การบูรณาการพลังงานในโรงงานผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

ENERGY RETROFIT STUDY IN APHTHALIC ANHYDRIDE PLANT

กุลยา ศรีงามผ่อง

KULAYA SRINGAMPONG

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมปิโตรเคมี

บัณฑิตวิทยาลัย

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2545

ISBN 974-9546-97-0

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การบูรณาการพลังงานในโรงงานผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

ENERGY RETROFIT STUDY IN A PHTHALIC ANHYDRIDE PLANT

กุลยา ศรีงามผ่อง

KULAYA SRINGAMPONG

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมปิโตรเคมี

บัณฑิตวิทยาลัย

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2545

ISBN 974-9546-97-0

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน 49654
วัน, เดือน, ปี 25 ก.พ. 2547

ENERGY RETROFIT STUDY IN A PHTHALIC ANHYDRIDE PLANT

KULAYA SRINGAMPONG

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT

OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF

MASTER OF ENGINEERING IN PETROCHEMICAL ENGINEERING

SCHOOL OF GRADUATE STUDIES

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

2002

ISBN 974-9546-97-0

COPYRIGHT 2002

SCHOOL OF GRADUATE STUDIES

KING MONGKUT 'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การบูรณาการพลังงานในโรงงานผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์
นักศึกษา	นางสาว กุลยา ศรีงามผ่อง
รหัสประจำตัว	42061213
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมปิโตรเคมี
พ.ศ.	2545
อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์	รศ.ดร. อัญชลีพร วาริทสวัสดิ์ หล่อทองคำ
อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์ร่วม	ดร. บุณยพัต สุภานิช
	ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์
	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้ประยุกต์การวิเคราะห์พินช์เพื่อหาวิธีปรับปรุงการใช้พลังงานในกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ จากการศึกษาการบูรณาการความร้อนของหอกลั่นและภูมิหลังกระบวนการ รวมทั้งโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระบวนการกับกระบวนการพบว่า การใช้พลังงานความร้อนของหอกลั่นมีประสิทธิภาพดี ดังนั้นจึงเลือกพิจารณาปรับปรุงการใช้ยูทิลิตี้ที่มีอยู่ในกระบวนการผลิตให้ดียิ่งขึ้น จากการสำรวจการใช้พลังงานในโรงงานพบว่า มีการใช้พลังงานรวมเท่ากับ 7.80 เมกะจูลต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ ซึ่งประกอบด้วยพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิง 6.54 เมกะจูลต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ และพลังงานไฟฟ้า 0.35 กิโลวัตต์-ชั่วโมงต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ (1.26 เมกะจูลต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์) หรือคิดเป็นสัดส่วนการใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิง 83.84 % และพลังงานไฟฟ้า 16.16 % พบว่า อุปกรณ์สำคัญที่ใช้พลังงานความร้อน คือ เครื่องปฏิกรณ์ หม้อไอน้ำ และเครื่องอุ่นอากาศอย่างละ 2 เครื่อง และหม้อต้มน้ำมันร้อน 1 เครื่อง แนวทางในการลดค่าใช้จ่ายพลังงาน คือ การลดการสูญเสียแฟลชสตีมที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อไอน้ำโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ด้วยการลดอากาศส่วนเกิน การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ด้วยการลดอากาศส่วนเกิน หรือการติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์เพื่อนำความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้ใหม่หรือใช้สองกรณีร่วมกัน สำหรับเครื่องปฏิกรณ์และเครื่องอุ่นอากาศเพียงแต่วิเคราะห์สมดุลพลังงานไว้เป็นข้อมูลให้แก่บริษัท

Thesis Title	Energy Retrofit Study in a Phthalic Anhydride Plant
Student	Miss Kulaya Sringampong
Student ID.	42061213
Degree	Master of Engineering
Programme	Petrochemical Engineering
Year	2002
Thesis Advisor	Assoc. Prof. Dr. Anchaleeporn W. Lothongkum
Thesis Co-advisor	Dr. Bunyaphat Supanit
	Faculty of Engineering
	Department of Chemical Engineering
	King Mongkut's University of Technology Thonburi

ABSTRACT

This thesis applied Pinch Analysis to analyze the overall process of a phthalic anhydride (PA) plant for the improvement in energy utilization. From heat integration of the distillation columns and the background process as well as the heat exchanger network between process to process, it was found that heat was well integrated. Alternatively, the retrofit study for a better use of the available utilities by the in-plant energy audit was studied to find any possible energy-saving methods. The total specific energy consumption in this process was found to be 7.80 MJ/kg PA. Of this 6.54 MJ/kg PA was the specific thermal energy consumption and 0.35 kW-h/kg PA (1.26 MJ/kg PA) was the specific electrical energy consumption, which was 83.84 % and 16.16 %, respectively. The main equipment which consumed high thermal energy were 2 reactors, 2 boilers, 2 air preheaters and a hot-oil boiler.The possible methods to save energy were the reduction of a considerable loss of flash steam at the boiler feed water tank; the improvement of combustion efficiency at the boilers by reduction of excess air; the reduction of energy loss at the hot oil boiler by either the improvement of combustion efficiency or by installation of a gas cooler as an economizer to recover the potential waste heat from its exhaust gases; or both methods. In case of the reactors and air preheaters, only energy balances were analyzed.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาของ รศ.ดร. อัญชลีพร วาริทสวัสดิ์ หล่อทองคำ อาจารย์ที่ปรึกษา ดร.บุณยพัต สุภานิช อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม Mr. Ky Joon Chai กรรมการผู้จัดการ ดร.ศิริพล คุณาธิปพงศ์ รองกรรมการผู้จัดการฝ่ายเทคนิค ดร.สุพจน์ ชัยมังคลานนท์ รองกรรมการผู้จัดการฝ่ายผลิต Mr. Bambang Suttriaji บริษัท คอนทิเนนทอล ปิโตรเคมีคอล (ประเทศไทย) จำกัด คุณจิรศักดิ์ จิระวารี ผู้จัดการแผนกวิเคราะห์และประเมินโรงไฟฟ้า การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย ที่ให้ความรู้และแนวความคิดในการแก้ปัญหา ขอขอบพระคุณ บริษัท คอนทิเนนทอล ปิโตรเคมีคอล (ประเทศไทย) จำกัด ที่ให้โอกาสในการทำวิจัยที่โรงงาน คุณสมบัติ ทองสดายุ คุณสโรจน์ ตาพวัฒน์ คุณสมบัติ ใจรักษ์ คุณสนาน สุขวาสนะ คุณวิชาญ อโศกสกุล คุณสุชาติ ธาระทรัพย์ คุณธีรยุทธ พรมยะ และ พนักงานทุกท่านที่ให้ความช่วยเหลือและอำนวยความสะดวกต่างๆ ในระหว่างการดำเนินการตรวจวัดข้อมูล รวมทั้งข้อแนะนำที่มีประโยชน์ คุณสุรชาติ ลี้รากรีผล และเจ้าหน้าที่แผนกเครื่องมือวัด การไฟฟ้าพระนครใต้ ที่ให้ความอนุเคราะห์เครื่องมือวัด ขอขอบพระคุณ บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่สนับสนุนเงินทุนในการเดินทางไปเสนอผลงาน อาจารย์และเจ้าหน้าที่ทุกท่านในภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง รศ.ดร.พรพจน์ เปี่ยมสมบูรณ์ ภาควิชาเคมีเทคนิค จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย คุณณัฐพงศ์ งามประดิษฐ์ คุณวราพร กิติเกียรติโสภณ ภาควิชาเคมีเทคนิค จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่ให้ความรู้ในด้านการจำลองแบบกระบวนการ รศ.ดร. สุวิทย์ เตีย ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี และรศ. วารุณี เตีย คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ผศ.ดร. กอบบุญ หล่อทองคำ ภาควิชาวิศวกรรมโลหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย และ รศ.ดร. ธราธร มงคลศรี ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่ให้ความรู้และคำแนะนำที่เป็นประโยชน์

ขอกราบขอบพระคุณคุณพ่อและคุณแม่ที่สนับสนุนให้กำลังใจและให้ความช่วยเหลือมาโดยตลอด ประโยชน์ที่เกิดจากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ข้าพเจ้าขอมอบแด่ผู้มีพระคุณทุกท่าน หากวิทยานิพนธ์เล่มนี้มีความผิดพลาดประการใด ผู้เขียนขอน้อมรับความผิดพลาดไว้ ณ ที่นี้

กุลยา ศรีงามผ่อง

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....I

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....II

กิตติกรรมประกาศ.....III

สารบัญ.....IV

สารบัญตาราง.....IX

สารบัญรูป.....XII

ศัพท์เทคนิค.....XVI

บทที่ 1 บทนำ..... ...1

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....1

1.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....1

1.3 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....4

1.4 ขั้นตอนการวิจัย.....4

1.5 ประโยชน์ที่ได้รับจากงานวิจัย.....5

บทที่ 2 ทฤษฎี.....6

2.1 ความเป็นมาของการวิเคราะห์พินช์.....6

2.2 ทฤษฎีและหลักการการวิเคราะห์พินช์.....7

2.3 เป้าหมายพลังงาน..... 8

2.3.1 การหาเป้าหมายพลังงานโดยใช้กราฟประกอบ..... 8

2.3.2 การหาเป้าหมายพลังงานโดยใช้ตารางปัญหา.....13

2.4 ความสำคัญของจุดพินช์.....13

2.4.1 กฎเกณฑ์การออกแบบที่เกี่ยวข้องกับจุดพินช์.....15

2.4.2 การเลือกใช้ยูทิลิตี้.....16

2.5 การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....17

2.5.1 กฎ CP inequality for individual matches.....19

2.5.2 กฎ Stream number criterion 19

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.6 โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและต้นทุน.....23

2.6.1 จำนวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....23

2.6.2 พื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน.....23

2.6.3 เงินลงทุนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....29

2.6.4 การวิเคราะห์ต้นทุนและค่าใช้จ่ายของโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ..29

2.7 ปัญหาเทรดโฮลด์.....32

2.8 การบูรณาการกระบวนการ.....34

2.8.1 การบูรณาการความร้อนของหอกลั่น..... ...34

2.8.2 ผลของความดันในการบูรณาการความร้อนของหอกลั่น.....37

2.9 ความหมายของการประหยัดพลังงาน.....37

2.9.1 หลักทั่วไปในการประหยัดพลังงานในโรงงาน.....37

2.9.1 ประเภทของมาตรการประหยัดพลังงาน.....41

2.9.2 การตรวจสอบทำบัญชีพลังงาน.....42

2.10 ทฤษฎีการวิเคราะห์อุปกรณ์ที่สำคัญ.....43

2.10.1 ทฤษฎีการวิเคราะห์โดยทั่วไป.....43

2.10.2 ทฤษฎีการวิเคราะห์อุปกรณ์ที่สำคัญแต่ละชนิดที่เลือกศึกษา.....45

บทที่ 3 ข้อมูลเบื้องต้นของโรงงาน.....59

3.1 ลักษณะทั่วไปของโรงงาน.....59

3.2 กระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์.....59

3.3 ระบบพลังงานและการใช้พลังงานของโรงงาน.....66

3.3.1 พลังงานความร้อน.....66

3.3.2 พลังงานไฟฟ้า 68

3.4 ดัชนีการใช้พลังงานในโรงงาน.....68

บทที่ 4 ขั้นตอนการทำวิจัย.....70

4.1 การศึกษาการบูรณาการความร้อนของหอกลั่นและโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....70

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.2 การศึกษาการปรับปรุงระบบการใช้ยูทิลิตี้ของโรงงาน.....70
4.3 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด.....71
4.4 ข้อมูลที่ใช้ในการวิจัย.....71

บทที่ 5 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล.....76
5.1 การบูรณาการความร้อนของหอกลั่นและโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....76
5.1.1 สมดุลมวลสารและสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิต.....76
5.1.2 สมดุลมวลสารของระบบการกลั่น.....78
5.1.3 สมดุลพลังงานของระบบการกลั่น.....79
5.1.4 ผลการวิเคราะห์กราฟประกอบของกระบวนการผลิต.....79
5.1.5 โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระบวนการผลิต.....86
5.2 การปรับปรุงระบบยูทิลิตี้ที่ใช้ของโรงงาน.....91
5.2.1 ผลการวิเคราะห์เครื่องปฏิกรณ์..... 92
5.2.2 ผลการวิเคราะห์หม้อไอน้ำ.....96
5.2.3 ผลการวิเคราะห์เครื่องอุ่นอากาศ.....105
5.2.4 ผลการวิเคราะห์หม้อต้มน้ำมันร้อน.....114
5.3 แนวทางในการลดการสูญเสียพลังงาน.....116
5.3.1 การลดการสูญเสียแฟลชสตีมที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ.....116
5.3.2 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อไอน้ำ.....118
5.3.3 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อน.....124
5.4 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของระบบยูทิลิตี้.....133
5.4.1 การลดการสูญเสียแฟลชสตีมที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ 133
5.4.2 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อไอน้ำโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ 135

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5.4.3การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้.....136
5.4.4 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์สำหรับนำความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้ใหม่.....137
5.4.5 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์.....138

บทที่ 6 สรุปและข้อเสนอแนะ.....139
6.1 การบูรณาการความร้อนของหอกลั่นและโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....139
6.2 การวิเคราะห์การใช้พลังงานในโรงงานผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์.....139
6.3 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของอุปกรณ์ที่สำคัญในโรงงาน.....139
6.3.1 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์.....139
6.3.2 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานและสมดุลอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำ.....140
6.3.3 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศ.....141
6.3.4 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อน.....141
6.4 แนวทางในการลดการสูญเสียพลังงาน.....142
6.4.1 การลดการสูญเสียแฟลชสตีมที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ.....142
6.4.2 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อไอน้ำ.....142
6.4.3 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อน.....142
6.5 ข้อเสนอแนะ..... 143

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

เอกสารอ้างอิง.....144

ภาคผนวก 149

ภาคผนวก ก การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของอุปกรณ์ที่สำคัญ..... 150

ภาคผนวก ข ข้อมูลเชื้อเพลิงและพลังงานของโรงงาน.....230

ภาคผนวก ค ข้อมูลของอุปกรณ์ที่สำคัญที่ใช้ในการวิเคราะห์พลังงาน.....234

ภาคผนวก ง คุณสมบัติของสารอินทรีย์.....242

ภาคผนวก จ การคำนวณสมดุลพลังงานของสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์.....245

ภาคผนวก ฉ การปรับปรุงการใช้พลังงานของอุปกรณ์ที่สำคัญ.....248

ประวัติผู้เขียน.....276

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
2.1	ตัวอย่างข้อมูลกระแสร้อน 3 กระแสของกระบวนการผลิต.....	9
2.2	ข้อมูลกระแสร้อนและกระแสเย็นของกระบวนการ.....	11
2.3	ข้อมูลกระแสร้อนและกระแสเย็นรวมยูทิลิตี้ของกระบวนการที่ศึกษา.....	27
2.4	ผลการคำนวณค่าพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดในกระบวนการ.....	29
2.5	การคำนวณค่าใช้จ่ายของโครงข่ายที่ ΔT_{min} ต่างๆ.....	31
2.6	ประเภทของความร้อนทิ้งแบ่งตามระดับอุณหภูมิ.....	38
2.7	ตัวอย่างกระบวนการผลิตที่ต้องการความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำ.....	39
2.8	ลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	39
2.9	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันไอน้ำกับปริมาตรไอน้ำ.....	41
4.1	เครื่องมือวัด.....	71
4.2	ตำแหน่งที่เก็บข้อมูลที่หม้อไอน้ำ.....	72
4.3	ตำแหน่งที่เก็บข้อมูลที่หม้อต้มน้ำมันร้อน.....	74
5.1	องค์ประกอบของสารที่ใช้ในการจำลองแบบ.....	76
5.2	สมดุลมวลสารของหอกลั่นหอที่ 1.....	78
5.3	สมดุลมวลสารของหอกลั่นหอที่ 2.....	78
5.4	ปริมาณความร้อนที่ต้องดึงออกจากระบบการกลั่น.....	79
5.5	ปริมาณความร้อนที่ต้องให้แก่ระบบการกลั่น.....	79
5.6	กระแสร้อนและกระแสเย็นของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์.....	80
5.7	กระแสร้อนและกระแสเย็นของระบบการกลั่น.....	83
5.8	กระแสร้อนและกระแสเย็นของภูมิหลังกระบวนการ.....	83
5.9	ปริมาณไอน้ำที่ความดันต่าง ๆ ที่ผลิตและใช้ในส่วนออกซิเดชัน PA I.....	88
5.10	ปริมาณไอน้ำที่ความดันต่าง ๆ ที่ผลิตและใช้ในส่วนออกซิเดชัน PA II.....	89
5.11	ปริมาณยูทิลิตี้ความร้อนของกระแสร้อนและยูทิลิตี้ความเย็นของกระแสเย็นที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับไอน้ำที่ความดันต่างๆ และน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูงในกระบวนการผลิต.....	89
5.12	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1.....	92
5.13	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 2.....	93

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่		หน้า
5.14	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1.....	97
5.15	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2.....	98
5.16	การวิเคราะห์อเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1.....	99
5.17	การวิเคราะห์อเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2.....	100
5.18	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1.....	106
5.19	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2.....	107
5.20	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1.....	108
5.21	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2.....	109
5.22	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อน.....	114
5.23	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 หลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	120
5.24	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2 หลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	121
5.25	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	124
5.26	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานหลังการติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์.....	128
5.27	การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์.....	132
5.28	การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของการลดการสูญเสียแฟลชสตีมที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ.....	133
5.29	การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของการลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อไอน้ำโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	135

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่		หน้า
5.30	การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของการลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	136
5.31	การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของการลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์.....	137
5.32	การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของการลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์.....	138

สารบัญรูป

รูปที่		หน้า
2.1	สรุปผลของการประยุกต์การวิเคราะห์พินช์	7
2.2	วิธีการสร้างกราฟประกอบความร้อนและความเย็น.....	8
2.3	แผนผังกระบวนการอย่างง่าย.....	11
2.4	การสร้างกราฟประกอบความร้อน.....	12
2.5	การสร้างกราฟประกอบความเย็น.....	12
2.6	กราฟที่ประกอบด้วยกราฟประกอบความร้อนและความเย็น.....	13
2.7	ภาพแสดงบริเวณเหนือและใต้จุดพินช์	14
2.8	การถ่ายเทความร้อนระหว่างกระแสร้อนเหนือจุดพินช์และกระแสเย็นใต้จุดพินช์	14
2.9	การถ่ายเทความร้อนระหว่างกระเย็นเหนือจุดพินช์และกระแสร้อนใต้จุดพินช์....	15
2.10	ลักษณะการถ่ายเทข้ามจุดพินช์ที่ควรหลีกเลี่ยง.....	16
2.11	กราฟประกอบรวบยอด.....	17
2.12	การออกแบบส่วนเหนือจุดพินช์ตามกฎ Stream number criterion.....	20
2.13	การออกแบบส่วนใต้จุดพินช์ตามกฎ Stream number criterion.....	20
2.14	การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับบริเวณเหนือพินช์.....	21
2.15	การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับบริเวณใต้พินช์.....	21
2.16	แผนภูมิกริดแสดงการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อน.....	22
2.17	แผนผังกระบวนการอย่างง่ายที่มาจากการออกแบบกริด.....	22
2.18	กราฟประกอบสมดุลสำหรับการหาพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่าย..	24
2.19	ผลของการแลกเปลี่ยนความร้อน.....	26
2.20	กราฟประกอบสมดุล โดยกำหนด ΔT_{min} = 10 องศาเซลเซียส.....	28
2.21	การแบ่งช่วงเอนทาลปีในแผนภูมิกริด.....	28
2.22	การหาค่า $\Delta T_{min,Opt}$ โดยการพิจารณาต้นทุนรวม.....	30
2.23	ค่า ΔT_{min} ในโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประหยัดค่าใช้จ่ายมากที่สุด..	31
2.24	ค่าใช้จ่ายของโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เปลี่ยนแปลงแบบขั้นบันได.	32
2.25	กราฟประกอบแสดงปัญหาเทรดโฮลด์ที่ต้องการเพียงยูทิลิตี้ความร้อน.....	33
2.26	กราฟประกอบแสดงปัญหาเทรดโฮลด์ที่ต้องการเพียงยูทิลิตี้ความเย็น.....	33

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
2.27	ไดอะแกรมอุณหภูมิ-ภาระความร้อนของหอกลั่น.....	35
2.28	แผนภูมิคาสเคดในการออกแบบหอกลั่น	36
2.29	ระบบปริมาตรควบคุมของเครื่องปฏิกรณ์.....	45
2.30	ปริมาตรควบคุมสำหรับวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำ.....	47
2.31	ปริมาตรควบคุมสำหรับการวิเคราะห์อเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำ.....	50
2.32	ระบบปริมาตรควบคุมของเครื่องอุ่นอากาศ.....	54
2.33	ระบบปริมาตรควบคุมของหม้อต้มน้ำมันร้อน.....	56
3.1	ส่วนหลักและระบบสาธารณูปการต่างๆ ของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์	60
3.2	กระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์.....	60
3.3	ส่วนออกซิเดชันของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์.....	62
3.4	ส่วนควบแน่นของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์.....	63
3.5	ส่วนเตรียมก่อนการกลั่นและส่วนการกลั่นของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์..	65
3.6	การใช้พลังงานความร้อนจากก๊าซธรรมชาติของโรงงานในปี 2544.....	67
3.7	การใช้พลังงานความร้อนจากน้ำมันเตาเกรดเอของโรงงานในปี 2544.....	67
3.8	การใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงรวมของโรงงานในปี 2544.....	67
3.9	การใช้พลังงานไฟฟ้าของโรงงานในปี 2544.....	68
4.1	ตำแหน่งที่เก็บข้อมูลที่หม้อไอน้ำ.....	73
4.2	ตำแหน่งที่เก็บข้อมูลที่หม้อต้มน้ำมันร้อน.....	75
5.1	แผนผังแสดงกระแสร้อนและกระแสเย็นของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์อย่างง่าย.....	80
5.2	กราฟประกอบของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่ผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นน้อยสุดเท่ากับ 10 องศาเซลเซียส.....	81
5.3	กราฟประกอบของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่ผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นน้อยสุดเท่ากับ 15 องศาเซลเซียส.....	82
5.4	กราฟประกอบของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่ผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นน้อยสุดเท่ากับ 20 องศาเซลเซียส.....	82
5.5	กราฟประกอบรวบยอดของระบบการกลั่น.....	84

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
5.6	กราฟประกอบรวบยอดของภูมิหลังกระบวนการ.....	84
5.7	การบูรณาการความร้อนของระบบการกลั่น.....	85
5.8	โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสร้อนในส่วนออกซิเดชัน PAI.....	86
5.9	โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสเย็นในส่วนออกซิเดชัน PAI.....	86
5.10	โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสร้อนในส่วนออกซิเดชันPAII	87
5.11	โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสเย็นในส่วนออกซิเดชัน PAII.....	87
5.12	สัดส่วนการใช้พลังงานของโรงงานผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์.....	91
5.13	สัดส่วนการใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิง.....	91
5.14	Sankey diagram ของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1.....	94
5.15	Sankey diagram ของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 2.....	95
5.16	Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1.....	101
5.17	Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2.....	102
5.18	Sankey diagram จากการสมดุลอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1.....	103
5.19	Sankey diagram จากการสมดุลอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2.....	104
5.20	Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1	110
5.21	Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2	111
5.22	Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1	112
5.23	Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2	113
5.24	Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อน.....	115
5.25	การใช้ไอน้ำในเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1.....	116
5.26	การใช้ไอน้ำในเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2.....	117
5.27	การใช้ไอน้ำที่ Tacing steam ของท่อทางออกของสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์.....	118
5.28	Sankey diagram ของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 หลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้..	122
5.29	Sankey diagram ของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2 หลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้..	123

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
5.30	Sankey diagram ของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้	126
5.31	การใช้ก๊าซคูลเลอร์ในสภาพการใช้งานปกติก่อนใช้เป็นเป็นอีโคโนไมเซอร์.....	129
5.32	การใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์เพื่อนำความร้อนจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ยังมีศักยภาพมาใช้งาน.....	130
5.33	Sankey diagram ของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังการติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์.....	131
5.34	Sankey diagram ของหม้อต้มน้ำมันร้อนถ้าปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์.....	134

ศัพท์เทคนิค

กระแสในกระบวนการ	Process stream
กระแสยูทิลิตี้	Utility stream
กราฟประกอบ	Composite curve
กราฟประกอบรวบยอด	Grand composite curve
กราฟประกอบสมดุล	Balanced composite curve
การกักเก็บพลังงานสูงสุด	Maximum Energy Recovery : MER
การจับคู่	Matching
การแตกกระแส	Stream splitting
การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่	Waste heat recovery
การบูรณาการกระบวนการ	Process integration
การบูรณาการความร้อนของหอกลั่น	Heat integration of a distillation column
การเปลี่ยนระดับของไอน้ำ	Steam level switching
การวิเคราะห์พินช์	Pinch analysis
การวิเคราะห์เอเวลบิลิตี	Availability analysis
การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	Heat exchanger network design
ก๊าซคูลเลอร์	Gas cooler
ขดท่อน้ำมันร้อน	Heating coil
ความร้อนทิ้ง	Waste heat
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์ม	Film transfer coefficient
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	Total heat transfer coefficient
เครื่องจ่ายไอน้ำ	Header or Steam distributor
เครื่องทำความร้อน	Heater
เครื่องปฏิกรณ์	Reactor
เครื่องเป่าลม	Air blower
เครื่องยนต์ความร้อน	Heat engine
เครื่องระเหย	Evaporator
เครื่องหล่อเย็น	Cooler
เครื่องอุ่นอากาศ	Air preheater
โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	Heat exchanger network

ศัพท์เทคนิค (ต่อ)

จุดพินช์	Pinch point
ช่วงเอนทาลปีแนวตั้ง	Vertical enthalpy interval
ดิมินเนอไรเซชัน	Deminerization
ตารางปัญหา	Problem table
ท่อแบบครีบ	Finned tube
เทคโนโลยีพินช์	Pinch technology
เทรดโฮลด์	Threshold
น้ำป้อนหม้อไอน้ำ	Boiler feed water
น้ำมันแซนโทเทอร์ม	Santotherm
น้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิต่ำ	Cold oil
น้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูง	Hot oil
น้ำมันมาร์โลเทอร์ม	Marlotherm
น้ำมันร้อน	Thermal oil
น้ำหล่อเย็น	Cooling water
โบล์วดาวน์	Blow down
ปัญหาเทรดโฮลด์	Threshold problem
ปั๊มความร้อน	Heat pump
แผนภาพแสดงสมดุลพลังงาน	Sankey diagram
แผนภูมิกริด	Grid diagram
พื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน	Heat transfer surface area
ภาระความร้อนการอัด	Compression load
ภูมิหลังกระบวนการ	Background process
ยูทิลิตี้ความเย็น	Cold utility
ยูทิลิตี้ความร้อน	Hot utility
ระบบความร้อนร่วม	Cogeneration
ระบบน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิต่ำ	Low temperature cold oil system
รีบอยเลอร์	Reboiler
สตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์	Steam superheater

ศัพท์เทคนิค (ต่อ)

ส่วนเก็บผลิตภัณฑ์ ทำเกล็ด และบรรจุ	Storing, Flaking and Bagging parts
ส่วนควบแน่น	Condensation part
ส่วนเตรียมก่อนการกลั่นและการกลั่น	Pretreatment and Distillation parts
ส่วนออกซิเดชัน	Oxidation part
สวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์	Switch gas condenser
สารทำความเย็น	Refrigerant
หม้อต้มน้ำมันร้อน	Hot oil heater or Hot oil boiler
หม้อไอน้ำ	Boiler
หอกลั่น	Distillation column
หอสครับเบอร์	Scrubber
แหล่งรับความร้อนจากภายนอก	Heat sink
แหล่งระบายความร้อน	Heat source
อีโคโนไมเซอร์	Economizer
อุณหภูมิขอบเขต	Boundary temperature
อุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์	Salt bath cooler
อุปกรณ์ลดเสียง	Silencer
อุปกรณ์ให้ความร้อนน้ำมันถ่ายเทความร้อน	Oil cooler
อุณหภูมิต่ำ	
อุปกรณ์ให้ความร้อนไอน้ำ	Steam heater
ไอน้ำอิ่มตัวความดันสูง	High pressure saturated steam
ไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวด	Superheated steam

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากแนวโน้มของความต้องการพลังงานในปัจจุบันมีมากขึ้น ในขณะที่แหล่งเชื้อเพลิงลดน้อยลงส่งผลให้ราคาของเชื้อเพลิงและพลังงานสูงขึ้น ดังนั้นโรงงานอุตสาหกรรมจึงต้องคำนึงถึงความสำคัญของการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพเพื่อลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานซึ่งเป็นปัจจัยค่าใช้จ่ายที่สำคัญประการหนึ่ง

งานวิจัยนี้ศึกษาการใช้พลังงานของโรงงานผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ ผลิตภัณฑ์หลักจากโรงงาน คือ พาทาลิกแอนไฮไดรด์และไดออกทิลพาทาเลต ซึ่งเป็นผลิตภัณฑ์ปิโตรเคมีขั้นกลางสำหรับเป็นวัตถุดิบในอุตสาหกรรมขั้นปลายในการผลิตพลาสติก ในโรงงานผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์การใช้ความร้อนส่วนใหญ่มาจากเครื่องปฏิกรณ์ในกระบวนการผลิต ในขณะที่บางกระบวนการมีการระบายความร้อนออกแต่ก็มีบางกระบวนการต้องการรับความร้อนเพิ่ม ฉะนั้นเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน จึงมีแนวความคิดนำความร้อนที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้ประโยชน์ก่อนปล่อยความร้อนนั้นทิ้ง โดยการให้ความร้อนแก่สายของไหลในกระบวนการผลิตที่ต้องการรับความร้อนเพื่อเพิ่มอุณหภูมิ ถ้าโรงงานมีการจัดการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนและการใช้พลังงานอย่างเหมาะสมจะทำให้สามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานลงได้

การวิเคราะห์พินช์เป็นการวิเคราะห์หาศักยภาพการประหยัดพลังงานหรือหาแนวทางลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานโดยพิจารณาภาพรวมของการใช้พลังงานของกระบวนการอย่างเป็นระบบ ในงานวิจัยนี้สนใจศึกษาการบูรณาการระบบความร้อนของหอกลั่น การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และการปรับปรุงระบบยูทิลิตี้ของกระบวนการผลิตเพื่อการประหยัดพลังงาน

1.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยด้านการวิเคราะห์พินช์ในโรงงานอุตสาหกรรมต่างๆ ส่วนใหญ่จะเป็นการวิจัยโดยหน่วยงานที่เกี่ยวข้องกับพลังงานและหน่วยงานในภาครัฐบาลรวมทั้งสถาบันการศึกษาต่างๆ การศึกษาและการวิจัยดังกล่าวสามารถนำไปสู่แนวทางในการปรับปรุงพลังงานให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น

จิระพันธุ์ เนื่องจากนิล [1] ทำการวิเคราะห์และออกแบบระบบพลังงานโดยหาแนวทางการใช้ไอน้ำอย่างมีประสิทธิภาพและใช้การวิเคราะห์พินช์เพื่อปรับปรุงการใช้พลังงานในโรงงานน้ำตาล จากการวิเคราะห์พบว่า การนำไอน้ำจากส่วนเสริมกระบวนการผลิตและส่วนอบแห้งไปใช้ในการผลิตไฟฟ้าก่อน จะทำให้โรงงานสามารถผลิตไฟฟ้าเพิ่มขึ้นจากเดิมเท่ากับ 1.54 เมกะวัตต์ จากการวิเคราะห์พินช์เพื่อลดอัตราการใช้ไอน้ำความดันสูงโดยให้อัตราการผลิตไฟฟ้าและกำลังงานคงที่

พบว่า สามารถลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงลงได้ 10,594.76 ตันต่อปี คิดเป็นมูลค่าชานอ้อยที่ประหยัดได้ 2.65 ล้านบาท

ศิวพร รุ่งเรืองวรวัฒน์ [2] ใช้การวิเคราะห์พินช์เพื่อเสนอแนวทางปรับปรุงการใช้พลังงานในโรงงานผลิตแอลกอฮอล์จากกากน้ำตาลโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำเร็จรูป HYSIM ในการจำลองแบบกระบวนการกลั่นที่ทำการดัดแปลง ซึ่งจากการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ในกรณีที่เพิ่มความดันของหอกลั่นที่หนึ่งเพื่อนำไอด้านบนของหอไปให้ความร้อนแก่หม้อต้มซ้ำของหอกลั่นที่สองได้พอดี พบว่า ผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นที่น้อยที่สุดระหว่างสายประกอบร้อนและเย็นที่ทำให้ค่าใช้จ่ายในการลงทุนต่ำสุดรวมทั้งมีระยะเวลาคืนทุนสั้นที่สุด มีค่าอยู่ในช่วง 4.63 - 5.44 องศาเซลเซียส ซึ่งขึ้นกับเงื่อนไขการทำงานของหอกลั่น จากการวิเคราะห์คาดว่าสามารถจะลดยูทิลิตี้ร้อนและเย็นลงได้ 34 –41 % และ 62 - 70 % ตามลำดับ ประเมินเป็นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานจะประหยัดได้ประมาณ 8.6 - 10.2 ล้านบาทต่อปี มีระยะเวลาคืนทุน 0.39 - 0.5 ปี

ชัยยศ วรวิทย์อุดมสุข [3] ใช้การวิเคราะห์พินช์ปรับปรุงการใช้พลังงานของโรงงานกลั่นน้ำมันบางจากปิโตรเลียมพบว่า ผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นที่น้อยและเหมาะสมที่สุด คือ 20 องศาเซลเซียส ซึ่งจะลดการใช้ยูทิลิตี้ร้อนและเย็นลงได้ 25 % และ 22 % ตามลำดับ มีระยะเวลาคืนทุน 1.58 ปี แต่ถ้ามีการเทรดออฟระหว่างเงินลงทุนและค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นกับพลังงานที่พึงประหยัดได้พบว่า สามารถลดยูทิลิตี้ร้อนลง 13.4 % โดยสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายได้ถึงปีละประมาณ 15 ล้านบาท และมีระยะเวลาคืนทุน 1.55 ปี

ชิตชัย ศฤงคารินทร์ และอดิศักดิ์ วรคุณพินิจ [4] ประยุกต์การวิเคราะห์พินช์เพื่อปรับปรุงการใช้พลังงานความร้อนในโรงงานน้ำตาลโดยได้ออกแบบระบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสองกรณีที่ทำให้ต้นทุนรวมมีค่าต่ำที่สุด ในกรณีแรกเป็นการพิจารณาการออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยรวมการพิจารณาระบบหม้อต้มระเหย พบว่า ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นที่น้อยที่สุดเท่ากับ 10 องศาเซลเซียส จะสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานความร้อน 329,000 บาทต่อปี และในกรณีที่สองเป็นการพิจารณาการออกแบบโดยไม่รวมระบบหม้อต้มระเหยพบว่า ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นที่น้อยที่สุดเท่ากับ 8 องศาเซลเซียส จะสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานความร้อนได้ปีละ 1,890,000 บาท ซึ่งทั้งสองกรณีนี้ไม่ต้องลงทุนระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มเติม

Perez และคณะ [5] ประยุกต์ใช้การวิเคราะห์พินช์ที่โรงกลั่นแห่งหนึ่งในประเทศเม็กซิโกด้วยการพิจารณาการบูรณาการความร้อนของหน่วยกลั่นน้ำมันดิบ ซึ่งประกอบด้วยหอกลั่น 2 หอ ที่ความดันบรรยากาศและสุญญากาศ และปรับปรุงการออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปพร้อมๆ กัน โดยพิจารณาการเทรดออฟระหว่างการนำความร้อนจากอุณหภูมิของ Pump around กลับมาใช้ใหม่ในโครงข่ายและ Column hydraulic พบว่า ผลต่าง

อุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นที่น้อยและเหมาะสมที่สุด คือ 40 องศาเซลเซียส เมื่อพิจารณาการทำงานของหอกลั่นพบว่า สามารถเพิ่มผลิตภัณฑ์ คือ ก๊าซออยล์ 4,200 บาร์เรลต่อวัน ทำให้ได้แก๊โซลีนและโอเลฟินส์เพิ่มขึ้น นอกจากนั้นยังสามารถลดการใช้เชื้อเพลิงมากกว่า 40 % คิดเป็นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่ลดลง 8 ล้านเหรียญสหรัฐต่อปี ระยะเวลาคืนทุนน้อยกว่า 2 ปี

M.S. Lababidi และคณะ [6] ประยุกต์ใช้การวิเคราะห์พินช์ในการบูรณาการพลังงานของโรงงานผลิตแอมโมเนียพบว่า การบูรณาการพลังงานระหว่างกระบวนการกับกระบวนการไม่มีศักยภาพที่จะทำการปรับปรุง ดังนั้นจึงเสนอทางเลือกมุ่งเน้นการปรับปรุงระบบยูทิลิตี้ 2 ลักษณะ คือ ใช้ประโยชน์พลังงานจากไอเสียที่ทิ้ง และพิจารณาการเลื่อนภาระความร้อนในกระบวนการเพื่อให้สามารถผลิตไอน้ำความดันสูงจากน้ำป้อนหม้อไอน้ำ ผลจากการวิเคราะห์พบว่า ปริมาณการใช้พลังงานทั้งหมดลดลง 8.94 กิกะแคลอรีต่อชั่วโมง คิดเป็นปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้ลดลง 17.6 % นอกจากนี้การลดการใช้พลังงานในกระบวนการมากขึ้น เมื่อทำการบูรณาการความร้อนกับระบบผลิตกำลังงาน (Heat and power integration)

A. Ficarella และ D. Laforgia [7] ประยุกต์ใช้การวิเคราะห์พินช์กับระบบการกลั่นของกระบวนการผลิตแอลกอฮอล์จากไวน์คุณภาพต่ำโดยศึกษาการออปติไมเซชันโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้ได้การนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ (Heat recovery) สูงสุด และติดตั้งปั๊มความร้อนร่วมกับระบบผลิตไฟฟ้าการปรับปรุงดังกล่าว ทำให้สามารถนำพลังงานความร้อนกลับมาใช้ใหม่ได้ 812 กิโลวัตต์ เมื่อทำการลงทุน 121,000 ECU คิดเป็นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่ลดลง 36,000 ECU ต่อปี ระยะเวลาคืนทุน 3.4 ปี

M. Markovski [8] ประยุกต์ใช้การวิเคราะห์พินช์ในหน่วยการกลั่นน้ำมันดิบที่มีกำลังการผลิตน้ำมันดิบ 4.2 ล้านตันต่อปี โดยปรับปรุงโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอยู่เพื่อให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีความไวต่อการเกิดฟลาว์ลิ่งน้อยที่สุดพบว่า โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ถูกปรับปรุงใหม่สามารถนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่เพิ่มขึ้น 31 เมกะวัตต์ เมื่อเปรียบเทียบกับโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอยู่เดิม

K. Urbaniec และคณะ [9] ทำการออกแบบเพื่อปรับปรุงระบบพลังงาน (Retrofit design) ในโรงงานน้ำตาล เพื่อลดการใช้พลังงานของระบบหม้อต้มระเหยอนุกรมและระบบการให้ความร้อนของกระบวนการ โดยการปรับปรุงการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ในกระบวนการด้วยการแบ่งระบบพลังงานในกระบวนการเป็นระบบพลังงานย่อย คือ พิจารณาแยกเครื่องระเหยอนุกรมออกจากระบบการให้ความร้อนของกระบวนการรวม พบว่าสามารถลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงลงได้ 29 % ระยะเวลาคืนทุน 4 ปี

CIT Industriell Energianalys AE. [10] ประยุกต์ใช้การวิเคราะห์พินช์ในการวิเคราะห์ภาพรวมของการใช้พลังงานทั้งหมดในกระบวนการผลิตของโรงงานผลิตเยื่อและกระดาษ เพื่อหาแนวทางการประหยัดพลังงาน โดยพิจารณาจากสมดุลมวลสารและพลังงานของข้อมูลกระแส

ความร้อนและความเย็นในกระบวนการ และค่าผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นต่ำสุดที่เกิดขึ้นจริงในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พลังงานที่จะประหยัดได้ คือ 109 กิกะจูล/ชั่วโมงของพลังงานทั้งหมด

J. Barton [11] ประยุกต์ใช้การวิเคราะห์พินช์ในการวิเคราะห์ภาพรวมของการใช้ความร้อนในส่วนไพโรไลซิสของแนฟทาหรือก๊าซออยล์ เพื่อปรับปรุงระบบการนำความร้อนในหน่วยผลิตเอทิลีนกลับมาใช้ใหม่พบว่า ค่าผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นที่เหมาะสม คือ 10 องศาเซลเซียส จากนั้นจัดการระบบในกระบวนการให้อุณหภูมิก๊าซไพโรไลซิสอยู่ระหว่าง 130-170 องศาเซลเซียส เพื่อสามารถอุ่นสารไฮโดรคาร์บอนและใช้ผลิตไอน้ำที่ 110 องศาเซลเซียส

B. Linnhoff และ W.D. Witherell [12] วิเคราะห์โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระบวนการผลิตเอทิลีนโดยตั้งค่าเป้าหมายที่จะลดยูทิลิตี้ในกระบวนการ คือ ยูทิลิตี้ความร้อน 30 % และสารทำความเย็น 26 % จากนั้นทำการออกแบบเพื่อปรับปรุงโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้สอดคล้องกับค่าเป้าหมายที่ตั้งไว้โดยต้องทำการลงทุน 300,000 เหรียญสหรัฐ คิดเป็นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่ลดลง 450,000 เหรียญสหรัฐต่อปี ระยะเวลาคืนทุน 8 เดือน ผลที่ได้คาดว่าจะสามารถลดปริมาณยูทิลิตี้ความร้อนและสารทำความเย็นลง 26 % และ 22 % ตามลำดับ

1.3 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

เพื่อหาแนวทางปรับปรุงการใช้พลังงานของโรงงานผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ด้วยหลักการวิเคราะห์พินช์โดยพิจารณาการทำงานของหอกลั่น โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และการใช้ยูทิลิตี้ที่มีอยู่

1.4 ขั้นตอนการวิจัย

1.4.1 เลือกโรงงานที่จะทำการศึกษา

1.4.2 ศึกษาสภาพการทำงาน ตรวจสอบ และวิเคราะห์การใช้พลังงานของโรงงานที่เลือก เพื่อหาเป้าหมายต่ำสุดของพลังงานที่ใช้

1.4.3 ทำสมดุลมวลสารและพลังงานของกระบวนการผลิตโดยใช้โปรแกรมจำลองกระบวนการ HYSYS

1.4.4 ศึกษาข้อมูลการผลิตในแต่ละกระบวนการเพื่อพิจารณาหาแหล่งรับความร้อนจากภายนอก (Heat sink) และแหล่งระบายความร้อน (Heat source)

1.4.5 ใช้การวิเคราะห์พินช์เพื่อปรับปรุงการใช้พลังงานของหอกลั่นและโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในโรงงานให้มีประสิทธิภาพ

1.4.6 วิเคราะห์ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ที่สำคัญต่างๆ ตามกฎข้อที่หนึ่งและกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ แล้วนำมาประเมินผลเพื่อหาแนวทางประหยัดพลังงานในแต่ละอุปกรณ์และศึกษาการนำความร้อนทิ้งที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้งาน

1.4.7 เปรียบเทียบผลหลังจากปรับปรุงกระบวนการผลิตเดิมของโรงงานทั้งด้านประสิทธิภาพของอุปกรณ์และทางด้านเศรษฐศาสตร์

1.5 ประโยชน์ที่ได้รับจากงานวิจัย

1.5.1 ทราบสภาพการใช้พลังงานในกระบวนการผลิต

1.5.2 ทราบประสิทธิภาพของแต่ละอุปกรณ์ที่สำคัญ

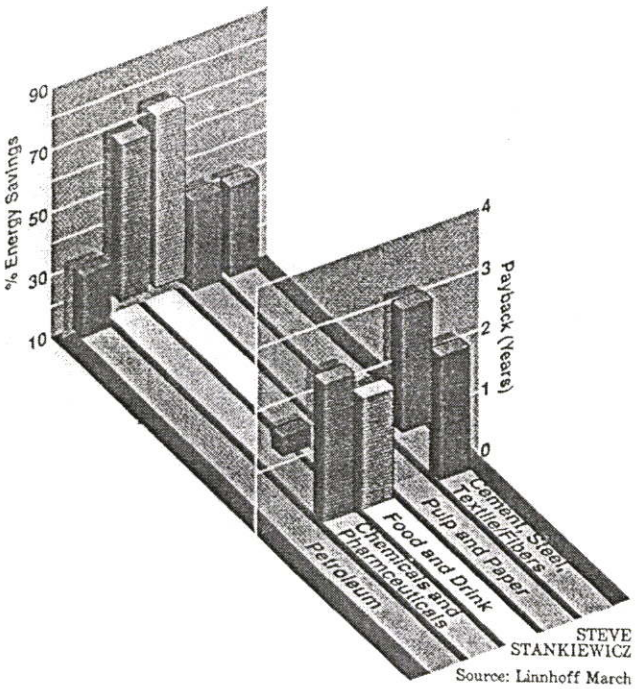
1.5.3 โรงงานสามารถประยุกต์การวิเคราะห์พินช์เพื่อปรับปรุงและวางแผนการใช้พลังงาน

บทที่ 2
ทฤษฎี

2.1 ความเป็นมาของการวิเคราะห์พินช์ (Pinch analysis) [13-25]

การวิเคราะห์พินช์เริ่มต้นพัฒนาโดยกลุ่มวิจัยกระบวนการแบบบูรณาการ (Process integration group) ที่ University of Manchester Institute of Science and Technology, UMIST เมืองแมนเชสเตอร์ ประเทศอังกฤษ โดยการนำของศาสตราจารย์ โบโด ลินน์ฮอฟฟ์ โดยประยุกต์ใช้ครั้งแรกที่บริษัท ICI ประเทศอังกฤษพบว่า ทำให้เกิดการประหยัดพลังงานโดยเฉลี่ยประมาณ 30 % ระยะเวลาคืนทุนจากการปรับปรุงกระบวนการที่มีอยู่ประมาณ 1 ปี ต่อมาในปี 1982 ได้เผยแพร่ในโรงงานยูเนียนคาร์ไบด์ โดยเปิดการอบรมเรื่อง "การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger network design)" หลังจากนั้นเทคโนโลยีนี้ได้ถูกประยุกต์กับ 9 โครงการที่แตกต่างกัน ซึ่งครอบคลุมกระบวนการหลายแบบและหลายขนาด ได้มีการพัฒนาเทคโนโลยีนี้ไปใช้ในการออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนร่วมกับระบบต่างๆ เช่น หอกลั่น ปั๊มความร้อน (Heat pump) เครื่องยนต์ความร้อน (Heat engine) ระบบความร้อนร่วม (Cogeneration) และเตาเผา เป็นต้น นอกจากนั้นเทคโนโลยีนี้ยังถูกนำไปใช้ในการแก้ปัญหาต่างๆ เช่น การปรับปรุงคุณภาพของของไหล การปรับปรุงความยืดหยุ่นของกระบวนการ การเพิ่มอัตราการผลิต ในปัจจุบันเทคโนโลยีนี้มีการพัฒนาอย่างต่อเนื่องนอกเหนือจากการประยุกต์ในการอนุรักษ์พลังงาน เช่น ใช้สำหรับการลดมลภาวะจาก NO_x และ SO_x การลดมลภาวะทางความร้อน รวมทั้งการลดมลภาวะทางน้ำ คือ การลดการใช้น้ำดีและปริมาณน้ำเสียอย่างเป็นระบบ (Water pinch) และการจัดการไฮโดรเจนเพื่อให้ผู้ออกแบบใช้ในการตั้งค่าเป้าหมายสำหรับการผลิตไฮโดรเจนน้อยสุด (Hydrogen pinch) เป็นต้น

การประยุกต์การวิเคราะห์พินช์ได้รับการยอมรับว่าใช้ได้ผลดีมากในกระบวนการผลิตต่างๆ ทั้งสำหรับโรงงานที่จะสร้างและโรงงานที่มีอยู่เดิม ทั้งกระบวนการผลิตแบบต่อเนื่องและไม่ต่อเนื่อง ตั้งแต่อดีตจนถึงปัจจุบันครอบคลุมอุตสาหกรรมหลายสาขา เช่น อุตสาหกรรมปิโตรเลียมและปิโตรเคมี อุตสาหกรรมเคมีพื้นฐาน อุตสาหกรรมเยื่อและกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร และอื่นๆ ดังรูปที่ 2.1 ซึ่งเป็นการปรับปรุงแต่ละกระบวนการจนกระทั่งถึงทั้งโรงงาน เพื่อปรับปรุงการใช้พลังงานต่างๆให้ดียิ่งขึ้น สิ่งนี้สามารถยืนยันได้จากโครงการที่ประสบความสำเร็จหลายโครงการ ยกตัวอย่างเช่น บริษัท BASF AG (Ludwigshafen, Germany) เพียงบริษัทเดียว มีโครงการมากกว่า 150 โครงการที่ประสบผลสำเร็จทำให้ประหยัดพลังงานมากกว่า 25 %



รูปที่ 2.1 สรุปผลของการประยุกต์การวิเคราะห์พินช์ [22]

2.2 ทฤษฎีและหลักการการวิเคราะห์พินช์ [15-16, 20-21]

การวิเคราะห์พินช์เป็นเทคโนโลยีที่พัฒนามาจากหลักการพื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์โดยการประยุกต์กฎข้อที่หนึ่งและกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ไปใช้ในการออกแบบกระบวนการทางเคมี โดยพิจารณาสมดุลทางด้านมวลสารและพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์และหน่วยปฏิบัติการอื่นๆ การออกแบบหน่วยปฏิบัติการในกระบวนการ ทั้งนี้เพื่อให้กระบวนการที่ออกแบบมีความสามารถในการดำเนินงานที่เหมาะสม รวมทั้งสามารถปรับปรุงระบบพลังงานของโรงงานเก่า เพื่อลดการสิ้นเปลืองค่าใช้จ่ายทางด้านยูทิลิตี้ความร้อน (Hot utility) และยูทิลิตี้ความเย็น (Cold utility) ตลอดจนค่าใช้จ่ายในการลงทุน

ปัจจุบันได้มีการนำการวิเคราะห์พินช์ไปประยุกต์ใช้งานอย่างกว้างขวางมากขึ้น เพื่อวิเคราะห์กระบวนการต่างๆ ดังนั้นจึงเปลี่ยนการเรียกจากเทคโนโลยีพินช์ (Pinch technology) มาเป็นการวิเคราะห์พินช์ (Pinch analysis) ในปัจจุบัน

ลักษณะที่สำคัญของการวิเคราะห์พินช์ คือ ความสามารถในการที่จะตั้งค่าเป้าหมายพลังงานและเป้าหมายของต้นทุนสำหรับแต่ละกระบวนการหรือสำหรับทั้งกระบวนการผลิตก่อนการออกแบบเพื่อที่จะประมาณการใช้ยูทิลิตี้ การหาผลต่างของอุณหภูมิต่ำสุด (ΔT_{min}) สำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนและการออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อการใช้ยูทิลิตี้

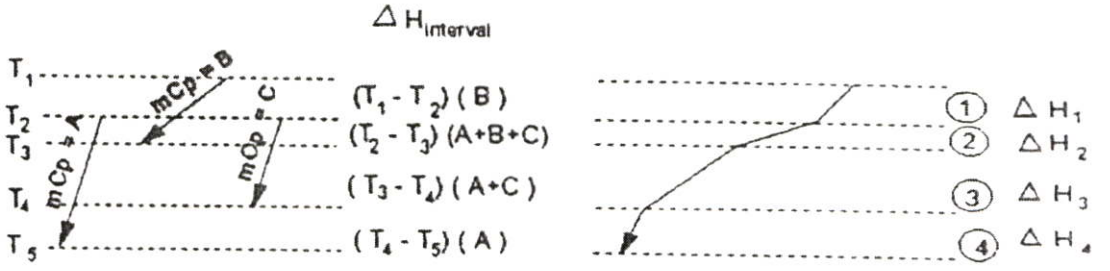
ต่ำสุดโดยมีพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนและจำนวนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายน้อยที่สุด หลังจากนั้นทำการประเมินและเลือกระดับยูทิลิตี้ที่เหมาะสมกับกระบวนการและกำหนดระดับของความร้อนและกำลังงานที่เหมาะสมที่สุด

2.3 เป้าหมายพลังงาน (Energy target)

2.3.1 การหาเป้าหมายพลังงานโดยใช้กราฟประกอบ [20, 26]

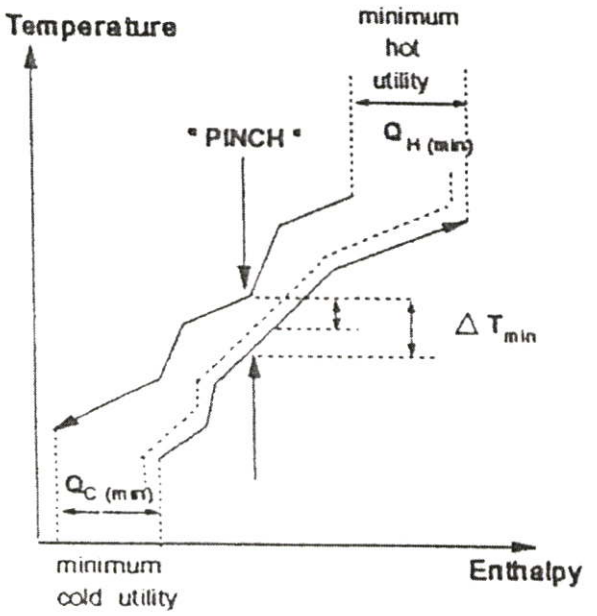
โดยทั่วไปกระบวนการผลิตในโรงงานอุตสาหกรรม จะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นมากกว่า 1 คู่ขึ้นไป เพื่อความสะดวกในการพิจารณาให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นได้มากที่สุด ดังนั้นในช่วงอุณหภูมิหนึ่งๆ ต้องทำการรวมกระแสร้อนแต่ละกระแสเข้าด้วยกัน หรือรวมกระแสเย็นแต่ละกระแสเข้าด้วยกันเสียก่อน (ดังแสดงในรูปที่ 2.2 (ก)) ซึ่งจะได้เส้นกราฟประกอบ (Composite curve) ของกระแสร้อนหรือกระแสเย็น (ดังแสดงในรูปที่ 2.2 (ข)) กราฟประกอบนี้จะเขียนขึ้นตามความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิและค่าเอนทาลปี เมื่อปรับหรือเลื่อนกราฟความร้อนและความเย็นเข้าหากันตามแนวราบ ผลต่างของอุณหภูมิต่ำสุด (ΔT_{min}) ระหว่างกราฟ 2 เส้นนี้ คือ จุดที่อยู่ห่างกันน้อยที่สุด เรียกว่า จุดพินช์ (Pinch point) ซึ่งจะไม่มีการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดนี้ จากกราฟประกอบนี้จะได้ค่ายูทิลิตี้ความร้อนและเย็นต่ำสุดที่ต้องการใช้ในกระบวนการทางด้านปลายบนและล่างตามลำดับ ซึ่งยูทิลิตี้ความร้อนและเย็นต่ำสุดที่ต้องการนี้ คือ เป้าหมายพลังงาน

การสร้างกราฟประกอบทำได้โดยแยกพิจารณาระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็น เช่น ถ้าสร้างกราฟประกอบความร้อนก็เขียนกระแสร้อนแต่ละกระแสลงในแผนภูมิอุณหภูมิ–เอนทาลปี แล้วรวมกราฟในระดับอุณหภูมิเดียวกัน จะได้กราฟผลรวมเป็นเส้นเดียว ซึ่งกราฟที่ได้ คือ กราฟประกอบความร้อน สำหรับกราฟประกอบความเย็นสามารถสร้างได้ในทำนองเดียวกัน เมื่อนำกราฟประกอบทั้งสองเส้นมาพิจารณารวมกันจะได้กราฟประกอบความร้อนและความเย็น ดังแสดงในรูป 2.2 (ค)



(ก) การรวมกระแสร้อนแต่ละกระแสเข้าด้วยกัน (ข) กราฟประกอบความร้อน

รูปที่ 2.2 วิธีการสร้างกราฟประกอบความร้อนและความเย็น [20]



(ค) กราฟประกอบของกราฟประกอบความร้อนและความเย็น

รูปที่ 2.2 (ต่อ)

ตัวอย่างการสร้างกราฟประกอบความร้อน ซึ่งประกอบด้วยกระแสร้อน 3 กระแสที่มีสภาวะและคุณสมบัติดังตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ตัวอย่างข้อมูลกระแสร้อน 3 กระแสของกระบวนการผลิต [20]

Stream no.	Type	Heat capacity flow rate : CP (kW/ °C)	Supply temperature : T_S (°C)	Target temperature : T_T (°C)
1	Hot	A	T_2	T_5
2	Hot	B	T_1	T_3
3	Hot	C	T_2	T_4

โดยที่ $T_1 > T_2 > T_3 > T_4 > T_5$

ขั้นตอนการสร้าง

1. เรียงลำดับอุณหภูมิของกระแสร้อนจากมากไปหาน้อย โดยพิจารณาจากอุณหภูมิเริ่มต้น อุณหภูมิเป้าหมายของแต่ละกระแส จากตัวอย่างแบ่งได้ 5 ระดับ คือ

$T_1 \longrightarrow T_5$ ดังแสดงในรูปที่ 2.2 (ก)

2. หาค่าเอนทาลปีในแต่ละช่วงอุณหภูมิจากสมการ

$$\int_{T_s}^{T_t} CP\,dT = CP\,(T_t - T_s) = \Delta\overline{H} \qquad (2.1)$$

$$\text{slope} = \frac{dT}{dQ} = \frac{1}{CP}$$

โดยที่ CP = อัตราการไหลความจุความร้อนจำเพาะ (kW/°C)

$= mC_p$

m = อัตราการไหลของสาร (kg/s)

C_p = ความจุความร้อนจำเพาะของสาร (kJ/kg-°C)

T_s = อุณหภูมิเริ่มต้น (°C)

T_t = อุณหภูมิเป้าหมาย (°C)

จะได้

ช่วง $T_1 \longrightarrow T_2$: $\Delta\overline{H}_1 = (T_1\text{-}T_2)(B)$: Slope $= \frac{1}{(B)}$

ช่วง $T_2 \longrightarrow T_3$: $\Delta\overline{H}_2 = (T_2\text{-}T_3)(A+B+C)$: Slope $= \frac{1}{(A+B+C)}$

ช่วง $T_3 \longrightarrow T_4$: $\Delta\overline{H}_3 = (T_3\text{-}T_4)(A+C)$: Slope $= \frac{1}{(A+C)}$

ช่วง $T_4 \longrightarrow T_5$: $\Delta\overline{H}_4 = (T_4\text{-}T_5)(A)$: Slope $= \frac{1}{(A)}$

3. รวมค่าการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีในช่วงอุณหภูมิเดียวกันเข้าด้วยกัน จะได้กราฟประกอบความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 2.2 (ข)

4. ดำเนินการตามขั้นตอนที่ 1 – 3 สำหรับกราฟประกอบความเย็น

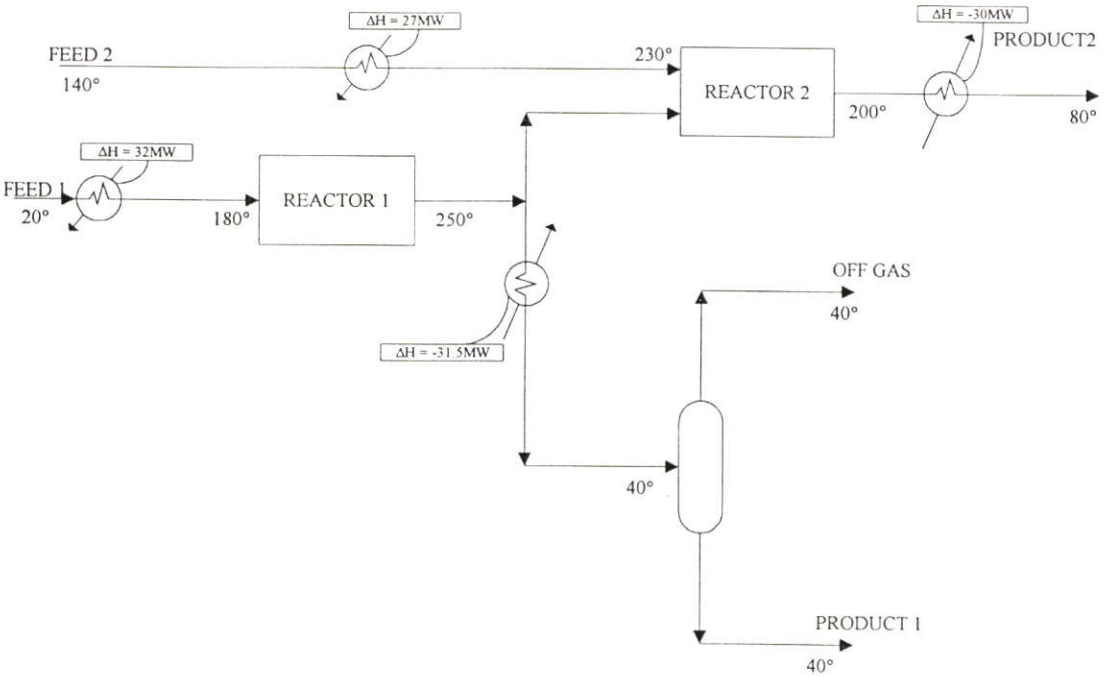
5. เขียนกราฟประกอบทั้งสองบนแกนอุณหภูมิ-เอนทาลปีเดียวกันดังแสดงในรูปที่ 2.2 (ค)

ตัวอย่างการวิเคราะห์โดยใช้หลักการวิเคราะห์พินช์ [14]

พิจารณาปัญหาของกระบวนการอย่างง่าย ดังรูปที่ 2.3 ซึ่งมีกระแสร้อน 2 กระแสและกระแสเย็น 2 กระแส แสดงดังตารางที่ 2.2 ถ้าในแต่ละช่วงอุณหภูมิหนึ่งๆ ทำการรวมกระแสเข้าด้วยกัน (ดังแสดงในรูปที่ 2.4 (ก) และ 2.5 (ก)) จะได้เป็นเส้นกราฟประกอบ (Composite curve) ซึ่งเขียนขึ้นบนแกนระหว่างค่าอุณหภูมิและค่าเอนทาลปีของกระแสร้อน (รูปที่ 2.4 (ข)) และของกระแสเย็น (รูปที่ 2.5 (ข)) ตามลำดับ กราฟประกอบความร้อนจะมีทิศลง ส่วนกราฟประกอบความเย็นจะมีทิศขึ้น จะเห็นว่ากราฟประกอบของกระแสร้อนจะต้องมีอุณหภูมิสูงกว่ากราฟประกอบของกระแสเย็นอย่างน้อยเท่ากับ ΔT_{min} ซึ่งเป็นค่าความแตกต่างของอุณหภูมิน้อยที่สุดที่ยอมให้เกิดขึ้นในการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่ ΔT_{min} ได้จากการปรับหรือเลื่อนกราฟ

ประกอบความร้อนและความเย็นเข้าหากันตามแนวราบ และเรียกอุณหภูมิที่จุดนี้ว่า "จุดพินช์" จากปัญหานี้กำหนดให้ ΔT_{min} = 10 องศาเซลเซียส ซึ่งจะนำอุณหภูมินี้ไปใช้ประโยชน์ในการวิเคราะห์และออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

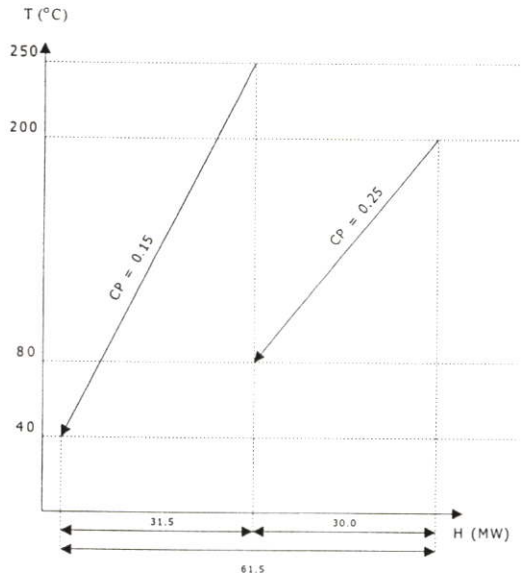
กราฟประกอบจะใช้หาภาระความร้อนน้อยที่สุดของยูทิลิตี้ที่ให้กับกระบวนการ (ดังรูปที่ 2.6) ส่วนของกราฟที่ซ้อนกัน คือ ส่วนของปริมาณความร้อนทิ้งที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ (Heat recovery) ซึ่งแสดงถึงความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนกันระหว่างกระบวนการกับกระบวนการได้ ในส่วนของเส้นกราฟที่ไม่ซ้อนกันทางด้านปลายบนและปลายล่างตามลำดับ คือ ยูทิลิตี้ความร้อน ($Q_{H,min}$) และยูทิลิตี้ความเย็นต่ำสุด ($Q_{C,min}$) ที่ต้องการใช้ในกระบวนการ สำหรับปัญหานี้พบว่า ค่ายูทิลิตี้ความร้อนและความเย็นต่ำสุดที่ต้องการใช้ในกระบวนการมีค่าเท่ากับ 7.5 เมกะวัตต์ และ 10 เมกะวัตต์ ตามลำดับ



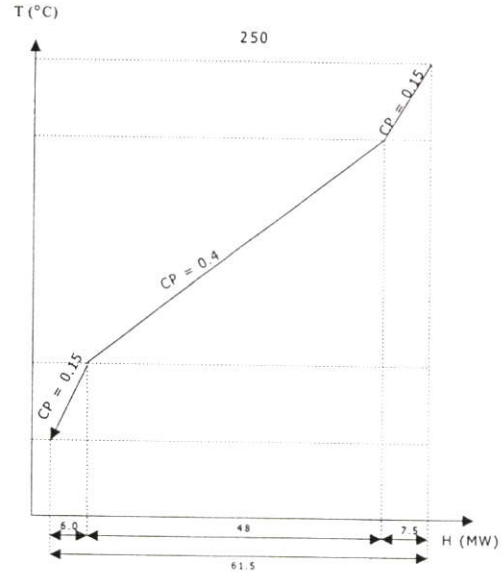
รูปที่ 2.3 แผนผังกระบวนการอย่างง่าย [14]

ตารางที่ 2.2 ข้อมูลกระแสร้อนและกระแสเย็นของกระบวนการ [14]

Stream	Type	Supply temp. T_S (℃)	Target temp. T_T (℃)	$\Delta \overline{H}$ (MW)	Heat capacity flow rate CP (MW ℃$^{-1}$)
1. Reactor 1 feed	Cold	20	180	32.0	0.2
2. Reactor 1 product	Hot	250	40	-31.50	0.15
3. Reactor 2 feed	Cold	140	230	27.0	0.3
4. Reactor 2 product	Hot	200	80	-30.0	0.25

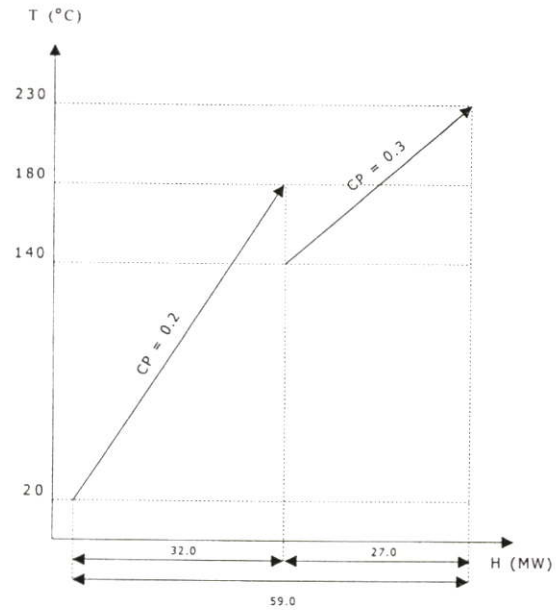


(ก) การรวมกระแสร้อนแต่ละกระแสเข้าด้วยกัน

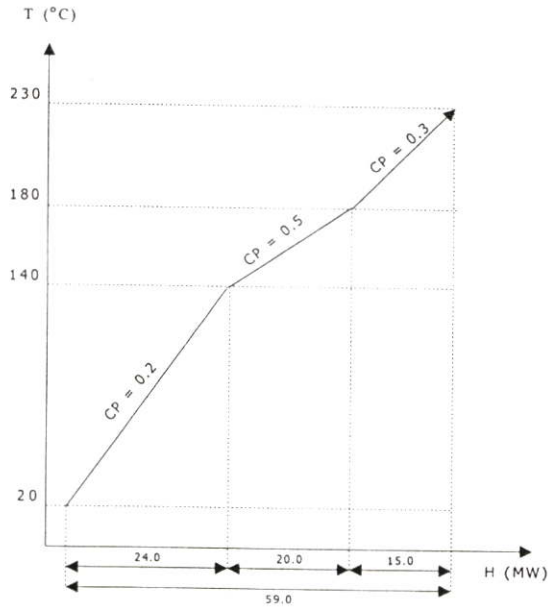


(ข) กราฟประกอบความร้อน

รูปที่ 2.4 การสร้างกราฟประกอบความร้อน [14]

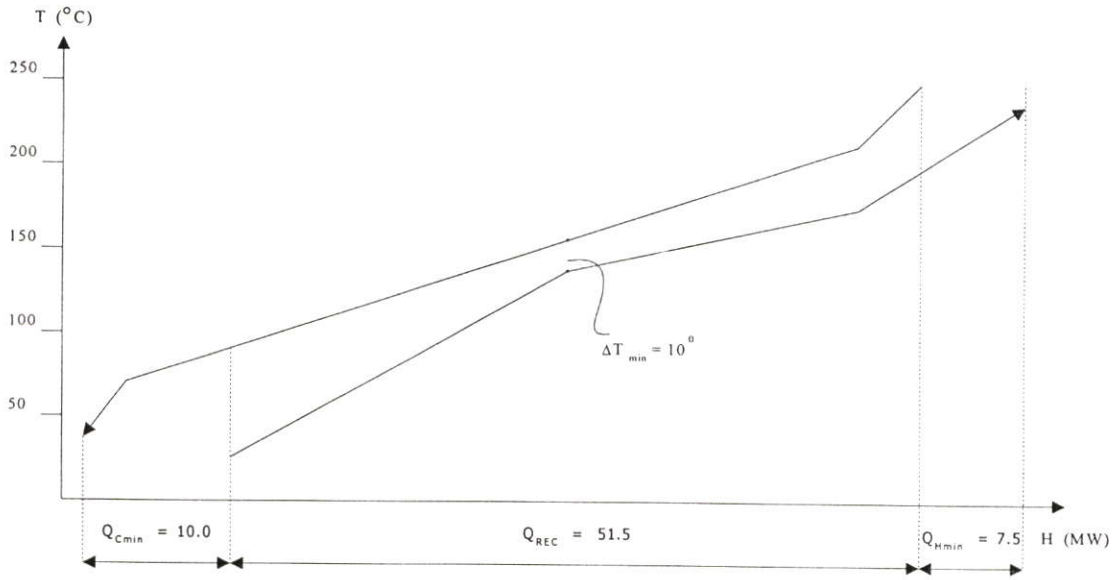


(ก) การรวมกระแสเย็นแต่ละกระแสเข้าด้วยกัน



(ข) กราฟประกอบความเย็น

รูปที่ 2.5 การสร้างกราฟประกอบความเย็น [14]



รูปที่ 2.6 กราฟที่ประกอบด้วยกราฟประกอบความร้อนและความเย็น [14]

2.3.2 การหาเป้าหมายพลังงานโดยใช้ตารางปัญหา (Problem table) [14, 27-29]

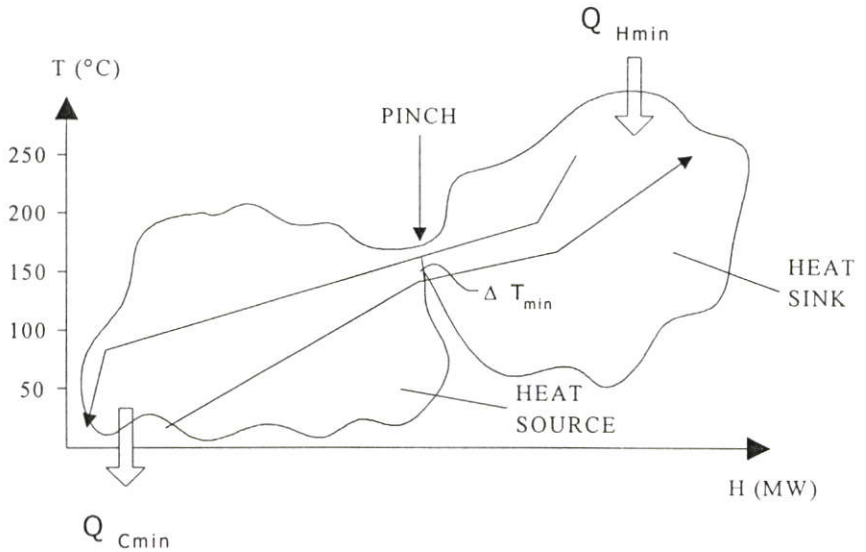
ตารางปัญหาจะใช้คำนวณหาเป้าหมายพลังงานโดยตรง ซึ่งไม่จำเป็นต้องสร้างกราฟประกอบ หลักการของตารางปัญหาจะพิจารณาสมดุลพลังงานของทั้งกระแสร้อนและกระแสเย็นไปพร้อมๆ กัน เพื่อที่จะหาปริมาณความร้อนที่มากที่สุดที่สามารถถ่ายเทให้กระแสเย็นได้ในแต่ละช่วงอุณหภูมิ โดยมีเงื่อนไขว่าในการแลกเปลี่ยนความร้อน ΔT ต้องไม่น้อยกว่า ΔT_{min} เสมอ

ทั้งกราฟประกอบและตารางปัญหาสามารถใช้ในการหาเป้าหมายพลังงานได้ ตารางปัญหาสามารถคำนวณด้วยคณิตศาสตร์อย่างง่ายไม่จำเป็นต้องเขียนกราฟ จึงได้คำตอบเร็วกว่าวิธีที่ใช้กราฟประกอบ แต่ไม่สามารถบอกถึงปริมาณความร้อนที่นำกลับมาใช้ในกระบวนการได้

2.4 ความสำคัญของจุดพินช์ [14, 20-21]

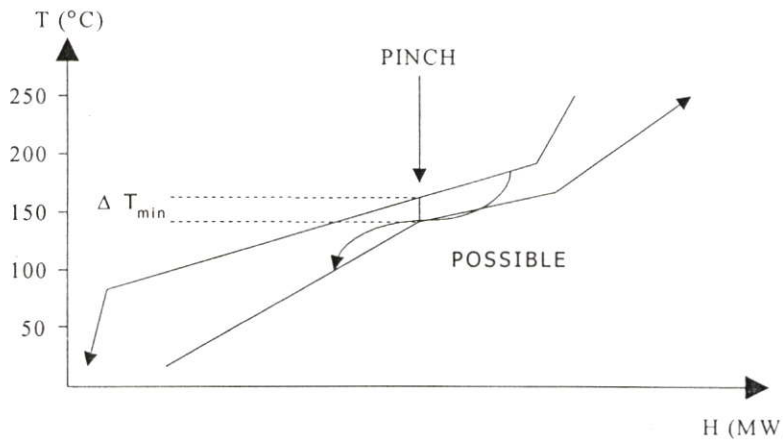
จุดพินช์เป็นตำแหน่งที่แบ่งกราฟประกอบออกเป็น 2 ส่วน บริเวณเหนือจุดพินช์มีการรับความร้อนจำนวน $Q_{H,min}$ จึงเป็นแหล่งรับความร้อนจากภายนอกและมีการใช้ยูทิลิตี้ความร้อนเพียงอย่างเดียว ส่วนบริเวณใต้จุดพินช์มีการระบายความร้อนออกจำนวน $Q_{C,min}$ จึงเป็นแหล่งระบายความร้อนและมีการใช้ยูทิลิตี้ความเย็นเพียงอย่างเดียว ดังแสดงในรูปที่ 2.7 บางกระบวนการอาจจะมีจุดพินช์มากกว่าหนึ่งจุดหรือไม่มีจุดพินช์เลย ถ้าไม่มีจุดพินช์ในกระบวนการหมายความว่าเป็นกระบวนการที่มีการรับความร้อนจากภายนอกหรือระบายความร้อนออกอย่างใดอย่างหนึ่ง

จึงต้องการปริมาณความร้อนหรือปริมาณความเย็นเพียงอย่างใดอย่างหนึ่งเท่านั้น เรียกว่าปัญหาเทรดโฮลด์ (Threshold problem) ซึ่งจะกล่าวต่อไปในหัวข้อ 2.7

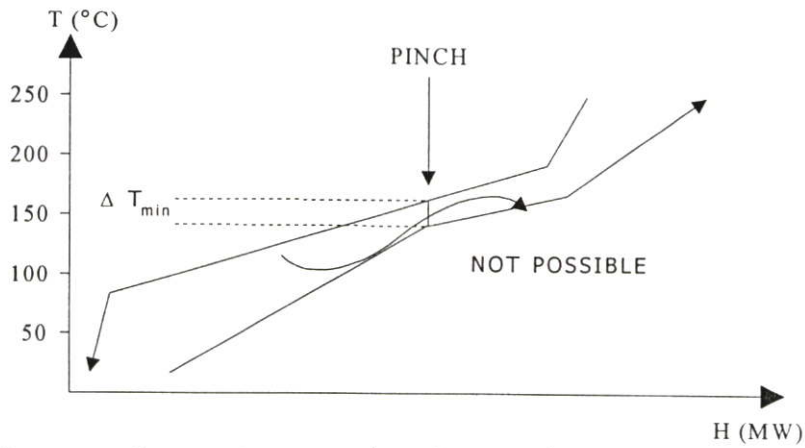


รูปที่ 2.7 ภาพแสดงบริเวณเหนือและใต้จุดพินช์ [14]

การถ่ายเทความร้อนระหว่างบริเวณเหนือจุดพินช์และบริเวณใต้จุดพินช์ จะมีความเป็นไปได้เมื่ออุณหภูมิพินช์ของกระแสร้อนสูงกว่าอุณหภูมิพินช์ของกระแสเย็น ดังแสดงในรูปที่ 2.8 ซึ่งตรงกันข้ามกับรูปที่ 2.9 คือ อุณหภูมิพินช์ของกระแสร้อนต่ำกว่าอุณหภูมิพินช์ของกระแสเย็น



รูปที่ 2.8 การถ่ายเทความร้อนระหว่างกระแสร้อนเหนือจุดพินช์และกระแสเย็นใต้จุดพินช์ [14]



รูปที่ 2.9 การถ่ายเทความร้อนระหว่างกระแสเย็นเหนือจุดพินช์และกระแสร้อนใต้จุดพินช์ [14]

2.4.1 กฎเกณฑ์การออกแบบที่เกี่ยวข้องกับจุดพินช์มีดังนี้ [14]

จุดพินช์มีความสำคัญมากในการออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในโรงงานซึ่งมีข้อควรพิจารณาดังนี้

1. ควรหลีกเลี่ยงการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์

หากมีการถ่ายเทความร้อนระหว่างกระบวนการกับกระบวนการเท่ากับ XP หน่วย ข้ามจุดพินช์ จะส่งผลให้ต้องใช้ยูทิลิตี้ความร้อนและยูทิลิตี้ความเย็นเพิ่มขึ้นอย่างละ XP หน่วย ดังแสดงในรูปที่ 2.10 (ก) ซึ่งเกินกว่าค่าเป้าหมายพลังงาน จะก่อให้เกิดค่าใช้จ่ายที่สูง

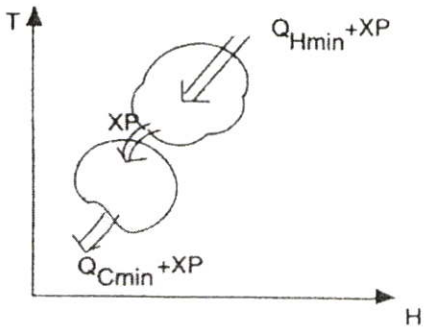
2. ควรหลีกเลี่ยงการใช้ยูทิลิตี้ความเย็นกับกระแสร้อนเหนือจุดพินช์

หากมีการใช้ยูทิลิตี้ความเย็นกับกระแสร้อนเหนือจุดพินช์เท่ากับ XP หน่วย จะทำให้ต้องใช้ยูทิลิตี้ความเย็นกับกระแสร้อนเหนือจุดพินช์เท่ากับ XP หน่วย ดังแสดงในรูปที่ 2.10 (ข) ซึ่งเกินกว่าค่าเป้าหมายพลังงาน จะก่อให้เกิดค่าใช้จ่ายที่สูง

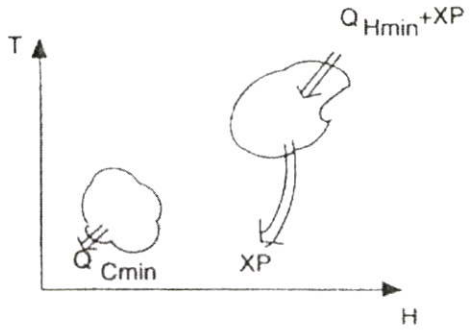
3. ควรหลีกเลี่ยงการใช้ยูทิลิตี้ความร้อนกับกระแสเย็นใต้จุดพินช์

หากมีการใช้ยูทิลิตี้ความร้อนกับกระแสเย็นใต้จุดพินช์เท่ากับ XP หน่วย จะทำให้ต้องใช้ยูทิลิตี้ความร้อนกับกระแสเย็นใต้จุดพินช์เท่ากับ XP หน่วย ดังแสดงในรูปที่ 2.10 (ค) ซึ่งเกินกว่าค่าเป้าหมายพลังงาน จะก่อให้เกิดค่าใช้จ่ายที่สูง

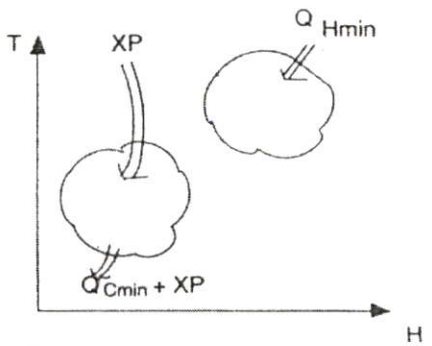
การปฏิบัติตามกฎเกณฑ์ดังกล่าวข้างต้นเป็นการออกแบบระบบพลังงานตามเป้าหมาย ซึ่งจะทำให้การไหลของความร้อนข้ามพินช์เป็นศูนย์ นอกจากจะทำให้ประหยัดค่าใช้จ่ายด้านยูทิลิตี้แล้วยังทำให้ลดค่าใช้จ่ายในการลงทุนติดตั้งยูทิลิตี้ได้ด้วย [14, 18, 26, 28]



(ก) การถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์



(ข) การใช้ยูทิลิตี้ความเย็นกับกระแสร้อนเหนือจุดพินช์



(ค) การใช้ยูทิลิตี้ความร้อนกับกระแสเย็นใต้จุดพินช์

รูปที่ 2.10 ลักษณะการถ่ายเทข้ามจุดพินช์ที่ควรหลีกเลี่ยง [14]

2.4.2 การเลือกใช้ยูทิลิตี้ [19, 20, 26, 30-33]

ยูทิลิตี้ เช่น ไอน้ำ น้ำมันถ่ายเทความร้อนสูง (Hot oil) ที่หลายระดับอุณหภูมิเป็นแหล่งพลังงานที่ผู้ออกแบบกระบวนการควรคำนึงถึง เพื่อเพิ่มการใช้ระดับยูทิลิตี้ที่มีราคาถูกกว่าให้มากที่สุดและลดการใช้ยูทิลิตี้ที่มีราคาแพงให้น้อยที่สุด เช่น ใช้ไอน้ำความดันต่ำแทนไอน้ำความดันสูง และใช้น้ำหล่อเย็น (Cooling water) แทนสารทำความเย็น (Refrigerant)

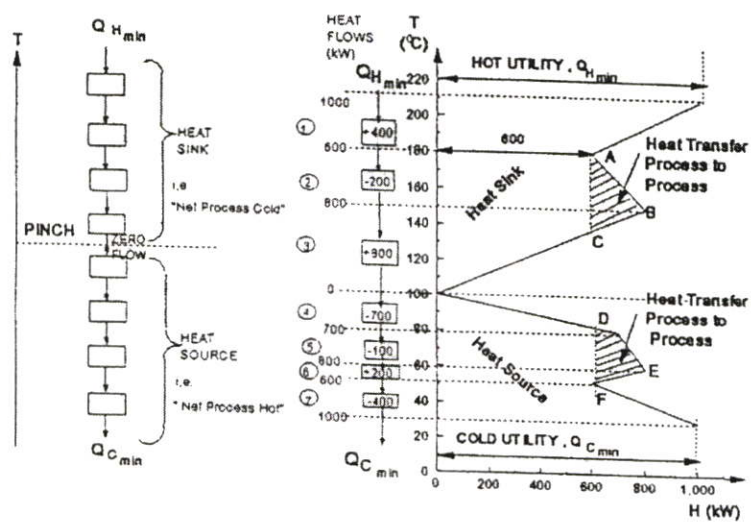
ถึงแม้ว่ากราฟประกอบจะสามารถกำหนดเป้าหมายพลังงานและสามารถบอกปริมาณความร้อนที่นำกลับมาใช้ในกระบวนการได้ แต่ก็ไม่เหมาะสมที่จะนำมาใช้ในการเลือกใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

ยูทิลิตี้ การเลือกใช้ยูทิลิตี้ควรพิจารณาจากกราฟประกอบรวบยอด (Grand composite curve) เพราะสามารถให้ภาพอัตราการถ่ายเทความร้อนและระดับอุณหภูมิที่กระบวนการต้องการระบายออกและรับเข้าจากยูทิลิตี้ได้ดีกว่ากราฟประกอบ คือ กราฟประกอบรวบยอดใช้พิจารณาการใช้ยูทิลิตี้ที่หลายระดับอุณหภูมิ ต่างจากกราฟประกอบที่ใช้พิจารณาการใช้ยูทิลิตี้เพียงระดับอุณหภูมิเดียว นอกจากนั้นเราสามารถตรวจได้ว่ามีความร้อนสูญเสียไปจากกระบวนการที่ตำแหน่งใด และสามารถปรับปรุงระบบเพื่อนำความร้อนที่สูญเสียนี้มาใช้ให้เป็นประโยชน์มากที่สุดโดยอาจเลือกใช้หอกลั่น เครื่องยนต์ความร้อน หรือปั๊มความร้อน อย่างใดอย่างหนึ่งเข้ามารับความร้อนนี้ การเลือกใช้อุปกรณ์ที่มารับความร้อนจะต้องคำนึงถึงประโยชน์โดยรวมมากที่สุด

กราฟประกอบรวบยอด [20, 26, 34]

สร้างจากตารางปัญหาดังรูปที่ 2.11 (ก) และเป็นกราฟที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่ถ่ายเทในแต่ละระดับอุณหภูมิหลังจากที่ทำสมดุลพลังงานกับอุณหภูมิขอบเขต (Boundary temperature) โดยแกนตั้ง คือ อุณหภูมิขอบเขตและแกนนอน คือ ค่าเอนทาลปี ดังรูปที่ 2.11 (ข) รายละเอียดแสดงใน [20]



(ก) ตารางปัญหา (ข) กราฟประกอบรวบยอด

รูปที่ 2.11 กราฟประกอบรวบยอด [20]

2.5 การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [14, 21, 35-36]

กระบวนการทางอุตสาหกรรมส่วนใหญ่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนไม่เพียงแต่จากกระแสในกระบวนการ (Process stream) หนึ่งไปสู่กระแสในอีกกระบวนการหนึ่ง หรือจากกระแสยูทิลิตี้ (Utility stream) ไปสู่กระแสในกระบวนการ การออกแบบกระบวนการทางอุตสาหกรรมมีเป้าหมายเพื่อให้มีการนำความร้อนที่ยังมีศักยภาพระหว่างกระบวนการกับกระบวนการกลับมาใช้ให้มากที่สุด และลดความต้องการพลังงานจากยูทิลิตี้ความร้อนและยูทิลิตี้ความเย็นให้ต่ำสุด เกิด

การกักเก็บพลังงานสูงสุด (Maximum Energy Recovery:MER) ดังนั้นกระบวนการผลิตทางอุตสาหกรรมจะต้องมีโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger network) ที่เหมาะสม เพื่อนำความร้อนทิ้งที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้ให้เกิดประโยชน์มากที่สุด โดยการจับคู่ (Matching) ระหว่างกระแสร้อนกับกระแสเย็นของหน่วยปฏิบัติการต่างๆ รวมทั้งยูทิลิตี้เข้าด้วยกัน ในการออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องประเมินความคุ้มค่าของแนวทางการจัดการพลังงานและความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ คือ มีผลรวมของค่าใช้จ่ายด้านการปฏิบัติการประจำปีต่ำที่สุด ซึ่งส่วนใหญ่เป็นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและต้นทุนของโครงข่ายเดิมที่ขึ้นอยู่กับพื้นที่ผิวในโครงข่ายทั้งหมดและจำนวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นเพื่อให้มีต้นทุนรวมในกระบวนการต่ำที่สุด จึงควรลดจำนวนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีจำนวนต่ำสุดเท่าที่จะทำได้ ในการออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นอาจมีการจับคู่กระแสร้อนและกระแสเย็นได้แตกต่างกันหลายแบบภายในโครงข่ายเดียวกัน แต่ในการออกแบบที่ดีต้องบรรลุเป้าหมายพลังงานที่ตั้งไว้และมี Process constraint เช่น ความสามารถปฏิบัติงานได้ดี เงินลงทุนต่ำ และมีความปลอดภัยสูง โดยทั่วไปอุตสาหกรรมปิโตรเลียม สามารถประหยัดพลังงานและเงินลงทุนได้ 20-30 %

ในการออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะใช้แผนภูมิกริด (Grid diagram) แสดงแผนผังกระบวนการผลิตอย่างง่าย ซึ่งวิธีการนี้ทำให้การวิเคราะห์สะดวกกว่าการใช้รูปเขียนแบบหรือผังวงจรที่ซับซ้อน หลักในการเขียนแผนภูมิกริดมีดังนี้

1. รวมกลุ่มกระแสร้อนที่ด้านบนของแผนภูมิและมีทิศทางจากซ้ายไปขวา จากอุณหภูมิเริ่มต้นไปยังอุณหภูมิเป้าหมาย ส่วนกลุ่มกระแสเย็นจะรวมกันอยู่ที่ด้านล่างของแผนภูมิ และมีทิศทางตรงกันข้าม

2. ให้ด้านซ้ายของแผนภูมิกริดเป็นด้านอุณหภูมิสูงเรียกว่าปลายร้อน ส่วนด้านขวาเป็นด้านอุณหภูมิต่ำเรียกว่าปลายเย็น

3. การจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นถูกแสดงเป็นวงกลมบนเส้นกระแสร้อนและกระแสเย็นเชื่อมต่อกันโดยเส้นตรงระหว่างวงกลมทั้งสอง

4. จุดพินช์แสดงเป็นเส้นประอยู่กึ่งกลางระหว่างปลายร้อนและปลายเย็น

5. ทางด้านซ้ายของจุดพินช์แสดงบริเวณเหนือจุดพินช์ ในขณะที่ด้านขวาของจุดพินช์แสดงบริเวณใต้จุดพินช์

6. ปริมาณความร้อนที่เหลือหลังจากการจับคู่ทางความร้อนที่กระแสร้อนจะต้องถูกหล่อเย็นด้วยเครื่องหล่อเย็น (Cooler) ใช้สัญลักษณ์ C ทำนองเดียวกันปริมาณความร้อนที่เหลือจากการจับคู่ทางความร้อนที่กระแสเย็นจะต้องให้ความร้อนด้วยเครื่องทำความร้อน (Heater) ใช้สัญลักษณ์ H

การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะพิจารณาเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนเหนือจุดพินช์และส่วนใต้จุดพินช์ โดยในการเลือกจับคู่กระแสจะพิจารณาที่จุดใกล้จุดพินช์ก่อน จากนั้นจะพิจารณาจุดที่ห่างจุดพินช์ออกไป เมื่อนำการออกแบบทั้งส่วนเหนือจุดพินช์และส่วนใต้จุดพินช์มารวมกันก็จะได้การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สมบูรณ์ ทั้งนี้จะต้องพิจารณากฎเกณฑ์การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องกับจุดพินช์ที่กล่าวข้างต้นในหัวข้อ 2.4.1 รวมทั้งกฎ CP inequality for individual matches และกฎ Stream number criterion ทั้งนี้เพื่อให้การแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นไปตามเงื่อนไขที่ว่า ผลต่างอุณหภูมิของคู่กระแสร้อนและกระแสเย็นมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับ ΔT_{min}

2.5.1 กฎ CP inequality for individual matches [14, 21]

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีผลต่างอุณหภูมิ (ΔT) มากกว่าหรือเท่ากับ ΔT_{min} จึงจะทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นขึ้นได้

การออกแบบส่วนเหนือจุดพินช์

มีเงื่อนไขในการเลือกคู่กระแสของไหลในการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนี้คือ

$$CP_h \leq CP_c$$

เมื่อ CP_h = อัตราการไหลความจุความร้อนจำเพาะของกระแสร้อน

CP_c = อัตราการไหลความจุความเย็นจำเพาะของกระแสเย็น

การออกแบบส่วนใต้จุดพินช์

มีเงื่อนไขในการเลือกคู่กระแสของไหลในการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนี้คือ

$$CP_h \geq CP_c$$

เมื่อนำการออกแบบในส่วนเหนือจุดพินช์และส่วนใต้จุดพินช์มารวมกันก็จะได้การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สมบูรณ์และเป็นแบบกักเก็บพลังงานสูงสุด

2.5.2 กฎ Stream number criterion [14, 21]

การออกแบบส่วนเหนือจุดพินช์ กระแสเย็นต้องระบายความร้อนให้แก่กระแสร้อนทั้งหมดโดยการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นจำนวนกระแสเย็นไม่ควรที่จะน้อยกว่าจำนวนกระแสร้อน ถ้าจำนวนกระแสเย็นน้อยกว่าจำนวนกระแสร้อน จะต้องแตกกระแสเย็นออก (Stream splitting) ในลักษณะเป็นกิ่งขนานเพื่อเพิ่มจำนวนกระแสเย็นให้สามารถที่จะจับคู่กับกระแสร้อนทุกกระแส ดังรูปที่ 2.12 กฎการแตกกระแสสำหรับการออกแบบส่วนเหนือจุดพินช์ คือ

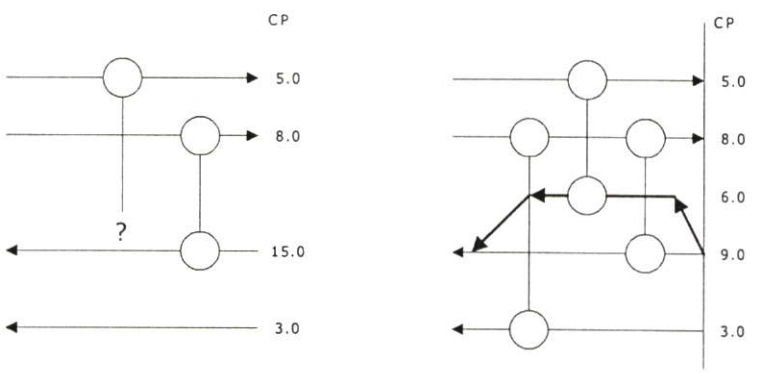
$$S_h \leq S_c$$

เมื่อ S_h = จำนวนกระแสร้อนที่จุดพินช์ (รวมกิ่งขนาน)

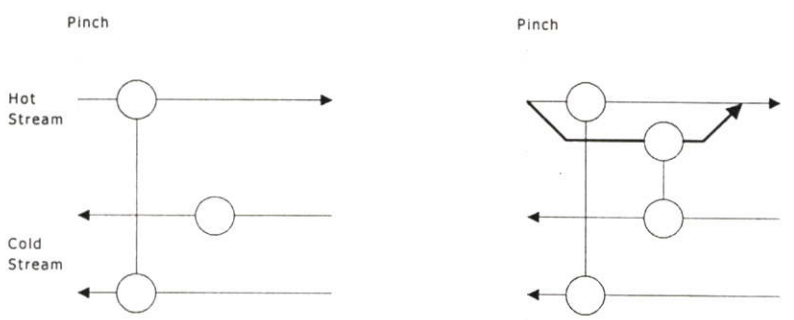
S_c = จำนวนกระแสเย็นที่จุดพินช์ (รวมกิ่งขนาน)

การออกแบบส่วนใต้จุดพินช์ กระแสร้อนต้องถ่ายเทความร้อนให้แก่กระแสเย็นทั้งหมดโดยการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นจำนวนกระแสร้อนไม่ควรที่จะน้อยกว่าจำนวนกระแสเย็น ในทำนองเดียวกันกับการออกแบบส่วนเหนือจุดพินช์ ถ้าจำนวนกระแสร้อนน้อยกว่าจำนวนกระแสเย็น จะต้องแตกกระแสร้อนออกในลักษณะเป็นกิ่งขนานเพื่อเพิ่มจำนวนกระแสร้อนให้สามารถที่จะจับคู่กับกระแสเย็นทุกกระแส ดังรูปที่ 2.13 กฎการแตกกระแสสำหรับการออกแบบส่วนใต้จุดพินช์ คือ

$$S_h \geq S_c$$

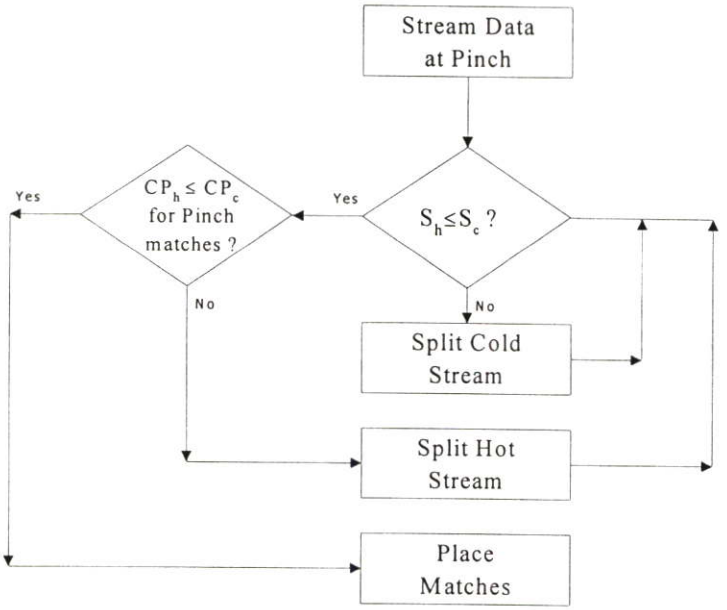


รูปที่ 2.12 การออกแบบส่วนเหนือจุดพินช์ตามกฎ Stream number criterion [21]

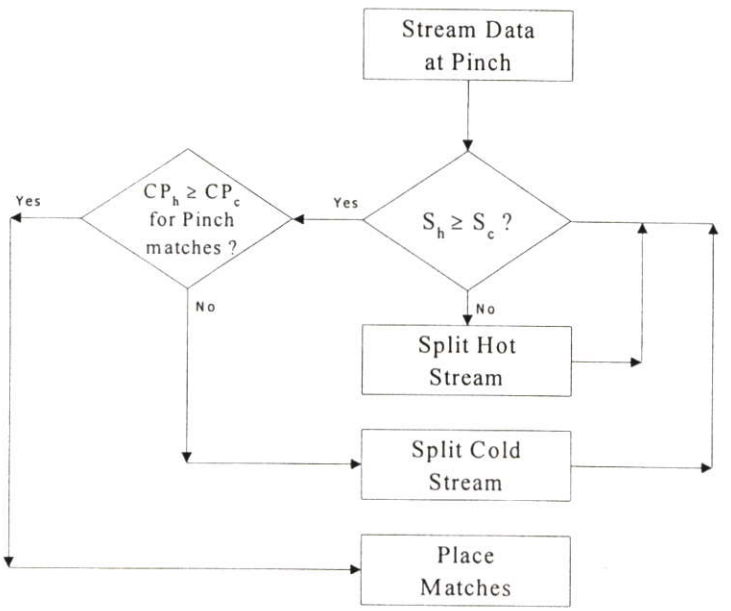


รูปที่ 2.13 การออกแบบส่วนใต้จุดพินช์ตามกฎ Stream number criterion [21]

สามารถสรุปการออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามหลักการพินช์เป็นไดอะแกรมได้ดังรูปที่ 2.14 และ 2.15



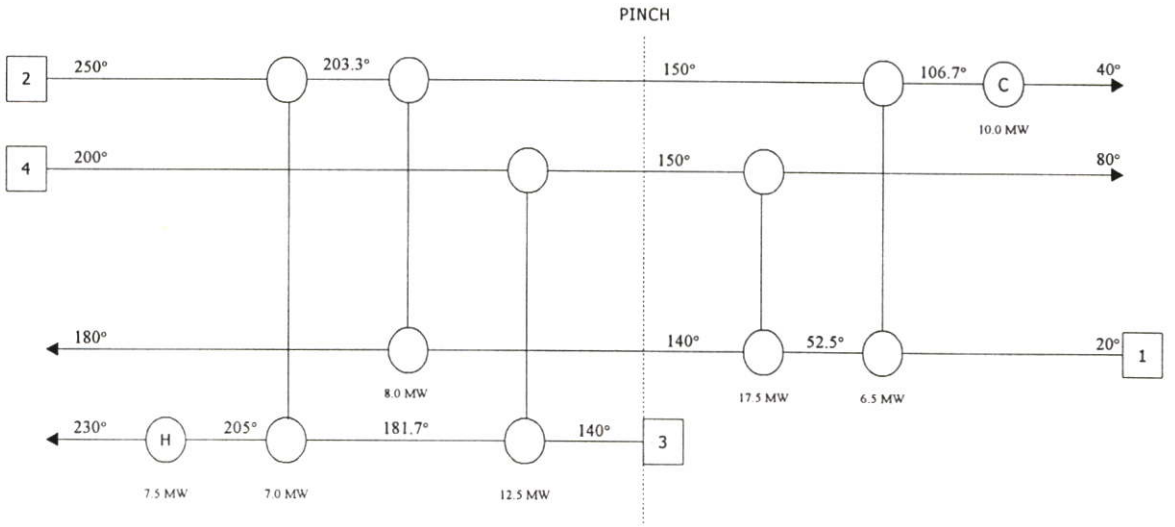
รูปที่ 2.14 การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับบริเวณเหนือพินช์ [21]



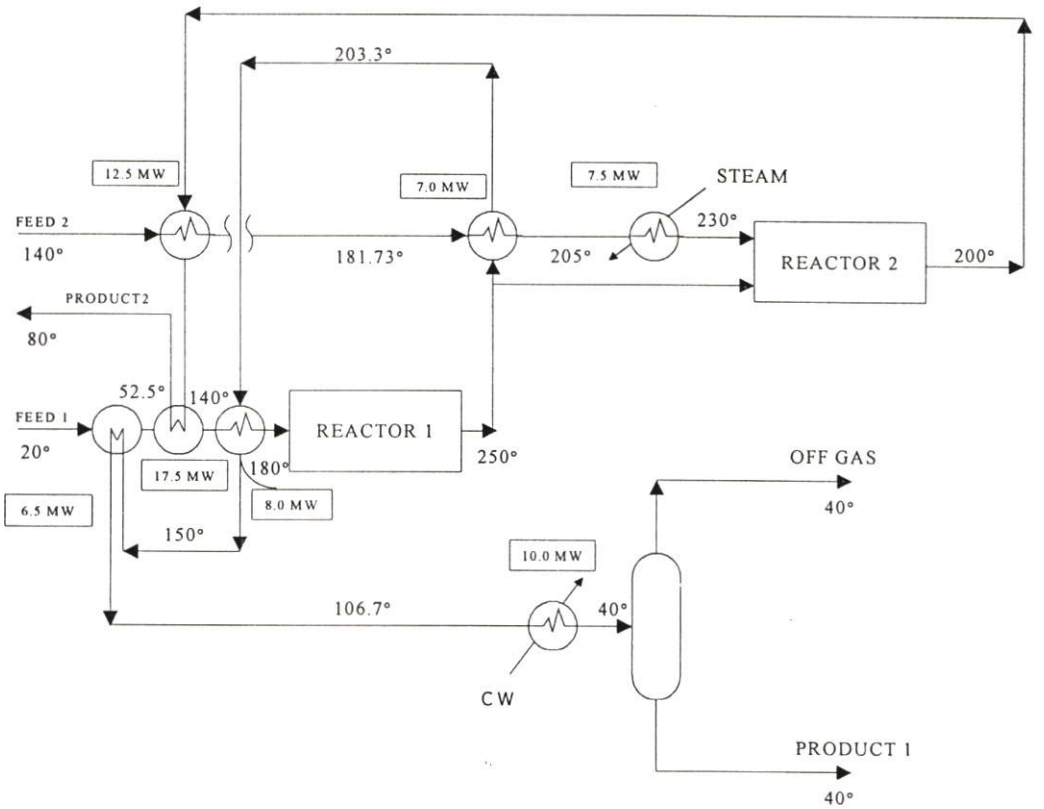
รูปที่ 2.15 การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับบริเวณใต้พินช์ [21]

ตัวอย่างโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบจากการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ข้อมูลจากตารางที่ 2.2 แสดงเป็นแผนภูมิกริดดังรูปที่ 2.16 พบว่าต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวน 5 เครื่อง เครื่องทำความร้อนและเครื่องหล่อเย็นอย่างละ 1 เครื่อง รวม

ทั้งหมด 7 เครื่อง จากแผนภูมิกริดที่ออกแบบในรูปที่ 2.16 สามารถเขียนเป็นแผนผังกระบวนการอย่างง่าย ดังรูปที่ 2.17 รายละเอียดศึกษาได้จาก [14]



รูปที่ 2.16 แผนภูมิกริดแสดงการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อน [14]



รูปที่ 2.17 แผนผังกระบวนการอย่างง่ายที่มาจากการออกแบบกริด [14]

2.6 โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและต้นทุน

หลังจากที่หาความต้องการยูทิลิตี้ต่ำสุดแล้ว การลดต้นทุนของโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นกับจำนวนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน

2.6.1 จำนวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Number of heat exchange units) [14, 37-39]

จำนวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหาได้จากความสัมพันธ์จากทฤษฎีออยเลอร์ (Euler 's) ของ Graph theory ซึ่งสามารถประยุกต์กับปัญหาการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ (Heat recovery problem) เพื่อทำนายจำนวนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้น้อยสุดในโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$N_{UNITS} = S + L - C \qquad (2.2)$$

โดยที่ N_{UNITS} = จำนวนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

S = จำนวนกระแสในโครงข่ายทั้งหมด ซึ่งจะรวมกระแสจากยูทิลิตี้ด้วย

L = จำนวนลูป (Loop)

C = จำนวนกลุ่มของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่แยกกัน

กรณีต้องการหาจำนวนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้น้อยที่สุด ($N_{UNITS,MIN}$) พบว่าการจับคู่ทางความร้อนของจำนวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในโครงข่ายจะน้อยกว่าจำนวนกระแสอยู่ 1 ดังนั้นจากสมการข้างต้น $L = 0$ และ $C = 1$ ดังนั้น

$$(N_{UNITS,MIN}) = S\text{-}1 \qquad (2.3)$$

เมื่อพิจารณาการออกแบบที่กักเก็บพลังงานสูงสุดโดยแยกปัญหาในการออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จุดพินช์ ดังนั้น สมการที่ 2.3 จะเป็น

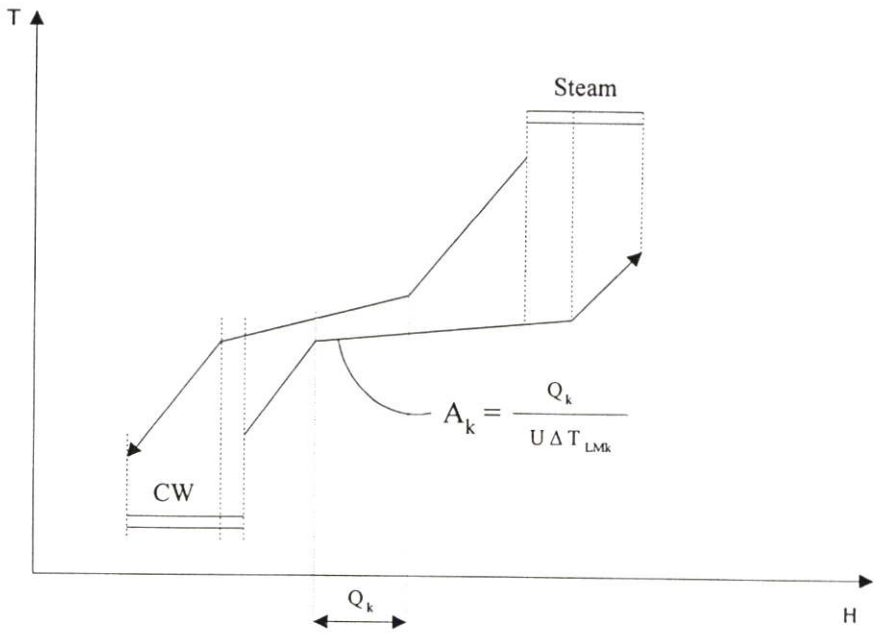
$$N_{UNITS,MIN} = (S_{Above\ pinch} - 1) + (S_{Below\ pinch} - 1) \qquad (2.4)$$

เมื่อ $S_{Above\ pinch}$ = จำนวนกระแสทั้งหมดในโครงข่ายเหนือจุดพินช์

$S_{Below\ pinch}$ = จำนวนกระแสทั้งหมดในโครงข่ายใต้จุดพินช์

2.6.2 พื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchange area) [14, 38]

เราสามารถประมาณหาค่าพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดของโครงข่าย (Total heat transfer surface area) ที่ค่า ΔT_{min} ค่าหนึ่งได้จากกราฟประกอบที่รวมกระแสของยูทิลิตี้เข้าไปรวมกับกระแสของกระบวนการในกราฟประกอบซึ่งเรียกว่า กราฟประกอบสมดุล (Balanced composite curves) โดยกราฟนี้จะถูกแบ่งออกเป็นช่วงๆ ในแนวตั้งตามแกนเอนทาลปี ดังแสดงในรูปที่ 2.18



รูปที่ 2.18 กราฟประกอบสมดุลสำหรับการหาพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่าย [14, 38]

จากรูปที่ 2.18 ให้การถ่ายเทความร้อนไหลสวนทางกัน (Counter current heat transfer) พื้นที่ผิวที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วง k ใดๆ สำหรับการถ่ายเทความร้อนแนวตั้ง (Vertical heat transfer) จะเท่ากับ

$$A_{NETWORK\ k} = \frac{\Delta H_k}{U \Delta T_{LM_k}} \tag{2.5}$$

เมื่อ $A_{NETWORK\ k}$ = พื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการถ่ายเทความร้อนแนวตั้งในช่วง k ใดๆ

ΔH_k = การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีในช่วง k

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient)

ΔT_{LM_k} = ค่าความแตกต่างอุณหภูมิแบบล็อกมีน (Logarithmic mean temperature)

การหาพื้นที่ผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรวมทั้งหมดในโครงข่ายจะได้จากการรวมพื้นที่ในแต่ละช่วง k เข้าด้วยกัน

$$A_{NETWORK} = \frac{1}{U} \sum_{k}^{INTERNVALS\ K} \frac{\Delta H_k}{\Delta T_{LM_k}} \quad (2.6)$$

เมื่อ $A_{NETWORK}$ = พื้นที่ผิวรวมของโครงข่ายในการแลกเปลี่ยนความร้อน

K = จำนวนของช่วงเอนทาลปีทั้งหมด (Enthalpy intervals)

จากสมการการหาพื้นที่ผิวที่ได้กล่าวมานี้ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมถูกสมมติให้คงที่ทุกๆ ช่วงการคำนวณ แต่ในความเป็นจริงแล้วค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมไม่คงที่ตลอดกระบวนการ และสามารถคำนวณได้จากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์ม (Film transfer coefficient, h) ของแต่ละกระแสดังนี้

$$A_{NETWORK} = \sum_{k}^{INTERVALS\ K} \frac{1}{\Delta T_{LM_k}} \left(\sum_{i}^{HOT\ STREAM\ I} \frac{q_i}{h_i} + \sum_{j}^{COLD\ STREAM\ J} \frac{q_j}{h_j} \right) \quad (2.7)$$

เมื่อ q_i = ปริมาณความร้อนของกระแสร้อน i ในช่วงเอนทาลปีที่ k

q_j = ปริมาณความร้อนของกระแสเย็น j ในช่วงเอนทาลปีที่ k

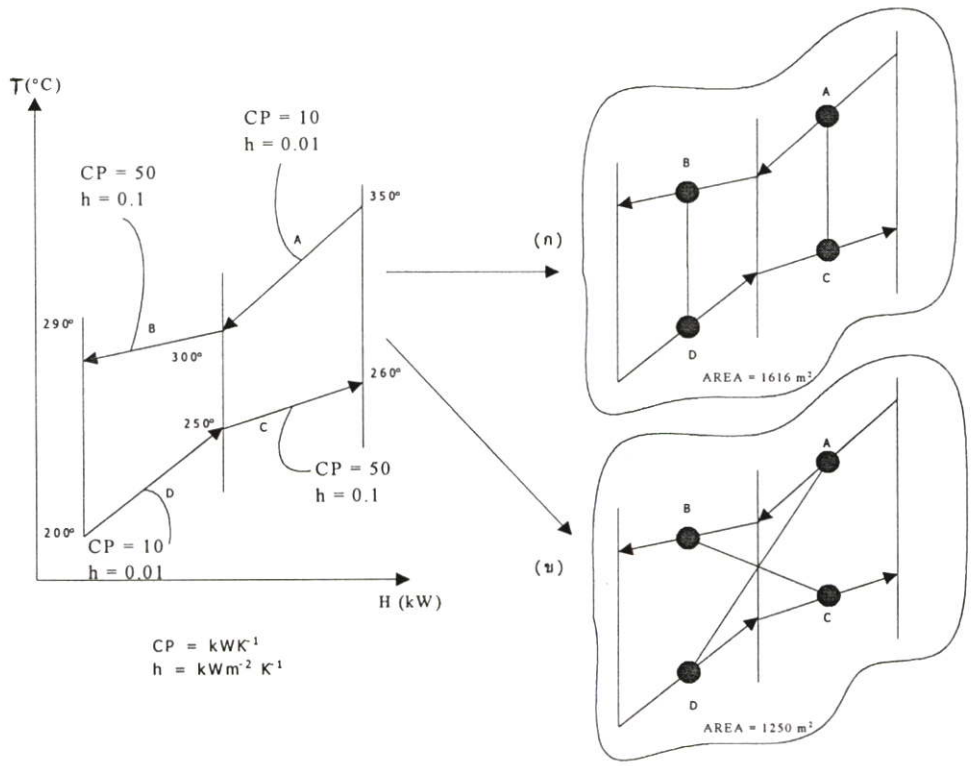
h_i, h_j = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มสำหรับกระแสร้อน i และกระแสเย็น j ซึ่งจะรวมความต้านทานจากผนัง (Wall resistance) และสิ่งสกปรกภายใน (Fouling resistance) ด้วย

I, J = จำนวนกระแสร้อนและกระแสเย็นทั้งหมดในช่วงเอนทาลปีที่ k

K = จำนวนช่วงเอนทาลปีทั้งหมด

สมการที่ 2.7 จะใช้ในกรณีที่สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มของกระแสร้อนและกระแสเย็นไม่มีค่าต่างกันมากนัก จึงใช้โมเดลการแลกเปลี่ยนความร้อนแนวตั้งได้ซึ่งแสดงดังรูปที่ 2.19 (ก) ซึ่งกระแสร้อน B ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มสูงจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสเย็น D ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มต่ำและกระแสร้อน A ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มสูงจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสเย็น C ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มต่ำ สามารถประเมินค่าพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนได้ 1616 ตารางเมตร แต่ในกรณีถ้าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มของกระแสร้อนและกระแสเย็นในช่วงเอนทาลปีหนึ่งๆมีค่าต่างกันมากจะใช้การแลกเปลี่ยน

แบบไม่ใช่แนวตั้งแทน (Non vertical heat transfer) ดังรูปที่ 2.19 (ข) ซึ่งกระแสร้อน B ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มสูงจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสเย็น C ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มต่ำ และกระแสร้อน A ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มสูงจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสเย็น D ที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มต่ำ สามารถประเมินค่าพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนได้ 1250 ตารางเมตร ซึ่งจะทำให้ได้พื้นที่ผิวของโครงข่ายน้อยกว่าแบบใช้โมเดลการแลกเปลี่ยนความร้อนแนวตั้ง



รูปที่ 2.19 ผลของการแลกเปลี่ยนความร้อน [14]
(ก) แบบแนวตั้ง (ข) ไม่ใช่แนวตั้ง

ตัวอย่างการหาพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายจากข้อมูลกราฟประกอบในรูปที่ 2.6 และนำมาคิดรวมกับยูทิลิตี้ความร้อนและความเย็น คือ ไอน้ำและน้ำหล่อเย็น แสดงดังตารางที่ 2.3

กำหนดให้ ไอน้ำมีอุณหภูมิ 240 องศาเซลเซียส และน้ำหล่อเย็นมีอุณหภูมิ 20 องศาเซลเซียส

ค่าใช้จ่ายของไอน้ำ = 120,000 $/MW/year

ค่าใช้จ่ายของน้ำหล่อเย็น = 10,000 $/MW/year

ค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน = (40,000 + 500A) $

ตารางที่ 2.3 ข้อมูลกระแสร้อนและกระแสเย็นรวมยูทิลิตี้ของกระบวนการที่ศึกษา [14]

Stream	Supply temp. T_S(°C)	Target temp. T_T(°C)	$\Delta \overline{H}$ (MW)	Heat capacity flow rate CP (MW °C^{-1})	Heat transfer coefficient h (MW m^{-2} °C)
1. Reactor 1 feed	20	180	32.0	0.2	0.0006
2. Reactor 1 product	250	40	-31.50	0.15	0.0010
3. Reactor 2 feed	140	230	27.0	0.3	0.0008
4. Reactor 2 product	200	80	-30.0	0.25	0.0008
5. Steam	240	239	-7.5	7.5	0.0030
6. Cooling water	20	30	10.0	1.0	0.0010

โดยมีสมการที่ใช้ในการคำนวณค่าใช้จ่ายในการสร้างโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรวมรายปี ดังนี้

ค่าใช้จ่ายในการสร้างโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรวมรายปี (Total annual cost)

$$= \text{ค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน} \times \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \qquad (2.8)$$

โดยที่ i = อัตราดอกเบี้ยซึ่งเท่ากับ 0.1

n = จำนวนปีที่จะต้องจ่ายเงินให้แก่ธนาคารเป็นระยะเวลา 5 ปี

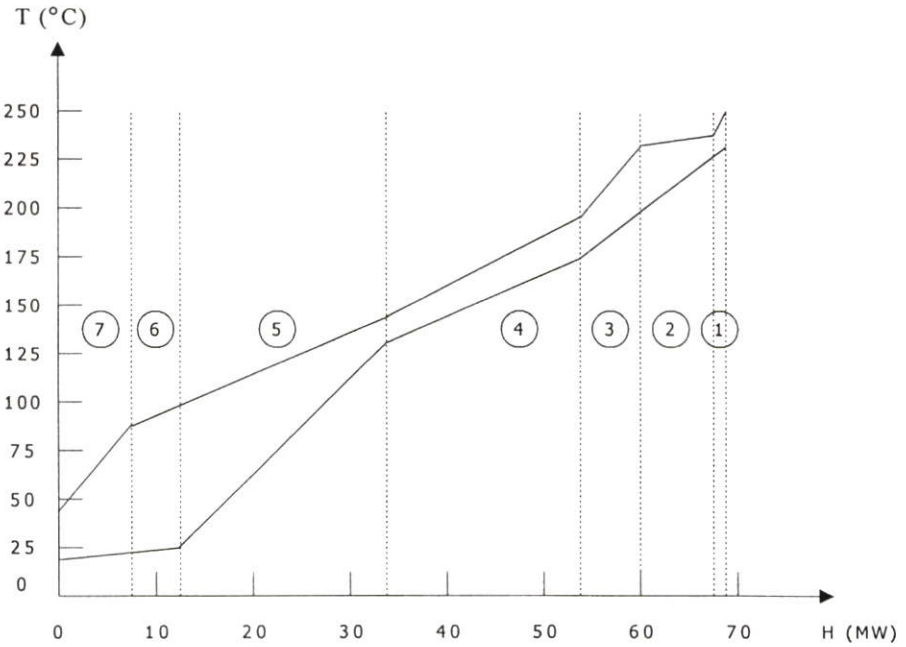
ใช้ ΔT_{min} 10 องศาเซลเซียสเป็นตัวอย่างการคำนวณพื้นที่ผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรวมทั้งหมดในโครงข่ายซึ่งจะได้ค่า $Q_{H,min}$ = 7.5 เมกะวัตต์ และ $Q_{C,min}$ = 10 เมกะวัตต์ คำนวณอุณหภูมิขาออกของไอน้ำได้ 239 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิขาออกของน้ำหล่อเย็นได้ 30 องศาเซลเซียส ขั้นตอนการคำนวณมีดังนี้

1. สร้างกราฟประกอบสมดุล ใช้วิธีเช่นเดียวกับการสร้างกราฟประกอบแต่จะรวมข้อมูลของกระแสไอน้ำและน้ำหล่อเย็นเข้าไปด้วย

2. แบ่งกราฟประกอบสมดุลออกเป็นช่วงๆ ในแนวตั้งตามแกนเอนทาลปีโดยพิจารณาจากตำแหน่งกราฟที่มีการเปลี่ยนแปลงความชันของกราฟประกอบความร้อนหรือกราฟประกอบความเย็น ดังแสดงในรูปที่ 2.20 แล้วนำมาสร้างแผนภูมิกริด

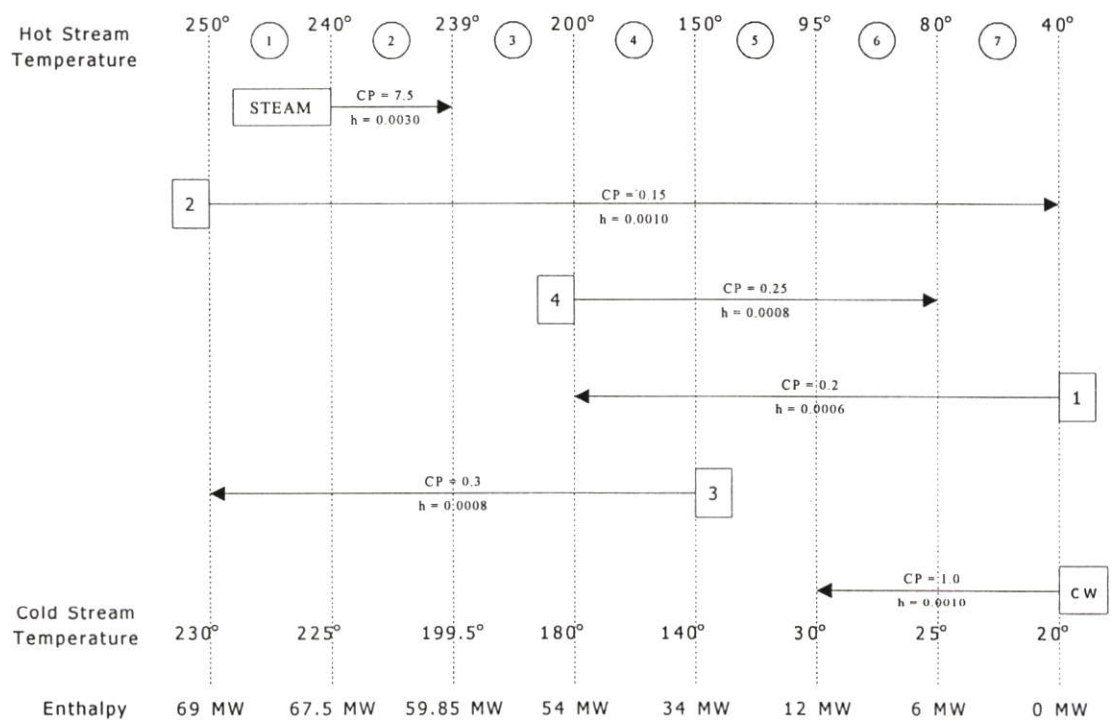
3. แบ่งช่วงเอนทาลปีในแผนภูมิกริด (รูปที่ 2.21) เพื่อหาพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายในแต่ละช่วงโดยใช้สมการที่ 2.7

4. รวมพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายในแต่ละช่วงทั้งหมด จะได้พื้นที่ผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรวมทั้งหมดในโครงข่ายเท่ากับ 7,409.6 ตารางเมตร ดังตารางที่ 2.4



รูปที่ 2.20 กราฟประกอบสมดุล โดยกำหนด ΔT_{min} = 10 องศาเซลเซียส [14]

จากกราฟประกอบสมดุลในรูปที่ 2.19 สามารถแสดงแผนภูมิกริดในรูปที่ 2.20



รูปที่ 2.21 การแบ่งช่วงเอนทาลปีในแผนภูมิกริด [14]

ตารางที่ 2.4 ผลการคำนวณค่าพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดในกระบวนการ [14]

Enthalpy interval	ΔT_{LMk}	Hot streams $\Sigma (q_i / h_i)_k$	Cold streams $\Sigma (q_j / h_j)_k$	A_k
1	17.38	1,500	1,875	194.2
2	25.30	2,650	9,562.5	482.7
3	28.65	5,850	7,312.5	459.4
4	14.43	23,125	28,333.3	3566.1
5	29.38	25,437.5	36,666.7	2113.8
6	59.86	6,937.5	6,666.7	227.3
7	34.60	6,000	6,666.7	366.1
			ΣA_k	7,409.6

2.6.3 เงินลงทุนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Capital cost) [14]

ในการทำนายเงินลงทุนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายจำเป็นต้องตั้งสมมติฐานว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องหนึ่งมีพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน A ดังนั้น เงินลงทุนค่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถประเมินได้จากสมการที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดของพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนกับเงินลงทุน เช่น

เงินลงทุนติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน = $a+bA^c$ เมื่อ a, b และ c เป็นค่าคงที่ (Cost law constants) ซึ่งมีค่าต่างๆ กัน โดยจะเปลี่ยนแปลงตามชนิดของวัสดุที่ใช้สร้าง ความดัน และชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

สำหรับการประมาณค่าเงินลงทุนในการสร้างโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน N เครื่อง (Network capital cost) คำนวณได้จากสมการ 2.9

$$\text{Network capital cost} = N[a+b(A_{network})^C/N] \qquad (2.9)$$

เมื่อ N = จำนวนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

สมการนี้จะเป็นจริงเมื่อตั้งสมมติฐานว่าให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละเครื่องมีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากัน

2.6.4 การวิเคราะห์ต้นทุนและค่าใช้จ่ายของโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [14]

ค่าใช้จ่ายของโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นแบ่งได้เป็น 2 ประเภท คือ ค่าใช้จ่ายในการสร้างและติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Capital cost) และค่าใช้จ่ายด้านพลังงานขณะทำงาน (Operating cost) ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานขณะทำงานมาจากยูทิลิตี้ เช่น ถ้ากำหนดให้ไอน้ำมีค่าใช้จ่าย 3 ล้านบาท/ปี-เมกะวัตต์ และน้ำหล่อเย็นมีค่าใช้จ่าย 4 แสนบาท/ปี-เมกะวัตต์ สมมติว่าโครงข่ายหนึ่งใช้พลังงานไอน้ำ 5 เมกะวัตต์/ปี ใช้พลังงานจากน้ำหล่อเย็น 10 เมกะวัตต์/ปี ค่าใช้จ่ายรวมทั้งหมดจะเท่ากับ $3 \times 5 + 0.4 \times 10 = 19$ ล้านบาท/ปี

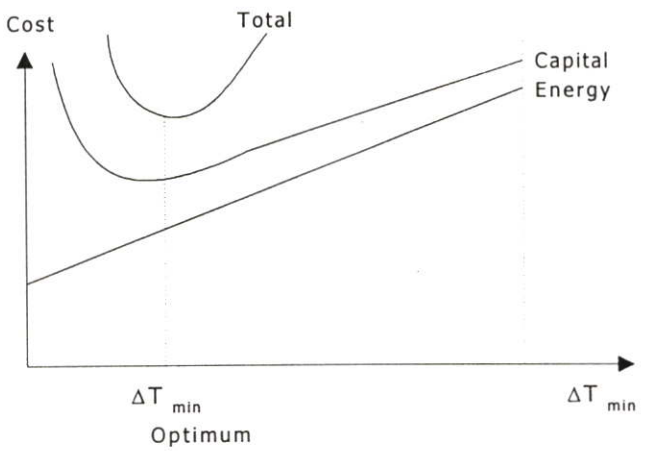
สรุปเป็นสมการสำหรับค่าใช้จ่ายดำเนินการผลิต ด้านพลังงานที่ใช้จากหน่วยปฏิบัติด้านยูทิลิตี้ ดังนี้

$$\text{ค่าใช้จ่ายจากพลังงาน} = C_H \times Q_{H,min} + C_C \times Q_{C,min} \quad (2.10)$$

เมื่อ C_H, C_C = สัมประสิทธิ์ค่าใช้จ่ายของยูทิลิตี้ในการให้ความร้อนและรับความร้อนคิดต่อ 1 ปีต่อหน่วยความร้อน

$Q_{H,min}$, $Q_{C,min}$ = พลังงานความร้อนที่น้อยที่สุดสำหรับให้ความร้อนแก่โครงข่ายและรับความร้อนจากโครงข่าย

จากนั้นคำนวณผลรวมของค่าใช้จ่ายทั้งสองประเภทซึ่งคือต้นทุนรวม จากนั้นกำหนดต้นทุนรวมให้เป็นฟังก์ชันกับ ΔT_{min} ดังนั้นจึงสามารถกำหนดค่า ΔT_{min} ที่เหมาะสมที่จะทำให้ต้นทุนรวมต่ำที่สุดได้ ดังแสดงในรูปที่ 2.22



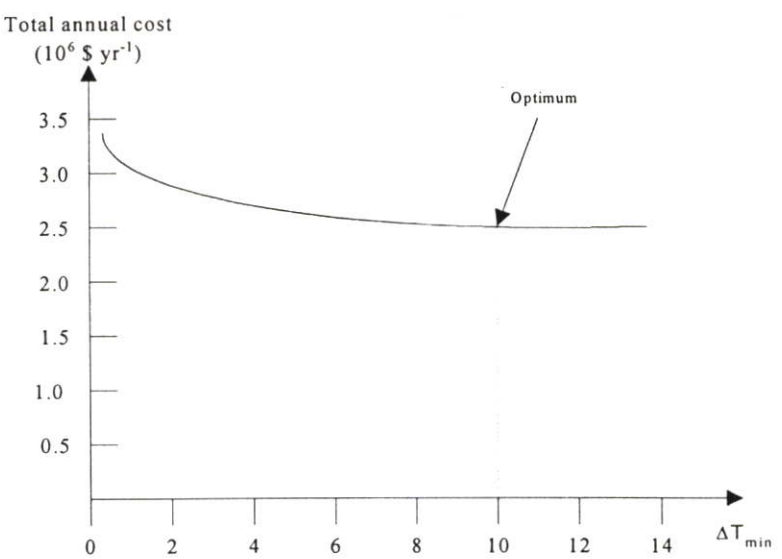
รูปที่ 2.22 การหา $\Delta T_{min,Opt}$ โดยการพิจารณาต้นทุนรวม [36]

จากตัวอย่างที่กล่าวมาข้างต้นสามารถคำนวณค่าใช้จ่ายของโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ ΔT_{min} ต่าง ๆ ดังตารางที่ 2.5

ตารางที่ 2.5 การคำนวณค่าใช้จ่ายของโครงข่ายที่ ΔT_{min} ต่างๆ [14]

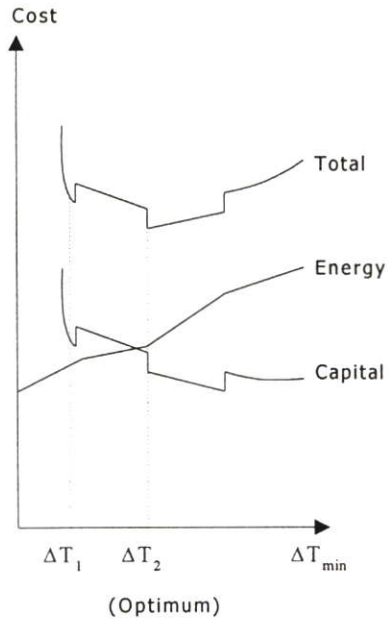
ΔT_{min}	Q_{Hmin} (MW)	Annual hot utility cost (10^6 \$ yr^{-1})	Q_{Cmin} (MW)	Annual cold utility cost (10^6 \$ yr^{-1})	$A_{NETWORK}$ (m^2)	N_{UNITS}	Annualized capital cost (10^6 \$ yr^{-1})	Annualized total cost (10^6 \$ yr^{-1})
2	4.3	0.516	6.8	0.068	15,519	7	2.121	2.705
4	5.1	0.612	7.6	0.076	11,677	7	1.614	2.302
6	5.9	0.708	8.4	0.084	9,645	7	1.346	2.138
8	6.7	0.804	9.2	0.092	8,336	7	1.173	2.069
10	7.5	0.900	10.0	0.100	7,410	7	1.051	2.051
12	8.3	0.996	10.8	0.108	6,716	7	0.960	2.064
14	9.1	1.092	11.6	0.116	6,174	7	0.888	2.096

จากค่าที่คำนวณได้จากตารางที่ 2.5 นำมาเขียนกราฟระหว่างค่าใช้จ่ายในการสร้างโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรวมรายปี และ ΔT_{min} ดังรูปที่ 2.23



รูปที่ 2.23 ค่า ΔT_{min} ในโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประหยัดค่าใช้จ่ายมากที่สุด [14]

จากรูปจะเห็นว่าค่า ΔT_{min} ที่ทำให้ค่าใช้จ่ายของโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่ำที่สุด คือ 10 องศาเซลเซียส ในการออกแบบปัญหาที่ซับซ้อนกว่านี้เส้นกราฟของค่าใช้จ่ายจะเปลี่ยนแปลงแบบขั้น (Step changes) ดังรูปที่ 2.24 ทั้งนี้เนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงของค่า N_{UNITS} มีค่าไม่เท่ากันตลอดในช่วง ΔT_{min}

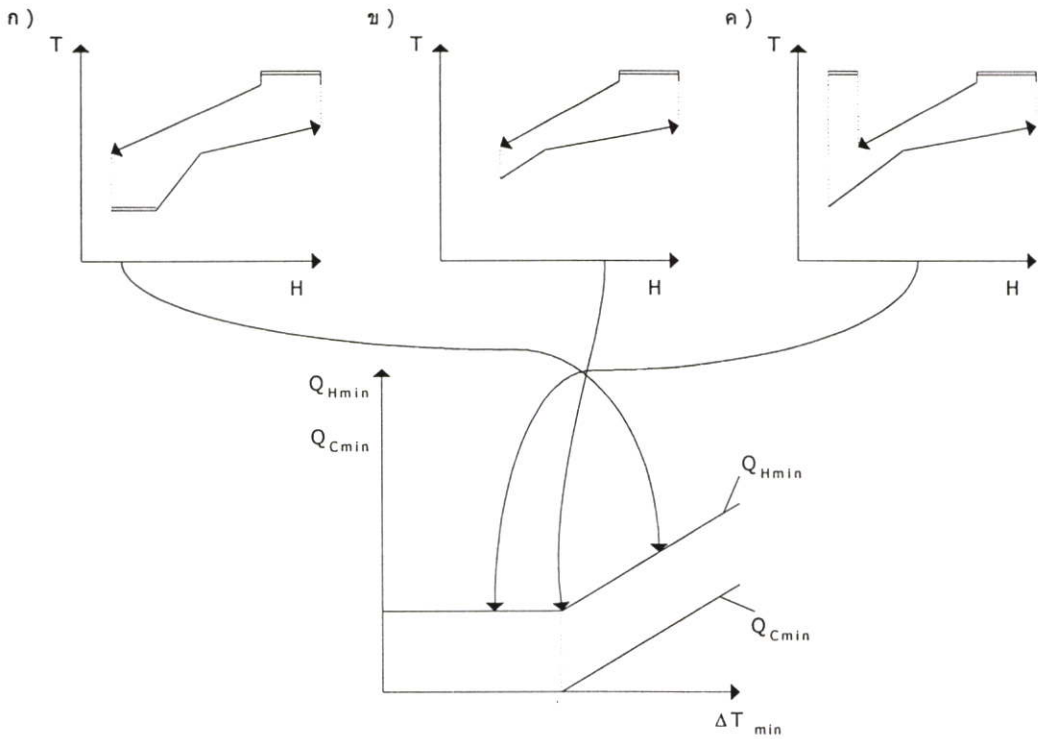


รูปที่ 2.24 ค่าใช้จ่ายของโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เปลี่ยนแปลงแบบขั้นบันได [14]

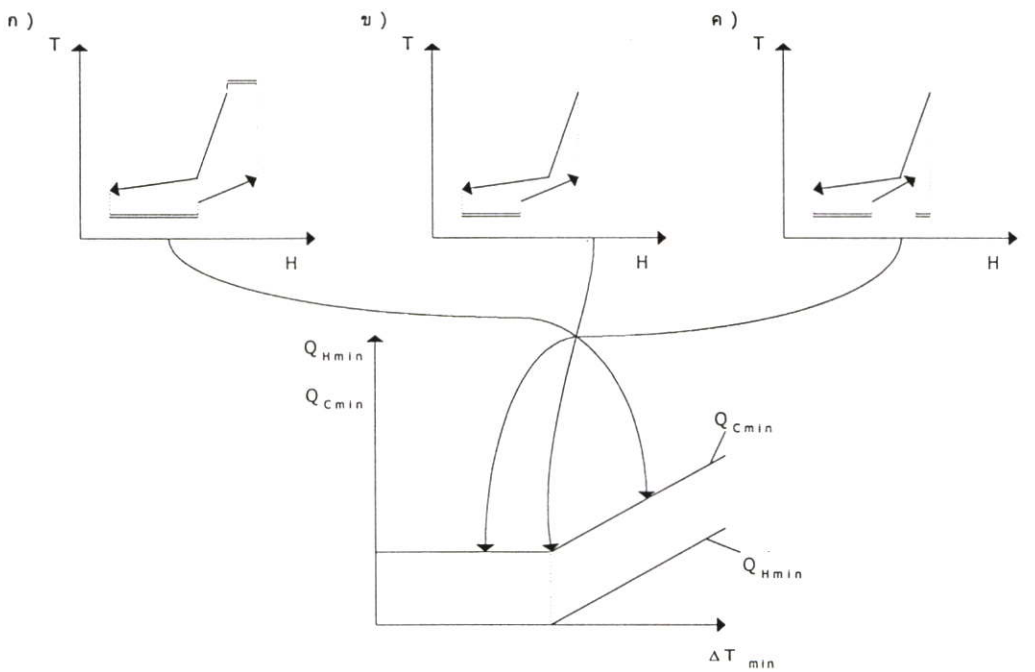
สรุปการหาค่า ΔT_{min} ที่เหมาะสมที่ทำให้ค่าใช้จ่ายของโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่ำที่สุด สามารถหาค่าได้ก่อนการออกแบบโครงสร้างของโครงข่าย โดยค่าพลังงานหาได้จากค่าเป้าหมายพลังงานที่คำนวณได้จากกราฟประกอบหรือตารางปัญหา ส่วนค่าพื้นที่ผิวการแลกเปลี่ยนความร้อนที่น้อยที่สุดของโครงข่ายหาได้จากกราฟประกอบสมดุล ซึ่งจะให้ค่าผิดพลาดในทางปฏิบัติไม่เกิน 5 %

2.7 ปัญหาเทรดโฮลด์ (Threshold problem) [14, 28, 36]

ในโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่จำเป็นต้องมีจุดพินช์เกิดขึ้นทุกกรณีเสมอ เรียกกรณีที่ไม่มีจุดพินช์ (Unpinched problems) นี้ว่าปัญหาเทรดโฮลด์ [14] รูปที่ 2.25 และ 2.26 พิจารณากราฟประกอบในรูปที่ 2.25 (ก) และ 2.6 (ก) ซึ่งต้องการทั้งยูทิลิตี้ความร้อนและยูทิลิตี้ความเย็น ถ้าค่าของ ΔT_{min} ลดลงโดยการเลื่อนกราฟเข้ามาใกล้กันมากขึ้นจะทำให้ยูทิลิตี้ความร้อนหรือยูทิลิตี้ความเย็นที่ต้องการลดลงดังรูปที่ 2.25 (ก) และ 2.25 (ข) กราฟประกอบจะมีลักษณะเป็นเส้นตรงที่ปลายร้อนแสดงถึงไม่ต้องการยูทิลิตี้ความร้อนและเมื่อเลื่อนกราฟเข้ามาใกล้กันมากขึ้นอีกดังรูปที่ 2.25 (ค) ยูทิลิตี้ความเย็นจะหายไป ในทำนองเดียวกัน ยูทิลิตี้ความร้อนจะหายไปดังรูปที่ 2.26 (ค)



รูปที่ 2.25 กราฟประกอบแสดงปัญหาเทรดโฮลด์ที่ต้องการเพียงยูทิลิตี้ความร้อน [14]



รูปที่ 2.26 กราฟประกอบแสดงปัญหาเทรดโฮลด์ที่ต้องการเพียงยูทิลิตี้ความเย็น [14]

กรณีไม่มีจุดพินช์ (รูปที่ 2.25-2.26) จะใช้ความแตกต่างอุณหภูมิเทรดโฮลด์ (ΔT_{th}) แทนค่าความแตกต่างอุณหภูมิต่ำสุด (ΔT_{min}) และโดยทั่วไปความสัมพันธ์จะเป็น $0 \leq \Delta T_{min} < \Delta T_{th}$ ในกรณีไม่มีจุดพินช์จะมีความต้องการใช้ยูทิลิตี้ความร้อนหรือยูทิลิตี้ความเย็นอย่างใดอย่างหนึ่ง

ในการออกแบบทางอุตสาหกรรมนั้น การเกิดปัญหาเทรดโฮลด์ยังคงมีน้อยเพราะกระบวนการทางอุตสาหกรรมส่วนใหญ่ใช้ยูทิลิตี้ความร้อนและยูทิลิตี้ความเย็นมากกว่าอย่างละหนึ่งยูทิลิตี้ แต่ก็มีโอกาสเกิดปัญหาเทรดโฮลด์ขึ้น ถ้าเครื่องปฏิกรณ์หรือเครื่องแยกสารในกระบวนการนั้นๆ มีค่าความแตกต่างอุณหภูมิต่ำสุด (ΔT_{min}) สูง

2.8 การบูรณาการกระบวนการ (Process integration) [19, 21]

กระบวนการโดยทั่วไปจะประกอบด้วยเครื่องปฏิกรณ์ หอกลั่น ระบบยูทิลิตี้ และอื่นๆ สำหรับกระบวนการที่ออกแบบอย่างเหมาะสม หน่วยปฏิบัติการ (Unit operations) ควรที่จะทำการบูรณาการอย่างเหมาะสม เพราะแต่ละหน่วยปฏิบัติการมีผลกระทบจากหน่วยปฏิบัติการด้วยกัน

เทคโนโลยีพินช์ได้รับการพิสูจน์ว่ามีประสิทธิภาพเมื่อประยุกต์กับการบูรณาการกระบวนการซึ่งรวมการบูรณาการทั้งระบบ ตั้งแต่โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การบูรณาการพลังงานความร้อนและไฟฟ้าหรือระบบความร้อนร่วม และการบูรณาการความร้อนของหอกลั่น การบูรณาการความร้อนในกระบวนการเป็นการนำความร้อนที่ยังมีศักยภาพระหว่างกระบวนการกับกระบวนการกลับมาใช้ใหม่ให้มากที่สุด เพื่อลดภาระความร้อนจากยูทิลิตี้ภายนอกให้มากที่สุด

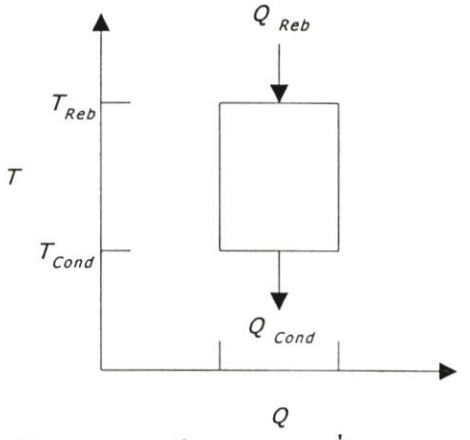
2.8.1 การบูรณาการความร้อนของหอกลั่น [40-41]

การกลั่นเป็นกระบวนการที่ใช้แยกสารผสมหลายองค์ประกอบ ใช้กันมากในอุตสาหกรรมการกลั่นปิโตรเลียม ปิโตรเคมี และอุตสาหกรรมเคมีอื่นๆ เป็นกระบวนการที่ใช้พลังงานสูง ดังนั้นการหาวิธีที่ลดการใช้พลังงานจากภายนอกเพื่อให้มีการใช้พลังงานความร้อนในระบบการกลั่นอย่างมีประสิทธิภาพจึงเป็นสิ่งที่สำคัญมาก

การอนุรักษ์พลังงานในระบบการกลั่นโดยทั่วไปมีดังนี้

1. ลดปริมาณของพลังงานที่ใส่เข้าไป สำหรับแต่ละหอกลั่นโดยการเลือกลักษณะที่ทำให้การกลั่นเหมาะสม เช่น อัตราส่วนการป้อนกลับ ปริมาณความร้อน และอื่นๆ
2. ลดปริมาณของพลังงานที่ใส่เข้าไปกับระบบการกลั่นโดยการบูรณาการพลังงาน
3. เปลี่ยนระดับพลังงานของกระบวนการรับความร้อน และกระบวนการระบายความร้อนซึ่งอาจจะเป็นการเปลี่ยนอย่างใดอย่างหนึ่งหรือทั้งสองอย่างที่ต้องการในระบบการกลั่นโดยการปรับค่าสภาพการทำงานในหอกลั่น เช่น ความดัน หรืออุณหภูมิ

รูปที่ 2.27 แสดงไดอะแกรมอุณหภูมิ-ภาระความร้อน (T-Q diagram) สำหรับหอกลั่นซึ่งแสดงปริมาณความร้อนที่ต้องให้กับรีบอยเลอร์ (Q_{Reb}) ที่อุณหภูมิรีบอยเลอร์ (T_{Reb}) และปริมาณความร้อนที่ระบายออกจากคอนเดนเซอร์ (Q_{Cond}) ที่อุณหภูมิคอนเดนเซอร์ (T_{Cond})



รูปที่ 2.27 ไดอะแกรมอุณหภูมิ-ภาระความร้อนของหอกลั่น [41]

การประยุกต์การวิเคราะห์พินช์กับหอกลั่นนั้น จะพิจารณาการจัดวางตำแหน่งในการออกแบบหอกลั่นในกระบวนการผลิตที่เหมาะสมอย่างใดอย่างหนึ่งตามแผนภูมิคาสเคด (Cascade diagram) แสดงดังรูปที่ 2.28 ดังนี้ [14, 33, 42]

1. ตำแหน่งข้ามพินช์ (Across the pinch)

พิจารณารูป 2.28 (ก) ลักษณะนี้หอกลั่นวางข้ามพินช์ รีบอยเลอร์จะรับความร้อนจากกระบวนการที่ช่วงเหนือพินช์ และคอนเดนเซอร์จะระบายความร้อนให้กระบวนการที่ช่วงใต้พินช์พบว่า เมื่อมีการถ่ายเทความร้อนข้ามพินช์ผ่านหอกลั่นทำให้มีการใช้ปริมาณยูทิลิตี้ความร้อนและยูทิลิตี้ความเย็นในกระบวนการเพิ่มขึ้น ดังนั้นการบูรณาการหอกลั่นข้ามพินช์จึงไม่เป็นการประหยัดพลังงาน

2. ตำแหน่งไม่ข้ามพินช์ (Not across the pinch)

2.1 ตำแหน่งเหนือพินช์

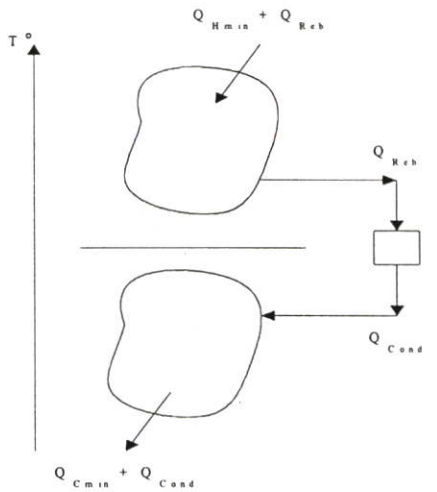
พิจารณารูป 2.28 (ข) ลักษณะนี้หอกลั่นวางเหนือพินช์ รีบอยเลอร์จะรับความร้อนจากกระบวนการช่วงอุณหภูมิสูง และคอนเดนเซอร์จะระบายความร้อนให้กระบวนการที่อุณหภูมิต่ำในช่วงเหนือพินช์ การรวมในลักษณะเช่นนี้ทำให้การใช้พลังงานรวมลดลง เพราะความต้องการยูทิลิตี้ความร้อนของกระบวนการเปลี่ยนไปเท่ากับ $Q_{Reb} - Q_{Cond}$ โดยปกติ Q_{Reb} และ Q_{Cond} มีปริมาณใกล้เคียงกัน ถ้า Q_{Reb} เท่ากับ Q_{Cond} แล้ว ยูทิลิตี้ความร้อนรวมที่ต้องการจะลดลงเหลือ $Q_{H\ min}$ จึงไม่ต้องใช้ยูทิลิตี้จากแหล่งภายนอกเพิ่มในการกลั่น ดังนั้นการรวมในตำแหน่งนี้จึงเหมาะสม

2.2 ตำแหน่งใต้พินช์

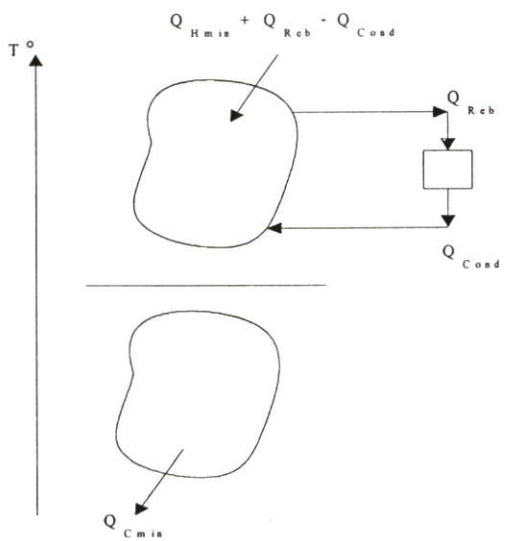
พิจารณารูป 2.28 (ค) ลักษณะนี้หอกลั่นวางใต้พินช์ รีบอยเลอร์รับความร้อนจากกระบวนการช่วงอุณหภูมิสูง และคอนเดนเซอร์จะระบายความร้อนให้กระบวนการที่อุณหภูมิต่ำใน

ช่วงใต้พินช์ การรวมในลักษณะเช่นนี้ทำให้การใช้พลังงานรวมลดลง เพราะความต้องการยูทิลิตี้ความเย็นของกระบวนการเปลี่ยนไปเท่ากับ $Q_{Cond} - Q_{Reb}$ ถ้า Q_{Cond} เท่ากับ Q_{Reb} แล้วยูทิลิตี้ความเย็นรวมที่ต้องการจะลดลงเหลือ $Q_{C\,min}$ จึงไม่ต้องใช้ยูทิลิตี้จากแหล่งภายนอกเพิ่มในการกลั่น ดังนั้นการรวมในตำแหน่งนี้จึงเหมาะสม

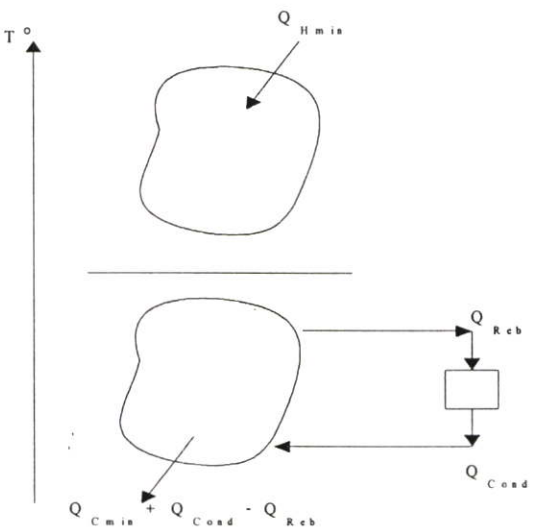
ดังนั้นตำแหน่งที่เหมาะสมของการบูรณาการหอกลั่น คือ ตำแหน่งเหนือจุดพินช์หรือตำแหน่งใต้จุดพินช์ เพราะจะทำให้การใช้พลังงานของหอกลั่นมีประสิทธิภาพ สำหรับตำแหน่งข้ามจุดพินช์เป็นตำแหน่งที่ไม่เหมาะสม เพราะทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์ เป็นผลให้ใช้ยูทิลิตี้ความร้อนเพิ่มขึ้น การแก้ไขสามารถทำได้โดยปรับความดันของหอกลั่น เพื่อให้เกิดการวางหอกลั่นในตำแหน่งที่เหมาะสม



(ก) หอกลั่นวางข้ามพินช์



(ข) หอกลั่นวางเหนือพินช์



(ค) หอกลั่นวางใต้พินช์

รูปที่ 2.28 แผนภูมิคาสเคดในการออกแบบหอกลั่น [14]

2.8.2 ผลของความดันในการบูรณาการความร้อนของหอกลั่น [41, 43]

ความดันของหอกลั่นเป็นตัวแปรการออกแบบที่สำคัญ เพราะความดันมีผลต่ออุณหภูมิของรีบอยเลอร์และคอนเดนเซอร์ซึ่งจะส่งผลต่อระดับของปริมาณความต้องการความร้อนและความต้องการความเย็น เมื่อเพิ่มความดันของหอกลั่นจะทำให้อุณหภูมิของรีบอยเลอร์และคอนเดนเซอร์สูงขึ้น ค่าการระเหยสัมพัทธ์จะลดลง การแยกของผสมจะยากขึ้น ทำให้ตำแหน่งของหอกลั่นเคลื่อนไปอยู่เหนือจุดพินช์ แต่ถ้าลดความดันของหอกลั่นจะทำให้อุณหภูมิของรีบอยเลอร์และคอนเดนเซอร์ลดลง ซึ่งจะทำให้ลดการใช้หรือไม่ต้องใช้ไอน้ำและน้ำหล่อเย็น จึงทำการแยกได้ง่ายขึ้นและใช้จำนวนเทรย์น้อยลง

2.9 ความหมายของการประหยัดพลังงาน [44-45]

การประหยัดพลังงานในโรงงาน หมายถึง การจัดการด้านการใช้พลังงานเพื่อให้ได้ประโยชน์สูงสุดโดยไม่มีผลเสียต่อกิจกรรมการผลิต โดยการพยายามใช้อุปกรณ์ที่ใช้พลังงานต่างๆ ให้มีประสิทธิภาพสูง ลดการสูญเสียพลังงาน เกิดผลดีด้านการลดต้นทุนการผลิต ลดการหยุดเครื่องจักรในขณะทำงาน และลดปัญหาด้านมลภาวะ

2.9.1 หลักทั่วไปในการประหยัดพลังงานในโรงงาน

2.9.1.1 การเลือกใช้พลังงานและเชื้อเพลิงอย่างเหมาะสม

การเลือกใช้ชนิดของพลังงานและเชื้อเพลิงใดควรพิจารณาคุณสมบัติกายภาพและราคา และควรเลือกใช้พลังงานที่เหมาะสมกับงานมากที่สุดทั้งนี้ต้องพิจารณาในแง่ของประสิทธิภาพรวมที่จะได้

2.9.1.2 การเลือกใช้วิธีแปลงพลังงานและกระบวนการผลิตอย่างเหมาะสม

ในกรณีที่กระบวนการผลิตเป็นตัวกำหนดรูปแบบของพลังงานที่จะใช้ หากกระบวนการใดสามารถใช้พลังงานได้มากกว่าหนึ่งรูปแบบ ควรพิจารณาใช้พลังงานรูปแบบที่มีความเหมาะสมทั้งทางด้านเทคนิคและทางด้านเศรษฐศาสตร์

2.9.1.3 การลดการสูญเสียและการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ

การใช้พลังงานทั้งพลังงานความร้อนและไฟฟ้าในโรงงาน ควรศึกษาสภาพการใช้งานและรายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้พลังงาน ศึกษาและวิเคราะห์หาแนวทางลดการสูญเสียเนื่องจากสาเหตุต่างๆ เช่น ลมรั่ว ท่อไอน้ำรั่ว ฉนวนความร้อนเสื่อมสภาพ เป็นต้น เพื่อให้ใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด

2.9.1.4 การนำพลังงานที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้ประโยชน์

เป็นการศึกษาวิเคราะห์นำพลังงานทิ้งจากกระบวนการต่างๆที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้ให้เป็นประโยชน์ แต่ต้องคำนึงถึงความเหมาะสมด้านเศรษฐศาสตร์

การนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ [46]

การเก็บคืนความร้อน (Heat recovery) เป็นการนำเอาความร้อนทิ้ง (Waste heat) จากกระบวนการหนึ่งไปใช้ประโยชน์ในการให้ความร้อนกับอีกกระบวนการหนึ่งหรือในกระบวนการเดียวกัน ในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ (Waste heat recovery) สิ่งแรกที่ต้องพิจารณา คือ อุปกรณ์และเครื่องจักรในกระบวนการผลิตทำงานอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุดหรือไม่ ความร้อนทิ้งมีปริมาณเหมาะสมที่จะนำกลับมาใช้หรือไม่ โดยพิจารณาอุณหภูมิ ปริมาณความร้อนทิ้งในแต่ละช่วงเวลาว่าสอดคล้องต่อความต้องการใช้งานหรือไม่ ประเภทของความร้อนทิ้งสามารถแบ่งได้ตามระดับอุณหภูมิดังแสดงในตารางที่ 2.6

ตารางที่ 2.6 ประเภทของความร้อนทิ้งแบ่งตามระดับอุณหภูมิ [46]

อุณหภูมิต่ำ	22 – 225 องศาเซลเซียส
คอนเดนเสทจากระบบไอน้ำ	56 – 92
น้ำหล่อเย็นจาก	
- อุปกรณ์และเครื่องจักรในกระบวนการผลิต	32 –96
- เครื่องอัดอากาศ	27 –52
- เครื่องยนต์สันดาปภายใน	66 –122
- ระบบทำความเย็น	32 – 42
อุณหภูมิปานกลาง	225 –625 องศาเซลเซียส
- ความร้อนจากเตาอบ	76 –232
ไอเสียจาก	
- หม้อไอน้ำ	226 –375
- กังหันก๊าซ	376 –526
- เครื่องยนต์สันดาปภายใน	251 –576
- เตาเผา	426 –625
อุณหภูมิสูง	มากกว่า 625 องศาเซลเซียส
ไอเสียจาก	
- เตาหลอมแก้ว	977 –1,526
- เตาเผาซิเมนต์	626 –726
- เตากลั่นน้ำมัน	651 – 1,076
- เตาหลอมเหล็ก	928 – 1,026
- เตาเผาขยะ	652 –977

ความร้อนทิ้งจะถูกนำไปใช้ในการอุ่นอากาศเพื่อการเผาไหม้ เพื่อการอบแห้ง ให้ความร้อนแก่เครื่องจักรในกระบวนการผลิต อุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ หรืออุ่นน้ำสำหรับใช้ในกระบวนการผลิต โดยความร้อนทิ้งอุณหภูมิสูงจะถูกนำไปใช้ในการอุ่นอากาศ ส่วนความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำจะถูกใช้ในการอุ่นน้ำสำหรับกระบวนการผลิตที่ต้องการความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำดังแสดงในตารางที่ 2.7

ตารางที่ 2.7 ตัวอย่างกระบวนการผลิตที่ต้องการความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำ [46]

กระบวนการผลิต	อุณหภูมิที่ต้องการ (องศาเซลเซียส)
พาสเจอร์ไรซ์	50 – 80
สเตอริไรซ์	100 – 120
อิวาเพอร์ไรซ์	100 – 120
ล้างขวด	70 – 80
บรรจุกระป๋อง	100 – 140
บ่มเบียร์	70 – 80
กลั่นน้ำตาล	30 – 100
อบผักผลไม้	70 – 130
อบแห้งผ้า	80 – 100
ฟอกย้อมผ้า	80 – 90
หลอมพลาสติก	80 – 200

อุปกรณ์ที่ใช้ในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีหลายประเภท การเลือกใช้ขึ้นอยู่กับความดัน อุณหภูมิ ชนิดของของไหล ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ตัวอย่างเช่น ตารางที่ 2.8

ตารางที่ 2.8 ลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [46]

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	ความดันสูงสุด (บาร์)	อุณหภูมิ (°ซ)	ขนาด (ตร.ม.)	ค่า U (วัตต์/ตร.ม.-เคลวิน)	การใช้งาน
Shell and tube	250 – 300	-200 ถึง 600	10 – 1,000	50 – 2,000	ทั่วไปและมีอุณหภูมิแตกต่างกันมาก
Double pipe finned tube	> 300 (Shell) > 1,500 (Tube)	-100 ถึง 600	0.25 - 200	20 – 600	ทั่วไปและมีอุณหภูมิแตกต่างกันมาก

ตารางที่ 2.8 (ต่อ)

Gasketed – plate	10 – 20	-25 ถึง 175	1 – 1,250	3,500 – 4,000	อุณหภูมิไม่แตกต่างกันมาก
Welded – plate	30	> 400	> 1,000	3,500 – 4,000	อุณหภูมิแตกต่างกันมาก
Gas to liquid	1	< 700	< 500	15 - 30	ให้ความร้อนแก่น้ำในกระบวนการผลิต
Gas to gas	1 (Shell) > 1 (Tube)	250 – 400	5 – 100 1,000 – 3,000	10 - 35	สำหรับนำไอเสียกลับมาใช้

วิธีการประหยัดพลังงานโดยการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่นี้ต้องลงทุนสูงและต้องวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ให้แน่ใจ ทั้งนี้ก่อนจะดำเนินการต้องมั่นใจว่าได้ดูแลและปรับปรุงประสิทธิภาพของกระบวนการผลิตในเบื้องต้นแล้ว เพราะปริมาณความร้อนที่ทิ้งอาจจะเหลือน้อยลงจนไม่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ให้คุ้มค่ากับการลงทุน

อีโคโนไมเซอร์ (Economizer) [47]

การใช้หลักการอีโคโนไมเซอร์ เป็นอีกวิธีการหนึ่งที่มีประสิทธิภาพในการนำพลังงานจากไอเสียกลับมาใช้ใหม่ เพื่อให้ความร้อนกับน้ำป้อนที่จะเข้าหม้อไอน้ำที่ความดัน 100 psig อุณหภูมิของไอน้ำและน้ำในหม้อไอน้ำ เท่ากับ 334 องศาฟาเรนไฮด์ อุณหภูมิของไอเสียที่จะถ่ายเทไปยังอุณหภูมิไอน้ำอยู่ในช่วง 50 - 150 องศาฟาเรนไฮด์ โดยจะขึ้นอยู่กับอัตราการเผาไหม้ จึงเป็นแหล่งสำหรับการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ ถ้านำความร้อนนี้กลับไปใช้ที่หม้อไอน้ำโดยการติดตั้งอุปกรณ์นำความร้อนกลับมาใช้ใหม่จะทำให้อุณหภูมิของไอเสียที่ปล่องไอเสียลดลง กล่าวคือ อุณหภูมิที่ลดลงทุกๆ 40 องศาฟาเรนไฮด์ จะทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์เพิ่มขึ้น 1 % ในกรณีที่อุณหภูมิของไอเสียลดลง 150 องศาฟาเรนไฮด์ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์จะเพิ่มขึ้น 3.75 % ในกรณีที่ใช้อีโคโนไมเซอร์ในการอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำจะทำให้เกิดการปรับปรุงประสิทธิภาพด้วยเช่นกัน โดยปกติอุณหภูมิน้ำป้อนหม้อไอน้ำจะเท่ากับ 212–220 องศาฟาเรนไฮด์ หรือมากกว่านั้น พบว่าอุณหภูมิน้ำป้อนหม้อไอน้ำที่เพิ่มขึ้นทุก ๆ 11 องศาฟาเรนไฮด์จะทำให้ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำสูงขึ้น 1 %

ข้อดีและข้อจำกัดของอีโคโนไมเซอร์ ต้องการการบำรุงรักษาที่น้อย ราคาค่อนข้างแพง หากอุณหภูมิของไอเสียหรืออุณหภูมิของน้ำที่เข้าอีโคโนไมเซอร์ต่ำมากจะทำให้ปัญหาการเกิดกรดเกิดขึ้น

2.9.1.5 การเปลี่ยนระดับของไอน้ำ (Steam level switching) [47-48]

การเปลี่ยนระดับของไอน้ำ มี 2 ประเภท คือ

1. การเปลี่ยนระดับของไอน้ำโดยไม่มีการเพิ่มเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2. การเปลี่ยนระดับของไอน้ำโดยมีการเพิ่มเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การเปลี่ยนระดับของไอน้ำ เช่น การแทนที่ไอน้ำที่มีความดันสูงด้วยไอน้ำที่มีความดันต่ำก่อให้เกิดผลดี คือ ลดการสูญเสียแฟลชสตีม (Flash steam) ทำให้การสูญเสียความร้อนในท่อจ่ายลดลง และลดการรั่วของไอน้ำ ซึ่งปกติจะเป็นการแก้ปัญหาที่มีค่าใช้จ่ายในการปรับปรุง แต่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระบวนการที่มีอยู่ การประหยัดจะอยู่ในระดับปานกลาง โดยจะขึ้นอยู่กับสภาพของระบบที่จะทำการปรับปรุงแต่ทั้งนี้จะต้องพิจารณาความเหมาะสมทางวิศวกรรม เพราะอาจมีปัญหาที่เกิดขึ้น เช่น

1. ความดันที่ลดลงจะทำให้ปริมาตรของไอน้ำเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว และจะทำให้เกิดความเร็วในท่อที่มากเกินไป ดังตารางที่ 2.9

2. การเปลี่ยนแปลงความดันอาจมีผลกระทบต่อมิเตอร์ของอุปกรณ์

3. อุปกรณ์ที่ขับ (Driven) ด้วยไอน้ำ เช่น เครื่องกำเนิดไอน้ำ อาจไม่ต้องการความดันที่จะใช้ในการดำเนินการ และหากสามารถดำเนินการได้ จะทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ลดลง

4. เสียงดัง (Cavitation noise) ที่อาจจะเกิดขึ้นในวาล์วน้ำป้อน

ตารางที่ 2.9 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันไอน้ำกับปริมาตรไอน้ำ [47]

ความดันไอน้ำ (psi)	ปริมาตรไอน้ำ (ft^3/lb)
100	4.4
50	8.6
15	25.0

2.9.2 ประเภทของมาตรการประหยัดพลังงาน [44, 49]

มาตรการต่างๆในการประหยัดพลังงาน หากพิจารณาในลักษณะของการปรับปรุงหรือระดับการลงทุนโดยทั่วไปแบ่งออกเป็น 3 ประเภท คือ

2.9.2.1 มาตรการที่ไม่ต้องลงทุนหรือลงทุนน้อย

เป็นมาตรการที่ไม่ต้องลงทุนเลยหรือลงทุนน้อยมาก ดำเนินการได้ง่าย เช่น การควบคุมอากาศส่วนเกิน การปรับความตึงสายพาน ปิดไฟในตำแหน่งที่ไม่ใช้งาน ทำความสะอาดหอน้ำหล่อเย็นที่สกปรก เป็นต้น

2.9.2.2 มาตรการที่มีการลงทุนปรับปรุงอุปกรณ์พอสมควร

เป็นมาตรการที่ต้องมีการลงทุนแต่ลงทุนไม่มาก เช่น การหุ้มฉนวน การนำคอนเดนเสทกลับมาใช้ประโยชน์ การเปลี่ยนหัวเผาในหม้อไอน้ำ การติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การติดตั้งกับดักไอน้ำ เป็นต้น

2.9.2.3 มาตรการที่มีการลงทุนสูง ระยะเวลาคืนทุนนาน

เป็นมาตรการที่ต้องมีการลงทุนสูงโดยการเปลี่ยนแปลงหรือปรับปรุงเครื่องจักรอุปกรณ์หรือกระบวนการผลิตใหม่ เช่น เปลี่ยนหม้อไอน้ำ ติดตั้งระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ ติดตั้งระบบความร้อนร่วม เป็นต้น

2.9.3 การตรวจสอบทำบัญชีพลังงาน (Energy audit) [44, 49]

การตรวจสอบทำบัญชีพลังงาน คือ การตรวจสอบและวิเคราะห์การใช้พลังงานเพื่อที่จะหาแนวทางในการประหยัดพลังงาน โดยทั่วไปการตรวจสอบทำบัญชีพลังงาน มีขั้นตอนปฏิบัติตามลำดับ 3 ขั้นตอน คือ

2.9.3.1 การตรวจสอบการใช้พลังงานจากข้อมูลในอดีต

เป็นการรวบรวมและศึกษาข้อมูลการใช้พลังงานในปีก่อนๆ ที่ทางโรงงานจดบันทึกไว้ เพื่อต้องการทราบปริมาณและค่าใช้จ่ายพลังงานทุกรูปแบบที่ใช้ ผลผลิตที่ได้ต่อปริมาณพลังงานที่ใช้ รูปแบบของการใช้พลังงานในแต่ละช่วงเวลา

2.9.3.2 การตรวจสอบการใช้พลังงานโดยการเข้าสำรวจในโรงงาน

ขั้นตอนแรกเป็นการสำรวจแผนผังของโรงงาน เพื่อให้ทราบถึงลักษณะทั่วไปของโรงงาน กระบวนการผลิตและอุปกรณ์ต่างๆ พิจารณาบริเวณที่มีการใช้พลังงานสูง ระบบการใช้พลังงานในรูปแบบต่างๆ และบริเวณที่เกี่ยวข้อง และขั้นตอนการเข้าสำรวจในโรงงาน เพื่อหาตำแหน่งที่มีการสูญเสียพลังงานและต้นเหตุการสูญเสียพลังงาน ทำการสำรวจระบบการใช้พลังงานทุกระบบ ทั้งในช่วงทำการผลิตและหยุดทำการผลิต รวมทั้งการตรวจวัดโดยใช้เครื่องมือวัดต่างๆ ข้อมูลที่ได้ทำให้ทราบสภาพการใช้พลังงาน

2.9.3.3 การตรวจสอบและการวิเคราะห์การใช้พลังงานอย่างละเอียด

จากผลของการตรวจสอบและการวิเคราะห์การใช้พลังงานข้างต้น นำข้อมูลมาสร้างรูปแบบการใช้พลังงานว่าจะต้องมีการปรับปรุงแก้ไขส่วนใดบ้าง ซึ่งจะต้องทำการตรวจสอบและลดปริมาณพลังงานสูญเสีย และวิเคราะห์หาแนวทางการปรับปรุงแก้ไข คัดเลือกวิธีการที่เหมาะสมทั้งในด้านเทคนิคและเศรษฐศาสตร์

2.10 ทฤษฎีการวิเคราะห์อุปกรณ์ที่สำคัญ [50]

2.10.1 ทฤษฎีการวิเคราะห์โดยทั่วไป

1. กฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์

กฎข้อที่หนึ่งเป็นที่รู้จักกันดีในนามของกฎของการอนุรักษ์พลังงานหรือสมการสมดุลพลังงาน

ก) กฎข้อที่หนึ่งสำหรับระบบมวลควบคุม

เมื่อระบบมวลควบคุมหรือระบบปิดเปลี่ยนจากสภาวะเริ่มต้น (Initial state, i) ไปสู่สภาวะสุดท้าย (Final state, f) กฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์แสดงดังสมการที่ 2.11

$$\dot{\Sigma}Q - \dot{\Sigma}W = \dot{\Sigma}m_f . u_f - \dot{\Sigma}m_i . u_i - \dot{\Sigma}m_{fl} . HHV \qquad (2.11)$$

โดยที่ $\dot{\Sigma}Q$ = ผลรวมของอัตราการถ่ายเทความร้อนข้ามขอบเขตระหว่างระบบมวลควบคุมกับสภาวะแวดล้อม (kW)

$\dot{\Sigma}W$ = ผลรวมของงาน (kW)

$\dot{\Sigma}m_f . u_f$ = ผลรวมของอัตราพลังงานภายในของระบบที่สภาวะสุดท้าย (kW)

$\dot{\Sigma}m_i . u_i$ = ผลรวมของอัตราพลังงานภายในของระบบที่สภาวะเริ่มต้น (kW)

$\dot{\Sigma}m_{fl} . HHV$ = ผลรวมของอัตราพลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (kW)

ข) กฎข้อที่หนึ่งสำหรับระบบปริมาตรควบคุม

เมื่อของไหลกระแสหนึ่งหรือหลายกระแสเข้าสู่ปริมาตรควบคุมที่สภาวะเริ่มต้นและออกจากปริมาตรควบคุมที่สภาวะสุดท้าย ถ้าการไหลเป็นไปโดยสม่ำเสมอ เรียกกรณีนี้ว่าสมการการไหลโดยสม่ำเสมอ (Steady Flow Energy Equation, SFEE) ดังสมการที่ 2.12

$$\dot{Q} - \dot{W}_{CV} = \dot{\Sigma}m_f . h_f - \dot{\Sigma}m_i . h_i - \dot{\Sigma}m_{fl} . HHV \qquad (2.12)$$

โดยที่ $\dot{Q}$ = อัตราการถ่ายเทความร้อนข้ามขอบเขตของระบบปริมาตรควบคุม (kW)

$\dot{W}_{CV}$ = อัตราของงานที่กระทำข้ามขอบเขต (kW)

$\dot{\Sigma}m_f . h_f$ = ผลรวมของอัตราเอนทาลปีของระบบที่สภาวะสุดท้าย (kW)

$\dot{\Sigma}m_i . h_i$ = ผลรวมของอัตราเอนทาลปีของระบบที่สภาวะเริ่มต้น (kW)

$\dot{\Sigma}m_{fl} . HHV$ = ผลรวมของอัตราพลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (kW)

ค) ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่ง (η_I)

η_I = พลังงานที่ได้ออกมาใช้ประโยชน์/พลังงานที่ป้อนเข้า (2.13)

2. กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์

การวิเคราะห์ตามกฎข้อที่สองนี้จะให้ความสำคัญกับคุณภาพของพลังงาน โดยทั่วไปแล้วจะเรียกการวิเคราะห์นี้ว่า การวิเคราะห์อเวเลบิลิตี (Availability analysis) ซึ่งจะเป็นการนำกฎข้อที่สองมาประยุกต์กับพลังงานหรือองค์ประกอบของระบบเพื่อประเมินว่าการแปลงรูปพลังงานที่เกี่ยวข้องมีขีดจำกัดเท่าใดหลังจากที่ได้แปลงพลังงานต่างๆให้เป็นงานเหมือนกัน ซึ่งจะเป็นแนวทางสำคัญที่จะช่วยให้การประหยัดพลังงานเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ

ก) สมการอเวเลบิลิตีสำหรับระบบมวลควบคุม

กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ สำหรับระบบมวลควบคุมเขียนอยู่ในรูปของสมดุลอเวเลบิลิตีได้ดังนี้

$$\Delta A = \int(1 - T_o / T_j)\, dQ - (W - P_o . \Delta V) - T_o . \Delta S_c + \Delta A^{ch} \qquad (2.14)$$

โดยที่ ΔA = การเปลี่ยนแปลงอเวเลบิลิตีของระบบ

T_o = อุณหภูมิสัมบูรณ์ที่ Dead state ที่ 30 องศาเซลเซียส

T_j = อุณหภูมิผิวที่มีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น

$\int(1 - T_o / T_j)\, dQ$ = การเปลี่ยนแปลงอเวเลบิลิตีเนื่องจากการถ่ายเทความร้อน

$(W - P_o . \Delta V)$ = การเปลี่ยนแปลงอเวเลบิลิตีเนื่องจากการถ่ายเทงาน (Work interaction)

$T_o . \Delta S_c$ = I = ค่าการย้อนกลับไม่ได้ (Irreversibility)

ΔA^{ch} = การเปลี่ยนแปลงอเวเลบิลิตีทางด้านเคมี

ข) สมการอเวเลบิลิตีสำหรับระบบปริมาตรควบคุม

กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบปริมาตรควบคุมจะเขียนอยู่ในรูปสมดุลเอ็กเซอร์จี (Exergy) หรืออเวเลบิลิตีไหล (Flow availability) ได้ดังนี้

$$dA_{cv}/dt = \sum_j (1 - T_o/T_j)(dQ_j/dt) - (dW_{cv}/dt - Po\, .\, dV_{cv}/dt) + \sum_j (dm_j/dt) . a_{f\,j} + dI/dt) \qquad (2.15)$$

โดยที่ dA_{cv}/dt = อัตราการเปลี่ยนแปลงอเวเลบิลิตีของระบบปริมาตรควบคุม

dQ_j/dt = อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผิวของอุปกรณ์

dW_{cv}/dt = อัตราของงานที่กระทำข้ามขอบเขตของระบบปริมาตรควบคุม

P_o = ความดันที่สภาวะเริ่มต้น

dV_{cv}/dt = อัตราการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรของระบบปริมาตรควบคุม

dm_j/dt = อัตราการเปลี่ยนแปลงของมวลของระบบปริมาตรควบคุม

$a_{f\,j}$ = อเวเลบิลิตีการไหลจำเพาะ (Specific flow availability หรือ Exergy)

dI/dt = อัตราค่าการย้อนกลับไม่ได้

ค) ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่สอง (η_2)

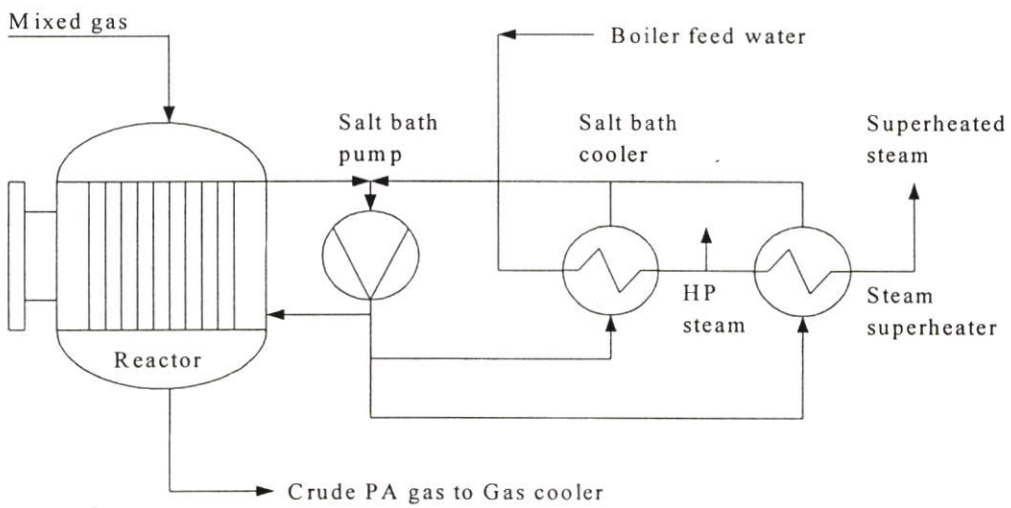
η_2 = อเวเลบิลิตีที่ใช้ประโยชน์/อเวเลบิลิตีที่ให้แก่ระบบ (2.16)

2.10.2 ทฤษฎีการวิเคราะห์อุปกรณ์ที่สำคัญแต่ละชนิดที่เลือกศึกษา

1. ทฤษฎีการวิเคราะห์เครื่องปฏิกรณ์ [51]

การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์

รูปที่ 2.29 แสดงระบบปริมาตรควบคุมของเครื่องปฏิกรณ์



รูปที่ 2.29 ระบบปริมาตรควบคุมของเครื่องปฏิกรณ์

ตัวอย่างการวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 รายละเอียดแสดงในภาคผนวก ก .1 มีหลักการวิเคราะห์ดังต่อไปนี้

1. หาความร้อนของเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ (Salt bath cooler) และสตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์ (Steam superheater) (ΔH_{rec})

2. หาค่าความร้อนจากเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ (H_{sb}) โดยพิจารณาจากสมการ

$$H_{sb} = m_1 \Delta h_1 \qquad (2.17)$$

โดยที่ m_1 = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อนหม้อไอน้ำเข้าอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์

Δh_1 = ผลต่างของเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่ความดัน 23 บาร์ อุณหภูมิ 220 องศาเซลเซียสกับเอนทาลปีของน้ำป้อนหม้อไอน้ำที่ความดัน 29 บาร์ อุณหภูมิ 210 องศาเซลเซียส

3. หาค่าความร้อนจากเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังสตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์ (H_{ss})

$$H_{ss} = m_2 \Delta h_2 \quad (2.18)$$

โดยที่ m_2 = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวดที่ความดัน 21 บาร์ อุณหภูมิ 340 องศาเซลเซียส

Δh_2 = ผลต่างของเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวดที่ความดัน 21 บาร์ อุณหภูมิ 340 องศาเซลเซียสกับเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่ความดัน 23 บาร์ อุณหภูมิ 220 องศาเซลเซียส

4. หาค่าความร้อนจากเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังก๊าซคูลเลอร์ (H_{gc}) โดยพิจารณาจากสมการ

$$H_{gc} = m_3 C_p \Delta t_{gc} \quad (2.19)$$

โดยที่ m_3 = อัตราการไหลโดยมวลของก๊าซผสมที่ออกจากเครื่องปฏิกรณ์เข้าก๊าซคูลเลอร์

C_p = ความจุความร้อนจำเพาะของสารที่ออกจากก๊าซคูลเลอร์

Δt_{gc} = ผลต่างของอุณหภูมิของสารที่เข้าและออกจากก๊าซคูลเลอร์

5. หาค่าความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสีจากเครื่องปฏิกรณ์ (H_{rl}) โดยพิจารณาจากผลต่างของความร้อนของเครื่องปฏิกรณ์รวมที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์และสตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์กับความร้อนที่ถ่ายเทไปเฉพาะที่อุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์และสตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์ ดังสมการ

$$\Delta H_{rec} = H_{sb} + H_{ss} + H_{rl} \quad (2.20)$$

$$H_{rl} = \Delta H_{rec} - H_{sb} - H_{ss} \quad (2.21)$$

6. หาค่าความร้อนทั้งหมดจากปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นในเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ต่างๆ ($\Delta H_{reaction}$) ดังสมการ

$$\Delta H_{react} = \Delta H_{rec} + H_{gc} \quad (2.22)$$

$$= H_{sb} + H_{ss} + H_{rl} + H_{gc} \quad (2.23)$$

7. เขียนแผนผังการวิเคราะห์พลังงานของเครื่องปฏิกรณ์โดยใช้ Sankey diagram

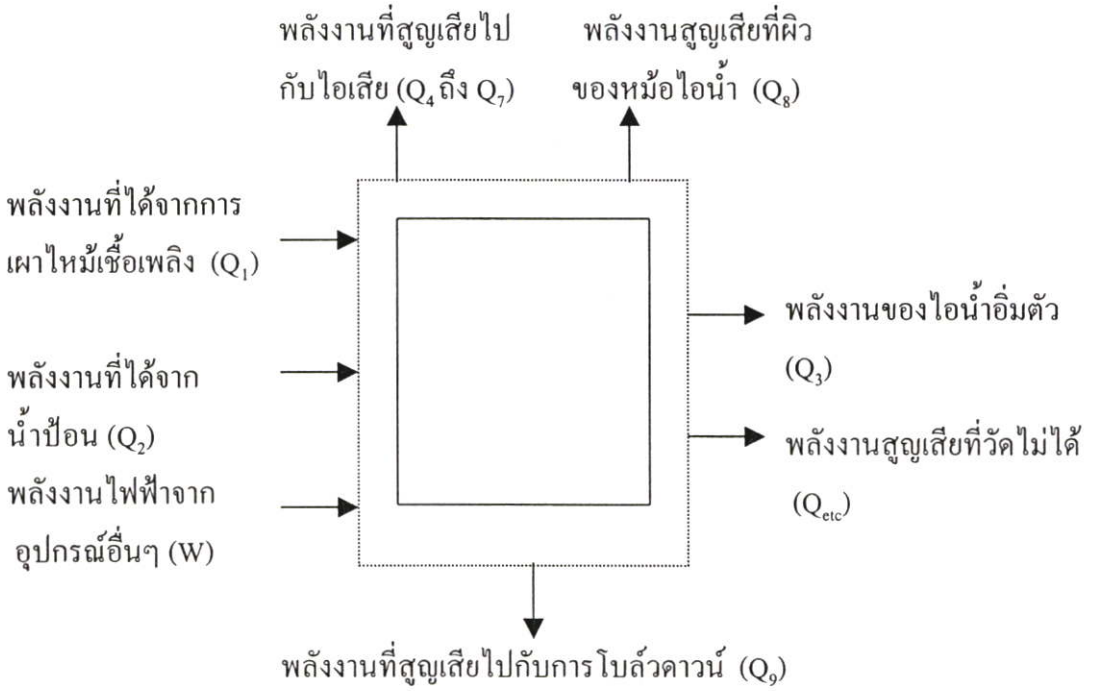
การวิเคราะห์การใช้พลังงานของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 2 คิดหลักการเดียวกัน

2. ทฤษฎีการวิเคราะห์หม้อไอน้ำ [50]

การวิเคราะห์พลังงานของระบบหม้อไอน้ำนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาสภาพการทำงานของระบบโดยวิเคราะห์การใช้พลังงานและประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ รายละเอียดแสดงในภาคผนวก ก. 2

การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำ

เมื่อพิจารณาให้หม้อไอน้ำเป็นปริมาตรควบคุม (Control volume) ดังรูปที่ 2.30 พลังงานที่เข้าสู่ระบบนี้ได้รับจากความร้อนของน้ำมันเตาและพลังงานไฟฟ้าจากอุปกรณ์อื่นๆ เช่น ปั๊มน้ำป้อน หัวเผาในหม้อไอน้ำ เป็นต้น ส่วนพลังงานที่ออกจากระบบ ได้แก่ ไอน้ำอิ่มตัว พลังงานที่สูญเสียไปกับไอเสีย พลังงานสูญเสียที่ผิวของหม้อไอน้ำ พลังงานที่สูญเสียไปกับการโบล์วดาวน์ ซึ่งการวิเคราะห์พลังงานที่เข้าและออกจากระบบพิจารณาเทียบกับสภาวะอากาศแวดล้อม



รูปที่ 2.30 ปริมาตรควบคุมสำหรับวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำ

ในการวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำนั้น มีข้อสมมติฐานดังต่อไปนี้

-ถือว่าระบบที่พิจารณาเป็นสภาวะคงตัว (Steady state condition) ตลอดการวิเคราะห์

-ไอน้ำที่ออกจากหม้อไอน้ำเป็นไอน้ำอิ่มตัว

-การไหลเป็นการไหลแบบมิติเดียวในจุดที่มวลผ่านเข้ามาที่เขตปริมาตรควบคุม (Control volume boundary)

-ค่าพลังงานและค่าอเวเลบิลิตีจะวิเคราะห์ในหน่วยของพลังงานต่อหน่วยมวลของเชื้อเพลิงที่ใช้

-อัตราน้ำป้อนจะเท่ากับอัตราการไหลของไอน้ำรวมกับอัตราการระบายน้ำทิ้งในแต่ละชั่วโมง

-มีพลังงานทางไฟฟ้าในปริมาตรควบคุม ยกเว้นกับพัดลมและปั๊มน้ำป้อนจะถือว่ามีค่าการใช้ไฟฟ้าเพียงเล็กน้อย

-ไม่คิดค่าความแตกต่างระหว่างพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ในการวิเคราะห์เพราะมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับค่าอื่นๆ

-ค่าพลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงให้ถือว่ามีค่าเท่ากับค่าความร้อนขั้นสูงของเชื้อเพลิง (Higher heating value)

จากข้อกำหนดดังกล่าวจะสามารถเขียนสมการสมดุลพลังงานของปริมาตรควบคุมนี้ โดยใช้กฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้ คือ

$$Q_i = Q_o + Q_{etc} \quad (2.24)$$

โดยที่ Q_i = พลังงานทั้งหมดที่เข้าสู่ระบบต่อกิโลกรัมของเชื้อเพลิง (kJ/kg)

Q_o = พลังงานทั้งหมดที่ออกจากปริมาตรควบคุมต่อกิโลกรัมของเชื้อเพลิง (kJ/kg)

Q_{etc} = พลังงานสูญเสียที่วัดไม่ได้ของหม้อไอน้ำ (kJ/kg)

จากสมการสมดุลพลังงานแยกเป็นพลังงานเข้าและออกของหม้อไอน้ำได้ดังนี้

1. พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (Q_1) : kJ/kg

$$Q_1 = HHV \quad (2.25)$$

โดยที่ HHV = ค่าความร้อนขั้นสูงของน้ำมันเตาเกรดเอ (kJ/kg)

2. พลังงานของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Q_2) : kJ/kg

$$Q_2 = \frac{m_w}{m_f} \times (h_1 - h_O) \quad (2.26)$$

โดยที่ m_w = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (kg/h)

m_f = อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง (kg/h)

h_1 = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (kJ/kg)

h_O = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำป้อนหม้อไอน้ำที่สภาวะ Dead state (kJ/kg)

3. พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบหม้อไอน้ำ (W) : kJ/kg

$$W = kW_{act} \times \frac{3600}{m_f} \quad (2.27)$$

โดยที่ kW_{act} = พลังงานไฟฟ้าที่ใช้จริงในระบบ (kW)

4. พลังงานของไอน้ำอิ่มตัว (Q_3) : kJ/kg

$$Q_3 = \frac{m_s}{m_f} \times (h_2 - h_O) \quad (2.28)$$

โดยที่ m_s = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำอิ่มตัว (kg/h)

h_2 = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำอิ่มตัว (kJ/kg)

5. พลังงานสูญเสียไปกับไอเสียแห้ง (Q_4) : kJ/kg

$$Q_4 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_1) \quad (2.29)$$

โดยที่ W_g = น้ำหนักจริงของไอเสียแห้ง (kg)

C_{pg} = ความร้อนจำเพาะของไอเสียแห้ง (kJ/kg-K)

T_g = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของไอเสีย (K)

T_1 = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อม (K)

6. พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง (Q_5) : kJ/kg

$$Q_5 = A \times (S_H + L_H) \quad (2.30)$$

$$= 9H \times (S_H + L_H) \quad (2.31)$$

โดยที่ A = ปริมาณน้ำจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง (kg)

H = น้ำหนักของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม (kg)

S_H = ความร้อนสัมผัสของน้ำที่สภาวะบรรยากาศ (kJ/kg)

$$= C_{pv} \times (T_g - T_0) \quad (2.32)$$

C_{pv} = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำ (kJ/kg-K)

T_o = อุณหภูมิสัมบูรณ์ที่สภาวะ Dead state

L_H = ความร้อนแฝงของน้ำที่สภาวะบรรยากาศ (kJ/kg)

7. พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง (Q_6) : kJ/kg

$$Q_6 = M \times (S_H + L_H) \quad (2.33)$$

โดยที่ M = ปริมาณของความชื้นในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม (kg)

8. พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ (Q_7) : kJ/kg

$$Q_7 = M_w \times C_{pv} \times (T_g - T_1) \times M_a \quad (2.34)$$

โดยที่ M_w = ปริมาณความชื้นในอากาศ (kg)

M_a = น้ำหนักจริงของอากาศ (kg)

9. พลังงานสูญเสียจากผิวของหม้อไอน้ำ (Q_8) : kJ/kg

$$Q_8 = \frac{Q_{AL}}{m_f} \quad (2.35)$$

โดยที่ Q_{AL} = พลังงานที่สูญเสียเฉลี่ยจากผิวของหม้อไอน้ำ (kJ/h)

10. พลังงานสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ (Q_9) : kJ/kg

$$Q_9 = \left(\frac{m_{bd}}{m_f}\right) \times (h_{sat} - h_o) \quad (2.36)$$

โดยที่ m_{bd} = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำโบล์วดาวน์ (kg/h)

h_{sat} = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำอิ่มตัวที่ความดันของไอน้ำอิ่มตัว (kJ/kg)

11. พลังงานสูญเสียที่วัดไม่ได้ (Q_{etc}) : kJ/kg

$$Q_{etc} = (Q_1 + Q_2 + W) - (Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9) \quad (2.37)$$

12. ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ (η_1)

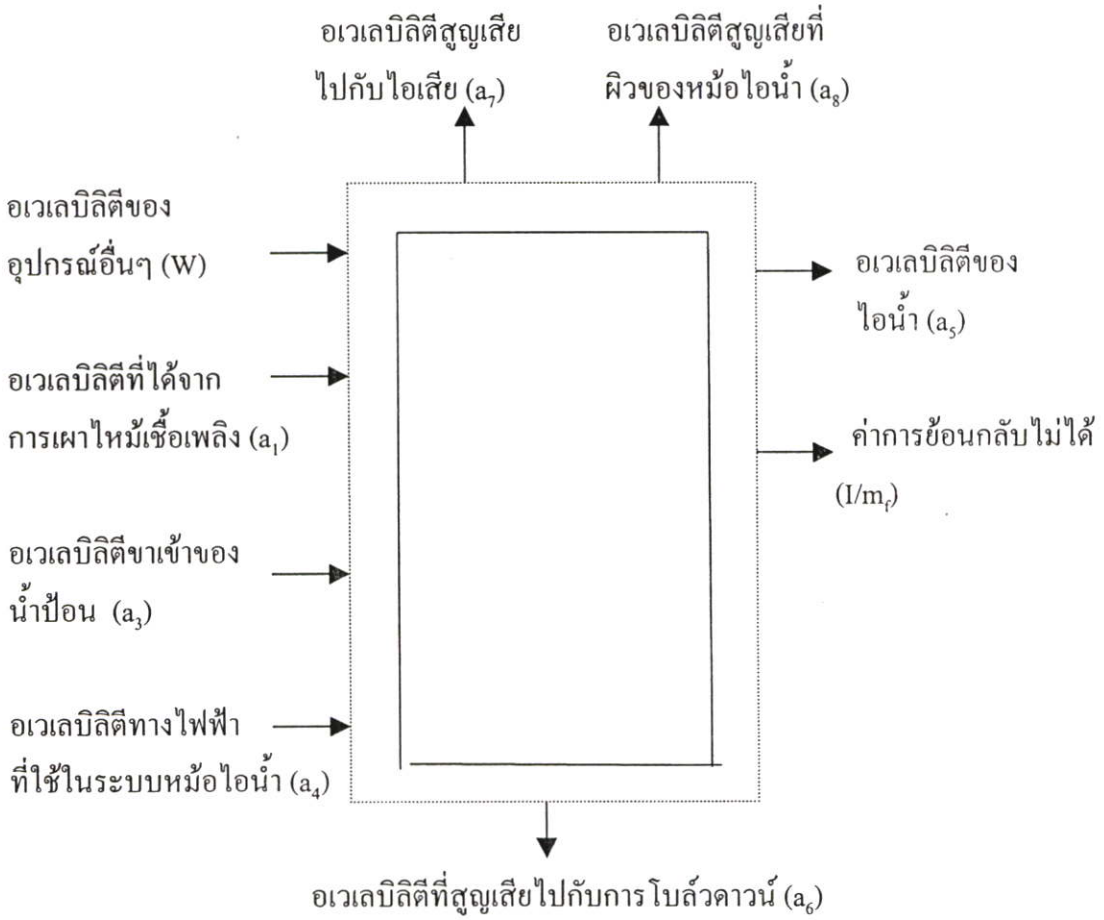
$$\eta_1 = \frac{\text{Energy used to evaporate the water}}{\text{Net energy input}}$$

$$= \frac{Q_3 - Q_2}{Q_1 + W} \quad (2.38)$$

การวิเคราะห์อเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำ

การวิเคราะห์เกี่ยวกับคุณภาพของพลังงานนั้นจะต้องใช้กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์เป็นตัววิเคราะห์ โดยจะได้ค่างานที่ทำได้สูงสุดซึ่งเป็นค่าอเวเลบิลิตี

สำหรับปริมาตรควบคุมในการวิเคราะห์อเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำแสดงดังรูปที่ 2.31



รูปที่ 2.31 ปริมาตรควบคุมสำหรับการวิเคราะห์อเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำ

ในการวิเคราะห์อเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำนั้น มีข้อสมมติฐานดังนี้

-ถือว่าระบบที่พิจารณาเป็นสภาวะคงตัวตลอดการวิเคราะห์

-ไอน้ำที่ออกจากหม้อไอน้ำเป็นไอน้ำอิ่มตัว

-ค่าอเวเลบิลิตีจำเพาะของเชื้อเพลิงสามารถคำนวณได้จากสมการของ Moran [52]

-อุณหภูมิขาออกของหม้อไอน้ำถือว่ามีค่าเท่ากับอุณหภูมิของไอเสียโดยที่อุณหภูมิขาเข้าของหม้อไอน้ำมีค่าเป็น 30 องศาเซลเซียส

จากข้อกำหนดดังกล่าวสามารถเขียนสมดุลอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำโดยใช้ทฤษฎีจากกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้ คือ

$$a_i = a_o + (I/m_f) \tag{2.39}$$

โดยที่ a_i = อเวเลบิลิตีขาเข้าของหม้อไอน้ำทั้งหมดต่อเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม (kJ/kg)

a_o = อเวเลบิลิตีขาออกของหม้อไอน้ำทั้งหมดต่อเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม (kJ/kg)

(I/m_f) = ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ (kJ/kg)

จากสมการสมดุลอเวเลบิลิตีแยกเป็นอเวเลบิลิตีเข้าและออกของหม้อไอน้ำดังนี้

1. อเวเลบิลิตีที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (a_1) : kJ/kg

$$a_1 = (LHV)_d \times [1.048 + 0.0013\left(\frac{H}{C}\right) + 0.1083\left(\frac{O}{C}\right) + 0.0549\left(\frac{N}{C}\right)] + (6740\times S) \tag{2.40}$$

โดยที่ $(LHV)_d$ = ค่าความร้อนขั้นต่ำของเชื้อเพลิง (Lower heating value) (kJ/kg)

$\frac{H}{C}$ = อัตราส่วนโดยมวลของไฮโดรเจนและคาร์บอนในเชื้อเพลิง (kg/kg)

$\frac{O}{C}$ = อัตราส่วนโดยมวลของออกซิเจนและคาร์บอนในเชื้อเพลิง (kg/kg)

$\frac{N}{C}$ = อัตราส่วนโดยมวลของไนโตรเจนและคาร์บอนในเชื้อเพลิง (kg/kg)

S = มวลของกำมะถันในเชื้อเพลิง (kg)

2. อเวเลบิลิตีของอากาศขาเข้าหม้อไอน้ำ (a_2) : kJ/kg

เนื่องจากการเผาไหม้อากาศที่ส่งเข้าไปในหม้อไอน้ำอยู่ที่สภาวะ Dead state และไม่มีการอุ่นอากาศ ดังนั้นจึงไม่มีค่าอเวเลบิลิตี ($a_2 = 0$)

3. อเวเลบิลิตีของน้ำขาเข้าหม้อไอน้ำ (a_3) : kJ/kg

$$a_3 = \frac{m_w}{m_f} \times [(h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)] \quad (2.41)$$

โดยที่ T_0 = อุณหภูมิสัมบูรณ์ที่ Dead state (K)

s_1 = เอนโทรปีจำเพาะของน้ำป้อน (kJ/kg-K)

s_0 = เอนโทรปีจำเพาะของน้ำที่อุณหภูมิ Dead state (kJ/kg-K)

4. อเวเลบิลิตีทางไฟฟ้าที่ใช้ในระบบหม้อไอน้ำ (a_4) : kJ/kg

$$a_4 = W \quad (2.42)$$

5. อเวเลบิลิตีของไอน้ำขาออก (a_5) : kJ/kg

$$a_5 = \frac{m_s}{m_f} \times [(h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0)]$$

โดยที่ s_2 = เอนโทรปีจำเพาะของไอน้ำอิ่มตัว (kJ/kg-K)

6. อเวเลบิลิตีที่สูญเสียไปกับการโบล์วดาวน์ (a_6) : kJ/kg

$$a_6 = \frac{m_{bd}}{m_f} \times [(h_{sat} - h_0) - T_0 (s_{sat} - s_0)] \quad (2.43)$$

โดยที่ s_{sat} = เอนโทรปีจำเพาะของน้ำอิ่มตัวที่ความดันของไอน้ำอิ่มตัว (kJ/kg-K)

7. อเวเลบิลิตีที่สูญเสียไปกับไอเสีย (a_7) : kJ/kg

จากการไหลของไอเสีย สามารถคำนวณค่าอเวเลบิลิตีต่อโมลของไอเสียได้ดังนี้

$$\begin{aligned} a_7 = \Bigg\{ & X_{N_2} \times \left[C_{P_{N_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{N_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{N_2}}{X^\circ_{N_2}}\right)\right] \\ & + X_{O_2} \times \left[C_{P_{O_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{O_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{O_2}}{X^\circ_{O_2}}\right)\right] \\ & + X_{CO_2} \times \left[C_{P_{CO_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{CO_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{CO_2}}{X^\circ_{CO_2}}\right)\right] \\ & + X_{H_2O} \times \left[C_{P_{H_2O}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{H_2O}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{H_2O}}{X^\circ_{H_2O}}\right)\right] \\ & + X_{SO_2} \times \left[C_{P_{SO_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{SO_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln X_{SO_2} + a^{-ch}(T_0, P_0)\right] \Bigg\} \end{aligned}$$

(2.44)

โดยที่ C_p = ความร้อนจำเพาะของ SO_2 (kJ/kmol-K)

x_i = เศษส่วนโมลขององค์ประกอบของไอเสีย

i = N_2, O_2, CO_2, H_2O และ SO_2

$a^{ch}(T_0, P_0)$ = อเวเลบิลิตีทางเคมีของ SO_2

= 295,736 kJ/kmol

R = ค่าคงที่ของก๊าซสากล

= 8.314 kJ/kg-K

T_i = อุณหภูมิสัมบูรณ์ที่ทางออกไอเสีย (K)

8. อเวเลบิลิตีสูญเสียที่ผิวของหม้อไอน้ำ (a_8) : kJ/kg

$$a_8 = \left(1 - \frac{T_o}{T_{s_1}}\right) \times Q_8 \qquad (2.45)$$

โดยที่ T_{s_1} = อุณหภูมิสัมบูรณ์เฉลี่ยที่ผิวของหม้อไอน้ำ (K)

9. ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ (I/m_f) : kJ/kg

ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ = อเวเลบิลิตีขาเข้าทั้งหมด - อเวเลบิลิตีขาออกทั้งหมด

$$\frac{I}{m_f} = (a_1 + a_3 + a_4) - (a_5 + a_6 + a_7 + a_8) \qquad (2.46)$$

10. ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ (η_2)

$$\eta_2 = \frac{\text{Availability increased in water}}{\text{Total availability input}}$$

$$= \frac{a_5 - a_3}{a_1 + a_4} \qquad (2.47)$$

3. ทฤษฎีการวิเคราะห์สมดุลพลังงานเครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) [50]

เนื่องจากเครื่องอุ่นอากาศไม่เกี่ยวกับการผลิตพลังงาน ดังนั้นจะวิเคราะห์การใช้พลังงานโดยอาศัยกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์เท่านั้น รายละเอียดแสดงในภาคผนวก ก.3

การวิเคราะห์สมดุลพลังงานระบบปริมาตรควบคุมแสดงในรูปที่ 2.32 โดยมีสมมติฐานในการวิเคราะห์ดังนี้

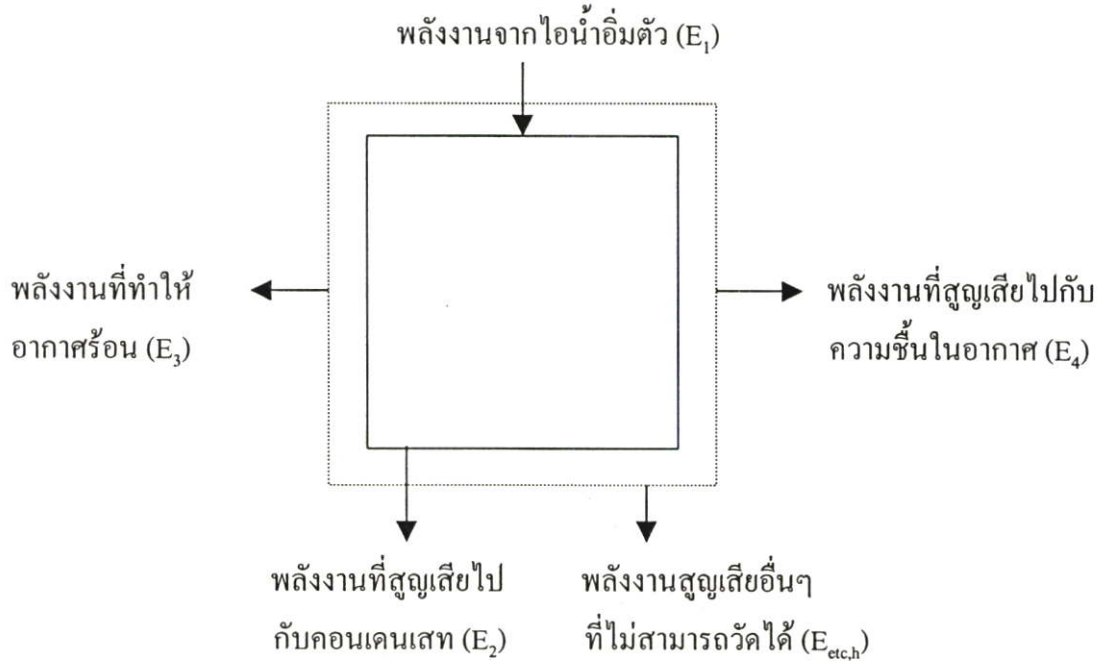
1. ถือว่าระบบที่พิจารณาเป็นสภาวะคงตัวตลอดการวิเคราะห์

2. ไม่คิดความแตกต่างของพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ระหว่างทางเข้าและทางออกของเครื่องอุ่นอากาศ

3. อัตราการไหลของไอน้ำเข้าเครื่องอุ่นอากาศแต่ละเครื่องเท่ากับอัตราการไหลของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องอุ่นอากาศแต่ละเครื่อง

4. หาอัตราการไหลของอากาศร้อน โดยกำหนดให้อัตราการไหลที่วัดได้เป็นปริมาตรของอากาศแห้งทั้งหมดเพราะความชื้นมีน้อยมาก (ประมาณ 2-4 %)

5. ให้อัตราการไหลของอากาศเย็นเข้าเครื่องอุ่นอากาศมีค่าเท่ากับอัตราการไหลของอากาศร้อนออกจากเครื่องอุ่นอากาศ



รูปที่ 2.32 ระบบปริมาตรควบคุมของเครื่องอุ่นอากาศ

จากข้อกำหนดดังกล่าวสามารถเขียนสมการสมดุลพลังงาน ได้ดังนี้

$$m_{SLij,h}.h_{s,h} = m_{CLij,h}.h_{c,h} + m_{a,h}\left[C_{pa}\left(T_{o,h}-T_{i,h}\right)+ MC_a.C_v\left(T_{o,h}-T_{i,h}\right)\right]+E_{etc,h} \quad (2.48)$$

โดยที่ $m_{SLij,h} = m_{CLij,h}$

จากสมการสมดุลพลังงานแยกเป็นพลังงาน เข้า-ออก เครื่องอุ่นอากาศ ได้ดังนี้

1. พลังงานจากไอน้ำอิ่มตัวที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (E_1) :kW

$$E_1 = m_{SLij,h} \times h_{s,h} \quad (2.49)$$

โดยที่ $m_{SLij,h}$ = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kg/h) (i หมายถึง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ i j หมายถึง สเตทที่ j และ h หมายถึง ไอน้ำร้อน)

$h_{s,h}$ = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kJ/kg)

2. พลังงานสูญเสียไปกับคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (E_2) : kW

$$E_2 = m_{CLij,h} \times h_{c,h} \quad (2.50)$$

โดยที่ $m_{CLij,h}$ = อัตราการไหลโดยมวลของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kg/h)

$h_{c,h}$ = เอนทาลปีจำเพาะของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kJ/kg)

3. พลังงานที่ทำให้อากาศร้อน (E_3) : kW

$$E_3 = m_{a,h} \times C_{pa} \left(T_{o,h} - T_{i,h}\right) \quad (2.51)$$

โดยที่ $m_{a,h}$ = อัตราการไหลโดยมวลของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kg /h)

C_{pa} = ความร้อนจำเพาะของอากาศแห้ง (kJ/kg-K)

$T_{o,h}$ = อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (K)

$T_{i,h}$ = อุณหภูมิของอากาศแวดล้อมที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (K)

4. พลังงานสูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ (E_4) : kW

$$E_4 = MC_a \times m_{a,h} \times C_v \left(T_{o,h} - T_{i,h}\right) \quad (2.52)$$

โดยที่ MC_a = อัตราส่วนความชื้นในอากาศ (kg)

C_v = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำ (kJ/kg-K)

5. พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดได้ ($E_{etc,h}$) : kW

$$E_{etc,h} = E_1 - (E_2 + E_3 + E_4) \quad (2.53)$$

6. ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (η_h)

$$\eta_h = \left[\frac{m_{a,h} \times C_{pa} (T_{o,h} - T_{i,h})}{m_{SLij,h} \times .h_{s,h}}\right] \times 100 \quad (2.54)$$

4. ทฤษฎีการวิเคราะห์สมดุลพลังงานหม้อต้มน้ำมันร้อน (Thermal oil boiler or Hot oil boiler) [53]

หม้อต้มน้ำมันร้อน เป็นอุปกรณ์นำความร้อนที่อาศัยน้ำมันร้อน (Thermal oil) ที่มีอุณหภูมิสูงเป็นตัวถ่ายเทความร้อน โดยออกแบบเป็นขดท่อน้ำมันร้อน (Heating coil) ที่อยู่ภายในหม้อต้มน้ำมันร้อน วัสดุที่ใช้ทำขดท่อน้ำมันร้อนต้องทนอุณหภูมิได้สูงเกินกว่า 350 องศาเซลเซียส และสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดี ขนาดของขดท่อน้ำมันร้อนต้องออกแบบให้เหมาะสมกับปริมาณความร้อนที่ต้องการใช้งานและผ่านการทดสอบความปลอดภัยที่ความดันสูงกว่า 1.5 เท่าของความดันที่ออกแบบใช้งาน หม้อต้มน้ำมันร้อนสามารถต้มน้ำมันร้อนให้มีอุณหภูมิสูงถึง 300 องศาเซลเซียส โดยน้ำมันร้อนยังคงสถานะเดิม คือ เป็นของเหลวที่ความดันใช้งานต่ำประมาณ 4 บาร์ เท่านั้น

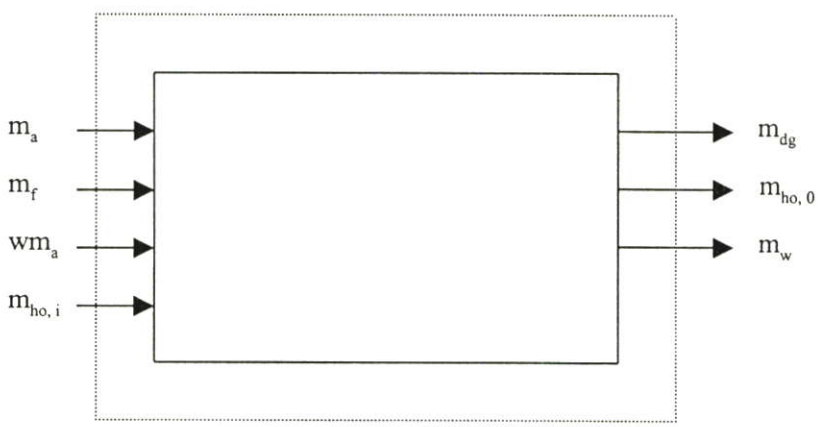
การติดตั้งหม้อต้มน้ำมันทำได้ 2 ลักษณะ คือ แบบตั้ง และแบบนอน ซึ่งสามารถเลือกใช้ตามความเหมาะสมของสถานที่และการใช้งาน ระบบการทำงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนแบ่งเป็น 2 ระบบ คือ

1. ระบบเปิด (Open circuit system) ระบบนี้น้ำมันร้อนในระบบสัมผัสโดยตรงกับอากาศที่ถังรองรับการขยายตัว (Expansion tank) ระบบเปิดเหมาะจะใช้งานที่อุณหภูมิน้ำมันร้อนไม่เกิน 200 องศาเซลเซียส ปัญหาของการใช้ระบบเปิด คือ น้ำมันร้อนจะเสื่อมสภาพเร็วขึ้นโดยเฉพาะการใช้งานที่อุณหภูมิสูงๆ

2. ระบบปิด (Closed circuit system) ระบบนี้น้ำมันร้อนในระบบจะไม่สัมผัสกับอากาศโดยตรง โดยจะถูกคลุมด้วยก๊าซเฉื่อย เช่น ก๊าซไนโตรเจน เป็นต้น หรือน้ำมันเย็นทำให้น้ำมันร้อนมีอายุการใช้งานยาวนานกว่าในระบบเปิด หม้อต้มน้ำมันร้อนระบบปิดนี้สามารถออกแบบให้ใช้งานที่อุณหภูมิสูงถึง 300 องศาเซลเซียส

การวิเคราะห์หม้อต้มน้ำมันร้อนจะพิจารณาแบบระบบปริมาตรควบคุมและให้สภาวะแวดล้อมเป็นสภาวะอ้างอิง ดังแสดงในรูปที่ 2.33 รายละเอียดแสดงในภาคผนวก ก.4 ในการวิเคราะห์หม้อต้มน้ำมันร้อนมีสมมติฐานในการวิเคราะห์ ดังนี้

1. ถือว่าระบบที่พิจารณาทำงานอยู่ในสภาวะคงตัวและไม่มีการรั่ว
2. ค่าความร้อนจำเพาะเฉลี่ยของน้ำมันร้อนพิจารณาที่ค่าอุณหภูมิน้ำมันร้อนเฉลี่ย



รูปที่ 2.33 ระบบปริมาตรควบคุมของหม้อต้มน้ำมันร้อน

สมการสมดุลมวลสารของการเผาไหม้

มวลเข้าสู่ระบบ = มวลออกจากระบบ

$$m_a + m_f + wm_a + m_{ho,i} = m_{dg} + m_{ho,o} + m_w \qquad (2.55)$$

สมมติให้อัตราการไหลของน้ำมันร้อนคงที่ ($m_{ho,i} = m_{ho,o} = m_{ho}$)

$$m_a + m_f + wm_a = m_{dg} + m_w$$

$$m_a (1+ w) + m_f = m_{dg} + m_w$$

$$\frac{m_a}{m_f}(1+w)+1=\frac{m_{dg}}{m_f}+\frac{m_w}{m_f} \qquad (2.56)$$

เมื่อ m_{ho} = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำมันร้อน (kg/h)

$m_{ho,i}$, $m_{ho,o}$ = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำมันร้อนเข้าและออกจากหม้อต้มน้ำมันร้อน (kg/h)

w = อัตราส่วนความชื้นในอากาศ (kg)

m_a = อัตราการไหลโดยมวลของอากาศแห้งที่ใช้เผาไหม้ (kg/h)

m_f = อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง (kg/h)

m_{dg} = อัตราการไหลโดยมวลของไอเสียแห้ง (kg/h)

m_w = อัตราการไหลโดยมวลของความชื้นในไอเสีย (kg/h)

สมการสมดุลพลังงาน

พลังงานที่เข้าระบบ = พลังงานที่น้ำมันร้อนได้รับ+พลังงานสูญเสียออกจากหม้อต้มน้ำมันร้อน

= พลังงานที่น้ำมันร้อนได้รับ + พลังงานสูญเสียจากไอเสียแห้ง + พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง + พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ +พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง +พลังงานสูญเสียจากผิวของหม้อต้มน้ำมันร้อนเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสี + พลังงานที่สูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดได้

$$HHV = \frac{m_{h,o}C_{p,ho}}{m_f}(T_{sub}-T_{ret})+\frac{m_{dg}}{m_f}C_{pg}(T_g-T_{amb})+9H(S_H+L_H) + wm_aC_{pr}(T_g-T_{amb})+M(S_H+L_H)+\left(\frac{Q_c+Q_r}{m_f}\right) \qquad (2.57)$$

เมื่อ $C_{p,ho}$ = ความร้อนจำเพาะเฉลี่ยของน้ำมันร้อน (kJ/kg-K)

T_{sub}, T_{ret} = อุณหภูมิของน้ำมันร้อนที่เข้าและออกจากหม้อต้มน้ำมันร้อน (°C)

C_{pg} = ความร้อนจำเพาะของไอเสียแห้ง (kJ/kg-K)

S_H = ความร้อนสัมผัสของน้ำที่สภาวะบรรยากาศ (kJ/kg)

= $C_{pv} \times (T_g - T_{amb})$

C_{pv} = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำที่อุณหภูมิของไอเสีย (kJ/kg-K)

T_g = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของไอเสีย (K)

T_{amb} = อุณหภูมิของอากาศแวดล้อม (K)

L_H = ความร้อนแฝงของน้ำที่สภาวะบรรยากาศ (kJ/kg)

M = ปริมาณความชื้นในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม (kg)

Q_c = ความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อน (kW)

Q_r = ความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการแผ่รังสี (kW)

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อต้มน้ำมันร้อน (η_1) $= \dfrac{\text{พลังงานที่น้ำมันได้รับ}}{\text{พลังงานที่เข้าระบบ}}$

$$= \frac{m_{h,o} C_{p,ho} (T_{sub} - T_{ret})}{m_f HHV} \qquad (2.58)$$

บทที่ 3
ข้อมูลเบื้องต้นของโรงงาน

3.1 ลักษณะทั่วไปของโรงงาน

โรงงานที่เก็บข้อมูลตั้งอยู่ในจังหวัดสมุทรปราการ มีเนื้อที่ประมาณ 42 ไร่ แบ่งพื้นที่ออกเป็น 6 ส่วน คือ อาคารโรงงาน สำนักงาน โกดังวัตถุดิบ โกดังผลิตภัณฑ์ ส่วนบำบัดน้ำเสีย และโรงอาหาร โดยในส่วนของอาคารโรงงานจะประกอบด้วยส่วนซ่อมบำรุง ส่วนควบคุมระบบไฟฟ้า เริ่มดำเนินการมาตั้งแต่ปี พ.ศ. 2533 ด้วยเงินทุนจดทะเบียนครั้งแรก 230 ล้านบาท และเพิ่มเป็น 700 ล้านบาทในปัจจุบัน ผลิตภัณฑ์หลัก คือ พาทาลิกแอนไฮไดรด์และไดออกทิลพาทาเลต มีกำลังการผลิตแต่ละผลิตภัณฑ์ 30,000 เมตริกตันต่อปี ใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิง 214,761 กิกะจูลต่อปี และพลังงานไฟฟ้า 41,379 กิกะจูลต่อปี ลักษณะการทำงานของเครื่องจักรในส่วนของกระบวนการผลิตทำงานทุกวันๆ ละ 24 ชั่วโมง โดยแบ่งการทำงานออกเป็นวันละ 3 กะ เริ่มต้นกะ 8.00 น. ทำการผลิตประมาณ 350 วันต่อปี ที่เหลือจะหยุดเพื่อซ่อมบำรุงอุปกรณ์และเครื่องจักร

3.2 กระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

3.2.1 กระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

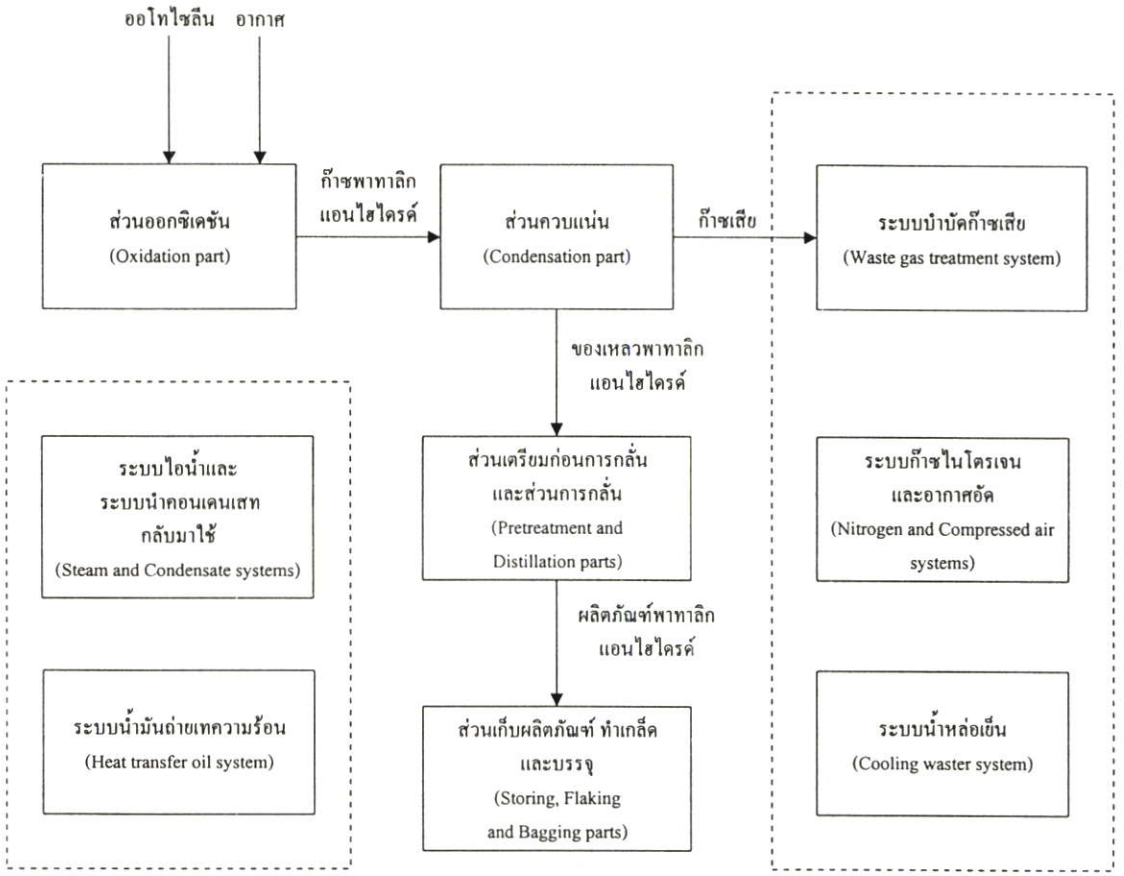
กระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ มีส่วนประกอบหลัก 4 ส่วน คือ

1. ส่วนออกซิเดชัน (Oxidation part)
2. ส่วนควบแน่น (Condensation part)
3. ส่วนเตรียมก่อนการกลั่นและการกลั่น (Pretreatment and Distillation parts)
4. ส่วนเก็บผลิตภัณฑ์ ทำเกล็ด และบรรจุ (Storing, Flaking and Bagging parts)

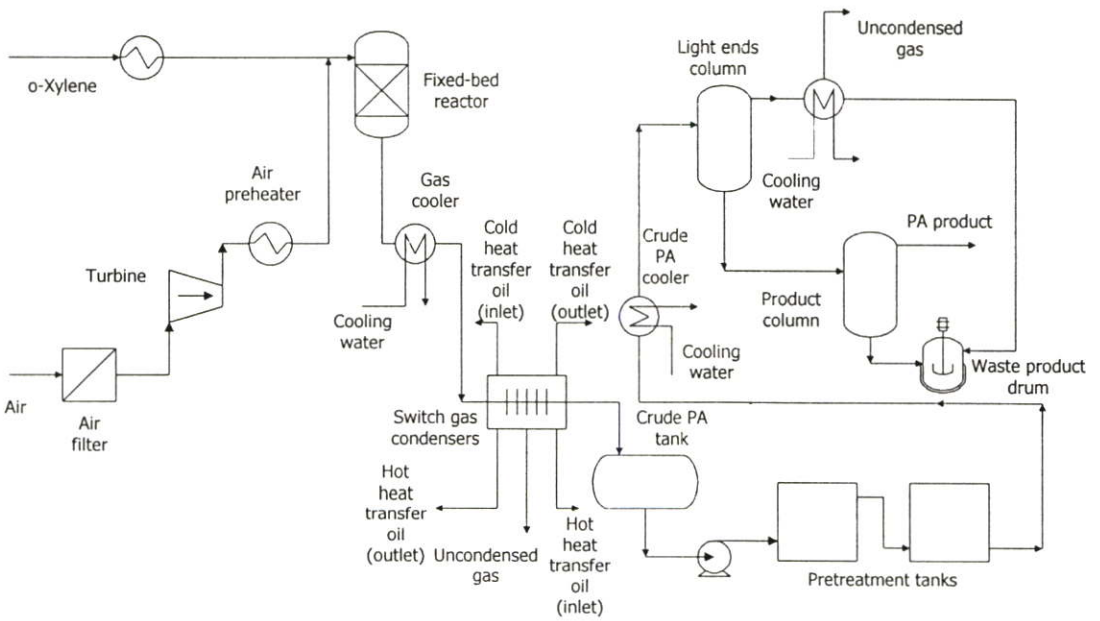
นอกจากนี้ยังมีระบบสาธารณูปการ (Utility systems) ซึ่งแบ่งออกเป็น 5 ส่วนคือ

1. ระบบไอน้ำและระบบนำคอนเดนเสทกลับมาใช้ (Steam and Condensate systems)
2. ระบบน้ำมันถ่ายเทความร้อน (Heat transfer oil system)
3. ระบบก๊าซไนโตรเจนและอากาศอัด (Nitrogen gas and Compressed air systems)
4. ระบบน้ำหล่อเย็น (Cooling water system)
5. ระบบบำบัดก๊าซเสีย (Waste gas treatment system)

รูปที่ 3.1 แสดงส่วนหลักและระบบสาธารณูปการต่างๆ ของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ รูปที่ 3.2 แสดงกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์



รูปที่ 3.1 ส่วนหลักและระบบสาธารณูปการต่างๆ ของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

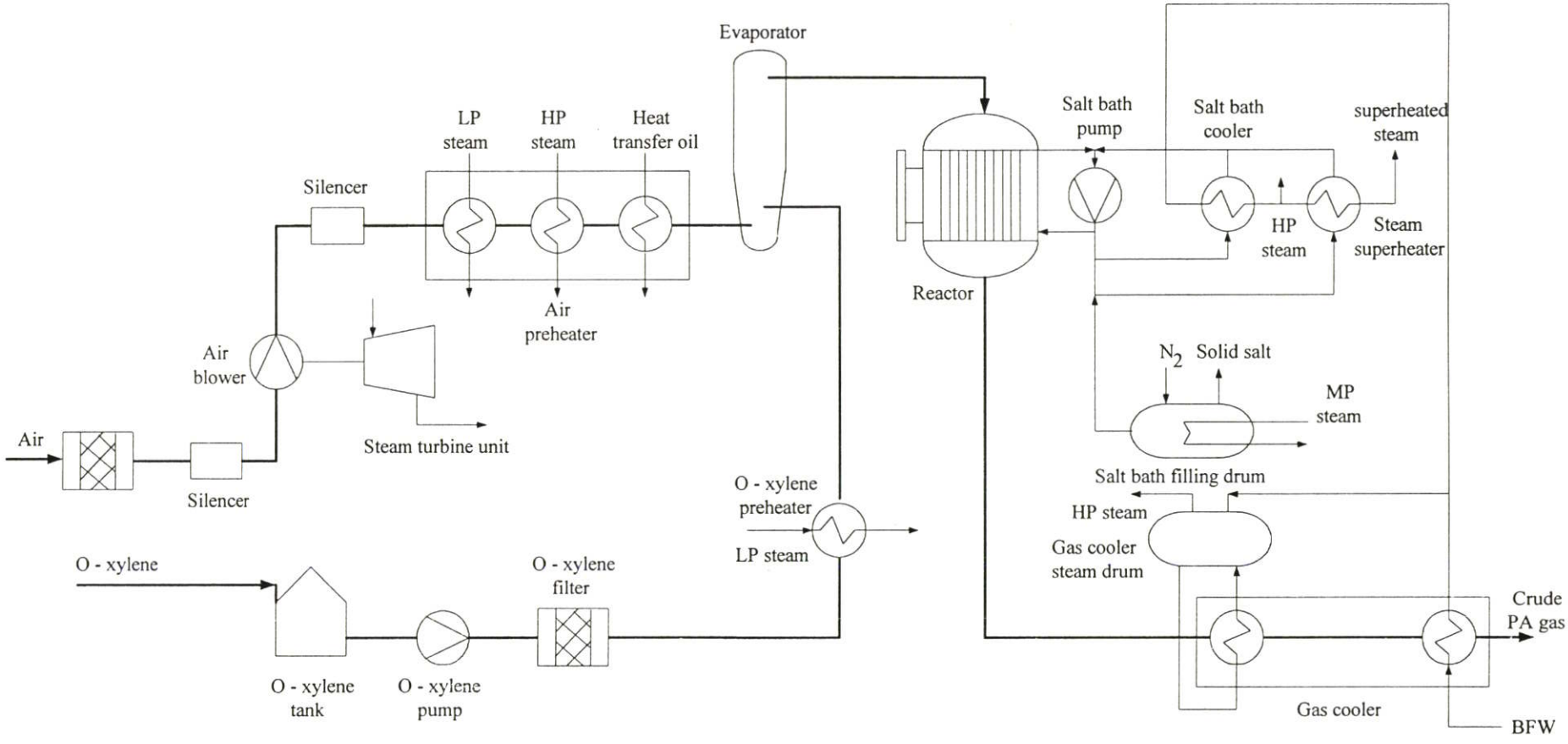


รูปที่ 3.2 กระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

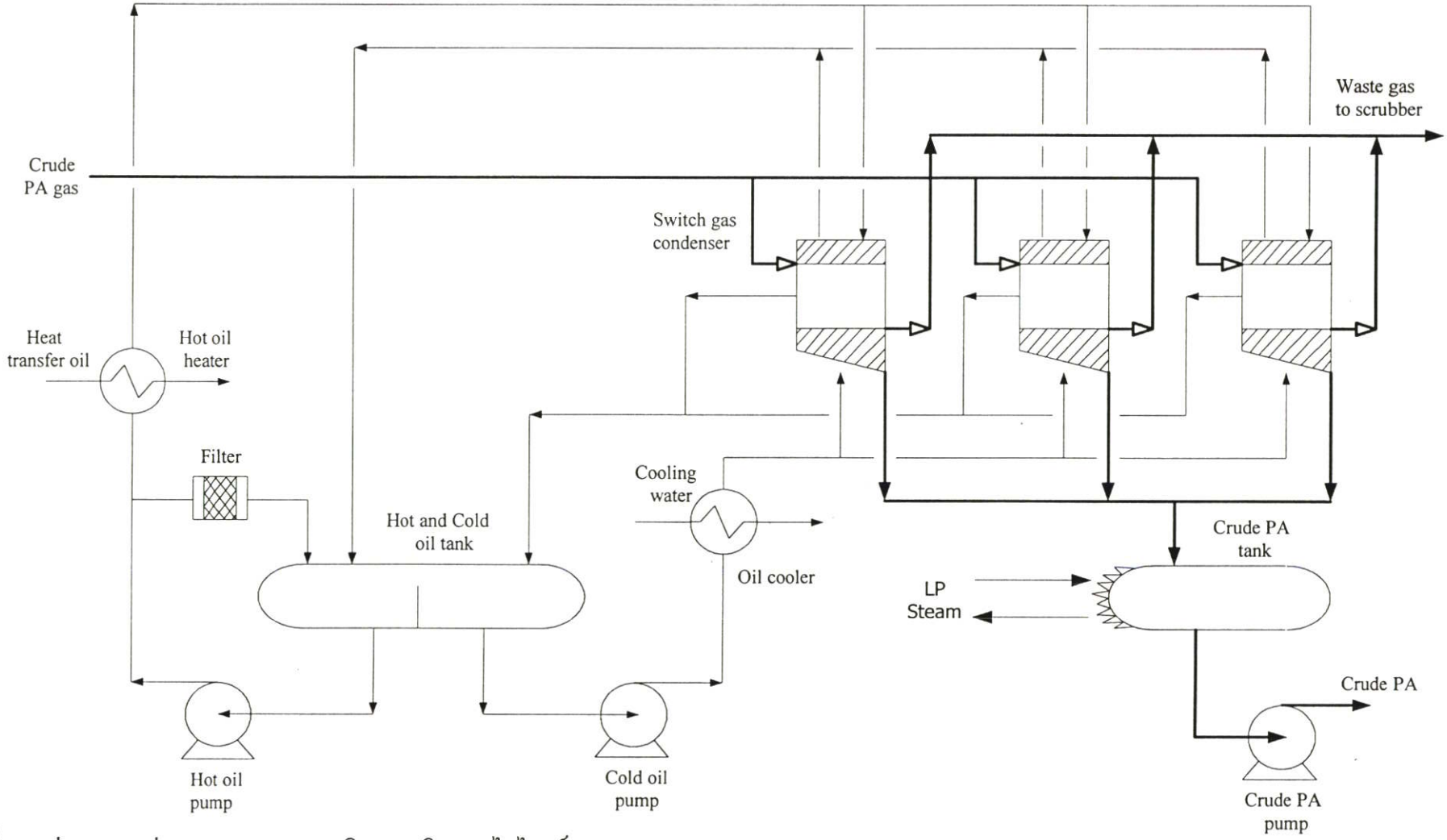
รายละเอียดส่วนหลักของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ มีดังนี้

1. ส่วนออกซิเดชัน(รูปที่ 3.3) อากาศจะถูกดูดด้วยเครื่องเป่าลมผ่านเครื่องกรองอากาศ (Air filter) และอุปกรณ์ลดเสียง (Silencer) เข้าไปยังเครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) เพื่อเพิ่มอุณหภูมิจาก 30 องศาเซลเซียส เป็น 150 องศาเซลเซียส ขณะที่ออโทไซลีนถูกสูบเข้าเครื่องกรองแล้วผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นจนถึง 150-170 องศาเซลเซียส แล้วจึงผ่านเข้าเครื่องระเหยเพื่อเปลี่ยนให้ออโทไซลีนอยู่ในสถานะไอผสมกับอากาศร้อน และป้อนเข้าด้านบนของเครื่องปฏิกรณ์แบบเบดนิ่งซึ่งบรรจุตัวเร่งปฏิกิริยาวาเนเดียมเพนตะออกไซด์ไว้ภายใน ออโทไซลีนจะเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันได้ผลิตภัณฑ์ส่วนใหญ่เป็นพาทาลิกแอนไฮไดรด์ในสถานะก๊าซ เนื่องจากปฏิกิริยาคายความร้อนมากดังนั้นความร้อนที่เกิดจากปฏิกิริยาจะถ่ายให้เกลือหลอมเหลวของโพแทสเซียมไนเตรตและโซเดียมไนไตรด์ (Molten salt of Potassium Nitrate (KNO_3) and Sodium Nitride (NaN_2)) ที่มีการหมุนวนอยู่รอบๆ ท่อของเครื่องปฏิกรณ์โดยใช้ปั๊มหมุนวนเพื่อรักษาอุณหภูมิของท่อในเครื่องปฏิกรณ์ให้เท่ากันทุกท่อ เมื่อเกลือหลอมเหลวดูดซับความร้อนแล้วจะระบายความร้อนออกที่อุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ (Salt bath cooler) และสตีมซูปเปอร์ฮีทเตอร์ (Steam superheater) ได้ไอน้ำอิ่มตัวความดันสูง (High pressure saturated steam) และไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวด (Superheated steam) สำหรับผลิตภัณฑ์ที่ออกจากเครื่องปฏิกรณ์จะผ่านเข้าสู่ก๊าซคูลเลอร์ (Gas cooler) เพื่อลดอุณหภูมิของก๊าซก่อนที่จะส่งไปยังส่วนควบแน่น

2. ส่วนควบแน่น แสดงดังรูปที่ 3.4 ผลิตภัณฑ์ในสถานะก๊าซที่ผ่านการลดอุณหภูมิถึง 160 องศาเซลเซียส จะถูกส่งเข้าสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ (Switch gas condenser) ซึ่งจะสลับการทำงานระหว่างการรับผลิตภัณฑ์ (Loading) และการหลอมผลิตภัณฑ์ (Melting) ภายในสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์จะประกอบด้วยกลุ่มของท่อแบบครีบ (Finned tube) และมีน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิต่ำ (Cold oil) อุณหภูมิประมาณ 50 – 55 องศาเซลเซียส หมุนเวียนอยู่ในท่อ ดังนั้นเมื่อก๊าซถูกลดอุณหภูมิลง พาทาลิกแอนไฮไดรด์และสารปนอื่นๆ จะแข็งตัวเกาะที่ผิวภายนอกของท่อแบบครีบ ก๊าซที่เกิดจากปฏิกิริยาข้างเคียง เช่น คาร์บอนมอนอกไซด์ คาร์บอนไดออกไซด์ มาเลอิกแอนไฮไดรด์ จะออกจากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ที่อุณหภูมิประมาณ 65-70 องศาเซลเซียส และถูกส่งไปบำบัดที่หอดูดซับก๊าซเสีย ส่วนก๊าซพาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่ถูกลดอุณหภูมิจนกลายเป็นของแข็งจะถูกหลอมด้วยน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูง (Hot oil) อุณหภูมิ 180-190 องศาเซลเซียส และกลายเป็นของเหลวส่งไปรวมกันในถังเก็บของเหลวพาทาลิกแอนไฮไดรด์ (Crude phthalic anhydride tank)

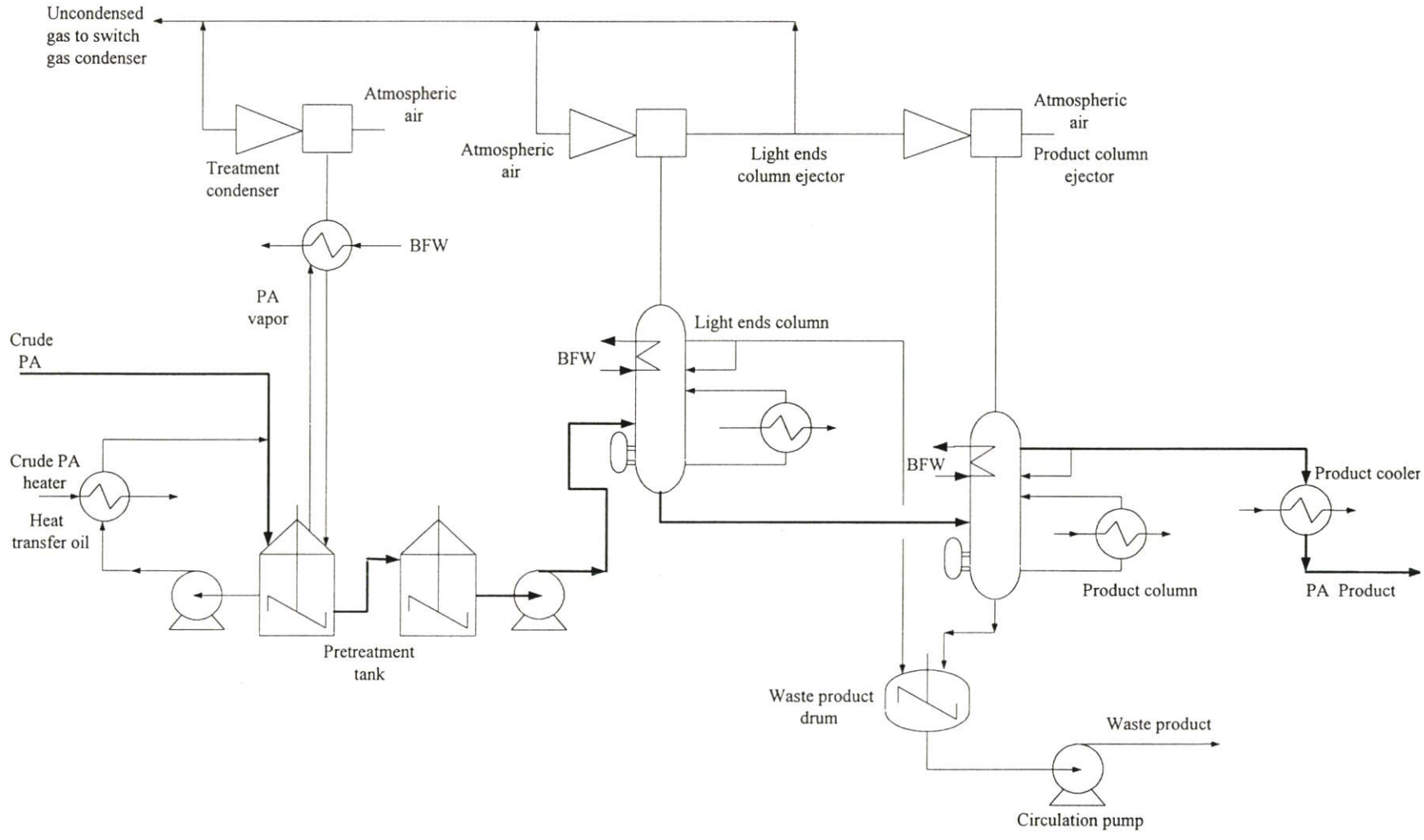


รูปที่ 3.3 ส่วนออกซิเดชันของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์



รูปที่ 3.4 ส่วนควบแน่นของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

3. ส่วนเตรียมก่อนการกลั่นและส่วนการกลั่น แสดงในรูปที่ 3.5 ส่วนเตรียมก่อนการกลั่นประกอบด้วยถังเตรียมก่อนการกลั่นถังที่หนึ่งและถังที่สอง (Pretreatment tank) ซึ่งต่ออนุกรมกันอยู่โดยของเหลวพาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่ถูกส่งไปยังถังเก็บของเหลวพาทาลิกแอนไฮไดรด์จะถูกปั๊มเข้ามายังถังเตรียมก่อนการกลั่นถังที่หนึ่งก่อน เมื่อเต็มถังแล้วก็จะไหลไปถังเตรียมก่อนการกลั่นถังที่สอง สำหรับของเหลวพาทาลิกแอนไฮไดรด์ในถังเตรียมก่อนการกลั่นถังที่หนึ่งนั้น จะถูกปั๊มส่งไปยังเครื่องให้ความร้อนของเหลวพาทาลิกแอนไฮไดรด์ (Crude PA heater) เพื่อทำการเพิ่มอุณหภูมิจาก 160 องศาเซลเซียสเป็น 280 องศาเซลเซียส ด้วยการรับความร้อนจากน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูง นอกจากนี้ที่ถังเตรียมก่อนการกลั่นทั้งสองถังยังมีน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูง เพื่อช่วยในการเพิ่มอุณหภูมิและรักษาอุณหภูมิของของเหลวพาทาลิกแอนไฮไดรด์ และมีใบกวน (Agitator) ช่วยให้มีการผสมอย่างดีเพื่อให้มีอุณหภูมิเท่ากันทุกส่วน ในส่วนของไอของสารที่เกิดจากปฏิกิริยาข้างเคียงในถังเตรียมก่อนการกลั่นทั้งสองถังจะใช้เครื่องดูดอากาศ (Air jet) ดูดออก ไอเหล่านี้จะผ่าน Treatment condenser เพื่อทำให้ไอพาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่ปนอยู่กลั่นตัวกลายเป็นของเหลวแล้วส่งกลับไปเข้าถังเตรียมก่อนการกลั่นถังที่หนึ่งและจะถ่ายเทความร้อนให้น้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler feed water) และทำให้เกิดไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวด ไอส่วนที่เหลือจากการควบแน่นจะถูกเครื่องดูดอากาศอีกเครื่องหนึ่งดูดออกและส่งไปเข้าสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์เพื่อนำพาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่เหลือส่งกลับเข้า Crude PA tank ในที่สุด สำหรับไอของสารที่เกิดจากปฏิกิริยาข้างเคียงจะถูกกำจัดออกที่หอสครับเบอร์ หลังจากที่ของเหลวพาทาลิกแอนไฮไดรด์ผ่านส่วนการเตรียมก่อนการกลั่นแล้วจะถูกส่งไปที่ส่วนการกลั่นในหอกลั่นสุญญากาศ 2 หอ คือ หอกลั่นส่วนกลั่นเบา และหอกลั่นผลิตภัณฑ์ที่ต่อกันแบบอนุกรมและทำการกลั่นภายใต้สภาวะสุญญากาศ โดยใช้เครื่องดูดอากาศเป็นตัวสร้างสุญญากาศที่ยอดหอกลั่นทั้งสองหอ และมีอุปกรณ์ควบแน่นไอที่ด้านบนหอทำหน้าที่ควบแน่นไอให้กลายเป็นของเหลวด้วยการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำป้อนหม้อไอน้ำทำให้เกิดไอน้ำแรงดัน 5 บาร์ สำหรับของเหลวที่ผ่านการกลั่นจากหอกลั่นส่วนกลั่นเบาจะไหลออกจากด้านล่างและส่งต่อเข้ามากลั่นที่หอกลั่นผลิตภัณฑ์ได้เป็นผลิตภัณฑ์พาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่มีความบริสุทธิ์ 99.85 % ที่ยอดหอ และถูกส่งไปยังอุปกรณ์ลดอุณหภูมิผลิตภัณฑ์ (Product cooler) เพื่อลดอุณหภูมิเป็น 160 องศาเซลเซียส ก่อนที่จะส่งไปเก็บที่ถังพัก (Run down tank) สำหรับส่วนการกลั่นหนักที่ด้านล่างของหอกลั่นผลิตภัณฑ์จะถูกส่งไปรวมกับส่วนกลั่นเบาจากหอกลั่นส่วนกลั่นเบาที่ถังเก็บของเสียจากกระบวนการผลิต (Waste product drum)



รูปที่ 3.5 ส่วนเตรียมก่อนการกลั่นและส่วนการกลั่นของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

4. ส่วนเก็บผลิตภัณฑ์ ทำเกล็ด และบรรจุ ของเหลวพาทาลิกแอนไฮไดรด์จากหอกลั่นผลิตภัณฑ์ที่ถูกส่งมาเก็บที่ถังพัก จะส่งต่อไปที่ถังเก็บผลิตภัณฑ์ (Pure phthalic anhydride check tank) และถังโหลดผลิตภัณฑ์ (Liquid phthalic anhydride loading tank) เพื่อส่งขายให้ลูกค้า นอกจากนี้ยังถูกส่งไปเก็บที่ถังสำรองผลิตภัณฑ์ เพื่อเก็บไว้ส่งขายในช่วงที่หยุดการผลิต ผลิตภัณฑ์บางส่วนจากถังเก็บผลิตภัณฑ์ จะถูกส่งไปทำพาทาลิกแอนไฮไดรด์ชนิดเกล็ด (Flaked phthalic anhydride) ที่หน่วยทำเกล็ด (Flaker unit) แล้วจึงลำเลียงเข้าหน่วยบรรจุถุงเพื่อสะดวกในการขนส่งขายให้กับลูกค้า ในส่วนของหน่วยทำเกล็ดและบรรจุถุงจะมีฝุ่นพาทาลิกแอนไฮไดรด์เกิดขึ้นบ้าง ซึ่งจะถูกกำจัดโดยอุปกรณ์กรองและกำจัดฝุ่น (Filter and Dedusting blower)

3.3 ระบบพลังงานและการใช้พลังงานของโรงงาน

รูปแบบในการใช้พลังงานในโรงงาน แบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ การใช้พลังงานความร้อนและพลังงานไฟฟ้า ดังรายละเอียดต่อไปนี้

3.3.1 พลังงานความร้อน

พลังงานความร้อนที่ใช้ในโรงงานแห่งนี้ได้จากระบบไอน้ำ ระบบน้ำมันถ่ายเทความร้อน และเชื้อเพลิง

1. ระบบไอน้ำ

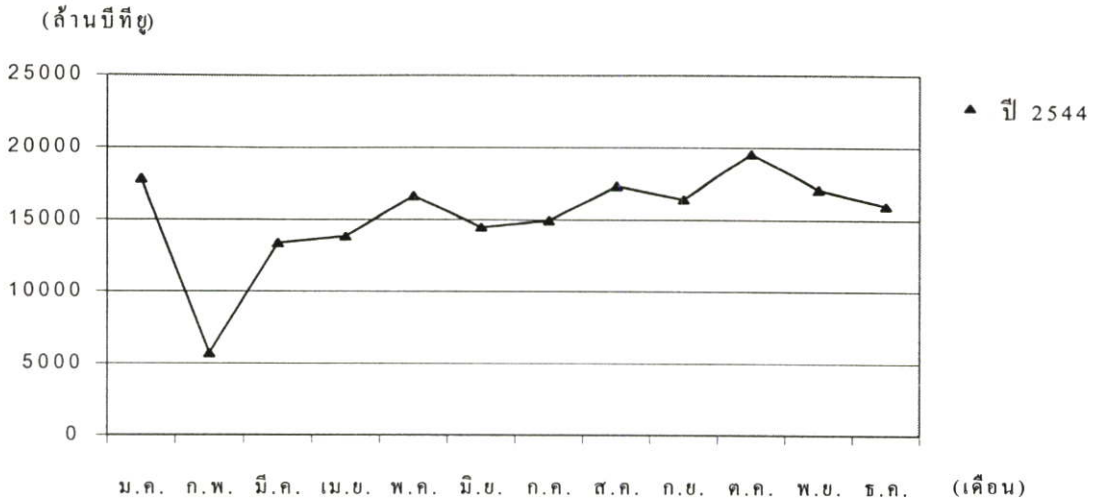
การผลิตไอน้ำในกระบวนการโดยปกติจะมาจากปฏิกิริยาคายความร้อนของเครื่องปฏิกรณ์ 2 เครื่อง ซึ่งสามารถผลิตไอน้ำอิ่มตัวความดันสูงและไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวดจ่ายให้กับกระบวนการผลิตในสภาวะที่มีการเดินเครื่องจักรปกติ ส่วนในสภาวะที่มีการหยุดกระบวนการผลิตเนื่องจากการซ่อมบำรุงนั้นจะได้รับไอน้ำอิ่มตัวจากหม้อไอน้ำแบบท่อไฟ (Fired tube boiler) ซึ่งมีจำนวน 2 เครื่อง เป็นแบบถังทรงกระบอกจัดวางอยู่ในแนวนอน ไม่มีการหุ้มฉนวนทุกด้าน มีอัตราการผลิตไอน้ำ 8 ตันต่อชั่วโมง และ 6 ตันต่อชั่วโมง หม้อไอน้ำแต่ละเครื่องมีความสามารถผลิตไอน้ำอิ่มตัวความดันสูงสุด 10 กิโลกรัมต่อตารางเซนติเมตร

2. ระบบน้ำมันถ่ายเทความร้อน (Heat transfer oil system)

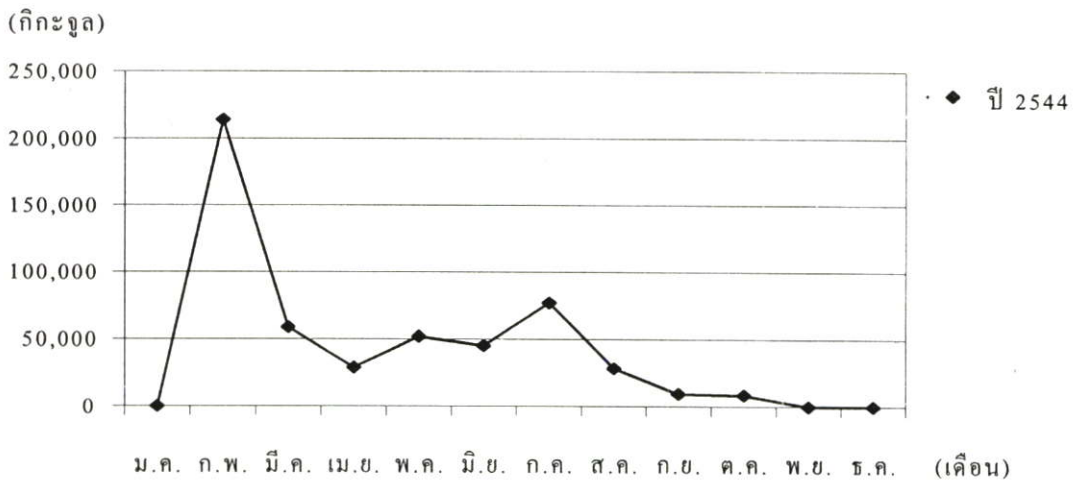
ระบบน้ำมันถ่ายเทความร้อนของโรงงานเป็นระบบจ่ายความร้อน โดยใช้น้ำมันถ่ายเทความร้อนส่งเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น รีบอยเลอร์ เครื่องให้ความร้อนไอน้ำ Tank jacket และอื่นๆ

3. เชื้อเพลิง

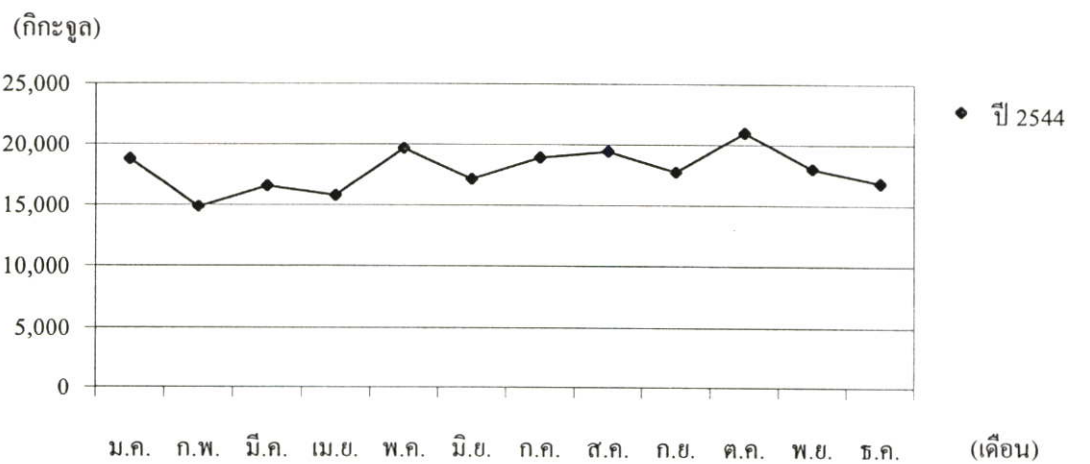
ตั้งแต่เดือนตุลาคม พ.ศ.2543 โรงงานแห่งนี้ใช้พลังงานความร้อนจากก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงหลักในการอุ่นน้ำมันถ่ายเทความร้อนที่หม้อต้มน้ำมันร้อนและใช้น้ำมันเตาเกรดเอเป็นเชื้อเพลิงรองในการผลิตไอน้ำที่หม้อไอน้ำ ข้อมูลการใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงและค่าใช้จ่ายในปี 2544 แสดงในรูปที่ 3.6 -3.8 และภาคผนวก ข. ตารางที่ ข.1-ข.3



รูปที่ 3.6 การใช้พลังงานความร้อนจากก๊าซธรรมชาติของโรงงานในปี 2544



รูปที่ 3.7 การใช้พลังงานความร้อนจากน้ำมันเตาเกรดเอของโรงงานในปี 2544



รูปที่ 3.8 การใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงรวมของโรงงานในปี 2544

3.3.2 พลังงานไฟฟ้า

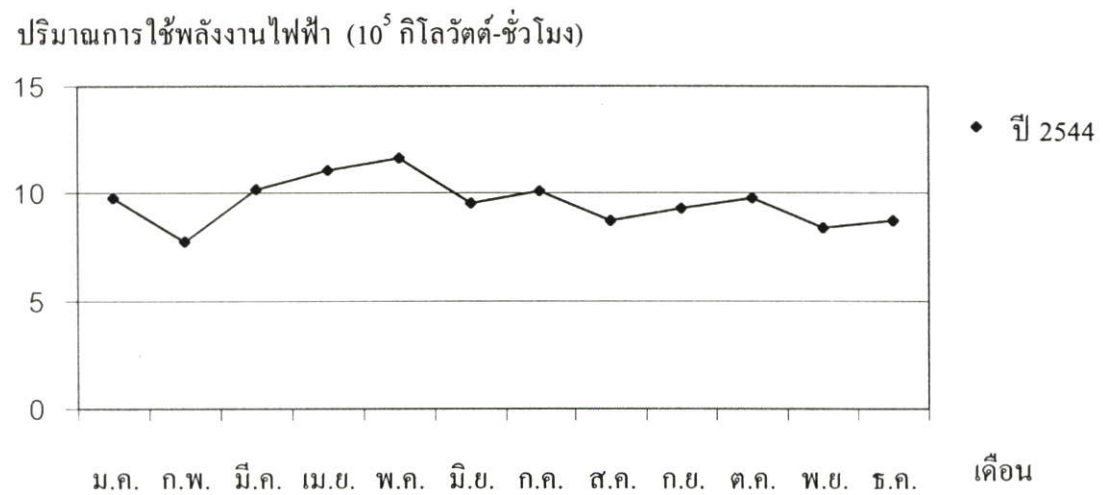
1. ระบบผลิตไฟฟ้า

ระบบไฟฟ้าของโรงงานแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ

1.ไฟฟ้าส่วนที่ซื้อจากการไฟฟ้านครหลวง (กฟน.) ประมาณ 1,114,250 กิโลวัตต์-ชั่วโมงต่อเดือน โดยเสียค่าไฟฟ้าในอัตราตามช่วงเวลาของวัน (Time of Day Rate : TOD Rate) ซึ่งใช้สำหรับกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์และไดออกทิลพาทาเลตรวมถึงระบบสาธารณูปโภคและอาคารสำนักงาน

2. ไฟฟ้าส่วนที่ผลิตเอง

ไฟฟ้าส่วนที่ผลิตเองได้มาจากปฏิกิริยาออกซิเดชันของออโทไซลีนที่คายความร้อนออกมามาก เพื่อผลิตไอน้ำอิ่มตัวความดันสูง 23 บาร์ อุณหภูมิ 340 องศาเซลเซียส และไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวดความดัน 21 บาร์ อุณหภูมิ 340 องศาเซลเซียส และใช้ปั่นกังหันไอน้ำ 2 เครื่อง โดยเครื่องแรกมีกำลังการผลิตไฟฟ้า 1,190 กิโลวัตต์ ส่วนเครื่องที่สองมีกำลังการผลิตไฟฟ้า 737 กิโลวัตต์ เพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าใช้กับมอเตอร์และปั๊ม ข้อมูลการใช้พลังงานไฟฟ้าในปี 2544 ของโรงงานแสดงดังรูปที่ 3.9 และภาคผนวก ข. ตารางที่ ข. 4



รูปที่ 3.9 การใช้พลังงานไฟฟ้าของโรงงานในปี 2544

3.4 ดัชนีการใช้พลังงานในโรงงาน

ดัชนีการใช้พลังงาน คือ ค่าอัตราการใช้พลังงานต่อหน่วยการผลิต (Specific Energy Consumption : SEC) ภาคผนวก ข. ตารางที่ ข.5 แสดงข้อมูลปริมาณการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ ปี 2544 สำหรับค่าดัชนีการใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงเฉลี่ยหรือค่าอัตราการใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงเฉลี่ยต่อหน่วยการผลิต (Average specific thermal energy consumption) และค่าดัชนีการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยหรือค่าอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยต่อหน่วยการผลิต

(Average specific electrical energy consumption) มีค่า 6.54 และ 1.26 เมกะจูลต่อพาทาลิกแอนไฮไดรด์ 1 กิโลกรัม ตามลำดับ (ภาคผนวก ข. ตารางที่ ข.6) ดัชนีการใช้พลังงานรวมหรืออัตราการใช้พลังงานรวมเฉลี่ยต่อหน่วยการผลิตมีค่า 7.80 เมกะจูลต่อพาทาลิกแอนไฮไดรด์ 1 กิโลกรัม

บทที่ 4
ขั้นตอนการทำวิจัย

4.1 การศึกษาการบูรณาการความร้อนของหอกลั่นและโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1.1 ศึกษากระบวนการผลิตของโรงงาน

4.1.2 ทำสมดุลมวลสารและสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตด้วยโปรแกรมจำลองกระบวนการ HYSYS โดยป้อนข้อมูลจากแผนผังกระบวนการของโรงงาน (Process flow diagram, PFD) เช่น อัตราการไหลของของไหล อุณหภูมิ ความดัน และคุณสมบัติทางกายภาพของของไหล เพื่อวิเคราะห์การใช้พลังงานของโรงงาน

4.1.3 หากระแสร้อนและกระแสเย็นในกระบวนการผลิต

4.1.4 ใช้หลักการวิเคราะห์พินช์วิเคราะห์ภาพรวมของกระบวนการผลิตทั้งหมด เขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อสร้างกราฟประกอบและกราฟประกอบรวบยอด เพื่อหาเป้าหมายพลังงาน คือ ค่ายูทิลิตี้ความร้อนและยูทิลิตี้ความเย็นต่ำสุดที่ใช้ในกระบวนการ

4.1.5 พิจารณาการบูรณาการความร้อนของหอกลั่นเทียบกับภูมิหลังของกระบวนการ (Background process) ซึ่งคือกระบวนการที่ไม่รวมระบบการกลั่น สร้างกราฟประกอบรวบยอดของกระบวนการผลิตเพื่อพิจารณาว่ามีความร้อนสูญเสียไปจากกระบวนการที่ตำแหน่งใด และหาแนวทางปรับปรุงกระบวนการเพื่อนำความร้อนสูญเสียที่ยังมีศักยภาพนี้มาใช้ให้เกิดประโยชน์และประหยัดมากที่สุด

4.1.6 ศึกษาโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระบวนการที่มีอยู่เดิม

4.1.7 วิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์หาแนวทางการปรับปรุงระบบการใช้พลังงานของโรงงาน

4.2 การศึกษาการปรับปรุงระบบการใช้ยูทิลิตี้ของโรงงาน

4.2.1 ศึกษาสภาพทั่วไปของโรงงาน ที่ตั้งและสภาพการทำงานของอุปกรณ์ที่สำคัญๆ

4.2.2 หาข้อมูลการใช้พลังงานของโรงงานทั้งพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงและพลังงานไฟฟ้า

4.2.3 ศึกษาสภาพการใช้พลังงานทั่วไปและการสูญเสียพลังงานในกระบวนการผลิต

4.2.4 เก็บข้อมูลของอุปกรณ์สำคัญที่ใช้พลังงานความร้อน จากการวัดโดยใช้อุปกรณ์เครื่องมือวัด การสอบถาม และจากการคำนวณตามทฤษฎี ในแต่ละช่วงเวลาตามความจำเป็น

4.2.5 เขียนสมการเพื่อการวิเคราะห์หาแนวทางการประหยัดพลังงาน และคำนวณประสิทธิภาพของอุปกรณ์ที่สำคัญ

4.2.6 วิเคราะห์และเสนอแนะแนวทางในการประหยัดพลังงานในการปรับปรุงคุณภาพของอุปกรณ์ที่สำคัญตามสมการและทฤษฎีทางเทอร์โมไดนามิกส์

4.2.7 สรุปผล

4.3 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด

ในงานวิจัยนี้จำเป็นต้องเก็บข้อมูลต่างๆ เพื่อนำมาวิเคราะห์ประสิทธิภาพอุปกรณ์การผลิตและการใช้พลังงานของโรงงาน จากการสอบถามจากโรงงาน การอ่านค่าที่ติดตั้งไว้กับตัวเครื่อง แต่ข้อมูลบางประเภทจะต้องใช้เครื่องมือตรวจวัด เครื่องมือวัดที่ใช้แสดงในตารางที่ 4.1 และในบางกรณีต้องใช้ข้อมูลจากการคำนวณ

ตารางที่ 4.1 เครื่องมือวัด

เครื่องมือวัด	ประเภทข้อมูลที่วัด
เครื่องวิเคราะห์ไอเสีย	องค์ประกอบของไอเสีย
ดิจิตอลเทอร์โมมิเตอร์ อินฟาเรดเทอร์โมมิเตอร์	อุณหภูมิ
Anemometer	ความเร็วของอากาศ
เครื่องมือวัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (Psychrometer)	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ
นาฬิกาจับเวลา	เวลา
ตลับเมตร	ระยะทาง

4.4 ข้อมูลที่ใช้ในการวิจัย

4.4.1 ข้อมูลจากเอกสารของทางโรงงานและข้อมูลสถิติต่างๆ เช่น แผนผังโรงงาน ใบเสร็จค่าใช้จ่ายพลังงาน ข้อมูลผลผลิต รวมทั้งสอบถามจากวิศวกรโรงงานและพนักงานควบคุม

4.4.2 ข้อมูลจากการวัดด้วยเครื่องมือวัดโดยตรง ได้แก่ อุณหภูมิ ส่วนประกอบของไอเสีย เป็นต้น

4.4.3 ข้อมูลจากการคำนวณเป็นข้อมูลที่ไม่มีในเอกสาร และไม่สามารถวัดได้โดยตรง การคำนวณใช้หลักการทางทฤษฎี เช่น ปริมาณไอน้ำในไอเสีย อัตราการไหลของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ ปริมาณอากาศส่วนเกิน เป็นต้น

ข้อมูลของอุปกรณ์แต่ละชนิดที่จะตรวจวัดมีดังนี้

1. ข้อมูลของเครื่องปฏิกรณ์

คำนวณค่าความร้อนของปฏิกิริยาของเครื่องปฏิกรณ์ ซึ่งเป็นความร้อนของปฏิกิริยาที่ออโทไซลีน 1 โมล เกิดการออกซิเดชันกับออกซิเจน จากอัตราการไหล อุณหภูมิ ความดัน และคุณสมบัติทางกายภาพของของไหลจากแผนผังกระบวนการของโรงงาน

2. ข้อมูลของหม้อไอน้ำ

ก) ข้อมูลไอเสีย วัดค่าส่วนประกอบต่างๆ ในไอเสียโดยใช้เครื่องวิเคราะห์ไอเสีย อุณหภูมิของไอเสียโดยใช้ดิจิตอลเทอร์โมมิเตอร์ รายละเอียดข้อมูลต่างๆ ของไอเสียแสดงในภาคผนวก ค.

ข) ข้อมูลน้ำป้อนหม้อไอน้ำ อัตราการไหลของน้ำป้อนหม้อไอน้ำวัดจากมิเตอร์วัดอัตราการไหลที่ติดตั้งไว้กับเครื่องโดยใช้นาฬิกาจับเวลาเป็นช่วงๆ อุณหภูมิน้ำป้อนวัดโดยใช้ดิจิตอลเทอร์โมมิเตอร์

ค) ความดันของไอน้ำ อ่านจากเกจวัดความดันที่ติดตั้งอยู่กับหม้อไอน้ำ

ง) ความเร็วของอากาศที่เข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงที่เข้าหม้อไอน้ำวัดโดยใช้ Anemometer

จ) ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศโดยใช้เครื่องมือวัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ

ฉ) อัตราส่วนความชื้นในอากาศ (กิโลกรัมของน้ำ/กิโลกรัมอากาศแห้ง) จากแผนภูมิไซโครเมตริกเมื่อทราบเปอร์เซ็นต์ความชื้นสัมพัทธ์และอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ ถ้าในกรณีที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศมีค่าเกินจากแผนภูมิจะใช้สูตรในภาคผนวก ค.

ช) ความร้อนจำเพาะของไอเสีย หาได้จากตารางคุณสมบัติของก๊าซในภาคผนวก ง.

ซ) อุณหภูมิที่ผิวของหม้อไอน้ำ ใช้ดิจิตอลเทอร์โมมิเตอร์ เพื่อวิเคราะห์การสูญเสียความร้อนที่ผิวหม้อไอน้ำ

ฌ) อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง ตรวจวัดโดยการจับเวลาและอ่านค่าปริมาตรการไหลของเชื้อเพลิงที่มิเตอร์

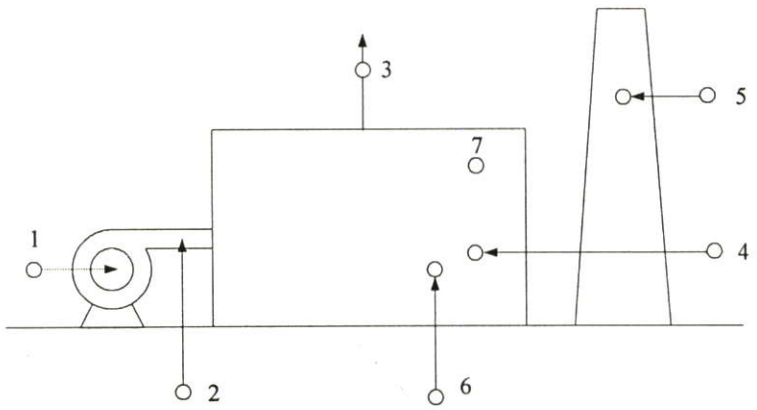
ตำแหน่งที่เก็บข้อมูลต่างๆ ที่หม้อไอน้ำ แสดงในตารางที่ 4.2 และรูปที่ 4.1

ตารางที่ 4.2 ตำแหน่งที่เก็บข้อมูลที่หม้อไอน้ำ

ตำแหน่งที่วัด	ค่าที่วัด	หน่วย
1	อุณหภูมิอากาศ	องศาเซลเซียส
2	อุณหภูมิน้ำมัน อัตราการไหลของน้ำมัน	องศาเซลเซียส กิโลกรัม/ชั่วโมง
3	อุณหภูมิไอน้ำ ความดันไอน้ำ	องศาเซลเซียส บาร์

ตารางที่ 4.2 (ต่อ)

4	อุณหภูมิน้ำป้อน อัตราการไหลของน้ำป้อน	องศาเซลเซียส กิโลกรัมต่อชั่วโมง
5	วัดปริมาณไอเสีย	เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตร
6	อุณหภูมิของน้ำโบล์วดาวน์	องศาเซลเซียส
7	อุณหภูมิผิวหม้อไอน้ำ	องศาเซลเซียส



รูปที่ 4.1 ตำแหน่งที่เก็บข้อมูลที่หม้อไอน้ำ

3. ข้อมูลของเครื่องอุ่นอากาศ

ก) อุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกของอากาศวัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์

ข) ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ

ค) อัตราส่วนความชื้นในอากาศ (กิโลกรัมน้ำ/กิโลกรัมอากาศแห้ง)

ง) อัตราการไหลของอากาศผ่านเครื่องอุ่นอากาศ ใช้ข้อมูลจากการออกแบบของโรงงาน

จ) อุณหภูมิไอน้ำวัดโดยประมาณจากอุณหภูมิที่ผิวท่อไอน้ำก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้อินฟาเรดเทอร์โมมิเตอร์

ฉ) ความดันไอน้ำ อ่านที่เกจวัดความดันที่ติดตั้งอยู่ที่ท่อไอน้ำก่อนเข้าเครื่องอุ่นอากาศ

ช) อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำ ใช้ข้อมูลจากการออกแบบของโรงงาน

4. ข้อมูลของหม้อต้มน้ำมันร้อน

ก)ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่เข้าหม้อต้มน้ำมันร้อนวัดโดยการจับเวลาและอ่านค่าปริมาตรการไหลของก๊าซธรรมชาติที่มิเตอร์ก่อนจ่ายเข้าหม้อต้มน้ำมันร้อน

ข) ปริมาณน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูงที่ออกจากหม้อต้มน้ำมันร้อน อ่านค่าจากมิเตอร์วัดที่ห้องควบคุม

ค) อุณหภูมิที่ผิวของหม้อต้มน้ำมันร้อนโดยใช้ดิจิตอลเทอร์โมมิเตอร์ แล้วนำค่าที่ได้มาแทนในสมการการสูญเสียความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสี เพื่อวิเคราะห์การสูญเสียความร้อนที่ผิวหม้อต้มน้ำมันร้อน

ง) อุณหภูมิไอเสียวัดด้วยอินฟาเรดเทอร์โมมิเตอร์

จ) องค์ประกอบโดยปริมาตรของไอเสียวัดด้วยเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย

ฉ) อัตราการไหลโดยมวลของ Off gases จากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ ใช้ข้อมูลจากการออกแบบของโรงงาน

ช) อัตราการไหลโดยมวลของของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ (Residue Phthalic anhydride: RPA) อ่านจากมิเตอร์ที่ห้องควบคุม

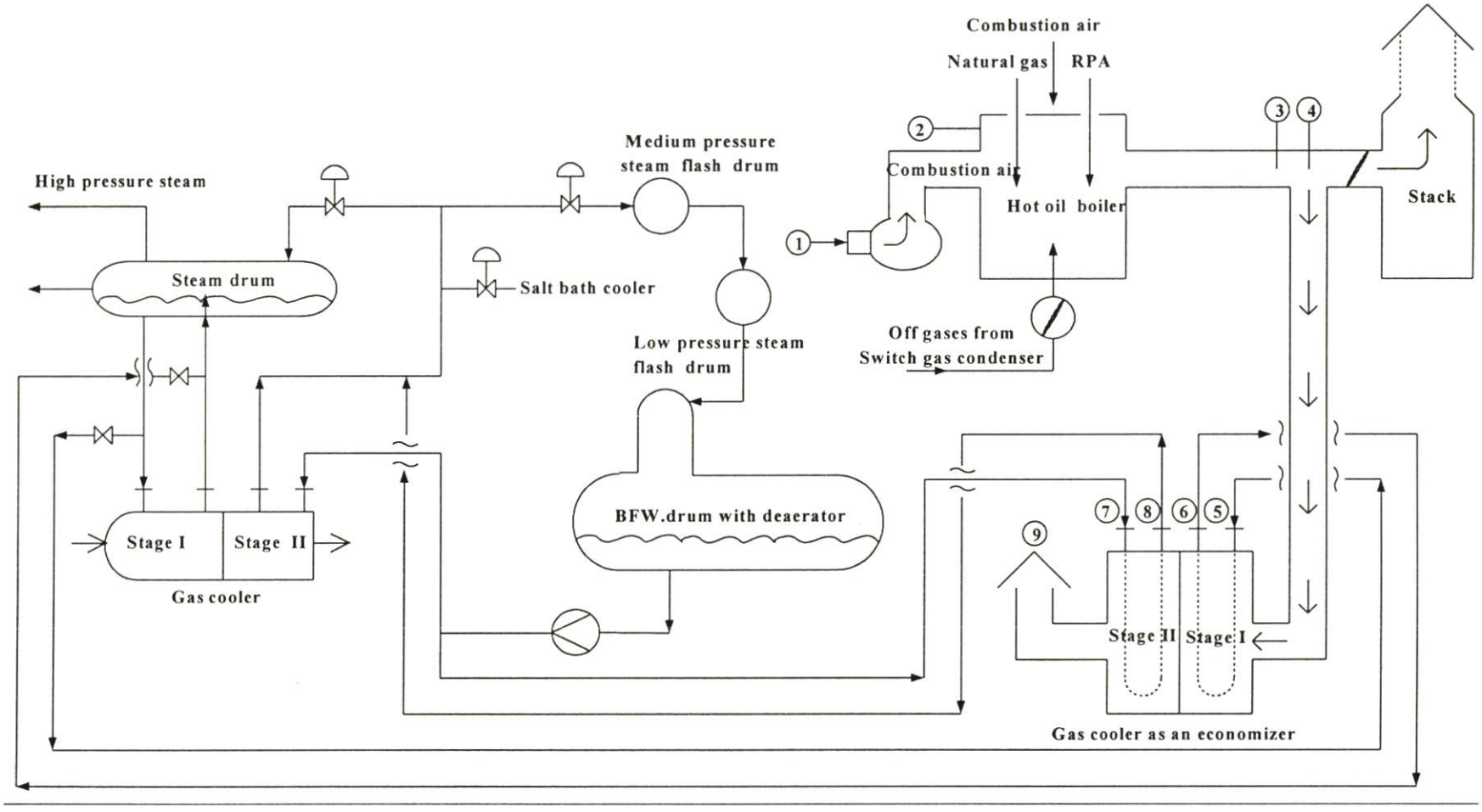
ซ) อุณหภูมิของน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูง อ่านจากมิเตอร์ที่ห้องควบคุม

ฌ) ความร้อนจำเพาะของไอเสีย หาได้จากตารางคุณสมบัติของก๊าซ แสดงในภาคผนวก ง.

ตำแหน่งที่เก็บข้อมูลที่หม้อต้มน้ำมันร้อนแสดงในรูปที่ 4.2 และตารางที่ 4.3

ตารางที่ 4.3 ตำแหน่งที่เก็บข้อมูลที่หม้อต้มน้ำมันร้อน

ตำแหน่ง	สัญลักษณ์	ค่าที่วัด
1	v	ความเร็วของอากาศที่เข้าหม้อต้มน้ำมันร้อน
	T_{amb}	อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม
	% RH	เปอร์เซ็นต์ความชื้นสัมพัทธ์
2	m_{Ng}	อัตราการไหลโดยมวลของก๊าซธรรมชาติ
	m_{RPA}	อัตราการไหลโดยมวลของของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์
	$m_{Off\ gas}$	อัตราการไหลโดยมวลของ Off gases
3	-	องค์ประกอบไอเสีย
4	T_{stack}	อุณหภูมิไอเสีย
5	T_{1in}	อุณหภูมิที่ทางเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของก๊าซคูลเลอร์
6	T_{1out}	อุณหภูมิที่ทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของก๊าซคูลเลอร์
7	T_{2in}	อุณหภูมิที่ทางเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของก๊าซคูลเลอร์
8	T_{2out}	อุณหภูมิที่ทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของก๊าซคูลเลอร์
9	T_{steco}	อุณหภูมิของไอเสียหลังจากติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์



รูปที่ 4.2 ตำแหน่งที่เก็บข้อมูลที่หม้อต้มน้ำมันร้อน

บทที่ 5

ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

5.1 การบูรณาการความร้อนของหอกลั่นและโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

5.1.1 สมดุลมวลสารและสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิต

การคำนวณสมดุลมวลสารและสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ด้วยการจำลองกระบวนการผลิตใช้โปรแกรม HYSYS และเทอร์โมไดนามิกส์ UNIFAC รายละเอียดแสดงในวิทยานิพนธ์ฉบับที่ส่งบริษัท

องค์ประกอบที่ใช้ในการจำลองกระบวนการผลิต เมื่อเปรียบเทียบกับในแผนผังกระบวนการมีดังนี้

ตารางที่ 5.1 องค์ประกอบของสารที่ใช้ในการจำลองแบบ

องค์ประกอบ	
ในโรงงาน	ในการจำลองแบบ
Oxygen	Oxygen
Nitrogen	Nitrogen
Water	Water
Carbondioxide	Carbondioxide
O – xylene	O – xylene
Phthalic anhydride	Phthalic anhydride
Phthalic acid	Phthalic acid
Maleic anhydride	Maleic anhydride
Benzoic acid	Benzoic acid
Citraconic anhydride	Citraconic acid*

หมายเหตุ * ไม่มีข้อมูลของสารชนิดเดียวกันกับในโรงงานจึงใช้ตัวเทียบเท่า

ในกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ ตั้งแต่ส่วนออกซิเดชัน ส่วนเตรียมก่อนการกลั่น ส่วนการกลั่น ส่วนเก็บผลิตภัณฑ์ ทำเกล็ด และบรรจุ เป็นกระบวนการผลิตต่อเนื่อง แต่ส่วนควบแน่นของกระบวนการผลิตเป็นกระบวนการแบบกะ (Batch process)

เนื่องจากข้อจำกัดในการจำลองกระบวนการของโปรแกรม HYSYS ไม่สามารถกำหนดตำแหน่งของอุปกรณ์ต่างๆ ให้เหมือนกับแผนผังกระบวนการของโรงงานได้ทุกอุปกรณ์ อีกทั้งอุปกรณ์บางชนิดในโรงงานนั้นไม่มีอยู่ในโปรแกรม อย่างไรก็ดีผู้วิจัยพยายามจำลองกระบวนการผลิตให้มีความคล้ายคลึงกับกระบวนการผลิตมากที่สุด เช่น ใช้ Component separator แทนสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์และจำลองในสภาวะคงตัว คำนวณสมดุลพลังงานของสวิทช์คอนเดนเซอร์เพื่อหาความร้อนที่ออกจากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ในช่วงการรับผลิตภัณฑ์ (Loading) และความร้อนที่ให้กับสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ในช่วงการหลอมผลิตภัณฑ์ (Melting) เพื่อเป็นข้อมูลในการวิเคราะห์พินช์สำหรับใช้ในการแสดงกราฟประกอบของกระบวนการผลิต ซึ่งผลจากการคำนวณพบว่ามีค่าเท่ากับ 286.87 และ 281.57 กิโลวัตต์ ตามลำดับ รายละเอียดแสดงในภาคผนวก จ.

จากการวิเคราะห์การจำลองกระบวนการผลิตสามารถสรุปได้ดังนี้

สมดุลมวลสารของกระบวนการผลิต

ในกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ จะมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลโดยมวล 2 ส่วนใหญ่ ๆ คือ ส่วนการเกิดปฏิกิริยา หมายถึง เครื่องปฏิกรณ์จนถึงก๊าซคูลเลอร์ และส่วนการกลั่น หมายถึง หอกลั่นทั้งสอง จากการจำลองแบบพบว่า ในส่วนการเกิดปฏิกิริยามีพาทาลิกแอนไฮไดรด์ประมาณ 3.71-3.91 เปอร์เซ็นต์ของอัตราการไหลทั้งหมดโดยมวลของกระบวนการผลิต และพบว่าสามารถกลั่นพาทาลิกแอนไฮไดรด์ได้ 99.85 เปอร์เซ็นต์ของอัตราการไหลทั้งหมด ซึ่งพบว่าตรงกับข้อมูลการผลิต ดังนั้นข้อมูลจากการจำลองแบบเป็นข้อมูลที่เชื่อถือได้ และพบว่าอัตราการไหลในส่วนการเกิดปฏิกิริยาจะสูงกว่าอัตราการไหลขาเข้าส่วนการกลั่นประมาณ 11 เท่า แสดงว่ามีการสูญเสียพลังงานความร้อนและผลิตภัณฑ์พาทาลิกแอนไฮไดรด์ไปกับไอของสารที่เกิดจากปฏิกิริยาข้างเคียงโดยผ่านสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ ในขณะที่ที่ส่วนการควบแน่นจะพบว่า อัตราการไหลโดยมวลของไอของสารที่เกิดจากปฏิกิริยาข้างเคียงลดลงประมาณ 95 เปอร์เซ็นต์ของอัตราการไหลโดยมวลของกระแสที่กลับเข้าสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ แสดงว่ามีการนำผลิตภัณฑ์พาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่สูญเสียไปกับไอของสารที่เกิดจากปฏิกิริยาข้างเคียงกลับคืนน้อยมาก สมดุลมวลสารของกระบวนการผลิตแสดงในวิทยานิพนธ์ฉบับที่ส่งบริษัท

สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิต

จากการจำลองแบบพบว่า พลังงานความร้อนภายในกระบวนการผลิตจะสูงสุดที่เครื่องปฏิกรณ์ ซึ่งที่เครื่องปฏิกรณ์จะมีอุณหภูมิและอัตราการไหลสูงเกิดขึ้นพร้อมกัน ความร้อนของปฏิกิริยาที่มาจากปฏิกิริยาคายความร้อนของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 และเครื่องที่ 2 เท่ากับ 34.25 และ 24.89 กิกะจูล/ชั่วโมง ตามลำดับ จะถ่ายเทไปที่อุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ สตีมซูปเปอร์ฮีทเตอร์ และก๊าซคูลเลอร์ รวมทั้งมีพลังงานความร้อนที่สูญเสียจากการพาความร้อนและการแผ่รังสีอีกเล็กน้อย รายละเอียดแสดงในภาคผนวก ก.1

ยูทิลิตี้ความร้อนและความเย็นสุทธิในกระบวนการผลิตสามารถคำนวณได้เท่ากับ 3,329.95 และ 16,908.90 กิโลวัตต์ ตามลำดับ พลังงานความร้อนที่สูญเสียไปกับไอของสารที่เกิดจากปฏิกิริยาข้างเคียงที่ออกจากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์มีค่าเท่ากับ 1,842 กิโลวัตต์ รายละเอียดแสดงในวิทยานิพนธ์ฉบับที่ส่งบริษัท

ในส่วนการเตรียมก่อนการกลั่นและการกลั่น ความร้อนที่ต้องการในส่วนการกลั่นมีประมาณ 674.06 กิโลวัตต์ซึ่งถือว่ามีค่าน้อย หอกลั่นโดยทั่วไปจะมีการใช้พลังงานความร้อนสูง แต่ในกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ ส่วนการกลั่นมีอัตราการไหลโดยมวลน้อยจึงใช้พลังงานน้อยมากเมื่อเทียบกับพลังงานความร้อนที่เกิดจากส่วนการเกิดปฏิกิริยา (ซึ่งหมายถึงเครื่องปฏิกรณ์และก๊าซคูลเลอร์รวมทั้งส่วนควบแน่น คือ สวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์) ดังนั้นการปรับปรุงประสิทธิภาพการใช้พลังงานในขั้นตอนการเกิดปฏิกิริยาจึงเพียงพอที่จะได้ความร้อนมาใช้สำหรับส่วนการเตรียมก่อนการกลั่นและการกลั่น

5.1.2 สมดุลมวลสารของระบบการกลั่น

สมดุลมวลสารของหอกลั่นหอที่ 1 และ 2 แสดงในตารางที่ 5.2 และ 5.3 รายละเอียดการคำนวณแสดงในวิทยานิพนธ์ฉบับที่ส่งบริษัท

ตารางที่ 5.2 สมดุลมวลสารของหอกลั่นหอที่ 1

มวลเข้า	อัตราการไหล (กิโลกรัม/ชั่วโมง)
Stream name 19 (Phthalic anhydride) 63.93 % by mass	4469
รวม	4469
มวลออก	อัตราการไหล (กิโลกรัม/ชั่วโมง)
Stream name GASES	3043
Stream name 23 (Phthalic anhydride)	1426
รวม	4469

ตารางที่ 5.3 สมดุลมวลสารของหอกลั่นหอที่ 2

มวลเข้า	อัตราการไหล (กิโลกรัม/ชั่วโมง)
Stream name 23 (Phthalic anhydride) 99.76 % by mass	1426
รวม	1426

ตารางที่ 5.3 (ต่อ)

มวลออก	อัตราการไหล (กิโลกรัม/ชั่วโมง)
Stream name 34 (Phthalic anhydride)	
- Overhead product 99.85 % by mass	1049
- Bottom product (Residue)	377
รวม	1426

5.1.3 สมดุลพลังงานของระบบการกลั่น

ข้อมูลในตารางที่ 5.4 และ 5.5 แสดงปริมาณความร้อนที่ต้องดึงออกและที่ต้องให้แก่ระบบการกลั่น รายละเอียดการคำนวณแสดงในวิทยานิพนธ์ฉบับที่ส่งบริษัท

ตารางที่ 5.4 ปริมาณความร้อนที่ต้องดึงออกจากระบบการกลั่น

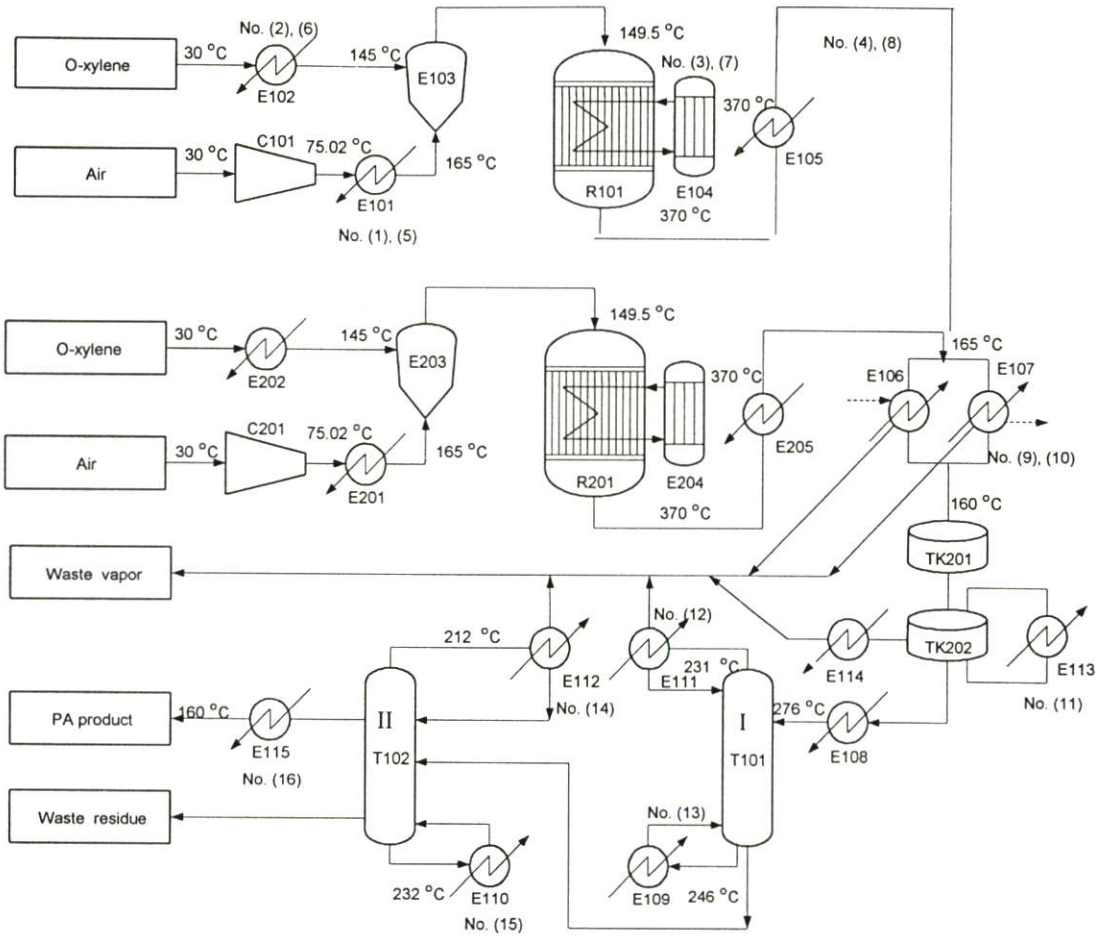
ความร้อนที่ต้องดึงออกจากระบบ	ปริมาณ (กิโลวัตต์)
จากคอนเดนเซอร์ของหอกลั่นที่ 1	5.857
จากคอนเดนเซอร์ของหอกลั่นที่ 2	234.9
รวม	240.757

ตารางที่ 5.5 ปริมาณความร้อนที่ต้องให้แก่ระบบการกลั่น

ความร้อนที่ต้องให้แก่ระบบ	ปริมาณ (กิโลวัตต์)
ให้กับรีบอยเลอร์ของหอกลั่นที่ 1	198.0
ให้กับรีบอยเลอร์ของหอกลั่นที่ 2	225.3
รวม	423.3

5.1.4 ผลการวิเคราะห์กราฟประกอบของกระบวนการผลิต

จากข้อมูลสมดุลมวลสารและพลังงานของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ นำมาหาข้อมูลกระแสร้อนและกระแสเย็นของกระบวนการผลิตดังแสดงในรูปที่ 5.1 และสรุปเป็นข้อมูลในตารางที่ 5.6



EQUIPMENT

C101	Air compressor	E109	Light-end column reboiler	E203	Evaporator
C201	Air compressor	E110	Product column reboiler	E204	Salt bath cooler
E101	Air preheater	E111	Light-end column condenser	E205	Gas cooler
E102	O-xylene preheater	E112	Product column condenser	R101	Turbular,fixed-bed catalytic reactor
E103	Evaporator	E113	Heater	R201	Turbular,fixed-bed catalytic reactor
E104	Salt bath cooler	E114	Treatment condenser	T101	Light-end column
E105	Gas cooler	E115	Product cooler	T102	Product column
E106/107	Switch gas condenser	E201	Air preheater	TK201	Crude PA tank
E108	Purification cooler	E202	O-xylene preheater	TK202	Pretreatment tank

รูปที่ 5.1 แผนผังแสดงกระแสร้อนและกระแสเย็นของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์อย่างง่าย

ตารางที่ 5.6 กระแสร้อนและกระแสเย็นของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

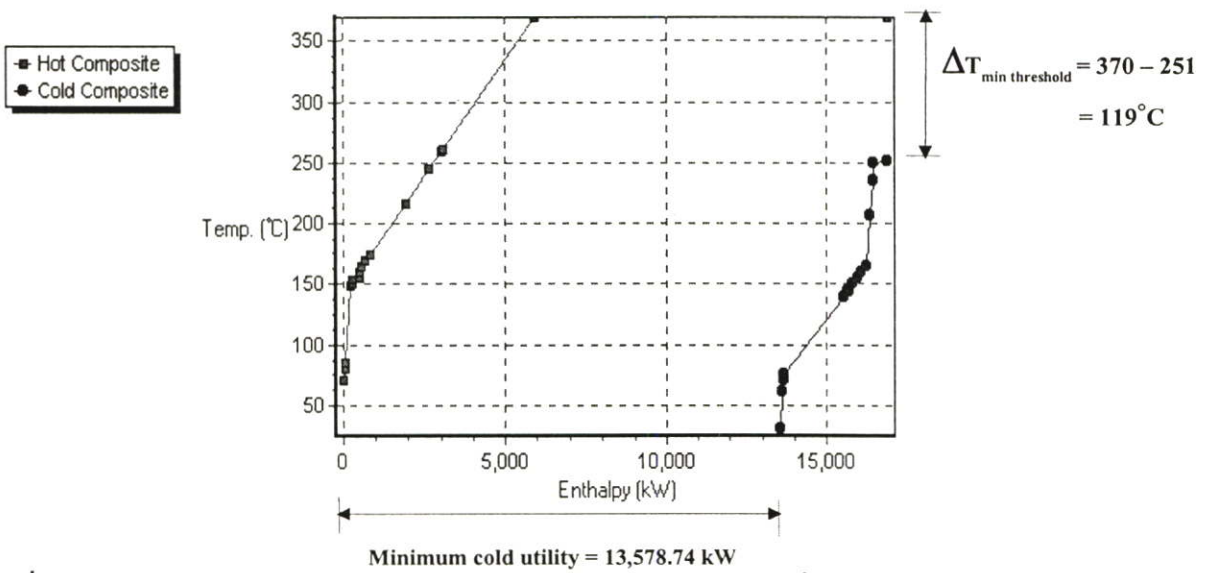
Stream no.	Name	Type	T_S	T_T	FC_p (kW/°C)	Q (kW)
1.	Air feed PA I	Cold	75.00	165.0	13.94	-1255
2.	O-xylene feed PA I	Cold	30.61	145.0	1.17	-133.607
3.	Reactor cooling medium PA I	Hot	370.00	369.9	63870	6387
4.	Reactor effluent PA I	Hot	370.00	165.0	15.49	3175
5.	Air feed PA II	Cold	75.00	165.0	9.64	-867.30
6.	O-xylene feed PA II	Cold	30.61	145.0	0.84	-96.115

ตารางที่ 5.6 (ต่อ)

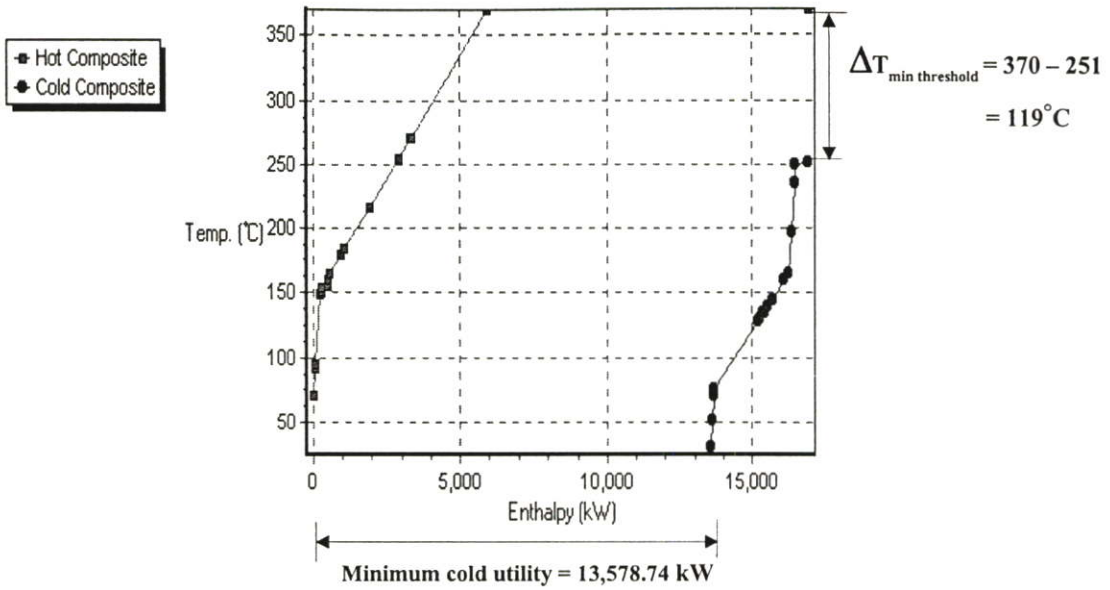
7.	Reactor cooling medium PA II	Hot	370.00	369.9	46000	4600
8.	Reactor effluent PA II	Hot	370.00	165.0	10.75	2204
9.	Product sublimation	Hot	165.00	71.0	3.05	286.84
10.	Product desublimation	Cold	71.00	160.0	3.20	-284.63
11.	Crude PA to pretreatment	Cold	160.20	235.0	3.61	-270
12.	Condenser duty stream column I	Hot	150.00	149.0	5.857	5.857
13.	Reboiler duty stream column I	Cold	250.00	251.0	198.00	-198.0
14.	Condenser duty stream column II	Hot	155.00	154.0	234.90	234.9
15.	Reboiler duty stream column II	Cold	250.00	251.0	225.30	-225.3
16.	Product cooler	Hot	216.80	160.0	0.27	15.3

หมายเหตุ PA I และ PA II คือ ส่วนการเกิดปฏิกิริยาก่อนเข้าสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ (1619/1-5) แสดงในวิทยานิพนธ์ฉบับที่ส่งบริษัท

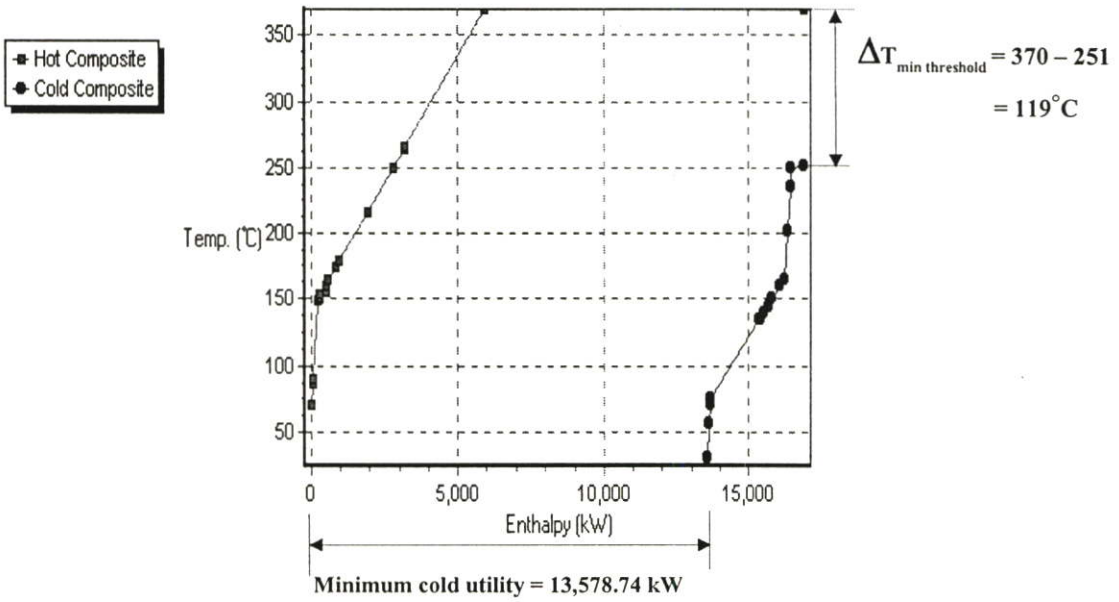
นำข้อมูลจากตารางที่ 5.6 ไปสร้างกราฟประกอบของกระบวนการผลิต โดยกำหนดค่าผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นน้อยที่สุดของโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ΔT_{min}) จำนวน 3 ค่า คือ 10 , 15 และ 20 องศาเซลเซียส ดังรูปที่ 5.2 ถึง 5.4 ดังนี้



รูปที่ 5.2 กราฟประกอบของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่ผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นน้อยสุดเท่ากับ 10 องศาเซลเซียส



รูปที่ 5.3 กราฟประกอบของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่ผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นน้อยสุดเท่ากับ 15 องศาเซลเซียส



รูปที่ 5.4 กราฟประกอบของกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่ผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นน้อยสุดเท่ากับ 20 องศาเซลเซียส

ในการวิจัยนี้ศึกษาที่อุณหภูมิ 10, 15 และ 20 องศาเซลเซียส ผลจากกราฟประกอบของกระบวนการผลิตทั้ง 3 รูป พบว่ากระบวนการผลิตเป็นแหล่งระบายความร้อนออกเพียงอย่างเดียวจึงเป็นลักษณะเทรดโฮลด์มี ΔT_{min} คือ $\Delta T_{min\ threshold}$ เท่ากับ 119 องศาเซลเซียส และมีเป้าหมายพลังงานของกระบวนการผลิต คือ ปริมาณความร้อนที่ต้องการระบายให้ยูทิลิตี้ความเย็นต่ำสุดเท่ากับ 13,578.74 กิโลวัตต์ โดยทั่วไปค่าผลต่างของอุณหภูมิต่ำสุดของการแลกเปลี่ยน

ความร้อนระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นทางทฤษฎีเท่ากับ 10 องศาเซลเซียส ดังนั้นผู้วิจัยจึงใช้ค่าผลต่างของอุณหภูมิต่ำสุดเท่ากับ 10 องศาเซลเซียสในการวิเคราะห์การบูรณาการความร้อนของหอกลั่น

ข้อมูลของกระแสร้อนและกระแสเย็นในการบูรณาการความร้อนของระบบการกลั่นโดยพิจารณาระบบการกลั่นเทียบกับภูมิหลังกระบวนการ แสดงในตารางที่ 5.7 และ 5.8 ตามลำดับ

ตารางที่ 5.7 กระแสร้อนและกระแสเย็นของระบบการกลั่น

Stream no.	Name	Type	T_S	T_T	FC_p (kW/°C)	Q (kW)
12.	Condenser duty stream column I	Hot	150.00	149.0	5.857	5.857
13.	Reboiler duty stream column I	Cold	250.00	251.0	198.00	-198.0
14.	Condenser duty stream column II	Hot	155.00	154.0	234.90	234.9
15.	Reboiler duty stream column II	Cold	250.00	251.0	225.30	-225.3

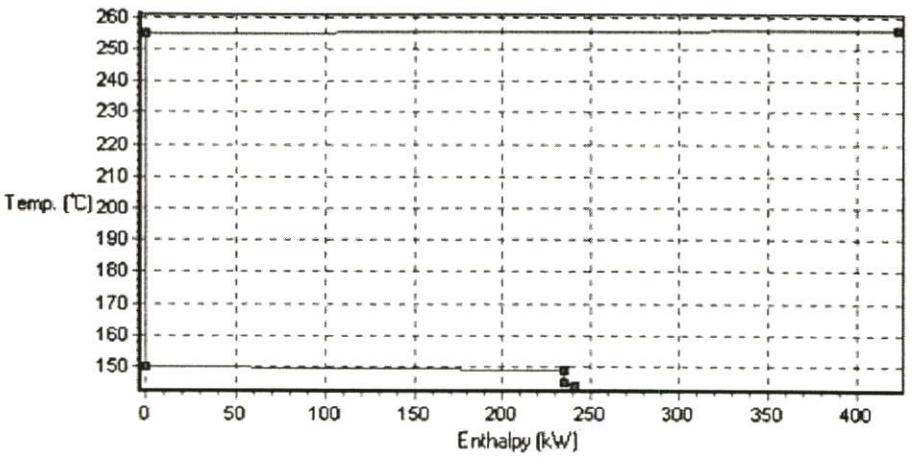
หมายเหตุ Stream no. ดูจากรูปที่ 5.1

ตารางที่ 5.8 กระแสร้อนและกระแสเย็นของภูมิหลังกระบวนการ

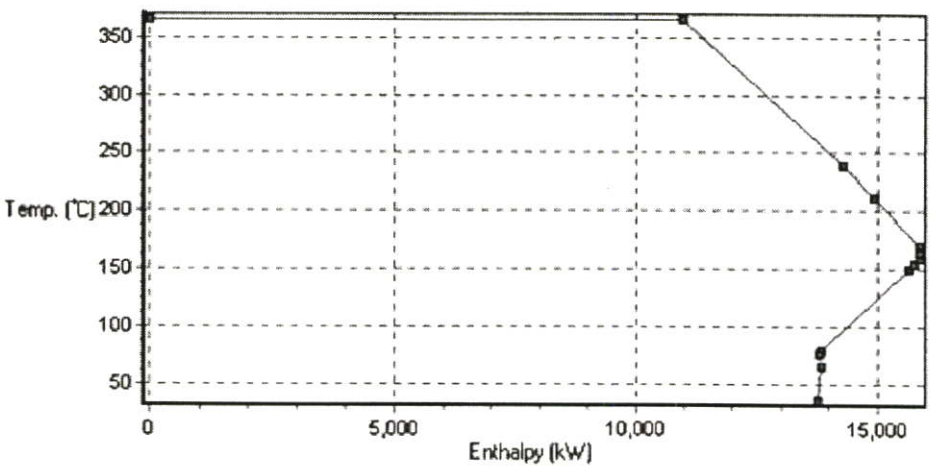
Stream no.	Name	Type	T_S	T_T	FC_p (kW/°C)	Q (kW)
1.	Air feed PA I	Cold	75.00	165.0	13.94	-1255
2.	O-xylene feed PA I	Cold	30.61	145.0	1.17	-133.607
3.	Reactor cooling medium PA I	Hot	370.00	369.9	63870	6387
4.	Reactor effluent PA I	Hot	370.00	165.0	15.49	3175
5.	Air feed PA II	Cold	75.00	165.0	9.64	-867.30
6.	O-xylene feed PA II	Cold	30.61	145.0	0.84	-96.115
7.	Reactor cooling medium PA II	Hot	370.00	369.9	46000	4600
8.	Reactor effluent PA II	Hot	370.00	165.0	10.75	2204
9.	Product sublimation	Hot	165.00	71.0	3.05	286.84
10.	Product desublimation	Cold	71.00	160.0	3.20	-284.63
11.	Crude PA to pretreatment	Cold	160.20	235.0	3.61	-270
16.	Product cooler	Hot	216.80	160.0	0.27	15.3

หมายเหตุ Stream no. ดูจากรูปที่ 5.1

ข้อมูลจากตารางที่ 5.7 และ 5.8 สร้างกราฟประกอบรวบยอดของระบบการกลั่นและภูมิหลังกระบวนการได้ในรูปที่ 5.5 และ 5.6 ตามลำดับ

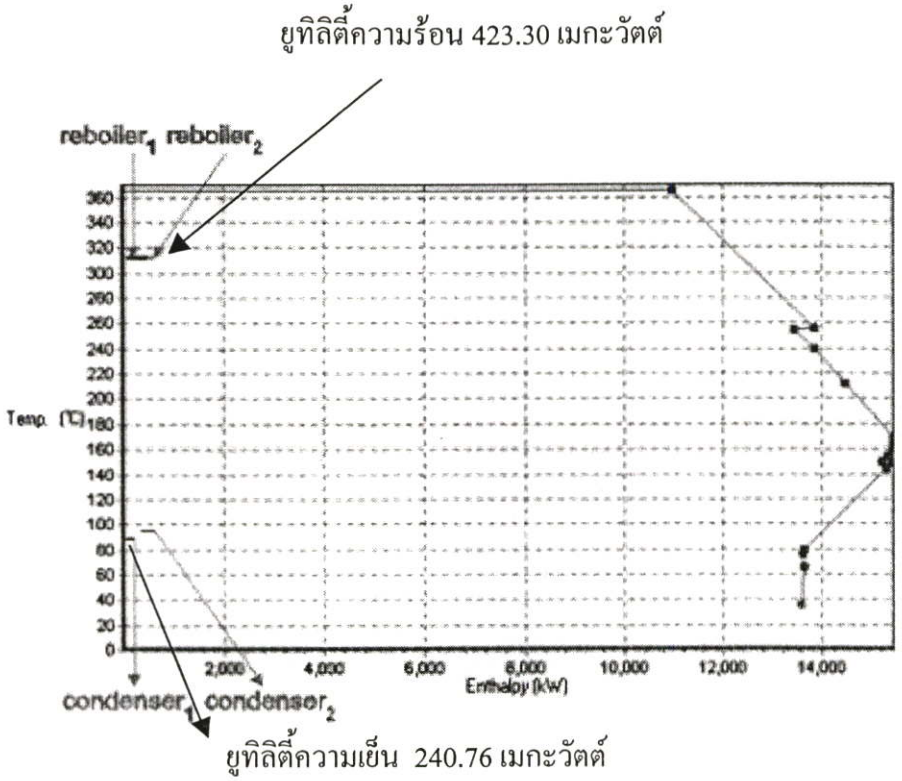


รูปที่ 5.5 กราฟประกอบรวบยอดของระบบการกลั่น



รูปที่ 5.6 กราฟประกอบรวบยอดของภูมิหลังกระบวนการ

เมื่อรวมกราฟประกอบรวบยอดในรูปที่ 5.5 และ 5.6 จะแสดงการบูรณาการความร้อนระหว่างระบบการกลั่นและภูมิหลังกระบวนการได้ดังรูปที่ 5.7

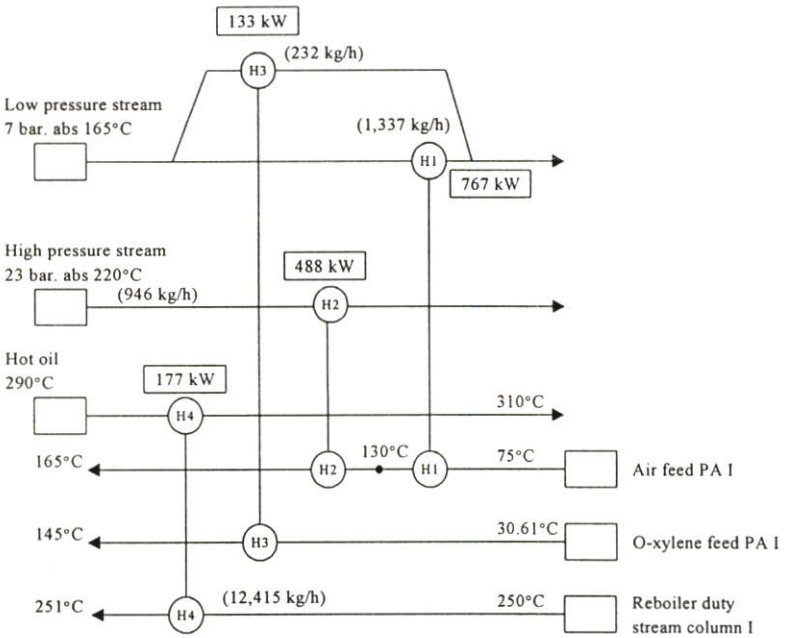


รูปที่ 5.7 การบูรณาการความร้อนของระบบการกลั่น

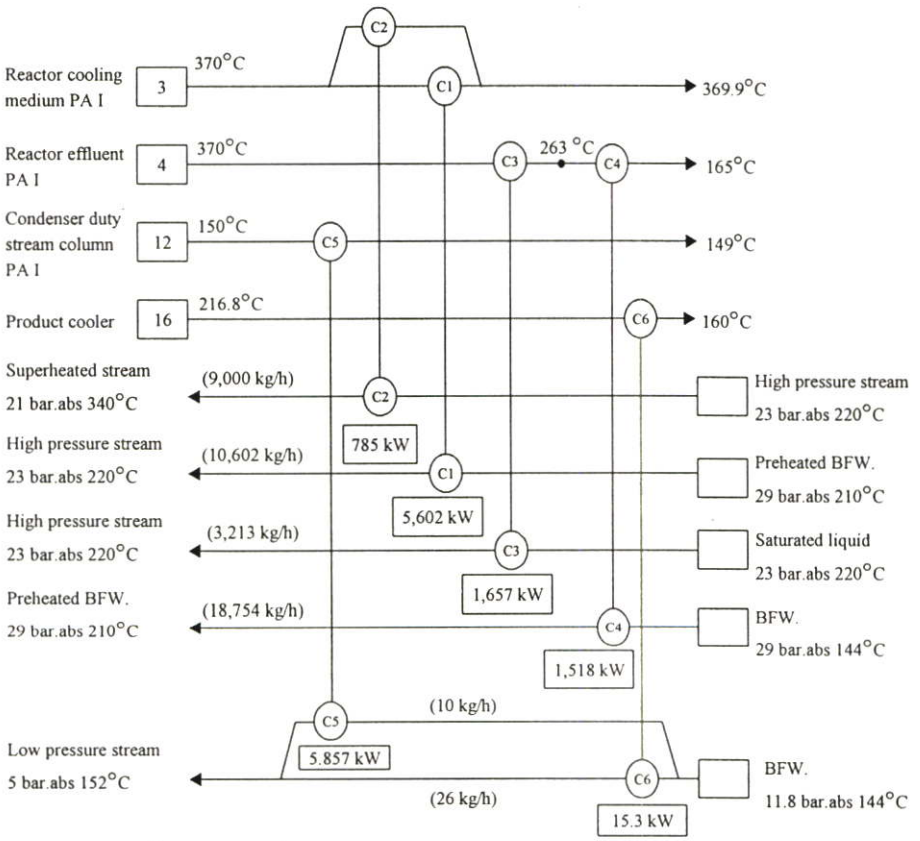
จากกราฟรูปที่ 5.7 พบว่าระบบการกลั่นมีปริมาณยูทิลิตี้ความร้อนและยูทิลิตี้ความเย็นต่ำสุดเท่ากับ 423.30 และ 240.76 เมกะวัตต์เทียบเท่ากับ 3.11 % และ 1.77 % ของค่าเป้าหมายพลังงานของกระบวนการผลิต ตามลำดับ แสดงว่าการบูรณาการความร้อนระหว่างระบบการกลั่นและภูมิหลังกระบวนการไม่มีศักยภาพที่จะปรับปรุงให้เกิดการประหยัดพลังงานในกระบวนการผลิตโดยรวม จึงเพิ่มการศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการกลั่น คือ อัตราส่วนการป้อนกลับและความดันภายในหอกลั่น เพื่อหาผลของตัวแปรทั้งสองนี้ต่อการบูรณาการความร้อนระหว่างระบบการกลั่นและภูมิหลังกระบวนการ ผลการศึกษาพบว่าการเพิ่มหรือลดอัตราส่วนการป้อนกลับและความดันภายในหอกลั่นจะไม่มีผลต่อการบูรณาการความร้อนระหว่างระบบการกลั่นและภูมิหลังกระบวนการ และไม่มีผลต่อการใช้พลังงานในกระบวนการผลิตรวมแต่จะลดศักยภาพการผลิตไอน้ำ ดังนั้นจึงศึกษาโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระบวนการผลิตเพื่อหาศักยภาพในการประหยัดพลังงานในกระบวนการผลิตต่อไป

5.1.5 โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระบวนการผลิต

โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสร้อนและกระแสเย็นในส่วนออกซิเดชัน PA I แสดงดังรูปที่ 5.8 และ 5.9

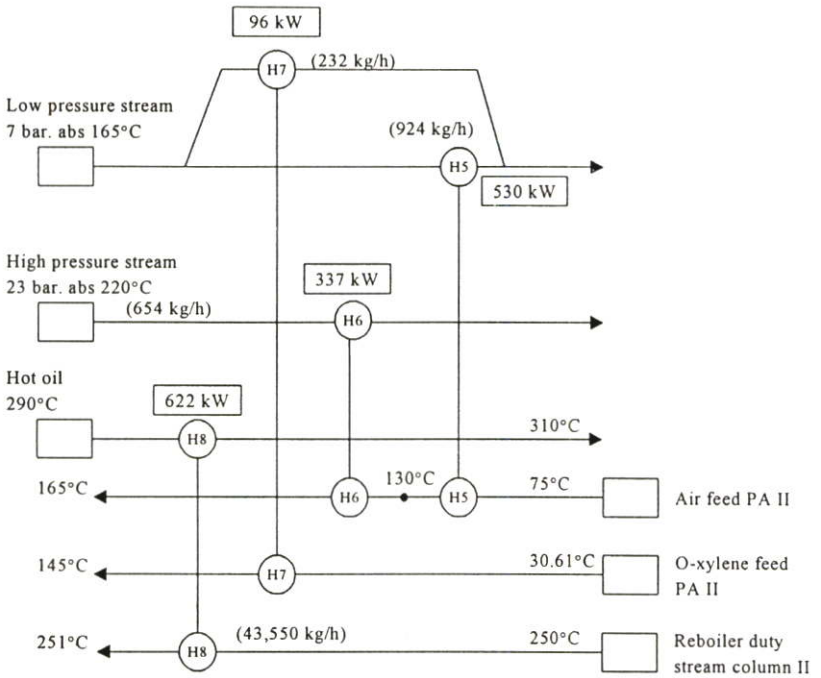


รูปที่ 5.8 โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสร้อนในส่วนออกซิเดชัน PA I

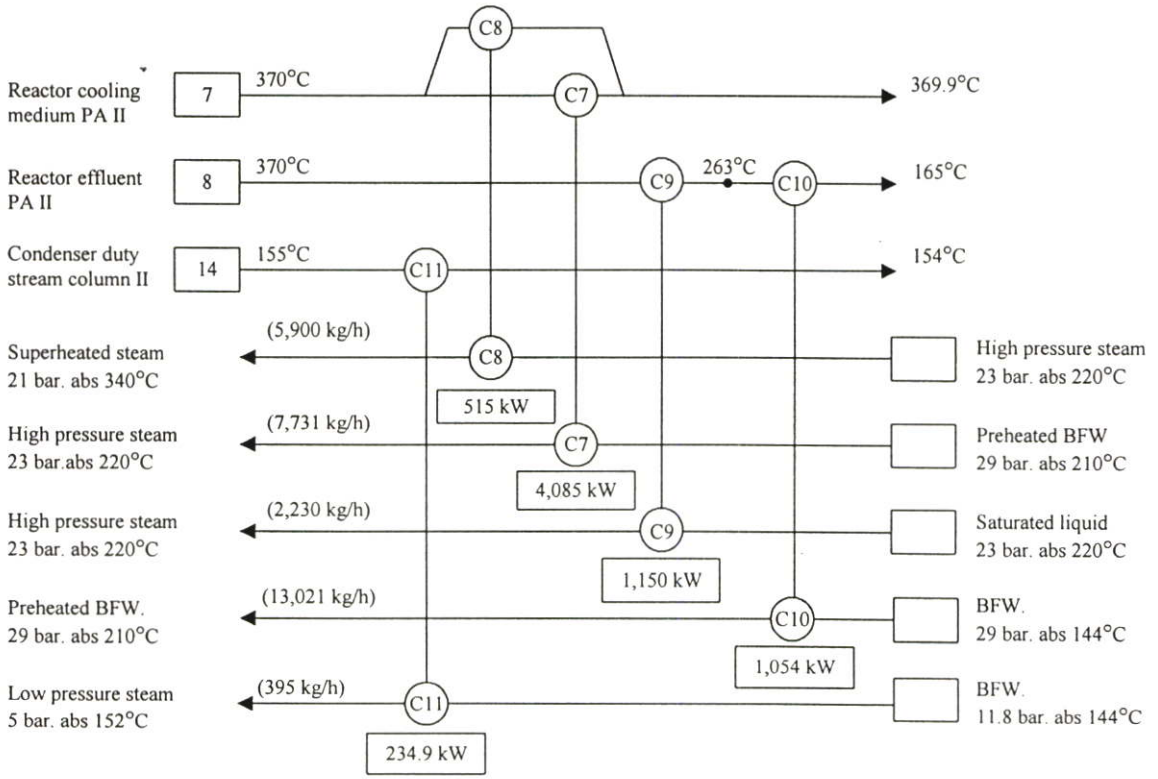


รูปที่ 5.9 โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสเย็นในส่วนออกซิเดชัน PA I

โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสร้อนและกระแสเย็นในส่วนออกซิเดชัน PA II แสดงดังรูปที่ 5.10 และ 5.11



รูปที่ 5.10 โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสร้อนในส่วนออกซิเดชัน PA II



รูปที่ 5.11 โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสเย็นในส่วนออกซิเดชัน PA II

ในโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสร้อน (รูปที่ 5.8 และ 5.10) แสดงตัวอย่างการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสร้อนในกระบวนการผลิตกับไอน้ำที่ความดันต่างๆ และน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูง เช่น กระแสความร้อน Air feed PA I และ Air feed PA II ใช้ไอน้ำความดันสูง 23 บาร์ อุณหภูมิ 220 องศาเซลเซียส แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศ ทำให้อากาศจากอุณหภูมิ 130 องศาเซลเซียส มีอุณหภูมิสูงขึ้นเป็น 165 องศาเซลเซียส ส่วนโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสเย็น (รูปที่ 5.9 และ 5.11) แสดงตัวอย่างการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสเย็นในกระบวนการผลิตกับไอน้ำที่ความดันต่างๆ เช่น กระแสความเย็น Condenser duty stream column I และ Condenser duty stream column II แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำป้อนหม้อไอน้ำความดัน 11.8 บาร์ อุณหภูมิ 144 องศาเซลเซียส กลายเป็นไอน้ำความดันต่ำ 5 บาร์ อุณหภูมิ 152 องศาเซลเซียส

จากไดอะแกรมโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถสรุปปริมาณไอน้ำที่ความดันต่างๆ ที่ผลิตและใช้ในส่วนออกซิเดชัน PA I และ PA II แสดงในตารางที่ 5.9 และ 5.10 สำหรับปริมาณยูทิลิตี้ความร้อนของกระแสร้อนและยูทิลิตี้ความเย็นของกระแสเย็นที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับไอน้ำและน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูงในกระบวนการผลิตแสดงดังตารางที่ 5.11

ตารางที่ 5.9 ปริมาณไอน้ำที่ความดันต่างๆ ที่ผลิตและใช้ในส่วนออกซิเดชัน PA I

ไอน้ำ	ผลิต (กิโลกรัม/ชั่วโมง)	ใช้ (กิโลกรัม/ชั่วโมง)	เหลือสุทธิ (กิโลกรัม/ชั่วโมง)
Superheated steam (21 bar.abs 340°C)	9,000	-	9,000
High pressure steam (23 bar.abs 220°C)	13,815	9,000	4,815
Preheated BFW (29 bar.abs 210°C)	18,754	10,602	8,152
Saturated liquid (23 bar.abs 220°C)	-	3,213	3,213
Low pressure steam (5 bar.abs 152°C)	36	-	36
BFW (11.8 bar.abs 144°C)	-	36	36
BFW (29 bar.abs 144°C)	-	18,754	18,754

ตารางที่ 5.10 ปริมาณไอน้ำที่ความดันต่างๆ ที่ผลิตและใช้ในส่วนออกซิเดชัน PA II

ไอน้ำ	ผลิต (กิโลกรัม/ชั่วโมง)	ใช้ (กิโลกรัม/ชั่วโมง)	เหลือสุทธิ (กิโลกรัม/ชั่วโมง)
Superheated steam (21 bar.abs 340°C)	5,900	-	5,900
High pressure steam (23 bar.abs 220°C)	9,961	5,900	4,061
Preheated BFW (29 bar.abs 210°C)	13,021	7,731	5,290
Saturated liquid (23 bar.abs 220°C)	-	2,230	2,230
Low pressure steam (5 bar.abs 152°C)	395	-	395
BFW (11.8 bar.abs 144°C)	-	395	395
BFW (29 bar.abs 144°C)	-	13,021	13,021

ตารางที่ 5.11 ปริมาณยูทิลิตี้ความร้อนของกระแสร้อนและยูทิลิตี้ความเย็นของกระแสเย็นที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับไอน้ำที่ความดันต่างๆ และน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูงในกระบวนการผลิต

Heat exchanger no.	Symbol	Q (กิโลวัตต์)
1	H1	-767
2	H2	-488
3	H3	-133
4	H4	-177
5	H5	-530
6	H6	-337
7	H7	-96
8	H8	-622

ตารางที่ 5.11 (ต่อ)

9	C1	5,602
10	C2	785
11	C3	1,657
12	C4	1,518
13	C5	5.857
14	C6	15.3
15	C7	4,085
16	C8	515
17	C9	1,150
18	C10	1,054
19	C11	234.9
Total	13,472.057 กิโลวัตต์	

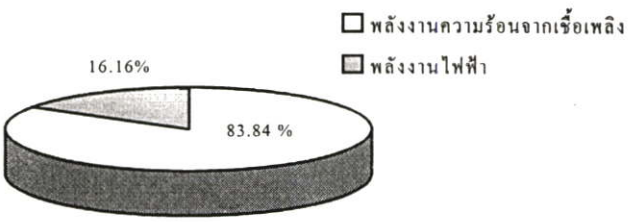
หมายเหตุ H หมายถึง เครื่องให้ความร้อน (Heater)

C หมายถึง เครื่องหล่อเย็น (Cooler)

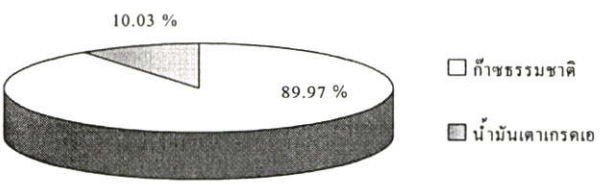
จากการพิจารณาการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นกับยูทิลิตี้ในโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระบวนการผลิตพบว่า มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระบวนการกับกระบวนการที่อยู่บนพื้นฐานวิธีการออกแบบพินช์เท่ากับ 13,472.057 กิโลวัตต์ (คำนวณจากข้อมูลการออกแบบของโรงงาน) ในขณะที่เป้าหมายพลังงาน ซึ่งคือ ปริมาณความร้อนที่ต้องการระบายให้ยูทิลิตี้ความเย็นต่ำสุดที่ได้จากกราฟประกอบมีค่าเท่ากับ 13,578.74 กิโลวัตต์ (คำนวณจากกราฟประกอบ) ผลต่างของค่าพลังงานทั้งสองนี้เท่ากับศักยภาพการประหยัดพลังงาน คือ 106.68 กิโลวัตต์ เท่ากับ 0.78 % ของเป้าหมายพลังงานซึ่งมีค่าน้อยมาก สรุปว่าการบูรณาการพลังงานระหว่างกระบวนการกับกระบวนการไม่มีศักยภาพที่จะทำการปรับปรุงเพื่อการประหยัดพลังงานในกระบวนการผลิตโดยรวม ดังนั้นควรพิจารณาทางเลือกในการปรับปรุงระบบยูทิลิตี้ที่มีอยู่เพื่อการประหยัดพลังงานต่อไป

5.2 การปรับปรุงระบบยูทิลิตี้ที่ใช้ของโรงงาน

พลังงานที่ใช้ในโรงงานมี 2 ประเภท คือ พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงซึ่งจำแนกตามชนิดของเชื้อเพลิงที่ใช้ คือ ก๊าซธรรมชาติซึ่งเป็นเชื้อเพลิงหลักที่ใช้ที่หม้อต้มน้ำมันร้อน และน้ำมันเตาเกรดเอซึ่งเป็นเชื้อเพลิงที่หม้อไอน้ำ และพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในส่วนของมอเตอร์ไฟฟ้าของอุปกรณ์ในกระบวนการผลิตและบางส่วนใช้ในระบบบำบัดน้ำเสีย จากผลการสำรวจการใช้พลังงานและผลผลิตในกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ในปี 2544 พบว่ามีการใช้พลังงานรวม 256,139.38 กิกะจูลต่อปี โดยแบ่งเป็นการใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงรวม 214,760.98 กิกะจูลต่อปี ซึ่งประกอบด้วย พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ 193,220.71 กิกะจูลต่อปี และพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงน้ำมันเตาเกรดเอ 21,540.27 กิกะจูลต่อปี และการใช้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 11,494,000 กิโลวัตต์-ชั่วโมงต่อปี (41,378.40 กิกะจูลต่อปี) สัดส่วนการใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงและพลังงานไฟฟ้า คือ 83.84 % และ 16.16 % ตามลำดับ ดังกราฟรูปที่ 5.12 ซึ่งสัดส่วนการใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงจำแนกตามชนิดของเชื้อเพลิงที่ใช้ คือ ก๊าซธรรมชาติและน้ำมันเตาเกรดเอเท่ากับ 89.97 % และ 10.03 % ตามลำดับ ดังกราฟรูปที่ 5.13 โรงงานมีดัชนีการใช้พลังงานรวมเท่ากับ 7.80 เมกะจูลต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ โดยประกอบด้วยค่าดัชนีการใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงรวม 6.54 เมกะจูลต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ และค่าดัชนีการใช้พลังงานไฟฟ้า 0.35 กิโลวัตต์-ชั่วโมงต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ (1.26 เมกะจูลต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์)



รูปที่ 5.12 สัดส่วนการใช้พลังงานของโรงงานผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์



รูปที่ 5.13 สัดส่วนการใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิง

จากการตรวจวัดการใช้พลังงาน (Energy audit) ของโรงงานโดยวิเคราะห์สมดุลพลังงานของอุปกรณ์ที่สำคัญ เช่น เครื่องปฏิกรณ์ หม้อไอน้ำ เครื่องอุ่นอากาศอย่างละ 2 เครื่อง และหม้อต้มน้ำมันร้อน เพื่อหาและตรวจสอบปริมาณพลังงานที่เข้าในกระบวนการผลิต ว่ามีการเปลี่ยนรูปไปเป็นพลังงานที่ใช้ประโยชน์และพลังงานที่สูญเสียอย่างไร ทั้งนี้ในการวิเคราะห์พลังงานจำเป็นจะต้องทราบถึงปริมาณและคุณภาพของพลังงาน เพื่อนำไปพิจารณาการใช้ประโยชน์พลังงาน ซึ่งสามารถทำได้โดยใช้กฎข้อที่หนึ่งและสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการวิเคราะห์

5.2.1 ผลการวิเคราะห์เครื่องปฏิกรณ์

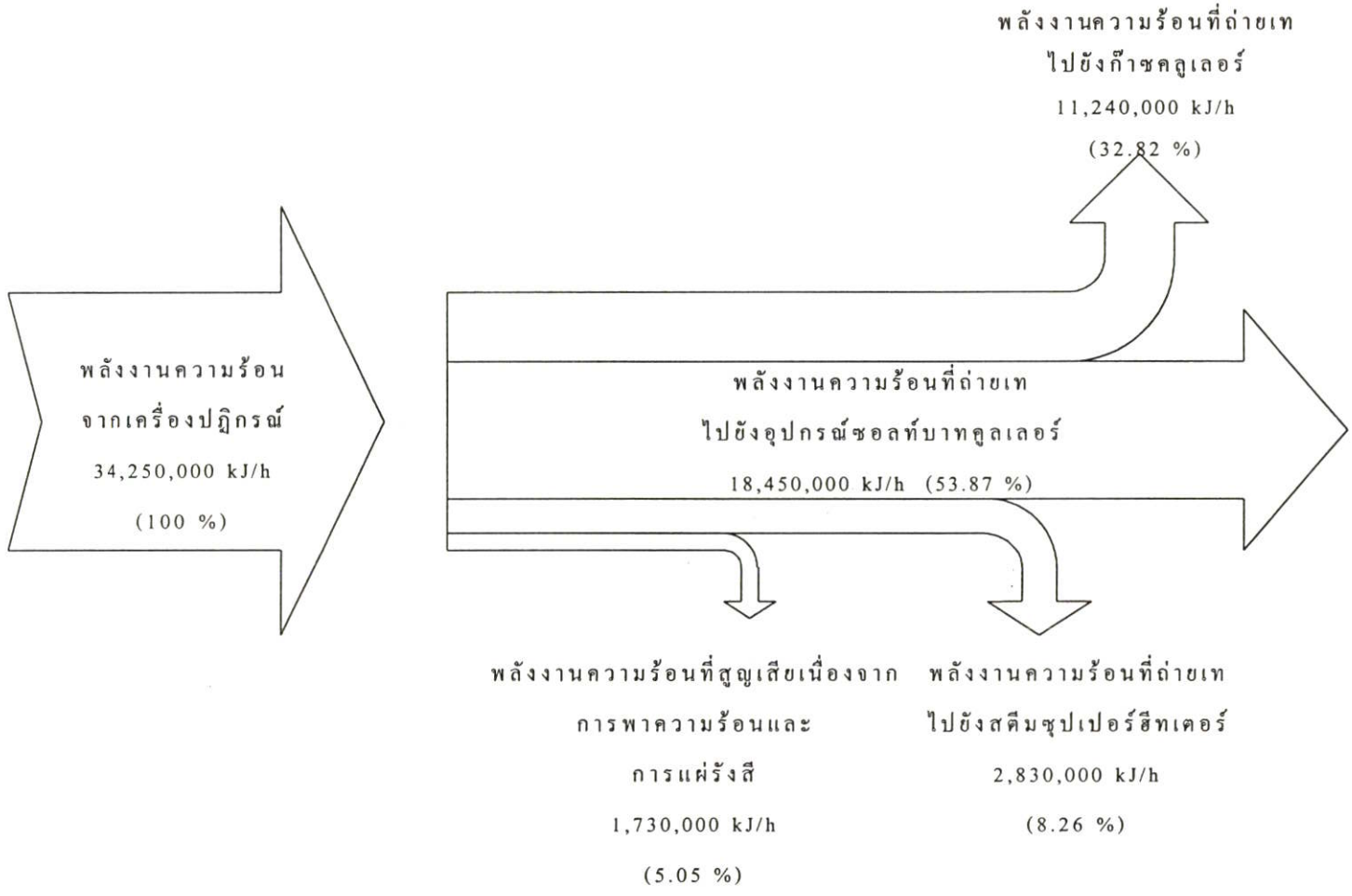
ไอน้ำที่ใช้ในโรงงานนี้ส่วนใหญ่ได้มาจากปฏิกิริยาคายความร้อนจากเครื่องปฏิกรณ์ 2 เครื่อง การวิเคราะห์พลังงานของเครื่องปฏิกรณ์แต่ละเครื่องวิเคราะห์จากความเข้มข้นของอากาศ 4.0 Nm^3/tube-h และความเข้มข้นออโทไซลีน 60 g/Nm^3 ผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์แต่ละเครื่องเพื่อหาความร้อนที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ต่างๆ และความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสี แสดงในตารางที่ 5.12-5.13 และเขียน Sankey diagram ได้ดังรูปที่ 5.14-5.15

ตารางที่ 5.12 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1

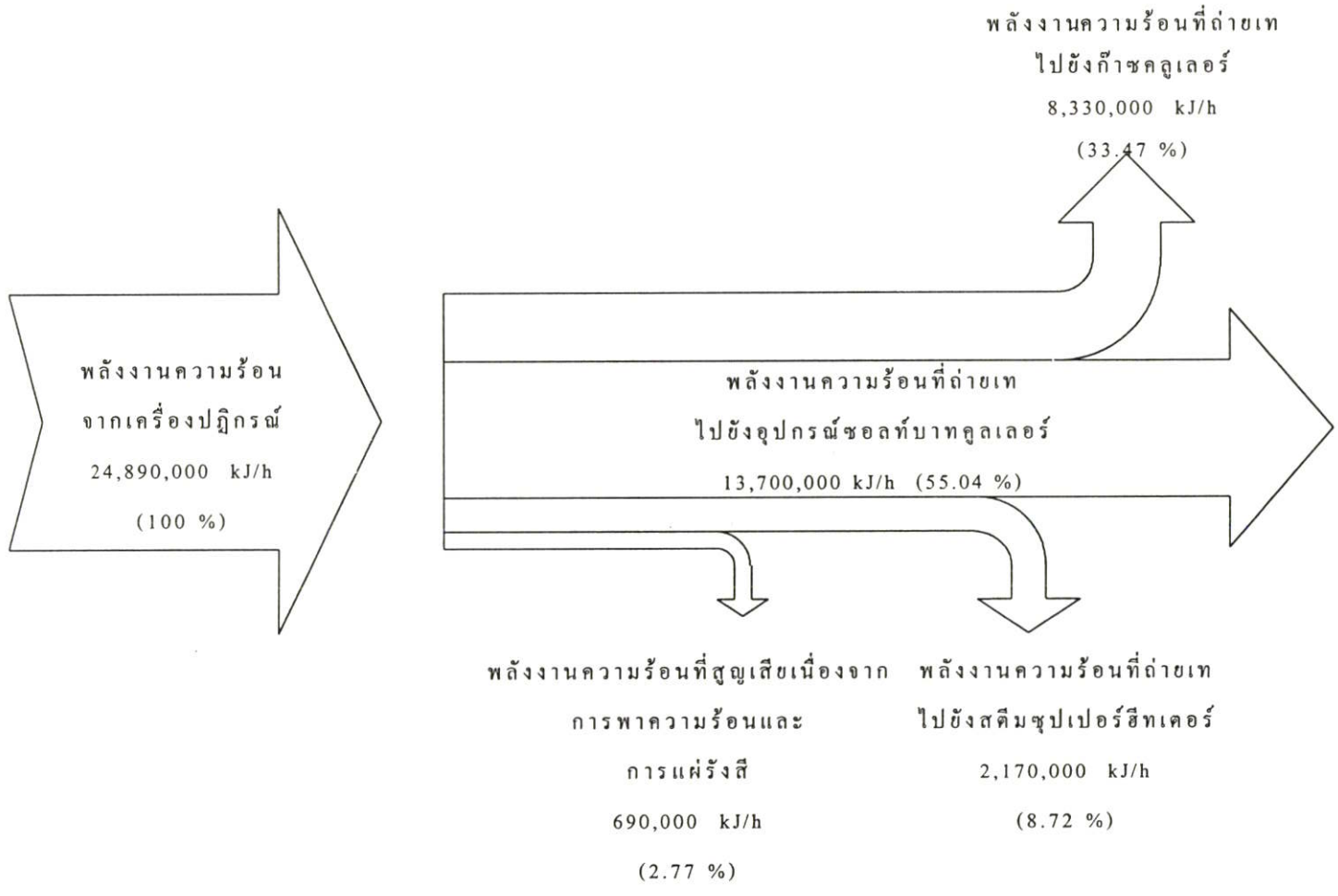
รายการ	ค่าพลังงานความร้อน	
	ปริมาณ (กิกะจูล/ชั่วโมง)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานเข้าสู่ระบบ	34.25	100.00
- พลังงานความร้อนจากเครื่องปฏิกรณ์	34.25	100.00
2. พลังงานออกจากระบบ	34.25	100.00
2.1 พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์	18.45	53.87
2.2 พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทไปยังก๊าซคูลเลอร์	11.24	32.82
2.3 พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทไปยังสตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์	2.83	8.26
2.4 พลังงานความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสี	1.73	5.05

ตารางที่ 5.13 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 2

รายการ	ค่าพลังงานความร้อน	
	ปริมาณ (กิกะจูล/ชั่วโมง)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานเข้าสู่ระบบ	24.89	100.00
- พลังงานความร้อนจากเครื่องปฏิกรณ์	24.89	100.00
2. พลังงานออกจากระบบ	24.89	100.00
2.1 พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์	13.7	55.04
2.2 พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทไปยังก๊าซคูลเลอร์	8.33	33.47
2.3 พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทไปยังสตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์	2.17	8.72
2.4 พลังงานความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสี	0.69	2.77



รูปที่ 5.14 Sankey diagram ของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1



รูปที่ 5.15 Sankey diagram ของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 2

5.2.2 ผลการวิเคราะห์หม้อไอน้ำ

ในกรณีเมื่อมีการหยุดผลิตเพื่อการซ่อมบำรุง ไอน้ำที่ใช้ในกระบวนการผลิตจะผลิตมาจากหม้อไอน้ำซึ่งมี 2 เครื่อง ไอน้ำที่ผลิตได้ทั้งหมดจะถูกนำไปใช้เป็นพลังงานความร้อนให้กับกระบวนการผลิต การวิเคราะห์สมดุลพลังงานและสมดุลอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำทั้ง 2 เครื่อง แสดงในตารางที่ 5.14-5.17 และเขียน Sankey diagram ได้ดังรูปที่ 5.16-5.19 ข้อมูลการตรวจวัดแสดงในภาคผนวก ค.

ผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานพบว่าประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และ เครื่องที่ 2 มีค่าเท่ากับ 76.86 % และ 70.71 % ตามลำดับ สำหรับหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 พลังงานที่สูญเสียส่วนมากจะเป็นการสูญเสียจากไอเสียแห้งเท่ากับ 10.15 % และการสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง เท่ากับ 6.13 % และของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2 เท่ากับ 7.68 % และ 6.26 % ตามลำดับ ซึ่งการสูญเสียพลังงานไปกับไอเสียแห้งขึ้นอยู่กับปริมาณอากาศส่วนเกินหรือคุณภาพของการเผาไหม้

จากผลการวิเคราะห์สมดุลอเวเลบิลิตีพบว่าประสิทธิภาพตามกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ และค่าการย้อนกลับไม่ได้ของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 มีค่าเท่ากับ 22.87 % และ 76.32 % ตามลำดับ และของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2 มีค่าเท่ากับ 22.41 % และ 74.88 % ตามลำดับ

ตารางที่ 5.14 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

รายการ	ค่าพลังงานในการเผาไหม้	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานเข้าสู่ระบบ	47843.94	100.00
1.1 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง	42724.00	89.30
1.2 พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในหม้อไอน้ำ	1285.74	2.69
1.3 พลังงานของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	3834.20	8.01
2. พลังงานออกจากระบบ	47843.94	100.00
2.1 พลังงานที่นำไปใช้ประโยชน์	37658.80	78.71
-พลังงานของไอน้ำ	37658.80	78.71
2.2 พลังงานสูญเสีย	10185.14	21.29
-พลังงานสูญเสียจากไอเสียแห้ง	4857.98	10.15
-พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง	2930.58	6.13
-พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง	-	-
-พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ	162.60	0.34
-พลังงานสูญเสียจากผิวหม้อไอน้ำ	508.68	1.06
-พลังงานสูญเสียจากการโบล์วดาวน์	597.38	1.25
-พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่วัดไม่ได้	1127.92	2.36

ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ 76.86 %

ตารางที่ 5.15 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

รายการ	ค่าพลังงานในการเผาไหม้	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานเข้าสู่ระบบ	48360.81	100.00
1.1 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง	42724.00	88.34
1.2 พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในหม้อไอน้ำ	296.57	0.61
1.3 พลังงานของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	5340.24	11.05
2. พลังงานออกจากระบบ	48360.81	100.00
2.1 พลังงานที่นำไปใช้ประโยชน์	35760.50	73.94
-พลังงานของไอน้ำ	35760.50	73.94
2.2 พลังงานสูญเสีย	12600.31	26.06
-พลังงานสูญเสียจากไอเสียแห้ง	3712.84	7.68
-พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง	3025.33	6.26
-พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง	-	-
-พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ	125.22	0.26
-พลังงานสูญเสียจากผิวหม้อไอน้ำ	82.01	0.17
-พลังงานสูญเสียจากการโบล์วดาวน์	256.39	0.53
-พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่วัดไม่ได้	5398.52	11.16

ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ 70.71%

ตารางที่ 5.16 การวิเคราะห์อเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

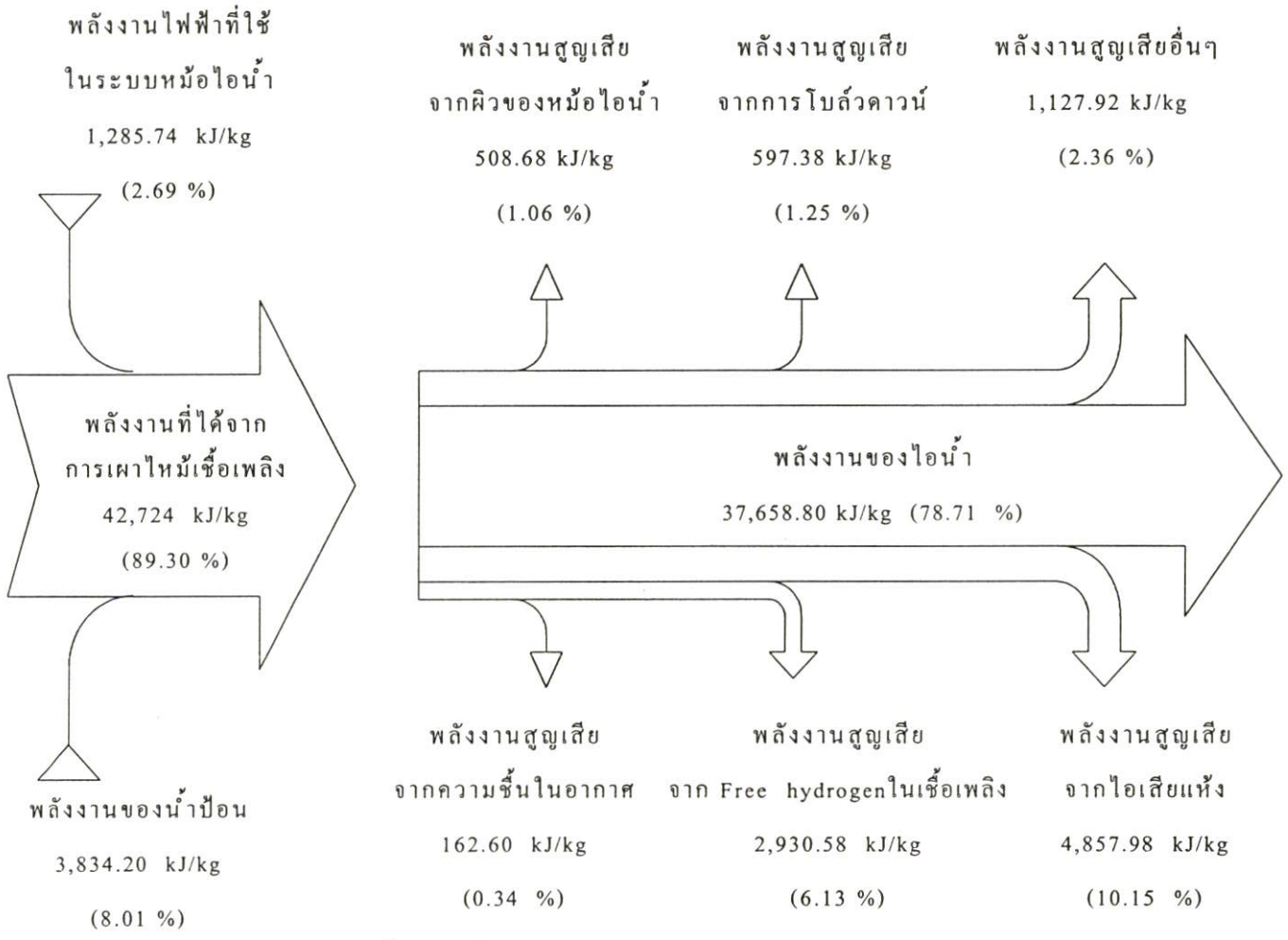
รายการ	ค่าอเวเลบิลิตีในการเผาไหม้	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานเข้าสู่ระบบ	43825.69	100.00
1.1 อเวเลบิลิตีที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง	42285.10	96.49
1.2 อเวเลบิลิตีทางไฟฟ้าที่ใช้ในหม้อไอน้ำ	1285.74	2.93
1.3 อเวเลบิลิตีของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	254.85	0.58
2. อเวเลบิลิตีออกจากระบบ	43825.69	100.00
2.1 อเวเลบิลิตีที่นำไปใช้ประโยชน์	10220.39	23.32
-อเวเลบิลิตีของไอน้ำ	10220.39	23.32
2.2 อเวเลบิลิตีสูญเสีย	33605.30	76.68
-อเวเลบิลิตีสูญเสียจากผิวหม้อไอน้ำ	60.02	0.14
-อเวเลบิลิตีสูญเสียจากไอเสีย	-3.43	-0.0078
-อเวเลบิลิตีสูญเสียจากการโบลว์ดาวน์	101.08	0.23
2.3 ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ	33447.63	76.32

ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ 22.87 %

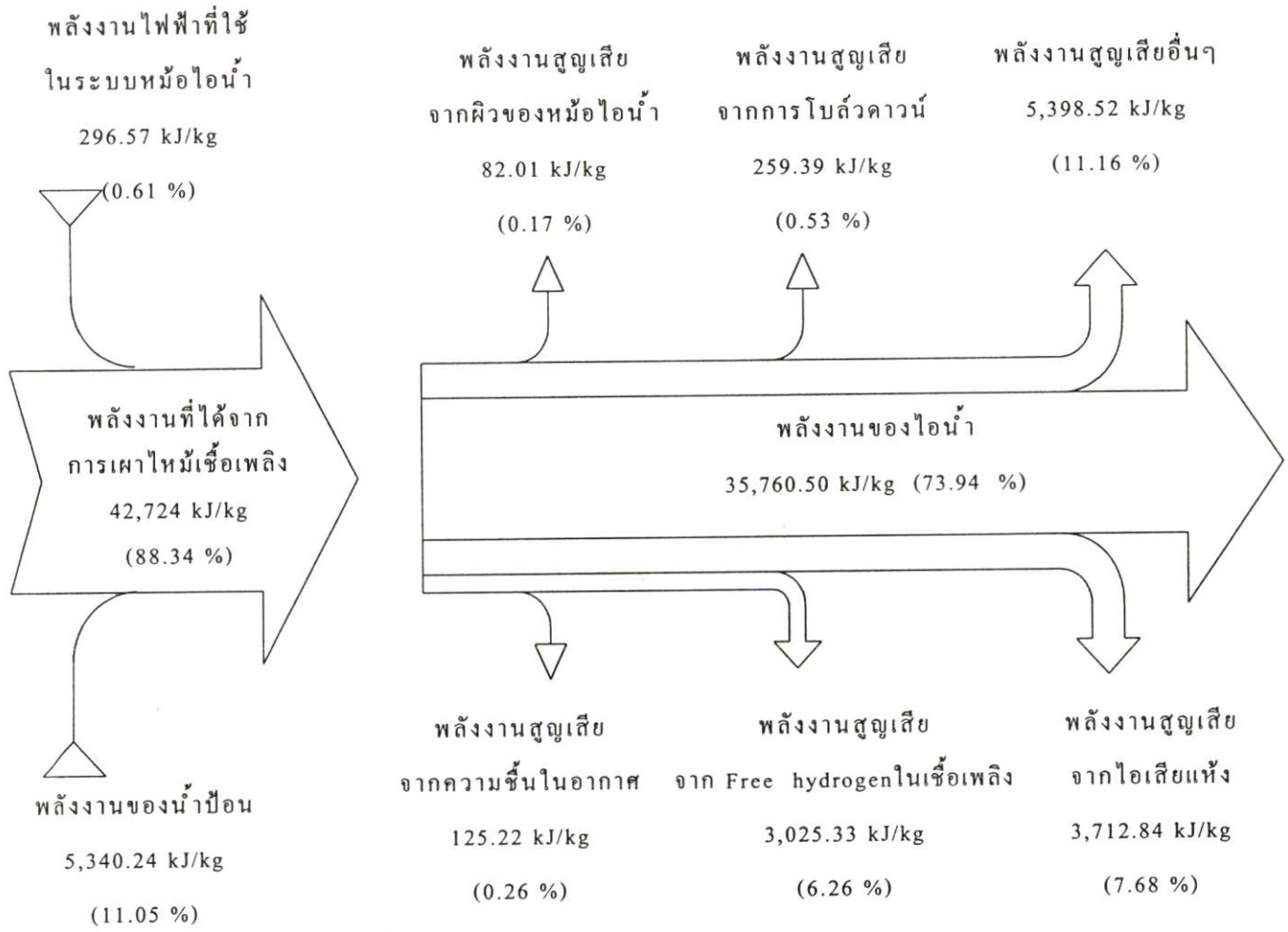
ตารางที่ 5.17 การวิเคราะห์อเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

รายการ	ค่าอเวเลบิลิตีในการเผาไหม้	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานเข้าสู่ระบบ	43257.42	100.00
1.1 อเวเลบิลิตีที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง	42285.10	97.75
1.2 อเวเลบิลิตีทางไฟฟ้าที่ใช้ในหม้อไอน้ำ	296.57	0.69
1.3 อเวเลบิลิตีของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	675.75	1.56
2. อเวเลบิลิตีออกจากระบบ	43257.42	100.00
2.1 อเวเลบิลิตีที่นำไปใช้ประโยชน์	10218.43	23.62
-อเวเลบิลิตีของไอน้ำ	10218.43	23.62
2.2 อเวเลบิลิตีสูญเสีย	33038.99	76.38
-อเวเลบิลิตีสูญเสียจากผิวหม้อไอน้ำ	8.20	0.02
-อเวเลบิลิตีสูญเสียจากไอเสีย	595.32	1.37
-อเวเลบิลิตีสูญเสียจากการโบลว์ดาวน์	46.26	0.11
2.3 ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ	32389.21	74.88

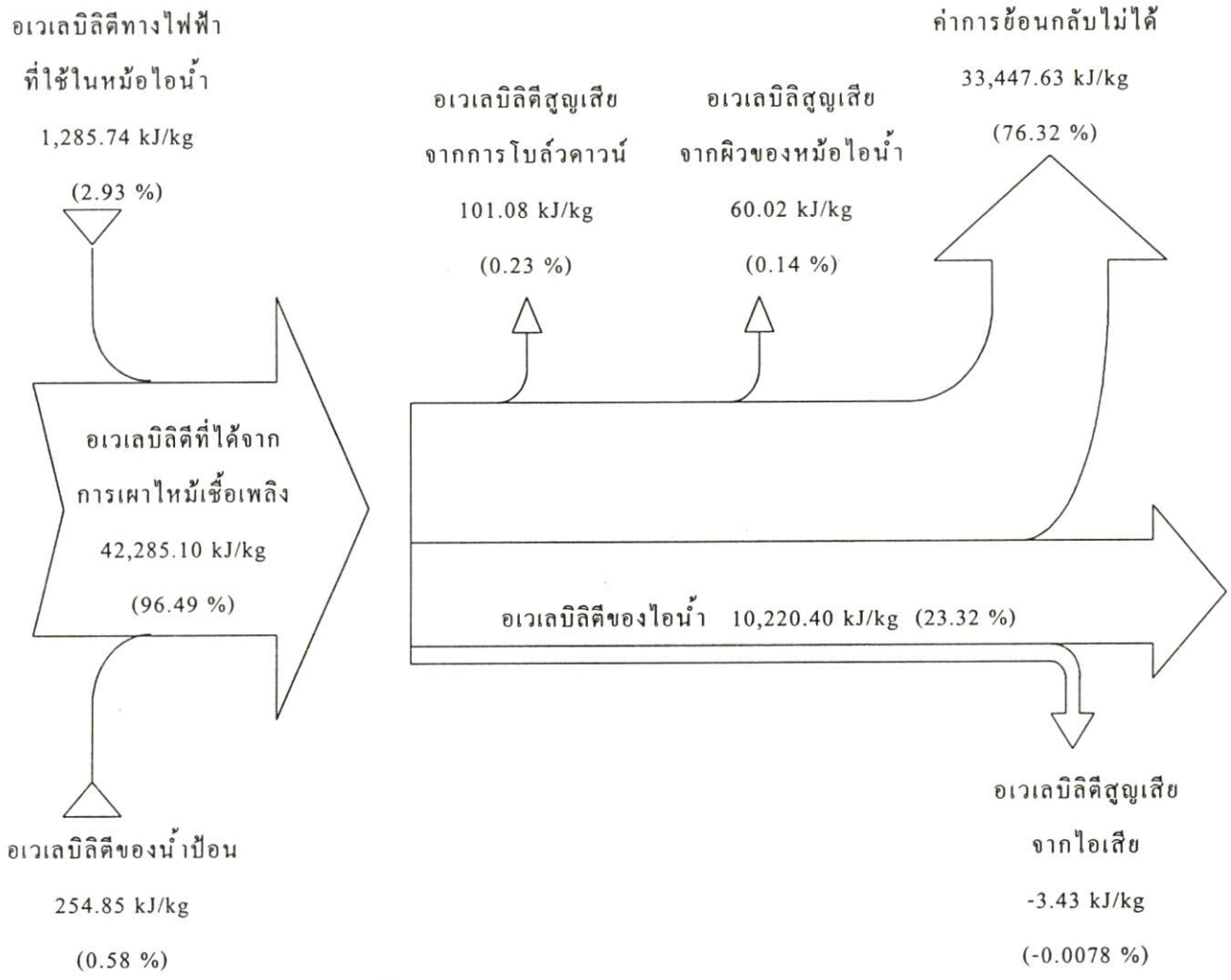
ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ 22.41 %



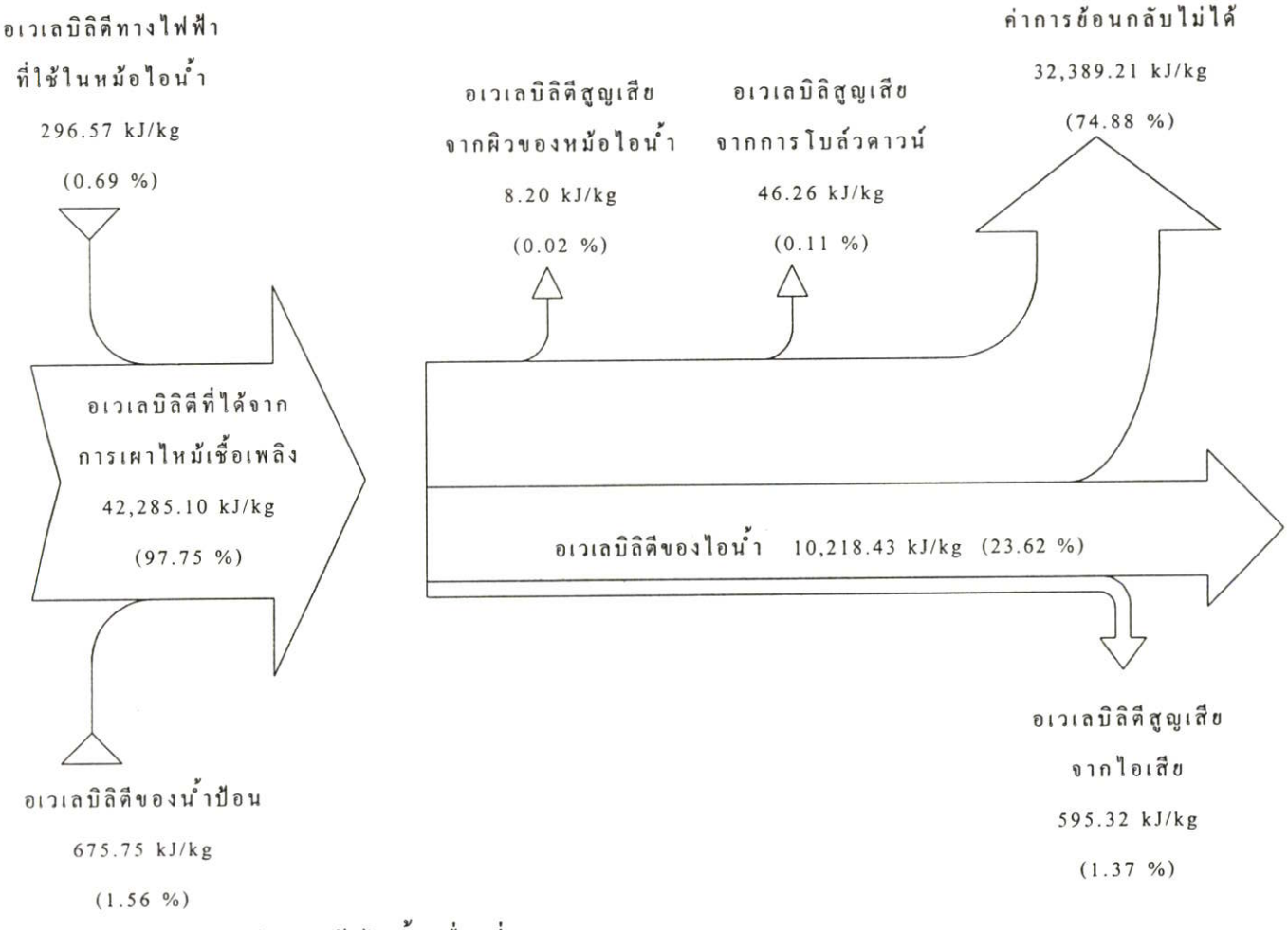
รูปที่ 5.16 Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1



รูปที่ 5.17 Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2



รูปที่ 5.18 Sankey diagram จากสมดุลอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1



รูปที่ 5.19 Sankey diagram จากสมดุลอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

5.2.3 ผลการวิเคราะห์เครื่องอุ่นอากาศ

ลักษณะที่สำคัญของเครื่องอุ่นอากาศ

เครื่องอุ่นอากาศทั้ง 2 เครื่อง เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 3 สเตท ตัวกลางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 คือ ไอน้ำความดัน 7 บาร์ และของสเตทที่ 2 คือ ไอน้ำความดัน 23 บาร์ ไอน้ำจะไหลเข้าทางด้านบนของเครื่องตามแนวดิ่งแล้วกระจายความร้อนออกตามปีกแผ่นวงกลม ส่วนอากาศแวดล้อมจะไหลผ่านตัวเครื่องในทิศตั้งฉากออกมาอีกด้านหนึ่งของเครื่องกลายเป็นอากาศแห้งด้วยกำลังดูดจากพัดลมซึ่งขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า สำหรับไอน้ำเมื่อกระจายความร้อนไปแล้ว จะกลายเป็นคอนเดนเสทไหลออกทางด้านล่างของเครื่องเข้าสู่ท่อคอนเดนเสท ส่วนสเตทที่ 3 คือ น้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูงซึ่งจะใช้ในช่วง Start– up เท่านั้น

ผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 และ เครื่องที่ 2 ซึ่งประกอบด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สเตทที่ 1 และ สเตทที่ 2 แสดงในตารางที่ 5.18-5.21 และเขียน Sankey diagram (รูปที่ 5.20-5.23) ซึ่งแสดงสภาพการใช้พลังงานความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศทั้ง 2 เครื่องในกระบวนการผลิต ข้อมูลของเครื่องอุ่นอากาศทั้ง 2 เครื่อง แสดงในภาคผนวก ค.

ผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานพบว่า ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 ซึ่งประกอบด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 และ สเตทที่ 2 มีค่าเท่ากับ 72.88 % และ 64.64 % ตามลำดับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 มีพลังงานที่สูญเสียไปกับคอนเดนเสท 25.24 % และสูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ 1.87 % ส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 มีค่าเท่ากับ 33.70 % และ 1.65 % ตามลำดับ

ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 ซึ่งประกอบด้วย เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 และ สเตทที่ 2 มีค่าเท่ากับ 72.88 % และ 64.64 % ตามลำดับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 มีพลังงานที่สูญเสียไปกับคอนเดนเสท 25.24 % และสูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ 1.87 % ส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 มีค่าเท่ากับ 33.70 % และ 1.65 % ตามลำดับ

ตารางที่ 5.18 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

รายการ	ค่าพลังงาน	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานเข้าสู่ระบบ	3500539.31	100.0
- พลังงานจากไอน้ำอิ่มตัวที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, E_1	3500539.31	100.00
2. พลังงานออกจากระบบ	3500539.31	100.00
2.1 พลังงานที่สูญเสียไปกับคอนเดนเสท, E_2	883673.73	25.24
2.2 พลังงานที่ทำให้อากาศร้อน, E_3	2551395.96	72.88
2.3 พลังงานที่สูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ, E_4	65408.51	1.87
2.4 พลังงานที่สูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดได้, $E_{etc,h}$	61.11	0.01

ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ 72.88 %

ตารางที่ 5.19 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

รายการ	ค่าพลังงาน	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานเข้าสู่ระบบ	2524032.00	100.00
- พลังงานจากไอน้ำอิ่มตัวที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, E_1	2524032.00	100.00
2. พลังงานออกจากระบบ	2524032.00	100.00
2.1 พลังงานที่สูญเสียไปกับคอนเดนเสท, E_2	850688.93	33.70
2.2 พลังงานที่ทำให้อากาศร้อน, E_3	1631637.42	64.64
2.3 พลังงานที่สูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ, E_4	41623.60	1.65
2.4 พลังงานที่สูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดได้, $E_{etc,h}$	82.05	0.01

ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ 64.64 %

ตารางที่ 5.20 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

รายการ	ค่าพลังงาน	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานเข้าสู่ระบบ	2524375.60	100.00
- พลังงานจากไอน้ำอิ่มตัวที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, E_1	2524375.60	100.00
2. พลังงานออกจากระบบ	2524375.60	100.00
2.1 พลังงานที่สูญเสียไปกับคอนเดนเสท, E_2	637251.64	25.24
2.2 พลังงานที่ทำให้อากาศร้อน, E_3	1839910.32	72.88
2.3 พลังงานที่สูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ, E_4	47168.61	1.87
2.4 พลังงานที่สูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดได้, $E_{etc,h}$	45.03	0.01

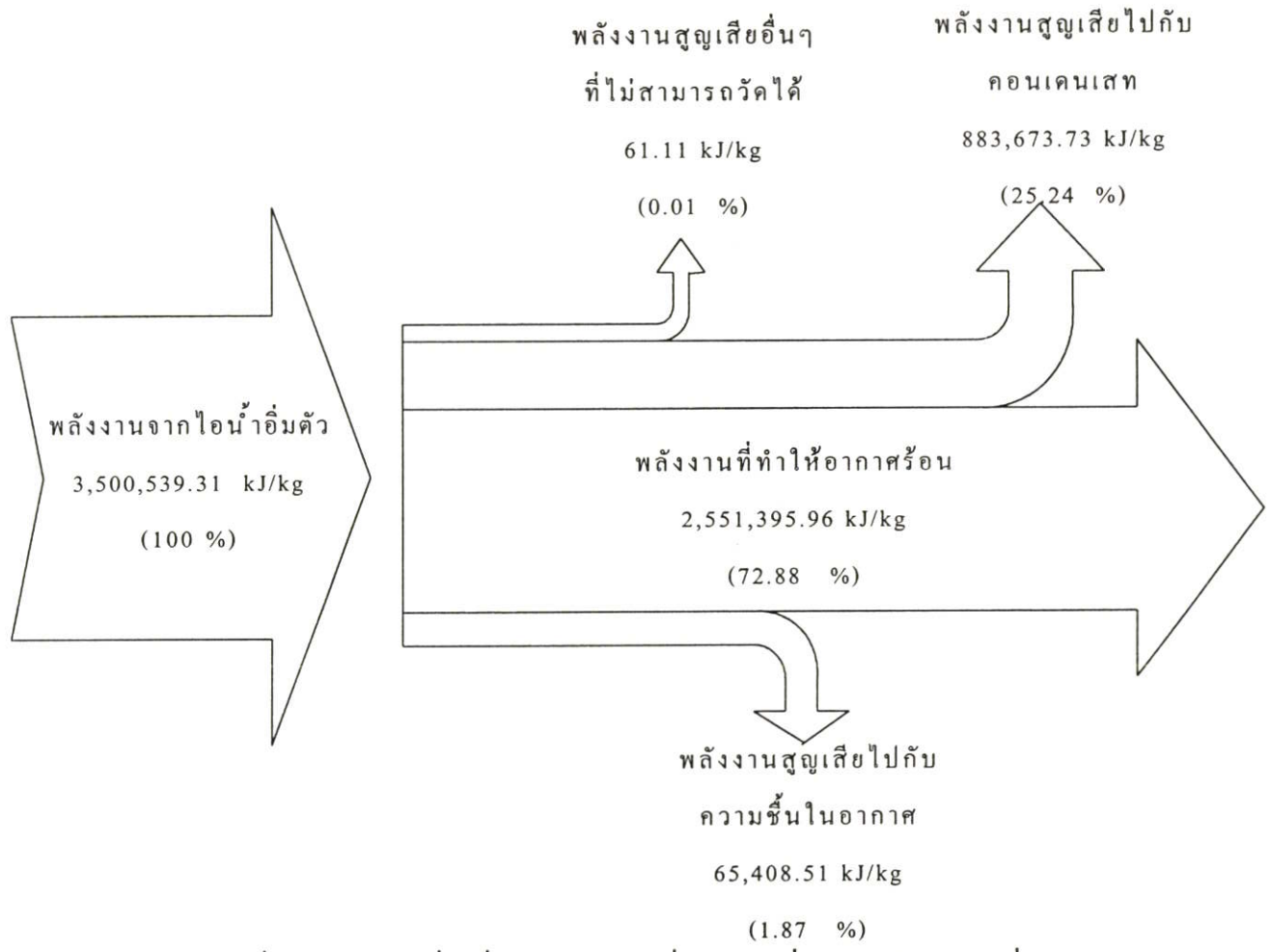
ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ 72.88 %

ตารางที่ 5.21 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

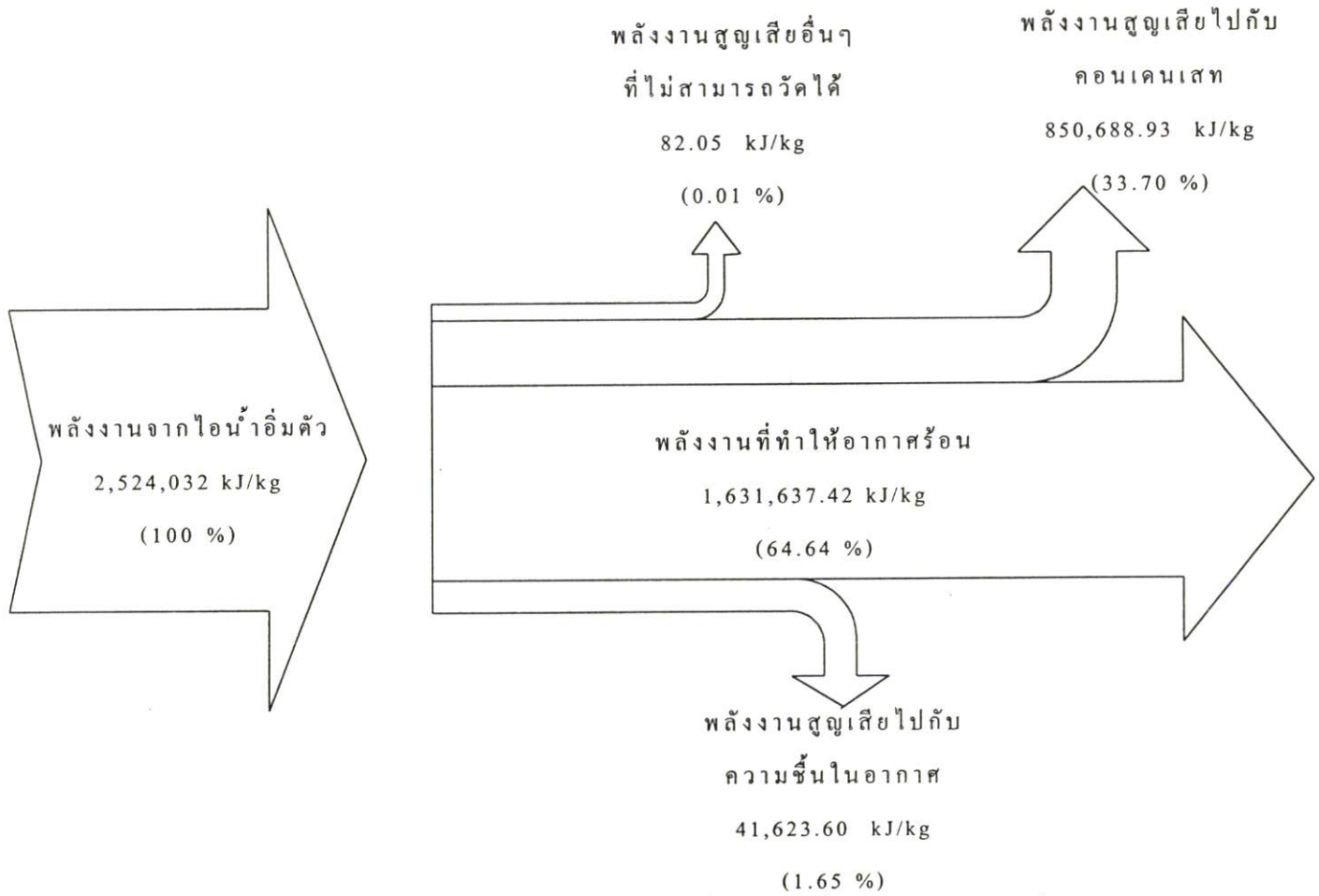
รายการ	ค่าพลังงาน	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1.พลังงานเข้าสู่ระบบ	1560160.00	100.00
- พลังงานจากไอน้ำอิ่มตัวสภาวะที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, E_1	1560160.00	1560160.00
2. พลังงานออกจากระบบ	1560160.00	100.00
2.1 พลังงานที่สูญเสียไปกับคอนเดนเสท, E_2	525829.64	33.70
2.2 พลังงานที่ทำให้อากาศร้อน, E_3	1008545.88	64.64
2.3 พลังงานที่สูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ, E_4	25728.33	1.65
2.4 พลังงานที่สูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดได้, $E_{etc,h}$	56.15	0.01

ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ 64.64 %

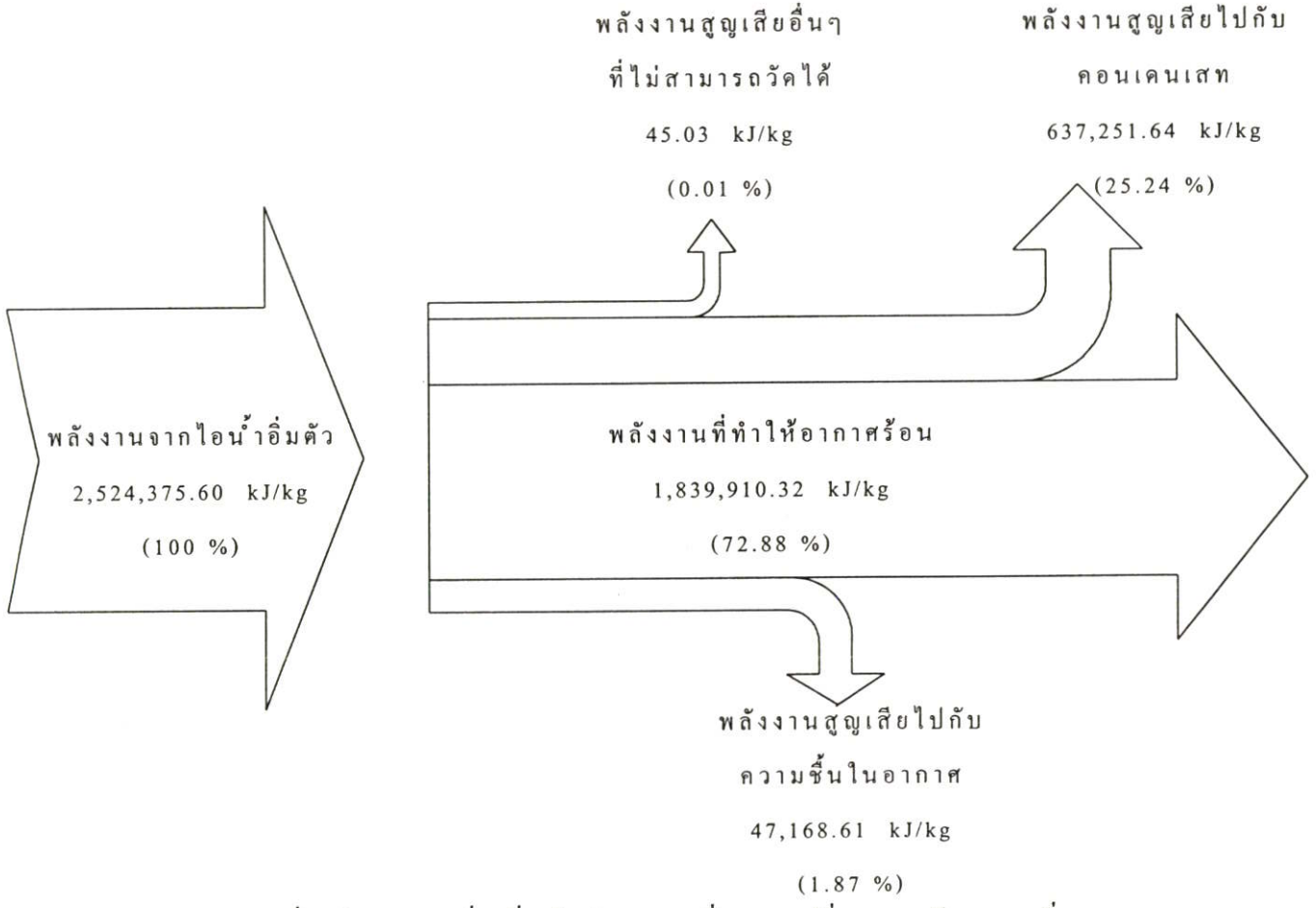
จากประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 และเครื่องที่ 2 พบว่าในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 และ 2 มีค่าเท่ากันตามลำดับ เนื่องจากในการคำนวณใช้ค่าอัตราส่วนความชื้นของอากาศที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองสเตทซึ่งค่าที่ได้จากวัดมีค่าเท่ากัน



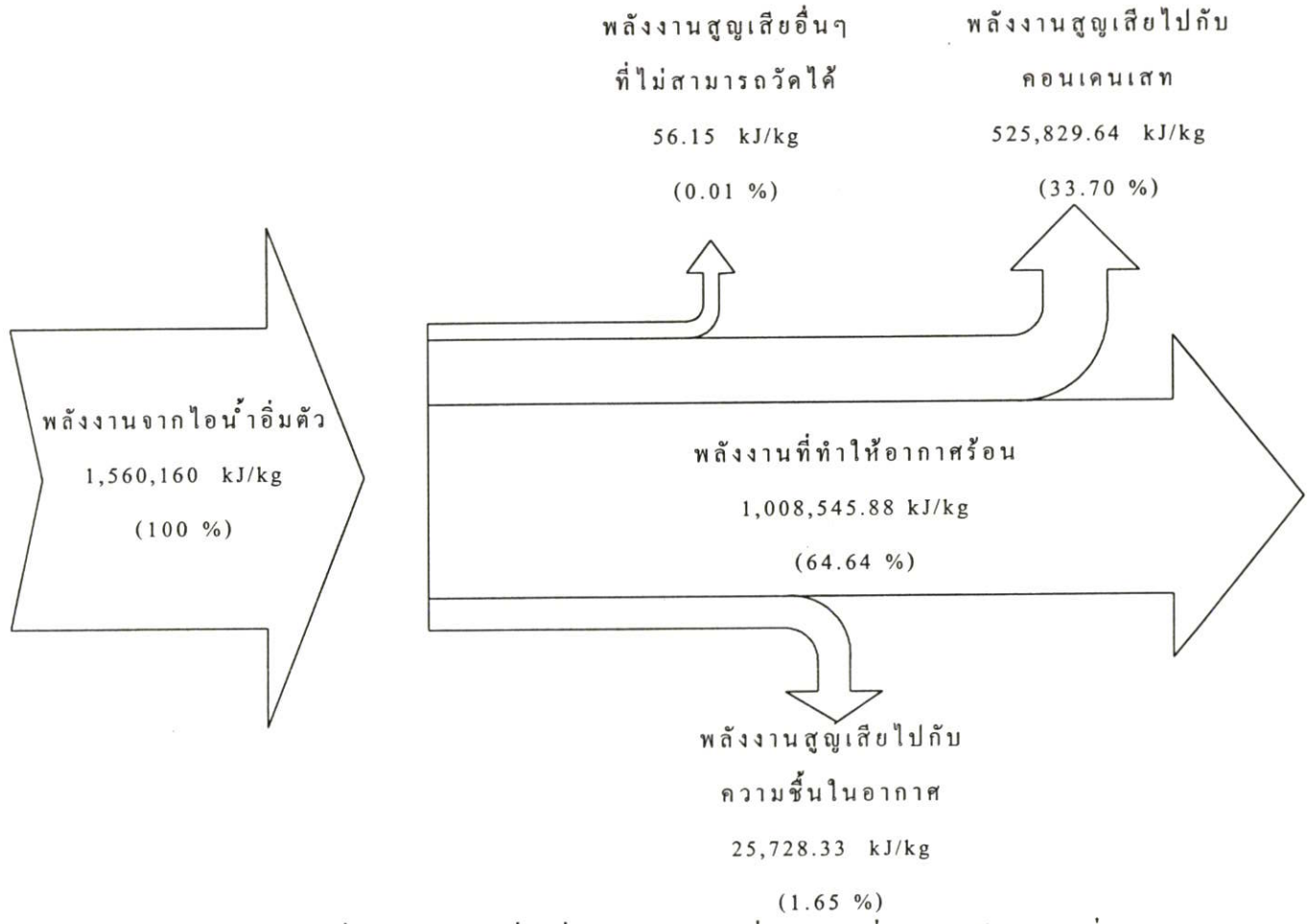
รูปที่ 5.20 Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1



รูปที่ 5.21 Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2



รูปที่ 5.22 Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1



รูปที่ 5.23 Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

5.2.4 ผลการวิเคราะห์หม้อต้มน้ำมันร้อน

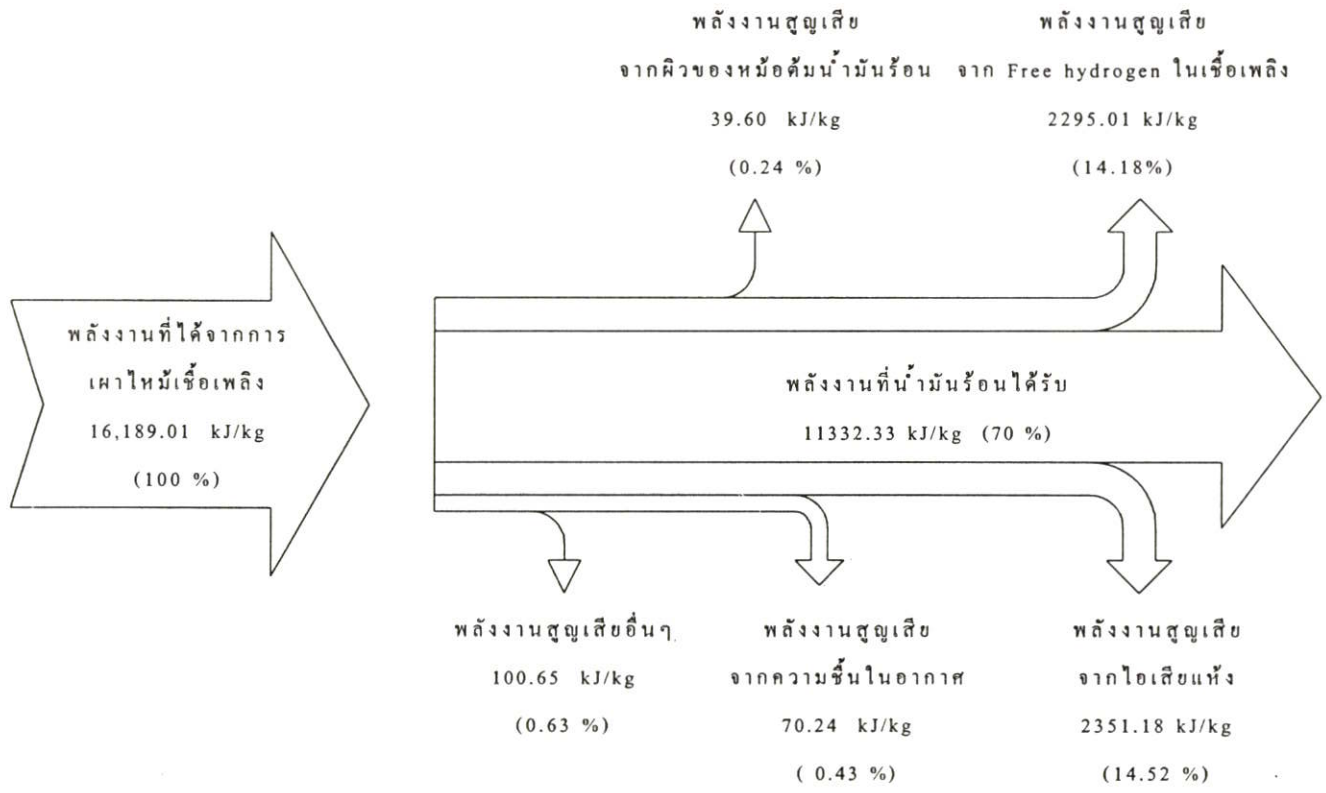
ผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อน แสดงในตารางที่ 5.22 และเขียน Sankey diagram ได้ดังรูปที่ 5.24 ข้อมูลของหม้อต้มน้ำมันร้อนแสดงในภาคผนวก ค.

ผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานพบว่า ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ของหม้อต้มน้ำมันร้อน มีค่าเท่ากับ 70 % พลังงานที่สูญเสียมีค่าเท่ากับ 30 % แบ่งเป็นพลังงานที่สูญเสียไปกับไอเสียแห้ง เท่ากับ 14.52 % สูญเสียไปกับ Free hydrogen ในเชื้อเพลิง เท่ากับ 14.18 % สูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ เท่ากับ 0.43 % สูญเสียจากผิวหม้อต้มน้ำมันร้อน 0.24 % และพลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่วัดไม่ได้ 0.63 % รายละเอียดในการคำนวณแสดงในภาคผนวก ก.4

ตารางที่ 5.22 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อน

รายการ	ค่าพลังงานในการเผาไหม้	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานที่ให้แก่ระบบ	16189.01	100.00
-พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง	16189.01	100
2. พลังงานที่ระบบรับไว้และสูญเสีย	16189.01	100.00
2.1 พลังงานที่ระบบรับไว้	11332.33	70.00
-พลังงานที่น้ำมันร้อนได้รับ		70.00
2.2 พลังงานสูญเสีย	4856.68	30.00
-พลังงานสูญเสียจากไอเสียแห้ง	2351.18	14.52
-พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง	2295.01	14.18
-พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ	70.24	0.43
-พลังงานสูญเสียจากผิวหม้อต้มน้ำมันร้อน	39.60	0.24
-พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่วัดไม่ได้	100.65	0.63

ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ 70.00 %



รูปที่ 5.24 Sankey diagram จากสมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อน

5.3 แนวทางในการลดการสูญเสียพลังงาน

จากการตรวจสอบพลังงานของโรงงาน แนวทางที่เป็นไปได้ในการปรับปรุงระบบยูทิลิตี้เพื่อการประหยัดพลังงาน คือ

5.3.1 การลดการสูญเสียแฟลชสตีมที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ

5.3.2 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อไอน้ำโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

5.3.3 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อน

5.3.3.1 โดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

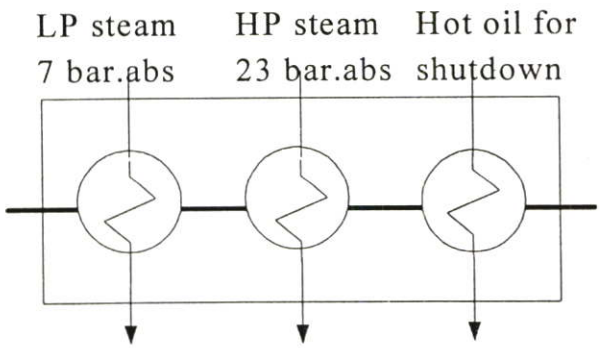
5.3.3.2 โดยการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์สำหรับนำความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้ใหม่

5.3.3.3 โดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

รายละเอียดการปรับปรุงมีดังนี้

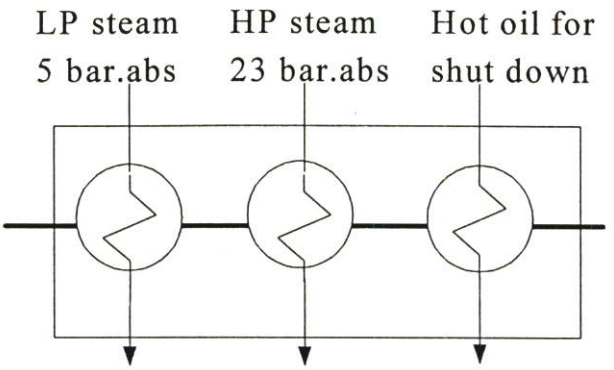
5.3.1 การลดการสูญเสียแฟลชสตีมที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ

เนื่องจากไอน้ำความดัน 5 บาร์ ที่ผลิตจากคอนเดนเซอร์ของหอกลั่นเบาและหอกลั่นผลิตภัณฑ์ ไม่ได้นำไปใช้ในกระบวนการผลิตจึงถูกส่งไปที่ Steam flash drum ที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำเพื่อควบแน่นให้เป็นของเหลว และเก็บไว้ที่ถังพักเพื่อนำไปใช้ที่หม้อไอน้ำและส่งกลับมาที่ดีแอเรเตอร์ แต่โดยส่วนใหญ่จะเกิดการสูญเสียไอน้ำจากการแฟลชและระบายออกสู่บรรยากาศประมาณ 2-3 ตัน/ชั่วโมง (มีราคาประมาณ 1,252 บาท/ตัน) ดังนั้นเพื่อลดการสูญเสียพลังงานจากการสูญเสียแฟลชสตีมจึงนำแฟลชสตีมมาใช้เป็นตัวกลางให้ความร้อนแก่อากาศแทนไอน้ำความดัน 7 บาร์ ในท่อของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ดังรูปที่ 5.25 และแทนที่ไอน้ำความดัน 7 บาร์ และ 23 บาร์ ในท่อของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 และสเตทที่ 2 ตามลำดับ ดังรูปที่ 5.26



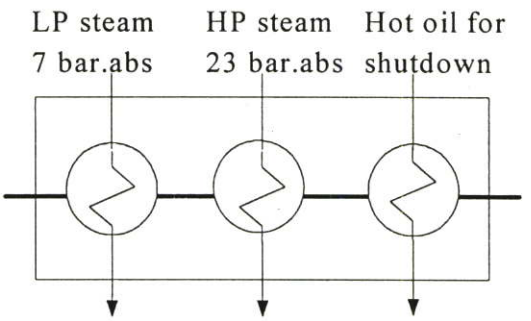
(ก) ก่อนการปรับปรุง

รูปที่ 5.25 การใช้ไอน้ำในเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1

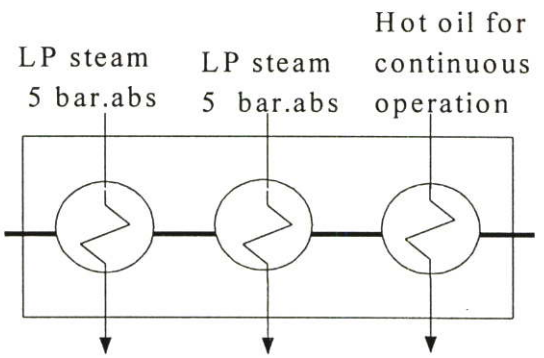


(ข) หลังการปรับปรุง

รูปที่ 5.25 (ต่อ)



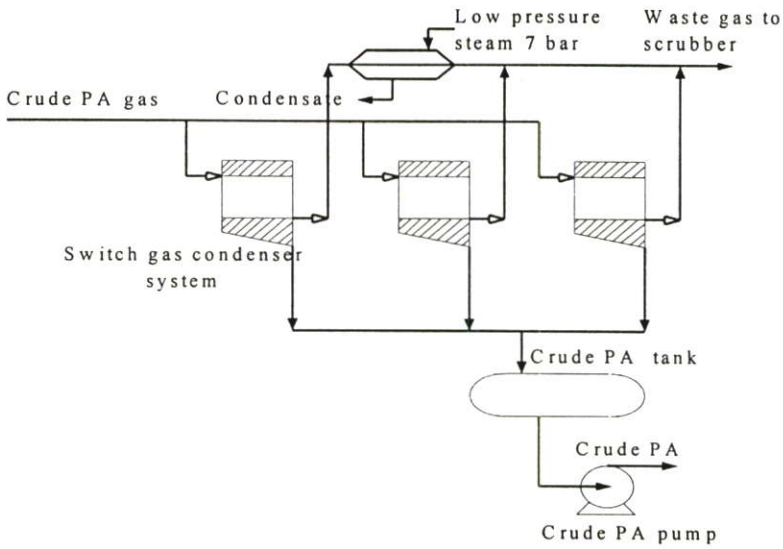
(ก) ก่อนการปรับปรุง



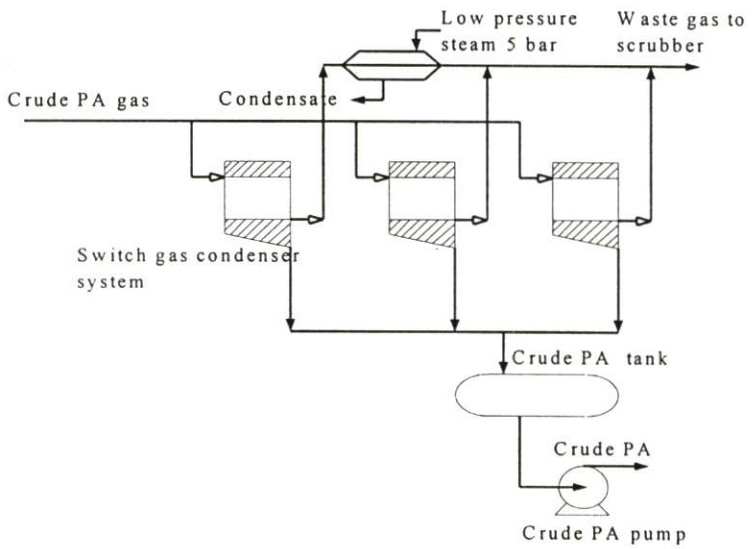
(ข) หลังการปรับปรุง

รูปที่ 5.26 การใช้ไอน้ำในเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2

ไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ ที่เหลือจะถูกนำมาใช้แทนไอน้ำความดัน 7 บาร์ที่ Tacing steam ของท่อทางออกของสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ ดังรูปที่ 5.27



(ก) ก่อนการปรับปรุง



(ข) หลังการปรับปรุง

รูปที่ 5.27 การใช้ไอน้ำที่ Tacing steam ของท่อทางออกของสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์

5.3.2 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อไอน้ำ

พลังงานความร้อนที่สูญเสียมีผลต่อประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ พลังงานความร้อนที่สูญเสียทั้งหมดจากหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และ 2 คือ 21.29 และ 26.06 % รายละเอียดในตารางที่ 5.23 และ 5.24

เนื่องจากการสูญเสียส่วนใหญ่เป็นการสูญเสียเนื่องจากความร้อนทิ้งที่ปล่องไอเสีย ซึ่งมีสาเหตุมาจากประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหม้อไอน้ำไม่ดี จากการตรวจสอบระบบหม้อไอน้ำ พบว่าไม่ได้มีการปรับปริมาณอากาศส่วนเกินให้เหมาะสม ซึ่งหากปรับปริมาณอากาศส่วนเกินให้

เหมาะสมแล้ว จะช่วยทำให้ค่าประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำสูงขึ้นและสามารถลดปริมาณการใช้น้ำมันเตาเกรดเอลงได้ อัตราส่วนอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ต่อเชื้อเพลิงที่เหมาะสมควรมีค่าปริมาณอากาศส่วนเกิน 10-20 % โดยปริมาตร หรือมีปริมาณก๊าซออกซิเจน และคาร์บอนไดออกไซด์ ในไอเสีย 3-4 % และ 13-14 % ตามลำดับ [46] จากข้อมูลในตารางที่ 5.23 และ 5.24 พบว่าปริมาณก๊าซออกซิเจนเฉลี่ยในปล่องไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และ 2 เท่ากับ 11.52 % และ 5.95 % ตามลำดับ ซึ่งเกินกว่าเกณฑ์มาตรฐานแสดงว่ามีปริมาณอากาศส่วนเกินสูงเกินไป ซึ่งจะทำให้ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำต่ำลงเพราะมีการสูญเสียความร้อนไปกับไอเสีย ถ้าปรับหัวเผาให้อากาศเข้าน้อยลงจนปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ทำให้ปริมาณออกซิเจนที่ออกจากปล่องเหลือ 4 % จะทำให้ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 เพิ่มขึ้นจากเดิม 76.86 % เป็น 79.13 % และของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2 เพิ่มขึ้นจากเดิม 70.71 % เป็น 83.12 % คิดเป็นมูลค่าน้ำมันเตาเกรดเอที่ประหยัดได้สำหรับหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และเครื่องที่ 2 เท่ากับ 6,611.57 บาทต่อปี และ 220,977.87 บาทต่อปี ตามลำดับ รูปที่ 5.28-5.29 แสดง Sankey diagram ของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และ 2 หลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ รายละเอียดการคำนวณแสดงในภาคผนวก ฉ.

ตารางที่ 5.23 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 หลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

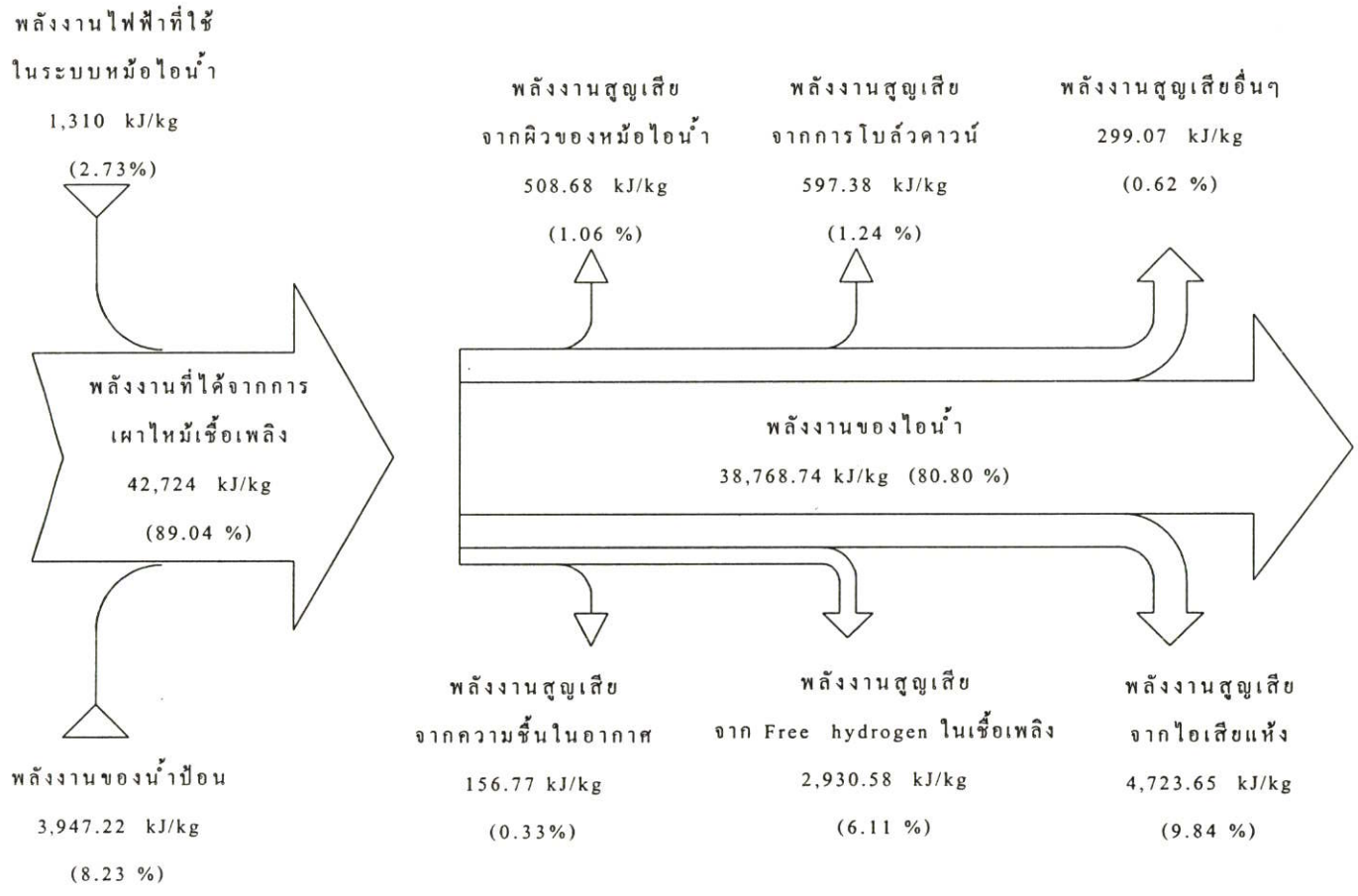
รายการ	ค่าพลังงานในการเผาไหม้ (ก่อนการปรับปรุง)		ค่าพลังงานในการเผาไหม้ (หลังการปรับปรุง)	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานที่ให้แก่ระบบ	47,843.94	100.00	47,981.22	100.00
1.1 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง	42,724.00	89.30	42,724.00	89.04
1.2 พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในหม้อไอน้ำ	1,285.74	2.69	1,310.00	2.73
1.3 พลังงานของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	3,834.20	8.01	3,947.22	8.23
2. พลังงานออกจากระบบ	47,843.94	100.00	47,981.22	100.00
2.1 พลังงานที่นำไปใช้ประโยชน์	37,658.80	78.71	38,768.84	80.80
- พลังงานของไอน้ำ	37,658.80	78.71	38,768.74	80.80
2.2 พลังงานสูญเสีย	10,185.14	21.29	9,216.13	19.20
- พลังงานสูญเสียจากไอเสียร้อน	4,857.98	10.15	4,723.65	9.84
- พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง	2,930.58	6.13	2,930.58	6.11
- พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง	-	-	-	-
- พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ	162.60	0.34	156.77	0.33
- พลังงานสูญเสียจากผิวหม้อไอน้ำ	508.68	1.06	508.68	1.06
- พลังงานสูญเสียจากการโบล์วดาวน์	597.38	1.25	597.38	1.24
- พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่วัดไม่ได้	1,127.92	2.36	299.07	0.62
3. สรุปผลการวิเคราะห์หม้อไอน้ำ				
3.1 ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย (%)	11.52		4.0	
3.2 อากาศส่วนเกิน (%)	127		118.87	
3.3 อุณหภูมิไอเสีย (°ซ)*	179		179	
3.4 ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ (%)	76.86		79.13	

หมายเหตุ * ค่าจากการวัด

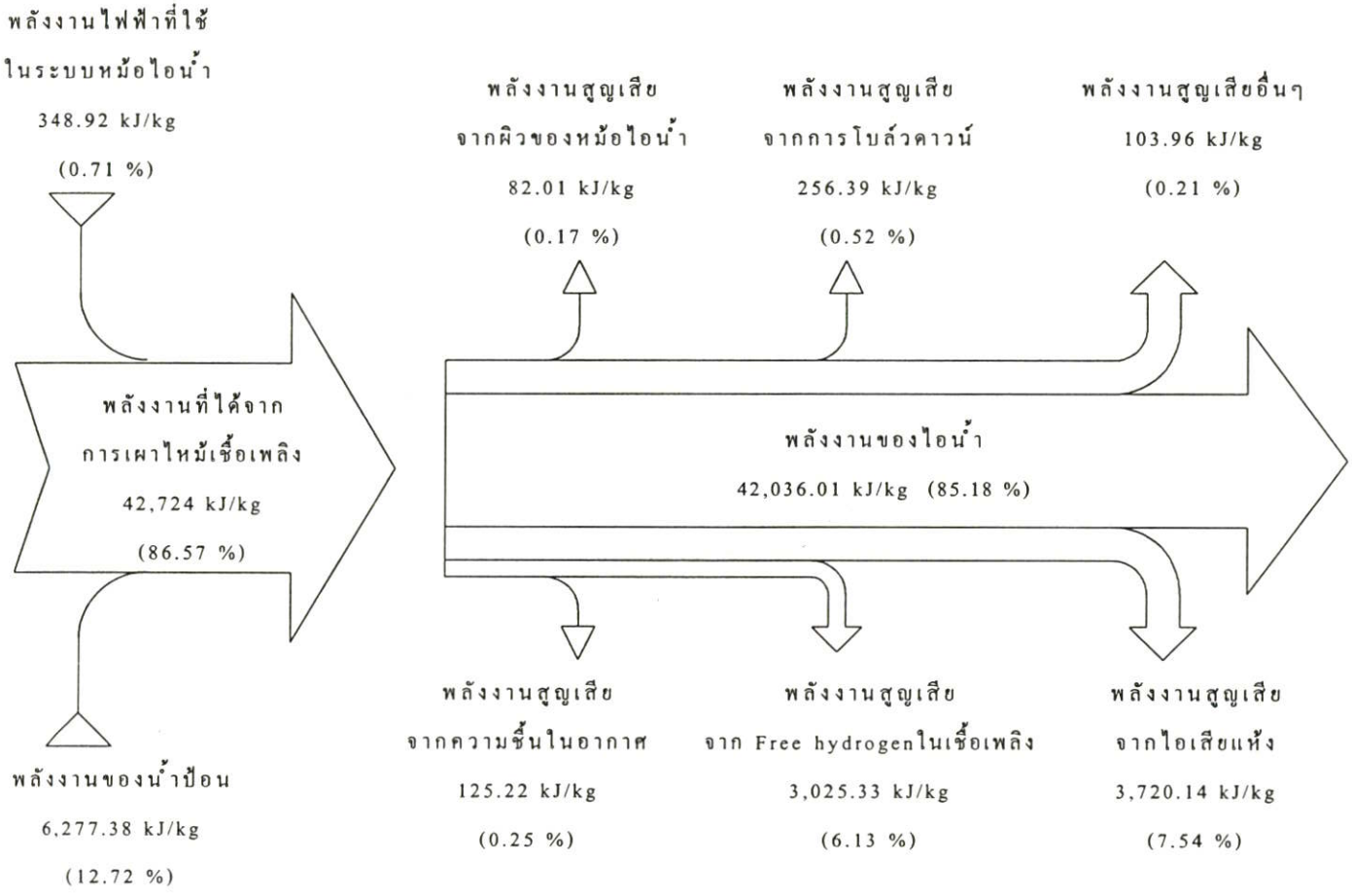
ตารางที่ 5.24 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2 หลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

รายการ	ค่าพลังงานในการเผาไหม้ (ก่อนการปรับปรุง)		ค่าพลังงานในการเผาไหม้ (หลังการปรับปรุง)	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1. พลังงานที่ให้แก่ระบบ	48,360.81	100.00	49,350.30	100.00
1.1 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง	42,724.00	88.34	42,724.00	86.57
1.2 พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในหม้อไอน้ำ	296.57	0.61	348.92	0.71
1.3 พลังงานของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	5,340.24	11.05	6,277.38	12.72
2 พลังงานออกจากระบบ	48,360.81	100.00	49,350.30	100.00
2.1 พลังงานที่นำไปใช้ประโยชน์	35,760.50	73.94	42,036.01	85.18
- พลังงานของไอน้ำ	35,760.50	73.94	42,036.01	85.18
2.2 พลังงานสูญเสีย	12,600.31	26.06	7,313.05	14.82
- พลังงานสูญเสียจากไอเสียร้อน	3,712.84	7.68	3,720.14	7.54
- พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง	3,025.33	6.26	3,025.33	6.13
- พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง	-	-	-	-
- พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ	125.22	0.26	125.22	0.25
- พลังงานสูญเสียจากผิวหม้อไอน้ำ	82.01	0.17	82.01	0.17
- พลังงานสูญเสียจากการโบล์วดาวน์	256.39	0.53	256.39	0.52
- พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่วัดไม่ได้	5,398.52	11.16	103.96	0.21
3 สรุปผลการวิเคราะห์หม้อไอน้ำ				
3.1 ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย (%)	5.95		4.0	
3.2 อากาศส่วนเกิน (%)	33.43		33.42	
3.3 อุณหภูมิไอเสีย (°ซ)*	224		224	
3.4 ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ (%)	70.71		83.12	

หมายเหตุ * ค่าจากการวัด



รูปที่ 5.28 Sankey diagram ของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 หลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้



รูปที่ 5.29 Sankey diagram ของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2 หลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

5.3.3 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อน

5.3.3.1 โดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

จากการตรวจสอบระบบหม้อต้มน้ำมันร้อนพบว่า ไม่ได้มีการปรับปริมาณอากาศส่วนเกินให้เหมาะสม ซึ่งหากปรับปริมาณอากาศส่วนเกินให้เหมาะสมแล้ว จะช่วยทำให้ค่าประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนสูงขึ้น และลดปริมาณการใช้ก๊าซธรรมชาติได้ จากข้อมูลในตารางที่ 5.25 พบว่าปริมาณก๊าซออกซิเจนเฉลี่ยจากปล่องก๊าซไอเสีย เท่ากับ 7.25 % ซึ่งเกินกว่าเกณฑ์มาตรฐาน แสดงว่ามีปริมาณอากาศส่วนเกินสูงเกินไป จึงทำให้ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนต่ำลงเพราะมีการสูญเสียความร้อนไปกับไอเสีย ถ้าทำการปรับหัวเผาให้อากาศเข้าน้อยลงจนปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ทำให้ปริมาณออกซิเจนที่ออกจากปล่องเหลือ 4 % จะทำให้ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนของโรงงานเพิ่มขึ้นจาก 70 % เป็น 70.74 % คิดเป็นมูลค่าก๊าซธรรมชาติที่ประหยัดได้ 1,058,128 บาทต่อปี (ซึ่งหาได้จากผลคูณของปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้อยู่เดิม ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่เพิ่มขึ้น ระยะเวลาการผลิต และราคาก๊าซธรรมชาติ) รูปที่ 5.30 แสดง Sankey diagram ของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ รายละเอียดการคำนวณแสดงในภาคผนวก ฉ.

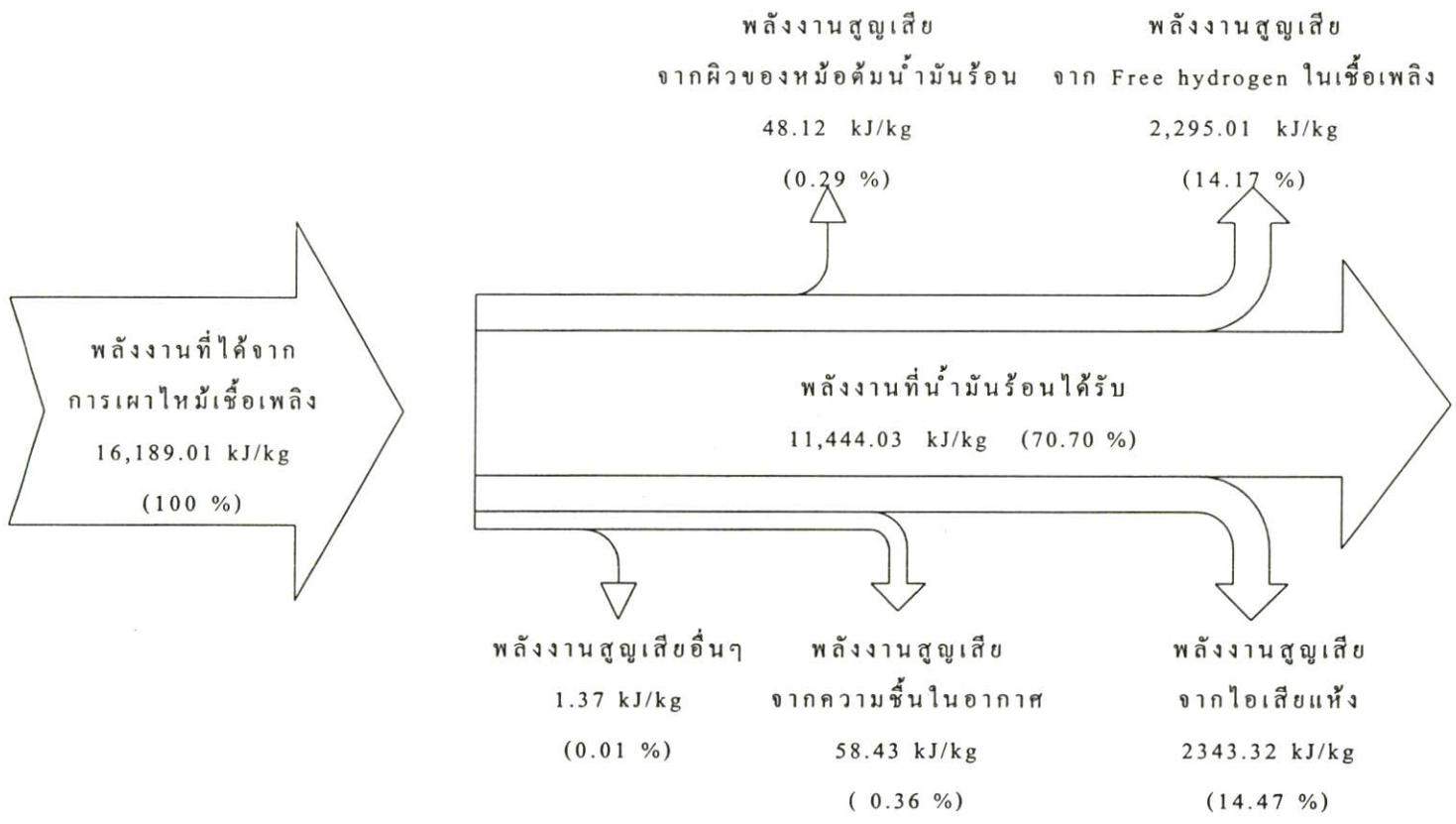
ตารางที่ 5.25 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

รายการ	ผลการวิเคราะห์ (ก่อนการปรับปรุง)		ผลการวิเคราะห์ (หลังการปรับปรุง)	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)	ปริมาณ กิโลจูล/กิโลกรัม	สัดส่วน (%)
1. พลังงานที่ให้แก่ระบบ	16,189.01	100.00	16,189.01	100.00
- พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง	16,189.01	100.00	16,189.01	100.00
2. พลังงานที่ระบบรับไว้และสูญเสีย	16,189.01	100.00	16,189.01	100.00
2.1 พลังงานที่ระบบรับไว้	11,332.33	70.00	11,444.03	70.70
- พลังงานของน้ำมันร้อนที่ได้รับ	11,332.33	70.00	11,444.03	70.70
2.2 พลังงานสูญเสีย	4,856.68	30.00	4,770.93	29.30
- พลังงานสูญเสียจากไอเสียแห้ง	2,351.18	14.52	2343.32	14.47
- พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง	2,295.01	14.18	2,295.01	14.17
- พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ	70.24	0.43	58.43	0.36
- พลังงานสูญเสียจากผิวหม้อต้มน้ำมันร้อน	39.60	0.25	48.12	0.29
- พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่วัดไม่ได้	100.65	0.62	1.37	0.01

ตารางที่ 5.25 (ต่อ)

3. สรุปผลการวิเคราะห์หม้อต้มน้ำมันร้อน		
3.1 ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย (%)	7.25	4.0
3.2 อากาศส่วนเกิน (%)	53	27
3.3 อุณหภูมิไอเสีย (°ซ)*	390	390
3.4 ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อน (%)	70	70.74

หมายเหตุ * ค่าจากการวัด



รูปที่ 5.30 Sankey diagram ของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

5.3.3.2 โดยการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์สำหรับนำความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้ใหม่

ก๊าซคูลเลอร์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในวัฏภาคก๊าซกับของเหลว ใช้ลดอุณหภูมิของของไหลที่ผ่านการทำปฏิกิริยาจากเครื่องปฏิกรณ์ซึ่งมีอุณหภูมิระหว่าง 370 และ 410 องศาเซลเซียส เป็น 165 องศาเซลเซียส และป้อนเข้าสู่สวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ ก๊าซคูลเลอร์ประกอบด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 สเตท ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 มี 1 บันเดิล ขณะที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 มี 4 บันเดิล ความร้อนที่เกิดจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของก๊าซคูลเลอร์จะใช้ในการผลิตไอน้ำความดันสูง 23 บาร์ ความร้อนที่เกิดจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของก๊าซคูลเลอร์จะใช้ในการเพิ่มความร้อนน้ำป้อนหม้อไอน้ำจากดีแอเรเตอร์และป้อนไปที่อุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์และสตีมดรัม (Steam drum) ซึ่งสตีมดรัมใช้ป้อนน้ำให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของก๊าซคูลเลอร์เพื่อผลิตไอน้ำความดันสูง 23 บาร์

เนื่องจากก๊าซคูลเลอร์มีการใช้งานมาเป็นเวลานาน ก๊าซคูลเลอร์เครื่องหนึ่งไม่สามารถที่จะใช้งานได้ เพราะท่อบันเดิลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของก๊าซคูลเลอร์รั่วและซ่อมไม่ได้ ในขณะที่ส่วนประกอบอื่นๆ ของเครื่องนี้ยังสามารถนำมาใช้งานต่อได้ จากลักษณะการออกแบบของอุปกรณ์นี้ซึ่งใช้ท่อแบบครีบ จึงมีพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนมากเหมาะที่จะนำมาปรับปรุงใช้งานเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้งจากไอเสียส่งให้น้ำป้อนหม้อไอน้ำ ดังนั้นจึงนำก๊าซคูลเลอร์เครื่องนี้มาใช้เป็นอีโคโนไมเซอร์โดยต่อท่อจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนไปที่ก๊าซคูลเลอร์เพื่อใช้พลังงานจากความร้อนทิ้งของไอเสียซึ่งมีอุณหภูมิ 390 องศาเซลเซียส หลังจากติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์ อุณหภูมิของไอเสียจากปล่องไอเสียจะลดลง ทำให้ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนเพิ่มขึ้นจากเดิม 70 % เป็น 78.18 % คิดเป็นมูลค่าก๊าซธรรมชาติที่ประหยัดได้ 10,583,248 บาทต่อปี ตารางที่ 5.26 แสดงการวิเคราะห์สมดุลพลังงานหลังจากการติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์ รายละเอียดการคำนวณแสดงในภาคผนวก ฉ. รูปที่ 5.31 แสดงการใช้ก๊าซคูลเลอร์ในสภาพการใช้งานปกติ รูปที่ 5.32 แสดงการใช้ก๊าซคูลเลอร์เป็นอีโคโนไมเซอร์เพื่อนำความร้อนจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนมาใช้งาน รูปที่ 5.33 แสดง Sankey diagram ของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังการติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

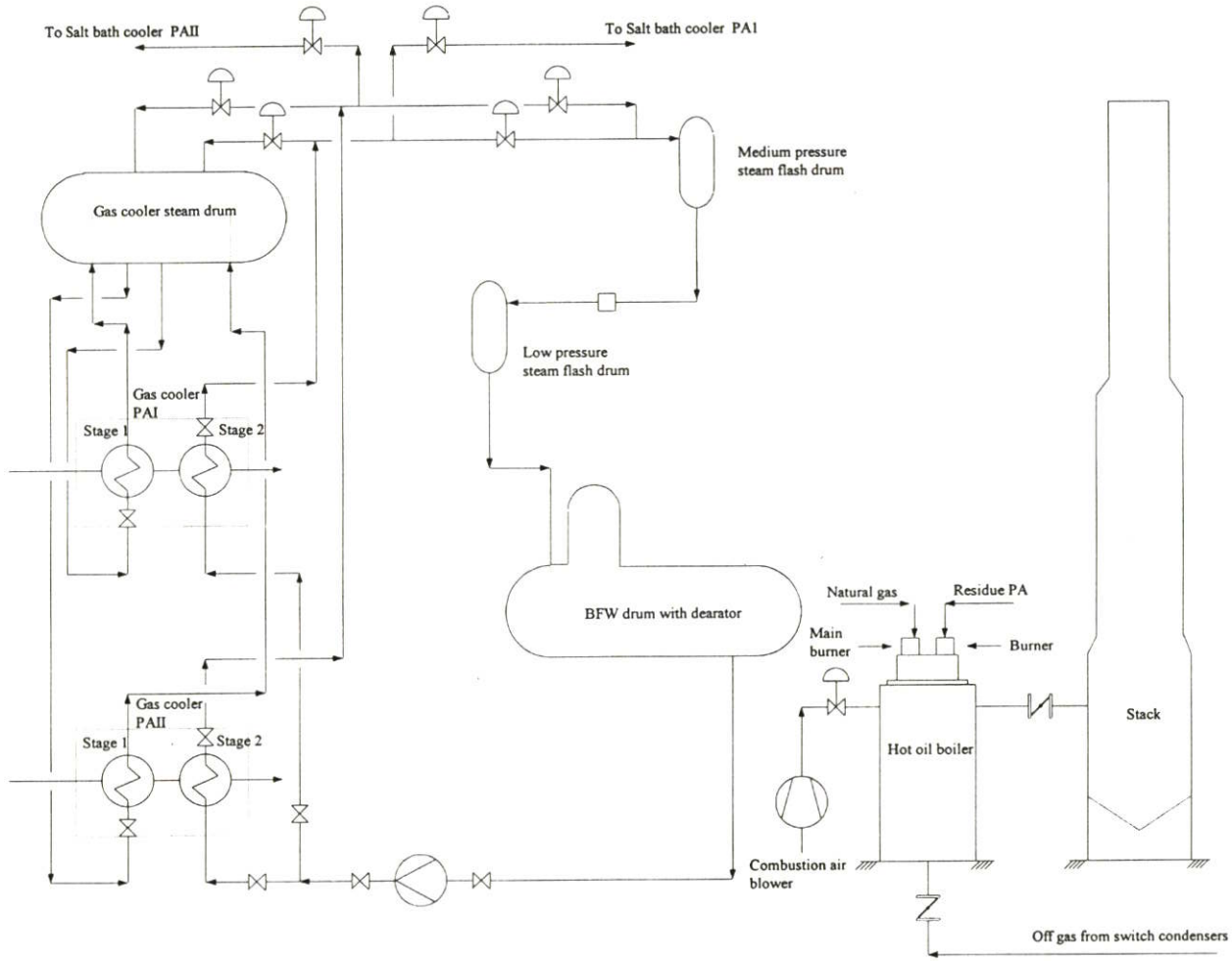
หม้อต้มน้ำมันร้อนทำหน้าที่ในการให้ความร้อนแก่น้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูงที่จะจ่ายให้กับอุปกรณ์ที่ใช้น้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูง โดยมีการควบคุมอุณหภูมิของน้ำมันถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิสูงเท่ากับ 310 องศาเซลเซียส หม้อต้มน้ำมันร้อนนี้ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงหลัก มีก๊าซเสีย (Off gas) จากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์มาเผาที่ด้านล่าง

ของหม้อต้มน้ำมันร้อน และใช้ของเสียจากหอกลั่นเบาและหอกลั่นผลิตภัณฑ์ในกระบวนการผลิตเป็นเชื้อเพลิงเสริม

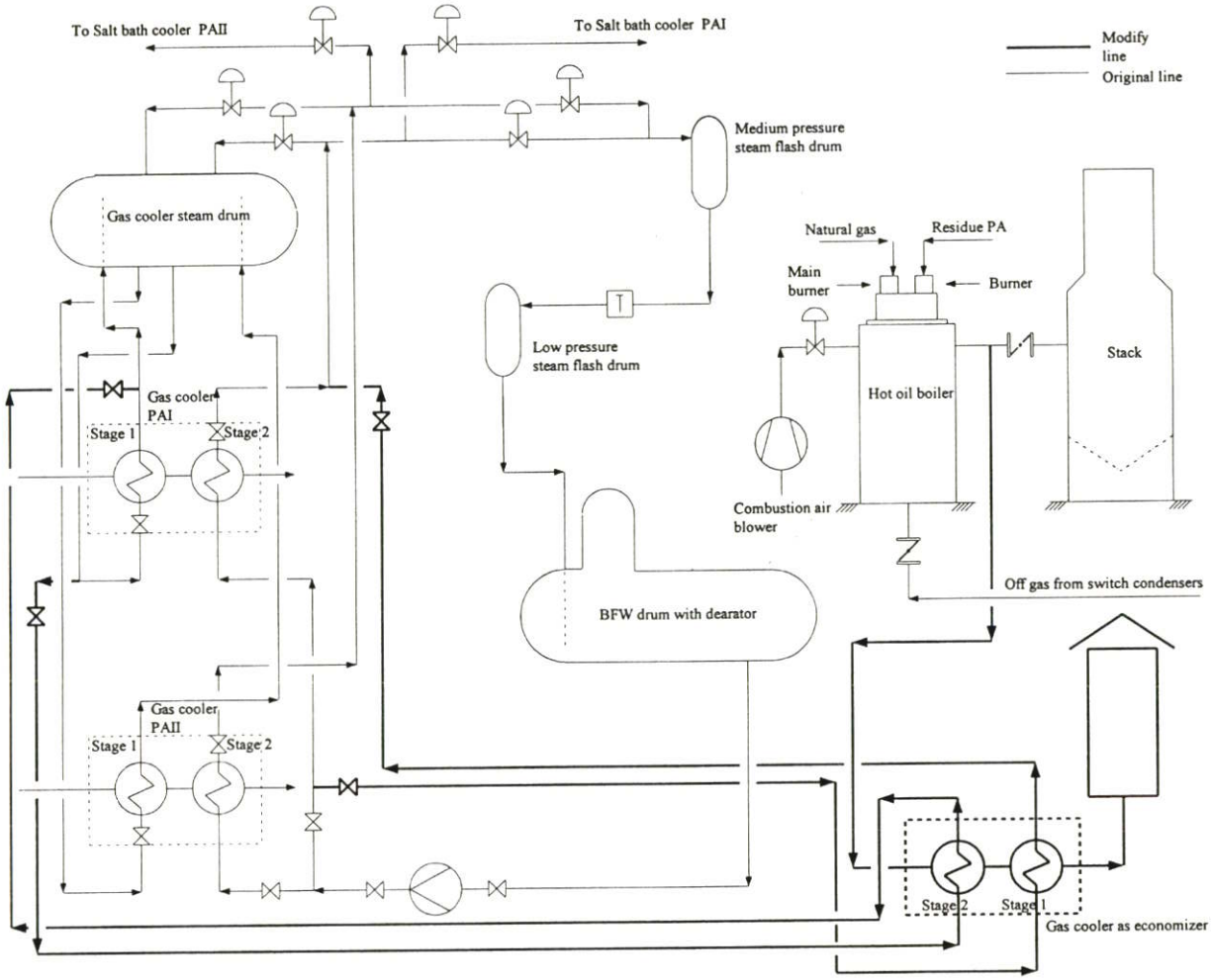
ตารางที่ 5.26 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานหลังการติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

รายการ	ผลการวิเคราะห์ (ก่อนปรับปรุง)		ผลการวิเคราะห์ (หลังการปรับปรุง)	
	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)	ปริมาณ (กิโลจูล/กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)
1 พลังงานที่ให้แก่ระบบ	16,189.01	100.00	16,189.01	100.00
- พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง	16,189.01	100.00	16,189.01	100.00
2 พลังงานที่ระบบรับไว้และสูญเสีย	16,189.01	100.00	16,189.01	100.00
2.1 พลังงานที่ระบบรับไว้	11,332.33	70.00	12,656.58	78.18
- พลังงานของน้ำมันร้อนที่ได้รับ	11,332.33	70.00	12,656.58	78.18
2.2 พลังงานสูญเสีย	4,856.68	30.00	3,532.43	21.82
- พลังงานสูญเสียจากไอเสียแห้ง	2,351.18	14.52	1,162.22	7.18
- พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง	2,295.01	14.18	2,295.01	14.17
- พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ	70.24	0.43	35.51	0.22
- พลังงานสูญเสียจากผิวหม้อต้มน้ำมันร้อน	39.60	0.25	39.60	0.24
- พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่วัดไม่ได้	100.65	0.62	0.09	0.01
3 สรุปผลการวิเคราะห์หม้อต้มน้ำมันร้อน				
3.1 ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย (%)	7.25		7.25	
3.2 อากาศส่วนเกิน (%)	53.15		27.40	
2.1 อุณหภูมิไอเสีย (°ซ)*	390		212	
3.4 ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อน (%)	70		78.18	

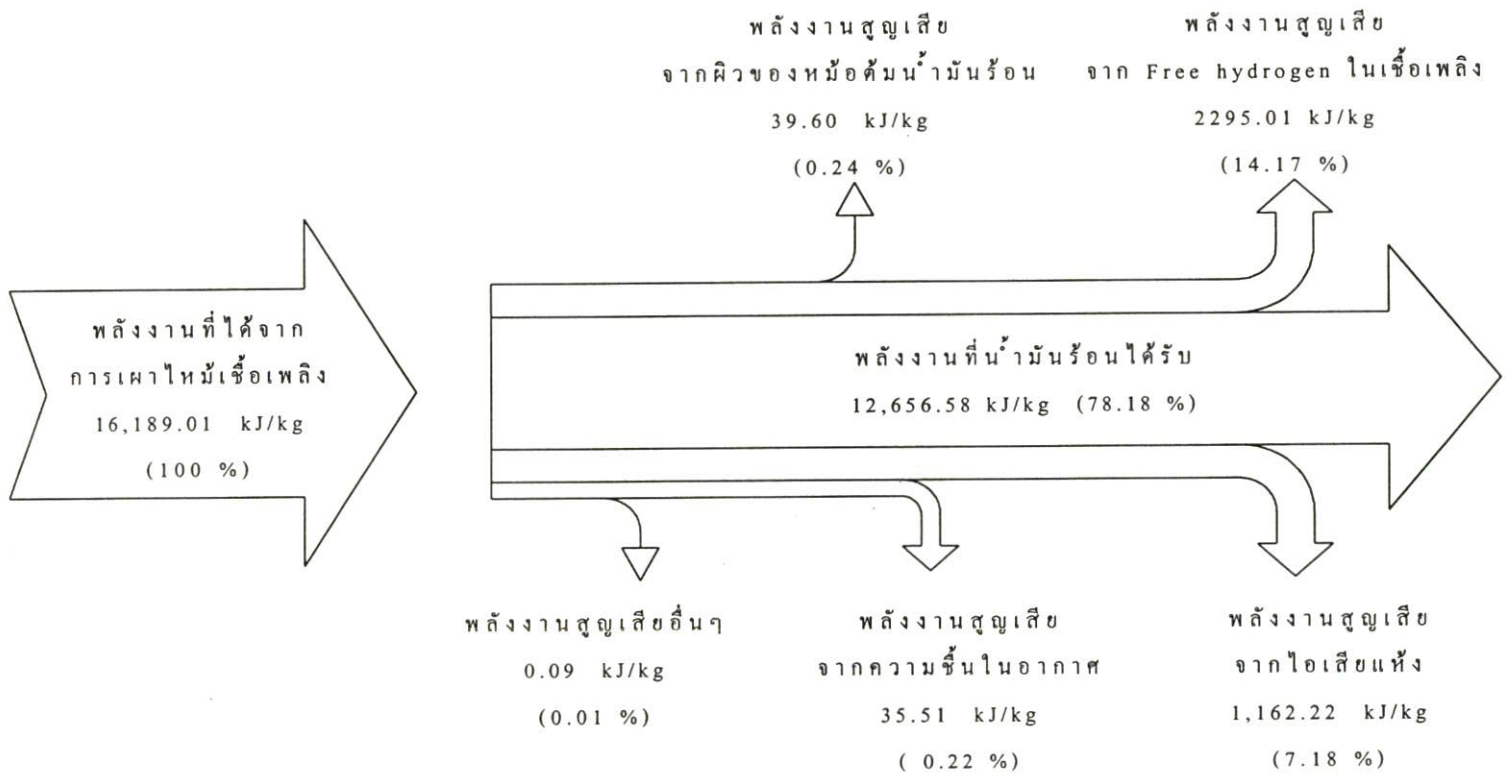
หมายเหตุ * ค่าจากการวัด



รูปที่ 5.31 การใช้ก๊าซคูลเลอร์ในสภาพการใช้งานปกติก่อนใช้เป็นอีโคโนไมเซอร์



รูปที่ 5.32 การใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์เพื่อนำความร้อนจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ยังมีศักยภาพมาใช้งาน



รูปที่ 5.33 Sankey diagram ของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังการติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

5.3.3.3 โดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

จากข้อมูลในตารางที่ 5.27 พบว่าปริมาณก๊าซออกซิเจนเฉลี่ยจากปล่องก๊าซไอเสีย เท่ากับ 7.25 % ซึ่งเกินกว่าเกณฑ์มาตรฐาน แสดงว่ามีปริมาณอากาศส่วนเกินสูงเกินไป จึงทำให้ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนต่ำลงเพราะมีการสูญเสียความร้อนไปกับไอเสีย ถ้าทำการปรับหัวเผาให้อากาศเข้าน้อยลงจนปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ทำให้ปริมาณออกซิเจนที่ออกจากปล่องเหลือ 4 % และติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์คาดว่าจะทำให้ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนของโรงงานเพิ่มขึ้นจาก 70 % เป็น 78.23 % คิดเป็นมูลค่าก๊าซธรรมชาติที่ประหยัดได้ 10,640,976 บาทต่อปี รูปที่ 5.34 แสดง Sankey diagram ของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์ รายละเอียดการคำนวณแสดงในภาคผนวก ฉ.

ตารางที่ 5.27 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

รายการ	ผลการวิเคราะห์ (ก่อนการปรับปรุง)		ผลการวิเคราะห์ (หลังการปรับปรุง)	
	ปริมาณ (กิโลจูล/ กิโลกรัม)	สัดส่วน (%)	ปริมาณ (กิโลจูล/ กิโลกรัม	สัดส่วน (%)
1 พลังงานที่ให้แก่ระบบ	16,189.01	100.00	16,189.01	100.00
- พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง	16,189.01	100.00	16,189.01	100.00
2. พลังงานที่ระบบรับไว้และสูญเสีย	16,189.01	100.00	16,189.01	100.00
2.1 พลังงานที่ระบบรับไว้	11,332.33	70.00	12,664.65	78.23
- พลังงานของน้ำมันร้อนที่ได้รับ	11,332.33	70.00	12,644.65	78.23
2.2 พลังงานสูญเสีย	4,856.68	30.00	3,524.36	21.77
- พลังงานสูญเสียจากไอเสียแห้ง	2,351.18	14.52	1,158.98	7.16
- พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง	2,295.01	14.18	2,295.01	14.17
- พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ	70.24	0.43	29.54	0.18
- พลังงานสูญเสียจากผิวหม้อต้มน้ำมันร้อน	39.60	0.25	39.60	0.24
- พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่วัดไม่ได้	100.65	0.62	1.23	0.02

ตารางที่ 5.27 (ต่อ)

3. สรุปผลการวิเคราะห์หม้อต้มน้ำมันร้อน		
3.1 ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย (%)	7.25	4.00
3.2 อากาศส่วนเกิน (%)	53.15	27.40
3.3 อุณหภูมิไอเสีย (°ซ)*	390	212
3.4 ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อน (%)	70	78.23

หมายเหตุ * ค่าจากการวัด

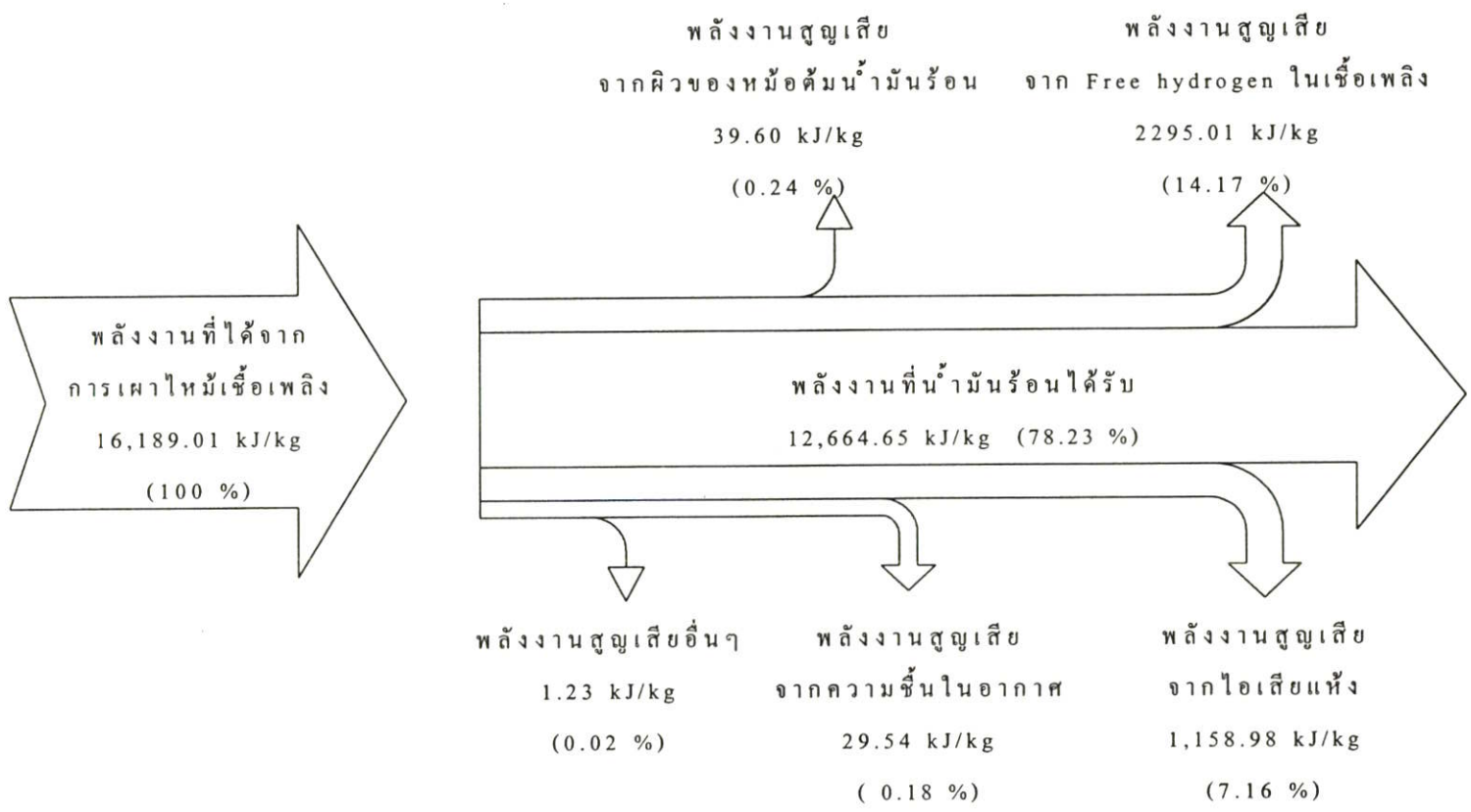
5.4 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของระบบยูทิลิตี้

5.4.1 การลดการสูญเสียแฟลชสตีมที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ

ตารางที่ 5.28 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของการลดการสูญเสียแฟลชสตีมที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ

รายการ	การนำไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ มาใช้แทนไอน้ำความดัน 7 บาร์ ในเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1	การนำไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ มาใช้แทนไอน้ำความดัน 7 บาร์ และ 23 บาร์ ในเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2
ประหยัดไอน้ำความดัน 7 บาร์ คิดเป็นเงิน (บาทต่อวัน)	38,097.44	27,473.55
ประหยัดไอน้ำความดัน 23 บาร์ คิดเป็นเงิน (บาทต่อวัน)	-	16,749.56
เงินลงทุนค่าติดตั้งอุปกรณ์ (บาท)	72,378	
ระยะเวลาคืนทุน (วัน)	1	

หมายเหตุ ดำเนินการแล้ว



รูปที่ 5.34 Sankey diagram ของหม้อต้มน้ำมันร้อนถ้าปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

5.4.2 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อไอน้ำโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

ตารางที่ 5.29 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของการลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อไอน้ำโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

รายการ	หม้อไอน้ำเครื่องที่ 1		หม้อไอน้ำเครื่องที่ 2	
	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ชนิดของเชื้อเพลิงที่ใช้	น้ำมันเตา เกรดเอ	น้ำมันเตา เกรดเอ	น้ำมันเตา เกรดเอ	น้ำมันเตา เกรดเอ
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้คิดเป็นเงิน (บาทต่อปี)	230,911.67	224,300.10	1,480,203.05	1,259,225.18
ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย (%)	11.52	4	5.95	4
อุณหภูมิอากาศแวดล้อม (°ซ)	30	30	30	30
อุณหภูมิปล่องไอเสีย (°ซ)	179	179	224	224
ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ (%)	76.86	79.13	70.71	83.12
เชื้อเพลิงที่ประหยัดได้คิดเป็นเงิน (บาทต่อปี)	-	6,611.57	-	220,977.87
เงินลงทุนค่าอุปกรณ์วัดปริมาณก๊าซในไอเสีย (บาท)	50,000			
ระยะเวลาคืนทุน (วัน)	80			

หมายเหตุ เป็นแผนที่นำเสนอ

5.4.3 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

ตารางที่ 5.30 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของการลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

รายการ	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ชนิดของเชื้อเพลิงที่ใช้	ก๊าซธรรมชาติ	ก๊าซธรรมชาติ
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้คิดเป็นเงิน (บาทต่อปี)	30,864,800	29,877,520
ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย (%)	7.25	4.0
อุณหภูมิอากาศแวดล้อม (°ซ)	30	30
อุณหภูมิปล่องไอเสีย (°ซ)	390	390
ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อน (%)	70	70.74
เชื้อเพลิงที่ประหยัดได้คิดเป็นเงิน (บาทต่อปี)	-	1,058,128
เงินลงทุนค่าอุปกรณ์วัดปริมาณก๊าซในไอเสีย (บาท)	50,000	
ระยะเวลาคืนทุน (วัน)	14	

หมายเหตุ เป็นแผนที่นำเสนอ

5.4.4 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์สำหรับนำความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้ใหม่

ตารางที่ 5.31 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของการลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

รายการ	ก่อนการปรับปรุง	หลังการปรับปรุง
ชนิดของเชื้อเพลิงที่ใช้	ก๊าซธรรมชาติ	ก๊าซธรรมชาติ
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้คิดเป็นเงิน (บาทต่อปี)	30,864,800	20,281,552
ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย (%)	7.25	7.25
อุณหภูมิอากาศแวดล้อม (°ซ)	30	30
ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อน (%)	70	78.18
เชื้อเพลิงที่ประหยัดได้คิดเป็นเงิน (บาทต่อปี)	-	10,583,248
เงินลงทุนค่าลงทุนในการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์ (บาท)	-	-
ระยะเวลาคืนทุน (ปี)	-	-

หมายเหตุ ดำเนินการแล้ว ไม่มีเงินลงทุนในการติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์ เนื่องจากเป็นการใช้ ก๊าซคูลเลอร์ที่เสียมาประยุกต์ใช้

5.4.5 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

ตารางที่ 5.32 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของการลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อนโดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

รายการ	ก่อนการปรับปรุง	หลังการปรับปรุง
ชนิดของเชื้อเพลิงที่ใช้	ก๊าซธรรมชาติ	ก๊าซธรรมชาติ
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้คิดเป็นเงิน (บาทต่อปี)	30,864,800	20,223,824
ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย (%)	7.25	4.0
อุณหภูมิอากาศแวดล้อม (°ซ)	30	30
ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อน (%)	70	78.23
เชื้อเพลิงที่ประหยัดได้คิดเป็นเงิน (บาทต่อปี)	-	10,640,976
เงินลงทุนค่าอุปกรณ์วัดปริมาณก๊าซในไอเสีย (บาท)	50,000	
ระยะเวลาคืนทุน (วัน)	1.5	

หมายเหตุ เป็นแผนที่นำเสนอ ไม่มีเงินลงทุนในการติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์ เนื่องจากเป็นการใช้ ก๊าซคูลเลอร์ที่เสียมาประยุกต์ใช้

บทที่ 6
สรุปและข้อเสนอแนะ

6.1 การบูรณาการความร้อนของหอกลั่นและโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากกราฟประกอบและกราฟประกอบรวบยอดที่ได้จากการวิเคราะห์พินช์กับระบบการกลั่นในโรงงานผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์แสดงว่า การเปลี่ยนตัวแปรในกระบวนการ เช่น อัตราส่วนการป้อนกลับ และค่าความดันภายในหอกลั่นไม่มีผลกระทบต่อการใช้พลังงานในกระบวนการผลิตรวม แต่จะลดศักยภาพการผลิตไอน้ำ และจากการพิจารณาการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นกับยูทิลิตี้ในโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระบวนการผลิตพบว่า การบูรณาการพลังงานระหว่างกระบวนการกับกระบวนการไม่มีศักยภาพที่จะทำการปรับปรุงทำให้ไม่เกิดการประหยัดพลังงานในกระบวนการผลิตโดยรวม แสดงว่าควรพิจารณาทางเลือกในการปรับปรุงระบบยูทิลิตี้ที่มีอยู่เพื่อการประหยัดพลังงาน

6.2 การวิเคราะห์การใช้พลังงานในโรงงานผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

การศึกษาสภาพการใช้พลังงานในโรงงานพบว่า โรงงานมีดัชนีการใช้พลังงานรวมเท่ากับ 7.80 เมกะจูลต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์โดยประกอบด้วยดัชนีการใช้พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงรวมมีค่าเป็น 6.54 เมกะจูลต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ และค่าดัชนีการใช้พลังงานไฟฟ้ามีค่าเป็น 1.26 เมกะจูลต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ (0.35 กิโลวัตต์-ชั่วโมงต่อกิโลกรัมของพาทาลิกแอนไฮไดรด์) และมีสัดส่วนการใช้พลังงานในแต่ละประเภท คือ พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงรวมเท่ากับ 83.84 % ซึ่งจำแนกตามชนิดของเชื้อเพลิง คือ ก๊าซธรรมชาติและน้ำมันเตาเกรดเอ เท่ากับ 89.97 และ 10.03 % ตามลำดับ และพลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 16.16 %

6.3 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของอุปกรณ์ที่สำคัญในโรงงาน

6.3.1 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์

จากการวิเคราะห์สมดุลพลังงานค่าความร้อนของปฏิกิริยาจากเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 และ 2 เท่ากับ 34.25 และ 24.89 กิกะจูลต่อชั่วโมง ตามลำดับ ความร้อนจากปฏิกิริยาของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 ถ่ายเทความร้อนไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ ก๊าซคูลเลอร์ และสตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์ เท่ากับ 18.45, 11.24 และ 2.83 กิกะจูลต่อชั่วโมง ตามลำดับ คิดเป็นสัดส่วนเท่ากับ 53.87 %, 32.82 % และ 8.26 % ตามลำดับ ส่วนเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 2 เมื่อวิเคราะห์

ค่าเดียวกันนี้มีค่าเท่ากับ 13.70, 8.33 และ 2.17 กิกะจูลต่อชั่วโมง ตามลำดับ คิดเป็นสัดส่วนเท่ากับ 55.04 %, 33.47 % และ 8.72 % ตามลำดับ ความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสีของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 และ 2 เท่ากับ 1.73 และ 0.69 กิกะจูลต่อชั่วโมง คิดเป็นสัดส่วนเท่ากับ 5.05 % และ 2.77 % ตามลำดับ ความร้อนที่สูญเสียจากเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 และ 2 มีค่าค่อนข้างสูง ควรตรวจสอบประสิทธิภาพของฉนวนต่อไป

6.3.2 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานและสมดุลอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำ

จากการวิเคราะห์สมดุลพลังงานและสมดุลอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และ 2 พบว่า ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 จากกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์และค่าอเวเลบิลิตีจากกฎข้อที่สอง เมื่อคิดเทียบจากค่าความร้อนขั้นสูงของเชื้อเพลิงมีค่าเท่ากับ 76.86 % และ 22.87 % ตามลำดับ และหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2 เมื่อวิเคราะห์ค่าเดียวกันนี้มีค่าเท่ากับ 70.71 % และ 22.41 % ตามลำดับ พบว่าโดยเฉลี่ยแล้วหม้อไอน้ำทั้งสองเครื่องนี้มีประสิทธิภาพอยู่ในเกณฑ์ที่ดี คือ สูงกว่าร้อยละ 60 โดยทั่วไปประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำจะมีค่าสูงขึ้นได้นั้นขึ้นอยู่กับความสามารถในการที่จะผลิตไอน้ำออกมาให้ได้มาก [46] จากค่าอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และ 2 แสดงว่างานที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้สูงสุด มีค่า 22.87 % และ 22.41 % ตามลำดับ และมีการสูญเสียไปยังสิ่งแวดล้อม 77.13 % และ 77.59 % ตามลำดับ ซึ่งเป็นการใช้พลังงานอย่างไม่คุ้มค่า ทั้งนี้สอดคล้องกับที่สังเกตเห็นว่าโรงงานไม่ได้ใช้ความร้อนทิ้งหรือคอนเดนเสทจากหม้อไอน้ำ แต่ใช้การลดความดันของไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวดที่เกิดจากความร้อนจากปฏิกิริยาของเครื่องปฏิกรณ์ในการผลิตไอน้ำความดันต่ำ เนื่องจากไม่ได้เดินหม้อไอน้ำอย่างต่อเนื่อง 24 ชั่วโมง

การสูญเสียพลังงานต่างๆ จากหม้อไอน้ำประกอบด้วย

1. การสูญเสียพลังงานจากปล่องไอเสีย

การสูญเสียพลังงานจากปล่องไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 คือ พลังงานที่สูญเสียจากไอเสียแห้ง 10.15 % และพลังงานที่สูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง 6.13 % ไม่มีค่าการสูญเสียอเวเลบิลิตีจากไอเสียแห้ง ปริมาณอากาศส่วนเกินของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 มีค่า 127 % ค่าตามทฤษฎีควรมีค่า 5-20 % เมื่อเชื้อเพลิงที่ใช้เป็นน้ำมันเตา [46] ในกรณีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2 พบว่า มีพลังงานที่สูญเสียจากไอเสียแห้ง 7.68 % และพลังงานที่สูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง 6.26 % มีค่าการสูญเสียอเวเลบิลิตีจากไอเสียแห้ง 1.37 % ปริมาณอากาศส่วนเกิน 33.43 %

2. การสูญเสียพลังงานจากผิวของหม้อไอน้ำ

หม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และ 2 มีพลังงานที่สูญเสียจากผิวของหม้อไอน้ำ 1.06 % และ 0.17 % ตามลำดับ และมีค่าอเวเลบิลิตีสูญเสียจากผิวหม้อไอน้ำ 0.14 % และ 0.02 %

ตามลำดับ แสดงว่ามีการสูญเสียพลังงานจากการถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวหม้อไอน้ำกับผนังห้องเผาไหม้น้อยมาก

3. การสูญเสียพลังงานจากค่าการย้อนกลับไม่ได้

ค่าการย้อนกลับไม่ได้ของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และ 2 มีค่า 76.32 % และ 74.88 % ตามลำดับ ซึ่งเป็นค่าที่เกิดจากการถ่ายเทความร้อนของไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ในหม้อไอน้ำ ค่านี้จะแสดงถึงปริมาณของอเวเลบิลิตีหรืองานรวมของระบบที่สูญเสียและย้อนกลับไม่ได้

4. การสูญเสียพลังงานในส่วนอื่นๆ

การสูญเสียในส่วนนี้ประกอบด้วย การสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ การสูญเสียพลังงานจากความชื้นในเชื้อเพลิงและอากาศ เป็นต้น ซึ่งมีค่าน้อยมาก

6.3.3 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศ

ผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานพบว่า ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 และ 2 ที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 และสเตทที่ 2 มีค่าเท่ากัน คือ 72.88 % และ 64.64 % ตามลำดับ สรุปได้ว่าเครื่องอุ่นอากาศทั้งสองเครื่องนี้มีประสิทธิภาพอยู่ในเกณฑ์ที่ดี คือ ประสิทธิภาพสูงกว่าร้อยละ 60 [46] เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของเครื่องอุ่นอากาศทั้งสองเครื่องมีการสูญเสียพลังงานออกจากระบบในลักษณะต่างๆ เท่ากัน คือ พลังงานที่สูญเสียไปกับคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 25.24 % พลังงานที่สูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ 1.87 % และพลังงานที่สูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดได้ 0.01 % ส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของเครื่องอุ่นอากาศทั้งสองเครื่องนี้เมื่อวิเคราะห์ค่าพลังงานที่สูญเสียเดียวกันนี้พบว่าเท่ากับ 33.70 %, 1.65 % และ 0.01 % ตามลำดับ (เนื่องจากในการคำนวณใช้ค่าอัตราส่วนความชื้นของอากาศที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองสเตทซึ่งค่าที่ได้จากการวัดมีค่าเท่ากัน)

6.3.4 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อน

ผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานพบว่า ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ของหม้อต้มน้ำมันร้อนมีค่า 70 % พลังงานที่สูญเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนมีค่า 30 % โดยแบ่งเป็นพลังงานสูญเสียไปกับไอเสียแห้ง 14.52 % พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง 14.18 % พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ 0.43 % พลังงานสูญเสียจากผิวหม้อต้มน้ำมันร้อน 0.24 % และพลังงานสูญเสียอื่น ๆ ที่วัดไม่ได้ 0.63 % สรุปว่าหม้อต้มน้ำมันร้อนเครื่องนี้มีประสิทธิภาพอยู่ในเกณฑ์ที่ดีคือสูงกว่าร้อยละ 60 [53]

จากผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานของอุปกรณ์ที่สำคัญที่ได้กล่าวมาจะใช้เป็นแนวทางในการพิจารณาหาทางลดพลังงานความร้อนที่สูญเสียเพื่อการประหยัดพลังงาน โดยพยายามลดพลังงานความร้อนสูญเสียในส่วนที่มากและรองๆ ลงไปตามที่แสดงใน Sankey diagram

6.4 แนวทางในการลดการสูญเสียพลังงาน

6.4.1 การลดการสูญเสียแฟลชสตีมที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ (ดำเนินการแล้ว)

โดยการนำไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ มาใช้แทนที่ไอน้ำความดัน 7 บาร์ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 และ 2 และการนำไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ มาใช้แทนที่ไอน้ำความดัน 7 บาร์ และ 23 บาร์ ในเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 โดยใช้เงินลงทุนในการเดินท่อและติดตั้ง 72,378 บาท และมีระยะเวลาคืนทุน 1 วัน ประหยัดค่าใช้จ่ายได้ 82,320 บาทต่อวัน

6.4.2 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อไอน้ำ (แผนการที่นำเสนอ)

จากผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และ 2 พบว่าหม้อไอน้ำทั้งสองมีอากาศส่วนเกินค่อนข้างสูง โดยหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และ 2 มีอากาศส่วนเกิน 127 % และ 33.43 % ตามลำดับ ถ้าสามารถลดปริมาณออกซิเจนในปล่องไอเสียให้เหลือ 4 % ก็จะทำให้อากาศส่วนเกินในหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1 และ 2 ลดลงเป็น 118 .87 % และ 33.42 % ตามลำดับ คิดเป็นมูลค่าเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้ เท่ากับ 6,611.57 บาท และ 220,977.87 บาท โดยมีเงินลงทุนซื้อเครื่องมือวัดออกซิเจนในไอเสีย 50,000 บาท มีระยะเวลาคืนทุน 80 วัน

6.4.3 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อน

6.4.3.1 โดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ (แผนการที่นำเสนอ)

จากผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนพบว่า ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย มีค่าเท่ากับ 7.25 % ซึ่งถ้าสามารถลดปริมาณออกซิเจนในไอเสียลงเหลือ 4 % จะทำให้อากาศส่วนเกินของหม้อต้มน้ำมันร้อนลดลงจากเดิม 53.15 % เป็น 27.40 % คาดว่าจะทำให้ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนเพิ่มขึ้นจากเดิม 70 % เป็น 70.74 % คิดเป็นมูลค่าเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้ 1,058,128 บาทต่อปี มีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 14 วัน

6.4.3.2 โดยการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์สำหรับนำความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้ใหม่ (ดำเนินการแล้ว)

ผลการวิเคราะห์สมดุลพลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนพบว่า มีพลังงานสูญเสียไปกับไอเสียแห้ง 2,351.18 กิโลจูลต่อกิโลกรัม หรือ 14.52 % ของพลังงานที่ให้แก่ระบบ จากการตรวจวัดพบว่าอุณหภูมิไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนประมาณ 390 องศาเซลเซียส เมื่อนำความร้อนทิ้งจากไอเสียกลับมาใช้ประโยชน์โดยผ่านก๊าซคูลเลอร์ ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนจะเพิ่มขึ้นจาก 70 % เป็น 78.18 % คิดเป็นมูลค่าเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้ 10,583,248 บาทต่อปี

6.4.3.3 โดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์ (แผนการที่นำเสนอ)

จากการตรวจวัดหม้อต้มน้ำมันร้อนพบว่า มีปริมาณออกซิเจนในไอเสีย 7.25 % ซึ่งถ้าสามารถลดปริมาณออกซิเจนในไอเสียลงเหลือ 4 % จะทำให้อากาศส่วนเกินของหม้อต้มน้ำมันร้อนลดลงจากเดิม 53.15 % เป็น 27.40 % คาดว่าจะทำให้ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนเพิ่มขึ้นจาก 70 % เป็น 78.23 % คิดเป็นมูลค่าเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้ 10,640,976 บาทต่อปี มีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 1.5 วัน

สำหรับเครื่องปฏิกรณ์และเครื่องอุ่นอากาศไม่ได้พิจารณาแนวทางการปรับปรุงพลังงานเพียงแต่วิเคราะห์สมดุลพลังงานไว้เป็นข้อมูลให้แก่บริษัท

6.5 ข้อเสนอแนะ

6.5.1 โรงงานควรพิจารณานำความร้อนอื่นๆ ที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้เพื่อการประหยัดพลังงาน เช่น ใช้ความร้อนทิ้งจากเครื่องปฏิกรณ์ถ่ายเทความร้อนให้ความร้อนแก่รีบอยเลอร์ของระบบการกลั่นแทนน้ำมันร้อนที่ใช้อยู่

6.5.2 ในระบบการ Switching ของคอนเดนเซอร์ควรมีระบบการควบคุมช่วงการเปลี่ยนจากการรับผลิตภัณฑ์เป็นช่วงการหลอมผลิตภัณฑ์ให้มีการสูญเสียพาทาลิกแอนไฮไดรด์และความร้อนสูญเสียน้อยที่สุดซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎี [54]

เอกสารอ้างอิง

[1] จิระพันธุ์ เนื่องจากนิล. "บูรณาการระบบพลังงานความร้อนและไฟฟ้าในโรงงานน้ำตาล." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีการจัดการพลังงานบัณฑิตวิทยาลัย, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. 2542.

[2] ศิวพร รุ่งเรืองวรวัฒน์. "บูรณาการระบบพลังงานความร้อนและไฟฟ้าในโรงงานอุตสาหกรรมเคมี." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเคมี บัณฑิตวิทยาลัย, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. 2537.

[3] ชัยยศ วรวิทย์อุดมสุข. "การออกแบบระบบพลังงานโดยใช้พินช์เทคโนโลยีและแนวคิดเอกเซอร์จี." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเคมี บัณฑิตวิทยาลัย, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. 2532.

[4] ชิตชัย ศฤงคารินทร์ และอดิศักดิ์ วรคุณพินิจ. "บูรณาการระบบความร้อนในโรงงานน้ำตาลโดยใช้เทคนิคพินช์." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเคมี, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. 2536.

[5] Perez A. L., Chavez L.M., Mancilla R., Garfias M., Rosal R. D. and Ramirez N. "Pinch Analysis Used in Retrofit Design of Distillation Units." J. Oil & Gas., vol. 21, 1999. pp. 41-46.

[6] Lababidi H.M.S., Alatiqi I. M. and Nayfeh, L. J. "Energy Retrofit Study of an Ammonia Plant." Applied Thermal Engineering., vol. 20, 2000. pp. 1495-1503.

[7] Ficarella A. and Laforgia D. "Energy Conservation in Alcohol Distillery with the Application of Pinch Technology." Energy Conversion & Management., vol. 40, 1999. pp. 1495-1514.

[8] Markovsvi M. "Reconstruction of a Heat Exchanger Network under Industrial Constraints - The Case of a Crude Distillation Unit." Applied Thermal Engineering., vol. 20, 2000. pp. 1535-1544.

[9] Urbaniec K. Zalewski P. and Zhu X.X. "A Decomposition Approach for Retrofit Design of Energy Systems in the Sugar Industry." Applied Thermal Engineering., vol. 20, 2000. pp. 1431-1442.

[10] CIT Industriell Energianalys AE. "Pinch Analysis in Practice Water Heating in a Brewery." CIT Industriell Energianalys AE. A Chalmers Industriteknik company. 1998.

[11] Barton J. "Pinch Technology Improves Olefin Heat Recovery." Hydrocarbon Processing., February 1989. pp. 47-49.

[12] Linnhoff B. and Witherell W. D. "Pinch Technology Guides Retrofit." J. Oil & Gas., vol. 7, 1986. pp. 54-65.

[13] Linnhoff B. and Vredeveld D. R. "Pinch Technology Has Come of Age." Chemical Engineering Progress., July 1984. pp. 33-40.

[14] Smith R. **Chemical Process Design**. Singapore : McGraw-Hill. 1995.

[15] Linnhoff B. "Pinch Analysis - A State–of–the–Art Overview." Trans IChemE., vol. 71, Part A, September 1993. pp. 503-521.

[16] Linnhoff B. "Use Pinch Analysis to Knock Down Capital Costs and Emissions." Chemical Engineering Progress., August 1994. pp. 32-57.

[17] Rossiter A. P., Rutkowshi M. A. and McMullan, A. S. "Pinch technology identifies process improvements." Hydrocarbon Processing., January 1991. pp. 63-66.

[18] Linnhoff B. and Polley G.T. "General Process Improvements Through Pinch Technology." Chemical Engineering Progress., vol. 84, no. 6, June 1988. pp. 51-58.

[19] http://www.cheresources.com

[20] Linnhoff B., Townsend D. W., Boland D., Hewitt G. F., Thomas B. E. A., Guy A. R. and Marsland R. H. **User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy.** 1982.

[21] Kreith F. and Ronald, E. W. **CRC Handbook of Energy Efficiency.** CRC Press. Inc. 1997.

[22] Samdani G. and Moor S. "Pinch Technology : Doing More With Less." Chemical Engineering., vol. 100, 1993. pp. 43-49.

[23] Smith R. "State of the art in process integration." Applied Thermal Engineering. vol. 20, 2000. pp. 1337-1345.

[24] Ebrahim M. Al – Kawari. "Pinch technology : A efficient tool for chemical-plant energy and capital-cost saving." Applied Energy., vol. 65, 2000. pp. 45-49.

[25] Minnich T. M. "Use Process Integration for Plant Modernization." Chemical Engineering., August 2000. pp. 70-76.

[26] Douglas J. M. **Conceptual Design of Chemical Process.** New York : McGraw Hill. 1988.

[27] Townsend D. W. and Linnhoff B. "Designing Total Energy Systems by Systematic Methods." The Chemical Engineer., March 1982. pp. 91-97.

[28] Linnhoff B. and Turner J. A. "Heat-Recovery Networks : New Insights Yield Big Savings." Chemical Engineering., vol. 2, November 1981. pp. 56-70.

[29] Sinnott R. K. **Coulson & Richardson's Chemical Engineering Volume 6.** New York: Pergamon Press.

[30] Seider W.D. and Colmenares T. R. "Heat and Power Integration of Chemical Processes." AIChE Journal., vol. 33, no. 6, 1987. pp. 898-915.

[31] Townsend D. W. and Linnhoff B. "Heat and Power Networks in Process Design Part I : Criteria for Placement of Heat Engines and Heat Pumps in Process Networks." AIChE Journal., vol. 29, no. 5, September 1983. pp. 742-747.

[32] Townsend D. W. and Linnhoff B. "Heat and Power Networks in Process Design Part II : Design Procedure for Equipment Selection and Process Matching." AIChE Journal., vol. 29, no. 5, September 1983. pp. 757-770.

[33] Linnhoff B. and Dunford H. "Heat Integration of Distillation Columns into Overall Processes." Chemical Engineering Science., vol. 38, no. 8. 1983. pp. 1175-1188.

[34] Linnhoff B. "Pinch Technology for the Synthesis of Optimal Heat and Power Systems." Journal of Energy Resources Technology., vol. 111. September 1989. pp. 137-147.

[35] Mare'chal F. and Kalitventzeff B. "Energy Integration of Industrial Sites : Tools, Methodology and Application." Applied Thermal Engineering., vol. 18, 1998. pp. 921-933.

[36] Linnhoff B. and Hindmarsh E. "The Pinch Design Method for Heat Exchanger Networks." Chemical Engineering Science., vol. 38, no. 5, 1983. pp. 745-763.

[37] Linnhoff B., Mason D. R. and Wardle I. "Understanding Heat Exchanger Networks." Computers & Chemical Engineering., vol. 3, 1979. pp. 295-302.

[38] Naess L. and Gundersen T. "The Synthesis of Cost Optimal Heat Exchanger Networks." Computers & Chemical Engineering., vol. 12, no. 6. 1988. pp. 503-530.

[39] Linnhoff B. and Tjoe T. N. "Using Pinch Technology for Process Retrofit." Chemical Engineering., April 1986. pp. 47-60.

[40] Umeda T., Niida K. and Shiroko K. "A Thermodynamic Approach to Heat Integration in Distillation Systems." AIChE Journal., vol. 25, no. 3. May 1979. pp. 423-429.

[41]Seider W. D., Seader J. D. and Lewin D. R. **Process Design Principles.** John Wiley & Son, Inc. 1999.

[42] Smith R. and Linnhoff B. "The Design of Separators in The Context of Overall Processes." Chem Eng Res Des., vol. 66. May 1988. pp. 195-227.

[43] Boland D. and Hindmarsh E. "Heat Exchanger Network Improvements." Chemical Engineering Progress. July 1984.

[44] วิวัฒน์ ตัณฑะพานิชกุล, สุวิช พึ่งเจริญ และ มีชัย เรามานะชัย. **คู่มือประหยัดพลังงาน.** จุลสารสมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น). 2524.

[45] Thumann A. and Mehta D. P. **Handbook of Energy Engineering.** 3rd Ed. The Fairmont Press Inc. 1995. pp. 125-128.

[46] วัชระ มั่งวิทิตกุล. **กระบวนการและเทคนิค การลดค่าใช้จ่ายพลังงาน. ครั้งที่ 1.** กรุงเทพฯ: บริษัท อินเตอร์พริ้นติ้ง แอนด์ พับลิชชิ่ง จำกัด. 2544

[47] Taplin H. **Boiler Plant and Distribution System Optimization Manual.** The Fairmont Press, Inc. 1991.

[48] Zhu F. X. and Vaideeswaran L. "Recent Research Development of Process Integration in Analysis and Optimisation of Energy Systems." Applied Thermal Engineering., vol. 20, 2000. pp. 1381-1392.

[49] ภูริสา ดิฐกมล และ รดีบูรณ์ ชินสุทธิ. 2543. กรณีศึกษาการตรวจสอบพลังงานที่โรงไฟฟ้าพลังน้ำเขื่อนเขาแหลม. ปริญญานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต. สาขาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

[50] บรรยงวุฒิ จุลละโพธิ. "การวิเคราะห์พลังงานของโรงสีข้าวนึ่ง." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์. 2539 .

[51] Thompson Edward V. and Ceckler William II. **Introduction to Chemical Engineering.** Singapore: McGraw-Hill Inc. 1978.

[52] Moran M. J. Availability Analysis : A Guide to Efficient Energy Use. New York: McGraw-Hill. 1982.

[53] บริษัท ไทยสตีมเซอร์วิส แอนด์ ซัพพลาย จำกัด. "คู่มือการใช้หม้อต้มน้ำมันร้อนอย่างมีประสิทธิภาพ."

[54] Martyn S. R. and Martin G.S. **Chemical Engineering Design Project.** 2 nd Ed. Singapore: Gordon and Breach Science Publishers. 1998.

[55] บริษัท เอ็นเนอร์ คอนซัลแตนท์ จำกัด. "เอกสารประกอบการฝึกอบรม หลักสูตรการจัดการพลังงานความร้อน." กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน, กระทรวงวิทยาศาสตร์ เทคโนโลยีและสิ่งแวดล้อม.

[56] โยชิฮิโกะ ทาคามูระ. **เทคนิคการประหยัดพลังงานความร้อนในอุตสาหกรรม. ครั้งที่ 1.** สำนักพิมพ์สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น). 2543.

[57] สมเกียรติ บุญณสะ. **เทคโนโลยีโรงไฟฟ้า (Power Plant Technology).** กรุงเทพฯ: โรงพิมพ์พิทักษ์อักษร. 2543.

[58] Welty J. R., Wicks C.E. and Wilson R. E. **Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer**. 3rd Ed. U.S.A.: John Wiley & Sons, Inc.

[59] Coulson J.M., Richardson J.F., Backhurst J.R. and Harker J.H. **Coulson & Richardson's Chemical Engineering – vol. 1, Fluid Flow, Heat transfer and Mass transfer** 6 th Ed. Singapore: Butterworth-Heinemann. 1999.

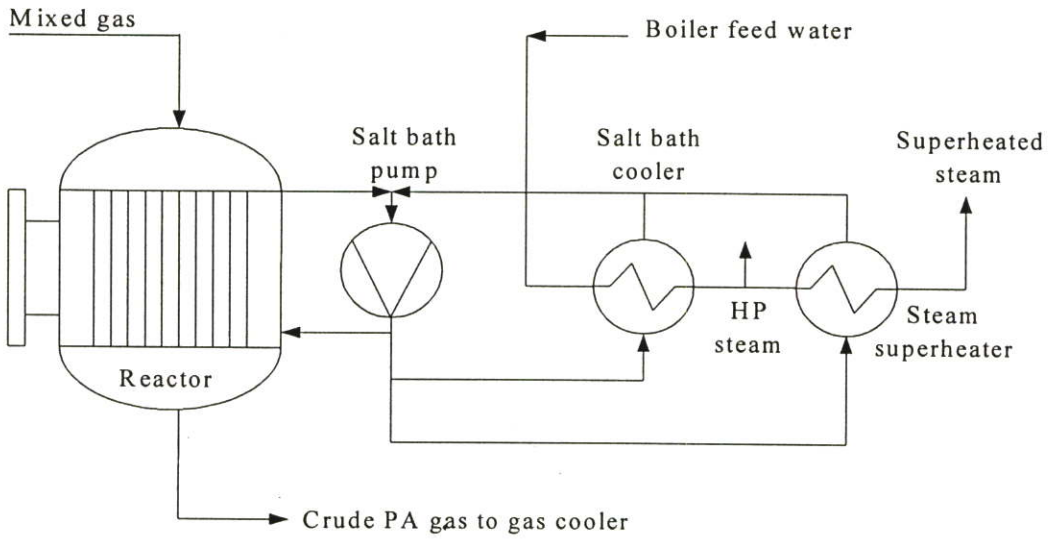
[60] พิเชษฐ์ ดำรงเลาหพันธ์. "การอบแห้งอาหารเหลวโดยเทคนิคสเปาท์เตดเบด." วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมอาหาร บัณฑิตวิทยาลัย, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. 2536.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก

การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของอุปกรณ์ที่สำคัญ

ก.1 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์



รูปที่ ก.1 ระบบปริมาตรควบคุมของเครื่องปฏิกรณ์

กำหนดให้

C_p = ความจุความร้อนจำเพาะของสารต่างๆ ในเครื่องปฏิกรณ์

m = จำนวนโมลของสารต่าง ๆ ในเครื่องปฏิกรณ์

m_1 = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อนหม้อไอน้ำเข้าอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์

m_2 = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวดที่ความดัน 21 บาร์ อุณหภูมิ 340 องศาเซลเซียส

m_3 = อัตราการไหลโดยมวลของก๊าซผสมที่ออกจากเครื่องปฏิกรณ์เข้าก๊าซคูลเลอร์

Δh_1 = ผลต่างของเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่ความดัน 23 บาร์ อุณหภูมิ 220 องศาเซลเซียส กับเอนทาลปีของน้ำป้อนหม้อไอน้ำที่ความดัน 29 บาร์ อุณหภูมิ 210 องศาเซลเซียส

Δh_2 = ผลต่างของเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวดที่ความดัน 21 บาร์ อุณหภูมิ 340 องศาเซลเซียส กับเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่ความดัน 23 บาร์ อุณหภูมิ 220 องศาเซลเซียส

Δt_{gc} = ผลต่างของอุณหภูมิขาเข้าและขาออกจากก๊าซคูลเลอร์

ΔH_c = ค่าความร้อนของการเผาไหม้ (Heat of combustion)

ΔH_f = ค่าความร้อนของการเกิดสาร (Heat of formation)

ΔH_{fusion} = ค่าความร้อนแฝงของการหลอมเหลว (Heat of fusion)

ΔH_{vap} = ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ (Heat of vaporization)

T_{bp} = อุณหภูมิจุดเดือด

T_{mp} = อุณหภูมิจุดหลอมเหลว

1. การหาความร้อนของปฏิกิริยาจากเครื่องปฏิกรณ์ (Heat of reaction)

ความร้อนของปฏิกิริยาออกซิเดชันของออโทไซลีนเป็นพาทาลิกแอนไฮไดรด์จากเครื่องปฏิกรณ์สามารถคำนวณจากค่าความร้อนของการเกิดสาร และค่าความร้อนของการเผาไหม้ขององค์ประกอบที่เกิดปฏิกิริยา คือ

$$C_8H_{10}(l) + 3O_2 \longrightarrow C_8H_4O_3(g) + 3H_2O(g)$$

ก.1.1 Heat of formation ของออโทไซลีน (C_8H_{10} (l))

$$8CO_2(g) + 5H_2O(g) \longrightarrow C_8H_{10}(l) + \frac{21}{2}O_2(g) \quad \text{..... (1)}$$

$$8C(s) + 8O_2(g) \longrightarrow 8CO_2(g) \quad \text{..... (2)}$$

$$5H_2(g) + \frac{5}{2}O_2(g) \longrightarrow 5H_2O(g) \quad \text{.....(3)}$$

$$8C(s) + 5H_2(g) \longrightarrow C_8H_{10}(l) \text{ ที่ } 25\,^{\circ}C \quad \text{.....(4)}$$

ปฏิกิริยาของสมการที่ 4 จะเท่ากับผลรวมของปฏิกิริยาของสมการที่ 1-3 และการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของสมการที่ 4 จะเท่ากับ ค่าความร้อนของการเกิดสาร และค่าความร้อนของการเผาไหม้ขององค์ประกอบที่เกิดปฏิกิริยาของสมการที่ 4 โดย

$$\Delta H_f(C_8H_{10}) = -\Delta H_c(C_8H_{10}) + 8\Delta H_f(CO_2) + 5\Delta H_f(H_2O)$$

$$= -(-1{,}091.7) + 8(-94.05) + 5(-68.32)$$

$$= 1{,}091.7 - 752.4 - 341.6$$

$$= -2.3 \text{ kcal/mol}$$

ก.1.2 Heat of formation ของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ ($C_8H_4O_3$ (g))

ก.1.2.1. $$8CO_2(g) + 2H_2O(g) + \frac{3}{2}O_2(g) \longrightarrow C_8H_4O_3(g) + 9O_2 \quad \text{.. (5)}$$

$$8C(s) + 8O_2(g) \longrightarrow 8CO_2(g) \quad \text{..... (6)}$$

$$2H_2(g) + O_2(g) \longrightarrow 2H_2O(g) \quad \text{.....(7)}$$

$$8C(s) + 2H_2(g) + \frac{3}{2}O_2(g) \longrightarrow C_8H_4O_3(g) \text{ ที่ } 25\,^{\circ}C \quad \text{...(8)}$$

ปฏิกิริยาของสมการที่ 8 จะเท่ากับผลรวมของปฏิกิริยาของสมการที่ 5-7 และการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของสมการที่ 8 จะเท่ากับค่าความร้อนของการเกิดสารขององค์ประกอบที่เกิดปฏิกิริยาของสมการที่ 8 โดย

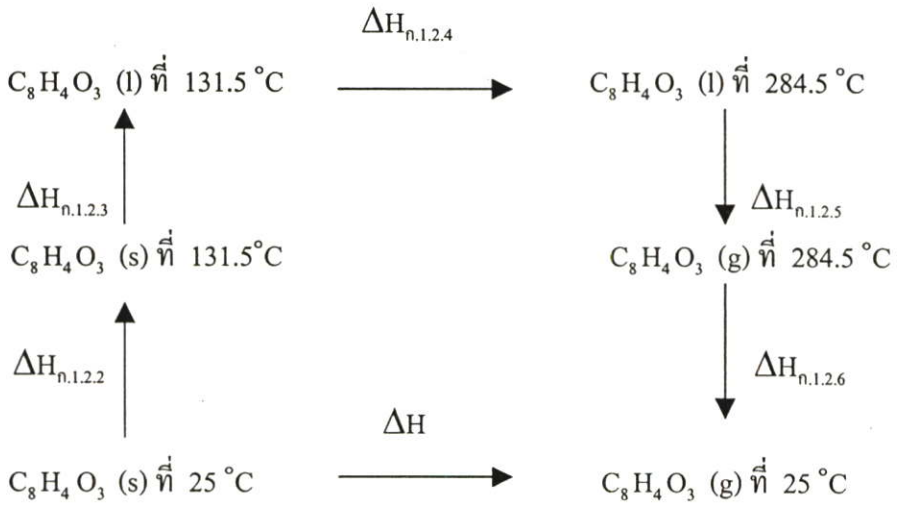
$$\Delta H_f (C_8H_4O_3\ (g)) = -\Delta H_c (C_8H_4O_3) + 8\Delta H_f (CO_2) + 2\Delta H_f (H_2O)$$

$$= -(-783.4) + 8\,(-94.05) + 2\,(-68.32)$$

$$= 783.4 - 752.4 - 136.64$$

$$= -105.64 \text{ kcal/mol}$$

Heat of formation ของสมการการเกิดพาทาลิกแอนไฮไดรด์จะต้องพิจารณาที่สภาวะมาตรฐาน (อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส ความดัน 1 บรรยากาศ) ในสภาวะวัฏภาคก๊าซ พิจารณาจากแผนผังแสดงการหา Heat of formation ของสมการการเกิดพาทาลิกแอนไฮไดรด์ ดังแสดงในรูปที่ ก.2



รูปที่ ก.2 แผนผังแสดงการหา Heat of formation ของการเกิดพาทาลิกแอนไฮไดรด์

$$\therefore \Delta H = \Delta H_{ก.1.2.2} + \Delta H_{ก.1.2.3} + \Delta H_{ก.1.2.4} + \Delta H_{ก.1.2.5} + \Delta H_{ก.1.2.6}$$

ก.1.2.2. $C_8H_4O_3$ (s) ที่ 25 °C ⟶ $C_8H_4O_3$ (s) ที่ 131.5 °C

$$\Delta H_{298 \longrightarrow 404.5\,K} = \int_{298}^{404.5} C_p\,dT$$

$$= C_p\,\Delta T$$

$$C_p (C_8H_4O_3) = 35.6 \text{ cal/mol-°C}$$

ΔT = 404.5 - 298

= 106.5 °C

$\Delta H = \frac{35.6 \times 106.5}{1,000}$

= 3.79 kcal/mol

ก.1.2.3 $C_8H_4O_3$ (s) ที่ 131.5 °C ⟶ $C_8H_4O_3$ (l) ที่ 131.5 °C

ΔH_{fusion} = 10 × T_{mp}

= 10 × (273 + 131.5)

= 4045 cal/mol

= 4.04 kcal/mol

ก.1.2.4 $C_8H_4O_3$ (l) ที่ 131.5 °C ⟶ $C_8H_4O_3$ (l) ที่ 284.5 °C

$\Delta H_{404.5 \longrightarrow 557.5\ K} = \int_{404.5}^{557.5} C_p dT$

= $C_p \Delta T$

C_p (l) $C_8H_4O_3$ = 57.6 cal/mol-°C

ΔT = 153 °C

$\Delta H = \frac{57.6 \times 153}{1,000}$

= 8.81 kcal/mol

ก.1.2.5 $C_8H_4O_3$ (l) ที่ 284.5 °C ⟶ $C_8H_4O_3$ (g) ที่ 284.5 °C

ΔH_{vap} = 21 × T_{bp}

= 21 × (273 + 284.5)

= 11,707.5 cal/mol

= 11.71 kcal/mol

ก.1.2.6 $C_8H_4O_3$ (g) ที่ 284.5 °C ⟶ $C_8H_4O_3$ (g) ที่ 25 °C

$\Delta H_{557.5 \longrightarrow 298\ K} = \int_{557.5}^{298} C_P dT$

= $C_p \Delta T$

เมื่อ C_p (g) $C_8H_4O_3$ = 54.76 cal/mol-°C

ΔT = -259.5 °C

ΔH = 54.76 × (-259.5)

= -14,210.22 cal/mol

$= \quad -14.21 \quad kcal/mol$

จากสมการ ก.1.2.1 - ก.1.2.6 จะได้

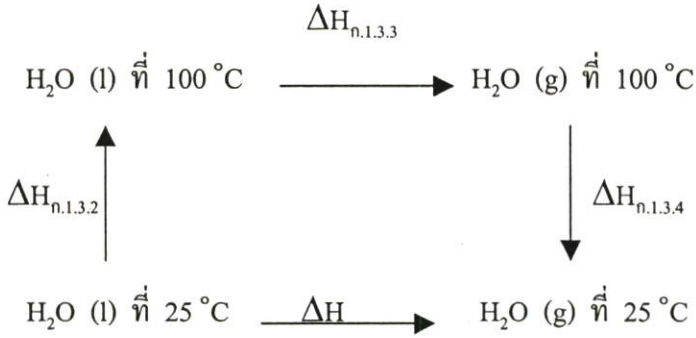
$$8C + 2H_2 + \frac{3}{2}O_2 \longrightarrow C_8H_4O_3 \text{ (g) ที่ } 25\,^{\circ}C$$

$$\therefore \Delta H_f\, C_8H_4O_3 \text{ (g) ที่ } 25\,^{\circ}C = \Delta H_{ก.1.2.1} + \Delta H_{ก.1.2.2} + \Delta H_{ก.1.2.3} + \Delta H_{ก.1.2.4} + \Delta H_{ก.1.2.5} + \Delta H_{ก.1.2.6}$$

$$= -105.64 + 3.79 + 4.04 + 8.81 + 11.71 - 14.21$$

$$= -91.50 \quad kcal/mol$$

Heat of formation ของสมการการเกิดน้ำจะพิจารณาที่สภาวะมาตรฐาน ในสภาวะวัฏภาคก๊าซ พิจารณาจากแผนผังแสดงการหา Heat of formation ของสมการการเกิดน้ำ ดังแสดงในรูปที่ ก.3



รูปที่ ก.3 แผนผังแสดงการหา Heat of formation ของสมการการเกิดน้ำ

$$\therefore \Delta H = \Delta H_{ก.1.3.2} + \Delta H_{ก.1.3.3} + \Delta H_{ก.1.3.4}$$

ก.1.3 หา Heat of formation ของน้ำ (H_2O (g))

ก.1.3.1 $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \longrightarrow H_2O$ (l) ที่ $25\,^{\circ}C$

$\Delta H_f\, H_2O$ (l) $= \quad -68.32 \quad kcal/mol$

ก.1.3.2 H_2O (l) ที่ $25\,^{\circ}C \longrightarrow H_2O$ (l) ที่ $100\,^{\circ}C$

$$\Delta H_{298 \longrightarrow 373\,K} = \int_{298}^{373} C_p\, dT$$

$$= C_p\, \Delta T$$

เมื่อ C_p ของ H_2O (l) $= 18 \text{ cal/mol} - {}^{\circ}C$

$\Delta T = 75\,^{\circ}C$

$\Delta H = 18 \times 75$

$= 1350 \quad cal/mol$

$$= \quad 1.35 \text{ kcal/mol}$$

ก.1.3.3 H_2O (l) ที่ 100 °C $\longrightarrow$ H_2O (g) ที่ 100 °C

$$\Delta H_{vap} = 9.71 \text{ kcal/mol}$$

ก.1.3.4 H_2O (g) ที่ 100 °C $\longrightarrow$ H_2O (g) ที่ 25 °C

$$\Delta H_{373 \longrightarrow 298\,K} = \int_{373}^{298} C_P \, dT$$

$$= \int_{373}^{298} \left[7.7 + (0.046 \times 10^{-2} T) + (0.252 \times 10^{-5} T^2) + (-0.859 \times 10^{-9} T^3) \right] dT$$

$$= (7.7 \times 75) - \left[\left(\frac{0.046 \times 10^{-2}}{2} \right) \times (298^2 - 373^2) \right] - \left[\left(\frac{0.252 \times 10^{-5}}{3} \right) (298^3 - 373^3) \right]$$

$$+ \left[\left(\frac{-0.859 \times 10^{-9}}{4} \right) \times (298^4 - 373^4) \right]$$

$$= \text{-607.97 cal/mol}$$

$$= \text{-0.61 kcal/mol}$$

จากสมการ ก.1.3.1 - ก.1.3.4 จะได้

$$H_2 + \frac{1}{2} O_2 \longrightarrow H_2O \text{ (g) ที่ 25 °C}$$

$$\Delta H_f \, H_2O \text{ (g)} = \Delta H_{ก.1.3.1} + \Delta H_{ก.1.3.2} + \Delta H_{ก.1.3.3} + \Delta H_{ก.1.3.4}$$

$$= \text{-68.32 + 1.35 + 9.71 - 0.61}$$

$$= \text{-57.87 kcal/mol}$$

เมื่อป้อนออโทไซลีน 4.18 โมล และออกซิเจน 20.06 โมล จะเกิดปฏิกิริยาที่เครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 และ 2 โดยมีองค์ประกอบของสารดังตารางที่ ก.1

ตารางที่ ก.1 องค์ประกอบของสารที่เกิดจากการทำปฏิกิริยาที่เครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 และ 2 (Basis สารป้อนออโทไซลีน 4.18 โมล และออกซิเจน 20.06 โมลจากค่าการออกแบบของโรงงาน)

	สารขาเข้า		สารขาออก	
	ส่วนประกอบ	โมล	ส่วนประกอบ	โมล
o-xylene	-	4.18	-	-
O_2	21 %	20.06	17.57 %	17.57
N_2	79 %	75.44	75.44 %	75.44

ตารางที่ ก.1 (ต่อ)

PA	-	-	-	4.73
CO_2	-	-	-	2.30
H_2O	-	-	-	12.53

จากตารางที่ ก.1 ถ้าให้ออโทไซลีนเป็นสารกำหนดปฏิกิริยา (Limiting agent) 1 โมล จะเกิดองค์ประกอบของสารที่เกิดจากการทำปฏิกิริยาที่เครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 และ 2 ดังตารางที่ ก.2

ตารางที่ ก.2 องค์ประกอบของสารที่เกิดจากการทำปฏิกิริยาที่เครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 และ 2 (Basis ออโทไซลีนเป็นสารกำหนดปฏิกิริยา 1 โมล)

	สารขาเข้า		สารขาออก	
	ส่วนประกอบ	โมล	ส่วนประกอบ	โมล
o – xylene	-	1	-	-
O_2	21 %	4.80	17.57 %	4.20
N_2	79 %	18.05	75.44 %	18.05
PA	-	-	-	1.13
CO_2	-	-	-	0.55
H_2O	-	-	-	3

ตารางที่ ก.3 แสดงสมดุลมวลสารของปฏิกิริยาออกซิเดชันของออโทไซลีน: Basis ออโทไซลีนเป็นสารกำหนดปฏิกิริยา 1 โมล

ตารางที่ ก.3 สมดุลมวลสารของปฏิกิริยาออกซิเดชันของออโทไซลีนเป็นพาทาลิกแอนไฮไดรด์

สาร	สารขาเข้า					สารขาออก			
	ΔH_f kcal/mol	m (mol)	$m \times \Delta H_f$ kcal	C_p kcal/mol -°C	$m \times C_p$ kcal/°C	m (mol)	$m \times \Delta H_f$ kcal	C_p kcal/mol-°C	$m \times C_p$ kcal/°C
o – xylene	-2.3	1	-2.3	0.0654	0.0654	-	-	-	-
O_2	0	4.80	0	0.0071	0.0341	4.20	0	0.00737	0.0309
N_2	0	18.05	0	0.0070	0.1263	18.05	0	0.00707	0.1276
PA	-91.50	-	-	-	-	1.13	-103.39	0.05476	0.0619
CO_2	-94.05	-	-	-	-	0.55	-51.73	0.01035	0.0057
H_2O	-57.87	-	-	-	-	3	-173.61	0.00838	0.0251
			-2.3	0.0654 (145 – 30)			-328.73	0.2512 (370 –30)	0.2512
				= 7.521				= 85.41	
				0.1604 (165 – 30)					
				= 21.654					
		รวม	-2.3	= +29.18		รวม	-328.73	+85.41	
				+26.88 kcal				-243.32 kcal	

หมายเหตุ : ออโทไซลีนถูกเพิ่มอุณหภูมิจาก 30 เป็น 145 องศาเซลเซียส สำหรับอากาศเพิ่มอุณหภูมิจาก 30 เป็น 165 องศาเซลเซียสก่อนเข้าทำปฏิกิริยาในเครื่องปฏิกรณ์

จากตารางที่ ก.3 ความร้อนของปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นในเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ สตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์ และความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสี (ΔH_{rec}) เท่ากับผลต่างของผลรวมของความร้อนที่เกิดจากผลิตภัณฑ์ของเครื่องปฏิกรณ์ (H_{output}) กับผลรวมของความร้อนที่เกิดจากสารตั้งต้นของเครื่องปฏิกรณ์ (H_{input})

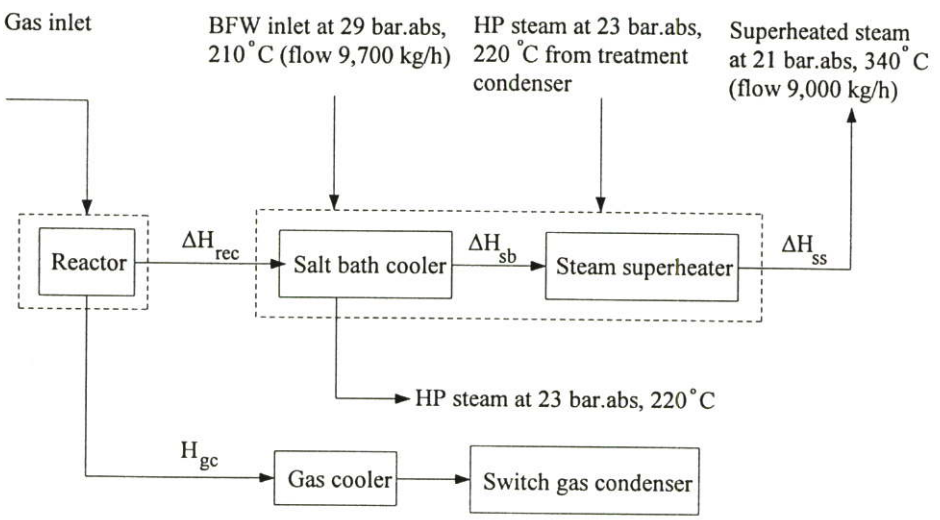
$\Delta H_{rec} = H_{output} - H_{input}$

$= -243.32 - 26.88$

$= -270.20$ kcal/mol o – xylene

ดังนั้นความร้อนของปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นในเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ สตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์ และความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสีเท่ากับ 270.20 กิโลแคลอรีต่อ 1 โมลของออโทไซลีนที่ทำปฏิกิริยา

พิจารณาจากระบบปริมาตรควบคุมของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 ที่แสดงในรูปที่ ก. 4 เมื่อกระบวนการผลิตป้อนออโทไซลีน 2,160 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ดังนั้นความร้อนของปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นในเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ สตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์ และความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสีในเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ (ΔH_{rec}) จะเท่ากับ 23.01 กิกะแคลอรีต่อชั่วโมง



รูปที่ ก.4 ระบบปริมาตรควบคุมของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1

$$\Delta H_{rec} = \frac{-270.20\,\text{kcal}}{\text{mol o}-\text{xylene}} \times \frac{1\,\text{mol o}-\text{xylene}}{0.106\,\text{kg o}-\text{xylene}} \times \frac{2{,}160\,\text{kg o}-\text{xylene}}{\text{h}}$$

$= -5{,}505{,}962.26$ kcal/h

$= -23.01$ GJ/h

ความร้อนของปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นในเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 1 ที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ สตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์ และมีความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสี และก๊าซคูลเลอร์ แสดงตามความสัมพันธ์ดังนี้

$\Delta H_{reaction} = \Delta H_{rec} + H_{gc} = H_{sb} + H_{ss} + H_{rl} + H_{gc}$

$\Delta H_{reaction}$ = ความร้อนจากเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ สตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์ ความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อน และการแผ่รังสีและก๊าซคูลเลอร์

H_{gc} = ความร้อนจากเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังก๊าซคูลเลอร์

H_{sb} = ความร้อนจากเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์

H_{ss} = ความร้อนจากเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังสตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์

H_{rl} = ความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสี

$H_{sb} = m_1 \Delta h_1$

เมื่อ m_1 = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อนหม้อไอน้ำเข้าอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์

= 9,700 kg/h

Δh_1 = ผลต่างของเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่ความดัน 23 บาร์ อุณหภูมิ 220 องศาเซลเซียส กับเอนทาลปีของน้ำป้อนหม้อไอน้ำที่ความดัน 29 บาร์ อุณหภูมิ 210 องศาเซลเซียส

= h (23 bar.abs 220°C) - h (29 bar.abs 210 °C)

= 2,800 – 897.7 kJ/kg

= 1,902.3 kJ/kg

ดังนั้น H_{sb} = 9,700 ×1902.3

= 18,452,310 kJ/h

= 18.45 GJ/h

$H_{ss} = m_2 \Delta h_2$

เมื่อ m_2 = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวดที่ความดัน 21 บาร์ อุณหภูมิ 340 องศาเซลเซียส

= 9,000 kg/h

Δh_2 = ผลต่างของเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวดที่ความดัน 21 บาร์ อุณหภูมิ 340 องศาเซลเซียสกับเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่ความดัน 23 บาร์ อุณหภูมิ 220 องศาเซลเซียส

= h (21 bar.abs 340°C) - h (23 bar.abs 220°C)

= 3,114 – 2,800

= 314 kJ/kg

ดังนั้น H_{ss} = 9,000 × 314

= 2,826,000 kJ/h

= 2.83 GJ/h

H_{gc} = $m_3 C_p \Delta t_{gc}$

เมื่อ m_3 = อัตราการไหลโดยมวลของก๊าซผสมที่ออกจากเครื่องปฏิกรณ์เข้าก๊าซคูลเลอร์

= 48,592.268 kg/h

C_p = ความจุความร้อนจำเพาะของสารที่ออกจากก๊าซคูลเลอร์

= 1.128 kJ/kg-K

Δt_{gc} = ผลต่างของอุณหภูมิของสารที่เข้าและออกจากก๊าซคูลเลอร์

= 370 – 165 °C

H_{gc} = 48,592.268 × 1.128 × (370 - 165)

= 11,236,476.05 kJ/h

= 11.24 GJ/h

H_{rl} = $\Delta H_{rec} - H_{sb} - H_{ss}$

= $23.01 \times 10^6 - 18.45 \times 10^6 - 2.83 \times 10^6$

= 1.73 GJ/h

$\Delta H_{reaction}$ = $H_{sb} + H_{ss} + H_{gc} + H_{rl}$

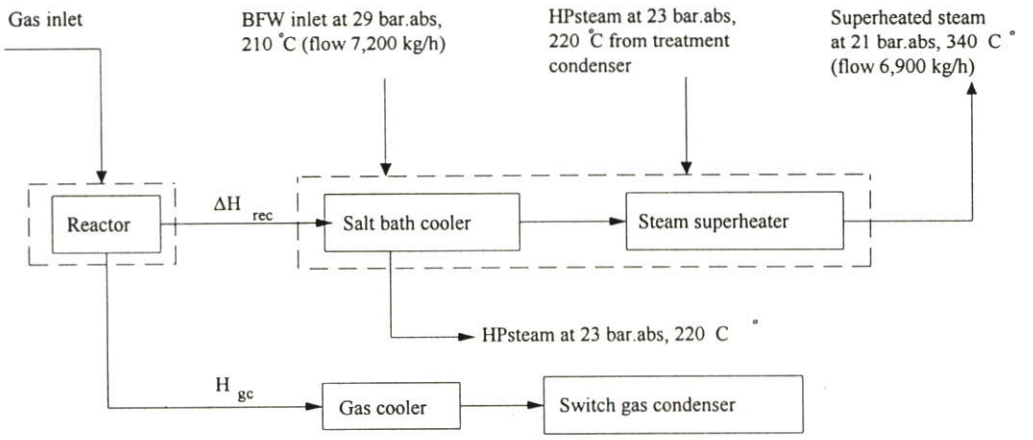
= $18.45 \times 10^6 + 2.83 \times 10^6 + 11.24 \times 10^6 + 1.73 \times 10^6$

= 34.25 GJ/h

สรุป

- ความร้อนที่ถ่ายเทจากเครื่องปฏิกรณ์ไปยังอุปกรณ์ต่างๆ = 34.25 GJ/h = 100.00 %
- ความร้อนที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคลูเลอร์ = 18.45 GJ/h = 53.87 %
- ความร้อนที่ถ่ายเทไปยังสตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์ = 2.83 GJ/h = 8.26 %
- ความร้อนที่ถ่ายเทไปยังก๊าซคลูเลอร์ = 11.24 GJ/h = 32.82 %
- ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสี = 1.73 GJ/h = 5.05 %

พิจารณาจากระบบปริมาตรควบคุมของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 2 ที่แสดงในรูปที่ ก. 5 เมื่อกระบวนการผลิตป้อนออโทไซลีน 1,554.48 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ดังนั้นความร้อนของปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นในเครื่องปฏิกรณ์ที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ สตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์และความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสีในเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 2 จะเท่ากับ 16.56 กิกะแคลอรีต่อชั่วโมง



รูปที่ ก.5 ระบบปริมาตรควบคุมของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 2

$$\Delta H_{rec} = \frac{-270.20 \text{ kcal}}{\text{mol o} - \text{xylene}} \times \frac{1 \text{ mol o} - \text{xylene}}{0.106 \text{ kg o} - \text{xylene}} \times \frac{1{,}554.48 \text{ kg o} - \text{xylene}}{\text{h}}$$

$$= -3{,}962{,}457.51 \text{ kcal/h}$$

$$= -16.56 \text{ GJ/h}$$

ความร้อนของปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นในเครื่องปฏิกรณ์เครื่องที่ 2 ที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์ สตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์และมีความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อนและการแผ่รังสีและก๊าซคูลเลอร์ แสดงตามความสัมพันธ์ดังนี้

$$\Delta H_{reaction} = \Delta H_{rec} + H_{gc} = H_{sb} + H_{ss} + H_{rl} + H_{gc}$$

$H_{sb} = m_l \Delta h_l$

เมื่อ m_l = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อนหม้อไอน้ำเข้าอุปกรณ์ซอลท์บาทคูลเลอร์

= 7,200 kg/h

Δh_l = ผลต่างของเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่ความดัน 23 บาร์ อุณหภูมิ 220 องศาเซลเซียสกับเอนทาลปีของน้ำป้อนหม้อไอน้ำที่ความดัน 29 บาร์ อุณหภูมิ 210 องศาเซลเซียส

= h (23 bar.abs, 220°C) - h (29 bar.abs, 210 °C)

= 2,800 – 897.7 kJ/kg

= 1,902.3 kJ/kg

ดังนั้น H_{sb} = 7,200 ×1902.3

= 13,696,560 kJ/h

= 13.70 GJ/h

H_{ss} = $m_2 \Delta h_2$

เมื่อ m_2 = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวดที่ความดัน 21 บาร์ อุณหภูมิ 340 องศาเซลเซียส

= 6,900 kg/h

Δh_2 = ผลต่างของเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวยิ่งยวดที่ความดัน 21 บาร์ อุณหภูมิ 340 องศาเซลเซียสกับเอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่ความดัน 23 บาร์ อุณหภูมิ 220 องศาเซลเซียส

= h (21 bar.abs, 340°C) - h (23 bar.abs, 220°C)

= 3,114 – 2,800

= 314 kJ/kg

ดังนั้น H_{ss} = 6,900 × 314

= 2,166,600 kJ/h

= 2.17 GJ/h

H_{gc} = $m_3 C_p \Delta t_{gc}$

เมื่อ m_3 = อัตราการไหลโดยมวลของสารที่ออกจากก๊าซคูลเลอร์

= 36,039.741 kg/h

C_p = ความจุความร้อนจำเพาะของสารที่ออกจากก๊าซคูลเลอร์

= 1.128 kJ/kg-K

Δt_{gc} = ผลต่างของอุณหภูมิของสารที่เข้าและออกจากก๊าซคูลเลอร์

= 370 – 165 °C

H_{gc} = 36,039.741 × 1.128 × (370 - 165)

= 8,333,829.71 kJ/h

= 8.33 GJ/h

H_{rl} = $\Delta H_{rec} - H_{sb} - H_{ss}$

= $16.56 \times 10^6 - 13.70 \times 10^6 - 2.17 \times 10^6$

= 0.69 GJ/h

$\Delta H_{reaction}$ = $H_{sb} + H_{ss} + H_{gc} + H_{rl}$

= $13.70 \times 10^6 + 2.17 \times 10^6 + 8.33 \times 10^6 + 0.69 \times 10^6$

= 24.89 GJ/h

สรุป

- ความร้อนที่ถ่ายเทจากเครื่องปฏิกรณ์ไปยังอุปกรณ์ต่างๆ = 24.89 GJ/h = 100.00 %
- ความร้อนที่ถ่ายเทไปยังอุปกรณ์ซอลท์บาทคลูเลอร์ = 13.70 GJ/h = 55.04 %
- ความร้อนที่ถ่ายเทไปยังสตีมซุปเปอร์ฮีทเตอร์ = 2.17 GJ/h = 8.72 %
- ความร้อนที่ถ่ายเทไปยังก๊าซคูลเลอร์ = 8.33 GJ/h = 33.47 %
- ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการพาความร้อน และการแผ่รังสี = 0.69 GJ/h = 2.77 %

ก.2 การวิเคราะห์พลังงานและอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำ

การวิเคราะห์พลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

ก.2.1 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (Q_1) : kJ/kg

$$Q_1 = HHV$$

โดยที่

HHV = ค่าความร้อนขั้นสูงของน้ำมันเตาเกรดเอ

= 42,724 kJ/kg

Q_1 = 42,724 kJ/kg

ก.2.2 พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบหม้อไอน้ำ (W) : kJ/kg

$$W = \frac{kW_{act} \times f \times 3,600}{m_f}$$

โดยที่

kW_{act} = พลังงานไฟฟ้าที่ใช้จริงในระบบ

= 31.34 kW

f = ตัวประกอบกำลัง

= 0.8

m_f = อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง

= 70.20 kg/h

$$W = \frac{31.34 \times 0.8 \times 3,600}{70.2}$$

= 1,285.74 kJ/kg

ก.2.3 พลังงานของน้ำป้อน (Q_2) : kJ/kg

$$Q_2 = \frac{m_w}{m_f} \times (h_1 - h_0)$$

โดยที่

m_w = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อน

= 1,462.83 kg/h

m_f = อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง

= 70.20 kg/h

h_1 = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำป้อนที่เข้าสู่หม้อไอน้ำที่ 74°C

= 309.7 kJ/kg

h_O = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำป้อนที่สภาวะ Dead state

= 125.7 kJ/kg

$$Q_2 = \frac{1{,}462.83 \times (309.7 - 125.7)}{70.20}$$

= 3,834.20 kJ/kg

ก.2.4 พลังงานของไอน้ำอิ่มตัว (Q_3) : kJ/kg

$$Q_3 = \frac{m_s}{m_f} \times \left(h_2 - h_0\right)$$

โดยที่

m_s = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำอิ่มตัว

= 1,005.30 kg/h

h_2 = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำอิ่มตัวที่ 6 บาร์

= 2,755.41 kJ/kg

$$Q_3 = \frac{1{,}005.30 \times (2{,}755.41 - 125.7)}{70.20}$$

= 37,658.80 kJ/kg

ก.2.5 พลังงานสูญเสียไปกับไอเสียแห้ง (Q_4) : kJ/kg

$$Q_4 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$$

โดยที่

W_g = น้ำหนักจริงของไอเสียแห้ง (kg)

C_{pg} = ความร้อนจำเพาะของไอเสียแห้ง (kJ/kg-K)

T_g = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของไอเสีย (K)

T_{amb} = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อม (K)

ก.2.5.1 อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้ทางทฤษฎี

องค์ประกอบของไอเสียจากการวิเคราะห์ (% โดยปริมาตร)

CO_2 = 6.75

O_2 = 11.52

N_2 = 81.73

CO และ SO_2 น้อยมากจึงไม่นำมาคิด

องค์ประกอบของเชื้อเพลิง (% โดยน้ำหนัก)

C = 86.5

H = 12.0

S = 1.5

ในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม จะประกอบด้วยคาร์บอน 0.865 กิโลกรัม ไฮโดรเจน 0.12 กิโลกรัม และซัลเฟอร์ 0.015 กิโลกรัม

คาร์บอนทำปฏิกิริยากับออกซิเจน ดังนี้

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2$$

ไฮโดรเจนทำปฏิกิริยากับออกซิเจน ดังนี้

$$2H_2 + O_2 \longrightarrow 2H_2O$$

และซัลเฟอร์ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน ดังนี้

$$S + O_2 \longrightarrow SO_2$$

จากทฤษฎีการเผาไหม้พื้นฐาน

คาร์บอน 1 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน = 32/12 = 2.667 kg

คาร์บอน 0.865 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน

= 2.667 × 0.865

= 2.307 kg

ไฮโดรเจน 1 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน

= 32/4

= 8 kg

ไฮโดรเจน 0.12 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน

= 8 × 0.12

= 0.96 kg

ซัลเฟอร์ 1 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน = 1 kg

ซัลเฟอร์ 0.015 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน = 0.015 kg

∴ ออกซิเจนที่ใช้ในการเผาไหม้ = 2.307 + 0.96 + 0.015

= 3.282 kg

เนื่องจากอากาศมีออกซิเจนอยู่ 23.2 % โดยน้ำหนัก

$$\therefore \text{ อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้} = \frac{3.282 \times 100}{23.2} = 14.15 \text{ kg}$$

ดังนั้น อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้ทางทฤษฎี $(AF)_{TH}$

$$= \left(\frac{14.15}{1} \right)$$

= 14.15

ก.2.5.2 อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้จริง $(AF)_{AC}$

ใช้ส่วนประกอบที่ได้จากการวิเคราะห์ไอเสียมาใช้ในการคำนวณโดยการแปลงส่วนประกอบโดยปริมาตรเป็นส่วนประกอบโดยน้ำหนัก ดังนั้น ใน 1 กิโลกรัมของไอเสียแห้ง ประกอบด้วยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ 0.1005 กิโลกรัม ก๊าซออกซิเจน 0.1248 และก๊าซไนโตรเจน 0.7747 กิโลกรัม ดังตารางที่ ก.2.1

ตารางที่ ก.2.1 แสดงการวิเคราะห์ไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

ตารางที่ ก.2.1 การวิเคราะห์ไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

องค์ประกอบไอเสีย	% โดยปริมาตร	น้ำหนักโมเลกุล	%โดยปริมาตร × น้ำหนักโมเลกุล	% โดยน้ำหนัก
CO_2	6.75	44	6.75 × 44 = 297.0	(297/2,954.08) × 100 = 10.05
O_2	11.52	32	11.52 × 32 = 368.64	(368.64/2,954.08) × 100 = 12.48
N_2	81.73	28	81.73 × 28 = 2,288.44	(2,288.44/2,954.08) ×100 = 77.47
รวม	100.00	-	2,954.08	100.00

พิจารณา CO_2

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2$$

แสดงว่า CO_2 0.1005 kg มาจาก C = 0.1005 × (12/44)

= 0.027 kg

จำนวนคาร์บอนที่ใช้ในการเผาไหม้ เท่ากับ 0.027 kg หรือคาร์บอน 0.027 kg เผาไหม้ให้ไอเสีย 1 kg เพราะฉะนั้น ใน 1 kg ของเชื้อเพลิงที่มีคาร์บอนอยู่ 0.865 kg จะเผาไหม้ไอเสีย

= (0.865/0.027)

= 32.04 kg

ดังนั้น 1 kg เชื้อเพลิงจะมีไอเสียแห้ง = 32.04 kg

น้ำหนักไอเสียทั้งหมด

= น้ำหนักไอเสียแห้ง + ไอน้ำจากการเผาไหม้ก๊าซไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง

= 32.04 + ((36/4) × 0.12)

= 33.12 kg

$$(AF)_{AC} = \frac{\text{น้ำหนักของ อากาศ}}{\text{น้ำหนักของ เชื้อเพลิง}}$$

$$= \left(\frac{\text{น้ำหนักของไอเสีย} - \text{น้ำหนักของเชื้อเพลิง}}{\text{น้ำหนักของเชื้อเพลิง}} \right)$$

$$= \left(\frac{33.12-1}{1}\right)$$

$$= 32.11$$

ดังนั้น ปริมาณอากาศส่วนเกิน

$$= \left(\frac{\left((AF)_{AC} - (AF)_{TH}\right)\times 100}{(AF)_{TH}}\right)$$

$$= \left(\frac{(32.12-14.15)\times 100}{14.15}\right)$$

$$= 126.99\ \%$$

ตารางที่ ก.2.2 แสดงการหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ก.2.2 การหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

รายละเอียด	CO_2	O_2	N_2	รวม
1. องค์ประกอบไอเสีย (vol %)	6.75	11.52	81.73	100
2. น้ำหนักโมเลกุล (MW)	44	32	28	
3. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย	297	368.64	2,288.44	2,954.08
4. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย 1 กิโลกรัม (kg of gas/kg dry Flue gas)	0.1005	0.1248	0.7747	1
5. C_{pg} ที่ 452 K (kJ/kg-K)	0.9015	0.9366	1.0458	
6. C_{pg} of Flue gas (kJ/kg-K)	0.0906	0.1169	0.8101	1.0176

จากตารางที่ ก.2.2 C_{pg} ของไอเสีย = 1.0176 kJ/kg -K

$\therefore\ Q_4 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_1)$

$= 32.04 \times 1.0176 \times (452 - 303)$

$= 4,857.98$ kJ/kg

ก.2.6 พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง (Q_5) : kJ/kg

$Q_5 = A \times (S_H + L_H)$

$= 9H \times (S_H + L_H)$

โดยที่

A = ปริมาณน้ำจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง

= 9×0.12

= 1.08 kg

H = น้ำหนักของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม

S_H = ความร้อนสัมผัสของน้ำที่สภาวะบรรยากาศ

= $C_{pv} \times (T_g - T_{amb})$

= $1.898 \times (452 - 303)$

= 282.80 kJ/kg

C_{pv} = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำที่อุณหภูมิของไอเสียที่ 452 K

= 1.898 kJ/kg-K

L_H = ความร้อนแฝงของน้ำที่สภาวะบรรยากาศที่ 30 °C

= 2,430.70 kJ/kg

Q_5 = $1.08 \times (282.80 + 2,430.7)$

= 2,930.58 kJ/kg

ก.2.7 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง (Q_6) : kJ/kg

$$Q_6 = M \times (S_H + L_H)$$

โดยที่

M = ปริมาณของความชื้นในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม

= 0 kg

$\therefore Q_6$ = 0 kJ/kg

ก.2.8 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ (Q_7) : kJ/kg

$$Q_7 = M_w \times C_{pv} \times (T_g - T_{amb}) \times M_a$$

โดยที่

M_w = ปริมาณความชื้นในอากาศ

= 0.0179 kg (จากภาคผนวก ก.2.8.1)

M_a = น้ำหนักจริงของอากาศ

= 32.12 kg

ก.2.8.1 การคำนวณปริมาณความชื้นในอากาศ

$$M_w = \left(\frac{W_w h_{fgw} - C_{pa} (t_d - t_w)}{(h_{gd} - h_{fw})} \right)$$

โดยที่

C_{pa} = ความร้อนจำเพาะของอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ 27.5°C

= 1.012 kJ/kg-K

t_d = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศเท่ากับ 30°C

t_w = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศเท่ากับ 25°C

P_{sw} = ความดันน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก

= 0.03166 bar

P_a = ความดันอากาศที่อุณหภูมิบรรยากาศ

= 1.013 bar

W_w = ความชื้นจำเพาะที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก

$$= \frac{0.622 \times P_{sw}}{(P_a - P_{sw})}$$

$$= \frac{0.622 \times 0.03166}{(1.013 - 0.03166)}$$

= 0.02006

h_{fgw} = ความร้อนแฝงของไอน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกที่ 25 °C

= 2,442.5 kJ/kg

h_{gd} = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งที่ 30 °C

= 2,556.4 kJ/kg

h_{fw} = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกที่ 25 °C

= 104.8 kJ/kg

$$M_w = \left(\frac{0.02006 \times 2442.5 - 1.006(30 - 25)}{(2556.4 - 104.8)} \right)$$

$$= \left(\frac{48.99 - 5.03}{2,451.6} \right)$$

= 0.0179

$\therefore$ Q_7 = $0.0179 \times 1.898 \times (452 - 303) \times 32.12$

= 162.60 kJ/kg

ก.2.9 พลังงานสูญเสียจากผิวของหม้อไอน้ำ (Q_8) : kJ/kg

Q_{AL} = $Q_r + Q_c$

= พลังงานที่สูญเสียเฉลี่ยจากผิวของหม้อไอน้ำ

Q_r = ค่าการสูญเสียความร้อนเนื่องจากการแผ่รังสี

= $\varepsilon\sigma A (T_1^4 - T_2^4)$

โดยที่

ε = Emissivity ของพื้นผิว

= 0.09

σ = Stefan-Boltzmann constant

= 4.92×10^{-8} kcal/h-m^2-K^4

A = พื้นที่ผิวหม้อไอน้ำ

= 49.28 m^2

T_1 = อุณหภูมิสัมบูรณ์เฉลี่ยที่ผิวของหม้อไอน้ำ

= 343.6 K

T_2 = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อม

= 303 K

Q_r = $0.09 \times 4.92 \times 10^{-8} \times 49.28 (343.6^4 - 303^4)$

= $0.09 \times 4.92 \times 10^{-8} \times 49.28 (13.94 \times 10^9 - 8.43 \times 10^9)$

= 1,202.35 kcal/h

= 5,025.82 kJ/h

Q_c = ค่าการสูญเสียความร้อนเนื่องจากการพาความร้อน

= $hA (T_1 - T_2)$

เมื่อ h = $1.24 (343.6 - 303)^{1/3}$ [58]

= 1.24×3.44

= 4.26 J-s^{-1}-m^{-2}-K^{-1}

Q_c = $4.26 \times 49.28 \times (343.6 - 303)$

= 8,523.27 J/s

= 30,683.77 kJ/h

Q_{AL} = 5,025.82 + 30,683.77

= 35,709.59 kJ/h

$\therefore$ $Q_s = \frac{Q_{AL}}{m_f}$

$= \frac{35,709.59}{70.2}$

= 508.68 kJ/kg

ก.2.10 พลังงานสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ (Q_9) : kJ/kg

$$Q_9 = \left(\frac{m_{bd}}{m_f}\right) \times (h_{sat} - h_o)$$

โดยที่

m_{bd} = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำโบล์วดาวน์

$$= \left(\frac{\%\text{โบล์วดาวน์}}{100 - \%\text{โบล์วดาวน์}}\right) \times \text{อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อน}$$

$$= \left(\frac{\%\text{โบล์วดาวน์}}{100 - \%\text{โบล์วดาวน์}}\right) \times \text{ความหนาแน่นของน้ำป้อนที่ } 74^{\circ}C$$

$$\times \text{อัตราการไหลโดยปริมาตรของน้ำป้อน}$$

$$= \left[\left(\frac{5}{100-5}\right) \times \left(975.22 \frac{kg}{m^3}\right) \times \left(1.5 \frac{m^3}{h}\right)\right]$$

= 76.99 kg/h

h_{sat} = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำอิ่มตัวที่ความดันไอน้ำอิ่มตัว 6 บาร์

= 670.4 kJ/kg

$$Q_9 = \left(\frac{76.99 \text{ kg/h}}{70.2 \text{ kg fuel/h}}\right) \times (670.4 - 125.7) \text{kJ/kg}$$

= 597.38 kJ/kg

ก.2.11 พลังงานสูญเสียที่วัดไม่ได้ (Q_{etc}) : kJ/kg

$$Q_{etc} = (Q_1 + Q_2 + W) - (Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9)$$

$$= (42{,}724 + 3{,}834.20 + 1{,}285.74) - (37{,}658.80 + 4{,}857.98 + 2{,}930.58 + 0 + 162.60 + 508.68 + 597.38)$$

$$= 47{,}843.94 - 46{,}716.02$$

$$= 1{,}127.92 \text{ kJ/kg}$$

ก.2.12 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำ (η_1)

$$\eta_1 = \frac{\text{Energy used to evaporate the water}}{\text{Net energy input}}$$

$$= \frac{Q_3 - Q_2}{Q_1 + W}$$

$$= \frac{37,658.80 - 3,834.20}{42,724 + 1,285.74}$$

$$= 0.7686$$

$$= 76.86\ \%$$

การวิเคราะห์อเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

ในกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์จะเป็นการวิเคราะห์ถึงปริมาณของพลังงานที่เข้าและออกจากหม้อไอน้ำ ดังรูปที่ 2.31 ในบทที่ 2 แต่สำหรับคุณภาพของพลังงานจะใช้กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์วิเคราะห์ ซึ่งค่างานที่ทำได้สูงสุดคือค่าอเวเลบิลิตีนั่นเอง

สมมติฐานสำหรับการวิเคราะห์อเวเลบิลิตี

- อเวเลบิลิตีจำเพาะของเชื้อเพลิงสามารถคำนวณได้จากสมการของ Moran [50, 52]
- อุณหภูมิขาออกถือว่ามีค่าเท่ากับอุณหภูมิของไอเสีย
- สภาวะแวดล้อมมีค่าคงที่ตลอดการวิเคราะห์

สามารถเขียนสมดุลทางอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำจากกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้จาก [50]

$$A_i = A_o + \left(\frac{I}{m_f}\right)$$

โดยที่

A_i = อเวเลบิลิตีขาเข้าทั้งหมดต่อเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม (kJ/kg)

A_o = อเวเลบิลิตีขาออกทั้งหมดต่อเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม (kJ/kg)

$\frac{I}{m_f}$ = ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ (kJ/kg)

ก.2.13 อเวเลบิลิตีที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (a_l) : kJ/kg จาก [50]

$$a_l = (LHV)_d \times [1.048 + 0.0013\left(\frac{H}{C}\right) + 0.1083\left(\frac{O}{C}\right) + 0.0549\left(\frac{N}{C}\right)] + (6,740 \times S)$$

โดยที่

$(LHV)_d$ = ค่าความร้อนขั้นต่ำของเชื้อเพลิง

= 40,245 kJ/kg

$\frac{H}{C}$ = อัตราส่วนโดยมวลของไฮโดรเจนและคาร์บอนในเชื้อเพลิง

= 0.12/0.865

$\frac{O}{C}$ = อัตราส่วนโดยมวลของออกซิเจนและคาร์บอนในเชื้อเพลิง

= 0

$\frac{N}{C}$ = อัตราส่วนโดยมวลของไนโตรเจนและคาร์บอนในเชื้อเพลิง

= 0

S = มวลของกำมะถันในเชื้อเพลิง

= 0.015 kg

$$a_1 = 40{,}245 \times \left[1.048 + 0.0013\left(\frac{0.12}{0.865}\right) + 0.1083 \times 0 + 0.0549 \times 0\right] + (6{,}740 \times 0.015)$$

= 42,285.10 kJ/kg

ก.2.14 อเวเลบิลิตีของอากาศขาเข้าหม้อไอน้ำ (a_2) : kJ/kg

เนื่องจากการเผาไหม้อากาศที่ส่งเข้าไปในหม้อไอน้ำอยู่ที่สภาวะ Dead state และไม่มีการอุ่นอากาศ ดังนั้นจึงไม่มีอเวเลบิลิตี ($a_2 = 0$)

ก.2.15 อเวเลบิลิตีของน้ำขาเข้าหม้อไอน้ำ (a_3) : kJ/kg

$$a_3 = \frac{m_w}{m_f} \times [(h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)]$$

โดยที่

m_w = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อน

= 1,462.83 kg/h

m_f = อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง

= 70.2 kg/h

h_1 = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำป้อนที่เข้าหม้อไอน้ำที่ 74°C

= 309.7 kJ/kg

h_0 = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำป้อนที่ Dead state ที่ 30°C

= 125.7 kJ/kg

T_0 = อุณหภูมิสัมบูรณ์ที่ Dead state ที่ 30°C

= 30 + 273

= 303 K

s_1 = เอนโทรปีจำเพาะของน้ำป้อนที่ 74°C

= 1.0034 kJ/kg-K

s_0 = เอนโทรปีจำเพาะของน้ำป้อนที่อุณหภูมิ Dead state ที่ 30°C

= 0.4365 kJ/kg-K

$$\therefore a_3 = \frac{1,462.83}{70.2} \times [(309.7 - 125.7) - 303\ (1.0034 - 0.4365)]$$

$$= \frac{1,462.83}{70.2} \times (184 - 171.77)$$

= 254.85 kJ/kg

ก.2.16 อเวเลบิลิตีทางไฟฟ้าที่ใช้ในระบบหม้อไอน้ำ (a_4) : kJ/kg

a_4 = W

= 1,285.74 kJ/kg

ก.2.17 อเวเลบิลิตีของไอน้ำขาออก (a_5) : kJ/kg

$$a_5 = \frac{m_s}{m_f} \times [(h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0)]$$

โดยที่

m_s = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำอิ่มตัว

= 1,005.30 kg/h

h_2 = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำอิ่มตัวที่ 6 บาร์

= 2,755.41 kJ/kg

s_2 = เอนโทรปีจำเพาะของไอน้ำอิ่มตัวที่ 6 บาร์

= 6.76 kJ/kg-K

$$\therefore a_5 = \frac{1,005.30}{70.2} \times [(2,755.41 - 125.7) - 303\ (6.76 - 0.4365)]$$

$$= \frac{1,005.30}{70.2} \times (2,629.71 - 1,916.02)$$

= 10,220.40 kJ/kg

ก.2.18 อเวเลบิลิตีสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ (a_6) : kJ/kg

$$a_6 = \frac{m_{bd}}{m_f} \times [(h_{sat} - h_0) - T_0 (s_{sat} - s_0)]$$

โดยที่

m_{bd} = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำโบล์วดาวน์

= 76.99 kg/h

h_{sat} = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำอิ่มตัวที่ความดันไอน้ำอิ่มตัว 6 บาร์

= 670.40 kJ/kg

s_{sat} = เอนโทรปีจำเพาะของน้ำอิ่มตัวที่ความดันไอน้ำอิ่มตัว 6 บาร์

= 1.93 kJ/kg-K

$$\therefore \quad a_6 = \frac{76.99}{70.20} \times [(670.40 - 125.7) - 303\,(1.93 - 0.4365)]$$

$$= \frac{76.99}{70.20} \times (544.70 - 452.53)$$

= 101.08 kJ/kg

ก.2.19 อเวเลบิลิตีที่สูญเสียไปกับไอเสีย (a_7) : kJ/kg

จากการไหลของไอเสียสามารถคำนวณอเวเลบิลิตีต่อโมลของไอเสียได้ดังนี้

$$a_7 = \left\{ X_{N_2} \times \left[C_{P_{N_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{N_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{N_2}}{X^\circ_{N_2}}\right)\right] \right.$$

$$+ X_{O_2} \times \left[C_{P_{O_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{O_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{O_2}}{X^\circ_{O_2}}\right)\right]$$

$$+ X_{CO_2} \times \left[C_{P_{CO_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{CO_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{CO_2}}{X^\circ_{CO_2}}\right)\right]$$

$$+ X_{H_2O} \times \left[C_{P_{H_2O}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{H_2O}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{H_2O}}{X^\circ_{H_2O}}\right)\right]$$

$$\left. + X_{SO_2} \times \left[C_{P_{SO_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{SO_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln X_{SO_2} + a^{-ch}(T_0, P_0)\right] \right\}$$

โดยที่

T_i = อุณหภูมิสัมบูรณ์ที่ทางออกของไอเสีย = 452 K

$C_{P_{N_2}}$ = ความร้อนจำเพาะของ N_2 ที่ 452 K = 29.28 kJ/kmol-K

$C_{P_{O_2}}$ = ความร้อนจำเพาะของ O_2 ที่ 452 K = 29.97 kJ/kmol-K

$C_{P_{CO_2}}$ = ความร้อนจำเพาะของ CO_2 ที่ 452 K = 39.67 kJ/kmol-K

$C_{P_{H_2O}}$ = ความร้อนจำเพาะของ H_2O ที่ 452 K = 34.18 kJ/kmol-K

$C_{P_{SO_2}}$ = ความร้อนจำเพาะของ SO_2 ที่ 452 K = 42.53 kJ/kmol-K

X_i = เศษส่วนโมลขององค์ประกอบของไอเสีย

i = N_2, O_2, CO_2, H_2O และ SO_2

R = ค่าคงที่ของก๊าซสากล

= 8.314 kJ/kmol -K

$a^{-ch}(T_0, P_0)$ = อเวเลบิลิตีทางเคมีของ SO_2 [50]

= 295,736 kJ/kmol

P_0 = ความดันที่สภาวะมาตรฐาน 1 บรรยากาศ

การคำนวณสัดส่วนโดยโมลขององค์ประกอบของไอเสีย

อากาศ 1 กิโลกรัม ประกอบด้วย

O_2 = 0.232 kg = 0.232/32 = 0.00725 kmol

N_2 = 0.7482 kg = 0.7482/28 = 0.02672 kmol

H_2O = 0.0175 kg = 0.0175/18 = 0.00097 kmol

CO_2 = 0.0023 kg = 0.0023/44 = 0.00005 kmol

น้ำหนักจริงของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ = 32.12 kg

$X^{\circ}_{O_2}$ = 0.00725 × 32.12 = 0.2328

$X^{\circ}_{N_2}$ = 0.02672 × 32.12 = 0.8582

$X^{\circ}_{H_2O}$ = 0.00097 × 32.12 = 0.0311

$X^{\circ}_{CO_2}$ = 0.00005 × 32.12 = 0.0016

ดังนั้นมีปริมาณออกซิเจนที่ใช้ในการเผาไหม้โดยทางปริมาตร

$$= 3.282 \times \left(\frac{22.4}{32} \right)$$

= 2.2974 m^3

ปริมาตรจำเพาะของอากาศ

= 22.4/29

= 0.7724 m^3/kg

ในอากาศมีออกซิเจนอยู่ 20 % และไนโตรเจน 80 % โดยปริมาตร

ปริมาณอากาศทางทฤษฎีที่ใช้ในการเผาไหม้ (โดยปริมาตร)

= 3.282 × (100/20)

= 16.41 m^3

ปริมาณไนโตรเจนทางทฤษฎีโดยปริมาตรที่ใช้ในการเผาไหม้

= 16.41 × 0.8

= 13.13 m^3

ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ทางทฤษฎีโดยปริมาตรของไอเสีย

$$= \quad 0.865 \times (44/12) \times (22.4/44)$$

$$= \quad 1.615\ m^3$$

ปริมาณน้ำทางทฤษฎีของไอเสีย (โดยปริมาตร)

$$= \quad 0.12 \times (18/4) \times (22.4/18)$$

$$= \quad 0.672\ m^3$$

ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์จริงของไอเสีย (โดยปริมาตร) = 6.75 %

ปริมาตรจริงของไอเสีย

$$= \quad 1.615/0.0675$$

$$= \quad 23.92\ m^3$$

คำนวณส่วนประกอบของไอเสีย

$$2C + \frac{3}{2}O_2 \longrightarrow CO_2 + CO$$

$$X_{CO_2} = \frac{0.865}{(2\times 12)} = 0.036$$

$$S + O_2 \longrightarrow SO_2$$

$$X_{SO_2} = \frac{0.015}{32} = 0.00046$$

ปริมาณของออกซิเจนที่ใช้ในการเผาไหม้เชื้อเพลิง 1 กิโลกรัมทางทฤษฎี

$$= \quad \frac{(3.282 \times 22.4)}{32}$$

$$= \quad 2.30\ m^3$$

ในอากาศมีออกซิเจนประมาณ 20 % และไนโตรเจนประมาณ 80 % โดยปริมาตร

ปริมาณอากาศทางทฤษฎีที่ใช้ในการเผาไหม้

$$= \quad \frac{(2.30\times 100)}{20}$$

$$= \quad 11.50\ m^3$$

อัตราส่วนโดยปริมาตรของอากาศจริง/อากาศทางทฤษฎี

$$= \quad \frac{(32.12 \times 22.4)}{(11.50 \times 29)}$$

$$= \quad 2.16$$

จำนวนโมลจริงของออกซิเจน

$$= \quad \frac{(0.865 \times 1)}{(12 \times 2)} \times 2.16$$

$$= \quad 0.1166$$

$$X_{O_2} = \quad 0.1166 - 0.054$$

$$= \quad 0.0626$$

อัตราส่วนโดยโมลระหว่างไนโตรเจนและออกซิเจน

$$= \quad \frac{0.8582}{0.2328}$$

$$= \quad 3.68$$

$$X_{N_2} = \quad 3.68 \times 0.0626$$

$$= \quad 0.2304$$

จากการทำปฏิกิริยาระหว่างไฮโดรเจนกับออกซิเจน ดังนี้

$$2H_2 + O_2 \longrightarrow 2H_2O$$

โมลของน้ำคิดเทียบกับโมลของไฮโดรเจนต่อเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม

$$= \quad \frac{(0.12 \times 2)}{4}$$

$$= \quad 0.06$$

โมลของน้ำต่อเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม = 0

โมลของน้ำคิดเทียบกับโมลของไฮโดรเจนของอากาศเข้าสู่หม้อไอน้ำ

$$= \quad \frac{(0.012 \times 32.12)}{18}$$

$$= \quad 0.0214$$

$$X_{H_2O} = \quad 0.06 + 0.0214$$

$$= \quad 0.0814$$

$$\therefore \ a_7 = \quad \left\{0.2304 \times \left[\ 29.28\,(452 - 303) - 303 \times 29.28 \ln \frac{452}{303} \right.\right.$$

$$\left. + 8.314 \times 303 \ln\left(\frac{0.2304}{0.8582}\right) \ \right]$$

$$+ \ 0.0626 \times \left[\ 29.97\,(452 - 303) - 303 \times 29.97 \ln \frac{452}{303} \right.$$

$$\left. + 8.314 \times 303 \ln\left(\frac{0.0626}{0.2328}\right) \ \right]$$

$$+ 0.036 \times \left[\ 39.67\,(452 - 303) - 303 \times 39.67 \ln \frac{452}{303} \right.$$

$$+ 8.314 \times 303 \ln\left(\frac{0.036}{0.0016}\right) \Big]$$

$$+ 0.274 \times \Big[34.18\,(452 - 303) - 303 \times 34.18 \ln\frac{452}{303}$$

$$+ 8.314 \times 303 \ln\left(\frac{0.274}{0.0311}\right) \Big]$$

$$+ 0.00046 \times [\,42.53\,(452 - 303) - 303 \times 42.53 \ln\frac{452}{303}$$

$$+ 8.314 \times 303 \ln 0.00046 + 295{,}736\,] \Big\}$$

a_7 = $\{\, 0.2304 \times (4{,}362.72 - 3{,}548.29 - 3{,}312.72)$

$+ 0.0626 \times (4{,}465.53 - 3{,}631.90 - 3{,}308.68)$

$+ 0.036 \times (5{,}910.83 - 4{,}807.40 + 7{,}843.39)$

$+ 0.0814 \times (5{,}092.82 - 4{,}142.09 + 2{,}423.84)$

$+ 0.00046 \times (6{,}336.97 - 5{,}153.98 - 13{,}557.26 + 295{,}736)\,\}$

$= \{-575.61 - 154.94 + 322.08 + 274.69 + 130.35\}$

$= -3.43$ kJ/kg

ก.2.20 อเวเลบิลิตีสูญเสียที่ผิวของหม้อไอน้ำ (a_8) : kJ/kg

$$a_8 = \left(1 - \frac{T_o}{T_{s_1}}\right) \times Q_8$$

โดยที่

T_{s_1} = อุณหภูมิสัมบูรณ์เฉลี่ยที่ผิวของหม้อไอน้ำ

$= 70.6 + 273$

$= 343.6$ K

$$\therefore\ a_8 = \left(1 - \frac{303}{343.6}\right) \times 508.68$$

$= (1 - 0.882) \times 508.68$

$= 60.02$ kJ/kg

ก.2.21 ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ (I/m_f) : kJ/kg

ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ = อเวเลบิลิตีขาเข้าทั้งหมด-อเวเลบิลิตีขาออกทั้งหมด

$$\frac{I}{m_f} = (a_1 + a_3 + a_4) - (a_5 + a_6 + a_7 + a_8)$$

$$= (42,285.10 + 254.85 + 1,285.74)$$

$$- (10,220.40 + 101.08 - 3.43 + 60.02)$$

$$= 43,825.7 - 10,378.07$$

$$= 33,447.63 \text{ kJ/kg}$$

ก.2.22 ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ (η_2)

$$\eta_2 = \frac{\text{Availability increased in water}}{\text{Total availability input}}$$

$$= \frac{a_5 - a_3}{a_1 + a_4}$$

$$= \frac{10,220.40 - 254.85}{42,285.10 + 1,285.74}$$

$$= \frac{9,965.55}{43,570.84}$$

$$= 0.2287$$

$$= 22.87\ \%$$

การวิเคราะห์พลังงานของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

ก.2.23 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (Q_1) : kJ/kg

$$Q_1 = HHV$$

โดยที่

HHV = ค่าความร้อนขั้นสูงของน้ำมันเตาเกรดเอ

$$= 42,724 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_1 = 42,724 \text{ kJ/kg}$$

ก.2.24 พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบหม้อไอน้ำ (W) : kJ/kg

$$W = \frac{kW_{act} \times f \times 3,600}{m_f}$$

โดยที่

kW_{act} = พลังงานไฟฟ้าที่ใช้จริงในระบบ

$$= 46.34 \text{ kW}$$

f = ตัวประกอบกำลัง

$$= 0.8$$

m_f = อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง

$$= 450 \text{ kg/h}$$

$$W = \frac{46.34 \times 0.8 \times 3,600}{450}$$

$$= 296.57 \text{ kJ/kg}$$

ก.2.25 พลังงานของน้ำป้อน (Q_2) : kJ/kg

$$Q_2 = \frac{m_w}{m_f} \times (h_1 - h_0)$$

โดยที่

m_w = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อน

= 6,286.74 kg/h

m_f = อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง

= 450 kg/h

h_1 = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำป้อนที่เข้าสู่หม้อไอน้ำที่ 121 °C

= 507.95 kJ/kg

h_O = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำป้อนที่สภาวะ Dead state

= 125.7 kJ/kg

$$Q_2 = \frac{6,286.74 \times (507.95 - 125.7)}{450}$$

= 5,340.24 kJ/kg

ก.2.26 พลังงานของไอน้ำอิ่มตัว (Q_3) : kJ/kg

$$Q_3 = \frac{m_s}{m_f} \times (h_2 - h_0)$$

โดยที่

m_s = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำอิ่มตัว

= 6,092.31 kg /h

h_2 = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำอิ่มตัวที่ 8 บาร์

= 2,767.1 kJ/kg

$$Q_3 = \frac{6,092.31 \times (2,767.1 - 125.7)}{450}$$

= 35,760.50 kJ/kg

ก.2.27 พลังงานสูญเสียไปกับไอเสียแห้ง (Q_4) : kJ/kg

$$Q_4 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$$

โดยที่

W_g = น้ำหนักจริงของไอเสียแห้ง (kg)

C_{pg} = ความร้อนจำเพาะของไอเสียแห้ง (kJ/kg-K)

T_g = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของไอเสีย (K)

T_{amb} = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อม (K)

ก.2.27.1 อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้ทางทฤษฎี

องค์ประกอบของไอเสียจากการวิเคราะห์ (% โดยปริมาตร)

CO_2 = 11.5

O_2 = 5.95

N_2 = 82.55

CO และ SO_2 น้อยมากจึงไม่นำมาคิด

องค์ประกอบของเชื้อเพลิง (% โดยน้ำหนัก)

C = 86.5

H = 12.0

S = 1.5

ในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม จะประกอบด้วยคาร์บอน 0.865 กิโลกรัม ไฮโดรเจน 0.12 กิโลกรัม และซัลเฟอร์ 0.015 กิโลกรัม

คาร์บอนทำปฏิกิริยากับออกซิเจน ดังนี้

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2$$

ไฮโดรเจนทำปฏิกิริยากับออกซิเจน ดังนี้

$$2H_2 + O_2 \longrightarrow 2H_2O$$

และซัลเฟอร์ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน ดังนี้

$$S + O_2 \longrightarrow SO_2$$

จากทฤษฎีการเผาไหม้พื้นฐาน

คาร์บอน 1 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน = 32/12 = 2.667 kg

คาร์บอน 0.865 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน

= 2.667 × 0.865

= 2.307 kg

ไฮโดรเจน 1 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน

$= 32/4$

$= 8$ kg

ไฮโดรเจน 0.12 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน

$= 8 \times 0.12$

$= 0.96$ kg

ซัลเฟอร์ 1 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน $= 1$ kg

ซัลเฟอร์ 0.015 kg ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน $= 0.015$ kg

$\therefore$ ออกซิเจนที่ใช้ในการเผาไหม้ $= 2.307 + 0.96 + 0.015$

$= 3.282$ kg

เนื่องจากอากาศมีออกซิเจนอยู่ 23.2 % โดยน้ำหนัก

$\therefore$ อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ $= \dfrac{3.282 \times 100}{23.2}$

$= 14.15$ kg

ดังนั้น อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี $(AF)_{TH}$

$= \left(\dfrac{14.15}{1}\right)$

$= 14.15$

ก.2.27.2 อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้จริง (AF_{AC})

ใช้ส่วนประกอบที่ได้จากการวิเคราะห์ไอเสียมาใช้ในการคำนวณโดยการแปลงส่วนประกอบโดยปริมาตรเป็นส่วนประกอบโดยน้ำหนัก ดังนั้นใน 1 กิโลกรัมของไอเสียแห้งประกอบด้วยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ 0.1682 กิโลกรัม ก๊าซออกซิเจน 0.0633 และก๊าซไนโตรเจน 0.7685 กิโลกรัม ดังตารางที่ ก.2.3

ตารางที่ ก.2.3 แสดงการวิเคราะห์ไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

ตารางที่ ก.2.3 การวิเคราะห์ไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

องค์ประกอบไอเสีย	% โดยปริมาตร	น้ำหนักโมเลกุล	%โดยปริมาตร × น้ำหนักโมเลกุล	% โดยน้ำหนัก
CO_2	11.5	44	$11.5 \times 44 = 506.0$	$(506/3,007.8) \times 100 = 16.82$
O_2	5.95	32	$5.95 \times 32 = 190.4$	$(190.4/3,007.8) \times 100 = 6.33$
N_2	82.55	28	$82.55 \times 28 = 2,311.4$	$(2,311.4/3,007.8) \times 100 = 76.85$
รวม	100.00	-	3,007.8	100.00

พิจารณา CO_2

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2$$

แสดงว่า CO_2 0.1682 kg ต้องมาจาก C $= 0.1682 \times (12/44)$

$= 0.046$ kg

จำนวนคาร์บอนที่ใช้ในการเผาไหม้ เท่ากับ 0.046 kg หรือคาร์บอน 0.046 kg เผาไหม้ให้ไอเสีย 1 kg เพราะฉะนั้น ใน 1 kg ของเชื้อเพลิงที่มีคาร์บอนอยู่ 0.865 kg จะเผาไหม้ไอเสีย

$= (0.865/0.046)$

$= 18.80$ kg

ดังนั้น 1 kg เชื้อเพลิงจะมีไอเสียแห้ง $= 18.80$ kg

น้ำหนักไอเสียทั้งหมด

= น้ำหนักไอเสียแห้ง + ไอน้ำจากการเผาไหม้ก๊าซไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง

$= 18.80 + ((36/4) \times 0.12)$

$= 19.88$ kg

$$(AF)_{AC} = \frac{\text{น้ำหนักของ อากาศ}}{\text{น้ำหนักของ เชื้อเพลิง}}$$

$$= \left(\frac{\text{น้ำหนักของ อากาศ - น้ำหนักของ เชื้อเพลิง}}{\text{น้ำหนักของ เชื้อเพลิง}} \right)$$

$$= \left(\frac{19.88 - 1}{1} \right) = 18.88$$

ดังนั้น ปริมาณอากาศส่วนเกิน

$$= \left(\frac{\left((AF)_{AC} - (AF)_{TH} \right) \times 100}{(AF)_{TH}} \right)$$

$$= \left(\frac{(18.88 - 14.15) \times 100}{14.15} \right)$$

$= 33.99\ \%$

ตารางที่ ก.2.4 แสดงการหาความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ก.2.4 การหาความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

รายละเอียด	CO_2	O_2	N_2	รวม
1. องค์ประกอบไอเสีย (vol%)	11.5	5.95	82.55	100
2. น้ำหนักโมเลกุล (MW)	44	32	28	
3. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย	506	190.4	2,311.4	3,007.8
4. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย 1 กิโลกรัม (kg of gas/kg dry Flue gas)	0.1682	0.0633	0.7685	1
5. C_{pg} ที่ 497 K (kJ/kg –K)	0.910	0.942	1.048	
6. C_{pg} of Flue gas (kJ/kg-K)	0.153	0.06	0.8053	1.018

จากตารางที่ ก.2.4 C_{pg} ของไอเสีย = 1.018 kJ/kg-K

$$\therefore \quad Q_4 = W_g \times C_{p.g} \times (T_g - T_1)$$

$$= 18.80 \times 1.018 \times (497 - 303)$$

$$= 3,712.84 \text{ kJ/kg}$$

ก.2.28 พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง (Q_5) : kJ/kg

$$Q_5 = A \times (S_H + L_H)$$

$$= 9H \times (S_H + L_H)$$

โดยที่

A = ปริมาณน้ำจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง

$= 9 \times 0.12$

$= 1.08$ kg

H = น้ำหนักของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม

S_H = ความร้อนสัมผัสของน้ำที่สภาวะบรรยากาศ

$= C_{pv} \times (T_g - T_{amb})$

$= 1.910 \times (497 - 303)$

$= 370.54$ kJ/kg

C_{pv} = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำที่อุณหภูมิของไอเสีย 497 K

$= 1.910$ kJ/kg-K

L_H = ความร้อนแฝงของน้ำที่สภาวะบรรยากาศ 30°C

$= 2,430.70$

Q_5 = $1.08 \times (370.54 + 2{,}430.7)$

= 3,025.33 kJ/kg

ก.2.29 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง (Q_6) : kJ/kg

$Q_6 = M \times (S_H + L_H)$

โดยที่

M = ปริมาณของความชื้นในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม

= 0 kg

$\therefore Q_6$ = 0 kJ/kg

ก.2.30 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ (Q_7) : kJ/kg

$Q_7 = M_w \times C_{pv} \times (T_g - T_{amb}) \times M_a$

โดยที่

M_w = ปริมาณความชื้นในอากาศ

= 0.0179 kg (จากภาคผนวก ก.2.30.1)

M_a = น้ำหนักจริงของอากาศ = 18.88 kg

ก.2.30.1 การคำนวณปริมาณความชื้นในอากาศ

$$M_w = \left[\frac{W_w h_{fgw} - C_{pa}(t_d - t_w)}{\left(h_{gd} - h_{fw}\right)} \right]$$

โดยที่

C_{pa} = ความร้อนจำเพาะของอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ 27.5 °C

= 1.006 kJ/kg-K

t_d = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศเท่ากับ 30 °C

t_w = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศเท่ากับ 25 °C

P_{sw} = ความดันน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก

= 0.03166 bar

P_a = ความดันอากาศที่อุณหภูมิบรรยากาศ

= 1.013 bar

W_w = ความชื้นจำเพาะที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก

$$= \frac{0.622 \times P_{sw}}{(P_a - P_{sw})}$$

$$= \frac{0.622 \times 0.03166}{(1.013 - 0.03166)}$$

= 0.02006

h_{fgw} = ความร้อนแฝงของไอน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกที่ 25°C

= 2,442.5 kJ/kg

h_{gd} = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งที่ 30°C

= 2,556.4 kJ/kg

h_{fw} = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกที่ 25°C

= 104.8 kJ/kg

$$M_w = \left(\frac{0.02006 \times 2,442.5 - 1.006(30 - 25)}{(2,556.4 - 104.8)} \right)$$

$$= \left(\frac{48.99 - 5.03}{2,451.6} \right)$$

= 0.0179

$\therefore$ $Q_7 = 0.0179 \times 1.910 \times (497 - 303) \times 18.88$

= 125.22 kJ/kg

ก.2.31 พลังงานสูญเสียจากผิวของหม้อไอน้ำ (Q_8) : kJ/kg

$Q_{AL} = Q_r + Q_c$

= พลังงานที่สูญเสียเฉลี่ยจากผิวของหม้อไอน้ำ

Q_r = ค่าการสูญเสียความร้อนเนื่องจากการแผ่รังสี

$= \varepsilon\sigma A (T_1^4 - T_2^4)$

โดยที่ ε = Emissivity ของพื้นผิว

= 0.09

σ = Stefan-Boltzmann constant

$= 4.92 \times 10^{-8}$ kcal/h-m^2-K^4

A = พื้นที่ผิวหม้อไอน้ำ

= 61.23 m^2

T_1 = อุณหภูมิสัมบูรณ์เฉลี่ยที่ผิวของหม้อไอน้ำ

= 338.25 K

T_2 = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อม

= 303 K

$Q_r = 0.09 \times 4.92 \times 10^{-8} \times 61.23 (338.25^4 - 303^4)$

$= 0.09 \times 4.92 \times 10^{-8} \times 61.23 (13.09 \times 10^9 - 8.43 \times 10^9)$

= 1,263.45 kcal/h

$= 338.25\ K$

T_2 = อุณหภูมิอากาศแวดล้อม

$= 303\ K$

$Q_r = 0.09 \times 4.92 \times 10^{-8} \times 61.23\ (338.25^4 - 303^4)$

$= 0.09 \times 4.92 \times 10^{-8} \times 61.23\ (13.09 \times 10^9 - 8.43 \times 10^9)$

$= 1{,}263.45\ kcal/h$

$= 5{,}281.22\ kJ/h$

Q_c = ค่าการสูญเสียความร้อนเนื่องจากการพาความร้อน

$= hA\ (T_1 - T_2)$

เมื่อ $h = 1.24\ [338.25 - 303]^{1/3}\ [58]$

$= 1.24 \times 3.28$

$= 4.07\ J\text{-}s^{-1}\text{-}m^{-2}\text{-}K^{-1}$

$Q_c = 4.07 \times 61.23 \times (338.25 - 303)$

$= 8{,}784.52\ J/s$

$= 31{,}624.27\ kJ/h$

$Q_{AL} = 5{,}281.22 + 31{,}624.27$

$= 36{,}905.49\ kJ/h$

$\therefore\ Q_8 = \dfrac{Q_{AL}}{m_f}$

$= \dfrac{36{,}905.49}{450}$

$= 82.01\ kJ/kg$

ก.2.32 พลังงานสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ (Q_9) : kJ/kg

$$Q_9 = \left(\frac{m_{bd}}{m_f}\right) \times (h_{sat} - h_o)$$

โดยที่

m_{bd} = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำโบล์วดาวน์

$$= \left(\frac{\%\text{โบล์วดาวน์}}{100 - \%\text{โบล์วดาวน์}}\right) \times \text{อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อน}$$

$$= \left(\frac{\%\text{โบล์วดาวน์}}{100 - \%\text{โบล์วดาวน์}}\right) \times \text{ความหนาแน่นของน้ำป้อนที่ } 74^{\circ}C \times \text{อัตราการไหลโดยปริมาตรของน้ำป้อน}$$

$$Q_9 = \left(\frac{194.43 \text{ kg/h}}{450 \text{ kg fuel/h}}\right) \times (719.1 - 125.7) \text{ kJ/kg}$$

$$= 256.39 \text{ kJ/kg}$$

ก.2.33 พลังงานสูญเสียที่วัดไม่ได้ (Q_{etc}) : kJ/kg

$$Q_{etc} = (Q_1 + Q_2 + W) - (Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9)$$

$$= (42,724 + 5,340.24 + 296.57) - (35,760.50 + 3,712.84 + 3,025.33 + 0 + 125.22 + 82.01 + 256.39)$$

$$= 48,360.81 - 42,962.29$$

$$= 5,398.52 \text{ kJ/kg}$$

ก.2.34 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำ (η_1)

$$\eta_1 = \frac{\text{Energy used to evaporate the water}}{\text{Net energy input}}$$

$$= \frac{Q_3 - Q_2}{Q_1 + W}$$

$$= \frac{35,760.50 - 5,340.24}{42,724 + 296.57}$$

$$= \frac{30,420.26}{43,020.57}$$

$$= 0.7071$$

$$= 70.71 \%$$

การวิเคราะห์อเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

ในกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์จะเป็นการวิเคราะห์ถึงปริมาณของพลังงานที่เข้าและออกจากหม้อไอน้ำ ดังรูปที่ 2.31 ในบทที่ 2 แต่สำหรับคุณภาพของพลังงานจะใช้กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์วิเคราะห์ ซึ่งค่างานที่ทำได้สูงสุดคือค่าอเวเลบิลิตีนั่นเอง

สมมติฐานสำหรับการวิเคราะห์อเวเลบิลิตี

- ค่าอเวเลบิลิตีจำเพาะของเชื้อเพลิงสามารถคำนวณได้จากสมการของ Moran [50, 52]
- อุณหภูมิขาออกถือว่ามีค่าเท่ากับอุณหภูมิของไอเสีย
- สภาวะแวดล้อมมีค่าคงที่ตลอดการวิเคราะห์

สามารถเขียนสมดุลทางอเวเลบิลิตีของหม้อไอน้ำจากกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้จาก [50]

$$A_i = A_O + \left(\frac{I}{m_f}\right)$$

โดยที่

A_i = อเวเลบิลิตีขาเข้าทั้งหมดต่อเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม (kJ/kg)

A_O = อเวเลบิลิตีขาออกทั้งหมดต่อเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม (kJ/kg)

$\frac{I}{m_f}$ = ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ (kJ/kg)

ก.2.35 ค่าอเวเลบิลิตีที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (a_l) : kJ/kg จาก [50]

$$a_l = (LHV)_d \times [1.048 + 0.0013\left(\frac{H}{C}\right) + 0.1083\left(\frac{O}{C}\right) + 0.0549\left(\frac{N}{C}\right)] + (6{,}740 \times S)$$

โดยที่

$(LHV)_d$ = ค่าความร้อนขั้นต่ำของเชื้อเพลิง

= 40,245 kJ/kg

$\frac{H}{C}$ = อัตราส่วนโดยมวลของไฮโดรเจนและคาร์บอนในเชื้อเพลิง

= 0.12/0.865

$\frac{O}{C}$ = อัตราส่วนโดยมวลของออกซิเจนและคาร์บอนในเชื้อเพลิง

= 0

$\frac{N}{C}$ = อัตราส่วนโดยมวลของไนโตรเจนและคาร์บอนในเชื้อเพลิง

= 0

S = มวลของกำมะถันในเชื้อเพลิง

= 0.015 kg

$$a_l = 40{,}245 \times [1.048 + 0.0013\left(\frac{0.12}{0.865}\right) + 0.1083 \times 0 + 0.0549 \times 0] + (6{,}740 \times 0.015)$$

= 42,285.10 kJ/kg

ก.2.36 อเวเลบิลิตีของอากาศขาเข้าหม้อไอน้ำ (a_2) : kJ/kg

เนื่องจากการเผาไหม้อากาศที่ส่งเข้าไปในหม้อไอน้ำอยู่ที่สภาวะ Dead state และไม่มีการอุ่นอากาศ ดังนั้นจึงไม่มีค่าอเวเลบิลิตี ($a_2 = 0$)

ก.2.37 อเวเลบิลิตีของน้ำขาเข้าหม้อไอน้ำ (a_3) : kJ/kg

$$a_3 = \frac{m_w}{m_f} \times (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)$$

โดยที่

T_0 = อุณหภูมิสัมบูรณ์ที่ Dead state ที่ 30 °C

= 30 + 273

= 303 K

m_w = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อน

= 6,286.74 kg/h

m_f = อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง

= 450 kg/h

h_1 = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำป้อนที่เข้าหม้อไอน้ำที่ 121°C

= 507.95 kJ/kg

h_0 = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำป้อนที่ Dead state ที่ 30 °C

= 125.7 kJ/kg

s_1 = เอนโทรปีจำเพาะของน้ำป้อนที่ 121°C

= 1.5384 kJ/kg-K

s_0 = เอนโทรปีจำเพาะของน้ำป้อนที่อุณหภูมิ Dead state ที่ 30 °C

= 0.4365 kJ/kg-K

$$\therefore \quad a_3 = \frac{6,286.74}{450} \times [(507.95 - 125.7) - 303\ (1.5384 - 0.4365)]$$

$$= \frac{6,286.74}{450} \times (382.25 - 333.88)$$

= 675.75 kJ/kg

ก.2.38 อเวเลบิลิตีทางไฟฟ้าที่ใช้ในระบบหม้อไอน้ำ (a_4) : kJ/kg

a_4 = W

= 296.57 kJ/kg

ก.2.39 อเวเลบิลิตีของไอน้ำขาออก (a_5) : kJ/kg

$$a_5 = \frac{m_s}{m_f} \times [(h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0)]$$

โดยที่

m_s = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำอิ่มตัว

= 6,092.31 kg h

h_2 = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำอิ่มตัวที่ 8 บาร์

= 2,767.1 kJ/kg

s_2 = เอนโทรปีจำเพาะของไอน้ำอิ่มตัวที่ 8 บาร์

= 6.6630 kJ/kg-K

$$\therefore \quad a_5 = \frac{6,092.31}{450} \times [(2,767.1 - 125.7) - 303\ (6.6630 - 0.4365)]$$

$$= \frac{6,092.31}{450} \times [2,641.4 - 1,886.63]$$

= 10,218.43 kJ/kg

ก.2.40 อเวเลบิลิตีสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ (a_6) : kJ/kg

$$a_6 = \frac{m_{bd}}{m_f} \times [(h_{sat} - h_0) - T_0 (s_{sat} - s_0)]$$

โดยที่

m_{bd} = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำโบล์วดาวน์

= 194.43 kg/h

h_{sat} = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำอิ่มตัวที่ความดันไอน้ำอิ่มตัว 8 บาร์

= 719.1 kJ/kg

s_{sat} = เอนโทรปีจำเพาะของน้ำอิ่มตัวที่ความดันไอน้ำอิ่มตัว 8 บาร์

= 2.0416 kJ/kg-K

$$\therefore \ a_6 = \frac{194.43}{450} \times [(719.1 - 125.7) - 303\ (2.0416 - 0.4365)]$$

$$= \frac{194.43}{450} \times (593.40 - 486.34)$$

= 46.26 kJ/kg

ก.2.41 อเวเลบิลิตีที่สูญเสียไปกับไอเสีย (a_7) : kJ/kg

จากการไหลของไอเสียสามารถคำนวณค่าอเวเลบิลิตีต่อโมลของไอเสียได้ดังนี้

$$
\begin{aligned}
a_7 = \Bigg\{ & X_{N_2} \times \left[C_{P_{N_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{N_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{N_2}}{X^{\circ}_{N_2}}\right)\right] \\
& + X_{O_2} \times \left[C_{P_{O_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{O_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{O_2}}{X^{\circ}_{O_2}}\right)\right] \\
& + X_{CO_2} \times \left[C_{P_{CO_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{CO_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{CO_2}}{X^{\circ}_{CO_2}}\right)\right] \\
& + X_{H_2O} \times \left[C_{P_{H_2O}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{H_2O}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln\left(\frac{X_{H_2O}}{X^{\circ}_{H_2O}}\right)\right] \\
& + X_{SO_2} \times \left[C_{P_{SO_2}} (T - T_0) - T_0 C_{P_{SO_2}} \ln\frac{T}{T_0} + RT_0 \ln X_{SO_2} + a^{-ch}(T_0, P_0)\right] \Bigg\}
\end{aligned}
$$

โดยที่

T_i = อุณหภูมิสัมบูรณ์ขาออกของไอเสีย = 497 K

$C_{P_{N_2}}$ = ความร้อนจำเพาะของ N_2 ที่ 497 K = 29.34 kJ/kmol-K

$C_{P_{O_2}}$ = ความร้อนจำเพาะของ O_2 ที่ 497 K = 30.17 kJ/kmol-K

$C_{P_{CO_2}}$ = ความร้อนจำเพาะของ CO_2 ที่ 497 K = 40.04 kJ/kmol-K

$C_{P_{H_2O}}$ = ความร้อนจำเพาะของ H_2O ที่ 497 K = 34.39 kJ/kmol-K

$C_{P_{SO_2}}$ = ความร้อนจำเพาะของ SO_2 ที่ 497 K = 43.27 kJ/kmol-K

X = เศษส่วนโมลขององค์ประกอบของไอเสีย

i = N_2, O_2, CO_2, H_2O และ SO_2

R = ค่าคงที่สากลของก๊าซ

= 8.314 kJ/kmol-K

$a^{-ch}(T_0, P_0)$ = ค่าอเวเลบิลิตีทางเคมีของ SO_2 [50]

= 295,736 kJ/kmol

การคำนวณเศษส่วนโมลขององค์ประกอบของไอเสีย

อากาศ 1 kg ประกอบด้วย

O_2 = 0.232 kg = 0.232/32 = 0.00725 kmol

N_2 = 0.7482 kg = 0.7482/28 = 0.02672 kmol

H_2O = 0.0175 kg = 0.0175/18 = 0.00097 kmol

CO_2 = 0.0023 kg = 0.0023/44 = 0.00005 kmol

น้ำหนักจริงของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ = 18.88 kg

$X^{\circ}_{O_2}$ = 0.00725 × 18.88 = 0.1369

$X^{\circ}_{N_2}$ = 0.02672 × 18.88 = 0.5045

$X^{\circ}_{H_2O}$ = 0.00097 × 18.88 = 0.0183

$X^{\circ}_{CO_2}$ = 0.00005 × 18.88 = 0.00094

ดังนั้น มีปริมาณออกซิเจนที่ใช้ในการเผาไหม้โดยทางปริมาตร

$$= 3.282 \times \left(\frac{22.4}{32} \right)$$

$$= 2.2974 \text{ m}^3$$

ปริมาตรจำเพาะของอากาศ

$$= 22.4/29$$

$$= 0.7724 \text{ m}^3/\text{kg}$$

ในอากาศมีออกซิเจนอยู่ 20 % และไนโตรเจน 80 % โดยปริมาตร

ปริมาณอากาศทางทฤษฎีโดยปริมาตรที่ใช้ในการเผาไหม้

$$= 3.282 \times (100/20)$$

$$= 16.41 \text{ m}^3$$

ปริมาณไนโตรเจนทางทฤษฎีโดยปริมาตรที่ใช้ในการเผาไหม้

$$= 16.41 \times 0.8$$

$$= 13.13 \text{ m}^3$$

ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ทางทฤษฎีโดยปริมาตรของไอเสีย

$$= 0.865 \times (44/12) \times (22.4/44)$$

$$= 1.615 \text{ m}^3$$

ปริมาณน้ำทางทฤษฎีโดยปริมาตรของไอเสีย

$$= 0.12 \times (18/4) \times (22.4/18)$$

$$= 0.672 \text{ m}^3$$

ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์จริงของไอเสียโดยปริมาตร = 11.5 %

ปริมาตรจริงของไอเสีย

$$= 1.615/0.115$$

$$= 14.04\ m^3$$

คำนวณส่วนประกอบของไอเสีย

$$2C + \frac{3}{2}O_2 \longrightarrow CO_2 + CO$$

$$X_{CO_2} = \frac{0.865}{(2 \times 12)} = 0.036$$

$$S + O_2 \longrightarrow SO_2$$

$$X_{SO_2} = \frac{0.015}{32} = 0.00046$$

ปริมาณของออกซิเจนที่ใช้ในการเผาไหม้เชื้อเพลิง 1 กิโลกรัมทางทฤษฎี

$$= \frac{(3.282 \times 22.4)}{32}$$

$$= 2.30\ m^3$$

ในอากาศมีออกซิเจนประมาณ 20 % และไนโตรเจนประมาณ 80 % โดยปริมาตร

ปริมาณอากาศทางทฤษฎีที่ใช้ในการเผาไหม้

$$= \frac{(2.30 \times 100)}{20}$$

$$= 11.50\ m^3$$

อัตราส่วนโดยปริมาตรของอากาศจริง/อากาศทางทฤษฎี

$$= \frac{(18.88 \times 22.4)}{(11.50 \times 29)}$$

$$= 1.27$$

จำนวนโมลจริงของออกซิเจน

$$= \frac{(0.865 \times 1 \times 3)}{(12 \times 2 \times 2)} \times 1.27$$

$$= 0.068$$

$$X_{O_2} = 0.068 - 0.054$$

$$= 0.014$$

อัตราส่วนโดยโมลระหว่างไนโตรเจนและออกซิเจน

$$= \frac{0.5045}{0.1369}$$

$$= 3.685$$

$X_{N_2} = 3.685 \times 0.014$

$= 0.0516$

จากการทำปฏิกิริยาระหว่างไฮโดรเจนกับออกซิเจน ดังนี้

$2H_2 + O_2 \longrightarrow 2H_2O$

โมลของน้ำคิดเทียบกับโมลของไฮโดรเจนต่อเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม

$= \frac{(0.12 \times 2)}{4}$

$= 0.06$

โมลของน้ำต่อเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม $= 0$

โมลของไฮโดรเจนของอากาศเข้าสู่หม้อไอน้ำ

$= \frac{(0.012 \times 18.88)}{18}$

$= 0.0126$

$X_{H_2O} = 0.06 + 0.0126$

$= 0.0726$

$$\therefore a_7 = \left\{ 0.0516 \times \left[29.34 (497 - 303) - 303 \times 29.34 \ln \frac{497}{303} + 8.314 \times 303 \ln\left(\frac{0.0516}{0.5045}\right) \right] \right.$$

$$+ 0.014 \times \left[30.17 (497 - 303) - 303 \times 30.17 \ln \frac{497}{303} + 8.314 \times 303 \ln\left(\frac{0.014}{0.1369}\right) \right]$$

$$+ 0.036 \times \left[40.04 (497 - 303) - 303 \times 40.04 \ln \frac{497}{303} + 8.314 \times 303 \ln\left(\frac{0.036}{0.00094}\right) \right]$$

$$+ 0.0726 \times \left[34.39 (497 - 303) - 303 \times 34.39 \ln \frac{497}{303} + 8.314 \times 303 \ln\left(\frac{0.0726}{0.0183}\right) \right]$$

$$\left. + 0.00046 \times \left[43.27 (497 - 303) - 303 \times 43.27 \ln \frac{497}{303} + 8.314 \times 303 \ln 0.0046 + 295736 \right] \right\}$$

$$a_7 = \{\ 0.0516 \times (5{,}691.96 - 4{,}399.29 - 5{,}743.76)$$
$$+\ 0.014 \times (5{,}852.98 - 4{,}523.74 - 5{,}744.13)$$
$$+\ 0.036 \times (7{,}767.76 - 6{,}003.67 + 9{,}183.26)$$
$$+\ 0.0726 \times (6{,}671.66 - 5{,}156.50 + 3{,}471.54)$$
$$+\ 0.00046 \times (8{,}394.38 - 6{,}487.98 - 13{,}557.26 + 295{,}736)\ \}$$
$$= \{\ -229.68 - 61.81 + 394.10 + 362.03 + 130.68\ \}$$
$$= 595.32 \text{ kJ/kg}$$

ก.2.42 อเวเลบิลิตีสูญเสียที่ผิวของหม้อไอน้ำ (a_8) : kJ/kg

$$a_8 = \left(1 - \frac{T_o}{T_{s_1}}\right) \times Q_8$$

โดยที่

T_{s_1} = อุณหภูมิสัมบูรณ์เฉลี่ยที่ผิวของหม้อไอน้ำ (K)

$$= 65.25 + 273$$
$$= 338.25 \text{ K}$$

$$\therefore\ a_8 = \left(1 - \frac{303}{338.25}\right) \times 82.01$$
$$= 1 - 0.90) \times 82.01$$
$$= 8.20 \text{ kJ/kg}$$

ก.2.43 ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ (I/m_f) : kJ/kg

ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ = ค่าอเวเลบิลิตีขาเข้าทั้งหมด-ค่าอเวเลบิลิตีขาออกทั้งหมด

$$\frac{I}{m_f} = (a_1 + a_3 + a_4) - (a_5 + a_6 + a_7 + a_8)$$
$$= (42{,}285.10 + 675.75 + 296.57) - (10{,}218.43 + 46.26 + 595.32 + 8.20)$$
$$= 43{,}257.42 - 10{,}868.21$$
$$= 32{,}389.21 \text{ kJ/kg}$$

ก.2.44 ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ (η_2)

$$\eta_2 = \frac{\text{Availability increased in water}}{\text{Total availability input}}$$
$$= \frac{a_5 - a_3}{a_1 + a_4}$$

$$= \frac{10{,}218.43 - 675.75}{42{,}285.10 + 296.57}$$

$$= \frac{9{,}542.68}{42{,}581.67}$$

$$= 0.2241$$

$$= 22.41\ \%$$

ก.3 การคำนวณสมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศ

การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 และสเตทที่ 2

ข้อมูลประกอบการคำนวณสมดุลพลังงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

อัตราการไหลของอากาศแห้งที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ($m_{a,h}$)

= 45,838.95 kg/h

อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (MC_a)

= 0.0138

ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศแห้งที่อุณหภูมิเฉลี่ย 102.5°C (C_{pa})

= 1.012 kJ/kg-°C

ความจุความร้อนจำเพาะของไอน้ำ (C_v)

= 1.88 kJ/kg-°C

อุณหภูมิอากาศที่ทางเข้า ($T_{i,h}$)

= 75 °C

อุณหภูมิอากาศที่ทางออก ($T_{o,h}$)

= 130 °C

อุณหภูมิไอน้ำที่ทางเข้าที่ความดัน 7 bar.abs (T_s)

= 165 °C

ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่ 165°C (h_{fg})

= 2,064.75 kJ/kg

อุณหภูมิคอนเดนเสท (T_c)

= 165 °C

เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ($h_{s,h}$)

= 2,762.05 kJ/kg

เอนทาลปีจำเพาะของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (h_{ch})

= 697.25 kJ/kg

ก.3.1 การคำนวณหาอัตราการไหลของไอน้ำเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (m_{SL11})

$$m_{SL11} \times h_{fg} = m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h}) + MC_a \times m_{a,h} \times C_v \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

$$m_{SL11} \times 2{,}064.75 = 45{,}838.95 \times 1.012 \times (130-75) + 0.0138 \times 45{,}838.95 \times 1.88 \times (130-75)$$

$$= 2{,}551{,}395.96 + 65{,}408.51$$

$$= 2{,}616{,}804.47$$

$$m_{SL11} = \frac{2,616,804.47}{2,064.75}$$

$$= 1,267.37 \text{ kg/h}$$

ก.3.2 สมดุลพลังงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

พิจารณาระบบปริมาตรควบคุมแสดงดังรูปที่ 2.32 ในบทที่ 2

ก.3.2.1 พลังงานจากไอน้ำอิ่มตัวที่เข้า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (E_1) : kW

โดยที่

m_{SL11} = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

= 1,267.37 kg/h

$h_{s,h}$ = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

= 2,762.05 kJ/kg

$E_1 = m_{SL11} \times h_{s,h}$

ดังนั้น

E_1 = 1,267.37 × 2,762.05

= 3,500,539.31 kJ/h

= 972.37 kW

ก.3.2.2 พลังงานสูญเสียไปกับคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (E_2) : kW

โดยที่

m_{SL11} = อัตราการไหลโดยมวลของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

= 1,267.37 kg/h

$h_{c,h}$ = เอนทาลปีจำเพาะของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

= 697.25 kJ/kg

$E_2 = m_{SL11} \times h_{c,h}$

ดังนั้น

E_2 = 1,267.37 × 697.25

= 883,673.73 kJ/h

$= 245.46$ kW

ก.3.2.3 พลังงานที่ทำให้อากาศร้อน (E_3) : kW

โดยที่

$m_{a,h}$ = อัตราการไหลโดยมวลของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

$= 45,838.95$ kg/h

C_{pa} = ความร้อนจำเพาะของอากาศแห้ง

$= 1.008$ kJ/kg-K

$T_{i,h}$ = อุณหภูมิของอากาศแวดล้อมที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

$= 75\ ^{\circ}C$

$T_{o,h}$ = อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

$= 130\ ^{\circ}C$

$$E_3 = m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

ดังนั้น

$$E_3 = 45,838.95 \times 1.008 \times (130 - 75)$$

$= 2,551,395.96$ kJ/h

$= 708.72$ kW

ก.3.2.4 พลังงานสูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ (E_4) : kW

โดยที่

MC_a = อัตราส่วนความชื้นในอากาศ

$= 0.0138$

$m_{a,h} = 45,838.95$ kg/h

C_v = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำ

$= 1.88$ kJ/kg-K

$T_{i,h} = 75\ ^{\circ}C$

$T_{o,h} = 130\ ^{\circ}C$

$$E_4 = MC_a \times m_{a,h} \times C_v \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

ดังนั้น

$$E_4 = 0.0138 \times 45,838.95 \times 1.88 \times (130\text{-}75)$$

$= 65,408.51$ kJ/h

$= 18.17$ kW

ก.3.2.5 พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดได้ ($E_{etc,h}$) : kW

$$E_{etc,h} = E_1 - (E_2 + E_3 + E_4)$$

$$= 3,500,539.31 - (883,673.73 + 2,551,395.96 + 65,408.51)$$

$= 61.11$ kJ/h

$= 0.02$ kW

ก.3.2.6 ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (η_h)

$$\eta_h = \frac{m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h})}{m_{SL11} \times h_{s,h}}$$

$$= \frac{E_3}{E_1}$$

$$= \frac{2,551,395.96}{3,500,539.31}$$

$= 0.7288$

$= 72.88\ \%$

ข้อมูลประกอบการคำนวณสมดุลพลังงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

อัตราการไหลของอากาศแห้งที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ($m_{a,h}$)

$= 45,838.95$ kg/h

อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 (MC_a)

$= 0.0138$

ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศแห้งที่อุณหภูมิเฉลี่ย 147.5 °C (C_{pa})

$= 1.017$ kJ/kg-°C

ความจุความร้อนจำเพาะของไอน้ำ (C_v)

$= 1.88$ kJ/kg-°C

อุณหภูมิอากาศที่ทางเข้า (T_i, h)

$= 130$ °C

อุณหภูมิอากาศที่ทางออก (T_o,h)

$= 165$ °C

อุณหภูมิไอน้ำที่ทางเข้าที่ความดัน 23 bar.abs (T_s)

= 220°C

ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่ 220°C (h_{fg})

= 1,856.2 kJ/kg

อุณหภูมิคอนเดนเสท (T_c)

= 220 °C

เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ($h_{s,h}$)

= 2,800 kJ/kg

เอนทาลปีจำเพาะของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 (h_{ch})

= 943.7 kJ/kg

ก. 3.3 การคำนวณหาอัตราการไหลของไอน้ำที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 (m_{SL12})

$$m_{SL12} \times h_{fg} = m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h}) + MC \times m_{a,h} \times C_v \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

$$m_{SL12} \times 1,856.2 = 45,838.95 \times 1.017 \times (165-130) + 0.0138 \times 45,838.95 \times 1.88 \times (165-130)$$

$$= 1,631,637.42 + 41,623.6$$

$$= 1,673,261.02$$

$$m_{SL12} = \frac{1,673,261.02}{1,856.20}$$

$$= 901.44 \text{ kg/h}$$

ก.3.4 สมดุลพลังงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

พิจารณาระบบปริมาตรควบคุมดังรูปที่ 2.32 ในบทที่ 2

ก.3.4.1 พลังงานจากไอน้ำอิ่มตัวที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 (E_1) : kW

โดยที่

m_{SL12} = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 901.44 kg/h

$h_{s,h}$ = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 2,800 kJ/kg

$E_1 = m_{SL12} \times h_{s,h}$

ดังนั้น

E_1 = 901.44 × 2,800

= 2,524,032 kJ/h

= 701.12 kW

ก.3.4.2 พลังงานสูญเสียไปกับคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 (E_2) : kW

โดยที่

m_{SL12} = อัตราการไหลโดยมวลของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 901.44 kg/h

$h_{c,h}$ = เอนทาลปีจำเพาะของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 943.70 kJ/kg

E_2 = $m_{SL12} \times h_{c,h}$

ดังนั้น

E_2 = 901.44 ×943.7

= 850,688.93 kJ/h

= 236.30 kW

ก.3.4.3 พลังงานที่ทำให้อากาศร้อน (E_3) : kW

โดยที่

$m_{a,h}$ = อัตราการไหลโดยมวลของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 45,838.95 kg/h

C_{pa} = ความร้อนจำเพาะของอากาศแห้ง

= 1.017 kJ/kg-K

$T_{i,h}$ = อุณหภูมิของอากาศแวดล้อมที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 130 °C

$T_{o,h}$ = อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 165 °C

$$E_3 = m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

ดังนั้น

$$E_3 = 45,838.95 \times 1.017 \times (165 - 130)$$

$$= 1,631,637.42 \text{ kJ/h}$$

$$= 453.23 \text{ kW}$$

ก.3.4.4 พลังงานสูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ (E_4) : kW

โดยที่

MC_a = อัตราส่วนความชื้นในอากาศ

= 0.0138

$m_{a,h}$ = 45,838.95 kg/h

C_v = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำ

= 1.88 kJ/kg-K

$T_{i,h}$ = 130 °C

$T_{o,h}$ = 165 °C

$$E_4 = MC_a \times m_{a,h} \times C_v \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

ดังนั้น

$$E_4 = 0.0138 \times 45,838.95 \times 1.88 \times (165\text{-}130)$$

$$= 41,623.60 \text{ kJ/h}$$

$$= 11.56 \text{ kW}$$

ก.3.4.5 พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดได้ ($E_{etc,h}$) : kW

$$E_{etc,h} = E_1 - (E_2 + E_3 + E_4)$$

$$= 2,524,032 - (850,688.93 + 1,631,637.42 + 41,623.60)$$

$$= 82.05 \text{ kJ/h}$$

$$= 0.023 \text{ kW}$$

ก.3.4.6 ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 (η_h)

$$\eta_h = \frac{m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h})}{m_{SL12} \times h_{s,h}}$$

$$= \frac{E_3}{E_1}$$

$$= \frac{1,631,637.42}{2,524,032}$$

$$= 64.64\ \%$$

การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 และสเตทที่ 2

ข้อมูลประกอบการคำนวณสมดุลพลังงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

อัตราการไหลของอากาศแห้งที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ($m_{a,h}$)

= 33,056.24 kg/h

อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (MC_a)

= 0.0138

ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศแห้งที่อุณหภูมิเฉลี่ย 102.5 °C (C_{pa})

= 1.012 kJ/kg-°C

ความจุความร้อนจำเพาะของไอน้ำ (C_v)

= 1.88 kJ/kg-°C

อุณหภูมิอากาศที่ทางเข้า (T_i, h)

= 75 °C

อุณหภูมิอากาศที่ทางออก (T_o,h)

= 130 °C

อุณหภูมิไอน้ำที่ทางเข้าที่ความดัน 7 bar.abs (T_s)

= 165 °C

ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่ 165°C (h_{fg})

= 2,064.75 kJ/kg

อุณหภูมิคอนเดนเสท (T_c)

= 165 °C

เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ($h_{s,h}$)

= 2,762.05 kJ/kg

เอนทาลปีจำเพาะของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (h_{ch})

= 697.25 kJ/kg

ก.3.5 การคำนวณหาอัตราการไหลของไอน้ำที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (m_{SL21})

$$m_{SL21} \times h_{fg} = m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h}) + MC_a \times m_{a,h} \times C_v \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

$$m_{SL21} \times 2{,}064.75 = 33{,}056.24 \times 1.012 \times (130\text{-}75) + 0.0138 \times 33{,}056.24 \times 1.88 \times (130\text{-}75)$$

$$= 1{,}839{,}910.32 + 47{,}168.61$$

$$= 1{,}887{,}078.93$$

$$\therefore m_{SL21} = \frac{1{,}887{,}078.93}{2{,}064.75}$$

$$= 913.95 \text{ kg/h}$$

ก.3.6 สมดุลพลังงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

พิจารณาระบบปริมาตรควบคุมดังรูปที่ 2.32 ในบทที่ 2

ก.3.6.1 พลังงานจากไอน้ำอิ่มตัวที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (E_1) : kW

โดยที่

m_{SL21} = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

= 913.95 kg/h

$h_{s,h}$ = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

= 2,762.05 kJ/kg

$E_1 = m_{SL21} \times h_{s,h}$

ดังนั้น

$E_1 = 913.95 \times 2{,}762.05$

$= 2{,}524{,}375.60$ kJ/h

$= 701.22$ kW

ก.3.6.2 พลังงานสูญเสียไปกับคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (E_2) : kW

โดยที่

m_{SL21} = อัตราการไหลโดยมวลของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

= 913.95 kg/h

$h_{c,h}$ = เอนทาลปีจำเพาะของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

= 697.25 kJ/h

$$E_2 = m_{SL21} \times h_{c,h}$$

ดังนั้น

$$E_2 = 913.95 \times 697.25$$

$$= 637,251.64 \text{ kJ/h}$$

$$= 177.01 \text{ kW}$$

ก.3.6.3 พลังงานที่ทำให้อากาศร้อน (E_3) : kW

โดยที่

$m_{a,h}$ = อัตราการไหลโดยมวลของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

= 33,056.24 kg/h

C_{pa} = ความร้อนจำเพาะของอากาศแห้ง

= 1.008 kJ/kg-K

$T_{i,h}$ = อุณหภูมิของอากาศแวดล้อมที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

= 75 °C

$T_{o,h}$ = อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1

= 130 °C

$$E_3 = m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

ดังนั้น

$$E_3 = 33,056.24 \times 1.012 \times (130 - 75)$$

$$= 1,839,910.32 \text{ kJ/h}$$

$$= 511.09 \text{ kW}$$

ก.3.6.4 พลังงานสูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ (E_4) : kW

โดยที่

MC_a = อัตราส่วนความชื้นในอากาศ

= 0.0138

$m_{a,h}$ = 33,056.24 kg/h

C_v = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำ

= 1.88 kJ/kg-K

$T_{i,h}$ = 75 °C

$$T_{o,h} = 130\ ^{\circ}C$$

$$E_4 = MC_a \times m_{a,h} \times C_v \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

ดังนั้น

$$E_4 = 0.0138 \times 33{,}056.24 \times 1.88 \times (130\text{-}75)$$

$$= 47{,}168.61\ kJ/h$$

$$= 13.10\ kW$$

ก.3.6.5 พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดได้ ($E_{etc,h}$) : kW

$$E_{etc,h} = E_1 - (E_2 + E_3 + E_4)$$

$$= 2{,}524{,}375.60 - (637{,}251.64 + 1{,}839{,}910.32 + 47{,}168.61)$$

$$= 45.03\ kJ/h$$

$$= 0.01\ kW$$

ก.3.6.6 ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 (η_h)

$$\eta_h = \frac{m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h})}{m_{SL21} \times h_{s,h}}$$

$$= \frac{E_3}{E_1}$$

$$= \frac{1{,}839{,}910.32}{2{,}524{,}375.60}$$

$$= 0.7288$$

$$= 72.88\ \%$$

ข้อมูลประกอบการคำนวณสมดุลพลังงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

อัตราการไหลของอากาศแห้งที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ($m_{a,h}$)

= 33,056.24 kg /h

อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 (MC_a)

= 0.0138

ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศแห้งที่อุณหภูมิเฉลี่ย 145 °C (C_{pa})

= 1.017 kJ/kg-°C

ความจุความร้อนจำเพาะของไอน้ำ (C_v)

= 1.88 kJ/kg-°C

อุณหภูมิอากาศที่ทางเข้า (T_i, h)

= 130 °C

อุณหภูมิอากาศที่ทางออก (T_o,h)

= 160 °C

อุณหภูมิไอน้ำที่ทางเข้าที่ความดัน 23 bar.abs (T_s)

= 220 °C

ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่ 220°C (h_{fg})

= 1,856.2 kJ/kg

อุณหภูมิคอนเดนเสท (T_c)

= 220 °C

เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ($h_{s,h}$)

= 2,800 kJ/kg

เอนทาลปีจำเพาะของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 (h_{d})

= 943.7 kJ/kg

ก.3.7 การคำนวณหาอัตราการไหลของไอน้ำที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 (m_{SL22})

$$m_{SL22} \times h_{fg} = m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h}) + MC_a \times m_{a,h} \times C_v \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

$$m_{SL22} \times 1,856.2 = 33,056.24 \times 1.017 \times (160-130) + 0.0138 \times 33,056.24 \times 1.88 \times (160-130)$$

$$= 1,008,545.88 + 25,728.33$$

$$= 1,034,274.21$$

$$m_{SL22} = \frac{1,034,274.21}{1,856.20}$$

$$= 557.20 \text{ kg/h}$$

ก.3.8 สมดุลพลังงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

พิจารณาระบบปริมาตรควบคุมดังรูปที่ 2.32 ในบทที่ 2

ก.3.8.1 พลังงานจากไอน้ำอิ่มตัวที่เข้าเครื่องอุ่นอากาศ (E_1) : kW

โดยที่

m_{SL22} = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 557.20 kg/h

$h_{s,h}$ = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 2,800 kJ/kg

$E_1 = m_{SL22} \times h_{s,h}$

ดังนั้น

E_1 = 57.20 × 2,800

= 1,560,160 kJ/h

= 433.38 kW

ก.3.8.2 พลังงานสูญเสียไปกับคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 (E_2) : kW

โดยที่

m_{SL22} = อัตราการไหลโดยมวลของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 557.20 kg/h

$h_{c,h}$ = เอนทาลปีจำเพาะของคอนเดนเสทที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 943.70 kJ/kg

E_2 = $m_{SL22} \times h_{c,h}$

ดังนั้น

E_2 = 557.20 × 943.7

= 525,829.64 kJ/h

= 146.06 kW

ก.3.8.3 พลังงานที่ทำให้อากาศร้อน (E_3) : kW

โดยที่

$m_{a,h}$ = อัตราการไหลโดยมวลของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 33,056.24 kg/h

C_{pa} = ความร้อนจำเพาะของอากาศแห้ง

= 1.017 kJ/kg

$T_{i,h}$ = อุณหภูมิของอากาศแวดล้อมที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 130 °C

$T_{o,h}$ = อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2

= 160 °C

$$E_3 = m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

ดังนั้น $E_3 = 33{,}056.24 \times 1.017 \times (160 - 130)$

$= 1{,}008{,}545.88$ kJ/h

$= 280.15$ kW

ก.3.8.4 พลังงานสูญเสียไปกับความชื้นในอากาศ (E_4) : kW

โดยที่ MC_a = อัตราส่วนความชื้นในอากาศ

$= 0.0138$

$m_{a,h} = 33{,}056.24$ kg/h

C_v = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำ

$= 1.88$ kJ/kg-K

$T_{i,h} = 130\ ^{\circ}C$

$T_{o,h} = 160\ ^{\circ}C$

$$E_4 = MC_a \times m_{a,h} \times C_v \times (T_{o,h} - T_{i,h})$$

ดังนั้น $E_4 = 0.0138 \times 33{,}056.24 \times 1.88 \times (160\text{-}130)$

$= 25{,}728.33$ kJ/h

$= 7.15$ kW

ก.3.8.5 พลังงานสูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดได้ ($E_{etc,h}$) : kW

$E_{etc,h} = E_1 - (E_2 + E_3 + E_4)$

$= 1{,}560{,}160 - (525{,}829.64 + 1{,}008{,}545.88 + 25{,}728.33)$

$= 1{,}560{,}160 - 1{,}560{,}103.85$

$= 56.15$ kJ/h

$= 0.02$ kW

ก.3.8.6 ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 (η_h)

$$\eta_h = \frac{m_{a,h} \times C_{pa} \times (T_{o,h} - T_{i,h})}{m_{SL22} \times h_{s,h}}$$

$$= \frac{E_3}{E_1}$$

$$= \frac{1{,}008{,}545.88}{1{,}560{,}160}$$

$= 64.64\ \%$

ก.4 การวิเคราะห์พลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อน

ก.4.1 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (Q_1) : kJ/kg

$$Q_1 = \frac{m_{NG} HHV_{NG} + m_{RPA} HHV_{RPA} + m_{Off\ gas} HHV_{Off\ gas}}{m_{NG} + m_{RPA} + m_{Off\ gas}}$$

โดยที่

m_{NG} = อัตราการไหลโดยมวลของก๊าซธรรมชาติ

= 470.5 kg/h

HHV_{NG} = ค่าความร้อนขั้นสูงของก๊าซธรรมชาติ

= 51,456.53 kJ/kg

m_{RPA} = อัตราการไหลโดยมวลของของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

= 34.41 kg/h

HHV_{RPA} = ค่าความร้อนขั้นสูงของของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ (RPA) (จากภาคผนวก ก.4.1.1)

$m_{Off\ gas}$ = อัตราการไหลโดยมวลของ Off gas จากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์

= 1,037 kg/h

$HHV_{Off\ gas}$ = ค่าความร้อนขั้นสูงของ Off gas จากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ (จากภาคผนวก ก.4.1.2)

ก.4.1.1 การคำนวณหาค่าความร้อนขั้นสูงของของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

ตารางที่ ก.4.1 แสดงองค์ประกอบของของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

ตารางที่ ก.4.1 องค์ประกอบของของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์

องค์ประกอบของ RPA	เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนัก	ปริมาณโดยน้ำหนักในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม		
		คาร์บอน	ไฮโดรเจน	ออกซิเจน
Phthalic anhydride ($C_8H_4O_3$) : PA	59.77	0.6486	0.0270	0.3243
Benzoic acid ($C_7H_6O_2$) : BA	9.20	0.6885	0.0492	0.2623

ตารางที่ ก.4.1 (ต่อ)

Maleic anhydride ($C_4H_2O_3$) : MA	2.30	0.4898	0.0204	0.4898
($C_9H_4O_5$)	28.74	0.5625	0.0208	0.4167

จาก Dulong's Equation [55]

$$HHV = 8{,}080C + 34{,}200\left(H - \frac{O}{8}\right)$$

$$HHV_{PA} = 8{,}080\,(0.6486) + 34{,}200\left(0.027 - \frac{0.3243}{8}\right)$$

$$= 5{,}240.69 + 923.40 - 1{,}386.38$$

$$= 4{,}777.71 \text{ kcal/kg}$$

$$HHV_{BA} = 8{,}080\,(0.6885) + 34{,}200\left(0.0492 - \frac{0.2623}{8}\right)$$

$$= 5{,}563.08 + 1{,}682.64 - 1{,}121.33$$

$$= 6{,}124.39 \text{ kcal/kg}$$

$$HHV_{MA} = 8{,}080\,(0.4898) + 34{,}200\left(0.0204 - \frac{0.4898}{8}\right)$$

$$= 3{,}957.58 + 697.68 - 2{,}093.89$$

$$= 2561.37 \text{ kcal/kg}$$

$$HHV_{C_9H_4O_5} = 8{,}080\,(0.5625) + 34{,}200\left(0.0208 - \frac{0.4167}{8}\right)$$

$$= 4{,}545 + 711.36 - 1{,}781.39$$

$$= 3{,}474.97 \text{ kcal/kg}$$

Basis 1 kg ของ RPA

$$\therefore HHV_{RPA} = wt_{PA}\,HHV_{PA} + wt_{BA}\,HHV_{BA} + wt_{MA}\,HHV_{MA} + wt_{C_9H_4O_5}\,HHV_{C_9H_4O_5}$$

$$= (0.5977 \times 4{,}777.71) + (0.092 \times 6{,}124.39) + (0.023 \times 2{,}561.37)$$

$$+ (0.2874 \times 3{,}474.97)$$

$$= 2855.64 + 563.44 + 58.91 + 998.71$$

$$= 4{,}476.7 \text{ kcal/kg}$$

$$= 18{,}712.61 \text{ kJ/kg}$$

ก.4.1.2 การคำนวณหาค่าความร้อนขั้นสูงของ Off gas จากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์

ตารางที่ ก.4.2 แสดงองค์ประกอบของ Off gas จากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์

ตารางที่ ก.4.2 องค์ประกอบของ Off gas จากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์

องค์ประกอบของ Off gas	เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนัก	ปริมาณโดยน้ำหนักในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม		
		คาร์บอน	ไฮโดรเจน	ออกซิเจน
O_2	16.55	-	-	-
N_2	75.54	-	-	-
H_2O	4.64	-	-	-
CO	0.66	-	-	-
CO_2	2.30	-	-	-
SO_2	0.01	-	-	-
Phthalic anhydride ($C_8H_4O_3$) :PA	0.03	0.6486	0.0270	0.3243
Benzoic acid ($C_7H_6O_2$) :BA	0.01	0.6885	0.0492	0.2623
Maleic anhydride ($C_4H_2O_3$) :MA	0.24	0.4898	0.0204	0.4898
Citraconic anhydride ($C_5H_4O_3$) :CA	0.02	0.5357	0.0357	0.4286

$$HHV_{CO} = 2{,}416 \text{ kcal/kg [56]}$$

$$HHV_{CA} = 8{,}080\,(0.5357) + 34{,}200\left(0.0357 - \frac{0.4286}{8}\right)$$

$$= 4{,}328.46 + 1220.94 - 1832.27$$

$$= 3{,}717.13 \text{ kcal/kg}$$

Basis 1 kg ของ Off gas จากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์

$$\therefore HHV_{Off\,gas} = wt_{CO}\,HHV_{CO} + wt_{PA}\,HHV_{PA} + wt_{BA}\,HHV_{BA} + wt_{MA}\,HHV_{MA} + wt_{CA}\,HHV_{CA}$$

$$= (0.0066 \times 2{,}416) + (0.0003 \times 4{,}777.71) + (0.0001 \times 6{,}124.39) + (0.0024 \times 2{,}561.37) + (0.0002 \times 3{,}717.13)$$

$$= 15.94 + 1.43 + 0.61 + 6.15 + 0.74$$

$$= 24.87 \text{ kcal/kg}$$

$$= 103.95 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore Q_1 = \frac{(470.5 \times 51,456.53) + (34.41 \times 18,712.61) + (1,037 \times 103.95)}{(470.5 + 34.41 + 1,037)}$$

$$= \frac{24,210,297.37 + 643,900.91 + 107,796.15}{1,541.91}$$

$$= \frac{24,961,994.43}{1,541.91}$$

$$= 16,189.01 \text{ kJ/kg}$$

ก.4.2 พลังงานที่น้ำมันร้อนได้รับ (Q_2) : kJ/kg

$$Q_2 = \left(\frac{m_{ho} C_{p,ho} (T_{sub} - T_{ret})}{m_{fuel}} \right)$$

โดยที่

m_{ho} = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำมันร้อนเข้าหม้อต้มน้ำมันร้อน

$= 261.5 \times 10^3$ kg/h

$C_{p,ho}$ = ความร้อนจำเพาะเฉลี่ยของน้ำมันร้อน

$= 2.57$ kJ/kg-$^{\circ}$C

T_{sub} = อุณหภูมิของน้ำมันร้อนที่เข้าหม้อต้มน้ำมันร้อน

$= 314\ ^{\circ}$C

T_{ret} = อุณหภูมิของน้ำมันร้อนที่ออกจากหม้อต้มน้ำมันร้อน

$= 288\ ^{\circ}$C

m_{fuel} = อัตราการไหลของเชื้อเพลิงผสมของก๊าซธรรมชาติ ของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ และ Off gas จากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์

$= 1,541.91$ kg/h

$$\therefore Q_2 = \left(\frac{261.5 \times 10^3 \times 2.57 \times (314 - 288)}{(470.5 + 34.41 + 1,037)} \right)$$

$$= \frac{17,473,430}{1,541.91}$$

$$= 11,332.33 \text{ kJ/kg}$$

ก.4.3 พลังงานสูญเสียจากไอเสียแห้ง (Q_3) : kJ/kg

$$Q_3 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$$

โดยที่

W_g = น้ำหนักจริงของไอเสียแห้ง (kg)

C_{pg} = ความร้อนจำเพาะของไอเสียแห้ง (kJ/kg–K)

T_g = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของไอเสีย (K)

T_{amb} = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อม (K)

ก.4.3.1 การคำนวณปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

ก.4.3.1.1 องค์ประกอบของไอเสียจากการวิเคราะห์ (% โดยปริมาตร)

N_2 = 82.45

CO_2 = 9.22

O_2 = 7.25

CO = 1.08

SO_2 = 0.00016

เชื้อเพลิงที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงผสมระหว่างก๊าซธรรมชาติ ของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ และ Off gas ซึ่งแต่ละชนิดมีองค์ประกอบดังนี้

ก.4.3.1.2 องค์ประกอบของก๊าซธรรมชาติ (% โดยน้ำหนัก)

CH_4 = 52.34

CO_2 = 29.31

C_2H_6 = 9.14

C_3H_8 = 4.02

C_4H_{10} = 2.12

N_2 = 2.05

C_5H_{12} = 0.71

C_6H_{14} = 0.31

ก.4.3.1.3 องค์ประกอบของของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ (% โดยน้ำหนัก)

Phthalic anhydride ($C_8H_4O_3$) = 59.77

$C_9H_4O_5$ = 28.74

Benzoic acid ($C_7H_6O_2$) = 9.20

Maleic anhydride ($C_4H_2O_3$) = 2.30

ก.4.3.1.4 องค์ประกอบของ Off gas (% โดยน้ำหนัก)

Maleic anhydride ($C_4H_2O_3$)	=	0.24
Phthalic anhydride ($C_8H_4O_3$)	=	0.03
Citraconic anhydride ($C_5H_4O_3$)	=	0.02
Benzoic acid ($C_7H_6O_2$)	=	0.01
N_2	=	75.54
O_2	=	16.55
H_2O	=	4.64
CO_2	=	2.30
CO	=	0.66
SO_2	=	0.01

จากสมการปฏิกิริยาการเผาไหม้ [57] เนื่องจากไม่สามารถหาสูตรโมเลกุลของเชื้อเพลิงผสมที่ประกอบด้วยก๊าซธรรมชาติ ของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ และ Off gas จากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ได้โดยตรง ดังนั้นจึงหาจากผลรวมขององค์ประกอบโดยโมลของสารต่างๆ ในเชื้อเพลิงแต่ละชนิดดังสมการที่ 1

$$\left[\left(\frac{2.05+75.54}{28.016}\right)N_2+\left(\frac{16.55}{32.016}\right)O_2+\left(\frac{4.65}{18}\right)H_2O+\left(\frac{52.34}{16}\right)CH_4+\left(\frac{9.14}{30}\right)C_2H_6\right.$$
$$+\left(\frac{4.02}{44}\right)C_3H_8+\left(\frac{2.12}{58}\right)C_4H_{10}+\left(\frac{0.71}{72}\right)C_5H_{12}+\left(\frac{0.31}{86}\right)C_6H_{14}$$
$$+\left(\frac{59.77+0.03}{148}\right)C_8H_4O_3+\left(\frac{9.20+0.01}{122}\right)C_7H_6O_2+\left(\frac{2.30+0.24}{98}\right)C_4H_2O_3$$
$$+\left(\frac{28.74}{192}\right)C_9H_4O_5+\left(\frac{0.02}{112}\right)C_5H_4O_3+\left(\frac{0.66}{28}\right)CO+\left(\frac{29.31+2.30}{44}\right)CO_2$$
$$\left.+\left(\frac{0.01}{64}\right)SO_2\right]\rightarrow[3.27+0.60+0.273+0.144+0.05+0.0216+3.23$$
$$+0.525+0.104+1.35+0.024+0.718]CO_2+[0.26+6.54+0.90+0.364$$
$$+0.18+0.06+0.025+0.808+0.225+0.026+0.3+0.00036]H_2O+0.00016SO_2$$
$$+[2.77+3.76a]N_2 \qquad (1)$$

$$= [2.77N_2 + 0.52O_2 + 0.26H_2O + 3.27CH_4 + 0.30C_2H_6 + 0.091C_3H_8 + 0.036C_4H_{10}$$
$$+ 0.01C_5H_{12} + 0.0036C_6H_{14} + 0.404C_8H_4O_3 + 0.075C_7H_6O_2$$
$$+ 0.026C_4H_2O_3 + 0.15C_9H_4O_5 + 0.00018C_5H_4O_3 + 0.024CO + 0.718CO_2 + 0.00016SO_2]$$
$$+ a\,[O_2 + 3.76N_2] \longrightarrow [3.27 + 0.60 + 0.273 + 0.144 + 0.05 + 0.0216 + 3.23$$
$$+ 0.525 + 0.104 + 1.35 + 0.024 + 0.718]\,CO_2 + [0.26 + 6.54 + 0.90 + 0.364 + 0.18$$
$$+ 0.06 + 0.025 + 0.808 + 0.225 + 0.026 + 0.3 + 0.00036]\,H_2O + 0.00016SO_2$$
$$+ [2.77 + 3.76a]\,N_2 \qquad (2)$$

สมมติให้เชื้อเพลิงมีสูตรโมเลกุล $C_rH_WO_XN_YS_z$ เมื่อสันดาปกับอากาศจะได้

$$C_rH_WO_XN_YS_z + a\,(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 10.30CO_2 + 9.69H_2O + 0.00016SO_2$$
$$+ (2.77 + 3.76a)N_2 \qquad (3)$$

เปรียบเทียบสมการที่ 2 และสมการที่ 3 จะได้สูตรโมเลกุลของเชื้อเพลิงเป็น $C_{10.30}H_{19.38}O_{4.96}N_{5.54}S_{0.00016}$ ดังนั้น

$$C_{10.30}H_{19.38}O_{4.96}N_{5.54}S_{0.00016} + a(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 10.30CO_2 + 9.69H_2O + 0.00016SO_2$$
$$+ (2.77 + 3.76a)N_2 \qquad (4)$$

ตารางที่ ก.4.3 แสดงเปอร์เซ็นต์โดยมวลของเชื้อเพลิง

ตารางที่ ก.4.3 เปอร์เซ็นต์โดยมวลของเชื้อเพลิง [56]

ธาตุ	มวล	เปอร์เซ็นต์
C	$10.30 \times 12 = 123.60$	25.96
H	$19.38 \times 2 = 38.76$	8.14
O	$4.96 \times 32 = 158.72$	33.33
N	$5.54 \times 28 = 155.12$	32.57
S	$0.00016 \times 32 = 0.005$	0.001
รวม	476.20	100.00

จากสมการที่ 4 จะได้สมดุลออกซิเจน

$$4.96 + 2a = (10.30 \times 2) + 9.69 + (0.00016 \times 2)$$
$$= 20.60 + 9.69 + 0.00032$$
$$a = 12.66$$

ดังนั้น $AF_{TH} = \dfrac{m_{\text{อากาศ}}}{m_{\text{เชื้อเพลิง}}}$

$$= \frac{(2 \times 12.66 \times 16) + 12.66(3.76 \times 28)}{(10.3 \times 12) + (19.38 \times 2) + (4.96 \times 32) + (5.54 \times 28) + (0.00016 \times 32)}$$

$$= \frac{(405.12 + 1{,}332.84)}{(123.60 + 38.76 + 158.72 + 155.12 + 0.005)}$$

$$= \frac{1{,}737.96}{476.2}$$

$$= 3.65$$

$$C_{10.30}H_{19.38}O_{4.96}N_{5.54}S_{0.00016} + b(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 9.22CO_2 + 1.08CO + 7.25O_2 + 0.00016SO_2 + dH_2O + (2.77+3.76b)N_2$$

สมดุลไฮโดรเจน : $19.38 = 2d$

$d = 9.69$

สมดุลออกซิเจน : $4.96 + 2b = (9.22 \times 2) + 1.08 + (7.25 \times 2) + (0.00016 \times 2) + d$

$= 18.44 + 1.08 + 14.50 + 0.00032 + 9.69$

$b = 19.38$

$$\therefore AF_{AC} = \frac{m_{\text{อากาศ}}}{m_{\text{เชื้อเพลิง}}}$$

$$= \frac{(2 \times 16 \times 19.38) + (19.38 \times 3.76 \times 28)}{476.20}$$

$$= \frac{620.16 + 2{,}040.33}{476.20}$$

$$= \frac{2{,}660.49}{476.20}$$

$$= 5.59$$

$$\therefore \text{ปริมาณอากาศส่วนเกิน} = \left(\frac{\left((AF)_{AC} - (AF)_{TH}\right) \times 100}{(AF)_{TH}} \right)$$

$$= \left(\frac{(5.59 - 3.65) \times 100}{3.65} \right)$$

$$= 53.15\ \%$$

ก.4.3.2 การหาความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ก.4.4 แสดงการหาความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ก.4.4 การหาความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

รายละเอียด	CO_2	CO	O_2	N_2	รวม
1. องค์ประกอบไอเสีย (%โดยปริมาตร)	9.22	1.08	7.25	82.45	100
2. น้ำหนักโมเลกุล (MW)	44	28	32	28	
3. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย	405.68	30.24	232	2,308.6	2,976.52
4. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย 1 กิโลกรัม (kg of gas/kg dry flue gas)	0.1363	0.0101	0.0780	0.7756	1
5. C_{pg} ที่ 663 K (kJ/kg–K)	0.9914	1.0666	0.9674	1.0598	
6. C_{pg} of Flue gas (kJ/kg–K)	0.1351	0.0108	0.0754	0.8220	1.0433

พิจารณา CO_2 และ CO

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2$$

$$2C + O_2 \longrightarrow 2CO$$

CO_2 0.1363 kg มาจาก C $= 0.1363 \times \frac{12}{44} = 0.0372$ kg

CO 0.0101 kg มาจาก C $= 0.0101 \times \frac{12}{28} = 0.0043$ kg

$\therefore$ จำนวนคาร์บอนที่ใช้ในการเผาไหม้เท่ากับ 0.0415 kg หรือ คาร์บอน 0.0415 kg เผาไหม้ให้ไอเสีย 1 kg เพราะฉะนั้นใน 1 kg ของเชื้อเพลิงที่มีคาร์บอนอยู่ 0.2596 kg จะเผาไหม้ให้ก๊าซเสีย = 0.2596/0.0415 = 6.26 kg

ดังนั้น เชื้อเพลิง 1 kg จะมีไอเสียแห้ง = 6.26 kg

จากตารางที่ ก.4.4 C_{pg} ของไอเสีย = 1.0433 kJ/kg-K

$\therefore Q_3 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$

$= 6.26 \times 1.0433 \times (663-303)$

$= 2,351.18$ kJ/kg

ตรวจสอบ: ความเร็วของอากาศที่เข้าหม้อต้มน้ำมันร้อนเปรียบเทียบระหว่างค่าที่คำนวณกับค่าที่วัดจริง

จากสมการสมดุลมวลของการเผาไหม้ (สมการ 2.55-2.56) ในบทที่ 2

$$m_a (1+ w) + m_f = m_{dg} + m_w \quad (5)$$

$$\frac{m_a}{m_f}(1 + w) + 1 = \frac{m_{dg}}{m_f} + \frac{m_w}{m_f} \quad (6)$$

กำหนดให้

$\frac{m_a}{m_f}$ = อัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิง

w = อัตราส่วนความชื้นในอากาศ

$\frac{m_{dg}}{m_f}$ = W_g = อัตราส่วนระหว่างไอเสียแห้งต่อเชื้อเพลิง

$= 6.26 \frac{\text{kg dry flue gas}}{\text{kg fuel}}$

$\frac{m_w}{m_f}$ = อัตราส่วนระหว่างความชื้นในไอเสียต่อเชื้อเพลิง

$=$ 9(H ในเชื้อเพลิง) + ความชื้นในอากาศ

$= (9 \times 0.0814) + (0.0179 \times 5.59)$

$= 0.7326 + 0.1001$

$= 0.8327$

ρ_{air} = ความหนาแน่นของอากาศที่อุณหภูมิ 30 °C [58]

$= 1.16 \text{ kg/m}^3$

v_{cal} = ความเร็วอากาศที่ได้จากการคำนวณ

v_{act} = ความเร็วอากาศที่วัดจริง

A = พื้นที่หน้าตัดของพัดลมที่ทางเข้าหม้อต้มน้ำมันร้อน

d_f = เส้นผ่านศูนย์กลางของพัดลมที่ทางเข้าหม้อต้มน้ำมันร้อน

$= 0.46$ m

แทนค่าลงในสมการที่ 6

$\frac{m_a}{m_f}(1 + 0.0179) + 1 = 6.26 + 0.8327$

$\frac{m_a}{m_f} = \frac{6.26 + 0.8327 - 1}{(1 + 0.0179)}$

$= 5.98$

$m_a = 5.98 \times 1541.91$

$= 9220.62$ kg/h

$= 2.56$ kg/s

$m_a = \rho_{air} \times v_{cal} \times A$

$$2.56 = \rho_{air} \times v_{cal} \times \frac{\pi d^2}{4}$$

$$2.56 = 1.16 \times v_{cal} \times \frac{3.14 \times (0.46)^2}{4}$$

$$v_{cal} = 13.29 \text{ m/s}$$

แต่ $v_{act} = 12$ m/s

$$\% \text{ error} = \left(\frac{V_{cal} - V_{act}}{V_{act}} \right) \times 100$$

$$= 9.70 \%$$

ก.4.4 พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง (Q_4) : kJ/kg

$$Q_4 = A \times (S_H + L_H)$$

$$= 9H \times (S_H + L_H)$$

โดยที่

A = ปริมาณของน้ำจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง

$= 9 \times 0.0814$

$= 0.7326$

H = น้ำหนักของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม

C_{pv} = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำที่อุณหภูมิของไอเสียที่ 663 K

$= 1.95$ kJ/kg-K

S_H = ความร้อนสัมผัสของน้ำที่สภาวะบรรยากาศที่ 30 °C

$= C_{pv} \times (T_g - T_{amb})$

$= 1.95 \times (663 - 303)$

$= 702$ kJ/kg

L_H = ความร้อนแฝงของน้ำที่สภาวะบรรยากาศ

$= 2{,}430.70$ kJ/kg

$Q_4 = 0.7326 \times (702 + 2430.70)$

$= 2{,}295.01$ kJ/kg

ก.4.5 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง (Q_5) : kJ/kg

$$Q_5 = M \times (S_H + L_H)$$

โดยที่

M = ปริมาณความชื้นในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม

= 0 kg

$\therefore Q_5$ = 0 kJ/kg

ก.4.6 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ (Q_6) : kJ/kg

$$Q_6 = M_W \times C_{pv} \times (T_g - T_{amb}) \times M_a$$

โดยที่

M_W = ปริมาณความชื้นในอากาศ (จากภาคผนวก ก.4.6.1)

C_{pv} = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำที่ 30 °C

= 1.95 kJ/kg-K

M_a = น้ำหนักจริงของอากาศ

= 5.59 kg

ก.4.6.1 การคำนวณปริมาณความชื้นในอากาศ

$$W = [w_w h_{fgw} - C_{pa}(t_d - t_w)]/(h_{gd} - h_{fw})$$

โดยที่

C_{pa} = ความร้อนจำเพาะของอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่ 27.5°C

= 1.006 kJ/kg-K

t_d = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่ 30 °C

t_w = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่ 25 °C

W_w = ความชื้นจำเพาะที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก

$$= \frac{0.622 \times P_{sw}}{(P_a - P_{sw})}$$

$$= \frac{(0.622 \times 0.03166)}{(1.013 - 0.03166)}$$

$$= \frac{0.0197}{0.9813}$$

= 0.02

P_{sw} = ความดันน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก

= 0.03166 บาร์

P_a = ความดันอากาศที่อุณหภูมิบรรยากาศ

= 1.013 บาร์

h_{fgw} = ความร้อนแฝงของไอน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก

= 2,442.5 kJ/kg

h_{gd} = เอนทาลปีจำเพาะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง

= 2,556.4 kJ/kg

h_{fw} = เอนทาลปีจำเพาะที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก

= 104.8 kJ/kg

$$W = \frac{[(0.02 \times 2,442.5) - 1.006(30 - 25)]}{(2,556.4 - 104.8)}$$

$$= \frac{48.85 - 5.03}{2,451.6}$$

= 0.0179

$$\therefore Q_6 = 0.0179 \times 1.95 \times (663 - 303) \times 5.59$$

= 70.24 kJ/kg

ก.4.7 พลังงานสูญเสียจากผิวของหม้อต้มน้ำมันร้อน (Q_7) : kJ/kg

$$Q_7 = \frac{(Q_c + Q_r)}{m_{NG} + m_{RPA} + m_{Off\ gas}}$$

โดยที่ Q_c = พลังงานที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อน (จากภาคผนวก ก.4.7.1)

Q_r = พลังงานที่สูญเสียเนื่องจากการแผ่รังสี (จากภาคผนวก ก.4.7.2)

$m_{fuel} = m_{NG} + m_{RPA} + m_{Off\ gas}$

= 1,541.91 kg/h

= 0.4283 kg/s

ก.4.7.1 การคำนวณหาพลังงานที่สูญเสียเนื่องจากการพาความร้อน [55, 58]

จาก Rayleigh number (Ra_D) $= \frac{g\beta(T_{ss} - T_{amb})D^3 \times Pr}{\nu^2}$

$$= \frac{9.81 \times 0.00295 \times (102 - 30) \times (1.96)^3 \times 0.6992}{(1.94 \times 10^{-5})^2}$$

$= 2.91 \times 10^{10}$

กำหนดให้

β = Coefficient of thermal expansion

$$= \frac{1}{T_f}$$

$$= \frac{1}{339}$$

$$= 0.00295$$

$T_f = (T_{ss} + T_{amb}) / 2$

$= 66^{\circ}C$

$= 339\ K$

T_{ss} = อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวของหม้อต้มน้ำมันร้อน

$= 102^{\circ}C$

T_{amb} = อุณหภูมิของอากาศแวดล้อม

$= 30^{\circ}C$

D = เส้นผ่านศูนย์กลางของหม้อต้มน้ำมันร้อน

$= 1.96\ m$

Pr = Prandtl number

$= 0.6992$

ν = Kinematic viscosity [58]

$= 1.94 \times 10^{-5}\ m^2/s$

Nusselt number (Nu_D) $= \frac{h_c D}{K} = CRa_D^{\ n}$ [59]

C = 0.125 , n = 0.333 [59]

$Nu_D = \frac{h_c D}{K} = 0.125\ Ra_D^{\ 0.333}$

$= 0.125 \times (2.91 \times 10^{10})^{0.333}$

$= 0.125 \times 1.427 \times 2,137.96$

$= 381.36$

$h_c = \frac{Nu_D K}{D}$

$= \frac{381.36 \times 0.0292}{1.96}$

$= 5.68\ W/m^2 - K$

κ = Thermal conductivity [60]

= 0.0292 W/m-K

ดังนั้น $Q_c = h_c A \Delta T$

$Q_c = h_c \pi DL (T_{ss} - T_{amb})$

$= 5.68 \times 3.14 \times 1.96 \times 5.9 \times (102-30)$

= 14,849.73 W

= 14.85 kW

L = ความสูงของหม้อต้มน้ำมันร้อน

= 5.9 m

ก.4.7.2 การคำนวณหาความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการแผ่รังสี [55]

$Q_r = \varepsilon\sigma [(273 + T_{ss})^4 - (273 + T_{amb})^4] \times \pi \times D \times L$

กำหนดให้

ε = Emissivity

= 0.09

σ = Stefan – Boltzmann Constant

$= 5.676 \times 10^{-8}$ W/m^2-K^4

$\therefore Q_r = 0.09 \times 5.676 \times 10^{-8} [(273+102)^4 - (273+30)^4] \times 3.14 \times 1.96 \times 5.9$

$= 0.09 \times 5.676 \times 10^{-8} [1.98 \times 10^{10} - 0.84 \times 10^{10}] \times 3.14 \times 1.96 \times 5.9$

$= 0.09 \times 5.676 \times 10^{-8} \times 1.14 \times 10^{10} \times 3.14 \times 1.96 \times 5.9$

$= 21.14 \times 10^2$ W

= 2.11 kW

$$\therefore Q_7 = \frac{(14.85 + 2.11)(kJ/s)}{0.4283(kg/s)}$$

= 39.60 kJ/kg

ก.4.8 พลังงานสูญเสียที่วัดไม่ได้ (Q_8) : kJ/kg

$Q_8 = Q_1 - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7)$

$= 16,189.01 - (11,332.33 + 2,351.18 + 2,295.01 + 0 + 70.24 + 39.60)$

$= 16,189.01 - 16,088.36$

= 100.65 kJ/kg

ก.4.9 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อต้มน้ำมันร้อน

$$\eta_1 = \frac{\text{พลังงานความร้อนที่น้ำมันร้อนได้รับ}}{\text{พลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิง}}$$

$$= \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$= \frac{11,332.33}{16,189.01}$$

$$= 0.70$$

$$= 70\ \%$$

ภาคผนวก ข

ข้อมูลเชื้อเพลิงและพลังงานของโรงงาน

ตารางที่ ข.1 ข้อมูลการใช้น้ำมันเตาเกรดเอของโรงงานปี 2544

เดือน	ปริมาณที่ใช้ (ลิตร)	พลังงานความร้อน (กิกะจูล)	จำนวนเงิน (บาท)
ม.ค.	-	-	-
ก.พ.	214,000.00	8,811.02	1,801,880.00
มี.ค.	59,000.00	2,429.21	508,580.00
เม.ย.	29,000.00	1,194.02	249,980.00
พ.ค.	52,000.00	2,141.00	507,000.00
มิ.ย.	45,165.00	1,859.58	431,777.40
ก.ค.	77,100.00	3,174.44	665,373.00
ส.ค.	28,500.00	1,173.43	265,050.00
ก.ย.	9,700.00	399.38	91,471.00
ต.ค.	8,700.00	358.21	79,431.00
พ.ย.	-	-	-
ธ.ค.	-	-	-
รวม	523,165.00	21,540.27	4,600,542.40

หมายเหตุ ค่าความร้อนขั้นสูงน้ำมันเตาเกรดเอ (HHV) = 10,000 กิโลแคลอรี/กิโลกรัม

= 41,800 กิโลจูล/กิโลกรัม

ค่าความหนาแน่นน้ำมันเตาเอ = 0.985 กิโลกรัม/ลิตร ที่ 15 ^{o}ซ

ราคาน้ำมันเตาเกรดเอเฉลี่ย = 9 บาท/ลิตร

ตารางที่ ข.2 ข้อมูลการใช้ก๊าซธรรมชาติของโรงงานปี 2544

เดือน	พลังงานความร้อน (ล้านบีทียู)	พลังงานความร้อน (กิกะจูล)	จำนวนเงิน (บาท)
ม.ค.	17,799.69	18,778.67	3,214,639.47
ก.พ.	5,733.40	6,048.74	1,077,476.72
มี.ค.	13,376.18	14,111.87	2,427,054.65
เม.ย.	13,836.74	14,597.76	2,586,908.58
พ.ค.	16,636.83	17,551.86	3,098,661.28
มิ.ย.	14,484.96	15,281.63	2,707,921.72
ก.ค.	14,938.10	15,759.70	2,751,812.80
ส.ค.	17,325.38	18,278.28	3,182,569.81
ก.ย.	16,428.10	17,331.65	2,639,914.94
ต.ค.	19,555.19	20,630.73	4,109,459.86
พ.ย.	17,084.53	18,024.18	2,870,067.48
ธ.ค.	15,948.49	16,825.66	2,678,408.12
รวม	183,147.59	193,220.71	33,344,895.43

หมายเหตุ ความร้อน 1 บีทียู = 1,055 จูล

ราคาก๊าซธรรมชาติเฉลี่ย = 182 บาทต่อล้านบีทียู

ตารางที่ ข.3 ข้อมูลการใช้พลังงานความร้อนรวมของโรงงานในปี 2544

เดือน	พลังงานความร้อนรวม (กิกะจูล)	จำนวนเงินรวม (บาท)
ม.ค.	18,778.67	3,214,639.47
ก.พ.	14,859.76	2,879,356.72
มี.ค.	16,541.08	2,935,634.65
เม.ย.	15,791.78	2,836,888.58
พ.ค.	19,692.85	3,605,661.28
มิ.ย.	17,141.21	3,139,699.12
ก.ค.	18,934.13	3,417,185.80
ส.ค.	19,451.71	3,447,619.81
ก.ย.	17,731.02	2,731,385.94
ต.ค.	20,988.93	4,188,890.86
พ.ย.	18,024.18	2,870,067.48

ตารางที่ ข.3 (ต่อ)

ธ.ค.	16,825.66	2,678,408.12
รวม	214,760.98	37,945,437.83

ตารางที่ ข.4 การใช้พลังงานไฟฟ้าของโรงงานในปี 2544

เดือน	พลังงานไฟฟ้าที่ใช้		ราคาต่อหน่วย	ราคารวม
	(กิโลวัตต์-ชั่วโมง)	(กิกะจูล)	(บาท/กิโลวัตต์)	(บาท)
ม.ค.	975,000	3,510.00	2.58	2,519,803.00
ก.พ.	772,000	2,779.20	2.84	2,195,670.50
มี.ค.	1,015,000	3,654.00	2.71	2,747,067.75
เม.ย.	1,106,000	3,981.60	2.65	2,931,293.75
พ.ค.	1,162,000	4,183.20	2.68	3,117,469.25
มิ.ย.	954,000	3,434.40	2.75	2,620,251.00
ก.ค.	1,009,000	3,632.40	2.76	2,780,423.00
ส.ค.	874,000	3,146.40	2.74	2,398,306.25
ก.ย.	932,000	3,355.20	2.82	2,623,720.75
ต.ค.	977,000	3,517.20	2.74	2,679,485.00
พ.ย.	843,000	3,034.80	2.62	2,205,701.50
ธ.ค.	875,000	3,150.00	2.58	2,258,365.00
รวม	11,494,000	41,378.40	-	31,077,556.80

ตารางที่ ข.5 ข้อมูลกำลังการผลิตของโรงงานในปี 2544

เดือน	ปริมาณการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ (กิโลกรัม)
ม.ค.	2,949,420
ก.พ.	904,900
มี.ค.	2,632,240
เม.ย.	2,654,760
พ.ค.	2,857,510
มิ.ย.	2,912,250
ก.ค.	2,696,050
ส.ค.	3,150,850

ตารางที่ ข.5 (ต่อ)

ก.ย.	2,953,530
ต.ค.	3,038,486
พ.ย.	2,977,980
ธ.ค.	3,073,019
รวม	32,800,995

ตารางที่ ข.6 ดัชนีการใช้เชื้อเพลิงต่อผลผลิตและดัชนีการใช้พลังงานไฟฟ้าต่อผลผลิตปี 2544

เดือน	ดัชนีการใช้เชื้อเพลิงต่อผลผลิต (เมกะจูล/กิโลกรัม)	ดัชนีการใช้พลังงานไฟฟ้าต่อผลผลิต (เมกะจูล/กิโลกรัม)
ม.ค.	6.37	1.19
ก.พ.	20.75	3.88
มี.ค.	7.13	1.33
เม.ย.	7.07	1.32
พ.ค.	6.57	1.23
มิ.ย.	6.45	1.21
ก.ค.	6.97	1.30
ส.ค.	5.96	1.11
ก.ย.	6.36	1.19
ต.ค.	6.18	1.16
พ.ย.	6.31	1.18
ธ.ค.	6.11	1.14
เฉลี่ย	6.54	1.26

ภาคผนวก ค

ข้อมูลของอุปกรณ์ที่สำคัญที่ใช้ในการวิเคราะห์พลังงาน

การเก็บข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์ เพื่อทำการปรับปรุงประสิทธิภาพทางความร้อนในกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ จำเป็นจะต้องใช้ข้อมูลในการวิเคราะห์หลายประเภท ซึ่งผู้วิจัยได้ทำการเก็บข้อมูลโดยการวัดจริง และทำการศึกษาข้อมูลจากการผลิตของโรงงาน ข้อมูลในกระบวนการผลิตที่วัดมีดังต่อไปนี้

ตารางที่ ค.1 ข้อมูลจำเพาะทางเทคนิคของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

Boiler model			KMH – 12A
Design pressure		kg/cm^2	10
Normal steam condition	Pressure	kg/cm^2	6
	Temperature	°C	174.5
Evaporation capacity (Rating)	Actual	Kg/h	3,183.33 *
	Design	Kg/h	7,200
Boiler horse power		BHP	460
Fuel oil consumption		Kg/h	239.625 *
Kind of fuel	Main	-	Kerosene, A, B,C, Heavy oil
	Ignition	-	LPG.(or Kerosene) (Option)

*Remark : As of 3/8/99

ตารางที่ ค.2 ข้อมูลจำเพาะทางเทคนิคของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

Boiler model			KMH – 16A
Design pressure		kg/cm^2	10
Normal steam condition	Pressure	kg/cm^2	8
	Temperature	°C	174.5
Evaporation capacity (Rating)	Actual	Kg/h	4,125 *
	Design	Kg/h	9,600
Boiler horse power		BHP	614
Fuel oil consumption		Kg/h	325.575 *
Kind of fuel	Main	-	Kerosene, A, B, C, Heavy oil
	Ignition	-	LPG.(or Kerosene) (Option)

*Remark : As of 3/8/99

ตารางที่ ค.3 ข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัดของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

รายการ		ค่าวัด
อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำ	(kg/h)	1,005.30
อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง	(kg/h)	70.20
อัตราการไหลโดยมวลของน้ำโบล์วดาวน์ *	(kg/h)	76.99
อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	(kg/h)	1,463.83
ความดันของไอน้ำ	(kg/cm^2)	6.00
อุณหภูมิของไอน้ำ	(°C)	170.00
อุณหภูมิของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	(°C)	74.00
อุณหภูมิของไอเสีย	(°C)	179.00
อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวของหม้อไอน้ำ	(°C)	70.60
กำลังงานไฟฟ้า	(kW)	31.34
ตัวประกอบกำลัง		0.80

หมายเหตุ * ค่าจากการคำนวณ

ตารางที่ ค.4 ข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัดของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

รายการ		ค่าวัด
อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำ	(kg/h)	6,092.31
อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง	(kg/h)	450.00
อัตราการไหลโดยมวลของน้ำโบล์วดาวน์*	(kg/h)	194.43
อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	(kg/h)	6,286.74
ความดันของไอน้ำ	(kg/cm^2)	8.00
อุณหภูมิของไอน้ำ	(°C)	170.00
อุณหภูมิของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	(°C)	121.00
อุณหภูมิของไอเสีย	(°C)	224.00
อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวของหม้อไอน้ำ	(°C)	65.25
กำลังงานไฟฟ้า	(kW)	46.34
ตัวประกอบกำลัง		0.80

หมายเหตุ * ค่าจากการคำนวณ

ตารางที่ ค.5 องค์ประกอบของน้ำมันเตาเกรดเอ

รายการ		ค่าวัด
1. ส่วนประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง		
- คาร์บอน, C	(%)	86.50
- ไฮโดรเจน, H	(%)	12.00
- กำมะถัน, S	(%)	1.50
2. ความหนาแน่นที่ 15 °C	(kg/l)	0.985
3. จุดวาบไฟ (Flash point)	(°C)	60.00
4. จุดไหลเท (Pour point)	(°C)	24.00
5. ความหนืดที่ 50 °C	(cSt)	7.00
6. ค่าความร้อน		
- ค่าความร้อนขั้นสูงของเชื้อเพลิง (HHV)	(kJ/kg)	42,724.00
- ค่าความร้อนขั้นต่ำของเชื้อเพลิง (LHV)	(kJ/kg)	40,245.00

ตารางที่ ค.6 การสูญเสียความร้อนที่ผิวของหม้อไอน้ำ

รายการ	อุณหภูมิที่ผิวหม้อไอน้ำ (°C)	พื้นที่ถ่ายเทความร้อน (m^2)	ค่าการพาความร้อน (kW)	ค่าการแผ่รังสี (kW)	ค่าการสูญเสียความร้อนรวม (kW)
หม้อไอน้ำเครื่องที่ 1	70.60	49.28	8.52	1.40	9.92
หม้อไอน้ำเครื่องที่ 2	65.25	61.23	8.78	1.47	10.25

ตารางที่ ค.7 ข้อมูลของน้ำโบล์วดาวน์

รายการ	เปอร์เซ็นต์โบล์วดาวน์ (%)	อัตราการไหลโดยมวล (kg/h)
หม้อไอน้ำเครื่องที่ 1	5	76.99
หม้อไอน้ำเครื่องที่ 2	3	194.43

ตารางที่ ค.8 ข้อมูลจากการวัดไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

รายการ		ค่าวัด
Ambient temperature	(°C)	30.00
Stack temperature	(°C)	179.00
Oxygen	(%)	11.52
Carbon monoxide	(ppm)	1.30
Carbon dioxide	(%)	6.75

ตารางที่ ค.9 ข้อมูลจากการวัดไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

รายการ		ค่าวัด
Ambient temperature	(°C)	30.00
Stack temperature	(°C)	224.00
Oxygen	(%)	5.95
Carbon monoxide	(ppm)	10.50
Carbon dioxide	(%)	11.50

ตารางที่ ค.10 ข้อมูลของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1

รายการ	ค่าวัด	
	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2
ไอน้ำเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน		
อุณหภูมิ (°C)	165	220
ความดัน (bar.abs)	7	23
คอนเดนเสทออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน		
อุณหภูมิ (°C)	165	220
อัตราการไหลโดยมวล (kg/h)	1267.37	901.44
อากาศแวดล้อม		
อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (°C)	75	130
อัตราส่วนความชื้น	0.0138	0.0138
อากาศร้อนออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน		
อุณหภูมิ (°C)	130	165
ปริมาตรการไหล (m^3/h)	48640.65	54498.81
ความหนาแน่น (kg/m^3)	0.9424	0.8411
อัตราการไหลโดยมวล (kg/h)	45838.95	45838.95
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศแห้ง (kJ/kg-K)	1.012 (ที่ 102.5 °C)	1.017 (ที่ 147.5 °C)

ตารางที่ ค.11 ข้อมูลของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2

รายการ	ค่าวัด	
	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2
ไอน้ำเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน		
อุณหภูมิ (°C)	165	220
ความดัน (bar.abs)	7	23
คอนเดนเสทออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน		
อุณหภูมิ (°C)	165	220
อัตราการไหลโดยมวล (kg/h)	913.95	557.20
อากาศแวดล้อม		
อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (°C)	75	130
อัตราส่วนความชื้น (kg)	0.0138	0.0138
อากาศร้อนออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน		
อุณหภูมิ (°C)	130	160
ปริมาตรการไหล (m^3/h)	35076.65	39068.95
ความหนาแน่น (kg/m^3)	0.9424	0.8461
อัตราการไหลโดยมวล (kg/h)	33056.24	33056.24
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศแห้ง (kJ/kg-K)	1.012 (ที่ 102.5 °C)	1.017 (ที่ 145 °C)

ค.12 วิธีการวิเคราะห์คุณสมบัติความชื้นในอากาศ [60]

นิยามคุณสมบัติหรือเทอมไซโครเมตริกของอากาศชื้น

- อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry bulb temperature, t_d) คือ อุณหภูมิของอากาศชื้น
- อุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet bulb temperature, t_w) คือ อุณหภูมิของอากาศชื้น ซึ่งวัดโดยเทอร์โมมิเตอร์ ซึ่งกระเปาะถูกหุ้มด้วยผ้าเปียก และมีลมผ่านด้วยความเร็วระหว่าง 2 ถึง 5 เมตรต่อวินาที
- อัตราส่วนความชื้น (Humidity ratio, W) คือ น้ำหนักของน้ำที่เป็นไอต่อน้ำหนักของอากาศแห้งหนึ่งหน่วย

- ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity, RH) คือ อัตราส่วนความดันของไอน้ำในอากาศต่อความดันของไอน้ำในอากาศเมื่ออากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิและความดันบรรยากาศเดียวกัน
- การคำนวณหาอัตราส่วนความชื้นในอากาศ

$$W = \frac{\left[W_w h_{fgw} - C_{pa}\left(t_d - t_w\right)\right]}{\left(h_{gd} - h_{fw}\right)}$$

โดยที่ W_w = ความชื้นจำเพาะที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก

$$= \frac{0.622P_{SW}}{(P_a - P_{SW})}$$

P_{sw} = ความดันอิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก (bar)

P_a = ความดันที่อุณหภูมิบรรยากาศ (bar)

h_{fgw} = ความร้อนแฝงของไอน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก (kJ/kg)

C_{pa} = ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างอุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ (kJ/kg-K)

t_d = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ (°C)

t_w = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ (°C)

h_{gd} = เอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (kJ/kg)

h_{fw} = เอนทาลปีจำเพาะของน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก (kJ/kg)

ตารางที่ ค.13 ข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัดที่หม้อต้มน้ำมันร้อน

รายการ	ค่าวัด
อัตราการไหลโดยมวลของน้ำมันร้อน (kg/h)	261.5×10^3
อัตราการไหลโดยมวลของก๊าซธรรมชาติ (kg/h)	470.50
อัตราการไหลโดยมวลของของเสียจากกระบวนการผลิตพาทาลิกแอนไฮไดรด์ (kg/h)	34.41
อัตราการไหลโดยมวลของ Off gas จากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ (kg/h)	1,037
อุณหภูมิของน้ำมันร้อนที่ออกจากหม้อต้มน้ำมันร้อน (°C)	314
อุณหภูมิของน้ำมันร้อนที่ไหลกลับเข้าหม้อต้มน้ำมันร้อน (°C)	288
อุณหภูมิที่ผิวของหม้อต้มน้ำมันร้อน (°C)	102
อุณหภูมิอากาศทิ้งที่ปล่องไอเสีย (°C)	390
อุณหภูมิอากาศแวดล้อม (°C)	30
ความเร็วอากาศเฉลี่ยที่บริเวณทางเข้าของหม้อต้มน้ำมันร้อน (m/s)	12

ตารางที่ ค.14 การสูญเสียความร้อนที่ผิวของหม้อต้มน้ำมันร้อน

รายการ	อุณหภูมิที่ผิวหม้อต้มน้ำมันร้อน (°C)	พื้นที่ถ่ายเทความร้อน (m^2)	ค่าการพาความร้อน (kW)	ค่าการแผ่รังสี (kW)	ค่าการสูญเสียความร้อนรวม (kW)
หม้อต้มน้ำมันร้อน	102	36.31	14.85	2.11	16.96

ตารางที่ ค.15 ข้อมูลจากการวัดไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อน

รายการ		ค่าวัด
Ambient temperature	(°C)	30.00
Stack temperature	(°C)	390.00
Oxygen	(vol %)	7.25
Carbon monoxide	(ppm)	1.08
Carbon dioxide	(vol %)	9.22

ตารางที่ ง.1 คุณสมบัติของสารอินทรีย์ [51]

Compound	Formula	Molecular weight	Normal melting point °C	Normal boiling point °C	Specific gravity of liquid at °C	Physical state at 25°C	Enthalpies (kcal/g mol)					Molar heat capacities [cal/(g mol · K)]					
							Heat of formation ΔH_F	Heat of combustion ΔH_c	Heat of fusion ΔH_{fus}	Heat of vaporization ΔH_{vap} At 25°C	Heat of vaporization ΔH_{vap} At N.B.P.	Of the liquid	Of the gas $C_p = a + bT + cT^2 + dT^3$ a	$b \times 10^3$	$c \times 10^5$	$d \times 10^9$	Range °C
55. Isobutane	C_4H_{10}	58.12	−159.6	−11.7	...	g	−32.15	−685.7	1.09	4.57	5.09	31.9	−1.890	9.94	−5.495	11.92	0-1200
56. Isobutyl alcohol	C_4H_9OH	74.12	−114.7	99.5	0.806 (20)	l	−81.06	−636.74	...	6.34	9.94	53.0					
57. Isopentane	C_5H_{12}	72.15	−159.9	27.9	0.620 (20)	l	−42.85	−837.3	1.23	5.88	5.84	38.0	−2.273	12.43	−7.097	15.86	0-1200
58. Isoprene	C_5H_8	68.13	−146	34.1	0.681 (20)	l	+11.80	−755.3	...	...	6.18	...	−0.44	10.42	−6.762	16.93	0-1200
59. Isopropyl alcohol	C_3H_7OH	60.11	−89.5	82.4	0.786 (20)	l	−74.32	−481.11	1.29	11.91	9.56	36.5	0.794	8.50	−5.016	11.56	0-1200
60. Maleic anhydride	$C_4H_2O_3$	98.06	60	198	1.314 (60)	c	...	−332.1	3.26	...	12.12	39.2					
61. Methane	CH_4	16.04	−182.5	161.4	...	g	−17.89	−212.8	0.23	...	1.96	...	4.750	1.200	0.303	−2.63	0-1200
62. Methyl acetate	CH_3COOCH_3	74.08	−98.1	57.1	0.933 (20)	l	...	−381.1	...	...	7.27	34.6					
63. Methyl alcohol	CH_3OH	32.04	−93.9	65.0	0.792 (20)	l	−57.04	−173.65	0.76	8.95	8.42	19.3	4.55	2.186	−0.291	−1.92	0-1200
64. Methylamine	CH_3NH_2	31.06	−93.5	−6.3	0.699 (−11)	g	−6.7	−258.15	1.47	...	6.47	...	2.996	3.610	−1.645	2.95	0-1200
65. Methyl bromide	CH_3Br	94.95	−93.6	3.6	1.676 (20)	g	...	−184.0	1.43	...	5.93						
66. Methyl chloride	CH_3Cl	50.49	−97.7	−24.2	0.916 (20)	g	−19.58	−182.81	1.54	4.55	5.16	...	3.05	2.596	−1.244	2.30	0-1200
67. Methyl ethyl ketone	$CH_3COC_2H_5$	72.10	−86.4	79.6	0.805 (20)	l	...	−582.1	...	...	7.62	39.6					
68. Methyl iodide	CH_3I	141.95	−64.4	42.4	2.279 (20)	l	...	−194.7	...	...	6.62						
69. 1-Methylnaphthalene	$C_{11}H_{10}$	142.19	−30.5	244.6	1.020 (20)	l											
70. Naphthalene	$C_{10}H_8$	128.19	80.2	218	1.025 (20)	c	...	−1232.5	4.49	17.5†	12.31	51.5	3.15	10.94	3.48	0	0-1200
71. Nitrobenzene	$C_6H_5NO_2$	123.11	5.7	210.8	1.204 (20)	l	...	−739	2.77	...	9.74	44.1					
72. Nitroglycerin	$C_3H_5O_9N_3$	227.09	13	256 ex.	1.593 (20)	l	...	−368.4	...	...	13.75						
73. *n*-Octane	C_8H_{18}	114.23	−56.8	125.7	0.703 (20)	l	...	−1302.7	4.94	...	9.22	60.7	45.1	0	0	0	0-300
74. *n*-Pentane	C_5H_{12}	72.15	−129.7	36.1	0.626 (20)	l	−41.36	−845.2	2.01	6.32	6.16	...	1.618	10.85	−5.365	10.10	0-1200
75. Pentene-1	C_5H_{10}	70.13	−138	30.0	0.641 (20)	g	−5.00	−806.9	1.39	...	5.26						
76. Phenol	C_6H_5OH	94.11	43	181.8	1.071 (20)	c	−37.80	−731.6	2.73	16.09	...	52.7					
77. Phosgene	$COCl_2$	98.92	−118	7.6	1.381 (20)	g	−53.3	...	1.37	...	5.83	...	10.35	1.65	−0.848	0	0-700
78. Phthalic acid	$C_8H_6O_4$	166.14	210d.	d.	1.593 (20)	c											
79. Phthalic anhydride	$C_8H_4O_3$	148.12	131.5	284.5	1.527 (4)	c	...	−783.4	5.6	13.92							
80. Propane	C_3H_8	44.09	−189.7	−42.1	0.585 (−45)	g	−24.82	−530.6	0.84	3.61	4.49	25.4	−0.966	7.28	−3.755	7.58	0-1200
81. Propene	C_3H_6	42.08	−185.3	−47.4	...	g	+4.88	−492.0	0.72	...	4.40	...	0.753	5.69	−2.910	5.88	0-1200
82. Propyne	C_3H_4	40.06	−101.5	−23.2	...	g	+44.32	−463.1	...	...	5.22						
83. *n*-Propyl acetate	$CH_3COOC_3H_7$	102.13	−95	101.6	0.887 (20)	l	...	...	...	...	10.27	46.3					
84. *n*-Propyl alcohol	C_3H_7OH	60.09	−126.5	97.4	0.804 (20)	l	−71.87	−483.56	...	10.70	9.86	35.2	−1.307	9.24	−5.800	14.14	0-1200
85. Pyridine	C_5H_5N	79.10	−42	115.5	0.982 (20)	l	...	−660	...	...	8.50	34.0					
86. Styrene	$C_6H_5CH{=}CH_2$	104.15	−30.6	145.2	0.906 (20)	l	+24.83	−1050.5	...	...	8.71						
87. Toluene	$C_6H_5CH_3$	92.15	−95.9	110.6	0.867 (20)	l	+11.95	−934.5	1.58	9.08	8.00	33.5	−8.213	13.36	−8.230	19.20	0-1200
88. Triethanolamine	$N(C_2H_4OH)_3$	149.19	21.2	277	1.124 (20)	l	...	−1036.8									
89. Trimethylamine	$N(CH_3)_3$	59.11	−117.2	2.9	0.671 (0)	g	...	−578.6	1.56	...	6.36						
90. 2,2,3-Trimethylbutane	C_7H_{16}	100.20	−24.2	80.9	0.689 (20)	l	−56.63	−1148.3	0.54	7.66	6.92						
91. 2,2,4-Trimethylpentane (isooctane)	C_8H_{18}	144.12	−107.4	99.2	0.692 (20)	l	−61.97	−1305.3	2.20	8.40	7.41						
92. 2,4,6-Trinitrotoluene	$C_7H_5N_3O_6$	227.13	82	240 ex.	1.654 (20)	...	...	−821	5.06								
93. Urea	H_2NCONH_2	60.06	135	d.	1.323 (20)	c	−79.6	−151.1									
94. Water	H_2O	18.02	0.0	100.0	1.000 (4)	l	−68.32	0	1.43	10.45	9.71	18.0	7.700	0.0459	0.252	−0.859	0-1200
95. Water vapor						g	−57.87										
96. *o*-Xylene	C_8H_{10}	106.17	−25.2	144.4	0.880 (20)	l	...	−1091.7	3.25	...	10.00	43.6	32.1	0	0	0	
97. *p*-Xylene	C_8H_{10}	106.17	13.2	138.5	0.861 (20)	l	...	−1089.1	4.02	...	10.89	43.6	30.3	0	0	0	

ตารางที่ ง.1 (ต่อ) คุณสมบัติของสารอินทรีย์ (ต่อ)

Compound	Formula	Molecular weight	Normal melting point °C	Normal boiling point °C	Specific gravity of liquid at °C	Physical state at 25°C	Enthalpies (kcal/g mol)					Molar heat capacities [cal/(g mol · K)]					
							Heat of formation ΔH_f	Heat of combustion ΔH_c	Heat of fusion ΔH_{fus}	Heat of vaporization ΔH_{vap} At 25°C	Heat of vaporization ΔH_{vap} At N.B.P.	Of the liquid	Of the gas $C_p = a + bT + cT^2 + dT^3$ a	$b \times 10^3$	$c \times 10^5$	$d \times 10^9$	Range °C
1. Acetaldehyde	CH_3CHO	44.05	−121	20.8	0.783 (18)	g	−39.72	−284.98	0.77	...	5.86	...	4.19	3.164	−0.515	−3.800	0-1200
2. Acetic acid	CH_3COOH	60.05	16.7	118.0	1.049 (20)	l	−116.4	−208.34	2.80	11.48	5.81	28.1					
3. Acetone	CH_3COCH_3	58.08	−95.4	56.2	0.790 (20)	l	−59.32	−427.79	1.36	7.53	7.23	30.6	1.625	6.661	−3.737	8.307	0-1200
4. Acetylene	$CH{\equiv}CH$	26.04	...	−84.0	...	g	+54.19	−310.6	...	...	4.76	...	5.21	2.201	−1.559	4.349	0-1200
5. *n*-Amyl alcohol	$C_5H_{11}OH$	88.15	−79.0	137.9	0.814 (20)	l	...	−786.7	2.35	...	10.58	62.7					
6. Aniline	$C_6H_5NH_2$	93.12	−6.3	184.2	1.022 (20)	l	...	−812	1.95	...	9.65	47.4					
7. Anthracene	$C_{14}H_{10}$	178.24	216.3	340	1.283 (25)	c	...	−1712.0	6.90	...	16.82						
8. Benzene	C_6H_6	78.11	5.5	80.1	0.879 (20)	l	+19.82	−781.0	2.35	8.09	7.35	26.5	−8.650	11.578	−7.540	18.54	0-1200
9. Benzoic acid	C_6H_5COOH	122.12	122.4	249	1.266 (15)	c	...	−771.5	4.14	...	...	51.7					
10. 1,3-Butadiene	C_4H_6	54.10	−108.9	−4.4	...	g	+26.33	−607.5	...	...	5.40	...	−1.29	8.350	−5.582	14.24	0-1200
11. *n*-Butane	C_4H_{10}	58.12	−138.4	−0.5	...	g	−30.15	−687.7	1.11	5.04	5.35	31.9	0.945	8.873	−4.380	8.36	0-1200
12. Butene-1	$CH_3{=}C_2H_5$	56.10	−185.4	−6.3	...	g	−0.03	−649.5	0.92	4.87	5.24	...	−0.240	8.650	−5.110	12.07	0-1200
13. *n*-Butyl alcohol	C_4H_9OH	74.12	−89.5	117.3	0.810 (20)	l	−79.61	−638.18	2.24	11.80	10.46	41.7					
14. Carbon dioxide	CO_2	44.01	−56.6	−78.5*	...	g	−94.05	0.0	1.90	6.03†	...	...	5.316	1.429	−0.836	1.784	0-1500
15. Carbon disulfide	CS_2	76.13	−111.5	46.3	1.263 (20)	l	+21.0	−256.97	1.05	6.55	6.40	...	7.390	1.489	−1.096	2.760	0-1200
16. Carbon (graphite)	C	12.01	3660*	4200	...	c	0	−94.05									
17. Carbon monoxide	CO	28.01	−205	−191.5	...	g	−26.42	−67.64	0.20	...	1.44	...	6.726	0.040	0.128	−0.531	0-1500
18. Carbon tetrachloride	CCl_4	153.84	−23.0	76.5	1.594 (20)	l	−33.34	−84.17	6.41	7.84	7.04	30.9	12.24	3.400	−2.995	8.828	0-1200
19. Chlorobenzene	C_6H_5Cl	112.56	−45.6	132	1.106 (20)	l	−12.39	...	...	...	8.73	34.6	−6.1	11.45	−7.56	18.54	
20. Chloroform	$CHCl_3$	119.39	−63.5	61.7	1.483 (20)	l	...	−114.3	2.2	...	7.06	27.9	7.61	3.461	−2.668	7.144	0-1200
21. Cyclohexane	C_6H_{12}	84.16	6.6	80.7	0.779 (20)	l	−37.34	−936.9	0.64	7.90	7.19	...	−15.94	16.454	−9.203	19.27	0-1200
22. Cyclopentane	C_5H_{10}	70.13	−93.9	49.3	0.746 (20)	l	−25.30	−786.5	0.15	6.82	6.52	...	−12.96	13.087	−7.447	16.41	0-1200
23. Cyanamide	H_2NCN	42.04	42	d.	1.073 (18)	c	+9.15	−261.70	2.09								
24. Cyanogen	NCCN	52.04	−27.9	−21.2	0.954 (−21)	g	+73.82	...	1.94	...	5.58	...	9.82	1.486	−0.657	0.0	0-700
25. *n*-Decane	$C_{10}H_{22}$	142.29	−29.7	174.1	0.730 (20)	l	...	−1610.2	6.88	...	10.91	75.2					
26. *o*-Dichlorobenzene	$C_6H_4Cl_2$	147.01	−17.6	179	1.305 (20)	l	...	−671.8	3.09	...	...	39.7					
27. Diethanolamine	$NH(C_2H_4OH)_2$	105.14	28	271	1.097 (20)	l											
28. Diethylene glycol	$O(C_2H_4OH)_2$	106.12	−10.5	245	1.120 (15)	l	...	...	...	...	16.15						
29. Diethyl ether	$O(CH_2CH_3)_2$	74.12	−116.2	34.5	0.714 (20)	l	−65.82	−652.59	1.74	6.77	6.21	40.5					
30. Dimethylamine	$(CH_3)_2NH$	45.09	−93	7.4	0.680 (0)	c	...	−416.7	1.42	...	6.66						
31. *n*-Dodecane	$C_{12}H_{26}$	170.33	−9.6	214.5	0.751 (20)	l	−90.45	...	8.74	20.93	...	85.1					
32. Ethane	C_2H_6	30.07	−183.3	−88.6	...	g	−20.24	−372.8	0.68	...	3.52	...	1.648	4.124	−1.530	1.740	0-1200
33. Ethanolamine	$HOCH_2CH_2NH_2$	61.08	10.5	172.2	1.018 (20)	l											
34. Ethyl acetate	$CH_3COOC_2H_5$	88.10	−83.6	77.1	0.900 (20)	l	−110.72	−538.76	2.50	8.70	...	40.4					
35. Ethyl alcohol	C_2H_5OH	46.07	−117.3	78.5	0.789 (20)	l	−66.35	−326.7	1.19	10.12	9.40	26.5	4.75	5.006	−2.479	4.790	0-1200
36. Ethylamine	$C_2H_5NH_2$	45.09	−81	16.6	0.683 (20)	l	...	−409.5									
37. Ethylbenzene	$C_6H_5C_2H_5$	106.20	−95.0	136.2	0.867 (20)	l	+7.12	−1091.0	2.19	10.10	8.60	41.5	−8.398	15.935	−10.003	23.95	0-1200
38. Ethyl bromide	C_2H_5Br	108.98	−118.6	38.4	1.460 (20)	g	−15.3	−340.4	...	...	6.53	23.4					
39. Ethyl chloride	C_2H_5Cl	64.52	−136.4	12.3	0.898 (20)	g	...	−339.66	1.06	...	5.96	23.7					
40. Ethyl mercaptan	C_2H_5SH	62.13	−144.4	34.7	0.840 (20)	g	...	−448.0	1.19								
41. Ethylene	$CH_2{=}CH_2$	28.05	−169.2	−103.2	...	g	+12.49	−339.6	0.80	...	3.24	22.8	0.944	3.735	−1.993	4.220	0-1200
42. Ethylene chloride	CH_2ClCH_2Cl	98.97	−35.3	83.5	1.235 (20)	l	...	−296.77	...	...	7.64	29.8	5.661	4.295	−3.022	7.891	0-1200
43. Ethylene chlorohydrin	$ClCH_2CH_2OH$	80.52	−67.5	128	1.200 (20)	l	...	...	...	...	10.74						
44. Ethylene glycol	$HOCH_2CH_2OH$	62.07	−12.7	198	1.109 (20)	l	...	−281.9	2.69	...	14.03						
45. Ethylene oxide	CH_2CH_2O	44.05	−111	10.4	0.882 (10)	g	...	−302.1	...	...	6.82						
46. Formaldehyde	HCHO	30.03	−92.0	−21.0	0.815 (−20)	g	−28.29	−134.67	...	...	5.92	...	5.447	0.974	0.170	−2.078	0-1200
47. Formic acid	HCOOH	46.03	8.4	100.7	1.220 (20)	l	−97.8	−64.57	2.73	...	5.52	24.2					
48. Furan	C_4H_4O	68.08	−85.7	31.4	0.951 (20)	l	...	...	...	...	...	27.4					
49. Furfural	C_4H_3OCHO	96.08	−38.7	161.7	1.159 (20)	l	...	−559.5	...	...	10.31	40.2					
50. Glycerol (glycerin)	$C_3H_8O_3$	92.11	20	290	1.261 (20)	l	−159.16	−396.27	4.38	...	...	53.0					
51. *n*-Heptane	C_7H_{16}	100.20	−90.6	98.4	0.684 (20)	l	−53.63	−1151.3	3.35	8.74	7.58	49.0					
52. *n*-Hexadecane (cetane)	$C_{16}H_{34}$	226.43	18.2	287	0.773 (20)	l	−89.23	−2577.0	12.75	19.38	12.3	113.0					
53. *n*-Hexane	C_6H_{14}	86.17	−95	68.8	0.660 (20)	l	−47.52	−995.0	3.11	7.54	6.90	51.5	1.657	13.19	−6.844	13.78	0-1200
54. Hydrogen	H_2	2.016	−259.2	−252.7	...	g	0	−68.32	...	...	...	...	6.952	−0.046	0.096	−0.21	0-1500

ตารางที่ ง.2 ค่าความจุความร้อนเฉลี่ยของก๊าซที่ความดันคงที่ 1บรรยากาศ

อุณหภูมิ 25 องศาเซียส (kJ/kmol-K) [51]

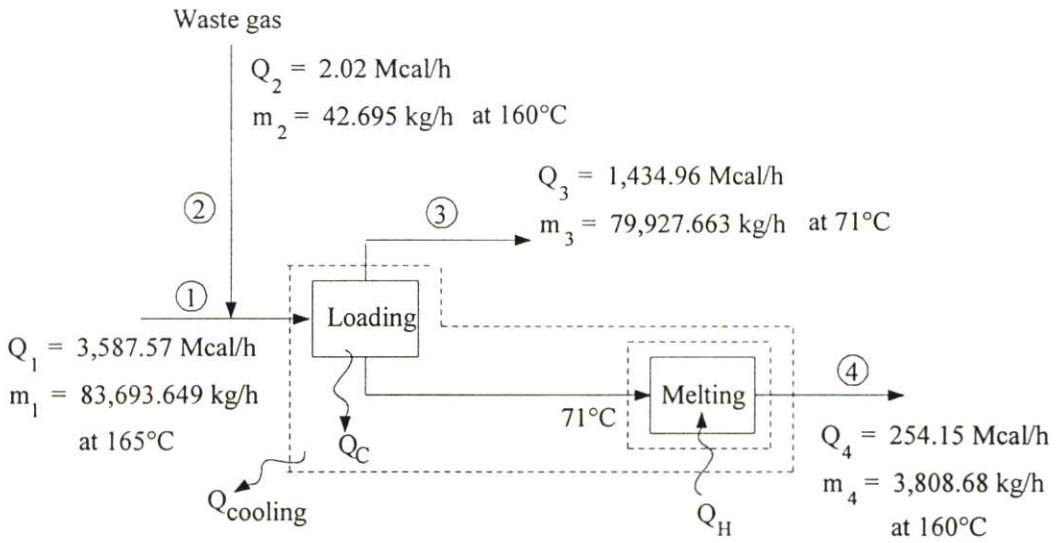
K	H_2	N_2	CO	Air	O_2	HCl	Cl_2	H_2O	CO_2	SO_2	SO_3	CH_4	C_2H_4	C_2H_6	NH_3
298	28.84	29.13	29.18	29.18	29.39	29.13	33.99	33.57	37.17	40.14	50.69	35.79	43.74	52.87	35.50
400	29.01	29.21	29.32	29.32	29.75	29.19	34.57	33.94	39.23	41.68	54.77	38.31	48.85	59.31	37.21
500	29.15	29.35	29.45	29.45	30.18	29.24	35.16	34.40	40.07	43.32	58.42	41.03	53.71	65.56	38.76
600	29.19	29.53	29.67	29.69	30.65	29.32	35.58	34.93	42.72	44.81	61.63	43.84	58.29	71.56	40.19
700	29.24	29.76	29.98	30.02	31.14	29.43	35.86	35.35	44.15	46.11	64.40	46.69	62.46	77.26	41.55
800	29.31	30.31	30.27	30.34	31.59	29.60	36.10	35.90	45.43	47.23	66.80	49.46	66.26	83.30	42.89
900	29.36	30.34	30.61	30.64	32.00	29.78	36.30	36.49	46.54	48.17	68.85	52.23	69.73	87.39	44.23
1000	29.46	30.64	30.93	30.94	32.37	30.00	36.45	37.08	47.56	49.01	70.27	54.66	72.91	91.93	45.56
1100	29.57	30.93	31.24	31.27	32.70	30.25	36.59	37.68	48.50	49.75	72.27	57.06	75.91	96.20	46.86
1200	29.69	31.22	31.56	31.56	33.02	30.49	36.74	38.29	49.35	50.43	73.72	59.34	78.66	100.15	48.16
1300	29.89	31.50	31.84	31.93	33.32	30.75	36.85	38.89	50.10	51.01	75.11	61.49	81.15	103.09	49.44
1400	30.07	31.77	32.09	32.13	33.60	31.00	36.94	39.45	50.82	51.53	76.36	63.47	83.51	107.17	50.71
1500	30.23	32.04	32.34	32.38	33.84	...	...	40.01	51.43						
1600	30.39	32.25	32.58	32.61	34.05	...	...	40.56	51.99						
1700	30.56	32.46	32.79	32.79	34.23	...	...	41.03	52.54						
1800	30.75	32.67	33.00	33.01	34.40	...	...	41.47	53.18						
1900	30.97	32.86	33.20	33.24	34.66	...	...	41.84	53.43						
2000	31.12	33.03	33.37	33.41	34.83	...	...	42.53	53.74						
2100	31.32	33.20	33.52	33.56	34.98	...	...	42.98	54.25						
2200	31.48	33.35	33.66	33.70	35.12	...	...	43.41	54.56						

ภาคผนวก จ

การคำนวณสมดุลพลังงานของสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์

การคำนวณสมดุลพลังงานของสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์

การคำนวณสมดุลพลังงานของสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์แสดงในรูปที่ จ.1



รูปที่ จ.1 ระบบปริมาตรควบคุมของสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์

Q_1 = ความร้อนของผลิตภัณฑ์ที่ออกจากเครื่องปฏิกรณ์ผ่านก๊าซคูลเลอร์

= 3,587.57 Mcal/h

Q_2 = ความร้อนของก๊าซที่เกิดจากปฏิกิริยาข้างเคียงจากคอนเดนเซอร์ของหอกลั่น 2 หอ

= 2.02 Mcal/h

Q_3 = ความร้อนของก๊าซที่เกิดจากปฏิกิริยาข้างเคียงจากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ไปหอดูดซับก๊าซเสีย

= 1,434.96 Mcal/h

Q_4 = ความร้อนของผลิตภัณฑ์ที่ออกจากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ไปเก็บที่ Crude PA tank

= 254.15 Mcal/h

Q_C = ความร้อนที่ออกจากสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ในช่วง Loading ถ่ายเทให้กับสิ่งแวดล้อม

Q_H = ความร้อนที่ให้กับสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ในช่วง Melting

$Q_{Cooling}$ = ผลต่างของความร้อนในช่วง Loading กับช่วง Melting ของสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์

= $Q_C - Q_H$

จากสมดุลพลังงานโดยรวมจะได้ว่า

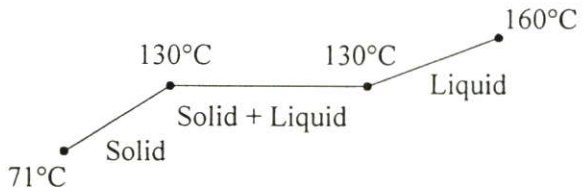
$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_{Cooling}$

$3,587.57 + 2.02 = 1,434.96 + 254.15 + Q_{Cooling}$

$Q_{Cooling} = 1,900.48$ Mcal/h

$Q_C - Q_H = 1,900.48$ Mcal/h

รูปที่ จ.2 แสดงขั้นตอนการเปลี่ยนวัฏภาคของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ในช่วง Melting



รูปที่ จ.2 ขั้นตอนการเปลี่ยนวัฏภาคของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ในช่วง Melting

$$Q_H = m_4 C_{ps} (130 - 71) + m_4 \lambda + m_4 C_{pl} (160 - 130)$$

$$= m_4 \left(C_{ps} (130 - 71) + \lambda + C_{pl} (160 - 130) \right)$$

โดยที่ m_4 = อัตราการไหลโดยมวลของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ที่ผ่านสวิทช์ก๊าซคอนเดนเซอร์ในช่วง Melting

= 3,808.68 kg/h

C_{ps} = ความจุความร้อนจำเพาะของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ในสถานะของแข็ง

= 0.24 kcal/kg-°C

λ = ความร้อนแฝงของการหลอมเหลวของพาทาลิกแอนไฮไดรด์

= 37.81 kcal/kg

C_{pl} = ความจุความร้อนจำเพาะของพาทาลิกแอนไฮไดรด์ในสถานะของเหลว

= 0.39 kcal/kg-°C

$\therefore Q_H$ = 3,808.68 [37.8 + 0.24 (130 –71) + 0.39 + (160 – 130)]

= 242,498.66 kcal/h

$= 281.57 \text{ kW}$

$Q_C = 1{,}900.48 + Q_H$

$= 1{,}900.48 + 242{,}498.66$

$= 247{,}065.21 \text{ kcal/h}$

$= 286.87 \text{ kW}$

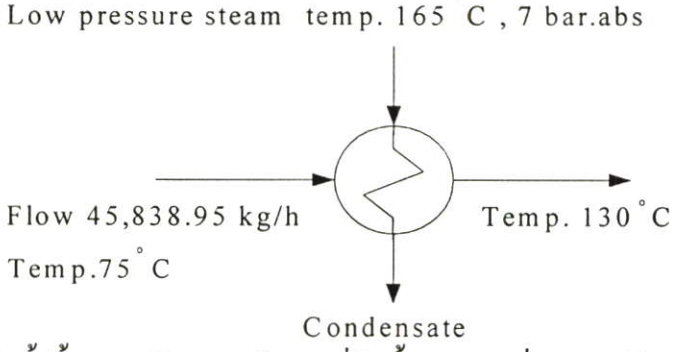
ภาคผนวก ฉ

การปรับปรุงการใช้พลังงานของอุปกรณ์ที่สำคัญ

ฉ1. การลดการสูญเสียแฟลชสตีมที่ถังน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ

ฉ.1.1 การปรับปรุงการใช้พลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1

ฉ.1.1.1 การนำไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ มาใช้แทนที่ไอน้ำความดันต่ำ 7 บาร์ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1



รูปที่ ฉ.1 การใช้ไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ แทนที่ไอน้ำความดันต่ำ 7 บาร์ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1

จากภาคผนวก ค.10 กำหนดให้

m_{SL11} = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำความดัน 7 บาร์ เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 1

= 1267.37 kg/h

m_{SLL11} = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำความดัน 5 บาร์ เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 1

m_{SLL} = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำความดัน 5 บาร์

การคำนวณหาอัตราการไหลของไอน้ำความดัน 5 บาร์ (m_{SLL11})

$$m_{SL11} \times \Delta H_{fg} \text{ (ที่ 7 bar.abs, 165 °C)} = m_{SLL11} \times \Delta H_{fg} \text{ (ที่ 5 bar.abs, 152 °C)}$$

$$1267.37 \times 2{,}064.75 = m_{SLL11} \times 2{,}107.40$$

$$m_{SLL11} = 1{,}241.72 \text{ kg/h}$$

m_{SLL} total = m_{SLL} from light-end column top condenser

+ m_{SLL} from product-column top condenser

+ m_{SLL} 5 bar.abs to boiler feed water drum

+ m_{SLL} from pure PA cooler

= 250 + 850 + 1450 + 100

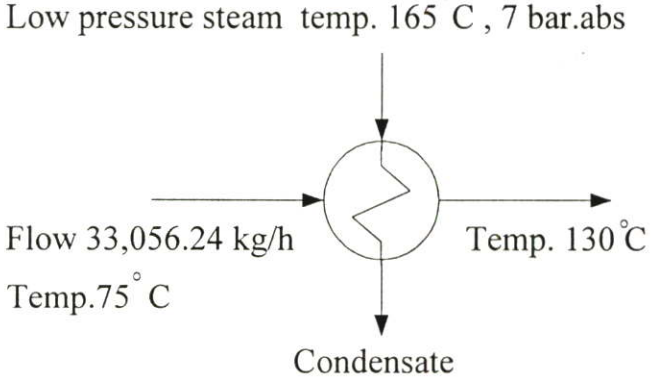
= 2,650 kg/h

ดังนั้น m_{SLL} ที่เหลือสำหรับใช้ที่เครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 = 2,650 –1,241.72

= 1,408.28 kg/h

ฉ.1.2 การปรับปรุงการใช้พลังงานของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2

ฉ.1.2.1 การนำไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ มาใช้แทนที่ไอน้ำความดันต่ำ 7 บาร์ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2



รูปที่ ฉ.2 การใช้ไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ แทนที่ไอน้ำความดันต่ำ 7 บาร์ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2

จากภาคผนวก ค.11 กำหนดให้

m_{SL21} = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำความดัน 7 บาร์ เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 1

= 913.95 kg/h

m_{SLL21} = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำความดัน 5 บาร์ เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 1

การคำนวณหาอัตราการไหลของไอน้ำความดัน 5 บาร์ (m_{SLL21})

$m_{SL21} \times \Delta H_{fg}$ (ที่ 7 bar.abs, 165 °C) = $m_{SLL21} \times \Delta H_{fg}$ (ที่ 5 bar.abs, 152 °C)

$913.95 \times 2{,}064.75 = m_{SLL2} \times 2{,}107.40$

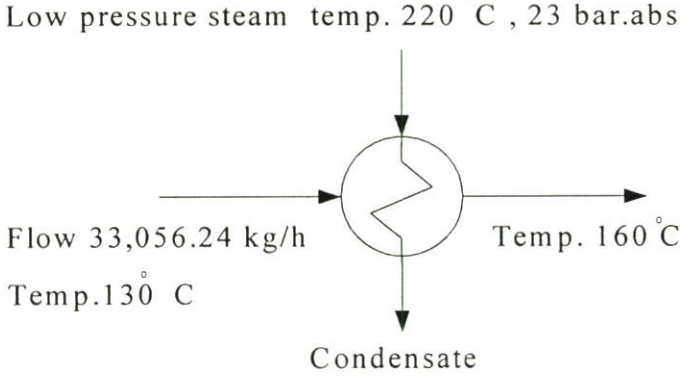
m_{SLL21} = 895.45 kg/h

ดังนั้น m_{SLL} ที่เหลือสำหรับใช้ที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2

= 1,408.28-895.45

= 512.83 kg/h

ฉ.1.2.2 การนำไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ มาใช้แทนที่ไอน้ำความดันสูง 23 บาร์ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2



รูปที่ ฉ.3 การใช้ไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ แทนที่ไอน้ำความดันต่ำ 23 บาร์ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2

จากภาคผนวก ค.11 กำหนดให้

m_{SL22} = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำความดัน 23 บาร์ เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 2

= 557.20 kg/h

m_{SLL22} = อัตราการไหลโดยมวลของไอน้ำความดัน 5 บาร์ เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 2

การคำนวณหาอัตราการไหลของไอน้ำความดัน 5 บาร์ (m_{SLL22})

$m_{SL22} \times \Delta H_{fg}$ (ที่ 23 bar.abs, 220 °C) = $m_{SLL22} \times \Delta H_{fg}$ (ที่ 5 bar.abs, 152 °C)

$557.20 \times 1,856.20 = m_{SLL22} \times 2,107.40$

$m_{SLL22} = 490.78$ kg/h

ดังนั้น m_{SLL} ที่เหลือสำหรับใช้ที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 2 ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2

= 512.83-490.78

= 22.05 kg/h

ฉ.1.3 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

เมื่อนำไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ มาใช้แทนที่ไอน้ำความดัน 7 บาร์ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสเตทที่ 1 ของเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 1 และเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2 และการนำไอน้ำทิ้งความดัน 5 บาร์ มาใช้แทนที่ไอน้ำความดัน 7 บาร์ และ 23 บาร์ ในเครื่องอุ่นอากาศเครื่องที่ 2

จากภาคผนวก ฉ.1.1.1. และ ฉ.1.2.1

ประหยัดไอน้ำความดัน 7 บาร์ ได้ $= m_{SL11} + m_{SL21}$

$= 1,267.37 + 913.95$

$= 2,181.32$ kg/h

จาก ภาคผนวก ฉ.1.2.2

ประหยัดไอน้ำความดัน 23 บาร์ ได้ $= m_{SL22}$

$= 557.20$ kg/h

รวมประหยัดไอน้ำทั้งหมดที่ได้ $= 2,181.32 + 557.20$

$= 2,738.52$ kg/h

ราคาไอน้ำ (ข้อมูลจากโรงงาน) $= 1,252.51$ บาท/ตันของไอน้ำ

$\therefore$ เงินที่ประเมินได้รวม $= 2,738.52 \frac{\text{กิโลกรัม}}{\text{ชั่วโมง}} \times 1,252.51 \frac{\text{บาท}}{\text{ตัน}} \times \frac{1 \text{ตัน}}{1,000 \text{กิโลกรัม}}$

$= 3,430.02$ บาท/ชั่วโมง

$= 82,320.56$ บาท/วัน

เงินลงทุนค่าติดตั้งอุปกรณ์ $= 72,378$ บาท

$\therefore$ ระยะเวลาคืนทุน $= \frac{72,378 \text{บาท}}{82,320.56 \text{บาท/วัน}}$

$= 0.88$ วัน

$\cong$ 1 วัน

ฉ 2. การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อไอน้ำ

ฉ.2.1 การปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

ฉ.2.1.1 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (Q_1) : kJ/kg

$Q_1 = HHV$

$= 42,724$ kJ/kg (จากภาคผนวก ก.2.1)

ฉ.2.1.2 พลังงานสูญเสียไปกับไอเสียแห้ง (Q_4) : kJ/kg

$Q_4 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$ (จากภาคผนวก ก.2.5)

จากภาคผนวก ก.2.5.1 กำหนดให้

ก๊าซออกซิเจนในไอเสียหลังปรับปรุง $= 4.0$ %

อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้ทางทฤษฎี $= 14.15$

อุณหภูมิไอเสีย $= 179$ °C

องค์ประกอบของเชื้อเพลิง (% โดยน้ำหนัก)

C = 86.5

H = 12.0

S = 1.5

ตารางที่ ฉ.1 แสดงการวิเคราะห์ไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

ตารางที่ ฉ.1 การวิเคราะห์ไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 1

องค์ประกอบไอเสีย	% โดยปริมาตร	น้ำหนักโมเลกุล	%โดยปริมาตร × น้ำหนักโมเลกุล	% โดยน้ำหนัก
CO_2	6.75	44	6.75 × 44 = 297.0	(297/2,924.0) × 100 = 10.16
O_2	4.0	32	4.0 × 32 = 128.0	(128.0/2,924.0) × 100 = 4.38
N_2	89.25	28	89.25× 28 = 2,499.0	(2,499.0/2,924.0) ×100 = 85.46
รวม	100.00	-	2,924.0	100.00

พิจารณา CO_2

$C + O_2 \longrightarrow CO_2$

แสดงว่า CO_2 0.1016 kg มาจาก C = 0.1016 × (12/44)

= 0.028 kg

จำนวนคาร์บอนที่ใช้ในการเผาไหม้เท่ากับ 0.028 kg หรือคาร์บอน 0.028 kg เผาไหม้ให้ไอเสีย 1 kg เพราะฉะนั้นใน 1 kg ของเชื้อเพลิงที่มีคาร์บอนอยู่ 0.865 kg จะเผาไหม้เกิดไอเสีย = (0.865/0.028)

= 30.89 kg

ดังนั้น 1 kg เชื้อเพลิงจะมีไอเสียแห้ง = 30.89 kg

น้ำหนักไอเสียทั้งหมด = น้ำหนักไอเสียแห้ง + ไอน้ำจากการเผาไหม้ H_2 ในเชื้อเพลิง

= 30.89 + ((36/4) × 0.12)

= 31.97 kg

$$(AF)_{AC} = \frac{\text{น้ำหนักของ อากาศ}}{\text{น้ำหนักของเชื้อเพลิง}}$$

$$= \left(\frac{\text{น้ำหนักของ ไอเสีย} - \text{น้ำหนักของเชื้อเพลิง}}{\text{น้ำหนักของเชื้อเพลิง}} \right)$$

$$= \left(\frac{31.97-1}{1}\right)$$

$$= 30.97$$

∴ ปริมาณอากาศส่วนเกิน

$$= \left(\frac{\left((AF)_{AC}-(AF)_{TH}\right)\times 100}{(AF)_{TH}}\right)$$

$$= \left(\frac{(30.97-14.15)\times 100}{14.15}\right)$$

$$= 118.87\ \%$$

ตารางที่ ฉ.2 แสดงการหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ฉ.2 การหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

รายละเอียด	CO_2	O_2	N_2	รวม
1. องค์ประกอบไอเสีย (% โดยปริมาตร)	6.75	4.00	89.25	100
2. น้ำหนักโมเลกุล (MW)	44	32	28	
3. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย	297	128	2,499	2,924
4. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย 1 กิโลกรัม (kg of gas/kg dry fuel gas)	0.1016	0.0438	0.8546	1
5. C_{pg} ที่ 452 K (kJ/kg-K)	0.9015	0.9366	1.0458	
6. C_{pg} of Flue gas (kJ/kg-K)	0.0916	0.0410	0.8937	1.0263

จากตารางที่ ฉ.2 C_{pg} ของไอเสีย = 1.0263 kJ/kg-K

$$\therefore Q_4 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$$

$$= 30.89 \times 1.0263 \times (452 - 303)$$

$$= 4{,}723.65\ \text{kJ/kg}$$

ฉ.2.1.3 พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง (Q_5) : kJ/kg

$$Q_5 = A \times (S_H + L_H)$$

$$= 9H \times (S_H + L_H)\ \text{(จากภาคผนวก ก.2.6)}$$

โดยที่ A = ปริมาณน้ำจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง

$$= 9 \times 0.12$$

$$= 1.08\ \text{kg}$$

H = น้ำหนักของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม (kg)

S_H = ความร้อนสัมผัสของน้ำที่สภาวะบรรยากาศที่ 30 °C

= $C_{pv} \times (T_g - T_1)$

= $1.898 \times (452 - 303)$

= 282.80 kJ/kg

C_{pv} = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำที่อุณหภูมิของไอเสียที่ 452 K

= 1.898 kJ/kg-K

L_H = ความร้อนแฝงของน้ำที่สภาวะบรรยากาศที่ 30 °C

= 2,430.70 kJ/kg

Q_5 = $1.08 \times (282.80 + 2,430.7)$

= 2,930.58 kJ/kg

ฉ.2.1.4 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง (Q_6) : kJ/kg

Q_6 = $M \times (S_H + L_H)$

โดยที่ M = ปริมาณของความชื้นในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม

= 0 kg

$\therefore Q_6$ = 0 kJ/kg

ฉ.2.1.5 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ (Q_7) : kJ/kg

Q_7 = $M_w \times C_{pv} \times (T_g - T_{amb}) \times M_a$ (จากภาคผนวก ก.2.8)

โดยที่ M_w = ปริมาณความชื้นในอากาศ

= 0.0179 kg (จากภาคผนวก ก.2.8.1)

C_{pv} = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำ

= 1.898 kJ/kg-K

M_a = น้ำหนักจริงของอากาศ

= 30.97 kg

$\therefore Q_7$ = $0.0179 \times 1.898 \times (452 - 303) \times 30.97$

= 156.77 kJ/kg

ฉ.2.1.6 พลังงานสูญเสียจากผิวของหม้อไอน้ำ (Q_8) : kJ/kg

$$Q_8 = \frac{Q_{AL}}{m_f} \text{ (จากภาคผนวก ก.2.9)}$$

$$= \frac{Q_c + Q_r}{m_f}$$

$$= \frac{35,709.59}{70.20}$$

$$= \quad 508.68 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.2.1.7 พลังงานสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ (Q_9) : kJ/kg

$$Q_9 \quad = \quad \left(\frac{m_{bd}}{m_f} \right) \times (h_{sat} - h_o) \text{ (จากภาคผนวก ก.2.10)}$$

$$Q_9 \quad = \quad 597.38 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.2.1.8 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำหลังปรับประสิทธิภาพการเผาไหม้ (η_1)

$$\eta_1 \quad = 1 - \left(\frac{Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9}{HHV} \right)$$

$$= 1 - \left(\frac{4{,}723.65 + 2{,}930.58 + 0 + 156.77 + 508.68 + 597.38}{42{,}724} \right)$$

$$= 0.7913$$

$$= 79.13 \%$$

ฉ.2.1.9 ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้จากการปรับปริมาณประสิทธิภาพการเผาไหม้

ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้

$$= \text{ปริมาณเชื้อเพลิง} \times \left(\frac{\text{ประสิทธิภาพหลังการปรับปรุง} - \text{ประสิทธิภาพก่อนการปรับปรุง}}{\text{ประสิทธิภาพหลังการปรับปรุง}} \right)$$

$$= 70.20 \times \left(\frac{79.13 - 76.86}{79.13} \right)$$

$$= 2.01 \text{ kg/h}$$

ความหนาแน่นของน้ำมันเตาเกรดเอ = 0.985 kg/litre

ราคาน้ำมันเตาเอเฉลี่ย = 9 บาท/ลิตร

$$\text{คิดเป็นเงินที่ประหยัดได้} \quad = \quad 2.01 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ litre}}{0.985 \text{kg}} \times 9 \frac{\text{baht}}{\text{litre}} \times \frac{24 \text{ h}}{1 \text{day}} \times \frac{15 \text{day}}{1 \text{year}}$$

$$= \quad 6{,}611.57 \frac{\text{baht}}{\text{year}}$$

ฉ.2.1.10 พลังงานของไอน้ำอิ่มตัว (Q_3) : kJ/kg

$$Q_3 \quad = \quad \frac{m_s}{m_{f(N)}} \times (h_2 - h_0) \text{ (จากภาคผนวก ก.2.4)}$$

โดยที่ $m_{f(N)}$ = อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิงหลังการปรับปรุงประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ

$$= 70.20 - 2.01$$

$$= 68.19 \text{ kg/h}$$

$$Q_3 = \frac{1{,}005.30 \times (2{,}755.41 - 125.7)}{68.19}$$

$$= 38{,}768.84 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.2.1.11 พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบหม้อไอน้ำ (W) : kJ/kg

$$W = \frac{kW_{act} \times f \times 3{,}600}{m_{f(N)}}$$

โดยที่ kW_{act} = ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้จริงในระบบ

= 31.34 kW (จากภาคผนวก ก.2.2)

f = ตัวประกอบกำลัง

= 0.8

$$W = \frac{31.34 \times 0.8 \times 3{,}600}{68.19}$$

= 1,323.64 kJ/kg

ฉ.2.1.12 พลังงานของน้ำป้อน (Q_2) : kJ/kg

$$Q_2 = \frac{m_w}{m_{f(N)}} \times (h_1 - h_0)$$

โดยที่ m_w = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อน

= 1,462.83 kg/h (จากภาคผนวก ก.2.3)

$$Q_2 = \frac{1{,}462.83 \times (309.7 - 125.7)}{68.19}$$

= 3,947.22 kJ/kg

ฉ.2.2 การปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

ฉ.2.2.1 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (Q_1) : kJ/kg

Q_1 = HHV

= 42,724 kJ/kg (จากภาคผนวก ก.2.23)

ฉ.2.2.2 พลังงานสูญเสียไปกับไอเสียแห้ง (Q_4) : kJ/kg

$Q_4 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$ (จากภาคผนวก ก.2.27)

จากภาคผนวก ก.2.27.1 กำหนดให้

ก๊าซออกซิเจนในไอเสียหลังปรับปรุง = 4.0 %

อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้ทางทฤษฎี = 14.15

อุณหภูมิไอเสีย = 224 °C

องค์ประกอบของเชื้อเพลิง (% โดยน้ำหนัก)

C = 86.5

H = 12.0

S = 1.5

ตารางที่ ฉ.3 แสดงการวิเคราะห์ไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

ตารางที่ ฉ.3 การวิเคราะห์ไอเสียของหม้อไอน้ำเครื่องที่ 2

องค์ประกอบไอเสีย	% โดยปริมาตร	น้ำหนักโมเลกุล	%โดยปริมาตร × น้ำหนักโมเลกุล	% โดยน้ำหนัก
CO_2	11.50	44	11.50× 44 = 506.0	(506/3,000.0) × 100 = 16.87
O_2	4.0	32	4.0 × 32 = 128.0	(128.0/3,000.0) × 100 = 4.27
N_2	84.5	28	84.5× 28 = 2,366.0	(2,366/3,000.0) ×100 = 78.86
รวม	100.00	-	3,000.0	100.00

พิจารณา CO_2

$C + O_2 \longrightarrow CO_2$

แสดงว่า CO_2 0.1687 kg มาจาก C = 0.1687 × (12/44)

= 0.046 kg

จำนวนคาร์บอนที่ใช้ในการเผาไหม้เท่ากับ 0.046 kg หรือคาร์บอน 0.046 kg เผาไหม้ให้ไอเสีย 1 kg เพราะฉะนั้นใน 1 kg ของเชื้อเพลิงที่มีคาร์บอนอยู่ 0.865 kg จะเผาไหม้เกิดไอเสีย = (0.865/0.046)

= 18.80 kg

ดังนั้น 1 kg เชื้อเพลิงจะมีไอเสียแห้ง = 18.80 kg

น้ำหนักไอเสียทั้งหมด = น้ำหนักไอเสียแห้ง + ไอน้ำจากการเผาไหม้ H_2 ในเชื้อเพลิง

= 18.80 + ((36/4) × 0.12)

= 19.88 kg

$$(AF)_{AC} = \frac{\text{น้ำหนักของอากาศ}}{\text{น้ำหนักของเชื้อเพลิง}}$$

$$= \left(\frac{\text{น้ำหนักของไอเสีย} - \text{น้ำหนักของเชื้อเพลิง}}{\text{น้ำหนักของเชื้อเพลิง}} \right)$$

$$= \left(\frac{19.88 - 1}{1} \right)$$

$$= 18.88$$

$\therefore$ ปริมาณอากาศส่วนเกิน

$$= \left(\frac{\left((AF)_{A\epsilon} - (AF)_{TH} \right) \times 100}{(AF)_{TH}} \right)$$

$$= \left(\frac{(18.88 - 14.15) \times 100}{14.15} \right)$$

$$= 33.43 \ \%$$

ตารางที่ ฉ.4 แสดงการหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ฉ.4 การหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

รายละเอียด	CO_2	O_2	N_2	รวม
1. องค์ประกอบไอเสีย (% โดยปริมาตร)	11.50	4.00	84.50	100
2. น้ำหนักโมเลกุล (MW)	44	32	28	
3. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย	506	128	2,366	3,000
4. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย 1 กิโลกรัม (kg of gas/kg dry fuel gas)	0.1687	0.0427	0.7886	1
5. C_{pg} ที่ 497 K (kJ/kg-K)	0.910	0.942	1.048	
6. C_{pg} of Flue gas (kJ/kg-K)	0.154	0.040	0.826	1.02

จากตารางที่ ฉ.4 C_{pg} ของไอเสีย = 1.02 kJ/kg-K

$$\therefore Q_4 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$$

$$= 18.80 \times 1.02 \times (497 - 303)$$

$$= 3{,}720.14 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.2.2.3 ค่าพลังงานที่สูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง (Q_5) : kJ/kg

$$Q_5 = A \times (S_H + L_H)$$

$$= 9H \times (S_H + L_H) \text{ (จากภาคผนวก ก.2.28)}$$

โดยที่ A = ปริมาณน้ำจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง

$$= 9 \times 0.12$$

$$= 1.08 \text{ kg}$$

H = น้ำหนักของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม (kg)

S_H = ความร้อนสัมผัสของน้ำที่สภาวะบรรยากาศที่ 30 °C

= $C_{pv} \times (T_g - T_{amb})$

= $1.910 \times (497 - 303)$

= 370.54 kJ/kg

C_{pv} = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำที่อุณหภูมิของไอเสียที่ 497 K

= 1.910 kJ/kg-K

L_H = ความร้อนแฝงของน้ำที่สภาวะบรรยากาศที่ 30 °C

= 2,430.70 kJ/kg

Q_5 = $1.08 \times (370.54 + 2,430.7)$

= 3,025.33 kJ/kg

ฉ.2.2.4 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง (Q_6) : kJ/kg

Q_6 = $M \times (S_H + L_H)$

โดยที่ M = ปริมาณของความชื้นในเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม

= 0 kg

$\therefore Q_6$ = 0 kJ/kg

ฉ.2.2.5 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ (Q_7) : kJ/kg

Q_7 = $M_w \times C_{pv} \times (T_g - T_{amb}) \times M_a$ (จากภาคผนวก ก.2.30)

โดยที่ M_w = ปริมาณความชื้นในอากาศ

= 0.0179 kg (จากภาคผนวก ก.2.30.1)

C_{pv} = ความร้อนจำเพาะของไอน้ำ

= 1.910 kJ/kg-K

M_a = น้ำหนักจริงของอากาศ

= 18.88 kg

$\therefore Q_7$ = $0.0179 \times 1.910 \times (497 - 303) \times 18.88$

= 125.22 kJ/kg

ฉ.2.2.6 พลังงานสูญเสียจากผิวของหม้อไอน้ำ (Q_8) : kJ/kg

$$Q_8 = \frac{Q_{AL}}{m_f} \text{ (จากภาคผนวก ก.2.31)}$$

$$= \frac{Q_c + Q_r}{m_f}$$

$$= \frac{36,905.49}{450}$$

$= 82.01$ kJ/kg

ฉ.2.2.7 พลังงานสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ (Q_9) : kJ/kg

$$Q_9 = \left(\frac{m_{bd}}{m_f}\right) \times (h_{sat} - h_o) \text{ (จากภาคผนวก ก.2.32)}$$

$$Q_9 = 256.39 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.2.2.8 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำหลังจากปรับประสิทธิภาพการเผาไหม้ (η_1)

$$\eta_1 = 1 - \left(\frac{Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9}{HHV}\right)$$

$$= 1 - \left(\frac{3{,}720.14 + 3{,}025.33 + 0 + 125.22 + 82.01 + 256.39}{42{,}724}\right)$$

$$= 0.8312$$

$$= 83.12\ \%$$

ฉ.2.2.9 ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้จากการปรับประสิทธิภาพการเผาไหม้

ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้

$$= \text{ปริมาณเชื้อเพลิง} \times \left(\frac{\text{ประสิทธิภาพหลังการปรับปรุง} - \text{ประสิทธิภาพก่อนการปรับปรุง}}{\text{ประสิทธิภาพหลังการปรับปรุง}}\right)$$

$$= 450 \times \left(\frac{83.12 - 70.71}{83.12}\right)$$

$= 67.18$ kg/h

ความหนาแน่นของน้ำมันเตาเกรดเอ = 0.985 kg/litre

ราคาน้ำมันเตาเอเฉลี่ย = 9 บาท/ลิตร

$$\text{คิดเป็นเงินที่ประหยัดได้} = 67.18\frac{kg}{h} \times \frac{1\text{ litre}}{0.985 kg} \times 9\frac{baht}{litre} \times \frac{24\,h}{1 day} \times \frac{15 day}{1 year}$$

$$= 220{,}977.87\frac{baht}{year}$$

ฉ.2.2.10 พลังงานของไอน้ำอิ่มตัว (Q_3) : kJ/kg

$$Q_3 = \frac{m_s}{m_{f(N)}} \times (h_2 - h_0) \text{ (จากภาคผนวก ก.26)}$$

โดยที่ $m_{f(N)} = 450 - 67.18$

$= 382.82$ kg/h

$$Q_3 = \frac{6{,}092.31 \times (2{,}767.1 - 125.7)}{382.82}$$

$$= 42{,}036.01 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.2.2.11 พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบหม้อไอน้ำ (W) : kJ/kg

$$W = \frac{kW_{act} \times f \times 3{,}600}{m_{f(N)}}$$

โดยที่ kW_{act} = ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้จริงในระบบ

= 46.34 kW (จากภาคผนวก ก.2.24)

f = ตัวประกอบกำลัง

= 0.8

$$W = \frac{46.34 \times 0.8 \times 3{,}600}{382.82}$$

= 348.62 kJ/kg

ฉ.2.2.12 พลังงานของน้ำป้อน (Q_2) : kJ/kg

$$Q_2 = \frac{m_w}{m_{f(N)}} \times (h_1 - h_0)$$

โดยที่ m_w = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำป้อน

= 6,286.74 kg/h (จากภาคผนวก ก.2.25)

$$Q_2 = \frac{6{,}286.74 \times (507.95 - 125.7)}{382.82}$$

= 6,277.38 kJ/kg

ฉ.3 การลดการสูญเสียพลังงานที่หม้อต้มน้ำมันร้อน

ฉ.3.1 โดยการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้

ฉ.3.1.1 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (Q_1) : kJ/kg

Q_1 = HHV

= 16,189.01 kJ/kg (จากภาคผนวก ก.4.1)

ฉ.3.1.2 พลังงานสูญเสียจากไอเสียแห้ง (Q_3) : kJ/kg

$$Q_3 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$$

โดยที่ W_g = น้ำหนักจริงของไอเสียแห้ง (kg)

C_{pg} = ความร้อนจำเพาะของไอเสียแห้ง (kJ/kg-K)

T_g = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของไอเสีย (K)

T_{amb} = อุณหภูมิสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อม (K)

1. การคำนวณปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

กำหนดให้

- ปริมาณออกซิเจนในไอเสียหลังการปรับปรุงเท่ากับ 4 %
- อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้ทางทฤษฎี $(AF)_{TH} = 3.65$

∴ สมการการเผาไหม้หลังการปรับปรุงเป็นดังนี้

$$C_{10.30}H_{19.38}O_{4.96}N_{5.54}S_{0.00016} + b(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 9.22CO_2 + 1.08CO + 4O_2 + 0.00016SO_2 + dH_2O + (2.77+3.76b)N_2$$

สมดุลไฮโดรเจน :19.38 = 2d

d = 9.69

สมดุลออกซิเจน : 4.96 + 2b = (9.22 × 2) + 1.08 + (4 × 2) + (0.00016 × 2) + d

= 18.44 + 1.08 + 8 + 0.00032 + 9.69

b = 16.12

∴ อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้จริง จริง $(AF)_{AC} = \frac{m_{อากาศ}}{m_{เชื้อเพลิง}}$

$$= \frac{(2\times16\times16.12)+(16.12\times3.76\times28)}{476.20}$$

$$= \frac{515.84+1,697.11}{476.20}$$

$$= \frac{2,212.95}{476.20}$$

$$= 4.65$$

∴ ปริมาณอากาศส่วนเกิน $= \left(\frac{\left((AF)_{AC}-(AF)_{TH}\right)\times100}{(AF)_{TH}}\right)$

$$= \frac{(4.65-3.65)\times100}{3.65}$$

$$= 0.2740$$

$$= 27.40\ \%$$

2. การหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ฉ.5 แสดงการหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ฉ.5 การหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

รายละเอียด	CO_2	CO	O_2	N_2	รวม
1. องค์ประกอบไอเสีย (%โดยปริมาตร)	9.22	1.08	4.0	85.7	100
2. น้ำหนักโมเลกุล (MW)	44	28	32	28	
3. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย	405.68	30.24	128	2,399.6	2,963.52
4. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย 1 กิโลกรัม (kg of gas / kg dry fuel gas)	0.1369	0.0102	0.0432	0.8097	1
5. C_{pg} ที่ 663 K (kJ/kg-K)	0.9914	1.0666	0.9674	1.0598	
6. C_{pg} of Flue gas (kJ/kg-K)	0.1357	0.0109	0.0418	0.8581	1.0465

พิจารณา CO_2 และ CO

$C + O_2 \longrightarrow CO_2$

$2C + O_2 \longrightarrow 2CO$

CO_2 0.1369 kg มาจาก C $= 0.1369 \times \frac{12}{44} = 0.0373$ kg

CO 0.0102 kg มาจาก C $= 0.0102 \times \frac{12}{28} = 0.0044$ kg

$\therefore$ จำนวนคาร์บอนที่ใช้ในการเผาไหม้เท่ากับ 0.0417 kg หรือ คาร์บอน 0.0417 kg เผาไหม้ให้ไอเสีย 1 kg เพราะฉะนั้นใน 1 kg ของเชื้อเพลิงที่มีคาร์บอนอยู่ 0.2596 kg จะเผาไหม้ให้ก๊าซเสีย $= 0.2596/0.0417 = 6.22$ kg

ดังนั้น 1 kg เชื้อเพลิงจะมีไอเสียแห้ง $= 6.22$ kg

จากตารางที่ ฉ.5 C_{pg} ของไอเสีย $= 1.0465$ kJ/kg-K

$$\therefore Q_3 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$$

$$= 6.22 \times 1.0465 \times (663-303)$$

$$= 2,343.32 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.1.3 พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง (Q_4) : kJ/kg

$$Q_4 = A \times (S_H + L_H)$$

$$= 9H \times (S_H + L_H) \text{ (จากภาคผนวก ก.4.4)}$$

$$= 0.7326 \times (702 + 2,430.70)$$

$$= 2,295.01 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.1.4 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง (Q_5) : kJ/kg

$$Q_5 = M \times (S_H + L_H) \text{ (จากภาคผนวก ก.4.5)}$$

$$\therefore Q_5 = 0 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.1.5 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ (Q_6) : kJ/kg

$$Q_6 = M_W \times C_{pv} \times (T_g - T_{amb}) \times M_a$$

โดยที่ $M_W = 0.0179$ kg (จากภาคผนวก ก.4.6.1)

$C_{pv} = 1.95$ kJ/kg-K

$M_a = 4.65$ kg

$$\therefore Q_6 = 0.0179 \times 1.95 \times (663-303) \times 4.65$$

$$= 58.43 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.1.6 พลังงานสูญเสียจากผิวของหม้อต้มน้ำมันร้อน (Q_7) : kJ/kg

$$Q_7 = \frac{(Q_C + Q_r)}{m_{NG} + m_{RPA} + m_{Off\ gas}}$$

เมื่อ $Q_C = 14.85$ kW

$= 53{,}460$ kJ/h (จากภาคผนวก ก.4.7.1)

$Q_r = 2.11$ kW

$= 7{,}596$ kJ/h (จากภาคผนวก ก.4.7.2)

$m_{NG} + m_{RPA} + m_{Off\ gas} = 1{,}541.91$ kJ/h (จากภาคผนวก ก.4.7)

$$\therefore Q_7 = \frac{(53{,}460 + 7{,}596)}{1{,}541.91}$$

$$= 39.60 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.1.7 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังจากปรับประสิทธิภาพการเผาไหม้ (η_2)

$$\eta_2 = 1 - \left(\frac{Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7}{HHV} \right)$$

$$= 1 - \left(\frac{2{,}343.32 + 2{,}295.01 + 0 + 58.43 + 39.60}{16{,}189.01} \right)$$

$$= 1 - \left(\frac{4{,}736.36}{16{,}189.01} \right)$$

$$= 0.7074$$

$$= 70.74\%$$

ฉ.3.1.8 หา m_{NG} ที่ลดลงจากการปรับประสิทธิภาพการเผาไหม้

$$\eta_2 = \left(\frac{m_{ho} C_{p,ho} (T_{sub} - T_{ret})}{m_{fuel} \times HHV} \right)$$

$(m_{NG})_{\text{หลังการปรับปรุง}}$

$$= \left(\frac{m_{ho} C_{p,ho} (T_{sub} - T_{ret})}{\eta_2 \times HHV} \right)$$

$$= \left(\frac{261.5 \times 10^3 \times 2.57 \times (314 - 288)}{0.7074 \times 16,189.01} \right)$$

$$= 1,525.78 \text{ kg/h}$$

$(m_{NG})_{\text{ก่อนการปรับปรุง}} - (m_{NG})_{\text{หลังการปรับปรุง}}$

$$= ((m_{NG})_{\text{ก่อนการปรับปรุง}} + m_{RPA} + m_{Off\ gas}) - ((m_{NG})_{\text{หลังการปรับปรุง}} + m_{RPA} + m_{Off\ gas})$$

$1,541.91 - 1,525.78 = (m_{NG})_{\text{ก่อนการปรับปรุง}} - (m_{NG})_{\text{หลังการปรับปรุง}}$

m_{NG} ที่ประหยัดได้ = 16.13 kg/h

ความหนาแน่นของก๊าซธรรมชาติ = 0.72 kg/m^3

ราคาของก๊าซธรรมชาติ $= 184.90 \frac{\text{baht}}{\text{MMBtu}} \times 35,478.18 \frac{\text{Btu}}{m^3} \times \frac{\text{MMBtu}}{10^6 \text{ Btu}}$

$= 6.56$ baht/ m^3

คิดเป็นเงินที่ประหยัดได้ $= 16.13 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{1 m^3}{0.72 \text{ kg}} \times 6.56 \frac{\text{baht}}{m^3} \times 24 \frac{\text{h}}{1\text{day}} \times 300 \frac{\text{day}}{1\text{year}}$

$= 1,058,128 \frac{\text{baht}}{\text{year}}$

ฉ.3.1.9 พลังงานที่น้ำมันถ่ายเทความร้อนสูงได้รับ (Q_2) : kJ/kg

$$Q_2 = \left(\frac{m_{ho} C_{p,ho} (T_{sub} - T_{ret})}{(m_{NG})_{\text{ก่อนการปรับปรุง}}} \right)$$

$$= \left(\frac{261.5 \times 10^3 \times 2.57 \times (314 - 288)}{1,525.78} \right)$$

$$= 11,452.13 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.1.10 พลังงานสูญเสียที่วัดไม่ได้ (Q_8) : kJ/kg

$$Q_8 = Q_1 - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7)$$

$$= 16{,}189.01 - (11{,}452.13 + 2{,}343.32 + 2{,}295.01 + 0 + 58.43 + 39.60)$$

$$= 16{,}189.01 - 16{,}188.49$$

$$= 0.52 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.1.11 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่เพิ่มขึ้น

$$= \left(\frac{\text{ประสิทธิภาพหลังการปรับปรุง} - \text{ประสิทธิภาพก่อนการปรับปรุง}}{\text{ประสิทธิภาพหลังการปรับปรุง}} \right)$$

$$= \frac{\eta_2 - \eta_1}{\eta_2}$$

$$= (70.74\text{-}70)/70.74$$

$$= 0.0105$$

$$= 1.05\ \%$$

ฉ.3.2 การใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์สำหรับนำความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ยังมีศักยภาพกลับมาใช้ใหม่

ฉ.3.2.1 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (Q_1) : kJ/kg

$$Q_1 = \text{HHV}$$

$$= 16{,}189.01 \text{ kJ/kg (จากภาคผนวก ก.4.1)}$$

ฉ.3.2.2 พลังงานสูญเสียจากไอเสียแห้ง (Q_3) : kJ/kg

$$Q_3 = W_g \times C_{Pg} \times (T_g - T_{amb})$$

1. การคำนวณปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

1.1 ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย เท่ากับ 7.25 เปอร์เซ็นต์ (จากการวัด)

1.2 อุณหภูมิไอเสียหลังจากติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ที่ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์เท่ากับ 212 องศาเซลเซียส (จากการวัด)

1.3 อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้ทางทฤษฎี $(AF)_{TH} = 3.65$ (จากการคำนวณ)

สมการการเผาไหม้ในสภาวะจริง เป็นดังนี้

$$C_{10.30}H_{19.38}O_{4.96}N_{5.54}S_{0.00016} + b(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 9.22\ CO_2 + 1.08CO + 7.25O_2 + 0.00016\ SO_2 + dH_2O + (2.77 + 3.76b)N_2$$

สมดุลไฮโดรเจน : $19.38 = 2d$

$d = 9.69$

สมดุลออกซิเจน : $4.96 + 2b = (9.22 \times 2) + 1.08 + (7.25 \times 2) + (0.00016 \times 2) + d$

$= 18.44 + 1.08 + 14.50 + 0.00032 + 9.69$

$b = 19.38$

$$\therefore (AF)_{AC} = \frac{m_{\text{อากาศ}}}{m_{\text{เชื้อเพลิง}}}$$

$$= \frac{(2\times16\times19.38)+(19.38\times3.76\times28)}{476.20}$$

$$= \frac{620.16+2{,}040.32}{476.20}$$

$$= \frac{2{,}660.48}{476.20}$$

$$= 5.59$$

$$\therefore \text{ปริมาณอากาศส่วนเกิน} = \left(\frac{\left((AF)_{AC}-(AF)_{TH}\right)\times100}{(AF)_{TH}}\right)$$

$$= \frac{(5.59-3.65)\times100}{3.65}$$

$$= 53.15\ \%$$

2. การหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ฉ.6 แสดงการหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ฉ.6 การหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

รายละเอียด	CO_2	CO	O_2	N_2	รวม
1. องค์ประกอบไอเสีย (% โดยปริมาตร)	9.22	1.08	7.25	82.45	100
2. น้ำหนักโมเลกุล (MW)	44	28	32	28	
3. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย	405.68	30.24	232	2308.6	2976.52
4. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย 1 กิโลกรัม (kg of gas / kg dry fuel gas)	0.1363	0.0101	0.0780	0.7756	1
5. C_{pg} ที่ 485 K (kJ/kg-K)	0.9078	1.0511	0.9411	1.0475	
6. C_{pg} of Flue gas (kJ/kg-K)	0.1237	0.0106	0.0734	0.8124	1.0201

พิจารณา CO_2 และ CO

$C + O_2 \rightarrow CO_2$

$2C + O_2 \rightarrow 2CO$

CO_2 0.1363 kg มาจาก C $= 0.1363 \times \frac{12}{44} = 0.0372$ kg

CO 0.0101 kg มาจาก C $= 0.0101 \times \frac{12}{28} = 0.0043$ kg

∴ จำนวนคาร์บอนที่ใช้ในการเผาไหม้เท่ากับ 0.0415 kg หรือคาร์บอน 0.0415 kg เผาไหม้ให้ไอเสีย 1 kg เพราะฉะนั้น 1 kg ของเชื้อเพลิงที่มีคาร์บอนอยู่ 0.2596 kg จะเผาไหม้ให้ก๊าซเสีย = 0.2596/0.0415 = 6.26 kg

ดังนั้น 1 kg เชื้อเพลิงจะมีไอเสียแห้ง = 6.26 kg

จากตารางที่ ฉ.6 C_{pg} ของไอเสีย = 1.0201 kJ/kg-K

$\therefore Q_3 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$

$= 6.26 \times 1.0201 \times (485\text{-}303)$

$= 1{,}162.22$ kJ/kg

ฉ.3.2.3 พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง (Q_4) : kJ/kg

$Q_4 = A \times (S_H + L_H)$

$= 9H \times (S_H + L_H)$ (จากภาคผนวก ก.4.4)

$= 0.7326 \times (702 + 2{,}430.70)$

$= 2{,}295.01$ kJ/kg

ฉ.3.2.4 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง (Q_5) : kJ/kg

$Q_5 = 0$ kJ/kg (จากภาคผนวก ก.4.5)

ฉ.3.2.5 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ (Q_6) : kJ/kg

$Q_6 = W \times C_{PV} \times (T_g - T_{amb}) \times M_a$

โดยที่ $W = 0.0179$ kg (จากภาคผนวกก.4.6.1)

$C_{pv} = 1.95$ kJ/kg-K

$T_g = 212\ ^\circ C$

$= 485$ K

$T_{amb} = 30\ ^\circ C$

$= 303$ K

$M_a = 5.59$ kg

$\therefore Q_6 = 0.0179 \times 1.95 \times (485\text{-}303) \times 5.59$

$= 35.51 \text{ kJ/kg}$

ฉ.3.2.6 พลังงานสูญเสียจากผิวของหม้อต้มน้ำมันร้อน (Q_7) : kJ/kg

$$Q_7 = \frac{(Q_c + Q_r)}{m_{NG} + m_{RPA} + m_{Off\ gas}}$$

$Q_c = 14.85 \text{ kW}$

$= 53{,}460 \text{ kJ/h}$ (จากภาคผนวก ก 4.7.1)

$Q_r = 2.11 \text{ kW}$

$= 7{,}596 \text{ kJ/h}$ (จากภาคผนวก ก.4.7.2)

$m_{NG} + m_{RPA} + m_{Off\ gas} = 1{,}541.91 \text{ kg/h}$ (จากภาคผนวก ก.4.7)

$$\therefore Q_7 = \frac{(53{,}460 + 7{,}596)}{1{,}541.91}$$

$= 39.60 \text{ kJ/kg}$

ฉ.3.2.7 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังจากติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์ (η_3)

$$(\eta_3) = 1 - \left(\frac{Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7}{HHV} \right)$$

$$= 1 - \left(\frac{1{,}162.22 + 2{,}295.01 + 0 + 35.51 + 39.60}{16{,}189.01} \right)$$

$$= 1 - \left(\frac{3{,}532.34}{16{,}189.01} \right)$$

$= 1 - 0.2182$

$= 0.7818$

$= 78.18\ \%$

ฉ.3.2.8 หา m_{NG} ที่ลดลงจากการติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ที่ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

$$\eta_3 = \left(\frac{m_{ho} C_{P,ho} (T_{sub} - T_{ret})}{m_{fuel} \times HHV} \right)$$

$(m_{NG})_{\text{หลังการปรับปรุง}}$

$$= \left(\frac{m_{ho} C_{P,ho} (T_{sub} - T_{ret})}{\eta_3} \right)$$

$$= \left(\frac{261.5 \times 10^{3} \times 2.57 \times (314 - 288)}{0.7818 \times 16{,}189.01} \right)$$

$$= 1{,}380.58 \text{ kg/h}$$

$(m_{NG})_{\text{ก่อนการปรับปรุง}} - (m_{NG})_{\text{หลังการปรับปรุง}}$

$$= ((m_{NG})_{\text{ก่อนการปรับปรุง}} + m_{RPA} + m_{Off\ gas}) - ((m_{NG})_{\text{หลังการปรับปรุง}} + m_{RPA} + m_{Off\ gas})$$

$1{,}541.91 - 1{,}380.58 = (m_{NG})_{\text{ก่อนการปรับปรุง}} - (m_{NG})_{\text{หลังการปรับปรุง}}$

m_{NG} ที่ประหยัดได้ = 161.33 kg/h

ความหนาแน่นของก๊าซธรรมชาติ = 0.72 kg/m^3

ราคาของก๊าซธรรมชาติ = 6.56 $baht/m^3$

$$\text{คิดเป็นเงินที่ประหยัดได้} = 161.33\frac{kg}{1h} \times \frac{1m^3}{0.72kg} \times 6.56\frac{baht}{m^3} \times \frac{24h}{1day} \times \frac{300day}{1year}$$

$$= 10{,}583{,}248 \text{ baht/year}$$

ฉ.3.2.9 พลังงานที่น้ำมันถ่ายเทความร้อนสูงได้รับ (Q_2) : kJ/kg

$$Q_2 = \left(\frac{m_{ho} C_{P,ho} (T_{sub} - T_{ret})}{(m_{fuel})_{\text{ก่อนการปรับปรุง}}} \right)$$

$$= \left(\frac{261.5 \times 10^{3} \times 2.57 \times (314 - 288)}{1{,}380.58} \right)$$

$$= 12{,}656.58 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.2.10 พลังงานสูญเสียที่วัดไม่ได้ (Q_8) : kJ/kg

$$Q_8 = Q_1 - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7)$$

$$= 16{,}189.01 - (12{,}656.58 + 1{,}162.22 + 2{,}295.01 + 0 + 35.51 + 39.60)$$

$$= 16{,}189.01 - 16{,}188.92$$

$$= 0.09 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.2.11 ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่เพิ่มขึ้น

$$= \left(\frac{\text{ประสิทธิภาพหลังการปรับปรุง} - \text{ประสิทธิภาพก่อนการปรับปรุง}}{\text{ประสิทธิภาพหลังการปรับปรุง}} \right)$$

$$= \frac{\eta_3 - \eta_1}{\eta_3}$$

$$= \frac{78.18 - 70}{78.18}$$

$$= 0.1046$$

$$= 10.46\ \%$$

ฉ.3.3 การปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ร่วมกับการใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

ฉ.3.3.1 พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง (Q_1) : kJ/kg

Q_1 = HHV

= 16,189.01 kJ/kg (จากภาคผนวก ก.4.1)

ฉ.3.3.2 พลังงานสูญเสียจากไอเสียแห้ง (Q_3) : kJ/kg

$$Q_3 = W_g \times C_{Pg} \times (T_g - T_{amb})$$

1. การคำนวณปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

1.1 ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย เท่ากับ 4.0 % (จากการคำนวณ)

1.2 อุณหภูมิไอเสียหลังจากติดตั้งก๊าซคูลเลอร์ที่ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์ เท่ากับ 212 องศาเซลเซียส (จากการวัด)

1.3 อัตราส่วนโดยมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้ทางทฤษฎี $(AF)_{TH}$ = 3.65 (จากการคำนวณ)

∴ สมการการเผาไหม้ในสภาวะจริง เป็นดังนี้

$$C_{10.30}H_{19.38}O_{4.96}N_{5.54}S_{0.00016} + b(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 9.22\ CO_2 + 1.08CO + 4O_2 + 0.00016\ SO_2 + dH_2O + (2.77 + 3.76b)N_2$$

สมดุลไฮโดรเจน : $19.38 = 2d$

$d = 9.69$

สมดุลออกซิเจน : $4.96 + 2b = (9.22 \times 2) + 1.08 + (4 \times 2) + (0.00016 \times 2) + d$

$= 18.44 + 1.08 + 8 + 0.00032 + 9.69$

$b = 16.12$

$$\therefore \quad (AF)_{AC} = \frac{m_{\text{อากาศ}}}{m_{\text{เชื้อเพลิง}}}$$

$$= \frac{(2\times16\times16.12)+(16.12\times3.76\times28)}{476.20}$$

$$= \frac{515.84+1,697.11}{476.20}$$

$$= \frac{2,212.95}{476.20}$$

$$= 4.65$$

$$\therefore \quad \text{ปริมาณอากาศส่วนเกิน} = \left(\frac{\left((AF)_{AC}-(AF)_{TH}\right)\times100}{(AF)_{TH}}\right)$$

$$= \left(\frac{(4.65-3.65)\times100}{3.65}\right)$$

$$= 0.2740$$

$$= 27.40\ \%$$

2. การหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ฉ.7 แสดงการหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

ตารางที่ ฉ.7 การหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย

รายละเอียด	CO_2	CO	O_2	N_2	รวม
1. องค์ประกอบไอเสีย (% โดยปริมาตร)	9.22	1.08	4.0	85.7	100
2. น้ำหนักโมเลกุล (MW)	44	28	32	28	
3. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย	405.68	30.24	128	2,399.6	2,963.52
4. น้ำหนักของก๊าซในไอเสีย 1 กิโลกรัม (kg of gas / kg dry fuel gas)	0.1369	0.0102	0.0432	0.8097	1
5. C_{pg} ที่ 485 K (kJ/kg-K)	0.9078	1.0511	0.9411	1.0475	
6. C_{pg} of Flue gas (kJ/kg-K)	0.1243	0.0107	0.0406	0.8482	1.0238

พิจารณา CO_2 และ CO

$C + O_2 \quad \rightarrow \quad CO_2$

$2C + O_2 \quad \rightarrow \quad 2CO$

CO_2 0.1369 kg มาจาก $C = 0.1369 \times \frac{12}{44} = 0.0373$ kg

CO 0.0102 kg มาจาก C $= 0.0102 \times \frac{12}{28} = 0.0044$ kg

∴ จำนวนคาร์บอนที่ใช้ในการเผาไหม้เท่ากับ 0.0417 kg หรือคาร์บอน 0.0417 kg ถูกเผาไหม้ให้ไอเสีย 1 kg เพราะฉะนั้น 1 kg ของเชื้อเพลิงที่มีคาร์บอนอยู่ 0.2596 kg จะเผาไหม้ให้ก๊าซเสีย = 0.2596/0.0417 = 6.22 kg

ดังนั้น 1 kg เชื้อเพลิงจะมีไอเสียแห้ง = 6.22 kg

จากตารางที่ ฉ.7 C_{pg} ของไอเสีย = 1.0238 kJ/kg -K

$$\therefore Q_3 = W_g \times C_{pg} \times (T_g - T_{amb})$$

$$= 6.22 \times 1.0238 \times (485\text{-}303)$$

$$= 1{,}158.98 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.3.3 พลังงานสูญเสียจาก Free hydrogen ในเชื้อเพลิง (Q_4) : kJ/kg

$$Q_4 = A \times (S_H + L_H)$$

$$= 9H \times (S_H + L_H) \text{ (จากภาคผนวก ก.4.4)}$$

$$= 0.7326 \times (702 + 2{,}430.70)$$

$$= 2{,}295.01 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.3.4 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในเชื้อเพลิง (Q_5) : kJ/kg

Q_5 = 0 kJ/kg (จากภาคผนวก ก.4.5)

ฉ.3.3.5 พลังงานสูญเสียจากความชื้นในอากาศ (Q_6) : kJ/kg

$$Q_6 = M_W \times C_{PV} \times (T_g - T_{amb}) \times M_a$$

โดยที่ M_W = 0.0179 kg (จากภาคผนวก ก.4.6)

C_{pv} = 1.95 kJ/kg-K

M_a = 4.65 kg

$$\therefore Q_6 = 0.0179 \times 1.95 \times (485\text{-}303) \times 4.65$$

$$= 29.54 \text{ kJ/kg}$$

ฉ.3.3.6 พลังงานสูญเสียจากผิวของหม้อต้มน้ำมันร้อน (Q_7) : kJ/kg

$$Q_7 = \frac{(Q_c + Q_r)}{m_{NG} + m_{RPA} + m_{Off\ gas}}$$

Q_c = 14.85 kW

= 53,460 kJ/h (จากภาคผนวก ก.4.7.1)

Q_r = 2.11 kW

= 7,596 kJ/h (จากภาคผนวก ก.4.7.2)

$m_{NG} + m_{RPA} + m_{Off\ gas}$ = 1,541.91 kg/h (จากภาคผนวก ก 4.7)

$$\therefore Q_7 = \frac{(53{,}460 + 7{,}596)}{1{,}541.91}$$

= 39.60 kJ/kg

ฉ.3.3.7 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังจากปรับประสิทธิภาพการเผาไหม้และใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์ (η_4)

$$(\eta_4) = 1 - \left(\frac{Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7}{HHV} \right)$$

$$= 1 - \left(\frac{1{,}158.98 + 2{,}295.01 + 0 + 29.54 + 39.60}{16{,}189.01} \right)$$

$$= 1 - \left(\frac{3{,}523.13}{16{,}189.01} \right)$$

= 0.7823

= 78.23 %

ฉ.3.3.8 หา m_{NG} ที่ลดลงหลังจากปรับประสิทธิภาพการเผาไหม้และใช้ก๊าซคูลเลอร์ทำหน้าที่เป็นอีโคโนไมเซอร์

$$\eta_4 = \left(\frac{m_{ho} C_{P,ho} (T_{sub} - T_{ret})}{m_{fuel} \times HHV} \right)$$

$$(m_{fuel}) = \left(\frac{m_{ho} C_{P,ho} (T_{sub} - T_{ret})}{\eta_4 \times HHV} \right)$$

$$= \left(\frac{261.5 \times 10^3 \times 2.57 \times (314 - 288)}{0.7823 \times 16{,}189.01} \right)$$

= 1,379.7 kg/h

$(m_{NG})_{\text{ก่อนการปรับปรุง}} - (m_{NG})_{\text{หลังการปรับปรุง}}$

= $((m_{NG})_{\text{ก่อนการปรับปรุง}} + m_{RPA} + m_{off\ gas}) - ((m_{NG})_{\text{หลังการปรับปรุง}} + m_{RPA} + m_{off\ gas})$

1,541.91 – 1,379.7 = $(m_{NG})_{\text{ก่อนการปรับปรุง}} - (m_{NG})_{\text{หลังการปรับปรุง}}$

m_{NG} ที่ประหยัดได้ = 162.21 kg/h

ความหนาแน่นของก๊าซธรรมชาติ = 0.72 kg/m^3

ราคาของก๊าซธรรมชาติ = 6.56 baht/m^3

คิดเป็นเงินที่ประหยัดได้ = $162.21\frac{kg}{h} \times \frac{1 m^3}{0.72 kg} \times 6.56\frac{baht}{m^3} \times \frac{24 h}{1 day} \times \frac{300 day}{1 year}$

= 10,640,976 baht/year

ฉ.3.3.9 พลังงานที่น้ำมันถ่ายเทความร้อนสูงได้รับ (Q_2) : kJ/kg

$$Q_2 = \left(\frac{m_{ho} C_{P,ho} (T_{sub} - T_{ret})}{(m_{fuel})_{ก่อนการปรับปรุง}} \right)$$

$$= \left(\frac{261.5 \times 10^3 \times 2.57 \times (314 - 288)}{1,379.70} \right)$$

= 12,664.65 kJ/kg

ฉ.3.3.10 พลังงานสูญเสียที่วัดไม่ได้ (Q_{etc}) : kJ/kg

$Q_8 = Q_1 - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7)$

= 16,189.01 - (12,664.65+1,158.98+2,295.01+0+29.54+39.60)

= 16,189.01 – 16,187.78

= 1.23 kJ/kg

ฉ.3.3.11 ประสิทธิภาพของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่เพิ่มขึ้น

$$= \left(\frac{\text{ประสิทธิภาพหลังการปรับปรุง} - \text{ประสิทธิภาพก่อนการปรับปรุง}}{\text{ประสิทธิภาพหลังการปรับปรุง}} \right)$$

$$= \frac{\eta_4 - \eta_1}{\eta 4}$$

$$= \frac{78.23 - 70}{78.23}$$

= 0.1052

= 10.52 %

ประวัติผู้เขียน

นางสาวกุลยา ศรีงามผ่อง เกิดที่กรุงเทพฯ เมื่อวันที่ 20 มกราคม พ.ศ. 2515 จบการศึกษาวิทยาศาสตรบัณฑิต สาขาเคมีอุตสาหกรรม จากภาควิชาเคมีอุตสาหกรรม คณะวิทยาศาสตร์ ประยุกต์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ เมื่อปี พ.ศ. 2536 ขณะที่ศึกษาต่อในระดับปริญญาโทได้ทำวิทยานิพนธ์ที่บริษัท คอนทิเนนทอล ปิโตรเคมีคอล (ประเทศไทย) จำกัด

ผลงานวิจัยเรื่อง Retrofit of Distillation Columns and Heat Recovery Systems in a Phthalic Anhydride Plant นำเสนอในการประชุมวิชาการ The First Regional Conference on Energy Towards a Clean Environment ซึ่งจัดขึ้นที่จังหวัดเชียงใหม่ ระหว่างวันที่ 1-2 ธันวาคม 2543 และผลงานวิจัยเรื่อง Energy Retrofit Study in a Phthalic Anhydride Plant นำเสนอในการประชุมวิชาการ The Regional Symposium on Chemical Engineering ซึ่งจัดขึ้นที่เมือง Bundung ประเทศอินโดนีเซีย ระหว่างวันที่ 29-31 ตุลาคม 2544