุณหภูมิ ดังรูปที่ 5.10 คืออุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดค่า แล้วทำการบันทึกค่าที่วัดได้ลงในเครื่อง ตามช่วงเวลาที่เรากำหนดไว้ เช่น อุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ เป็นต้น โดยการแปลงสัญญาณทางไฟฟ้าเป็นข้อมูลที่ต้องการให้แสดงผล



รูปที่ 5.10 Data logger

5.1.9 เทอร์โมคัปเปิลชนิด K (Thermocouples type K)

เทอร์โมคัปเปิล ดังรูปที่ 5.11 คืออุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ทำงานโดยอาศัยคุณสมบัติทางไฟฟ้าของโลหะ 2 ชนิด ที่เชื่อมติดกัน เมื่ออุณหภูมิที่ปลายลวดด้านที่เชื่อมกันแตกต่างกับปลายลวดด้านที่เหลือจะเกิดความต่างศักย์ มีหน่วยเป็น ไมโครโวลต์ (μV) หรือ มิลลิโวลต์ (mV) ซึ่งเรานำความต่างศักย์ที่พบนี้มาแปลงเป็นอุณหภูมิ



รูปที่ 5.11 Thermocouples type K

5.1.10 เทอร์โมมิเตอร์ชนิดของเหลวบรรจุในหลอดแก้วปิด

เทอร์โมมิเตอร์ชนิดของเหลวบรรจุในหลอดแก้วปิด เป็นอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ทำงานโดยอาศัยหลักการเปลี่ยนแปลงสมบัติเชิงกล ด้วยหลักการขยายตัวหรือหดตัวของของเหลว โดยเมื่อของเหลวได้รับความร้อน ทำให้อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ของเหลวจะเกิดการขยายตัว และหดตัวลงเมื่ออุณหภูมิลดลง อุปกรณ์วัดชนิดนี้มีของเหลวซึ่งก็คือแอลกอฮอล์บรรจุอยู่ในหลอดแก้วปิด



รูปที่ 5.12 เทอร์โมมิเตอร์ชนิดของเหลวบรรจุในหลอดแก้วปิด

5.1.11 เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นของสภาพอากาศ

เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นของสภาพอากาศ ดังรูปที่ 5.13 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้เพื่อวัดอุณหภูมิและความชื้นของสภาพอากาศบริเวณที่ทำการทดลอง รวมไปถึงสภาพอากาศขาออกจากห้องเย็นด้วย



รูปที่ 5.13 เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นของสภาพอากาศ

5.2 การทดลอง

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงวิธีการทดลองเพื่อเก็บผลค่าต่างๆที่ต้องการ โดยจะทำการทดลองเป็น 2 กรณี คือ ก่อนและหลังการปรับปรุงระบบโดยการติดตั้งห้องเย็นใหม่เข้าไปในระบบเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นน้ำหมุนเวียน โดยการทดลองนี้ จะปฏิบัติการโดยการจุดเตาเผาพลังงานชีวมวลแบบผงใช้เศษไม้ยางพาราบดเป็นเชื้อเพลิง อัตราความร้อนสูงสุดของเตาเผาที่ทำการทดลองเท่ากับ 500 กิโลวัตต์

5.2.1 วิธีการทดลองเก็บผลอุณหภูมิไอเสีย

1. เชื่อมต่อเทอร์โมคัปเปิล กับ data logger แสดงผลที่ได้ผ่านทางหน้าจอ
2. ทำการจดบันทึกอุณหภูมิ ขณะทำการทดลอง โดยจะเริ่มทำการจดบันทึกตั้งแต่เริ่มการจุดเตาจนกระทั่งเปลวไฟในเตาดับ หรือเกิดเหตุขัดข้อง หรือตามความเหมาะสม

5.2.2 วิธีการทดลองเก็บผลอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียน

1. ติดตั้งปั้มน้ำ บอลวาล์ว และท่อน้ำ ณ จุดต่างๆที่ต้องการใช้งาน
2. เชื่อมต่อเทอร์โมคัปเปิล กับ data logger แสดงผลที่ได้ผ่านทางหน้าจอ
3. ทำการจดบันทึกอุณหภูมิและอัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนที่วัดได้ ขณะทำการทดลอง โดยจะเริ่มทำการจดบันทึกตั้งแต่เริ่มการจุดเตา จนกระทั่งเปลวไฟในเตาดับ หรือเกิดเหตุขัดข้อง หรือตามความเหมาะสม

5.2.3 วิธีการทดลองเพื่อเก็บผลความหนาแน่นฝุ่นปะปนในไอเสีย

1. ติดตั้งชุดทดลองเก็บตัวอย่างไอเสีย โดยเชื่อมต่อเข้ากับปล่องไอเสียหลังผ่านเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก
2. ทำการดูดเก็บผลไอเสียขณะทำการทดลอง โดยจะทำการเก็บผลในขณะที่อัตราพลังงานความร้อนของเตาเผาคงที่ในช่วง 300 กิโลวัตต์
3. ดูดเก็บผลไอเสียเป็นเวลา 2 นาที หรือตามความเหมาะสม ในแต่ละการทดลอง และอ่านค่าความสูงจากหลอดด้วยในหลอดเวนทูรี (Venturi Meter) เพื่อนำค่าไปคำนวณหาอัตราไหลภายในท่อ
4. อ่านค่าความดันจาก Differential Pressure นำค่าไปหาความหนาแน่นไอเสียภายในท่อ เพื่อนำข้อมูลไปคำนวณหาปริมาณไอเสียที่ไหลผ่านผ้ากรองฝุ่น ร่วมกับข้อมูลที่ได้จากเวนทูรี
5. หลังจากทำการดูดเก็บผลตัวอย่างไอเสียแล้ว นำแผ่นกรองไอเสียที่ได้ทำการเก็บผลแล้วนั้นไปอบแห้งก่อนนำไปชั่งในเครื่องชั่งละเอียด
6. นำข้อมูลที่ได้ไปคำนวณหาความหนาแน่นฝุ่นปะปนในไอเสีย

5.2.4 วิธีการทดลองเพื่อหาขนาดของฝุ่น

5.2.4.1 ความถ่วงจำเพาะ (specific gravity, SG)

1. อุปกรณ์

1. ขวดแก้วคอยาวก้นป่อง (pycnometer) ดังรูปที่ 5.14
2. หม้อต้มน้ำ
3. เทอโมมิเตอร์
4. เครื่องชั่ง
5. เครื่องกวนดิน
6. น้ำกลั่น
7. ตู้อบ



รูปที่ 5.14 ขวดแก้วคอยาวก้นป่อง(pycnometer)

2. วิธีการทดลอง

2.1 Calibration of pycnometer

จุดประสงค์เพื่อหากราฟความสัมพันธ์ระหว่างน้ำหนักของขวดแก้วคอยาวก้นป่องซึ่งมีน้ำเต็มถึงขีดที่กำหนด ที่อุณหภูมิต่างๆระหว่าง 20 องศาถึง 40 องศาเพื่อใช้เป็นพื้นฐานสำหรับการหาค่าความถ่วงจำเพาะของซีเมนต์ การสอบเทียบมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. เติมน้ำกลั่นลงในขวดแก้วคอยาวก้นป่องให้ถึงขีดบอกปริมาตร (500 cm³)
2. นำขวดไปต้มเพื่อไล่ฟองอากาศในน้ำ ด้วยการต้มน้ำให้เดือดบนหม้อน้ำประมาณ 10 นาทีจนฟองอากาศที่ผุดขึ้นจมน้ำหมด
3. ปลดปล่อยให้เย็นลง จนกระทั่งอุณหภูมิลดลงถึงประมาณ 40 °C ตรวจสอบอุณหภูมิในขวดแก้วเท่ากันทุกระดับหากต้องการให้อุณหภูมิลดลงเร็วให้แช่ในอ่างใส่น้ำ
4. ปรับระดับห้องน้ำให้อยู่ที่ขีดบอกปริมาตร 500 cm³ โดยการเติมน้ำกลั่นที่ต้มไล่ฟองอากาศที่เตรียมไว้แล้วลงในขวดแก้ว

5. นำขวดแก้วคอยาวก้นป่องที่ใส่น้ำ อยู่ในขวดชั้นซึ้ง และวัดอุณหภูมิน้ำ ตรวจสอบอีกครั้งว่า อุณหภูมิของน้ำ ในขวดเท่ากันทุกระดับหรือไม่

6. ปลอยทิ้งไว้ให้อุณหภูมิน้ำลดลงทำเช่นเดียวกับข้อสี่และข้อห้าอีกประมาณ 3 - 4 ครั้งในช่วง อุณหภูมิจะประมาณ 40 °C ถึง 20 °C เมื่อต้องการให้อุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิห้องต้องแช่ในน้ำแข็ง

7. เขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าน้ำหนักและอุณหภูมิ

2.2 การหาค่าความถ่วงจำเพาะของดิน

1. นำตัวอย่างซีเมนต์ที่แห้งประมาณ 50 กรัมไปใส่ในน้ำกลั่นแล้วนำไปปั่นด้วยเครื่องปั่นประมาณ 10 นาที

2. เทส่วนผสมของซีเมนต์ลงในขวดถึงประมาณ 3/4 ของคอขวดโดยใช้กรวยก้านยาวและใช้ กระบอกฉีดยา กลั่นล้างซีเมนต์ที่ติดอยู่ให้หมด

3. ไล่ฟองอากาศ ดังรูปที่ 5.15 เช่นเดียวกับวิธีสอบเทียบขวดแก้วด้วยการตมน้ำให้เดือดบนหม้อ ต้มประมาณ 10 นาทีแล้วนำขวดแก้วมาปลอยทิ้งไว้ให้เย็นถึงอุณหภูมิห้อง



รูปที่ 5.15 การไล่ฟองอากาศ

4. จากนั้นปรับระดับน้ำไม่เท่ากันซีตบอกรปริมาตร 500 cm³ วัดอุณหภูมิของน้ำในขวดตรวจสอบ ให้เท่ากันทุกระดับเซ็ดหัวได้แห้งแล้วนำไปชั่งละเอียด

5. เทน้ำทั้งหมดลงในภาชนะเพื่อเอาไปอบแห้งใช้เวลาประมาณ 30 ถึง 48 ชั่วโมงแล้วชั่งน้ำหนัก ซีเมนต์แห้ง

5.2.4.2 Grain Size Analysis

1. อุปกรณ์ Sieve Analysis

1. ถาดใส่ตัวอย่างซีเมนต์
2. ตะแกรงร่อน
3. เครื่องเขย่าตัวอย่าง
4. เครื่องชั่งขนาด 2 กกได้ละเอียด 0.1 กรัม
5. กล่องแบ่งตัวอย่างดิน
6. ทำความสะอาดตะแกรง
7. ค้อนยาง

2. อุปกรณ์ Hydrometer Analysis

1. ไฮโดรมิเตอร์ชนิด (ASTM152H)
2. เครื่องปั่น
- 3.ผงช่วยให้เม็ดซีเมนต์กระจายตัวโดยใช้ Sodium hexa-metaphosphate
- 4.กระบอกไฮโดรมิเตอร์
- 5.เทอร์โมมิเตอร์
- 6.นาฬิกาจับเวลา
- 7.น้ำกลั่น
- 8.ภาชนะใส่ตัวอย่าง
9. ตู้อบ

3. วิธีการทดลอง Sieve Analysis

1. เตรียมตัวอย่างแห้ง
2. เตรียมตะแกรง (Sieve) ดังรูปที่ 5.16 จำนวน 1 ชุด โดยมีจำนวนตะแกรงไม่เกิน 7 ตะแกรงและต้องมีตะแกรงละเอียด เบอร์ 200 ถาดและฝาปิดอยู่ด้วยทุกครั้ง



รูปที่ 5.16 ตะแกรง

3. นำตะแกรงแต่ละตะแกรงไปซั่ง และบันทึกค่าน้ำหนักของแต่ละตะแกรง
4. นำตะแกรงทั้งหมดมาเรียงกัน โดยเรียงลำดับให้ตะแกรงที่มีขนาดตระแกรงใหญ่สุดอยู่ด้านบนและไล่ลำดับความละเอียดลงมา ทั้งนี้ต้องมีฝาปิดอยู่ด้านบนสุด และมีถาดรองอยู่ด้านล่างสุด จากนั้นนำตะแกรงไปประกอบเข้าเครื่องเขย่า
5. ใส่ตัวอย่างดินแห้งลงในชุดตะแกรง ปิดฝา จากนั้นเขย่าด้วยเครื่องเขย่า ดังรูปที่ 5.17 ประมาณ 8-10 นาที



รูปที่ 5.17 เครื่องเขย่า

6. ชั่งดินที่ค้างอยู่ในแต่ละตะแกรงรวมทั้งน้ำหนักตะแกรง จากนั้นนำไปคำนวณหาค่า % ผ่าน (% Passing) ต่อไป โดยดินที่ค้างอยู่ในตะแกรงเป็นดังรูปที่ 5.18



รูปที่ 5.18 ดินที่ค้างอยู่ในตะแกรง

4. วิธีการทดลอง Hydrometer Analysis

ก่อนอื่นเราต้องทำการสอบเทียบ Hydrometer

1. หาปริมาตรของกระเปาะไฮโดรมิเตอร์ V_H , cm^3 จากการแทนที่น้ำ โดยจุ่มไฮโดรมิเตอร์ลงในกระบอกใส่น้ำที่มีสเกลบอกปริมาตร ปริมาตรน้ำที่เพิ่มขึ้นจะเป็นปริมาตรของไฮโดรมิเตอร์
2. หาพื้นที่หน้าตัดกระบอกตกระตอน, cm^2 จากการวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกแก้วและคำนวณหาพื้นที่หน้าตัด
3. หากกราฟค่าสอบเทียบตามที่กล่าวมาข้างต้นประมาณ 3-4 ค่า

4.1 วิธีการทดลอง

1. เตรียมสารช่วยวัตถุกระจายตัวความเข้มข้น 4% โดยนำผง Sodium hexa - metaphosphate มาละลายน้ำโดยใช้อัตราส่วน 4 กรัมละลายน้ำ 100 cm^3 ผสมไว้ประมาณ 150 cm^3 แล้วทิ้งไว้ 1 คืนเพื่อให้ละลายในน้ำ
2. นำตัวอย่างแห้งประมาณ 50 กรัมผสมเข้ากับน้ำที่เตรียมไว้ 125 cm^3 จากนั้นเติมน้ำกลั่นให้ได้ส่วนผสมประมาณ 500 cm^3
3. ใช้เครื่องปั่นดังรูปที่ 5.19 ปั่นให้เข้ากันประมาณ 10 นาทีแล้วเทในกระบอกสำหรับตกระตอนใช้น้ำการฉีดล้างเศษดินออกจากเครื่องผสมให้หมดแล้วเติมน้ำจนถึงขีดบอกปริมาตร 1000 cm^3



รูปที่ 5.19 เครื่องปั่น

4. ใส่น้ำกลั่นในกระบอกแก้วอีกอันหนึ่งเพื่อใช้ล้างน้ำโคลนที่อาจติดไฮโดรมิเตอร์มาหลังจากการวัดและใช้แซ่ไฮโดรมิเตอร์ในระหว่างที่ไม่ใช้วัด
5. ใช้จุกยางปิดกระบอกที่มีส่วนผสมแล้วเขย่าส่วนผสมให้เข้ากันจากนั้นวางลงแล้วเริ่มจับเวลาที่ทันที
6. หย่อนไฮโดรมิเตอร์ลงในน้ำเพื่ออ่านค่า R ที่เวลา 1 และ 2 นาทีโดยไม่ต้องยกไฮโดรมิเตอร์ออกขณะอ่านค่าที่เวลาต่าง ๆ เมื่ออ่านค่าครบแล้วจึงยกให้ดูมิเตอร์ออกและทำการวัดอุณหภูมิของน้ำ
7. เขย่ากระบอกอีกครั้งทำตามขั้นตอน 6 ทั้งหมด 3 รอบเพื่อให้ได้ค่าที่แน่นอน
8. เขย่าก็บออีกครึ่งวัดค่า R ที่ 2, 5 และ 10 นาทีเพิ่มระยะอ่านต่อไปประมาณ 2 เท่ากระทั่งค่าที่อ่านได้เริ่มหยุดนิ่งจึงหยุดการทดลอง
9. หลังจากทดลองเสร็จสิ้นให้เขย่ากระบอกเทน้ำโคลน ดังรูปที่ 5.19 ออกจากกระบอกใส่ภาชนะเลยต้องล้างเศษที่กั้นกระบอกออกให้หมดแล้วนำไปอบเพื่อหาน้ำหนักแห้ง



รูปที่ 5.20 น้ำโคลน

บทที่ 6

ผลการทดลอง

จากบทที่ผ่านมานั้นได้กล่าวถึงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง วิธีการทดลอง เงื่อนไขการทดลองและวิธีการเก็บผลเป็นที่เรียบร้อยแล้ว สำหรับบทนี้จึงเป็นการนำเสนอในส่วนของผลการทดลอง และการอภิปรายผลที่ได้จากการทดลอง ซึ่งจะนำไปสู่ข้อสรุปของผลการวิจัยในครั้งนี้

6.1 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิไอเสีย

6.1.1 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิไอเสียก่อนการปรับปรุงระบบ

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงผลอุณหภูมิของไอเสียก่อนการปรับปรุงระบบจากการทดลองในหัวข้อที่ 5.2.1 ณ ค่าความร้อนต่างๆ โดยแสดงดังตารางที่ 6.1 และถูกทดลองที่สภาวะดังนี้

ตารางที่ 6.1 แสดงอุณหภูมิไอเสียก่อนปรับปรุงระบบ

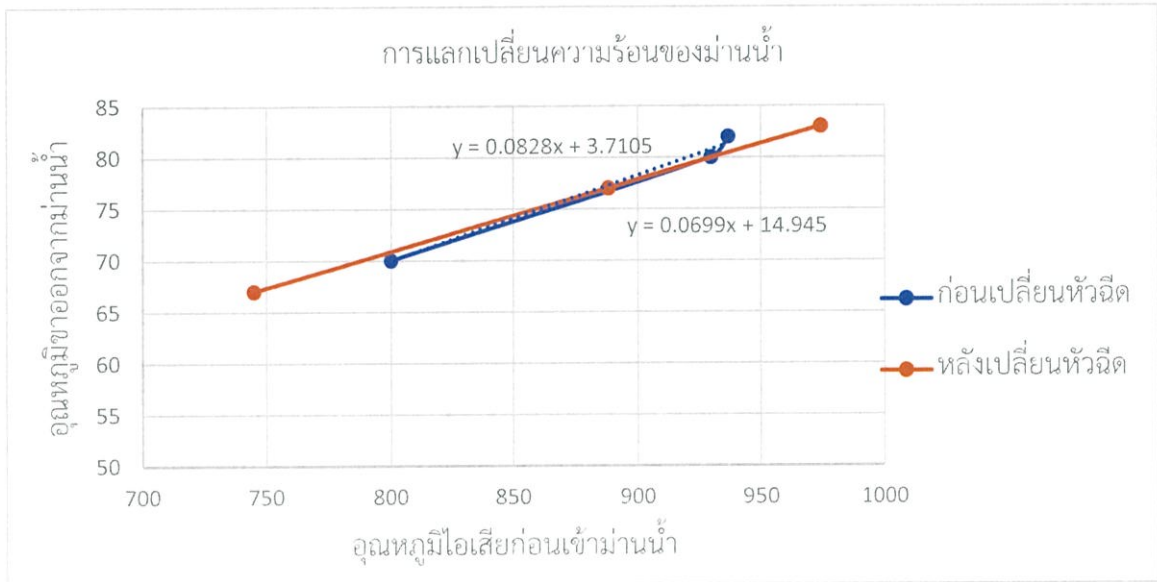
kW	อุณหภูมิน้ำก่อนฉีด สเปร์ย์(°C)	ไอเสียก่อนเข้ามาน้ำ (°C)	ไอเสียหลังเข้ามาน้ำ (°C)
200kW	37	800	70.1
250kW	38	930	80.0
300kW	39	937	82.3

6.1.2 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิไอเสียหลังการปรับปรุงระบบ

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงผลอุณหภูมิของไอเสียหลังการปรับปรุงระบบโดยการเปลี่ยนหัวฉีดจากการทดลองในหัวข้อที่ 5.2.1 ณ ค่าความร้อนต่างๆโดยแสดงดังตารางที่ 6.2 และถูกทดลองที่สภาวะดังนี้

ตารางที่ 6.2 แสดงอุณหภูมิไอเสียหลังปรับปรุงระบบ

kW	อุณหภูมิน้ำก่อนฉีด สเปรย์(°C)	ไอเสียก่อนเข้าม่านน้ำ (°C)	ไอเสียหลังเข้าม่านน้ำ (°C)
200kW	45	745	67.3
250kW	50	888	77.4
300kW	60	974	83.2



รูปที่ 6.1 แสดงการแลกเปลี่ยนความร้อนของม่านน้ำก่อนและหลังปรับปรุงระบบ

จากผลการทดลองพบว่า หลังจากทำการเปลี่ยนหัวฉีดปรากฏว่าการลดอุณหภูมิไอเสียที่ได้ใกล้เคียงของเดิมมาก แต่ใช้น้ำในปริมาณที่น้อยลงจาก 17 l/min เหลือเพียง 6 l/min ซึ่งเป็นไปตามเป้าหมายที่ตั้งไว้ อันเนื่องมาจากการเพิ่มพื้นที่สัมผัสของหยดน้ำกับอากาศ ทำให้สมรรถนะของม่านน้ำมีประสิทธิภาพมากขึ้นโดยการลดขนาดหยดน้ำที่ม่านน้ำ เพื่อให้ น้ำส่วนนี้ระเหยกลายเป็นไอน้ำมากขึ้นกว่าเดิม และดึงเอาพลังงานความร้อนออกไปจากไอเสียได้มากขึ้น

6.2 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิน้ำหมุนเวียน

6.2.1 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิน้ำหมุนเวียนก่อนปรับปรุงระบบ

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงผลอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนก่อนปรับปรุงระบบโดยใช้หอผึ่งเย็นเดิมดังรูปที่ 5.1 จากการทดลองในหัวข้อที่ 5.2.2 ณ เวลาต่างๆ โดยแสดงดังตารางที่ 6.3 และถูกทดลองที่สภาวะดังนี้

อุณหภูมิกระเปาะแห้ง = 32 °C

ความชื้นสัมพัทธ์ = 68 %

อัตราการไหลของน้ำเข้าระบบทำความเย็น = 0.98 kg/s

ตารางที่ 6.3 อุณหภูมิน้ำหมุนเวียนก่อนปรับปรุงระบบ

T1 (°C)	T2 (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)
29.69	29.25	57.25	38.81
30.87	29.75	58.75	39.19
32.25	29.44	60.9	39.31
33.63	30.00	61.19	40.00
36.50	31.31	63.06	40.44
43.63	34.44	64.06	40.63
47.31	35.75	64.87	40.83
50.00	36.5	66	41.06
51.25	37.19	67.5	41.38
53.06	37.31	68.44	41.69
55.75	38.19	68.62	42.00

เมื่อ T1 = อุณหภูมิน้ำขาเข้าหอผึ่งเย็น

T2 = อุณหภูมิน้ำขาออกหอผึ่งเย็น

6.2.2 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิน้ำหมุนเวียนหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงผลอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนหลังปรับปรุงระบบโดยทำการเปลี่ยนหอผึ่งเย็น ดังรูปที่ 5.4 จากการทดลองในหัวข้อที่ 5.2.2 ณ เวลาต่างๆ โดยแสดงดังตารางที่ 6.4 และถูกทดลองที่ สภาวะดังนี้

อุณหภูมิกระเปาะแห้ง = 32 °C

ความชื้นสัมพัทธ์ = 74 %

อัตราการไหลของน้ำเข้าระบบทำความเย็น = 0.98 kg/s

ตารางที่ 6.4 อุณหภูมิน้ำหมุนเวียนหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1

T1 (°C)	T2 (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)
27.6	26.5	71.2	45
34.4	32.3	71.5	45.3
41.3	32.5	73.9	45.2
46.4	35.3	74.3	46.1
50.5	41.2	74.5	47.1
51.7	41.4	74.8	47.2
57.8	42.4	77.1	47.5
60.1	43.2	79.5	48.6
65.3	43.4	79.5	49.7
66.4	44.1	80.1	50.3
68.8	44.5		

เมื่อ T1 = อุณหภูมิน้ำเข้าหอผึ่งเย็น

T2 = อุณหภูมิน้ำออกหอผึ่งเย็น

จากการทดลองในครั้งนี้แสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิหลังผ่านหอฝั่มเย็นไม่เป็นไปตามที่ผู้วิจัยคาดหวัง เนื่องจากทางผู้วิจัยได้ใช้มอเตอร์พัดลมเดิมที่มีอยู่ทำให้ความเร็วลมไม่เป็นไปตามที่คำนวณ ส่งผลให้ปริมาณอากาศที่มาแลกเปลี่ยนความร้อนไม่เพียงพอ ทางผู้วิจัยจึงได้ตัดสินใจ เปลี่ยนมอเตอร์พัดลมเพื่อให้ได้ปริมาณอากาศตามที่ต้องการ

6.2.3 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิน้ำหมุนเวียนหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 2

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงผลอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนหลังปรับปรุงระบบจากการเปลี่ยนมอเตอร์ใหม่ จากการทดลองในหัวข้อที่ 5.2.2 ณ เวลาต่างๆ โดยแสดงดังตารางที่ 6.5 และถูกทดลองที่สภาวะดังนี้

อุณหภูมิกระเปาะแห้ง = 29.7 °C

ความชื้นสัมพัทธ์ = 77.4 %

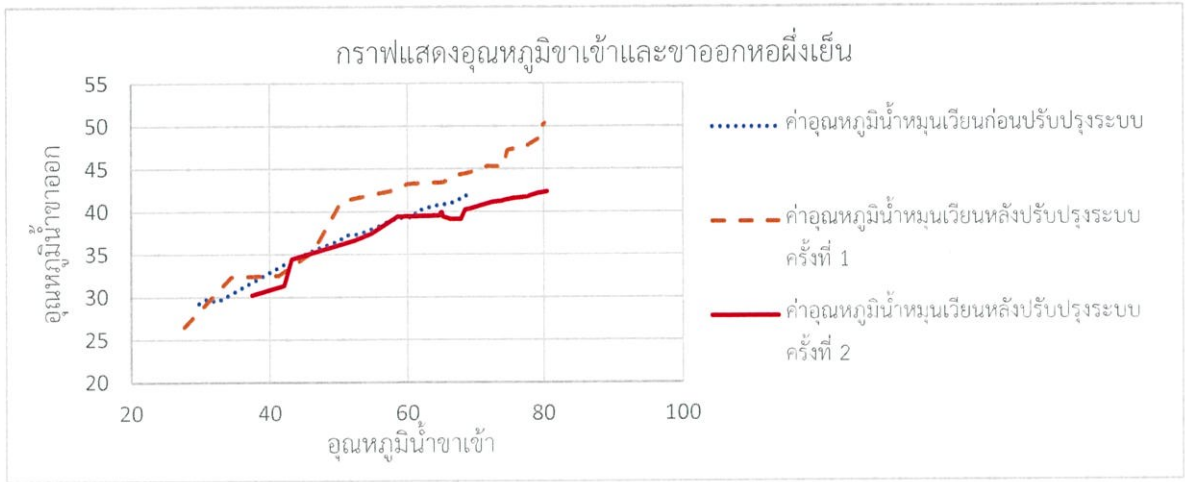
อัตราการไหลของน้ำขาเข้าระบบทำความเย็น = 0.98 kg/s

ตารางที่ 6.5 อุณหภูมิน้ำหมุนเวียนหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 2

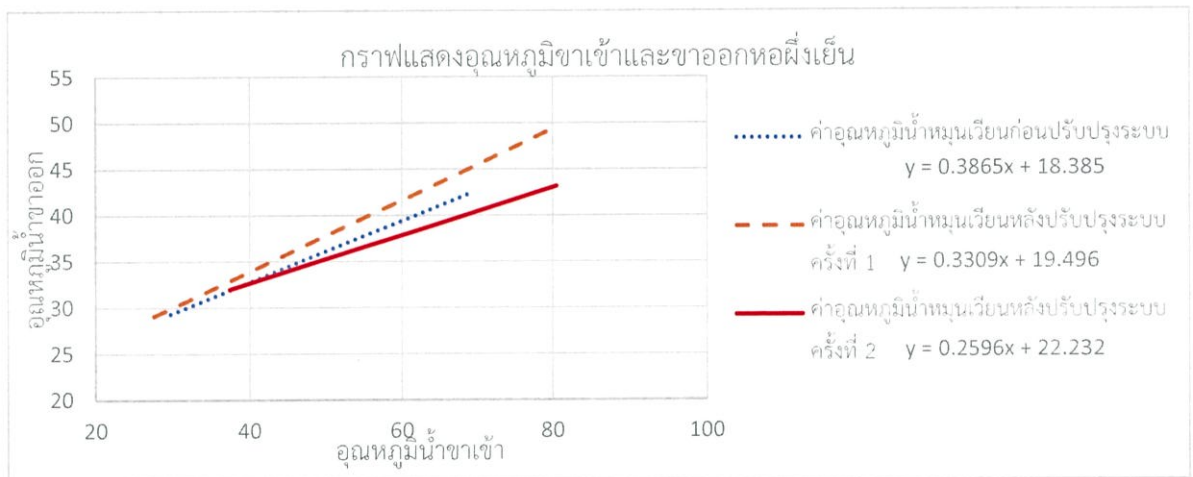
T1 (°C)	T2 (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)
37.4	30.2	67.7	39.1
42.1	31.3	68.3	40.2
43.2	34.4	69	40.3
52.4	36.6	72.4	41.1
54.8	37.4	73.8	41.2
58.5	39.4	74.2	41.3
64.6	39.5	75.4	41.5
64.8	39.8	77.5	41.7
64.9	39.9	79.1	42.1
65.1	39.4	80.5	42.3
66.2	39.1		

เมื่อ T1 = อุณหภูมิน้ำขาเข้าหอฝั่มเย็น

T2 = อุณหภูมิน้ำขาออกหอฝั่มเย็น



รูปที่ 6.2 อุณหภูมิขาเข้าและขาออกหอดฝ้ายเย็นจากค่าจริง



รูปที่ 6.3 อุณหภูมิขาเข้าและขาออกหอดฝ้ายเย็นจากกราฟเส้นตรง

จากผลการทดลองพบว่า หลังการปรับปรุงระบบครั้งที่ 2 น้ำหมุนเวียนมีอุณหภูมิต่ำลงกว่าก่อนการปรับปรุงระบบและหลังทำการปรับปรุงระบบครั้งที่ 1 และยังสามารถรองรับการทำงานที่ความร้อนสูงกว่าเดิมได้โดยไม่มีปัญหา ซึ่งเป็นไปตามเป้าหมายที่ตั้งไว้ อันเนื่องมาจากการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนในหอดฝ้ายเย็นและเพิ่มปริมาณอากาศที่เข้าไปในหอดฝ้ายเย็น

อย่างไรก็ตาม จะเห็นได้ว่ากราฟอุณหภูมิขาเข้าต่ออุณหภูมิขาออกยังคงมีความชันเป็นบวก นั้นหมายถึงเมื่อเวลาผ่านไป อุณหภูมิไอเสียมี่แนวโน้มสูงขึ้นเรื่อยๆ อาจส่งผลให้อุณหภูมิน้ำหมุนเวียนหลังผ่านกระบวนการทำความเย็นสูงขึ้นเรื่อยๆจนถึงค่าที่ทางผู้วิจัยออกแบบไว้ ผู้วิจัยลองประเมินอุณหภูมิขาออกโดยการแทนค่าอุณหภูมิขาเข้าเป็น 90°C ในสมการเส้นตรง $Y = 0.2797X + 20.442$ ทำให้ค่าอุณหภูมิน้ำ

ขาออกมีค่าเป็น 45.6°C อย่างไรก็ตามหากการทดลองไม่ประสบผลสำเร็จเนื่องมาจากปัญหาเครื่องมือวัด อุณหภูมิไม่สามารถอ่านค่าภายในเตาเผาได้ ทำให้ผู้วิจัยไม่สามารถทดลองเพื่อเก็บผลต่อไปได้

6.3 การคำนวณอื่นๆ

6.3.1 การคำนวณหาประสิทธิภาพห่อฉียงเย็นใหม่ ตามหัวข้อ 4.5.1

ตารางที่ 6.6 เปรียบเทียบประสิทธิภาพที่อุณหภูมิขาเข้าห่อฉียงเย็นสูงสุดของห่อฉียงเย็นเดิมกับห่อฉียงเย็นใหม่

	T1 ($^{\circ}\text{C}$)	T2 ($^{\circ}\text{C}$)	efficiency
ก่อนปรับปรุงระบบ	68.62	42.0	64.737
หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1	68.8	44.5	59.559
หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 2	68.3	40.2	67.064

ตารางที่ 6.7 ประสิทธิภาพที่อุณหภูมิขาเข้าสูงสุดของทุกห่อฉียงเย็น

	T1 ($^{\circ}\text{C}$)	T2 ($^{\circ}\text{C}$)	efficiency
ก่อนปรับปรุงระบบ	68.62	42.0	64.737
หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1	80.1	50.3	60.000
หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 2	80.5	42.3	70.610

จากผลการทดลองในตารางที่ 6.6 พบว่า หลังการปรับปรุงระบบครั้งที่ 2 ณ อุณหภูมิสูงสุด 68.3°C จะมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนสูงกว่าก่อนปรับปรุงระบบและหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1 ตามลำดับ

จากผลการทดลองในตารางที่ 6.7 พบว่า หากเทียบประสิทธิภาพการลดลงของอุณหภูมิเทียบจากอุณหภูมิสูงสุดหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 2 จะมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนสูงกว่าก่อนปรับปรุงระบบและหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1 ตามลำดับ และ มีความสามารถในการรองรับอุณหภูมิสูงสุดมากกว่าหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1 และก่อนปรับปรุงระบบตามลำดับ

6.3.2 การคำนวณหาดัชนีชี้วัดสมรรถนะด้านพลังงานของหอผึ่งเย็นตามมาตรฐาน ISO ตามหัวข้อ 4.5.2

ตารางที่ 6.8 เปรียบเทียบประสิทธิภาพที่อุณหภูมิขาเข้าหอผึ่งเย็นสูงสุดของหอผึ่งเย็นเดิมกับหอผึ่งเย็นใหม่ ตามมาตรฐาน ISO

	T1 (°C)	T2 (°C)	Q (kW)	Range (°C)	Approach (°C)	efficiency	EnPI
ก่อนปรับปรุงระบบ	68.62	42	26.100	26.62	14.5	64.737	104.990
หลังปรับปรุงระบบ ครั้งที่ 1	68.8	44.5	25.689	24.30	17.0	58.838	103.334
หลังปรับปรุงระบบ ครั้งที่ 2	68.3	40.2	27.552	28.10	13.8	67.064	36.736

ตารางที่ 6.9 ประสิทธิภาพที่อุณหภูมิขาเข้าสูงสุดของทุกหอผึ่งเย็นตามมาตรฐาน ISO

	T1 (°C)	T2 (°C)	Q (kW)	Range (°C)	Approach (°C)	efficiency	EnPI
ก่อนปรับปรุงระบบ	68.62	42	26.101	26.62	14.5	64.737	104.991
หลังปรับปรุงระบบ ครั้งที่ 1	80.1	50.3	30.297	30.90	20.6	60.000	121.871
หลังปรับปรุงระบบ ครั้งที่ 2	80.5	42.3	37.455	38.20	15.9	70.610	49.940

จากผลการทดลองพบว่าเปรียบเทียบประสิทธิภาพที่อุณหภูมิขาเข้าหอผึ่งเย็นสูงสุดของหอผึ่งเย็นเดิมกับหอผึ่งเย็นใหม่ จะเห็นได้ว่าค่าที่ต่างกันแบบเห็นได้ชัดคือค่า EnPI หรือ ดัชนีชี้วัดสมรรถนะด้านพลังงานของหอผึ่งเย็น ซึ่งแสดงให้เห็นว่าหลังการปรับปรุงครั้งที่ 2 มีความสิ้นเปลืองทางพลังงานสูงกว่าก่อนปรับปรุงระบบและหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1 ตามลำดับ อันเนื่องมาจากการใช้มอเตอร์ไฟฟ้าขนาด 1 แรงม้า

จากการทดลองพบว่าค่าของการถ่ายเทความร้อน Range ของการปรับปรุงระบบครั้งที่ 2 มีค่าสูงกว่าหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1 และก่อนปรับปรุงระบบตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าการปรับปรุงระบบครั้งที่ 2 สามารถลดอุณหภูมิได้มากที่สุดและยังนำความร้อนไปทิ้งมากที่สุดอีกด้วย ส่วนค่า Approach แสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิขาออกของหอผึ่งเย็นยังสามารถลดลงได้อีก ส่วนค่าประสิทธิภาพทางความร้อนของการปรับปรุงครั้งที่ 2 จะมีค่า 70.61% ซึ่งมีค่าสูงกว่าหลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1 และก่อนปรับปรุงระบบตามลำดับ

6.3.3 การคำนวณหาขีดความสามารถของหอผึ่งเย็นตามมาตรฐาน CTI

ตารางที่ 6.10 เปรียบเทียบขีดความสามารถของหอผึ่งเย็นตามมาตรฐาน CTI

	L/G(test)	L/G(design)	ขีดความสามารถของหอผึ่งเย็น (%)
หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1	1.06	1.18	89.831
หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 2	1.82	1.18	154.237

จากการคำนวณขีดความสามารถของหอผึ่งเย็นหลังปรับปรุงครั้งที่ 1 เท่ากับ 89.831% หมายความว่า หอผึ่งเย็นนี้จะสามารถทำงานได้ตามที่ออกแบบโดยมีอัตราการไหลเท่ากับ 89.831% ของค่าออกแบบ ($0.898 \times 60 = 53.88$ L/min)

จากการคำนวณขีดความสามารถของหอผึ่งเย็นหลังปรับปรุงครั้งที่ 2 เท่ากับ 154.237% หมายความว่า หอผึ่งเย็นนี้จะสามารถทำงานได้ตามที่ออกแบบโดยมีอัตราการไหลเท่ากับ 154.237% ของค่าออกแบบ ($1.542 \times 60 = 92.52$ L/min)

6.3.4 อัตราการสูญเสียน้ำของหอผึ่งเย็น

ปริมาณน้ำสูญเสียของหอผึ่งเย็นใหม่ มาจากส่วนที่ระเหยกลายเป็นไอ จากการคำนวณตามวิธีการในหัวข้อที่ 4.5.4 ในบทที่ 4 พบว่า ปริมาณน้ำสูญเสียของหอผึ่งเย็นใหม่ทั้งหมด มีค่าเท่ากับ 0.108 kg/ เมื่อคำนวณเป็นร้อยละจะได้ว่าอัตราการสูญเสียน้ำของหอผึ่งเย็น ทั้งหมดเท่ากับ 14.38% ของน้ำทั้งหมดในระบบ

6.4 ผลการเก็บตัวอย่างไอเสียเพื่อหาค่าความหนาแน่นของฝุ่นปะปน

6.4.1 ความหนาแน่นของฝุ่นปะปนในไอเสียก่อนการปรับปรุงระบบ

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงค่าความหนาแน่นของฝุ่นที่ปะปนอยู่ในไอ จากการทดลองในหัวข้อที่ 5.1.3 ซึ่งจะได้ผลความหนาแน่นฝุ่นปะปนก่อนการปรับปรุงระบบดังตารางที่ 6.6 และ 6.7

ตารางที่ 6.11 ความหนาแน่นฝุ่นในไอเสียขณะที่กำลังความร้อน 300 กิโลวัตต์

	พลังงานของ เตาเผา(kW)	ปริมาณไอเสีย(m ³)	น้ำหนักฝุ่น(mg)	ความหนาแน่น ฝุ่น(mg/m ³)
ระบบเก่า	300	1.17	77.08	65.880
ก่อนปรับปรุงระบบ	300	0.612	81.1	132.516
หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1	300	0.612	80.2	131.046
หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 2	300	0.612	58.5	95.588

ตารางที่ 6.12 ความหนาแน่นฝุ่นในไอเสียขณะที่กำลังความร้อน 400 กิโลวัตต์

	พลังงานของ เตาเผา(kW)	ปริมาณไอเสีย(m ³)	น้ำหนักฝุ่น(mg)	ความหนาแน่น ฝุ่น(mg/m ³)
ระบบเก่า	400	-	-	-
ก่อนปรับปรุงระบบ	400	-	-	-
หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1	400	0.612	102	166.667
หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 2	400	0.612	91	148.693

*หมายเหตุ

ระบบเก่า คือ ก่อนเปลี่ยนหัวฉีดที่มาน้ำ ก่อนปรับปรุงระบบ คือ หลังเปลี่ยนหัวฉีดที่มาน้ำ
 หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 1 คือ หอฝั้่งเย็นใหม่มอเตอร์เดิม หลังปรับปรุงระบบครั้งที่ 2 คือ หอฝั้่งเย็นใหม่มอเตอร์ใหม่

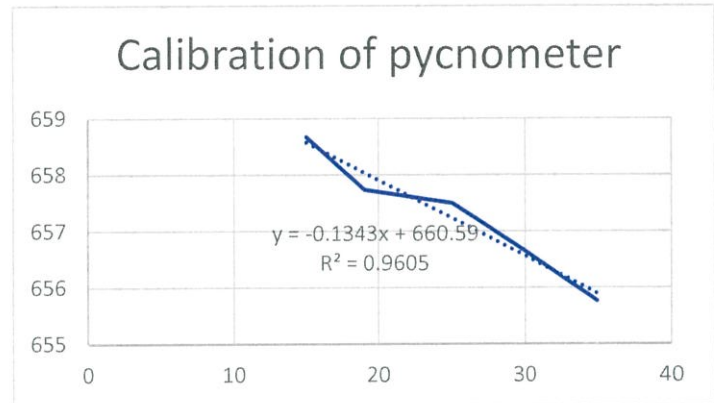
จากผลการทดลองพบว่า ปริมาณความหนาแน่นของฝุ่นปะปนในไอเสียก่อนปรับปรุงระบบมีค่ามากกว่าระบบเก่า เนื่องจากทางผู้วิจัยได้ลดปริมาณน้ำในส่วนของมาน้ำทำให้ประสิทธิภาพในการดักจับฝุ่นไม่ดีเท่าเดิมเนื่องจากปริมาณน้ำของมาน้ำไม่ถูกทำให้ระเหยจนหมด ดังนั้นจึงมีส่วนร่วมในการดักจับฝุ่นด้วย และหลังจากการปรับปรุงระบบครั้งที่ 1 มีค่าใกล้เคียงกับก่อนปรับปรุงระบบ แต่เมื่อผู้วิจัยทำการปรับปรุงระบบครั้งที่ 2 ทำให้ความหนาแน่นของฝุ่นปะปนในไอเสียมีค่าลดลง เนื่องจากหอฝั้่งเย็นใหม่สามารถลดอุณหภูมิน้ำหมุนเวียนได้ดีที่สุด จึงส่งผลให้ปริมาณน้ำชะล้างที่ระเหยออกไปทางปล่องไอเสียมีแนวโน้มน้อยลงเนื่องจากอุณหภูมิน้ำหมุนเวียนต่ำ ซึ่งทำให้ปริมาณน้ำชะล้างในส่วนที่เป็นของเหลวมีมากขึ้น เป็นผลให้การชะล้างฝุ่นควั้มลพิษของ เครื่องบำบัดอากาศแบบเปียกมีประสิทธิภาพสูงขึ้น

6.5 ผลการทดลองหาค่าความถ่วงจำเพาะ

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงการหาค่าความถ่วงจำเพาะของน้ำเสีย จากการทดลองในหัวข้อที่ 5.2.4.1 ซึ่งจะได้ค่าความถ่วงจำเพาะดังตาราง 6.9

ตารางที่ 6.13 Calibration of pycnometer

Flask + water	Temp(°C)
655.76	35
656.64	30
657.49	25
657.73	19



รูปที่ 6.4 กราฟ Calibration of pycnometer

ตารางที่ 6.14 ค่าที่ได้จากการทดลองเพื่อหาค่าความถ่วงจำเพาะ

1	Temp(°C)	25	27	27
2	Flask + water(graph)	657.233	656.964	656.964
3	Flask + water+Soil	673.48	673.1	673.5
4	Container No.	418	418	G7
5	Dry Soil + Container	448.54	448.41	456.98
6	WT. OF Container	418.54	418.54	427.02
7	Dry Soil(5-6)	30	29.87	29.96
8	GT(kg/m ³)	0.997	0.996	0.996
9	G.S.	2.175	2.167	2.224
	AVG	2.189		
ความหนาแน่น	2189	kg/m ³		

ดังนั้นจึงได้ค่าความถ่วงจำเพาะของซีเมนต์คือ 2.189

6.6 ผลการทดลอง Grain Size Analysis

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงการหาขนาดของฝุ่นในน้ำเสีย จากการทดลองในหัวข้อที่ 5.2.4.2 ซึ่งจะแบ่งได้เป็น 2 ขั้นตอน Sieve Analysis และ Hydrometer Analysis

6.6.1 Sieve Analysis

ตารางที่ 6.15 ค่าที่ได้จากการทดลอง Sieve Analysis

sieve No.	Sieve Opening(mm)	Weight of Sieve(g)	Weight of Sieve + Soil(g)	Weight Soil Retained(g)	Cumulative Retained(g)	Cumulative Retained(%)	Percent Finer(%)
8	2.36	544.26	544.67	0.41	0.41	0.408	99.592
16	1.18	636.4	636.86	0.46	0.87	0.867	99.133
30	0.6	591.38	593.44	2.06	2.93	2.918	97.082
50	0.3	572.2	599.02	26.82	29.75	29.631	70.369
100	0.15	514.2	539.88	25.68	55.43	55.209	44.791
200	0.075	318.76	333.04	14.28	69.71	69.432	30.568
400	0.038	298.01	315.9	17.89	87.6	87.251	12.749
เหลือ		479.86	492.66	12.8	100.4	100	0

จากการทดลองด้วยวิธี Sieve Analysis จะเห็นได้ว่าขนาดของฝุ่นที่เครื่องบำบัดอากาศแบบเปียกที่นิยมนำมาหาขนาดฝุ่นที่มีขนาดใหญ่กว่า 0.075 มม. จากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าฝุ่นส่วนใหญ่มีขนาด 0.15 ถึง 0.3 มม.ประมาณ 26 % และขนาด 0.3 ถึง 0.6 มม.ประมาณ 27%

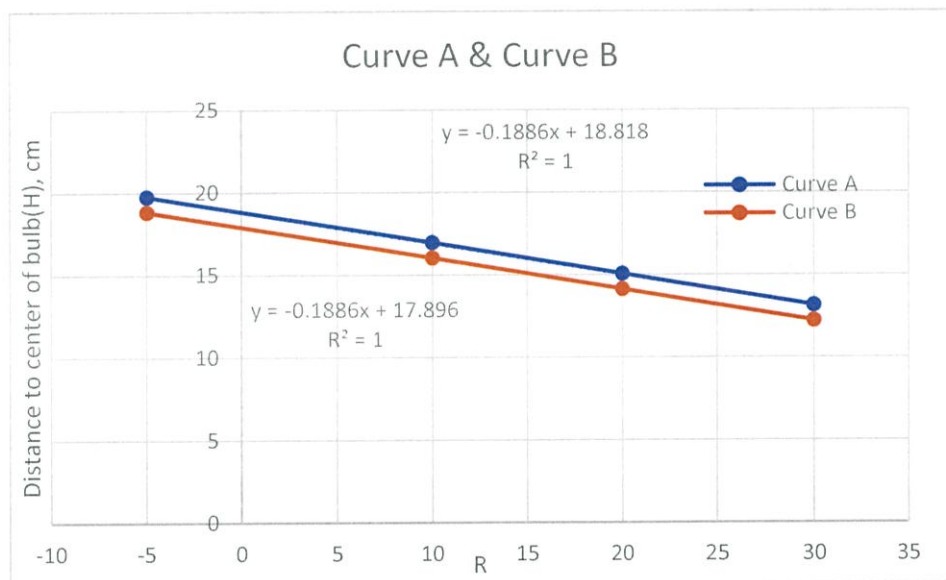
6.6.2 Hydrometer Analysis

ตารางที่ 6.16 ข้อมูลที่ใช้ในการ Calibrate Hydrometer

Sedimentation Jar Diameter, cm	6.95
Sedimentation Jar Diameter(A), cm ²	37.937
Initial Reading of Graduate(V1), cm ³	800
After Hydrometer Immersion Reading(V2),cm ³	870
Volume of Hydrometer (V _h =V2-V1)	70
V _h /2A,cm	0.923

ตารางที่ 6.17 ค่าที่ได้จากการทดลอง Calibrate Hydrometer

Hydrometer	Length From Tip to Hydrometer Reading(L+h),cm	Hydrometer Bulb Length(h),cm	R	Curve A	Curve B
0.995	27.4	15.3	-5	19.75	18.827
1.01	24.6	15.3	10	16.95	16.027
1.02	22.7	15.3	20	15.05	14.127
1.03	20.8	15.3	30	13.15	12.227



รูปที่ 6.5 กราฟ Curve A & Curve B

จากการทดลองจะได้กราฟ Curve A และ Curve B โดยจะนำกราฟ Curve A ไปหาค่า Distance to center of bulb ในช่วงการทดลอง 2 นาทีแรก และจะนำกราฟ Curve B ไปหาค่า Distance to center of bulb ในช่วงหลังการทดลอง 2 นาทีแรก

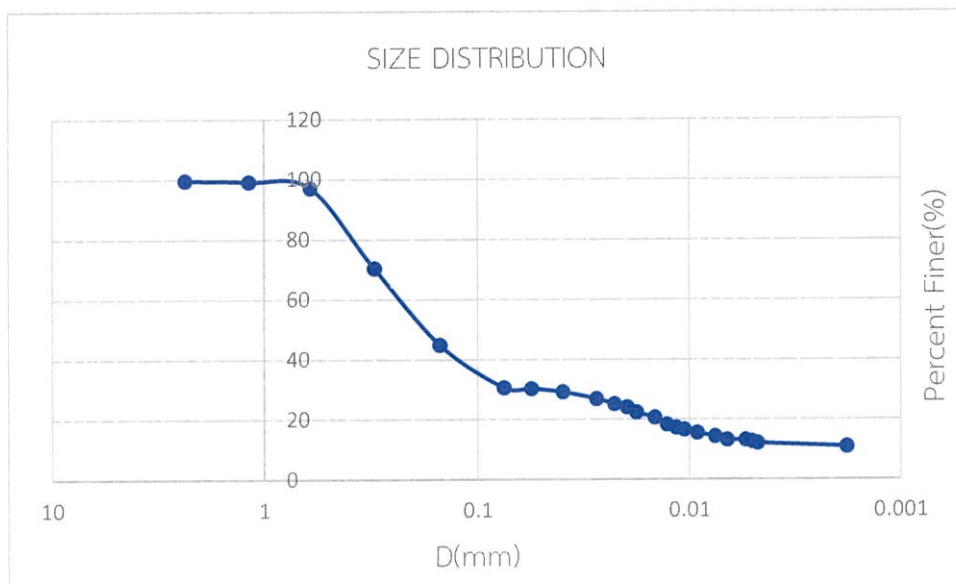
ตารางที่ 6.18 ข้อมูลที่ใช้ในการทำ Hydrometer Analysis

Gs OF Soil	2.189
%Finer Than No.200	0.306
Weight Of Dry Soil + Container	441.08
Weight Of Container	418.54
Weight Of Dry Soil	22.54

ตารางที่ 6.19 ค่าที่ได้จากการทดลอง Hydrometer Analysis

Time(min)	R	TEMP(C)	Rc=R+0.5	%F	H(cm)	K	D(mm)	%F'
0	-	-	-	-	-	-	-	-
0.25	18	27	18.5	89.791	15.423	0.015	0.116	27.447
0.5	17.67	27	18.17	88.189	15.485	0.015	0.082	26.958
1	17.167	27	17.667	85.748	15.580	0.015	0.058	26.211
2	17	27	17.5	84.938	15.611	0.015	0.041	25.963
3	15.5	27	16	77.658	14.972	0.015	0.033	23.738
4	15	27	15.5	75.230	15.067	0.015	0.029	22.996
5	14	27	14.5	70.377	15.255	0.015	0.026	21.513
6	12.5	27	13	63.097	15.538	0.015	0.023	19.287
7	11	27	11.5	55.816	15.821	0.015	0.022	17.061
8	10	27	10.5	50.963	16.01	0.015	0.021	15.578
9	7	27	7.5	36.402	16.575	0.015	0.020	11.127
10	4	27	4.5	21.841	17.141	0.015	0.019	6.676
15	0	27	0.5	2.427	17.896	0.015	0.016	0.7418
20	-1	27	-0.5	-2.427	18.084	0.015	0.014	-0.742
30	-1	27	-0.5	-2.427	18.084	0.015	0.011	-0.742
40	-1.5	27	-1	-4.854	18.178	0.015	0.010	-1.484
60	-1.5	27	-1	-4.854	18.178	0.015	0.008	-1.484
80	-1.5	27	-1	-4.854	18.178	0.015	0.007	-1.484
100	-1.5	27	-1	-4.854	18.178	0.015	0.006	-1.484

จากการทดลอง Sieve Analysis และ Hydrometer Analysis สามารถนำค่าที่ได้มารวมกัน จะได้ผลการทดลอง ดังรูปที่ 6.6 และตารางที่ 6.20



ตารางที่ 6.20 size distribution จากวิธี Sieve Analysis และ Hydrometer Analysis 5

Size Range		
Max D (mm)	Min D (mm)	Percent(%)
2.36	1.18	0.408
1.18	0.6	2.052
0.6	0.3	26.713
0.3	0.15	25.575
0.15	0.075	14.223
0.075	0.055	0.333
0.055	0.039	1.141
0.039	0.027	2.289
0.027	0.022	1.711
0.022	0.019	1.141
0.019	0.018	1.711
0.018	0.015	1.711

Size Range		
Max D (mm)	Min D (mm)	Percent(%)
0.015	0.013	2.282
0.013	0.012	1.141
0.012	0.011	0.570
0.011	0.009	1.141
0.009	0.007	1.141
0.007	0.006	1.141
0.006	0.005	0
0.005	0.004	0.570
0.004	0.004	0.570
0.004	0.002	1.141
0.002	0	10.839

จากการทดลองจะเห็นได้ว่าเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียกมีประสิทธิภาพในการดักจับฝุ่นตั้งแต่ขนาด 2.36 ม. ลงไป โดยซีเถ้าประมาณ 50 เปอร์เซ็นต์จะอยู่ที่ขนาด 0.15 ถึง 0.6 มม.และยังคงเหลือซีเถ้าที่เล็กกว่า 0.002 มม. ที่ไม่สามารถหาขนาดด้วยวิธี Hydrometer Analysis อีกประมาณ 10 เปอร์เซ็นต์

บทที่ 7

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

ในบทนี้จะนำเสนอบทสรุปและข้อเสนอแนะของโครงการพัฒนาระบบหมุนเวียนน้ำเพื่อการสมดุลและความร้อนในเครื่องบำบัดไอเสียแบบเปียก เพื่อเป็นการสรุปและข้อเสนอแนะแก่ผู้ที่สนใจศึกษาข้อมูล

7.1 บทสรุป

โครงการนี้ ถูกจัดทำเพื่อศึกษาและพัฒนาระบบหมุนเวียนน้ำเพื่อการสมดุลและความร้อนในเครื่องบำบัดไอเสียแบบเปียกที่ใช้กับเตาเผาชีวมวลแบบฝุ่น โดยการแก้ปัญหาที่เกินจากระบบและออกแบบระบบให้สามารถรองรับกับอนาคตได้ ด้วยการเปลี่ยนหัวฉีดเพื่อให้หยดน้ำมีขนาดเล็กลงเพื่อให้ น้ำนี้ระเหยกลายเป็นไอน้ำมากขึ้นกว่าเดิม จากการทดลองและปรับปรุงพบว่า ก่อนการปรับปรุงมาน้ำ มาน้ำใช้น้ำประมาณนั้น 17 ลิตรต่อนาที่ สามารถลดอุณหภูมิจาก $850^{\circ}C$ เหลือ $82.3^{\circ}C$ หลังการปรับปรุง มาน้ำยังสามารถลดอุณหภูมิได้เท่ากับก่อนการปรับปรุงแต่ใช้น้ำเพียงแค่ 6 ลิตรต่อนาที่ และยังทำให้ สามารถแก้ไขปริมาณน้ำที่ล้นเกินจากระบบได้อีกด้วย และการทำหอน้ำเย็นใหม่ที่สามารถรองรับน้ำ อุณหภูมิสูงถึง $90^{\circ}C$ โดยการออกแบบให้มีขนาด พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน และปริมาณอากาศไหลผ่าน มากขึ้น และจากผลการทดลองพบว่า ณ ของความสามารถสูงสุดของระบบเผาไหม้เตาเผาชีวมวล อุณหภูมิ น้ำขาเข้าหอน้ำเย็นในปัจจุบันสูงเพียง $80^{\circ}C$ และสามารถลดอุณหภูมิน้ำเหลือ $41^{\circ}C$ ซึ่งสูงกว่าค่าที่ ผู้วิจัยได้ออกแบบไว้ อันเนื่องมาจาก ค่าความชื้นของอากาศและอุณหภูมิของอากาศที่ผู้วิจัยไม่สามารถ ควบคุมได้ การกระจายตัวของน้ำและลมยังไม่ทั่วทั้งหอน้ำเย็น

จากการวิเคราะห์ผลอุณหภูมิหมุนเวียน พบว่า แม้ประสิทธิภาพในการทำความเย็นของระบบมี ประสิทธิภาพที่สูงขึ้นมากกว่าก่อนการปรับปรุงระบบอยู่จาก 64.73% เพิ่มเป็น 70.61% แต่ก็ยังมีอาจลด อุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนจนถึงขนาดเข้าสู่สภาวะสมดุล (Steady state) ได้อย่างสมบูรณ์ โดยจะสังเกตได้ จากเส้นกราฟอุณหภูมิหมุนเวียนหลังผ่านระบบทำความเย็นภายหลังการปรับปรุงระบบนั้น ยังคงมีความ ชันเป็นบวกอยู่เล็กน้อย ซึ่งแสดงให้เห็นว่า อุณหภูมิหมุนเวียนหลังผ่านระบบทำความเย็น จะยังคงมีค่า เพิ่มขึ้นเมื่อเวลาผ่านไป แสดงให้เห็นว่าระบบทำความเย็นนี้ แม้ว่าจะมีประสิทธิภาพดีกว่าระบบเดิม แต่ก็ยัง ต้องมีการพัฒนาต่อไป เพื่อให้อุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนในระบบลู่เข้าสู่สภาวะสมดุลในที่สุด ซึ่งจะไม่มีการ เพิ่มขึ้นแม้ว่าเวลาจะผ่านไปก็ตาม

7.2 ข้อเสนอแนะ

1. ในปัจจุบันปล่องควันยังคงมีน้ำที่ระเหยออกไปพร้อมกับไอเสียเป็นจำนวนมาก จึงทำให้สามารถเห็นเป็นกลุ่มหมอกสีขาวและมีน้ำหยดภายในปล่องควัน ซึ่งจะทำให้อายุการใช้งานปล่องควันสั้นลง ดังนั้นหากมีการพัฒนาระบบ ก็ควรจะพัฒนาส่วนนี้ด้วย
2. ปรับปรุงท่อทำน้ำเย็นให้มีการกระจายตัวของน้ำและลมให้มีประสิทธิภาพมากกว่าเดิม
3. เพิ่มระบบกรองในน้ำหมุนเวียน

เอกสารอ้างอิง

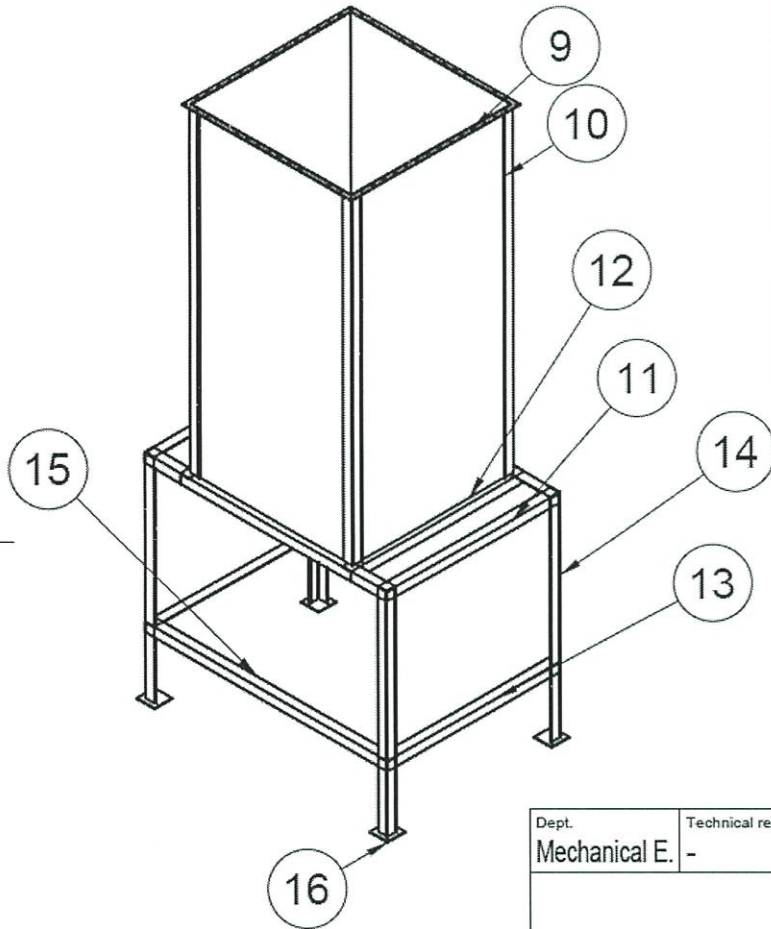
- [1] การกำหนดและบ่งชี้ตัวชี้วัดสมรรถนะด้านพลังงาน. สืบค้นเมื่อวันที่ 25 เมษายน, 2561,
 ชื่อเว็บไซต์ : <https://ienergyguru.com/2016/03/iso-50006>
- [2] ชนิดวาล์ว. สืบค้นเมื่อวันที่ 25 ตุลาคม, 2560,
 ชื่อเว็บไซต์ : <http://www.pakoengineering.com/blog/2016>
- [3] ชนิดหัวฉีดหัวฉีดสเปรย์. สืบค้นเมื่อวันที่ 20 ตุลาคม, 2560,
 ชื่อเว็บไซต์ : <http://www.vtroffice.com/product/nozzle/Spray-Nozzle.html>
- [4] เทอร์โมคัปเปิล (THERMOCOUPLE). สืบค้นเมื่อวันที่ 28 ตุลาคม, 2560,
 ชื่อเว็บไซต์ : <http://www.pspstech.co.th>.
- [5] นายจิรายุ รักชาติ, นายชยุตพงศ์ คิตรงูเรือง และ นายวิภาส ศรีวิชัย. การปรับปรุงระบบหมุนเวียนน้ำที่ใช้ในเครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก. กรุงเทพฯ : สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [6] นายอนันต์ ฟองลมุล (2006) การออกแบบหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง สำหรับงานอุตสาหกรรม. กรุงเทพฯ : มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.
- [7] ประกาศกระทรวงอุตสาหกรรม ฉบับที่ 2. 2539. ออกตามความในพระราชบัญญัติโรงงาน พ.ศ. 2535 เรื่อง กำหนดคุณลักษณะของน้ำทิ้งที่ระบายออกจากโรงงานและขนาดของฝุ่นละออง.
- [8] ผศ.สิทธิชัย วงศ์ธนสุภรณ์. หอทำน้ำเย็น. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [9] โรตاميเตอร์ (rotameter). สืบค้นเมื่อวันที่ 25 ตุลาคม, 2560,
 ชื่อเว็บไซต์ : <http://www.foodnetworksolution.com/wiki/word/7251/rotameter>
- [10] ร.ศ.มนตรี พิรุณเกษตร. 2553 ระบบปรับอากาศ-ทำความเย็น ชุดที่ 4. กรุงเทพฯ : บริษัท เอ็มแอนด์อี จำกัด.

- [11] ร.ศ.แหลมทอง เหล่าคงถาวร,ผศ.สุพจน์ ศรีนิลและอ.ชลธิ เร่บ้านเกาะ. คู่มือปฏิบัติการทดลองปฐพีกลศาสตร์. พิมพ์ครั้งที่ 3. กรุงเทพฯ : มิน เซอร์วิส ซัพพลาย
- [12] ศูนย์การเรียนรู้วิทยาศาสตร์โลกและดาราศาสตร์ (LESA). ความชื้นและเสถียรภาพของอากาศ. สืบค้นเมื่อวันที่ 15 ตุลาคม, 2560, ชื่อเว็บไซต์ :
http://portal.edu.chula.ac.th/lesa_cd/assets/document/lesa212/index.html
- [13] Liehui Xiao, Tao Wu, Shuqin Feng, Xiaoze Du, Lijun Yang (2017). Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tubes by water spray cooling. North China Electric Power University. Beijing, China .
- [14] M.M.El-Wakil. PowerplantTechnology. Singapore : McGraw-hill, Inc.1984
- [15] P. Boulet, J. Tissot, F. Tringquet and L. Fournaison (2012). Enhancement of heat exchanges on a condenser using an air flow containing water droplets. Université de Lorraine
- [16] Stephen R. Turns. An Introduction to Combustion. second edition. Singapore : McGraw-hill, Inc.2000
- [17] Yubiao Sun, Zhiqing Guan, Hal Gurgenci, Xiaoxiao Li and Kamel Hoomn (2017). A study on multi-nozzle arrangement for spray cooling system in natural draft dry cooling tower. The University of Queensland, Brisbane, Australia
- [18] Yunus A. Cengel and Afshin J. Ghajar (2015). Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications Fifth Edition in SI Units. New York : McGraw – Hill Education.
- [19] Yunus A. Cengel and Micheal A. Boles. (2015). Thermodynamics An Engineering Approach Eighth Edition in SI Units. New York : McGraw – Hill Education.
- [20] Zhou, Hydrol Current Res (2014). Calculation of Evaporation Rate of a Droplets Cluster and Conceptual Design of a Structure Utilizing Water Droplets for Evaporation. University of Arizona. USA.

ภาคผนวก

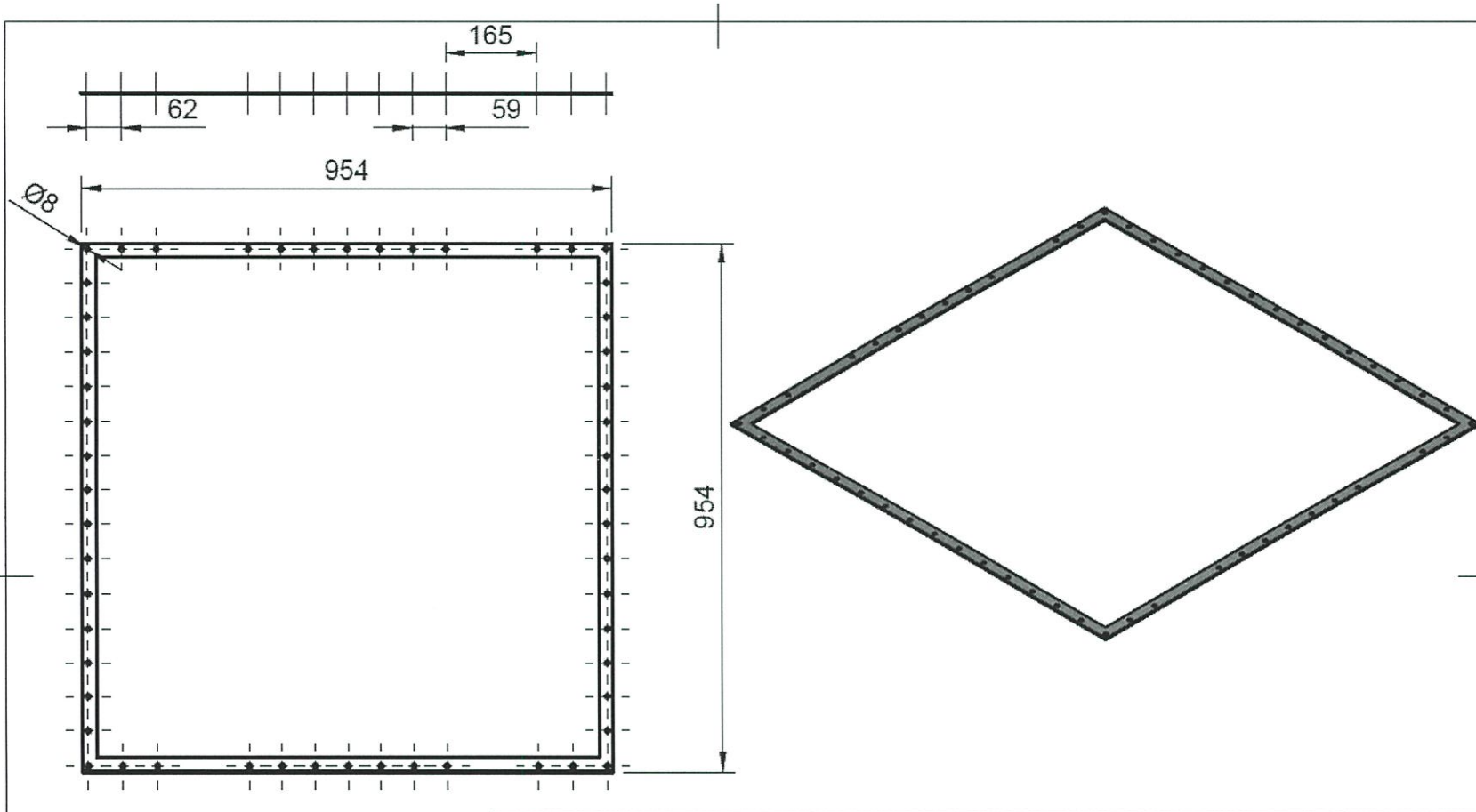
ภาคผนวก ก.

แบบแปลนหอทำน้ำเย็น 1

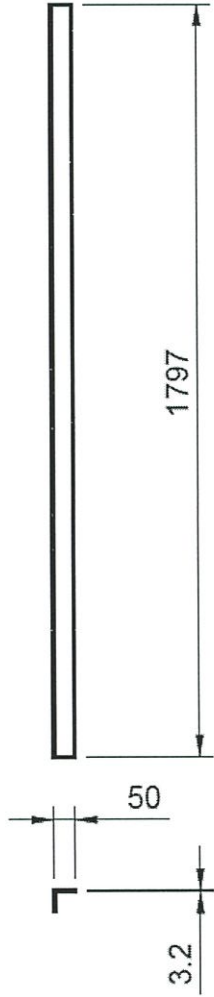


Part No.	DESCRIBE	QUANTITY
9	COOLING TOWER ROOF SUPPORTER	1
10	VERTICAL SUPPORTER	4
11	HORIZONTAL SUPPORTER I	4
12	WALL	4
13	HORIZONTAL SUPPORTER II	2
14	VERTICAL SUPPORTER II	4
15	HORIZONTAL SUPPORTER III	3
16	BASE PLATE	4

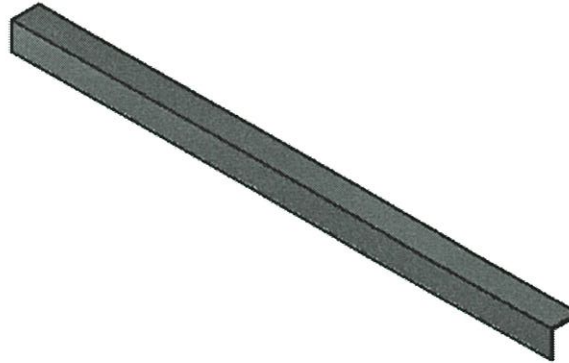
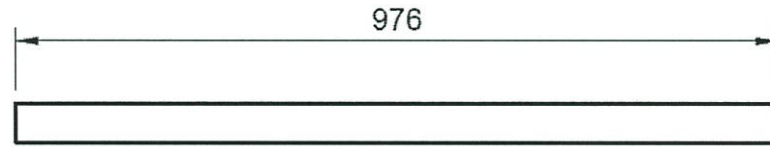
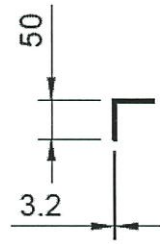
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatom Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -
		Document type Senior Project	Document status FINISHED
		Title Cooling Tower Structure Assembly	DWG No. -
		Rev. -	Date of issue -
			Sheet 1/8



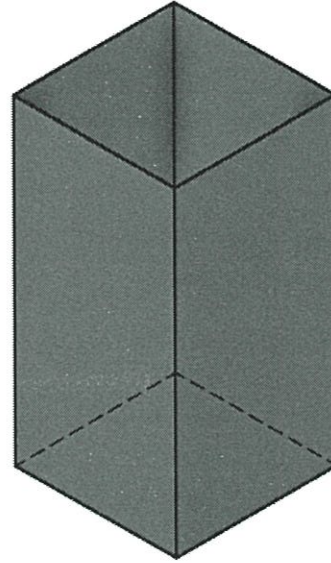
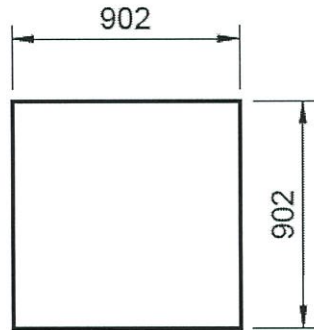
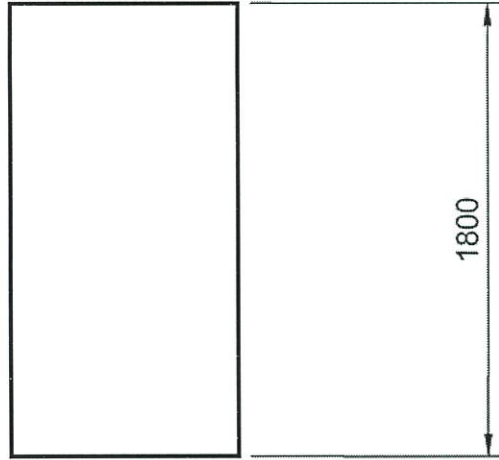
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatorn Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title Cooling Tower Roof Supporter	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 2/8



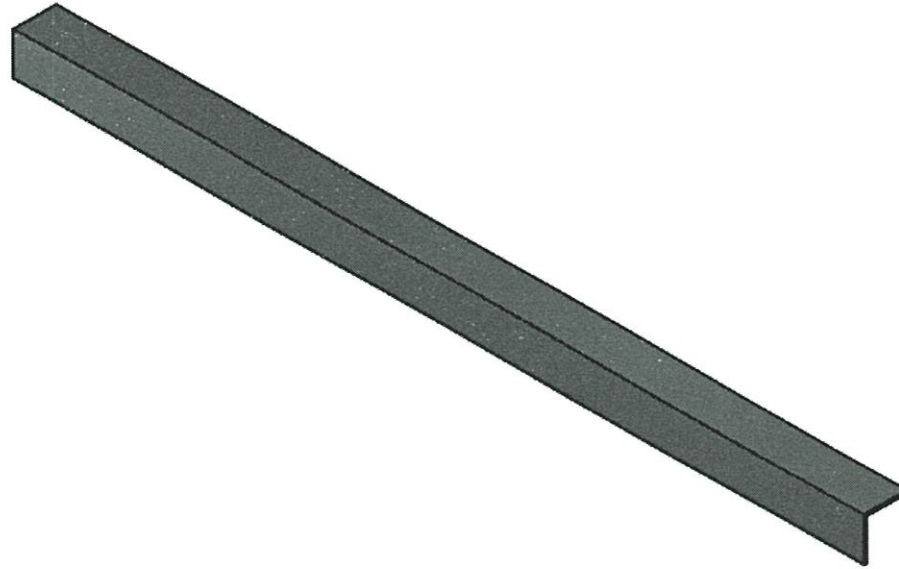
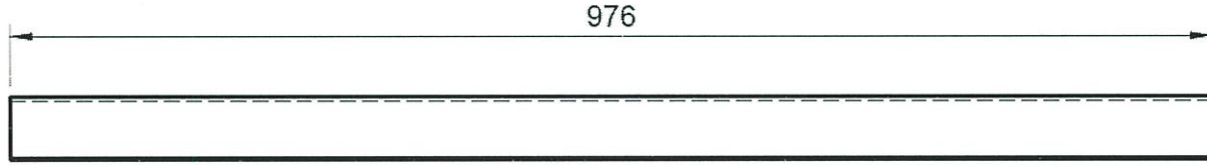
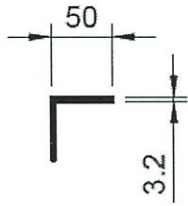
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatorn Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status -	
		Title Vertical supporter I	DWG No. -	
			Rev. -	Date of issue -



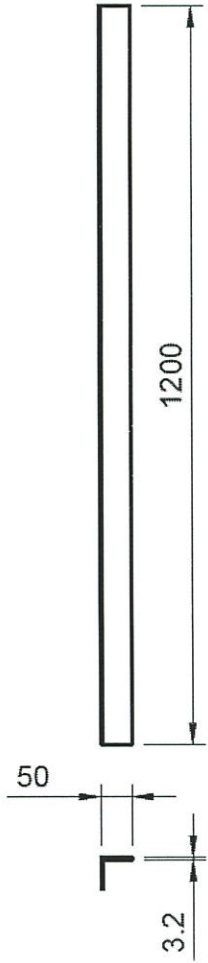
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatorn Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title Horizontal Supporter	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 4/8



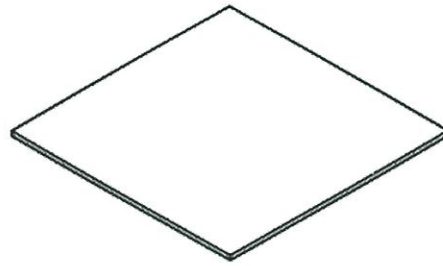
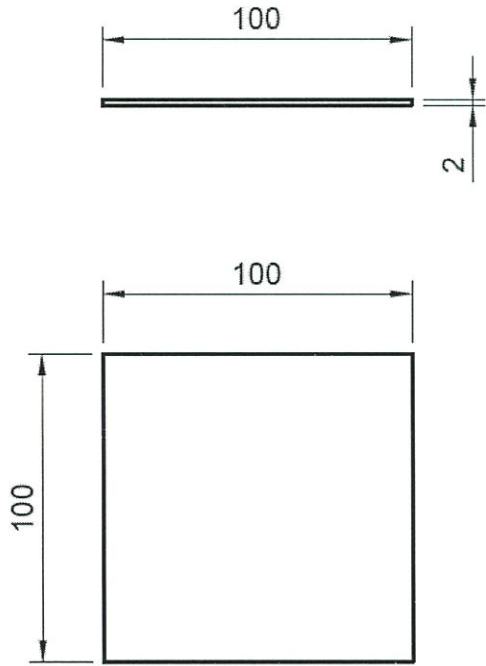
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatom Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
Thickness 3 mm.		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title Wall	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 5/8



Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatom Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title Horizontal supporter	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 6/8



Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatorn Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title Vertical Supporter II	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 7/8

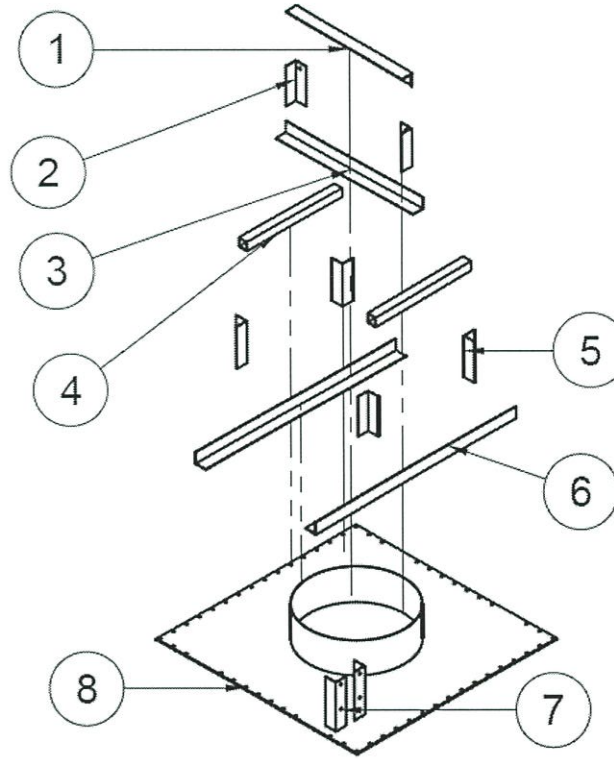


Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatorn Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title Base Plate	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 8/8

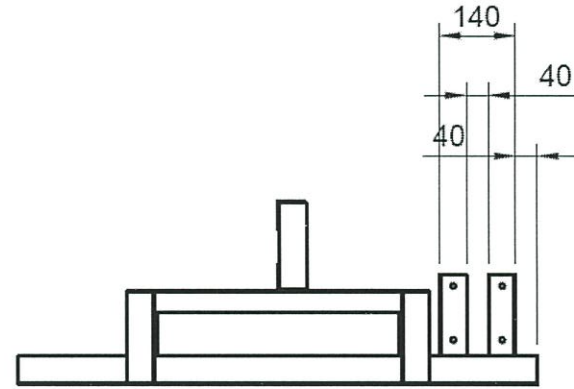
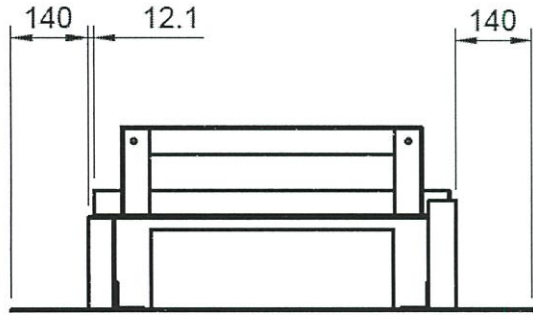
ภาคผนวก ข.

แบบแปลนหอทำน้ำเย็น 2

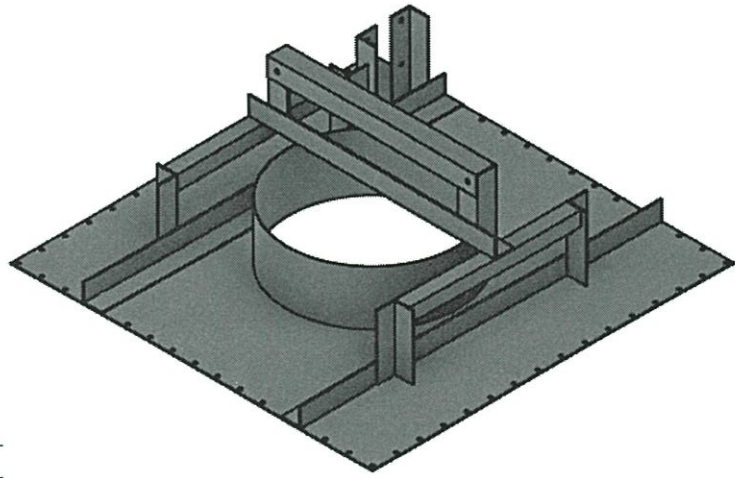
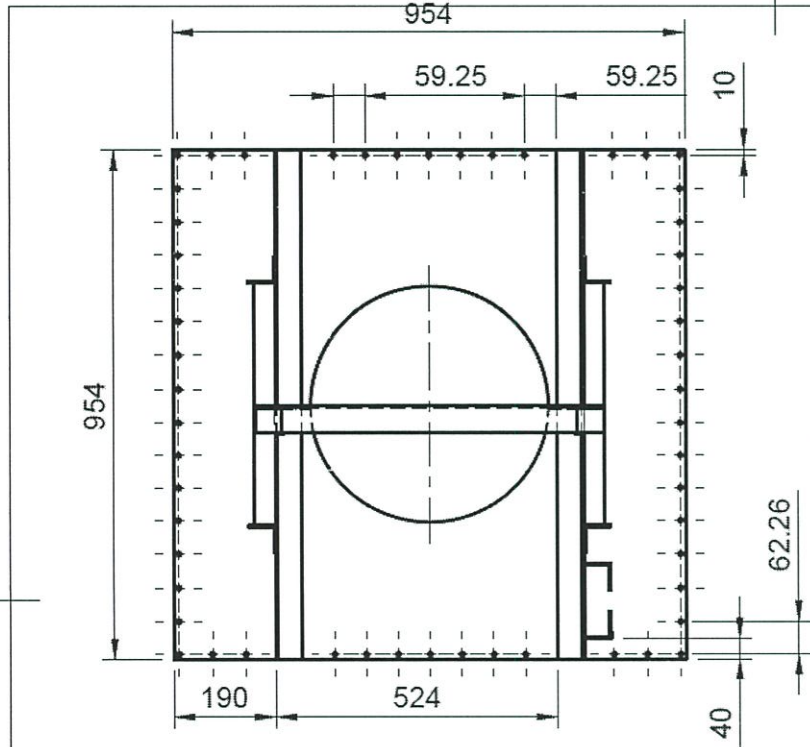
Part No.	DESCRIPTION	QUANTITY
1	BEAM I	1
2	BEAM II	2
3	BEAM III	1
4	SQUARE BEAM	2
5	BEAM IV	4
6	BEAM V	2
7	BEAM VI	2
8	COOLING TOWER ROOF	1



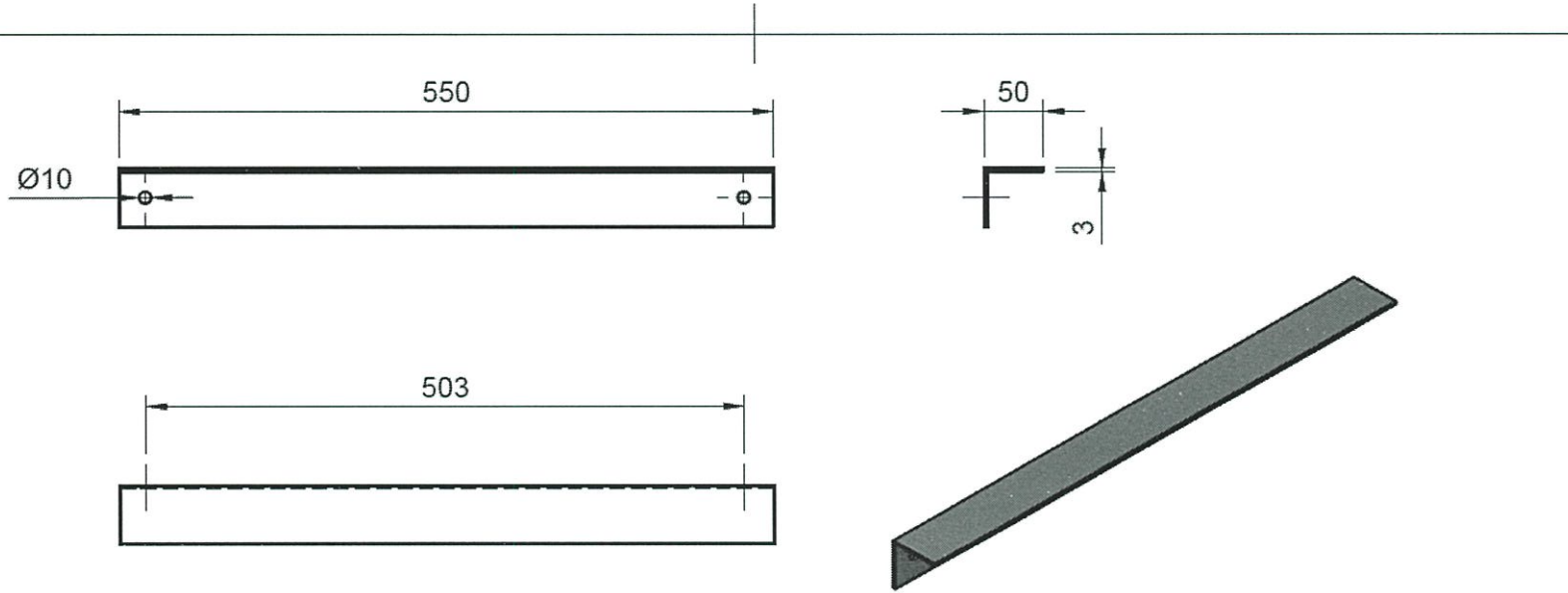
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatom Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
KMITL	Document type Senior Project	Document status FINISHED		
	Title Cooling Tower Roof Top assembly	DWG No. -		
	Rev. -	Date of issue -	Sheet 1 / 1	



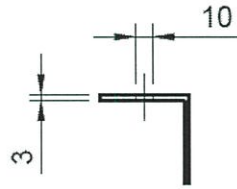
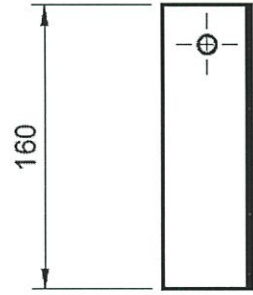
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatom Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title Cooling Tower Roof Top	DWG No. -	
Rev.	Date of issue	Sheet		
-	-	2/1		



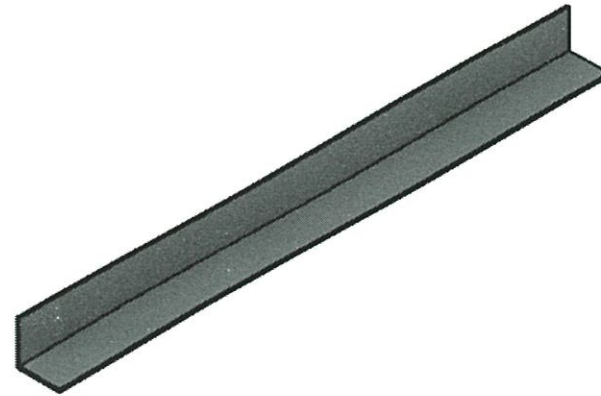
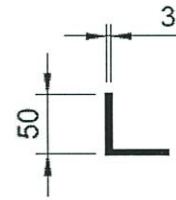
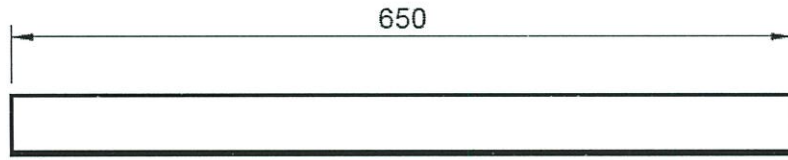
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatorn Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -
		Document type Senior Project	Document status FINISHED
		Title Cooling Tower Roof Top	DWG No. -
		Rev. -	Date of issue -
			Sheet 2 / 1



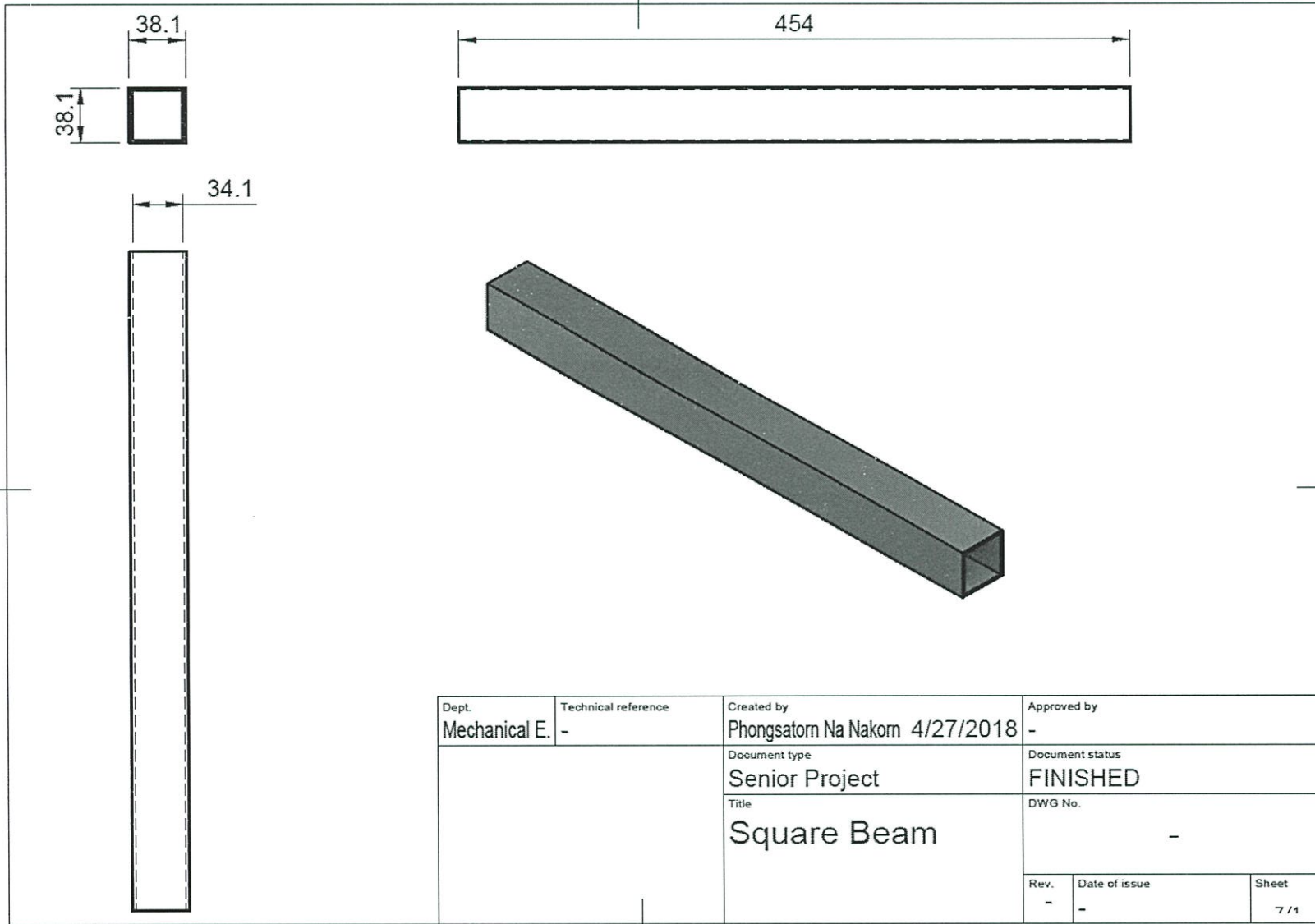
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatorn Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title BEAM I	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 1 / 1



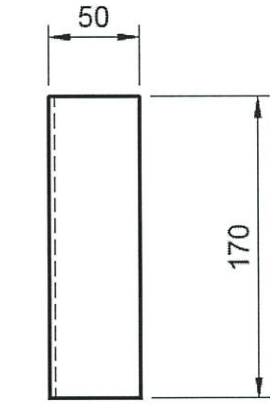
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatorn Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title BEAM II	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 5 / 1



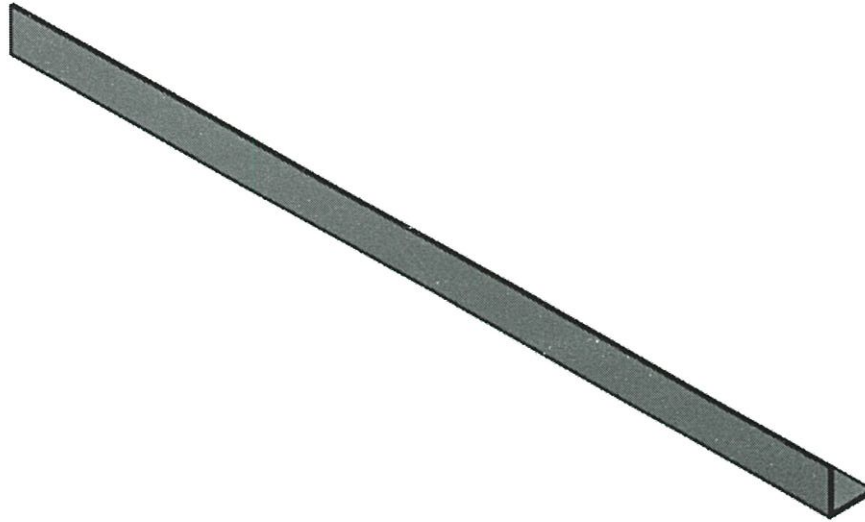
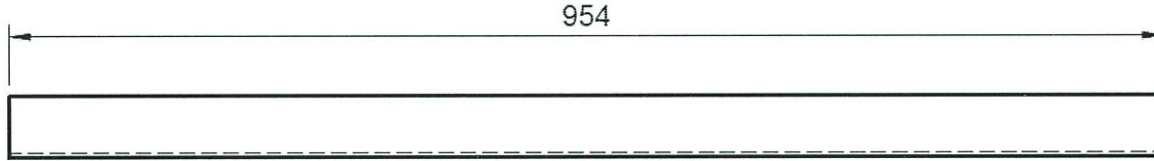
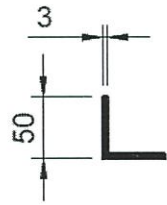
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatom Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title BEAM III	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 1 / 1



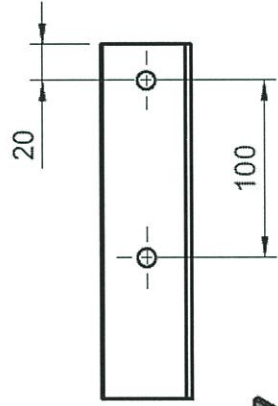
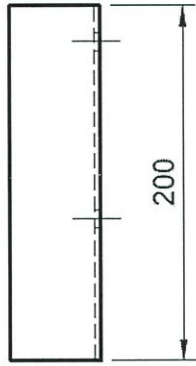
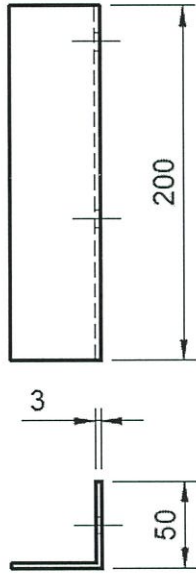
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatorn Na Nakom 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title Square Beam	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 7 / 1



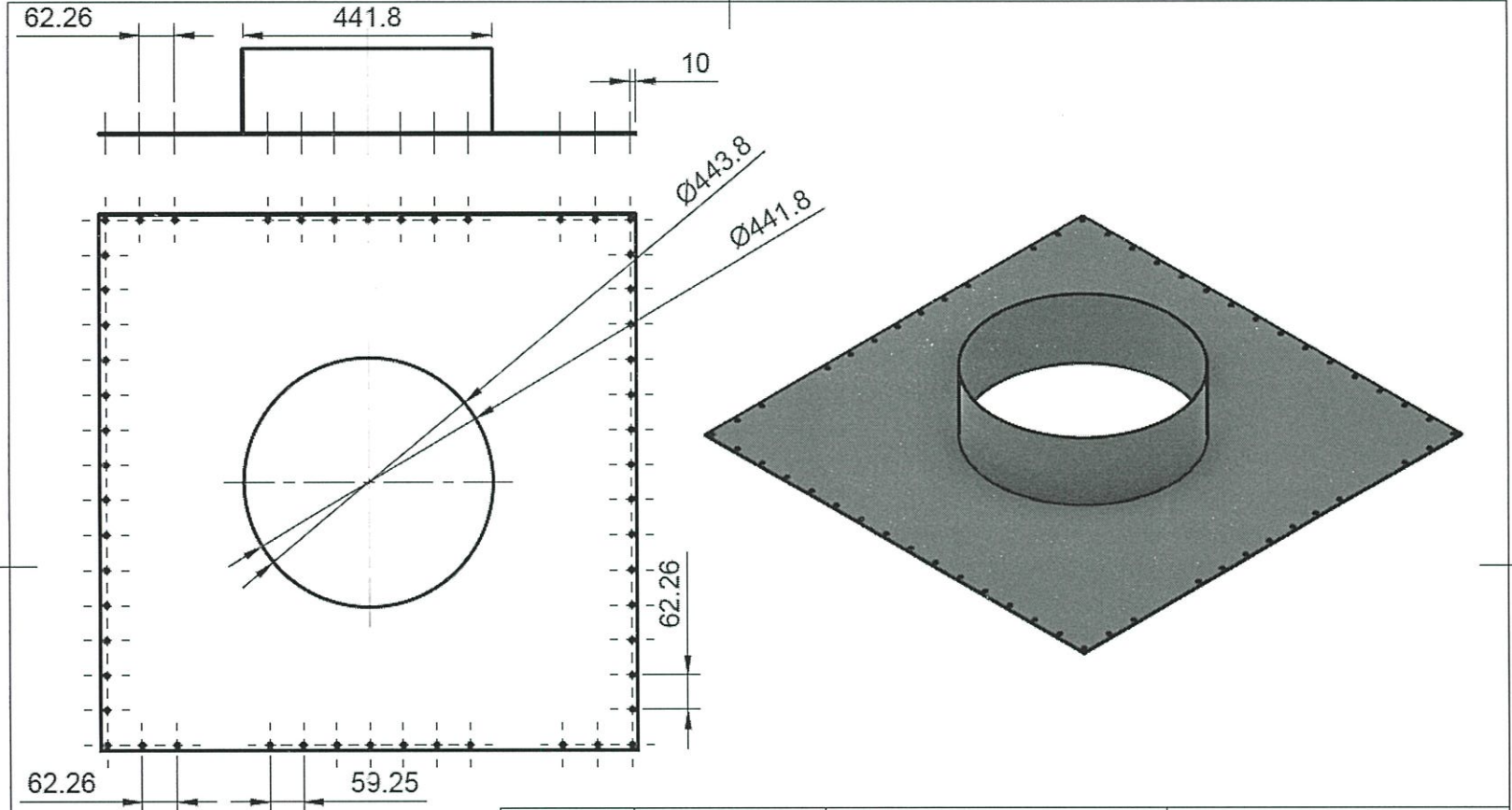
Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatorn Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title Beam IV	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 0 / 1



Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatom Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title Beam V	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 0 / 1



Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatom Na Nakom 4/27/2018	Approved by -	
		Document type Senior Project	Document status FINISHED	
		Title Beam VI	DWG No. -	
		Rev. -	Date of issue -	Sheet 10/



Dept. Mechanical E.	Technical reference -	Created by Phongsatorn Na Nakorn 4/27/2018	Approved by -
		Document type Senior Project	Document status FINISHED
		Title Beam VI	DWG No. -
		Rev. -	Date of issue -
		Sheet 11 /	