สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์ประจำปีงบประมาณ 2546

เรื่อง

การศึกษาการใช้พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมการผลิตอาหารกระป๋อง

(Study on Energy Utilization of Food Can Production Plant)

ผศ.ดร. รุจิรา ตาปราบ

โครงการคณะอุตสาหกรรมเกษตร

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2546

RCH
TJ
163-5
.F3
เลขหมู่.....
เลขทะเบียน 54599
วัน,เดือน,ปี 21 มิ.ย. 2548

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

b.....
i.....

โครงการวิจัย: การศึกษาการใช้พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมการผลิตอาหารกระป๋อง

(Study on Energy Utilization of Food Can Production Plant)

ผศ.ดร.รุจิรา ตาปราบ

โครงการคณะอุตสาหกรรมเกษตร

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์เอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของโรงงานปลากระป๋อง โดยเน้นการวิเคราะห์พลังงานความร้อนเป็นหลัก อุปกรณ์ในกระบวนการผลิตของโรงงานประกอบด้วย หม้อไอน้ำ รางนึ่ง หม้อต้มน้ำเกลือ และหม้อฆ่าเชื้อ จากการวิเคราะห์พลังงานพบว่าหม้อไอน้ำ (Boiler unit) มีประสิทธิภาพของเอนทัลปี และของเอ็กเซอร์ยี เป็น 39.46 % และ 12.14 % รางนึ่ง (Exhausting unit) มีประสิทธิภาพของเอนทัลปี และของเอ็กเซอร์ยี เป็น 67.68 % และ 27.97 % หม้อต้มน้ำเกลือ (Brine heating unit) มีประสิทธิภาพของเอนทัลปี และของเอ็กเซอร์ยี เท่ากับ 47.68 % และ 28.77 % และหม้อฆ่าเชื้อ (Retort unit) มีประสิทธิภาพของเอนทัลปี และของเอ็กเซอร์ยี เท่ากับ 30.94 % และ 25.17 % ตามลำดับ

สำหรับแนวทางของการประหยัดพลังงาน ได้นำแนวคิดของพินช์เทคโนโลยี (Pinch technology) มาประยุกต์ใช้เพื่อวิเคราะห์หาความเป็นไปได้ในการนำความร้อนทิ้งไปกลับมาใช้ให้เป็นประโยชน์ โดยได้ทำการวิเคราะห์ทั้งหมด 3 กรณี โดยที่อุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนและสายเย็นมีค่าแตกต่างกัน จากการประมาณราคาเชื้อเพลิงและปริมาณไอน้ำที่คาดว่าจะประหยัดได้เมื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ พบว่าเมื่อนำความร้อนทิ้งของคอนเดนเสตจากหม้อต้มน้ำเกลือและหม้อฆ่าเชื้อมาอุ่นน้ำป้อนสำหรับหม้อไอน้ำจะสามารถประหยัดไอน้ำได้ประมาณ 47.5 kg/h หรือเทียบเท่ากับฟืนได้ประมาณ 8.2 kg/h คิดเป็นมูลค่าฟืนที่ประหยัดได้เป็น 15,850 บาทต่อปี ส่วนการนำความร้อนทิ้งจากการนำน้ำโบลดาวน์และคอนเดนเสตจากรางนึ่งมาใช้ร่วมกันสำหรับอุ่นน้ำล้างกระป๋องก่อนทำการฆ่าเชื้อ พบว่าสามารถประหยัดไอน้ำในการฆ่าเชื้อได้ 2.09 kg/batch และถ้านำความร้อนทิ้งของคอนเดนเสตจากหม้อต้มน้ำเกลือมาอุ่นน้ำสำหรับทำน้ำเกลือ พบว่าจะสามารถประหยัดไอน้ำได้ประมาณ 18.43 kg/h

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Study on Energy Utilization of Food Can Production Plant

Mrs. Ruchira Taprap
Faculty of Agro Industry Project
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

ABSTRACT

This research was conducted the enthalpy and exergy analysis of fish canning plant. The main equipment of this process consists of a boiler, exhaust box, brine heater and retort. From the enthalpy and exergy analysis, the boiler unit had the enthalpy efficiency 39.46 % and the exergy efficiency 12.14 %. The exhausting unit had the enthalpy efficiency 67.68 % and the exergy efficiency 27.97 %. The enthalpy efficiency of brine heating unit was 47.68 % and the exergy efficiency was 28.77 %. The enthalpy and exergy efficiencies of the retort unit were 30.94 % and 25.17 %, respectively.

For the energy saving possibility of this plant, the concept of pinch technology was applied to find out the chance for improving of heat recovery. This analysis was made into 3 cases, by varying the temperature target of hot stream and cold stream. By using heat recovery of condensate from brine heating unit and retort unit to warm up water feed of boiler, the steam quantity can be saved about 47.5 kg/h or equivalent to fuel wood about 8.2 kg/h and its cost is around 15,850 baht/year. The heat of blow down and condensate from exhausting unit was recoveried to warm water for can cleaning before the can was proceeded to retort unit. By doing this, the steam quantity can be saved about 2.09 kg/batch. Furthermore, heat recovery from condensate of brine heating unit was used to warm water for brine preparation, it can save steam quantity about 18.43 kg/h.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้เสร็จสมบูรณ์ได้ด้วยการสนับสนุนจากหลายฝ่าย ขอบคุณ นางสาวกุลพร พุทธมี ที่ทำหน้าผู้ช่วยวิจัยในการทำวิจัยนี้ ขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ทุกท่านของโรงงานตัวอย่างจังหวัดระยอง ที่ช่วยเหลือในการเก็บข้อมูลสำหรับงานวิจัยและงานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนจากเงินงบประมาณประจำปี 2546

รุจิรา ตาปราบ

กันยายน 2546

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....I

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....II

กิตติกรรมประกาศ..... III

สารบัญ.....IV

สารบัญตาราง.....VI

สารบัญรูป.....VII

คำอธิบายสัญลักษณ์.....VIII

บทที่ 1 บทนำ

1.1 บทนำ.....1

1.2 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....1

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....2

1.4 วัตถุประสงค์.....2

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....3

บทที่ 2 ทฤษฎีของการวิเคราะห์พลังงานและเอ็กเซอร์ยี

2.1 การวิเคราะห์พลังงาน.....4

2.2 การวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยี.....10

2.3 แนวทางการประหยัดพลังงาน.....12

บทที่ 3 การวิเคราะห์พลังงานด้วยเอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของโรงงาน

3.1 วิธีการศึกษาและการดำเนินงานวิจัย.....22

3.2 กระบวนการผลิตปลาแมกเกอเรลในน้ำเกลือบรรจุกระป๋อง.....25

3.3 การวิเคราะห์เอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของส่วนหม้อไอน้ำ.....27

3.4 การวิเคราะห์เอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของส่วนการนึ่ง.....29

3.5 การวิเคราะห์เอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของส่วนหม้อต้มน้ำเกลือ.....32

3.6 การวิเคราะห์เอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของส่วนการฆ่าเชื้อ.....34

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่ หน้า

3.1 ประเภทข้อมูลที่วัด และชนิดของเครื่องมือวัด.....22

3.2 ข้อมูลของหม้อไอน้ำ.....23

3.3 ข้อมูลของรางนึ่ง.....24

3.4 ข้อมูลของหม้อต้มน้ำเกลือ.....24

3.5 ข้อมูลของหม้อฆ่าเชื้อ.....25

3.6 ผลการวิเคราะห์เอนทัลปีส่วนหม้อไอน้ำ.....28

3.7 ผลการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยีส่วนหม้อไอน้ำ.....28

3.8 ผลการวิเคราะห์เอนทัลปีส่วนการนึ่ง.....30

3.9 ผลการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยีส่วนการนึ่ง.....30

3.10 ผลการวิเคราะห์เอนทัลปีส่วนหม้อต้มน้ำเกลือ.....32

3.11 ผลการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยีส่วนหม้อต้มน้ำเกลือ.....32

3.12 ผลการวิเคราะห์เอนทัลปีส่วนการฆ่าเชื้อ.....34

3.13 ผลการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยีส่วนการฆ่าเชื้อ.....34

4.1 Stream and heat loads in fish canned plant.....38

4.2 แสดงอุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนและสายเย็นของกรณีที่ 1.....40

4.3 แสดงอุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนและสายเย็นของกรณีที่ 2.....41

4.4 แสดงอุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนและสายเย็นของกรณีที่ 3.....42

ข.1 คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำ.....69

ข.2 ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ.....70

ข.3 คุณสมบัติของไอน้ำอิ่มตัว.....71

ข.4 ค่าความร้อนจำเพาะของอาหารและวัสดุบางชนิด.....72

ข.5 ตารางแสดงคุณสมบัติของน้ำเกลือ.....73

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำอธิบายสัญลักษณ์

สัญลักษณ์

A = พื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อน (m^2)

C = จำนวนคาร์บอนในองค์ประกอบของเชื้อเพลิง

Cp = ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ (kJ/kg$^{\circ}$C)

Cp_{cold} = ค่าความร้อนจำเพาะของสายเย็น (kJ/kg$^{\circ}$C)

Cp_{hot} = ค่าความร้อนจำเพาะของสายร้อน (kJ/kg$^{\circ}$C)

C_v = ค่าความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ (kJ/kg$^{\circ}$C)

E = พลังงานภายใน (kJ/h)

$\Delta\varepsilon$ = การเปลี่ยนแปลงเอ็กเซอร์ยี (kJ/h)

H = จำนวนไฮโดรเจนในองค์ประกอบของเชื้อเพลิง

HV = ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (kJ/kg)

ΔH = การเปลี่ยนแปลงเอนทัลปี (kJ/h)

h_{steam} = เอนทัลปีจำเพาะของไอน้ำ (kJ/kg)

K = ค่าการนำความร้อนของวัสดุ (W/mK)

L = ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ (kJ/kg)

LHV = ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (kJ/kg)

m = น้ำหนักของสาร (kg)

mCp = ค่าความร้อนจำเพาะของสาย (kW/$^{\circ}$C)

O = จำนวนออกซิเจนในองค์ประกอบของเชื้อเพลิง

P = ความดัน (atm)

Q = พลังงานที่สูญเสียไปกับผนังอุปกรณ์ (kJ/h)

Q_l = ความร้อนแฝง (kJ)

Q_s = ความร้อนสัมผัส (kJ)

q = พลังงานความร้อน (kJ)

q_p = ความร้อนที่เกิดภายใต้ความดันคงที่ (kJ)

q_v = ความร้อนที่เกิดภายใต้ปริมาตรคงที่ (kJ)

S = จำนวนซัลเฟอร์ในองค์ประกอบของเชื้อเพลิง

ΔS = การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี

T = อุณหภูมิ (K, $^{\circ}$C)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

T_0 = อุณหภูมิอ้างอิง (25°C)

T_{start} = อุณหภูมิเริ่มต้น (°C)

T_{target} = อุณหภูมิเป้าหมาย (°C)

T_{int} = อุณหภูมิที่ทำการปรับแล้ว (°C)

T_{act} = อุณหภูมิเดิม (°C)

ΔT = ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างผิวสองด้านของชั้นขอบเขต (°C)

ΔT_{min} = ผลต่างอุณหภูมิระหว่างสายเย็นกับสายร้อนที่มีค่าต่ำสุด

U = สัมประสิทธิ์การส่งผ่านความร้อนรวม (W/m^2K)

V = ปริมาตร (m^3)

x = ความหนาของวัสดุ (m)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

1.1 บทนำ

อุตสาหกรรมทางด้านการผลิตอาหารเป็นอุตสาหกรรมที่มีความสำคัญมาก โดยเฉพาะบริเวณที่มีวัตถุดิบทางด้านอาหารอุดมสมบูรณ์ เป้าหมายหลักของอุตสาหกรรมอาหารในปัจจุบันคือเพื่อยืดอายุการเก็บรักษาอาหาร โดยอาหารจะคงความสมบูรณ์ตลอดระยะเวลาดังกล่าว เทคนิคการถนอมรักษาอาหารที่จะช่วยยับยั้งการเปลี่ยนแปลงเนื่องจากจุลินทรีย์หรือปฏิกิริยาทางชีวเคมี ทั้งนี้จะเป็นการช่วยเพิ่มระยะเวลาในการกระจายสินค้า หรือเก็บรักษาผลิตภัณฑ์ได้อย่างมีคุณภาพ

สำหรับประเทศไทยถือว่าอุตสาหกรรมอาหารแปรรูปเป็นกลยุทธ์ที่สำคัญในการพัฒนาเศรษฐกิจไทย เนื่องจากเป็นการสร้างมูลค่าเพิ่มให้แก่ผลผลิตทางการเกษตร ซึ่งเป็นรากฐานที่สำคัญของคนไทยจำนวนมาก ปัจจุบันประเทศไทยเป็นผู้ผลิตและส่งออกสินค้าอาหารแปรรูปที่มีคุณภาพดีและมีชื่อเสียงแห่งหนึ่งของโลก

จากรายงานมูลค่าการส่งออกสินค้าอาหารของไทยในปี พ.ศ.2544 โดยกรมเศรษฐกิจการพาณิชย์ กระทรวงพาณิชย์ พบว่าอุตสาหกรรมอาหารทะเลกระป๋องเป็นอุตสาหกรรมอาหารที่มีมูลค่าการส่งออกเท่ากับ 32,242.5 ล้านบาท สูงเป็นอันดับ 3 รองจากอาหารทะเลแปรรูป และข้าว

หากมองในทางกลับกันกระบวนการผลิตอาหารกระป๋องซึ่งเป็นอุตสาหกรรมการผลิตที่มีการใช้พลังงานทั้งในรูปแบบของพลังงานไฟฟ้า และพลังงานความร้อนในปริมาณค่อนข้างสูง ในขณะที่ราคาของพลังงานก็มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นทุกปี ดังนั้นนักอุตสาหกรรมจึงหันมาเอาใจใส่เกี่ยวกับค่าใช้จ่ายในด้านพลังงานในโรงงานของตนมากขึ้น รวมทั้งวิธีการต่างๆ ที่จะใช้พลังงานในรูปที่มีอยู่ให้ได้ประโยชน์สูงสุด

งานวิจัยนี้ต้องการที่จะกระตุ้นให้ภาคอุตสาหกรรมหันมาให้ความสำคัญของการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ เพื่อเป็นการอนุรักษ์ทรัพยากรที่มีอยู่ให้ใช้ได้อย่างมีประสิทธิภาพ

1.2 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

พลังงานเป็นปัจจัยสำคัญที่ถูกนำมาใช้ในอุตสาหกรรมหลายประเภทรวมถึงอุตสาหกรรมอาหารด้วย พลังงานที่ใช้ส่วนใหญ่จะอยู่ในรูปของพลังงานความร้อน และพลังงานไฟฟ้า การใช้พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุดนั้นเป็นสิ่งที่ทุกโรงงานต้องการ เพราะจะช่วยในการลดต้นทุนการผลิตผลิตภัณฑ์ และยังเป็นการช่วยสงวนทรัพยากรธรรมชาติที่มีอยู่อย่างจำกัดให้มีใช้นานที่สุด ดังนั้นการวิเคราะห์การใช้พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมอาหาร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และการเสนอแนวทางในการปรับปรุงการใช้พลังงาน จะสามารถช่วยให้โรงงานอุตสาหกรรมอาหารมีการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุดได้

เอ็กเซอร์ยีเป็นดัชนีที่บอกถึงคุณภาพของพลังงาน ซึ่งสามารถบอกได้ว่าการใช้พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมอาหารนั้นมีประสิทธิภาพหรือคุณภาพสูงสุดเพียงไร แต่โดยทั่วไปการวิเคราะห์พลังงานส่วนใหญ่มักจะพิจารณาเฉพาะปริมาณของพลังงาน คือ คิดเฉพาะในแง่ของเอนทัลปี ซึ่งเป็นเพียงการวิเคราะห์พลังงานในเชิงประสิทธิภาพมิได้บ่งถึงประสิทธิภาพสูงสุดของการใช้พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมอาหาร ดังนั้นจึงได้มีการหันมาวิเคราะห์การใช้พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมอาหารด้วยเอนทัลปีควบคู่กับเอ็กเซอร์ยีซึ่งจะทำให้ทราบถึงการใช้พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมว่ามีประสิทธิภาพที่แท้จริงของโรงงานเพียงไร

การตรวจสอบการใช้พลังงานมิใช่เป็นสิ่งที่ทำครั้งเดียวแล้วใช้ได้ตลอดไป แต่เป็นงานต่อเนื่องเพื่อจะได้เป็นการเปรียบเทียบระหว่างภาคทฤษฎีและผลทางปฏิบัติเพื่อให้ทราบว่าพลังงานได้ถูกใช้ไปอย่างไรบ้าง เมื่อได้ทราบถึงรายละเอียดดังกล่าวแล้วจะทำให้มองเห็นแนวทางที่จะประหยัดพลังงานและลดต้นทุนการผลิตได้

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

งานวิจัยนี้จะทำการวิเคราะห์พลังงานในโรงงานอาหารกระป๋องด้วยเอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยี โดยเลือกโรงงานปลากระป๋องมาเป็นกรณีศึกษา เพื่อรวบรวมข้อมูลของการใช้พลังงานต่างๆ ที่เกี่ยวข้องในกระบวนการผลิตของโรงงาน จากนั้นทำการวิเคราะห์การใช้พลังงานและหาประสิทธิภาพของการใช้พลังงานในรูปแบบของเอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของแต่ละระบบของโรงงาน หลังการวิเคราะห์จะเสนอแนวทางการปรับปรุงการใช้พลังงานโดยการใช้เทคโนโลยีใหม่ๆเข้ามาช่วย เช่น พินช์เทคโนโลยี (Pinch technology) ซึ่งเป็นแนวทางหนึ่งที่จะใช้ในการปรับปรุงการใช้พลังงานของโรงงานตัวอย่าง นอกจากนี้จากการศึกษาและวิเคราะห์การใช้พลังงานยังจะสามารถทราบราคาของการประหยัดพลังงานได้ในรูปของเชื้อเพลิงหรือปริมาณของพลังงานที่จะประหยัดได้

1.4 วัตถุประสงค์การศึกษา

1. เพื่อศึกษาสภาพการใช้พลังงานของโรงงานอาหารกระป๋อง ณ.ปัจจุบันและวิเคราะห์พลังงานเพื่อให้ทราบถึงประสิทธิภาพพลังงานของโรงงานอาหารตัวอย่างด้วยเอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยี
2. เพื่อใช้เป็นแนวทางในการปรับปรุงการใช้พลังงานของโรงงานตัวอย่างนั้น
3. เพื่อใช้เป็นตัวอย่างการศึกษาการใช้พลังงาน สำหรับโรงงานที่มีลักษณะใกล้เคียงกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. โรงงานตัวอย่างทราบถึงสภาพของการใช้พลังงานของกระบวนการอย่างแท้จริง
2. โรงงานมีโอกาสในการนำข้อเสนอแนวทางการปรับปรุงการใช้พลังงานไปประยุกต์ใช้เพื่อให้เกิดประโยชน์สูงสุด
3. โรงงานในลักษณะใกล้เคียงกัน สามารถใช้เป็นแนวทางการศึกษาการใช้พลังงานได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2
ทฤษฎีของการวิเคราะห์พลังงานและเอ็กเซอร์ยี

ในการวิเคราะห์พลังงาน จำเป็นต้องทราบถึงค่าของเอนทัลปี (enthalpy) ซึ่งเกี่ยวข้องโดยตรงกับกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งเอนทัลปีจะบอกให้ทราบถึงปริมาณความร้อนที่นำไปใช้งานและปริมาณความร้อนที่สูญเสีย ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (thermal efficiency) ของระบบจะให้นิยามว่า เป็นปริมาณของเอนทัลปีที่นำไปใช้งานหารด้วยปริมาณของเอนทัลปีที่ให้กับระบบทั้งหมด ส่วนกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์จะเกี่ยวข้องกับคุณภาพของพลังงาน ซึ่งบอกได้ในรูปเอ็กเซอร์ยี โดยที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเอ็กเซอร์ยี (second law efficiency) ของระบบจะให้นิยามเป็นเอ็กเซอร์ยีที่ใช้งานหารด้วยเอ็กเซอร์ยีทั้งหมดที่ให้แก่ระบบ

2.1 การวิเคราะห์พลังงาน (energy analysis)

ในการวิเคราะห์พลังงานจำเป็นที่จะต้องดำเนินการใน 2 ขั้นตอนที่สำคัญ คือ การทำสมดุลมวลและการทำสมดุลพลังงาน

2.1.1 สมดุลมวล (mass balance)

การทำสมดุลของมวลมีความสำคัญต่อการควบคุมการแปรรูป โดยเฉพาะอย่างยิ่งการควบคุมผลผลิต (yield) ของผลิตภัณฑ์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงใด ๆ เกิดขึ้นในกระบวนการจำเป็นต้องหาสมดุลของมวลที่เกิดขึ้นใหม่ด้วย
สมดุลของมวลสามารถแสดงในรูปของสมการทางคณิตศาสตร์ดังต่อไปนี้

$$M_{in} - M_{out} = M_{accumulation} + M_{generation} - M_{consumption} \qquad (2.1)$$

เมื่อ M_{in} = มวลผ่านเข้าขอบเขตของระบบ
M_{out} = มวลออกจากขอบเขตของระบบ
$M_{accumulation}$ = มวลที่สะสมภายในขอบเขตของระบบ
$M_{generation}$ = มวลที่เกิดขึ้นภายในขอบเขตของระบบ
$M_{consumption}$ = มวลที่ใช้ไปภายในขอบเขตของระบบ

ซึ่งถ้าไม่มีการใช้หรือเกิดมวลขึ้น สมการจะกลายเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$M_{in} - M_{out} = M_{accumulation} \quad (2.2)$$

นอกจากนี้ ถ้าเป็นสภาวะคงที่ (steady-state) จะไม่มีการสะสมของมวลเกิดขึ้นภายในขอบเขตของระบบ จะได้สมการดังนี้

$$M_{in} = M_{out} \quad (2.3)$$

2.1.2 สมดุลพลังงาน (energy balance)

พลังงานอาจอยู่ได้หลายรูป เช่น พลังงานความร้อน พลังงานจลน์ พลังงานศักย์ การใช้สมดุลพลังงานในการหาค่าต้นทุนและลักษณะคุณภาพของการแปรรูปก็ยังเป็นที่นิยม สมดุลพลังงานรอบๆ ระบบใดๆ มีพื้นฐานจากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ (กฎของการอนุรักษ์พลังงาน ไม่มีการสูญหายแต่สามารถเปลี่ยนรูปได้) พลังงานเชิงกล (งาน) พลังงานความร้อน อาจลดรูปให้มีหน่วยเดียวกันได้ การกำหนดขอบเขตโดยรอบของระบบเพื่อทำสมดุลพลังงานก็มีขั้นตอนคล้ายกับการคำนวณสมดุลมวลโดยมีพื้นฐานดังนี้

$$E_{input} = E_{output} + E_{accumulation} \quad (2.4)$$

เมื่อ E_{input} = พลังงานขาเข้าของระบบ

E_{output} = พลังงานขาออกของระบบ

$E_{accumulation}$ = พลังงานที่สะสมภายในระบบ

ถ้าระบบอยู่ในสภาวะคงที่พลังงานที่สะสมภายในระบบจะมีค่าเป็นศูนย์ ถ้าในสภาวะไม่คงที่เทอมการสะสมจะแสดงอยู่ในรูปของอนุพันธ์เมื่อนำสมการข้างต้นมาใช้จะต้องนับรวมเทอมพลังงานทุกเทอมที่เปลี่ยนแปลงภายในระบบ ปริมาณความร้อนที่แสดงในรูปเอนทัลปีมีพื้นฐานมาจากการเพิ่มขึ้นของค่าเอนทัลปีจากอุณหภูมิอ้างอิง

นิยามต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับพลังงานโดยเฉพาะพลังงานในรูปความร้อน (Thermal energy) มีดังต่อไปนี้

(1) ความร้อนแฝง (latent heat ,Q_l)

ความร้อนแฝง หมายถึง ปริมาณความร้อนจำนวนหนึ่งที่ให้แก่สารหนึ่งๆ (หรือดึงออกจากสาร) แล้วทำให้สารนั้นเปลี่ยนแปลงสถานะภายใต้อุณหภูมิคงที่ เราสามารถหาค่าความร้อนแฝงของมวลสารได้จากสมการที่ 2.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q_l = mL \qquad (2.5)$$

เมื่อ m = มวลของสาร (kg)

L = ความร้อนแฝงในการเปลี่ยนสถานะของสาร (kJ/kg)

(2) ความร้อนสัมผัส (sensible heat , Q_s)

ความร้อนสัมผัส หมายถึง ปริมาณความร้อนจำนวนหนึ่งที่ทำให้สารหนึ่งๆ มีอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงโดยไม่ทำให้สถานะของสารนั้นเปลี่ยนแปลง เช่น การอุ่นน้ำให้ร้อน เราสามารถหาค่าความร้อนสัมผัสของมวลสารได้จากสมการที่ 2.6

$$Q_s = mCp\,(T_2 - T_1) \qquad (2.6)$$

เมื่อ m = มวลของสาร (kg)

Cp = ความร้อนจำเพาะของสาร (kJ/kg K)

T_2 = อุณหภูมิสมบูรณ์ของสาร (K)

T_1 = อุณหภูมิอ้างอิง (K)

(3) ค่าความร้อนจำเพาะ (specific heat, Cp)

ค่าความร้อนจำเพาะ หมายถึง ปริมาณความร้อนของการทำให้มวลหนึ่งหน่วยมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิไปหนึ่งองศา ค่าความร้อนจำเพาะจะมีค่าเปลี่ยนแปลงไปตามค่าของอุณหภูมิ โดยจะมีการเปลี่ยนแปลงมากในแก๊ส ของเหลวและของแข็งตามลำดับ ของแข็งและของเหลวส่วนใหญ่จะมีค่าความร้อนจำเพาะค่อนข้างคงที่ตลอดช่วงของอุณหภูมิ

ค่าความร้อนจำเพาะของมวลสารสามารถหาได้จากสมการที่ 2.7

$$Cp = \frac{Q}{m\,\Delta T} \qquad (2.7)$$

เมื่อ Cp = ความร้อนจำเพาะ (kJ/kg $^{\circ}$C)

Q = ความร้อนที่รับหรือคายออก (kJ)

m = มวล (kg)

ΔT = อุณหภูมิที่เปลี่ยนไป ($^{\circ}$C)

สำหรับกรณีของวัตถุดิบ หรือวัสดุบางอย่างสามารถหาได้จากเอกสารอ้างอิงที่ได้ทำการทดลองไว้แล้ว ดูภาคผนวก ข.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.1.3 เอนทัลปี (enthalpy)

เอนทัลปี (H) เป็นพลังงานที่เกิดขึ้นภายใต้ความดันคงที่ (q_p) ซึ่งต่างจากพลังงานภายใน (E) ที่เกิดขึ้นภายใต้ปริมาตรคงที่ (q_v) เมื่อนำกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์มาพิจารณาพลังงานทั้งสองที่เกิดภายใต้สภาวะที่ต่างกัน จะได้พลังงานทั้งสองอยู่ในรูปสมการ (2.8) และ (2.9) ตามลำดับ

$$q_p = \Delta H \tag{2.8}$$

$$q_v = \Delta E \tag{2.9}$$

พลังงานทั้งสองมีความสัมพันธ์กันตามนิยามของเอนทัลปี คือ

$$H = E + PV \tag{2.10}$$

เอนทัลปีเป็นฟังก์ชันของ E, P และ V ซึ่งต่างก็เป็นฟังก์ชันของสถานะทำให้ ΔH เป็นฟังก์ชันของสถานะด้วย เมื่อระบบมีการเปลี่ยนสภาวะสมการ (2.10) จะเปลี่ยนมาเป็น

$$\Delta H = \Delta E + \Delta (PV) \tag{2.11}$$

ถ้า ΔH มีค่าเป็นบวก ระบบจะดูดความร้อนเข้าไป แต่ถ้า ΔH มีค่าเป็นลบ หมายความว่าระบบจะคายความร้อนออกมา

จากนิยามของความร้อนจำเพาะ ณ จุดใดๆ ตามเส้นทางที่กำหนดมาให้จะมีค่าเท่ากับการเปลี่ยนแปลงความร้อนต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเขียนเป็นสมการได้คือ

$$Cp = \frac{dq}{dT} \tag{2.12}$$

ถ้าต้องการทราบปริมาณความร้อนที่ทำให้ 1 โมลของสารมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก T_1 ไปเป็น T_2 สามารถคำนวณได้จากการจัดเรียงสมการ (2.12) แล้วอินทิเกรตจะได้ผลลัพธ์เป็น

$$q = \int_{T1}^{T2} CpdT \tag{2.13}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริมาณความร้อน (q) เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงของวัตถุมวลใดๆ (m) กิโลกรัม จะเป็นไปตามสมการดังนี้

$$q = mCp\Delta T \quad (2.14)$$

เมื่อ m = มวลของสาร (kg/h)

จากที่กล่าวมา สามารถคำนวณปริมาณความร้อนที่ความดันคงที่ และปริมาตรคงที่ในเทอมของความจุความร้อนได้คือ

$$q_p = \Delta H = mCp\Delta T \quad (2.15)$$

$$q_v = \Delta E = mCv\Delta T \quad (2.16)$$

โดยการคิดเอนทัลปีจะเลือกสถานะอ้างอิงสำหรับองค์ประกอบทั้งหมดที่เข้าและออกจากระบบ นั้นคือการเปลี่ยนแปลงของค่าเอนทัลปีขององค์ประกอบจากสถานะอ้างอิงไปเป็นสถานะปัจจุบันโดยพิจารณารูปของค่าเอนทัลปีสมบูรณ์ของระบบอุณหภูมิอ้างอิง (T_o) สำหรับอุณหภูมิอ้างอิงในงานวิจัยนี้คือ 25 $^{\circ}$C

สมการสมดุลเอนทัลปี คือ

เอนทัลปีที่ป้อนเข้าสู่ระบบ = เอนทัลปีที่ออกจากระบบ + เอนทัลปีสูญหาย

enthalpy input = enthalpy output + loss

ประสิทธิภาพ (efficiency) ของเอนทัลปีประเมินได้จากคำจำกัดความต่อไปนี้

$$\text{ประสิทธิภาพ (\%)} = \frac{\text{(ปริมาณเอนทัลปีที่ใช้ประโยชน์)}}{\text{(ปริมาณเอนทัลปีที่ป้อนเข้า)}} \times 100$$

$$= \frac{\text{enthalpy output}}{\Sigma \text{ enthalpy input}} \times 100$$

นอกจากนี้ยังสามารถหาค่าเอนทัลปีจำเพาะเช่น ค่าเอนทัลปีของเชื้อเพลิงหรือความร้อนที่สูญเสียไปกับผนังอุปกรณ์ได้ดังนี้คือ (โยชิฮิโกะ ทาคะมูระ. 2527)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าเอนทัลปีของเชื้อเพลิง = m x LHV

เมื่อค่า LHV = Low Heating Value (kJ/kg)

m = ปริมาณเชื้อเพลิง (kg/h)

พลังงานที่สูญเสียไปกับผนังอุปกรณ์ (Q) หาได้จากสูตร (โยชิฮิโกะ ทาคะมูระ. 2527)

$$Q = UA\Delta T \qquad (2.17)$$

เมื่อ T = อุณหภูมิ (K)

A = พื้นที่ของอุปกรณ์ (m^2)

U = สัมประสิทธิ์การส่งผ่านความร้อนรวม (overall heat transfer coefficient)($Wm^{-2}K^{-1}$)

สามารถหาค่าสัมประสิทธิการส่งผ่านความร้อน (U) ได้จาก (พิจารณาเฉพาะการนำความร้อน)

$$\frac{1}{U} = \frac{x}{(-K)} \qquad (2.18)$$

เมื่อ x = ความหนาของวัสดุ (m)

K = ค่าการนำความร้อนของวัสดุ (thermal conductivity) (W/mK)

สำหรับค่าเอนทัลปีของไอน้ำซึ่งเป็นแหล่งของพลังงานความร้อนที่นิยมใช้ในโรงงานอุตสาหกรรม สามารถดูได้จากตารางคุณสมบัติไอน้ำอิ่มตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 การวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยี (exergy analysis)

ในการวิเคราะห์พลังงานด้วยเอ็กเซอร์ยีนั้น พลังงานที่ถูกวิเคราะห์โดยกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์แล้ว จะถูกนำมาคำนวณโดยใช้แนวคิดเอ็กเซอร์ยีด้วยกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งมีเทอมที่สำคัญ ได้แก่ เอนโทรปี

2.2.1 การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี (entropy change : ΔS)

เอนโทรปี (S) เป็นแฟคเตอร์บอกทิศทางของการเปลี่ยนแปลงในกระบวนการแบบต่างๆ หรือหมายถึงปริมาณที่บอกให้ทราบว่าในระบบหนึ่งๆ จะมีการจัดเรียงตัวของสารอย่างมีระเบียบมากน้อยเพียงใด และได้กำหนดนิยามของเอนโทรปีไว้ว่า

$$dS = \frac{dq}{T} \tag{2.17}$$

เมื่อมีการเปลี่ยนสภาวะจาก 1 ไปเป็น 2 ภายใต้อุณหภูมิคงที่ สมการ (2.17) จะกลายเป็น ($q = \Delta H$)

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \frac{\Delta H}{T} \tag{2.18}$$

โดยที่ ΔS คือ การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี , ΔH คือการเปลี่ยนแปลงเอนทัลปี

2.2.2 การเปลี่ยนแปลงเอ็กเซอร์ยี (exergy change : $\Delta\varepsilon$)

จากนิยามของเอ็กเซอร์ยีที่ว่า เอ็กเซอร์ยีคืองานที่สามารถได้รับจากระบบโดยมีค่าของอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมเป็นค่ามาตรฐาน ซึ่งสามารถเขียนได้ตามสมการต่อไปนี้

$$\Delta\varepsilon = \Delta H - T_0\Delta S \tag{2.19}$$

สำหรับสมการสมดุลเอ็กเซอร์ยี (สำหรับระบบ steady state) คือ

เอ็กเซอร์ยีที่ป้อนเข้าสู่ระบบ = (เอ็กเซอร์ยีที่ออกจากระบบ) + (เอ็กเซอร์ยีสูญหนี) + (เอ็กเซอร์ยีที่ถูกทำลายเนื่องจากความย้อนกลับไม่ได้)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Sigma \text{ exergy input} = \Sigma \text{ exergy output} + \Sigma \text{ exergy loss} + \text{irreversibility}$$

อนึ่งประสิทธิภาพของเอ็กเซอร์ยีสามารถคำนวณได้จาก

$$\text{ประสิทธิภาพ (\%)} = \frac{\text{เอ็กเซอร์ยีที่ใช้งานได้จริง}}{\text{เอ็กเซอร์ยีที่ป้อนเข้า}} \times 100$$

นอกจากนี้ยังมีการหาค่าเอ็กเซอร์ยีของพลังงานของเชื้อเพลิงโดยสมการนี้คือ (โยชิฮิโกะ ทาคามูระ.2527)

$$\text{exergy} = \text{LHV}\left[1.0038 + (0.1365 \times \frac{(H)}{(C)}) + (0.0308 \times \frac{(O)}{(C)}) + (0.0104 \times \frac{(S)}{(C)})\right] \quad (2.20)$$

เมื่อ H = จำนวนไฮโดรเจนในองค์ประกอบของเชื้อเพลิง

O = จำนวนออกซิเจนในองค์ประกอบของเชื้อเพลิง

C = จำนวนคาร์บอนในองค์ประกอบของเชื้อเพลิง

S = จำนวนซัลเฟอร์ในองค์ประกอบของเชื้อเพลิง

ส่วนเอ็กเซอร์ยีของความร้อนที่ผ่านผนังอุปกรณ์สามารถหาได้จากสมการนี้

$$\text{exergy} = \frac{(1-T_0)Q}{(T)} \quad (2.21)$$

เมื่อ Q = พลังงานที่สูญเสียไปกับผนังอุปกรณ์ (kJ/h)

T = อุณหภูมิที่ผนังของอุปกรณ์ (K)

เมื่อวิเคราะห์พลังงานด้วยเอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีแล้ว จะทำให้เราทราบว่าในแต่ละขั้นตอนการผลิตมีประสิทธิภาพมากน้อยเพียงใด จากนั้นจึงหาแนวทางการปรับปรุงการใช้พลังงานเพื่อช่วยให้โรงงานอุตสาหกรรมมีการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3 แนวทางการประหยัดพลังงาน (Energy Saving Possibility)

แนวทางการประหยัดพลังงานมีหลายระดับ ตั้งแต่เริ่มจากการดูแลบำรุง (Housekeeping) การปรับปรุงเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย การดัดแปลงกระบวนการ รวมถึงการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ ซึ่งเป็นวิธีที่ได้รับความนิยมอย่างกว้างขวาง

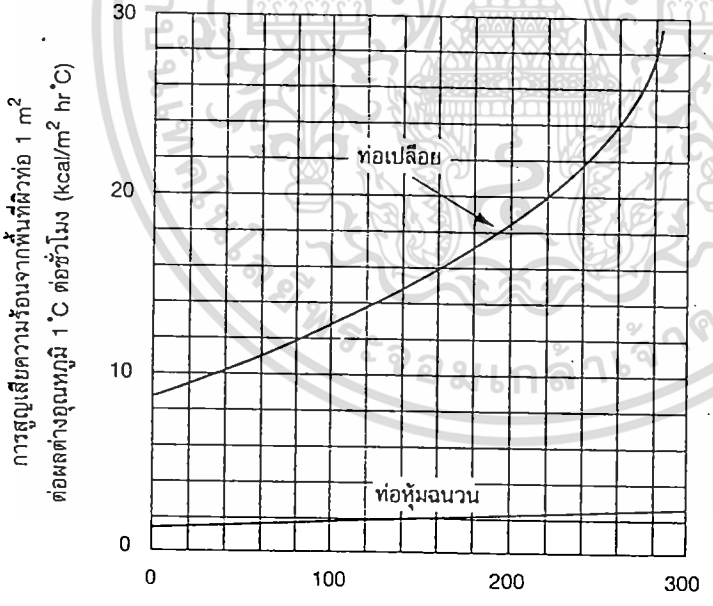
2.3.1 การดูแลรักษาเบื้องต้น (Housekeeping)

ในการดูแลรักษาอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องในกระบวนการ เป็นสิ่งจำเป็นอย่างหนึ่งในขั้นตอนของการประหยัดพลังงาน โดยทำการปรับปรุงแก้ไขของเดิมที่ใช้งานอยู่แล้วให้มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นโดยไม่ต้องลงทุนหรือลงทุนเล็กน้อย แนวทางในการดูแลรักษาอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องในกระบวนการมีดังนี้

2.3.1.1 การหุ้มฉนวน

- ความจำเป็นของฉนวนความร้อน

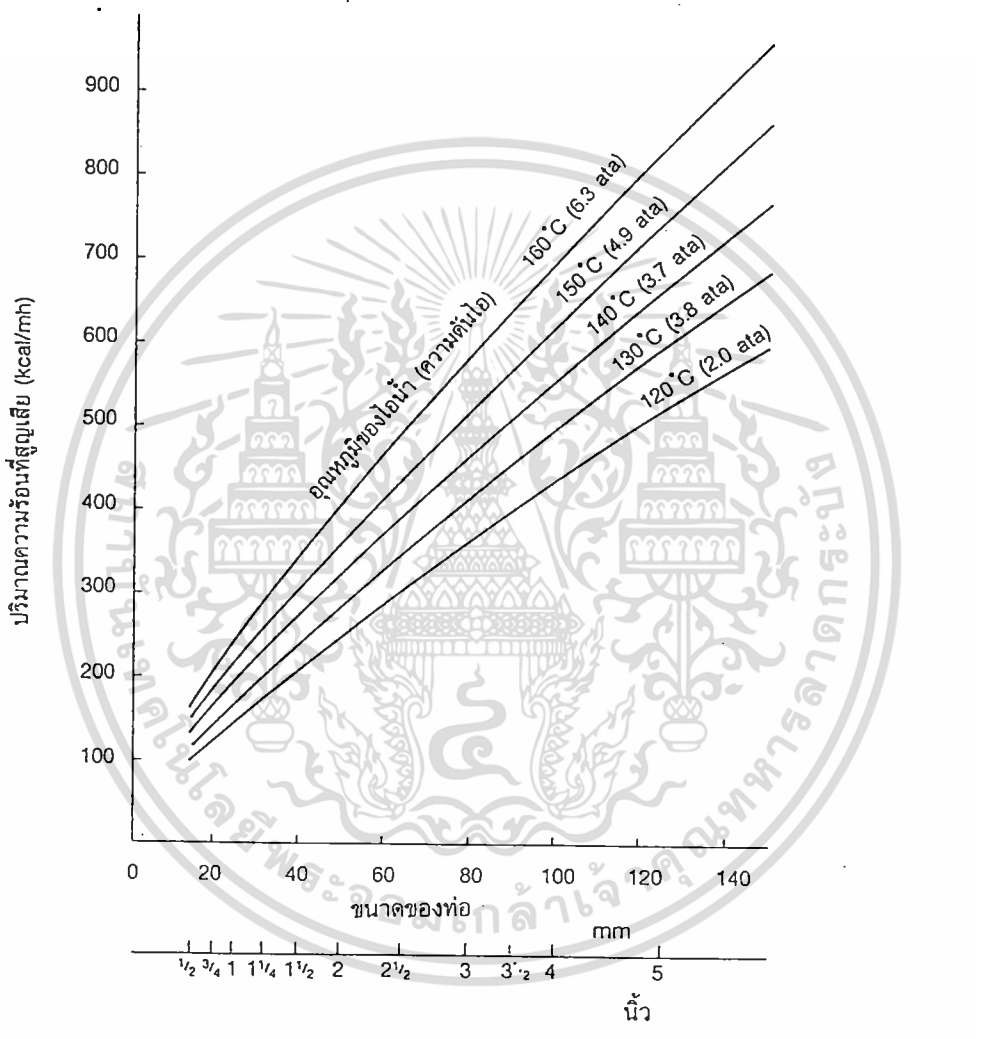
เมื่อเปรียบเทียบปริมาณการสูญเสียความร้อนของระบบท่อที่หุ้มด้วยฉนวนที่มีความหนาเหมาะสมกับปริมาณที่สูญเสียจากท่อเปลือยจะเห็นได้ว่าการหุ้มฉนวนท่อไอน้ำและอุปกรณ์ความร้อนต่างๆ มีความสำคัญมากเพียงใด



รูปที่ 2.1 ปริมาณการสูญเสียความร้อนจากผนังท่อเปลือยและท่อที่หุ้มฉนวน
ที่มา : โยชิฮิโกะ ทาคามูระ (2543)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 2.1 เป็นตัวอย่างที่แสดงให้เห็นความสำคัญของการใช้ฉนวนความร้อนที่เหมาะสม เส้นโค้งด้านบนแสดงปริมาณความร้อนเป็น kcal ที่สูญเสียจากผิวของท่อเปลือย 1 m^2 ต่ออุณหภูมิที่ต่างกับอากาศภายนอกทุกๆ 1 ^{o}C ต่อเวลา 1 ชั่งโมง เส้นโค้งด้านล่างแสดงปริมาณความร้อนที่สูญเสียจากท่อที่หุ้มฉนวนอย่างเหมาะสมดังนั้นผลต่างของความสูงของเส้นโค้งทั้งสองจึงแสดงปริมาณความร้อนที่สูญเสียไปสู่บรรยากาศโดยเปล่าประโยชน์ เนื่องจากการไม่หุ้มฉนวน หรือกล่าวอีกนัยหนึ่ง คือ เป็นปริมาณความร้อนที่สามารถเก็บไว้ใช้ประโยชน์ได้โดยการหุ้มฉนวน



รูปที่ 2.2 ความร้อนที่สูญเสียออกจากท่อเปลือย
ที่มา : โยชิฮิโกะ ทาคามูระ (2543)

เพื่อความสะดวกในการคำนวณ รูปที่ 2.2 แสดงปริมาณความร้อนที่สูญเสียออกจากท่อไอน้ำเปลือยขนาดต่างๆ ที่มีไอน้ำอิ่มตัวอยู่ภายในท่อ จะเห็นได้ว่าปริมาณความร้อนที่สูญเสียจาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ท่อเปลือยขนาด 60 mm ที่อุณหภูมิไอน้ำ 160°C (ความดัน 6.3 ata) มีค่าเท่ากับ 475 kcal ต่อความยาวท่อ 1 m/h

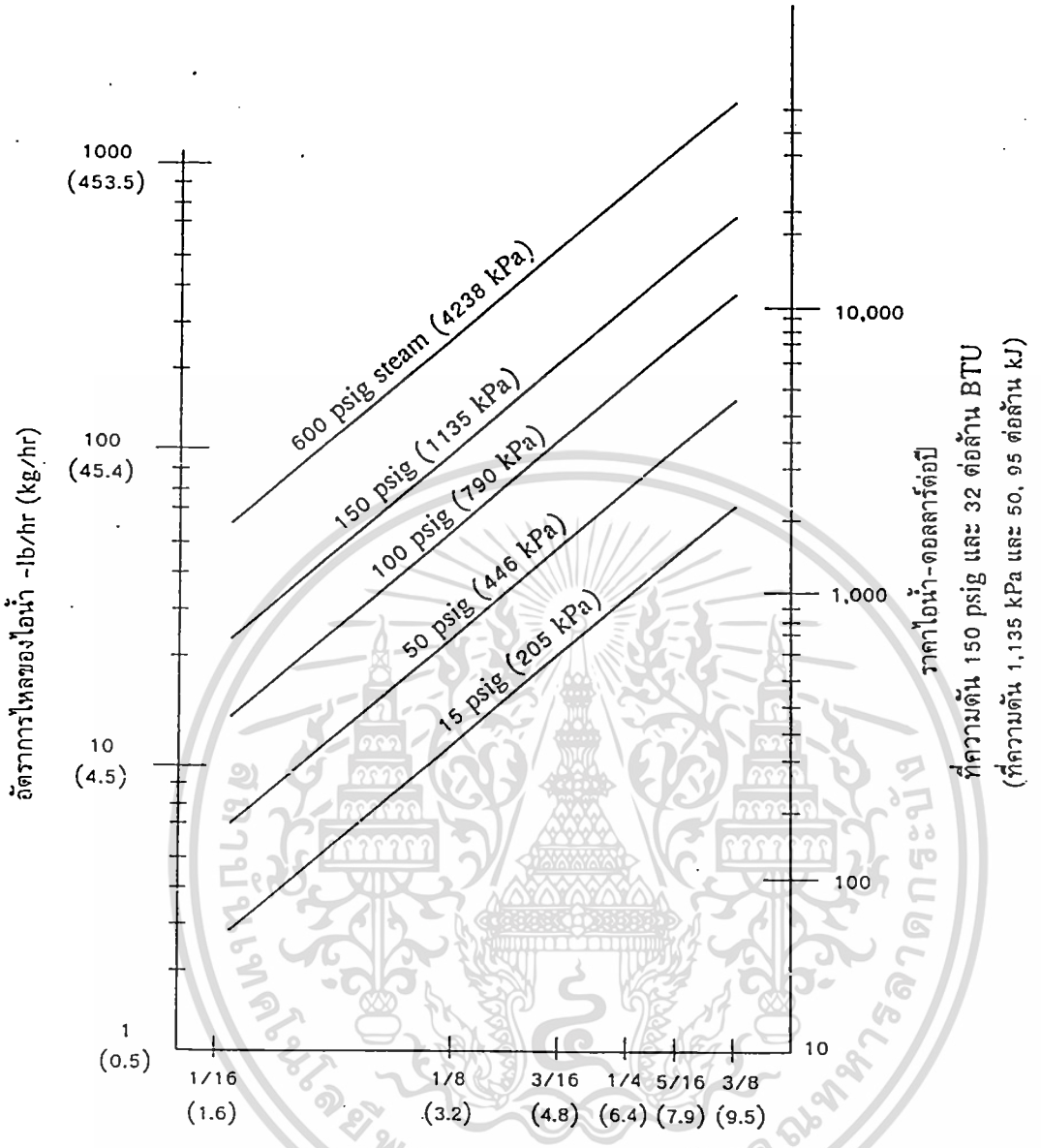
นอกจากการสูญเสียความร้อนแล้ว ท่อไอน้ำเปลือยจะทำให้ไอน้ำส่วนหนึ่งในท่อควบแน่นเป็นน้ำ เมื่อนานเข้าปริมาณน้ำควบแน่นจะมากขึ้นและจะเกิดอันตรายจากค้อนน้ำ (water hammer) ซึ่งเป็นอาการที่น้ำกลั่นจะถูกไอน้ำดันให้พุ่งไปด้วยความเร็วและความดันสูง จะเกิดการกระแทกอย่างรุนแรง อาจทำให้ท่อส่งไอน้ำขาดหรือแตกได้ นอกจากนี้น้ำกลั่นในท่อไอน้ำจะทำให้ไอน้ำเป็นไอเปียก ถ้างานที่ใช้ไอน้ำนั้นเป็นการอบด้วยความร้อน จะทำให้การอบนั้นไม่มีประสิทธิภาพ ตัวอย่างเช่น ถ้าใช้ในการหุงต้ม อาหารจะไม่สุก หรือสุกด้วยคุณภาพไม่ดี เป็นต้น

2.3.1.2 ไอน้ำรั่ว

ถ้าเกิดมีรูรั่วที่ท่อส่งไอน้ำ หรือรั่วตามอุปกรณ์ต่างๆ จะเป็นการสูญเสียความร้อนมาก และเป็นการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงโดยเปล่าประโยชน์ ปริมาณไอน้ำที่รั่วขึ้นอยู่กับขนาดของรูที่รั่ว เช่น ถ้าสมมติว่ามีรูรั่วรูเดียวขนาด 3.175 มิลลิเมตร ไอน้ำมีความดัน 790 กิโลปาสคาล จากรูปที่ 2.3 ไอน้ำจะสูญเสียไปประมาณ 27 กิโลกรัมต่อชั่งโมง ถ้าทำงานวันละ 10 ชั่วโมง 26 วันต่อเดือน จะสูญเสียไอน้ำไปประมาณ 7 ตันต่อเดือน หรือคิดเทียบเป็นน้ำมันเตาประมาณ 610 ลิตรต่อเดือน เป็นมูลค่าประมาณ 2,727 บาทต่อเดือน

การรั่วของไอน้ำจะพบที่ท่อผุแล้วทะลุตามข้อต่อท่อที่ชำรุด ปะเก็นหน้าแปลนต่างๆ ชำรุด ลิ้นต่างๆ ชำรุด ดังนั้นเมื่อพบว่ามีจุดรั่วควรรีบซ่อมแซมรูรั่วโดยเร่งด่วน การต่อท่อโดยวิธีเชื่อมจะป้องกันการรั่วได้ดีกว่าการใช้หน้าแปลน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.3 ราคาไอน้ำที่รั่วสู่บรรยากาศผ่านรูขนาดต่างๆ

ที่มา : วิวัฒน์ ภัททิยธนี (2544)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.2 การประยุกต์ใช้พินช์เทคโนโลยี (Pinch Technology Application)

- **พินช์เทคโนโลยี (Pinch Technology)**

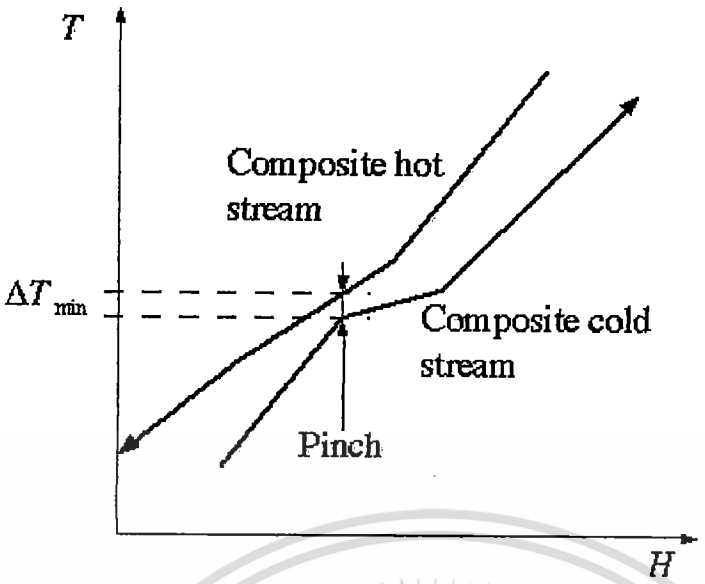
พินช์เทคโนโลยี (Pinch technology) ได้ถูกเริ่มคิดค้นและพัฒนาโดย Prof. Bodo Linnhoff เมื่อประมาณปี ค.ศ 1970 ซึ่งเทคนิคนี้จะต้องอาศัยหลักการขั้นพื้นฐานของ เทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamics) คณิตศาสตร์ (mathematics) รวมถึงจะต้องพิจารณาด้านการเงินและทำเลที่ตั้งของโรงงานด้วย หลักการคร่าว ๆ ของเทคนิคนี้คือ เป็นการหาปริมาณพลังงานที่ต้องการหรือพลังงานเป้าหมาย (energy target) สำหรับกระบวนการแล้วพยายามทำการออกแบบ (design) กระบวนการโดยให้มีการใช้พลังงานในปริมาณตามที่ได้คำนวณไว้

- **พลังงานเป้าหมาย (energy target)**

ขั้นตอนแรกของการหาพลังงานเป้าหมายของกระบวนการ คือ จะต้องสร้าง composite curves ซึ่งแสดงดังรูปที่ 2.4 โดย composite curves ประกอบด้วยส่วนของ composite hot stream และ composite cold stream ซึ่ง composite hot stream เกิดจากการนำสายร้อนในกระบวนการผลิต (hot streams) ซึ่งหมายถึง สาย (stream) ที่ต้องการทำให้มีอุณหภูมิลดลง และ composite cold stream ที่เกิดจากการนำสายเย็นในกระบวนการผลิต (cold streams) ซึ่งหมายถึง สาย (stream) ที่ต้องการทำให้มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น นำมาพลอตบนกราฟที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิ (T) และ เอนทัลปี (H) ดังรูปที่ 2.4 โดยบริเวณที่มีความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของ composite hot stream และ composite cold stream น้อยที่สุด (ΔT_{min}) เรียกว่า pinch ปริมาณพลังงานเป้าหมายของกระบวนการสามารถดูได้จาก Q_{in} ซึ่งเป็นส่วนที่ยื่นออกมาของ composite cold stream เมื่อลากเส้นตรงจากจุดเริ่มต้นของ composite hot stream ลงมาตั้งฉากกับแกนของเอนทัลปี ปริมาณพลังงานนี้เรียกว่า ค่าความต้องการต่ำสุดของปริมาณความร้อนจากแหล่งกำเนิดภายนอก (hot utility target) และ Q_{out} ซึ่งเป็นส่วนที่ยื่นออกมาของ composite hot stream เมื่อลากเส้นตรงจากจุดเริ่มต้นของ composite cold stream ลงมาตั้งฉากกับแกนของเอนทัลปี ปริมาณพลังงานนี้เรียกว่า ค่าความต้องการต่ำสุดของปริมาณความเย็นจากแหล่งกำเนิดภายนอก (cold utility target)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง



รูปที่ 2.4 Composite curves

ที่มา : Documents of Advanced International Training Programme (1999)

- **หลักการของพินช์เทคโนโลยี (principle of pinch technology)**

  หลักการของพินช์เทคโนโลยีมี 3 ข้อ คือ

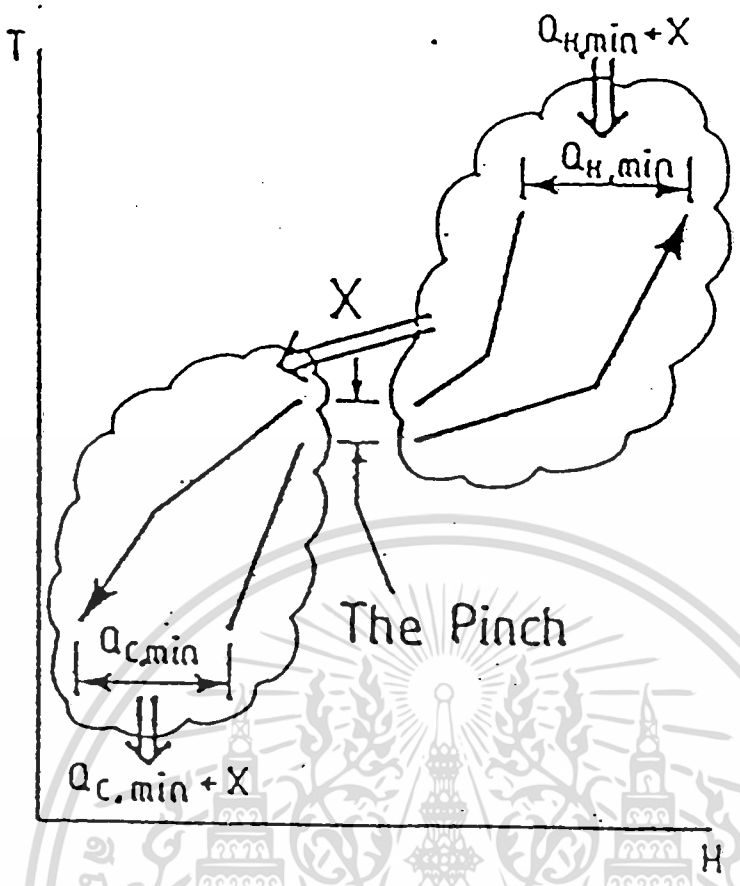
  (1) จะต้องไม่มีการถ่ายเทความร้อนจากสายร้อน (hot streams) ที่อยู่เหนือจุด pinch ไปสู่ สายเย็น (cold streams) ที่อยู่ใต้จุด pinch แสดงดังรูปที่ 2.10

  (2) จะต้องไม่มีการใช้ความร้อนจากภายนอก (เช่น ไอน้ำ) ในบริเวณที่อยู่ใต้จุด pinch

  (3) จะต้องไม่มีการใช้ความเย็นจากภายนอก (เช่น น้ำเย็น) ในบริเวณที่อยู่เหนือจุด pinch

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

54599



รูปที่ 2.5 แสดงหลักการของพินช์เทคโนโลยี
ที่มา : Documents of Advanced International Training Programme (1999)

ตัวอย่างการประยุกต์ใช้พินช์เทคโนโลยีสำหรับอุตสาหกรรมอาหาร ได้มีการศึกษาไว้ดังเช่น งานวิจัยของสุพจน์ เลียดประถม (2532) ได้ทำการวิเคราะห์พลังงานความร้อนและเอ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิตอาหารกระป๋อง Forciniti. et al (1986) ได้วิเคราะห์การใช้พลังงานของโรงงานผลิตน้ำแอปเปิลเข้มข้น เป็นต้น

- **การคำนวณและการวิเคราะห์พลังงานด้วยพินช์เทคโนโลยี**
  (Calculation and Energy Analysis with Pinch Technology)

เทคนิคพินช์เป็นเทคโนโลยีที่พัฒนามาจากหลักการพื้นฐานของเทอร์โมไดนามิกส์ โดยอาศัยประยุกต์กฎข้อที่ 1 และกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ โดยพิจารณาถึงสมดุลความร้อนและมวล การออกแบบหน่วยปฏิบัติการในกระบวนการ รวมทั้งสามารถใช้ปรับปรุงระบบพลังงานของโรงงานเก่า เพื่อให้สิ้นเปลืองค่าใช้จ่ายทางด้านยูทิลิตีความร้อน (Hot utility) และยูทิลิตีความเย็น (Cold utility) น้อยที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลต่างอุณหภูมิที่มีค่าน้อยที่สุดของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสายร้อนและสายเย็น เรียกว่า ΔT_{min} เมื่อกำหนด ΔT_{min} ได้ ขั้นตอนต่อไปทำการหาเป้าของพลังงาน (Energy target) โดยการสร้างตารางปัญหา (Problem table) วิธีการสร้างแบ่งออกเป็น 4 ขั้นตอน คือ

(1) การปรับอุณหภูมิ (Adjusted temperature)

เมื่อกำหนด ΔT_{min} แล้วให้ทำการปรับอุณหภูมิของสายร้อนและสายเย็นตามสมการที่ (2.22) และ (2.23) ตามลำดับ

$$\text{Hot stream} \quad T_{int} = T_{act} - \Delta T_{min}/2 \tag{2.22}$$

$$\text{Cold stream} \quad T_{int} = T_{act} + \Delta T_{min}/2 \tag{2.23}$$

เมื่อ T_{int} คือ อุณหภูมิที่ทำการปรับแล้ว

T_{act} คือ อุณหภูมิเดิม

(2) การเตรียมช่วงของอุณหภูมิ (Interval preparation)

เมื่อทำการปรับอุณหภูมิแล้วนำอุณหภูมิใหม่ที่ได้มาเขียนเป็นไดอะแกรม โดยนำอุณหภูมิที่จุดเริ่มต้นและจุดสุดท้ายของสายร้อนและสายเย็นมาเรียงร่วมกันตามระดับอุณหภูมิจากน้อยไปหามาก ซึ่งหางของลูกศรแสดงถึงอุณหภูมิเริ่มต้น และหัวลูกศรแสดงอุณหภูมิเป้าหมาย

(3) การทำสมดุลพลังงานในแต่ละช่วงอุณหภูมิ (Interval balance)

ในขั้นตอนนี้เป็นการหาผลต่างเอนทัลปีของสายร้อนและสายเย็นในแต่ละช่วงอุณหภูมิ ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้หมายถึง ปริมาณความร้อนที่เหลือ (Heat surplus) หรือขาด (Heat deficit) หลังจากการแลกเปลี่ยนกันในแต่ละช่วงอุณหภูมิแล้วสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$Q_i = (\sum(mCp_{hot}) - \sum(mCp_{cold}))\,(T_i - T_{i+1}) \tag{2.24}$$

เมื่อ i = ลำดับที่ของช่วงอุณหภูมิ

Q_i = ที่มีค่าติดลบ หมายถึงปริมาณความร้อนขาดในช่วงอุณหภูมินั้น

Q_i = ที่มีค่าบวก หมายถึงปริมาณความร้อนเกินในช่วงอุณหภูมินั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(4) การทำ Heat cascading

การทำ Heat cascading จะอาศัยกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ คือพลังงานหรือความร้อนจะสามารถถ่ายเทจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าซึ่งเป็นทิศทางเดียวที่แน่นอนและกลับทิศไม่ได้ ดังนั้นปริมาณความร้อนของช่วงอุณหภูมิที่สูงที่สุดก็จะสามารถถ่ายเทให้กับช่วงของอุณหภูมิรองลงมา ผลลัพธ์ที่ได้จะนำไปถ่ายเทให้ช่วงถัดไป

ผลจากการทำ Heat cascading ครั้งที่ 1 จะทำให้ทราบถึงค่าความต้องการต่ำสุดของปริมาณความร้อนจากแหล่งภายนอก (minimum heating requirement) ซึ่งก็คือปริมาณความร้อนที่มีค่าติดลบมากที่สุด จากนั้นทำ Heat cascading อีกครั้งหนึ่งโดยการเติมปริมาณความร้อนต่ำสุดจากแหล่งภายนอก (minimum heating requirement) ที่คำนวณได้ หลังจากทำ Heat cascading ครั้งที่สองจะทำให้ทราบอุณหภูมิพินช์ (Pinch temperature) ซึ่งก็คือ อุณหภูมิต่ำสุดของช่วงอุณหภูมิที่มีปริมาณความร้อนเท่ากับ 0 kW และค่าความต้องการต่ำสุดของปริมาณความเย็นจากแหล่งภายนอกกระบวนการ (minimum cooling requirement) ซึ่งค่านี้ดูได้จากปริมาณความร้อนของช่วงอุณหภูมิต่ำสุด

ดังนั้นจากการทำตารางปัญหา (Problem table) ทำให้ทราบถึงปริมาณความร้อนและความเย็นต่ำสุดที่ต้องการจากแหล่งภายนอก ซึ่งก็คือ ปริมาณยูทิลิตีความร้อน (Hot utility) และยูทิลิตีความเย็น (Cold utility) ต่ำสุดที่จะใช้สำหรับกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อน ทราบถึงตำแหน่ง (อุณหภูมิ) ที่เกิดพินช์ (pinch) อย่างไรก็ตามการที่จะใช้ Hot utility และ Cold utility ต่ำสุดต้องอยู่ในหลักเกณฑ์ที่ว่า

- ไม่ถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์
- ไม่ใช้ Hot utility ใต้จุดพินช์
- ไม่ใช้ Cold utility เหนือจุดพินช์

- **การออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน**

(Heat exchanger network design)

หลังจากที่ทำการวิเคราะห์หาอุณหภูมิพินช์ ค่า Hot utility และ ค่า Cold utility ต่ำสุดแล้ว ขั้นตอนต่อไปคือพยายามทำการออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยให้มีการใช้พลังงานในปริมาณตามที่ได้คำนวณไว้ ซึ่งวิธีการเลือกจับคู่สายในการแลกเปลี่ยนความร้อนมีดังนี้

1. ลากเส้นสายเย็นและสายร้อน พร้อมทั้งแสดงอุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิสุดท้ายและค่า Heat capacity flow rate (mCp)

2. พิจารณาออกแบบแยกเป็น 2 ส่วนที่พินช์ ได้แก่ ส่วนเหนือพินช์ (Above pinch) และใต้พินช์ (Below pinch)

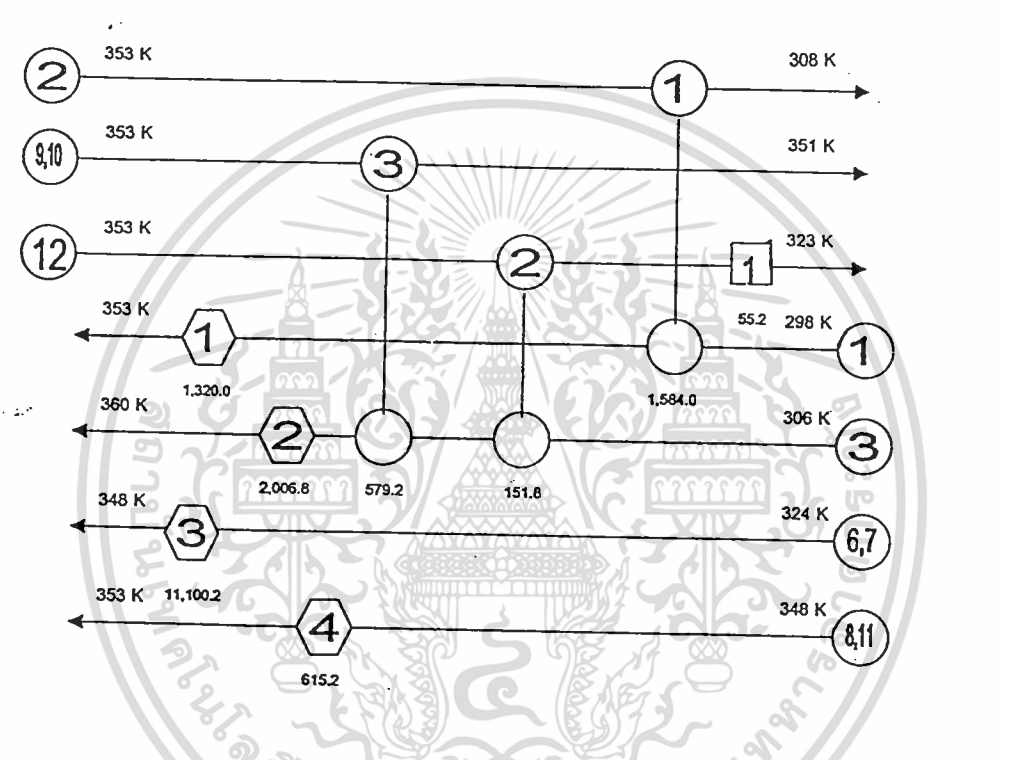
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. เลือกจับคู่สายโดยมีข้อจำกัดของการจับคู่ 2 ข้อคือ

ส่วนเหนือจุดพินช์ ใช้เกณฑ์คือ $mCphot \leq mCpcold$

ส่วนใต้จุดพินช์ ใช้เกณฑ์คือ $mCphot \geq mCpcold$

ทั้งนี้ก็เพราะ เพื่อให้การแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นไปตามเงื่อนไขที่ว่า ผลต่างของอุณหภูมิของคู่สายมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับ ΔT_{min}



รูปที่ 2.6 แสดงเครือข่ายการเชื่อมโยงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้ค่า ΔT_{min} เท่ากับ 25 K ซึ่งรูปสี่เหลี่ยมหมายถึงหน่วยที่ต้องการใช้น้ำเย็น รูปหกเหลี่ยมหมายถึงหน่วยที่ต้องการใช้ความร้อนจากภายนอก รูปวงกลมซึ่งเชื่อมระหว่างสายร้อนและเย็นแสดงการจับคู่เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน

ที่มา : Forciniti et al. (1985)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3
การวิเคราะห์พลังงานด้วยเอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของโรงงาน

3.1 วิธีการศึกษา และดำเนินงานวิจัย

งานวิจัยนี้ได้เลือกทำการศึกษา การใช้พลังงานของโรงงานผลิตปลาแมกเกอเรลในน้ำเกลือบรรจุกระป๋องซึ่งได้ทำการเก็บข้อมูลเพื่อใช้ในการวิเคราะห์พลังงานด้วยเอนทัลปี และเอ็กเซอร์ยี โดยชนิดของข้อมูลที่เก็บแบ่งออกเป็นดังนี้

1. ข้อมูลที่เก็บโดยตรง จะเป็นข้อมูลที่สามารถใช้เครื่องมือวัดได้โดยตรง เช่น อุณหภูมิ ความดัน เป็นต้น

2. ข้อมูลที่เก็บโดยการคำนวณ เป็นข้อมูลที่ไม่สามารถใช้เครื่องมือวัดได้โดยตรง เช่น ปริมาณแก๊สไอเสียจากหม้อไอน้ำ เป็นต้น

3.1.1 อุปกรณ์เครื่องมือวัด

ตารางที่ 3.1 ประเภทข้อมูลที่วัด และชนิดของเครื่องมือวัด

ประเภทข้อมูลที่วัด	อุปกรณ์เครื่องมือวัด
อุณหภูมิที่ผนังอุปกรณ์	เทอร์โมมิเตอร์อินฟาเรด
อุณหภูมิภายในอุปกรณ์	เกจวัดอุณหภูมิ
อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม	เทอร์โมมิเตอร์แบบปรอท
ความดันภายในอุปกรณ์ และความดันไอน้ำ	เกจวัดความดัน
ปริมาณไอน้ำ	คำนวณ
ปริมาณน้ำป้อน	มาตรวัดน้ำ
ขนาดของอุปกรณ์	ตลับเมตร
คอนเดนเสต	ถังรองน้ำ และตาชั่ง

3.1.2 ขั้นตอนการเก็บข้อมูล

1. ศึกษากระบวนการผลิตของโรงงาน

2. ศึกษาอุปกรณ์หลักในกระบวนการผลิตที่มีการใช้พลังงานความร้อนเป็นหลัก เพื่อให้ทราบถึงรูปแบบและลักษณะการใช้พลังงานความร้อนของโรงงานตัวอย่าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. เขียนสมการสมดุลพลังงาน และสมดุลเอ็กเซอร์ยี จากข้อ 2. เพื่อให้ทราบถึงข้อมูลที่จะจัดเก็บ

4. ทำการเก็บข้อมูล โดยข้อมูลบางประเภทได้จากบันทึกของพนักงาน

5. วิเคราะห์ข้อมูลที่ทำการจัดเก็บ

3.1.3 ข้อมูลเฉพาะของอุปกรณ์แต่ละชนิดที่ใช้ไอน้ำ

1. หม้อไอน้ำ (Boiler) ข้อมูลที่ต้องการเก็บเพื่อนำมาวิเคราะห์การใช้พลังงาน และประเมินประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ เป็นไปตามตารางที่ 3.2 ซึ่งแสดงถึงข้อมูลที่ต้องการทราบของหม้อไอน้ำ

2. รางนึ่ง (Exhaust box) ตารางที่ 3.3 แสดงข้อมูลต่างๆของรางนึ่ง

3. หม้อต้มน้ำเกลือ (Brine heater) ตารางที่ 3.4 แสดงข้อมูลต่างๆของหม้อต้มน้ำเกลือ

4. หม้อฆ่าเชื้อ (Retort) ตารางที่ 3.5 แสดงข้อมูลต่างๆของหม้อฆ่าเชื้อ

ตารางที่ 3.2 ข้อมูลของหม้อไอน้ำ

รายการ	หน่วย	ค่าที่ได้	วิธีการหา
เชื้อเพลิงเข้าระบบ	มวล (kg/h)	530	ชั่งน้ำหนัก
	อุณหภูมิ (^{o}C)	-	
ก๊าซไอเสีย (flue gas)	มวล (kg/h)	3.25×10^{3}	คำนวณ
น้ำเข้าระบบ	มวล (kg/h)	1371.1	คำนวณ
	อุณหภูมิ (^{o}C)	30	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์
ไอน้ำออกจากระบบ	ความดัน (psig)	90	อ่านจากเกจ์
	มวล (kg/h)	1213.5	คำนวณ
	อุณหภูมิ (^{o}C)	166	อ่านจากเทอร์โมมิเตอร์
โบลดาวน์ตลอดเวลา	มวล (kg/h)	157.6	คำนวณ
อุปกรณ์	อุณหภูมิ (^{o}C)	42	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์อินฟาเรด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.3 ข้อมูลของรางนึ่ง

รายการ	หน่วย	ค่าที่ได้	วิธีการหา
ปลาเข้าระบบ	มวล (kg/h)	361	บันทึกของโรงงาน
	อุณหภูมิเฉลี่ย (^{o}C)	15	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์
ปลาออกจากระบบ	มวล (kg/h)	329	บันทึกของโรงงาน
	อุณหภูมิเฉลี่ย (^{o}C)	79	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์
กระป๋องเข้าระบบ	มวล (kg/h)	50	คำนวณ
	อุณหภูมิเฉลี่ย (^{o}C)	15	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์
กระป๋องออกจากระบบ	มวล (kg/h)	50	คำนวณ
	อุณหภูมิเฉลี่ย (^{o}C)	79	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์
ไอน้ำที่เข้าระบบ	มวล (kg/h)	30	ชั่งคอนเดนเสต
	อุณหภูมิ (^{o}C)	166	อ่านจากเทอร์โมมิเตอร์
คอนเดนเสต	มวล (kg/h)	25	ชั่งน้ำหนัก
	อุณหภูมิเฉลี่ย (^{o}C)	100	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์
อุณหภูมิที่ผนังด้านนอกของอุปกรณ์	อุณหภูมิเฉลี่ย (^{o}C)	35.3	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์อินฟาเรด

ตารางที่ 3.4 ข้อมูลของหม้อต้มน้ำเกลือ

รายการ	หน่วย	ค่าที่ได้	วิธีการหา
น้ำเกลือเข้าระบบ	มวล (kg/h)	750	บันทึกของโรงงาน
	อุณหภูมิเฉลี่ย (^{o}C)	35	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์
น้ำเกลือออกจากระบบ	มวล (kg/h)	750	คำนวณ
	อุณหภูมิเฉลี่ย (^{o}C)	91	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์
ไอน้ำเข้าระบบ	มวล (kg/h)	143	ชั่งคอนเดนเสต
	อุณหภูมิ (^{o}C)	166	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์
คอนเดนเสต	มวล (kg/h)	143	ชั่งน้ำหนัก
	อุณหภูมิเฉลี่ย (^{o}C)	120	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์
อุณหภูมิที่ผนังด้านนอกของอุปกรณ์	อุณหภูมิเฉลี่ย (^{o}C)	72.7	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์อินฟาเรด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

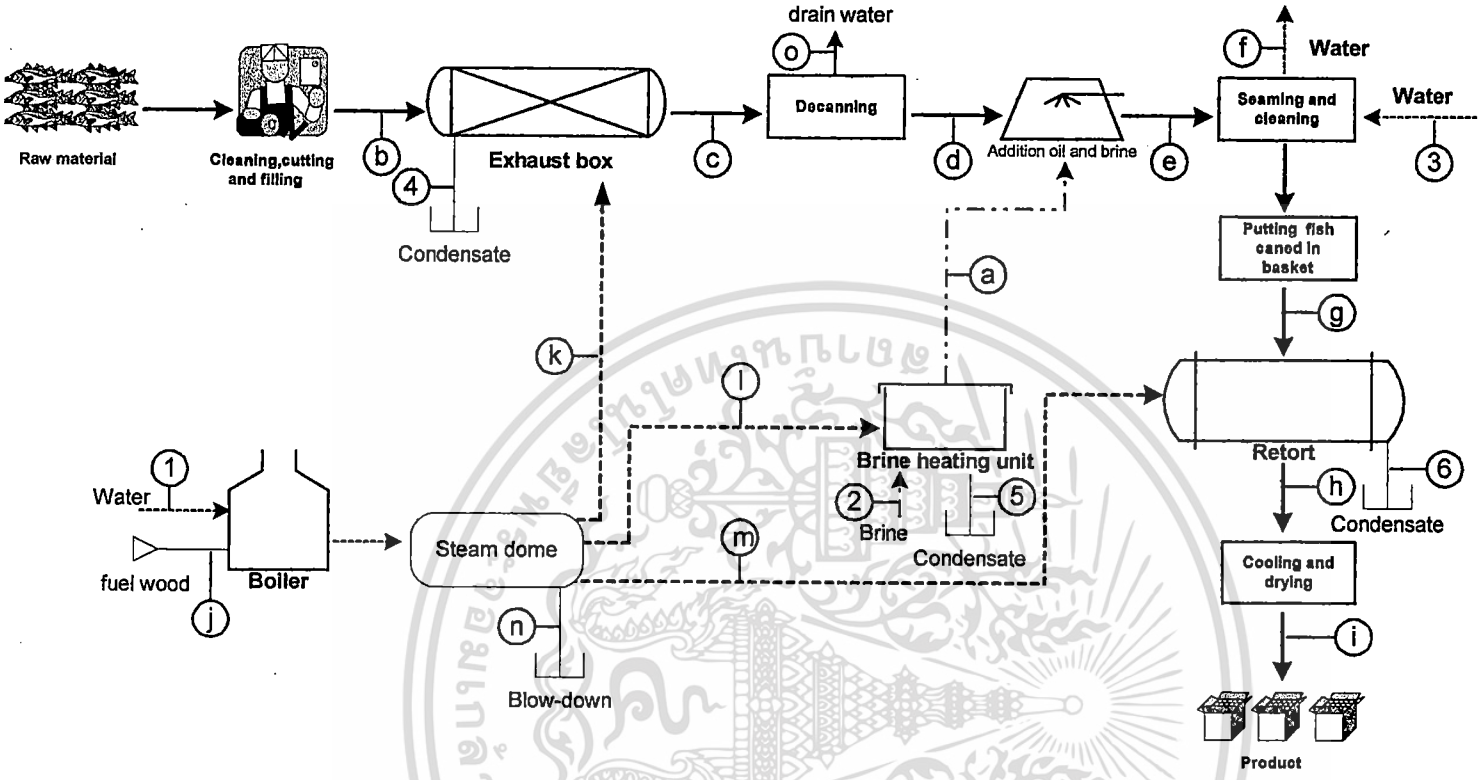
ตารางที่ 3.5 ข้อมูลของหม้อฆ่าเชื้อ ระยะเวลาที่ใช้ใน 1 batch ประมาณ 79 นาที

รายการ	หน่วย	ค่าที่ได้	วิธีการหา
ไอน้ำที่เข้าระบบ	ความดัน (psig)	90	อ่านจากเกจซ์
	มวล (kg/batch)	532.6	คำนวณ
	อุณหภูมิ(^{o}C)	166	อ่านจากเทอร์โมมิเตอร์
ไอน้ำที่ออกจากระบบขณะทำการฆ่าเชื้อ	มวล (kg/batch)	205.6	คำนวณ
	อุณหภูมิ(^{o}C)	119	ประเมิน
คอนเดนเสต	มวล (kg/batch)	327	ชั่งน้ำหนัก
	อุณหภูมิ(^{o}C)	119	ประเมิน
ปลาในน้ำเกลือบรรจุกระป๋อง	มวล (kg/batch)	2040	บันทึกของโรงงาน
- เข้าระบบ	อุณหภูมิเฉลี่ย(^{o}C)	71	บันทึกของโรงงาน
- ออกจากระบบ	อุณหภูมิ(^{o}C)	118	บันทึกของโรงงาน
อุณหภูมิที่ผนังด้านนอกของอุปกรณ์	อุณหภูมิเฉลี่ย (^{o}C)	35.7	วัดด้วยเทอร์โมมิเตอร์อินฟาเรด

3.2 กระบวนการผลิตปลาแมกเคอเรลในน้ำเกลือบรรจุกระป๋อง

นำปลาสดที่ผ่านการแช่น้ำแข็งอุณหภูมิประมาณ 2 ^{o}C มาล้างทำความสะอาด ทำการตัดหัวหางและควักไส้ออก ล้างทำความสะอาดอีกครั้ง นำปลาที่ผ่านการตัดแต่งบรรจุในกระป๋องโดยใช้กระป๋องชนิดเคลือบแล็คเกอร์ ขนาด 300 x 407 น้ำหนักบรรจุเฉลี่ย 382 กรัมต่อกระป๋อง จากนั้นปลาบรรจุกระป๋องจะถูกนึ่งด้วยไอน้ำภายในรางนึ่ง (Exhaust box) เพื่อกำจัดน้ำบางส่วนออกจากตัวปลา น้ำที่ออกมาจากตัวปลาจะถูกเททิ้ง ปลากระป๋องที่ผ่านการนึ่งจะถูกเติมน้ำมันพืชและน้ำเกลือร้อน ทำการปิดฝาและล้างทำความสะอาดกระป๋อง ก่อนเข้าฆ่าเชื้อปลากระป๋องมีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 71 ^{o}C ทำการเรียงกระป๋องในตะกร้ารถเข็นสแตนเลสจนเต็ม จำนวนกระป๋องที่บรรจุในตะกร้ารถเข็น 1 คัน เท่ากับ 800 กระป๋อง ในการฆ่าเชื้อแต่ละครั้งจะใช้ตะกร้ารถเข็นจำนวน 6 คัน การฆ่าเชื้อทำในรีทอตโดยใช้ไอน้ำอุณหภูมิ 119 ^{o}C ความดัน 13 psig โดยการฆ่าเชื้อ 1 batch จะใช้เวลา 79 นาที หลังจากฆ่าเชื้อด้วยไอน้ำแล้วจะมีการใช้อากาศความดันสูงคอยควบคุมความดันภายในหม้อฆ่าเชื้อให้ค่อยๆ ลดลง ในขณะที่มีการปล่อยน้ำเย็นเพื่อระบายความร้อนของกระป๋องทำให้ปลากระป๋องมีอุณหภูมิประมาณ 38 ^{o}C จากนั้นจึงนำกระป๋องมาทำให้แห้งโดยการเป่าพัดลม แหล่งพลังงานความร้อนหลักที่ใช้ในกระบวนการ คือ ไอน้ำ ซึ่งผลิตจากหม้อไอน้ำ โดยแผนผังของกระบวนการผลิตจะมีตัวเลขที่แสดงถึงมวลของวัตถุดิบพร้อมทั้งอุณหภูมิของวัตถุดิบ ซึ่งรายละเอียดของกระบวนการผลิตได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.1

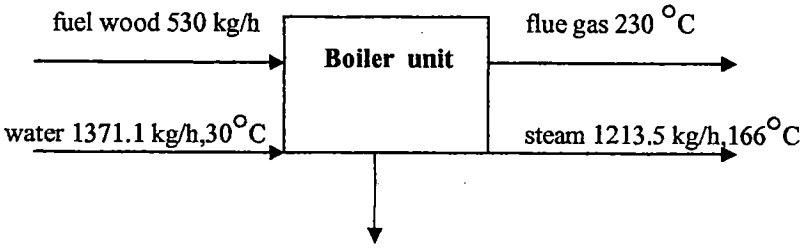
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Stream no.	1	2	3	4	5	6	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o
Description	water	brine	water	condensate	condensate	condensate	brine	fish in can	fish in can	fish in can	fish canned	water	fish canned	fish canned	fish canned	fuel wood	steam	steam	steam	blow down	drain water
Mass (kg/h)	1371	750	120	25	143	248	135	411	416	379	514.3	120	2040 kg/batch	2040 kg/batch	2040 kg/batch	530	30	143	532.6	157.6	37
Temperature (°C)	30	35	25	100	120	119	73	15	79	72	73	31	71	118	38	-	166	166	166	88.5	79
Pressure (psig)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	90	90	90	-	-

รูปที่ 3.1 แผนภาพแสดงขั้นตอนการผลิตปลาในน้ำเกลือบรรจุกระป๋อง

3.3 การวิเคราะห์เอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของส่วนหม้อไอน้ำ (Boiler unit)



รูปที่ 3.2 แสดงสมดุลมวลส่วนหม้อไอน้ำ

หม้อไอน้ำซึ่งใช้ไม้ฟืนปริมาณ 530 kg/h เป็นเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ เพื่อให้น้ำร้อนกลายเป็นน้ำร้อนภายใต้ความดัน 7.2 บาร์ โดยใช้น้ำปริมาณ 1371.1 kg/h ที่อุณหภูมิ 30 °C ทำให้เป็นไอน้ำไปใช้ในกระบวนการผลิตปริมาณ 1213.5 kg/h อุณหภูมิ 166 °C ความดัน 7.2 บาร์ และมีการปล่อยน้ำใต้เครื่อง (blow – down) อีกจำนวน 157.6 kg/h ค่าความร้อนของฟืนไม้มีค่าเท่ากับ 15990 kJ/kg ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำเมื่อคิดด้วยเอนทัลปี มีค่าเท่ากับ 39.46 % แต่เมื่อคิดด้วยเอ็กเซอร์ยี มีค่าเท่ากับ 12.14 % ซึ่งมีค่าประสิทธิภาพแตกต่างกันมาก และได้คำนวณอากาศทิ้งเนื่องจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (โดยแสดงไว้ในภาคผนวก ก) และรายละเอียดของการวิเคราะห์แสดงในตารางที่ 3.6 แสดงผลการคำนวณเอ็กเซอร์ยีในตารางที่ 3.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.6 ผลการวิเคราะห์เอนทัลปีส่วนหม้อไอน้ำ

enthalpy input	kJ/h	%	enthalpy output	kJ/h	%
1. water	2.863×10^4	0.34	1. steam	3.355×10^6	39.46
2. fuel wood	8.474×10^6	99.66	2. blow down	9.669×10^4	1.14
			3. flue gas	6.816×10^5	8.01
			4. loss	4.370×10^6	51.39
ΣH	8.503×10^6	100	ΣH	8.503×10^6	100

$$\text{eff} = \frac{3.355 \times 10^6}{8.503 \times 10^6} \times 100$$

$$= 39.46\ \%$$

ตารางที่ 3.7 ผลการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยีส่วนหม้อไอน้ำ

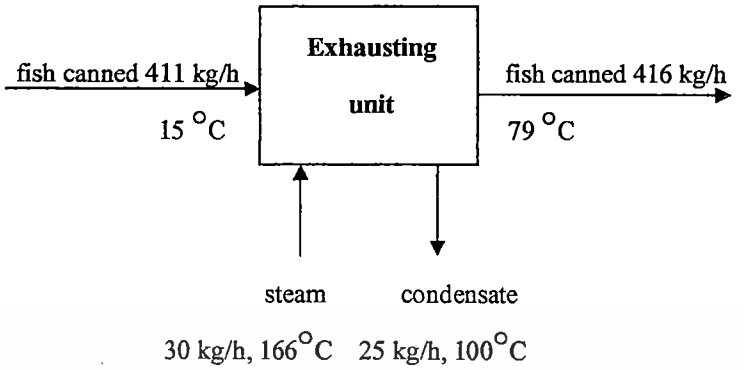
exergy input	kJ/h	%	exergy output	kJ/h	%
1. water	472.21	0.00	1. steam	1.077×10^6	12.14
2. fuel wood	8.871×10^6	100.00	2. blow down	3.104×10^4	0.35
			3. flue gas	2.777×10^5	3.13
			4. loss	2.383×10^5	2.69
			5. irreversibility	7.247×10^6	81.69
$\Sigma\varepsilon$	8.871×10^6	100	$\Sigma\varepsilon$	8.871×10^6	100

$$\text{eff} = \frac{1.077 \times 10^6}{8.871 \times 10^6} \times 100$$

$$= 12.14\ \%$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 การวิเคราะห์เอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของส่วนการนึ่ง (Exhausting unit)



รูปที่ 3.3 แสดงสมดุลมวลของส่วนการนึ่ง

ปลาสดจำนวน 361 kg/h ผ่านการบรรจุกระป๋องจำนวน 945 กระป๋อง/ชั่วโมง ซึ่งจะได้ปลาบรรจุกระป๋องที่มีน้ำหนัก 411 kg/h อุณหภูมิ 15 °C จะถูกนึ่งด้วยไอน้ำปริมาณ 30 kg/h อุณหภูมิ 100 °C โดยหลังจากนึ่งพบว่าปลาบรรจุกระป๋องมีน้ำหนัก 416 kg/h อุณหภูมิ 79 °C เมื่อวัดปริมาณคอนเดนเสตที่ออกมาพบว่ามีเพียง 25 kg/h เท่านั้น ดังนั้นแสดงว่ามีคอนเดนเสตตกลงไปในกระป๋องจำนวน 5 kg/h ซึ่งเมื่อพิจารณาแล้วจะเห็นได้ว่าปลาบรรจุกระป๋องจำนวน 416 kg/h ประกอบด้วย ปลา 329 kg/h กระป๋อง 50 kg/h น้ำซึ่งออกมาจากตัวปลารวมกับคอนเดนเสตที่ตกลงในกระป๋องเท่ากับ 37 kg/h ประสิทธิภาพของส่วนการนึ่งเมื่อคิดด้วยเอนทัลปี มีค่าเท่ากับ 67.68 % แต่เมื่อคิดด้วยเอ็กเซอร์ยี มีค่าเท่ากับ 27.97% โดยมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 3.8 แสดงผลการคำนวณเอ็กเซอร์ยีในตารางที่ 3.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.8 ผลการวิเคราะห์เอนทัลปีส่วนการนึ่งในกระบวนการผลิต

enthalpy input	kJ/h	%	enthalpy output	kJ/h	%
1. fish canned	-1.022×10^4	-14.05	1. fish canned	5.861×10^4	80.61
- fish	-9.999×10^3	-13.75	- fish	4.921×10^4	67.68
- can	-217.5	-0.29	- can	1.174×10^3	1.61
2. steam	8.293×10^4	114.05	- drain water	8.227×10^3	11.32
			2. condensate	1.048×10^4	14.42
			3. loss	3.620×10^3	4.98
			- wall	1.427×10^3	1.96
			- other	2.193×10^3	3.02
ΣH	7.271×10^4	100	ΣH	7.271×10^4	100

$$\text{eff} = \frac{(4.921 \times 10^4)}{(7.271 \times 10^4)} \times 100$$

$$= 67.68\ \%$$

ตารางที่ 3.9 ผลการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยีส่วนการนึ่งในกระบวนการผลิต

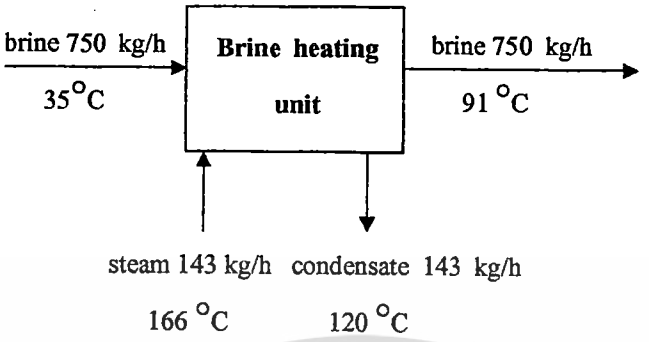
exergy input	kJ/h	%	exergy output	kJ/h	%
1. fish canned	354.5	1.30	1. fish canned	8.987×10^3	33.31
- fish	347.0	1.27	- fish	7.546×10^3	27.97
- can	7.5	0.03	- can	180	0.67
2. steam	2.663×10^4	98.70	- drain water	1.261×10^3	4.67
			2. condensate	2.106×10^3	7.80
			3. loss	47.65	0.18
			4. irreversibility	1.584×10^4	58.71
$\Sigma\varepsilon$	2.698×10^4	100	$\Sigma\varepsilon$	2.698×10^4	100

$$\text{eff} = \frac{7.546 \times 10^3}{2.698 \times 10^4} \times 100$$

$$= 27.97\ \%$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5 การวิเคราะห์เอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของส่วนหม้อต้มน้ำเกลือ (Brine heating unit)



รูปที่ 3.4 แสดงสมดุลมวลของส่วนหม้อต้มน้ำเกลือ

น้ำเกลือซึ่งมีส่วนผสมของ เกลือแกง 2.4 % น้ำตาลทราย 0.12 % กรดซิตริก 0.09 % และน้ำ 97.39 % จะถูกต้มในหม้อต้มน้ำเกลือ หม้อต้มน้ำเกลือมีลักษณะเป็นหม้อสองชั้น ซึ่งชั้นนอก (Jacket) จะมีไอน้ำเป็นส่วนถ่ายเทความร้อนให้แก่สารละลายที่อยู่ในหม้อชั้นในผ่านผนังของหม้อ ปริมาณไอน้ำที่ใช้เท่ากับ 143 kg/h ที่อุณหภูมิ 120 °C น้ำเกลือที่ได้จะมีอุณหภูมิ 91 °C ซึ่งมีค่าความร้อนจำเพาะเท่ากับ 4.1058 kJ/kg°C จากการวิเคราะห์พลังงานในส่วนของการต้มน้ำเกลือ พบว่ามีประสิทธิภาพเท่ากับ 47.68 % แต่เมื่อคิดด้วยเอ็กเซอร์ยี มีค่าเท่ากับ 28.77 % โดยมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 3.10 แสดงผลการคำนวณเอ็กเซอร์ยีในตารางที่ 3.11

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.10 ผลการวิเคราะห์เอนทัลปีส่วนหม้อต้มน้ำเกลือในกระบวนการผลิต

enthalpy input	kJ/h	%	enthalpy output	kJ/h	%
1. brine	3.079×10^4	7.22	1. brine	2.032×10^5	47.68
2. steam	3.953×10^5	92.78	2. condensate	7.203×10^4	16.90
			3. loss	1.509×10^5	35.42
			- wall	6.748×10^4	15.84
			- other	8.342×10^4	19.58
ΣH	4.261×10^5	100	ΣH	4.261×10^5	100

$$\text{eff} = \frac{(2.032 \times 10^5)}{(4.261 \times 10^5)} \times 100$$

$$= 47.68\ \%$$

ตารางที่ 3.11 ผลการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยีส่วนหม้อต้มน้ำเกลือในกระบวนการผลิต

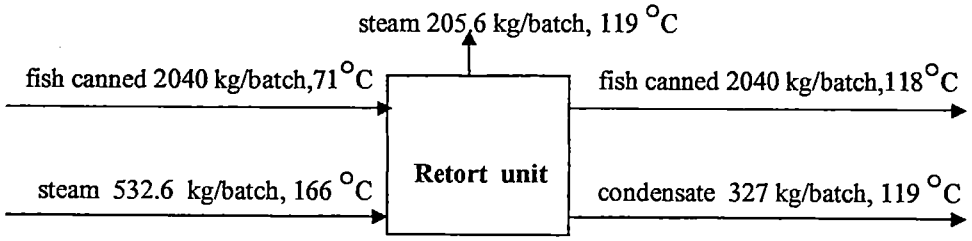
exergy input	kJ/h	%	exergy output	kJ/h	%
1. brine	999.19	0.78	1. brine	3.683×10^4	28.77
2. steam	1.269×10^5	99.22	2. condensate	1.740×10^4	13.59
			3. loss	1.592×10^4	12.44
			4. irreversibility	5.785×10^4	45.20
$\Sigma\varepsilon$	1.280×10^5	100	$\Sigma\varepsilon$	1.280×10^5	100

$$\text{eff} = \frac{(3.683 \times 10^4)}{(1.280 \times 10^5)} \times 100$$

$$= 28.77\ \%$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6 การวิเคราะห์เอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีของส่วนการฆ่าเชื้อ (Retort unit)



รูปที่ 3.5 แสดงสมดุลมวลของส่วนการฆ่าเชื้อ

ในส่วนนี้ปลากระป๋องจำนวณ 2040 kg/batch อุณหภูมิ 71 °C ซึ่งมีค่าความร้อนจำเพาะเท่ากับ 2.835 kJ/kg °C จะถูกฆ่าเชื้อด้วยความร้อนจากไอน้ำอุณหภูมิ 119 °C ที่ความดัน 13 Psig ปริมาณไอน้ำที่ใช้เท่ากับ 532.6 kg/batch โดยการฆ่าเชื้อ 1 batch ใช้เวลาประมาณ 79 นาที หลังจากวิเคราะห์ในหน่วยการฆ่าเชื้อ พบว่ามีประสิทธิภาพเท่ากับ 30.94 % และค่าที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยเอ็กเซอร์ยีมีค่าใกล้เคียงกัน คือ 25.17 % โดยแสดงรายละเอียดของพลังงานไว้ดังตารางที่ 3.12 และแสดงการคำนวณเอ็กเซอร์ยีไว้ดังตารางที่ 3.13

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.12 ผลการวิเคราะห์เอนทัลปีส่วนการฆ่าเชื้อในกระบวนการผลิต

enthalpy input	kJ/batch	%	enthalpy output	kJ/batch	%
1. fish canned	2.660×10^5	15.30	1. fish canned	5.378×10^5	30.94
2. steam	1.472×10^6	84.70	2. steam	5.561×10^5	31.99
			3. condensate	1.633×10^5	9.40
			4. loss	4.810×10^5	27.67
			- wall	7.276×10^3	0.42
			- other	4.737×10^5	27.25
ΣH	1.738×10^6	100	ΣH	1.738×10^6	100

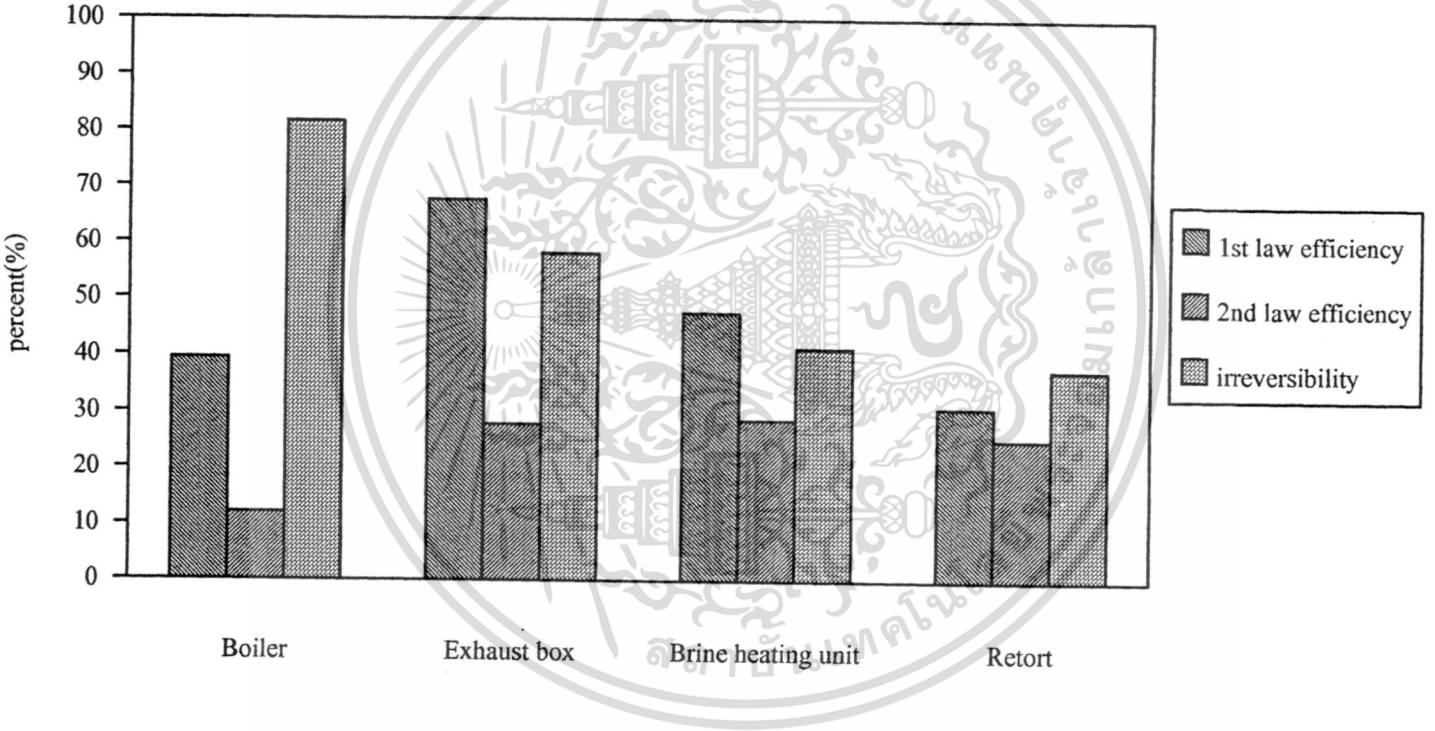
$$\text{eff} = \frac{(5.378 \times 10^5)}{(1.738 \times 10^6)} \times 100 = 30.94\ \%$$

ตารางที่ 3.13 ผลการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยีส่วนการฆ่าเชื้อในกระบวนการผลิต

exergy input	kJ/batch	%	exergy output	kJ/batch	%
1. fish canned	3.560×10^4	7.01	1. fish canned	1.279×10^5	25.17
2. steam	4.726×10^5	92.99	2. steam	1.333×10^5	26.23
			3. condensate	3.914×10^4	7.70
			4. loss	252.07	0.05
			5. irreversibility	2.076×10^5	40.85
$\Sigma\varepsilon$	5.082×10^5	100	$\Sigma\varepsilon$	5.082×10^5	100

$$\text{eff} = \frac{(1.279 \times 10^5)}{(5.082 \times 10^5)} \times 100 = 25.17\ \%$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.6 แสดงประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 1, 2 และค่าพลังงานที่ไม่สามารถผันกลับได้ของอุปกรณ์ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูป 3.6 ซึ่งแสดงถึงประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 1 และกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ และค่าพลังงานที่ไม่สามารถผันกลับได้ของ หม้อไอน้ำ รางนึ่ง หม้อต้มน้ำเกลือ และหม้อฆ่าเชื้อ โดยกราฟแท่งที่ 1 แสดงถึงประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งแสดงถึงประสิทธิภาพในเชิงปริมาณของพลังงาน (เอนทัลปี) กราฟแท่งที่ 2 แสดงถึงประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งแสดงถึงประสิทธิภาพในเชิงคุณภาพของพลังงาน (เอ็กเซอร์ยี) โดยถ้าประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 1 และกฎข้อที่ 2 ของอุปกรณ์ใดมีค่าใกล้เคียงกันนั่นก็แสดงว่าอุปกรณ์นั้นมีการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ นอกจากนี้ยังสามารถทราบประสิทธิภาพของการใช้พลังงานได้จากค่าพลังงานที่ไม่สามารถผันกลับได้ (irreversibility) ซึ่งแสดงในกราฟแท่งที่ 3 ของแต่ละอุปกรณ์ โดยถ้าอุปกรณ์ใดมีค่าพลังงานที่ไม่สามารถผันกลับได้สูงก็แสดงว่ามีการใช้พลังงานอย่างไม่มีประสิทธิภาพ เมื่อพิจารณารูปที่ 3.6 จะเห็นได้ว่าหม้อฆ่าเชื้อ (retort) มีประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 1 และกฎข้อที่ 2 ใกล้เคียงกัน คือ 30.94 % และ 25.17 % โดยมีค่าพลังงานที่ไม่สามารถย้อนกลับได้ 37.62 % แสดงให้เห็นว่าหม้อฆ่าเชื้อมีการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ รองลงมา คือหม้อต้มน้ำเกลือมีประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 1 และกฎข้อที่ 2 เท่ากับ 47.68 % และ 28.77 % ค่าพลังงานที่ไม่สามารถย้อนกลับได้ 41.38 % รางนึ่งมีประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 1 และกฎข้อที่ 2 คือ 67.68 % และ 27.97 % มีค่าพลังงานที่ไม่สามารถผันกลับได้เท่ากับ 58.19 % ส่วนหม้อไอน้ำจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 1 และกฎข้อที่ 2 เท่ากับ 39.46 % และ 12.14% แต่เมื่อพิจารณาค่าพลังงานที่ไม่สามารถผันกลับได้ พบว่ามีค่าสูงมาก คือ 81.69 % แสดงให้เห็นว่าหม้อไอน้ำมีการใช้พลังงานอย่างไม่ค่อยมีประสิทธิภาพ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4
แนวทางการประหยัดพลังงานของโรงงาน

หลังจากที่ทำการวิเคราะห์พลังงานด้วยเอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยีแล้ว ทำให้เราทราบว่าในแต่ละขั้นตอนการผลิตนั้นมีประสิทธิภาพมากน้อยเพียงใด ซึ่งในการวิเคราะห์โรงงานตัวอย่างมีหลายจุดที่ต้องทำการปรับปรุงเพื่อช่วยให้ประหยัดพลังงาน แนวทางในการประหยัดพลังงานของโรงงานมีหลายระดับ ตั้งแต่เริ่มจากการดูแลบำรุงรักษา (Housekeeping) การปรับปรุงเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย เช่น การหุ้มฉนวน เป็นต้น การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ ตลอดจนถึงการปรับปรุงในระดับการดัดแปลงกระบวนการ ซึ่งขั้นตอนนี้จำเป็นต้องใช้เงินทุนมากกว่าสองระดับแรกที่กล่าวมา การเสนอแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพของการใช้พลังงานของโรงงานตัวอย่างมีดังนี้

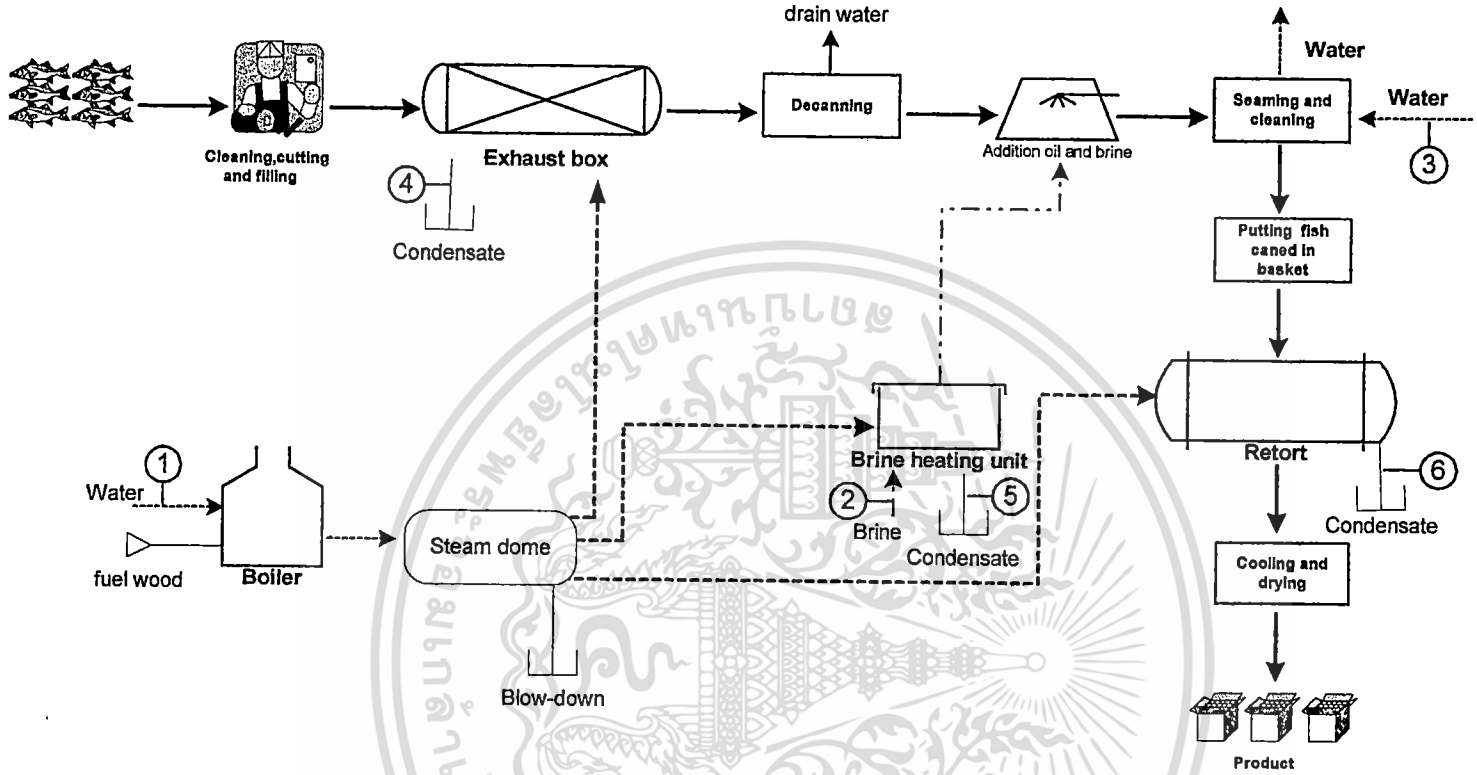
4.1 การประยุกต์เทคนิคพินช์สำหรับการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้

กระบวนการผลิตของโรงงานแห่งนี้ประกอบด้วยสายร้อนจำนวน 3 สาย และสายเย็นจำนวน 3 สาย แสดงดังรูปที่ 4.1 ข้อมูลของสายต่างๆ แสดงดังตารางที่ 4.1 การใช้เทคนิคพินช์ในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้นี้ได้ทำการวิเคราะห์ทั้งหมด 3 กรณี โดยกำหนดให้ $\Delta T_{min} = 10^{\circ}C$

ตารางที่ 4.1 Stream and heat loads in fish canned plant

Stream no.	Stream description	Mass flow rate (kg/h)	Heat capacity (kJ/kg°C)	Heat capacity flow rate (kJ/s°C)	T_{start} (°C)
1.cold	boiler water feed.	1371	4.176	1.59	30
2.cold	water for brine preparation.	730	4.175	0.85	35
3.cold	can cleaning water.	120	4.178	0.14	25
4.hot	condensate from exhaust box.	25	4.211	0.04	100
5.hot	condensate from brine heating unit.	143	4.232	0.17	120
6.hot	condensate from retort.	248	4.231	0.29	119

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Stream no.	1	2	3	4	5	6
Description	water	water	water	condensate	condensate	condensate
Mass (kg/h)	1371	730	120	25	143	248
Temperature (°C)	30	35	25	100	120	119
Pressure (psig)	-	-	-	-	-	-
status	cold stream	cold stream	cold stream	hot stream	hot stream	hot stream

รูปที่ 4.1 แสดงสายร้อนและสายเย็นในกระบวนการผลิตปลาในน้ำเกลือบรรจุกระป๋อง

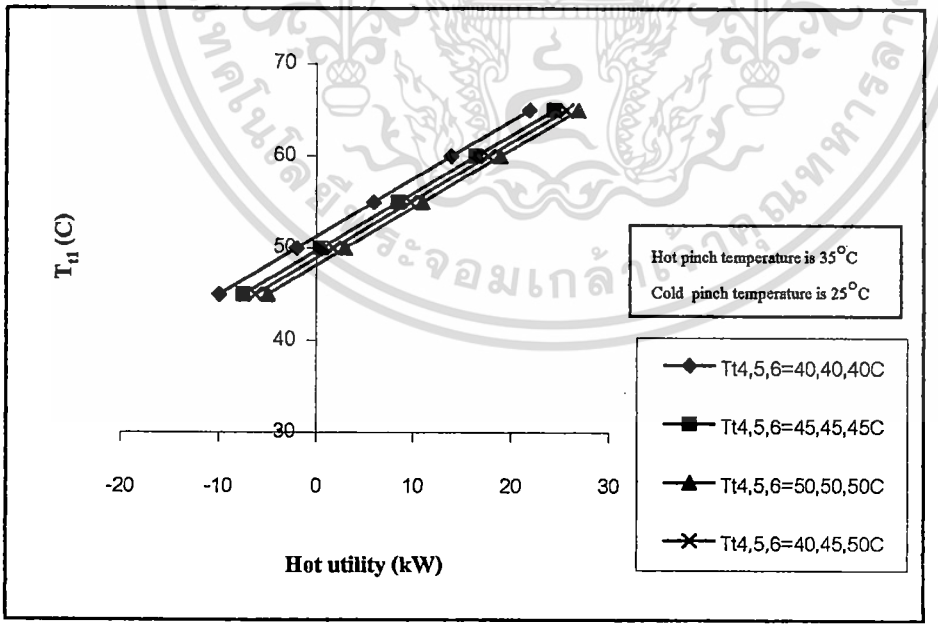
- การวิเคราะห์ด้วยเทคนิคพินช์ (Pinch analysis) แบ่งเป็น 3 กรณี ดังนี้

กรณีที่ 1

กำหนดให้อุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นที่ 1 มีค่าแตกต่างกันคือ 45,50,55,60,65°C โดยมีอุณหภูมิเริ่มต้น คือ 30°C และกำหนดให้อุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 ซึ่งมีอุณหภูมิเริ่มต้นเท่ากับ 100,120 และ 119°C ตามลำดับ เป็น (40,40,40°C) , (45,45,45°C) , (50,50,50°C) , (40,45,50°C) ข้อมูลแสดงดังตารางที่ 4.2 ผลจากการคำนวณและวิเคราะห์ด้วยเทคนิคพินช์แสดงดังรูปที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 แสดงอุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนและสายเย็นของกรณีที่ 1

Stream no.	Stream description	T_{start} (°C)	T_{target} (°C)			
1.cold	boiler water feed.	30	45,50,55,60,65			
2.cold	water for brine preparation.	35	40			
3.cold	can cleaning water.	25	31			
4.hot	condensate from exhaust box.	100	40 ,	45 ,	50 ,	40
5.hot	condensate from brine heating unit.	120	40 ,	45 ,	50 ,	45
6.hot	condensate from retort.	119	40 ,	45 ,	50 ,	50



รูปที่ 4.2 แสดงปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้เมื่อมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสายร้อนและสายเย็นในกรณีที่ 1

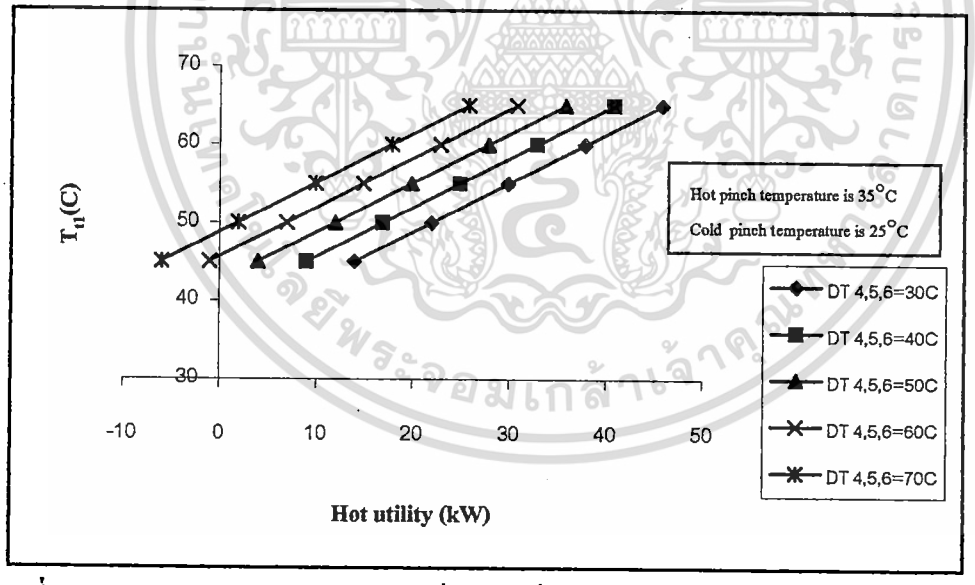
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีที่ 2

กำหนดให้อุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นที่ 1 มีค่าแตกต่างกันคือ 45,50,55,60,65°C โดยมีอุณหภูมิเริ่มต้น คือ 30°C และกำหนดให้ผลต่างของอุณหภูมิเริ่มต้นกับอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 มีค่าเท่ากับ 30,40,50,60,70°C ดังตารางที่ 4.3 ผลจากการคำนวณและวิเคราะห์ด้วยเทคนิคพินช์แสดงดังรูปที่ 4.3

ตารางที่ 4.3 แสดงอุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนและสายเย็นของกรณีที่ 2

Stream no.	Stream description	T_{start} (°C)	T_{target} (°C)				
1.cold	boiler water feed.	30	45,50,55,60,65				
2.cold	water for brine preparation.	35	40				
3.cold	can cleaning water.	25	31				
4.hot	condensate from exhaust box.	100	70 ,	60 ,	50 ,	40 ,	30
5.hot	condensate from brine heating unit.	120	90 ,	80 ,	70,	60 ,	50
6.hot	condensate from retort.	119	89 ,	79 ,	69 ,	59 ,	49



รูปที่ 4.3 แสดงปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้เมื่อมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสายร้อนและสายเย็นในกรณีที่ 2

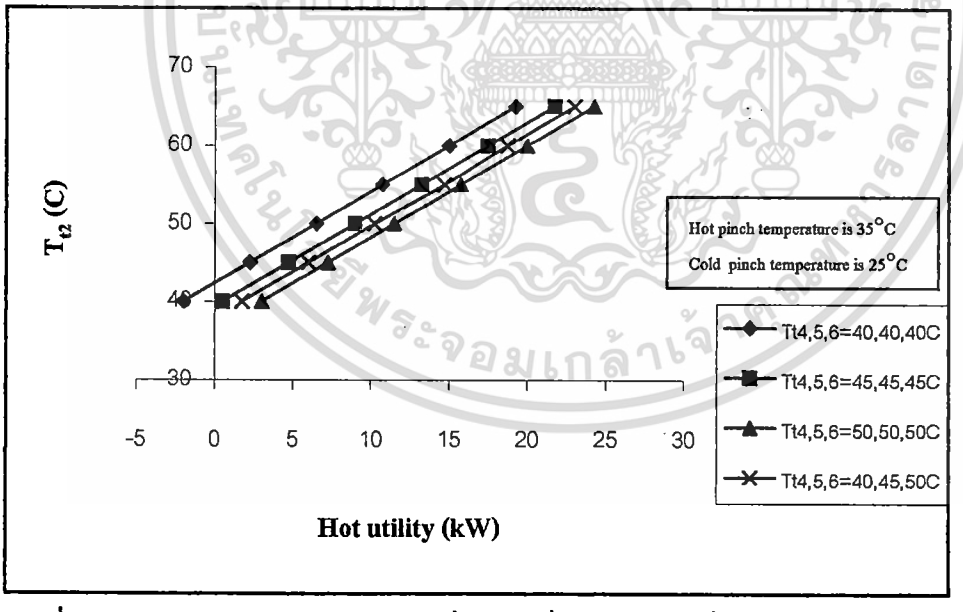
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีที่ 3

กำหนดให้อุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นที่ 2 มีค่าแตกต่างกัน คือ 40,45,50,55,60,65°C โดยมีอุณหภูมิเริ่มต้น คือ 35°C และกำหนดให้อุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 ซึ่งมีอุณหภูมิเริ่มต้นเท่ากับ 100,120 และ 119°C ตามลำดับ เป็น (40,40,40°C) , (45,45,45°C) , (50,50,50°C) , (40,45,50°C) ซึ่งแสดงดังตารางที่ 4.4 ผลจากการคำนวณและวิเคราะห์ด้วยเทคนิคพินช์แสดงดังรูปที่ 4.4

ตารางที่ 4.4 แสดงอุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนและสายเย็นของกรณีที่ 3

Stream no.	Stream description	T_{start} (°C)	T_{target} (°C)			
1.cold	boiler water feed.	30	50			
2.cold	water for brine preparation.	35	40,45,50,55,60,65			
3.cold	can cleaning water.	25	31			
4.hot	condensate from exhaust box.	100	40 ,	45 ,	50 ,	40
5.hot	condensate from brine heating unit.	120	40 ,	45 ,	50 ,	45
6.hot	condensate from retort.	119	40 ,	45 ,	50 ,	50



รูปที่ 4.4 แสดงปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้เมื่อมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสายร้อนและสายเย็นในกรณีที่ 3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 4.2 ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ได้จากการคำนวณมีค่าแปรผันตามกับอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 คือ เมื่อกำหนดอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 ให้มีค่าสูง ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้จะมีค่าสูงตามไปด้วย เมื่อเปรียบเทียบอุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นที่ 1 ในระดับอุณหภูมิเดียวกัน พบว่าปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้จะมีค่าสูงขึ้นตามอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 ที่เพิ่มขึ้นเช่นกัน เช่นเมื่อกำหนดให้อุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นที่1 เท่ากับ 50°C และอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 เท่ากับ 45,45,45 °C ตามลำดับ ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้จะมีค่าเท่ากับ 0.48 kW แต่ถ้ากำหนดให้อุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 เท่ากับ 50,50,50 °C ตามลำดับ ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้จะมีค่าสูงขึ้นคือ 2.98 kW

จากรูปที่ 4.3 ปริมาณยูทิลิตีความร้อนมีค่าแปรผันตามอุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นที่ 1 คือ เมื่ออุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นเพิ่มขึ้น ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้จะมีค่าสูงขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบยูทิลิตีความร้อนที่คำนวณได้จากการกำหนดอุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นที่ 1 ที่ระดับอุณหภูมิเดียวกัน พบว่าปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่คำนวณได้มีค่าแปรผกผันกับผลต่างของอุณหภูมิเริ่มต้นกับอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 เช่นเมื่ออุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นที่ 1 เท่ากับ 45°C และผลต่างของอุณหภูมิเริ่มต้นกับอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 เท่ากับ 40°C ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้จะมีค่าเท่ากับ 8.94 kW แต่เมื่อผลต่างของอุณหภูมิเริ่มต้นกับอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 เท่ากับ 30°C ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้จะมีค่าสูงขึ้นคือ 13.94 kW

จากรูปที่ 4.4 ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ได้จากการคำนวณ มีค่าแปรผันตามกับอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 คือ เมื่อกำหนดอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 ให้มีค่าสูง ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้จะมีค่าสูงตามไปด้วย เมื่อเปรียบเทียบอุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นที่ 2 ในระดับอุณหภูมิเดียวกัน พบว่าปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้จะมีค่าสูงขึ้นตามอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 ที่เพิ่มขึ้นเช่นกัน เช่นเมื่อกำหนดให้อุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นที่ เท่ากับ 50°C และอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 เท่ากับ 45,45,45 °C ตามลำดับ ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้จะมีค่าเท่ากับ 8.98 kW แต่ถ้ากำหนดให้อุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 เท่ากับ 50,50,50 °C ตามลำดับ ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องใช้จะมีค่าสูงขึ้นคือ 11.48 kW

ตัวอย่างการเลือกใช้งานให้เหมาะสมกับความต้องการของโรงงาน เช่น ถ้าโรงงานมียูทิลิตีความร้อนเพียง 20 kW และต้องการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ ทางโรงงานควรเลือกกำหนดให้ผลต่างของอุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4, 5, 6 ($DT_{4,5,6}$) เป็นเท่าใด เมื่อพิจารณารูปที่ 4.3 ซึ่งเป็นผลการวิเคราะห์ของกรณีที่ 2 เมื่อเรากำหนดให้ $DT_{4,5,6}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เท่ากับ 30°C จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของน้ำป้อนหม้อไอน้ำจะเพิ่มขึ้นจาก 30°C เป็น 49°C แต่ถ้ากำหนดให้ $DT_{4,5,6}$ เท่ากับ 70°C อุณหภูมิของน้ำป้อนหม้อไอน้ำก็จะเพิ่มขึ้นจาก 30°C เป็น 61°C หากมองอย่างผิวเผินเราอาจเลือกกำหนดให้ $DT_{4,5,6}$ เท่ากับ 70°C เพราะสามารถเพิ่มอุณหภูมิของน้ำป้อนหม้อไอน้ำได้สูงถึง 61°C แต่เมื่อพิจารณาในด้านการถ่ายเทความร้อนแล้ว จะเห็นได้ว่าความเป็นไปได้ของการกำหนด $DT_{4,5,6}$ ให้เท่ากับ 70°C นั้นเป็นไปได้ค่อนข้างยาก เนื่องจากการที่สายร้อนที่ 4, 5, 6 จะถ่ายเทความร้อนออกไปให้กับสายเย็น จนอุณหภูมิของสายร้อนที่ 4, 5, 6 ซึ่งมีอุณหภูมิเริ่มต้นเท่ากับ 100, 120, 119°C มีอุณหภูมิลดลงเป็น 30, 50, 49°C ตามลำดับ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ต้องมีขนาดใหญ่และมีประสิทธิภาพสูงมากอีกด้วยซึ่งต้องลงทุนสูง แต่ถ้าเลือกกำหนดให้ $DT_{4,5,6}$ เท่ากับ 30°C การถ่ายเทความร้อนให้กับสายเย็นจะสามารถทำได้ง่ายกว่า โดยเมื่อสายร้อนที่ 4, 5, 6 ที่มีอุณหภูมิเริ่มต้นเท่ากับ 100, 120, 119°C ตามลำดับ เมื่อถ่ายเทความร้อนให้กับสายเย็นแล้วสายร้อนที่ 4, 5, 6 จะมีอุณหภูมิลดลงเป็น 70, 90 และ 89°C ตามลำดับ ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ก็ไม่จำเป็นต้องมีขนาดใหญ่ เพราะฉะนั้นจะเห็นได้ว่าการที่จะตัดสินใจเลือกกำหนดอุณหภูมิใช้งานของสายต่าง ๆ ในกระบวนการผลิต นอกจากจะเพื่อให้ได้ความร้อนทิ้งกลับมาใช้ให้มากที่สุดแล้ว ยังต้องคำนึงถึงความเป็นไปได้ของการนำกลับมาใช้และต้นทุนอีกด้วย

- **การประมาณราคาเชื้อเพลิงและปริมาณไอน้ำ**

หลังจากทำการวิเคราะห์พินช์แล้ว ทำให้เราทราบปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องการของแต่ละกรณี จากนั้นจึงเสนอแนวทางการประหยัดพลังงาน ซึ่งได้ทำทั้งหมด 3 แนวทางดังนี้

1. การนำความร้อนจากสายร้อนที่ 5 และ6 มาอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ

ในกรณีที่ 1 ของการวิเคราะห์พินช์ เมื่อทำการเปรียบเทียบที่ระดับอุณหภูมิเป้าหมายของสายเย็นที่ 1 ที่อุณหภูมิ 65 °C เหมือนกัน พบว่าที่อุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 เท่ากับ 40,40,40 °C ตามลำดับ มีการใช้ยูทิลิตีความร้อนน้อยที่สุด ดังนั้นจึงทำการคำนวณเพื่อให้ทราบถึงปริมาณพลังงานที่จะสามารถประหยัดได้ จากการออกแบบเครือข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่าเมื่อสายร้อนที่ 5 และ 6 ซึ่งเป็นคอนเดนเสตจากหม้อต้มน้ำเกลือและรีทอต ถ่ายเทความร้อนด้วยการผสมโดยตรงกับสายเย็นที่ 1 ซึ่งเป็นน้ำป้อนหม้อไอน้ำแล้ว พบว่าอุณหภูมิของน้ำป้อนหม้อไอน้ำเพิ่มขึ้นจาก 30 °C เป็น 53°C พลังงานที่นำกลับมาใช้ได้ เท่ากับ 1.314×10^5 kJ/h คิดเป็นปริมาณไอน้ำที่ประหยัดได้ เท่ากับ 47.5 kg/h คิดเป็นปริมาณฟืนที่ประหยัดได้ เท่ากับ 8.2 kg/h ดังนั้นคิดเป็นเงินค่าฟืนที่ประหยัดได้ เท่ากับ 15,850 บาทต่อปี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. การนำความร้อนทิ้งจากการผสมน้ำโบลดาวน์และคอนเดนเสตจากรางนึ่งมาอุ่นน้ำล้างกระป๋อง

เมื่อผสมน้ำโบลดาวน์และคอนเดนเสตจากรางนึ่งแล้วจะได้น้ำร้อนปริมาณ 182.6 kg/h มีอุณหภูมิ 93°C เมื่อนำน้ำร้อนไปถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำสำหรับล้างกระป๋องด้วยการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยสมมติให้ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 100 % พบว่าน้ำล้างกระป๋องมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก 25°C เป็น 38.8°C ซึ่งเมื่อนำน้ำสำหรับน้ำล้างกระป๋องไปทำการล้างปลากระป๋องก่อนเข้าฆ่าเชื้อพบว่าอุณหภูมิที่ใจกลางกระป๋องมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก 71°C เป็น 72°C ซึ่งสามารถประหยัดปริมาณไอน้ำที่ใช้ในการฆ่าเชื้อได้ 2.09 kg/batch

3. การนำความร้อนทิ้งของคอนเดนเสตจากหม้อต้มน้ำเกลือมาอุ่นน้ำสำหรับทำน้ำเกลือ

คอนเดนเสตจากหม้อต้มน้ำเกลือปริมาณ 143 kg/h อุณหภูมิ 100°C เมื่อนำมาถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำสำหรับทำน้ำเกลือปริมาณ 730 kg/h อุณหภูมิ 35°C ด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยสมมติให้ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 100% แล้วพบว่าอุณหภูมิของน้ำสำหรับทำน้ำเกลือเพิ่มขึ้นเป็น 51.7°C ซึ่งสามารถประหยัดไอน้ำที่ใช้ในการต้มน้ำเกลือได้ 18.43 kg/h

4.2 การหุ้มฉนวนอุปกรณ์

นอกจากการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้แล้ว การดูแลรักษาอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องในกระบวนการผลิตก็เป็นสิ่งจำเป็นอย่างหนึ่งในการประหยัดพลังงาน จากการตรวจสอบสภาพของอุปกรณ์ในโรงงาน พบว่ามีหม้อฆ่าเชื้อ 1 เครื่อง ที่ยังไม่ได้ทำการหุ้มฉนวนและมีการใช้งานด้วย ดังนั้นการศึกษานี้จึงได้ทำการคำนวณปริมาณความร้อนสูญเสียจากผนังของหม้อฆ่าเชื้อที่ไม่ได้หุ้มฉนวนได้ผลดังนี้

วัสดุที่ใช้ทำหม้อฆ่าเชื้อ คือ เหล็ก หนา 20 mm.

จากสูตร

$$Q = UA\Delta T$$

$$\frac{1}{U} = \frac{(X_{steel})}{(K_{steel})}$$

$$= \frac{(20x10^{-3}\,m)}{(80.2W/m.K)}$$

$$= 2.494 \times 10^{-4}\ m^2K/W$$

$$U = 4010\ W/m^2K$$

ขนาดของหม้อฆ่าเชื้อมีรัศมี 0.61 m ความยาว 5 m พื้นที่ผิวทั้งหมดหาได้จากสูตร $2\pi rl + 2\pi r^2$ เท่ากับ 21.49 m^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่า

$$Q = UA\Delta T$$
$$= 4010\ W/m^2K \times 21.49\ m^2 \times (329.75 - 329.15)K$$
$$= 5.170 \times 10^4\ W$$
$$= 1.861 \times 10^5\ kJ/h$$

เวลาฆ่าเชื้อ 1 batch เท่ากับ 79 นาที ดังนั้นปริมาณความร้อนที่สูญเสียไปกับผนังของหม้อฆ่าเชื้อเท่ากับ 2.450×10^5 kJ/batch

แนวทางในการดูแลรักษาหม้อฆ่าเชื้อโดยการหุ้มฉนวน โดยฉนวนที่เลือกใช้เป็นฉนวนใยแก้วที่มีความหนาแน่น 16 kg/m^3 ความหนา 50 mm. เมื่อทำการคำนวณปริมาณความร้อนที่สูญเสียจากผนังของหม้อฆ่าเชื้อที่หุ้มฉนวนใยแก้วหนา 50 mm ได้ผลดังนี้

จากสูตร

$$Q = UA\Delta T$$
$$\frac{1}{U} = \frac{(X_{\text{ฉนวนใยแก้ว}})}{K_{\text{ฉนวนใยแก้ว}}}$$
$$= \frac{(50 \times 10^{-3}\ m)}{(0.046 W/mK)}$$
$$= 1.087\ m^2K/W$$
$$U = 0.920\ W/m^2K$$

ขนาดของหม้อฆ่าเชื้อ มีรัศมี 0.66 m ความยาว 5 m พื้นที่ผิวทั้งหมดหาได้จากสูตร $2\pi rl + 2\pi r^2$ เท่ากับ 23.46 m^2 จากภาคผนวก ข.3 ถ้าพิจารณาเฉพาะส่วนของฉนวนใยแก้ว ซึ่งมีความหนา 60 mm ปริมาณความร้อนที่สูญเสียจากฉนวนสามารถคำนวณได้จาก

$$Q = UA\Delta T$$
$$= 0.767\ W/m^2K \times 23.86\ m^2 \times (392.15 - 308.85)K$$
$$Q = 1.524 \times 10^3\ W$$

ฉนวนใยแก้วที่เสนอแนะมีความหนา 50 mm สามารถคำนวณหาอุณหภูมิที่ผนังด้านนอกของหม้อฆ่าเชื้อที่หุ้มฉนวนแล้วได้ดังนี้

$$Q = UA\Delta T$$
$$1.524 \times 10^3 = 0.767\ W/m^2K \times 23.46\ m^2 \times (392.15 - T_3)K$$
$$T_3 = 307.45\ K$$

ปริมาณความร้อนที่สูญเสียจากฉนวนใยแก้ว หนา 50 mm สามารถคำนวณได้จาก

$$Q = UA\Delta T$$
$$= 0.92\ W/m^2K \times 23.46\ m^2 \times (392.15 - 307.45)K$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$= 1.828 \times 10^3$ W

$= 6.580 \times 10^3$ kJ/h

เวลาฆ่าเชื้อ 1 batch เท่ากับ 79 นาที ดังนั้นปริมาณความร้อนที่สูญเสียไปกับผนังของหม้อฆ่าเชื้อเท่ากับ 8.663×10^3 kJ/batch

เพราะฉะนั้นปริมาณพลังงานที่สามารถประหยัดได้เมื่อทำการหุ้มฉนวนหม้อฆ่าเชื้อ คือ $(2.450 \times 10^5$ kJ/batch) - $(8.663 \times 10^3$ kJ/batch) = 2.363×10^5 kJ/batch

คิดเป็นปริมาณไอน้ำที่ประหยัดได้จาก

เอนทัลปีของไอน้ำที่ 166 °C = 2764.5 kJ/kg

ปริมาณไอน้ำที่ประหยัดได้ $= \frac{2.363 \times 10^5}{2764.5}$

= 85.5 kg/batch/day

ราคาของไอน้ำคำนวณได้จาก

$$\text{ราคาของไอน้ำ} = \frac{\text{ค่าเชื้อเพลิง + ค่าสารเคมี + ค่าแรงงาน + ค่าน้ำ}}{\text{ปริมาณไอน้ำที่ผลิตได้}}$$

เมื่อ ค่าเชื้อเพลิง = 0.4 Baht/kg

ค่าสารเคมี = 0.01 Baht/kg น้ำ

ค่าแรงงาน = 200 Baht/day

ค่าน้ำ = 0.032 Baht/kg น้ำ

ปริมาณน้ำสำหรับผลิตไอน้ำ = 1,371.1 kg/h

ปริมาณไอน้ำที่ผลิตได้ = 1,213.5 kg/h

เวลาในการผลิตไอน้ำ = 15.25 h/day

$$\therefore \text{ราคาไอน้ำ} = \frac{(0.4 \times 530 \times 15.25) + (0.01 \times 1371.1 \times 15.25) + 200 + (0.032 \times 1371.1 \times 15.25)}{(1213.5 \times 15.25)}$$

= 0.23 Baht/kg

ดังนั้นประหยัดเงินค่าไอน้ำได้ = 85.5 kg/day x 0.23 Baht/kg

= 19.67 Baht/day

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ราคาฉนวนใยแก้ว 1 ม้วน ขนาด 1.22 x 15.25 m. ความหนา 50 mm. เท่ากับ 1,687.50 บาท (กรมการค้าภายใน, 2546) เนื่องจากหม้อฆ่าเชื้อที่จะทำการหุ้มฉนวนมีพื้นที่ทั้งหมดเท่ากับ 23.46 m^2 ดังนั้นจึงต้องใช้ฉนวนใยแก้ว 2 ม้วน คิดเป็นเงินค่าฉนวนเท่ากับ 3,375 บาท สามารถคิดระยะเวลาคืนทุนได้ดังนี้

มูลค่าไอน้ำที่ประหยัดได้ใน 1 วัน = 19.67 บาท/วัน

ราคาฉนวน = 3,375 บาท

ระยะเวลาในการคืนทุน = $\frac{3,375}{19.67}$

= 171.6 วัน

= 5.7 เดือน

ดังนั้นเมื่อทำการหุ้มฉนวนหม้อฆ่าเชื้อแล้วจะสามารถประหยัดพลังงานได้ 2.363 x 10^5 kJ/batch หรือเทียบเท่าปริมาณไอน้ำ 85.5 kg/batch/day และถ้าทำการหุ้มฉนวนอุปกรณ์ดังกล่าวจะสามารถคืนทุนได้ในระยะเวลา 5.7 เดือน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5
บทสรุป

จากผลการศึกษาการใช้พลังงานของโรงงานผลิตปลาแมกเกอเรลในน้ำเกลือบรรจุกระป๋อง พร้อมทั้งหาแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน พบว่า

5.1 ผลการวิเคราะห์พลังงานด้วยเอนทัลปี และเอ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิต

- หม้อไอน้ำ มีประสิทธิภาพของเอนทัลปีเท่ากับ 39.46 % และของเอ็กเซอร์ยีเท่ากับ 12.14 % มีค่าพลังงานที่ไม่สามารถผันกลับได้ (irreversibility) เท่ากับ 81.69 %
- รางนึ่ง มีประสิทธิภาพของเอนทัลปี และของเอ็กเซอร์ยี คือ 67.68 % และ 27.97% ตามลำดับ และมีค่าพลังงานที่ไม่สามารถผันกลับได้เท่ากับ 58.38 %
- หม้อต้มน้ำเกลือ มีประสิทธิภาพของเอนทัลปี เท่ากับ 47.68 % และของเอ็กเซอร์ยีเท่ากับ 28.77 % ค่าพลังงานที่ไม่สามารถผันกลับได้เท่ากับ 45.20 %
- หม้อฆ่าเชื้อ มีประสิทธิภาพของเอนทัลปี และของเอ็กเซอร์ยี คือ 30.94 % และ 25.17 % ตามลำดับ และมีค่าพลังงานที่ไม่สามารถผันกลับได้เท่ากับ 40.86 %

จากผลการศึกษาจะเห็นได้ว่าในทุกๆ หน่วยปฏิบัติการนั้นมีค่าประสิทธิภาพที่วิเคราะห์ด้วยเอนทัลปีจะมีค่าสูงกว่าค่าประสิทธิภาพที่วิเคราะห์ด้วยเอ็กเซอร์ยี ทั้งนี้เนื่องจากในการวิเคราะห์พลังงานด้วยเอ็กเซอร์ยีได้นำกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์เข้ามาร่วมวิเคราะห์ด้วย ซึ่งสามารถบอกถึงพลังงานที่ผันกลับไม่ได้ที่สูญเสียในกระบวนการ ซึ่งค่าเปอร์เซ็นต์ที่ต่างกันมากๆ จะทำให้ทราบว่าอุปกรณ์นั้นมีการใช้พลังงานอย่างไม่มีประสิทธิภาพ เช่น ส่วนการฆ่าเชื้อมีประสิทธิภาพของเอนทัลปีเท่ากับ 39.94 % และมีประสิทธิภาพของเอ็กเซอร์ยีเท่ากับ 25.17 % แสดงให้เห็นว่าส่วนการฆ่าเชื้อมีการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ

จากการวิเคราะห์พลังงานความร้อนที่สูญเสียของแต่ละอุปกรณ์ พบว่ารางนึ่งมีการสูญเสียพลังงานความร้อนไปกับคอนเดนเสตที่ปล่อยทิ้งถึง 7.8 % และมีการสูญเสียความร้อนจากผนังอุปกรณ์ 0.18 % หม้อต้มน้ำเกลือสูญเสียพลังงานความร้อนไปกับคอนเดนเสตเท่ากับ 13.59% และสูญเสียพลังงานความร้อนไปกับผนังอุปกรณ์เท่ากับ 12.44 % หม้อฆ่าเชื้อมีการสูญเสียพลังงานความร้อนไปกับคอนเดนเสตที่ปล่อยทิ้งถึง 7.7 % และมีการสูญเสียความร้อนจากผนังอุปกรณ์ 0.13 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 ผลของการประยุกต์เทคนิคพินช์ในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้

จากการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์โดยวิธี Heat integration ซึ่งเป็นการรวมทุกสายที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้พินช์เทคโนโลยี (Pinch technology) เข้ามาช่วยในการจับคู่สายเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งกันและกัน ซึ่งทำการวิเคราะห์ 3 กรณี โดยกำหนดให้อุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนและสายเย็นมีค่าแตกต่างกัน เพื่อให้สามารถเลือกใช้ได้ตามความเหมาะสม ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องการใช้ในแต่ละกรณีจะแปรผันตามกับอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 คือ เมื่อกำหนดอุณหภูมิเป้าหมายของสายร้อนที่ 4,5,6 ให้มีค่าสูง ปริมาณยูทิลิตีความร้อนที่ต้องการจะมีค่าสูงตามไปด้วย อุณหภูมิพินช์ที่ได้จากการคำนวณของทั้ง 3 กรณี เท่ากับ 30 $^{\circ}$C โดยอุณหภูมิพินช์ของสายร้อน คือ 35 $^{\circ}$C และอุณหภูมิพินช์ของสายเย็น คือ 25 $^{\circ}$C หลังจากทำการวิเคราะห์พินช์แล้วได้ทำการเสนอแนวทางการประหยัดพลังงาน ดังนี้

- การประหยัดพลังงานความร้อน โดยการนำความร้อนของคอนเดนเสตจากหม้อต้มน้ำเกลือและหม้อฆ่าเชื้อมาอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ พบว่าสามารถประหยัดไม้ฟืนได้ 8.2 kg/h หรือคิดเป็นปริมาณไอน้ำเท่ากับ 47.5 kg/h
- การนำความร้อนทิ้งจากการผสมน้ำโบลดาวน์และคอนเดนเสตจากรางนึ่งมาอุ่นน้ำสำหรับล้างกระป๋องก่อนทำการฆ่าเชื้อ พบว่าสามารถประหยัดไอน้ำในการฆ่าเชื้อได้ถึง 2.09 kg/batch
- การนำความร้อนทิ้งของคอนเดนเสตจากหม้อต้มน้ำเกลือมาอุ่นน้ำสำหรับทำน้ำเกลือ พบว่าสามารถประหยัดไอน้ำได้ 18.43 kg/h

5.3 ผลของการประหยัดพลังงานโดยการหุ้มฉนวนอุปกรณ์

การประหยัดพลังงานโดยการหุ้มฉนวนหม้อฆ่าเชื้อด้วยฉนวนใยแก้ว หนา 50 mm พบว่าสามารถประหยัดพลังงานได้ 2.363 x 10^5 kJ/batch หรือเทียบเท่าปริมาณไอน้ำ 85.5 kg/batch/day คิดเป็นเงินที่ประหยัดได้ 19.67 บาท/วัน โดยมีต้นทุนของฉนวน (ไม่รวมค่าติดตั้ง) เท่ากับ 3,375 บาท และถ้าโรงงานทำการหุ้มฉนวนอุปกรณ์จะสามารถคืนทุนได้ในระยะเวลา 5.7 เดือน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

กรมเศรษฐกิจการพาณิชย์. 2544. **สินค้าส่งออกสำคัญ 20 อันดับแรกของไทย**. [Online]. เข้าถึงได้จาก : http//www.moc.go.th/thai/dbe.

กรมการค้าภายใน. 2546. **ราคากลางวัสดุในส่วนกลาง**. [Online]. เข้าถึงได้จาก : http//spec2u.com/prices/p07/p7-1.asp.

มนตรี พิรุณเกษตร. 2539. **เทอร์โม-ความร้อนประยุกต์**. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดยูเคชั่น.

โยชิฮิโกะ ทาดามูระ. 2527. **เทคนิคการประหยัดพลังงานภาคความร้อน**. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพฯ : ภาพพิมพ์.

โยชิฮิโกะ ทาดามูระ. 2543. **เทคนิคการประหยัดพลังงานความร้อนในอุตสหกรรรม**. แปลโดย ระนอง พยัคฆพันธ์ วิวัฒน์ ตัณฑะพานิชกุล และบัณฑิต โรจน์อารยานนท์. กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น.

รุ่งนภา พงศ์สวัสดิ์มานิต. 2535. **วิศวกรรมแปรรูปอาหาร**. กรุงเทพฯ : โอเอสการพิมพ์.

รุจิรา ตาปราบ. 2531. "การประหยัดพลังงานในโรงงานโดยการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยี". วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเคมี บัณฑิตวิทยาลัย, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.

วิวัฒน์ ภัททิยธนี. 2544. **เทคโนโลยีไอน้ำ**. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดยูเคชั่น.

วิไล รังสาดทอง. 2543. **เทคโนโลยีการแปรรูปอาหาร**. กรุงเทพฯ : เท็กซ์ แอนด์ เจอร์นัล.

สินี จิรเสาวภาคย์. 2541. "การประยุกต์เทคนิคพินช์ในการปรับปรุงระบบการใช้น้ำในโรงงานแป้งมันสัมปะหลัง". วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

สุจิตตา เรืองรัศมี. 2542. "การวิเคราะห์พลังงานด้วยเอ็กเซอร์ยีในโรงงานอุตสาหกรรมอาหาร". วิทยานิพนธ์วิทยาศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิทยาศาสตร์การอาหาร บัณฑิตวิทยาลัย, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

สุดสาคร นุ้ยดี. 2538. "การศึกษาแนวทางการประหยัดพลังงานและลดความต้องการพลังไฟฟ้าสูงสุดในโรงงานปลาทูน่ากระป๋อง". วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ , สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

สุพจน์ เลียดประถม. 2532. "การศึกษาแนวทางการประหยัดพลังงานความร้อนในโรงงานผลิตอาหารกระป๋อง". วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Document of Advanced International Training Programme. 1999. **Energy conservation of sugar plant.** [online]. Availble : http://www.af.se.

Fang, Z., Larson, D. L and Fleischmen, G. 1995. Exergy Analysis of a Milk Processing System. **American Society of Agricultural Engineers.**38(6) : 1825 – 1832.

Forciniti, D., Rotstein, E and Urbicain, M. J.1985. Heat recovery and Exergy Balance in a Tomato Paste Plant. **J. Food Sci** . 50 : 934 – 939.

Forciniti, D., Rotstein, E and Urbicain, M. J. 1986. "Optimal use of energy in a fruit juice plant". 409-416. In Le, M and Jelen, P. **Food engineering and Process Applications**. vol 2. London : Elsevier applied science.

Fredrick, W. Wheaton and Thomas, B. Lawson. 1985. **Processing Aquatic Food Products.** Canada : A Wiley – interscience.

George, D. Hayes. 1987. **Food engineering data handbook**. New York : Longman Scienific and Technology.

Keenan, J. H., F. G. Keyes, P. G. Hill and J. G. Moone. 1969. **Steam Tables Metric Units.** New York : John Wiley & Son.

Michael, J. Lewis. 1990. **Physical Properties of food and food processing systems**. England : Ellis Horwood.

Raznjeric, K. 1978. **Handbook of Thermodynamic Tables and Charts**. New York : McGraw-Hill.

Singh , R.P. 1978. " Energy Accounting in food Processing Operation" **Food Technology**. 32(1) : 40 – 46.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

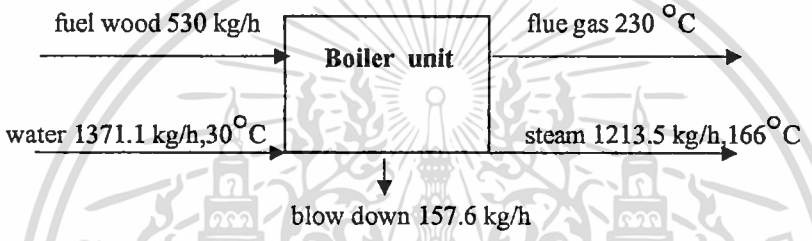
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

การวิเคราะห์เอนทัลปีและเอ็กเซอร์ยี

ก.1 ส่วนหม้อไอน้ำ (Boiler unit)

ส่วนของหม้อไอน้ำใช้ไม้ยางพาราเป็นเชื้อเพลิงในการสันดาป ค่าความร้อนของไม้ฟืนมีค่าเท่ากับ 15990 kJ/kg ปริมาณน้ำป้อนของหม้อไอน้ำเท่ากับ 1371.1 kg/h อุณหภูมิ 30°C น้ำจะเปลี่ยนสถานะเป็นไอน้ำจำนวน 1213.5 kg/h อุณหภูมิ 166°C ค่าเอนทัลปีของไอน้ำคือ 2764.5 kJ/kg และในส่วนหม้อไอน้ำนี้ยังแสดงถึงวิธีการคำนวณพลังงานของอากาศร้อนทิ้งในการเผาไหม้เชื้อเพลิงอีกด้วยดังนี้



รูปที่ ก.1 แสดงสมดุลมวลส่วนหม้อไอน้ำ

สมดุลเอนทัลปี

เอนทัลปีขาเข้า

$$\Delta H_{in,water} = m_{water} \times {}^{*}Cp_{water} \times \Delta T$$
$$= 1371.1 \times 4.176 \times (30-25)$$
$$= 2.863 \times 10^{4} \text{ kJ/h}$$

$$\Delta H_{in,fuel\ wood} = m_{fuel\ wood} \times {}^{**}\text{Heating Value}$$
$$= 530 \times 15990$$
$$= 8.474 \times 10^{6} \text{ kJ/h}$$

เอนทัลปีขาออก

$$\Delta H_{out,steam} = m_{steam} \times {}^{***}h_{steam}$$
$$= 1213.5 \times 2764.5$$
$$= 3.355 \times 10^{6} \text{ kJ/h}$$

* ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำแสดงในภาคผนวก ข.1

** ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงแสดงในภาคผนวก ข.2

*** ค่าเอนทัลปีของไอน้ำแสดงดังภาคผนวก ข.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Delta H_{out,blow} = m_{blow} \times Cp_{blow} \times \Delta T$$
$$= 157.6 \times 4.351 \times (166-25)$$
$$= 9.669 \times 10^{4} \text{ kJ/h}$$

การหาปริมาณอากาศที่พอดีในการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์กับไม้ฟืน(เชื้อเพลิง) จากข้อมูลองค์ประกอบของไม้ฟืน (ไม้ยางพารา) ซึ่งวิเคราะห์โดยกรมวิทยาศาสตร์บริการ ประกอบด้วย C = 44.8 % H = 5.68 %, O = 37.25 % , S = 0.19 %, N = 0.28 % ความชื้น 11.1 % เถ้า 0.7 %

วิธีการหาจำนวน O_2 ทั้งหมดที่ใช้ในการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์จากปฏิกิริยาเคมีแล้วนำจำนวน O_2 ทั้งหมดเทียบหาจำนวนหรือปริมาณอากาศอีกต่อหนึ่ง

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2 \qquad (1)$$
$$2H_2 + O_2 \longrightarrow 2H_2O \qquad (2)$$
$$S + O_2 \longrightarrow SO_2 \qquad (3)$$

จาก (1) สำหรับคาร์บอน

1 โมลของ C + 1 โมลของ O_2 ⟶ 1 โมลของ CO_2

12 kg C + 32 kgO_2 ⟶ 44 kg CO_2

อัตราส่วนของ $\frac{O_2}{C} = \frac{32}{12} = 2.667$ kg O_2/ kg C

อัตราส่วนของ $\frac{CO_2}{C} = \frac{44}{12} = 3.667$ kg CO_2/ kg C

จาก (2) สำหรับไฮโดรเจน

2 โมลของ H_2 + 1 โมลของ O_2 ⟶ 2 โมลของ H_2O

1 โมลของ H_2 + [1/2] โมลของ O_2 ⟶ 1 โมลของ H_2O

2 kg H_2 + 16 kg O_2 ⟶ 18 kg H_2O

อัตราส่วนของ $\frac{O_2}{H_2} = \frac{16}{2} = 8.0$ kg O_2/ kg H_2

อัตราส่วนของ $\frac{H_2O}{H} = \frac{18}{2} = 9.0$ kg H_2O/kg H_2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จาก (3) สำหรับกำมะถัน

$$1 \text{ โมลของ } S + 1 \text{ โมลของ } O_2 \longrightarrow 1 \text{ โมลของ } SO_2$$

$$32 \text{ kg } S + 32 \text{ kg} O_2 \longrightarrow 64 \text{ kg} SO_2$$

อัตราส่วนของ $\frac{O_2}{S} = \frac{32}{32} = 1.0 \text{ kg } O_2 / \text{kgS}$

อัตราส่วนของ $\frac{SO_2}{S} = \frac{64}{32} = 2.0 \text{ kg } SO_2 / \text{kgS}$

ดังนั้น จำนวน O_2 ที่ใช้ในการเผาไหม้

= [(O_2ที่ใช้ในการเผาไหม้กับ C)+(O_2ที่ใช้ในการเผาไหม้กับ H_2)+(O_2ที่ใช้ในการเผาไหม้กับ S)]

= [(O_2/ C) x (Cในเชื้อเพลิง)] + [(O_2 / H_2) x (H_2ในเชื้อเพลิง)] + [(O_2/S) x (Sในเชื้อเพลิง)]

= (2.667 x 0.448) + (8.0 x 0.0568) + (1.0 x 0.0019)

= 1.651 kgO_2/ kgเชื้อเพลิง

จำนวน O_2 สุทธิที่ใช้ = 1.651 – 0.373 = 1.278 kgO_2/ kg เชื้อเพลิง

จำนวนอากาศที่พอดีในการเผาไหม้ไม้ให้สมบูรณ์

= (จำนวน O_2 บริสุทธิ์ที่ใช้) / (องค์ประกอบโดยมวลของ O_2 ในอากาศ)

= $\frac{1.278}{0.23}$

= 5.56 kg อากาศ / kg เชื้อเพลิง

ดังนั้น 1 kg ไม้ฟืน จะใช้อากาศ 5.56 kgอากาศ / kgไม้ฟืน

530 kg ไม้ฟืน จะใช้อากาศ 5.56 x 530 = 2.95×10^3 kg

เมื่อ excess 10 %

∴ จะใช้อากาศ หรือได้ flue gas = (2.95×10^3) + [(2.95×10^3) x 10/100] = 3.25×10^3 kg

$$\Delta H_{out,flue\ gas} = m_{flue\ gas} \times Cp_{flue\ gas} \times \Delta T$$

$$= 3.25 \times 10^3 \times 1.023 \times (230 - 25)$$

$$= 6.816 \times 10^5 \text{ kJ/h}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Sigma H_{input} = \Sigma H_{output} + loss$$

$$\therefore loss = \Sigma H_{input} - \Sigma H_{output}$$

$$= [(2.863 \times 10^4) + (8.474 \times 10^6)] - [(3.355 \times 10^6) + (9.669 \times 10^4) + (6.816 \times 10^5)]$$

$$= 4.370 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{\text{enthalpy output}}{\Sigma \text{ enthalpy input}} \times 100$$

$$= \frac{(3.355 \times 10^6)}{(8.503 \times 10^6)} \times 100$$

$$= 39.46\ \%$$

สมดุลเอ็กเซอร์ยี

$$\Delta\varepsilon_{input,\ water} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (2.863 \times 10^4) - \frac{(298.15 \times (2.863 \times 10^4))}{303.15}$$

$$= 472.21 \text{ kJ/h}$$

$$\Delta\varepsilon_{input,\ fuel\ wood} = LHV[1.0038 + (0.1365 \times \frac{(H)}{(C)}) + (0.0308 \times \frac{(O)}{(C)}) + (0.0104 \times \frac{(S)}{(C)})] \times m$$

$$= 15990\ [1.0038 + (0.1365 \times \frac{(5.7)}{(44.8)}) + (0.0308 \frac{(37.3)}{(44.8)}) + (0.0104 \times \frac{(0.2)}{(44.8)})] \times 53$$

$$= 8.871 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$\Delta\varepsilon_{output,\ steam} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (3.355 \times 10^6) - \frac{(298.15 \times (3.355 \times 10^6))}{439.15}$$

$$= 1.077 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Delta\varepsilon_{\text{output, blow down}} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (9.669 \times 10^4) - \frac{(298.15 \times (9.669 \times 10^4))}{439.15}$$

$$= 3.104 \times 10^4 \text{ kJ/h}$$

$$\Delta\varepsilon_{\text{output,flue gas}} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (6.816 \times 10^5) - \frac{(298.15 \times (6.816 \times 10^5))}{503.15}$$

$$= 2.777 \times 10^5 \text{ kJ/h}$$

$$\sum\varepsilon_{input} = \sum\varepsilon_{output} + \text{loss}$$

$$\therefore \text{loss} = \sum\varepsilon_{input} - \sum\varepsilon_{output}$$

$$= [(472.21) + (8.871 \times 10^6)]$$

$$- [(1.077 \times 10^6) + (3.104 \times 10^4)$$

$$+ (2.777 \times 10^5)]$$

$$\text{loss} = 7.485 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{\sum exergy_{output}}{\sum exergy_{input}} \times 100$$

$$= \frac{(1.077 \times 10^6) \times 100}{8.871 \times 10^6}$$

$$= 12.14\ \%$$

$$\Delta\varepsilon_{\text{output, loss}} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (4.370 \times 10^6) - \frac{(298.15 \times (4.370 \times 10^6))}{315.35}$$

$$= 2.383 \times 10^5 \text{ kJ/h}$$

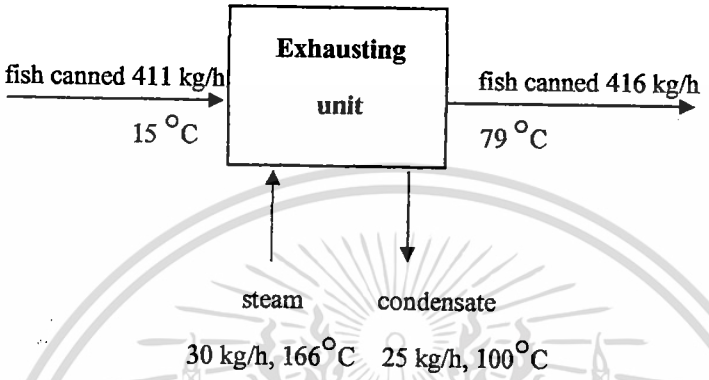
$$\%\ \text{loss} = \frac{\sum exergy_{input} - exergy_{output}}{\sum exergy_{input}} \times 100$$

$$= 87.86\ \%$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก.2 ส่วนการนึ่ง (Exhausting unit)

ในส่วนการนึ่งปลาสดบรรจุกระป๋องจำนวน 411 kg/h อุณหภูมิ 15°C ถูกนึ่งด้วยไอน้ำ ปริมาณ 30 kg/h อุณหภูมิ 100°C ปลาบรรจุกระป๋องหลังนึ่งมีน้ำหนัก 416 kg/h อุณหภูมิ 79°C ผลการวิเคราะห์พลังงานมีดังนี้



รูปที่ ก.2 แสดงสมดุลมวลของส่วนการนึ่ง

สมดุลเอนทัลปี

เอนทัลปีขาเข้า

$$\Delta H_{in,\,fish} = m_{fish} \times Cp_{fish} \times \Delta T$$
$$= 361 \times 2.77 \times (15 - 25)$$
$$= -9.999 \times 10^{3} \text{ kJ/h}$$

$$\Delta H_{in,\,can} = m_{can} \times Cp_{can} \times \Delta T$$
$$= 50 \times 0.435 \times (15\text{-}25)$$
$$= -217.5 \text{ kJ/h}$$

$$\Delta H_{in,\,steam} = m_{steam} \times h_{steam}$$
$$= 30 \times 2764.5$$
$$= 8.293 \times 10^{4} \text{ kJ/h}$$

เอนทัลปีขาออก

$$\Delta H_{out,\,fish} = m_{fish} \times Cp_{fish} \times \Delta T$$
$$= 329 \times 2.77 \times (79 - 25)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 4.921 \times 10^{4} \text{ kJ/h}$$

$$\Delta H_{out,\,can} = m_{can} \times Cp_{can} \times \Delta T$$

$$= 50 \times 0.435 \times (79\text{-}25)$$

$$= 1.174 \times 10^{3} \text{ kJ/h}$$

$$\Delta H_{out,\,drain\ water} = m_{drain\ water} \times Cp_{drain\ water} \times \Delta T$$

$$= 37 \times 4.118 \times (79\text{-}25)$$

$$= 8.227 \times 10^{3} \text{ kJ/h}$$

$$\Delta H_{out,condensate100^{\circ}C} = m_{condensate} \times \text{enthalpy of condensate}$$

$$= 25 \times 419.04$$

$$= 1.048 \times 10^{4} \text{ kJ/h}$$

$$\sum H_{input} = \sum H_{output} + \text{loss}$$

$$\therefore \text{loss} = \sum H_{input} - \sum H_{output}$$

$$= [(-9.999 \times 10^{3}) + (-217.5) + (8.293 \times 10^{4})]$$

$$- [(4.921 \times 10^{4}) + (1.174 \times 10^{3}) + (8.227 \times 10^{3})$$

$$+ (1.048 \times 10^{4})]$$

$$\text{loss} = 3.620 \times 10^{3} \text{ kJ/h}$$

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{\sum enthalpy_{output}}{\sum enthalpy_{input}} \times 100$$

$$= \frac{(4.921 \times 10^{4})}{(7.271 \times 10^{4})} \times 100$$

$$= 67.68\ \%$$

$$\%\ \text{loss} = \frac{(\sum H_{input} - \sum H_{output})}{\sum H_{input}} \times 100$$

$$= 32.32\ \%$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมดุลเอ็กเซอร์ยี

$$\Delta\varepsilon_{input,\ fish} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (-9.999 \times 10^3) - \frac{(298.15 \times (-9.999 \times 10^3))}{288.15}$$

$$= 347.0 \quad kJ/h$$

$$\Delta\varepsilon_{input,\ can} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (-217.5) - \frac{(298.15 \times (-217.5))}{288.15}$$

$$= 7.5 \quad kJ/h$$

$$\Delta\varepsilon_{input,\ steam} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (8.293 \times 10^4) - \frac{(298.15 \times (8.293 \times 10^4))}{439.15}$$

$$= 2.663 \times 10^4 \ kJ/h$$

$$\Delta\varepsilon_{output,\ fish} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (4.921 \times 10^4) - \frac{(298.15 \times (4.921 \times 10^4))}{352.15}$$

$$= 7.546 \times 10^3 \ kJ/h$$

$$\Delta\varepsilon_{output,can} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (1.174 \times 10^3) - \frac{(298.15 \times (1.174 \times 10^3))}{352.15}$$

$$= 180 \ kJ/h$$

$$\Delta\varepsilon_{output,drain\ water} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (8.227 \times 10^3) - \frac{(298.15 \times (8.227 \times 10^3))}{352.15}$$

$$= 1.261 \times 10^3 \ kJ/h$$

$$\Delta\varepsilon_{output,\ condensate\ 100^\circ C} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (1.048 \times 10^4) - \frac{(298.15 \times (1.048 \times 10^4))}{373.15}$$

$$= 2.106 \times 10^3 \ kJ/h$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Sigma\varepsilon_{input} = \Sigma\varepsilon_{output} + \text{loss}$$

$$\therefore \text{loss} = \Sigma\varepsilon_{input} - \Sigma\varepsilon_{output}$$

$$= [(347.0) + (7.5) + (2.663 \times 10^4)]$$

$$- [(7.546 \times 10^3) + (180) + (1.261 \times 10^3)$$

$$+ (2.106 \times 10^3)]$$

$$\text{loss} = 1.589 \times 10^4 \text{ kJ/h}$$

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{\text{exergy}_{output}}{\sum \text{exergy}_{input}} \times 100$$

$$= \frac{(7.546 \times 10^3) \times 100}{2.698 \times 10^4}$$

$$= 27.9\ \%$$

$$\Delta\varepsilon_{output,\ loss} = {}^{*}\Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (1.427 \times 10^3) - \frac{(298.15 \times (1.427 \times 10^3))}{308.45}$$

$$= 47.65 \text{ kJ/h}$$

$$\%\ \text{loss} = \frac{\sum \text{exergy}_{input} - \text{exergy}_{output}}{\sum \text{exergy}_{input}} \times 100$$

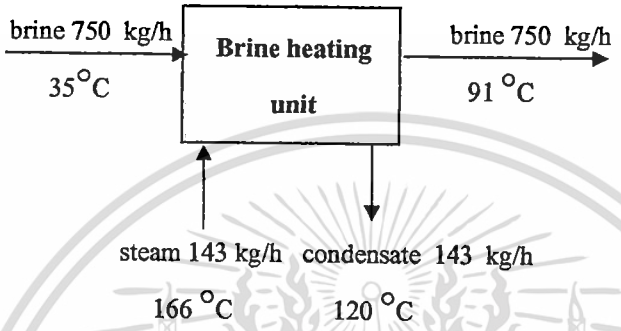
$$= 72.1\ \%$$

*ΔH คือ เอนทัลปีที่สูญเสียไปกับผนังของรางนึ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก.3 ส่วนหม้อต้มน้ำเกลือ (Brine heating unit)

หม้อต้มน้ำเกลือมีลักษณะเป็นหม้อสองชั้น ชั้นนอก (Jacket) จะมีไอน้ำเป็นส่วนถ่ายเทความร้อนให้แก่น้ำเกลือที่อยู่ในหม้อชั้นในผ่านผนังของหม้อ ไอน้ำที่ใช้มีปริมาณ 143 kg/h อุณหภูมิ 120°C น้ำเกลือที่ผ่านการต้มปริมาณ 750 kg/h มีอุณหภูมิ 91°C มีค่าความร้อนจำเพาะเท่ากับ 4.1058 kJ/kg°C ผลจากการวิเคราะห์มีดังนี้



รูปที่ ก.3 แสดงสมดุลมวลของส่วนหม้อต้มน้ำเกลือ

สมดุลเอนทัลปี

เอนทัลปีขาเข้า

$$\Delta H_{input,\ brine} = m_{brine} \times {}^{*}Cp_{brine} \times \Delta T$$
$$= 750 \times 4.1058 \times (35 - 25)$$
$$= 3.079 \times 10^{4}\ kJ/h$$

$$\Delta H_{input,\ steam} = m_{steam} \times h_{steam}$$
$$= 143 \times 2764.5$$
$$= 3.953 \times 10^{5}\ kJ/h$$

เอนทัลปีขาออก

$$\Delta H_{output,\ brine} = m_{brine} \times Cp_{brine} \times \Delta T$$
$$= 750 \times 4.1058 \times (91 - 25)$$
$$= 2.032 \times 10^{5}\ kJ/h$$

$$\Delta H_{output,\ condensate} = m_{condensate} \times \text{enthalpy of condensate}$$
$$= 143 \times 503.71$$

- ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำเกลือแสดงในภาคผนวก ข.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 7.203 \times 10^{4} \text{ kJ/h}$$

$$\sum \text{input} = \sum \text{output} + \text{loss}$$

$$\therefore \text{ loss} = \sum H_{input} - \sum H_{output}$$

$$= [(3.079 \times 10^{4}) + (3.953 \times 10^{5})] - [(2.032 \times 10^{5}) + (7.203 \times 10^{4})]$$

$$= 1.509 \times 10^{5} \text{ kJ/h}$$

ประสิทธิภาพ $= \frac{enthalpy\ output}{\sum enthalpy\ input} \times 100$

$$= \frac{(2.032 \times 10^{5})}{(4.261 \times 10^{5})} \times 100$$

$$= 47.68\ \%$$

$$\%\ \text{loss} = \frac{(\sum input - \sum output)}{\sum input} x100$$

$$= 52.32\ \%$$

สมดุลเอ็กเซอร์ยี

$$\Delta\varepsilon_{input,\ brine} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (3.079 \times 10^{4}) - \frac{(298.15 \times (3.079 \times 10^{4}))}{308.15}$$

$$= 999.19 \text{ kJ/h}$$

$$\Delta\varepsilon_{input,\ steam} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (3.953 \times 10^{5}) - \frac{(298.15 \times (3.953 \times 10^{5}))}{439.15}$$

$$= 1.269 \times 10^{5} \text{ kJ/h}$$

$$\Delta\varepsilon_{output,\ brine} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (2.032 \times 10^{5}) - \frac{(298.15 \times (2.032 \times 10^{5}))}{364.15}$$

$$= 3.683 \times 10^{4} \text{ kJ/h}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Delta\varepsilon_{output,\ condensate} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (7.203 \times 10^4) - \frac{(298.15 \times (7.203 \times 10^4))}{393.15}$$

$$= 1.740 \times 10^4 \text{ kJ/h}$$

$$\Sigma\varepsilon_{input} = \Sigma\varepsilon_{output} + \text{loss}$$

$$\therefore \text{loss} = \Sigma\varepsilon_{input} - \Sigma\varepsilon_{output}$$

$$= [(999.18) + (1.269 \times 10^5)] -$$

$$[(3.683 \times 10^4) + (1.740 \times 10^4)$$

$$\text{loss} = 7.377 \times 10^4 \text{ kJ/h}$$

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{exergy\ output}{\sum exergy\ input} \times 100$$

$$= \frac{(3.683 \times 10^4) \times 100}{(1.280 \times 10^5)}$$

$$= 28.77\ \%$$

$$\Delta\varepsilon_{output,\ loss,\ \text{ตัวหม้อ}} = {}^{*}\Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (1.241 \times 10^3) - \frac{(298.15 \times (1.241 \times 10^3))}{345.85}$$

$$= 171.16 \text{ kJ/h}$$

$$\Delta\varepsilon_{output,\ loss,\ \text{ฝาครอบหม้อ}} = {}^{**}\Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (6.624 \times 10^4) - \frac{(298.15 \times (6.624 \times 10^4))}{391.15}$$

$$= 1.575 \times 10^4 \text{ kJ/h}$$

$$\%\ \text{loss} = \frac{(\Sigma\ \text{energy input} - \text{energy output}) \times 100}{\Sigma\ \text{energy input}}$$

$$= 71.23\ \%$$

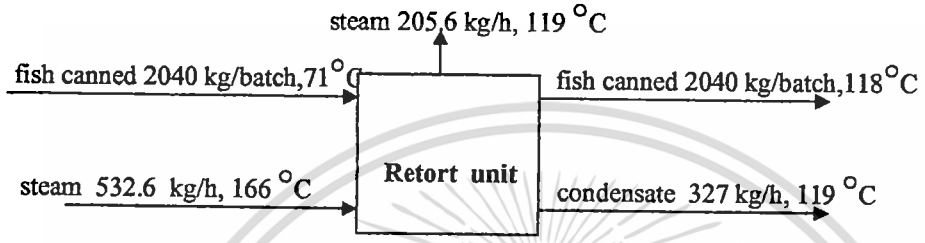
*ΔH คือ เอนทัลปีที่สูญเสียไปกับผนังของตัวหม้อต้มน้ำเกลือ

**ΔH คือ เอนทัลปีที่สูญเสียไปกับผนังของฝาหม้อต้มน้ำเกลือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก.4 ส่วนการฆ่าเชื้อ (Retort unit)

ในส่วนของการฆ่าเชื้อจะแบ่งเป็นกะ (batch) 1 batch ปลากระป๋องจำนวน 2040 kg/batch อุณหภูมิ 71°C ใช้เวลาในการฆ่าเชื้อ 79 นาที ใช้ไอน้ำปริมาณ 532.6 kg/batch อุณหภูมิ 166°C โดยจะมีไอน้ำส่วนหนึ่งสูญเสียไปขณะการไล่อากาศในหม้อฆ่าเชื้อ ปลากระป๋องที่ผ่านการฆ่าเชื้อแล้วมีอุณหภูมิเท่ากับ 118°C ผลการวิเคราะห์มีดังนี้



รูปที่ ก.4 แสดงสมดุลมวลของส่วนการฆ่าเชื้อ

สมดุลเอนทัลปี

เอนทัลปีขาเข้า

$$\Delta H_{input,\ fish\ canned} = m_{fish\ canned} \times Cp_{fish\ canned} \times \Delta T$$
$$= 2040 \times 2.835 \times (71 - 25)$$
$$= 2.660 \times 10^{5}\ kJ/batch$$

$$\Delta H_{input,\ steam} = m_{steam} \times h_{steam}$$
$$= 532.6 \times 2764.5$$
$$= 1.472 \times 10^{6}\ kJ/batch$$

เอนทัลปีขาออก

$$\Delta H_{output,\ fish\ canned} = m_{fish\ canned} \times Cp_{fish\ canned} \times \Delta T$$
$$= 2040 \times 2.835 \times (118 - 25)$$
$$= 5.378 \times 10^{5}\ kJ/batch$$

$$\Delta H_{output,\ steam} = m_{steam} \times h_{steam}$$
$$= 205.6 \times 2704.8$$
$$= 5.561 \times 10^{5}\ kJ/batch$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Delta H_{output,\ condensate} = m_{condensate} \times \text{enthalpy of liquid}$$

$$= 327 \times 499.46$$

$$= 1.633 \times 10^{5} \text{ kJ/batch}$$

$$\sum H_{input} = \sum H_{output} + \text{loss}$$

$$\therefore \text{loss} = \sum H_{input} - \sum H_{output}$$

$$= [(2.660 \times 10^{5}) + (1.472 \times 10^{6})] - [(5.378 \times 10^{5}) + (5.561 \times 10^{5}) + (1.633 \times 10^{5})]$$

$$\text{loss} = 4.810 \times 10^{5} \text{ kJ/batch}$$

ประสิทธิภาพ $= \dfrac{\sum enthalpy\ \ output}{\sum enthalpy\ \ input} \times 100$

$$= \frac{(5.378 \times 10^{5})}{(1.738 \times 10^{6})} \times 100$$

$$= 30.94\ \%$$

$$\%\ \text{loss} = \frac{(\sum H\ input - \sum H\ output)}{\sum H\ input} x100$$

$$= 69.06\ \%$$

สมดุลเอ็กเซอร์ยี

$$\Delta\varepsilon_{input,\ fish\ canned} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (2.660 \times 10^{5}) - \frac{(298.15 \times (2.660 \times 10^{5}))}{344.15}$$

$$= 3.560 \times 10^{4} \text{ kJ/batch}$$

$$\Delta\varepsilon_{input,\ steam} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (1.472 \times 10^{6}) - \frac{(298.15 \times (1.472 \times 10^{6}))}{439.15}$$

$$= 4.726 \times 10^{5} \text{ kJ/batch}$$

$$\Delta\varepsilon_{output,\ fish\ canned} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (5.378 \times 10^{5}) - \frac{(298.15 \times (5.378 \times 10^{5}))}{391.15}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 1.279 \times 10^{5} \text{ kJ/batch}$$

$$\Delta\varepsilon_{output,\ steam} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (5.561 \times 10^{5}) - \frac{(298.15 \times (5.561 \times 10^{5}))}{392.15}$$

$$= 1.333 \times 10^{5} \text{ kJ/batch}$$

$$\Delta\varepsilon_{output,\ condensate} = \Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (1.633 \times 10^{5}) - \frac{(298.15 \times (1.633 \times 10^{5}))}{392.15}$$

$$= 3.914 \times 10^{4} \text{ kJ/batch}$$

$$\sum\varepsilon_{input} = \sum\varepsilon_{output} + \text{loss}$$

$$\therefore \text{loss} = \sum\varepsilon_{input} - \sum\varepsilon_{output}$$

$$= [(3.560 \times 10^{4}) + (4.726 \times 10^{5})] - [(1.279 \times 10^{5}) + (1.333 \times 10^{5}) + (3.914 \times 10^{4})]$$

$$\text{loss} = 2.079 \times 10^{5} \text{ kJ/batch}$$

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{exergy\ output}{\sum exergy\ input} \times 100$$

$$= \frac{(1.279 \times 10^{5}) \times 100}{5.08 \times 10^{5}}$$

$$= 25.20\ \%$$

$$\Delta\varepsilon_{output,\ loss} = {}^{*}\Delta H - T_o \Delta S$$

$$= (7.276 \times 10^{3}) - \frac{(298.15 \times (7.276 \times 10^{3}))}{308.85}$$

$$= 252.07 \text{ kJ/batch}$$

$$\%\ \text{loss} = \frac{\sum exergy\ input - exergy\ output}{\sum exergy\ input} \times 100$$

$$= 74.8\ \%$$

*ΔH คือ เอนทัลปีที่สูญเสียไปกับผนังของหม้อฆ่าเชื้อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข

ตารางค่าคงที่ต่างๆ

ตารางที่ ข.1 คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำ

Temperature t (°C)	Temperature T (K)	Density (kg/m³)	Coefficient of volumetric thermal expansion (x10⁻⁴ 1/K)	Specific heat (kJ/kg.K)	Thermal conductivity (W/m.K)	Thermal diffusivity (x10⁻⁶ m²/s)	Absolute viscosity (x10⁻⁶ Pa.s)	Kinematic viscosity (x10⁻⁶ m²/s)	Prandtl number Pr
0	273.15	999.9	-0.7	4.226	0.558	0.131	1793.636	1.789	13.7
5	278.15	1000.0	-	4.206	0.568	0.135	1534.741	1.535	11.4
10	283.15	999.7	0.95	4.195	0.577	0.137	1296.439	1.300	9.5
15	288.15	999.1	-	4.187	0.587	0.141	1135.610	1.146	8.1
20	293.15	998.2	2.1	4.182	0.597	0.143	993.414	1.006	7.0
25	298.15	997.1	-	4.178	0.606	0.146	880.637	0.884	6.1
30	303.15	995.7	3.0	4.176	0.615	0.149	792.377	0.805	5.4
35	308.15	994.1	-	4.175	0.624	0.150	719.808	0.725	4.8
40	313.15	992.2	3.9	4.175	0.633	0.151	658.026	0.658	4.3
45	318.15	990.2	-	4.176	0.640	0.155	605.070	0.611	3.9
50	323.15	988.1	4.6	4.178	0.647	0.157	555.056	0.556	3.55
55	328.15	985.7	-	4.179	0.652	0.158	509.946	0.517	3.27
60	333.15	983.2	5.3	4.181	0.658	0.159	471.650	0.478	3.00
65	338.15	980.6	-	4.184	0.663	0.161	435.415	0.444	2.76
70	343.15	977.8	5.8	4.187	0.668	0.163	404.034	0.415	2.55
75	348.15	974.9	-	4.190	0.671	0.164	376.575	0.366	2.23
80	353.15	971.8	6.3	4.194	0.673	0.165	352.059	0.364	2.25
85	358.15	968.7	-	4.198	0.676	0.166	328.523	0.339	2.04
90	363.15	965.3	7.0	4.202	0.678	0.167	308.909	0.326	1.95
95	368.15	961.9	-	4.206	0.680	0.168	292.238	0.310	1.84
100	373.15	958.4	7.5	4.211	0.682	0.169	277.528	0.294	1.75
110	383.15	951.0	8.0	4.224	0.684	0.170	254.973	0.268	1.57
120	393.15	943.5	8.5	4.232	0.685	0.171	235.360	0.244	1.43
130	403.15	934.8	9.1	4.250	0.686	0.172	211.824	0.226	1.32
140	413.15	926.3	9.7	4.257	0.684	0.172	201.036	0.212	1.23
150	423.15	916.9	10.3	4.270	0.684	0.173	185.346	0.201	1.17
160	433.15	907.6	10.8	4.285	0.680	0.173	171.616	0.191	1.10
170	443.15	897.3	11.5	4.396	0.679	0.172	162.290	0.181	1.05
180	453.15	886.6	12.1	4.396	0.673	0.172	152.003	0.173	1.01
190	463.15	876.0	12.8	4.480	0.670	0.171	145.138	0.166	0.97
200	473.15	862.8	13.5	4.501	0.665	0.170	139.254	0.160	0.95
210	483.15	852.8	14.3	4.560	0.655	0.168	131.409	0.154	0.92
220	493.15	837.0	15.2	4.605	0.652	0.167	124.544	0.149	0.90
230	503.15	827.3	16.2	4.690	0.637	0.164	119.641	0.145	0.88
240	513.15	809.0	17.2	4.731	0.634	0.162	113.757	0.141	0.86
250	523.15	799.2	18.6	4.857	0.618	0.160	109.834	0.137	0.86

ที่มา : ดัดแปลงจาก Raznjevic (1978)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.2 ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ

Types	Unit	kcal/unit	Toe/10^6 unit	MJ/unit	10^3Btu/unit
Modern energy					
1. Crude oil	litre	8680	860.00	36.33	34.44
2. Condensate	litre	7900	782.72	33.07	31.35
3. Natural gas					
3.1 Wet	scf.	248	24.57	1.04	0.98
3.2 Dry	scf.	244	24.18	1.02	0.97
4. Petroleum products					
4.1 LPG	litre	6360	630.14	26.62	25.24
4.2 Gasoline	litre	7520	745.07	31.48	29.84
4.3 Diesel	litre	8700	861.98	34.53	34.52
4.4 Fuel oil	litre	9500	941.24	36.42	37.70
5. Electricity	kWh	860	85.21	3.60	3.41
6. Coal	kg.	6300	624.19	26.37	25.00
7. Coke	kg.	6600	653.92	27.63	26.19
Renewable energy					
1. Fuel wood	kg.	3820	378.48	15.99	15.16
2. Charcoal	kg.	6900	683.64	28.88	27.38
3. Paddy husk	kg.	3440	340.83	14.40	13.65
4. Bagasse	kg.	1800	178.34	7.53	7.14
5. Garbage	kg.	1160	114.93	4.86	4.60
6. Saw dust	kg.	2600	257.60	10.88	10.32
7. Agricultural waste	kg.	3030	300.21	12.68	12.02

ที่มา : ดัดแปลงจาก โยชิยิ โกะ ทาคามูระ.(2543)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.3 คุณสมบัติของไอน้ำอิ่มตัว

Temperature (°C)	Vapor pressure (kPa)	Specific volume (m^3/kg)		Enthalpy (kJ/kg)		Entropy (kJ/kg.K)	
		Liquid	Saturated vapor	Liquid (H_e)	Saturated vapor (H_v)	Liquid	Saturated vapor
0.01	0.6113	0.0010002	206.136	0.00	2501.4	0.0000	9.1562
3	0.7577	0.0010001	168.132	12.57	2506.9	0.0457	9.0773
6	0.9349	0.0010001	137.734	25.20	2512.4	0.0912	9.0003
9	1.1477	0.0010003	113.386	37.80	2517.9	0.1362	8.9253
12	1.4022	0.0010005	93.784	50.41	2523.4	0.1806	8.8524
15	1.7051	0.0010009	77.926	62.99	2528.9	0.2245	8.7814
18	2.0640	0.0010014	65.038	75.58	2534.4	0.2679	8.7123
21	2.487	0.0010020	54.514	88.14	2539.9	0.3109	8.6450
24	2.985	0.0010027	45.883	100.7	2545.4	0.3534	8.5794
27	3.567	0.0010035	38.774	113.25	2550.8	0.3954	8.5156
30	4.246	0.0010043	32.894	125.79	2556.3	0.4369	8.4533
33	5.034	0.0010053	28.011	138.33	2561.7	0.4781	8.3927
36	5.947	0.0010063	23.94	150.86	2567.1	0.5188	8.3336
40	7.384	0.0010078	19.523	167.57	2574.3	0.5725	8.2570
45	9.593	0.0010099	15.258	188.45	2583.2	0.6387	8.1648
50	12.349	0.0010121	12.032	209.33	2592.1	0.7038	8.0763
55	15.758	0.0010146	9.568	230.23	2600.9	0.7679	7.9913
60	19.940	0.0010172	7.671	251.13	2609.6	0.8312	7.9096
65	25.03	0.0010199	6.197	272.06	2618.3	0.8935	7.8310
70	31.19	0.0010228	5.042	292.98	2626.8	0.9549	7.7553
75	38.58	0.0010259	4.131	313.93	2635.3	1.0155	7.6824
80	47.39	0.0010291	3.407	334.91	2643.7	1.0753	7.6122
85	57.83	0.0010325	2.828	355.9	2651.9	1.1343	7.5445
90	70.14	0.0010360	2.361	376.92	2660.1	1.1925	7.4791
95	84.55	0.0010397	1.9819	397.96	2668.1	1.2500	7.4159
100	101.35	0.0010435	1.6729	419.04	2676.1	1.3069	7.3549
105	120.82	0.0010475	1.4194	440.15	2683.8	1.3630	7.2958
110	143.27	0.0010516	1.2102	461.3	2691.5	1.4185	7.2387
115	169.06	0.0010559	1.0366	482.48	2699.0	1.4734	7.1833
120	198.53	0.0010603	0.8919	503.71	2706.3	1.5276	7.1296
125	232.1	0.0010649	0.7706	524.99	2713.5	1.5813	7.0775
130	270.1	0.0010697	0.6685	546.31	2720.5	1.6344	7.0269
135	313.0	0.0010746	0.5822	567.69	2727.3	1.6870	6.9777
140	316.3	0.0010797	0.5089	589.13	2733.9	1.7391	6.9299
145	415.4	0.0010850	0.4463	610.63	2740.3	1.7907	6.8833
150	475.8	0.0010905	0.3928	632.2	2746.5	1.8418	6.8379
155	543.1	0.0010961	0.3468	653.84	2752.4	1.8925	6.7935
160	617.8	0.0011020	0.3071	675.55	2758.1	1.9427	6.7502
165	700.5	0.0011080	0.2727	697.34	2763.5	1.9925	6.7078
170	791.7	0.0011143	0.2428	719.21	2768.7	2.0419	6.6663
175	892.0	0.0011207	0.2168	741.17	2773.6	2.0909	6.6256
180	1002.1	0.0011274	0.19405	763.22	2778.2	2.1396	6.5857
190	1254.4	0.0011414	0.15654	807.62	2786.4	2.2359	6.5079
200	1553.8	0.0011565	0.12736	852.45	2793.2	2.3309	6.4323
225	2548	0.0011992	0.07849	966.78	2803.3	2.5639	6.2503
250	3973	0.0012512	0.05013	1085.36	2801.5	2.7927	6.0730
275	5942	0.0013168	0.03279	1210.07	2785.0	3.0208	5.8938
300	8581	0.0010436	0.02167	1344.0	2749.0	3.2534	5.7045

ที่มา : ดัดแปลงจาก Keenan และคณะ (1969)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.4 ค่าความร้อนจำเพาะของอาหารและวัสดุบางชนิด

Food	Temperature	Specific heat (kJ/kg.K)
Water	59 °F	4.18
Ice	32 °F	2.04
Water vapour	212 °F	2.05
Air	-10 °F to +80 °F	1.00
Copper	20 °C	0.38
Aluminium	20 °C	0.89
Stainlees steel	20 °C	0.46
Ethyl glycol	40 °C	2.21
Ethyl alcohol	0 °C	2.24
Glycerol	18-15°C	2.43
Oil, maize	20°C	1.73
Oil, sunflower	0°C	1.86
Oil, sunflower	20°C	1.93
Apples (84.1% moisture content)	Above freezing point	3.59
Apples (84.1% moisture content)	Below freezing point	1.88
Potatoes (77.8% moisture content)	Above freezing point	3.43
Potatoes (77.8% moisture content)	Below freezing point	1.80
Potatoes, dried (77.8% moisture content)		1.85
Lamb (58.0% moisture content)	Above freezing point	2.80
Lamb (58.0% moisture content)	Below freezing point	1.25
Cod	Above freezing point	3.76
Cod	Below freezing point	2.05
*Mackerel (57% moisture content)	Above freezing point	2.77
*Mackerel (57% moisture content)	Below freezing point	1.55
Milk (87.5% moisture content)	Above freezing point	3.89
Milk (87.5% moisture content)	Below freezing point	2.05
Soya beans (8.7% moisture content)		1.85
Wheat (10.0% moisture content)		1.46-1.80

ที่มา : Michael, J.Lewis. (1990)

*Fredrick, W. Wheaton and Thomas, B. Lawson. (1985)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.5 ตารางแสดงคุณสมบัติของน้ำเกลือ

Sp Gr at 4°C	Degrees Baume at 15.6°C	Degrees Salometer at 15.6°C	Pounds of salt per ft^3	% salt weight	Freezing Point °C	Specific Heat kJ/kg°C
1.007	1	4	0.628	1	0	4.153
1.015	2	8	1.264	2	-1.7	4.119
1.023	3	12	1.914	3	-2	4.086
1.030	4	16	2.573	4	-3	4.052
1.037	5	20	3.238	5	-4	4.019
1.045	6	24	3.912	6	-4	3.960
1.053	7	28	4.615	7	-5	3.901
1.061	8	32	5.295	8	-6	3.847
1.068	9	36	5.998	9	-7	3.788
1.076	10	40	6.709	10	-7	3.734
1.091	12	48	8.618	12	-9	3.659
1.115	15	60	10.389	15	-11	3.579
1.155	20	80	14.421	20	-14	3.470
1.187	24	96	17.772	24	-17	3.328
1.196	25	100	18.610	25	-18	3.278
1.204	26	104	19.522	26	-17	3.227

ที่มา : George D. Hayes.(1987)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค
ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ECOS 2003

Proceedings of
ECOS 2003

the

16th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation, and Environmental Impact of Energy Systems

Copenhagen, Denmark
June 30–July 2, 2003

Volume I–III

EDITORS
Niels Houbak, Brian Elmegaard, Bjørn Qvale, Michael J. Moran

ORGANIZED BY
Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Organizing Committee

Chairman: B. Qvale (Denmark)

H. Mosbech	(Denmark)	B. Teislev	(Denmark)
I. Misfeldt	(Denmark)	M. J. Moran	(USA)
B. Andresen	(Denmark)	N. Houbak	(Denmark)

International Advisory Board

N. Egrican	(Turkey)
G. Hirs	(The Netherlands)
G. Tsatsaronis	(Germany)

Scientific Committee

Chairman: N. Houbak, (Denmark)
Co-Chairman: M. J. Moran, (USA)

P. Alvfors	(Sweden)	K. Lucas	(Germany)
Ö. Arnas	(USA)	G. Manfrida	(Italy)
H. Auracher	(Germany)	P. Mathieu	(Belgium)
A. Bejan	(USA)	A. Mirandola	(Italy)
T. Berntsson	(Sweden)	S. Nebra	(Brazil)
O. Bolland	(Norway)	D. Poulikakos	(Switzerland)
R. Cai	(China)	R. Rivero	(Mexico)
I. Dincer	(Saudi Arabia)	M. A. Rosen	(Canada)
B. Elmegaard	(Denmark)	P. Salamon	(USA)
D. Favrat	(Switzerland)	E. Sciubba	(Italy)
M. Feidt	(France)	S. Sieniutycz	(Poland)
C.-J. Fogelholm	(Finland)	G. Svedberg	(Sweden)
C. A. Frangopoulos	(Greece)	P. Vadasz	(South Africa)
H. Heperkan	(Turkey)	A. Valero	(Spain)
M. Ishida	(Japan)	M. R. von Spakovsky	(USA)
S. Kjelstrup	(Norway)	M. Westermark	(Sweden)
R.W.J. Kouffeld	(The Netherlands)	H. Yavuz	(Turkey)
A. Lallemand	(France)	H. Yüncü	(Turkey)
R. Leithner	(Germany)	A. Ziebik	(Poland)
N. Lior	(USA)		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

List of Reviewers

B. Andresen	(Denmark)
K. Antonopoulos	(Greece)
G. Ardizzon	(Italy)
Ö. Arnas	(USA)
A. Bejan	(USA)
G.P. Beretta	(Italy)
G.L. Berta	(Italy)
J. Birk Mortensen	(Denmark)
R.F. Boehm	(USA)
O. Bolland	(Norway)
T. Bruckner	(Germany)
B. Bøhm	(Denmark)
R. Cai	(China)
S. Camporeale	(Italy)
H. Carlsen	(Denmark)
V. Christensen	(Denmark)
N.-E. Clausen	(Denmark)
R.L. Cornelissen	(The Netherlands)
M. Costea	(Romania)
F. Cziesla	(Germany)
S. De Oliveira Junior	(Brazil)
M. Dentice d'Accadia	(Italy)
U. Desideri	(Italy)
I. Dincer	(Saudi Arabia)
A. Dobrovicescu	(Romania)
Y.M. El-Sayed	(USA)
B. Elmegaard	(Denmark)
L.B. Erbay	(Turkey)
D. Favrat	(Switzerland)
M. Feidt	(France)
D. Fiaschi	(Italy)
A. Franco	(Italy)
C. A. Frangopoulos	(Greece)
W. Fratzscher	(Germany)
B. Fredriksson Möller	(Sweden)
R.A. Gaggioli	(USA)
R. Gani	(Denmark)
P. Glarborg	(Denmark)
D.Y. Goswami	(USA)
Y. Gögüs	(Turkey)
S. Hansen	(Denmark)
K.R.G.Hein	(Germany)
E. Hendricks	(Denmark)
U. Henriksen	(Denmark)
H. Heperkan	(Turkey)
G. Hirs	(The Netherlands)
L. Holst Sørensen	(Denmark)
N. Houbak	(Denmark)
H.-J. Høgård Knudsen	(Denmark)
I. Ionita	(Romania)
M. Ishida	(Japan)
A. Jakobsen	(Denmark)
S.B. Jørgensen	(Denmark)
S. Kjelstrup	(Norway)
Z. Kolenda	(Poland)
R.W.J.Kouffeld	(The Netherlands)
A. Lallemand	(France)
A. Lazzaretto	(Italy)
R. Leithner	(Germany)
H.H. Lindboe	(Denmark)
L. Lombardi	(Italy)
G. Manfrida	(Italy)
P. Mathieu	(Belgium)
A. Melikov	(Denmark)
N.I. Meyer	(Denmark)
A. Mirandola	(Italy)
M. J. Moran	(USA)
H. Mosbech	(Denmark)
T. Mølbak	(Denmark)
S. Nebra	(Brazil)
J. Nørkær Sørensen	(Denmark)
J. Paul	(Denmark)
K. Ptasinski	(The Netherlands)
B. Qvale	(Denmark)
N.B. Rasmussen	(Denmark)
R. Rivero	(Mexico)
M. Rosen	(Canada)
J. Roy-Aikins	(South Africa)
P. Salamon	(USA)
D. Sama	(USA)
J. Sandvig Nielsen	(Denmark)
P. Scheel Larsen	(Denmark)
P. Schoubye	(Denmark)
J. Schramm	(Denmark)
E. Sciubba	(Italy)
M. Sevket Erol	(Turkey)
S. Sieniutycz	(Poland)
J. Skorek	(Poland)
K. Skytte	(Denmark)
S. Sorenson	(Denmark)
A. Stegou-Sagia	(Greece)
P. Stoholm	(Denmark)
A. Stoppato	(Italy)
J. Szargut	(Poland)
K. Sørensen	(Denmark)
M.A. Teixeira	(Brazil)
K. Trangbæk	(Denmark)
G. Tsatsaronis	(Germany)
A. Valero	(Spain)
V. Verda	(Italy)
A. Walter	(Brazil)
M. Westermark	(Sweden)
J. Yan	(Sweden)
E. Yantovski	(Germany)
T. Yesin	(Turkey)
H. Yüncü	(Turkey)
A. Ziebik	(Poland)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Proceedings of ECOS 2003
Copenhagen, Denmark
June 30–July 2, 2003

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF CANNED FOOD PLANT IN THAILAND

Ruchira Taprap* and Khunlaphorn Phutthame
Faculty of Agro Industry
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang
Bangkok 10520
Thailand

ABSTRACT

A canned food factory located in the southeast of Thailand has been chosen to perform the analysis of energy utilization based on the first law of thermodynamics and the exergy concept. The plant of this case study has four main units, i.e., boiler unit, exhausting unit, brine heating unit and retort unit. From the analysis, the efficiency (based on the 1st law and exergy) of the retort unit is the best and the worst one is boiler unit. Furthermore, we have examined the water usage of this plant and we found that there was a significant useless discharge. We then try to adopt the pinch technology to look for the saving possibility of the water utility.

Keywords: Pinch , exergy analysis, canned food

INTRODUCTION

Energy balance is the important concept for performing analysis. In our case, energy is thermal energy, hence we decided to use enthalpy to perform the analysis. The efficiency and loss of each unit can be evaluated from performing enthalpy balance. Its efficiency is given by enthalpy output of the main product divided by summation of the enthalpy input. The difference between input and output will be called as loss.

Exergy analysis, derived from both the first and the second law of thermodynamics, provides an energy quality measure in which permits the evaluation of the most effective use of energy. Application of exergy analysis of food processing plant has been reported since the early 1980s. For example, exergy analysis concept was applied for tomato paste plant [1], milk processing system [2], as well as for food industry in Thailand [3].

Nowadays, the Thai major products are agricultural products such as rice especially Jasmine rice (long grain having a very good smell) and processed food products. In the past few years, the government has put a great effort to drive the country's economy by supporting the dominant industrial sector. When we look at the percentage of energy usage of each sector in our country as shown in Figure 1, the food and beverage sector is rather high as compared to the others [4]. Figure 2 shows the export value of some sectors and the processed/canned food industry has a high export value among textiles, jewelry and so on [5].

This work is motivated by the economic crisis situation of our country. We want to encourage the enterprise sector to run the plant as efficient as possible. Sometimes, the factory staffs do not realize how valuable the resources are. At least, the opportunity of improving the plant facility

* Corresponding author: Phone: +66 2326 4091
Fax:+66 2326 4091 Email:ktruchir@kmitl.ac.th

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

especially the water utility can be pointed out by implementing pinch technology [6].

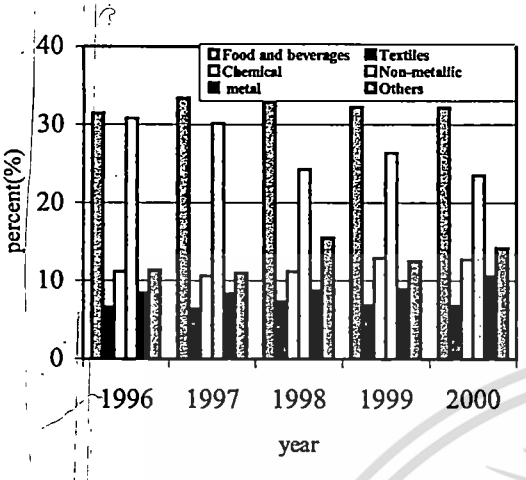


Figure 1: Energy consumption of some sectors in Thailand

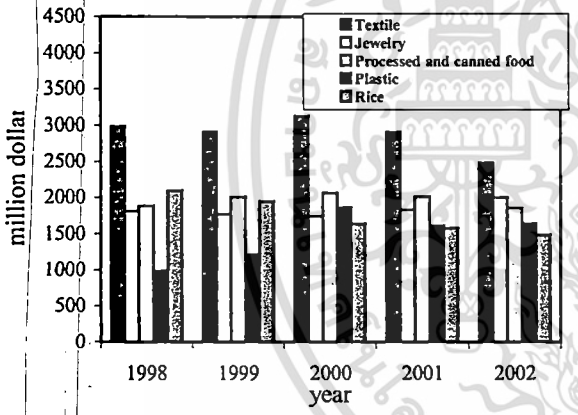


Figure 2: Export value of some sectors

CANNED FOOD PROCESS DESCRIPTION

Figure 3 shows the process description of our case study. The plant comprises of four main units namely the exhausting unit, the brine heating unit, the retort unit and the boiler unit from which produces steam for those three units. However, the condition of steam in each unit is different. That is, steam pressure in the exhausting unit, the brine heating unit, and retort unit are 1, 1 and 6 atm, respectively. We should focus at those four main units and perform the energy (enthalpy will be used here) and exergy analysis for each unit. Canned fish process is as follows: raw material is mackerel. The fish heads are removed / cut off before filling into the cans. Then they are semi-cooked and softened in the exhausting unit by steam. The cans are decanted, filled with the warm (73 °C) brine solution and seamed. Finally, they are brought into the retort unit for sterilization. The time in this unit is about 79 minutes per batch, including cooling time period to 38 °C. The cans are then air-dried using ventilation before proceeding to the warehouse.

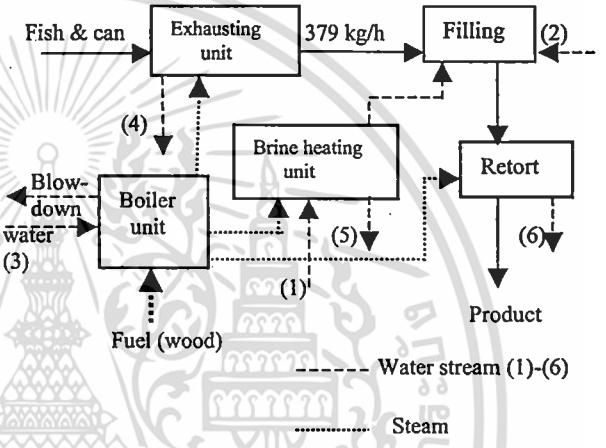


Figure 3: Canned food process description

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF THE PLANT

To perform the energy and exergy analysis, data are essential. Table 1 shows the sources of data for boiler and exhausting units. The data are obtained from three different sources, i.e., (1) direct measurement, (2) equipment gauge and (3) calculation. For the brine heating unit and retort unit, the data can be also obtained in a similar manner.

The calculation was made using the concept of enthalpy and exergy balances as in Reference [7]. The basic equations are as follows:

$$\Sigma(\text{Energy}_{\text{input}}) = \Sigma(\text{Energy}_{\text{stored}}) + \Sigma(\text{Energy}_{\text{output}}) \quad (1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Sigma(\text{Exergy}_{\text{input}}) = \Sigma(\text{Exergy}_{\text{stored}}) + \Sigma(\text{Exergy}_{\text{output}}) + \text{Irreversibility} \quad (2)$$

Item	Unit	Data	Sources
Boiler unit			
Fuel (wood)	kg/h	530	(1)
Flue gas	kg/h	3250	(3)
Water feed			
Mass	kg/h	1371	(3)
Temp	°C	30	(1)
Steam			
Mass	kg/h	1213	(3)
Pressure	atm	6	(2)
Temp	°C	166	(2)
Blow down	kg/h	157.6	(3)
Exhausting unit			
Fish input			
Mass	kg/h	361	(1)
Temp	°C	15	(1)
Fish output			
Mass	kg/h	329	(1)
Temp	°C	79	(1)
Can input			
Mass	kg/h	50	(3)
Temp	°C	15	(1)
Can output			
Mass	kg/h	50	(3)
Temp	°C	79	(1)
Steam &condensate			
Mass	kg/h	30	(1)
Temp	°C	166	(2)
Surface Temp	°C	35	(1)

Table 1: Sources of data

Enthalpy and exergy analysis of the boiler unit

This unit uses wood as fuel. Table 2 and 3 show the list of input and output items for both enthalpy and exergy analyses. The energy efficiency from enthalpy analysis is 39.46 % whereas the blow down and flue gas are 1.14 and 8.01 %, respectively. The loss is 51.39 % (difference between enthalpy input and output). The exergy efficiency is 12.14 %, which is considered as low efficiency, and its irreversibility is 81.69 %.

To improve the efficiency, few choices should be taken into consideration such as improving the heat combustion of the fuel by looking for a better source, reducing the loss by increasing the enthalpy of water input, etc.

En input	kJ/hr	%	En output	kJ/hr	%
Water	2.863×10^{4}	0.34	Steam	3.355×10^{6}	39.46
Fuel wood	8.474×10^{6}	99.66	Blow down	9.669×10^{4}	1.14
			Fluegas	6.816×10^{5}	8.01
			Loss	4.370×10^{6}	51.39
Total input	8.503×10^{6}	100	Total output	8.503×10^{6}	100

Table 2: Enthalpy analysis of boiler unit

Ex input	kJ/hr	%	Exergy output	kJ/hr	%
Water	472.21	0.00	Steam	1.077×10^{6}	12.14
Fuel wood	8.871×10^{6}	100.0	Blow Down	3.104×10^{4}	0.35
			Fluegas	2.777×10^{5}	3.13
			Loss	2.383×10^{5}	2.69
			Irrev	7.247×10^{6}	81.69
Total input	8.871×10^{6}	100	Total output	8.871×10^{6}	100

Table 3: Exergy analysis of boiler unit

Enthalpy and exergy analysis of the exhausting unit

Table 4 shows the enthalpy analysis of this unit. The fish (15 °C) is fed to the unit. So, the enthalpy input of this item becomes minus value since the reference temperature is 25 °C. The enthalpy output of the product is about 81.40 % of the total input, including can (1.61 %), fish (67.7 %), drained water (9.84 %) and some condensate from the steam (2.27 %). The useless discharge condensate is quite high as 14.42 %. Furthermore, the plant has no plan to reuse this condensate. We will apply the pinch concept to analyze the water utility in the last section of this work.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 5 shows the exergy analysis of the exhausting unit. The exergy efficiency is 33.64 % and its irreversibility is 58.19 %.

En input	kJ/hr	%	En output	kJ/hr	%
Canned fish	-1.022×10^{4}	-14.05	Canned fish	5.919×10^{4}	81.40
can	-9.999×10^{3}	-13.75	can	4.921×10^{4}	67.68
	-217.5	-0.29	drain	1.174×10^{3}	1.61
Steam	8.293×10^{4}	114.05	cond	7.157×10^{3}	9.84
			Cond	1.653×10^{3}	2.27
			Loss	1.048×10^{4}	14.42
			wall	3.040×10^{3}	4.18
			other	1.427×10^{3}	1.96
				1.613×10^{3}	2.22
Total input	7.271×10^{4}	100	Total output	7.271×10^{4}	100

Table 4: Enthalpy analysis of exhausting unit

Exergy input	kJ/hr	%	Exergy output	kJ/hr	%
Canned fish	354.5	1.30	Canned fish	9.076×10^{3}	33.64
can	347.0	1.27	can	7.546×10^{3}	27.97
	7.5	0.03	drain	180	0.67
Steam	2.663×10^{4}	98.70	cond	1.097×10^{3}	4.06
			Cond	253.5	0.94
			Loss	2.106×10^{3}	7.80
			wall	101.5	0.37
			Irrev	47.6	0.18
				1.570×10^{4}	58.19
Total input	2.698×10^{4}	100	Total output	2.698×10^{4}	100

Table 5: Exergy analysis of exhausting unit

Enthalpy and exergy analysis of the brine heating unit

Table 6 shows the result of enthalpy analysis of this unit. The brine solution is heated (from 35 °C to C) by the steam inside the steam jacket around the brine tank. The condensate is also discharged without recycle. The enthalpy of this condensate is 16.90 % of the total enthalpy input. This unit has the energy efficiency at 47.68 % whereas loss is around 35.42 % (loss from wall 15.84 % and other 19.58 %)

Table 7 shows the result of exergy analysis. The exergy efficiency is around 28.77 % whereas its irreversibility is 41.38 %.
From the analysis, we should focus on the condensate stream which will be labeled as stream No. 5 for further investigation.

En input	kJ/hr	%	En output	kJ/hr	%
Brine	3.079×10^{4}	7.22	Brine	2.032×10^{5}	47.68
Steam	3.953×10^{5}	92.78	Cond	7.203×10^{4}	16.90
			Loss	1.509×10^{5}	35.42
			wall	6.748×10^{4}	15.84
			other	8.342×10^{4}	19.58
Total input	4.261×10^{5}	100	Total output	4.261×10^{5}	100

Table 6: Enthalpy analysis of brine heating unit

Ex input	kJ/hr	%	Ex output	kJ/hr	%
Brine	999.19	0.78	Brine	3.683×10^{4}	28.77
Steam	1.269×10^{5}	99.22	Cond	1.740×10^{4}	13.59
			Loss	2.081×10^{4}	16.26
			wall	1.592×10^{4}	12.44
			Irrev	5.296×10^{4}	41.38
Total input	1.280×10^{5}	100	Total output	1.280×10^{5}	100

Table 7: Exergy analysis of brine heating unit

Enthalpy and exergy analysis of the retort unit

Table 8 and 9 show the results of enthalpy and exergy analyses of the retort unit. The efficiency (from enthalpy analysis) is 30.94 % and its loss is 27.67 %, while its exergy efficiency is 25.20 % and its irreversibility is 37.62 %.
To evaluate how efficient the process or the equipment is, we should examine both the first law of thermodynamics and the exergy concept in order to compare those efficiencies. In the case of the retort unit, we can conclude that this unit has the highest efficient energy use in this plant.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Figure 4 shows the percentage of enthalpy efficiency, exergy efficiency and irreversibility of those four main units. The boiler unit is the worse one since the enthalpy efficiency (1st law efficiency) and the exergy efficiency are very different and its irreversibility is quite high. This graph depicts the proportion of three items quite clear.

En input	kJ/batch	%	En output	kJ/batch	%
Canned	2.660×10^5	15.30	Canned	5.378×10^5	30.94
Steam	1.472×10^6	84.70	Steam	5.561×10^5	31.99
			Cond	1.633×10^5	9.40
			Loss	4.810×10^5	27.67
			wall	7.009×10^3	0.40
			other	4.740×10^5	27.27
Total input	1.738×10^6	100	Total output	1.738×10^6	100

Table 8: Enthalpy analysis of retort unit

Ex input	kJ/batch	%	Ex output	kJ/batch	%
Canned	3.560×10^4	7.01	Canned	1.279×10^5	25.20
Steam	4.726×10^5	92.99	Steam	1.333×10^5	26.23
			Cond	3.914×10^4	7.70
			Loss	1.666×10^4	3.28
			wall	242.82	0.13
			Irrev	1.912×10^5	37.62
Total input	5.082×10^5	100	Total output	5.082×10^5	100

Table 9: Exergy analysis of retort unit

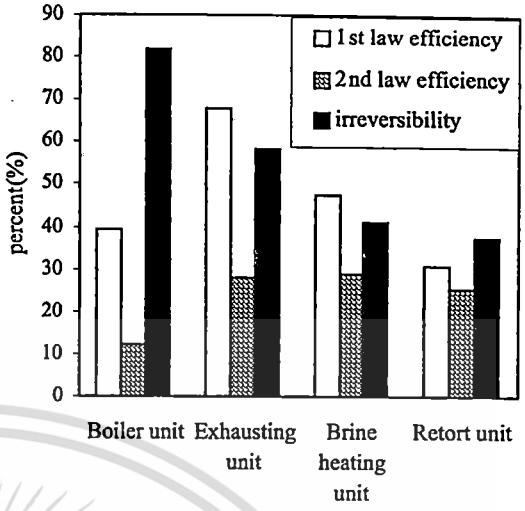


Figure 4: Energy and exergy analysis of four main units

IMPLEMENTING PINCH TECHNOLOGY TO WATER UTILITY

Table 10 shows the conditions of six streams, i.e., three cold streams (No. 1-3) and three hot streams (No. 4-6). The description of each stream is mentioned. Ts is the existing temperature of each stream. We will investigate three cases by implementing the pinch concept in the next section.

Stream No.	Stream description	m kg/h	cp kJ/kg °C	mcp kJ/sC	Ts °C
1. Cold	Water for brine preparation	730	4.175	0.85	35
2. Cold	Can cleaning water	120	4.178	0.14	25
3. Cold	Boiler water feed	1371	4.176	1.59	30
4. Hot	Condensate from exhaust box	30	4.211	0.04	100
5. Hot	Condensate from Brine heating unit	143	4.232	0.17	120
6. Hot	Condensate from retort	248	4.231	0.29	119

Table 10: Stream description of this plant

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Case 1: By varying temperature of No. 3

Stream No. 3 is the water for boiler feeding and its temperature (Ts) is 30 °C. If we heat this stream up to several target temperatures (Tt) (from 30 °C to 45°C/ 50°C/ 55°C/ 60°C/ 65°C) by receiving heat from other three streams (No. 4-6), how much hot utility will be required. The effect of heat release by different hot streams being cooled down to 40°C is plotted in Figure 5 as well as several conditions as shown in Table 11.

From Figure 5, the amount of hot utility requirement will be linearly increased when the target temperature of stream No. 3 is increased. We can observe from this graph that at the target temperature is low, at 45 °C and 50 °C, no hot utility needs to be added. This indicates that we can use heat from the condensate of this process to warm up the water feed to the boiler.

Stream No.	Ts (°C)	Tt (°C)			
1. Cold	35	40			
2. Cold	25	31			
3. Cold	30	45/ 50/ 55/ 60/ 65			
4. Hot	100	40	45	50	40
5. Hot	120	40	45	50	45
6. Hot	119	40	45	50	50

Table 11: Data of case study 1

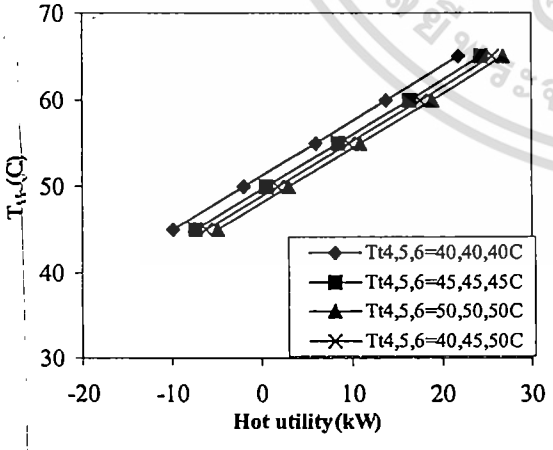


Figure 5: Hot utility and target temperature of case 1

Case 2: By fixing ΔT of hot stream

In this case, ΔT (= Tt – Ts) of three hot streams (No. 4-6) is set to be 30, 40, 50, 60 and 70 whereas the condition of stream No. 3 is varied similar as of case 1. The data are shown in Table 12. The result of calculation is shown in Figure 6. From this figure, the higher the ΔT is, the higher the hot utility is. We can find a suitable condition to operate this plant by using this figure as a guideline.

Stream No.	Ts (°C)	Tt (°C)				
1. Cold	35	40				
2. Cold	25	31				
3. Cold	30	45/50/55/60/65				
4. Hot	100	70	60	50	40	30
5. Hot	120	90	80	70	60	50
6. Hot	119	89	79	69	59	49

Table 12: Data of case study 2

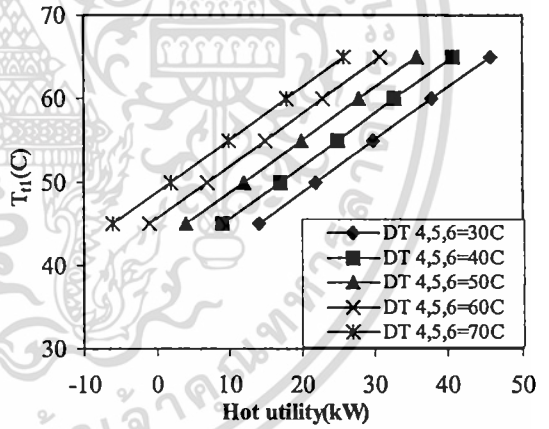


Figure 6: Hot utility and target temperature of case 2

Case 3: By varying temperature of No. 1

In this case, stream No. 1 is varied and the hot stream conditions are the same as of case 1. The data of are shown in Table 13. The result is in line with case 1 and 2. That is, when target temperature is increased, the requirement of hot utility is increased as well (Figure 7).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

From all cases, we can find the possibility of heat recovery from the hot stream which depends on the plant operational choices.

Stream No.	Ts (°C)	Tt (°C)			
1. Cold	35	40/45/50/55/60/65			
2. Cold	25	31			
3. Cold	30	50			
4. Hot	100	40	45	50	40
5. Hot	120	40	45	50	45
6. Hot	119	40	45	50	50

Table 13: Data of case study 3

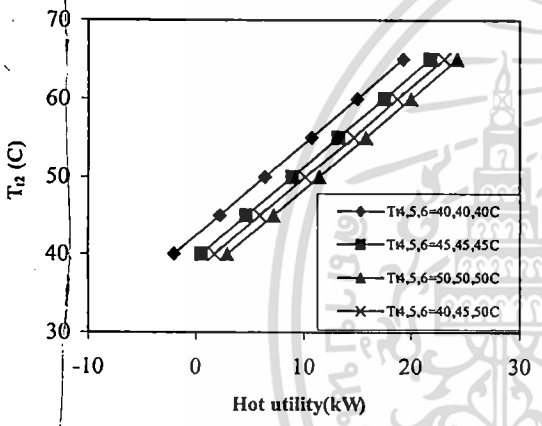


Figure 7: Hot utility and target temperature of case 3

CONCLUSION

The thermal energy of the four units in the canned food process is analyzed by enthalpy and exergy. The retort unit is considered as the best unit in this plant since the difference among its enthalpy efficiency and exergy efficiency is quite low (30.94 % and 25.2 %). Furthermore, its irreversibility is also low as 37.62 %. The boiler unit is the worse one. The condensate from the brine heating unit is the stream that the plant should have a recovery both for enthalpy and water usage. The water for boiler feed also can be warmed up using the waste heat of the condensate streams.

ACKNOWLEDGMENT

The authors are grateful to the plant in Rayong province who kindly provide data in this case study. This work has a financial support from the National Council of Thailand year 2002-2003. Thanks to the Hitachi Scholarship Foundation who made this presentation possible.

REFERENCES

[1] Forciniti, D., E. Roststein and M. J. Urbician. *Heat recovery and exergy balance in a tomato plant.* J. Food Sci. 1985; 50: 934-939.

[2] Fang, Z., D. L. Larson and G. Fleischmen. *Exergy analysis of a milk processing system.* Transaction of the ASAE. 1995; 38 (6): 1825-1832.

[3] Taprap R. and S. Raungrusmee. *Energy analysis in food industry via exergy.* Proceeding of the ECOS'99 International conference. June 1999. Tokyo Japan.

[4] Annual report, Department of Energy Development and Promotion, Ministry of Science, Technology and Development of Thailand, 2000. See also: http://www.moste.go.th

[5] Annual report, Department of Trade Negotiation, Ministry of Commerce, 2002. See also: http://www.depthai.go.th

[6] Documents of Advanced International Training Program: *Energy Conservation In Sugar Plants*, Malmo, Sweden, 1999. See also: http://www.af.se

[7] Larson, D. L. and L.A.B. Cortez. *Exergy analysis: Essential to Effective Energy Management.* Transaction of the ASAE. 1995; 38 (4): 1173-1178.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

These Proceedings are available from:
Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark
Nils Koppels Allé
Building 402-403
DK-2800 Kgs. Lyngby
Denmark
Tel.: (+45) 45 25 41 22
Fax: (+45) 45 93 52 15

Printed by IKON Document Services, Denmark

ISBN 87-7475-297-9

Copyright © 2003

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้