

การศึกษาผลกระทบของตัวแปรไร้มิติต่อประสิทธิภาพของอีเจคเตอร์ที่ใช้ใน
ระบบทำความเย็น

THE STUDY OF THE EFFECT OF DIMENSIONLESS PARAMETERS ON
EJECTOR PERFORMANCE USED IN REFRIGERATION SYSTEM



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในห้องเรียนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาปีการศึกษา 2563 ถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

การศึกษาผลกระทบของตัวแปรไร้มิติต่อประสิทธิภาพของอีเจกเตอร์ที่ใช้ใน
ระบบทำความเย็น

THE STUDY OF THE EFFECT OF DIMENSIONLESS PARAMETERS ON
EJECTOR PERFORMANCE USED IN REFRIGERATION SYSTEM



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาปีการศึกษา 2563 ถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

THE STUDY OF THE EFFECT OF DIMENSIONLESS PARAMETERS ON
EJECTOR PERFORMANCE USED IN REFRIGERATION SYSTEM



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

2020

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2563

หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาผลกระทบของตัวแปรไร้มิติต่อประสิทธิภาพของอีเจกเตอร์ที่ใช้ในระบบทำความเย็น

The study of the effect of dimensionless parameters on ejector performance used in refrigeration system

ผู้จัดทำ นายกันต์ธีร์ ชยานันต์นุกูล 60010052

นายภูริณัฐ หวังเจริญวงศา 60010810

นายเมฆิน โพธิ์สว่าง 60010836



อาจารย์ที่ปรึกษา

(ดร.ณัฐวุฒิ เรืองตระกูล)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

การศึกษาผลกระทบของตัวแปรไร้มิติต่อประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้ในระบบทำความเย็น

นายกันต์ธีร์	ชยานันต์นุกูล	60010052
นายภุริณัฐ	หวังเจริญวงศา	60010810
นายเมฆิน	โพธิ์สาวัง	60010836
ดร.ณัฐวุฒิ	เรืองตระกูล	อาจารย์ที่ปรึกษา ปีการศึกษา 2563

บทคัดย่อ

ระบบทำความเย็นอีเจ็คเตอร์ไอน้ำเป็นระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนแทนพลังงานไฟฟ้า ทำให้สามารถประหยัดต้นทุนด้านพลังงานในการผลิตความเย็น เนื่องจากสามารถใช้พลังงานความร้อนจากความร้อนเหลือทิ้งที่ไม่มีต้นทุนได้ ในขณะที่เดียวกันก็เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมได้มากกว่าระบบปกติทั่วไป ในงานวิจัยนี้อธิบายการทดลองของระบบทำความเย็นอีเจ็คเตอร์ไอน้ำ ที่มีขนาดการทำ ความเย็น 400 วัตต์ เพื่อทำการศึกษว่าตัวแปรแต่ละตัวมีผลต่อประสิทธิภาพของระบบอย่างไร และสามารถพิจารณาตัวแปรที่เหมาะสมสำหรับการออกแบบอีเจ็คเตอร์ และข้อมูลที่ได้จากการทดลองสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบได้ ทำการทดลองระบบโดยกำหนดตัวแปรไร้มิติ 3 ตัว คือ Pressure lift ratio, Up steam pressure ratio และ Nozzle area ratio โดยทำการเปลี่ยนสภาวะที่หม้อไอน้ำและเครื่องระเหย และเปลี่ยนรูปทรงเรขาคณิตของหัวฉีด 3 แบบ สำหรับ Nozzle area ratio ผลการทดลองแสดงให้เห็นสภาวะที่หม้อไอน้ำและเครื่องระเหยมีผลอย่างมากต่อประสิทธิภาพการทำงานของระบบ และรูปทรงเรขาคณิตของหัวฉีดที่แตกต่างกันก็มีผลกับประสิทธิภาพของระบบเป็นอย่างมากเช่นกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

The study of the effect of dimensionless parameters on ejector performance used in refrigeration system

Guntee Chayanannukul 60010052

Purinat Wangcharoenwongsa 60010810

Mekin Posawoung 60010836

Dr.Natthawut Ruangtrakoon Advisor

Year 2020

ABSTRACT

Steam ejector refrigeration system is driven by heat energy instead of electric energy. As a result, it can save energy costs in cold production because it can use heat from the waste heat. At the same time, it is more environmentally friendly than normal systems. In this study the performance of a steam ejector refrigeration system with a cooling capacity 400 watts is investigated. The parameters effecting on the performance of the system are studied. The performance of the system can be assumed from the experimental data. The system was tested by 3 dimensionless parameters : Pressure lift ratio, Up steam pressure ratio and nozzle area ratio. By changing the condition at the boiler and evaporator and 3 different nozzle geometries (nozzle area ratio). The results show that the boiler and evaporator temperature have a significant effect on system performance and the different nozzle geometry has a significant effect on system performance as well.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and ^{II} cite the document when use.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี ก็เพราะความเอาใจใส่ แนะนำ ความตั้งใจ และความช่วยเหลือจากด้านต่าง ๆ เสมอมาจาก ดร.ณัฐวุฒิ เรืองตระกุล อาจารย์ที่ปรึกษา ที่คอยช่วยเหลือ อธิบาย แนะนำ และแก้ไขปัญหามาทำให้ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์ และขอขอบคุณ รศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข ที่เอื้อเฟื้ออุปกรณ์ตลอดการทำงาน รวมไปถึงเพื่อน ๆ น้อง ๆ ที่เข้าช่วยประกอบ เครื่อง และต้องกราบขอบคุณ บิดา มารดา และญาติ ที่คอยเป็นกำลังใจรวมทั้งสนับสนุนในทุก ๆ ด้าน

ขอขอบคุณบริษัทเพรสทีจ ออโต้พาร์ทส์ จำกัด (Prestige Auto Parts Co.,Ltd. , PAP) และ อาจารย์ลองและทีมงาน สำหรับความอนุเคราะห์ในการใช้เครื่องจักรสำหรับการสร้างและซ่อมแซม ปรับปรุงอุปกรณ์ต่าง ๆ รวมถึงการให้คำแนะนำและช่วยเหลือในการทำงาน

สำหรับคุณงานความดีที่เกิดจากปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ข้าพเจ้าขอมอบให้กับ บิดา มารดา และ ญาติ ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง และอาจารย์ ณัฐวุฒิ เรืองตระกุล รวมไปถึงอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ ช่วยประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ และประการที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

นาย กันต์ธีร์ ชยานันต์นุกูล
นาย ภูริณัฐ หวังเจริญวงศา
นาย เมธิน โปธิ์สว่าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
รายการสัญลักษณ์.....	IX
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	1
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา.....	2
1.4 ขอบเขตการวิจัย.....	2
1.5 ขั้นตอนของการศึกษา.....	2
บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.1 กล่าวนำ.....	3
2.2 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigeration system.....	3
2.3 ทฤษฎีพื้นฐานที่เกี่ยวข้อง.....	5
2.3.1 ความเร็วเสียงและเลขมัค.....	5
2.3.2 ความสำคัญของคุณสมบัติต่างๆสำหรับการไหลแบบไอเซนโทรปิก.....	5
2.3.3 สภาวะสแตกเนชั่น.....	6
2.3.4 คลื่นกระแทก (Shock waves).....	6
2.3.4.1 คลื่นกระแทกตั้งฉาก (normal shock waves).....	6
2.3.5 พื้นที่หน้าตัดของของไหล.....	8
2.3.6 ประสิทธิภาพของหัวฉีด (Nozzle).....	8
2.3.7 อัตราส่วนของพื้นที่ทางออกหัวฉีด (Nozzle area exit) ต่อ พื้นที่คอหัวฉีด (Nozzle area throat).....	9
2.4 ทฤษฎีการออกแบบ.....	9
2.4.1 ทฤษฎีการออกแบบอีเจคเตอร์ (Ejector).....	9
2.4.2 ทฤษฎีการออกแบบเครื่องควบแน่น (Condenser).....	13
2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	15
บทที่ 3 อุปกรณ์และวิธีดำเนินการทดลอง.....	17

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ใช้เฉพาะภายในเท่านั้น ไม่ควรเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.1 การปรับปรุงชุดทดลอง และสร้างอุปกรณ์ใหม่.....	17
3.1.1 การออกแบบ Ejector.....	17
3.1.2 การออกแบบ Cooling coil.....	21
3.1.3 การออกแบบชิ้นส่วนข้อต่อ.....	23
3.2 ส่วนประกอบชุดการทดลอง.....	25
3.2.1 อุปกรณ์ Boiler.....	25
3.2.2 อุปกรณ์จำลอง Evaporator.....	26
3.2.3 อุปกรณ์ Condenser.....	26
3.2.4 อุปกรณ์ Accommodator Tank.....	27
3.2.5 อุปกรณ์ Ejector.....	27
3.2.6 อุปกรณ์จำลองน้ำหล่อเย็นสำหรับ Condenser.....	28
3.2.7 อุปกรณ์ชุด Controller.....	28
3.2.8 อุปกรณ์ Nozzle.....	29
3.3 ตัวแปรไร้มิติ.....	32
3.3.1 Entrainment ratio.....	32
3.3.2 Pressure lift ratio.....	32
3.3.3 Up steam pressure ratio.....	32
3.3.4 Nozzle area ratio.....	32
3.4 วิธีการรวบรวมและวิเคราะห์ข้อมูล.....	32
3.4.1 วิธีการรวบรวมข้อมูล.....	32
3.4.2 วิธีการวิเคราะห์ข้อมูล.....	33
3.5 วิธีที่ใช้ในการทดลอง.....	33
3.5.1 Pressure lift ratio.....	33
3.5.2 Up steam pressure ratio.....	33
3.5.3 Nozzle area ratio.....	34
3.6 ขั้นตอนการทดลอง.....	34
บทที่ 4 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ข้อมูล.....	35
4.1 ผลการทดลอง mass flow rate boiler.....	35
4.2 ผลการทดลองจาก Condition ที่กำหนด.....	36
4.2.1 อุณหภูมิที่ evaporator = 9°C.....	36
4.2.2 อุณหภูมิที่ evaporator = 11°C.....	37

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ 4.2 ผลการทดลองจาก Condition ที่กำหนด..... 36
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามใช้เพื่อการค้าและถึงแม้จะขอเอกสารชุดนี้ไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

สารบัญ (ต่อ)

4.2.3 อุณหภูมิที่ evaporator = 13°C.....	38
4.3 การวิเคราะห์ข้อมูลจากผลการทดลอง.....	40
บทที่ 5 สรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะ.....	41
5.1 สรุปผลการศึกษา.....	41
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	41
เอกสารอ้างอิง.....	43
ภาคผนวก.....	46
ภาคผนวก ก ตารางแสดงชนิดของท่อทองแดงและขนาดของท่อทองแดง.....	47
ภาคผนวก ข ตาราง Saturated water.....	50
ภาคผนวก ค ตารางแสดงชนิดและช่วงอุณหภูมิของเทอร์โมคัปเปิล.....	53



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and ^{VI} cite the document when use.

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 แสดงข้อมูลของ Ejector โดยใช้เงื่อนไขที่กำหนด.....	18
3.2 แสดงข้อมูลของ Ejector โดยใช้เงื่อนไขที่กำหนด (2).....	18
3.3 แสดงข้อมูลคุณสมบัติของสมการ (2.17).....	30
3.4 แสดงผลการคำนวณของสมการ (2.17).....	30
4.1 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองวัดปริมาณน้ำเทียบกับเวลาที่ boiler.....	35
4.2 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่อุณหภูมิ evaporator = 9°C.....	36
4.3 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่อุณหภูมิ evaporator = 11°C.....	37
4.4 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่อุณหภูมิ evaporator = 13°C.....	38



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and ^{VII} cite the document when use.

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แผนผังการทำงานของระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigeration system.....	3
2.2 การเปรียบเทียบความเร็วและความดันในตำแหน่งต่าง ๆ ของ Ejector.....	5
2.3 การเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติการไหลของการเคลื่อนที่ผ่าน normal shockwave.....	7
2.4 รูปแสดงแผนภาพอุณหภูมิและเอนโทรปีแสดงกระบวนการไหลในท่อที่มีหน้าตัดคงที่.....	11
2.5 รูปแสดงแผนภาพอุณหภูมิและแสดงกระบวนการไหลในท่อที่มีหน้าตัดลู่ออก.....	12
2.6 ตารางแสดงคุณสมบัติของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U.....	13
2.7 ตารางแสดงคุณสมบัติของเครื่องควบแน่นและระบบน้ำหล่อเย็น.....	14
3.1 แสดงเงื่อนไขในการออกแบบของ Ejector.....	19
3.2 แสดงถึงขนาด Ejector (หน่วย : มิลลิเมตร).....	20
3.3 แสดงรูปทรงของ Cooling coil.....	22
3.4 รูปชิ้นส่วนข้อต่อ 1.....	23
3.5 รูปชิ้นส่วนข้อต่อ 2.....	24
3.6 รูป Boiler ที่ใช้ในระบบ Ejector refrigeration System.....	25
3.7 รูป Evaporator ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System.....	26
3.8 รูป Condenser ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System.....	26
3.9 รูป Accommodator Tank ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System.....	27
3.10 รูป Ejector ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System.....	27
3.11 รูป Cooler Water System ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System.....	28
3.12 รูป Controller ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System.....	29
3.13 แสดงส่วนสำคัญในการออกแบบ Nozzle.....	29
3.14 แสดงขนาดของ Nozzle Mach 4.....	31
3.15 แสดงขนาดของ Nozzle Mach 4.5.....	31
3.16 แสดงขนาดของ Nozzle Mach 5.....	31
4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio และ Generator temperature ที่ อุณหภูมิ evaporator = 9°C.....	37
4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio และ Generator temperature ที่ อุณหภูมิ evaporator = 11°C.....	38
4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio และ Generator temperature ที่ อุณหภูมิ evaporator = 13°C.....	39
4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio และ Generator temperature.....	40

เอกสารนี้เป็นเอกสารเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ใด ๆ การค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

รายการสัญลักษณ์

P	ความดันของไหล AV
T	อุณหภูมิของไหล
V	ปริมาตรของของไหล
v	ความเร็วของของไหล
h	พลังงานของไหล
η	ประสิทธิภาพ
D	เส้นผ่าศูนย์กลาง
A	พื้นที่หน้าตัด
Ma	Mach Number
m	อัตราการไหลของมวล
ρ	ความหนาแน่น
Rm	Entrainment Ratio (อัตราส่วนระหว่างของไหลหลักกับของไหลรอง)
C_p	ความร้อนจำเพาะโดยความดันคงที่
k	อัตราส่วนระหว่างความร้อนจำเพาะโดยความดันคงที่และค่าความร้อนจำเพาะโดยปริมาตรคงที่
- i	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง ทางเข้า
- o	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง ทางออก
- p	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Boiler
- s	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Evaporator
- t	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Nozzle Throat
- 1	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Fluid Inlet
- 2	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Mixing Chamber Exit
- 3	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Ejector Throat Exit
- 4	ข้อมูล ณ ตำแหน่ง Ejector Diffuser Exit
- ' _	ข้อมูลที่เป็น Isentropic
- " _	ข้อมูลที่เป็น Irreversible
- 0	ข้อมูลที่เป็น Stagnation

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในหลาย ๆ กระบวนการอุตสาหกรรมมีพลังงานความร้อนที่ถูกทิ้งให้เสียเปล่าไปยังสิ่งแวดล้อมจำนวนมาก หากความร้อนเหลือทิ้งถูกนำมาใช้ประโยชน์ในระบบทำความเย็น โดยการนำความร้อนนี้มาใช้ในระบบทำความเย็นจะสามารถลดค่าใช้จ่ายในการใช้ไฟฟ้าสำหรับเครื่องทำความเย็นทั่วไปลงได้

ระบบทำความเย็นทั่วไปจะเป็นระบบการอัดสารทำความเย็น (Vapor Compression Refrigeration) โดยเกือบทั้งหมดจะใช้เครื่องอัดทางกล (Mechanical Compressor) เพื่อเพิ่มความดันสารทำความเย็นในระบบ โดยปกติเครื่องอัดทางกล (Mechanical Compressor) จะใช้พลังงานไฟฟ้าเป็นแหล่งพลังงาน ทำให้ผลผลิตที่ได้จากระบบทำความเย็นแบบนี้จะแปรผันตามพลังงานไฟฟ้าที่ใช้

ระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนเป็นแหล่งพลังงานมีอยู่สองชนิดคือ ระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ (Ejector Refrigeration System) และระบบทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption Refrigeration System) เมื่อเปรียบเทียบหลักการทำงานและองค์ประกอบของทั้งสองระบบพบว่าระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ (Ejector Refrigeration System) มีความซับซ้อนน้อยกว่าระบบทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption Refrigeration System) ทั้งนี้ระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ (Ejector Refrigeration System) สามารถสร้างและควบคุมได้ง่ายกว่าเนื่องจากระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ (Ejector Refrigeration System) ทำงานโดยใช้สารทำความเย็นเพียงชนิดเดียว อีกทั้งยังสามารถลดการทำลายชั้นบรรยากาศได้เนื่องจากสามารถใช้น้ำแทนสารทำความเย็นได้

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.2.1 ปรับปรุงชุดทดลองระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ (Ejector Refrigeration System)

1.2.2 เปรียบเทียบค่าสมรรถนะของอีเจคเตอร์จากผลการทดลอง และค่าจากการคำนวณตามทฤษฎี

1.2.3 ศึกษาค่าตัวแปรไร้มิติที่เหมาะสมต่อการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

- 1.3.1 ทราบผลกระทบของตัวแปรไร้มิติที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ (Ejector Refrigeration System)
- 1.3.2 สามารถหาค่าของตัวแปรไร้มิติที่เหมาะสมกับอีเจคเตอร์ได้
- 1.3.3 ผลลัพธ์จากการทดลองสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบได้

1.4 ขอบเขตการวิจัย

- 1.4.1 การศึกษาโดยวิธีการทดลอง (Experimental Studies)
- 1.4.2 ศึกษาการทำงานของระบบทำความเย็นที่ใช้ Ejector
- 1.4.3 ปรับปรุงระบบระบายความร้อนที่ Condenser
- 1.4.4 ออกแบบ Ejector และ Nozzle ที่ใช้ในระบบทำความเย็นเพื่อศึกษาขนาดที่มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบ
- 1.4.5 ทดสอบชุดทดลองระบบทำความเย็นแบบ Ejector โดยอาศัยตัวแปรจากอุณหภูมิของ Boiler และ Evaporator

1.5 ขั้นตอนของการศึกษา

- 1.5.1 ศึกษาทฤษฎีและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์และการออกแบบอีเจคเตอร์
- 1.5.2 กำหนดวัตถุประสงค์ ขอบเขต และวางแผนการศึกษาของการวิจัย
- 1.5.3 ศึกษาส่วนประกอบชุดทดลอง และปรับปรุง
- 1.5.4 ออกแบบอุปกรณ์ชุดทดลองใหม่ สำหรับอุปกรณ์ที่จำเป็นต้องสร้างใหม่
- 1.5.5 ทดสอบความถูกต้องของชุดทดลอง
- 1.5.6 เก็บผลการทดลอง
- 1.5.7 สรุปผลการศึกษาและทำรูปเล่ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

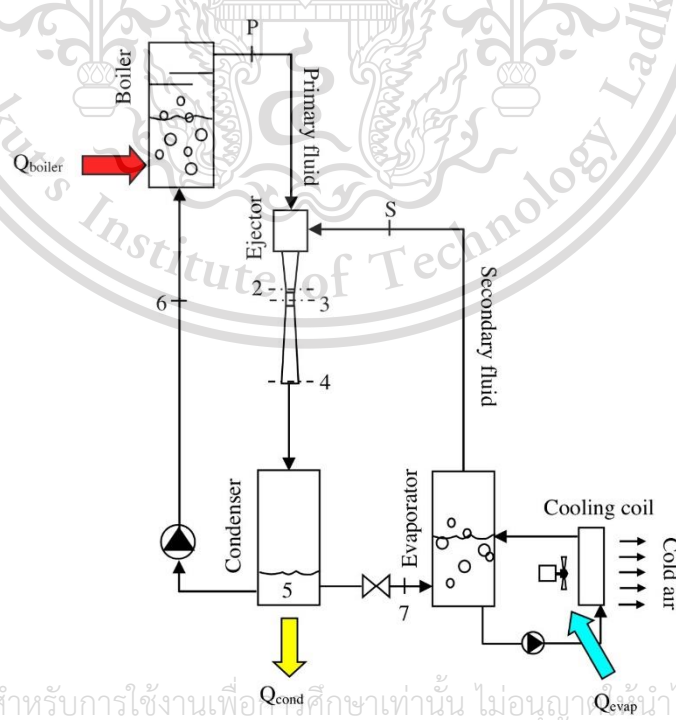
บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 กล่าวนำ

บทนี้กล่าวถึงทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาออกแบบเพื่อทำนายประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigeration system ศึกษาโดยวิธีการทดลองเพื่อทราบผลกระทบของตัวแปรไร้มิติที่มีผลกระทบต่อระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์และสามารถหาค่าของตัวแปรไร้มิติที่เหมาะสมต่ออีเจคเตอร์ได้

2.2 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigeration system

ดังรูปที่ 2.1 แสดงถึง แผนผังการทำงานของ ejector refrigeration system โดยใช้ ejector แทนเครื่องอัดไอในระบบทำความเย็นแบบปกติที่ใช้เครื่องอัดประเภทปริมาตรแทนที่เชิงบวก (positive displacement) ในระบบ ejector refrigeration system มีส่วนประกอบที่หลักๆได้แก่ หม้อไอน้ำ (boiler), เครื่องระเหย (evaporator), เครื่องควบแน่น (condenser), วาล์วลดความดัน (expansion valve) และ อีเจคเตอร์ (ejector)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งนี้ ผู้จัดทำหนังสือสงวนลิขสิทธิ์ไว้ด้วย และขอสงวนสิทธิ์ในสิ่งที่ปรากฏ นำไปใช้
รูปที่ 2.1 แผนผังการทำงานของระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigeration system [3]

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

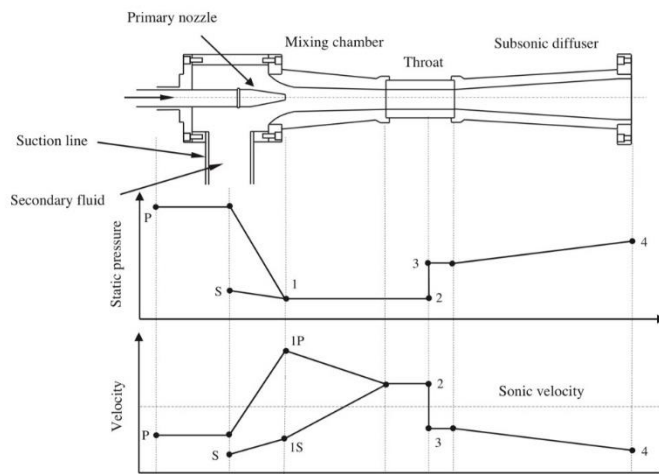
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

วัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบ ejector refrigeration system เริ่มต้นที่สารทำความเย็นที่อยู่ในสถานะของเหลวไปรับพลังงานความร้อนจากหม้อต้ม (boiler) หรือที่จุด P ในรูปที่ 2.2 เรียกว่าของไหลปฐมภูมิ เมื่อรับพลังงานความร้อนสารทำความเย็นจะระเหยกลายเป็นไอไหลผ่าน primary nozzle ต่อไป หลังจากไหลผ่านหัวฉีด (nozzle) จากของไหลที่มีความร้อนและความดันสูงจะมีความดันต่ำลงและมีความเร็วเพิ่มขึ้นจนถึงช่วงความเร็วเหนือเสียง (supersonic) ตามทฤษฎีของเบอร์นูลลี[1] เมื่อความดันต่ำลงจนถึงจุด ๆ หนึ่งซึ่งต่ำกว่าความดันของของไหลที่ไหลมาจากเครื่องระเหย (evaporator) ที่จุด S เรียกว่าของไหลทุติยภูมิ ซึ่งเมื่อเกิดความแตกต่างของความดันจะทำให้ของไหลทุติยภูมิซึ่งมีความดันสูงกว่าไหลเข้าไปผสมกับของไหลปฐมภูมิซึ่งมีความดันต่ำกว่า ซึ่งของไหลทั้งสองจะเริ่มผสมกันตั้งแต่จุดที่ 1 ซึ่งเป็นส่วนทางเข้าของส่วนห้องผสม (mixing chamber) ซึ่งมีลักษณะเป็นท่อลู่เข้าและความเร็วของของไหลทั้งสองจะเท่ากันเมื่อถึงทางออกของส่วนห้องผสม (mixing chamber) และจะผสมกันเสร็จที่จุดที่ 2 จากตำแหน่งที่ของไหลมีความเร็วเท่ากันจนถึงตำแหน่งที่ของไหลผสมกันแล้วจะไหลผ่านท่อที่มีหน้าตัดคงที่ (throat) ณ ตำแหน่งที่ของไหลผสมกันแล้วของไหลจะยังคงมีความเร็วสูงอยู่ในช่วงความเร็วเหนือเสียง (supersonic) แต่มี Mach number ไม่สูงเท่าขณะไหลออกจากหัวฉีด (nozzle) ที่ตรงนี้จะเกิด normal shockwave ตามทฤษฎีของคีย์แนน[2] ซึ่งทำให้ความเร็วลดลงอย่างมาก จนความเร็วตกลงมาอยู่ในช่วงต่ำกว่าความเร็วเสียง (subsonic) และเมื่อความเร็วลดลงอย่างมากก็จะทำให้ความดันเพิ่มขึ้นอย่างมากด้วยเช่นกันซึ่งแสดง ณ จุดที่ 3 หลังจากนั้นความดันจะเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องเมื่อไหลผ่านส่วนท่อหน้าตัดลู่ออก (diffuser) จนถึงจุดที่ 4 หลังจากนั้นจะเข้าสู่เครื่องควบแน่น (condenser) ของไหลที่อยู่ในสถานะไอจะเกิดการควบแน่นสู่สถานะของเหลวเนื่องจากการถ่ายเทพลังงานความร้อนออกไปยังระบบน้ำหล่อเย็น เมื่อของไหลควบแน่นเป็นของเหลวจะถูกแยกเป็นสองส่วน ส่วนหนึ่งจะถูกนำกลับไปรับพลังงานความร้อนที่หม้อไอน้ำ (boiler) อีกครั้งและอีกส่วนหนึ่งจะไหลผ่านวาล์วลดความดัน (expansion valve) เมื่อผ่านวาล์วจะทำให้ความดันลดลงและเปลี่ยนสถานะเป็นไอซึ่งมีอุณหภูมิต่ำเพื่อจะไปรับความร้อนหรือปรับอากาศดังแสดงในรูปที่ 2.1 ในส่วนของเครื่องระเหย (evaporator) และเมื่อรับความร้อนแล้วจะไหลกลับไปรวมกับของไหลทุติยภูมิในส่วนอีเจกเตอร์ต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 2.2 การเปรียบเทียบความเร็วและความดันในตำแหน่งต่าง ๆ ของ Ejector [3]

2.3 ทฤษฎีพื้นฐานที่เกี่ยวข้อง

2.3.1 ความเร็วเสียงและเลขมัค

ความเร็วของเสียงหรือความเร็วโซนิก (velocity of sound or sonic velocity)

สำหรับสารที่เป็นแก๊สอุดมคติ จะได้สมการดังนี้

$$c = \sqrt{kRT} \quad (2.1)$$

เนื่องจาก k เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิและ R เป็นค่าคงที่ ดังนั้นความเร็วเสียงของแก๊สอุดมคติจะเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิ

ความเร็วเสียงจะถูกใช้อ้างอิงเพื่อระบุสภาพการไหลของของไหล (หรือการเคลื่อนที่ของวัตถุ) ในเทอมตัวแปรที่เรียกว่า เลขมัค (Mach number, Ma)

$$Ma = \frac{v}{c} \quad (2.2)$$

2.3.2 ความสำคัญของคุณสมบัติต่างๆสำหรับการไหลแบบไอเซนโทรปิก

จากความสัมพันธ์ในกระบวนการไอเซนโทรปิก คือ $PV^k = P_0V_0^k$ และความสัมพันธ์ทั่วไป

คือ $\rho = 1/v$ จะได้อัตราส่วนของความหนาแน่นสแตกเนชันต่อความหนาแน่นสถิต ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.3)$$

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

2.3.3 สภาวะสแตกเนชัน

สภาวะสแตกเนชัน คือสภาวะอ้างอิงที่เกิดจากการไหลแบบอัดตัวได้ที่มีการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง ในการวิเคราะห์ระบบที่มีลักษณะดังกล่าวจะต้องมีการพิจารณาพลังงานจลน์ด้วยเสมอ ซึ่งแนวคิดในการกำหนดเอนทัลปีเมื่อมีการพิจารณาพลังงานจลน์ $\left(\frac{v^2}{2}\right)$ รวมกับเอนทัลปีธรรมดา (h) หรือเอนทัลปีสแตกเนชัน (stagnation enthalpy, h_0) จะเป็นดังสมการที่ 2.4 โดยมีหน่วยเป็น kJ/kg

$$h_0 = h + \frac{v^2}{2} \quad (2.4)$$

ค่าเอนทัลปีสำหรับของไหลที่เป็นแก๊สอุดมคติจะสามารถประมาณได้เท่ากับ $c_p T$ เมื่อวิเคราะห์ว่าค่าความร้อนจำเพาะมีค่าคงที่ (constant specific Heat, c_p) จะได้

$$c_p T_0 = c_p T + \frac{v^2}{2} \quad (2.5)$$

หรือ

$$T_0 = T + \frac{v^2}{2c_p} \quad (2.6)$$

โดย T_0 คือ อุณหภูมิสแตกเนชัน (Kelvin)

2.3.4 คลื่นกระแทก (Shock waves)

คลื่นเสียงที่เกิดขึ้นจากการรบกวนของความดันที่เดินทางผ่านตัวกลางหนึ่งทีเคลื่อนที่ด้วยความเร็วเสียงจะมีช่วงความดันกลับช่วงหนึ่งที่เกิดการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของของไหลอย่างฉับพลันภายใต้เงื่อนไขการไหลแบบความเร็วซูเปอร์โซนิก ซึ่งจะเกิดขึ้นภายในท่อที่มีหน้าตัดลู่ออก ซึ่งจะเรียกว่า คลื่นกระแทก (shock waves)

2.3.4.1 คลื่นกระแทกตั้งฉาก (normal shock waves)

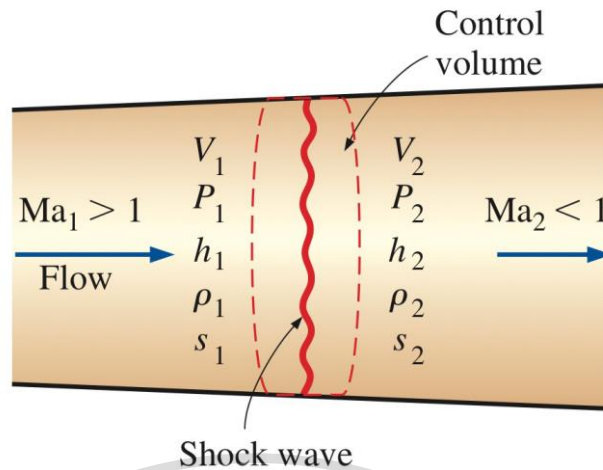
คลื่นกระแทกตั้งฉาก (normal shock waves) คือคลื่นที่มีระนาบตั้งฉากกับทิศทางการไหล กระบวนการไหลที่เป็นคลื่นกระแทกนี้เป็นกระบวนการที่ไม่สามารถประมาณแบบกระบวนการไอเซน

เอกสารนี้เป็นเอกสารและเป็นกระบวนการที่ไม่สามารถย้อนกลับได้หรือเป็นกระบวนการแบบ Irreversible ซึ่งด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 2.3 การเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติการไหลของการเคลื่อนที่ผ่าน normal shockwave [2]

ดังนั้นจึงสามารถอธิบายความสัมพันธ์คุณสมบัติต่าง ๆ ทั้งก่อนและหลังคลื่นกระแทกสำหรับแก๊สอุดมคติที่มีค่าความร้อนจำเพาะคงที่ โดยพิจารณาความสัมพันธ์ของอุณหภูมิ T_2/T_1 จากสมการดังนี้

$$\frac{T_{01}}{T_1} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma_1^2 \quad (2.7)$$

$$\frac{T_{02}}{T_2} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma_2^2 \quad (2.8)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1+Ma_1^2(k-1)/2}{1+Ma_2^2(k-1)/2} \quad (2.9)$$

ความสัมพันธ์ของความดัน P_2/P_1 เป็นดังนี้

$$\frac{P_2}{P_1} = 1 + \frac{2k}{k+1} (Ma_2^2 - 1) \quad (2.10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

เลขมัคหลังผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉากเป็นดังนี้

$$Ma_2^2 = \frac{1 + \frac{(k-1)}{2} Ma_1^2}{k Ma_1^2 \cdot \frac{(k-1)}{2}} \quad (2.11)$$

2.3.5 พื้นที่หน้าตัดของของไหล

ในส่วนของกรไหลที่มีสถานะเป็นไอจะสามารถสมมติให้อยู่ในรูปแบบสภาวะแก๊สอุดมคติเพื่อหาพื้นที่หน้าตัดของการไหล

$$P\dot{V} = \dot{m}RT \quad (2.12)$$

$$PA\dot{v} = \dot{m}RT \quad (2.13)$$

$$A_t = \frac{\dot{m}_p}{\frac{P_t}{R \cdot T_t} V_t} \quad (2.14)$$

2.3.6 ประสิทธิภาพของหัวฉีด (Nozzle)

ค่าที่ได้จากการคำนวณแบบไอเซนโทรปิก ไม่ใช่ค่าจริงเนื่องจากอุปกรณ์นั้น ๆ ไม่สามารถทำงานได้ 100 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นจึงต้องมีการคำนวณสัมประสิทธิ์เพื่อความแม่นยำมากขึ้น

$$\eta_{\text{nozzle}} = \frac{V_{1P}^2/2}{V_{1P'}^2/2} = \frac{T_P - T_{1P}}{T_P - T_{1P'}} \quad (2.15)$$

$$\eta_{\text{nozzle}} = \frac{V_t^2/2}{V_{t'}^2/2} = \frac{T_P - T_t}{T_P - T_{t'}} \quad (2.16)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

2.3.7 อัตราส่วนของพื้นที่ทางออกหัวฉีด (Nozzle area exit) ต่อ พื้นที่คอหัวฉีด

(Nozzle area throat)

การไหลแบบไอเซนโทรปิก ภายใน nozzle มาจากการความสัมพันธ์ระหว่าง area ratio กับ Mach number ที่ปลาย nozzle ดังนี้

$$\left(\frac{A_{p1}}{A_t}\right)^2 \approx \frac{1}{M_{p1}^2} \left(\frac{2}{k+1} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{p1}^2\right)\right)^{(k+1)/(k-1)} \quad (2.17)$$

2.4 ทฤษฎีการออกแบบ

2.4.1 ทฤษฎีการออกแบบอีเจกเตอร์ (Ejector)

ในการออกแบบรูปร่างและขนาดของอีเจกเตอร์จะใช้ทฤษฎีเทอร์โมไดนามิกส์ต่าง ๆ เข้ามาใช้ในการวิเคราะห์และคำนวณในเบื้องต้นและกำหนดค่าตามขอบเขตที่กำหนดเช่น อุณหภูมิหม้อไอน้ำ , อุณหภูมิเครื่องระเหย และประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์ต่าง ๆ ดังนั้นขนาดต่าง ๆ ที่ถูกออกแบบจะแบ่งเป็น 4 ส่วนได้แก่ หัวฉีดปฐมภูมิ (Primary nozzle) , ส่วนท่อหน้าตัดคู่เข้า (Mixing chamber) , ส่วนท่อหน้าตัดคอก (Throat) และส่วนท่อหน้าตัดคู่ออก (Diffuser) โดยเริ่มจากส่วนแรกคือ ส่วนหัวฉีดปฐมภูมิ (Primary nozzle) ขอบเขตที่กำหนดคือ การทำงานที่อุณหภูมิหม้อไอน้ำ = 120 องศาเซลเซียส , อุณหภูมิที่เครื่องระเหย = 10 องศาเซลเซียส และมีประสิทธิภาพการทำงานของระบบร้อยละ 90 ดังนั้นสิ่งที่ต้องการในการออกแบบคือ พื้นที่หน้าตัดของ Throat nozzle และ Nozzle exit อันดับแรกในการหาพื้นที่ของ Throat nozzle จะใช้ทฤษฎีสภาวะของแก๊สอุดมคติดังกล่าวไว้ในหัวข้อที่ 2.3.5

จากสมการที่ 2.14

$$A_t = \frac{\dot{m}_p}{P_t \cdot V_t}$$

เมื่อ P_t หาได้จากความสัมพันธ์ของความดันและอุณหภูมิแบบ Irreversible ตามทฤษฎีที่ 2.3.2

$$\frac{P_t}{P_p} = \left[\frac{T_t}{T_p}\right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.18)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่สามารถนำเนื้อหาไปใช้เพื่อการค้าโดยไม่ได้รับอนุญาตจากสถาบันได้

นอกจากนี้เอกสารนี้ยังเป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่สามารถนำเนื้อหาไปใช้เพื่อการค้าโดยไม่ได้รับอนุญาตจากสถาบันได้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

T_t หาได้จากทฤษฎีสภาวะสแตกเนชันตามทฤษฎีที่ 2.3.3

$$T_p = T_t + \frac{V_t^2}{2c_p} \quad (2.20)$$

V_t หาได้จากความเร็วของแก๊สอุดมคติตามทฤษฎีที่ 2.3.1

$$V_t = V_t = \sqrt{kRT_t} \quad (2.21)$$

จากนั้นในการคำนวณพื้นที่หน้าตัดของ Nozzle Exit จะทำในทำนองเดียวกันดังสมการที่ 2.21 นี้

$$A_{1P} = \frac{\dot{m}_p}{\frac{P_{1P}}{R \cdot T_{1P}} \cdot V_{1P}} \quad (2.22)$$

เมื่อ P_{1P} หาได้จากความสัมพันธ์ของความดันและอุณหภูมิแบบ Irreversible ตามทฤษฎีที่ 2.3.2

$$\frac{P_1}{P_p} = \left[\frac{T_{1P}}{T_p} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.23)$$

T_{1P} หาได้จากความเร็วของแก๊สอุดมคติตามทฤษฎีที่ 2.3.1 และกำหนดให้หัวฉีด (nozzle)

มีความเร็วทางออก $Ma = 3.5$

จาก

$$Ma_{1P} = \frac{V_{1P}}{C} = \frac{V_{1P}}{\sqrt{kRT_{1P}}} \quad (2.24)$$

และ

$$V_{1P} = \sqrt{2C_p(T_p - T_{1P})} \quad (2.25)$$

จากสมการที่ 2.23 และสมการที่ 2.24 สามารถหา T_{1P} ได้จาก

$$T_{1P} = \frac{2C_p T_p}{Ma^2 kR + 2C_p} \quad (2.26)$$

ในการคำนวณส่วนของ Throat สามารถหาได้จากทฤษฎีสภาวะของแก๊สอุดมคติดังสมการที่ 2.26

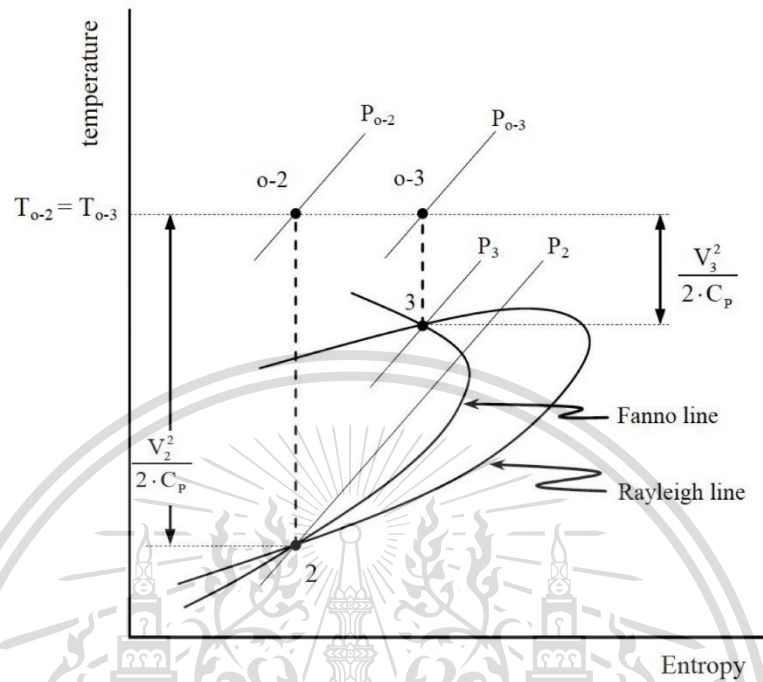
$$A_2 = \frac{\dot{m}_p(1+R_m)}{\frac{P_2}{R \cdot T_2} \cdot V_2} \quad (2.27)$$

พิจารณาค่าความดันที่จุดที่ 1 ขณะของไหลไหลมารวมกันจะมีความดันเท่ากันกับตอนที่ไหลรวมกันแล้ว
ไม่ว่ากรณีใดก็ตาม ดังแสดงในรูปที่ 2.2 ดังนั้นจึงทราบได้ว่า $P_1 = P_2$ อย่างอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

จากทฤษฎีสเตกเนชั่นที่แสดงในรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 รูปแสดงแผนภาพพอลิโทรปีและเอนโทรปีของกระบวนการไหลในท่อที่มีหน้าตัดคงที่ [3]
จะทราบว่า

$$T_2 = T_{0-2} - \frac{V_2^2}{2c_p} \tag{2.28}$$

และ

$$T_{0-2} = \frac{T_p + R_m T_s}{1 + R_m} \tag{2.29}$$

ความเร็วมีความสัมพันธ์กับการไหลดังนี้

$$V_2 = \eta_{mix} \cdot \frac{V_{1p} + R_m V_{1s}}{1 + R_m} \tag{2.30}$$

เมื่อ V_{1s} คือความเร็วที่ของไหลทุติยภูมิไหลมารวมกันที่ทางออกหัวฉีดปฐมภูมิ (Primary nozzle) ซึ่ง
จะใช้ทฤษฎีความเร็วของแก๊สอุดมคติในการคำนวณดังสมการที่ 2.30 นี้
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่เผยแพร่ให้ดูฟรีเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อ $V_{1s} = \sqrt{2C_p(T_s - T_{1s})}$ เจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีก (2.31) ไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

และในการคำนวณความสัมพันธ์ของสมบัติตามแบบ Isentropic ดังสมการที่ 2.31 นี้

$$\frac{T_{1S}}{T_S} = \left[\frac{P_1}{P_S} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.32)$$

ในการคำนวณส่วนของ Diffuser ต้องการหาพื้นที่หน้าตัดที่ปลายทางออกตามทฤษฎีสภาวะของแก๊สอุดมคติดังสมการที่ 2.32

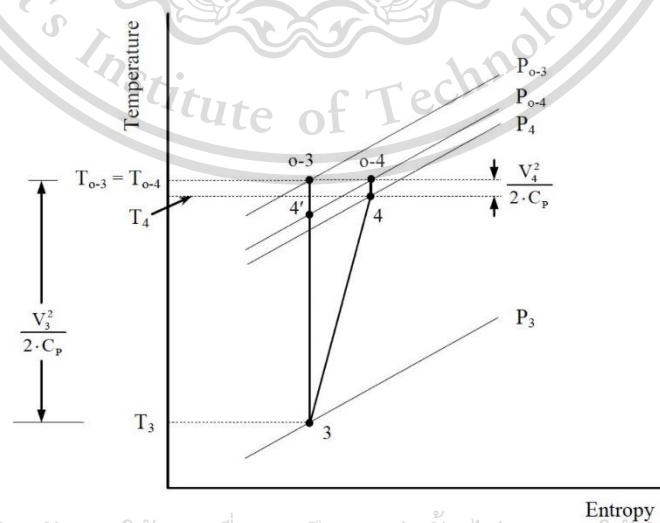
$$A_4 = \frac{\dot{m}_p + \dot{m}_s}{\frac{P_4}{R \cdot T_4} \cdot V_4} \quad (2.33)$$

โดยกำหนดเงื่อนไขให้ความเร็วที่ปลายทางออกมีความเร็วเท่ากับ 50 เมตรต่อวินาที เนื่องจากถ้าหากมีความเร็วที่ปลายทางออกมากกว่านี้จะทำให้ความเร็วในเครื่องควบแน่นมากเกินไปส่งผลให้เกิดการกลั่นตัวได้มากขึ้น ในทางกลับกันถ้าหากมีความเร็วต่ำกว่านี้จะทำให้การไหลทฤษฎีมูลดน้อยลงส่งผลต่อประสิทธิภาพในการทำงานของระบบลดตามลงด้วย

จากนั้นสามารถหาความดันที่จุดปลายของ Diffuser ได้ตามทฤษฎีความสัมพันธ์ของสมบัติตามแบบ Isentropic ดังสมการที่ 2.33

$$P_4 = \frac{P_{0-4}}{\left[\frac{T_{0-4}}{T_4} \right]^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.34)$$

เนื่องจากของไหลไหลรวมกันอุณหภูมิสถณจิ่งมีค่าเท่ากัน คือ $T_{0-2} = T_{0-3} = T_{0-4}$ ดังแสดงในรูปที่ 2.5 นี้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 2.5 รูปแสดงแผนภาพอุณหภูมิและแสดงกระบวนการไหลในท่อที่มีหน้าตัดลู่ออก [3]

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ดังนั้นสามารถหาค่า T_4 ได้จากอุณหภูมิต่างกัน

$$T_4 = T_{0.4} - \frac{V_4^2}{2c_p} \quad (2.35)$$

2.4.2 ทฤษฎีการออกแบบเครื่องควบแน่น (Condenser)

จากระบบแอร์ที่ใช้ mechanical compressor ในการออกแบบเพื่อหาความยาวของคอยล์เย็นที่ต้องการจะสามารถคำนวณได้จาก the Heat Exchange Institute Standards for Steam Surface Condenser จากสมการดังนี้

$$Q = UA(LMTD) \quad (2.36)$$

เมื่อค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหาได้จากสมการที่ 2.36

$$U = C_1 C_2 C_3 C_4 \sqrt{V} \quad (2.37)$$

Table 6-2 Constants in Eq. (6-7)

Tube outer diameter, in	3/4	7/8	1.0							
C_1 [V in ft/s, U in Btu/(h · ft ² · °F)]	270	263	251							
C_1 [V in m/s, U in W/(m ² · K)]	2777	2705	2582							
Water temperature, °F	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100
C_2	0.57	0.64	0.72	0.79	0.86	0.92	1.00	1.04	1.08	1.10
Tube material	304 stainless steel	Admiralty, arsenic-copper	Aluminum-brass, Muntz metal	Aluminum-bronze, 90-10 Cu-Ni	70-30 Cu-Ni					
C_3	18 gauge	0.58	1.00	0.96	0.90	0.83				
	17 gauge	0.56	0.98	0.94	0.87	0.80				
	16 gauge	0.54	0.96	0.91	0.84	0.76				
C_4	0.85 for clean tubes, less for algae covered or sludged tubes									

รูปที่ 2.6 ตารางแสดงคุณสมบัติของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U [10]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

และ LMTD (logarithm mean thermal differential) หาได้จากสมการที่ 2.37

$$LMTD = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}} \quad (2.38)$$

จากทั้งสามสมการข้างต้นทำให้สามารถคำนวณหาพื้นที่ผิว (A) ของคอยล์เย็นได้จากการกำหนด ประเภทของเครื่องควบแน่น (ในที่นี้จะใช้เครื่องควบแน่นเป็น heat exchanger ชนิด shell and helical tube) , อุณหภูมิทางเข้า-ออกของเครื่องควบแน่น , อุณหภูมิทางเข้า-ออกของคอยล์เย็น และกำลังของเครื่องปรับอากาศที่ต้องการ ทำให้สามารถคำนวณหาหรัศมีและจำนวนขดของคอยล์เย็นออกมาได้โดยอ้างอิงจากรายในรูปที่ 2.7 นี้

Outside diameter, in	Gage, BWG	Thickness, in	Inside diameter, in	Surface area, ft ² /ft	Waterflow, gpm/(ft)/(s)	Tube mass, lb _m /ft (Admiralty)
5/8	16	0.065	0.495	0.1636	0.600	0.435
	17	0.058	0.509	0.1636	0.630	0.393
	18	0.049	0.527	0.1636	0.680	0.337
	20	0.035	0.555	0.1636	0.750	0.247
3/4	16	0.065	0.620	0.1963	0.942	0.532
	17	0.058	0.634	0.1963	0.980	0.480
	18	0.049	0.652	0.1963	1.042	0.4110
	20	0.035	0.680	0.1963	1.130	0.299
7/8	16	0.065	0.745	0.2291	1.360	0.630
	17	0.058	0.759	0.2291	1.410	0.567
	18	0.049	0.777	0.2291	1.480	0.484
	20	0.035	0.805	0.2291	1.590	0.352
1	16	0.065	0.870	0.2618	1.854	0.727
	17	0.058	0.884	0.2618	1.910	0.653
	18	0.049	0.902	0.2618	1.994	0.557
	20	0.035	0.930	0.2618	2.120	0.404

รูปที่ 2.7 ตารางแสดงคุณสมบัติของเครื่องควบแน่นและระบบน้ำหล่อเย็น [10]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

[3] ทำการศึกษาและทดลองเกี่ยวกับ ejector refrigeration system โดยใช้หลักการวิเคราะห์สมรรถภาพจากทฤษฎีของเทอร์โมไดนามิกส์และเปรียบเทียบความคลาดเคลื่อนจากผลลัพธ์ทางทฤษฎีและการทดลอง โดยใช้สารทำความเย็น 3 ชนิดคือ r141b , r134a , r245fa และปรับเปลี่ยนองค์ประกอบต่าง ๆ ของระบบเช่น อุณหภูมิเครื่องระเหย , อุณหภูมิหม้อไอน้ำ , ขนาดและรูปร่างของหัวฉีด เพื่อศึกษาผลลัพธ์และบันทึกข้อมูลในการหาค่าที่เหมาะสมของระบบ

[4] งานวิจัยนี้เป็นงานวิจัยที่ศึกษาการทดลองเกี่ยวกับระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ในเรื่องของขนาดและรูปร่างของหัวฉีดปฐมภูมิที่มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบ โดยใช้หัวฉีดที่แตกต่างกันจำนวน 8 ชิ้น จากนั้นศึกษาผลลัพธ์ของหัวฉีดแต่ละขนาดว่ารูปร่างหรือองค์ประกอบของหัวฉีดส่งผลต่อการทำงานของระบบอย่างไร

[5] การทดลองนี้ใช้สารทำความเย็นชนิด R11 โดยการทดลองมีการใช้งานหม้อต้ม (boiler) อยู่ในช่วงอุณหภูมิ 100 ถึง 110 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิที่เครื่องระเหย (evaporator) 35 ถึง 41 องศาเซลเซียส โดยอีเจคเตอร์ (ejector) มีเส้นผ่านศูนย์กลางของส่วนท่อน้ำตัดคองที่ (throat) เล็กที่สุดอยู่ที่ 8 มิลลิเมตรแต่มีขนาดอื่น ๆ ต่างกันทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่อง (COP) มีค่าต่างกัน ในรูปแบบแรกมีค่าเท่ากับ 1 ส่วนอีกแบบมีค่าเท่ากับ 0.25 งานวิจัยนี้มีผลงานที่สำคัญคือเรื่องของการเปลี่ยนขนาดของท่อน้ำตัดคองเข้า (mixing chamber) และศึกษาพฤติกรรมของประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องที่มีผลต่อขนาดของอีเจคเตอร์ในส่วนท่อน้ำตัดคองเข้า

[6] งานวิจัยนี้เป็นงานวิจัยที่ศึกษาและรวบรวมผลการทดลองของนักศึกษาหรือนักวิทยาศาสตร์ที่ทดลองเกี่ยวกับระบบปรับอากาศแบบอีเจคเตอร์ (ejector) เพื่อนำข้อมูลมาประยุกต์ใช้ในส่วนของทฤษฎีต่าง ๆ และชนิดของสารทำความเย็น ซึ่งจะสามารถแสดงให้เห็นได้ว่าการทดลองใดในอดีตประสบความสำเร็จและผิดพลาดในส่วนใด ซึ่งถือเป็นข้อมูลที่สำคัญในการศึกษาและกำหนดขอบเขตการทดลองในอนาคต

[7] เป็นการทดลองที่ต้องการสร้างระบบทำความเย็นที่มีกำลัง 3 กิโลวัตต์ ซึ่งจะวิเคราะห์ในส่วนของอีเจคเตอร์ (ejector) โดยให้ความดันสถิตตามแนวแกนสามารถกำหนดและปรับค่าได้ ซึ่งข้อมูลของผลการทดลองและการเขียนกราฟ แสดงให้เห็นถึงตัวแปรใหม่ที่สำคัญอีกสามตัวแปร และ

พฤติกรรมการไหลภายในจะเป็นตัวแสดงให้เข้าใจองค์ประกอบต่าง ๆ มากขึ้น ซึ่งจากข้อมูลการไหลไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

จะมีลักษณะเปลี่ยนไปเมื่อจุดนั้น ๆ มีความดันที่เปลี่ยนไปและเมื่อเกิดการไหลที่เปลี่ยนไปจะทำให้ส่งผลต่อประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องโดยตรง

[8] งานวิจัยนี้แสดงถึงสิ่งที่สำคัญที่สุดสำหรับระบบปรับอากาศแบบบีเจคเตอร์ นั่นคือตัวบีเจคเตอร์ ซึ่งสิ่งที่ยากที่สุดอีกสิ่งหนึ่งคือ การประมาณค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (thermal efficiency) ซึ่งตามผลการทดลองพบว่าไม่ว่าจะเป็นตำแหน่งปลายของหัวฉีด (nozzle exit position, NXP) หรือพื้นที่หน้าตัดของส่วน mixing chamber , throat , diffuser ทั้งหมดอาจส่งผลโดยตรงต่อพฤติกรรมกรรมการไหล หากมีความแตกต่างระหว่างความดันปฐมภูมิและความดันทุติยภูมิสูง ซึ่งสามารถอธิบายเกี่ยวกับทฤษฎีในการเพิ่ม critical pressure back ทำให้ทราบว่าค่าใดที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อน (thermal efficiency) มากหรือน้อยกว่ากัน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

บทที่ 3

อุปกรณ์และวิธีดำเนินการทดลอง

ในการศึกษาผลกระทบของตัวแปรไร้มิติต่อประสิทธิภาพของอีเจคเตอร์ที่ใช้ในระบบทำความเย็น เพื่อศึกษาค่าตัวแปรไร้มิติที่เหมาะสมต่อการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ ได้ทำการแบ่งการทดลองออกเป็น 2 ส่วน ส่วนที่ 1. คือการปรับปรุงชุดทดลอง และสร้างอุปกรณ์ใหม่สำหรับอุปกรณ์ที่จำเป็นต้องสร้างใหม่ ส่วนที่ 2. การทดลองผลกระทบของตัวแปรไร้มิติต่อประสิทธิภาพของอีเจคเตอร์ 3 ตัว คือ Pressure life ratio, Up steam pressure ratio และ Nozzle area ratio โดยใช้ working fluid เป็นน้ำ

3.1 การปรับปรุงชุดทดลอง และสร้างอุปกรณ์ใหม่

ในการดำเนินงานครั้งนี้จะเริ่มจากการปรับปรุงอุปกรณ์ที่มีอยู่แล้ว ได้แก่ evaporator , condenser และ accommodator tank เพื่อแก้ไขปัญหาการรั่วซึมของรอยเชื่อมและรอยต่อ โดยเปลี่ยนจากการใช้ประเก็นยางในการป้องกันการรั่วมาเป็นการใช้ O-ring แทน จากนั้นได้ทำการออกแบบชิ้นส่วนขึ้นมาใหม่เพื่อทดแทนอุปกรณ์เดิม ได้แก่ Ejector , Cooling coil และ ชิ้นส่วนข้อต่อ โดยใช้โปรแกรม Solid work ในการออกแบบชิ้นส่วนดังกล่าวและนำไปขึ้นรูปจากเครื่อง CNC โดยอ้างอิงจากข้อมูลที่ได้ทำการศึกษาจากทฤษฎีในบทที่ 2 จากนั้นนำอุปกรณ์ทั้งหมดมาประกอบเพื่อทดสอบการทำงานของระบบ

3.1.1 การออกแบบ Ejector

จากทฤษฎีการออกแบบ Ejector บทที่ 2 ได้มีการคำนวณผ่านโปรแกรม Microsoft Excel โดยมีค่าเริ่มต้น ดังนี้

- อุณหภูมิของไหลป้อนที่ Boiler มีสถานะไอน้ำอิ่มตัวที่ 120 องศาเซลเซียส
- อุณหภูมิของไหลทุติยภูมิ ที่ Evaporator มีสถานะไอน้ำอิ่มตัวที่ 10 องศาเซลเซียส
- กำหนดความเร็วมาตรฐานที่ออกจาก Nozzle ที่ 3.5 Mach
- ของไหลป้อนและของไหลทุติยภูมิมีความเร็วไหลออกจาก Boiler และ Evaporator คือ

0 เมตรต่อวินาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

-ความเร็วของไหลผสมที่ไหลออกจาก Diffuser มีความเร็ว 50 เมตรต่อวินาที เพราะถ้ามีความเร็วสูงกว่านี้ Pressure Back จะสูงกว่าค่า Critical Back Pressure ทำให้เกิดการกลับตัวเป็นของเหลวได้ยาก แต่ถ้าหากมีความเร็วต่ำกว่านี้จะทำให้ประสิทธิภาพการดูดลดลงเนื่องจากโมเมนตัม (Momentum)

-กำหนด $R_m = 0.45$

-ค่าประสิทธิภาพของ Nozzle, Mixing Chamber และ Diffuser อยู่ที่ 90%

-กำหนด $R = 461.5 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $C_p = 1872 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $K = 1.327$

จะได้ค่าข้อมูลตามตารางดังนี้

ตารางที่ 3.1 แสดงข้อมูลของ Ejector โดยใช้เงื่อนไขที่กำหนด

	T (K)	P (kPa)	V (m/s)	Mach	A (mm ²)	D (mm)
Primary fluid	393	198.67	0	0		
Secondary fluid	283	1.23	0	0		
Throat Actual	336.6	98.16	454.015	1	2.01	1.6
1P isentropic	101.7	0.824	1044.32	4.184		
1P Actually	130.8	0.824	990.727	3.5	42.65	7.37
1S	256.5	0.824	315.003	0.795	118.349	12.27
2	226.9	0.824	702.917	1.886	151.171	13.87
3	339.5	3.22	268.677	0.589	151.171	13.87
4 Actual	358.2	3.92	50	0.107	704.994	29.96

ตารางที่ 3.2 แสดงข้อมูลของ Ejector โดยใช้เงื่อนไขที่กำหนด (2)

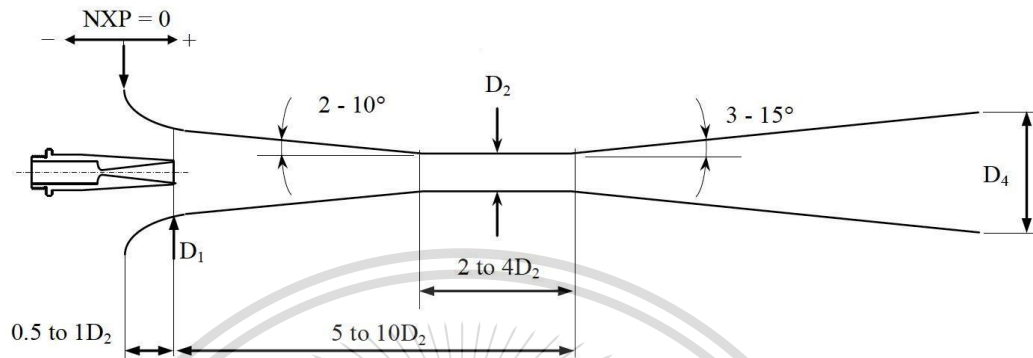
Mass flow rate Primary	2.076	Kg/h
Mass flow rate Secondary	0.934	Kg/h
R_m	0.45	
Nozzle	0.9	
Mixing Chamber	0.9	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดก็ตามหากมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

จากตารางข้อมูล 3.1 และ 3.2 สามารถคำนวณเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่มีหน้าตัดคงที่ (Throat) และจากรูปที่ 3.1 สามารถกำหนดค่าความยาวในแต่ละช่วงของ Ejector ได้



รูปที่ 3.1 แสดงเงื่อนไขในการออกแบบของ Ejector [3]

โดยเลือกขนาดดังนี้

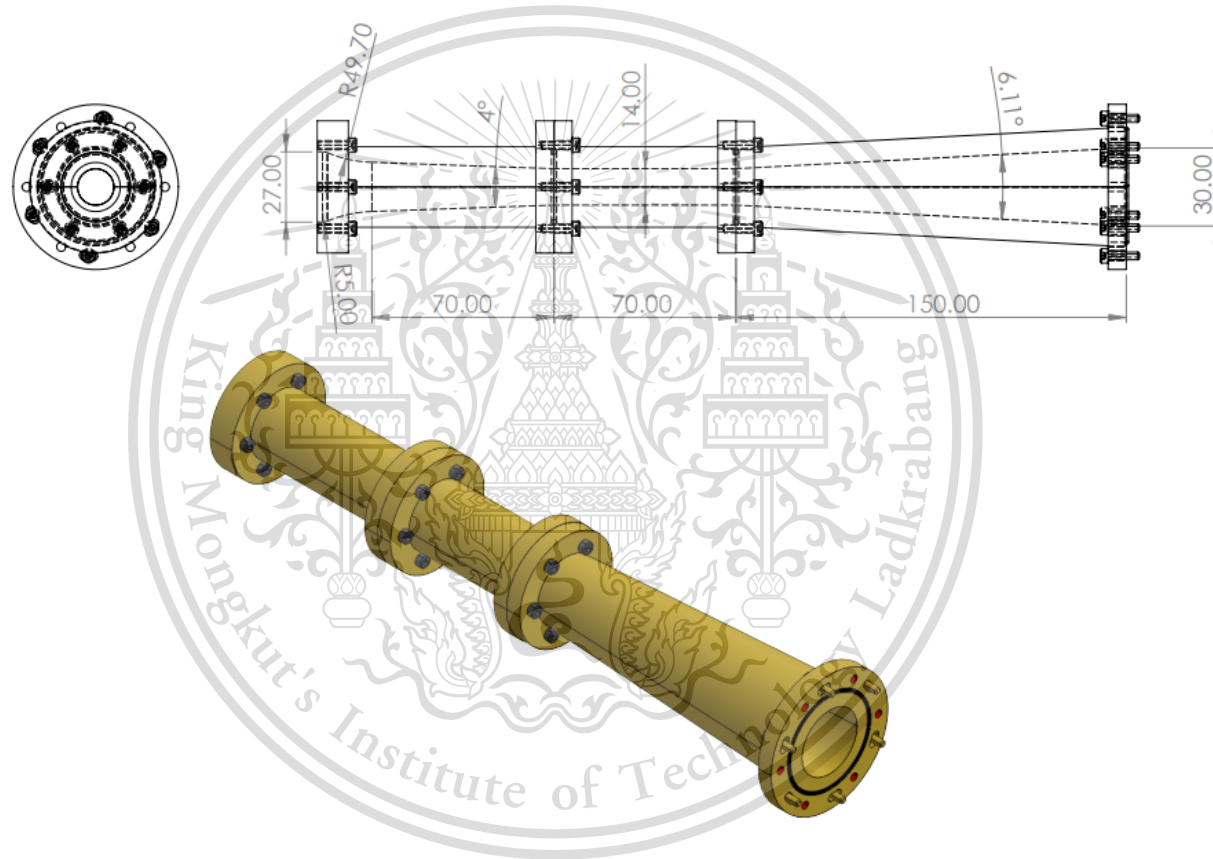
- NXP มีขนาดบวก 9 มิลลิเมตร เพราะถ้าตำแหน่งที่น้อยกว่าจะทำให้ pressure back ลดลง และถ้ามีตำแหน่งมากกว่าจะทำให้อัตราการไหลของของไหลทุติยภูมิลดลง
- Mixing Chamber กำหนดมีมุมลู่เข้า 2 องศา
- Throat มีขนาดความยาว 5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลาง Throat
- Diffuser มีมุมลู่ออกประมาณ 3 องศา

ได้ค่าและรูปทรงตามรูปที่ 3.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 3.2 แสดงถึงขนาด Ejector (หน่วย : มิลลิเมตร)

3.1.2 การออกแบบ Cooling coil

จากทฤษฎีการออกแบบ Cooling coil บทที่ 2 ได้มีการคำนวณผ่านโปรแกรม Microsoft Excel โดยมีค่าเริ่มต้น ดังนี้

-ให้น้ำหล่อเย็นไหลเข้าเครื่องควบแน่น (Condenser) ที่ 15 องศาเซลเซียส และไหลออกที่ อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส

-กำหนดภาระในการทำความเย็น 3000 W

- $U = 2500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.36 และรูปที่ 2.6

-ให้อุณหภูมิน้ำยาแอร์เข้า cooling coil ที่ 4 องศาเซลเซียส และไหลออกที่อุณหภูมิ 24 องศาเซลเซียส

-LMTD = 4.17 องศาเซลเซียส

จากการคำนวณได้

-พื้นที่ผิว (A) = 0.28 m²

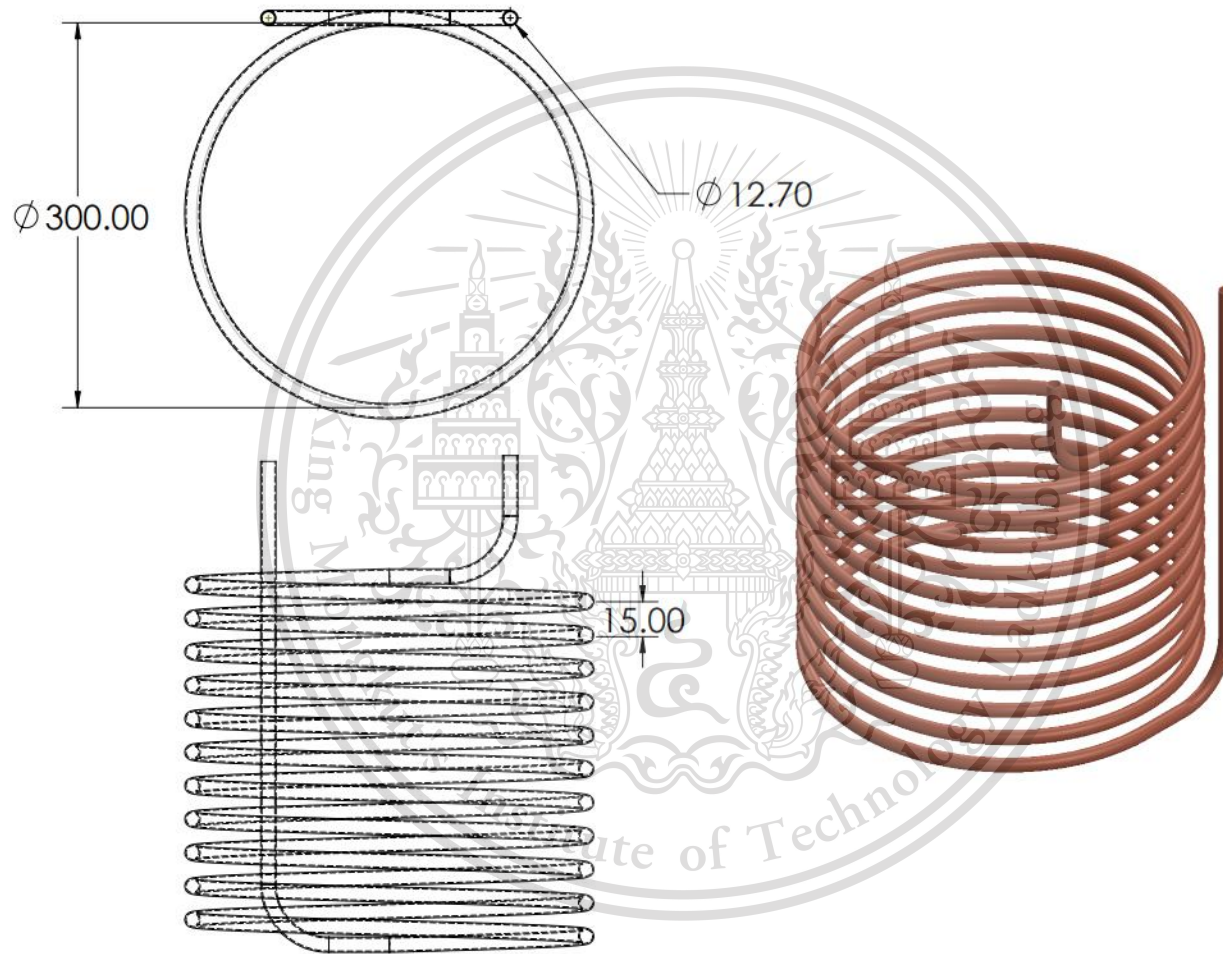
-เลือกใช้ท่อขนาด 1/2 นิ้ว ได้ความยาวทั้งหมดของท่อประมาณ 8 เมตร



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

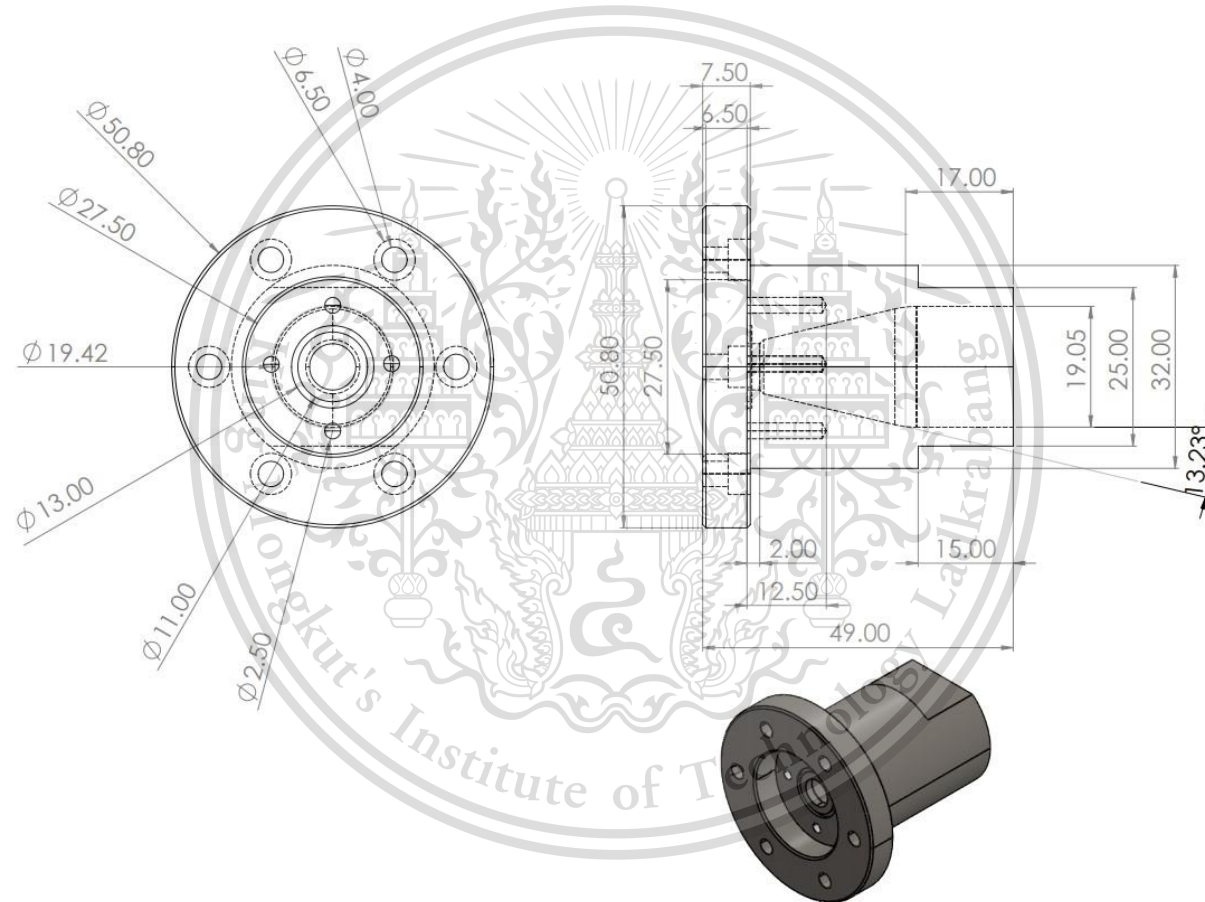
This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

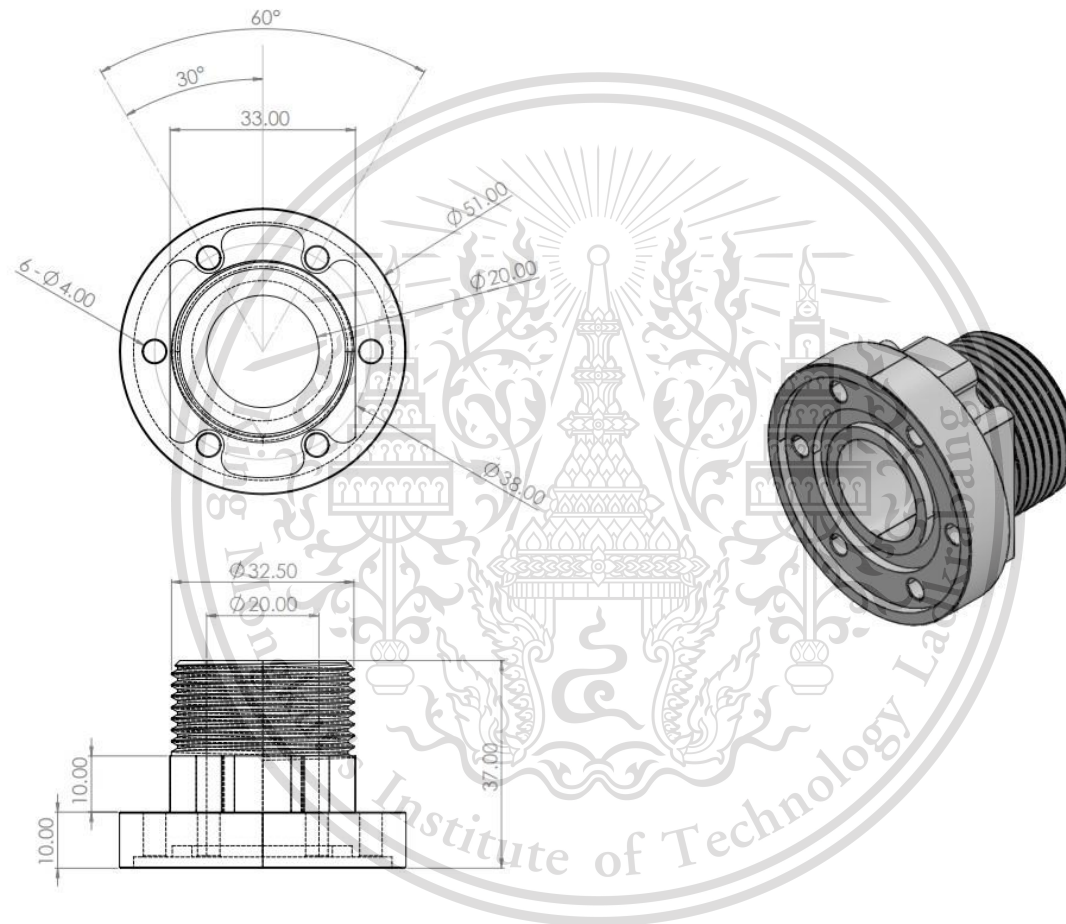


รูปที่ 3.3 แสดงรูปทรงของ Cooling coil

3.1.3 การออกแบบชิ้นส่วนข้อต่อ



รูปที่ 3.4 รูปชิ้นส่วนข้อต่อ 1



รูปที่ 3.5 รูปชิ้นส่วนข้อต่อ 2

3.2 ส่วนประกอบชุดการทดลอง

3.2.1 อุปกรณ์ Boiler

Boiler ประเภท Water tube boiler ชนิด natural circulation boiler เป็นหม้อไอน้ำที่ทำการไหลเวียนโดยอาศัยความแตกต่างของความหนาแน่นของน้ำในท่อที่ได้รับความร้อน ภายในจะประกอบไปด้วยท่อน้ำจำนวนมากซึ่งมีน้ำไหลอยู่ภายใน drum หลักการทำงานคือ จะมีการป้อนน้ำเข้าไปใน drum และไหลลงมาที่ downcomer เนื่องจากมีความหนาแน่นมากกว่าน้ำที่ได้รับความร้อนหรือกลายเป็นไอ หลังจากนั้นจะได้รับความร้อนในส่วน of riser และกลับขึ้นไป drum ในส่วนที่กลายเป็นไอจะไหลผ่านวาล์วออกไป ส่วนที่ยังเป็นของเหลวจะไปชนกับ baffle และไหลไปที่ downcomer ต่อไป



รูปที่ 3.6 รูป Boiler ที่ใช้ในระบบ Ejector refrigeration System

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

3.2.2 อุปกรณ์ Evaporator

ตัวถังทำมาจากวัสดุ สแตนเลส304 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของตัวถัง 33.5 เซนติเมตร และทำการติดตั้ง heater ไว้ที่ด้านล่างของตัวถัง เพื่อจำลองภาระการทำความเย็นให้แก่ระบบ และติดตั้งปั๊มขนาดเล็กสำหรับทำน้ำวน เพื่อเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 3.7 รูป Evaporator ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System

3.2.3 อุปกรณ์ Condenser

ประเภท shell and helical tube โดยตัวถังและท่อข้างในทำมาจากวัสดุสแตนเลส304 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของตัวถัง 54 เซนติเมตร ทำหน้าที่ระบายความร้อนของไอน้ำจากอีเจคเตอร์



รูปที่ 3.8 รูป Condenser ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

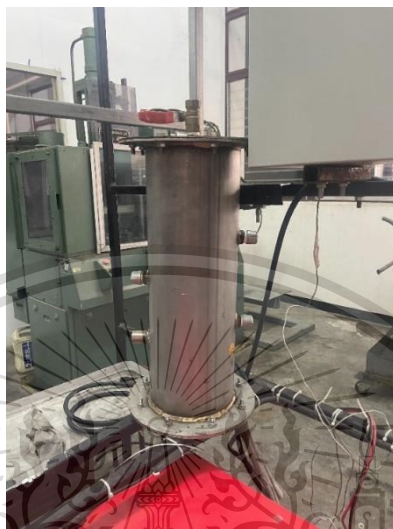
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

3.2.4 อุปกรณ์ Accommodator Tank

ทำมาจากวัสดุ ท่อสแตนเลส304 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของตัวถัง 54 เซนติเมตร ซึ่งมีราคาถูกและแข็งแรง ทำหน้าที่พักน้ำที่ระบายออกจาก condenser ของระบบ



รูปที่ 3.9 รูป Accommodator Tank ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System

3.2.5 อุปกรณ์ Ejector

ทำมาจากวัสดุทองเหลือง เนื่องจากมีความแข็งแรง พื้นผิวมีความเรียบลื่น ขึ้นรูปได้ง่ายและทนต่อการเกิดรอยขีดข่วน สาเหตุที่ทำเป็น 3 ส่วน เพราะเมื่อต้องการเปลี่ยนสัดส่วนต่างๆ สามารถเปลี่ยนส่วนใดส่วนหนึ่งได้ โดยไม่ต้องขึ้นรูปใหม่ทั้งหมด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น รูปที่ 3.10 รูป Ejector ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System ที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

3.2.6 อุปกรณ์จำลองน้ำหล่อเย็นสำหรับ Condenser

ใช้ชุดเครื่องปรับอากาศทั่วไปมาจำลองทำน้ำหล่อเย็น แต่ทำการออกแบบเปลี่ยน cooling coil ใหม่ โดยทำมาจากท่อทองแดง เพื่อให้สามารถทำอุณหภูมิน้ำเย็นตามที่ตั้งไว้ได้



รูปที่ 3.11 รูป Cooler Water System ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System

3.2.7 อุปกรณ์ชุด Controller

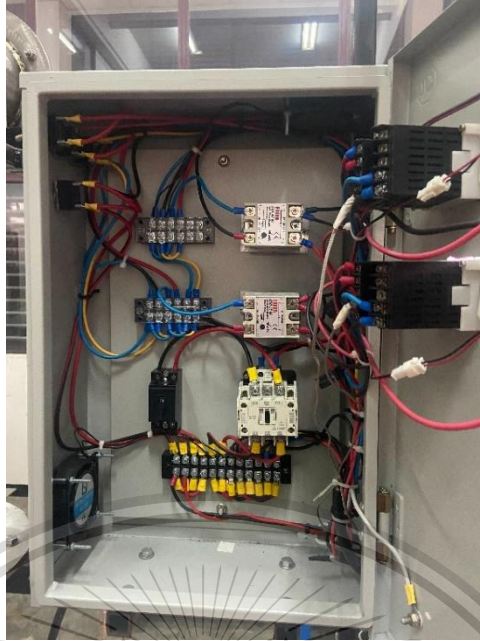
ส่วนประกอบหลัก ๆ มี

1. Solid state relay มีหน้าที่ตัด-ต่อวงจร ควบคุมการทำงานของ heater
2. PID controller เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมอุณหภูมิ โดยนำมาใช้ในการสั่งงานให้กับอุปกรณ์ให้ทำงานตามที่ได้ตั้งค่าอุณหภูมิไว้
3. Magnetic Contactor เป็นอุปกรณ์สวิตซ์ตัดต่อวงจรไฟฟ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

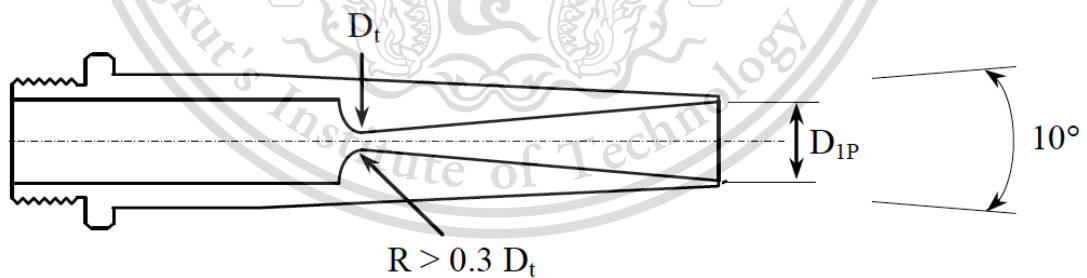
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 3.12 รูป Controller ที่ใช้ในการสร้างระบบ Ejector refrigeration System

3.2.8 อุปกรณ์ Nozzle

ทำมาจากวัสดุทองเหลือง โดยมีรูปแบบหน้าแปลนและมีการป้องกันรั่วซึมด้วย O-ring



รูปที่ 3.13 แสดงส่วนสำคัญในการออกแบบ Nozzle [3]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

จากสมการและทฤษฎีการออกแบบ nozzle ในบทที่ 2 คำนวณผ่าน Microsoft excel ได้ดังนี้

ตารางที่ 3.3 แสดงข้อมูลคุณสมบัติของสมการ (2.17)

Properties	
k	1.327
k+1	2.327
k-1	0.327
(k+1)/(k-1)	7.116207951
2/(k+1)	0.85947572
(k-1)/2	0.1635
k/k-1	4.058103976
k+1/2(k-1)	3.558103976
k/(k+1)	0.57026214

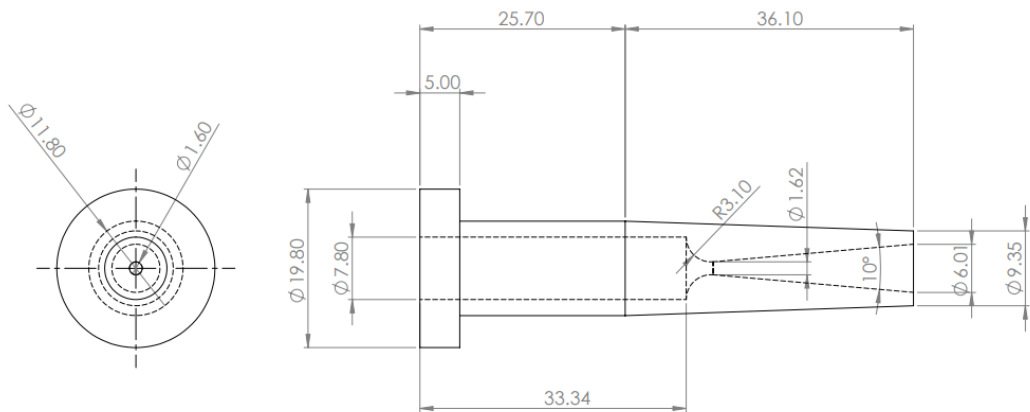
ตารางที่ 3.4 แสดงผลการคำนวณของสมการ (2.17)

M_{p1}	$\left(\frac{A_{p1}}{A_t}\right)^2$	Area ratio	D_{p1}
4	199.6835	14.13094	6.014583
4.45	498.9627	22.33747	7.562006
5	1451.059	38.09277	9.875094

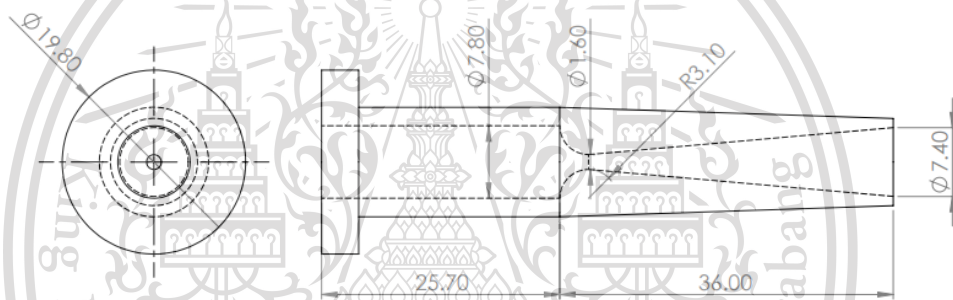
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ใช้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

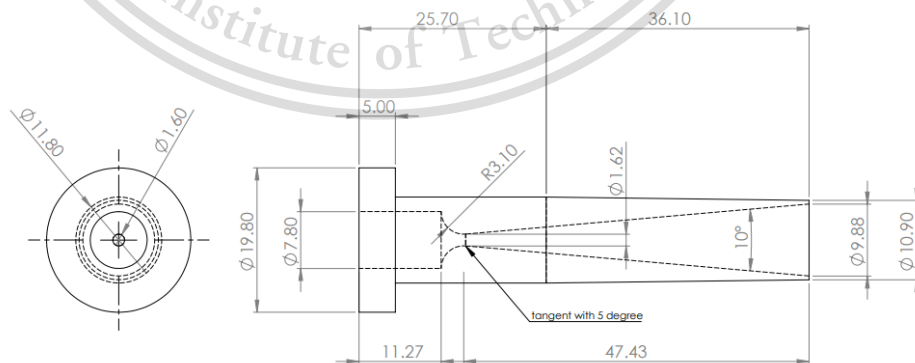
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 3.14 แสดงขนาดของ Nozzle Mach 4



รูปที่ 3.15 แสดงขนาดของ Nozzle Mach 4.5



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับรูปที่ 3.16 แสดงขนาดของ Nozzle Mach 5 ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

3.3 ตัวแปรไร้มิติ

3.3.1 Entrainment ratio

คือ อัตราส่วนระหว่าง อัตราไหลเชิงมวลทุติยภูมิ (Secondary mass flow rate) ต่อ อัตราไหลเชิงมวลปฐมภูมิ (Primary mass flow rate) ใช้อธิบายสมรรถนะของ Ejector

$$R_m = \dot{m}_s / \dot{m}_p \quad (3.1)$$

3.3.2 Pressure lift ratio

คือ อัตราส่วนระหว่าง ความดันปล่อยออก (Pressure discharge) ต่อ ความดันทุติยภูมิ (Entrained fluid pressure)

$$\omega = P_C / P_E \quad (3.2)$$

3.3.3 Up steam pressure ratio

คือ อัตราส่วนระหว่าง ความดันปฐมภูมิ (Motive pressure) ต่อ ความดันทุติยภูมิ (Entrained fluid pressure)

$$\theta = P_G / P_E \quad (3.3)$$

3.3.4 Nozzle area ratio

คือ อัตราส่วนระหว่างพื้นที่ทางออกหัวฉีด (Nozzle area exit) ต่อ พื้นที่คอหัวฉีด (Nozzle area throat)

$$\psi = A_{\text{exit}} / A_{\text{throat}} \quad (3.4)$$

3.4 วิธีการรวบรวมและวิเคราะห์ข้อมูล

3.4.1 วิธีการรวบรวมข้อมูล

ข้อมูลต่างๆที่รวบรวม

- อุณหภูมิในทุกช่วงของการทดลองรวบรวมโดยใช้ Thermocouple
- ความดันในทุกช่วงของการทดลองรวบรวมโดยใช้ Pressure gauge

เอกสารนี้เป็นเอกสารปริมาณการไหลของ Boiler และ Evaporator รวบรวมโดยวัดปริมาตรน้ำที่ลดลงหารกับเวลานับด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ กำลังทำความร้อนใน Electric Heater รวบรวมโดยใช้ Volt meter และ Amp meter ที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- กำลังการทำงานเย็น รวบรวมจากการใช้ Electric Heater ทำความร้อน และใช้ Volt meter และ Amp meter

3.4.2 วิธีการวิเคราะห์ข้อมูล

มี 4 ส่วนได้แก่

- Entrainment Ratio วิเคราะห์โดยนำค่าปริมาณการไหลของ Boiler และ Evaporator มาแปลงเป็นการไหลเชิงมวลและทำเป็นอัตราส่วนตามสมการ(3.1) โดยที่ค่ายิ่งสูงประสิทธิภาพยิ่งดี
- Critical Back Pressure วิเคราะห์โดยวัดความดันที่ Condenser มาเปรียบเทียบกับค่าที่สูงกว่าจะมีประสิทธิภาพดีกว่า
- C.O.P วิเคราะห์ได้จากอัตราส่วนของกำลังทำความเย็นใน Evaporator กับกำลังทำความร้อนใน Boiler โดยค่ายิ่งสูงจะยิ่งดี
- Cooling capacity สามารถวิเคราะห์ได้จากข้อมูล กำลังทำความเย็นใน Evaporator โดยค่าที่ได้ยิ่งสูงจะยิ่งดี

3.5 วิธีที่ใช้ในการทดลอง

3.5.1 Pressure lift ratio

โดยทำการกำหนดอุณหภูมิที่ Boiler (T_G) 100-120 องศาเซลเซียส แล้วทำการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ Evaporator (T_E) และอุณหภูมิที่ Condenser (T_C) เพื่อเปลี่ยน Pressure lift ratio จากนั้นดูผลของ R_m

3.5.2 Up steam pressure ratio

โดยทำการกำหนดอุณหภูมิที่ Boiler (T_G) 100-120 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิที่ Evaporator (T_E) 7-13 องศาเซลเซียส เพื่อกำหนดค่า Up steam pressure ratio จากนั้นทำซ้ำโดยการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ เพื่อดูการเปลี่ยนแปลงของ R_m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

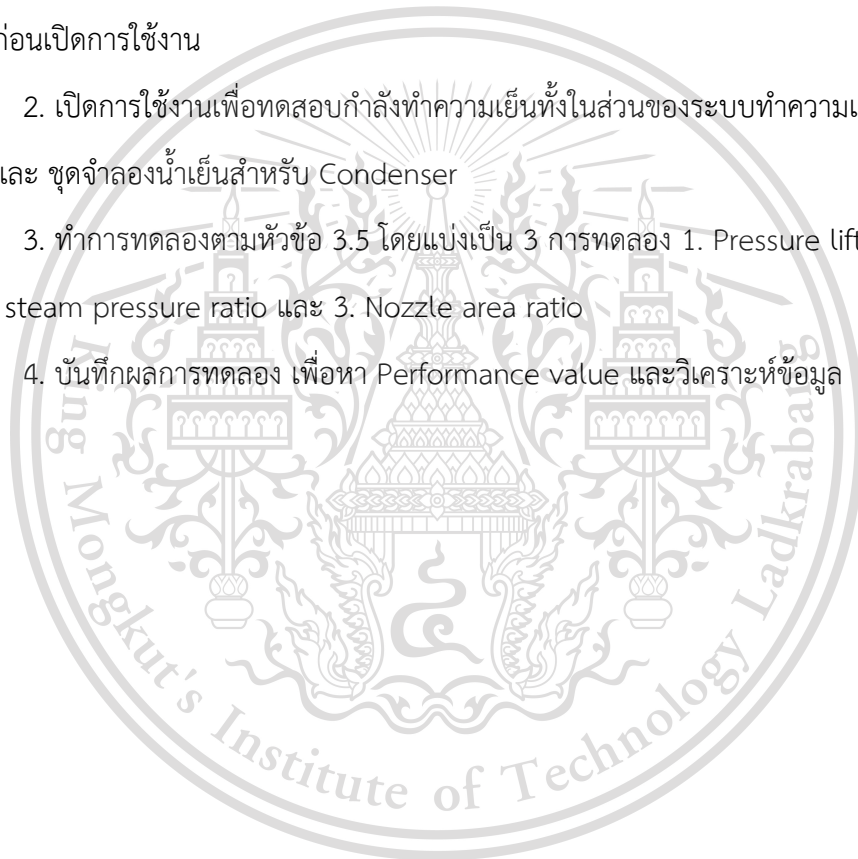
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

3.5.3 Nozzle area ratio

โดยทำการเปลี่ยนขนาดหัวฉีด 3 ขนาด โดยมีขนาด throat diameter เหมือนกันคือ 1.6 mm แต่เปลี่ยน area ratio เพื่อเปลี่ยน Mach number ได้แก่ 4, 4.5, 5 และเปลี่ยนอุณหภูมิที่ Boiler (T_G) เพื่อดูการเปลี่ยนแปลงของ R_m

3.6 ขั้นตอนการทดลอง

1. ปรับปรับชุดทดลองระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ และตรวจสอบความเรียบร้อยของระบบก่อนเปิดการใช้งาน
2. เปิดการใช้งานเพื่อทดสอบกำลังทำความเย็นทั้งในส่วน of ระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ และ ชุดจำลองน้ำเย็นสำหรับ Condenser
3. ทำการทดลองตามหัวข้อ 3.5 โดยแบ่งเป็น 3 การทดลอง 1. Pressure lift ratio, 2. Up steam pressure ratio และ 3. Nozzle area ratio
4. บันทึกผลการทดลอง เพื่อหา Performance value และวิเคราะห์ข้อมูล



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

บทที่ 4

ผลการทดลองและการวิเคราะห์ข้อมูล

จากการศึกษาผลกระทบของตัวแปรไร้มิติต่อประสิทธิภาพของอีเจคเตอร์ที่ใช้ในระบบทำความเย็น ในการเปรียบเทียบสมรรถภาพของระบบทำความเย็นจะใช้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถภาพ ซึ่งในระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถภาพจะแปรผันตรงกับค่า Entrainment Ratio โดยผลการทดลอง

4.1 ผลการทดลอง mass flow rate boiler

ตารางที่ 4.1 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองวัดปริมาณน้ำเทียบกับเวลาที่ boiler

Generator Temperature (°C)	Test 1 (kg/hr.)	Test 2 (kg/hr.)	Test3 (kg/hr.)	Test 4 (kg/hr.)	Average (kg/hr.)
98	0.96	1.2	1.12	1.17	1.112
100.2	1.18	1.15	1.12	1.16	1.152
101	1.2	1.23	1.22	1.25	1.225
103	1.72	1.56	1.64	1.6	1.63
105	1.8	1.6	1.52	1.88	1.7
107	2.07	1.6	2.04	1.98	1.922
110	2.34	2.6	2.24	2	2.294
115	2.8	2.68	2.48	2.76	2.68
117	2.65	2.696	2.52	2.7	2.642
120	3	3.2	2.8	2.9	2.975

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

4.2 ผลการทดลองจาก Condition ที่กำหนด

- ผลการทดลองแบ่งเป็น 3 การทดลองคือ 1. ผลการทดลองอุณหภูมิที่ evaporator = 9°C
 2. ผลการทดลองอุณหภูมิที่ evaporator = 11°C 3. ผลการทดลองอุณหภูมิที่ evaporator = 13°C

4.2.1 อุณหภูมิที่ evaporator = 9°C

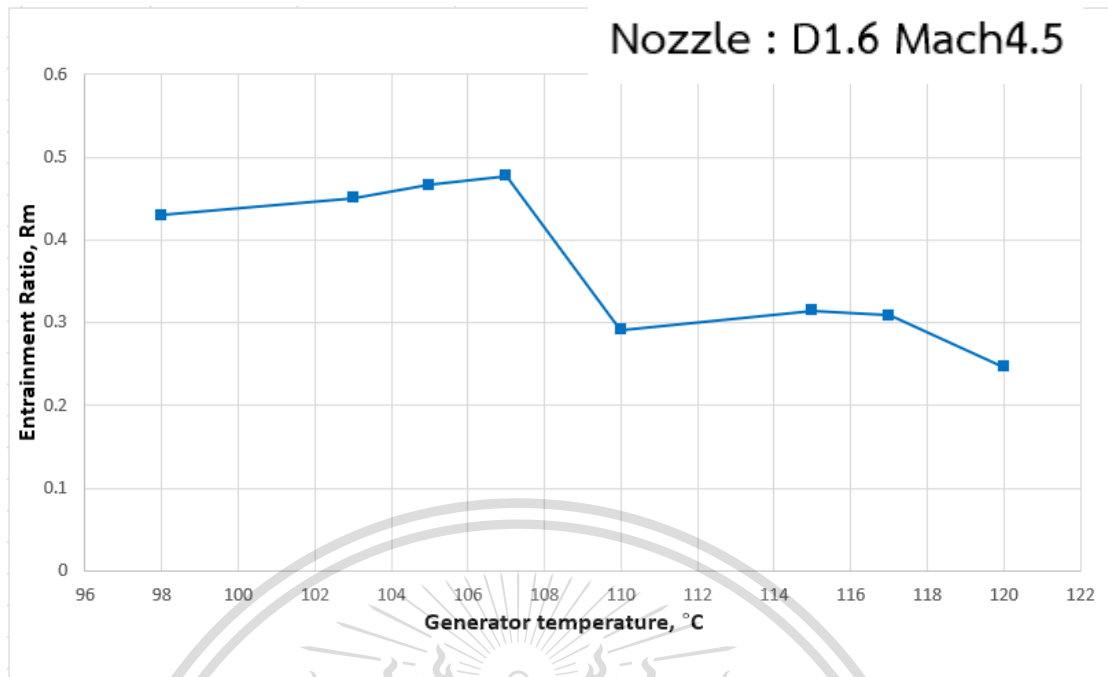
ตารางที่ 4.2 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่อุณหภูมิ evaporator = 9°C

Generator Temperature (°C)	Boiler (kg/hr.)	Evaporator (kg/hr.)	Rm
98	1.2	0.516	0.430
103	1.56	0.703	0.451
105	1.6	0.746	0.466
107	1.6	0.764	0.477
110	2.6	0.758	0.291
115	2.68	0.843	0.314
117	2.696	0.832	0.309
120	3.2	0.789	0.247

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio และ Generator temperature ที่อุณหภูมิ evaporator = 9°C

4.2.2 อุณหภูมิที่ evaporator = 11°C

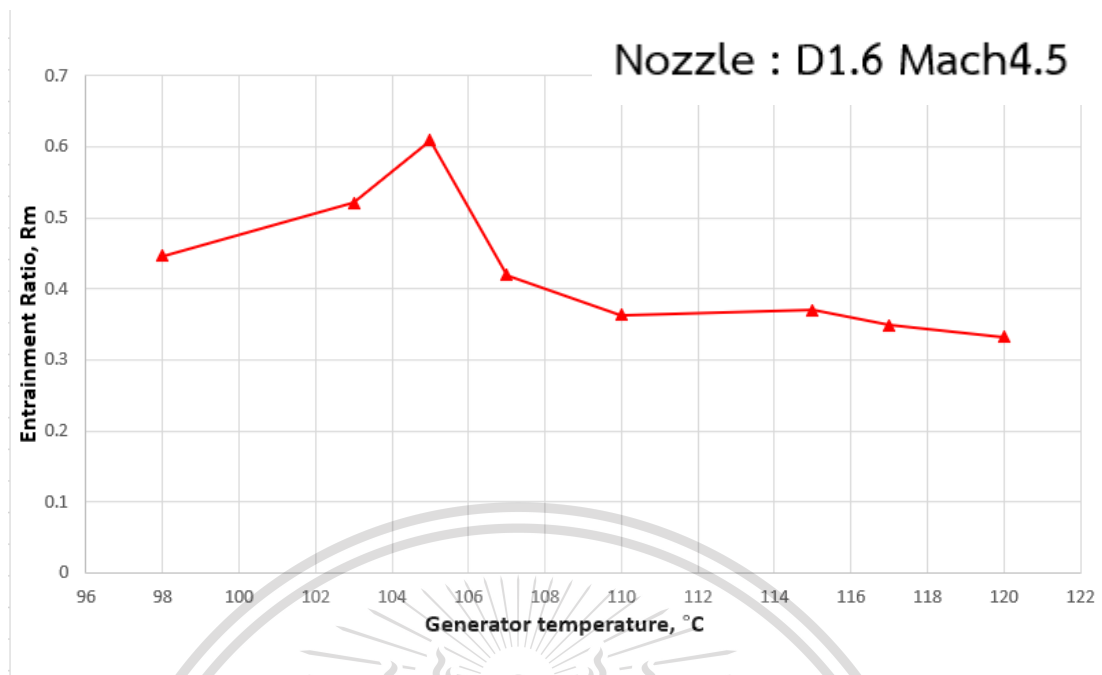
ตารางที่ 4.3 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่อุณหภูมิ evaporator = 11°C

Generator Temperature (°C)	Boiler (kg/hr.)	Evaporator (kg/hr.)	Rm
98	1.12	0.499	0.446
103	1.64	0.855	0.522
105	1.52	0.926	0.609
107	2.04	0.855	0.419
110	2.24	0.814	0.364
115	2.48	0.917	0.369
117	2.52	0.879	0.349
120	2.8	0.931	0.332

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดก็ตาม ห้ามนำไปใช้เพื่อการค้า และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio และ Generator temperature
ที่อุณหภูมิ evaporator = 11°C

4.2.3 อุณหภูมิที่ evaporator = 13°C

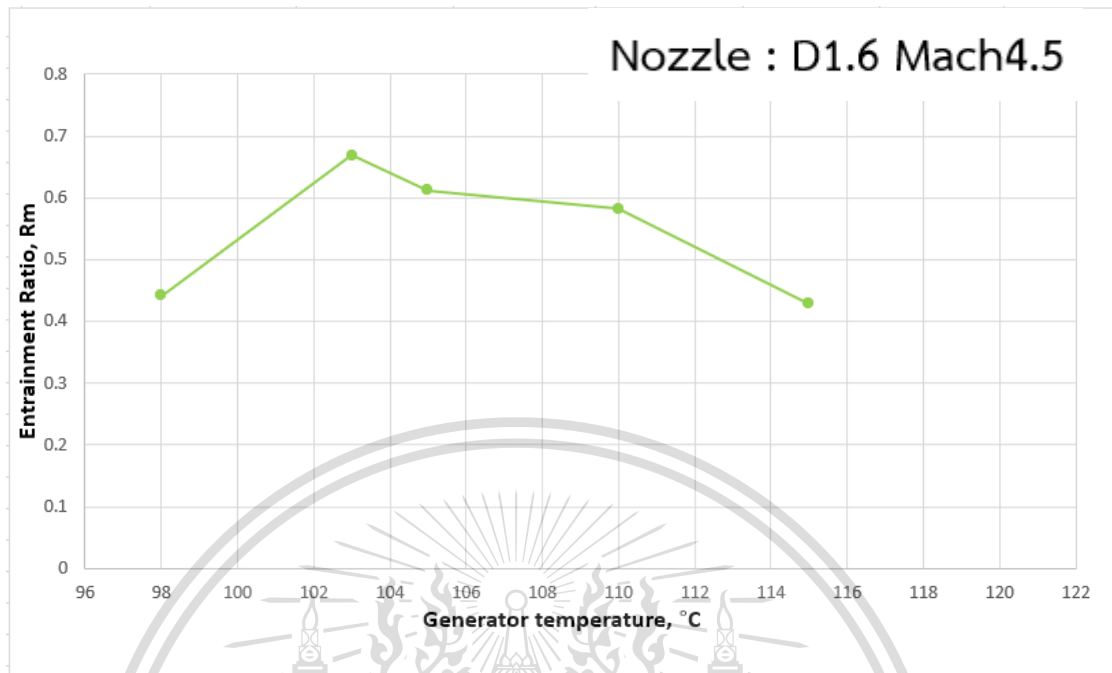
ตารางที่ 4.4 แสดงข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่อุณหภูมิ evaporator = 13°C

Generator Temperature (°C)	Boiler (kg/hr.)	Evaporator (kg/hr.)	Rm
98	1.17	0.517	0.442
103	1.6	1.069	0.668
105	1.88	1.15	0.611
110	2	1.165	0.582
115	2.76	1.184	0.429

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



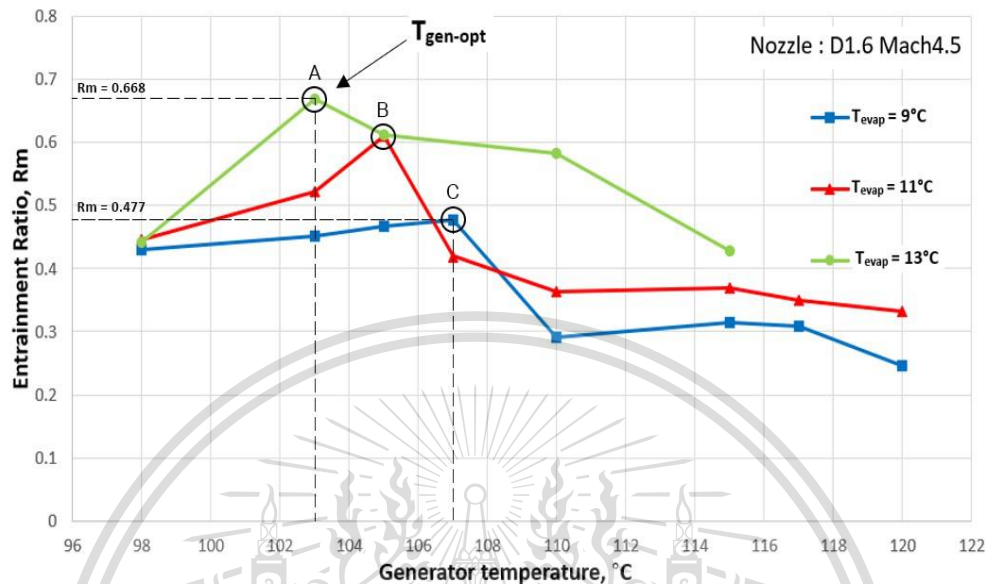
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio และ Generator temperature ที่อุณหภูมิ evaporator = 13°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

4.3 การวิเคราะห์ข้อมูลจากผลการทดลอง



รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio และ Generator temperature

แนวโน้มจากกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio กับ Generator temperature โดยใช้ nozzle มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.6 มิลลิเมตร, Mach number 4.5 จะสังเกตได้ว่า Entrainment ratio ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิที่ boiler และ evaporator โดยจะมีค่าสูงสุดหรือเรียกได้ว่ามีประสิทธิภาพสูงสุดคือที่จุด A, B และ C ตามลำดับ โดยสรุปได้ว่าเมื่ออุณหภูมิของ boiler มีค่าเพิ่มขึ้น ค่าประสิทธิภาพจะเพิ่มขึ้นจนถึงค่าที่สูงที่สุดค่าหนึ่ง จากนั้นเมื่ออุณหภูมิ boiler มีอุณหภูมิสูงเกินไป ค่า Entrainment ratio จะลดลงตามลำดับ

เมื่อสังเกตการเปรียบเทียบอุณหภูมิของ evaporator ที่อุณหภูมิ 9°C , 11°C , 13°C จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของ evaporator ที่ต่ำกว่าจะทำให้ค่า Entrainment ratio ลดลง และการทำงานของ evaporator ที่อุณหภูมิสูงขึ้นจะทำให้ค่า Entrainment ratio ของระบบสูงขึ้นเช่นกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

บทที่ 5

สรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการศึกษา

จากการศึกษาผลกระทบของตัวแปรไรมิตีต่อประสิทธิภาพของอีเจคเตอร์ที่ใช้ในระบบทำความเย็น ในการเปรียบเทียบสมรรถภาพของระบบทำความเย็นจะใช้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถภาพ ซึ่งในระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถภาพจะแปรผันตรงกับค่า Entrainment Ratio จากผลการทดลองที่ได้ซึ่งสังเกตได้จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment Ratio และ Generator Temperature จะเห็นว่าเมื่อค่า Entrainment Ratio ที่มีค่าสูงสุดหรือเรียกได้ว่ามี ประสิทธิภาพสูงที่สุดจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิที่ boiler และ evaporator เมื่อ evaporator ทำงานที่ อุณหภูมิต่ำจะทำให้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดของระบบลดลงด้วยและเมื่อ evaporator ทำงานที่อุณหภูมิ สูงขึ้นก็จะทำให้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดของระบบสูงขึ้นเช่นกัน และเมื่อ boiler เริ่มผลิตไอน้ำขึ้นในช่วง อุณหภูมิต่ำและอุณหภูมิของ boiler มีค่าเพิ่มขึ้น ค่าประสิทธิภาพจะเพิ่มขึ้นจนถึงค่าที่สูงที่สุดค่าหนึ่ง จากนั้นเมื่ออุณหภูมิ boiler เพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ ค่าประสิทธิภาพจะค่อยๆลดลงตามลำดับ

ซึ่งผู้ที่สนใจจะศึกษาหรือพัฒนาระบบทำความเย็นแบบ ejector โดยใช้น้ำ เป็น working fluid สามารถนำข้อมูลการทำงานของระบบทำความเย็นแบบ ejector และผลการทดลองไปปรับปรุง และพัฒนาระบบทำความเย็นแบบ ejector ได้

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ในการปรับปรุงเครื่องการทดลองนั้น เริ่มต้นพบว่ามีอุปกรณ์ที่เก่าและชำรุดเป็น จำนวนมาก จึงควรจะมีการบำรุงรักษาและทำความสะอาดอย่างสม่ำเสมอ

5.2.2 อุปกรณ์ PID controller ของ heater ที่ evaporator ควบคุมอุณหภูมิได้ไม่คงที่ มีความผิดพลาดประมาณ 1 องศาเซลเซียส เพราะเป็นโหมด On-Off เนื่องจากระยะเวลาในการทดลอง ที่จำกัด จึงไม่เปลี่ยนเป็นโหมด PID เพราะต้องใช้เวลาในการตั้งค่า เพราะฉะนั้นควรจะต้องตั้งค่าเป็นโหมด PID เพื่อควบคุมอุณหภูมิให้คงที่มากขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารทบทวนเนื้อหาสำหรับการเรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

5.2.3 ในการทดลอง Pressure lift ratio นั้นไม่สามารถทำการทดลองได้ เนื่องจาก Condenser ไม่มีอุปกรณ์ในการวัดและควบคุมอุณหภูมิ ดังนั้นจึงควรติดตั้งอุปกรณ์เพิ่ม เพื่อที่จะได้ทำการทดลองในส่วนของ Pressure lift ratio

5.2.4 หลอดแก้วที่ใช้ในการวัดระดับน้ำที่ boiler มีขนาดเล็กมากทำให้การวัดปริมาณเกิดความผิดพลาด ควรจะมีการทำสเกลในการวัดปริมาตรที่ละเอียดกว่านี้ และควรจะมีระดับน้ำที่ใช้จริงใน boiler แต่เนื่องจากอุปกรณ์ที่มีอยู่ทำการวัดได้ยาก ดังนั้นการทดลองนี้ใช้การวัดระดับน้ำจากการเติมเข้าไปใน boiler แทนการวัดปริมาณน้ำจากหลอดแก้วจะสามารถทำได้ง่ายกว่า

5.2.5 ควรติดตั้งชุดควบคุมอุณหภูมิที่ชุดระบบจำลองน้ำเย็นเพิ่ม เนื่องจากระบบจำลองน้ำเย็นนี้ ไม่มีชุดควบคุมอุณหภูมิจึงไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิได้

5.2.6 ควรปรับปรุงและเปลี่ยนแปลงเครื่องมือวัดในการทดลองนี้ให้มีประสิทธิภาพและความละเอียดมากที่สุด

5.2.7 การทดลองนี้สามารถทดลองได้ในช่วงของอุณหภูมิที่กว้างมาก จึงเลือกใช้ช่วงอุณหภูมิที่ 100-120 องศา

5.2.8 ควรต่อหลอดวัดระดับน้ำเข้าที่ด้านข้างของตัวถัง boiler เพื่อการวัดระดับน้ำที่แม่นยำมากขึ้นและป้องกันการเกิดไอน้ำอุดตันในหลอดวัดระดับน้ำ

5.2.9 เนื่องจากโรคระบาด COVID-19 ที่ทำให้ทางสถาบันต้องปิดและไม่สามารถเข้าไปทดลองเครื่องได้ ทำให้ข้อมูลในการทดลอง Nozzle area ratio แต่ละ area ratio มีไม่มาก แต่ก็เพียงพอสำหรับการพิจารณาและถือว่าข้อมูลที่ได้มีความแม่นยำและสามารถยอมรับได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

เอกสารอ้างอิง

- [1] Yunus A Cengel, John M. Cimbala. (2010). **Fluid mechanics**. Professor Emeritus of Mechanical Engineering, University of Nevada, Aerospace Engineering, The Pennsylvania State University.
- [2] Yunus A Cengel, John M. Cimbala. (2015). **Thermodynamics**. Professor Emeritus of Mechanical Engineering, University of Nevada, Aerospace Engineering, The Pennsylvania State University.
- [3] Satha Aphornratana (2018). **Design of steam ejector in a refrigeration application based on thermodynamic performance analysis**. Department of Mechanical Engineering, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University.
- [4] Satha Aphornratana, Thanarath Sriveerakul. (2011). **Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle : Effect of the primary nozzle geometries to system performance**. Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University.
- [5] Satha Aphornratana, Pongsid Sriksirin, Supachart Chungpaibulpatana. (2001). **Experimental investigation of an ejector refrigerator: Effect of mixing chamber geometry on system performance**. Department of Mechanical Engineering, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University.
- [6] Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratana. (2004). **Ejector : applications in refrigeration technology**. Department of Mechanical Engineering, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University.
- [7] Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratan. (2004). **An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector**. Department of Mechanical Engineering, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University.
- [8] Eames I. W., Wu.S, Satha Aphornratana. (1999). **An experimental investigation**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับเอาไว้ใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดก็ตาม กรุณาแจ้งให้ด้วยก่อนใช้งาน และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

of steam ejectors for applications in jet-pump refrigerators powered by low-grade heat. University of Nottingham The School of the Built Environment UK, Thammasat University Department of Mechanical Engineering Pathumthani, Thailand.

- [9] Giuseppe Grazzini, Adriano Milazzo, Federico Mazzelli. (2018). **Ejectors for Efficient Refrigeration**. Cham : Springer International Publishing AG, part of Springer Nature.
- [10] El-Wakil, M.M. (1985). **Powerplant Technology**. St. Louis : McGraw-Hill Book Company.
- [11] Gordon John Van Wylen. 1994. **Design and Optimization of Thermal Systems**. chair of the physics department of Mechanical Engineering at the University of Michigan .
- [12] Tarek A. Meakhail, Ibrahim R.Teaima. 1985. **A Study of the Effect of Nozzle Spacing and Driving Pressure on the Water Jet Pump Performance**. Mechanical Power Engineering Department, Faculty of Energy Engineering, Aswan University, Aswan, Egypt Researcher, Mechanical and Electrical Research Institute, National Water Research Center, Egypt.
- [13] Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratana. 2004. **Ejectors and their applications in refrigeration**. Department of Mechanical Engineering, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University
- [14] Satha Aphornratana, Ian W.Eames. 1997. **A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle**. Department of Mechanical Engineering, Sirinthorn International Institute of Technology, Thammasat University, Institute of Building Technology, Department of Architecture and Building Technology, The University of Nottingham, University Park.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- [15] I. W. Eames*, S. Aphornratana and H. Haider. 1995. **A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator**. Department of Mechanical and Process Engineering, University of Sheffield.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Nominal Size 1/4 (inches)						
	Type K		Type L		Type M	
	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)
	0.375	0.035	0.375	0.03		
Flow (gpm)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)
1	0.146	4.4	0.125	4.1		
2	0.528	8.8	0.451	8.2		
3	1.118	13.2	0.956	12.4		

Nominal Size 3/8 (inches)						
	Type K		Type L		Type M	
	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)
	0.5	0.049	0.5	0.035	0.5	0.025
Flow (gpm)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)
1	0.038	2.5	0.028	2.2	0.022	2.0
2	0.138	5.1	0.099	4.4	0.080	4.0
3	0.292	7.6	0.210	6.6	0.168	6.1
4	0.497	10.1	0.358	8.8	0.287	8.1

Nominal Size 1/2 (inches)						
	Type K		Type L		Type M	
	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)
	0.625	0.049	0.625	0.04	0.625	0.028
Flow (gpm)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)
1	0.010	1.5	0.009	1.4	0.007	1.3
2	0.037	2.9	0.031	2.8	0.025	2.5
3	0.078	4.4	0.066	4.1	0.054	3.8
4	0.133	5.9	0.113	5.5	0.092	5.0
5	0.201	7.4	0.171	6.9	0.138	6.3
6	0.282	8.8	0.239	8.3	0.194	7.6
7	0.375	10.3	0.318	9.6	0.258	8.8
8	0.480	11.8	0.407	11.0	0.330	10.1
9	0.596	13.2	0.506	12.4	0.411	11.4
10	0.725	14.7	0.615	13.8	0.499	12.6

engineeringtoolbox.com

ตารางที่ ก-1 ตารางแสดงชนิดของท่อทองแดงและขนาดของท่อทองแดง 1/4 , 3/8 และ 1/2 นิ้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Nominal Size 5/8 (inches)						
	Type K		Type L		Type M	
	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)
	0.75	0.049	0.75	0.042		
Flow (gpm)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)
3	0.028	2.9	0.025	2.8		
4	0.047	3.8	0.043	3.7		
5	0.071	4.8	0.064	4.6		
6	0.100	5.8	0.090	5.5		
7	0.133	6.7	0.120	6.5		
8	0.170	7.7	0.154	7.4		
9	0.212	8.7	0.191	8.3		
10	0.257	9.6	0.232	9.2		
11	0.307	10.6	0.277	10.1		
12	0.360	11.5	0.325	11.1		
13	0.418	12.5	0.377	12.0		
14	0.479	13.5	0.432	12.9		

Nominal Size 3/4 (inches)						
	Type K		Type L		Type M	
	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)
	0.875	0.065	0.875	0.045	0.875	0.032
Flow (gpm)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)
4	0.025	2.9	0.019	2.7	0.016	2.5
5	0.037	3.7	0.029	3.3	0.025	3.1
6	0.052	4.4	0.041	4.0	0.035	3.7
7	0.070	5.2	0.054	4.6	0.046	4.3
8	0.089	5.9	0.069	5.3	0.059	5.0
9	0.111	6.6	0.086	6.0	0.073	5.6
10	0.134	7.4	0.104	6.6	0.089	6.2
11	0.160	8.1	0.124	7.3	0.106	6.8
12	0.188	8.8	0.146	8.0	0.125	7.5
13	0.218	9.6	0.169	8.6	0.145	8.1
14	0.251	10.3	0.194	9.3	0.166	8.7
15	0.285	11.0	0.221	9.9	0.188	9.3

Nominal Size 1 (inches)						
	Type K		Type L		Type M	
	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)	Outside Diameter (inches)	Wall Thickness (inches)
	1.125	0.065	1.125	0.05	1.125	0.035
Flow (gpm)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)	Pressure Loss (psi/ft)	Velocity (ft/s)
4	0.006	1.7	0.005	1.6	0.005	1.5
6	0.013	2.5	0.011	2.3	0.010	2.2
8	0.022	3.3	0.019	3.1	0.016	2.9
10	0.033	4.1	0.028	3.9	0.025	3.7
12	0.046	5.0	0.040	4.7	0.035	4.4
14	0.061	5.8	0.053	5.4	0.046	5.1
16	0.078	6.6	0.068	6.2	0.059	5.9

engineeringtoolbox.com

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-2 ตารางแสดงชนิดของท่อทองแดงและขนาดของท่อทองแดง 5/8 , 3/4 และ 1 นิ้ว

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

TABLE A-4

Saturated water—Temperature table

Temp., T °C	Sat. press., P_{sat} kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

ตารางที่ ข-1 ตาราง Saturated water – Temperature table ที่ช่วง 0.01-200 องศา
เซลเซียส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

TABLE A-4
Saturated water—Temperature table (Concluded)

Temp., T °C	Sat. press., P_{sat} kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
205	1724.3	0.001164	0.11508	872.86	1723.5	2596.4	874.87	1920.0	2794.8	2.3776	4.0154	6.3930
210	1907.7	0.001173	0.10429	895.38	1702.9	2598.3	897.61	1899.7	2797.3	2.4245	3.9318	6.3563
215	2105.9	0.001181	0.094680	918.02	1681.9	2599.9	920.50	1878.8	2799.3	2.4712	3.8489	6.3200
220	2319.6	0.001190	0.086094	940.79	1660.5	2601.3	943.55	1857.4	2801.0	2.5176	3.7664	6.2840
225	2549.7	0.001199	0.078405	963.70	1638.6	2602.3	966.76	1835.4	2802.2	2.5639	3.6844	6.2483
230	2797.1	0.001209	0.071505	986.76	1616.1	2602.9	990.14	1812.8	2802.9	2.6100	3.6028	6.2128
235	3062.6	0.001219	0.065300	1010.0	1593.2	2603.2	1013.7	1789.5	2803.2	2.6560	3.5216	6.1775
240	3347.0	0.001229	0.059707	1033.4	1569.8	2603.1	1037.5	1765.5	2803.0	2.7018	3.4405	6.1424
245	3651.2	0.001240	0.054656	1056.9	1545.7	2602.7	1061.5	1740.8	2802.2	2.7476	3.3596	6.1072
250	3976.2	0.001252	0.050085	1080.7	1521.1	2601.8	1085.7	1715.3	2801.0	2.7933	3.2788	6.0721
255	4322.9	0.001263	0.045941	1104.7	1495.8	2600.5	1110.1	1689.0	2799.1	2.8390	3.1979	6.0369
260	4692.3	0.001276	0.042175	1128.8	1469.9	2598.7	1134.8	1661.8	2796.6	2.8847	3.1169	6.0017
265	5085.3	0.001289	0.038748	1153.3	1443.2	2596.5	1159.8	1633.7	2793.6	2.9304	3.0358	5.9662
270	5503.0	0.001303	0.035622	1177.9	1415.7	2593.7	1185.1	1604.6	2789.7	2.9762	2.9542	5.9305
275	5946.4	0.001317	0.032767	1202.9	1387.4	2590.3	1210.7	1574.5	2785.2	3.0221	2.8723	5.8944
280	6416.6	0.001333	0.030153	1228.2	1358.2	2586.4	1236.7	1543.2	2779.9	3.0681	2.7898	5.8579
285	6914.6	0.001349	0.027756	1253.7	1328.1	2581.8	1263.1	1510.7	2773.7	3.1144	2.7066	5.8210
290	7441.8	0.001366	0.025554	1279.7	1296.9	2576.5	1289.8	1476.9	2766.7	3.1608	2.6225	5.7834
295	7999.0	0.001384	0.023528	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2076	2.5374	5.7450
300	8587.9	0.001404	0.021659	1332.7	1230.9	2563.6	1344.8	1404.8	2749.6	3.2548	2.4511	5.7059
305	9209.4	0.001425	0.019932	1360.0	1195.9	2555.8	1373.1	1366.3	2739.4	3.3024	2.3633	5.6657
310	9865.0	0.001447	0.018333	1387.7	1159.3	2547.1	1402.0	1325.9	2727.9	3.3506	2.2737	5.6243
315	10556	0.001472	0.016849	1416.1	1121.1	2537.2	1431.6	1283.4	2715.0	3.3994	2.1821	5.5816
320	11284	0.001499	0.015470	1445.1	1080.9	2526.0	1462.0	1238.5	2700.6	3.4491	2.0881	5.5372
325	12051	0.001528	0.014183	1475.0	1038.5	2513.4	1493.4	1191.0	2684.3	3.4998	1.9911	5.4908
330	12858	0.001560	0.012979	1505.7	993.5	2499.2	1525.8	1140.3	2666.0	3.5516	1.8906	5.4422
335	13707	0.001597	0.011848	1537.5	945.5	2483.0	1559.4	1086.0	2645.4	3.6050	1.7857	5.3907
340	14601	0.001638	0.010783	1570.7	893.8	2464.5	1594.6	1027.4	2622.0	3.6602	1.6756	5.3358
345	15541	0.001685	0.009772	1605.5	837.7	2443.2	1631.7	963.4	2595.1	3.7179	1.5585	5.2765
350	16529	0.001741	0.008806	1642.4	775.9	2418.3	1671.2	892.7	2563.9	3.7788	1.4326	5.2114
355	17570	0.001808	0.007872	1682.2	706.4	2388.6	1714.0	812.9	2526.9	3.8442	1.2942	5.1384
360	18666	0.001895	0.006950	1726.2	625.7	2351.9	1761.5	720.1	2481.6	3.9165	1.1373	5.0537
365	19822	0.002015	0.006009	1777.2	526.4	2303.6	1817.2	605.5	2422.7	4.0004	0.9489	4.9493
370	21044	0.002217	0.004953	1844.5	385.6	2230.1	1891.2	443.1	2334.3	4.1119	0.6890	4.8009
373.95	22064	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

ตารางที่ ข-2 ตาราง Saturated water – Temperature table ที่ช่วง 205-373.95 องศา

เซลเซียส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Type	Temperature range (°C)				Tolerance class (°C)	
	Continuous		Short-term		One	Two
	Low	High	Low	High		
T	-185	+300	-250	+400	-40 -125: ± 0.5 125 - 350: $\pm 0.004 \times T$	-40 -133: ± 1.0 133 - 350: $\pm 0.0075 \times T$
S	0	+1600	-50	+1750	0 - 1100: ± 1.0 1100 - 1600: $\pm 0.003 \times (T - 767)$	0 - 600: ± 1.5 600 - 1600: $\pm 0.0025 \times T$
R	0	+1600	-50	+1700	0 - 1100: ± 1.0 1100 - 1600: $\pm 0.003 \times (T - 767)$	0 - 600: ± 1.5 600 - 1600: $\pm 0.0025 \times T$
N	0	+1100	-270	+1300	-40 - 375: ± 1.5 35 - 1000: $\pm 0.004 \times T$	-40 - 333: ± 2.5 333 - 1200: $\pm 0.0075 \times T$
K	0	+1100	-180	+1300	-40 - 375: ± 1.5 375 - 1000: $\pm 0.004 \times T$	-40 - 333: ± 2.5 333 - 1200: $\pm 0.0075 \times T$
J	0	+750	-180	+800	-40 - 375: ± 1.5 375 - 750: $\pm 0.004 \times T$	-40 - 333: ± 2.5 333 - 750: $\pm 0.0075 \times T$
E	0	+800	-40	+900	-40 - 375: ± 1.5 375 - 800: $\pm 0.004 \times T$	-40 - 333: ± 2.5 333 - 900: $\pm 0.0075 \times T$
Chrome/AuFe	-272	+300	N/A	N/A	Reproducibility 0.2% of the voltage Each sensor needs individual calibration.	
B	+200	+1700	0	+1820	Not available	600 - 1700: $\pm 0.0025 \times T$

ตารางที่ ค-1 ตารางแสดงชนิดและช่วงอุณหภูมิของเทอร์โมคัปเปิล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.