

การพัฒนาและการศึกษาอิงพารามิเตอร์ของแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนสำหรับโรงไฟฟ้าระบบโคเจนเนอเรชันขนาดเล็ก



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
ปีการศึกษา 2564
ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

DEVELOPMENT AND PARAMETRIC STUDY OF THERMODYNAMIC AND HEAT TRANSFER
MODELS FOR A SMALL COGENERATION POWER PLANT



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

FACULTY OF ENGINEERING

Chulalongkorn University

Academic Year 2021

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การพัฒนาและการศึกษาอิงพารามิเตอร์ของแบบจำลองทาง เทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนสำหรับโรงไฟฟ้า ระบบโคเจนเนอเรชันขนาดเล็ก
โดย	น.ส.ณัฐนิชา มุสิกะสังข์
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก	รองศาสตราจารย์ ดร.จิตติน แดงเที่ยง

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่ง
ของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ศาสตราจารย์ ดร.สุพจน์ เตชวรสินสกุล)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.นิพนธ์ วรรณโสภาคย์)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(รองศาสตราจารย์ ดร.จิตติน แดงเที่ยง)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สร้อย ศาลากิจ)

..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(รองศาสตราจารย์ ดร.ประกอบ สุรวัฒนาวรรณ)

ณัฐนิชา มุสิกะสังข์ : การพัฒนาและการศึกษาอิงพารามิเตอร์ของแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนสำหรับโรงไฟฟ้าระบบโคเจนเนเรชันขนาดเล็ก. (DEVELOPMENT AND PARAMETRIC STUDY OF THERMODYNAMIC AND HEAT TRANSFER MODELS FOR A SMALL COGENERATION POWER PLANT) อ.ที่
 ปริญญาหลัก : รศ. ดร.จิตติน แดงเที่ยง

โคเจนเนเรชันเป็นเทคโนโลยีประสิทธิภาพสูงและประกอบด้วยกังหันก๊าซ กังหันไอน้ำ และเครื่องผลิตไอน้ำจากไอเสีย ในการศึกษาวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นการพัฒนาและศึกษาแบบจำลองโรงไฟฟ้าระบบโคเจนเนชันขนาดเล็กภายในประเทศไทยและใช้ระเบียบวิธีคำนวณเชิงตัวเลขด้วยโปรแกรมแมทแล็บ นอกจากนี้พารามิเตอร์ที่ส่งผลต่อการใช้พลังงานและประสิทธิภาพ ได้แก่ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ อัตราส่วนความดัน อุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ อัตราความร้อนเชื้อเพลิง ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ และการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง

ผลลัพธ์จากการจำลองพบว่าในกรณีฐานประสิทธิภาพโคเจนเนเรชันมีค่าร้อยละ 56.96 ความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนมีค่าร้อยละ 16.72 และอัตราส่วนของค่าความร้อน 7001 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง ในส่วนของการปรับพารามิเตอร์จะพบว่าการเพิ่มขึ้นประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ อัตราส่วนความดัน อุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ อัตราความร้อนเชื้อเพลิง และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ ส่งผลให้ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชันและความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนเพิ่มขึ้น แต่อัตราส่วนของค่าความร้อนลดลง ในทางกลับกันการเพิ่มความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูงส่งผลให้ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชันมีค่าเกือบคงที่ ความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนลดลง และอัตราส่วนของค่าความร้อนเพิ่มขึ้น

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ลายมือชื่อนิสิต

ปีการศึกษา 2564

ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาหลัก

6370091021 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORD: Parametric study, Cogeneration efficiency, Primary Energy Saving

Natnicha Musikasang : DEVELOPMENT AND PARAMETRIC STUDY OF THERMODYNAMIC AND HEAT TRANSFER MODELS FOR A SMALL COGENERATION POWER PLANT. Advisor: Assoc. Prof. CHITTIN TANGTHIENG, Ph.D.

Cogeneration is an efficient technology consisting of a gas turbine, a steam turbine and heat recovery steam generators. The aim of this thesis is to develop the thermodynamic and heat transfer models of a small cogeneration power plant. The numerical solution is obtained by using MATLAB. Furthermore, the parameters that affect energy consumption and efficiency are the isentropic compressor efficiency, the isentropic gas turbine efficiency, the pressure ratio, the air temperature at gas turbine inlet, the heat rate of fuel, the isentropic steam turbine efficiency and the valve controlling high pressure at steam turbine outlet.

The result from the simulation indicates that for the baseline case the cogeneration efficiency is 56.96 %, the Primary Energy Saving (PES) is 16.72 % and the heat rate is 7001 kJ/kWhr. For the parametric study, by increasing the isentropic compressor efficiency, the isentropic gas turbine efficiency, the pressure ratio, the air temperature at gas turbine inlet, the heat rate of fuel and the isentropic steam turbine efficiency, the cogeneration efficiency and Primary Energy Saving are increased but the heat rate is decreased. On the other hand, by increasing the high pressure at the steam turbine outlet, the cogeneration efficiency is nearly a constant and the Primary Energy Saving is decreased but the heat rate is increased.

Field of Study: Mechanical Engineering

Student's Signature

Academic Year: 2021

Advisor's Signature

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สามารถดำเนินการจนประสบความสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี ขอกราบ
ขอบพระคุณอย่างสูงจากรองศาสตราจารย์ ดร. จิตติน แดงเที่ยง อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ให้
โอกาสและให้ความรู้ คำแนะนำแนวทางในการศึกษาตลอดจนปรับปรุงวิทยานิพนธ์จนสำเร็จ นอกจากนี้
ยังให้คำปรึกษาในการเรียน การทำงาน การใช้ชีวิตและประสบการณ์ต่างๆในช่วงการเรียนที่ผ่านมา ทำให้
ผู้วิจัยมีการพัฒนาตัวเองในด้านต่างๆเพื่อให้พร้อมกับการเริ่มต้นใหม่ในอนาคตต่อไป ขอกราบ
ขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร. นิพนธ์ วรรณโสภาคย์ ประธานกรรมการ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.
สร้อย ศาลากิจ กรรมการ และรองศาสตราจารย์ ดร. ประกอบ สุรวฒนาวรรณ กรรมการภายนอก
มหาวิทยาลัย ที่ให้ความรู้และคำแนะนำในการปรับปรุงวิทยานิพนธ์ให้มีความสมบูรณ์จนเป็น
วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ขอขอบพระคุณพี่มาศฟ้าที่คอยอำนวยความสะดวกและตอบคำถามในการยื่นเอกสาร
ต่างๆทำให้ผ่านไปได้อย่างดี และขอขอบคุณรุ่นพี่และเพื่อนๆที่คอยให้คำปรึกษาในการเรียน ให้
กำลังใจ และความช่วยเหลือในการทำวิทยานิพนธ์ สุดท้ายนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบคุณพ่อ คุณแม่ คุณยาย
คุณป้า และครอบครัวที่คอยเป็นกำลังใจ ให้คำแนะนำ และให้การสนับสนุนการทำวิทยานิพนธ์ตลอดมา
จนสำเร็จการศึกษาและลุล่วงไปได้ด้วยดี

ณัฐนิชา มุสิกะสังข์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ค
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ง
กิตติกรรมประกาศ.....	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ฅ
สารบัญภาพ	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์	ณ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์	2
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์	2
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 การปรับพารามิเตอร์ออกแบบโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วม.....	4
2.2 การปรับพารามิเตอร์ในเครื่องกำเนิดไอน้ำโดยใช้กฎข้อหนึ่งและสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการวิเคราะห์	5
2.3 การปรับพารามิเตอร์ในวัฏจักรเบรย์ตันโดยใช้กฎข้อหนึ่งและสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการวิเคราะห์.....	8
2.4 การปรับพารามิเตอร์ในวัฏจักรแรงคินโดยใช้กฎข้อหนึ่งและสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการวิเคราะห์.....	10

2.5 การปรับพารามิเตอร์โดยใช้ค่าความสามารถในการใช้พลังงานปฏิกมฤมิในกระบวนการผลิต พลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนและกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการวิเคราะห์12	
บทที่ 3 ทฤษฎีบทที่เกี่ยวข้อง.....	15
3.1 วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์.....	15
3.1.1 วัฏจักรเบรย์ตัน.....	15
3.1.2 วัฏจักรแรงคิน.....	18
3.1.3 วัฏจักรรีเจนเนอเรทีฟและเครื่องอุ่นน้ำป้อน	20
3.1.4 ระบบร่วมผลิตกำลังและความร้อน	22
3.1.5 ระบบร่วมผลิตกำลังและความร้อนร่วมวัฏจักรเบรย์ตันและวัฏจักรแรงคิน	25
3.2 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ภายในวัฏจักร.....	26
3.2.1 เครื่องกำเนิดไอน้ำ	28
3.2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	36
บทที่ 4 การออกแบบจำลองสำหรับกรณีฐาน	38
4.1 ระบบที่พิจารณา	38
4.2 สมมติฐานสำหรับการออกแบบจำลอง	39
4.2.1 สมมติฐานการออกแบบวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย.....	40
4.2.2 สมมติฐานการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย	41
4.2.3 สมมติฐานการออกแบบวัฏจักรแรงคิน.....	42
4.3 การกำหนดค่าคงที่ในแบบจำลอง.....	44
4.4. การหาคำตอบของแบบจำลอง	47
4.4.1 การหาคำตอบของแบบจำลองวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย.....	47
4.4.2 การหาคำตอบของแบบจำลองเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย	48
4.4.3 การหาคำตอบของแบบจำลองวัฏจักรแรงคิน	52
4.5 เงื่อนไขการลู่เข้าของแบบจำลอง	54

บทที่ 5 การออกแบบจำลองการปรับพารามิเตอร์เมื่อเทียบกับกรณีฐาน.....	56
บทที่ 6 ผลลัพธ์การออกแบบจำลองกรณีฐาน.....	60
6.1 ผลลัพธ์การออกแบบจำลองวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย.....	60
6.2 ผลลัพธ์การออกแบบจำลองเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย.....	61
6.3 ผลลัพธ์การออกแบบจำลองวัฏจักรแรงคิน.....	66
6.4 ผลลัพธ์การออกแบบจำลองการใช้พลังงานของระบบโคเจนเนอเรชั่น.....	67
บทที่ 7 ผลลัพธ์การออกแบบจำลองการปรับพารามิเตอร์เมื่อเทียบกับกรณีฐาน.....	69
7.1 ผลการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์.....	69
7.2 ผลการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ.....	71
7.3 ผลการปรับอัตราส่วนความดัน.....	73
7.4 ผลการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์.....	75
7.5 ผลการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิง.....	77
7.6 ผลการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ.....	79
7.7 ผลการปรับการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง.....	81
บทที่ 8 สรุปผลลัพธ์จากงานวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	84
8.1 สรุปผลลัพธ์จากงานวิจัย.....	84
8.2 ข้อเสนอแนะ.....	85
บรรณานุกรม.....	86
ภาคผนวก ก ผลการคำนวณกรณีฐาน.....	88
ภาคผนวก ข ผลการคำนวณการปรับพารามิเตอร์เมื่อเทียบกับกรณีฐาน.....	118
ประวัติผู้เขียน.....	254

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 3.1 ค่าแฟกเตอร์การแก้ไขของกลุ่มท่อแบบอินไลน์.....	30
ตารางที่ 4.1 ค่าคงที่ในการออกแบบจำลองวัฏจักรเบรย์ตัน.....	44
ตารางที่ 4.2 ค่าคงที่ในการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำ.....	44
ตารางที่ 4.3 ค่าคงที่ในการออกแบบวัฏจักรแรงคิน.....	46
ตารางที่ 5.1 พารามิเตอร์ที่มีผลต่อการใช้พลังงานของระบบโคเจนเนอเรชั่น.....	56
ตารางที่ 6.1 ผลลัพธ์การจำลองวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย.....	60
ตารางที่ 6.2 ผลลัพธ์การจำลองเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย.....	62
ตารางที่ 6.3 ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน.....	66
ตารางที่ 6.4 ผลลัพธ์อุณหภูมิต่างเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำคำนวณด้วยเครื่องกำเนิดไอน้ำและวัฏจักรแรงคิน.....	68
ตารางที่ 6.5 ผลลัพธ์การใช้พลังงานของระบบโคเจนเนอเรชั่นในกรณีฐาน.....	68
ตารางที่ ข.1 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.90.....	119
ตารางที่ ข.2 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.91.....	122
ตารางที่ ข.3 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.92.....	125
ตารางที่ ข.4 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.94.....	129
ตารางที่ ข.5 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.95.....	132
ตารางที่ ข.6 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.96.....	135
ตารางที่ ข.7 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.90.....	138
ตารางที่ ข.8 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.91.....	142
ตารางที่ ข.9 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.92.....	145
ตารางที่ ข.10 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.94.....	148

ตารางที่ ข.11 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.95.....	151
ตารางที่ ข.12 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.96.....	155
ตารางที่ ข.13 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดัน 8.5468	158
ตารางที่ ข.14 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดัน 9.0468	161
ตารางที่ ข.15 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดัน 9.5468	164
ตารางที่ ข.16 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดัน 10.5468.....	168
ตารางที่ ข.17 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดัน 11.0468.....	171
ตารางที่ ข.18 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดันตั้งแต่ 11.5468	174
ตารางที่ ข.19 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 297.45 เคลวิน	178
ตารางที่ ข.20 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 300.45 เคลวิน	181
ตารางที่ ข.21 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 303.45 เคลวิน	184
ตารางที่ ข.22 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 309.45 เคลวิน	187
ตารางที่ ข.23 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 312.45 เคลวิน	191
ตารางที่ ข.24 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 315.45 เคลวิน	194
ตารางที่ ข.25 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 97.....	197
ตารางที่ ข.26 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 98.....	201
ตารางที่ ข.27 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 99.....	204
ตารางที่ ข.28 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 101	207
ตารางที่ ข.29 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 102	210
ตารางที่ ข.30 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 103	214
ตารางที่ ข.31 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.82.....	217
ตารางที่ ข.32 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.83	220
ตารางที่ ข.33 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.84	223
ตารางที่ ข.34 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.86	226

ตารางที่ ข.35 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.87 229

ตารางที่ ข.36 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.88 232

ตารางที่ ข.37 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 12 บาร์ 235

ตารางที่ ข.38 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 14.5 บาร์ ... 238

ตารางที่ ข.39 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 17 บาร์ 241

ตารางที่ ข.40 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 22 บาร์ 244

ตารางที่ ข.41 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 24.5 บาร์ ... 247

ตารางที่ ข.42 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 27 บาร์ 250



สารบัญภาพ

หน้า

รูปภาพที่ 2.1 แผนภาพระบบโคเจนเนเรชั่นโดยใช้กังหัน (ก) ความดันย้อนกลับ (ข) ใอน้ำควบแน่น.. 4	4
รูปภาพที่ 2.2 แผนภาพการถ่ายโอนอัตราความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำประเภทความดันเดี่ยว 5	5
รูปภาพที่ 2.3 แผนภาพการถ่ายโอนอัตราความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำประเภทความดันสาม 6	6
รูปภาพที่ 2.4 แผนภาพไดอะแกรมการไหลเอกเซอร์จีของเครื่องกำเนิดไอน้ำ 6	6
รูปภาพที่ 2.5 แผนภาพของวัฏจักรความร้อนร่วมโดยมีเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันคู่ 7	7
รูปภาพที่ 2.6 แผนภาพของกังหันก๊าซเย็นในโรงไฟฟ้าความร้อนร่วม..... 9	9
รูปภาพที่ 2.7 แผนภาพโรงไฟฟ้าพลังงานรวมความดันคู่ 10	10
รูปภาพที่ 2.8 แผนภาพโรงไฟฟ้าพลังงานรวมความดันคู่ 11	11
รูปภาพที่ 2.9 แผนภาพวัฏจักรความร้อนร่วมโดยเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันคู่ 12	12
รูปภาพที่ 2.10 แผนภาพการออกแบบภายในของเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันคู่ 13	13
รูปภาพที่ 2.11 แผนภาพของวัฏจักรความร้อนร่วมโดยมีเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันคู่ 14	14
รูปภาพที่ 3.1 แผนภาพวัฏจักรเบรย์ตันกังหันก๊าซอย่างง่าย (ก) วัฏจักรเปิด (ข) วัฏจักรปิด..... 15	15
รูปภาพที่ 3.2 ภาพความสัมพันธ์วัฏจักรเบรย์ตัน (ก)ความดันและปริมาตร (ข)อุณหภูมิและเอนโทรปี 16	16
รูปภาพที่ 3.3 แผนภาพเปรียบเทียบวัฏจักรเบรย์ตันจริงและวัฏจักรเบรย์ตันอุดมคติ 17	17
รูปภาพที่ 3.4 แผนภาพโรงไฟฟ้าไอน้ำอย่างง่ายโดยใช้วัฏจักรแรงคิน 18	18
รูปภาพที่ 3.5 แผนภาพความสัมพันธ์อุณหภูมิและเอนโทรปีวัฏจักรแรงคินอย่างง่าย 18	18
รูปภาพที่ 3.6 แผนภาพความสัมพันธ์อุณหภูมิและเอนโทรปีของกังหันไอน้ำและปั๊มต่อวัฏจักรแรงคิน 20	20
รูปภาพที่ 3.7 แผนภาพความสัมพันธ์อุณหภูมิและเอนโทรปีและความดันตกในท่อวัฏจักรแรงคิน ... 20	20
รูปภาพที่ 3.8 แผนภาพวัฏจักรรีเจนเนอเรทีฟโดยใช้เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิด..... 21	21
รูปภาพที่ 3.9 แผนภาพเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบปิด..... 21	21

รูปภาพที่ 3.10 แผนภาพการจัดเรียงเครื่องสูบน้ำป้อนในวัฏจักรรีเจนเนอเรทิฟของโรงไฟฟ้า.....	22
รูปภาพที่ 3.11 แผนภาพตัวอย่างวัฏจักรความร้อนและพลังงานร่วม	23
รูปภาพที่ 3.12 แสดงแผนภาพอย่างง่ายของโรงไฟฟ้า	24
รูปภาพที่ 3.13 แผนภาพระบบร่วมผลิตกำลังและความร้อนร่วมวัฏจักรเบรย์ตันและวัฏจักรแรงคิน	26
รูปภาพที่ 3.14 แผนภาพสมดุลความร้อนที่เกิดขึ้นในHRSGตามหลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์	28
รูปภาพที่ 3.15 การถ่ายเทความร้อนการไหลตั้งฉาก(ก)แบบไม่ผสมคู่ (ข)แบบผสมหนึ่งไม่ผสมหนึ่ง .	29
รูปภาพที่ 3.16 การไหลผ่านกลุ่มท่อโดยการวางกลุ่มท่อแบบอินไลน์	29
รูปภาพที่ 3.17 การถ่ายเทความร้อนการไหลตั้งฉาก(ก)แบบไม่ผสมคู่ (ข)แบบผสมหนึ่งไม่ผสมหนึ่ง .	34
รูปภาพที่ 3.18 กราฟประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบการไหลตั้งฉากทิศทางเดียว (ก) การไหลแบบไม่ผสมคู่ (ข)การไหลแบบผสมหนึ่งและไม่ผสมหนึ่ง	35
รูปภาพที่ 3.19 กราฟประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเปลือกและท่อ (ก) 1 เปลือก 2 4 ... ท่อ (ข) 2 เปลือก 4 8 ... ท่อ	37
รูปภาพที่ 4.1 แผนภาพแบบจำลองของระบบโคเจนเนเรชันของโรงไฟฟ้าขนาดเล็ก	39
รูปภาพที่ 4.2 แผนภาพแบบจำลองของวัฏจักรเบรย์ตัน 1.....	40
รูปภาพที่ 4.3 แผนภาพแบบจำลองของวัฏจักรเบรย์ตัน 2.....	40
รูปภาพที่ 4.4 แผนภาพเครื่องกำเนิดไอน้ำและภายในมีอุปกรณ์เครื่องกำเนิดไอน้ำ ในรูปภาพ 4.3 - 4.4	41
รูปภาพที่ 4.5 แผนภาพแสดงลักษณะท่อที่ใช้ภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำ	41
รูปภาพที่ 4.6 แผนภาพแสดงทิศทางการไหลและสเตรกภายในของเครื่องกำเนิดไอน้ำ 1	42
รูปภาพที่ 4.7 แผนภาพแสดงทิศทางการไหลและสเตรกภายในของเครื่องกำเนิดไอน้ำ 2	42
รูปภาพที่ 4.8 แสดงแบบจำลองกำหนดปริมาตรควบคุมและสเตรกของวัฏจักรแรงคิน	43
รูปภาพที่ 4.9 แผนภาพการหาค่าตอบกรณีฐาน.....	55
รูปภาพที่ 5.1 แผนภาพการศึกษาการปรับพารามิเตอร์ 1 ถึง 5.....	57
รูปภาพที่ 5.2 แผนภาพการศึกษาการปรับพารามิเตอร์ 6 และ 7	59
รูปภาพที่ 6.1 ผลลัพธ์แบบจำลองที่ได้ต้องเปรียบเทียบกับค่าออกแบบของโรงไฟฟ้าขนาดเล็กทั่วไป	67

รูปภาพที่ 7.15 ผลของอัตราความร้อนจากการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิง	79
รูปภาพที่ 7.16 ผลของกำลังสุทธิกังหันก๊าซและกังหันไอน้ำและอัตราความร้อนของไอน้ำจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำ	80
รูปภาพที่ 7.17 ผลของประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชั่นและความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำ	80
รูปภาพที่ 7.18 ผลของอัตราความร้อนจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำ.....	81
รูปภาพที่ 7.19 ผลของกำลังสุทธิกังหันก๊าซและกังหันไอน้ำและอัตราความร้อนของไอน้ำจากการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	82
รูปภาพที่ 7.20 ผลของประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชั่นและความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนจากการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง.....	82
รูปภาพที่ 7.21 ผลของอัตราความร้อนจากการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง .	83

คำอธิบายสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
A	พื้นที่ทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำ	m ²
A _b	พื้นที่ผิวที่ไม่ใช่ครีบ	m ²
A _f	พื้นที่ผิวครีบหนึ่งหน่วย	m ²
A _i	พื้นที่ผิวภายในท่อ	m ²
A _o	พื้นที่ผิวภายนอกท่อ	m ²
A _t	พื้นที่ผิวท่อรวม	m ²
C _{max}	อัตราความจุความร้อนสูงสุด	kJ/kgK
C _{min}	อัตราความจุความร้อนน้อยสุด	kJ/kgK
C _{p,air}	ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	kJ/kgK
C _{p,g}	ความจุความร้อนจำเพาะของก๊าซ	kJ/kgK
C _{pl}	ความจุความร้อนจำเพาะของเหลว	kJ/kgK
C _{p,w}	ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ	kJ/kgK
C _r	อัตราส่วนอัตราความจุความร้อน	-
D	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ	m
F	ตัวปรับค่าการพาความร้อนของการกลายเป็นไอ	-
G	อัตราการไหลต่อพื้นที่	kg/m ² s
g	ความเร่งโน้มถ่วงของโลก	m/s ²
HR	อัตราส่วนค่าความร้อน	kJ/kWhr
h	เอนทัลปี	kJ/kgK
h _c	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	W/m ² K
h _{fg}	เอนทัลปีค่าความร้อนการกลายเป็นไอ	kJ/kgK
h _{fg} [*]	เอนทัลปีค่าความร้อนการกลายเป็นไอในกระบวนการควบแน่น	J/kgK
h _s	เอนทัลปีที่ไอเซนโทรปิก	kJ/kgK
h _i	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ	W/m ² K
h _{NcB}	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวคลีเอต	W/m ² K
h _o	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	W/m ² K

h_{TP}	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนสองสถานะ	W/m^2K
$h_{x=0.1}$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่คุณภาพไอ 0.1	W/m^2K
$h_{x=0.3}$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่คุณภาพไอ 0.3	W/m^2K
$h_{x=0.5}$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่คุณภาพไอ 0.5	W/m^2K
$h_{x=0.7}$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่คุณภาพไอ 0.7	W/m^2K
$h_{x=0.9}$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่คุณภาพไอ 0.9	W/m^2K
\bar{h}_i	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อเฉลี่ย	W/m^2K
k_{air}	อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของอากาศ	-
k_g	การนำความร้อนไออีมีตัว	W/mK
k_l	การนำความร้อนของเหลวอีมีตัว	W/mK
L	ความยาวท่อของอุปกรณ์	m
L_{HP}	ความยาวท่อของท่อความดันสูง	m
L_{HPEco2}	ความยาวท่อของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง	m
L_{HPEvap}	ความยาวท่อของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	m
L_{HPSup}	ความยาวท่อของซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	m
L_{LP}	ความยาวท่อของท่อความดันต่ำ	m
L_{LPEvap}	ความยาวท่อของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	m
$L_{LPSubcool}$	ความยาวท่อของซับคูลที่ความดันสูง	m
L_{LPSup}	ความยาวท่อของซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	m
LHV_{fuel}	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง	kJ/kgK
\dot{m}	อัตราการไหลของสาร	kg/s
\dot{m}_{air}	อัตราการไหลของอากาศ	kg/s
\dot{m}_{fuel}	อัตราการไหลของเชื้อเพลิง	kg/s
\dot{m}_g	อัตราการไหลของก๊าซ	kg/s
\dot{m}_w	อัตราการไหลของน้ำ	kg/s
N	จำนวนครีป	fin
N_p	จำนวนเที่ยวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ	pass
N_t	จำนวนท่อภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	tube
NTU	จำนวนหน่วยถ่ายโอน	-
Nu	ตัวเลขนัสเซิลท์	-

n	จำนวนท่อภายในอุปกรณ์เครื่องกำเนิดไอน้ำ	tube
P	ความดันของสาร	bar
PES	ความสามารถในการใช้พลังงานปฏิกิริยาในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อน	%
Pr_g	เลขพรันด์เทิลที่ไออิมตัว	-
Pr_l	เลขพรันด์เทิลที่ของเหลวอิมตัว	-
Q	ความร้อนจริงในการแลกเปลี่ยนความร้อน	kW
Q_{Fuel}	อัตราความร้อนเชื้อเพลิงที่ใส่ในระบบ	MW
Q_{max}	ความร้อนสูงสุดในการแลกเปลี่ยนความร้อน	kW
Q_{st}	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	MW
Q_{TH}	อัตราความร้อนรวมสุทธิภายในระบบ	MW
q_w	ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะต่อหนึ่งท่อการไหล	W/m^2
R_p	อัตราส่วนความดัน	-
Re_D	ตัวเลขเรย์โนลด์ของสาร	-
Re_L	ตัวเลขเรย์โนลด์ของของเหลว	-
Re_{TP}	ตัวเลขเรย์โนลด์ของสารสองสถานะ	-
S	Suppression factor	-
s	เอนโทรปี	$kJ/kg \cdot K$
s_s	เอนโทรปีที่ไอเซนโทรปิก	$kJ/kg \cdot K$
T	อุณหภูมิของสาร	K
T_s	อุณหภูมิของสารที่ไอเซนโทรปิก	K
T_{Surf}	อุณหภูมิผิวท่อ	K
UA	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของอุปกรณ์	kW/K
v	ความเร็วของไหล	m/s
W_{comp}	กำลังงานคอมเพรสเซอร์	MW
W_e	กำลังงานไฟฟ้ารวมสุทธิภายในระบบ	MW
$W_{Gross,GT}$	กำลังงานรวมสุทธิกังหันก๊าซ	MW
W_{GT}	กำลังงานกังหันก๊าซ	MW
W_{hppump}	กำลังของปั๊มความดันสูง	MW
W_{lppump}	กำลังงานปั๊มความดันต่ำ	MW
W_{pump}	กำลังงานปั๊ม	MW

W_{Turb}	กำลังงานกังหันไอน้ำ	MW
$W_{Turb,isen}$	กำลังงานกังหันไอน้ำที่ไอเซนโทรปิก	MW
X_{tt}	ตัวปรับค่าคุณสมบัติของมวลกลายเป็นไอ	-
x	คุณภาพไอ	-
ΔP_{sat}	ผลต่างของความดันอิ่มตัว	kPa
ΔT_{sat}	ผลต่างของอุณหภูมิอิ่มตัว	K
ϵ	ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	-
η_{comp}	ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	-
η_f	ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของครีบ	-
η_{GT}	ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	-
η_o	ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของพื้นผิวนอกท่อ	-
η_{ST}	ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำ	-
η_{th}	ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	-
$\eta_{th,e}$	ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชันเมื่อคิดเฉพาะกำลังงานไฟฟ้า	-
μ_g	ความหนืดที่ไออิ่มตัว	Ns/m ²
μ_l	ความหนืดที่ของเหลวอิ่มตัว	Ns/m ²
ρ_g	ความหนาแน่นไออิ่มตัว	kg/m ³
ρ_l	ความหนาแน่นของเหลวอิ่มตัว	kg/m ³
σ	ความตึงผิวของสาร	N/m

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์

โรงไฟฟ้าเป็นสิ่งที่แสดงถึงความมั่นคงทางพลังงานในแต่ละประเทศ แต่ในหลายประเทศกลับมีปริมาณโรงไฟฟ้าไม่เพียงพอในการผลิตกระแสไฟฟ้าเพื่อใช้ภายในประเทศ ซึ่งประเทศไทยเป็นหนึ่งในประเทศดังกล่าว เนื่องจากประเทศไทยมีความต้องการใช้พลังงานไฟฟ้าสูงสุดเพิ่มขึ้นในทุกๆปี ด้วยขีดจำกัดกำลังการผลิตไฟฟ้าภายในประเทศจึงจำเป็นต้องมีการนำเข้าไฟฟ้าบางส่วนจากต่างประเทศเข้ามาเพื่อรองรับต่อความต้องการของประชาชน ปัจจุบันโรงไฟฟ้าในประเทศไทยส่วนใหญ่เป็นโรงไฟฟ้าประเภทโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมหรือโคเจนเนอเรชันโดยใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง (การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย, 2564)

โรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันหรือโรงไฟฟ้าผลิตพลังงานความร้อนร่วมเป็นโรงไฟฟ้าที่มีลักษณะสามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าควบคู่ไปพร้อมกับผลิตพลังงานความร้อน เช่น ก๊าซร้อน ของเหลวร้อนหรือไอน้ำ โดยที่การผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนจะอาศัยจากแหล่งเชื้อเพลิงแหล่งเดียวกัน ซึ่งประสิทธิภาพของระบบผลิตพลังงานความร้อนร่วมสูงถึงร้อยละ 80 เมื่อเทียบกับระบบผลิตไฟฟ้าอย่างเดียวที่มีประสิทธิภาพเพียงร้อยละ 40 ซึ่งโรงไฟฟ้าส่วนใหญ่จะใช้ระบบโคเจนเนอเรชันชนิดกังหันไอน้ำชนิดความดันกลับ เนื่องจากขนาดกำลังของระบบ 500 กิโลวัตต์ถึง 100 เมกะวัตต์และประสิทธิภาพรวมของระบบสูงถึงร้อยละ 80 โดยการทำงานของระบบนี้คือ มีการใช้ความร้อนของก๊าซไอเสียจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงผ่านเครื่องกำเนิดไอน้ำ เพื่อให้ได้ไอน้ำยิ่งยวดที่อุณหภูมิและความดันสูง ซึ่งไอน้ำที่ได้จะไปขับกังหันไอน้ำ เพื่อให้ได้กำลังไปใช้ขับเคลื่อนเครื่องจักรกลต่างๆในโรงไฟฟ้าหรือเปลี่ยนรูปเป็นไฟฟ้า และไอน้ำที่ผ่านกังหันไอน้ำบางส่วนจะถูกปล่อยออกจากตัวกังหันไปใช้ในอุตสาหกรรมอื่นๆแล้ววนกลับมาในระบบ ส่วนไอน้ำที่เหลือที่ไม่ได้ถูกส่งออกจะมีความดันเหลืออยู่ประมาณ 3 ถึง 20 บาร์ สามารถนำไปใช้ในกระบวนการผลิตต่อไป แต่ข้อเสียของระบบคือเป็นระบบที่ซับซ้อนต่อการออกแบบและติดตั้งควบคุม จึงจำเป็นต้องใช้ผู้มีประสบการณ์มาดำเนินงาน นอกจากนี้ต้นทุนการติดตั้งและบำรุงรักษาค่อนข้างสูง (บริษัทปตท.จำกัด(มหาชน), 2549) ดังนั้นการออกแบบที่เหมาะสมและเลือกการปรับพารามิเตอร์บางส่วน จึงทำให้โรงไฟฟ้ามีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นโดยการออกแบบจำเป็นต้องใช้การคำนวณทางทฤษฎีวิศวกรรมทางเทอร์โมไดนามิกส์และทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน เพื่อทำให้การออกแบบโรงไฟฟ้ามีประสิทธิภาพที่ดีที่สุด

1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

เพื่อศึกษาพารามิเตอร์ที่ส่งผลต่อการใช้พลังงานของระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อน

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. พัฒนาแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนโดยใช้โปรแกรมแมทแลบในการจำลอง เพื่อวิเคราะห์การใช้พลังงานระบบโคเจนเนอเรชันของโรงไฟฟ้าขนาดเล็กภายในประเทศ ได้แก่ กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก อัตราส่วนค่าความร้อน ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนอเรชัน และค่าความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อน
2. ศึกษาผลของพารามิเตอร์ที่มีผลต่อการใช้พลังงานระบบโคเจนเนอเรชัน โดยพารามิเตอร์ดังกล่าวได้แก่ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ อัตราส่วนความดัน อุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ อัตราความร้อนเชื้อเพลิง ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ และการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1. สืบค้นวรรณกรรมปริทัศน์และทฤษฎีที่เกี่ยวข้องระบบโคเจนเนอเรชัน
2. พัฒนาแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนระบบโคเจนเนอเรชันให้มีค่าใกล้เคียงกับค่าที่โรงไฟฟ้าขนาดเล็กทั่วไปออกแบบ เพื่อกำหนดให้เป็นแบบจำลองกรณีฐานในการศึกษาพารามิเตอร์
3. คำนวณการใช้พลังงานระบบโคเจนเนอเรชันของกรณีฐาน
4. พัฒนาการทำงานของแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนระบบโคเจนเนอเรชันสำหรับการศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อการใช้พลังงานของระบบโดยใช้โปรแกรมแมทแลบ
5. ศึกษาผลกระทบต่อการใช้พลังงานของระบบโคเจนเนอเรชันจากการปรับพารามิเตอร์

6. วิเคราะห์และสรุปผลของผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนระบบโคเจนเนเรชัน

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. สามารถใช้แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนมาทำนายการใช้พลังงานของระบบโคเจนเนเรชัน
2. สามารถทำนายผลการใช้พลังงานของการปรับพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องในระบบโคเจนเนเรชัน
3. สามารถใช้ผลจากการทำนายมาเปรียบเทียบกับระบบโคเจนเนเรชันในความเป็นจริง เพื่อนำไปพัฒนาการใช้พลังงานให้เหมาะสม และพัฒนาระบบให้มีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น



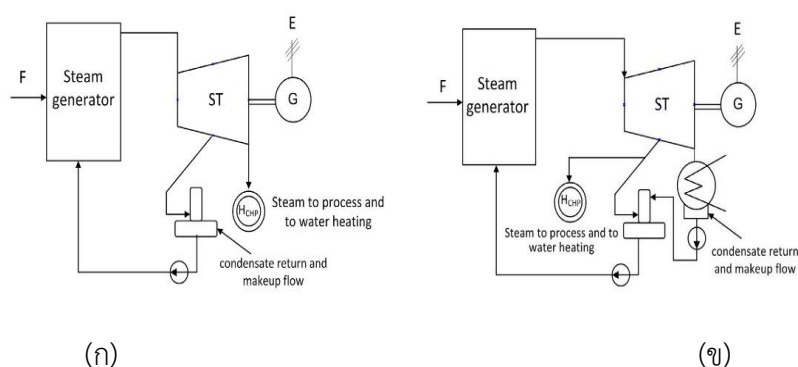
บทที่ 2

เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมมีประโยชน์มากสำหรับการทำนายการเพิ่มประสิทธิภาพโรงไฟฟ้า อีกทั้งผลของการปรับพารามิเตอร์ยังสามารถบ่งบอกการทำงานและประสิทธิภาพของวัฏจักรแต่ละส่วนว่าเกี่ยวข้องกันอย่างไร ในส่วนของบทนี้จะอธิบายการศึกษาพารามิเตอร์มาทำนายการเพิ่มประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมโดยแบ่งตามหัวข้อ ดังนี้

2.1 การปรับพารามิเตอร์ออกแบบโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วม

Gambini และ Vellini เป็นการศึกษาความแตกต่างเทคโนโลยีโคเจนเนอเรชันที่มุ่งเน้นไปที่อุตสาหกรรมอาหาร โดยมีการจำลองการไหลพลังงานของโรงงานที่เชี่ยวชาญด้านผลิตภัณฑ์ขนม ซึ่งเป็นโรงไฟฟ้าระบบโคเจนเนอเรชันที่มีการใช้เครื่องยนต์เผาไหม้ในระบบ การจำลองระบบดังกล่าวใช้โปรแกรม Gate Cycle software เข้ามาช่วยในการวิเคราะห์พลังงาน โดยเปรียบเทียบการทำงานระหว่างโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำโดยใช้กังหันไอน้ำความดันย้อนกลับ และโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำโดยใช้กังหันไอน้ำควบแน่น แสดงในรูปภาพที่ 2.1 พบว่าทั้งคู่เป็นระบบที่มีประสิทธิภาพสูงในการผลิตพลังงานไฟฟ้า ซึ่งการผลิตไฟฟ้าจำเป็นต้องใช้พื้นที่และเชื้อเพลิงในปริมาณมาก จึงส่งผลให้ประสิทธิภาพต่ำในแง่ขนาดและการประหยัดพลังงาน (Gambini & Vellini, 2015)



รูปภาพที่ 2.1 แผนภาพระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้กังหัน (ก) ความดันย้อนกลับ (ข) ไอน้ำควบแน่น

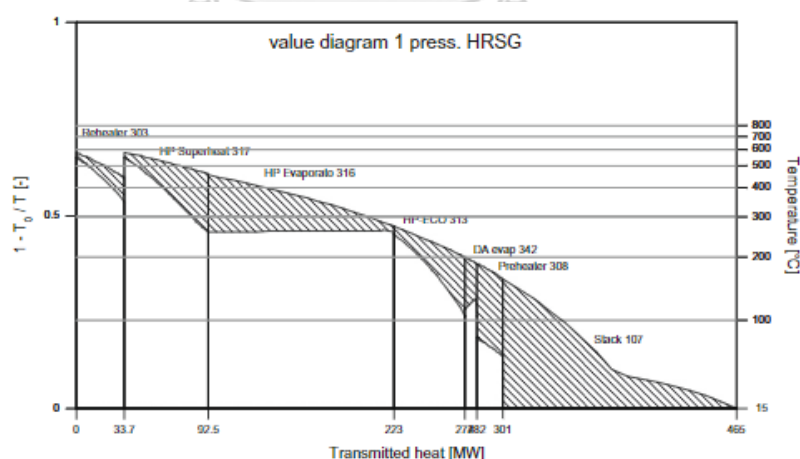
(Gambini & Vellini, 2015)

นอกจากนี้พบว่าการเปลี่ยนระบบการเผาไหม้จากการใช้เครื่องยนต์ในการเผาไหม้เป็นการใช้กังหันก๊าซในการเผาไหม้ ทำให้ประสิทธิภาพในเชิงปริมาณความสัมพันธ์พลังงาน เศรษฐศาสตร์และสิ่งแวดล้อมของระบบมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความสามารถในการประหยัดเชื้อเพลิงลดลงจากร้อย

ละ 17.18 เป็น 12.81 และการประเมินด้านเศรษฐกิจและสิ่งแวดล้อมพบว่าการใช้กังหันก๊าซมีกำไรมากกว่าการใช้เครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน (Gambini & Vellini, 2015)

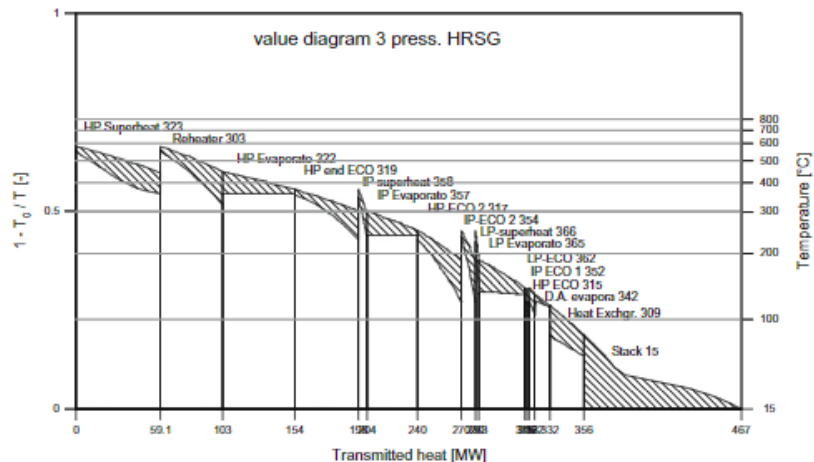
2.2 การปรับพารามิเตอร์ในเครื่องกำเนิดไอน้ำโดยใช้กฎข้อหนึ่งและสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการวิเคราะห์

Woudstra และคณะ ศึกษาความแตกต่างของจำนวนความดันภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำของโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วม ซึ่งใช้แบบจำลองเทอร์โมไดนามิกส์และโปรแกรม Cycle-Tempo ในการวิเคราะห์ โดยทางผู้วิจัยศึกษาความดันเดี่ยว ความดันคู่ และสามความดันภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำ ซึ่งได้ผลลัพธ์ที่ออกมาจะอยู่ในรูปแผนภาพการถ่ายโอนอัตราความร้อนและแผนภาพการไหลเอกเซอร์จี เพื่อให้ง่ายในการวิเคราะห์เกี่ยวกับประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้า พบว่าการเพิ่มอุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซและการเพิ่มรีฮีทในกังหันก๊าซเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพโรงไฟฟ้า และการแปลงพลังงานของเชื้อเพลิงจะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า ดังนั้นควรเลือกใช้ SOFC-GT hybrid plants เป็นวิธีที่ทำให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานสูงทำให้ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าเพิ่มขึ้น ผลการศึกษาในรูปภาพที่ 2.2 2.3 และ 2.4 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มจำนวนความดันภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำช่วยลดเอกเซอร์จีสูญเสียในเครื่องกำเนิดไอน้ำ ซึ่งเป็นการลดเอกเซอร์จีสูญเสียจากการถ่ายเทความร้อนและการปล่อยก๊าซไอเสียได้เพียงเล็กน้อย ดังนั้นการเพิ่มจำนวนความดันแทบจะไม่ส่งผลต่อการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบ แต่การเพิ่มเชื้อเพลิงภายในระบบส่งผลให้ประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมเพิ่มขึ้น (Woudstra et al., 2010)

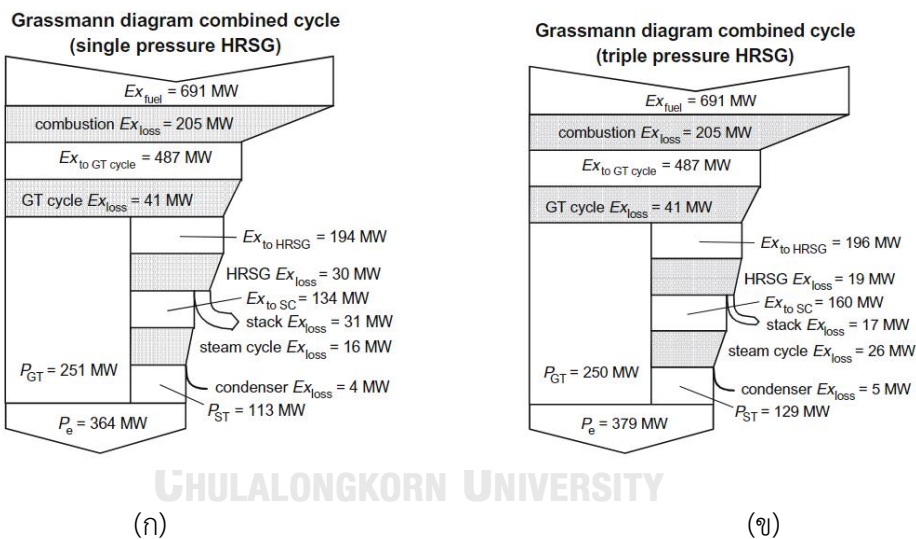


รูปภาพที่ 2.2 แผนภาพการถ่ายโอนอัตราความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำประเภทความดันเดี่ยว

(Woudstra et al., 2010)



รูปภาพที่ 2.3 แผนภาพการถ่ายโอนอัตราความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำประเภทความดันสาม (Woudstra et al., 2010)



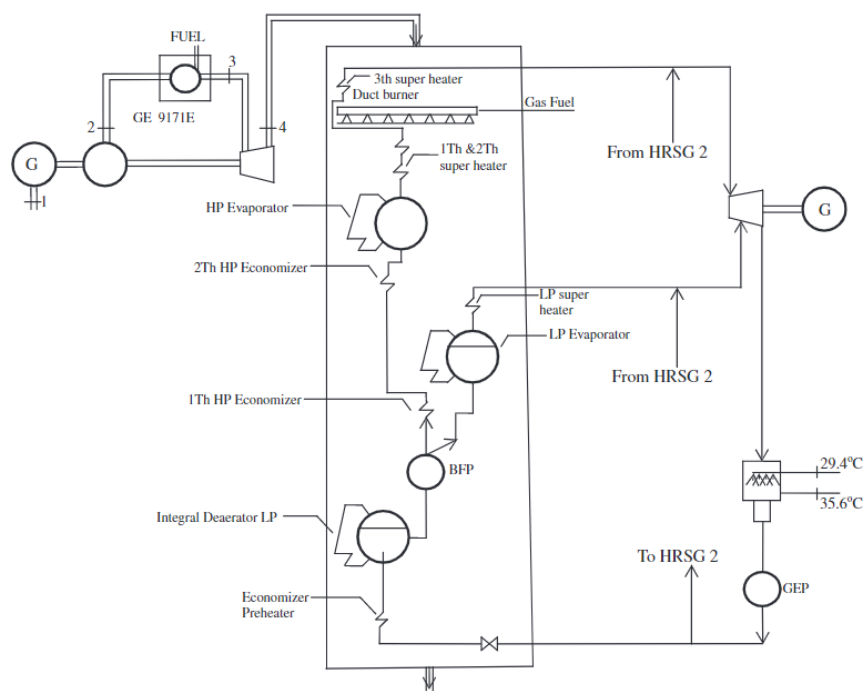
รูปภาพที่ 2.4 แผนภาพไดอะแกรมการไหลเอกเซอร์จีของเครื่องกำเนิดไอน้ำ

(ก) ความดันเดี่ยว (ข) ความดันสาม

(Woudstra et al., 2010)

Kaviri และคณะ ได้กล่าวว่าโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมเป็นเทคโนโลยีที่ลดการปล่อยก๊าซไอเสียและมีประสิทธิภาพสูง ซึ่งทางผู้วิจัยได้ใช้แบบจำลองเทอร์โมไดนามิกส์ในรูปภาพที่ 2.5 ในการศึกษาผลกระทบของก๊าซทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำต่อประสิทธิภาพวัฏจักรและค่าการย้อนกลับไม่ได้ของเครื่องกำเนิดไอน้ำ โดยกำหนดให้การย้อนกลับไม่ได้ต่อหนึ่งหน่วยของก๊าซทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำให้ใช้หลักพลังงานและเศรษฐศาสตร์เอกเซอร์จีของเทอร์โมไดนามิกส์ และขั้นตอนเชิง

พันธูกรรมในวิเคราะห์ ผลลัพธ์ที่ได้พบว่า การเพิ่มอุณหภูมิทางเข้าของเครื่องกำเนิดไอน้ำจนถึงระดับหนึ่ง ทำให้เพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนและประสิทธิภาพเอกเซอร์จี แต่เมื่อเพิ่มอุณหภูมิหลังจากนั้น ประสิทธิภาพพัฒนาขึ้นเล็กน้อยจนประสิทธิภาพลดลง และอุณหภูมิทางเข้าของเครื่องกำเนิดไอน้ำ ยังส่งผลต่อการปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ของระบบอีกด้วย (Kaviri et al., 2013)



รูปภาพที่ 2.5 แผนภาพของวัฏจักรความร้อนร่วมโดยมีเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันคู่

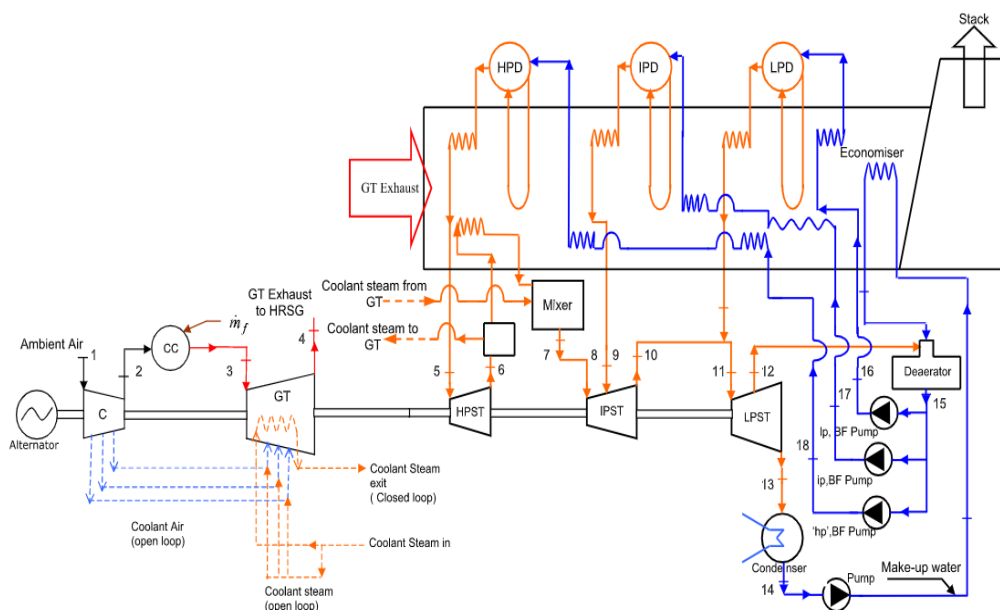
(Kaviri et al., 2013)

นอกจากนี้พบว่าความดันดรัมและความแตกต่างอุณหภูมิของค่าจุดพินซีในเครื่องกำเนิดไอน้ำส่งผลต่อประสิทธิภาพวัฏจักรไอน้ำ เมื่อเพิ่มความดันในท่อความดันสูงและความดันต่ำ ส่งผลให้ทำให้ประสิทธิภาพของเอกเซอร์จีเพิ่มขึ้นและการย้อนกลับไม่ได้ลดลง ซึ่งในท่อความดันต่ำส่งผลมากกว่าท่อความดันสูง และเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของจุดพินซีในท่อความดันสูง ส่งผลให้ประสิทธิภาพของเอกเซอร์จีลดลงและการย้อนกลับไม่ได้เพิ่มขึ้น งานวิจัยนี้แสดงให้เห็นว่าสามารถการใช้หลักเทอร์โมไดนามิกส์เป็นพื้นฐานสามารถทำให้ค่าการย้อนกลับไม่ได้ลดลง การใช้หลักเศรษฐศาสตร์ของเทอร์โมไดนามิกส์สามารถทำให้ค่าต้นทุนรวมของเครื่องกำเนิดไอน้ำลดลง และการใช้หลักการวิเคราะห์ด้วยเอกเซอร์จีร่วมในแต่ละส่วนของเครื่องกำเนิดไอน้ำทำให้เห็นชัดขึ้นในการเพิ่มประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าพลังความร้อนร่วมอย่างมีประสิทธิภาพ (Kaviri et al., 2013)

Mehrgoo และ Amidpour ได้ออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันคู่ที่ประกอบด้วยซูเปอร์ฮีท อีเวปโปเรเตอร์ และอีโคโนไมเซอร์ ซึ่งภายในอุปกรณ์กำหนดให้การวางท่อเป็นการจัดเรียงแบบอินไลน์ การไหลมีลักษณะเป็นการไหลแบบแนวขวาง และใช้ท่อมีครีบโดยการกำหนดดังกล่าวเป็นการออกแบบที่ทำให้ค่าอัตราการย้อนกลับไม่ได้น้อยที่สุด และมีการกำหนดสมมติฐานเครื่องกำเนิดไอน้ำให้มีคุณสมบัติทางความร้อนภายใต้สภาวะปริมาตรรวมคงที่ ระบบอยู่ในสภาวะคงที่ ไม่คิดความดันตกในท่อไอน้ำและด้านก๊าซ และไม่มีการสูญเสียความร้อนจากภายนอก ในการออกแบบจะใช้วิธี Effectiveness-NTU ในการวิเคราะห์ ผลการออกแบบพบว่าค่าเหมาะสมในการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความดัน เนื่องจากการออกแบบให้ขนาดของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนมีความสัมพันธ์กันระหว่าง ความดันอิ่มตัวของน้ำและอุณหภูมิก๊าซร้อนที่ไหลเข้า นอกจากนี้พบว่า การเพิ่มค่าปริมาตรรวมให้เหมาะสมทำให้ค่าการเกิดเอนโทรปีและค่าการย้อนกลับไม่ได้ลดลง อุณหภูมิของท่อความดันสูงเพิ่มขึ้น แต่ความดันตกที่เกิดขึ้นภายในอุปกรณ์เพิ่มขึ้น ดังนั้นในการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำควรพิจารณาจากปริมาตรทั้งหมดก่อน เพื่อให้สามารถคำนวณและปรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้เหมาะสมได้ง่ายขึ้น และทำให้ความดันตกที่เกิดขึ้นภายในระบบและค่าการย้อนกลับไม่ได้ทางความร้อนมีค่าน้อยลง (Mehrgoo & Amidpour, 2017)

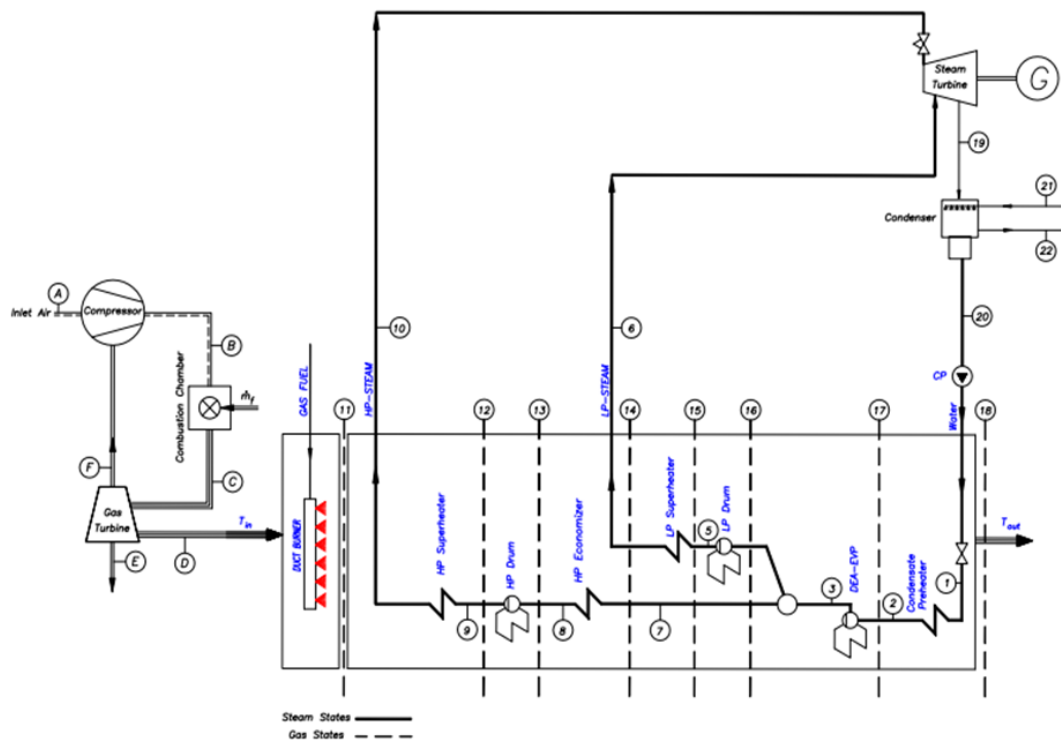
2.3 การปรับพารามิเตอร์ในวัฏจักรเบรย์ตันโดยใช้กฎข้อหนึ่งและสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการวิเคราะห์

Sanjay ได้สร้างแบบจำลองในรูปภาพที่ 2.6 โดยใช้โปรแกรม C++ และกฎข้อสองของเทอร์โมไดนามิกส์ในการวิเคราะห์ พบว่าความสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นกับอุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ และค่าสูงสุดการย้อนกลับไม่ได้จะพบบริเวณห้องเผาไหม้มากที่สุด รองลงมาคือกังหันก๊าซและคอมเพรสเซอร์ตามลำดับ ผลการเพิ่มเชื้อเพลิงในระบบส่งผลให้ภายในวัฏจักรเบรย์พบว่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ อัตราส่วนการอัดคอมเพรสเซอร์ และประสิทธิภาพกฎข้อที่สอง (Rational efficiency) ของกังหันก๊าซเพิ่มขึ้น และภายในวัฏจักรแรงคินพบว่าประสิทธิภาพกฎข้อที่สองของกังหันไอน้ำ และประสิทธิภาพวัฏจักรแรงคินเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ผู้วิจัยได้ศึกษาการเปรียบเทียบของระบบระหว่างการผลิตไอน้ำและไม่มีเครื่องกำเนิดไอน้ำในระบบพบว่าการผลิตไอน้ำในวัฏจักรแรงคิน สามารถลดการสูญเสียเอกเซอร์จิมมากกว่าการผลิตไอน้ำในวัฏจักรแรงคิน อีกทั้งการผลิตไอน้ำในระบบส่งผลให้ประสิทธิภาพข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ของวัฏจักรแรงคินเพิ่มขึ้นอีกด้วย (Sanjay, 2011)



รูปภาพที่ 2.6 แผนภาพของกังหันก๊าซเย็นในโรงไฟฟ้าความร้อนร่วม
(Sanjay, 2011)

Ahmadi และ Dincer ศึกษาโรงไฟฟ้าความร้อนร่วมที่มีระบบเชื้อเพลิงและมีการจำลองโรงไฟฟ้าแสดงรูปภาพที่ 2.7 โดยใช้โปรแกรม Matlab ในการศึกษาผู้วิจัยได้ใช้กฎข้อหนึ่งและสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ เศรษฐศาสตร์เทอร์โมไดนามิกส์ และขั้นตอนเชิงพันธุกรรมในการวิเคราะห์ ซึ่งจะเน้นถึงผลกระทบการเพิ่มปริมาณเชื้อที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพวัฏจักร พบว่าในส่วนวัฏจักรเบรย์ตันการเพิ่มเชื้อเพลิงส่งผลให้ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ อัตราส่วนการอัดของคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซและกำลังที่ได้จากระบบมีค่าสูงขึ้น เพราะอัตราไหลเชิงมวลในห้องเผาไหม้และการย้อนกลับไม่ได้ลดลง ในส่วนเครื่องกำเนิดไอน้ำพบว่า การเพิ่มเชื้อเพลิงส่งผลให้อุณหภูมิของจุดพินช์ลดลง (ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิก๊าซทางออกและอีเวปโปเรเตอร์) อุณหภูมิซูเปอร์ฮีทความดันสูงและต่ำเพิ่มขึ้น และความดันภายในดรัมของความดันสูงและต่ำเพิ่มขึ้น จากผลกระทบดังกล่าวทำให้ค่าการย้อนกลับไม่ได้ลดลง ส่งผลให้ประสิทธิภาพเอกเซอร์จีเพิ่มขึ้น และในส่วนวัฏจักรแรงคินพบว่า การเพิ่มเชื้อเพลิงส่งผลให้ความดันคอนเดนเซอร์ลดลง ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำและปั๊มเพิ่มขึ้น เพราะค่าการย้อนกลับไม่ได้ลดลง ส่งผลให้ประสิทธิภาพเอกเซอร์จีเพิ่มขึ้น (Ahmadi & Dincer, 2011)

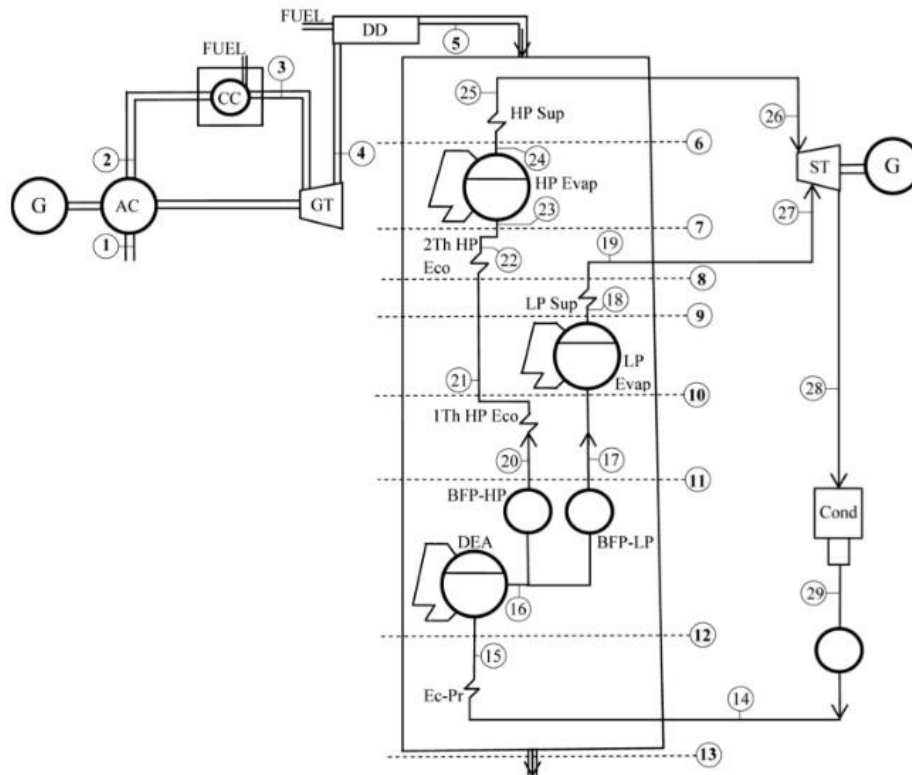


รูปภาพที่ 2.7 แผนภาพโรงไฟฟ้าพลังงานร่วมความดันคู่
(Ahmadi & Dincer, 2011)

2.4 การปรับพารามิเตอร์ในวัฏจักรแรงดันโดยใช้กฎข้อหนึ่งและสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการวิเคราะห์

Srinivas และคณะ ศึกษาผลการฉีดไอน้ำเข้าห้องเผาไหม้พบว่า การเผาไหม้แบบสมบูรณ์ในส่วนห้องเผาไหม้ของกังหันก๊าซและก๊าซรีไซเคิลมีขีดจำกัดสูงสุดในอัตราส่วนมวลการฉีดไอน้ำคือไอน้ำ 6 กก.ต่อเชื้อเพลิง 1 กก. โดยไอน้ำนี้ต้องเป็นส่วนที่ดึงมาจากกังหันไอน้ำเท่านั้น ในกระบวนการดังกล่าวเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพวัฏจักรก๊าซ แต่ลดประสิทธิภาพวัฏจักรไอน้ำ ซึ่งการลดประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำผลลัพธ์ที่ได้จะส่งผลน้อยกว่าเพิ่มประสิทธิภาพวัฏจักรก๊าซ ดังนั้นส่งผลให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรของระบบมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเป็นลดเอกเซอร์จิสูญเสียในห้องเผาไหม้นอกจากนี้พบว่า การเพิ่มประสิทธิภาพของระบบสามารถทำได้โดยการเพิ่มความดันของความดันสูงเพิ่มความดันของการอุ่นไอน้ำ และเลือกใช้อัตราส่วนอุณหภูมิแอร์เรเตอร์ที่เหมาะสมคือ 0.2 จึงทำให้ประสิทธิภาพของระบบเพิ่มขึ้น (Srinivas et al., 2008)

ส่วนกังหันไอน้ำความดันต่ำส่งผลให้ประสิทธิภาพของเอกเซอร์จีของระบบไอน้ำเพิ่มขึ้น และการเพิ่มความดัน อุณหภูมิและประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกในกังหันไอน้ำส่งผลให้กำลังรวมที่ผลิตได้มีค่าสูงขึ้น (Ganjehkaviri et al., 2015)



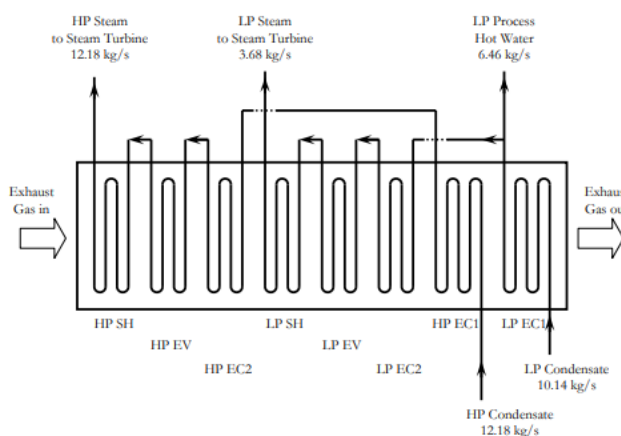
รูปภาพที่ 2.9 แผนภาพวัฏจักรความร้อนร่วมโดยเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันคู่

(Ganjehkaviri et al., 2015)

2.5 การปรับพารามิเตอร์โดยใช้ค่าความสามารถในการใช้พลังงานปฏุนภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนและกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการวิเคราะห์

Buntarikpornpant และ Tangthieng ศึกษาและออกแบบจำลองเครื่องกำเนิดไอน้ำ ที่แสดงในรูปภาพที่ 2.9 เป็นส่วนสำคัญในระบบ โดยเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันคู่แวนอน ในส่วนที่ความดันสูงจะประกอบด้วยซูเปอร์ฮีท อีเวปโปเรเตอร์ อีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 อีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 และในส่วนที่ความดันต่ำจะประกอบด้วยซูเปอร์ฮีท อีเวปโปเรเตอร์ อีโคโนไมเซอร์ การไหลภายในอุปกรณ์เป็นการไหลแบบตามขวาง และตัวที่มีลักษณะเป็นท่อกลมอะลูมิเนียมมีครีบริบตีบ ซึ่งในการคำนวณเครื่องกำเนิดไอน้ำจะใช้วิธี Effectiveness-NTU และ Force Convection Boiling ในการคำนวณ และผู้วิจัยมีการออกแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์แสดงในรูปภาพที่ 2.10 และมีการศึกษาการปรับค่าพารามิเตอร์ในวัฏจักรเบรย์ตันได้แก่ อัตราส่วนความดัน อัตราความร้อน

ของเชื้อเพลิง ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ พบว่าการเพิ่มอัตราส่วนความดัน การเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ และการเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ ส่งผลให้กำลังไฟฟ้าสุทธิที่ผลิตได้ภายในระบบมีค่าเพิ่มขึ้น (Buntarikpornpant & Tangthieng, 2020)



รูปภาพที่ 2.10 แผนภาพการออกแบบภายในของเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันคู่
(Buntarikpornpant & Tangthieng, 2020)

นอกจากนี้ได้มีการศึกษาค่า PES ซึ่งเป็นค่าสำคัญในการวัดประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าที่โรงไฟฟ้าใช้วัดกันที่ขึ้นกับในแต่ละประเทศ โดยประเทศไทยกำหนดให้ PES (Primary Energy Saving) หรือค่าความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนเป็นค่าร้อยละของพลังงานปฐมภูมิที่ประหยัดได้อันเนื่องมาจากกระบวนการผลิตและใช้พลังงานร่วมมีประสิทธิภาพสูงขึ้นโดยคิดเทียบจากปริมาณพลังงานปฐมภูมิที่ต้องใช้งานจริง มีสูตรการคำนวณ ดังนี้

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{H_{\eta,cogen}}{H_{\eta,ref}} + \frac{E_{\eta,cogen}}{E_{\eta,ref}}} \right) \times 100 \quad (2.1)$$

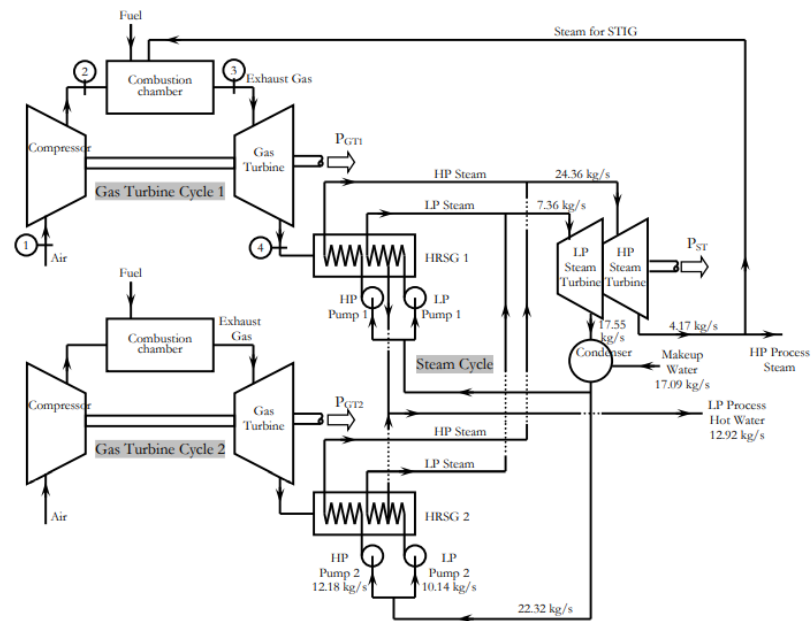
โดย $H_{\eta,cogen}$ ประสิทธิภาพการนำความร้อนจากกระบวนการระบบโคเจนเนเรชั่นไปใช้ประโยชน์ คิดจากปริมาณพลังงานความร้อนที่นำไปใช้ให้เกิดประโยชน์นอกเหนือจากการผลิตไฟฟ้าโดยตรงหารด้วยปริมาณพลังงานปฐมภูมิที่ป้อนให้กับโรงไฟฟ้าในช่วงเวลาที่รายงาน

$E_{\eta,cogen}$ ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าจากโรงไฟฟ้าระบบโคเจนเนเรชั่นคิดจากปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้หารด้วยปริมาณพลังงานปฐมภูมิที่ป้อนให้กับโรงไฟฟ้าในช่วงเวลาที่รายงาน

$H_{\eta,ref}$ ประสิทธิภาพการนำความร้อนไปใช้ประโยชน์อ้างอิงจากระบบที่ผลิตพลังงานไฟฟ้าแต่เพียงอย่างเดียวและคิดที่ความร้อนสุทธิที่นำไปใช้ประโยชน์ (Net useful heat) ด้วยเทคโนโลยีปัจจุบัน โดยที่ $H_{\eta,ref}$ ของก๊าซธรรมชาติเท่ากับร้อยละ 85

$E_{\eta,ref}$ ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าอ้างอิงจากระบบที่ผลิตพลังงานไฟฟ้าแต่เพียงอย่างเดียวและคิดที่กำลังงานสุทธิที่นำไปใช้ประโยชน์ด้วยเทคโนโลยีปัจจุบัน โดยที่ $E_{\eta,ref}$ ของก๊าซธรรมชาติเท่ากับร้อยละ 45.28

เมื่อมีการปรับพารามิเตอร์ที่กล่าวข้างต้นทำให้ค่าความสามารถในการใช้พลังงานปฏุมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนเพิ่มขึ้น นอกจากนี้การเพิ่มอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ทั้งหมดและอัตราความร้อนที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นและทำให้ค่าความสามารถในการใช้พลังงานปฏุมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนเพิ่มขึ้นเนื่องจากกำลังไฟฟ้าที่ผลิตจากกังหันก๊าซและไอน้ำ อัตราความร้อนที่ผลิตได้ที่มีความดันสูงและต่ำเพิ่มขึ้น (Buntarikpornpant & Tangthieng, 2020)



รูปภาพที่ 2.11 แผนภาพของวัฏจักรความร้อนร่วมโดยมีเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันคู่
(Buntarikpornpant & Tangthieng, 2020)

บทที่ 3

ทฤษฎีบทที่เกี่ยวข้อง

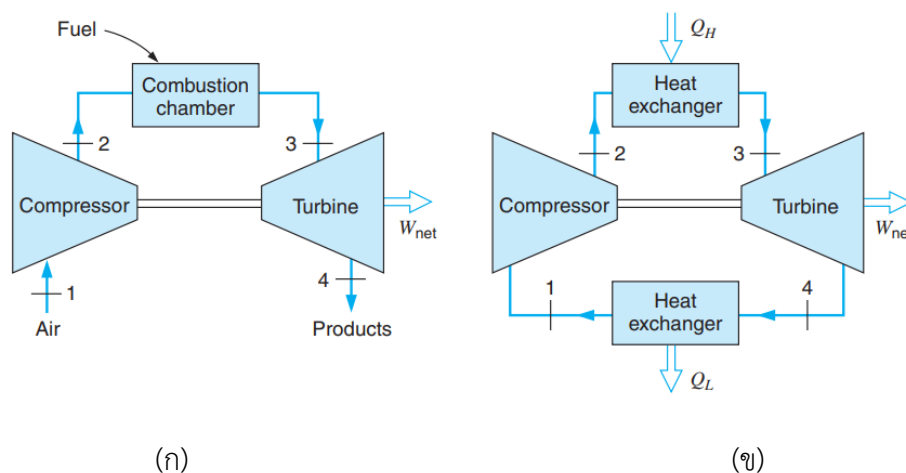
การใช้โปรแกรมจำลองโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วม เป็นเครื่องมือที่สามารถทำนายประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าและยังสามารถนำผลจากโปรแกรมมาวิเคราะห์ประสิทธิภาพในส่วนต่างๆ ของโรงไฟฟ้าได้ ซึ่งการใช้โปรแกรมในการออกแบบการจำลองจำเป็นต้องศึกษาและเข้าใจการทำงานของอุปกรณ์และวัฏจักรต่างๆ ที่เป็นองค์ประกอบภายในโรงไฟฟ้า ดังนี้

3.1 วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์

งานวิจัยนี้ศึกษาวัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่เกี่ยวข้องกับแบบจำลองโรงไฟฟ้า ดังนี้

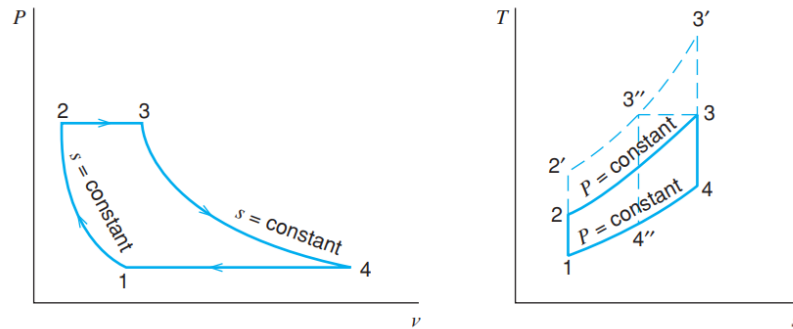
3.1.1 วัฏจักรเบรย์ตัน

วัฏจักรเบรย์ตันเป็นวัฏจักรที่ใช้สารทำงานที่มีสถานะเดียว ซึ่งส่วนใหญ่มักจะใช้สารทำงานเป็นสถานะก๊าซในวัฏจักรและส่วนใหญ่มักจะใช้อากาศเป็นพื้นฐาน วัฏจักรเบรย์ตันเป็นวัฏจักรอย่างง่ายในอุดมคติ แบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ วัฏจักรเปิดอย่างง่ายของกังหันก๊าซจะใช้ประโยชน์จากกระบวนการเผาไหม้ภายใน และวัฏจักรปิดอย่างง่ายของกังหันก๊าซจะใช้ประโยชน์จากกระบวนการถ่ายเทความร้อน ซึ่งกังหันก๊าซทั้ง 2 ประเภท แสดงในรูปภาพที่ 3.1 และแผนภาพแสดงความสัมพันธ์ความดันและปริมาตรและอุณหภูมิและเอนโทรปีดังในรูปภาพที่ 3.2 (Sonntag et al., 2014)



รูปภาพที่ 3.1 แผนภาพวัฏจักรเบรย์ตันกังหันก๊าซอย่างง่าย (ก) วัฏจักรเปิด (จ) วัฏจักรปิด

(Sonntag et al., 2014)



รูปภาพที่ 3.2 ภาพความสัมพันธ์วัฏจักรเบรย์ตัน (ก) ความดันและปริมาตร (ข) อุณหภูมิและเอนโทรปี (Sonntag et al., 2014)

การวิเคราะห์วัฏจักรเบรย์ตันอุดมคติ

การวิเคราะห์วัฏจักรเบรย์ตันมีการกำหนดปริมาตรควบคุมล้อมรอบแต่ละอุปกรณ์ในวัฏจักรที่แสดงในรูปภาพที่ 3.1 ซึ่งผลลัพธ์อยู่ในรูปสมการพลังงานเฮอร์มิโดนามิกส์ (Sonntag et al., 2014) ดังนี้

คอมเพรสเซอร์ (กระบวนการไอเซนโทรปิก) $w_{\text{comp}} = h_1 - h_2$ (kJ/kg) (3.1)

ห้องเผาไหม้ (กระบวนการความดันคงที่) $q_H = h_3 - h_2$ (kJ/kg) (3.2)

กังหันก๊าซ (กระบวนการไอเซนโทรปิก) $w_{\text{turb}} = h_3 - h_4$ (kJ/kg) (3.3)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (กระบวนการความดันคงที่) $q_L = h_4 - h_1$ (kJ/kg) (3.4)

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานโดยรวมของวัฏจักร (Overall conversion efficiency)

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_L}{q_H} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (3.5)$$

วัฏจักรอุดมคติพบว่า การเพิ่มความดันในคอมเพรสเซอร์จะเท่ากับการลดความดันในกังหันก๊าซและทั้งสองกระบวนการเป็นกระบวนการไอเซนโทรปิกจะได้ความสัมพันธ์ คือ

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.6)$$

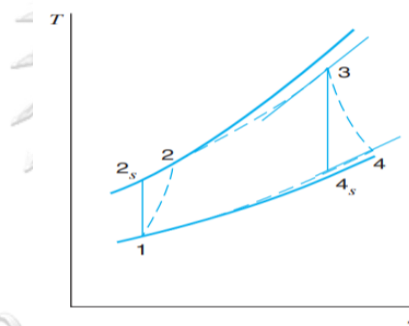
ประสิทธิภาพวัฏจักรเบรย์ตัน (Cycle efficiency)

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_L}{q_H} = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{k/(k-1)}} \quad (3.7)$$

ประสิทธิภาพวัฏจักรเบรย์ตันมีความสัมพันธ์กับอัตราส่วนความดันไอเซนโทรปิกเมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนความดันทำให้ประสิทธิภาพวัฏจักรสูงขึ้นที่แสดงกระบวนการ 1-2'-3'-4-1 ในรูป 3.2 (ข) แต่ในความเป็นจริงกังหันก๊าซจะกำหนดอุณหภูมิสูงสุดที่สามารถเข้ากันกับก๊าซได้จากวัสดุที่ผลิตกังหันก๊าซ ดังนั้นกำหนดอุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซและเพิ่มอัตราส่วนความดัน ผลลัพธ์ในวัฏจักร 1-2'-3"-4"-1 ในรูป 3.2 (ข) พบว่าประสิทธิภาพวัฏจักรสูงขึ้น (Sonntag et al., 2014)

การวิเคราะห์วัฏจักรเบรย์ตันจริง

วัฏจักรจริงแตกต่างจากวัฏจักรอุดมคติเนื่องจากเกิดกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ในกังหันก๊าซและคอมเพรสเซอร์ และเกิดความดันตกในท่อเผาไหม้หรือในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในวัฏจักรปิดดังรูปภาพที่ 3.3 โดยที่ 2_s และ 4_s แสดงในสภาวะอุดมคติ 2 และ 4 แสดงในสภาวะจริง (Sonntag et al., 2014)



รูปภาพที่ 3.3 แผนภาพเปรียบเทียบวัฏจักรเบรย์ตันจริงและวัฏจักรเบรย์ตันอุดมคติ

(Sonntag et al., 2014)

ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์และกังหันก๊าซมีความสัมพันธ์กับกระบวนการไอเซนโทรปิก ดังนี้

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.8)$$

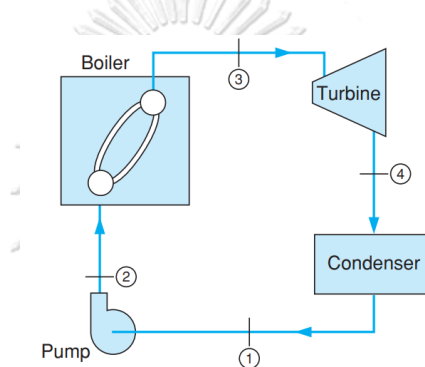
$$\eta_{\text{turb}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.9)$$

สิ่งสำคัญในวัฏจักรเบรย์ตันคืองานของคอมเพรสเซอร์มีค่ามากเมื่อเทียบกับกังหันก๊าซ โดยที่คอมเพรสเซอร์ต้องการงานร้อยละ 40 – 80 ของงานที่ออกจากกังหันก๊าซ ซึ่งการลดประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์และกังหันก๊าซส่งผลให้ประสิทธิภาพรวมจะลดลง และการลดประสิทธิภาพต่ำกว่าร้อยละ 60 งานที่ได้จากกังหันก๊าซทั้งหมดใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ส่งผลให้ประสิทธิภาพรวมเท่ากับศูนย์ (Sonntag et al., 2014)

3.1.2 วัฏจักรแรงคิน

วัฏจักรแรงคินเป็นวัฏจักรในอุดมคติที่ใช้สารการทำงานประเภทสารบริสุทธิ์และเป็นแบบจำลองโรงไฟฟ้าไอน้ำอย่างง่ายแสดงในรูปภาพที่ 3.4 ซึ่งในวัฏจักรประกอบด้วย 4 กระบวนการในอุดมคติที่สภาวะคงที่ โดยที่ภาวะที่ 1 ของเหลวอิ่มตัวและภาวะที่ 3 ไออิ่มตัวหรือไอร้อนยิ่งยวด (Sonntag et al., 2014) ดังนี้

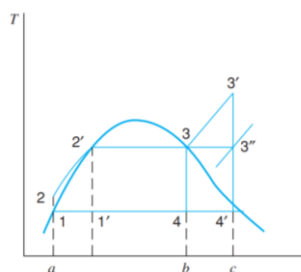
- 1-2 กระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิกในปั๊ม
- 2-3 กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ความดันคงที่ในหม้อต้ม (Boiler)
- 3-4 กระบวนการขยายแบบไอเซนโทรปิกในกังหันไอน้ำ
- 4-1 กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ความดันคงที่ในคอนเดนเซอร์



รูปภาพที่ 3.4 แผนภาพโรงไฟฟ้าไอน้ำอย่างง่ายโดยใช้วัฏจักรแรงคิน
(Sonntag et al., 2014)

การวิเคราะห์วัฏจักรแรงคินอุดมคติ

กำหนดให้ไม่มีการเปลี่ยนพลังงานจลน์และศักย์ในสมการกฎเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งการแลกเปลี่ยนความร้อนและงานสามารถหาได้จากแผนภาพความสัมพันธ์อุณหภูมิและเอนโทรปีรูปภาพที่ 3.5



รูปภาพที่ 3.5 แผนภาพความสัมพันธ์อุณหภูมิและเอนโทรปีวัฏจักรแรงคินอย่างง่าย
(Sonntag et al., 2014)

ความร้อนที่ถ่ายเทไปยังของไหลทำงานคือพื้นที่ a-2-2'-3-b-a และความร้อนที่ถ่ายเทจากของไหลทำงานคือพื้นที่ a-1-4-b-a จากสมการพลังงานสรุปได้ว่างานที่เกิดขึ้นจากวัฏจักรคือผลต่างของสองพื้นที่นี้คือ 1-2-2'-3-4-1 (Sonntag et al., 2014)

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักร (Thermal efficiency)

$$\eta_{th} = \frac{\text{area } 1-2-2'-3-4-1}{\text{area } a-2-2'-3-b-a} = \frac{q_H - q_L}{q_H} = \frac{W_{net}}{q_H} = \frac{W_{turb} - W_{pump}}{q_H} \quad (3.10)$$

โดย q_H q_L W_{turb} W_{pump} มาจากการพิจารณาปริมาตรควบคุมและสมการกฎข้อที่หนึ่งเทอร์โมไดนามิกส์ แต่ละอุปกรณ์ในวัฏจักรแรงคิน (Sonntag et al., 2014) ดังนี้

หม้อต้ม $q_H = h_3 - h_2$ (kJ/kg) (3.11)

คอนเดนเซอร์ $q_L = h_4 - h_1$ (kJ/kg) (3.12)

กังหันไอน้ำ $W_{turb} = h_3 - h_4$ (kJ/kg) (3.13)

ปั๊ม $W_{pump} = h_2 - h_1 = \int_1^2 v dP = v_{1f}(P_2 - P_1)$ (kJ/kg) (3.14)

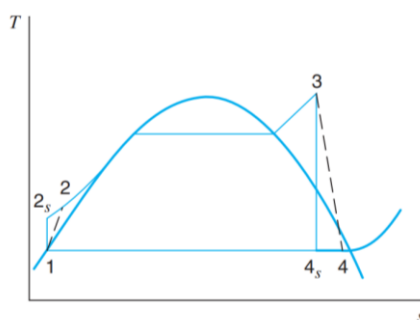
จากการวิเคราะห์วัฏจักรแรงคินพบว่าประสิทธิภาพขึ้นกับอุณหภูมิเฉลี่ยของความร้อนที่รับและคายออกวัฏจักร โดยที่การเพิ่มอุณหภูมิในส่วนการรับความร้อน หรือลดอุณหภูมิในส่วนการคายความร้อน เป็นการเพิ่มประสิทธิภาพวัฏจักรแรงคิน (Sonntag et al., 2014)

การวิเคราะห์วัฏจักรแรงคินจริง

การวิเคราะห์วัฏจักรแรงคินจริงจะแบ่งการวิเคราะห์ได้ ดังนี้ ส่วนแรกกังหันไอน้ำและปั๊มในวัฏจักรแรงคินเชิงจริง โดยกังหันไอน้ำและปั๊มในวัฏจักรจริงแตกต่างจากวัฏจักรอุดมคติเนื่องจากเกิดกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ในกังหันไอน้ำและปั๊มดังรูปภาพที่ 3.6 โดยที่ 2_s และ 4_s แสดงในสภาวะอุดมคติ 2 และ 4 แสดงในสภาวะจริง ดังนั้นประสิทธิภาพการทำงานของกังหันไอน้ำและปั๊มขึ้นกับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก โดยมีความสัมพันธ์กับกระบวนการไอเซนโทรปิก (Sonntag et al., 2014) ดังนี้

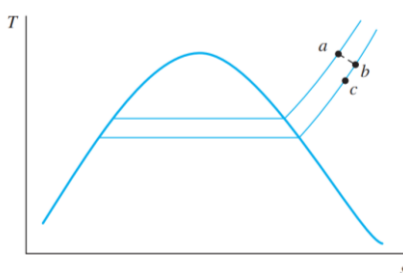
$$\eta_{isen,pump} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.15)$$

$$\eta_{isen,turb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.16)$$



รูปภาพที่ 3.6 แผนภาพความสัมพันธ์อุณหภูมิและเอนโทรปีของกังหันไอน้ำและปั๊มต่อวัฏจักรแรงคิน (Sonntag et al., 2014)

ส่วนที่สองความดันตกภายในวัฏจักรแรงคินจริง โดยความดันตกเกิดจากผลกระทบจากแรงเสียดทานและความร้อนสูญเสียของสารภายในท่อตัวอย่างเช่นรูปภาพที่ 3.7 ซึ่งภาวะ a ไป b เป็นผลจากแรงเสียดทานส่งผลให้ค่าเอนโทรปีสูงขึ้นและจากภาวะ b ไป c แสดงถึงความร้อนสูญเสียส่งผลให้ต่อเอนโทรปีลดลง (Sonntag et al., 2014)

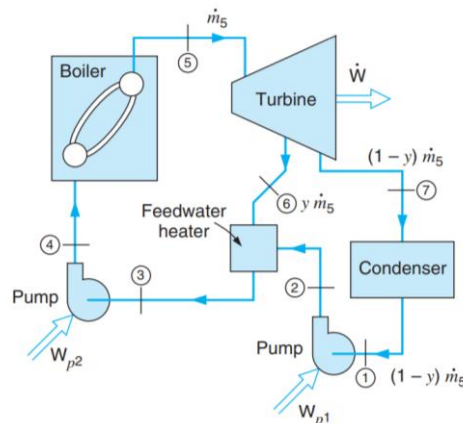


รูปภาพที่ 3.7 แผนภาพความสัมพันธ์อุณหภูมิและเอนโทรปีและความดันตกในท่อวัฏจักรแรงคิน (Sonntag et al., 2014)

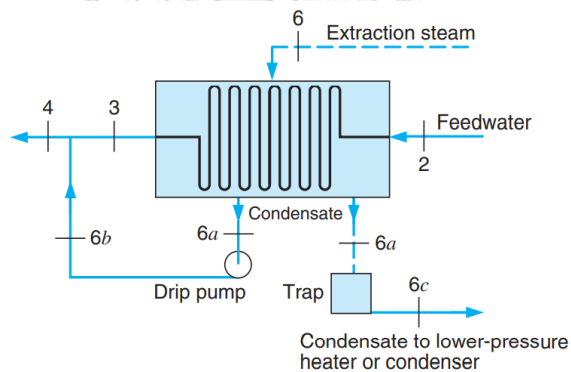
3.1.3 วัฏจักรรีเจนเนอเรทีฟและเครื่องอุ่นน้ำป้อน

วัฏจักรรีเจนเนอเรทีฟมีประสิทธิภาพอุดมคติเท่ากับประสิทธิภาพของวัฏจักรคาร์โนต์ ที่มีการให้ความร้อนและอุณหภูมิละทิ้งความร้อนเท่ากัน และวัฏจักรรีเจนเนอเรทีฟในอุดมคติไม่สามารถทำได้เนื่องจากผลกระทบของการถ่ายเทความร้อนจากไอน้ำของกังหันไอน้ำไปยังของเหลวในน้ำป้อนส่งผลให้ปริมาณความชื้นของไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำเพิ่มขึ้น ดังนั้นในทางปฏิบัติวัฏจักรรีเจนเนอเรทีฟจะดึงไอน้ำบางส่วนออกมาหลังจากที่มันขยายตัวบางส่วนในกังหันไอน้ำ และใช้เครื่องอุ่นน้ำป้อนดังในรูปภาพที่ 3.8 เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบ่งเป็นประเภทแรกเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบปิดเป็นประเภทที่ไอน้ำและน้ำป้อนไม่ผสมกัน ในทางกลับกันความร้อนจะถูกถ่ายเทจากไอน้ำที่สกัดออกมาเมื่อควบแน่นที่ด้านนอกของท่อในขณะที่น้ำป้อนไหลผ่านท่อในเครื่องทำความร้อนแบบปิดแสดงในรูปภาพที่ 3.9 ประเภทที่เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิดมีข้อดีคือมีราคาถูกกว่าและมีการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าเครื่อง

อุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิต่อเนื่องกัน ส่วนข้อเสียของการต้องใช้ปั๊มเพื่อจัดการกับน้ำป้อนระหว่างเครื่องอุณหภูมิต่ำและเครื่อง (Sonntag et al., 2014)

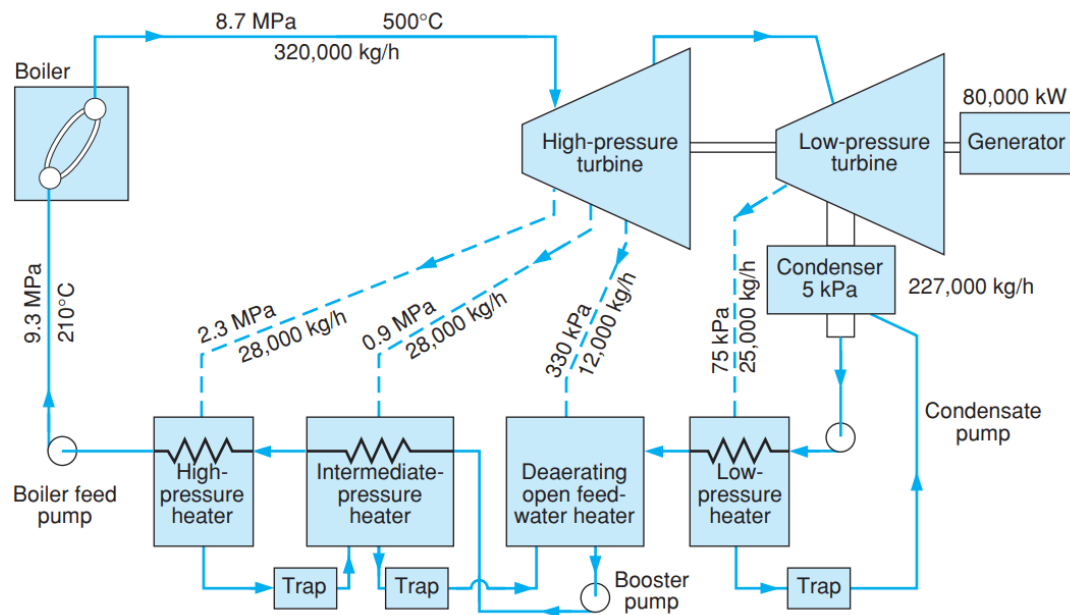


รูปภาพที่ 3.8 แผนภาพวัฏจักรรีเจเนอเรทีฟโดยใช้เครื่องอุณหภูมิต่ำแบบเปิด (Sonntag et al., 2014)



รูปภาพที่ 3.9 แผนภาพเครื่องอุณหภูมิต่ำแบบปิด (Sonntag et al., 2014)

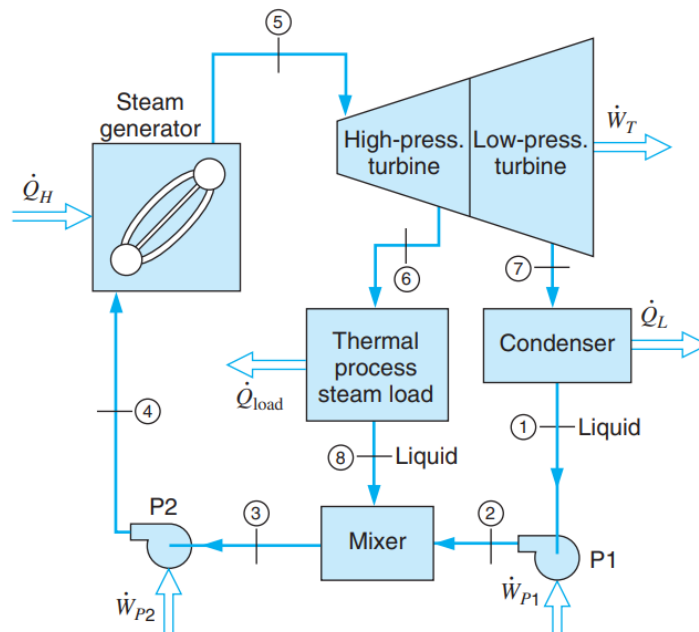
การจัดเรียงส่วนประกอบหลักโดยทั่วไปในโรงไฟฟ้าแสดงในรูปภาพที่ 3.10 โดยที่ตีเออร์เรเตอร์เป็นเครื่องอุณหภูมิต่ำแบบเปิดประเภทหนึ่ง ซึ่งทำหน้าที่ทำความร้อนและกำจัดอากาศออกจากน้ำป้อน เพราะถ้าไม่มีการกำจัดอากาศออกจะทำให้หม้อต้มน้ำจะเกิดการกัดกร่อน นอกจากนี้กระบวนการของเหลวควบแน่นจากฮีตเตอร์ความดันสูงไปยังฮีตเตอร์ระดับกลางและของเหลวควบแน่นจากฮีตเตอร์ระดับกลางจะระบายออกไปยังตีเออร์เรเตอร์และของเหลวควบแน่นจากฮีตเตอร์ความดันต่ำจะระบายไปยังคอนเดนเซอร์ (Sonntag et al., 2014)



รูปภาพที่ 3.10 แผนภาพการจัดเรียงเครื่องอุ้มน้ำป้อนในวัฏจักรรีเจนเนอราทิฟของโรงไฟฟ้า
(Sonntag et al., 2014)

3.1.4 ระบบร่วมผลิตกำลังและความร้อน

ระบบร่วมผลิตกำลังและความร้อน (Combined Heat and Power : CHP) ในอุตสาหกรรมต้องการแหล่งพลังงานเฉพาะหรือการจ่ายพลังงานภายในอุตสาหกรรมจึงมักใช้โรงไฟฟ้าพลังไอน้ำเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าตัวอย่างในรูปภาพที่ 3.11 การใช้การใช้งานประเภทนี้เรียกว่าความร้อนและพลังงานร่วม บางครั้งก็เรียกอีกอย่างว่าโคเจนเนเรชั่นหมายถึงการสร้างผลิตภัณฑ์พลอยได้ในขณะที่สร้างผลิตภัณฑ์หลัก เช่น ไอน้ำเป็นผลิตภัณฑ์หลักและไฟฟ้าหรืองานเป็นผลพลอยได้หรือไฟฟ้าเป็นผลิตภัณฑ์หลักและไอน้ำเป็นผลพลอยได้ โดยที่วัฏจักรแรงคินเป็นพื้นฐานและการเพิ่มอุณหภูมิของแหล่งกำเนิดจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรดังนั้นวัฏจักรแรงคินรวมกับวัฏจักรหรือแหล่งพลังงานอื่นๆ (Sonntag et al., 2014)



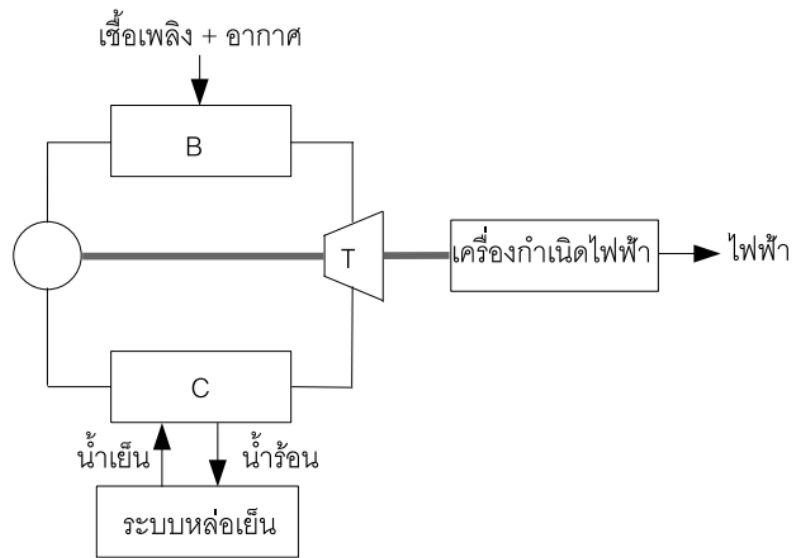
รูปภาพที่ 3.11 แผนภาพตัวอย่างวัฏจักรความร้อนและพลังงานร่วม
(Sonntag et al., 2014)

ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าความร้อน

ในรูปภาพที่ 3.12 แสดงแผนภาพอย่างง่ายของโรงไฟฟ้า ส่วนประกอบที่สำคัญได้แก่ วัฏจักรกำลังงาน ระบบหล่อเย็นและเครื่องกำเนิดไฟฟ้า หม้อไอน้ำ (B) ทำหน้าที่แปลงพลังงานเคมี ในเชื้อเพลิงเป็นพลังงานความร้อนที่ขับเคลื่อนวัฏจักรกำลังงาน ระบบหล่อเย็นทำหน้าที่ระบายความร้อนจากวัฏจักรแรงคิน และเครื่องกำเนิดไฟฟ้าทำหน้าที่แปลงพลังงานกลที่ได้จากวัฏจักรกำลังงานเป็นพลังงานไฟฟ้า โดยภาพรวมจะเห็นว่าส่วนเข้าของโรงไฟฟ้าคือพลังงานเคมีของเชื้อเพลิง และส่วนออกคือพลังงานไฟฟ้า ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า (η_o) จึงเท่ากับอัตราส่วนของพลังงาน ไฟฟ้าต่อพลังงานเคมีของเชื้อเพลิง (ฉันทศิริวรรณ, 2563)

$$\eta_o = \frac{Pe}{m_f HV} \quad (3.17)$$

โดย Pe คือพลังงานไฟฟ้า m_f คืออัตราการใช้เชื้อเพลิงผลิตไฟฟ้าและ HV (heating value) คือค่าความร้อนของเชื้อเพลิง HV อาจเป็นค่าความร้อนสูง (HHV) หรือค่าความร้อนต่ำ (LHV) การคำนวณประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าควรระบุให้ชัดเจนว่าจะใช้ค่าความร้อนใด ในที่นี้สมมติใช้ค่าความร้อนคือ HHV



รูปภาพที่ 3.12 แสดงแผนภาพอย่างง่ายของโรงไฟฟ้า

(ฉันทศิริวรรณ, 2563)

η_0 สามารถเขียนเป็นผลคูณของประสิทธิภาพสามค่าดังนี้

$$\eta_0 = \eta_B \eta_T \eta_G \quad (3.18)$$

ประสิทธิภาพทั้งสามค่าคือ

η_B คือประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ (Boiler efficiency) ซึ่งเท่ากับอัตราส่วนของเอนทัลปีที่เพิ่มขึ้นเมื่อน้ำกลายเป็นไอน้ำยวดยิ่งจากการไหลผ่านหม้อไอน้ำต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิง

$$\eta_B = \frac{\dot{m}_s(h_{out} - h_{in})}{\dot{m}_f \text{HHV}} \quad (3.19)$$

โดย \dot{m}_s คืออัตราการผลิตไอน้ำของหม้อไอน้ำ h_{in} คือเอนทัลปีของน้ำป้อนที่ไหลเข้าหม้อไอน้ำ และ h_{out} คือเอนทัลปีของไอน้ำยวดยิ่งที่ไหลออกจากหม้อไอน้ำ

η_T คือประสิทธิภาพของวัฏจักรกำลังงานซึ่งเท่ากับอัตราส่วนของกำลังงานสุทธิที่ได้จากวัฏจักร (\dot{w}_{net}) ต่อกำลังงานความร้อนที่เข้าหม้อไอน้ำ (\dot{q}_{in})

$$\eta_T = \frac{\dot{w}_{net}}{\dot{q}_{in}} \quad (3.20)$$

สังเกตว่า \dot{q}_{in} มีค่าเท่ากับอัตราการเพิ่มขึ้นของเอนทัลปีเมื่อน้ำกลายเป็นไอน้ำในสมการ 3.19

η_G คือประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator efficiency) ซึ่งเท่ากับอัตราส่วนของพลังไฟฟ้า (P_e) ที่ได้จากเครื่องกำเนิดไฟฟ้าต่อกำลังงานกลที่เข้าเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

$$\eta_G = \frac{P_e}{\dot{w}_{net}} \quad (3.21)$$

ในทางปฏิบัติวิศวกรโรงไฟฟ้าสนใจอัตราส่วนค่าความร้อน (Heat rate)

$$HR = \frac{\dot{m}_f HHV}{P_e \Delta t} \quad (3.22)$$

โดยที่ Δt คือ ช่วงเวลาที่ผลิตไฟฟ้าและ \dot{m}_f คือมวลเชื้อเพลิงที่ใช้ผลิตไฟฟ้าในช่วงเวลาดังกล่าว หน่วยของ HR คือ kJ/kW.h HR สามารถคำนวณได้จาก η_o ดังนี้

$$HR = \frac{3600}{\eta_o} \quad (3.23)$$

3.1.5 ระบบร่วมผลิตกำลังและความร้อนร่วมวัฏจักรเบรย์ตันและวัฏจักรแรงคิน

ระบบร่วมผลิตกำลังและความร้อนร่วมวัฏจักรเบรย์ตันและวัฏจักรแรงคิน (Combined Brayton/Rankine-Cycle power system) เป็นวัฏจักรร่วมที่ได้รับความนิยมอย่างมากคือการใช้ความร้อนไอเสียจากกังหันก๊าซของวัฏจักรเบรย์ตันเป็นแหล่งความร้อนสำหรับวัฏจักรไอน้ำ ซึ่งการใช้วัฏจักรนี้เป็นการปรับปรุงวัฏจักรเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนโดยรวมของระบบไฟฟ้าและความร้อนร่วม โดยปกติระบบดังกล่าวจะใช้กังหันก๊าซและวัฏจักรแรงคินใช้สารทำงานคือไอน้ำแสดงในรูปภาพที่ 3.12 ซึ่งปกติการใช้ระบบข้างต้นคู่กันมักจะไม่เหมาะสมเนื่องจากการใช้ความร้อนของก๊าซที่ไม่ควมแน่นเป็นแหล่งพลังงานในการผลิตกระบวนการเตีอดแบบไอโซเธอร์มัลเพื่อให้ได้ไอร้อนยวดยิ่งจำเป็นต้องมีการออกแบบอย่างระมัดระวังเพื่อหลีกเลี่ยงจุดพินช์ และการทำให้ก๊าซไอเสียเย็นลงพอดี โดยที่ยังทำให้พลังงานเพียงพอที่จะทำให้กระบวนการเตีอดสมบูรณ์ในวัฏจักรไอน้ำ ซึ่งอุปกรณ์ที่ช่วย

การวัดประสิทธิภาพของระบบ

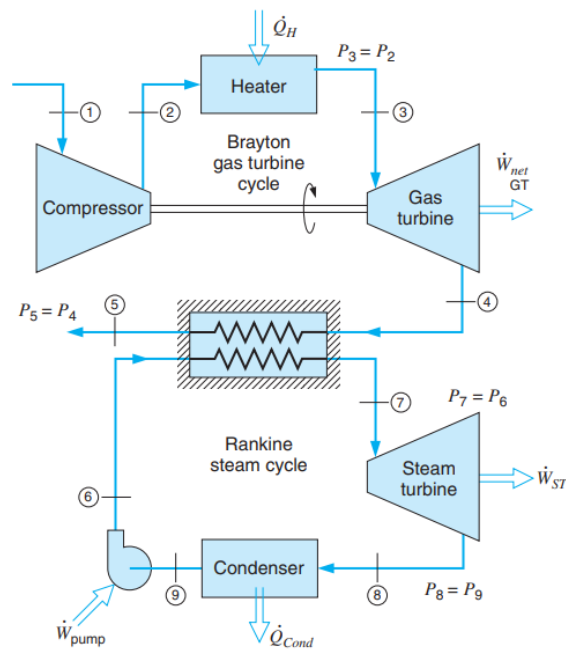
โดยทั่วไปจะใช้สองมาตรการในการวัดประสิทธิภาพของระบบ (Dincer & Rosen, 2021) ดังนี้

ประสิทธิภาพระบบทั้งหมด (Total System Efficiency) $\eta_o = \frac{W_e}{Q_{Fuel}} \quad (3.24)$

โดย W_e คือ งานสุทธิในระบบ Q_{Fuel} คือ พลังงานเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าระบบ

ประสิทธิภาพไฟฟ้าที่มีประสิทธิภาพ (Effective electric efficiency)

$$\epsilon_{EE} = \frac{W_e}{Q_{Fuel}} \quad (3.25)$$



รูปภาพที่ 3.13 แผนภาพระบบร่วมผลิตกำลังและความร้อนร่วมวัฏจักรเบรย์ตันและวัฏจักรแรงคิน (Sonntag et al., 2014)

3.2 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ภายในวัฏจักร

ในงานวิจัยนี้เป็นการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธี Effectiveness-NTU ซึ่งการพิจารณาทั่วไปของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน กำหนดให้แบบจำลองอุปกรณ์เป็นการไหลคงที่ อัตราไหลเชิงมวลคงที่ คุณสมบัติของไหลและค่าความร้อนจำเพาะขึ้นกับอุณหภูมิ ความเร็วเข้า-ออก อุปกรณ์ไม่เปลี่ยนแปลง และไม่คิดพลังงานศักย์และจลน์และมีความร้อนสูญเสีย ในอุดมคติใช้ข้อกำหนดของกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ และเป็นการวิเคราะห์ที่ไม่จำเป็นต้องทราบอุณหภูมิทางออกทุกค่าของอุปกรณ์ ซึ่งเป็นวิธีที่ใช้พารามิเตอร์ไร้มิติในการวิเคราะห์ที่เรียกว่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน (Heat transfer effectiveness) (Cengel & Heat, 2003) ดังนี้

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\text{Actual heat transfer rate}}{\text{Maximum possible heat transfer rate}} \quad (3.26)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง (Actual heat transfer rate)

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริงในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถหาได้จากสมมูลพลังงานของของเหลวร้อนหรือเย็น ดังสมการ

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,\text{out}} - T_{c,\text{in}}) = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,\text{in}} - T_{h,\text{out}}) \quad (\text{Watt}) \quad (3.27)$$

โดยที่ c แทนของไหลเย็น h แทนของไหลร้อน

\dot{m} อัตราไหลเชิงมวล (kg/s)

C ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหล (J/kgK)

อัตราความจุความร้อน (Heat capacity rate) ของไหลร้อนและเย็น

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc} \quad (\text{J/sK}) \quad (3.28)$$

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} \quad (\text{J/sK}) \quad (3.29)$$

จากสมการ 3.18 - 3.21 จะได้ว่า $\dot{Q} = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h(T_{h,in} - T_{h,out})$ (Watt) (3.30)

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (Maximum possible heat transfer rate)

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ในตัวถ่ายเทความร้อนหาได้จากความแตกต่างของอุณหภูมิสูงสุดในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนคือความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิขาเข้าของความร้อนและความเย็น

$$\Delta T_{\max} = T_{h,in} - T_{c,in} \quad (\text{K}) \quad (3.31)$$

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (\text{Watt}) \quad (3.32)$$

โดยที่ C_{\min} คือค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง C_h และ C_c

ดังนั้นจากสมการ 3.26 - 3.32 จะได้ว่า $\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})}$ (3.33)

ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นกับโครงสร้างและการจัดวางการไหล (Flow arrangement) นอกจากนี้ประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความเกี่ยวข้องกับกลุ่มไร้มิติ NTU (Number of transfer units) คือค่าการวัดพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนดังนั้นยังมีค่ามาก อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนก็จะยิ่งมากขึ้น ดังสมการ

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}C_p)_{\min}} \quad (3.34)$$

โดยที่ U สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด

A_s พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนพื้นที่ของตัวถ่ายเทความร้อน

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (UA) สามารถหาได้จากสมการ

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{wall}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (\text{Watt}) \quad (3.35)$$

เมื่อครีบท่อด้านหนึ่งเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนรวมด้านครีบท่อ (Total heat transfer surface area) และกรณีครีบท่อมีอุณหภูมิเกือบเท่าจะใช้ η_{fin} จะได้สมการ

$$A_{total} = A_{fin} + A_{unfinned} = \eta_{fin}A_{fin} + A_{unfinned} \quad (m^2) \quad (3.50)$$

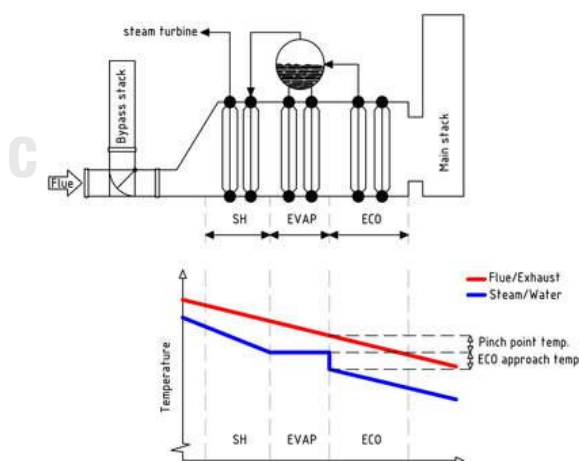
และเกี่ยวข้องกับกลุ่มไร้มิติอัตราส่วนความจุความร้อน (Capacity ratio)

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.36)$$

ดังนั้น ผู้วิจัยจึงออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมกับการทำงานในแต่ละอุปกรณ์ ดังนี้

3.2.1 เครื่องกำเนิดไอน้ำ

เครื่องกำเนิดไอน้ำในงานวิจัยเป็นเครื่องกำเนิดไอน้ำที่นำความร้อนกลับมาใช้ (Heat Recovery Steam Generator : HRSG) ซึ่งมักจะใช้ในโรงไฟฟ้าพลังงานและความร้อนร่วมแสดงในรูปภาพที่ 3.14 โดยใช้ความร้อนจากไอเสียในวัฏจักรกังหันก๊าซมาใช้ในการผลิตไอน้ำในวัฏจักรของกังหันไอน้ำ การวิเคราะห์ที่มักสนใจ Pinch Point คือผลต่างของอุณหภูมิก๊าซร้อนออกจากอีเวปโปเรเตอร์กับอุณหภูมิไอน้ำอ้อมตัวอีเวปโปเรเตอร์และ Approach point คือผลต่างของอุณหภูมิของน้ำที่ตำแหน่งขาออกจากอีโคโนไมเซอร์กับไอน้ำอ้อมตัวอีเวปโปเรเตอร์ ซึ่งการออกแบบจะใช้ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนวิเคราะห์อุปกรณ์ภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำ โดยอุปกรณ์จะประกอบด้วยส่วนสำคัญ (ไชยสิทธิ์, 2553) ดังนี้



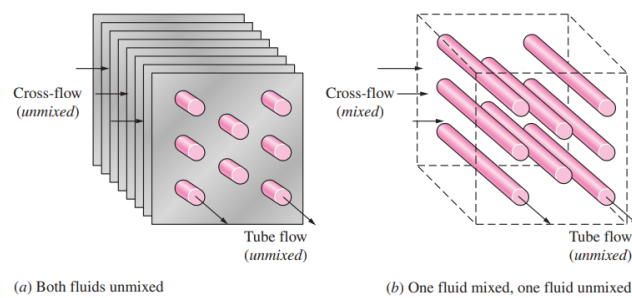
รูปภาพที่ 3.14 แผนภาพสมดุลความร้อนที่เกิดขึ้นในHRSGตามหลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์ (ไชยสิทธิ์, 2553)

อีโคโนไมเซอร์ มีหน้าที่ สำหรับอุ่นน้ำก่อนเข้าอีเวปโปเรเตอร์เพื่อที่จะให้ประสิทธิภาพของระบบสูงขึ้น อีเวปโปเรเตอร์ มีหน้าที่ผลิตไอน้ำโดยที่น้ำกำลังเปลี่ยนสถานะมาเป็นไอน้ำอ้อมตัว โดยที่การเปลี่ยน

สถานะจะมีลักษณะของผสมซึ่งสัดส่วนค่าคุณภาพไอ

ซูเปอร์ฮีท มีหน้าที่ เพิ่มอุณหภูมิของไอน้ำอิ่มตัวที่มาจากอีเวปเรเตอร์ให้กลายเป็นไอน้ำยิ่งยวด เพื่อเตรียมนำเข้าระบบนำไปใช้งาน ซึ่งเป็นส่วนที่พลังงานหรือเอนทัลปีมากที่สุด และเป็นส่วนที่อุณหภูมิสูงสุดหรือจะอยู่ด้านหน้าสุดเพื่อรับความร้อนจากก๊าซไอเสีย

การออกแบบและการวิเคราะห์เครื่องกำเนิดไอน้ำเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท การไหลตั้งฉาก (Cross-flow) แบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือการไหลแบบผสมและไม่ผสม แสดงใน รูปภาพที่ 3.15



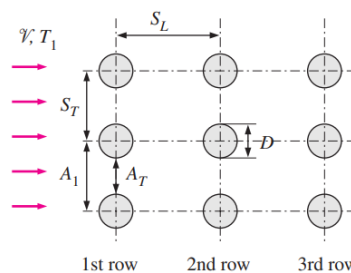
(ก)

(ข)

รูปภาพที่ 3.15 การถ่ายเทความร้อนการไหลตั้งฉาก(ก)แบบไม่ผสมคู่ (ข)แบบผสมหนึ่งไม่ผสมหนึ่ง (Cengel & Heat, 2003)

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอก (External convection coefficient : h_o) หาได้จาก หลักการการพาความร้อนภายนอก (External forced convection) แบบการไหลผ่านกลุ่มท่อในงานวิจัยนี้เป็นการวางกลุ่มท่อแบบอินไลน์ (In-lined) โดยที่ S_L ระยะพิทช์ตามยาว S_T ระยะพิทช์ขวาง V ความเร็วของไหลที่ไหลเข้ากลุ่มท่อ D ขนาดท่อ เมื่อของไหลเข้าสู่กลุ่มท่อพื้นที่การไหลจะลดลงจาก $A_1(S_T L)$ เป็น $A_T((S_T - D)L)$ ทำให้ความเร็วการไหลเพิ่มขึ้น (Cengel & Heat, 2003) แสดงดังรูปภาพที่ 3.16



รูปภาพที่ 3.16 การไหลผ่านกลุ่มท่อโดยการวางกลุ่มท่อแบบอินไลน์

(Cengel & Heat, 2003)

ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number ; Re) $Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{V_{max} D}{\nu}$ (3.37)

ความเร็วสูงสุด (Maximum velocity) $V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V$ (m/s) (3.38)

ตัวเลขนัสเซล (Nusselt number ; Nu) สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่ออินไลน์ของสมการ Zukauskas

Re_D 0-100 $Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$ (3.39)

Re_D 100-1000 $Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$ (3.40)

Re_D 1000- 2×10^5 $Nu_D = 0.927^{0.63} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$ (3.41)

Re_D 2×10^5 - 2×10^6 $Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$ (3.42)

โดยที่ Pr_s หาจากอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างทางเข้าและทางออกของของไหล
เมื่อ $N_L < 16$ และ $Re_D > 1000$ ตัวเลขนัสเซลต้องมีการแก้ไขด้วยแฟกเตอร์การแก้ไข (Correction factor)

$$Nu_{D,N_L} = F Nu_D \quad (3.43)$$

ตารางที่ 3.1 ค่าแฟกเตอร์การแก้ไขของกลุ่มท่อแบบอินไลน์

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
In-line	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ $h_o = \frac{Nu_D k}{D_o}$ (W/m²K) (3.44)

Logarithmic mean temperature difference $\Delta T_{ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_i)}$ (3.45)

อุณหภูมิทางออกของของไหล $T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h}{m C_p}\right)$ (K) (3.46)

อัตราการถ่ายเทความร้อน $\dot{Q} = h A_s \Delta T_{ln} = m C_p (T_e - T_i)$ (Watt) (3.47)

โดยที่ A_s พื้นที่ถ่ายเทความร้อน เท่ากับ $N \pi D L$

m อัตราไหลเชิงมวล เท่ากับ $\rho V N_T S_L L$

(N คือจำนวนท่อทั้งหมด N_T คือจำนวนท่อในแนวขวาง)

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายใน (Internal convection coefficient: h_i) แบ่งตามสถานะภายในท่อเป็น 2 ประเภท (Cengel & Heat, 2003) ดังนี้

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในโดยที่ของไหลหนึ่งสถานะ

ตัวเลขเรย์โนลด์
$$Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} = \frac{V_m D}{\nu} \quad (3.48)$$

โดยที่ V_m ความเร็วเฉลี่ยของของไหล (m/s)

D ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)

การใส่เงื่อนไขในการคำนวณ

- อัตราความร้อนบริเวณผิวคงที่ (Constant surface heat flux)

อัตราการถ่ายเทความร้อน
$$\dot{Q} = A_s \dot{q}_s = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \quad (\text{Watt}) \quad (3.49)$$

อุณหภูมิทางออกของของไหล
$$T_e = T_i + \frac{A_s \dot{q}_s}{\dot{m} C_p} \quad (\text{K}) \quad (3.50)$$

- อุณหภูมิผนังท่อคงที่ (Constant surface temperature)

อัตราการถ่ายเทความร้อน
$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_{ave} = \dot{m} C_p (T_s - T_m)_{ave} \quad (\text{Watt}) \quad (3.51)$$

Arithmetic mean temperature difference
$$\Delta T_{ave} \approx \Delta T_{am} = T_s - \frac{T_i + T_e}{2} \quad (\text{K}) \quad (3.52)$$

อุณหภูมิทางออกของของไหล
$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h}{\dot{m} C_p}\right) \quad (\text{K}) \quad (3.53)$$

Logarithmic mean temperature difference
$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_i)} \quad (3.54)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อน
$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_{ln} = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \quad (\text{Watt}) \quad (3.55)$$

การไหลแบบลามินาที่มี $Re < 2300$

สมการ Sieder และ Tate เพื่อหาตัวเลขนิตเซลของการไหลภายในท่อนำตัววงกลมผิวเรียบ

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3.56)$$

การไหลแบบเทอร์บูเลนที่มี $Re > 10,000$

แฟร็กชันความเสียดทาน (Friction factor) ของท่อเรียบสำหรับ $10^4 < Re < 10^6$

$$f = (0.790 \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2} \quad (3.57)$$

สมการ Colburn เพื่อหาตัวเลขนิตเซลสำหรับการไหลแบบพุลลีในท่อเรียบ โดยที่ $f = 0.184 \text{Re}^{-0.2}$

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} ; 0.7 \leq \text{Pr} \leq 160, \text{Re} > 10000 \quad (3.58)$$

สมการ Dittus-Boelter เพื่อหาตัวเลขนิตเซลสำหรับการไหลแบบพุลลีในท่อเรียบ

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^n \quad (3.59)$$

โดยที่ $n=0.4$ สำหรับให้ความร้อน $n = 0.3$ ทำให้เย็นของไหลในท่อ สมการข้างต้นให้ค่าคาดเคลื่อน 25% และลดค่าคาดเคลื่อนต่ำกว่า 10% ใช้สมการ Second Petukhov ดังนี้

$$\text{Nu} = \frac{(f/8) \text{Re} \text{Pr}}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} ; 0.5 \leq \text{Pr} \leq 2000, 10^4 < \text{Re} < 5 \times 10^6 \quad (3.60)$$

กรณีค่า Re น้อยใช้สมการของ Gnielinski

$$\text{Nu} = \frac{(f/8)(\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{0.5} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} ; 0.5 \leq \text{Pr} \leq 2000, 3 \times 10^3 < \text{Re} < 5 \times 10^6 \quad (3.61)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ $h_i = \frac{\text{Nu} k}{D_i} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (3.62)$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในโดยที่ของไหลสองสถานะ

Chen correlation เป็นวิธีที่นิยมและมีประสิทธิภาพในการหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อที่มี 2 สถานะสำหรับการไหลแบบเดือด (Boiling flow) ของน้ำและของไหลออกแกนนิค ความสัมพันธ์ใช้การเดือดแบบนิวเคลียต (Nucleate boiling) และการพาความร้อนโดยสัดส่วนที่พอดี (Balaji et al., 2021) ดังนี้

$$h_{\text{TP}} = h_{\text{NCB}} + h_c \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (3.63)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convection coefficient : h_c)

ใช้ความสัมพันธ์สมการ Dittus-Boelter ในการหา h_c เนื่องจากพื้นฐานความร้อนจะถูกถ่ายเทจากผนังไปยังฟิล์มเหลวในการไหลทั้งแบบกระจายและแบบวงแหวนและขนาดของเลขพรันด์เทิลของเหลว (Pr_l) และไอ (Pr_g) มีค่าใกล้เคียงกันและค่าสองสถานะไม่ควรแตกต่างกัน

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} = \frac{h_c D_i}{k_{\text{TP}}} \quad (3.64)$$

$$h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} \text{Re}_L^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} F \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (3.65)$$

$$G = \frac{\dot{m}/n}{\frac{\pi}{4}D^2} \quad (\text{kg/m}^2\text{s}) \quad (3.66)$$

$$\text{Re}_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} \quad (3.67)$$

$$F = \left[\frac{\text{Re}_{TP}}{\text{Re}_L} \right]^{0.8} = \left[\frac{\text{Re}_{TP}}{\left(\frac{G(1-x)D}{\mu_l} \right)} \right]^{0.8} \quad (3.68)$$

โดยที่พารามิเตอร์ F ที่รู้จักว่าเป็น Enhancement factor แสดงถึงฟังก์ชันของพารามิเตอร์ Lockhart-Martinelli (X_{tt}) จะได้ว่าคุณภาพไอสูงส่งผลให้ h_c สูง ดังนี้

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \quad (3.69)$$

$$\text{กรณี } \frac{1}{X_{tt}} \leq 0.1 : F=1 \text{ และ กรณี } \frac{1}{X_{tt}} > 0.1 : F = 1 + 1.8X_{tt}^{-0.79} \quad (3.70)$$

โดยที่ D เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)

x คุณภาพไอ

μ_l ความหนืดของเหลว (kg/ms)

μ_g ความหนืดของไอ (kg/ms)

ρ_l ความหนาแน่นของเหลว (kg/m³)

ρ_g ความหนาแน่นของไอ (kg/m³)

C_{pl} ค่าความร้อนจำเพาะของเหลว (J/kgK)

k_l สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของเหลว (W/m²K)

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวเคลียต (Nucleate convection boiling coefficient: h_{NCB})

ของเหลวซุเปอร์ฮีทไม่คงที่ตลอดชั้นขอบเขตความร้อน อุณหภูมิเฉลี่ยของเหลวซุเปอร์ฮีท (ΔT_e) เนื่องจากฟองไอน้ำน้อยกว่าซุเปอร์ฮีทบริเวณผนัง (ΔT_{sup}) ชั้นขอบเขตความร้อนหนามากจะใช้ พูลบอยลิงค์ และความแตกต่างน้อยระหว่าง ΔT_e และ ΔT_{sup} อย่างไรก็ตามชั้นขอบเขตความร้อนที่บางลงและการไล่ระดับอุณหภูมิที่เกิดขึ้นจากการพาความร้อนแบบบังคับ (Forced convection) ส่งผลให้เกิดความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญระหว่าง ΔT_e และ ΔT_{sup} จึงใช้สมการ Forster และ Zuber มาวิเคราะห์ ΔT_e และค่าความต่างของความดันไอ (Δp_e) เขียนสมการสำหรับ h_{NCB} ดังนี้

$$h_{NCB} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (3.71)$$

Suppression factor (S) ขึ้นกับอัตราส่วน ระหว่าง ΔT_e และ ΔT_{sup}

$$S = \left[\frac{\Delta T_e}{\Delta T_{sup}} \right]^{0.99} = \left[\frac{\Delta T_e}{\Delta T_{sup}} \right]^{0.24} \left[\frac{\Delta T_e}{\Delta T_{sup}} \right]^{0.75} \quad (3.72)$$

จากสมการ Clausius-Clapeyron
$$\frac{\Delta p_e}{\Delta T_e} = \frac{\Delta p_{sup}}{\Delta T_{sup}} = \frac{h_{fg}}{v_{fg} T_{sat}} \quad (3.73)$$

จากสมการ (3.71) - (3.73) จะได้ว่า

$$h_{NCB} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} (S) \quad (W/m^2K) \quad (3.74)$$

$$Re_{TP} = F^{1.25} Re_L$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.00000256 Re_{TP}^{1.1648}} \quad (3.75)$$

โดยที่ μ_l ความหนืดของเหลว (kg/ms)

ρ_l ความหนาแน่นของเหลว (kg/m³)

ρ_g ความหนาแน่นของไอ (kg/m³)

σ ความตึงผิวของของเหลวและไอ (N/m)

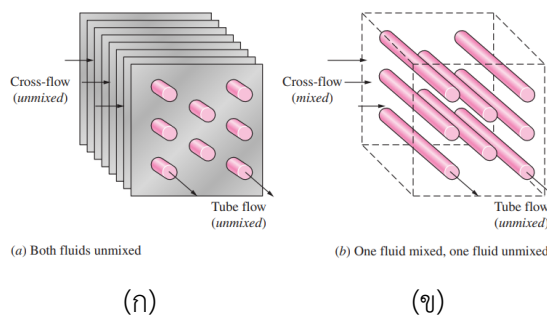
h_{fg} เอนทัลปีของของเหลวกลายเป็นไอ (J/kgK)

c_{pl} ค่าความร้อนจำเพาะของเหลว (J/kgK)

K_l สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของเหลว (W/m²K)

ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทการไหลตั้งฉาก

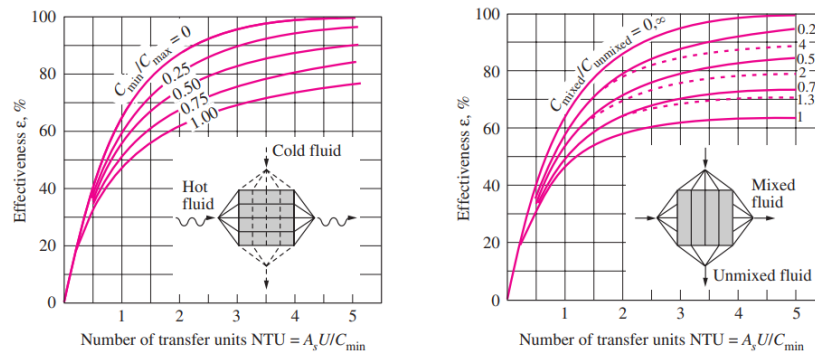
วิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนการไหลตั้งฉากแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือการไหลแบบผสมและไม่ผสม แสดงในรูปภาพที่ 3.17



รูปภาพที่ 3.17 การถ่ายเทความร้อนการไหลตั้งฉาก(ก)แบบไม่ผสมคู่ (ข)แบบผสมหนึ่งไม่ผสมหนึ่ง

(Cengel & Heat, 2003)

ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบการไหลตั้งฉากทิศทางเดียวสามารถหาได้จากความสัมพันธ์ของ NTU และ c โดยหาจากกราฟในรูปภาพที่ 3.18 หรือสมการดังต่อไปนี้



(ก) (ข)

รูปภาพที่ 3.18 กราฟประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบการไหลตั้งฉากทิศทางเดียว

(ก) การไหลแบบไม่ผสมคู่ (ข) การไหลแบบผสมหนึ่งและไม่ผสมหนึ่ง

(Cengel & Heat, 2003)

$$\text{ของไหลผสมทั้งคู่} \quad \varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-cNTU^{0.78}) - 1]\right\} \quad (3.76)$$

$$C_{\max} \text{ ผสม } C_{\min} \text{ ไม่ผสม} \quad \varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp\{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\}) \quad (3.77)$$

$$C_{\min} \text{ ผสม } C_{\max} \text{ ไม่ผสม} \quad \varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{c} [1 - \exp(-cNTU)]\right\} \quad (3.78)$$

กรณีค่าอัตราส่วนความจุความร้อนเข้าใกล้ศูนย์มักเกิดขึ้นในระหว่างกระบวนการเปลี่ยนสถานะในคอนเดนเซอร์หรือหม้อไอน้ำ ดังนั้นประสิทธิภาพหาจาก

$$\varepsilon = \varepsilon_{\max} = 1 - \exp(-NTU) \quad (3.79)$$

NTU สามารถหาจากประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบการไหลตั้งฉากทิศทางเดียว สมการดังต่อไปนี้

$$C_{\max} \text{ ผสม } C_{\min} \text{ ไม่ผสม} \quad NTU = -\ln\left[1 + \frac{\ln(1-\varepsilon c)}{c}\right] \quad (3.80)$$

$$C_{\min} \text{ ผสม } C_{\max} \text{ ไม่ผสม} \quad NTU = -\frac{\ln[\ln(1-\varepsilon)+1]}{c} \quad (3.81)$$

3.2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยเป็นประเภทเปลือกและท่อ (Shell-and-tube) ใช้สำหรับกระบวนการควบแน่นในการเปลี่ยนสถานะในวัฏจักรแรงดันจึงมีการออกแบบและการวิเคราะห์ ดังนี้

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ

กระบวนการควบแน่นในการเปลี่ยนสถานะ (Film condensation) สำหรับกลุ่มท่อแนวนอน (Horizontal tube banks) โดยใช้สมการในการคำนวณ (Cengel & Heat, 2003) ดังนี้

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68C_{pl}\Delta T_{sat} \quad (\text{J/kgK}) \quad (3.82)$$

อัตราความร้อนที่ใช้ควบแน่น $\dot{Q}_{conden} = hA_s\Delta T_{sat} = \dot{m}h_{fg}^* \quad (\text{W}) \quad (3.83)$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ

$$h_{horiz,N\ tube} = 0.729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_g)h_{fg}^*k_l^3}{\mu_l\Delta T_{sat}ND} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (3.84)$$

โดยที่ g ความเร่งโน้มถ่วง (m/s^2)

N จำนวนท่อในการจัดเรียงในแนวตั้ง

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ

กำหนดให้การจัดเรียงกลุ่มท่อเป็นแบบจัตุรัส (Square pitch) โดยการออกแบบจำนวนท่อที่เหมาะสมขึ้นกับขนาดท่อและความท่อสามารถเลือกได้จาก (Cengel & Heat, 2003) เพื่อนำมาคำนวณหาจำนวนท่อและขนาดเปลือกจากสมการและตารางจาก (Cengel & Heat, 2003) แล้วนำไปหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ

พื้นที่การไหลฝั่งชุดท่อ $A_t = \frac{\dot{m}}{\rho v} = \frac{N_t}{N_p} \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \quad (\text{m}^2) \quad (3.85)$

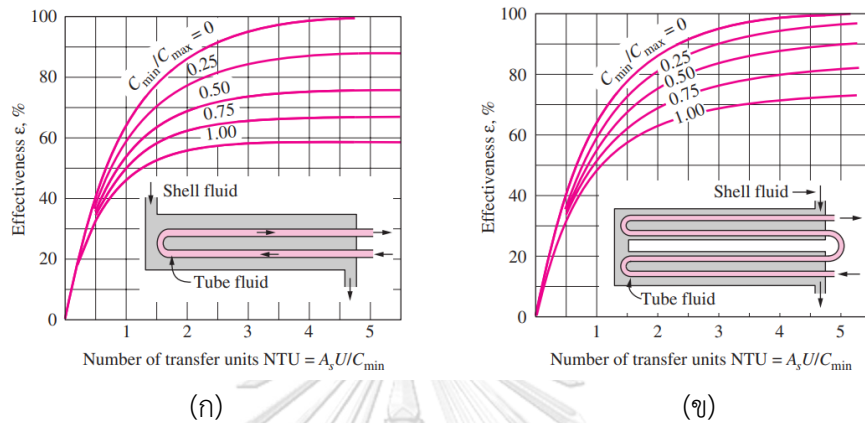
ตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (3.86)$

ตัวเลขนัสเซลท์ $Nu_D = 0.023Re_D^{\frac{4}{5}}Pr^{0.4} \quad (3.87)$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ $h_i = \frac{Nu_D k}{D} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (3.88)$

ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทเปลือกและท่อ

วิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเปลือกและท่อ แบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ 1 เปลือก 2 4 ... ท่อ และ n เปลือก 2n 4n ... ท่อ ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเปลือกและท่อ สามารถหาได้จากความสัมพันธ์ของ NTU และ c โดยหาจากกราฟในรูป 3.19 หรือสมการดังต่อไปนี้



รูปภาพที่ 3.19 กราฟประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเปลือกและท่อ

(ก) 1 เปลือก 2 4 ... ท่อ (ข) 2 เปลือก 4 8 ... ท่อ

(Cengel & Heat, 2003)

1 เปลือก 2 4 ... ท่อ

$$\epsilon_1 = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp(-NTU_1 \sqrt{1 + c^2})}{1 - \exp(-NTU_1 \sqrt{1 + c^2})} \right\}^{-1} \quad (3.89)$$

n เปลือก 2n 4n ... ท่อ

$$\epsilon_n = \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 c}{1 - \epsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 c}{1 - \epsilon_1} \right)^n - c \right]^{-1} \quad (3.90)$$

กรณีค่าอัตราส่วนความจุความร้อนเข้าใกล้ศูนย์มักเกิดขึ้นในระหว่างกระบวนการเปลี่ยนสถานะในคอนเดนเซอร์หรือหม้อไอน้ำใช้สมการเดียวกับสมการ 3.79

NTU สามารถหาจากประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเปลือกและท่อสมการดังต่อไปนี้

1 เปลือก 2 4 ... ท่อ

$$NTU_1 = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left(\frac{2/\epsilon_1 - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\epsilon_1 - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right); \quad \epsilon_1 = \frac{F - 1}{F - c} \quad (3.91)$$

n เปลือก 2n 4n ... ท่อ

$$NTU_n = n NTU_1 \quad (3.92)$$

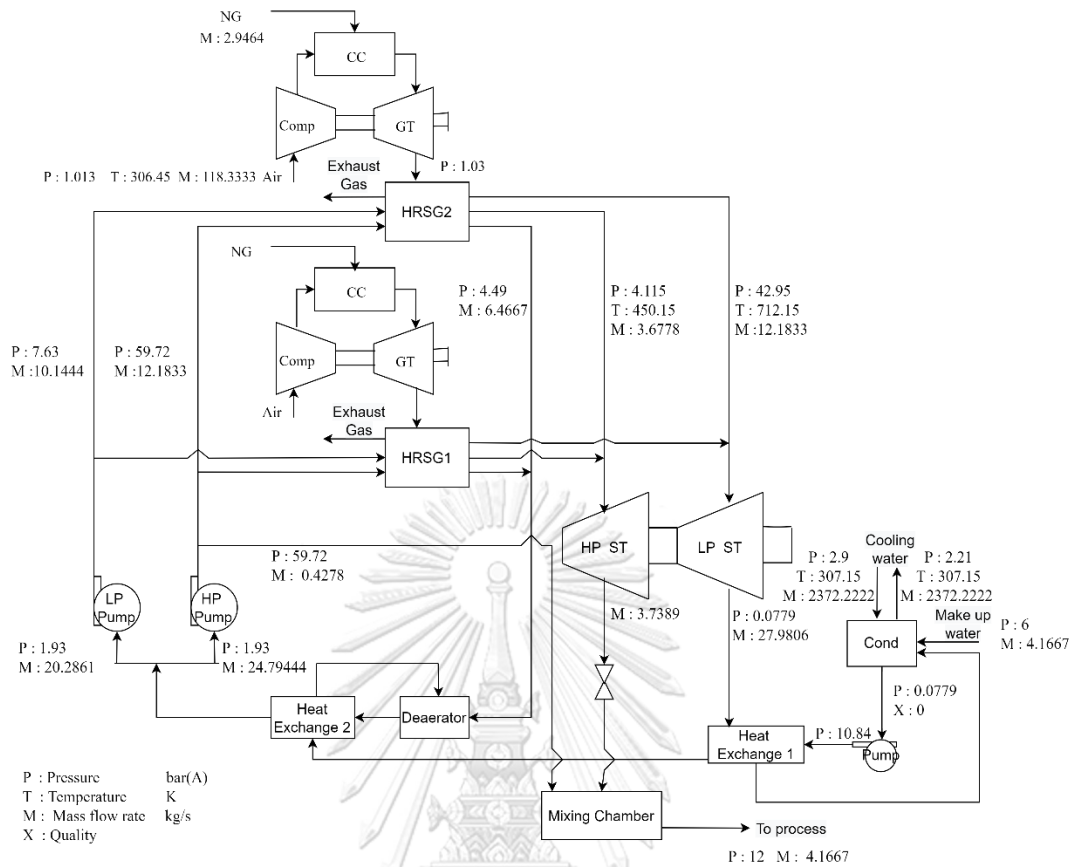
บทที่ 4

การออกแบบจำลองสำหรับกรณีฐาน

ในการออกแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนสำหรับโรงไฟฟ้าระบบโคเจนเนอเรชันขนาดเล็ก เริ่มจากการสืบค้นวรรณกรรมปริทัศน์และศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับระบบโคเจนเนอเรชันและอุปกรณ์ภายในระบบ ในการออกแบบนั้นจะต้องเข้าในระบบพื้นฐานและมีการออกแบบให้เหมาะสม ดังต่อไปนี้

4.1 ระบบที่พิจารณา

โรงไฟฟ้าระบบโคเจนเนอเรชันขนาดเล็กจากรูปภาพที่ 4.1 ที่แสดงไว้ประกอบด้วยส่วนสำคัญคือ 2 กังหันก๊าซ 2 เครื่องกำเนิดไอน้ำ และ 1 กังหันไอน้ำ โดยแบ่งการวิเคราะห์ออกเป็น 3 ส่วน คือ เครื่องกำเนิดไอน้ำ วัฏจักรแรงคิน และวัฏจักรเบรย์ตัน ดังนี้ ส่วนแรกเครื่องกำเนิดไอน้ำสองความดัน แนวนอน ซึ่งภายในประกอบด้วยซูเปอร์ฮีท อีเวปโปเรเตอร์ อีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 อีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 และที่ความดันต่ำ ประกอบด้วย ซูเปอร์ฮีท อีเวปโปเรเตอร์โดยภายในมีซึบคูล และอีโคโนไมเซอร์ ส่วนที่สองวัฏจักรแรงคินภายในวัฏจักรประกอบด้วยกังหันไอน้ำ วาล์วกังหันไอน้ำความดันสูง อุปกรณ์ผสม เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 ตัว ดีแอร์เรเตอร์ คอนเดนเซอร์ ปั๊มความดันสูงเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำ ปั๊มความดันต่ำเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำ และปั๊มทางออกคอนเดนเซอร์ และส่วนสุดท้ายวัฏจักรเบรย์ตันประกอบด้วยคอมเพรสเซอร์ ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิง และกังหันก๊าซในการพิจารณาทั้งระบบโคเจนเนอเรชันกำหนดให้ความดันที่ใช้ในระบบเป็นค่าความดันสมบูรณ์และภายในระบบไม่เกิดความดันตกภายในระบบ ซึ่งหลักการทำงานของระบบโคเจนเนอเรชันคือ วัฏจักรเบรย์ตันทั้ง 2 ชุด จะมีการอัดอากาศเข้าคอมเพรสเซอร์โดยอากาศที่อัดเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงและมีการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้ไอเสียที่ได้ถูกส่งไปกังหันก๊าซ โดยกังหันก๊าซ 2 ตัว ได้กำลังและส่งไอเสียไปให้เครื่องกำเนิดไอน้ำทั้งสอง โดยขณะนั้นได้มีการป้อนน้ำเข้าเครื่องกำเนิดจากปั๊มความดันสูงและต่ำซึ่งภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำมีการแลกเปลี่ยนความร้อนจะได้เป็นไอเสียและไอน้ำซึ่งไอน้ำที่ได้จากเครื่องกำเนิดไอน้ำถูกส่งไปกังหันไอน้ำได้กำลังออกมาเมื่อผ่านกังหันไอน้ำ ไอน้ำความดันสูงบางส่วนผสมกับน้ำที่มาจากปั๊มความดันสูงและถูกส่งออกไปจากโรงไฟฟ้า ไอน้ำที่ไม่ได้ถูกส่งไปยังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหนึ่งแล้วส่งไปคอนเดนเซอร์ ซึ่งภายในคอนเดนเซอร์มีการรับน้ำที่ไหลกลับจากภายนอกเข้ามาและแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำหล่อเย็น น้ำที่แลกเปลี่ยนความร้อนแล้วจะถูกส่งไปยังปั๊ม เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตัวที่ 1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตัวที่ 2 และดีแอร์เรเตอร์แล้ววนกลับมาที่ปั๊มความดันสูงและต่ำแล้วจึงวนใหม่อีกรอบ



รูปภาพที่ 4.1 แผนภาพแบบจำลองของระบบโคเจนเนเรชั่นของโรงไฟฟ้าขนาดเล็ก

การศึกษาครั้งนี้พัฒนาเพิ่มเติมจากงานอ้างอิง (Buntarikpompant & Tangthieng, 2020) เนื่องจากมีการออกแบบใหม่ในแต่ละส่วน ในส่วนแรกวัฏจักรเบรย์ตันทั้ง 2 ชุด มีการใช้อุณหภูมิอากาศอัตราส่วนความดัน ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์และกังหันก๊าซ ออกแบบใหม่ให้เหมาะสม ส่วนที่สองเครื่องกำเนิดไอน้ำ มีการออกแบบจำนวนท่อ ความยาวท่อในแต่ละอุปกรณ์ใหม่ให้เหมาะสม และส่วนสุดท้ายวัฏจักรแรงคินมีการเพิ่มอุปกรณ์ได้แก่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 เครื่อง ปั๊มบริเวณทางออกคอนเดนเซอร์ ดีแอเรียเตอร์ วาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง และห้องผสม เพื่อให้ระบบใกล้เคียงกับความเป็นจริงในทางปฏิบัติเพิ่มขึ้น

4.2 สมมติฐานสำหรับการออกแบบจำลอง

การตั้งสมมติในการวิเคราะห์ผลลัพธ์ คือ

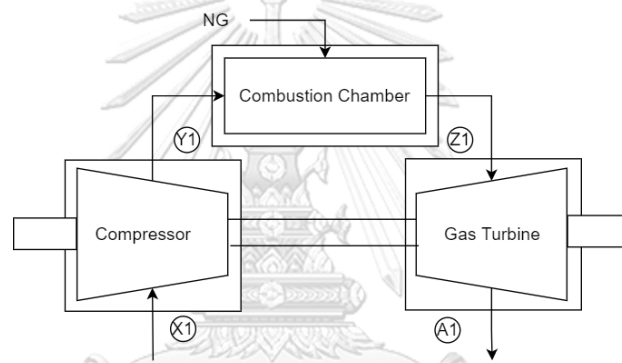
- 1) สภาวะคงที่ (Steady state)
- 2) ไม่มีความร้อนสูญเสียไปสิ่งแวดล้อมในแต่ละอุปกรณ์
- 3) ละทิ้งความดันตกที่เกิดจากการไหลภายในท่อ
- 4) ค่าความร้อนจำเพาะของสารและค่าสมบัติทางของสารที่ใช้ภายในระบบมีค่าคงที่

โดยแบ่งการออกการออกแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อน ดังนี้

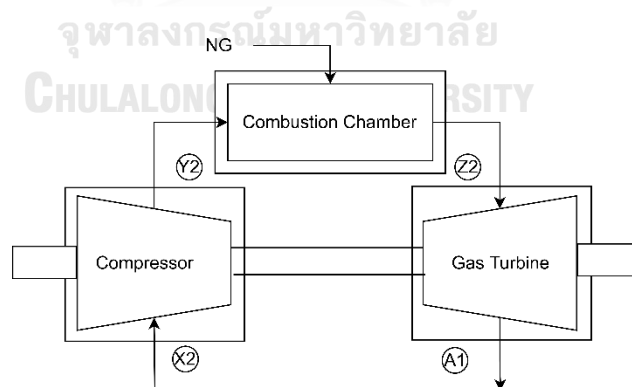
4.2.1 สมมติฐานการออกแบบวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย

การออกแบบและการคำนวณวัฏจักรเบรย์ตัน ใช้ทฤษฎีวัฏจักรเบรย์ตันแบบเปิดโดยกำหนด ปริมาตรควบคุมและสเตรนในแต่ละอุปกรณ์แสดงในรูปภาพที่ 4.2-4.3 และให้ค่าคงที่บางตัวในการ คำนวณแสดงในตารางที่ 4.1 และมีการตั้งสมมติฐานในการวิเคราะห์ผลลัพธ์เพิ่มเติมสำหรับ แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันคือ

- 1) การคำนวณภายในวัฏจักรเบรย์ตันเป็นวัฏจักรมาตรฐานอากาศ (Air standard cycle)
- 2) ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศที่ใช้มีค่าที่อุณหภูมิ 600 เคลวิน
- 3) ค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low Heating Value) ของก๊าซธรรมชาติที่ใช้มีค่า 34487 กิโลจูลต่อกิโลกรัม



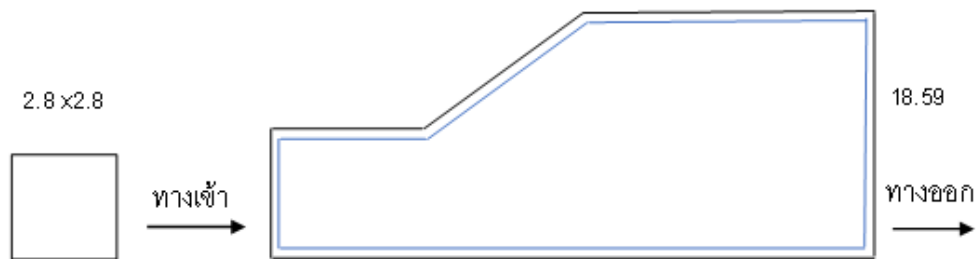
รูปภาพที่ 4.2 แผนภาพแบบจำลองของวัฏจักรเบรย์ตัน 1



รูปภาพที่ 4.3 แผนภาพแบบจำลองของวัฏจักรเบรย์ตัน 2

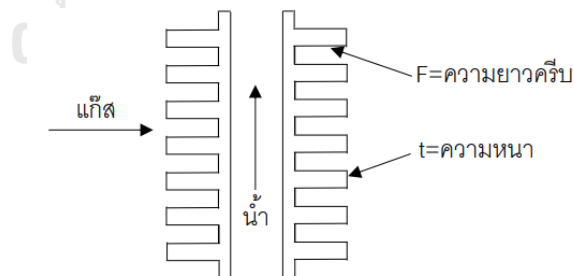
4.2.2 สมมติฐานการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย

การออกแบบและการคำนวณเครื่องกำเนิดน้ำใช้วิธี Effectiveness-NTU และ Force Convection Bolling ในทางทฤษฎีของการถ่ายเทความร้อนผสมกับทฤษฎีระบบเปิดทางเทอร์โมไดนามิกส์ โดยใช้ข้อมูลแบบจำลองพื้นฐานของเครื่องกำเนิดไอน้ำได้แก่ ขนาดของปล่องเครื่องกำเนิดไอน้ำ ทิศการไหลและสเตรจของเครื่องกำเนิดไอน้ำ และลักษณะท่อกลมมีครีปในท่อความดันสูงและความดันต่ำ (Buntarikpornpant & Tangthieng, 2020) นำมาใช้ในการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำให้เหมาะสมในระบบโคเจนเนอเรชั่นที่แสดงในรูปภาพที่ 4.4-4.7 เนื่องจากความดันที่ใช้ออกแบบเครื่องกำเนิดเครื่องมีค่าใกล้เคียงกัน โดยมีการกำหนดค่าคงที่แสดงในตารางที่ 4.2 และมีการกำหนดค่าคงที่และมีการตั้งสมมติฐานในการวิเคราะห์ผลลัพธ์เพิ่มเติมสำหรับแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำคือการไหลภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำเป็นการไหลประเภทตามขวางแบบไม่ผสมกันภายนอกท่อ



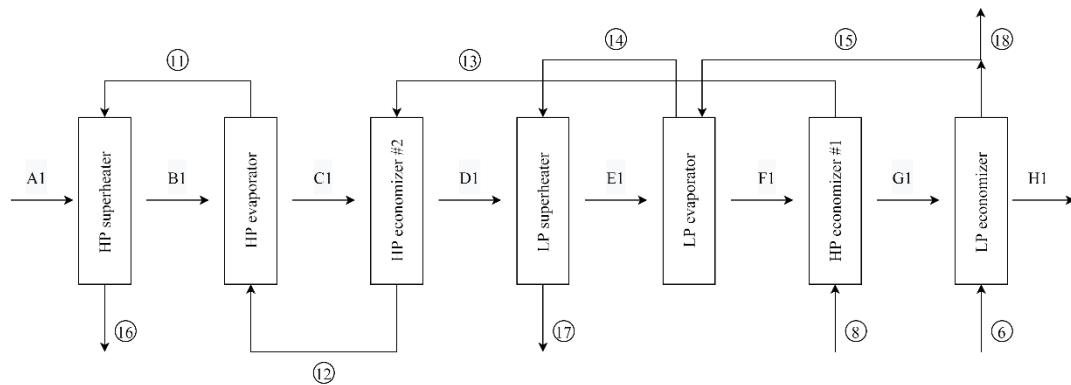
รูปภาพที่ 4.4 แผนภาพเครื่องกำเนิดไอน้ำและภายในมีอุปกรณ์เครื่องกำเนิดไอน้ำ
ในรูปภาพ 4.3 - 4.4

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

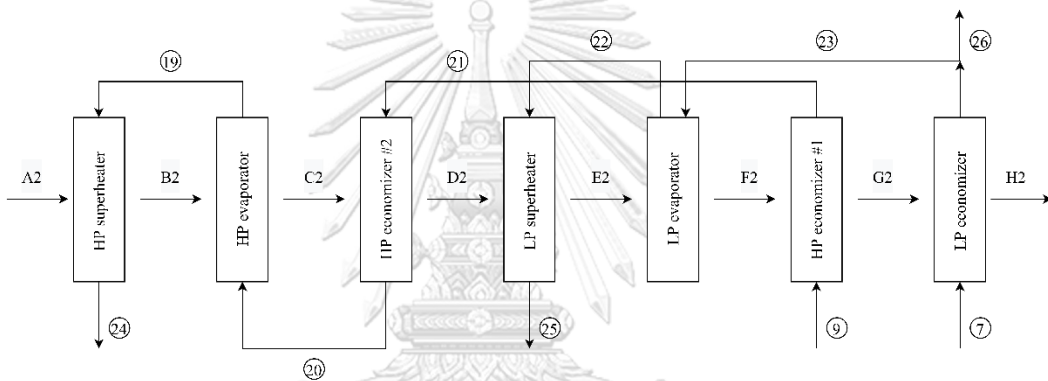


รูปภาพที่ 4.5 แผนภาพแสดงลักษณะท่อที่ใช้ภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำ

(Buntarikpornpant & Tangthieng, 2020)



รูปภาพที่ 4.6 แผนภาพแสดงทิศทางการไหลและสเตรจภายในของเครื่องกำเนิดไอน้ำ 1



รูปภาพที่ 4.7 แผนภาพแสดงทิศทางการไหลและสเตรจภายในของเครื่องกำเนิดไอน้ำ 2

4.2.3 สมมติฐานการออกแบบวัฏจักรแรงดัน

การออกแบบและการคำนวณวัฏจักรแรงดันเป็นการนำทฤษฎีระบบเปิดทางเทอร์โมไดนามิกส์มาใช้ในการคำนวณจึงจำเป็นต้องกำหนดปริมาตรควบคุมและสเตรจในแต่ละอุปกรณ์แสดงในรูปภาพที่ 4.8 และให้ค่าคงที่บางตัวในการคำนวณแสดงในตารางที่ 4.3 และการออกแบบจำลองต้องสอดคล้องกับเครื่องกำเนิดไอน้ำโดยมีการตั้งสมมติฐานในการวิเคราะห์ผลลัพธ์เพิ่มเติมสำหรับแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดันคือ กำหนดให้ปริมาตรควบคุมให้ดีแอร์เรเตอร์และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 เป็นอุปกรณ์เดียวกัน และกำหนดให้ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของปั๊มที่ใช้ในระบบมีค่าเท่ากับ 1

4.3 การกำหนดค่าคงที่ในแบบจำลอง

ในการคำนวณในทางทฤษฎีจำเป็นต้องมีการกำหนดค่าคงที่บางตัวภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำ วัฏจักรแรงคิน และวัฏจักรเบรย์ตัน ดังที่แสดงในตาราง 4.1-4.3 ดังต่อไปนี้

ตารางที่ 4.1 ค่าคงที่ในการออกแบบจำลองวัฏจักรเบรย์ตัน

รายละเอียดการออกแบบ	ค่าคงที่	หน่วย
ความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์	1.013	bar
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	1.0528	kJ/kgK
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.45	K
อัตราการไหลของอากาศ	118.3333	kg/s
อัตราการไหลของเชื้อเพลิงที่เข้าห้องเผาไหม้	2.9464	kg/s
ค่าความร้อนที่ปล่อยออกมาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง	34487	kJ/kg _{fuel}
ความดันทางออกกังหันก๊าซ	1.03	bar

ตารางที่ 4.2 ค่าคงที่ในการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำ

รายละเอียดการออกแบบ	ค่าคงที่	หน่วย
อัตราการไหลของน้ำทางเข้าความดันสูง	12.1833	kg/s
อัตราการไหลของน้ำทางเข้าความดันต่ำ	10.1444	kg/s
อัตราการไหลของอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำ	118.3333	kg/s
อัตราการไหลของน้ำทางออกความดันสูงไปกังหันไอน้ำ	12.1833	kg/s
อัตราการไหลของน้ำทางออกความดันต่ำไปกังหันไอน้ำ	3.6778	kg/s
อัตราการไหลของน้ำทางออกความดันต่ำไปดีแอร์เรเตอร์	6.4667	kg/s
ความดันไอน้ำสูงเข้ากังหันไอน้ำความดันสูง	42.95	bar
ความดันไอน้ำต่ำเข้ากังหันไอน้ำความดันต่ำ	4.115	bar
ความดันไอน้ำต่ำเข้าดีแอร์เรเตอร์	4.49	bar
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ	4.197	kJ/kgK
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอน้ำความดันสูง	1.9803	kJ/kgK
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอน้ำความดันต่ำ	1.9224	kJ/kgK
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	1.0528	kJ/kgK
ค่าการนำความร้อนของอะลูมิเนียม	186	kJ/kgK

อุณหภูมิอากาศทางออกเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันสูง	712.15	K
อุณหภูมิอากาศทางออกเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันต่ำ	450.15	K
อุณหภูมิทางเข้าซูปเปอร์ฮีทและทางเข้าอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	527.85	K
อุณหภูมิทางเข้าซูปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	417.85	K
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อของทุกอุปกรณ์ที่ความดันสูง	0.0318	m
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อของทุกอุปกรณ์ที่ความดันสูง	0.0264	m
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อของซูปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	0.0608	m
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อของซูปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	0.0554	m
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อของอีเวปโปเรเตอร์และอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	0.0318	m
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อของอีเวปโปเรเตอร์และอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	0.0264	m
ความยาวของครีป	0.0127	m
ความหนาของครีป	0.001	m
ความเร็วของไอน้ำที่ของซูปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	34	m/s
ความเร็วของน้ำของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	1	m/s
ความเร็วของน้ำของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง	1	m/s
ความเร็วของน้ำของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง	0.85	m/s
ความเร็วของไอน้ำของซูปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	32	m/s
ความเร็วของน้ำของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	0.34	m/s
ความเร็วของน้ำของอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	0.92	m/s
ความกว้างของทางเข้า HRSG	2.8	m
ความยาวของทางเข้า HRSG	2.8	m
ความสูงของปล่อง HRSG	18.59	m

ตารางที่ 4.3 ค่าคงที่ในการออกแบบวัฏจักรแรงคิน

รายละเอียดการออกแบบ	ค่าคงที่	หน่วย
อัตราการไหลของไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำความดันสูง	3.7389	kg/s
อัตราการไหลของน้ำและไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำความดันต่ำ	27.9806	kg/s
อัตราการไหลของน้ำออกจากปั๊มความดันสูงเข้าอุปกรณ์ผสม	0.4278	kg/s
อัตราการไหลของไอน้ำออกจากอุปกรณ์ผสมส่งไปภายนอก	4.1667	kg/s
อัตราการไหลของน้ำเข้าคอนเดนเซอร์จากภายนอก	4.1667	kg/s
อัตราการไหลของน้ำที่ใช้ระบายความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	2372.2222	kg/s
อัตราการไหลของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	24.7944	kg/s
อัตราการไหลของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	20.2861	kg/s
อุณหภูมิน้ำจากภายนอกที่เข้าคอนเดนเซอร์	306.15	K
อุณหภูมิระบายความร้อนที่เข้าคอนเดนเซอร์	307.15	K
ความดันน้ำเข้าปั๊มความดันสูงและต่ำ	1.93	bar
ความดันน้ำออกจากปั๊มความดันสูง	59.72	bar
ความดันน้ำออกจากปั๊มความดันต่ำ	7.63	bar
ความดันไอน้ำออกจากกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
ความดันน้ำและไอน้ำออกจากกังหันไอน้ำความดันต่ำ	0.0779	bar
ความดันไอน้ำออกจากอุปกรณ์ผสมส่งไปภายนอก	12	bar
ความดันน้ำเข้าคอนเดนเซอร์จากภายนอก	6	bar
ความดันน้ำเข้าที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	2.9	bar
ความดันน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	2.21	bar
ความดันออกจากปั๊ม	10.84	bar
ความดันเข้าจากปั๊ม	0.0779	bar
คุณภาพเอนโทรปีทางเข้าปั๊ม	0	-
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	4.18	kJ/kgK
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกปั๊มความดันสูง ปั๊มความดันต่ำ และปั๊ม	1	-

4.4. การหาคำตอบของแบบจำลอง

หลักการออกแบบจำลองที่เหมาะสมของระบบโคเจนเนอเรชันคือออกแบบเพื่อกำหนดค่าฐานของแบบจำลองให้ใกล้เคียงกับค่าเป้าหมายกับแบบจำลองที่กำหนดโดยใช้โปรแกรม MATLAB ในการแก้ปัญหา จึงมีการกำหนดเงื่อนไขค่าเป้าหมายในการออกแบบโดยมีกรอบการออกแบบ ดังนี้

- 1) อัตราความร้อนของไอน้ำมีค่าอยู่ในช่วง 10 ถึง 15 เมกะวัตต์
- 2) กำลังสุทธิของกังหันไอน้ำมีค่าอยู่ในช่วง 20 ถึง 25 เมกะวัตต์
- 3) กำลังสุทธิของกังหันก๊าซหนึ่งหน่วยมีค่าอยู่ในช่วง 40 ถึง 45 เมกะวัตต์

4.4.1 การหาคำตอบของแบบจำลองวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย

การหาคำตอบของแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตัน แบ่งการพิจารณาเป็นเงื่อนไข สมการในการคำนวณ และผลลัพธ์ในการออกแบบ ดังนี้

เงื่อนไขการออกแบบ 1 :

- 1) อัตราส่วนความดันมีค่าอยู่ในช่วง 10 ถึง 12
- 2) ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์และกังหันก๊าซมีค่าอยู่ในช่วง 0.80 ถึง 0.95
- 3) ใช้ค่าคงที่ในการคำนวณตามตารางที่ 4.1

สมการในการคำนวณ

$$\text{ความร้อนเชื้อเพลิงที่ใส่ในระบบ} \quad \dot{Q}_{in} = \dot{m}_f LHV = \dot{m}_a C_{p,air} 600 K (T_Z - T_{Ya}) \quad \text{KW} \quad (4.1)$$

$$\text{อัตราส่วนความดัน} \quad R_p = \frac{P_Y}{P_X} = \left(\frac{T_Y}{T_X} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{P_Z}{P_A} = \left(\frac{T_Z}{T_A} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.2)$$

$$\text{กำลังงานคอมเพรสเซอร์อุดมคติ} \quad W_{Comp,s} = \dot{m}_a C_{p,air} 600 K (T_X - T_{Ys}) \quad \text{KW} \quad (4.3)$$

$$\text{กำลังงานกังหันก๊าซอุดมคติ} \quad W_{GT,s} = \dot{m}_a C_{p,air} 600 K (T_Z - T_{Ys}) \quad \text{KW} \quad (4.4)$$

$$\text{ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์} \quad \eta_{comp} = \frac{W_{Comp,s}}{W_{Comp,a}} \quad (4.5)$$

$$\text{ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ} \quad \eta_{GT} = \frac{W_{GT,a}}{W_{GT,s}} \quad (4.6)$$

$$\text{กำลังงานสุทธิของระบบ} \quad W_{net} = W_{GT,a} - W_{Comp,a} \quad \text{KW} \quad (4.7)$$

ผลลัพธ์ในการออกแบบ : อัตราส่วนความดัน กำลังงานสุทธิของระบบ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์และกังหันก๊าซ และอุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ

4.4.2 การหาค่าตอบของแบบจำลองเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย

การหาค่าตอบของแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำแบ่งการพิจารณาเป็นเงื่อนไข สมการในการคำนวณอุปกรณ์ภายใน และผลลัพธ์ในการออกแบบ ดังนี้

เงื่อนไขการออกแบบ 2 :

- 1) อุณหภูมิทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำมีค่าเท่ากับอุณหภูมิอากาศทางออกกักกันก๊าซจากการออกแบบวัฏจักรเบรย์ตัน
- 2) อุณหภูมิทางออกเครื่องกำเนิดไอน้ำความดันสูงอุณหภูมิ 712.15 เคลวิน และความดันต่ำอุณหภูมิ 450.15 เคลวิน
- 3) สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูงและต่ำเป็นกาหาโดยใช้วิธีการอินทิเกรตโดยแบ่งเป็น 5 ช่วง เพื่อหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่คุณภาพไอน้ำ 0.1 0.3 0.5 0.7 และ 0.9 แล้วนำค่าที่ได้ทั้งหมดมาหาค่าเฉลี่ยเพื่อให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูงและต่ำ
- 4) อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำภายในประกอบด้วยซึบคูล
- 5) การหาความยาวท่อของอีโคโมไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูงหาจากการสมมติความยาวท่อรวมความดันสูงประกอบด้วย ซุปเปอร์ฮีท อีเวปโปเรเตอร์ อีโคโมไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง และการหาความยาวท่อของซึบคูลที่ความดันต่ำหาจากการสมมติความยาวท่อรวมความดันต่ำประกอบด้วย ซุปเปอร์ฮีท อีเวปโปเรเตอร์ ซึบคูลที่ความดันต่ำ
- 6) อุณหภูมิน้ำทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำมีค่าใกล้เคียงกับวัฏจักรแรงดัน
- 7) ใช้ค่าคงที่ในการคำนวณตามตารางที่ 4.2

ซูปเปอร์ฮีทที่ความดันสูงและต่ำ

สมการในการคำนวณ

ภายในท่อ

จำนวนท่อ

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} \quad (4.8)$$

ตัวเลขเรย์โนลด์

$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4.9)$$

ตัวเลขนัสเซลท์

$$Nu_D = 0.023 Re_D^4 Pr^{0.4} \quad (4.10)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อน
ภายนอกท่อ

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D} \quad \text{W/m}^2\text{K} \quad (4.11)$$

ความเร็วก๊าซภายนอกท่อ

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad \text{m/s} \quad (4.12)$$

ตัวเลขเรย์โนลด์

$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4.13)$$

ตัวเลขนัสเซิลท์

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^{0.36} \frac{Pr^n}{Pr_s} \quad (4.14)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อน
การแลกเปลี่ยนความร้อน

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D} \quad \text{W/m}^2\text{K} \quad (4.15)$$

อัตราส่วนของอัตราความจุความร้อน

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (4.16)$$

ประสิทธิภาพ

$$\varepsilon = \frac{T_{\text{out},s} - T_{\text{in},s}}{T_{\text{out},g} - T_{\text{in},s}} \quad (4.17)$$

ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท

$$NTU = -\frac{1}{C_r} \ln(C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1) \quad (4.18)$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

$$UA = C_{\min} NTU \quad \text{kW/K} \quad (4.19)$$

อุณหภูมิก๊าซทางออก

$$T_{\text{out},g} = T_{\text{in},g} - C_r (T_{\text{out},s} - T_{\text{in},s}) \quad \text{K} \quad (4.20)$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i n} + \frac{1}{\eta_o h_o (NA_f + A_b) n} \quad (\text{W/K})^{-1} \quad (4.21)$$

อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูงและต่ำ

สมการในการคำนวณ

ภายในท่อ

จำนวนท่อ

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} \quad (4.22)$$

อัตราการไหลต่อท่อ

$$\frac{\dot{m}}{n} = \rho_1 v \frac{\pi}{4} D^2 \quad \text{kg/s} \quad (4.23)$$

Lockhart-Martinelli
parameter

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \quad (4.24)$$

Enhancement factor

$$F = 1 + 1.8 X_{tt}^{-0.79} \quad (4.25)$$

	$G = \frac{\dot{m}/n}{\frac{\pi}{4}D^2}$	(4.26)
ตัวเลขเรย์โนลด์	$Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}$	(4.27)
สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_L^{0.8} Pr_l^{0.4} F$	W/m ² K (4.28)
ตัวเลขเรย์โนลด์	$Re_{TP} = F^{1.25} Re_L$	(4.29)
Suppression factor	$S = \frac{1}{1 + 0.0000256 Re_{TP}^{1.1648}}$	(4.30)
สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} S$	W/m ² K (4.31)
การเดือดแบบนิวคลีเอต		
ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะ	$q_w = h_{TP} \Delta T_{sat} = \frac{\dot{m} h_{fg} x}{\pi DL}$	W/m ² (4.32)
สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$h_i = h_{TP} = h_c + h_{NCB}$	W/m ² K (4.33)
ภายนอกท่อ		
ความเร็วก๊าซภายนอกท่อ	$v = \frac{\dot{m}}{\rho A}$	m/s (4.34)
ตัวเลขเรย์โนลด์	$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu}$	(4.35)
ตัวเลขนัสเซิลท์	$Nu_D = C Re_D^m Pr^{0.36} \frac{Pr^n}{Pr_s}$	(4.36)
สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$h_o = \frac{Nu_D k}{D}$	W/m ² K (4.37)
การแลกเปลี่ยนความร้อน		
ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะ	$q_w = \dot{m} h_{fg}$	W (4.38)
อัตราส่วนของอัตราความจุ	$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$	(4.39)
ความร้อน		
อุณหภูมิก๊าซทางออก	$T_{out,g} = T_{in,g} - \frac{q_w}{C_{min}}$	K (4.40)
ประสิทธิภาพ	$\varepsilon = \frac{T_{in,g} - T_{out,g}}{T_{out,g} - T_{out,s}}$	(4.41)
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$	(4.42)
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	$UA = C_{min} \times NTU$	kW/K (4.43)
ร้อน		
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o (NA_f + A_b) n}$	(W/K) ⁻¹ (4.44)
ร้อน		

อิโคโนไมเซอร์ที่ความดันสูงตัวที่ 2 อิโคโนไมเซอร์ที่ความดันสูงตัวที่ 1 อิโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำและซับซ้อน

สมการในการคำนวณ

ภายในท่อ

จำนวนท่อ
$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} \quad (4.45)$$

ตัวเลขเรย์โนลด์
$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4.46)$$

ตัวเลขนัสเซลท์
$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4.47)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อน
$$h_i = \frac{Nu_D k}{D} \quad W/m^2K \quad (4.48)$$

ภายนอกท่อ

ความเร็วก๊าซภายนอกท่อ
$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad m/s \quad (4.49)$$

ตัวเลขเรย์โนลด์
$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4.50)$$

ตัวเลขนัสเซลท์
$$Nu_D = C Re_D^m Pr^{0.36} \frac{Pr^n}{Pr_s} \quad (4.51)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อน
$$h_o = \frac{Nu_D k}{D} \quad W/m^2K \quad (4.52)$$

การแลกเปลี่ยนความร้อน

อัตราส่วนของอัตราความจุ
$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (4.53)$$

ความร้อน

ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท
$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (4.54)$$

ประสิทธิภาพ
$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{C_r} (1 - \exp(-C_r NTU))\right) \quad (4.55)$$

อุณหภูมิน้ำทางเข้า
$$T_{in,s} = \frac{\varepsilon T_{in,g} - T_{out,s}}{\varepsilon - 1} \quad K \quad (4.56)$$

อุณหภูมิก๊าซทางออก
$$T_{out,g} = T_{in,g} - C_r (T_{out,s} - T_{in,s}) \quad K \quad (4.57)$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน
$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i n} + \frac{1}{\eta_o h_o (N A_f + A_b) n} \quad (W/K)^{-1} \quad (4.58)$$

ผลลัพธ์ในการออกแบบ ความยาวท่อของอุปกรณ์ภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำ อุณหภูมิของทางออกเครื่องกำเนิดไอน้ำเข้าดีแอร์เรเตอร์ และอุณหภูมิของน้ำทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำใกล้เคียงกับวัฏจักรแรงคิน

4.4.3 การหาคำตอบของแบบจำลองวัฏจักรแรงคิน

การหาคำตอบของแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน แบ่งการพิจารณาเป็นเงื่อนไข สมการในการคำนวณ และผลลัพธ์ในการออกแบบทั้งหมด 2 ส่วนคือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 และวัฏจักรแรงคิน ดังนี้

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1

เงื่อนไขการออกแบบ 3 :

- 1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีลักษณะเป็นเปลือกและท่อโดยภายในเปลือกเป็นไอน้ำสองสถานะที่มาจากกังหันไอน้ำความดันต่ำและภายในท่อเป็นน้ำที่มาจากปั๊ม
- 2) ความเร็วของน้ำภายในท่อมีความเร็วอยู่ในช่วง 1.5-3 เมตรต่อวินาที
- 3) การจัดวางท่อเป็นแบบจัสตุรัส
- 4) ท่อที่ใช้ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นทองแดงขนาดท่อมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 0.0254 เมตร และความยาวท่อมีค่า 2.4 เมตร
- 5) ใช้ค่าคงที่ในการคำนวณตามตารางที่ 4.3

สมการในการคำนวณ

ภายในท่อ

$$\text{พื้นที่การไหลฝั่งชุดท่อ} \quad A_t = \frac{\dot{m}}{\rho v} = \frac{N_t}{N_p} \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \quad \text{m}^2 \quad (4.59)$$

$$\text{ตัวเลขเรย์โนลด์} \quad \text{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4.60)$$

$$\text{ตัวเลขนัสเซลท์} \quad \text{Nu}_D = 0.023 \text{Re}_D^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (4.61)$$

$$\text{สัมประสิทธิ์การพาความร้อน} \quad h_i = \frac{\text{Nu}_D k}{D} \quad \text{W/m}^2\text{K} \quad (4.62)$$

ภายนอกท่อ

$$\text{ค่าปรับความร้อนแฝง} \quad h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68 C_{pl} \Delta T_{\text{sat}} \quad \text{J/kgK} \quad (4.63)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อน $h_o = 0.729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_g)h_{fg}^*k_l^3}{\mu_l\Delta T_{sat}ND} \right]^{1/4}$ W/m²K (4.64)

การแลกเปลี่ยนความร้อน

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน $\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{h_o A_{o,n}}$ (W/K)⁻¹ (4.65)

ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท $NTU = \frac{UA}{C_{min}}$ (4.66)

ประสิทธิภาพ $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$ (4.67)

ความร้อนสูงสุดการ $Q_{max} = \dot{m}C_p(T_{in,tube} - T_{in,shell})$ W (4.68)

แลกเปลี่ยนความร้อน

ความร้อนจริงการแลกเปลี่ยน $Q = \varepsilon Q_{max} = h_o A_o \Delta T_{sat}$ W (4.69)

ความร้อน

ผลลัพธ์ในการออกแบบ : สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในและภายนอกท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

วัฏจักรแรงคิน

เงื่อนไขการออกแบบ 4 :

- 1) อุณหภูมิทางเข้าดีแอร์เรเตอร์ที่ออกจากเครื่องกำเนิดไอน้ำและอุณหภูมิน้ำทางเข้า
- 2) เครื่องกำเนิดไอน้ำความดันสูงที่ได้จากการออกแบบส่วนที่สองมาออกแบบ
- 3) นำค่าที่ได้จากการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 มาวิเคราะห์
- 4) ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำมีค่าในช่วง 0.80 ถึง 0.85
- 5) อุณหภูมิที่ออกจากคอนเดนเซอร์ควบแน่นจนหมดพอดีที่ 314.15 เคลวิน
- 6) อุณหภูมิน้ำทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำมีค่าใกล้เคียงกับวัฏจักรแรงคิน
- 7) ใช้ค่าคงที่ในการคำนวณตามตารางที่ 4.3

สมการในการคำนวณ

กฎข้อที่ 1 เฮอร์มิโตนาติกส์ $Q + \sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_o h_o + W$ kW (4.70)

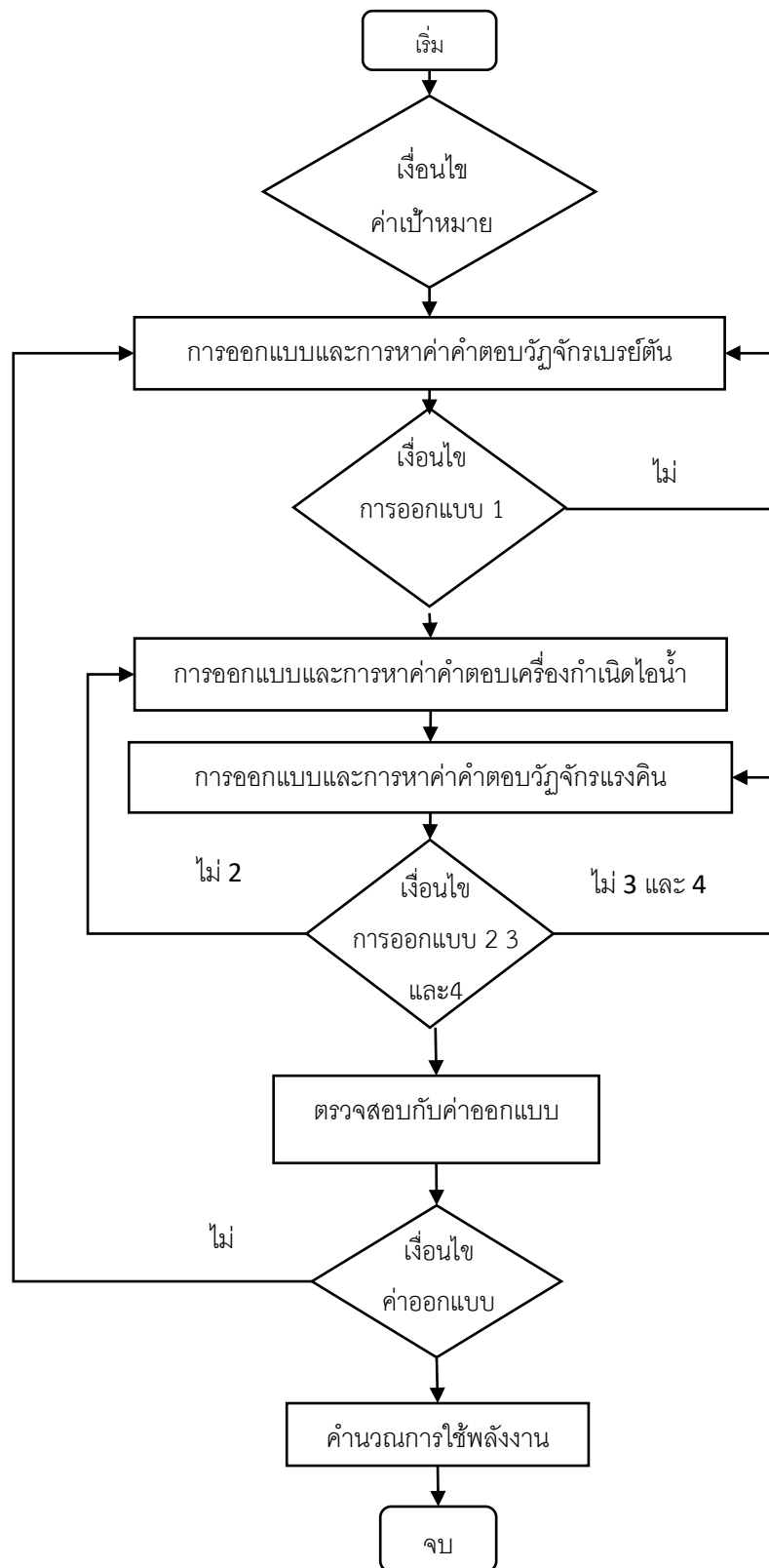
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ $\eta_{GT} = \frac{W_{GT,a}}{W_{GT,s}}$ (4.71)

กำลังงานปั๊มอุดมคติ $W_{pump} = \dot{m}v_{in}(P_{out} - P_{in})$ kW (4.72)

ผลลัพธ์ในการออกแบบ : กำลังงานสุทธิของกังหันไอน้ำ และอุณหภูมิน้ำทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำ
ใกล้เคียงกับเครื่องกำเนิดไอน้ำ

4.5 เงื่อนไขการลู่เข้าของแบบจำลอง

ออกแบบทั้งสามส่วนได้ตรงตามเงื่อนไขค่าเป้าหมายในการออกแบบและเงื่อนไขการออกแบบวัฏจักรเบรย์ตัน เครื่องกำเนิดไอน้ำ และวัฏจักรแรงคินนำแต่ละส่วนมารวมกันเป็นระบบโคเจนเนเรชัน ซึ่งแบบจำลองที่ได้ต้องเปรียบเทียบกับค่าออกแบบของโรงไฟฟ้าขนาดเล็กทั่วไป ซึ่งเป็นค่าที่โรงไฟฟ้าออกแบบขึ้นมาโดยผลการจำลองมีค่าคาดเคลื่อนไม่เกินร้อยละ 3 เมื่อเทียบกับค่าออกแบบของโรงไฟฟ้าขนาดเล็กทั่วไป หากไม่ใกล้เคียงกับค่าออกแบบต้องพิจารณาการออกแบบใหม่แต่ละส่วน หากมีค่าใกล้เคียงจึงคำนวณอัตราส่วนค่าความร้อน ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชัน และค่าความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อน โดยแสดงแผนภาพการหาค่าตอบกรณีฐานแสดงในรูปภาพที่ 4.9 ซึ่งแบบจำลองดังกล่าวเป็นส่วนการออกแบบใหม่ตรงนี้อยู่ในการออกแบบในกรณีฐาน (Parametric study)



รูปภาพที่ 4.9 แผนภาพการหาค่าตอบกรณีฐาน

บทที่ 5

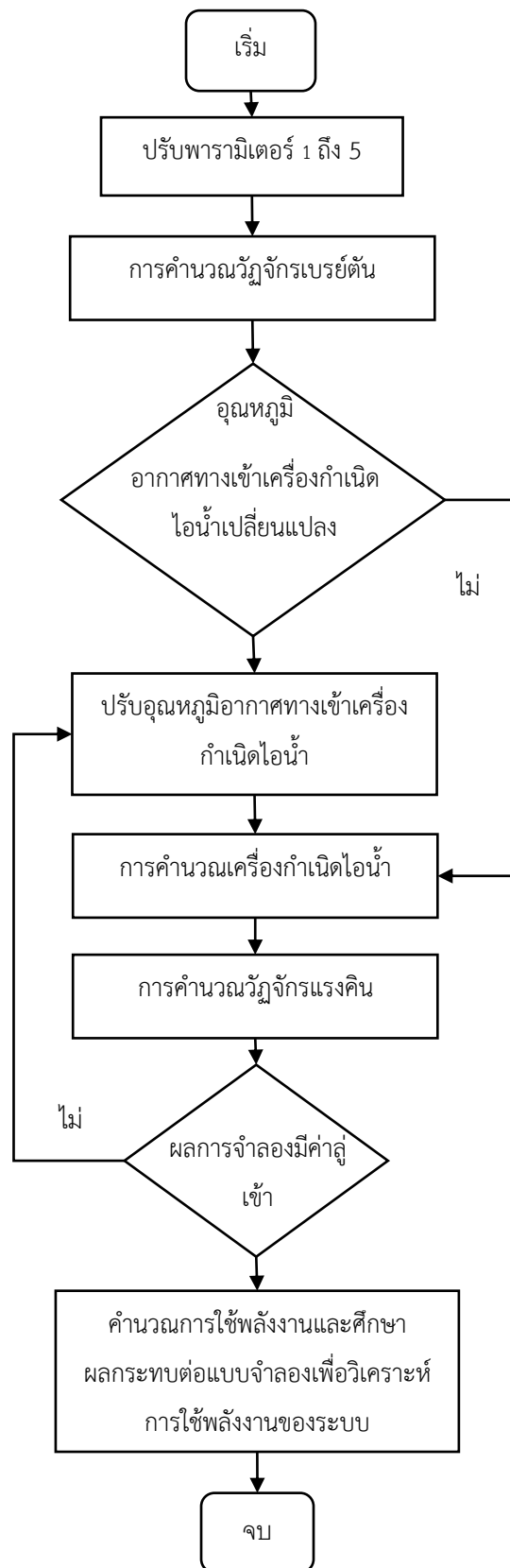
การออกแบบจำลองการปรับพารามิเตอร์เมื่อเทียบกับกรณีฐาน

เมื่อได้กรณีฐานนำแบบจำลองที่ได้นำมาการศึกษาการปรับพารามิเตอร์ที่มีผลต่อการใช้พลังงานของระบบโคเจนเนอเรชั่น โดยทางผู้วิจัยเลือกการปรับพารามิเตอร์ 7 พารามิเตอร์ ซึ่งในแต่ละพารามิเตอร์มีการปรับทั้งหมด 7 ค่า เพื่อใช้ศึกษาแนวโน้มการใช้พลังงานตามตารางที่ 5.1 ดังนี้

ตารางที่ 5.1 พารามิเตอร์ที่มีผลต่อการใช้พลังงานของระบบโคเจนเนอเรชั่น

ลำดับ	พารามิเตอร์	ค่าเริ่มต้น	ค่าสิ้นสุด	ระยะห่างช่วง
1.	ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์	0.90	0.96	0.01
2.	ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ	0.90	0.96	0.01
3.	อัตราส่วนความดัน	8.5468	11.5468	0.5
4.	อุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ (K)	297.45	315.45	3
5.	อัตราความร้อนเชื้อเพลิง (%)	97	103	1
6.	ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.82	0.88	0.01
7.	การปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำ ความดันสูง (bar)	12	27	2.5

ในการวิเคราะห์การใช้พลังงานของระบบโคเจนเนอเรชั่นจากการปรับพารามิเตอร์ 1 ถึง 5 แสดงในรูปภาพที่ 5.1 โดยผลการปรับพารามิเตอร์ดังกล่าวส่งผลให้อุณหภูมิของอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำเปลี่ยนแปลง เนื่องจากการปรับพารามิเตอร์ดังกล่าวเป็นการปรับในส่วนวัฏจักรเบเรย์ตัน ซึ่งผลที่ได้จากวัฏจักรส่งผลต่ออุณหภูมิของอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำซึ่งเป็นจุดที่ทำให้การหาค่าตอบลู่ออก ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ความดันสูงและความดันต่ำ เพื่อให้ผลการจำลองจะได้คำตอบที่มาจากค่าลู่ออก แล้วนำผลการจำลองที่ได้ไปคำนวณการใช้พลังงานและศึกษาผลกระทบต่อแบบจำลองเพื่อวิเคราะห์การใช้พลังงานของระบบ ซึ่งการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ความดันสูงและความดันต่ำ ใช้ระเบียบวิธีคำนวณเชิงตัวเลข (Numerical method) วิธีการหาค่ารากด้วยวิธีซีแคนท์ (Secant method) เพื่อใช้ในการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ความดันสูงและความดันต่ำเพื่อให้ผลการจำลองจะได้คำตอบที่มาจากค่าลู่ออก



รูปภาพที่ 5.1 แผนภาพการศึกษาการปรับพารามิเตอร์ 1 ถึง 5

ในการใช้วิธีดังกล่าวต้องกำหนดจุดเริ่มต้นทั้งหมด 4 จุด คือ 2 จุดสำหรับความดันสูง และ 2 จุดที่ความดันต่ำ โดยจุดที่กำหนดต้องเป็นค่าที่ทำให้ค่ารากอยู่ระหว่าง 2 จุดที่กำหนดเพื่อให้ค่าคำตอบมีการลู่ออก ซึ่งการกำหนดจุด 2 จุดต้องปรับใหม่ทุกครั้งเมื่อมีการปรับพารามิเตอร์ใหม่แต่ละตัวเพราะหากใช้ค่าเดียวในการกำหนดจุดพิจารณาทำให้ค่าการจำลองของระบบมีการลู่ออก พบว่าพารามิเตอร์ 2 3 และ 5 ในการกำหนดจุด 2 จุด สำหรับความดันสูงและความดันต่ำมีความสัมพันธ์กับอุณหภูมิกรณีฐาน ดังนี้

$$\text{กำหนดจุดแรกที่มีความดันสูง} \quad T_{hp1} = T_{\text{standard, hp}} \pm \Delta T_{hp} \quad (5.1)$$

$$\text{กำหนดจุดที่สองที่มีความดันสูง} \quad T_{hp2} = T_{hp1} - 12 \quad (5.2)$$

$$\text{กำหนดจุดแรกที่มีความดันต่ำ} \quad T_{lp1} = T_{\text{standard, lp}} \pm \frac{\Delta T_{hp}}{2} \quad (5.3)$$

$$\text{กำหนดจุดที่สองที่มีความดันต่ำ} \quad T_{lp2} = T_{lp1} - 5 \quad (5.4)$$

โดย ΔT_{hp} คือ ผลต่างอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปในการปรับอุณหภูมิเพิ่มขึ้นหรือลดลง

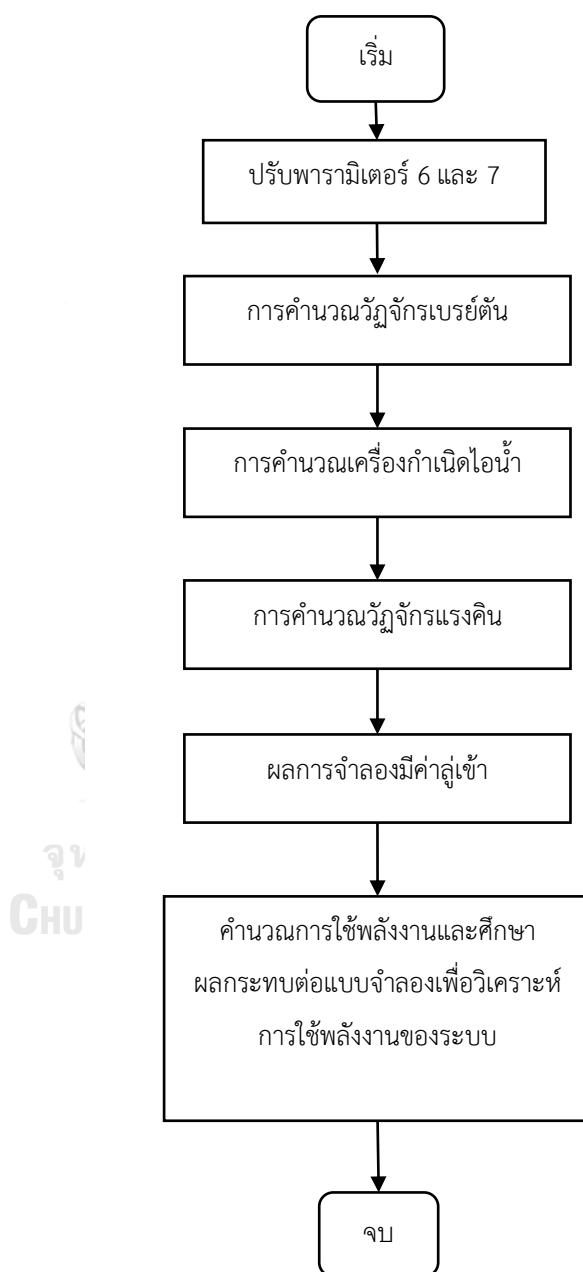
เมื่อมีการปรับเพิ่มขึ้นหรือลดลงของพารามิเตอร์ 2 3 และ 5 การกำหนดจุดอุณหภูมิเป็นเชิงเส้นกับการปรับเพิ่มขึ้นหรือลดลงของพารามิเตอร์ และพารามิเตอร์ 1 และ 4 สามารถใช้สมการ 5.1 ถึง 5.4 ในการกำหนดจุด 2 จุด สำหรับความดันสูงและความดันต่ำได้ แต่การปรับเพิ่มขึ้นหรือลดลงของพารามิเตอร์ 1 และ 4 การกำหนดจุดอุณหภูมิไม่เป็นเชิงเส้นกับการปรับเพิ่มขึ้นหรือลดลงของพารามิเตอร์ จึงจำเป็นต้องปรับและกำหนดจุดที่ละเอียดเพิ่มขึ้นเพื่อให้ผลจำลองมีค่าลู่เข้า และเมื่อกำหนดจุดเริ่มต้น 4 ค่าได้แล้ว จึงนำมาในสมการ 5.5 เพื่อนำมาสร้างแบบจำลองให้ให้ผลการจำลองจะได้คำตอบที่ค่าลู่เข้า โดยมีเงื่อนไขการลู่เข้าคือผลจากการจำลองระบบต้องมีค่าความคาดเคลื่อน (Tolerance) ต่ำกว่า 1 และอุณหภูมิน้ำทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำวิธีคำนวณแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำและวัฏจักรแรงดันใกล้เคียงกัน

$$\text{การหาค่ารากด้วยวิธีซีแคนท์} \quad x_{i+1} = x_i - \frac{f(x_i)(x_i - x_{i-1})}{f(x_i) - f(x_{i-1})} \quad (5.5)$$

$$\text{ความคาดเคลื่อน} \quad \varepsilon = \left| \frac{x_{\text{new}} - x_{\text{old}}}{x_{\text{new}}} \right| \times 100 \quad (5.6)$$

ในการวิเคราะห์การใช้พลังงานของระบบโคเจนเนอเรชันจากการปรับพารามิเตอร์ 6 และ 7 แสดงในรูปภาพที่ 5.2 โดยผลการปรับพารามิเตอร์ดังกล่าวส่งผลให้อุณหภูมิของอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำไม่เปลี่ยนแปลง เนื่องจากการปรับพารามิเตอร์เป็นการปรับในเฉพาะส่วนวัฏจักรแรงดันไม่

ส่งผลต่ออุณหภูมิของอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำซึ่งเป็นจุดที่ทำให้การหาคำตอบลู่ออก ซึ่งผลการจำลองจะได้คำตอบที่มีค่าลู่ออก จึงสามารถนำผลการจำลองที่ได้ไปคำนวณการใช้พลังงานและศึกษาผลกระทบต่อแบบจำลองเพื่อวิเคราะห์การใช้พลังงานของระบบ



รูปภาพที่ 5.2 แผนภาพการศึกษาการปรับพารามิเตอร์ 6 และ 7

บทที่ 6

ผลลัพธ์การออกแบบจำลองกรณีฐาน

ผลลัพธ์การจำลองของการออกแบบการจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนโรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันขนาดเล็กกรณีฐานทั้ง 3 ส่วนคือ วัฏจักรเบรย์ตัน เครื่องกำเนิดไอน้ำ และวัฏจักรแรงคิน เพื่อนำผลลัพธ์การจำลองมารวมกันเป็นระบบโคเจนเนอเรชันเพื่อนำไปหาการใช้พลังงานระบบโคเจนเนอเรชันในกรณีฐาน

6.1 ผลลัพธ์การออกแบบจำลองวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย

ผลลัพธ์การออกแบบการจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วยที่แสดงในตารางที่ 6.1 พบว่ากำลังสุทธิของกังหันก๊าซหนึ่งหน่วยมีค่าอยู่ในช่วง 40 ถึง 45 เมกะวัตต์ตรงตามเงื่อนไขค่าเป้าหมายในการออกแบบ และอัตราส่วนความดันมีค่าอยู่ในช่วง 10 ถึง 12 และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ และกังหันก๊าซมีค่าอยู่ในช่วง 0.80 ถึง 0.95 ตามเงื่อนไขค่าเป้าหมายในการออกแบบและเงื่อนไขการออกแบบ 1

ตารางที่ 6.1 ผลลัพธ์การจำลองวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย

รายละเอียดผลการออกแบบการจำลอง	ค่าคงที่	หน่วย
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.93	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.93	-
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K
ความดันทางออกคอมเพรสเซอร์และทางเข้ากังหันก๊าซ	10.1774	bar
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW

6.2 ผลลัพธ์การออกแบบจำลองเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย

ผลลัพธ์การออกแบบการจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ ต้นหนึ่งหน่วยที่แสดงในตารางที่ 6.2 ซึ่งการออกแบบเป็นไปตามเงื่อนไขการออกแบบ 2 และนอกจากนี้พบว่า

- 1) การหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูงและความดันต่ำ เป็นการหาค่าสัมประสิทธิ์โดยของไหลภายในท่อมีลักษณะเป็น 2 สถานะ โดยการคำนวณการหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน มีการแบ่งอินทิเกรตออกเป็น 5 ช่วง เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่คุณภาพไอน้ำ 0.1 0.3 0.5 0.7 และ 0.9 ซึ่งจากการคำนวณที่คุณภาพไอน้ำดังกล่าวมาจากคำนวณสมการ 4.31 และ 4.32 พบว่าความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} มีค่า ΔT_{sat} มีค่าอยู่ในช่วง 0 ถึง 1 ซึ่งมีค่าน้อยมากจึงสามารถให้ความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} เป็นเชิงเส้น และพบว่าจากการปรับคุณภาพไอน้ำมากขึ้น ΔT_{sat} น้อยลง ส่งผลให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อมีค่าเพิ่มขึ้น
- 2) การออกแบบขนาดท่อในส่วนซูเปอร์ฮีทความดันต่ำมีท่อขนาดใหญ่กว่าจากการงานวิจัย (Buntarikpornpant & Tangthieng, 2020) เนื่องจากมีการใช้ขนาดท่อตามงานวิจัยส่งผลต่อการออกแบบจำนวนท่อของระบบมีค่ามากกว่าอุปกรณ์ที่ความดันต่ำอื่น จึงมีการปรับขนาดท่อให้เพิ่มขึ้นเพื่อให้สอดคล้องกับจำนวนท่อของอุปกรณ์ที่ความดันต่ำอื่นในระบบ
- 3) การปรับความยาวท่อความดันสูงและความดันต่ำควรออกแบบให้มีความสัมพันธ์กันเนื่องจากการปรับความยาวท่อความดันสูงส่งผลต่ออุณหภูมิของน้ำทางออกอีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง และการปรับความยาวท่อความดันต่ำส่งผลต่ออุณหภูมิของอากาศทางเข้าอีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง ดังนั้นการปรับความยาวทั้งคู่ให้เหมาะสมต้องคำนึงถึงผลต่างอุณหภูมิระหว่างอุณหภูมิของน้ำทางออกอีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูงและอุณหภูมิของอากาศทางเข้าอีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูงต้องมากกว่า 30 เคลวิน ทำให้สามารถควบคุมการออกแบบความยาวท่อของอีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูงได้ง่ายต่อการปรับอุณหภูมิของน้ำทางเข้าอีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูงหรืออุณหภูมิทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ความดันสูงให้มีค่าใกล้เคียงกับวัฏจักรแรงคิน
- 4) การปรับความยาวท่อความดันต่ำและความยาวท่อของอีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูงควรออกแบบให้มีความสัมพันธ์กันเนื่องจากการปรับความยาวท่อความดันต่ำส่งผลต่ออุณหภูมิของน้ำทางเข้าอีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันต่ำ และการปรับความยาวท่ออีโคโนไมเซอร์ 1 ที่

ความดันสูงส่งผลต่ออุณหภูมิของอากาศทางเข้าอีโคโนไมเซอร์ ที่ความดันต่ำ ดังนั้นการปรับความยาวทั้งคู่ให้เหมาะสมต้องคำนึงถึงผลต่างอุณหภูมิระหว่างอุณหภูมิของน้ำทางออกอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำและอุณหภูมิของอากาศทางเข้าอีโคโนไมเซอร์ ที่ความดันต่ำต้องมากกว่า 30 เคลวิน ทำให้สามารถควบคุมการออกแบบความยาวท่อของอีโคโนไมเซอร์ ที่ความดันต่ำได้ง่ายต่อการการปรับอุณหภูมิน้ำทางเข้าอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำหรืออุณหภูมิทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ความดันต่ำให้มีค่าใกล้เคียงกับวัฏจักรแรงคิน

- 5) การปรับความยาวท่อความดันต่ำต้องคำนึงถึงอุณหภูมิของน้ำทางออกอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำควรต่ำกว่า 417.85 เคลวิน เนื่องจากการปรับอุณหภูมิทางออกอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำยิ่งต่ำส่งผลต่อช่วงการปรับศึกษาพารามิเตอร์ให้กว้างขึ้น แต่การปรับความยาวให้เหมาะสมต้องคำนึงถึงผลต่างอุณหภูมิระหว่างอุณหภูมิของน้ำทางออกอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำและอุณหภูมิของอากาศทางเข้าอีโคโนไมเซอร์ ที่ความดันต่ำต้องมากกว่า 30 เคลวิน และไม่ควรถ่ำเกินไปในแง่ความเป็นจริง

ตารางที่ 6.2 ผลลัพธ์การจำลองเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย

รายละเอียดผลการออกแบบการจำลอง	ค่าคงที่	หน่วย
ความยาวท่อรวมของความดันสูง	193	m
ผลการออกแบบการจำลองของซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง		
จำนวนท่อ	31	ท่อ
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ	3373.826318	W/m ² K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	167.6289	W/m ² K
อัตราความจุความร้อนน้อยที่สุด	24.1271	kW/K
อัตราความจุความร้อนมากที่สุด	124.5766	kW/K
อัตราส่วนของอัตราความจุความร้อน	0.1937	-
ประสิทธิผล	0.6818	-
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388	kW/K
อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K
ความยาวท่อ	10.3135	m
ผลการออกแบบการจำลองของอีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง		

จำนวนท่อ	31	ท่อ
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยภายในท่อ	33243.1231	W/m ² K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	50.1426	W/m ² K
อัตราความจุความร้อนน้อยที่สุด	124.5766	kW/K
อัตราความจุความร้อนมากที่สุด	∞	kW/K
อัตราส่วนของอัตราความจุความร้อน	1	-
ประสิทธิผล	0.7045	-
อัตราการถ่ายเทความร้อนการเปลี่ยนสถานะ	20589.3506	kW
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	151.8598	kW/K
อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
ความยาวท่อ	135.1778	m
ผลการออกแบบการจำลองของอีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง		
จำนวนท่อ	31	ท่อ
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ	8651.1502	W/m ² K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	46.3077	W/m ² K
อัตราความจุความร้อนน้อยที่สุด	51.1333	kW/K
อัตราความจุความร้อนมากที่สุด	124.5766	kW/K
อัตราส่วนของอัตราความจุความร้อน	0.4105	-
ประสิทธิผล	0.6165	-
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	62.2662	kW/K
อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
ความยาวท่อ	47.5086	m
ความยาวท่อรวมความดันต่ำ	100	m
ผลการออกแบบการจำลองของซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ		
จำนวนท่อ	22	ท่อ
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ	291.0677	W/m ² K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	35.4320	W/m ² K

อัตราความจุความร้อนน้อยที่สุด	7.0703	kW/K
อัตราความจุความร้อนมากที่สุด	124.5766	kW/K
อัตราส่วนของอัตราความจุความร้อน	0.0568	-
ประสิทธิผล	0.2418	-
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	1.9725	kW/K
อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
ความยาวท่อ	3.2924	m
ผลการออกแบบการจำลองของฮีเวปโปรเตอร์ที่ความดันต่ำ		
จำนวนท่อ	22	ท่อ
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยภายในท่อ	30178.7209	W/m ² K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	45.0015	W/m ² K
อัตราความจุความร้อนน้อยที่สุด	124.5766	kW/K
อัตราความจุความร้อนมากที่สุด	∞	kW/K
อัตราส่วนของอัตราความจุความร้อน	1	-
ประสิทธิผล	0.4771	-
อัตราการถ่ายเทความร้อนการเปลี่ยนสถานะ	7831.6439	kW
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	80.7808	kW/K
อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
ความยาวท่อ	90.5390	m
ผลการออกแบบการจำลองของซึบคูลที่ความดันต่ำ		
จำนวนท่อ	22	ท่อ
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ	3313.0639	W/m ² K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	43.0693	W/m ² K
อัตราความจุความร้อนน้อยที่สุด	15.4356	kW/K
อัตราความจุความร้อนมากที่สุด	124.5766	kW/K
อัตราส่วนของอัตราความจุความร้อน	0.1239	-
ประสิทธิผล	0.2872	-
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	5.3380	kW/K
อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K
อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
ความยาวท่อ	6.1685	m
ผลการออกแบบการจำลองของอีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง		
จำนวนท่อ	31	ท่อ
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ	5971.8173	W/m ² K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	42.9572	W/m ² K
อัตราความจุความร้อนน้อยที่สุด	51.1333	kW/K
อัตราความจุความร้อนมากที่สุด	124.5766	kW/K
อัตราส่วนของอัตราความจุความร้อน	0.4105	-
ประสิทธิผล	0.5448	-
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
อุณหภูมิก๊าซทางออก	450.4388	K
อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.3445	K
ความยาวท่อ	41.91	m
ผลการออกแบบการจำลองของอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ		
จำนวนท่อ	22	ท่อ
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ	6678.2843	W/m ² K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	41.8298	W/m ² K
อัตราความจุความร้อนน้อยที่สุด	42.5762	kW/K
อัตราความจุความร้อนมากที่สุด	124.5766	kW/K
อัตราส่วนของอัตราความจุความร้อน	0.3418	-
ประสิทธิผล	0.4725	-
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ความยาวท่อ	36.62	m

6.3 ผลลัพธ์การออกแบบจำลองวัฏจักรแรงคิน

ผลลัพธ์การออกแบบการจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 และวัฏจักรแรงคินที่แสดงในตารางที่ 6.3 พบว่ากำลังสุทธิของกังหันไอน้ำมีค่าอยู่ในช่วง 20 ถึง 25 เมกะวัตต์ ตามเงื่อนไขค่าเป้าหมายในการออกแบบและเงื่อนไขการออกแบบ 3 และ 4 นอกจากนี้พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในเปลือกการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 เป็นการหาค่าสัมประสิทธิ์โดยของไหล 2 สถานะ ซึ่งจากการคำนวณที่คุณภาพไอน้ำดังกล่าวมาจากคำนวณสมการ 4.63 4.64 และ 4.69 พบว่า ΔT_{sat} มีค่า 0.009130 เคลวินซึ่งมีค่าน้อยมากเนื่องจากนสตรงทางเข้าและทางออกทั้ง 2 เส้นแทบจะไม่เปลี่ยนเหมือนกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 แทบจะไม่ได้ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกัน เนื่องจากในสภาวะการทำงานที่กำลังศึกษาเป็นการจำลองที่ต้องการกำลังสุทธิของกังหันไอน้ำสูงสุด ทำให้ความดันทางออกของกังหันไอน้ำความดันต่ำมีค่าต่ำสุด ดังนั้นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 ยังไม่ได้ใช้ประโยชน์ ณ การทำงานนี้ แต่ได้ใช้ประโยชน์จากจุดทำงาน ณ อื่นๆ ซึ่งการทำงานอื่นๆไม่ได้อยู่ในขอบเขตการศึกษางานวิจัยนี้

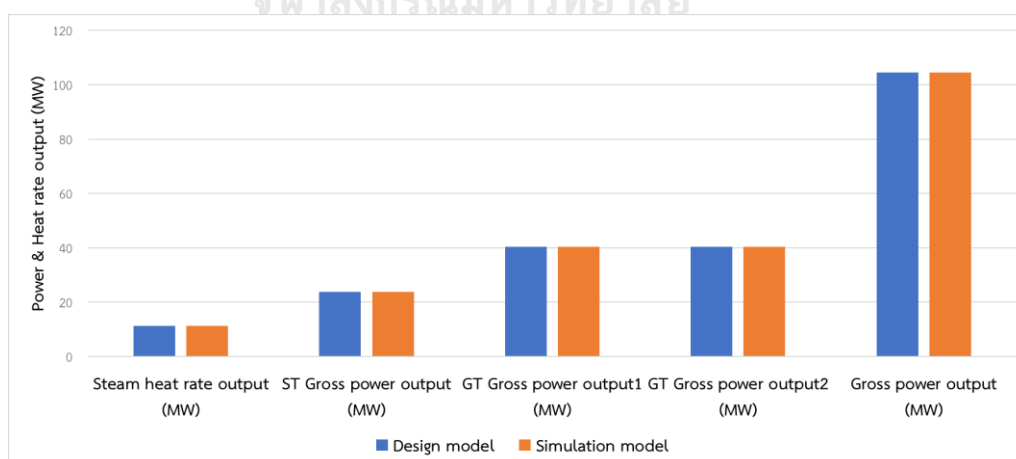
ตารางที่ 6.3 ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน

รายละเอียดผลการออกแบบการจำลอง	ค่าคงที่	หน่วย
ผลการออกแบบการจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1		
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ	1-2	-
จำนวนท่อ	112	ท่อ
เส้นผ่านศูนย์กลางเปลือก	0.43815	m
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ	16113.9857	W/m ² K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	32498.3934	W/m ² K
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	194.7459	kW/K
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.4493	-
ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
ผลการออกแบบการจำลองของวัฏจักรแรงคิน		
ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.85	-
อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	473.2688	K
อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K

อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.7828	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW

6.4 ผลลัพธ์การออกแบบจำลองการใช้พลังงานของระบบโคเจนเนเรชั่น

ผลลัพธ์การออกแบบการจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนทั้งสามส่วนข้างต้นเมื่อนำมารวมกันเป็นการออกแบบระบบโคเจนเนเรชั่น ซึ่งมีการออกแบบได้ตรงตามเงื่อนไขค่าเป้าหมายในการออกแบบและเงื่อนไขการออกแบบวัฏจักรเบรย์ตัน เครื่องกำเนิดไอน้ำ และวัฏจักรแรงคิน เนื่องจากแบบจำลองมีการเปรียบเทียบกับค่าออกแบบของโรงไฟฟ้าขนาดเล็กทั่วไปมีค่าคลาดเคลื่อนไม่เกินร้อยละ 3 แสดงในรูปภาพที่ 6.1 และการคำนวณอุณหภูมิน้ำทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำระหว่างเครื่องกำเนิดไอน้ำและวัฏจักรแรงคินมีค่าใกล้เคียงกันแสดงในตารางที่ 6.4 ดังนั้นจึงคำนวณการใช้พลังงานในระบบโคเจนเนเรชั่นแสดงในตารางที่ 6.5



รูปภาพที่ 6.1 ผลลัพธ์แบบจำลองที่ได้ต้องเปรียบเทียบกับค่าออกแบบของโรงไฟฟ้าขนาดเล็กทั่วไป

ตารางที่ 6.4 ผลลัพธ์อุณหภูมิต่างเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำคำนวณด้วยเครื่องกำเนิดไอน้ำและวัฏจักรแรงคิน

อุณหภูมิทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำ	คำนวณด้วยเครื่องกำเนิดไอน้ำ	คำนวณด้วยวัฏจักรแรงคิน
ความดันสูง (K)	336.3445	336.3494
ความดันต่ำ (K)	336.0453	336.0484

ตารางที่ 6.5 ผลลัพธ์การใช้พลังงานของระบบโคเจนเนเรชั่นในกรณีฐาน

รายละเอียดผลการออกแบบการจำลอง	ค่าคงที่	หน่วย
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.7828	MW
กำลังงานสุทธิระบบโคเจนเนเรชั่น	104.4938	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.2617	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7001.44	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	56.96	%
PES	16.72	%

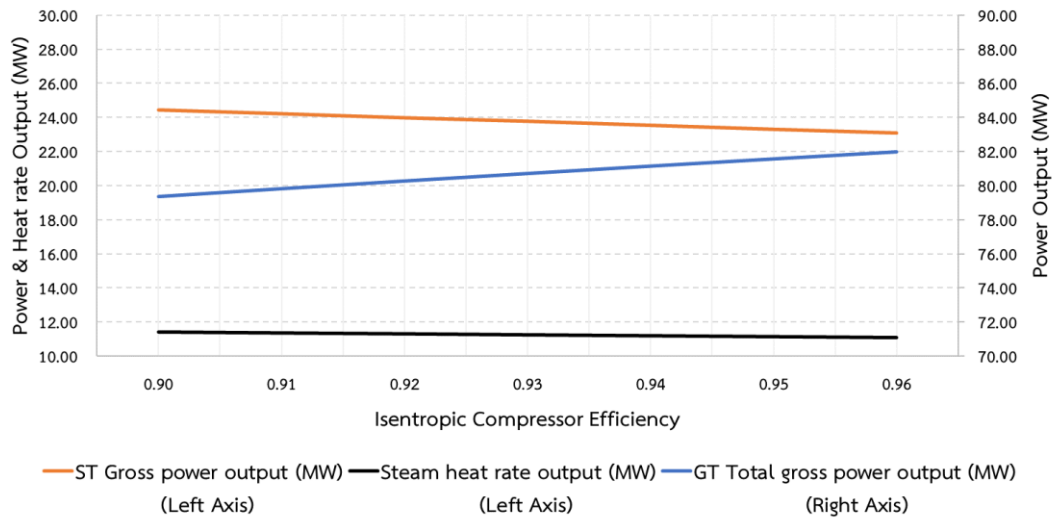
บทที่ 7

ผลลัพธ์การออกแบบจำลองการปรับพารามิเตอร์เมื่อเทียบกับกรณีฐาน

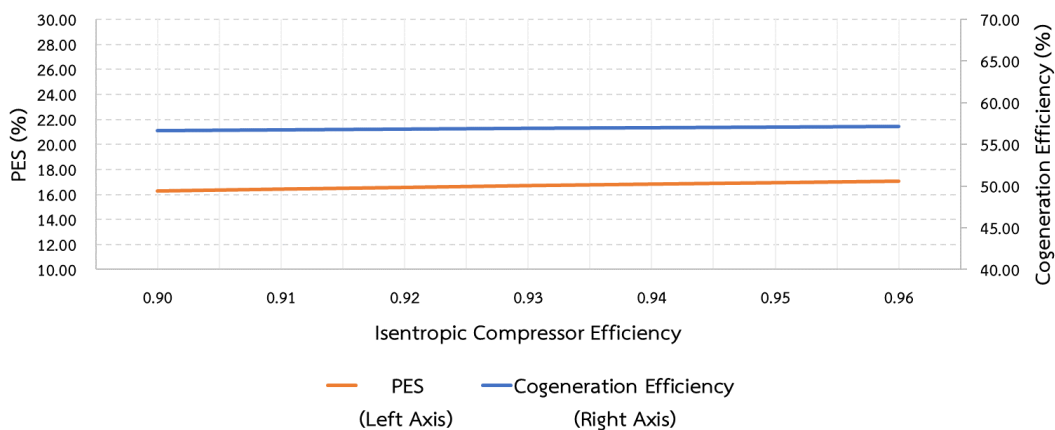
ผลลัพธ์การออกแบบการปรับพารามิเตอร์ทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อน โรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันขนาดเล็กกรณีฐาน โดยผลจากการจำลองมีค่าความคาดเคลื่อนต่ำกว่า 1 และ อุณหภูมิน้ำทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำวิธีคำนวณแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำและวัฏจักรแรงคินใกล้เคียงกัน ซึ่งผลการปรับพารามิเตอร์ที่กล่าวในบทที่ 5 ส่งผลกระทบต่อการใช้พลังงานของระบบ ดังนี้

7.1 ผลการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์

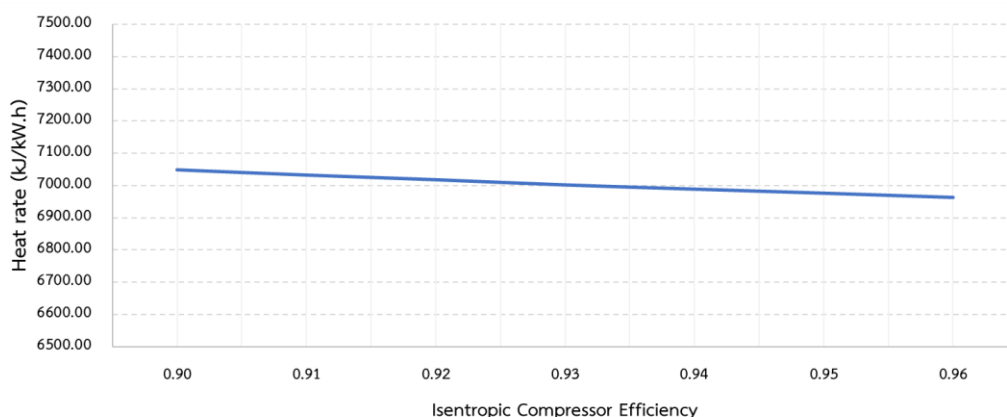
ผลการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ที่แสดงในรูปภาพที่ 7.1 7.2 และ 7.3 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ 0.03 ทำให้อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์ลดลงส่งผลให้กำลังงานจากคอมเพรสเซอร์ลดลง และทำให้อุณหภูมิทางเข้าและทางออกกังหันก๊าซลดลงส่งผลให้กำลังงานจากกังหันก๊าซลดลง พบว่ากำลังงานเพิ่มขึ้นมากกว่าส่วนที่ลดทำให้กำลังงานสุทธิจากระบบกังหันก๊าซมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 81.98 เมกะวัตต์ ขณะเดียวกันการเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ 0.03 ทำให้อุณหภูมิอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำลดลง ส่งผลให้เครื่องกำเนิดไอน้ำผลิตไอน้ำที่อุณหภูมิลดลง และทำให้อุณหภูมิไอน้ำทางเข้ากังหันไอน้ำลดลง ส่งผลให้กำลังงานและอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกจากกังหันไอน้ำมีค่าลดลงเป็น 23.09 และ 11.10 เมกะวัตต์ตามลำดับ จากกำลังงานและอัตราความร้อนเพิ่มลดที่เกิดขึ้นในระบบพบว่ากำลังงานและอัตราความร้อนสุทธิมีค่าเพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนอเรชันและความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 57.17 และ 17.09 ตามลำดับ ในทางกลับกันอัตราส่วนค่าความร้อนมีค่าลดลงเป็น 6963 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีที่กล่าวว่าประสิทธิภาพระบบโคเจนเนอเรชันเพิ่มขึ้นอัตราส่วนค่าความร้อนลดลง นอกจากนี้พบว่าในช่วงการศึกษาประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ตั้งแต่ 0.90 ถึง 0.96 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ และอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้น



รูปภาพที่ 7.1 ผลของกำลังสุทธิกังหันก๊าซและกังหันไอน้ำและอัตราความร้อนของไอน้ำจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์



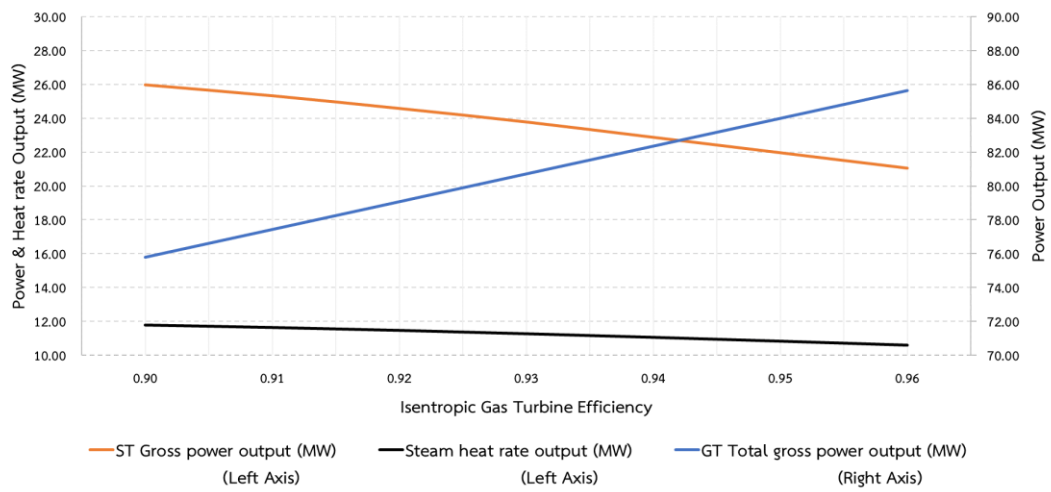
รูปภาพที่ 7.2 ผลของประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่นและความสามารถในการใช้พลังงานปฏุมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์



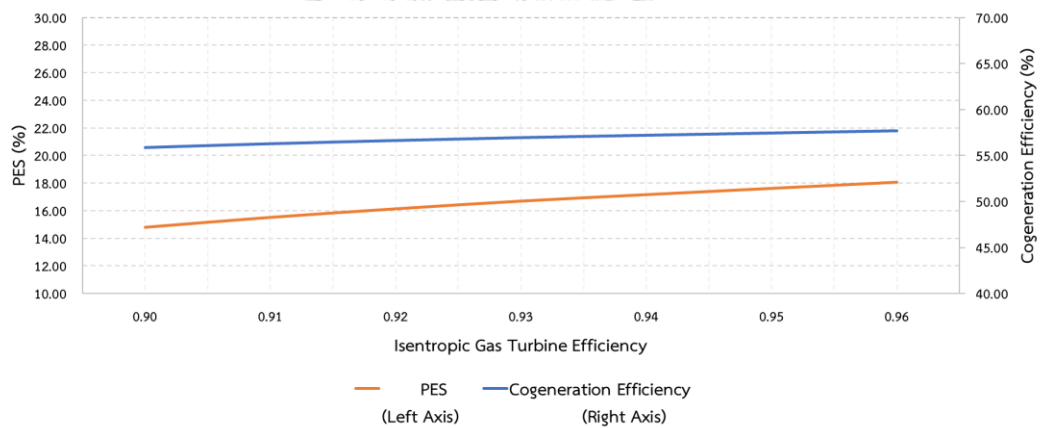
รูปภาพที่ 7.3 ผลของอัตราความร้อนจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์

7.2 ผลการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ

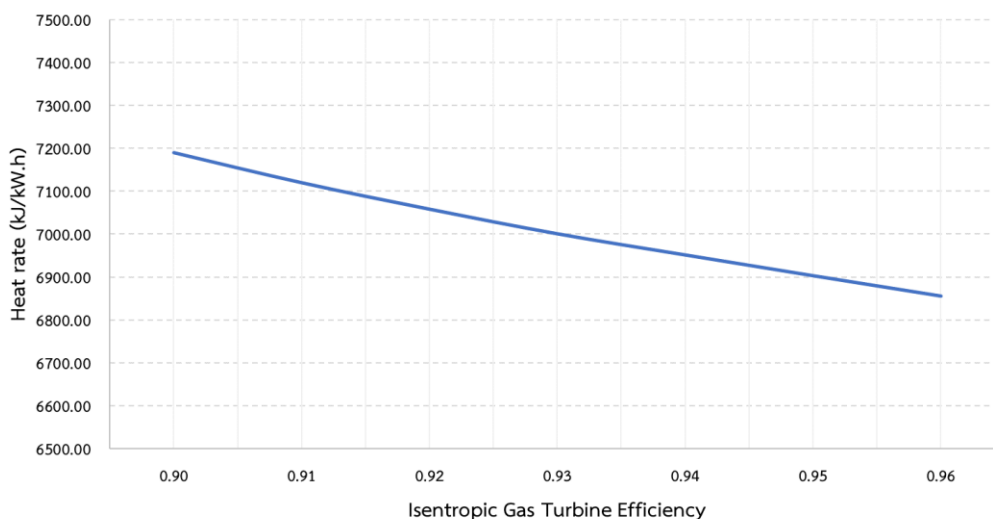
ผลการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซที่แสดงในรูปภาพที่ 7.4 7.5 และ 7.6 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ 0.03 ทำให้อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ ลดลงส่งผลให้กำลังงานจากกังหันก๊าซเพิ่มขึ้น และทำให้กำลังงานจากคอมเพรสเซอร์คงที่ พบว่ากำลังงานสุทธิจากระบบกังหันก๊าซมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 85.63 เมกะวัตต์ ขณะเดียวกันการเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ 0.03 ทำให้อุณหภูมิอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำลดลงส่งผลให้เครื่องกำเนิดไอน้ำผลิตไอน้ำที่อุณหภูมิลดลง และทำให้อุณหภูมิไอน้ำเข้ากังหันไอน้ำลดลงส่งผลให้กำลังงานและอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกจากกังหันไอน้ำมีค่าลดลงเป็น 21.07 และ 10.58 เมกะวัตต์ ตามลำดับ จากกำลังงานและอัตราความร้อนเพิ่มลดที่เกิดขึ้นในระบบพบว่ากำลังงานและอัตราความร้อนสุทธิมีค่าเพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชั่นและความสามารถในการใช้พลังงานปฏุนภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 57.71 และ 18.09 ตามลำดับ ในทางกลับกันอัตราส่วนค่าความร้อนมีค่าลดลงเป็น 6857 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ ชั่วโมง ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีที่กล่าวว่าประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชั่นเพิ่มขึ้นอัตราส่วนค่าความร้อนลดลง นอกจากนี้พบว่าในช่วงการศึกษาประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซตั้งแต่ 0.90 ถึง 0.96 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ และอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้น



รูปภาพที่ 7.4 ผลของกำลังสุทธิกังหันก๊าซและกังหันไอน้ำและอัตราความร้อนของไอน้ำจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ



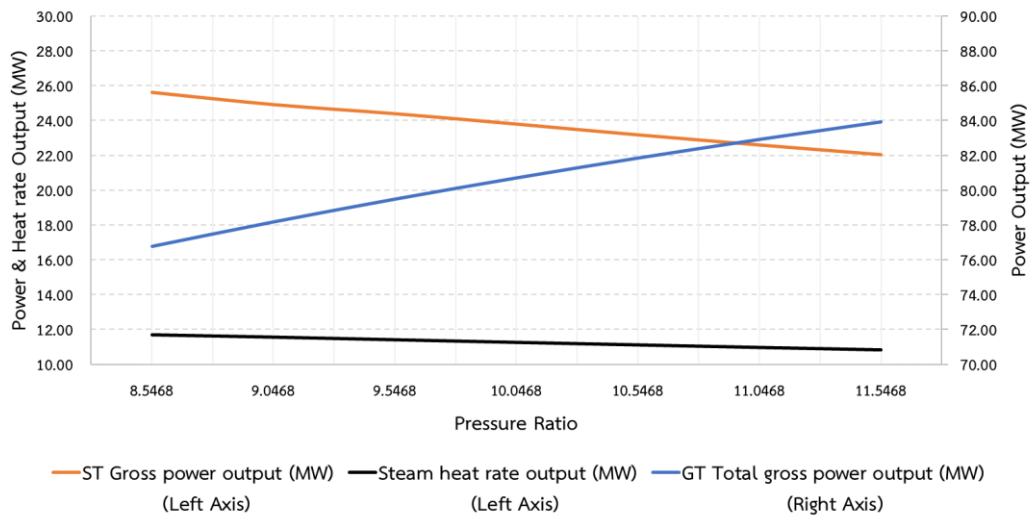
รูปภาพที่ 7.5 ผลของประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่นและความสามารถในการใช้พลังงานปฏุมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ



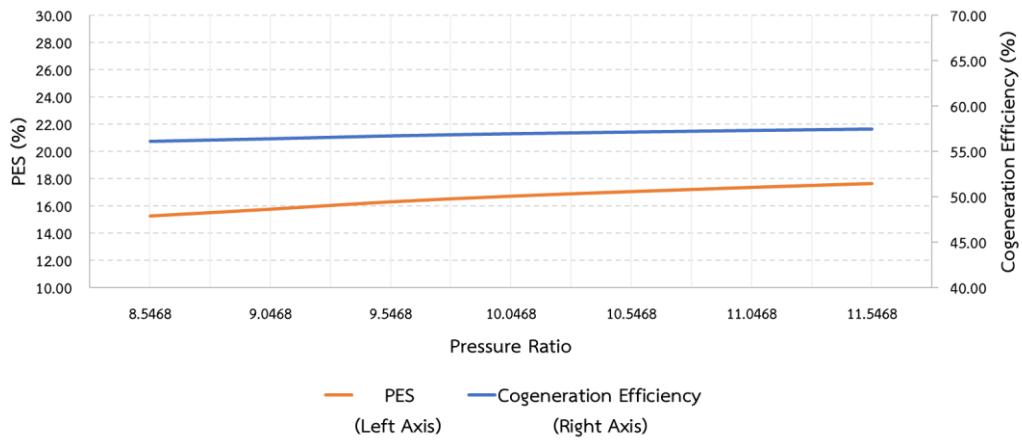
รูปภาพที่ 7.6 ผลของอัตราความร้อนจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ

7.3 ผลการปรับอัตราส่วนความดัน

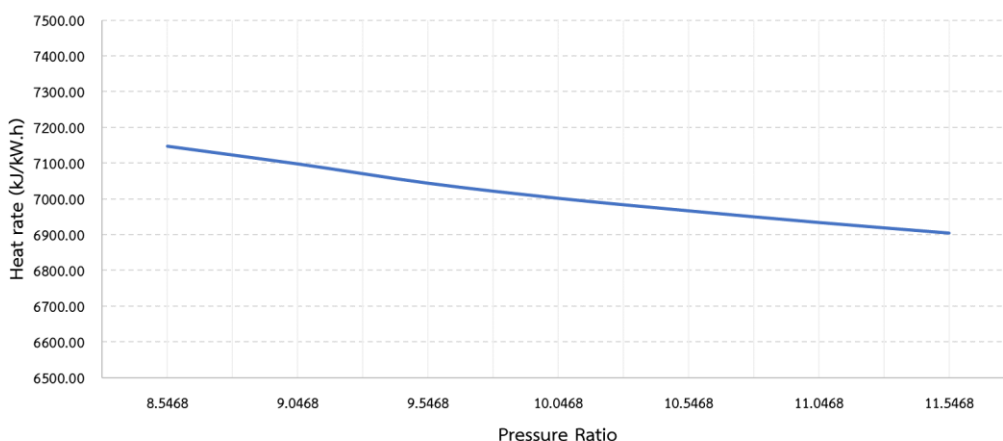
ผลการปรับอัตราส่วนความดันที่แสดงในรูปภาพที่ 7.7 7.8 และ 7.9 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มอัตราส่วนความดัน 1.5 ทำให้อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้นส่งผลให้กำลังงานจากคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น และทำให้อุณหภูมิทางเข้าเพิ่มขึ้นและทางออกกังหันก๊าซลดลงส่งผลให้กำลังงานจากกังหันก๊าซเพิ่มขึ้น พบว่ากำลังงานเพิ่มขึ้นมากกว่าส่วนที่ลดทำให้กำลังงานสุทธิจากระบบกังหันก๊าซมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 83.94 เมกะวัตต์ ขณะเดียวกันการเพิ่มอัตราส่วนความดัน 1.5 ทำให้อุณหภูมิอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำลดลงส่งผลให้เครื่องกำเนิดไอน้ำผลิตไอน้ำที่อุณหภูมิลดลง และทำให้อุณหภูมิไอน้ำทางเข้ากังหันไอน้ำลดลงส่งผลให้กำลังงานและอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกจากกังหันไอน้ำมีค่าลดลงเป็น 22.03 และ 10.83 เมกะวัตต์ตามลำดับ จากกำลังงานและอัตราความร้อนเพิ่มลดที่เกิดขึ้นในระบบพบว่ากำลังงานและอัตราความร้อนสุทธิมีค่าเพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชั่นและความสามารถในการใช้พลังงานปฏุมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 57.47 และ 17.65 ตามลำดับ ในทางกลับกันอัตราส่วนค่าความร้อนมีค่าลดลงเป็น 6904 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีที่กล่าวว่าประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชั่นเพิ่มขึ้นอัตราส่วนค่าความร้อนลดลง นอกจากนี้พบว่าในช่วงการศึกษาอัตราส่วนความดันตั้งแต่ 8.5468 ถึง 11.5468 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ และอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้น



รูปภาพที่ 7.7 ผลของกำลังสุทธิกังหันก๊าซและกังหันไอน้ำและอัตราความร้อนของไอน้ำจากการปรับอัตราส่วนความดัน



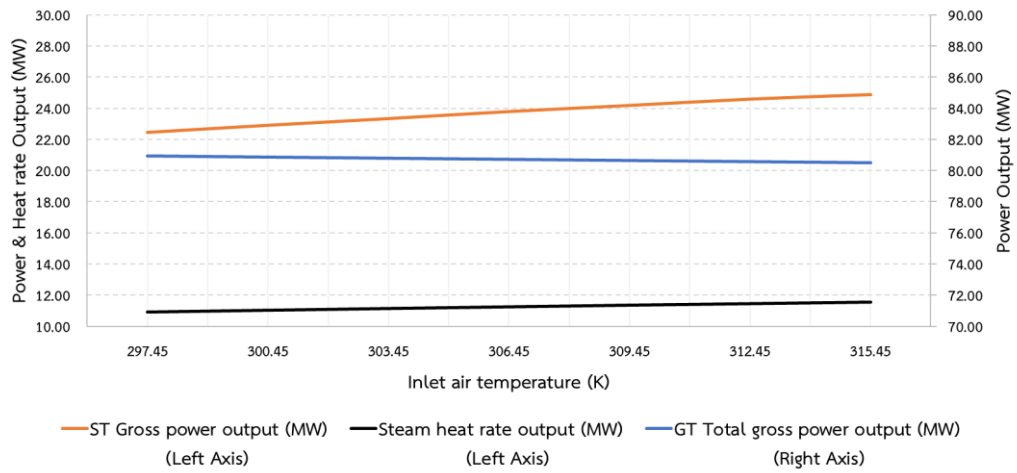
รูปภาพที่ 7.8 ผลของประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่นและความสามารถในการใช้พลังงานปฏุมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนจากการปรับอัตราส่วนความดัน



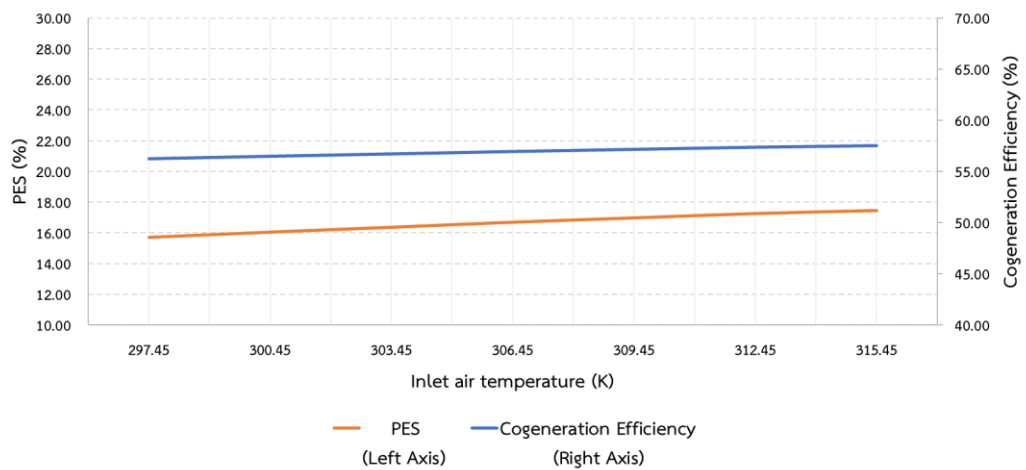
รูปภาพที่ 7.9 ผลของอัตราความร้อนจากการปรับอัตราส่วนความดัน

7.4 ผลการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์

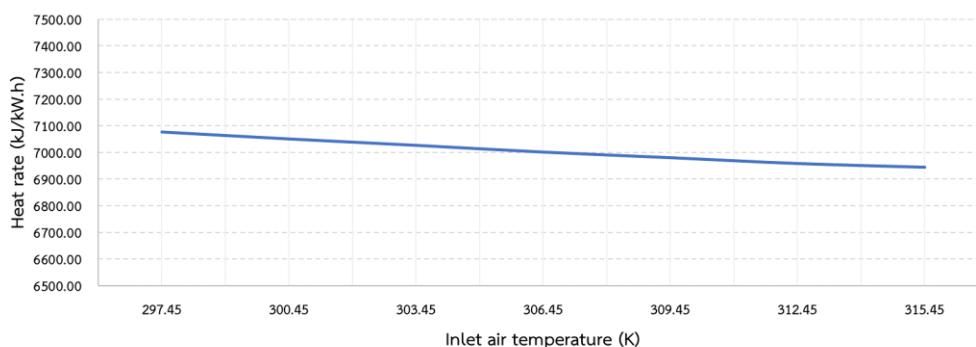
ผลการปรับปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ที่แสดงในรูปภาพที่ 7.10 7.11 และ 7.12 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 9 เคลวิน ทำให้อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้นส่งผลให้กำลังงานจากคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น และทำให้อุณหภูมิทางเข้าและทางออกกังหันก๊าซเพิ่มขึ้นส่งผลให้กำลังงานจากกังหันก๊าซเพิ่มขึ้น พบว่ากำลังงานลดลงมากกว่าส่วนที่เพิ่มทำให้กำลังงานสุทธิจากระบบกังหันก๊าซมีค่าลดลงเป็น 80.49 เมกะวัตต์ ขณะเดียวกันการเพิ่มอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 9 เคลวิน ทำให้อุณหภูมิอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำลดลงส่งผลให้เครื่องกำเนิดไอน้ำผลิตไอน้ำที่อุณหภูมิเพิ่มขึ้น และทำให้อุณหภูมิไอน้ำทางเข้ากังหันไอน้ำเพิ่มขึ้นส่งผลให้กำลังงานและอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกจากกังหันไอน้ำมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 24.86 และ 11.56 เมกะวัตต์ตามลำดับ จากกำลังงานและอัตราความร้อนเพิ่มที่เกิดขึ้นในระบบพบว่ากำลังงานและอัตราความร้อนสุทธิมีค่าเพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนอเรชันและความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 57.53 และ 17.48 ตามลำดับ ในทางกลับกันอัตราส่วนค่าความร้อนมีค่าลดลงเป็น 6944 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีที่กล่าวว่าประสิทธิภาพระบบโคเจนเนอเรชันเพิ่มขึ้นอัตราส่วนค่าความร้อนลดลง นอกจากนี้พบว่าในช่วงการศึกษาอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ตั้งแต่ 297.45 ถึง 315.45 เคลวิน ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ และอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้น



รูปภาพที่ 7.10 ผลของกำลังสุทธิกังหันก๊าซและกังหันไอน้ำและอัตราความร้อนของไอน้ำจากการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์



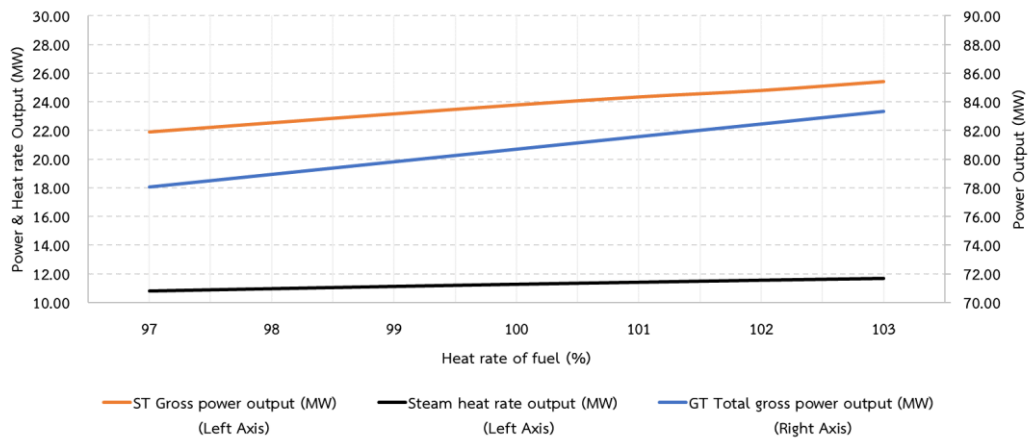
รูปภาพที่ 7.11 ผลของประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชั่นและความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนจากการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์



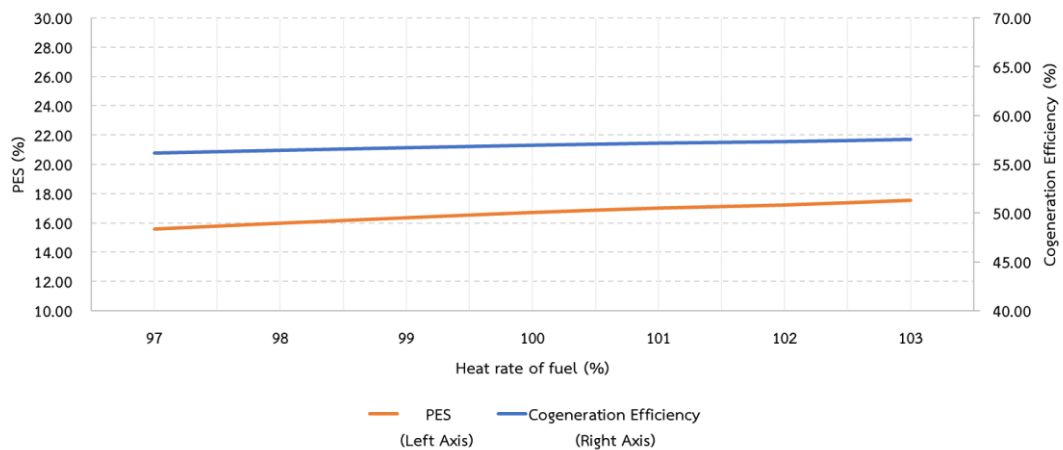
รูปภาพที่ 7.12 ผลของอัตราความร้อนจากการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์

7.5 ผลการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิง

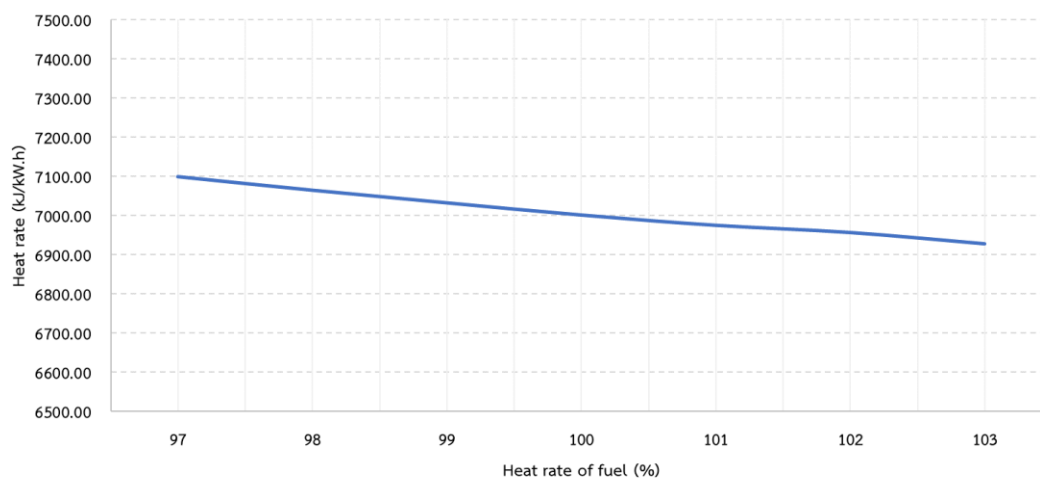
ผลการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงที่แสดงในรูปภาพที่ 7.13 7.14 และ 7.15 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 3 ทำให้อุณหภูมิทางเข้าและทางออกกังหันก๊าซเพิ่มขึ้น ส่งผลให้กำลังงานจากกังหันก๊าซเพิ่มขึ้น และทำให้กำลังงานจากคอมเพรสเซอร์คงที่ พบว่ากำลังงานสุทธิจากระบบกังหันก๊าซมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 83.36 เมกะวัตต์ ขณะเดียวกันการเพิ่มอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 3 ทำให้อุณหภูมิอากาศทางเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำเพิ่มขึ้นส่งผลให้เครื่องกำเนิดไอน้ำผลิตไอน้ำที่อุณหภูมิเพิ่มขึ้น และทำให้อุณหภูมิไอน้ำทางเข้ากังหันไอน้ำเพิ่มขึ้นส่งผลให้กำลังงานและอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกจากกังหันไอน้ำมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 25.41 และ 11.66 เมกะวัตต์ จากกำลังงานและอัตราความร้อนเพิ่มที่เกิดขึ้นในระบบพบว่ากำลังงานและอัตราความร้อนสุทธิมีค่าเพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนอเรชันและความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 57.53 และ 17.57 ตามลำดับ ในทางกลับกันอัตราส่วนค่าความร้อนมีค่าลดลงเป็น 6928 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีที่กล่าวว่าประสิทธิภาพระบบโคเจนเนอเรชันเพิ่มขึ้นอัตราส่วนค่าความร้อนลดลง นอกจากนี้พบว่าในช่วงการศึกษาอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละตั้งแต่ 97 ถึง 103 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ และอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้น



รูปภาพที่ 7.13 ผลของกำลังสุทธิกังหันก๊าซและกังหันไอน้ำและอัตราความร้อนของไอน้ำจากการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิง



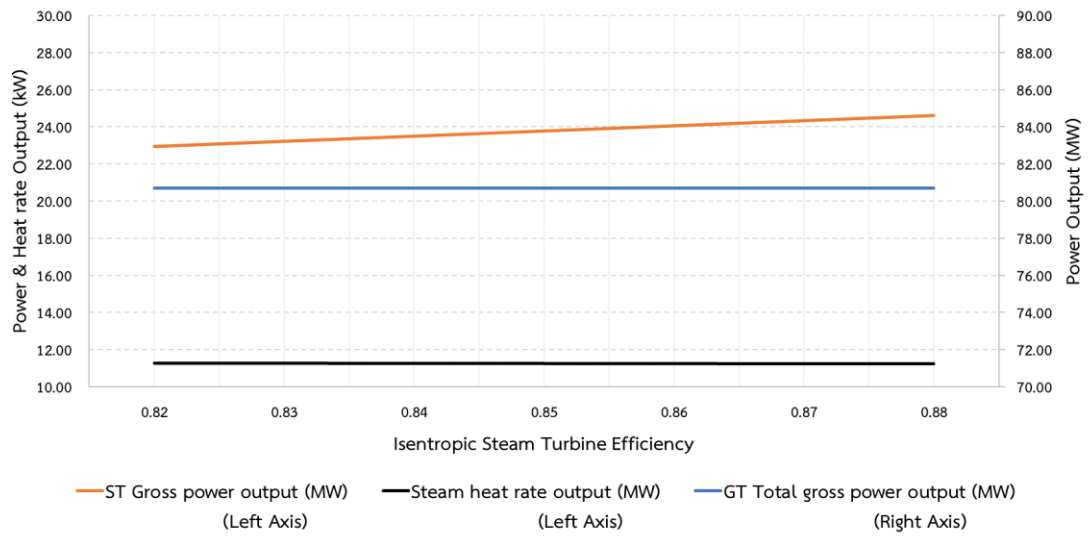
รูปภาพที่ 7.14 ผลของประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่นและความสามารถในการใช้พลังงานปฏุมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนจากการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิง



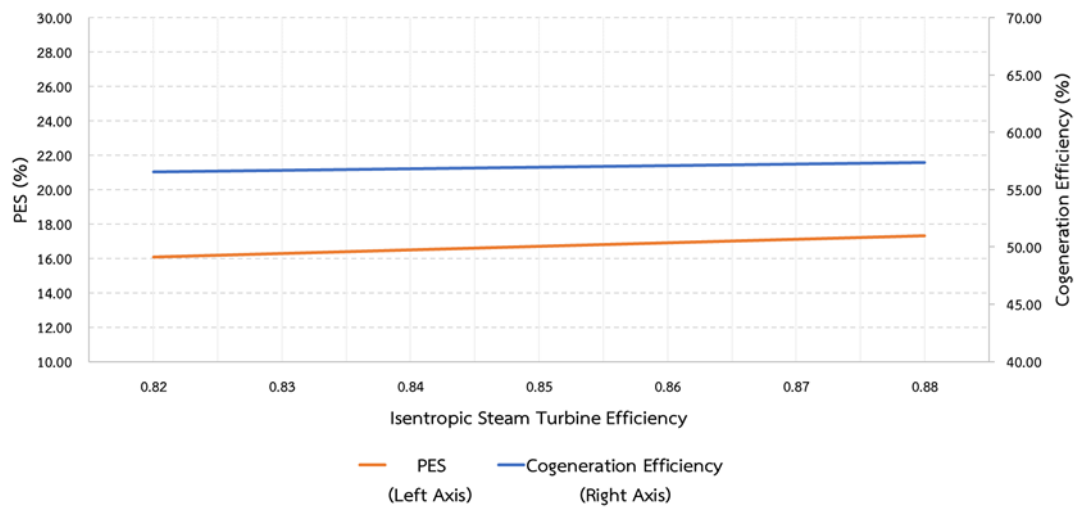
รูปภาพที่ 7.15 ผลของอัตราความร้อนจากการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิง

7.6. ผลการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ

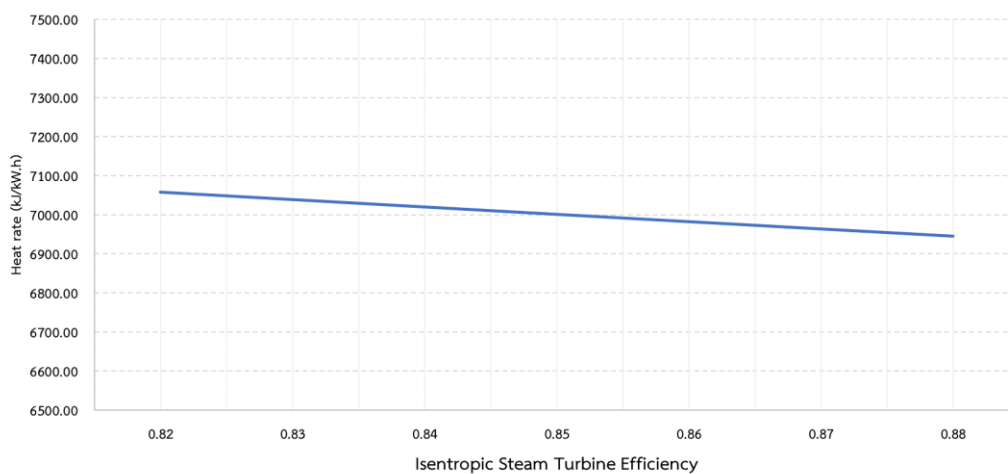
ผลการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำที่แสดงในรูปภาพที่ 7.16 7.17 และ 7.18 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำ 0.03 ส่งผลให้กำลังงานจากกังหันไอน้ำมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 24.62 และอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกจากกังหันไอน้ำมีค่าลดลงเป็น 11.24 เมกะวัตต์ จากกำลังงานและอัตราความร้อนเพิ่มขึ้นที่เกิดขึ้นในระบบพบว่ากำลังงานและอัตราความร้อนสุทธิมีค่าเพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชันและความสามารถในการใช้พลังงานปฏุมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 57.36 และ 17.34 ตามลำดับ ในทางกลับกันอัตราส่วนค่าความร้อนมีค่าลดลงเป็น 6946 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ ชั่วโมง ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีที่กล่าวว่าประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชันเพิ่มขึ้นอัตราส่วนค่าความร้อนลดลง นอกจากนี้พบว่าในช่วงการศึกษาประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำตั้งแต่ 0.82 ถึง 0.88 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ และอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้น



รูปภาพที่ 7.16 ผลของกำลังสุทธิกังหันก๊าซและกังหันไอน้ำและอัตราความร้อนของไอน้ำจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำ



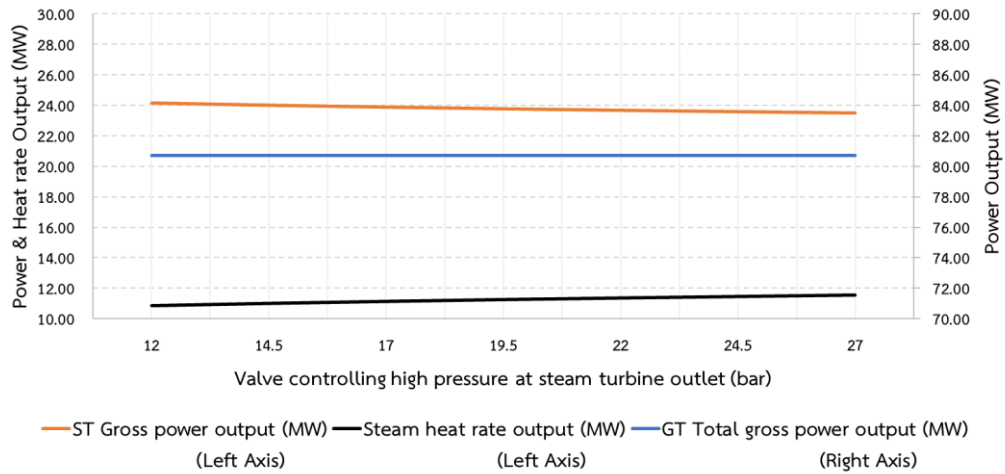
รูปภาพที่ 7.17 ผลของประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่นและความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำ



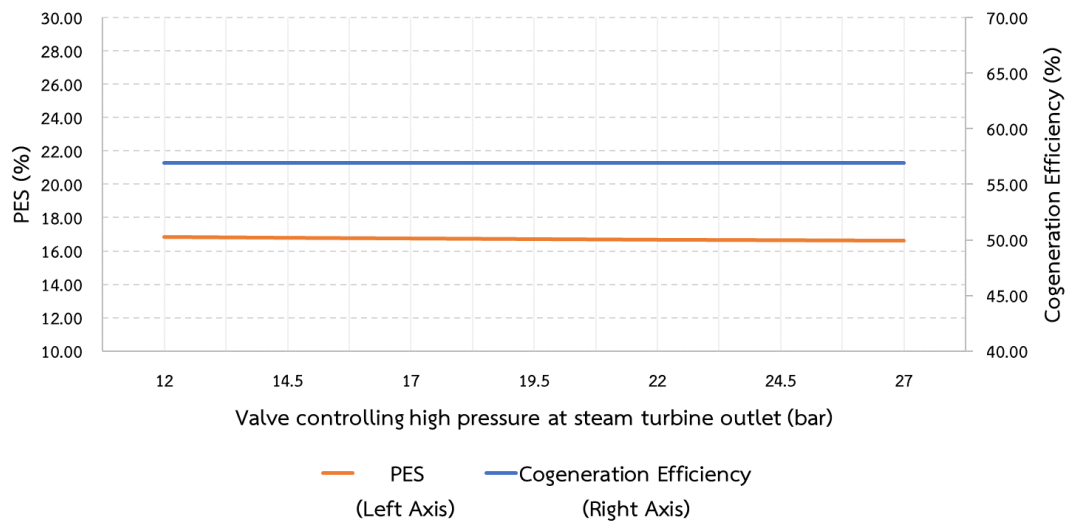
รูปภาพที่ 7.18 ผลของอัตราความร้อนจากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำ

7.7 ผลการปรับการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง

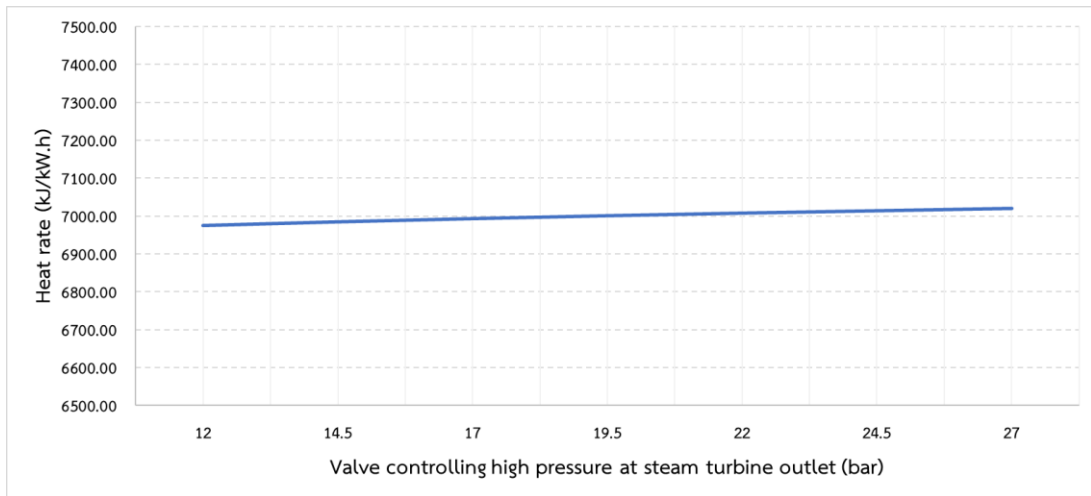
ผลการปรับการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูงที่แสดงในรูปภาพที่ 7.19 7.20 และ 7.21 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 7.5 บาร์ ส่งผลให้กำลังงานจากกังหันไอน้ำมีค่าลดลงเป็น 23.50 และอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกจากกังหันไอน้ำมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 11.54 เมกะวัตต์ จากกำลังงานและอัตราความร้อนเพิ่มเติมที่เกิดขึ้นในระบบพบว่ากำลังงานและอัตราความร้อนสุทธิมีค่าเพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนอเรชันมีค่าลดลงเกือบครึ่งที่เป็นร้อยละ 56.96 และ ความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนมีค่าลดลงเป็นร้อยละ 16.62 ตามลำดับ ในทางกลับกันอัตราส่วนค่าความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 7020 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีที่กล่าวว่า ประสิทธิภาพระบบโคเจนเนอเรชันลดลงอัตราส่วนค่าความร้อนเพิ่มขึ้น นอกจากนี้พบว่าในช่วงการศึกษาประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำตั้งแต่ 0.82 ถึง 0.88 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ และอัตราความร้อนไอน้ำส่งออกมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้น



รูปภาพที่ 7.19 ผลของกำลังสุทธิกังหันก๊าซและกังหันไอน้ำและอัตราความร้อนของไอน้ำจากการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง



รูปภาพที่ 7.20 ผลของประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่นและความสามารถในการใช้พลังงานปฏุมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนจากการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง



รูปภาพที่ 7.21 ผลของอัตราความร้อนจากการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง



บทที่ 8

สรุปผลลัพธ์จากงานวิจัยและข้อเสนอแนะ

8.1 สรุปผลลัพธ์จากงานวิจัย

การพัฒนาและศึกษาพารามิเตอร์ที่ส่งผลต่อการใช้พลังงานของระบบโคเจนเนเรชั่นโดยใช้แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อน ซึ่งการออกแบบที่เหมาะสมขึ้นกับการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำเป็นหลักเพื่อให้ได้กำลังงานตามที่ต้องการและทำให้โรงไฟฟ้ามีประสิทธิภาพดีที่สุด โดยผลจากการจำลองกรณีฐานให้เหมาะสมพบว่าประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่นมีค่าร้อยละ 56.96 ความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนรวมกันมีค่าร้อยละ 16.72 และอัตราส่วนค่าความร้อน 7001 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ ชั่วโมงและผลการปรับพารามิเตอร์ที่ส่งผลต่อการใช้พลังงานในระบบโคเจนเนเรชั่นแบ่งเป็นกลุ่ม ดังนี้

- 1) การเพิ่มขึ้นอย่างใดอย่างหนึ่งประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ กังหันก๊าซ และกังหันไอน้ำ 0.03 พบว่าประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชั่นมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 57.53 57.71 และ 57.36 ตามลำดับ ความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 17.57 18.09 และ 17.34 ตามลำดับ และอัตราส่วนของค่าความร้อนจากเชื้อเพลิงต่อหนึ่งหน่วยพลังงานไฟฟ้ามีค่าลดลงเป็น 6928 6857 และ 6946 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ ชั่วโมงตามลำดับ
- 2) การเพิ่มอัตราส่วนความดัน 1.5 การเพิ่มอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 9 เคลวิน และการเพิ่มอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 3 พบว่าประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชั่นมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 57.47 57.53 และ 57.53 ตามลำดับ ความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 17.65 17.48 และ 17.57 ตามลำดับ และอัตราส่วนของค่าความร้อนจากเชื้อเพลิงต่อหนึ่งหน่วยพลังงานไฟฟ้ามีค่าลดลงเป็น 6904 6944 และ 6928 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ ชั่วโมงตามลำดับ
- 3) การเพิ่มความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 7.5 บาร์ พบว่าประสิทธิภาพระบบโคเจนเนเรชั่นลดลงเกือบคงที่มีค่าร้อยละ 56.96 ความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนลดลงมีค่าร้อยละ 16.62 และอัตราส่วนของค่าความร้อนจากเชื้อเพลิงต่อหนึ่งหน่วยพลังงานไฟเพิ่มขึ้นมีค่า 7020 กิโลจูลต่อกิโลวัตต์ ชั่วโมง

8.2 ข้อเสนอแนะ

1. ในการออกแบบระบบโคเจนเนอเรชันควรรู้ข้อมูลพื้นฐานของอุปกรณ์ภายในระบบและในการคำนวณระบบโคเจนเนอเรชันควรคิดคำนวณความดันตกที่เกิดขึ้นภายในระบบ และก๊าซที่ใช้ในระบบควรคิดเป็นก๊าซไอเสียเพื่อให้เกิดผลลัพธ์ที่แม่นยำและระบบสมจริงมากขึ้น
2. การศึกษาในการปรับพารามิเตอร์อาจมีค่าคาดเคลื่อนเนื่องจากคุณสมบัติของสารที่ใช้ภายในระบบขึ้นกับอุณหภูมิแต่ในการศึกษาได้ใช้ค่าคงที่ ซึ่งต้องมีการเปลี่ยนแปลงให้สอดคล้องกับอุณหภูมิที่เปลี่ยนไป
3. การออกแบบโปรแกรมในการหาค่าตอบในการปรับพารามิเตอร์สามารถออกแบบให้มีความเสถียรเพิ่มขึ้น และสามารถทำให้คาดเคลื่อนน้อยลงในการศึกษาในการปรับพารามิเตอร์
4. ความคาดเคลื่อนที่เกิดในการศึกษาการปรับพารามิเตอร์ อาจเกิดจากการกำหนดการทำงานดีแอร์เรเตอร์ไม่ครอบคลุม ซึ่งในความเป็นจริงเมื่อสภาวะการทำงานเปลี่ยนดีแอร์เรเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่ควบคุมอุณหภูมิในในระบบให้คงที่ เมื่อสภาวะการทำงานเปลี่ยนการทำงานดีแอร์เรเตอร์เปลี่ยน ดังนั้นควรศึกษาการทำงานดีแอร์เรเตอร์เพิ่มเติม

บรรณานุกรม

- Ahmadi, P., & Dincer, I. (2011). Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit. *Energy Conversion and Management*, 52(5), 2296-2308. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.023>
- Balaji, C., Srinivasan, B., & Gedupudi, S. (2021). Chapter 11 - Boiling and condensation. In C. Balaji, B. Srinivasan, & S. Gedupudi (Eds.), *Heat Transfer Engineering* (pp. 351-396). Academic Press. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-818503-2.00011-3>
- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2011). *Introduction to heat transfer*. John Wiley & Sons.
- Borgnakke, C., & Sonntag, R. E. (2014). *Fundamentals of Thermodynamics*.
- Buntarikpornpant, P., & Tangthieng, C. (2020). A Parametric Investigation of the Steam Injection Gas Turbine System on a Cogeneration Plant. *Engineering Journal*, 24(1), 11-21.
- Cengel, Y., & Heat, T. M. (2003). *Heat And Mass Transfer*. New York, NY, USA: McGraw-Hill.
- Dincer, I., & Rosen, M. A. (2021). Chapter 13 - Exergy analyses of cogeneration and district energy systems. In I. Dincer & M. A. Rosen (Eds.), *Exergy (Third Edition)* (pp. 355-381). Elsevier. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-824372-5.00013-0>
- Gambini, M., & Vellini, M. (2015). High Efficiency Cogeneration: Electricity from Cogeneration in CHP Plants. *Energy Procedia*, 81, 430-439. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.117>
- Ganjehkaviri, A., Mohd Jaafar, M. N., & Hosseini, S. E. (2015). Optimization and the effect of steam turbine outlet quality on the output power of a combined cycle power plant. *Energy Conversion and Management*, 89, 231-243. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.09.042>
- Kaviri, A. G., Jaafar, M. N. M., Lazim, T. M., & Barzegaravval, H. (2013).

Exergoenvironmental optimization of Heat Recovery Steam Generators in combined cycle power plant through energy and exergy analysis. *Energy Conversion and Management*, 67, 27-33.

<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.10.017>

Mehrgoo, M., & Amidpour, M. (2017). Constructal design and optimization of a dual pressure heat recovery steam generator. *Energy*, 124, 87-99.

<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.046>

Sanjay. (2011). Investigation of effect of variation of cycle parameters on thermodynamic performance of gas-steam combined cycle. *Energy*, 36(1), 157-167. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.10.058>

Sonntag, R. E., Borgnakke, C., Van Wylen, G. J., & Van Wyk, S. (2014). *Fundamentals of thermodynamics* (Vol. 8). Wiley New York.

Srinivas, T., Gupta, A. V. S. K. S., & Reddy, B. V. (2008). Sensitivity analysis of STIG based combined cycle with dual pressure HRSG. *International Journal of Thermal Sciences*, 47(9), 1226-1234.

<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.002>

Woudstra, N., Woudstra, T., Pirone, A., & Stelt, T. v. d. (2010). Thermodynamic evaluation of combined cycle plants. *Energy Conversion and Management*, 51(5), 1099-1110. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.016>

การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย. (2564). การผลิตและซื้อพลังงานไฟฟ้า. สืบค้น 01 September จาก

https://www.egat.co.th/index.php?option=com_content&view=article&layout=edit&id=81&Itemid=116

ฉันทศิริวรรณ, ส. (2563). วิศวกรรมโรงไฟฟ้า.

ไชยสิทธิ์, ณ. (2553). HRSG. สืบค้น 01 กันยายน 2564 จาก

<https://www.kakaengineering.com/knowledge.html>

บริษัทปตท.จำกัด(มหาชน). (2549). ระบบโคเจนเนเรชั่น. ธุรกิจสีเขียว, 4 ตุลาคม-ธันวาคม.



ภาคผนวก ก

ผลการคำนวณกรณีฐาน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

การคำนวณกรณีฐานของแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการแลกเปลี่ยนความร้อน

การคำนวณกรณีฐานของแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งการคำนวณ ดังนี้

1. การคำนวณแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการแลกเปลี่ยนความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย

การคำนวณจะใช้ทฤษฎีวัฏจักรเบรย์ตันคำนวณในส่วนวัฏจักรเบรย์ตัน 1 ส่วนวัฏจักรเบรย์ตัน 2 ที่ตำแหน่งเดียวกันมีค่าเท่ากัน โดยกำหนดปริมาตรควบคุมและแสดงในแต่ละอุปกรณ์แสดงในรูปที่ 4.2-4.3 และให้ค่าคงที่บางตัวในการคำนวณแสดงในตารางที่ 4.1 และมีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Sonntag et al., 2014) ดังนี้

1.1 ผลการคำนวณออกแบบคอมเพรสเซอร์

กำหนดค่าที่เหมาะสมสำหรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ (η_{comp}) มีค่า 0.93

อัตราส่วนความดัน (R_p) มีค่า 10.0468

อัตราการมวลการไหลของอากาศ : $\dot{m}_{air} = 118.3333 \text{ kg/s}$

อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์ที่ไอเซนโทรปิก : $T_{Y1,S} = T_{X1} R_p^{(k_{air}-1)/k_{air}} = 574.8227 \text{ K}$

อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์ : $T_{Y1} = T_{X1} + \frac{T_{Y1,S} - T_{X1}}{\eta_{comp}} = 595.0228 \text{ K}$

กำลังงานคอมเพรสเซอร์ : $W_{comp} = \dot{m}_{air} C_{p,air} (T_{Y1} - T_{X1}) = 35.9508 \text{ MW}$

ความดันทางออกคอมเพรสเซอร์ : $P_{Y1} = R_p (P_{X1}) = 10.3482 \text{ bar}$

1.2 ผลการคำนวณออกแบบห้องเผาไหม้

อัตราการมวลการไหลของเชื้อเพลิง : $\dot{m}_{fuel} = 2.9464 \text{ kg/s}$

อุณหภูมิทางออกห้องเผาไหม้ : $T_{Z1} = T_{Y1} + \frac{\dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel}}{\dot{m}_{y1} C_{p,air}} = 1410.6515 \text{ K}$

1.3 ผลการคำนวณออกแบบกังหันก๊าซ

กำหนดค่าที่เหมาะสมสำหรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ (η_{GT}) มีค่า 0.93

อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซที่ไอเซนโทรปิก : $T_{A1,S} = T_{Z1} R_p^{(k_{air}-1)/k_{air}} = 752.0478 \text{ K}$

อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ : $T_{A1} = T_{Z1} + \eta_{GT} (T_{Z1} - T_{A1,S}) = 798.1501 \text{ K}$

กำลังงานกังหันก๊าซ : $W_{GT} = \dot{m}_{air} C_{p,air} (T_{Z1} - T_{A1}) = 76.3062 \text{ MW}$

กำลังงานรวมสุทธิกังหันก๊าซ : $W_{\text{Gross,GT}} = W_{\text{comp}} + W_{\text{GT}} = 40.3555 \text{ MW}$

2. การคำนวณแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำ หนึ่งหน่วย

การคำนวณจะใช้วิธี Effectiveness-NTU และ Force Convection Bolling ในทางทฤษฎีของการถ่ายเทความร้อนผสมกับทฤษฎีระบบเปิดทางเทอร์โมไดนามิกส์ โดยใช้รูปที่ 4.4-4.7 เป็นแบบจำลองและตารางที่ 4.2 เป็นค่าคงที่ เพื่อมาใช้ในคำนวณออกแบบความยาวของท่อให้เหมาะสมในส่วนต่างๆ ในการคำนวณให้คำนวณในส่วนเครื่องกำเนิดไอน้ำ 1 ส่วนเครื่องกำเนิดไอน้ำ 2 ที่ตำแหน่งเดียวกันมีค่าเท่ากันโดยใช้วิธีดังต่อไปนี้

2.1 ผลการคำนวณออกแบบซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

คำนวณภายในท่อซูเปอร์ฮีทความดันสูง

อุณหภูมิไอน้ำทางเข้าซูเปอร์ฮีทความดันสูง มีค่า 527.85 เคลวิน มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_g = 1.3814$ $\mu_g = 0.0000176405 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_g = 21.6357 \text{ kg/m}^3$ $k_g = 0.04993 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

คำนวณหาจำนวนท่อภายในของซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{12.1833}{21.6357 \times 34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 30.2442 \approx 31 \text{ ท่อ}$$

คำนวณหา Re_D $Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{21.6357(34)0.0264}{0.0000176405} = 1101155.8227$

คำนวณหา Nu_D $Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} = 0.023(1101155.8227)^{0.8} 1.3814^{0.4} = 1783.7527$

คำนวณหา h_i $h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(1783.7527)0.04993}{0.0264} = 3373.8263 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

คำนวณภายนอกท่อซูเปอร์ฮีทความดันสูง

อุณหภูมิอากาศทางเข้าซูเปอร์ฮีทความดันสูง มีค่า 798.1501 เคลวิน มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_g = 0.7087$ $\mu_g = 0.000036924 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_g = 0.4365 \text{ kg/m}^3$ $k_g = 0.05721 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

คำนวณหาความเร็วภายนอกท่อ $v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{118.1833}{0.4365(2.8 \times 2.8)} = 34.5785 \text{ m/s}$

คำนวณหา Re_D $Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.4365(34.5785)0.0318}{0.000036924} = 12999.0645$

คำนวณหา Nu_D

$$Nu_D = CRe_D^m Pr^{0.36} \frac{Pr^n}{Pr_s} = 0.27(12999.0645^{0.63})0.7087^{0.36} = 193.1740$$

คำนวณหา h_o $h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(193.1740)0.05721}{0.0318} = 167.6289 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

คำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อนชุปเปอร์ฮีทความดันสูง

คำนวณหาอัตราความจุความร้อนของชุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

$$C_{\min} = \dot{m}_w C_{p,w} = 24.1271 \text{ kJ/kgK} \quad C_{\max} = \dot{m}_g C_{p,g} = 124.5766 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.1937$$

คำนวณหา Effectiveness ของชุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง $\epsilon = \frac{T_{16} - T_{11}}{T_{A1} - T_{11}} = 0.6818$

คำนวณหา NTU ของชุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง $NTU = -\frac{1}{C_r} \ln(C_r \ln(1 - \epsilon) + 1) = 1.2948$

คำนวณหา UA ของชุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง $UA = C_{\min} \times NTU = 31.2388 \text{ kW/K}$

คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออกของชุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

$$T_{B1} = T_{A1} - C_r(T_{16} - T_{11}) = 762.4562 \text{ K}$$

คำนวณหาความยาวท่อของชุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

กำหนดให้พื้นที่ผิวท่อภายนอกมีค่า $\eta_f = 0.88$ $\eta_o = 0.889$ r_1 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงผิวท่อด้านนอก = 0.0159 ม. r_2 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงขอครีบ = 0.0286 ม. และความยาว 1 เมตร มี 250 ครีบ

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{on}} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{tn}} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o (NA_f + A_b)n}$$

ความยาวท่อของชุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง 10.3135 m

2.2 ผลการคำนวณออกแบบอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง

คำนวณภายในที่อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลออกจากอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง มีค่า 527.85 เคลวิน มีค่าสถานะเฮอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_l = 0.8479$ $\mu_l = 0.00010486 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_l =$

$$791.8660 \text{ kg/m}^3 \quad k_l = 0.6108 \text{ W/m}\cdot\text{K} \quad Pr_g = 0.7087 \quad \mu_g = 0.000036924 \text{ Ns/m}^2 \quad \rho_g = 0.4365$$

$$\text{kg/m}^3 \quad k_g = 0.05721 \text{ W/m}\cdot\text{K} \quad h_{fg} = 1689.9650 \text{ kJ/kgK}$$

คำนวณหาจำนวนท่อภายในของฮีวเปอร์เตอร์ที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{12.1833}{791.8660 \times 1 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 28.0958 \approx 31 \text{ ท่อ}$$

คำนวณหาอัตราไหลต่อท่อ $\frac{\dot{m}}{n} = \frac{12.1833}{31} = 0.39301 \text{ kg/s}$

พิจารณาที่คุณภาพไอน้ำค่า 0.1 ($x=0.1$)

คำนวณหา Lockhart-Martinelli parameter

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} = \left(\frac{0.4365}{0.8479}\right)^{0.5} \left(\frac{0.00010486}{0.000036924}\right)^{0.1} \left(\frac{1-0.1}{0.1}\right)^{0.9} = 1.4272$$

คำนวณหา Enhancement factor

$$\frac{1}{X_{tt}} = 0.7007 ; F = 1 + 1.8X_{tt}^{-0.79} = 1 + 1.8(1.4272^{-0.79}) = 2.1989$$

คำนวณหา $G = \frac{\dot{m}/n}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0.39301}{\frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 717.6798$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{717.6798(1-0.1)0.0264}{0.00010486} = 162617.5165$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$$h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_L^{0.8} Pr_l^{0.4} F = 0.023 \frac{0.6108}{0.0264} (162617.5165)^{0.8} (0.8479)^{0.4} (2.1989) = 16161.9299 \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_{TP} = F^{1.25} Re_L = 2.1989^{1.25} (162617.5165) = 435431.6343$

คำนวณหา Suppression factor

$$S = \frac{1}{1 + 0.00000256 Re_{TP}^{1.1648}} = \frac{1}{1 + (0.00000256) 435431.6343^{1.1648}} = 0.09549$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวเคลียต

$$h_{NCB} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} = 0.1315 (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ

$$h_i = h_{TP} = h_c + h_{NCB} = 16161.9299 + 0.1315 (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} โดยผลต่าง ΔT_{sat} มีค่าไม่เกิน 1 องศาเซลเซียส ดังนั้นสามารถหาความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นได้ ดังนี้

$$h_i = h_{\text{TP}} = 16161.9299 + 0.1315(T_{\text{surf}} - 254.7)^{0.24}(((71.5T_{\text{surf}} - 13916.5) - 4295) \times 1000)^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะต่อหนึ่งท่อการไหลที่เกิดขึ้นจริงคิดจากการอินทิเกรตจากช่วง $x=0$ ถึง $x=0.2$ ซึ่งความยาวท่อที่ใช้ได้จากการ iteration เพื่อให้ได้ความยาวท่อที่เหมาะสม โดยความร้อนในการเปลี่ยนสถานะมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังนี้

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{\text{fg}}x}{\pi DL} = \frac{0.39301(1689965)0.2}{\pi(0.0264)138.5092} = h_{\text{TP}}\Delta T_{\text{sat}} \text{ W/m}^2$$

พบว่า ΔT_{sat} มีค่า 0.6981 ที่ทำให้สมการข้างต้นมีค่าเป็นจริง โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่คุณภาพไอที่ 0.1 มีค่า 16562.0440 W/m²K

พิจารณาที่คุณภาพไอมีค่า 0.3 ($x=0.3$)

คำนวณหา Lockhart-Martinelli parameter

$$X_{\text{tt}} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} = \left(\frac{0.4365}{0.8479}\right)^{0.5} \left(\frac{0.00010486}{0.000036924}\right)^{0.1} \left(\frac{1-0.3}{0.3}\right)^{0.9} = 0.4235$$

คำนวณหา Enhancement factor $\frac{1}{X_{\text{tt}}} = 2.3612$; $F = 1 + 1.8X_{\text{tt}}^{-0.79} = 4.7131$

คำนวณหา $G = \frac{\dot{m}/n}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{0.39301}{\frac{\pi}{4}0.0264^2} = 717.6798$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{717.6798(1-0.3)0.0264}{0.00010486} = 126480.2906$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_L^{0.8} Pr_l^{0.4} F = 28332.2791 \text{ W/m}^2\text{K}$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_{\text{TP}} = F^{1.25} Re_L = 878325.1997$

คำนวณหา Suppression factor $S = \frac{1}{1+0.00000256Re_{\text{TP}}^{1.1648}} = 0.04455$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวคลีเอต

$$h_{\text{NCB}} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{\text{pl}}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{\text{fg}}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} S = 0.0613 (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อจาก

$$h_i = h_{\text{TP}} = h_c + h_{\text{NCB}} = 28332.2791 + 0.0613(\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} โดยผลต่าง ΔT_{sat} มีค่าไม่เกิน 1 องศาเซลเซียส ดังนั้นสามารถหาความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นได้ ดังนี้

$$h_i = h_{\text{TP}} = 28332.2791 + 0.0613(T_{\text{surf}} - 254.7)^{0.24}(((71.5T_{\text{surf}} - 13916.5) - 4295) \times 1000)^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะต่อหนึ่งท่อการไหลที่เกิดขึ้นจริงคิดจากการอินทิเกรตจากช่วง $x=0.2$ ถึง $x=0.4$ ซึ่งความยาวท่อที่ใช้ได้จากการ iteration เพื่อให้ได้ความยาวท่อที่เหมาะสม โดยความร้อนในการเปลี่ยนสถานะมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังนี้

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{\text{fg}}x}{\pi DL} = \frac{0.39301 (1689965)0.2}{\pi(0.0264)138.5092} = h_{\text{TP}}\Delta T_{\text{sat}} \text{ W/m}^2$$

พบว่า ΔT_{sat} มีค่า 0.4066 ที่ทำให้สมการข้างต้นมีค่าเป็นจริง โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่คุณภาพไอที่ 0.3 มีค่า 28440.9678 W/m²K

พิจารณาที่คุณภาพไอมีค่า 0.5 ($x=0.5$)

คำนวณหา Lockhart-Martinelli parameter

$$X_{\text{tt}} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} = \left(\frac{0.4365}{0.8479}\right)^{0.5} \left(\frac{0.00010486}{0.000036924}\right)^{0.1} \left(\frac{1-0.5}{0.5}\right)^{0.9} = 0.1976$$

คำนวณหา Enhancement factor $\frac{1}{X_{\text{tt}}} = 5.0620$; $F = 1 + 1.8X_{\text{tt}}^{-0.79} = 7.9914$

คำนวณหา $G = \frac{\dot{m}/n}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{0.39301}{\frac{\pi}{4}0.0264^2} = 717.6798$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{717.6798(1-0.5)0.0264}{0.00010486} = 90343.0647$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_L^{0.8} Pr_l^{0.4} F = 36702.4535 \text{ W/m}^2\text{K}$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_{\text{TP}} = F^{1.25} Re_L = 1213870.4121$

คำนวณหา Suppression factor $S = \frac{1}{1+0.00000256Re_{\text{TP}}^{1.1648}} = 0.03099$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวคลีเอต

$$h_{\text{NCB}} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{\text{pl}}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{\text{fg}}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} S = 0.0427 (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อจาก

$$h_i = h_{\text{TP}} = h_c + h_{\text{NCB}} = 36702.4535 + 0.0427(\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} โดยผลต่าง ΔT_{sat} มีค่าไม่เกิน 1 องศาเซลเซียส ดังนั้นสามารถหาความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นได้ ดังนี้

$$h_i = h_{\text{TP}} = 36702.4535 + 0.0427(T_{\text{surf}} - 254.7)^{0.24}(((71.5T_{\text{surf}} - 13916.5) - 4295) \times 1000)^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะต่อหนึ่งท่อการไหลที่เกิดขึ้นจริงคิดจากการอินทิเกรตจากช่วง $x=0.4$ ถึง $x=0.6$ ซึ่งความยาวท่อที่ใช้ได้จากการ iteration เพื่อให้ได้ความยาวท่อที่เหมาะสม โดยความร้อนในการเปลี่ยนสถานะมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังนี้

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{\text{fg}}x}{\pi DL} = \frac{0.39301 (1689965)0.2}{\pi(0.0264)138.5092} = h_{\text{TP}}\Delta T_{\text{sat}} \text{ W/m}^2$$

พบว่า ΔT_{sat} มีค่า 0.3145 ที่ทำให้สมการข้างต้นมีค่าเป็นจริง โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่คุณภาพไอที่ 0.5 มีค่า 36760.9618 W/m²K

พิจารณาที่คุณภาพไอมีค่า 0.7 (x=0.7)

คำนวณหา Lockhart-Martinelli parameter

$$X_{\text{tt}} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} = \left(\frac{0.4365}{0.8479}\right)^{0.5} \left(\frac{0.00010486}{0.000036924}\right)^{0.1} \left(\frac{1-0.7}{0.7}\right)^{0.9} = 0.09215$$

คำนวณหา Enhancement factor $\frac{1}{X_{\text{tt}}} = 10.8517$; $F = 1 + 1.8X_{\text{tt}}^{-0.79} = 13.7850$

คำนวณหา $G = \frac{\dot{m}/n}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{0.39301}{\frac{\pi}{4}0.0264^2} = 717.6798$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{717.6798(1-0.5)0.0264}{0.00010486} = 54205.8388$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_L^{0.8} Pr_l^{0.4} F = 42072.8963 \text{ W/m}^2\text{K}$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_{\text{TP}} = F^{1.25} Re_L = 1439814.2481$

คำนวณหา Suppression factor $S = \frac{1}{1+0.00000256 Re_{\text{TP}}^{1.1648}} = 0.02555$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวคลีเอต

$$h_{\text{NCB}} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{\text{pl}}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{\text{fg}}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} S = 0.0352 (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อจาก

$$h_i = h_{\text{TP}} = h_c + h_{\text{NCB}} = 42072.8963 + 0.0427(\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} โดยผลต่าง ΔT_{sat} มีค่าไม่เกิน 1 องศาเซลเซียส ดังนั้นสามารถหาความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นได้ ดังนี้

$$h_i = h_{\text{TP}} = 42072.8963 + 0.0352(T_{\text{surf}} - 254.7)^{0.24}(((71.5T_{\text{surf}} - 13916.5) - 4295) \times 1000)^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะต่อหนึ่งท่อการไหลที่เกิดขึ้นจริงคิดจากการอินทิเกรตจากช่วง $x=0.6$ ถึง $x=0.8$ ซึ่งความยาวท่อที่ใช้ได้จากการ iteration เพื่อให้ได้ความยาวท่อที่เหมาะสม โดยความร้อนในการเปลี่ยนสถานะมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังนี้

$$q_w = \frac{m h_{\text{fg}} x}{\pi D L} = \frac{0.39301 (1689965) 0.2}{\pi (0.0264) 138.5092} = h_{\text{TP}} \Delta T_{\text{sat}} \text{ W/m}^2$$

พบว่า ΔT_{sat} มีค่า 0.2746 ที่ทำให้สมการข้างต้นมีค่าเป็นจริง โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่คุณภาพไอที่ 0.7 มีค่า 42114.9722 W/m²K

พิจารณาที่คุณภาพไอมีค่า 0.9 ($x=0.9$)

คำนวณหา Lockhart-Martinelli parameter

$$X_{\text{tt}} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} = \left(\frac{0.4365}{0.8479}\right)^{0.5} \left(\frac{0.00010486}{0.000036924}\right)^{0.1} \left(\frac{1-0.9}{0.9}\right)^{0.9} = 0.02734$$

คำนวณหา Enhancement factor $\frac{1}{X_{\text{tt}}} = 36.5711$; $F = 1 + 1.8X_{\text{tt}}^{-0.79} = 33.3729$

คำนวณหา $G = \frac{m/n}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0.39301}{\frac{\pi}{4} 0.0264^2} = 717.6798$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{717.6798(1-0.9)0.0264}{0.00010486} = 18068.6129$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_L^{0.8} Pr_l^{0.4} F = 422295.1822 \text{ W/m}^2\text{K}$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_{\text{TP}} = F^{1.25} Re_L = 1449329.3258$

คำนวณหา Suppression factor $S = \frac{1}{1 + 0.00000256 Re_{\text{TP}}^{1.1648}} = 0.02536$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวคลีเอต

$$h_{\text{NCB}} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{\text{pl}}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{\text{fg}}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} S = 0.0349 (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อจาก

$$h_i = h_{\text{TP}} = h_c + h_{\text{NCB}} = 422295.1822 + 0.0349 (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} โดยผลต่าง ΔT_{sat} มีค่าไม่เกิน 1 องศาเซลเซียส ดังนั้นสามารถหาความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นได้ ดังนี้

$$h_i = h_{\text{TP}} = 422295.1822 + 0.0349(T_{\text{surf}} - 254.7)^{0.24}(((71.5T_{\text{surf}} - 13916.5) - 4295) \times 1000)^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะต่อหนึ่งท่อการไหลที่เกิดขึ้นจริงคิดจากการอินทิเกรตจากช่วง $x=0.8$ ถึง $x=1.0$ ซึ่งความยาวท่อที่ใช้ได้จากการ iteration เพื่อให้ได้ความยาวท่อที่เหมาะสม โดยความร้อนในการเปลี่ยนสถานะมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังนี้

$$q_w = \frac{mh_{\text{fg}}x}{\pi DL} = \frac{0.39301(1689965)0.2}{\pi(0.0264)138.5092} = h_{\text{TP}}\Delta T_{\text{sat}} \text{ W/m}^2$$

พบว่า ΔT_{sat} มีค่า 0.2731 ที่ทำให้สมการข้างต้นมีค่าเป็นจริง โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่อุณหภูมิที่ 0.9 มีค่า 42336.6699 $\text{W/m}^2\text{K}$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อเฉลี่ย

$$\bar{h}_i = \frac{h_{x=0.1} + h_{x=0.3} + h_{x=0.5} + h_{x=0.7} + h_{x=0.9}}{5} = 33243.1231 \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณภายนอกท่ออีเวปอเรเตอร์ที่ความดันสูง

อุณหภูมิอากาศทางเข้าอีเวปอเรเตอร์ที่ความดันสูงมีค่า 762.4562 เคลวิน มีค่าสถานะเฮอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_g = 0.7037$ $\mu_g = 0.000035839 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_g = 0.4571 \text{ kg/m}^3$ $k_g = 0.05549 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

คำนวณหาความเร็วภายนอกท่อ $v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{118.1833}{0.4571(2.8 \times 18.59)} = 4.9735 \text{ m/s}$

คำนวณหา Re_D $Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.4571(4.9735)0.0318}{0.000035839} = 2017.1744$

คำนวณหา Nu_D $Nu_D = CRe_D^m Pr^{0.36} \frac{Pr^n}{Pr_s} = 0.27(2017.1744^{0.63})0.7037^{0.36} = 28.7350$

คำนวณหา h_o $h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(28.7350)0.05549}{0.0318} = 50.1426 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

คำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปอเรเตอร์ที่ความดันสูง

คำนวณหาอัตราความจุความร้อนของอีเวปอเรเตอร์ที่ความดันสูง

$$C_{\text{max}} = \dot{m}_w C_{p,w} = \infty \text{ kJ/kgK} \quad C_{\text{min}} = \dot{m}_g C_{p,g} = 124.5766 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_r = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} = 1$$

คำนวณหาค่าความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง $q_w = \dot{m}h_{fg} = 20589.3506 \text{ kWatt}$

คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออกของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง

$$T_{C1} = T_{B1} - \frac{q_w}{C_{\min}} = 597.1816 \text{ K}$$

คำนวณหา Effectiveness ของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง $\epsilon = \frac{T_{B1} - T_{C1}}{T_{C1} - T_{11}} = 0.7045$

คำนวณหา NTU ของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง $NTU = -\ln(1 - \epsilon) = 1.2190$

คำนวณหา UA ของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง $UA = C_{\min} \times NTU = 151.8598 \text{ kW/K}$

คำนวณหาความยาวท่อของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง

กำหนดให้พื้นที่ผิวท่อภายนอกมีค่า $\eta_f = 0.95$ $\eta_o = 0.954$ r_1 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงผิวท่อด้านนอก = 0.0159 ม. r_2 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงขอครีป = 0.0286 ม. และความยาว 1 เมตร มี 250 ครีป

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{on}} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{tn}} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o (NA_f + A_b)n}$$

ความยาวท่อของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง 135.1778 m

2.3 ผลการคำนวณออกแบบอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

คำนวณภายในท่ออีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

อุณหภูมิภายในของน้ำอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูงมีค่า 527.85 เคลวิน มีค่าสถานะเฮอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_L = 0.8479$ $\mu_L = 0.00010486 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_L = 791.8910 \text{ kg/m}^3$ $k_L = 0.6108 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

คำนวณหาจำนวนท่อภายในของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{12.1833}{791.8910 \times 1 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 28.0958 \approx 31 \text{ ท่อ}$$

คำนวณหาความยาวของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง โดยความยาวรวมของซูเปอร์ฮีท

อีเวปโปเรเตอร์ และ อีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง มีค่า 193 เมตร

$$L_{HPEco2} = L_{HP} - L_{HPSup} - L_{HPEvap} = 47.5086 \text{ m}$$

คำนวณหา Re_D $Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{791.8910(1)0.0264}{0.00010486} = 199363.5552$

คำนวณหา Nu_D $Nu_D = 0.023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^{0.4} = 0.023(199363.5552^{\frac{4}{5}}) 0.8479^{0.4} = 373.9231$

$$\text{คำนวณหา } h_i \quad h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(373.9231)0.6108}{0.0264} = 8651.1502 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

คำนวณภายนอกท่อไอโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

อุณหภูมิอากาศทางเข้าไอโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูงมีค่า 597.1816 เคลวิน มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_g = 0.6849$ $\mu_g = 0.000030482 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_g = 0.6329 \text{ kg/m}^3$ $k_g = 0.04673 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

$$\text{คำนวณหาความเร็วภายนอกท่อ} \quad v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{118.1833}{0.6329(2.8 \times 18.59)} = 3.5920 \text{ m/s}$$

$$\text{คำนวณหา } Re_D \quad Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.6329(3.5920)0.0318}{0.000030482} = 2371.6480$$

$$\text{คำนวณหา } Nu_D \quad Nu_D = C Re_D^m Pr^{0.36} \frac{Pr^n}{Pr_s} = 0.27(2371.6480)^{0.63} (0.6849)^{0.36} = 31.5117$$

$$\text{คำนวณหา } h_o \quad h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(31.5117)0.04673}{0.0318} = 46.3077 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

คำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อนไอโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

คำนวณหา UA ของไอโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

กำหนดให้พื้นที่ผิวท่อภายนอกมีค่า $\eta_f = 0.96$ $\eta_o = 0.963$ r_1 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงผิวท่อด้านนอก = 0.0159 ม. r_2 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงขอลครีบ = 0.0286 ม. และความยาว 1 เมตร มี 250 ครีบ

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{o,n}} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{t,n}} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o (NA_f + A_b)n}$$

UA ของไอโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง 62.2662 kW/K

คำนวณหาอัตราความจุความร้อนของไอโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

$$C_{\min} = \dot{m}_w C_{p,w} = 51.1333 \text{ kJ/kgK} \quad C_{\max} = \dot{m}_g C_{p,g} = 124.5766 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.4105$$

$$\text{คำนวณหา NTU ของไอโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง} \quad NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = 1.2177$$

คำนวณหา Effectiveness ของไอโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{C_r}(1 - \exp(-C_r NTU))\right) = 0.6165$$

คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออกและน้ำขาเข้าของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

$$\text{คำนวณหาอุณหภูมิน้ำทางเข้า} \quad T_{13} = \frac{\varepsilon T_{C1} - T_{12}}{\varepsilon - 1} = 416.4069 \text{ K}$$

$$\text{คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออก} \quad T_{D1} = T_{C1} - C_r(T_{12} - T_{13}) = 551.4390 \text{ K}$$

2.4 ผลการคำนวณออกแบบซูปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ

คำนวณภายในท่อซูปเปอร์ฮีทความดันต่ำ

อุณหภูมิทางเข้าซูปเปอร์ฮีทความดันต่ำ มีค่า 417.85 เคลวิน มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_g = 1.0705$ $\mu_g = 0.00001371 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_g = 2.2098 \text{ kg/m}^3$ $k_g = 0.029456 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

คำนวณหาจำนวนท่อภายในของซูปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{3.6778}{2.2098 \times 32 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0554^2} = 21.5676 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

$$\text{คำนวณหา } Re_D \quad Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{2.2098(32)0.0554}{0.00001371} = 285732.3540$$

$$\text{คำนวณหา } Nu_D \quad Nu_D = 0.023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^{0.4} = 0.023(285732.3540^{\frac{4}{5}})1.0705^{0.4} = 547.4318$$

$$\text{คำนวณหา } h_i \quad h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(547.4318)0.029456}{0.0554} = 291.0677 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

คำนวณภายนอกท่อซูปเปอร์ฮีทความดันต่ำ

อุณหภูมิอากาศทางเข้าซูปเปอร์ฮีทความดันต่ำ มีค่า 551.4390 เคลวิน มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_g = 0.6830$ $\mu_g = 0.0000288818 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_g = 0.6316 \text{ kg/m}^3$ $k_g = 0.04397 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

$$\text{คำนวณหาความเร็วภายนอกท่อ} \quad v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{118.1833}{0.6316(2.8 \times 18.59)} = 3.5992 \text{ m/s}$$

$$\text{คำนวณหา } Re_D \quad Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.6316(3.5992)0.0608}{0.0000288818} = 4785.74$$

$$\text{คำนวณหา } Nu_D \quad Nu_D = C Re_D^m Pr^{0.36} \frac{Pr^n}{Pr_s} = 0.27(4785.74^{0.63})0.6830^{0.36} = 48.9918$$

$$\text{คำนวณหา } h_o \quad h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(48.9918)0.04397}{0.0608} = 35.4320 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

คำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อนซูปเปอร์ฮีทความดันต่ำ

คำนวณหาอัตราความจุความร้อนของซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ

$$C_{\min} = \dot{m}_w C_{p,w} = 7.0703 \text{ kJ/kgK} \quad C_{\max} = \dot{m}_g C_{p,g} = 124.5766 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.0568$$

คำนวณหา Effectiveness ของซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ $\epsilon = \frac{T_{17}-T_{14}}{T_{D1}-T_{14}} = 0.2418$

คำนวณหา NTU ของซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ $NTU = -\frac{1}{C_r} \ln(C_r \ln(1 - \epsilon) + 1) = 0.2790$

คำนวณหา UA ของซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ $UA = C_{\min} \times NTU = 1.9725 \text{ kW/K}$

คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออกของซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ

$$T_{E1} = T_{D1} - C_r(T_{17} - T_{14}) = 549.6058 \text{ K}$$

คำนวณหาความยาวท่อของซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ

กำหนดให้พื้นที่ผิวท่อภายนอกมีค่า $\eta_f = 0.99$ $\eta_o = 0.991$ r_1 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงผิวท่อด้านนอก = 0.0304 ม. r_2 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงขอลครีบ = 0.0431 ม. และความยาว 1 เมตร มี 250 ครีบ

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o,n} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{t,n}} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o (NA_f + A_b)n}$$

ความยาวท่อของซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง 3.2924 m

2.5 ผลการคำนวณออกแบบอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

คำนวณภายในท่ออีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลออกจากอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ มีค่า 417.85 เคลวิน มีค่าสถานะเฮอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_L = 1.1772$ $\mu_L = 0.000188225 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_L = 921.1199 \text{ kg/m}^3$ $k_L = 0.6880 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

$h_{fg} = 2129.45 \text{ kJ/kgK}$ $Pr_g = 1.0705$ $\mu_g = 0.00001371 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_g = 2.2098 \text{ kg/m}^3$ $k_g = 0.029456 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

คำนวณหาจำนวนท่อภายในของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{3.6778}{921.1199 \times 0.34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 21.4472 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

คำนวณหาอัตราไหลต่อท่อ $\frac{\dot{m}}{n} = \frac{3.6778}{22} = 0.1672 \text{ kg/s}$

พิจารณาที่คุณภาพไอน้ำค่า 0.1 ($x=0.1$)

คำนวณหา Lockhart-Martinelli parameter

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} = \left(\frac{2.2098}{921.1199}\right)^{0.5} \left(\frac{0.000188225}{0.00001371}\right)^{0.1} \left(\frac{1-0.1}{0.1}\right)^{0.9} = 0.4598$$

คำนวณหา Enhancement factor

$$\frac{1}{X_{tt}} = 2.1747 ; F = 1 + 1.8X_{tt}^{-0.79} = 1 + 1.8(0.4598^{-0.79}) = 4.4593$$

คำนวณหา $G = \frac{\dot{m}/n}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{0.1672}{\frac{\pi}{4}0.0264^2} = 305.2762$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{305.2762(1-0.1)0.0264}{0.000188225} = 38535.5938$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$$h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_L^{0.8} Pr_l^{0.4} F = 0.023 \frac{0.6108}{0.0264} (38535.5938^{0.8}) 1.1772^{0.4} (4.4593) = 13304.6704 \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_{TP} = F^{1.25} Re_L = 4.4593^{1.25} (38535.5938) = 249712.1008$

คำนวณหา Suppression factor

$$S = \frac{1}{1+0.00000256 Re_{TP}^{1.1648}} = \frac{1}{1+(0.00000256)249712.1008^{1.1648}} = 0.1679$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวคลีเอต

$$h_{NCB} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} S = 0.2515 (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ

$$h_i = h_{TP} = h_c + h_{NCB} = 13304.6704 + 0.2515 (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} โดยผลต่าง ΔT_{sat} มีค่าไม่เกิน 1 องศาเซลเซียส ดังนั้นสามารถหาความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นได้ ดังนี้

$$h_i = h_{TP} = 13304.6704 + 0.2515 (T_{surf} - 144.7)^{0.24} (((11.4 T_{surf} - 1238.08) - 411.5) \times 1000)^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะต่อหนึ่งท่อการไหลที่เกิดขึ้นจริงคิดจากการอินทิเกรตจากช่วง $x=0$ ถึง $x=0.2$ ซึ่งความยาวท่อที่ใช้ได้จากการ iteration เพื่อให้ได้ความยาวท่อที่เหมาะสม โดยความร้อนในการเปลี่ยนสถานะมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังนี้

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{fg}x}{\pi DL} = \frac{0.1672 (2129450)0.2}{\pi(0.0264)93.5998} = h_{TP}\Delta T_{sat} \text{ W/m}^2$$

พบว่า ΔT_{sat} มีค่า 0.6798 ที่ทำให้สมการข้างต้นมีค่าเป็นจริง โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่คุณภาพไอที่ 0.1 มีค่า 13494.0278 W/m²K

พิจารณาที่คุณภาพไอมีค่า 0.3 ($x=0.3$)

คำนวณหา Lockhart-Martinelli parameter

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} = \left(\frac{2.2098}{921.1199}\right)^{0.5} \left(\frac{0.000188225}{0.00001371}\right)^{0.1} \left(\frac{1-0.3}{0.3}\right)^{0.9} = 0.1364$$

คำนวณหา Enhancement factor

$$\frac{1}{X_{tt}} = 7.3289 ; F = 1 + 1.8X_{tt}^{-0.79} = 10.3967$$

คำนวณหา $G = \frac{\dot{m}/n}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{0.1672}{\frac{\pi}{4}0.0264^2} = 305.2762$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{305.2762(1-0.3)0.0264}{0.000188225} = 29972.1285$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_L^{0.8} Pr_l^{0.4} F = 25370.0400 \text{ W/m}^2\text{K}$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_{TP} = F^{1.25} Re_L = 559546.1066$

คำนวณหา Suppression factor $S = \frac{1}{1+0.00000256Re_{TP}^{1.1648}} = 0.0731$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวคลีเอต

$$h_{NcB} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} S = 0.1095 (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ

$$h_i = h_{TP} = h_c + h_{NcB} = 25370.0400 + 0.1095 (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} โดยผลต่าง ΔT_{sat} มีค่าไม่เกิน 1 องศาเซลเซียส ดังนั้นสามารถหาความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นได้ ดังนี้

$$h_i = h_{TP} = 25370.0400 + 0.1095(T_{\text{surf}} - 144.7)^{0.24}(((11.4T_{\text{surf}} - 1238.08) - 411.5) \times 1000)^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะต่อหนึ่งท่อการไหลที่เกิดขึ้นจริงคิดจากการอินทิเกรตจากช่วง $x=0.2$ ถึง $x=0.4$ ซึ่งความยาวท่อที่ใช้ได้จากการ iteration เพื่อให้ได้ความยาวท่อที่เหมาะสม โดยความร้อนในการเปลี่ยนสถานะมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังนี้

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{fg}x}{\pi DL} = \frac{0.1672 (2129450)0.2}{\pi(0.0264)93.5998} = h_{TP}\Delta T_{\text{sat}} \text{ W/m}^2$$

พบว่า ΔT_{sat} มีค่า 0.3609 ที่ทำให้สมการข้างต้นมีค่าเป็นจริง โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่คุณภาพไอที่ 0.3 มีค่า 25414.0859 W/m²K

พิจารณาที่คุณภาพไอมีค่า 0.5 ($x=0.5$)

คำนวณหา Lockhart-Martinelli parameter

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} = \left(\frac{2.2098}{921.1199}\right)^{0.5} \left(\frac{0.000188225}{0.00001371}\right)^{0.1} \left(\frac{1-0.5}{0.5}\right)^{0.9} = 0.06365$$

คำนวณหา Enhancement factor

$$\frac{1}{X_{tt}} = 15.7116; F = 1 + 1.8X_{tt}^{-0.79} = 18.0214$$

คำนวณหา $G = \frac{\dot{m}/n}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{0.1672}{\frac{\pi}{4}0.0264^2} = 305.2762$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{305.2762(1-0.5)0.0264}{0.000188225} = 21408.6632$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_L^{0.8} Pr_l^{0.4} F = 33598.0063 \text{ W/m}^2\text{K}$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_{TP} = F^{1.25} Re_L = 794925.3055$

คำนวณหา Suppression factor $S = \frac{1}{1+0.00000256Re_{TP}^{1.1648}} = 0.04976$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวคลีเอต

$$h_{NcB} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} S = 0.0746 (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ

$$h_i = h_{TP} = h_c + h_{NcB} = 33598.0063 + 0.0746 (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} โดยผลต่าง ΔT_{sat} มีค่าไม่เกิน 1 องศาเซลเซียส ดังนั้นสามารถหาความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นได้ ดังนี้

$$h_i = h_{\text{TP}} = 33598.0063 + 0.0746(T_{\text{surf}} - 144.7)^{0.24}(((11.4T_{\text{surf}} - 1238.08) - 411.5) \times 1000)^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะต่อหนึ่งท่อการไหลที่เกิดขึ้นจริงคิดจากการอินทิเกรตจากช่วง $x=0.4$ ถึง $x=0.6$ ซึ่งความยาวท่อที่ใช้ได้จากการ iteration เพื่อให้ได้ความยาวท่อที่เหมาะสม โดยความร้อนในการเปลี่ยนสถานะมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังนี้

$$q_w = \frac{m h_{\text{fg}} x}{\pi D L} = \frac{0.1672 (2129450) 0.2}{\pi (0.0264) 93.5998} = h_{\text{TP}} \Delta T_{\text{sat}} \text{ W/m}^2$$

พบว่า ΔT_{sat} มีค่า 0.2728 ที่ทำให้สมการข้างต้นมีค่าเป็นจริง โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่คุณภาพไอที่ 0.5 มีค่า 33620.7522 W/m²K

พิจารณาที่คุณภาพไอมีค่า 0.7 ($x=0.7$)

คำนวณหา Lockhart-Martinelli parameter

$$X_{\text{tt}} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} = \left(\frac{2.2098}{921.1199}\right)^{0.5} \left(\frac{0.000188225}{0.00001371}\right)^{0.1} \left(\frac{1-0.7}{0.7}\right)^{0.9} = 0.02969$$

คำนวณหา Enhancement factor

$$\frac{1}{X_{\text{tt}}} = 33.6820 ; F = 1 + 1.8 X_{\text{tt}}^{-0.79} = 31.4230$$

คำนวณหา $G = \frac{\dot{m}/n}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0.1672}{\frac{\pi}{4} 0.0264^2} = 305.2762$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{305.2762(1-0.7)0.0264}{0.000188225} = 12845.1979$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_L^{0.8} Pr_l^{0.4} F = 38930.7792 \text{ W/m}^2\text{K}$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_{\text{TP}} = F^{1.25} Re_L = 955654.2818$

คำนวณหา Suppression factor $S = \frac{1}{1+0.00000256 Re_{\text{TP}}^{1.1648}} = 0.0405$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวคลีเอต

$$h_{\text{NcB}} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{\text{pl}}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{\text{fg}}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} S = 0.0607 (\Delta T_{\text{sat}})^{0.24} (\Delta P_{\text{sat}})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ

$$h_i = h_{TP} = h_c + h_{NcB} = 38930.7792 + 0.0607(\Delta T_{sat})^{0.24}(\Delta P_{sat})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} โดยผลต่าง ΔT_{sat} มีค่าไม่เกิน 1 องศาเซลเซียส ดังนั้นสามารถหาความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นได้ ดังนี้

$$h_i = h_{TP} = 38930.7792 + 0.0607(T_{surf} - 144.7)^{0.24}(((11.4T_{surf} - 1238.08) - 411.5) \times 1000)^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะต่อหนึ่งท่อการไหลที่เกิดขึ้นจริงคิดจากการอินทิเกรตจากช่วง $x=0.6$ ถึง $x=0.8$ ซึ่งความยาวท่อที่ใช้ได้จากการ iteration เพื่อให้ได้ความยาวท่อที่เหมาะสม โดยความร้อนในการเปลี่ยนสถานะมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังนี้

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{fg}x}{\pi DL} = \frac{0.1672(2129450)0.2}{\pi(0.0264)93.5998} = h_{TP}\Delta T_{sat} \text{ W/m}^2$$

พบว่า ΔT_{sat} มีค่า 0.2355 ที่ทำให้สมการข้างต้นมีค่าเป็นจริง โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่คุณภาพไอที่ 0.7 มีค่า 38946.7799 W/m²K

พิจารณาที่คุณภาพไอมีค่า 0.9 ($x=0.9$)

คำนวณหา Lockhart-Martinelli parameter

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} = \left(\frac{2.2098}{921.1199}\right)^{0.5} \left(\frac{0.000188225}{0.00001371}\right)^{0.1} \left(\frac{1-0.9}{0.9}\right)^{0.9} = 0.00881$$

คำนวณหา Enhancement factor

$$\frac{1}{X_{tt}} = 113.5109; F = 1 + 1.8X_{tt}^{-0.79} = 76.5905$$

คำนวณหา $G = \frac{\dot{m}/n}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{0.1672}{\frac{\pi}{4}0.0264^2} = 305.2762$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{305.2762(1-0.9)0.0264}{0.000188225} = 4281.7326$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $h_c = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_L^{0.8} Pr_l^{0.4} F = 39402.4067 \text{ W/m}^2\text{K}$

คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_{TP} = F^{1.25} Re_L = 970147.7386$

คำนวณหา Suppression factor $S = \frac{1}{1+0.00000256Re_{TP}^{1.1648}} = 0.03987$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนการเดือดแบบนิวเคลียต

$$h_{NcB} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} S = 0.0597 (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ

$$h_i = h_{TP} = h_c + h_{NCB} = 39402.4067 + 0.0597(\Delta T_{sat})^{0.24}(\Delta P_{sat})^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง ΔT_{sat} และ ΔP_{sat} โดยผลต่าง ΔT_{sat} มีค่าไม่เกิน 1 องศาเซลเซียส ดังนั้นสามารถหาความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นได้ ดังนี้

$$h_i = h_{TP} = 39402.4067 + 0.0597(T_{surf} - 144.7)^{0.24}(((11.4T_{surf} - 1238.08) - 411.5) \times 1000)^{0.75} \text{ W/m}^2\text{K}$$

ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะต่อหนึ่งท่อการไหลที่เกิดขึ้นจริงคิดจากการอินทิเกรตจากช่วง $x=0.8$ ถึง $x=1.0$ ซึ่งความยาวท่อที่ใช้ได้จากการ iteration เพื่อให้ได้ความยาวท่อที่เหมาะสม โดยความร้อนในการเปลี่ยนสถานะมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังนี้

$$q_w = \frac{mh_{fg}x}{\pi DL} = \frac{0.1672 (2129450)0.2}{\pi(0.0264)93.5998} = h_{TP}\Delta T_{sat} \text{ W/m}^2$$

พบว่า ΔT_{sat} มีค่า 0.2327 ที่ทำให้สมการข้างต้นมีค่าเป็นจริง โดยสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อที่คุณภาพไอที่ 0.9 มีค่า 39417.9585 W/m²K

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อเฉลี่ย

$$\bar{h}_i = \frac{h_{x=0.1} + h_{x=0.3} + h_{x=0.5} + h_{x=0.7} + h_{x=0.9}}{5} = 30178.7209 \text{ W/m}^2\text{K}$$

คำนวณภายนอกท่ออีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

อุณหภูมิอากาศทางเข้าอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ มีค่า 549.6058 เคลวิน มีค่าสถานะเฮอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_g = 0.6845$ $\mu_g = 0.00002884 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_g = 0.6329 \text{ kg/m}^3$ $k_g = 0.0439 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

$$\text{คำนวณหาความเร็วภายนอกท่อ } v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{118.1833}{0.6845(2.8 \times 18.59)} = 3.5920 \text{ m/s}$$

$$\text{คำนวณหา } Re_D \quad Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.6845(3.5920)0.0318}{0.00002884} = 2506.6946$$

$$\text{คำนวณหา } Nu_D \quad Nu_D = C Re_D^m Pr^{0.36} \frac{Pr}{Pr_s} = 0.27(2506.6946^{0.63})0.6845^{0.36} = 32.5979$$

$$\text{คำนวณหา } h_o \quad h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(32.5979)0.0439}{0.0318} = 45.0015 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

คำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

คำนวณหาอัตราความจุความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$C_{\max} = \dot{m}_w C_{p,w} = \infty \text{ kJ/kgK} \quad C_{\min} = \dot{m}_g C_{p,g} = 124.5766 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 1$$

คำนวณหาค่าความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ $q_w = \dot{m} h_{fg} = 7837 \text{ kW}$

คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออกของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$T_{EE1} = T_{E1} - \frac{q_w}{C_{\min}} = 486.7397 \text{ K}$$

คำนวณหา Effectiveness ของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ $\varepsilon = \frac{T_{E1} - T_{EE1}}{T_{E1} - T_{14}} = 0.4771$

คำนวณหา NTU ของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ $NTU = -\ln(1 - \varepsilon) = 0.6484$

คำนวณหา UA ของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ $UA = C_{\min} \times NTU = 80.7808 \text{ kW/K}$

คำนวณความยาวท่อของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

กำหนดให้พื้นที่ผิวท่อภายนอกมีค่า $\eta_f = 0.95$ $\eta_o = 0.954$ r_1 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงผิวท่อด้านนอก 0.0159 ม. r_2 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงขอบครีป 0.0286 ม. และความยาว 1 เมตร มี 250 ครีป

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o,n} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{t,n}} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o (NA_f + A_b)n}$$

ความยาวท่อของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ 90.5390 m

2.6 ผลการคำนวณออกแบบซึบคุลภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

คำนวณภายในท่อซึบคุลภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

อุณหภูมิในซึบคุลภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำมีค่า 417.85 เคลวิน มีค่าสถานะเธอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_l = 1.1772$ $\mu_l = 0.000188225 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_l = 921.1199 \text{ kg/m}^3$ $k_l = 0.6880 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

คำนวณหาจำนวนท่อภายในของซึบคุลภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{3.6778}{921.1199 \times 0.34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 21.4447 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

คำนวณหาความยาวของซึบคุลภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ โดยความยาวรวมของซึบเปอร์ฮีทอีเวปโปเรเตอร์ และ ซึบคุลภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ มีค่า 100 เมตร

$$L_{LPSubcool} = L_{LP} - L_{LPsup} - L_{LPEvap} = 6.1685 \text{ m}$$

$$\text{คำนวณหา } Re_D \quad Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{921.1199(0.34)0.0264}{0.000188225} = 43926.0046$$

$$\text{คำนวณหา } Nu_D \quad Nu_D = 0.023 Re_D^4 Pr^{0.4} = 0.023(43926.0046^4)1.1772^{0.4} = 127.1292$$

$$\text{คำนวณหา } h_i \quad h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(127.1292)0.6880}{0.0264} = 3313.0639 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

คำนวณภายนอกท่อซึบจุลภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

อุณหภูมิอากาศทางเข้าซึบจุลภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำมีค่า 486.7397 เคลวิน มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนั้น $Pr_g = 0.6845$ $\mu_g = 0.000026496 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_g = 0.7170 \text{ kg/m}^3$ $k_g = 0.03980 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

$$\text{คำนวณหาความเร็วภายนอกท่อ } v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{118.1833}{0.6845(2.8 \times 18.59)} = 3.1707 \text{ m/s}$$

$$\text{คำนวณหา } Re_D \quad Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.6845(3.1707)0.0318}{0.000026496} = 2728.5027$$

$$\text{คำนวณหา } Nu_D \quad Nu_D = C Re_D^m Pr_g^{0.36} \frac{Pr_g^n}{Pr_g} = 0.27(2728.5027^{0.63})0.6845^{0.36} = 34.4136$$

$$\text{คำนวณหา } h_o \quad h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(34.4136)0.03980}{0.0318} = 43.0693 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

คำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อนซึบจุลภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

คำนวณหา UA ของซึบจุลภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

กำหนดให้พื้นที่ผิวที่ท่อภายนอกมีค่า $\eta_f = 0.96$ $\eta_o = 0.963$ r_1 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงผิวท่อด้านนอก = 0.0159 ม. r_2 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงขอครีป = 0.0286 ม. และความยาว 1 เมตร มี 250 ครีป

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{on}} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{tn}} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o (NA_f + A_b)n}$$

UA ของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง 5.3380 kW/K

คำนวณหาอัตราความจุความร้อนของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

$$C_{min} = \dot{m}_w C_{p,w} = 15.4356 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_{max} = \dot{m}_g C_{p,g} = 124.5766 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0.1239$$

คำนวณหา NTU ของซ้บคู่ภายในอีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ $NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = 0.3458$

คำนวณหา Effectiveness ของซ้บคู่ภายในอีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{C_r}(1 - \exp(-C_r NTU))\right) = 0.2872$$

คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออกและน้ำขาเข้าของซ้บคู่ภายในอีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

คำนวณหาอุณหภูมิน้ำทางเข้า $T_{15} = \frac{\varepsilon T_{EE1} - T_{14}}{\varepsilon - 1} = 390.0966 \text{ K}$

คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออก $T_{F1} = T_{E1} - C_r(T_{14} - T_{15}) = 483.3010 \text{ K}$

2.7 ผลการคำนวณออกแบบอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง

คำนวณภายในท่อีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง

อุณหภูมิภายในท่อีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูงมีค่า 416.4069 เคลวิน มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_l = 1.1888$ $\mu_l = 0.00019040 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_l = 922.4752 \text{ kg/m}^3$ $k_l = 0.6880 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

คำนวณหาจำนวนท่ภายในของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{12.1833}{922.4752 \times 0.85 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 28.3739 \approx 31 \text{ ท่}$$

กำหนดความยาวของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง มีค่า 41.91 เมตร

คำนวณหา Re_D $Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{922.4752(0.85)0.0264}{0.00019040} = 108720.2914$

คำนวณหา Nu_D $Nu_D = 0.023 Re_D^{0.4} Pr^{0.4} = 0.023(108720.2914^{0.4})1.1888^{0.4} = 229.1511$

คำนวณหา h_i $h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(229.1511)0.6880}{0.0264} = 5971.8173 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

คำนวณภายนอกท่อีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง

อุณหภูมิอากาศทางเข้าอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูงมีค่า 483.3010 เคลวิน มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_g = 0.6847$ $\mu_g = 0.000026362 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_g = 0.7223 \text{ kg/m}^3$ $k_g = 0.03956 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

คำนวณหาความเร็วภายนอกท่ $v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{118.1833}{0.6847(2.8 \times 18.59)} = 3.1474 \text{ m/s}$

$$\text{คำนวณหา } Re_D \quad Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.6847(3.1474)0.0318}{0.000026362} = 2742.3170$$

$$\text{คำนวณหา } Nu_D \quad Nu_D = C Re_D^m Pr^{0.36} \frac{Pr^N}{Pr_s} = 0.27(2742.3170^{0.63})0.6847^{0.36} = 34.5269$$

$$\text{คำนวณหา } h_o \quad h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(34.5269)0.03956}{0.0318} = 42.9572 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

คำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง

คำนวณหา UA ของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง

กำหนดให้พื้นที่ผิวที่ภายนอกมีค่า $\eta_f = 0.93$ $\eta_o = 0.935$ r_1 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงผิวท่อด้านนอก = 0.0159 ม. r_2 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงขอครีบ = 0.0286 ม. และความยาว 1 เมตร มี 250 ครีบ

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{o,n}} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{t,n}} = \frac{1}{h_i A_{i,n}} + \frac{1}{\eta_o h_o (N A_f + A_b) n}$$

UA ของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง 48.6027 kW/K

คำนวณหาอัตราความจุความร้อนของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง

$$C_{\min} = \dot{m}_w C_{p,w} = 51.1333 \text{ kJ/kgK} \quad C_{\max} = \dot{m}_g C_{p,g} = 124.5766 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.4105$$

$$\text{คำนวณหา } NTU \text{ ของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง} \quad NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = 0.9505$$

คำนวณหา Effectiveness ของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{C_r} (1 - \exp(-C_r NTU))\right) = 0.5448$$

คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออกและน้ำขาเข้าของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง

$$\text{คำนวณหาอุณหภูมิน้ำทางเข้า} \quad T_8 = \frac{\varepsilon T_{F1} - T_{13}}{\varepsilon - 1} = 336.3445 \text{ K}$$

$$\text{คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออก} \quad T_{G1} = T_{F1} - C_r (T_{13} - T_8) = 450.4388 \text{ K}$$

2.8 ผลการคำนวณออกแบบอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ

คำนวณภายในท่ออีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ

อุณหภูมิในไอโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำมีค่า 391.0966 เคลวิน มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011)

ดังนั้น $Pr_l = 1.4700$ $\mu_l = 0.00023700$ Ns/m² $\rho_l = 945.1796$ kg/m³ $k_l = 0.6860$ W/m•K

คำนวณหาจำนวนท่อภายในของไอโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{10.1444}{945.1796 \times 0.9 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 21.7769 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

กำหนดความยาวของไอโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ มีค่า 36.62 เมตร

คำนวณหา Re_D $Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{945.1796(0.9)0.0264}{0.000237} = 94757.2460$

คำนวณหา Nu_D $Nu_D = 0.023 Re_D^{0.4} Pr^{0.4} = 0.023(94757.2460^{0.4})1.47^{0.4} = 257.0069$

คำนวณหา h_i $h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(257.0069)0.686}{0.0264} = 6678.2843$ W/m²•K

คำนวณภายนอกท่อไอโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ

อุณหภูมิอากาศทางเข้าไอโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำมีค่า 450.4388 เคลวิน มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนั้น $Pr_g = 0.686$ $\mu_g = 0.000025070$ Ns/m² $\rho_g = 0.7740$ kg/m³ $k_g = 0.03730$ W/m•K

คำนวณหาความเร็วภายนอกท่อ $v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{118.1833}{0.7740(2.8 \times 18.59)} = 2.9372$ m/s

คำนวณหา Re_D $Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.7740(2.9372)0.0318}{0.000025070} = 2883.6486$

คำนวณหา Nu_D $Nu_D = C Re_D^m Pr^{0.36} \frac{Pr^n}{Pr_s} = 0.27(2883.6486^{0.63})0.686^{0.36} = 35.6619$

คำนวณหา h_o $h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(35.6619)0.03730}{0.0318} = 41.8298$ W/m²•K

คำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อนไอโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ

คำนวณหา UA ของไอโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง

กำหนดให้พื้นที่ผิวที่ภายนอกมีค่า $\eta_f = 0.93$ $\eta_o = 0.935$ r_1 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงผิวที่ด้านนอก = 0.0159 ม. r_2 ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงขอครีป = 0.0286 ม. และความยาว 1 เมตร มี 250 ครีป

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{on}} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o A_{tn}} = \frac{1}{h_i A_{in}} + \frac{1}{\eta_o h_o (NA_f + A_b)n}$$

UA ของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง 30.7288 kW/K

คำนวณหาอัตราความจุความร้อนของอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ

$$C_{min} = \dot{m}_w C_{p,w} = 42.5762 \text{ kJ/kgK} \quad C_{max} = \dot{m}_g C_{p,g} = 124.5766 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0.3418$$

$$\text{คำนวณหา NTU ของอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ} \quad NTU = \frac{UA}{C_{min}} = 0.7217$$

คำนวณหา Effectiveness ของอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{C_r} (1 - \exp(-C_r NTU))\right) = 0.4725$$

คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออกและน้ำขาเข้าของอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ

$$\text{คำนวณหาอุณหภูมิน้ำทางเข้า} \quad T_6 = \frac{\varepsilon T_{G1} - T_{15}}{\varepsilon - 1} = 336.0453 \text{ K}$$

$$\text{คำนวณหาอุณหภูมิก๊าซทางออก} \quad T_{H1} = T_{G1} - C_r (T_{15} - T_6) = 431.9659 \text{ K}$$

3. การคำนวณแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการแลกเปลี่ยนความร้อนวัฏจักรแรงคิน

การคำนวณจะใช้ทฤษฎีระบบเปิดทางเทอร์โมไดนามิกส์และกำหนดปริมาตรควบคุมและแสดงในแต่ละอุปกรณ์แสดงในรูปที่ 4.8 และให้ค่าคงที่บางตัวในการคำนวณแสดงในตารางที่ 4.3 เพื่อมาใช้ในการคำนวณของอุปกรณ์แต่ละส่วนภายในวัฏจักร และมีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Borgnakke & Sonntag, 2014) ดังนี้

3.1 ผลการคำนวณออกแบบกังหันไอน้ำ

กำหนดให้ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำ (η_{ST}) 0.85

ความดันทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 19.5 บาร์

$$\text{สเตจ 27 : } P_{27} = 42.95 \text{ bar, } T_{27} = 712.15 \text{ K, } h_{27} = 3300.4 \text{ kJ/kgK, } s_{27} = 6.8629 \text{ kJ/kgK}$$

$$\dot{m}_{27} = 24.3666 \text{ kg/s}$$

$$\text{สเตจ 28 : } P_{28} = 4.115 \text{ bar, } T_{28} = 450.15 \text{ K, } h_{28} = 2810.7 \text{ kJ/kgK, } s_{28} = 7.0492 \text{ kJ/kgK}$$

$$\dot{m}_{28} = 7.3556 \text{ kg/s}$$

$$\text{สเตจ 29 : } P_{29} = 19.5 \text{ bar, } s_{29s} = 6.8629 \text{ kJ/kgK, } h_{29s} = 3073.5 \text{ kJ/kgK, } \dot{m}_{29} = 3.7389 \text{ kg/s}$$

สเตรจ 30 : $P_{30} = 0.0779 \text{ bar}$, $s_{30s} = 7.0492 \text{ kJ/kgK}$, $h_{30s} = 2202.3 \text{ kJ/kgK}$,

$$\dot{m}_{30} = 27.9806 \text{ kg/s}$$

กำลังงานกังหันไอน้ำที่ไอเซนโทรปิก $W_{\text{Turb,isen}} = \dot{m}_{27}h_{27} + \dot{m}_{28}h_{28} - \dot{m}_{29}h_{29s} - \dot{m}_{30}h_{30s} = 27.9798 \text{ MW}$

กำลังงานกังหันไอน้ำ $W_{\text{Turb}} = \eta_{\text{ST}} W_{\text{Turb,isen}} = 23.7828 \text{ MW}$

สเตรจ 29 : $h_{29} = h_{27} - 0.85(h_{27} - h_{29s}) = 3107.5 \text{ kJ/kgK}$

สเตรจ 30 : $h_{30} = (\dot{m}_{27}h_{27} + \dot{m}_{28}h_{28} - \dot{m}_{29}h_{29s} - W_{\text{Turb}}) / \dot{m}_{30} = 2352.3 \text{ kJ/kgK}$, $T_{30} = 314.15 \text{ K}$

3.2 ผลการคำนวณออกแบบวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง

กำหนดให้เปิดวาล์วเต็มที่และลดความดันเหลือ 12 บาร์

สเตรจ 40 : $h_{40} = 3107.5 \text{ kJ/kgK}$, $\dot{m}_{40} = 3.7389 \text{ kg/s}$

3.3 ผลการคำนวณออกแบบอุปกรณ์ผสม

สเตรจ 10 : $P_{10} = 59.72 \text{ bar}$, $T_{10} = 336.6445 \text{ K}$, $h_{10} = 269.4032 \text{ kJ/kgK}$, $\dot{m}_{10} = 0.4278 \text{ kg/s}$

สเตรจ 31 : $P_{31} = 12 \text{ bar}$, $\dot{m}_{31} = 4.1667 \text{ kg/s}$

$$h_{31} = (\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{40}h_{40}) / \dot{m}_{31} = 2816.1 \text{ kJ/kgK}, T_{31} = 473.2688 \text{ K}$$

3.4 ผลการคำนวณออกแบบปั๊ม

กำหนดให้ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกปั๊ม 1

น้ำทางเข้าปั๊มควบแน่นเป็นน้ำพอดี : คุณภาพไอเป็น 0

สเตรจ 33 : $P_{33} = 0.0779 \text{ bar}$, $T_{33} = 314.15 \text{ K}$, $\dot{m}_{33} = 32.1472 \text{ kg/s}$, $v_{33} = 0.001008 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$h_{33} = 171.7 \text{ kJ/kgK}$$

สเตรจ 34 : $P_{34} = 10.84 \text{ bar}$, $\dot{m}_{34} = 32.1472 \text{ kg/s}$

$$\text{กำลังงานปั๊ม } W_{\text{pump}} = \dot{m}_{33}v_{33}(P_{34} - P_{33}) = 0.0349 \text{ MW}$$

$$h_{34} = h_{33} + W_{\text{pump}} / \dot{m}_{34} = 172.7848 \text{ kJ/kgK}, T_{34} = 314.1805 \text{ K}$$

3.5 ผลการคำนวณออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1

คำนวณภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1

อุณหภูมิน้ำในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011) ดังนี้ $Pr_l = 0.9646$ $\mu_l = 0.00014627 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_l = 883.4657 \text{ kg/m}^3$ $k_l = 0.6748 \text{ W/mK}$

กำหนดให้น้ำในท่อมีความเร็ว 2 m/s

$$\text{พื้นที่การไหลฝั่งชุดท่อ} \quad A_t = \frac{\dot{m}}{\rho v} = \frac{32.1472}{883.4657(2)} = 0.0182 \text{ m}^2$$

กำหนดให้ใช้ขนาดท่อทองแดงที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 1 นิ้ว (0.0254 m) และเลือกใช้ความหนาท่อ BWG 12 ทำให้มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.01986 m (Bergman et al., 2011)

$$\text{หาจำนวนท่อที่ใช้จากสูตร} \quad A_t = \frac{N_t \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)}{N_p}; \quad N_t = \frac{A_t N_p}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{0.0182(2)}{\frac{\pi(0.01986)^2}{4}} = 117.5 \approx 118 \text{ ท่อ}$$

$$\text{กำหนดให้จัดวางท่อแบบ Square pitch : } P_t = 1\frac{1}{4}''$$

จาก (Bergman et al., 2011) เลือกใช้ท่อ 112 ท่อ เปลือกเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 0.43815 m

เนื่องจากใช้ท่อ 112 ท่อ ดังนั้นพื้นที่การไหลฝั่งชุดท่อ 0.01735 m² ความเร็วภายในท่อมีค่า 2.0973 m

$$\text{คำนวณหา } Re_D \quad Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{883.4657(2.0973)0.01986}{0.00014627} = 251570.6553$$

$$\text{คำนวณหา } Nu_D \quad Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} = 0.023(251570.6553)0.9646^{0.4} = 474.2362$$

$$\text{คำนวณหา } h_i \quad h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(474.2362)0.6748}{0.01986} = 16113.98573 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

คำนวณภายนอกท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 (เปลือก)

การหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในเปลือกการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 เป็นการหาค่าสัมประสิทธิ์โดยของไหล 2 สถานะ ใช้กระบวนการควบแน่นในการเปลี่ยนสถานะ (Film condensation) สำหรับกลุ่มท่อแนวนอน (Horizontal tube banks) อุณหภูมิน้ำในเปลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 มีค่า 314.15 เคลวิน มีค่าสถานะเทอร์โมไดนามิกส์ (Bergman et al., 2011)

ดังนั้น $\mu_l = 0.00064188 \text{ Ns/m}^2$ $\rho_l = 991.4144 \text{ kg/m}^3$ $k_l = 0.6748 \text{ W/mK}$ $C_{p,l} = 4178.83 \text{ J/kgK}$ $h_{fg} = 2404.04 \text{ kJ/kgK}$

$$\text{คำนวณหา} \quad h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68 C_{p,l} \Delta T_{sat} = 2404.04 + 0.68(4178.83) \Delta T_{sat}$$

คำนวณการจัดวางท่อ 112 \approx 100 จัดท่อเป็น 10x10 : N=10 ท่อ

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ

$$h_o = h_{horiz, N \text{ tube}} = 0.729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_g) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l \Delta T_{sat} N D} \right]^{\frac{1}{4}} = 0.729 \left[\frac{9.81(991.4144)^2 h_{fg}^* 0.6748^3}{0.00064188 \Delta T_{sat} (10) 0.0254} \right]^{\frac{1}{4}} \text{ W/m}^2 \text{K}$$

$$\text{ความสัมพัทธ์ความร้อนจริงการแลกเปลี่ยนความร้อน} \quad Q = \epsilon Q_{max} = h_o A_o \Delta T_{sat}$$

จากการ iteration ความสัมพันธ์ข้างต้นพบว่า ΔT_{sat} ที่เหมาะสมสำหรับความยาวท่อ 2.4 เมตรมีค่า 0.009130 K ดังนั้นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อก็มีค่า 32498.3934 W/m²K

คำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1

คำนวณหาอัตราความจุความร้อนของอีเวปอเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$C_{\text{max}} = \dot{m}_w C_{p,w} = \infty \text{ kJ/kgK} \quad C_{\text{min}} = \dot{m}_g C_{p,g} = 134.3754 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_r = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} = 1$$

ค่า UA มีค่า 194.7459 kW/K

$$\text{คำนวณหา NTU ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 } NTU = \frac{UA}{C_{\text{min}}} = 1.4493$$

$$\text{คำนวณหา Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 } NTU = -\ln(1 - \epsilon) = 0.7653$$

$$\text{คำนวณหาค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุด } Q_{\text{max}} = C_{\text{min}}(T_{34} - T_{30}) = 4.0944 \text{ kW}$$

$$\text{คำนวณหาค่าการแลกเปลี่ยนความร้อน } Q = \epsilon Q_{\text{max}} = 3.1332 \text{ kW}$$

$$\text{สเตรจ 32 : } h_{32} = h_{30} - Q/\dot{m}_{32} = 2352.2 \text{ kJ/kgK}$$

$$\text{สเตรจ 35 : } h_{35} = h_{34} + Q/\dot{m}_{35} = 172.8823 \text{ kJ/kgK } T_{35} = 314.2038 \text{ K}$$

3.6 ผลการคำนวณออกแบบคอนเดนเซอร์

$$\text{สเตรจ 37 : } P_{37} = 6 \text{ bar, } T_{37} = 306.15 \text{ K, } \dot{m}_{37} = 4.1667 \text{ kg/s, } h_{37} = 138.8 \text{ kJ/kgK}$$

$$\text{สเตรจ 38 : } P_{38} = 2.9 \text{ bar, } T_{38} = 307.15 \text{ K, } \dot{m}_{38} = 2372.2222 \text{ kg/s, } h_{38} = 167.8 \text{ kJ/kgK}$$

$$\text{สเตรจ 39 : } P_{39} = 2.2.1 \text{ bar, } \dot{m}_{39} = 2372.2222 \text{ kg/s}$$

$$h_{39} = (\dot{m}_{32}h_{32} + \dot{m}_{37}h_{37} + \dot{m}_{38}h_{38} - \dot{m}_{30}h_{30})/\dot{m}_{39} = 168.0425 \text{ kJ/kgK,}$$

$$T_{39} = 313.2238 \text{ K}$$

3.7 ผลการคำนวณออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 และ ดีแอร์เรเตอร์

$$\text{สเตรจ 36 : } \dot{m}_{36} = 12.9333 \text{ kg/s, } T_{36} = 390.0966 \text{ K, } h_{36} = 490.9570 \text{ kg/s}$$

$$\text{สเตรจ 1 : } P_1 = 1.93 \text{ bar, } \dot{m}_1 = 45.0806 \text{ kg/s,}$$

$$h_1 = (\dot{m}_{35}h_{35} + \dot{m}_{36}h_{36})/\dot{m}_1 = 263.2929 \text{ kJ/kgK, } T_1 = 336.0356 \text{ K}$$

3.8 ผลการคำนวณออกแบบปั๊มความดันสูงและต่ำ

กำหนดให้ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกปั๊มความดันสูงและต่ำ 1

สเตจ 1,2,3 : $P_1 = P_2 = P_3 = 1.93 \text{ bar}$, $v_1 = v_2 = v_3 = 0.0010 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$\text{กำลังงานปั๊มความดันสูง } W_{\text{hppump}} = \dot{m}_3 v_3 (P_5 - P_3) = 0.1460 \text{ MW}$$

$$\text{กำลังงานปั๊มความดันต่ำ } W_{\text{lppump}} = \dot{m}_2 v_2 (P_4 - P_2) = 0.0118 \text{ MW}$$

สเตจ 4 : $P_4 = 7.93 \text{ bar}$, $h_4 = h_1 + v_1 (P_4 - P_1) = 263.8735 \text{ kJ/kgK}$, $T_4 = 336.0484 \text{ K}$

สเตจ 5 : $P_5 = 59.72 \text{ bar}$, $h_5 = h_1 + v_1 (P_5 - P_1) = 269.1796 \text{ kJ/kgK}$, $T_5 = 336.3494 \text{ K}$

4. การคำนวณการใช้พลังงาน

กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซมีค่า 80.7109 MW

กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำมีค่า 23.7828 MW

กำลังงานสุทธิระบบโคเจนเนอเรชันมีค่า 104.4938 MW

อัตราการร้อนของไอน้ำส่งออก $Q_{\text{st}} = \dot{m}_{31} (h_{31} - 113.3) = 11.2617 \text{ MW}$

$$\text{ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน } \eta_{\text{th}} = \frac{W_e + Q_{\text{TH}}}{Q_{\text{Fuel}}} = \frac{80.7109 + 23.7828 + 11.2617}{203.2242} = 0.5696$$

อัตราส่วนค่าความร้อน

$$\text{HR} = \frac{3600}{\eta_{\text{th,e}}} = \frac{3600}{\frac{80.7109 + 23.7828}{203.2242}} = 7001.44 \text{ kJ/kWhr}$$

ค่าความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อน

$$H_{\eta,\text{cogen}} = \frac{11.2617}{203.2242} = 0.0554 \quad E_{\eta,\text{cogen}} = \frac{80.7109 + 23.7828}{203.2242} = 0.5142$$

$$\text{PES} = \left(1 - \frac{1}{\frac{H_{\eta,\text{cogen}}}{H_{\eta,\text{ref}}} + \frac{E_{\eta,\text{cogen}}}{E_{\eta,\text{ref}}}} \right) \times 100 = \left(1 - \frac{1}{\frac{0.0554}{0.85} + \frac{0.5142}{0.4528}} \right) \times 100 = 16.72\%$$

ภาคผนวก ข
ผลการคำนวณการปรับพารามิเตอร์เมื่อเทียบกับกรณีฐาน



**ผลการคำนวณการปรับพารามิเตอร์ของแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการแลกเปลี่ยน
ความร้อน**

1. ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์

ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ตั้งแต่ 0.90 ถึง 0.96 แสดงในตารางที่ ข.1 ถึง ข.6

ตารางที่ ข.1 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.90

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข			
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	742.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	730.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	465.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	460.1500	K	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.4902	%	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.3726	%	
อุณหภูมิความดันสูง	733.7466	K	
อุณหภูมิความดันต่ำ	461.8707	K	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9000	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	604.6419	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	306.45	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1420.2706	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	803.5926	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	37.1491	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.8266	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	39.6774	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7467	-

	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.5964	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	38.5158	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	763.7161	K
	ความยาวท่อ	12.7160	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7007	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2064	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	150.2836	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	598.4414	K
	ความยาวท่อ	133.7748	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6104	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1921	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	60956.2912	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	553.0387	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	417.2349	K
	ความยาวท่อ	46.5092	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3256	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3984	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	2.8171	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.5403	K
	ความยาวท่อ	4.7022	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4738	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6420	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	79.9828	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	487.6743	K
	ความยาวท่อ	89.6445	m

ซีบูคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2671	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3169	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	4892.1533	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	484.5207	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	392.3983	K
	ความยาวท่อ	5.6533	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	451.4661	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.7038	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	433.3833	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	339.4885	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	489.3016	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.7063	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.7063	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	337.0387	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.7221	K

กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.4455	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	79.3549	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.4455	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.4260	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7048.2148	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	56.6991	%
PES	16.2595	%

ตารางที่ ข.2 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.91

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	732.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	720.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	460.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	455.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.8800	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.6190	%
อุณหภูมิความดันสูง	726.5436	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	457.9847	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9100	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	601.3651	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1416.9938	K

อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		801.7385	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		36.7409	MW
กำลังกังหันก๊าซ		76.6493	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		39.9084	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7255	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.4878	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	35.8964	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	763.2570	K
	ความยาวท่อ	11.8512	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7021	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2109	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	150.8537	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.9824	K
	ความยาวท่อ	134.2822	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6126	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2013	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	61424.6837	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	552.4596	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.9423	K
	ความยาวท่อ	46.8666	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2982	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3577	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	2.5287	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.1818	K

	ความยาวท่อ	4.2208	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4751	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6445	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	80.2871	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	487.3157	K
	ความยาวท่อ	89.9856	m
ซีบคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2727	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3248	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	5013.5664	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	484.0892	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	391.8097	K
	ความยาวท่อ	5.7936	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	451.1028	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.5774	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	432.9511	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	338.6983	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-

ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	483.9187	K
อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.5348	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.5348	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.8624	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.5498	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.2238	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	79.8168	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.2238	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.3714	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7031.9400	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	56.7904	%
PES	16.4201	%

ตารางที่ ข.3 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.92

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	732.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	720.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	460.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	455.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.0914	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.0028	%
อุณหภูมิความดันสูง	719.4925	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	455.1373	K

ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน		10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์		0.9200	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ		0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์		598.1595	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		1413.7882	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		799.9248	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		36.3416	MW
กำลังกังหันก๊าซ		76.4759	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		40.1344	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7044	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.3901	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	33.5379	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.8089	K
	ความยาวท่อ	11.0726	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7034	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2154	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	151.4149	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.5343	K
	ความยาวท่อ	134.7817	m
อีโคนโมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6143	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2084	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	61790.4678	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.9795	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.8645	K
	ความยาวท่อ	47.1457	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2780	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3288	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	2.3245	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.8633	K
	ความยาวท่อ	3.8800	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4762	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6467	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	80.5593	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.9972	K
	ความยาวท่อ	90.2908	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2741	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3268	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	5044.4290	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.7628	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	391.7464	K
	ความยาวท่อ	5.8293	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.8986	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.7970	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	30.7288	kW/K

	ร้อนโดยรวม		
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	432.7899	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	338.7611	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1		1.4493	-
ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1		0.7653	-
ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ		0.8500	-
ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง		19.5	bar
อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม		478.7415	K
อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์		313.2238	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง		336.5163	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ		336.5163	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง		336.8434	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ		336.5313	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ		23.9862	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม		0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง		0.1460	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ		0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ		80.2687	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ		23.9862	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก		11.3183	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน		7017.4819	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน		56.8698	%
PES		16.5612	%

ตารางที่ ข.4 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.94

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข			
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	712.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	700.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	450.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	445.1500	K	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.6871	%	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.4350	%	
อุณหภูมิความดันสูง	704.9943	K	
อุณหภูมิความดันต่ำ	447.0950	K	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบร์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9400	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	306.45	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	591.9529	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1407.5816	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	796.4131	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.5683	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.1402	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบร์ตัน	40.5719	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.6596	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2087	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	29.1620	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.1051	K
	ความยาวท่อ	9.6279	m

อีเวปเปอร์เตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7055	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2226	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	152.3057	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	596.8305	K
	ความยาวท่อ	135.5747	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6182	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2251	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62644.6455	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.9878	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.1631	K
	ความยาวท่อ	47.7974	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2197	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2498	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.7661	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.3280	K
	ความยาวท่อ	2.9478	m
อีเวปเปอร์เตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4781	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6504	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	81.0213	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.4620	K
	ความยาวท่อ	90.8085	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2900	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3500	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5403.0084	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	482.9888	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	389.8194	K
	ความยาวท่อ	6.2436	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.1603	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.1825	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.6877	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	335.7693	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	468.0219	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	335.9549	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	335.9549	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.2664	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	335.9673	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.5453	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			

กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	81.1437	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.5453	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.2069	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6988.3887	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	57.0286	%
PES	16.8437	%

ตารางที่ ข.5 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.95

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	712.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	700.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	450.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	445.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.3128	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.2145	%
อุณหภูมิความดันสูง	697.9669	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	444.1973	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9500	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	588.9476	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1404.5763	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	794.7127	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.1939	MW
กำลังกังหันก๊าซ	75.9776	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.7837	MW

ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6375	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1297	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	27.2561	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	761.7657	K
	ความยาวท่อ	8.9986	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7066	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2261	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	152.7396	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	596.4911	K
	ความยาวท่อ	135.9609	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6196	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2314	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	62963.2020	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.5958	K
	อุณหภูมิ น้ำทางเข้า	416.0348	K
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.1985	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2226	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	1.5742	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.1005	K
	ความยาวท่อ	2.6275	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4790	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6520	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	81.2194	kW/K

	โดยรวม		
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.2344	K
	ความยาวท่อ	91.0305	m
ข้อผิดพลาดที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2938	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3555	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5488.0762	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	482.7096	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	389.4029	K
	ความยาวท่อ	6.3419	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	449.9552	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.2348	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.4179	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	335.1634	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	462.9433	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	335.8336	K

อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	335.8336	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.1417	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	335.8455	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.3094	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1459	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	81.5674	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.3094	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.1534	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6975.8738	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	57.0946	%
PES	16.9632	%

ตารางที่ ข.6 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.96

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	702.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	690.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	445.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	440.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.0930	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.0065	%
อุณหภูมิความดันสูง	690.7928	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	440.1212	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9600	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-

อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์		586.0049	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		1401.6336	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		793.0477	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		34.8273	MW
กำลังกังหันก๊าซ		75.8184	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		40.9911	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6144	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.0535	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	25.4188	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	761.4902	K
	ความยาวท่อ	8.3920	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7074	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2289	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	153.0938	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	596.2156	K
	ความยาวท่อ	136.2762	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6213	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2388	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	63344.9332	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.1720	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	415.6736	K
	ความยาวท่อ	48.3317	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.1683	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.1853	-

	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	1.3099	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.9080	K
	ความยาวท่อ	2.1864	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4797	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6533	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	81.3876	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.0419	K
	ความยาวท่อ	91.2191	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3033	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3697	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	5706.5970	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	482.3641	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	388.1671	K
	ความยาวท่อ	6.5945	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	449.6020	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	335.8550	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	430.7945	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	333.1372	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			

ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
ประสิทธิภาพผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K
อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	335.4738	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	335.4738	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	335.7717	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	335.4841	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.0936	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1459	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	81.9822	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.0936	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.0978	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6962.6565	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	57.1653	%
PES	17.0900	%

2. ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ

ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซตั้งแต่ 0.90 ถึง 0.96 แสดงในตารางที่ ข.7 ถึง ข.12

ตารางที่ ข.7 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.90

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	792.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	780.1500	K

กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1		490.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2		485.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนที่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง		0.1484	%
ค่าความคาดเคลื่อนที่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง		0.0068	%
อุณหภูมิความดันสูง		781.3095	K
อุณหภูมิความดันต่ำ		485.1171	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน		10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์		0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ		0.9000	-
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์		595.0228	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		1410.6515	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		817.9082	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		35.9508	MW
กำลังกังหันก๊าซ		73.8448	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		37.8940	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.8738	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	2.6455	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	63.8272	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	768.8200	K
	ความยาวท่อ	21.0726	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6859	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1580	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	144.2541	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	603.5454	K

	ความยาวท่อ	128.4076	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5914	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1155	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	57038.2812	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	558.5765	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	418.2918	K
	ความยาวท่อ	43.5198	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4780	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6624	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	4.6832	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	554.7588	K
	ความยาวท่อ	7.8170	m
อีเวปอเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4592	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6147	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	76.5739	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	491.8927	K
	ความยาวท่อ	85.8239	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2944	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3565	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	5502.9107	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	488.0644	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	386.9526	K
	ความยาวท่อ	6.3591	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-

	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	453.7882	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	334.7844	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	433.3274	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	327.0850	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	525.0161	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	335.1203	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	335.1203	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	335.4082	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	335.1290	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	25.9627	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1459	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	75.7879	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	25.9627	MW
	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.7758	MW
	อัตราส่วนค่าความร้อน	7190.1947	kJ/kWhr

ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	55.8627	%
PES	14.8151	%

ตารางที่ ข.8 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.91

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข			
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	772.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	760.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	480.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	475.1500	K	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.1615	%	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.0978	%	
อุณหภูมิความดันสูง	761.3797	K	
อุณหภูมิความดันต่ำ	475.6153	K	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9100	-	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	306.45	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	811.3222	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	74.6653	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	38.7145	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.8238	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	2.1163	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	51.0600	kW/K

	ร้อนโดยรวม		
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	766.0938	K
	ความยาวท่อ	16.8575	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6937	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1833	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	147.4061	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	600.8192	K
	ความยาวท่อ	131.2134	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6006	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1516	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	58885.3721	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	555.7881	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	418.1403	K
	ความยาวท่อ	44.9291	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4188	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.5512	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	3.8968	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	552.5097	K
	ความยาวท่อ	6.5044	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4669	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6290	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	78.3531	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	489.6436	K
	ความยาวท่อ	87.8181	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2681	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3183	-

	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	4913.1418	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.3852	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	391.5523	K
	ความยาวท่อ	5.6776	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	452.8595	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.4612	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	434.0911	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.6367	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	510.0925	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.4597	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.4597	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.7853	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.4744	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	25.3217	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW

กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	77.4289	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	25.3217	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.6321	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7120.2194	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	56.2840	%
PES	15.5371	%

ตารางที่ ข.9 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.92

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	752.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	740.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	470.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	465.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.2512	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.0892	%
อุณหภูมิความดันสูง	738.2954	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	464.7354	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9200	-
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	804.7361	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW

กำลังคอมเพรสเซอร์		35.9508	MW
กำลังกังหันก๊าซ		75.4857	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		39.5350	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7600	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.6706	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	40.3074	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	763.9786	K
	ความยาวท่อ	13.3076	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6999	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2038	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	149.9598	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	598.7040	K
	ความยาวท่อ	133.4865	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6086	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1843	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	60558.8870	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	553.4878	K
	อุณหภูมิไอน้ำทางเข้า	417.6894	K
	ความยาวท่อ	46.2060	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3457	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.4293	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	3.0355	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.8269	K
	ความยาวท่อ	5.0667	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4728	-

	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6401	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	79.7413	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	487.9608	K
	ความยาวท่อ	89.3739	m
ซีบูคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2634	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3117	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	4810.8861	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	484.8541	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	392.7770	K
	ความยาวท่อ	5.5594	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	451.8590	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	337.3031	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	433.7719	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	339.8547	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	492.8098	K

อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.8167	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.8167	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	337.1521	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.8330	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.5770	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	79.0699	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.5770	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.4613	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7058.6454	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	56.6410	%
PES	16.1568	%

ตารางที่ ข.10 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.94

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	702.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	690.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	445.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	440.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.8276	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.6002	%
อุณหภูมิความดันสูง	684.4855	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	437.5241	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-

ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์		0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ		0.9400	-
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์		595.0228	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		1410.6515	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		791.5640	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		35.9508	MW
กำลังกังหันก๊าซ		77.1267	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		41.1760	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5940	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9905	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	23.8983	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	761.2280	K
	ความยาวท่อ	7.8900	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7082	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2316	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	153.4326	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	595.9534	K
	ความยาวท่อ	136.5778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6225	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2440	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	63607.6516	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.8582	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	415.5478	K
	ความยาวท่อ	48.5322	m

ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.1490	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.1621	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	1.1463	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.7416	K
	ความยาวท่อ	1.9134	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4803	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6545	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	81.5337	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	485.8755	K
	ความยาวท่อ	91.3829	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3073	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3758	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	5801.1764	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	482.1356	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	387.6666	K
	ความยาวท่อ	6.7038	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	449.4239	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	335.8519	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	430.5178	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	332.3479	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1		1.4493	-
ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1		0.7653	-
ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ		0.8500	-
ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง		19.5	bar
อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม		461.1500	K
อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์		313.2238	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง		335.3281	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ		335.3281	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง		335.6219	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ		335.3377	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ		22.8815	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม		0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง		0.1459	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ		0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ		82.3519	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ		22.8815	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก		11.0494	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน		6952.2309	kJ/kW/hr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน		57.2190	%
PES		17.1883	%

ตารางที่ ข.11 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.95

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	672.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	660.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	430.1500	K

กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2		425.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง		0.7669	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง		0.7904	%
อุณหภูมิความดันสูง		655.1256	K
อุณหภูมิความดันต่ำ		421.8160	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน		10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์		0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ		0.9500	-
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์		595.0228	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		1410.6515	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		784.9780	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		35.9508	MW
กำลังกังหันก๊าซ		77.9472	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		41.9965	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.4950	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7328	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	17.6804	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	760.3282	K
	ความยาวท่อ	5.8372	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7109	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2411	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	154.6083	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	595.0536	K
	ความยาวท่อ	137.6243	m

อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6283	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2698	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	64926.5468	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.4336	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	414.2692	K
	ความยาวท่อ	49.5385	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.0304	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.0309	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	0.2183	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.2085	K
	ความยาวท่อ	0.3643	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4823	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6583	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	82.0055	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	485.3424	K
	ความยาวท่อ	91.9116	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3440	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.4330	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	6684.1615	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	480.9568	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	382.4548	K
	ความยาวท่อ	7.7241	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	448.1961	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	334.4540	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	428.0703	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	323.5674	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	333.8125	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	333.8125	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	334.0628	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	333.8149	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	21.9769	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1458	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	83.9929	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	21.9769	MW
	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	10.8212	MW
	อัตราส่วนค่าความร้อน	6903.9197	kJ/kWhr
	ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	57.4691	%
	PES	17.6440	%

ตารางที่ ข.12 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันก๊าซ 0.96

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข			
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	632.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	620.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	410.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	405.1500	K	
ค่าความคาดเคลื่อนที่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.7282	%	
ค่าความคาดเคลื่อนที่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.1876	%	
อุณหภูมิความดันสูง	624.6988	K	
อุณหภูมิความดันต่ำ	404.3913	K	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบร์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9600	-	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	306.45	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	778.3920	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	78.7677	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบร์ตัน	42.8170	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.4083	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.5534	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	13.3521	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	758.5793	K

	ความยาวท่อ	4.4082	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7163	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2599	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	156.9525	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	593.3046	K
	ความยาวท่อ	139.7111	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6245	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2529	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	64064.4937	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.6203	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	418.9851	K
	ความยาวท่อ	48.8807	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.0558	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.0575	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	0.4068	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.2060	K
	ความยาวท่อ	0.6790	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4823	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6583	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	82.0077	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	485.3399	K
	ความยาวท่อ	91.9141	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3329	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.4153	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	6409.6821	kW/K

	อุณหภูมิก๊าซทางออก	481.1677	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	384.1774	K
	ความยาวท่อ	7.4069	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.6201	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	344.5617	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	430.2796	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	324.6616	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	331.7945	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	331.7945	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	331.9850	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	331.7869	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	21.0686	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1456	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW

ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	85.6339	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	21.0686	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	10.5843	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6856.5164	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	57.7130	%
PES	18.0886	%

3. ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดัน

ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดันตั้งแต่ 8.5468 ถึง 11.5468 แสดงในตารางที่ ข. 13 ถึง ข.18

ตารางที่ ข.13 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดัน 8.5468

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	782.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	770.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	485.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	480.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.0148	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.0460	%
อุณหภูมิความดันสูง	770.0362	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	479.9290	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	8.5468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	568.3679	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1383.9967	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	813.9940	K

อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		32.6301	MW
กำลังกังหันก๊าซ		71.0117	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		38.3816	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.8464	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	2.3270	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	56.1432	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	767.0892	K
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ความยาวท่อ	18.5357	m
	ประสิทธิภาพ	0.6908	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1739	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	146.2377	kW/K
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	อุณหภูมิก๊าซทางออก	601.8145	K
	ความยาวท่อ	130.1733	m
	ประสิทธิภาพ	0.5965	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1352	-
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	58048.9912	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	556.9428	K
	อุณหภูมิไอน้ำทางเข้า	418.5285	K
	ความยาวท่อ	44.2910	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4463	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6013	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	4.2514	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	553.4195	K
	ความยาวท่อ	7.0962	m

อีเวปเปอร์เตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4637	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6231	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	77.6232	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	490.5534	K
	ความยาวท่อ	86.9999	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2770	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3310	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	5108.9611	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	487.1028	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0011	K
	ความยาวท่อ	5.9038	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	453.4152	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.4551	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	434.0019	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	333.1982	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1		1.4493	-
ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1		0.7653	-
ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ		0.8500	-
ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง		19.5	bar

อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	516.6919	K
อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0078	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0078	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3208	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0205	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	25.5964	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	76.7632	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	25.5964	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.6961	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7147.4218	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	56.1231	%
PES	15.2594	%

ตารางที่ ข.14 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดัน 9.0468

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	762.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	750.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	480.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	475.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.2095	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.3071	%
อุณหภูมิความดันสูง	751.7252	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	476.6137	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		

อัตราส่วนความดัน		9.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์		0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ		0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์		577.6064	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		1393.2351	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		808.3246	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		33.7810	MW
กำลังกังหันก๊าซ		72.8689	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		39.0879	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7982	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.9157	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	46.2205	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	764.9661	K
	ความยาวท่อ	15.2597	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6970	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1941	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	148.7554	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	599.6915	K
	ความยาวท่อ	132.4144	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6031	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1618	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	59405.3426	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	554.8879	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	418.6946	K

	ความยาวท่อ	45.3258	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4288	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.5691	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	4.0239	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.5528	K
	ความยาวท่อ	6.7166	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4702	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6352	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	79.1363	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	488.6867	K
	ความยาวท่อ	88.6958	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2236	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2572	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	3969.9280	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.1584	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	397.4447	K
	ความยาวท่อ	4.5876	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	453.0164	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	337.9504	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K

	อุณหภูมิก๊าซทางออก	436.0039	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	347.6667	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	503.0389	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	338.1785	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	338.1785	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	338.5510	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	338.2006	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.8978	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1461	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	78.1758	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.8978	MW
	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.5630	MW
	อัตราส่วนค่าความร้อน	7097.9090	kJ/kWhr
	ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	56.4089	%
	PES	15.7584	%

ตารางที่ ข.15 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดัน 9.5468

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	742.1500	K

กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	730.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	465.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	460.1500	K	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.2192	%	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.2023	%	
อุณหภูมิความดันสูง	731.7540	K	
อุณหภูมิความดันต่ำ	461.0827	K	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	9.5468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	306.45	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	586.4805	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1402.1093	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	803.0590	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	34.8866	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	74.6305	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	39.7439	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7409	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.5657	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	37.7748	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	763.5684	K
	ความยาวท่อ	12.4714	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7012	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2078	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	150.4665	kW/K

	อุณหภูมิก๊าซทางออก	598.2938	K
	ความยาวท่อ	133.9375	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6109	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1942	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	61063.6394	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	552.8905	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	417.2335	K
	ความยาวท่อ	46.5911	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3201	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3902	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	2.7586	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.4368	K
	ความยาวท่อ	4.6045	m
อีเวปอเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4742	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6427	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	80.0703	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	487.5708	K
	ความยาวท่อ	89.7427	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2671	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3169	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	4891.6979	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	484.4222	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	392.4387	K
	ความยาวท่อ	5.6528	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-

	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	451.4153	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.8185	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	433.3604	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	339.6107	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	487.8356	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.7181	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.7181	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	337.0508	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.7339	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.3781	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	79.4878	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.3781	MW
	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.4111	MW
	อัตราส่วนค่าความร้อน	7043.7700	kJ/kWhr

ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	56.7240	%
PES	16.3034	%

ตารางที่ ข.16 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดัน 10.5468

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข			
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	702.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	690.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	445.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	440.1500	K	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.4041	%	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.1974	%	
อุณหภูมิความดันสูง	692.9500	K	
อุณหภูมิความดันต่ำ	441.0207	K	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.5468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	306.45	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	603.2612	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1418.8899	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	793.5580	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	36.9771	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	77.9047	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.9275	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6214	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.0759	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	25.9572	kW/K

	ร้อนโดยรวม		
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	761.5827	K
	ความยาวท่อ	8.5698	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7071	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2280	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	152.9747	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	596.3081	K
	ความยาวท่อ	136.1702	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6209	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2370	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	63250.9229	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.2842	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	415.7217	K
	ความยาวท่อ	48.2600	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.1750	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.1934	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	1.3673	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.9692	K
	ความยาวท่อ	2.2822	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4795	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6529	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	81.3340	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.1031	K
	ความยาวท่อ	91.1591	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3019	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3677	-

	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	5675.6970	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	482.4452	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	388.3277	K
	ความยาวท่อ	6.5588	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	449.6668	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	335.8636	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	430.8887	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	333.3834	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	335.5205	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	335.5205	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	335.8198	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	335.5310	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.1659	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW

กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1459	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	81.8551	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.1659	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.1143	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6966.2974	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	57.1464	%
PES	17.0555	%

ตารางที่ ข.17 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดัน 11.0468

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	682.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	670.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	435.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	430.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.5965	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.1907	%
อุณหภูมิความดันสูง	674.1714	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	430.9717	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	11.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	611.2202	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1426.8489	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	789.2492	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW

กำลังคอมเพรสเซอร์		37.9687	MW
กำลังกังหันก๊าซ		79.4330	MW
กำลังสูทิวจักรเบรย์ตัน		41.4643	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5598	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.8935	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	21.5568	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	760.9108	K
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7091	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2349	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	153.8448	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	595.6362	K
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6248	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2544	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	64139.9297	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.2948	K
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.0998	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.1055	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	0.7458	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.5501	K
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4810	-
	อุณหภูมิไอน้ำทางเข้า	414.9480	K
	ความยาวท่อ	48.9383	m
	ความยาวท่อ	1.2448	m

	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6558	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	81.7026	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	485.6840	K
	ความยาวท่อ	91.5721	m
ซีบูคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3248	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.4027	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	6215.9484	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	481.6399	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	385.2116	K
	ความยาวท่อ	7.1831	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	448.8771	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	335.1276	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	429.3868	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	328.1836	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K

อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	334.6138	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	334.6138	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	334.8873	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	334.6201	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	22.5878	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1458	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	82.9287	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	22.5878	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	10.9689	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6933.5854	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	57.3186	%
PES	17.3669	%

ตารางที่ ข.18 ผลการคำนวณการปรับอัตราส่วนความดันตั้งแต่ 11.5468

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	662.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	650.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	425.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	420.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.8918	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่ออกของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.2214	%
อุณหภูมิความดันสูง	656.0000	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	421.0822	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	11.5468	-

ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์		0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ		0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		306.45	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์		618.9213	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		1434.5500	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		785.1949	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		38.9281	MW
กำลังกังหันก๊าซ		80.8975	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		41.9694	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.4980	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7396	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	17.8451	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	760.3758	K
	ความยาวท่อ	5.8916	m
อีเวปอเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7108	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2406	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	154.5456	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	595.1011	K
	ความยาวท่อ	137.5686	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6283	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2698	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	64928.3758	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.4466	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	414.1850	K
	ความยาวท่อ	49.5399	m

ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.0247	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.0251	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	0.1773	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.2631	K
	ความยาวท่อ	0.2960	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4821	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6579	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	81.9568	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	485.3970	K
	ความยาวท่อ	91.8571	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3483	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.4399	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	6790.4415	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	480.9244	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	381.7523	K
	ความยาวท่อ	7.8469	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	448.1382	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	334.3077	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	427.8151	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	322.2874	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1		1.4493	-
ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1		0.7653	-
ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ		0.8500	-
ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง		19.5	bar
อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม		461.1500	K
อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์		313.2238	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง		333.6084	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ		333.6084	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง		333.8527	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ		333.6098	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ		22.0327	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม		0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง		0.1458	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ		0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ		22.0327	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ		10.8277	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก		6903.8047	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน		57.4731	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชัน		17.6479	%
PES		22.0327	%

4. ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์

ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ตั้งแต่ 297.45 ถึง 315.45 เคลวินแสดงในตารางที่ ข.19 ถึง ข.24

ตารางที่ ข.19 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 297.45 เคลวิน

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข			
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	682.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	670.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	435.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	430.1500	K	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.0454	%	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.2352	%	
อุณหภูมิความดันสูง	669.8460	K	
อุณหภูมิต่ำ	429.1408	K	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบร์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	297.45	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	577.5478	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1393.1765	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	788.2627	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	34.8950	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	75.3610	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบร์ตัน	40.4660	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5453	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.8551	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	20.6314	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	760.7620	K
	ความยาวท่อ	6.8115	m

อีเวปโปรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7096	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2365	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	154.0390	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	595.4873	K
	ความยาวท่อ	137.1176	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6256	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2578	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	64313.7442	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.0973	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	414.8295	K
	ความยาวท่อ	49.0709	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.0860	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.0902	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	0.6376	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.4565	K
	ความยาวท่อ	1.0643	m
อีเวปโปรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4813	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6565	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	81.7853	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	485.5904	K
	ความยาวท่อ	91.6648	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3280	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.4076	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	6291.9559	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	481.4936	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	384.7856	K
	ความยาวท่อ	7.2709	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	KW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	448.7445	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	335.0425	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	429.1643	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	327.4949	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	334.4900	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	334.4900	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	334.7599	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	334.4957	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	22.4433	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1458	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			

กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.9320	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	22.4433	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	10.9355	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7077.1941	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชั่น	56.2486	%
PES	15.7332	%

ตารางที่ ข.20 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 300.45 เคลวิน

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	692.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	680.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	440.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	435.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.6065	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.2694	%
อุณหภูมิความดันสูง	684.3006	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	436.3253	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	300.4500	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	583.3728	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1399.0015	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	791.5585	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.2469	MW

กำลังกังหันก๊าซ		75.6761	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		40.4292	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5933	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9885	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	23.8487	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	761.2583	K
	ความยาวท่อ	7.8737	m
อีเวปอเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7081	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2313	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	153.3934	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	595.9837	K
	ความยาวท่อ	136.5429	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6228	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2453	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	63674.8283	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.8096	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	415.3555	K
	ความยาวท่อ	48.5834	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.1400	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.1515	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	1.0710	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.7610	K
	ความยาวท่อ	1.7877	m
อีเวปอเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4802	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6543	-

	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	81.5167	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	485.8949	K
	ความยาวท่อ	91.3637	m
ชั้นคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.3127	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3839	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5926.4903	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	482.0593	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	386.8942	K
	ความยาวท่อ	6.8486	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	449.2907	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	335.5209	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	430.1888	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	331.0029	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K

อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	335.1033	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	335.1033	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	335.3908	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	335.1119	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	22.9011	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1459	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.8583	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	22.9011	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.0474	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7050.9985	KJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	56.4927	%
PES	16.0742	%

ตารางที่ ข.21 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 303.45 เคลวิน

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	712.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	700.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	450.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	445.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.2285	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.1605	%
อุณหภูมิความดันสูง	698.5539	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	444.4365	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-

ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์		0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ		0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์		303.4500	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์		589.1978	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		1404.8265	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		794.8543	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		35.5988	MW
กำลังกังหันก๊าซ		75.9912	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		40.3923	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6393	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1361	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	27.4107	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	761.7936	K
	ความยาวท่อ	9.0497	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7065	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2258	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	152.7038	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	596.5190	K
	ความยาวท่อ	135.9291	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6195	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2309	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	62938.0378	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.6270	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.0430	K
	ความยาวท่อ	48.0213	m

ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2002	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2249	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	1.5899	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.1181	K
	ความยาวท่อ	2.6537	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4789	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6518	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	81.2039	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.2520	K
	ความยาวท่อ	91.0132	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2934	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3550	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	5480.3545	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	482.7321	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	389.4419	K
	ความยาวท่อ	6.3330	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	449.9706	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.2258	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.4406	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	335.2235	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	463.3652	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	335.8449	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	335.8449	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.1533	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	335.8569	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.3292	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1459	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7846	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.3292	MW
	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.1578	MW
	อัตราส่วนค่าความร้อน	7026.9958	kJ/kWhr
	ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	56.7214	%
	PES	16.3893	%

ตารางที่ ข.22 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 309.45 เคลวิน

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	742.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	730.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	465.1500	K

กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2		460.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง		0.6081	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง		0.3046	%
อุณหภูมิความดันสูง		725.7368	K
อุณหภูมิความดันต่ำ		458.7528	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน		10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์		0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ		0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์		309.4500	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์		600.8478	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		1416.4765	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		801.4459	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		36.3027	MW
กำลังกังหันก๊าซ		76.6213	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		40.3186	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7233	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.4773	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	35.6429	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	763.1206	K
	ความยาวท่อ	11.7675	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7025	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2123	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	151.0240	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.8460	K
	ความยาวท่อ	134.4338	m

อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6122	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1995	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	61335.6442	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	552.4906	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	417.3501	K
	ความยาวท่อ	46.7987	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3038	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3659	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	2.5869	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.1692	K
	ความยาวท่อ	4.3179	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4751	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6446	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.2978	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	487.3031	K
	ความยาวท่อ	89.9976	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2684	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3187	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	4919.0985	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	484.1465	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	392.3744	K
	ความยาวท่อ	5.6844	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	451.3324	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	337.4047	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	433.2832	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	339.5631	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	483.4650	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.6993	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.6993	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	337.0315	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.7151	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.1732	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.6372	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.1732	MW
	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.3667	MW
	อัตราส่วนค่าความร้อน	6980.2903	KJ/kWhr
	ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	57.1670	%
	PES	16.9986	%

ตารางที่ ข.23 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 312.45 เคลวิน

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข			
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	752.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	740.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	470.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	465.1500	K	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.2485	%	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.0876	%	
อุณหภูมิความดันสูง	738.3150	K	
อุณหภูมิความดันต่ำ	464.7428	K	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	312.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	606.6728	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1422.3015	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	804.7417	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	36.6547	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.9364	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.2818	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.7601	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.6710	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	40.3152	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	763.9804	K

	ความยาวท่อ	13.3101	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.6999	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2037	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	149.9576	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	598.7057	K
	ความยาวท่อ	133.4845	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดัน สูง	ประสิทธิผล	0.6086	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1843	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	60558.0522	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	553.4892	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	417.6885	K
	ความยาวท่อ	46.2054	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.3457	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.4294	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	3.0360	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.8278	K
	ความยาวท่อ	5.0676	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4728	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6401	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	79.7405	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	487.9617	K
	ความยาวท่อ	89.3730	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2634	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3117	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	4810.8547	kW/K

	โดยรวม		
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	484.8550	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	392.7769	K
	ความยาวท่อ	5.5594	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	451.8591	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	337.3000	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	433.7718	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	339.8543	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	492.8240	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.8167	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.8167	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	337.1521	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.8330	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.5777	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW

กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.5635	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.5777	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.4614	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6958.3281	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	57.3763	%
PES	17.2831	%

ตารางที่ ข.24 ผลการคำนวณการปรับอุณหภูมิอากาศทางเข้าคอมเพรสเซอร์ 315.45 เคลวิน

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	762.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	750.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	480.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	475.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.0821	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.2312	%
อุณหภูมิความดันสูง	750.7665	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	476.2511	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	315.4500	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	612.4978	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1428.1265	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	808.0375	K

อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		37.0066	MW
กำลังกังหันก๊าซ		77.2515	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		40.2449	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7956	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.8972	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	45.7730	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	764.8646	K
	ความยาวท่อ	15.1120	m
อีเวปอเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6973	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1951	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	148.8781	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	599.5900	K
	ความยาวท่อ	132.5237	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6033	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1628	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	59455.7753	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	554.8043	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	418.7381	K
	ความยาวท่อ	45.3643	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4264	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.5648	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	3.9935	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4898	K
	ความยาวท่อ	6.6658	m

อีเวปโปรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4704	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6357	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	79.1884	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	488.6237	K
	ความยาวท่อ	88.7543	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2233	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2568	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	3963.3148	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.1023	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	397.5007	K
	ความยาวท่อ	4.5800	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	453.0092	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	338.1131	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	436.0160	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	347.7793	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar

อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	502.3432	K
อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	338.1948	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	338.1948	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	338.5678	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	338.2170	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.8649	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1461	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.4898	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.8649	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.5561	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6944.2275	kJ/kW hr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	57.5280	%
PES	17.4789	%

5. ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิง

ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงตั้งแต่วัยละ 97 ถึง 103 แสดงในตารางที่ ข.25 ถึง ข.30

ตารางที่ ข.25 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงวัยละ 97

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	662.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	650.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	425.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	420.1500	K

ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.2841	%	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.1869	%	
อุณหภูมิความดันสูง	652.0026	K	
อุณหภูมิต่ำ	419.3664	K	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1386.1827	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	784.3055	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	98.5638	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	74.9827	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	39.0319	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.4841	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7083	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	17.0891	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	760.2606	K
	ความยาวท่อ	5.6420	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7111	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2418	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	154.6975	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	594.9859	K
	ความยาวท่อ	137.7037	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6289	-

	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2727	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	65078.3298	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.2822	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	414.0651	K
	ความยาวท่อ	49.6543	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.0116	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.0117	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	0.0827	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.1961	K
	ความยาวท่อ	0.1381	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4823	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6584	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	82.0165	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	485.3300	K
	ความยาวท่อ	91.9239	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.3514	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.4450	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	6869.2431	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	480.7996	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	381.2865	K
	ความยาวท่อ	7.9380	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	KW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	448.0158	K

	อุณหภูมิก๊าซทางออก	334.1937	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	427.5876	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	321.5140	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	333.4731	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	333.4731	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	333.7135	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	333.4739	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	21.8996	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1458	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	78.0637	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	21.8996	MW
	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	10.7967	MW
	อัตราส่วนค่าความร้อน	7099.1956	kJ/kWhr
	ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	56.1870	%
	PES	15.5659	%

ตารางที่ ข.26 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 98

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข			
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	682.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	670.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	435.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	430.1500	K	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.3838	%	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.0487	%	
อุณหภูมิความดันสูง	672.7320	K	
อุณหภูมิความดันต่ำ	430.3597	K	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1394.3389	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	788.9204	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	99.5799	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	75.4239	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	39.4731	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5550	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.8806	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	21.2456	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	760.8607	K
	ความยาวท่อ	7.0143	m

อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7093	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2355	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	153.9101	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	595.5861	K
	ความยาวท่อ	137.0028	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6251	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2555	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	64198.3843	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.2283	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	414.9081	K
	ความยาวท่อ	48.9829	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.0952	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.1003	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	0.7095	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.5183	K
	ความยาวท่อ	1.1842	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4811	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6561	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	81.7306	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	485.6522	K
	ความยาวท่อ	91.6035	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3259	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.4043	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	6241.1783	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	481.5907	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	385.0706	K
	ความยาวท่อ	7.2122	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	KW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	448.8324	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	335.0988	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	429.3126	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	327.9563	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	334.5728	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	334.5728	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	334.8451	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	334.5789	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	22.5398	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1458	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			

กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	78.9461	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	22.5398	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	10.9578	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7064.7755	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	56.4591	%
PES	15.9739	%

ตารางที่ ข.27 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 99

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	702.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	690.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	445.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	440.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนที่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.3902	%
ค่าความคาดเคลื่อนที่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.1883	%
อุณหภูมิความดันสูง	692.8537	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	440.9804	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1402.4952	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	793.5352	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	100.5960	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW
กำลังกังหันก๊าซ	75.8650	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	39.9143	MW

ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6210	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.0749	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	25.9330	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	761.5785	K
	ความยาวท่อ	8.5618	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7071	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2280	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	152.9800	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	596.3039	K
	ความยาวท่อ	136.1749	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6209	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2371	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	63255.1835	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.2792	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	415.7195	K
	ความยาวท่อ	48.2632	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.1747	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.1930	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	1.3647	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	548.9664	K
	ความยาวท่อ	2.2779	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4795	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6529	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	81.3365	kW/K

	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.1003	K
	ความยาวท่อ	91.1618	m
ซีบคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.3020	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3678	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	5677.0549	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	482.4415	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	388.3206	K
	ความยาวท่อ	6.5603	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	KW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	449.6639	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	335.8630	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	430.8845	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	333.3728	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	335.5185	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	335.5185	K

อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	335.8177	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	335.5290	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.1626	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1459	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	79.8285	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.1626	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.1136	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7032.5553	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	56.7144	%
PES	16.3543	%

ตารางที่ ข.28 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 101

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	742.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	730.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	465.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	460.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.0693	%
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อเข้าของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.1091	%
อุณหภูมิความดันสูง	730.6565	K
อุณหภูมิความดันต่ำ	460.6525	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K

อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์		595.0228	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		1418.8078	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		802.7649	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		102.6282	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		35.9508	MW
กำลังกังหันก๊าซ		76.7474	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		40.7967	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7377	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.5491	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	37.3744	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	763.4869	K
	ความยาวท่อ	12.3392	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7014	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2086	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	150.5677	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	598.2122	K
	ความยาวท่อ	134.0276	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6112	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1953	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	61118.8000	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	552.8124	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	417.2420	K
	ความยาวท่อ	46.6332	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.3171	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3857	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	2.7267	kW/K

	โดยรวม		
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	550.3832	K
	ความยาวท่อ	4.5513	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4743	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6431	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.1158	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	487.5171	K
	ความยาวท่อ	89.7937	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2672	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3170	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	4893.6060	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	484.3696	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	392.4469	K
	ความยาวท่อ	5.6550	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	451.3927	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.9003	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	433.3473	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	339.6465	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-

ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	487.0324	K
อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.7205	K
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.7205	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	337.0533	K
อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.7363	K
กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.3408	MW
กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	81.5933	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.3408	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.4030	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6975.3080	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	57.1661	%
PES	17.0241	%

ตารางที่ ข.29 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 102

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข		
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	762.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	750.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	480.1500	K
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	475.1500	K
ค่าความคาดเคลื่อนลู่อู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.2098	%

ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง		0.0597	%
อุณหภูมิความดันสูง		748.5796	K
อุณหภูมิความดันต่ำ		475.4338	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน		10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์		0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ		0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์		306.4500	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์		595.0228	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ		1426.9641	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ		807.3798	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง		103.6444	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์		35.9508	MW
กำลังกังหันก๊าซ		77.1886	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน		41.2379	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7896	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.8559	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	44.7771	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	764.6305	K
	ความยาวท่อ	14.7832	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6980	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1974	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	149.1623	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	599.3559	K
	ความยาวท่อ	132.7766	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6038	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1647	-

	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	59555.2356	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	554.6270	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	418.8766	K
	ความยาวท่อ	45.4402	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4210	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.5551	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	3.9248	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.3589	K
	ความยาวท่อ	6.5512	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4709	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6365	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	79.2970	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	488.4928	K
	ความยาวท่อ	88.8759	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2230	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2564	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	3957.2193	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	485.9804	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	397.5731	K
	ความยาวท่อ	4.5729	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	453.0152	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	338.5633	K

อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	436.0424	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	347.9112	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	500.7720	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	338.2160	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	338.2160	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	338.5895	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	338.2383	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.7896	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1461	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	24.7896	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	11.5406	MW
	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	6956.9468	MW
	อัตราส่วนค่าความร้อน	57.3142	kJ/kWhr
	ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	17.2403	%
	PES	24.7896	%

ตารางที่ ข.30 ผลการคำนวณการปรับอัตราความร้อนเชื้อเพลิงร้อยละ 103

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองโดยใช้ระเบียบเชิงตัวเลข			
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 1	782.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันสูง 2	770.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 1	485.1500	K	
กำหนดอุณหภูมิที่ความดันต่ำ 2	480.1500	K	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันสูง	0.7132	%	
ค่าความคาดเคลื่อนลู่เข้าของอุณหภูมิที่ความดันต่ำ	0.4118	%	
อุณหภูมิความดันสูง	764.6965	K	
อุณหภูมิความดันต่ำ	478.1810	K	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1435.1204	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	811.9946	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	104.6605	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	77.6298	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	41.6791	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.8335	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	2.2025	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	53.1410	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	766.1239	K
	ความยาวท่อ	17.5446	m

อีเวปโปรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6936	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1830	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	147.3705	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	600.8493	K
	ความยาวท่อ	131.1816	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5963	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.1348	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	58026.4920	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	556.5836	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	420.0051	K
	ความยาวท่อ	44.2738	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4349	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.5801	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	4.1018	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	553.1596	K
	ความยาวท่อ	6.8465	m
อีเวปโปรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4646	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6248	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	77.8303	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	490.2935	K
	ความยาวท่อ	87.2321	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2776	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3320	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5124.1284	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.8435	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0061	K
	ความยาวท่อ	5.9214	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	KW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	454.0087	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	340.0093	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	434.4152	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	332.6762	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	513.2711	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0093	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0093	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3223	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0220	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	25.4087	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			

กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	83.3581	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	25.4087	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.6630	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6928.1750	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	57.5336	%
PES	17.5676	%

6. ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ

ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำตั้งแต่ 0.82 ถึง 0.88 แสดงในตารางที่ ข.31 ถึง ข.36

ตารางที่ ข.31 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.82

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6818	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388	kW/K

	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K
	ความยาวท่อ	10.3135	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	151.8598	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62266.1843	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.9725	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.7808	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	5337.9927	KW/K

	โดยรวม		
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
	ความยาวท่อ	6.1685	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	KW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8200	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	475.7230	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	22.9434	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW

กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	22.9434	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.2872	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7058.1413	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชัน	56.5590	%
PES	16.0916	%

ตารางที่ ข.32 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.83

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6818	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K

	ความยาวท่อ	10.3135	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	151.8598	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62266.1843	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.9725	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.7808	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5337.9927	kW/K

	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
	ความยาวท่อ	6.1685	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8300	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	474.9036	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.2232	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW

ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.2232	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.2787	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7039.1403	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	56.6925	%
PES	16.3017	%

ตารางที่ ข.33 ผลการคำนวณการปรับปรุงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.84

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6818	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K
	ความยาวท่อ	10.3135	m

อีเวปโปรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	151.8598	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62266.1843	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.9725	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวปโปรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.7808	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5337.9927	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
	ความยาวท่อ	6.1685	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	KW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8400	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	474.0856	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.5030	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			

กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.5030	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.2702	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7020.2413	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	56.8260	%
PES	16.5107	%

ตารางที่ ข.34 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.86

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6818	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K
	ความยาวท่อ	10.3135	m
อีเวปอเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-

	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	151.8598	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62266.1843	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.9725	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.7808	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5337.9927	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
	ความยาวท่อ	6.1685	m

อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8600	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	472.4532	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.0626	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.0626	MW

อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.2533	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6982.7462	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชั่น	57.0930	%
PES	16.9257	%

ตารางที่ ข.35 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.87

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6818	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K
	ความยาวท่อ	10.3135	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	151.8598	kW/K

	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62266.1843	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.9725	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.7808	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5337.9927	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
	ความยาวท่อ	6.1685	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-

	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8700	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	471.6389	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.3424	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.3424	MW
	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.2448	MW
	อัตราส่วนค่าความร้อน	6964.1484	kJ/kWhr

ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	57.2265	%
PES	17.1317	%

ตารางที่ ข.36 ผลการคำนวณการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ 0.88

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6818	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K
	ความยาวท่อ	10.3135	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	151.8598	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K

	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	62266.1843	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	1.9725	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวปอเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	80.7808	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	5337.9927	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
	ความยาวท่อ	6.1685	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-

	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	KW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8800	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	19.5	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	470.8259	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.6222	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.6222	MW
	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.2363	MW

อัตราส่วนค่าความร้อน	6945.6494	KJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชั่น	57.3600	%
PES	17.3366	%

7. ผลการคำนวณการปรับการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง

ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูงตั้งแต่ 12 ถึง 27 บาร์ แสดงในตารางที่ ข.37 ถึง ข.42

ตารางที่ ข.37 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 12 บาร์

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6818	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K
	ความยาวท่อ	10.3135	m

อีเวปโปรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	151.8598	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62266.1843	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.9725	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวปโปรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.7808	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5337.9927	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
	ความยาวท่อ	6.1685	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	KW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	12.0000	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.1669	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			

กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.1669	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	10.8777	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6975.8066	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	0.5696	%
PES	0.1685	%

ตารางที่ ข.38 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 14.5 บาร์

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6818	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K
	ความยาวท่อ	10.3135	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-

	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	151.8598	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดัน สูง	ประสิทธิผล	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62266.1843	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.9725	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.7808	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5337.9927	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
	ความยาวท่อ	6.1685	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	14.5000	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	461.1500	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	24.0221	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW

ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน		
กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	24.0221	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.0225	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6985.4502	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชั่น	0.5696	%
PES	0.1680	%

ตารางที่ ข.39 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 17 บาร์

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย		
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย		
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.6818
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562
	ความยาวท่อ	10.3135

อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	151.8598	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62266.1843	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.9725	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.7808	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5337.9927	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K

	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
	ความยาวท่อ	6.1685	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	KW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	17.0000	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	462.4786	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.8962	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			

กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.8962	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.1484	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	6993.8595	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	0.5696	%
PES	0.1676	%

ตารางที่ ข.40 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 22 บาร์

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6818	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	31.2388	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K
	ความยาวท่อ	10.3135	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-

	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	151.8598	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62266.1843	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.9725	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.7808	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5337.9927	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K

	ความยาวท่อ	6.1685	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	22.0000	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	483.0372	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.6822	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW

กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.6822	MW
อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.3624	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7008.1920	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชั่น	0.5696	%
PES	0.1668	%

ตารางที่ ข.41 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 24.5 บาร์

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6818	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K
	ความยาวท่อ	10.3135	m
อีเวปอเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-

	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	151.8598	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิผล	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62266.1843	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.9725	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.7808	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5337.9927	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
	ความยาวท่อ	6.1685	m

อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงคิน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	24.5000	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	492.0965	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.5905	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.5905	MW

อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.4541	MW
อัตราส่วนค่าความร้อน	7014.3562	kJ/kWhr
ประสิทธิภาพโคเจนเนอเรชั่น	0.5696	%
PES	0.1665	%

ตารางที่ ข.42 ผลการคำนวณการปรับความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง 27 บาร์

รายละเอียดผลการคำนวณ	ค่าคงที่	หน่วย	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรเบรย์ตันหนึ่งหน่วย			
อัตราส่วนความดัน	10.0468	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.9300	-	
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันก๊าซ	0.9300	-	
อุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์	306.4500	K	
อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์	595.0228	K	
อุณหภูมิทางเข้ากังหันก๊าซ	1410.6515	K	
อุณหภูมิทางออกกังหันก๊าซ	798.1501	K	
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	101.6121	MW	
กำลังคอมเพรสเซอร์	35.9508	MW	
กำลังกังหันก๊าซ	76.3062	MW	
กำลังสุทธิวัฏจักรเบรย์ตัน	40.3555	MW	
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนเครื่องกำเนิดไอน้ำหนึ่งหน่วย			
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6818	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2948	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	31.2388	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	762.4562	K
	ความยาวท่อ	10.3135	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.7045	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2190	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	151.8598	kW/K

	อุณหภูมิก๊าซทางออก	597.1816	K
	ความยาวท่อ	135.1778	m
อีโคโนไมเซอร์ 2 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.6165	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	1.2177	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	62266.1843	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	551.4390	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	416.4069	K
	ความยาวท่อ	47.5086	m
ซูเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2418	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.2790	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	1.9725	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	549.6058	K
	ความยาวท่อ	3.2924	m
อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.4771	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.6484	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	80.7808	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	486.7397	K
	ความยาวท่อ	90.5390	m
ซับคูลที่ความดันต่ำ	ประสิทธิภาพ	0.2872	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.3458	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	5337.9927	KW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	483.3010	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	390.0966	K
	ความยาวท่อ	6.1685	m
อีโคโนไมเซอร์ 1 ที่ความดันสูง	ประสิทธิภาพ	0.5448	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.9505	-

	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	48.6027	kW/K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	450.4388	K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	336.3445	K
อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	ประสิทธิผล	0.4725	-
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อน	0.7217	-
	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรวม	30.7288	kW/K
	อุณหภูมิก๊าซทางออก	431.9659	K
	อุณหภูมิน้ำทางเข้า	336.0453	K
ผลลัพธ์การจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนวัฏจักรแรงดัน			
	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	1.4493	-
	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1	0.7653	-
	ไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	0.8500	-
	ความดันวาล์วทางออกกังหันไอน้ำความดันสูง	27.0000	bar
	อุณหภูมิไอน้ำทางออกอุปกรณ์ผสม	501.2067	K
	อุณหภูมิของน้ำออกที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนภายในคอนเดนเซอร์	313.2238	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันสูง	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางเข้าปั๊มความดันต่ำ	336.0356	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันสูง	336.3494	K
	อุณหภูมิของน้ำทางออกปั๊มความดันต่ำ	336.0484	K
	กำลังที่ได้จากกังหันไอน้ำ	23.4997	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊ม	0.0349	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันสูง	0.1460	MW
	กำลังที่ได้จากปั๊มความดันต่ำ	0.0118	MW
ผลลัพธ์การจำลองการใช้พลังงาน			
	กำลังงานสุทธิจากกังหันก๊าซ	80.7109	MW
	กำลังงานสุทธิจากกังหันไอน้ำ	23.4997	MW
	อัตราความร้อนของไอน้ำส่งออก	11.5449	MW
	อัตราส่วนค่าความร้อน	7020.4679	kJ/kW hr

ประสิทธิภาพโคเจนเนเรชั่น	0.5696	%
PES	0.1662	%



ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-สกุล	ณัฐนิชา มุสิกะสังข์
วัน เดือน ปี เกิด	1 มกราคม 2541
สถานที่เกิด	จ.ระนอง
วุฒิการศึกษา	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต(วิศวกรรมเครื่องกล), มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
ที่อยู่ปัจจุบัน	111/2 ม.8 ต.บ้านโพธิ์ อ.เมือง จ.ตรัง 92000

