รหัสโครงการ SUT7-707-59-12-18

รายงานการวิจัย

ระบบผลิตไฟฟ้า ORC ที่เหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศไทย

(An appropriate and cost-effective organic Rankine cycle (ORC) power plant for Thailand)

ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจาก
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ผลงานวิจัยเป็นความรับผิดชอบของหัวหน้าโครงการวิจัยแต่เพียงผู้เดียว

รหัสโครงการ SUT7-707-59-12-18

รายงานการวิจัย

ระบบผลิตไฟฟ้า ORC ที่เหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศไทย

(An appropriate and cost-effective organic Rankine cycle (ORC) power plant for Thailand)

คณะผู้วิจัย

หัวหน้าโครงการ

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อาทิตย์ คูณศรีสุข

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ผู้ร่วมวิจัย

นายธนิต หินไลเลิศ

ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ปีงบประมาณ พ.ศ. 2559

ผลงานวิจัยเป็นความรับผิดชอบของหัวหน้าโครงการวิจัยแต่เพียงผู้เดียว

ธันวาคม 2562

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ เงินอุดหนุนการวิจัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่ให้ทุนสนับสนุนทำให้งานวิจัยนี้สามารถดำเนินการจนสำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี

ขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ศูนย์เครื่องมือ อาคารเครื่องมือ 1 ทุกท่านที่ช่วยให้คำแนะนำตลอดจนอำนวยความสะดวกในการใช้เครื่องมือ สถานที่ รวมทั้งสนับสนุนการสร้างโรงไฟฟ้าและอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องทั้งหมดตั้งแต่เริ่มต้นจนเสร็จสิ้นโครงการ

ขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ศูนย์เครื่องมือ อาคารเครื่องมือ 5 ทุกท่านที่คอยให้คำปรึกษา อำนวยความสะดวกในการใช้สถานที่ สาธารณูประโภคในอาคาร ทั้งระบบไฟฟ้า ประปา อีกทั้งสนับสนุนเครื่องมือวัดต่าง ๆ รวมไปถึงดูแลความปลอดภัยระหว่างการทดลองเสมอ

ขอขอบคุณคณะบัณฑิตศึกษาในกลุ่มวิจัย ที่ให้ความร่วมมือในการสร้างโรงไฟฟ้าในทุกขั้นตอนจนงานสำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี หากมีข้อผิดพลาดประการใด ต้องขออภัย ณ ที่นี้ด้วย และหากมีข้อเสนอแนะเพิ่มเติมประการใด สามารถแจ้งได้ที่ E-mail : atit.sut@gmail.com

คณะผู้วิจัย

ธันวาคม 2562

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทคัดย่อ

โรงไฟฟ้าวัฏจักรแรงดินสารอินทรีย์ (โออาร์ซี) ได้รับความสนใจว่า เป็นเทคโนโลยีที่ผลิตไฟฟ้าโดยใช้แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำได้อย่างมีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตาม การผลิตไฟฟ้าโดยโรงไฟฟ้าโออาร์ซีที่มีกำลังการผลิตไฟฟ้าต่ำมีต้นทุนที่สูง งานวิจัยนี้ได้ออกแบบและสร้างโรงไฟฟ้าโออาร์ซีขนาด 1 กิโลวัตต์ที่สามารถปรับเปลี่ยนสภาพการทำงานเพื่อใช้ศึกษาหาสภาพการทำงานที่เหมาะสมที่จะทำให้ได้กำลังไฟฟ้ามากขึ้นเพื่อจูงใจนักลงทุน โดยสามารถปรับอุณหภูมิแหล่งความร้อนและความเร็วรอบปั๊มได้ และกังหันไอของโรงไฟฟ้าก็ไม่ใช้กังหันไอที่มีจำหน่ายในท้องตลาดซึ่งราคาสูง แต่ใช้คอมเพรสเซอร์ที่ดัดแปลงให้ทำงานเป็นกังหันไอแทน จากที่สโครลคอมเพรสเซอร์ถูกผลิตเป็นจำนวนมากเนื่องจากใช้เป็นอุปกรณ์เพื่อการปรับอากาศและทำความเย็น โดยการผลิตใช้เทคโนโลยีที่ “เชื่อถือ” ได้แล้ว การดัดแปลงสโครลคอมเพรสเซอร์เพื่อทำงานเป็นกังหันไอในโรงไฟฟ้าโออาร์ซีจึงช่วยลดต้นทุนของการผลิตไฟฟ้าโดยเฉพาะสำหรับโรงไฟฟ้าขนาดเล็ก ผู้วิจัยจึงได้เลือกสโครลคอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในระบบปรับอากาศสำหรับรถยนต์ ที่มีจำหน่ายในประเทศไทยจำนวน 2 ขนาดมาดัดแปลงและใช้งานเป็นกังหันไอ หลังติดตั้งกังหันไอดังกล่าวและใช้แหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 100-150 องศาเซลเซียส พบว่า กังหันไอที่มีขนาดใหญ่กว่า (ความจุเท่ากับ 110 ซีซีต่อรอบ) ให้กำลังงานกลได้มากกว่าตัวเล็ก (85.7 ซีซีต่อรอบ) ประมาณ 18-35% โดยกังหันไอตัวใหญ่มีประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิคในช่วง 37-76% และให้กำลังงานกลในช่วง 806–1,926 วัตต์ นอกจากนี้ ผู้วิจัยได้ศึกษาอิทธิพลของการติดตั้งเช็ควาล์ว แล้วเปรียบเทียบสมรรถนะโรงไฟฟ้าระหว่างกรณีติดกับไม่ติด พบว่า การติดเช็ควาล์วช่วยเพิ่มประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิคของกังหันประมาณ 18% แต่กำลังงานกลที่ได้มีค่าลดลง 4-22% สาเหตุเนื่องจากการติดเช็ควาล์วทำให้เกิดความดันสูญเสียจึงทำให้กำลังงานที่ได้ลดลง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

Abstract

The organic Rankine cycle (ORC) power plant has been proposed as a promising technology that can convert low-temperature heat source to electrical energy efficiently. However, implementation of the ORC for low capacity electricity generation is unattractive at the commercial level. To make it more affordable, this study designed and built a 1-kW ORC power plant to search for the operating conditions that make the technology more competitive. To this end, the heat source temperature and the pump speed of this power plant can be changed. Also, the expander of the plant was not a commercial turbine, but it was a modified compressor. Scroll compressors are massively produced to be used in refrigeration and air-conditioning applications and their production technologies are mature. Using a scroll compressor in reverse, as an expander, can reduce the investment cost of low-capacity ORC power plants. In this study, 2 scroll compressors that are available in the automotive air-conditioning market of Thailand were modified and used as the expander. The performances of these 2 scrolls were compared and the plant performance was investigated. A heat source temperature from 100 ˚C to 150˚C was supplied to the plant. It was found that the mechanical power is higher by 18-35% for the larger expander (110 cc/rev) than for the smaller expander (85.7 cc/rev). The larger one provides the isentropic efficiency of 37-76% and the mechanical power of 806-1,926 W. In addition, the effects of check valve installation were examined and compared with those of the tests without check valve installation. It was revealed that the isentropic efficiency increases by 18% while the gross power decreases by 4-22% when the check valve was installed. The decrease of gross power might be due to the pressure loss across the check valve.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญ

หน้า

กิตติกรรมประกาศ ..... ก

บทคัดย่อภาษาไทย ..... ข

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ ..... ค

สารบัญ ..... ง

สารบัญตาราง ..... ฉ

สารบัญรูป ..... ช

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ ..... ญ

บทที่

1 บทนำ 1

2 ปริทัศน์วรรณกรรม และขอบเขตของการวิจัย 3

2.1 เทคโนโลยีผลิตไฟฟ้าสำหรับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ 3

2.2 โรงไฟฟ้า ORC 4

2.3 Expander ประเภทต่าง ๆ ในโรงไฟฟ้า ORC 7

2.4 Scroll expander 9

2.5 ประโยชน์ที่ได้รับจากงานวิจัย 14

3 วิธีดำเนินการวิจัย 15

3.1 ขั้นตอนการศึกษาวิจัย 15

3.2 เครื่องมือและอุปกรณ์ในการศึกษาวิจัย 16

3.2.1 Scroll expander 17

3.2.2 ORC pump 20

3.2.3 Evaporator, condenser, recuperator และ subcooler 21

3.2.4 Thermal oil heater 23

3.2.5 Thermal oil pump 24

3.2.6 Generator 26

3.3 ทำการจัดซื้ออุปกรณ์และประกอบติดตั้งชุดทดสอบ 27

3.3.1 การขึ้นโครงสร้าง 27

3.3.2 การวางตำแหน่งอุปกรณ์ต่าง ๆ และการเดินท่อ 28

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.3.3 การทดสอบการรั่ว 30
3.3.4 การสอบเทียบเครื่องมือวัด 31
3.3.5 การหุ้มฉนวน 35
3.4 สถานที่ศึกษาวิจัย 36
3.5 วิธีการทดลอง 36
3.6 ตัวแปรบ่งชี้สมรรถนะ 39
4 ผลการศึกษาและวิเคราะห์ผล 41
4.1 อิทธิพลของ expander swept volume 41
4.2 อิทธิพลของการติดตั้ง check valve 48
4.3 ปัญหาที่พบระหว่างการทดลอง 53
4.3.1 Shaft seal pump รั่ว 53
4.3.2 การแก้ปัญหา Pump รั่ว 56
4.3.2 การวัดอัตราการไหลของสารทำงาน 57
5 สรุปผลงานวิจัย 60
บรรณานุกรม 62
ภาคผนวก
ภาคผนวก ก. ผลการจำลองทางคณิตศาสตร์ 68
ก.1 การออกแบบต้นแบบโรงไฟฟ้าโออาร์ซีขนาดเล็ก 69
ก.2 การเปรียบเทียบสมรรถนะของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบซับคริติคัล, ซุปเปอร์คริติคัล และไตรแลทเตอรัล สำหรับแหล่งความร้อนอุณหภูมิ 60–90 องศาเซลเซียส 73
ก.3 โค้ดสำหรับการจำลองทางคณิตศาสตร์ของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบ 79
ภาคผนวก ข. ผลการทดลอง 92
ข.1 ผลการทดลอง 93
ภาคผนวก ค. รายละเอียดของอุปกรณ์ในชุดทดลอง 98
ประวัติผู้วิจัย 108

สารบัญตาราง

ตารางที่ **หน้า**

2.1 ORC experimental works 5

2.2 งานวิจัยที่ใช้ volumetric expander ชนิดต่าง ๆ 8

2.3 งานวิจัยที่นำ expander ทั้ง 5 กลุ่มมาใช้งาน 13

3.1 คุณสมบัติของ plate heat exchangers ที่เลือกมาใช้เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 23

3.2 คุณสมบัติของ generator 27

3.3 คุณสมบัติของเครื่องมือวัด 32

3.4 ตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา 38

4.1 Pressure loss และ pressure ratio ในการศึกษาอิทธิพลของการติด check valve 49

ก.1 เงื่อนไขในการจำลอง 70

ก.2 ค่าพารามิเตอร์ที่ใช้ในการจำลองทางคณิตศาสตร์ 74

ก.3 รายชื่อและคุณสมบัติของสารทำงานที่ใช้ 76

ข.1 ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 110 cc/rev 95

ข.2 ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 85.7 cc/rev 96

ข.3 ผลการศึกษาอิทธิพลของ check valve ด้วย expander ขนาด swept volume 110 cc/rev 97

ค.1 รายงานแสดงการใช้จ่ายเงินอุดหนุนการวิจัย 107

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญรูป

รูปที่ **หน้า**

2.1 ผังการทำงานของโรงไฟฟ้า ORC อย่างง่าย 4
2.2 Cost break up ของระบบ ORC ขนาด 50 kW 7
2.3 Expander กลุ่ม volumetric และ dynamic 7
2.4 ลักษณะภายในของ A/C scroll compressor ที่นำมาดัดแปลง 10
2.5 ลักษณะการทำงานของ scroll expander โดยให้สารทำงานขยายตัวภายในตัวเรือน 11
2.6 ตัวอย่างของ off-the-shelf expander และ Self-developed expander 12
3.1 แผนผังชุดทดลอง thermal oil loop และ ORC loop 17
3.2 กราฟสมรรถนะของ compressor TRSA09 18
3.3 ลักษณะภายในของ scroll compressor ยี่ห้อ Sanden 19
3.4 Check valve assembly 19
3.5 (ก) กราฟสมรรถนะ (ข) ลักษณะภายนอก และ (ค) nameplate ของ ORC pump 20
3.6 ลักษณะภายในของ plate heat exchanger 21
3.7 ลักษณะของ plate heat exchanger ที่นำมาใช้งานจริง 22
3.8 ลักษณะ electric heater ที่ใช้ในการอุ่นน้ำมันร้อน 24
3.9 (ก) Quarter section view ภายในตัว pump (ข) ลักษณะ thermal oil pump จริงที่นำมาใช้งาน25
3.10 ลักษณะของ generator Toyota AE101 ที่นำมาใช้งาน 26
3.11 การขึ้นโครงสร้างโรงไฟฟ้าของ ORC loop และ thermal oil loop 28
3.12 การจัดวางอุปกรณ์ของ ORC loop และ Thermal oil loop 29
3.13 การทดสอบการรั่วโดยการอัดอากาศในระบบท่อ 30
3.14 การสอบเทียบ thermocouple 33
3.15 การสอบเทียบ Bourdon tube pressure gage 34
3.16 ลักษณะภายนอกของ torque meter และ dead weight ที่ใช้ในการทดสอบ 34
3.17 การหุ้มฉนวนไฟเบอร์กลาสบนระบบท่อ และอุปกรณ์ที่จำเป็น 35
3.18 ชุด thermal oil และ ORC loop ที่ติดตั้งอยู่ที่อาคารเครื่องมือ 5 36
3.19 ตัวอย่างการเก็บบันทึกผลการทดลอง 39
4.1 กราฟความสัมพันธ์ของพลังงานกลที่ได้ กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump 41

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

4.2 กราฟความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้า กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump 42

4.3 ค่าคุณสมบัติในสภาวะคงตัวจาก pump ประเภทต่าง ๆ 45

4.4 กราฟความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump 44

4.5 กราฟความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ pump กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump 46

4.6 กราฟความสัมพันธ์ของพลังงานกลที่ได้ กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump 48

4.7 กราฟความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้า กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump 50

4.8 กราฟความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump 51

4.9 (ก) ภาพ half-section ของ Mechanical seal (ข) รูปตัวชิ้นงานจริง 53

4.10 Rotameter ที่ใช้งานในการวิจัย 57

4.11 ลักษณะของ Coriolis flowmeter 59

ก.1 (ก) ผังของโรงไฟฟ้า ORC อย่างง่าย (ข) ผังของโรงไฟฟ้า ORC แบบมี IHX (Recuperator) 69

ก.2 (ก) T-s diagram saturated ORC (ข) superheated ORC 71

ก.3 (ก) ORC efficiency without IHX (ข) ORC efficiency with IHX 71

ก.4 (ก) Subcritical ORC (ข) Supercritical ORC และ (ค) Trilateral Rankine Cycle (TLC) 73

ก.5 flow chart ของโปรแกรมที่ใช้จำลอง 75

ก.6 ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบในหน่วยเปอร์เซ็น (%) 77

ก.7 งานสุทธิของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบในหน่วยกิโลวัตต์ (kW) 77

ข.1 ตัวอย่างข้อมูลจาก data logger 93

ข.2 ข้อมูลสมรรถนะอื่นๆ ในไฟล์ excel 94

ค.1 Drawing แสดงขนาดของ ORC pump 99

ค.2 ข้อมูลจำเพาะของ ORC pump 100

ค.3 Exploded view ของ ORC pump series CR 101

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

ค.4 ใบเสนอราคาของ E15H022A-SH จากบริษัท Air squared 102
ค.5 Exploded view ของ Expander series TRSA 103
ค.6 รายการอะไหล่ของ Expander series TRSA 104
ค.7 รายการอะไหล่ของ Expander series TRSA (ต่อ) 105
ค.8 Exploded view ของ generator series AE101 106

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

τ	=	ทอร์กของเพลาขับ generator, N-m
ω_{gen}	=	ความเร็วในการหมุนของ generator, rpm
Δh_{in}	=	ผลต่าง enthalpy ของสารทำงาน ก่อนเข้า และหลังออก expander, kJ/kg
η_{cycle}	=	ประสิทธิภาพรวมของระบบ, %
$\dot{m}$	=	อัตราการไหลของ working fluid, kg/s
P_{shaft}	=	พลังงานกล, W
A/C	=	Air Condition
EPDM	=	Ethylene Propylene Diene Monomer rubber
FKM	=	Fluoroelastomer
$h_{exp,in}$	=	enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้าสู่ expander, kJ/kg
$h_{exp,out}$	=	enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก expander, kJ/kg
$h_{pump,in}$	=	enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้าสู่ pump, kJ/kg
$h_{pump,out}$	=	enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก pump, kJ/kg
HQQV	=	mechanical shaft seal แบบกระปุกโดยหน้าสัมผัสเป็น tungsten carbide และใช้ FKM เป็นวัสดุ seal
$h_{s,exp,out}$	=	enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก expander กรณีที่เกิดการขยายตัวแบบ isentropic, kJ/kg
$h_{s,pump,out}$	=	enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก pump กรณีที่เกิดการอัดตัวแบบ isentropic, kJ/kg
HUBE	=	mechanical shaft seal แบบกระปุกโดยหน้าสัมผัสเป็น silicon carbide และ carbon และใช้ EPDM เป็นวัสดุ seal
HVAC	=	Heating Ventilation and Air Conditioning system
IHX	=	Internal Heat Exchanger หรือ Recuperator ของโรงไฟฟ้า
NIFTE	=	Non-Inertive-Feedback Thermofluidic Engines
ORC	=	Organic Rankine Cycle
P_{pump}	=	พลังงานไฟฟ้าที่ pump ใช้, W
SiC	=	Silicon Carbide

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 1

บทนำ

Organic Rankine Cycle (ORC) คือเทคโนโลยีที่สามารถผลิตไฟฟ้าได้โดยอาศัยแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ (low grade heat source) ที่มีอุณหภูมิน้อยกว่า 370°C ได้อย่างมีประสิทธิภาพ (Hung et al., 1996) ระบบนี้จึงสามารถใช้ร่วมกับเชื้อเพลิงได้หลากหลายชนิด มีความซับซ้อนของระบบน้อย และสามารถนำไปใช้กับแหล่งความร้อนทิ้ง เช่นจากอุตสาหกรรม ไอเสียจากการสันดาปต่าง ๆ ความร้อนจากแสงอาทิตย์ ความร้อนจากใต้พิภพและการเผาชีวมวล โดยประเทศไทยมีการทำเกษตรกรรมอยู่กระจายทั่วทั้งภูมิภาค มีชีวมวลจากการเกษตรและกระบวนการแปรรูปอื่นอีกเป็นจำนวนมาก ซึ่งมีศักยภาพในการนำมาผลิตเป็นพลังงานไฟฟ้า จากการสำรวจ โดยมหาวิทยาลัยรังสิตร่วมมือกับกระทรวงพลังงานพบว่า เชื้อเพลิงชีวภาพเหลือใช้เหล่านี้หากนำมาแปรรูปเป็นพลังงานไฟฟ้าจะมีศักยภาพเพียงพอต่อบ้านกว่า 1.5 ล้านหลังคาเรือน (Department of Alternative Energy Development and Efficiency, 2016)

ในต่างประเทศมีการจำหน่ายชุดโรงไฟฟ้า ORC ขายในเชิงพาณิชย์อย่างแพร่หลาย แต่ราคานำเข้ายังสูงโดยขนาด 5 kW มีราคา 2 ล้านบาท (Yimprasert et al., 2015) โดยโรงไฟฟ้า ORC จะประกอบไปด้วยอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ชนิด ได้แก่ pump, evaporator, turbine และ condenser โดยพบว่าอุปกรณ์ที่แพงที่สุดในเครื่องยนต์ ORC คือ turbine เนื่องจากมีความซับซ้อน มีสัดส่วนราคาประมาณ 25-40% ของราคาลงทุนทั้งระบบ (Garg et al., 2016) และในโรงไฟฟ้าที่ใช้กับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำ มักมีขนาดเล็ก ปัญหาที่ตามมาคือ turbine ขนาดเล็กมักหายาก หรืออาจมีราคาสูง จึงมีผู้เสนอให้ใช้อุปกรณ์อื่นซึ่งทำหน้าที่แทน turbine ได้เช่น expander ซึ่งเดิมทำหน้าที่ลดแรงดัน โดยบางประเภทสามารถทำหน้าที่แทน turbine ได้

อุปกรณ์ในกลุ่ม expander ที่ใช้งานแทน turbine ได้นั้นแบ่งออกเป็น 2 กลุ่ม ได้แก่ กลุ่ม dynamics expander ที่เหมาะกับโรงไฟฟ้าขนาดกลาง-ใหญ่ และกลุ่ม volumetric expander ที่เหมาะกับโรงไฟฟ้าขนาดเล็ก ในการศึกษาโรงไฟฟ้า ORC ขนาด 1 kW ซึ่งจัดเป็นขนาดเล็กจึงนิยมใช้ volumetric expander โดย Chang et al. (2015) ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพของ volumetric expander ขนาดต่ำกว่า 5 kW พบว่า scroll expander มีประสิทธิภาพสูงกว่าประเภทอื่น อีกทั้งยังสามารถดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์ที่มีจำหน่ายทั่วไป และจากการสำรวจพบว่ามีราคาถูกกว่า turbine ประเภทสั่งทำพิเศษถึง 20 เท่า

จากศักยภาพดังกล่าว จึงมีงานวิจัยนำนวนหนึ่งนำคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์มาทำการดัดแปลงเป็น scroll expander สำหรับโรงไฟฟ้า ORCโดยงานวิจัยของ Saitoh et al. (2007) ได้มีการดัดแปลงคอมเพรสเซอร์เป็น expander โดยใช้ความร้อน 140˚C เป็นแหล่งพลังงาน พบว่าประสิทธิภาพของ expander อยู่ที่ 65% และประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าอยู่ที่ 6.5-7.5% ในงานของ Manalakos et al. (2009) ได้ดัดแปลงคอมเพรสเซอร์ประเภทเดียวกันโดยอาศัยแหล่งความร้อนอุณหภูมิ 60˚C ได้ประสิทธิภาพของ expander อยู่ที่ 30-50% และได้ประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าที่ 3.5-5% และในงานวิจัยของ Abadi et al. (2015) ใช้ชุด expander สั่งทำพิเศษสำหรับโรงไฟฟ้า ORC ที่ราคาสูง โดยทดสอบกับแหล่งความร้อนอุณหภูมิ 80-120 ˚C พบว่าประสิทธิภาพของ expander อยู่ที่ 60-70% และประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าอยู่ที่ 6-7% โดยเมื่อเทียบกับงานวิจัยของ Saitoh et al. (2007) และ Manalakos et al. (2009) จะเห็นว่า expander ที่ดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์ ที่มีราคาถูกกว่ามากนั้น มีประสิทธิภาพไม่ต่างจาก expander สั่งทำพิเศษ

ประเทศไทยเองเป็นฐานการผลิตรถยนต์ขนาดใหญ่ของเอเชีย ทำให้มีโรงงานผลิตอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับรถยนต์เป็นจำนวนมาก รวมไปถึงโรงงานผลิตคอมเพรสเซอร์แอร์ยนต์ ผู้วิจัยจึงสนใจที่จะสร้างโรงไฟฟ้า ORC เพื่อนำเอาคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์ในท้องตลาดไทยมาดัดแปลง และทดสอบสมรรถนะ โดยคาดว่าจะสามารถพัฒนาต่อยอดเป็นระบบผลิตไฟฟ้าหนึ่ง ที่มีความเหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศไทย เนื่องจากจะช่วยลดการนำเข้าชุดผลิตไฟฟ้า ORC หรือช่วยให้ราคาของชุดผลิตไฟฟ้าถูกลงได้ เมื่อสำเร็จจะช่วยให้ภาคอุตสาหกรรมที่มีความร้อนทิ้งสามารถผลิตไฟฟ้าใช้เองได้ รวมไปถึงสามารถทำให้เกษตรกรที่มีทรัพยากรชีวมวลผลิตไฟฟ้าใช้ได้เอง

จากที่กล่าวมาข้างต้น นำไปสู่จุดประสงค์ของงานวิจัย ระบบผลิตไฟฟ้า ORC ที่เหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศไทย เพื่อพัฒนาโรงไฟฟ้า ORC เพื่อทดสอบ expander ที่สามารถปรับเงื่อนไขการทำงานต่าง ๆ ได้ เช่น อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 100-150˚C กำลังการผลิตสุทธิ 1 kW เพื่อทดสอบสมรรถนะของ expander ชนิด scroll ที่ดัดแปลงมาจาก A/C compressor รถยนต์

บทที่ 2

ปริทัศน์วรรณกรรม และขอบเขตของการวิจัย

ปัจจุบันจำนวนประชากรในประเทศไทยมีจำนวนเพิ่มขึ้นทุกปี ส่งผลให้ความต้องการอุปโภคบริโภคสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ทำให้ความต้องการใช้พลังงานมากขึ้นตามไปด้วย ปัญหาหนึ่งที่ประเทศไทยเผชิญอยู่ตอนนี้คือด้านความมั่นคงด้านพลังงานโดยมีรายงานการนำเข้าก๊าซธรรมชาติจากประเทศเพื่อนบ้านเพื่อใช้ผลิตไฟฟ้าในสัดส่วนถึง 66% รัฐจึงมีนโยบายส่งเสริมการใช้พลังงานทางเลือก เพื่อมาช่วยแก้ไขปัญหาดังกล่าว (Department of Alternative Energy Development and Efficiency, 2017) โดยต้องการเพิ่มการพึ่งพาพลังงานจากแหล่งพลังงานทางเลือกจากปัจจุบัน 9.87% ให้กลายเป็น 20.11% ใน ค.ศ. 2036

2.1 เทคโนโลยีในการผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ

จากการศึกษาของ Hung et al. (1996) พบว่าหากนำ low temperature heat source เหล่านี้มาใช้ผลิตไฟฟ้าในโรงไฟฟ้าทั่วไปที่ใช้เชื้อเพลิงฟอสซิล ประสิทธิภาพที่ออกมาจะต่ำมาก ดังนั้นการนำ low grade heat source มาแปรรูปเป็นไฟฟ้า จึงมีความแตกต่างจากเทคโนโลยีผลิตไฟฟ้าทั่วไป ซึ่งปัจจุบันมีหลายเทคโนโลยีที่สามารถนำมาใช้ร่วมกับ low grade heat source ได้ เช่น ORC, Kalina, Gasification, Striling engine และ อื่น ๆ โดยได้มีการศึกษาเปรียบเทียบ ORC กับ Kalina cycle ที่มีสารทำงานเป็น น้ำ-ammonia เนื่องด้วย gliding temperature effect ทำให้ประสิทธิภาพของระบบ Kalina สูงกว่า ORC อย่างไรก็ตาม ความดันในระบบต้องสูงกว่าที่ใช้ในโรงไฟฟ้า ORC และต้องมีอุปกรณ์เพิ่มเติมเช่น absorber และ separator อีกทั้ง turbine ต้องใช้งานกับ fluid ในสถานะ mixture ทำให้ turbine อายุการใช้งานสั้น (Abadi et al., 2010)

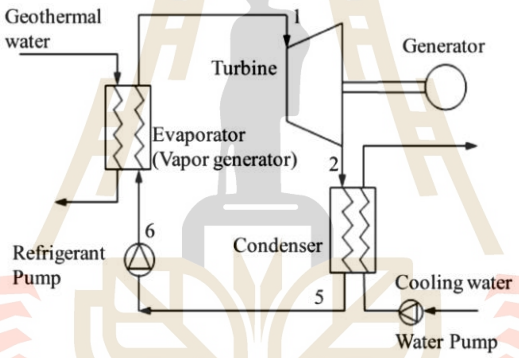
นอกจากนี้ ยังได้มีการเปรียบเทียบ ORC กับการนำเชื้อเพลิงมาผ่านกระบวนการ Gasification ก่อนจึงนำเชื้อเพลิงไปเผาเป็นแหล่งความร้อนของ ORC ซึ่งทำให้ได้อุณหภูมิเผาไหม้ที่สูงกว่าทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรเพิ่มขึ้นจากการเผาชีวมวลโดยตรงซึ่งเพิ่มขึ้นจาก 14% เป็น 26% อย่างไรก็ตาม ระบบมีราคาลงทุนสูงขึ้น 29% ใช้เชื้อเพลิงมากขึ้น 34% และมีงบบำรุงรักษาสูงกว่า 3 เท่าเพราะความยุ่งยากซับซ้อนของระบบที่มากขึ้น (Rentizelas et al., 2009)

Galloni et al. (2015) ได้ทำการเปรียบเทียบโรงไฟฟ้า ORC กับเทคโนโลยีการผลิตไฟฟ้าอีก 3 ตัว ได้แก่ Stirling engine, thermo-electric Seebeck-Peltier system และ Non-Inertive-Feedback Thermofluidic Engines (NIFTE) เปรียบเทียบกับ ORC พบว่า ปัญหาของ Stirling engine คืออุณหภูมิใช้งานค่อนข้างสูง สำหรับ Seebeck-Peltier system จะใช้ Seebeck-Peltier effect ที่เกิดขึ้นบนสารกึ่ง

ตัวนำข้อดีคือได้ผลผลิตเป็นไฟฟ้าทันที อย่างไรก็ตามพบว่าประสิทธิภาพอยู่ ที่ประมาณ 5% สำหรับ NIFTE ข้อดีคือสามารถขับเคลื่อนได้ผลต่างอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนที่ต่ำมาก ๆ ได้ และไม่มีชิ้นส่วนทางกลอยู่เลย อย่างไรก็ตาม เทคโนโลยีนี้ประสิทธิภาพต่ำ และควบคุมการทำงานค่อนข้างยาก

2.2 โรงไฟฟ้า ORC

โรงไฟฟ้า ORC สามารถปรับใช้กับแหล่งความร้อนได้หลายชนิด เนื่องจากสามารถเปลี่ยนสารทำงานภายในระบบได้ โดยยังคงประสิทธิภาพที่น่าพอใจ โดยกระบวนการทำงานของโรงไฟฟ้า ORC เริ่มจาก pump สารทำงานมารับความร้อนจากแหล่งความร้อนบริเวณ evaporator และเปลี่ยนสถานะเป็นไอ จากนั้นไอร้อนที่มีความดันสูงจะไปขับ turbine ของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าทำให้เกิดการผลิตไฟฟ้าขึ้น ดังรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 ผังการทำงานของโรงไฟฟ้า ORC อย่างง่าย

ในขอบเขตของการศึกษานี้ต้องการใช้แหล่งความร้อนที่อุณหภูมิต่ำกว่า 370°C ขนาดโรงไฟฟ้าที่ต้องการสร้างอยู่ในย่าน 1 kW พบว่าระบบ ORC เหมาะที่สุดและสอดคล้องกับที่ Quoilin (2007) ได้สรุปไว้เป็นข้อดังนี้

1. สารทำงานมีจุดเดือดต่ำ จุดเยือกแข็งต่ำมาก ทำให้ทำงานได้ในสภาวะแวดล้อมที่หลากหลาย

2. มีความหนาแน่นและมีค่า heat vaporization ที่สูง ทำให้สามารถเก็บพลังงานในตัวได้มาก และงานที่ได้ที่ turbine สูงเนื่องจากความหนาแน่นที่มากกว่า

3. ปลอดภัย ในปัจจุบันสารทำงานใน ORC มีความปลอดภัย ไม่มีฤทธิ์กัดกร่อน ไม่ไวไฟ และเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม

4. สร้างได้ง่าย-ราคาถูก เนื่องด้วยความดันในการ operate ระบบไม่สูงอุปกรณ์ที่ใช้จึงไม่จำเป็นต้องทนทานเป็นพิเศษ สามารถใช้วัสดุทั่วไปได้ สามารถทำงานได้เป็นวัฏจักรอย่างต่อเนื่องด้วยตัวเองและยังง่ายต่อการบำรุงรักษา

จากการสำรวจย้อนกลับไปในอดีต พบว่ามีการใช้โรงไฟฟ้า ORC มาตั้งแต่ปี 1960 และถูกพัฒนามาอย่างต่อเนื่อง (Bronicki et al., 1988) จนในปัจจุบันมีการวิจัยเกี่ยวกับ ORC อย่างแพร่หลาย เช่นในงานวิจัยของ Qiu et al. (2012) ได้ทดสอบ ORC กับแหล่งความร้อนชนิดเตาเผาชีวมวลโดยใช้เศษไม้อัด เพื่อผลิตทั้งความร้อนและไฟฟ้าสำหรับที่พักอาศัย พบว่าระบบสร้างความร้อนได้ 47.26 kW ไฟฟ้าได้ 861 W และในงานวิจัยของ Yagoub et al. (2006) ได้ทดสอบระบบ ORC ที่ขับเคลื่อนด้วยแหล่งความร้อนจากแสงแดดและก๊าซธรรมชาติ ในอาคารสำนักงานประเทศอังกฤษ ซึ่งพบว่าสามารถช่วยประหยัดค่าไฟฟ้าได้ 30% และลดความต้องการความร้อนจากอาคารได้ 10%

ตารางที่ 2.1 ORC experimental works

Author	Cycle size (kW)	Heat source	Working fluid	Expander type
Macedo et al.	0.5	Biomass (146˚C)	R245fa	Radial turbine
Taccani et al.	2	Parabolic trough Solar collector (72-100˚C)	R245fa	Scroll
Kosmadakis et al.	3	Parabolic trough Solar collector (65–100˚C)	R-404A	Scroll
Torregrosa et al.	1	IC engine exhaust gas (210–240˚C)	ethanol	Swash-plate
Yang et al.	3	Electric heater (100˚C)	R245fa	Scroll
Shu et al.	9.67	IC engine exhaust gas (110-150˚C)	R123	Expansion valve
Pu et al.	2	Diesel boiler (64-93˚C)	R245fa, HFE7100	Axial turbine
Bianchi et al.	0.4	Thermal source (70-120˚C)	R236fa	Rotary vane
Feng et al.	2	Electric heater (110-140˚C)	R123	Scroll

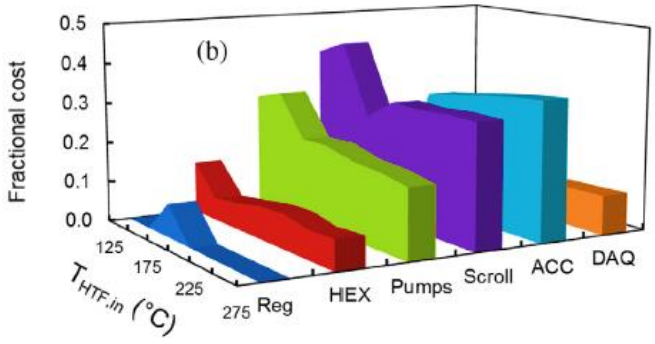
งานของ Wang et al. (2010) ได้มีการทดสอบระบบ ORC ที่ใช้แหล่งความร้อนจากแสงอาทิตย์ที่ประเทศจีนโดยเปรียบเทียบตัวเก็บความร้อนจากแสงอาทิตย์ 2 ชนิดได้แก่ solar collectors และ the plate collectors พบว่าประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้าทั้ง 2 อุปกรณ์อยู่ที่ 4.2% และ 3.2% ตามลำดับ

Zheng et al. (2014) ได้ทำการทดลองนำไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลขนาด 336 แรงม้าใช้เป็นแหล่งความร้อนของ ORC พบว่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์มีค่า 43.8% เพิ่มขึ้น 1.53% และประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าของ ORC อยู่ที่ 6.48% ผลิตไฟฟ้าได้ 10.38 kW

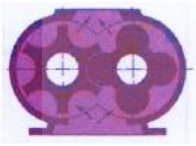
Endo et al. (2007) ได้นำ ORC ไปต่อพ่วงนำไอเสียจากเครื่องยนต์เบนซิน V116-3 มาใช้ พบว่าประสิทธิภาพเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นจาก 28.9% เป็น 32.7% จะเห็นว่างานวิจัยเกี่ยวกับโรงไฟฟ้า ORC นั้นสามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้กับแหล่งความร้อนหลายชนิด

ในปัจจุบันโรงไฟฟ้า ORC ถูกใช้งานอย่างแพร่หลายแล้วในไทย โดยมักจะใช้ร่วมกับแหล่งความร้อนจากการเผาขยะ โดยขนาดของโรงไฟฟ้าที่ใช้งานกันทั่วไปจะอยู่ที่ 240-50,000 kW และราคาลงทุนต่อหน่วยกำลังการผลิตไฟฟ้าจะอยู่ที่ 50,000-100,000 บาท/kW และหากโรงไฟฟ้ามีขนาดเล็กลง แนวโน้มราคาลงทุนจะสูงขึ้น อย่างไรก็ตามโรงไฟฟ้า ORC ขนาดเล็กมีชุดเด่นคือ เหมาะสำหรับใช้งานในพื้นที่ห่างไกลสายส่งกำลัง โดยสามารถใช้แหล่งความร้อนที่มีในพื้นที่เพื่อผลิตไฟฟ้าได้ เช่น ชีวมวล หรือแหล่งความร้อนใต้พิภพ แต่ปัญหาคือโรงไฟฟ้าที่มีขนาดเล็กกว่า 50 kW จะมีงบลงทุนสูง ระยะคืนทุนนาน ไม่คุ้มค่าที่จะสร้าง จึงได้มีการศึกษาวิจัยในทิศทางที่ต้องการลดต้นทุนของโรงไฟฟ้า ORC ขนาดเล็กเพื่อแก้ปัญหาดังกล่าว

จากการสำรวจงานวิจัยเชิงทดลองของโรงไฟฟ้า ORC พบว่างานวิจัยลักษณะนี้ได้รับความสนใจจากนักวิจัยอย่างแพร่หลาย ดังที่ผู้วิจัยได้รวบรวมไว้ในตารางที่ 2.1 ได้มีการจับคู่ระบบ ORC กับแหล่งความร้อนหลายชนิด เช่น จากชีวมวล แสงอาทิตย์ ไอเสียเครื่องยนต์สันดาปภายใน รวมไปถึงแหล่งความร้อนจำลองอื่น ๆ ในย่านอุณหภูมิ 64–240°C และขนาดของระบบ ORC อยู่ในช่วง 0.4–9.67 kW โดยจัดอยู่ในกลุ่มโรงไฟฟ้าขนาดเล็ก จะเห็นว่า งานวิจัยในสเกลนี้กำลังเป็นที่สนใจ และมีศักยภาพที่ยังสามารถพัฒนานำไปใช้จริงได้



รูปที่ 2.2 Cost break up ของระบบ ORC ขนาด 50 kW โดยเป็น lowest specific costs ที่ค่าอุณหภูมิของ heat transfer fluid ค่าต่าง ๆ (Garg et al., 2016)

volumetric expanders				dynamic expanders		
$work = \int vdp$				$work \sim u^2$		
						
piston	screw	scroll	vane	axial	cantilever	radial

รูปที่ 2.3 Expander กลุ่ม volumetric และ dynamic (Weiß et al., 2015)

จากรูปที่ 2.1 ส่วนประกอบของโรงไฟฟ้า ORC จะประกอบด้วย 4 อุปกรณ์ โดยอุปกรณ์ที่เป็นหัวใจสำคัญ คือ turbine และเป็นส่วนที่มักมีราคาสูงในโรงไฟฟ้า โดยรูปที่ 2.2 แสดงสัดส่วนราคาของอุปกรณ์ต่าง ๆ ในโรงไฟฟ้า ORC โดยพบว่าราคาของ scroll expander มีสัดส่วนราคาสูงที่สุด คิดเป็นประมาณ 40% ของราคาลงทุนทั้งระบบ หากลดราคาส่วนนี้ลงได้จะทำให้โรงไฟฟ้าถูกลงได้มาก ซึ่งสามารถทำได้โดยหาอุปกรณ์ที่มีราคาที่ถูกกว่าแต่ยังคงมีศักยภาพสูงมาแทน เช่น expander ประเภทต่าง ๆ

2.3 Expander ประเภทต่าง ๆ สำหรับโรงไฟฟ้า ORC

มีงานวิจัยที่ได้ทำการจำแนก expander ออกเป็น 2 กลุ่มตามรูปที่ 2.3 ได้แก่ กลุ่ม volumetric และกลุ่ม dynamics expander (Weiß et al., 2015) ซึ่ง 2 ชนิดนี้มีวิธีการสกัดเอาพลังงานในสารทำงานออกมาด้วยวิธีที่ต่างกัน โดยกลุ่ม volumetric expander จะอาศัยการกระบวนการขยายตัวของสารทำงานที่มีความดันสูงเป็นหลัก ในขณะที่ dynamics expander จะดึงเอาพลังงานจลน์ของสารทำงานที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็วที่สูง ทำให้โดยปกติแล้วกลุ่ม dynamics expander จะต้องการ mass flow rate สูง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สิ่งที่ตามมาคือความเร็วรอบในการหมุนของ expander ประเภทนี้จะสูงเมื่อเทียบกับที่กลุ่ม volumetric ต้องการ โดยมีความเร็วการหมุนที่ต้องการอยู่ในช่วง 10,000 rpm ขึ้นไป

ในทางตรงกันข้าม volumetric expander จะต้องการ mass flow rate ต่ำ และต้องการ pressure ratio ที่สูงแทน โดยปกติรอบการทำงานจึงอยู่ที่ 1000-3000 rpm ทำให้สามารถนำไปต่อพ่วงกับ generator ทั่วไปที่ใช้กันในท้องตลาดได้โดยตรงโดยไม่ต้องมีอุปกรณ์ทดรอบ เมื่อเทียบลักษณะ expander ประเภทนี้กับขอบเขตของงานวิจัย จึงพบว่ากลุ่ม volumetric expander จะเหมาะกว่ากับโรงไฟฟ้าขนาดเล็ก และต้องการความเรียบง่ายของระบบ

ตารางที่ 2.2 งานวิจัยที่ใช้ volumetric expander ชนิดต่าง ๆ (Chang et al., 2015)

Authors	Working fluid	Expander type	η_{exp}	η_{cycle}	W_{exp} (kW)
Nguyen et al.	n-Pentane	Radial turbine	49.8	4.3	1.44
Li et al.	R123	Radial turbine	54-68	4.6-8.2	0.7-2.4
Pei et al.	R123	Radial turbine	65	6.8	1.36
Chang et al.	R245fa	Scroll	60.7-80	4.24-7.77	0.53-1.74
Zhou et al.	R245fa	Scroll	No data	2-8.5	0.075-0.645
Quoilin et al.	R123	Scroll	42-68	1.7-7.4	0.4-1.8
Bracco et al.	R245fa	Scroll	57-74	7-8.7	1.05-1.5
Declaye et al.	R245fa	Scroll	27-75.7	0.1-8.54	0.21-2.1
Yun et al.	R245fa	Scroll	44-61.4	3.2-7.5	0.25-3.3
Saitoh et al.	R113	Scroll	65	11	0.35
Manolakos et al.	R134a	Scroll	30-50	3.5-5	0.2-0.95
Farrokhi et al.	Isopentane	Multi-vane	37-45.5	2.59-3.1	0.059-0.15
Qiu et al.	HFE7000	Multi-vane	52.4-55.5	3.73-3.89	1.66-1.72
Zheng et al.	R245fa	Rolling-piston	40-43	5-6	0.18-0.35

2.4 Scroll expander

Chang et al. (2015) ได้ทำการรีวิวงานวิจัยที่ใช้ volumetric expander ขนาดตั้งแต่ 5 kW ลงมา ดังตารางที่ 2.2 พบว่าชนิดที่มีประสิทธิภาพสูงคือชนิด scroll โดยมีประสิทธิภาพของ expander สูงถึง 80%

ในงานของ Qiu (2011) ได้วิจัยเชิงทดลองเปรียบเทียบ scroll expander กับ expander ชนิดอื่น ๆ เช่น แบบ radial turbine, multi-vane และ rolling-piston โดยพบจุดเด่นของ scroll expander ดังนี้

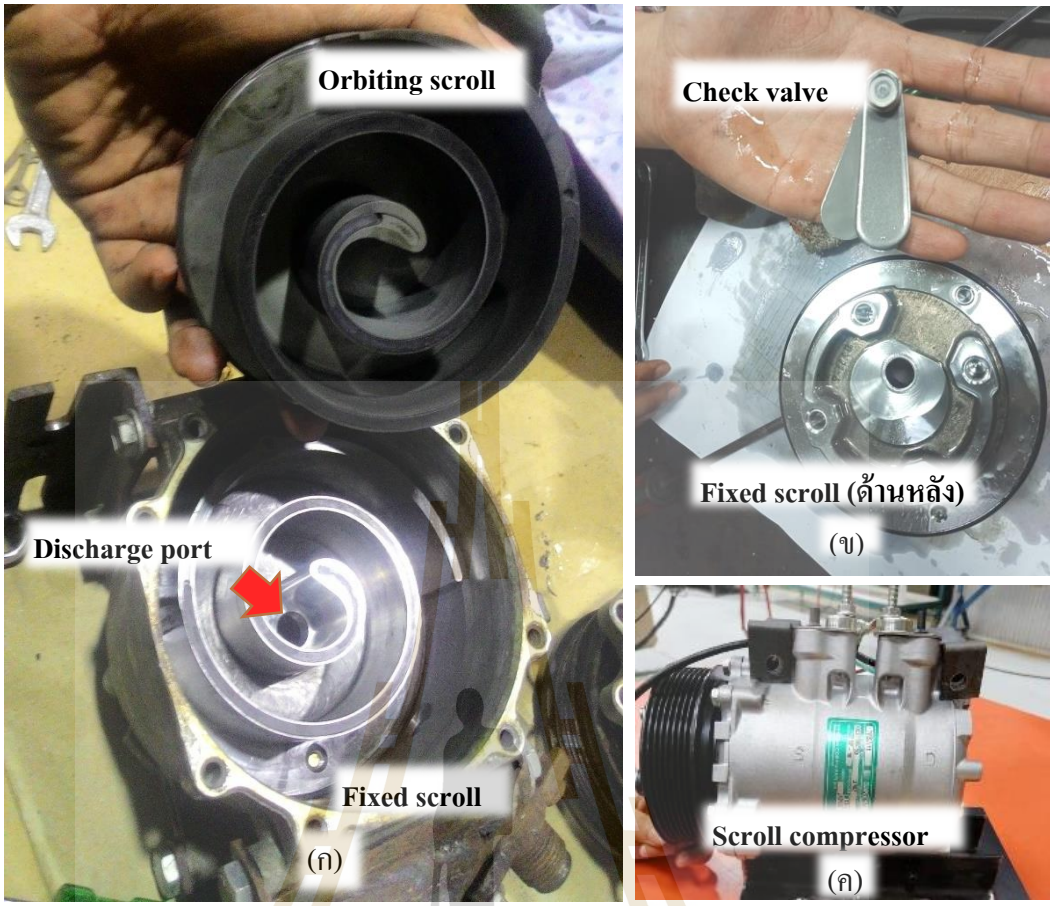
1. สามารถใช้งานกับสารทำงานสถานะ mixture ได้ ไม่จำเป็นต้องเป็นไอยิ่งยวดดังที่ turbine ทั่วไปต้องการ
2. มีขนาดเล็กกะทัดรัด
3. ราคาถูกเพราะสามารถดัดแปลงจากของ A/C compressor สำหรับใช้ในรถยนต์
4. ประสิทธิภาพสูงดังตารางที่ 2.2 คอลัมน์ที่ 4
5. มีชิ้นส่วนเคลื่อนไหวน้อย ง่ายต่อการดัดแปลงและบำรุงรักษา

จากรายชื่องานวิจัยในตารางที่ 2.2 Scroll expander ที่ใช้ส่วนใหญ่จะถูกดัดแปลงมาจาก A/C automotive compressor ซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 2.4 สาเหตุที่การใช้งานลักษณะนี้เป็นที่นิยมเนื่องด้วยตัวอุปกรณ์ที่เป็น open drive สามารถต่อพ่วงกับอุปกรณ์ generator ได้ง่าย และสะดวกต่อการดัดแปลงแก้ไขเมื่อเทียบกับชนิด semi hermetic และ hermetic scroll ซึ่งใช้งานในระบบปรับอากาศ

สำหรับส่วนประกอบของ scroll expander ประเภทนี้จะมี 2 ส่วนหลักตามรูปที่ 2.4 ดังนี้

1. Fixed scroll จะเป็นส่วนที่อยู่กับที่ และมีการเจาะรูตรงกลางเพื่อให้สารทำงานที่มีแรงดันสูง เข้ามาขยายตัวในตัวเรือนของ expander
2. Orbiting scroll จะเคลื่อนไหวในตอนที่สารทำงานขยายตัว และไปหมุนเพลาให้ได้พลังงานกลไปขับ generator ต่อไป

โดยการเคลื่อนที่เพื่อขยายตัว ของสารทำงานในตัวเรือน scroll expander จะเป็นตามรูปที่ 2.5 ซึ่งความเข้มของสีแดงบอกถึงความดันของสารทำงาน ณ ขณะนั้น โดยสารทำงานจะเข้ามาที่รูตรงกลางหรือเดิมตอนเป็น compressor เรียกว่า discharge port ดังรูปที่ 2.4 ซึ่งจะทำหน้าที่เป็น suction port แทนเมื่อทำงานเป็น expander จากนั้นสารทำงานจะขยายตัวออกในแนวสัมผัสส่วนโค้ง ซึ่งจะทำให้ orbiting scroll เคลื่อนที่ในลักษณะโคจรรอบจุดศูนย์กลาง ทำให้เกิดการหมุนของเพลาขับต่อไป

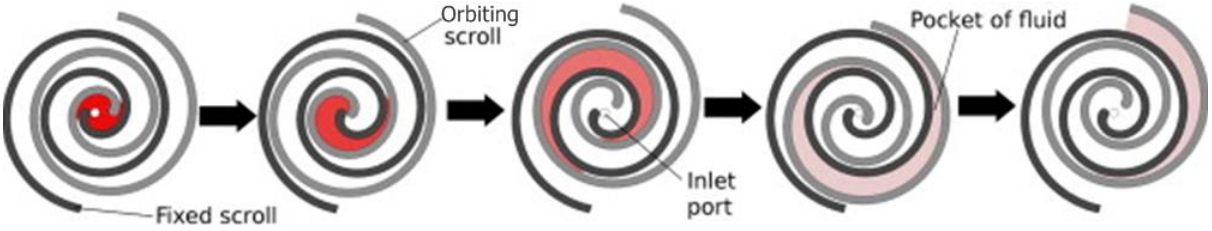


รูปที่ 2.4 ลักษณะภายในของ A/C scroll compressor ที่นำมาดัดแปลง (ก) ภายในของห้องที่ทำหน้าที่อัดสารทำงาน (ข) ตำแหน่งติดตั้ง check valve ส่วนหลังของ scroll (ค) ลักษณะภายนอกของ compressor

โดยในตารางที่ 2.3 ได้ทำการรวบรวม scroll expanders ที่ถูกนำมาใช้งานในโรงไฟฟ้า ORC โดยสามารถจัดกลุ่มได้เป็น 5 กลุ่ม ได้แก่

1. แบบซื้อสำเร็จ (off-the-shelf expander)
2. ดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์อัดอากาศ (modified air compressor)
3. ดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์บ้าน (modified HVAC compressor)
4. ออกแบบสร้างโดยผู้วิจัยเอง (self-developed) และ
5. ดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์ (modified car compressor)

ซึ่งแต่ละประเภทจะมีลักษณะเด่นแตกต่างกันออกไป ดังนี้

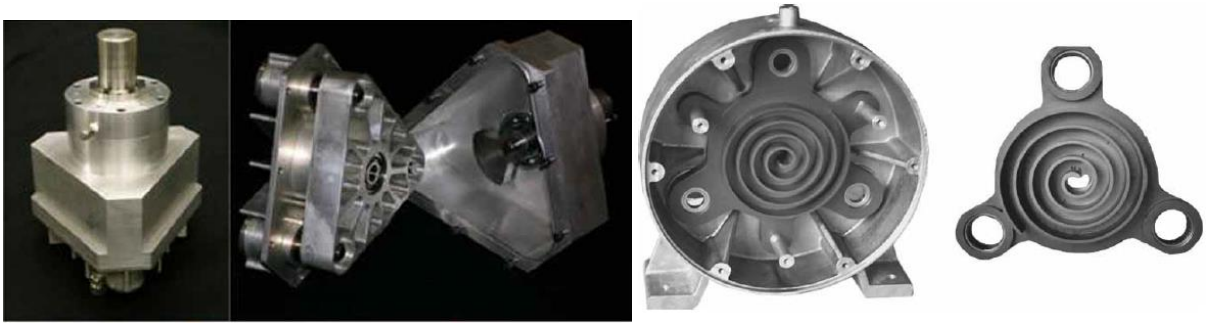


รูปที่ 2.5 ลักษณะการทำงานของ Scroll expander โดยให้สารทำงานขยายตัวภายในตัวเรือน

กลุ่มที่ 1 แบบซื้อสำเร็จ มีจุดเด่นตรงประสิทธิภาพสูงกว่ากลุ่มอื่น โดยมีค่าอยู่ในช่วง 45-78% และสะดวกต่อการใช้งาน-ติดตั้ง เนื่องจากผลิตมาสำหรับใช้ในโรงไฟฟ้าโดยเฉพาะ ไม่ต้องการการหล่อลื่น แต่มีราคาสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกลุ่มอื่น ๆ จากตารางที่ 2.3 จะเห็นว่า off-the-shelf expander ที่ผลิตโดยบริษัท Air squared เป็นรุ่นได้รับความนิยม ซึ่งใช้งานโดย 4 งานวิจัย จากการสำรวจราคาพบว่ารุ่นดังกล่าวมีราคาเริ่มต้นที่ 150,000 บาทต่อชุด โดยดูราคาได้ในส่วนภาคผนวก ค. รูปที่ ค.4

กลุ่มที่ 2 scroll expander ที่ดัดแปลงจากคอมเพรสเซอร์อัดอากาศมักจะมีจุดเด่นคือไม่ต้องการการหล่อลื่น ประสิทธภาพการขยายตัวดี อยู่ในช่วง 42-73% ราคาถูกกว่าแบบซื้อสำเร็จ แต่ต้องการการดัดแปลงพอสมควร เช่นต้องมีการถอดพัดลมหล่อเย็นออก และต้องสร้างตัวเรือนหุ้มอีกชั้นเพื่อป้องกันสารทำงานรั่วออก เนื่องด้วย air compressor เป็นแบบเปิด (open-drive) ซึ่งมีการประกอบที่ไม่มิดชิดมากนัก

กลุ่มที่ 3 expander ซึ่งดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์บ้าน พบว่ามีประสิทธิภาพการขยายตัวสูงที่สุดเทียบกับทุกแบบที่ 85% อย่างไรก็ตาม คอมเพรสเซอร์ประเภทนี้ทั้งหมดเป็นแบบปิด (hermetic compressor) ซึ่งมักจะรวมมอเตอร์ขับ และคอมเพรสเซอร์ไว้ในตัวเรือนเดียวกันและมีลักษณะมิดชิดมาก การแก้ไข้คอมเพรสเซอร์ประเภทนี้จึงค่อนข้างยุ่งยากเนื่องจากต้องผ่าตัวเรือนเพื่อเข้าถึงส่วน scroll เพื่อถอดมอเตอร์ และ Internal discharge valve ภายใน โดยหลังจากดัดแปลง expander ประเภทนี้จะต้องสร้างตัวเรือนใหม่หุ้มระบบ ซึ่งค่อนข้างยุ่งยาก



รูปที่ 2.6 ตัวอย่างของ manufactured expander และ self-designed expander

กลุ่มที่ 4 ประเภทที่ต้องออกแบบ-สร้างโดยผู้วิจัยเอง ซึ่ง expander ลักษณะนี้จะต้องใช้องค์ความรู้ และค่าใช้จ่ายมาก และยากต่อการทำซ้ำ แต่จะทำให้ได้ expander ที่มีสมรรถนะตรงตามที่ต้องการ ตัวอย่างงานวิจัยที่มีการออกแบบ scroll expander เองจะแสดงในรูปที่ 2.6

กลุ่มที่ 5 ประเภทที่ดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์ เป็นแบบที่มีจุดเด่นคือราคาถูกที่สุดอยู่ที่ราว 3,000–10,000 บาท การดัดแปลงนั้นทำได้ง่าย และแทบไม่มีค่าใช้จ่าย โดยสามารถใช้งานได้ทันทีเมื่อถอด check valve ดังรูปที่ 2.4 แต่ข้อเสียของประเภทนี้คือ ประสิทธิภาพการขยายตัวค่อนข้างต่ำที่ 65%

อย่างไรก็ตาม มีนักวิจัยที่สนใจศึกษาสมรรถนะของ expander กลุ่มที่ 5 เป็นจำนวนมาก ด้วยปัจจัยดึงดูดด้านราคา และศักยภาพด้านอื่น ๆ ที่ยังพัฒนาให้ดีขึ้นได้ และด้วยข้อได้ปรียบหนึ่งที่ประเทศไทยที่เป็นฐานการผลิตรถยนต์ขนาดใหญ่ ซึ่งมีโรงงานผลิตคอมเพรสเซอร์รถยนต์อยู่มาก จึงทำให้อุปกรณ์นี้หาได้ง่าย และมีราคาถูกมากเมื่อเทียบกับแบบอื่น ๆ จึงเป็นการดีหากผู้วิจัยสามารถนำอุปกรณ์ในพื้นที่เหล่านี้มาดัดแปลง และทดสอบสมรรถนะ โดยทำการสร้างโรงไฟฟ้า ORC ขึ้นมาเพื่อทดสอบอุปกรณ์ดังกล่าว โดยคาดว่างานวิจัยนี้จะสามารถพัฒนาต่อยอดเป็นระบบผลิตไฟฟ้าหนึ่งที่มีความเหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศไทย

จากข้อมูลที่ได้กล่าวมาทั้งหมด นำไปสู่จุดประสงค์ของงานวิจัย ระบบผลิตไฟฟ้า ORC ที่เหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศไทย ซึ่งมีแนวคิดที่จะพัฒนาโรงไฟฟ้า ORC เพื่อทดสอบ expander ที่สามารถปรับเงื่อนไขการทำงานต่าง ๆ ได้ เช่น อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 100-150°C กำลังการผลิตสุทธิ 1 kW เพื่อทดสอบสมรรถนะของ expander ชนิด scroll ที่ดัดแปลงมาจาก A/C compressor รถยนต์

ตารางที่ 2.3 งานวิจัยที่นำ expander มาใช้งาน

Authors	Scroll category	Modifications	η_{exp} (%)	η_{cycle} (%)	Working fluid	Heat source temp. (˚C)
Peterson, 2008	Off-the-shelf expander (Air squared E15H22N4.25)	-	45-50	4.3-7.2	R123	165-183 (thermal oil)
Galloni, 2015	Off-the-shelf expander (Air squared E15H22N4.25)	-	-	4-9	R245fa	75-95 (steam boiler)
Abadi, 2015	Off-the-shelf expander (Air squared E15H22N4.25)	-	60-70	6-7	R245fa	80-120 (steam boiler)
Zhu, 2016	Off-the-shelf expander (Air squared E15H22N4.25)	-	65-78	0.5-2	R134a	100 (steam boiler)
Aoun, 2008	Modified air compressor	Fan removed; tip seal replaced	42-48	-	Vapor	100 (thermal oil)
Quoilin, 2007	Modified air compressor	Fan removed,thicker tip seal replaced	42-68	5.1-9.9	R123	53.4-163.2 (hot air)
Declaye, 2010	Modified air compressor	Fan removed	-	3.2-7.4 2.4-5.5	HFE7000 R245fa	80-120 (hot air)
Zhou, 2013	Modified air compressor	Insulated	-	2-8.5	R123	90-220 (flue gas)
Yun, 2015	Modified air compressor	Shell re-build, ball bearing and lip seal added	54-62	7.3-7.6	R245fa	120 (steam boiler)
Change, 2015	Modified air compressor (Anest Iwata SL-165E)	Insulated	65-73.1	6.7-9.44	R245fa	100 (steam boiler)
Bracco, 2013	Modified HVAC compressor	N/A	60-74	7.1-8.1	R245fa	100-150 (steam boiler)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

Kosmadakis, 2016	Modified HVAC compressor (Copeland ZP137KCE-TFD)	Inlet volume modified	20-85	1-4	R404A	65-100 (steam boiler)
Change, 2014	1. Modified HVAC compressor, 2. Modified car compressor	1. Scroll tip chamfered, 2. Check valve removed	72-77 61-69	4.9-7.7 4.7-6	R245fa	50-110 (steam boiler)
Oroz, 2015	1. Modified HVAC compressor (Copeland ZP51K5e), 2. Modified car compressor (Denso SCSA6)	1. -, 2. Check valve removed	18-64 25-76	-	R245fa	150 (solar thermal)
Kim, 2007	Self-developed	-	35-40	-	Vapor	139-145 (vapor)
Saitoh, 2007	Modified car compressor	Check valve removed	65	6.5-7.5	R113	140 (solar thermal)
Manolakos, 2009	Modified car compressor	Check valve removed	30-50	3.5-5	R134a	37-60 (steam boiler)
Twomay, 2015	Modified car compressor (Sanden TRSA09)	Check valve removed	-	3.47	R245fa	80-120 (thermal oil)
Liu, 2019	Modified car compressor (AOTECAR ATC-066)	Check valve removed	22-43	-	R123	90-150 (thermal oil)

2.5 ประโยชน์ที่ได้รับจากงานวิจัย

2.5.1 มีองค์ความรู้และเข้าใจอิทธิพลของตัวแปรที่สำคัญ ถือเป็นผลสัมฤทธิ์เบื้องต้น

2.5.2 สามารถออกแบบระบบที่เหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศไทยได้

2.5.3 มีส่วนผลักดันให้เกิดความร่วมมือกับภาครัฐและเอกชนเพื่อนำความรู้นี้ไปใช้อย่างเป็นรูปธรรม

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีธนบุรี

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

รายงานนี้นำเสนอการสร้างโรงไฟฟ้า ORC เพื่อใช้ทดสอบหา scroll expander ที่มีสมรรถนะดี เพื่อนำไปสู่การหา ระบบผลิตไฟฟ้า ORC ที่เหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศไทย โดยการศึกษารูปแบบการสร้างโรงไฟฟ้าจากปริทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง จากนั้นนำผลออกแบบมาจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้โปรแกรม MATLAB เพื่อพิสูจน์ความเป็นไปได้ จากนั้นทำการจัดซื้อและสร้างชุดระบบโรงไฟฟ้า และทำการทดสอบสมรรถนะของ scroll expander บนโรงไฟฟ้านี้

โดยคาดว่าผลที่ได้จากงานวิจัยจะเป็นองค์ความรู้ในการเลือกใช้ scroll expander ที่เหมาะสมกับโรงไฟฟ้า ORC องค์ความรู้ในการสร้างโรงไฟฟ้า ORC รวมไปถึงได้เงื่อนไข ลักษณะการควบคุมระบบโรงไฟฟ้าที่เหมาะสม เพื่อพัฒนาเทคโนโลยีผลิตไฟฟ้าเป็นทางเลือกในการเพิ่มกำลังการผลิตพลังงานไฟฟ้าสำหรับประเทศไทยต่อไป

3.1 ขั้นตอนการศึกษาวิจัย

3.1.1 ค้นคว้าข้อมูลที่เกี่ยวข้อง ซึ่งเป็นกระบวนการสำหรับรวบรวมข้อมูลที่มีความจำเป็นสำหรับการศึกษาวิจัย ได้แก่

- หลักการและทฤษฎีสำหรับ Organic Rankine Cycle
- การคำนวณเชิงคณิตศาสตร์สำหรับ Organic Rankine Cycle
- ผลการศึกษาวิจัยที่เกี่ยวข้อง ซึ่งข้อมูลส่วนนี้ได้แจกแจงไว้แล้วในส่วนบทนำและปริทัศน์วรรณกรรม

3.1.2 คำนวณการทำงานของระบบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ด้วย MATLAB โดยผู้วิจัยได้ทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และทำการจำลองหาสภาวะที่ดีที่สุดของโรงไฟฟ้าโดยผังการทำงานของโรงไฟฟ้าและเงื่อนไขในการจำลองจะเป็นไปตามเนื้อความในภาคผนวก ก โดยได้ข้อสรุปดังนี้

- สารทำงานที่เหมาะสมกับโรงไฟฟ้าคือ R245fa อุณหภูมิแหล่งความร้อนที่เหมาะสมกับการใช้งานกับ R245fa คือช่วงตั้งแต่ 130°C ขึ้นไป ซึ่งประสิทธิภาพเริ่มคงที่ประมาณ 9%
- การติดตั้ง IHX ทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรสูงขึ้น ในกรณี superheated ประสิทธิภาพจะเพิ่มโดยเฉลี่ย 1.5 % ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุดเป็น 10.8%

- การติดตั้ง IHX ทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรสูงขึ้น ในกรณี superheated ประสิทธิภาพจะเพิ่มโดยเฉลี่ย 1.5 % ทำให้ประสิทธิทางความร้อนสูงสุดที่ เป็น 10.8% ในกรณี saturated ประสิทธิภาพทางความร้อนจะเพิ่มเฉลี่ย 0.5% และประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นได้นั้นจะช่วยลดความต้องการความร้อนที่ต้องจ่ายให้สู่ระบบ ซึ่งช่วยให้ประหยัดเชื้อเพลิง รวมไปถึงงานที่ต้องจ่ายให้ pump ด้วย

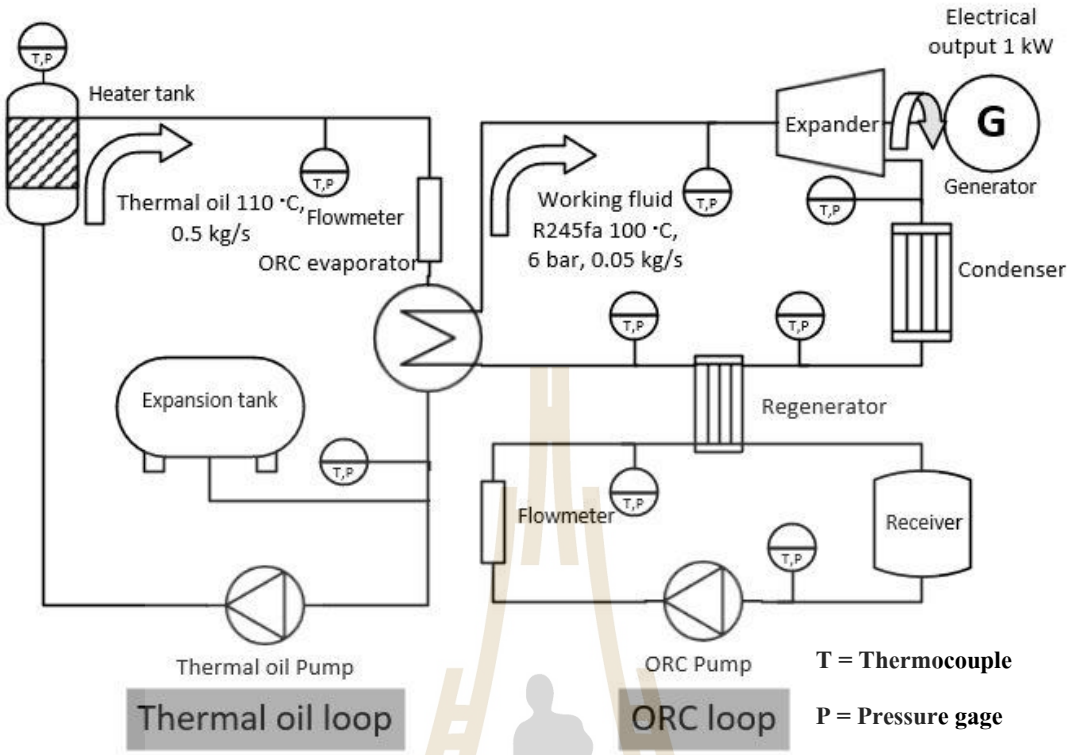
นอกจากนี้ ผลของการจำลองเชิงคณิตศาสตร์ได้ถูกเผยแพร่แล้วในปี 2017 (Hinlailoed and Koonsrisuk, 2017) และได้ทำการพัฒนาโปรแกรมต่อเพื่อใช้ในการออกแบบและตรวจสอบความถูกต้องของการทดลองเป็นระยะ ๆ โดยตัวโปรแกรมจะมี flowchart การคำนวณระบุไว้ในส่วนภาคผนวก ก และได้เผยแพร่งานวิจัยของโปรแกรมที่ถูกพัฒนาต่อในปี 2019 (Hinlailoed and Koonsrisuk, 2019)

นอกจากนี้ ยังได้ทำการค้นคว้าข้อมูลของอุปกรณ์ต่าง ๆ ในด้านคุณสมบัติและราคา เพื่อประเมินขนาดของชุดทดสอบที่สามารถสร้างได้ ตามงบประมาณที่มี (445,000 บาท) โดยในขั้นตอนนี้จะทำการกำหนดรายการและคุณสมบัติของอุปกรณ์ที่ต้องการ แล้วติดต่อบริษัทที่จำหน่ายอุปกรณ์เพื่อขใบเสนอราคาอย่างน้อย 3 บริษัทต่ออุปกรณ์ โดยจะพิจารณาซื้อจากเจ้าที่อุปกรณ์มีคุณสมบัติเทียบเท่าเงื่อนไขที่ต้องการ และเสนอราคาถูกที่สุด โดยจะได้ทำการแจกแจงการใช้งบประมาณแยกไว้อีกส่วนงบค่าใช้จ่ายในตารางที่ ค.1 ส่วนภาคผนวก ค.

3.2 เครื่องมือและอุปกรณ์ในการศึกษาวิจัย

อุปกรณ์ที่สำคัญในระบบจะแบ่งออกเป็นส่วน thermal oil loop เพื่อใช้สำหรับจำลองแหล่งความร้อน และ ORC loop ซึ่งเป็นโรงไฟฟ้าดังรูปที่ 3.1 ซึ่งจะขออธิบายหลักการทำงาน และหน้าที่ของอุปกรณ์ต่าง ๆ ดังนี้

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

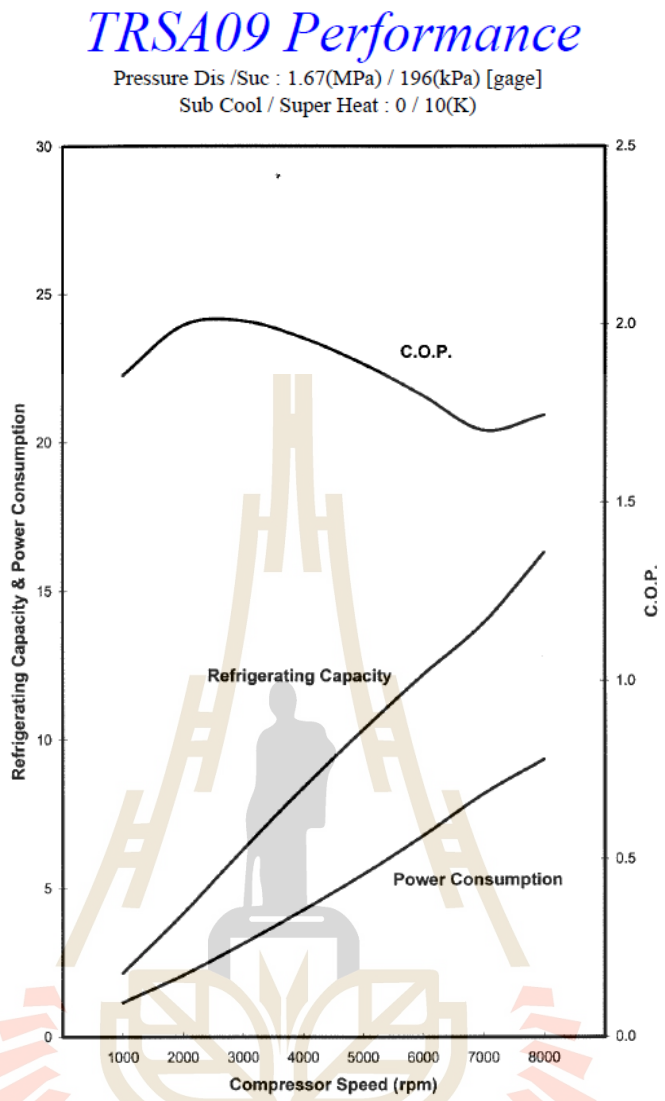


รูปที่ 3.1 แผนผังชุดทดลอง thermal oil loop และ ORC loop

3.2.1 Scroll expander

ในการศึกษานี้ ต้องการดัดแปลงคอมเพรสเซอร์แอร์รถยนต์เพื่อทำหน้าที่ scroll expander โดยเลือกจำนวน 2 รุ่น ได้แก่ คอมเพรสเซอร์ ยี่ห้อ Sanden รุ่น TRSA09 และ TRSA11 ซึ่งมีปริมาตรกวาดต่อรอบ (swept volume) เท่ากับ 85.7 และ 110 cc/rev ตามลำดับ และมี design pressure ratio เท่ากัน คือ 6 โดยกราฟสมรรถนะของคอมเพรสเซอร์รุ่น TRSA09 มีลักษณะตามรูปที่ 3.2

เหตุผลที่เลือกคอมเพรสเซอร์ยี่ห้อนี้ เนื่องจากมีงานวิจัยที่เลือกใช้มาก่อนและพบว่า ระบบมีประสิทธิภาพไม่แตกต่างจากที่การเลือกใช้ยี่ห้ออื่น (Twomay, 2015) และพบว่า ยี่ห้อนี้มีโรงงานผลิตในประเทศไทย และใช้งานในรถยนต์หลายรุ่น จึงสะดวกในการจัดซื้อและหาข้อมูล

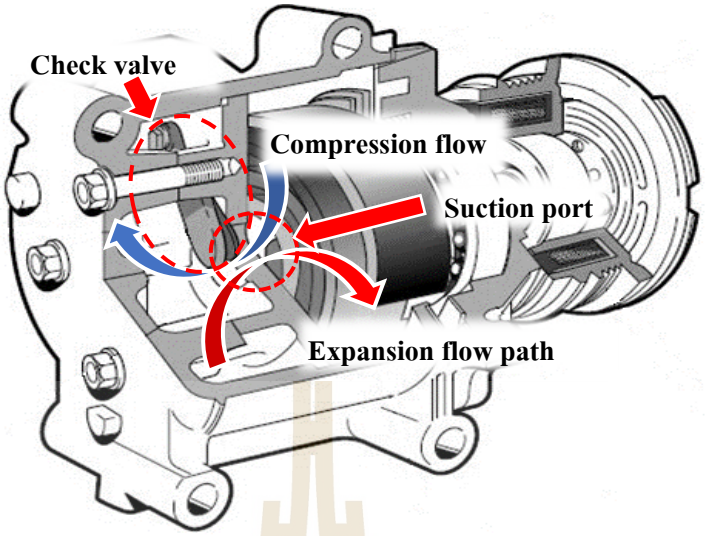


รูปที่ 3.2 กราฟสมรรถนะของ compressor TRSA09

ในการดัดแปลงคอมเพรสเซอร์ให้ทำหน้าที่ expander ต้องสลับเส้นทางเข้า-ออกของสารทำงาน กล่าวคือ

- สารทำงานไหลเข้าที่ช่องออกของคอมเพรสเซอร์
- ขยายตัวภายในช่องระหว่าง orbiting กับ fixed scrolls ทำให้ได้งานออกมา
- แล้วสารทำงานไหลออกที่ช่องเข้าของคอมเพรสเซอร์

เพื่อจะทำเช่นนั้นได้ ต้องถอด check valve ออก โดย valve นี้อยู่ที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์ ดังรูปที่ 3.3 ทำหน้าที่ป้องกันสารทำงานไหลย้อนกลับ



รูปที่ 3.3 ลักษณะภายในของ scroll compressor ยี่ห้อ Sanden ในวงกลมคือ check valve ที่ทำหน้าที่กันสารทำงานไหลย้อนกลับ

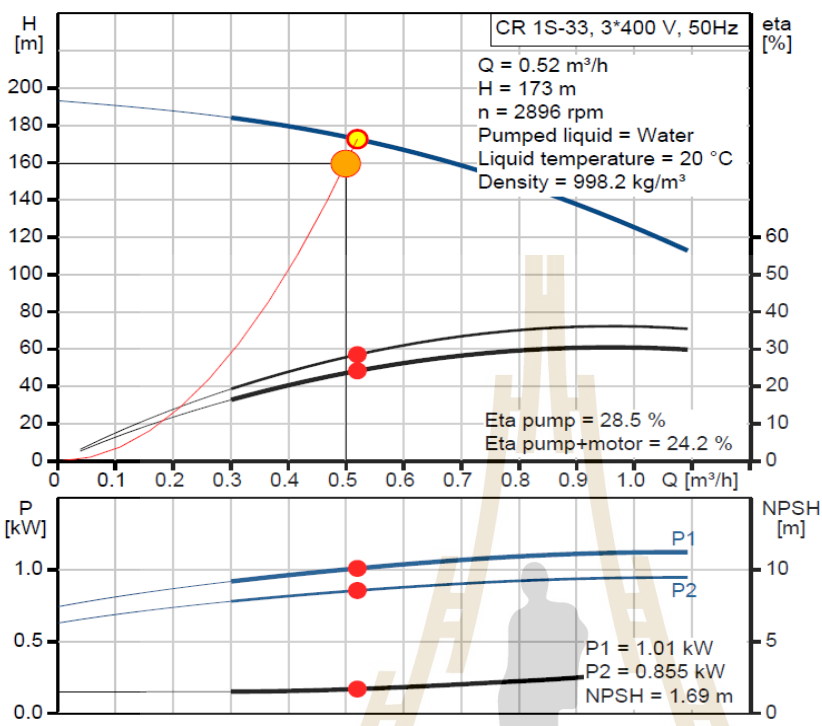
โดยคอมเพรสเซอร์ที่เลือกใช้ มีสารทำงานเป็น R134a และใช้น้ำมันหล่อลื่น Sanden SP–10 เมื่อดัดแปลงแล้วสามารถใช้น้ำมันหล่อลื่นตัวเดิมได้ แต่เปลี่ยนสารทำงานเป็น R245fa เนื่องจาก

- จากปริทัศน์วรรณกรรมพบว่า R134a ไม่เหมาะกับช่วงอุณหภูมิที่เลือกศึกษา
- จากการจำลองเชิงตัวเลขที่ปรากฏในภาคผนวก ก พบว่า R245fa เหมาะกับช่วงอุณหภูมิที่ศึกษา

นอกจากนี้ยังได้มีการถอดเช็ควาล์วมาดัดแปลงเป็นชุด check valve assembly เพื่อใช้ในการศึกษาอิทธิพลของการติดตั้ง check valve โดยได้ทำการศึกษาอิทธิพลของการติดตั้งอุปกรณ์นี้ ทั้งในตำแหน่ง suction และ discharge โดยอุปกรณ์มีลักษณะดังรูป 3.4

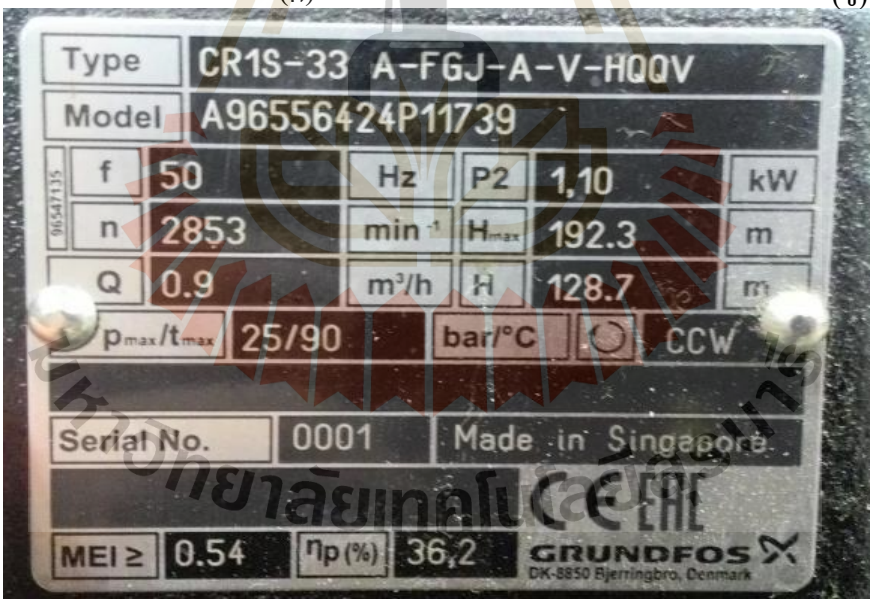
รูปที่ 3.4 Check valve assembly

3.2.2 ORC pump



(ก)

(ข)



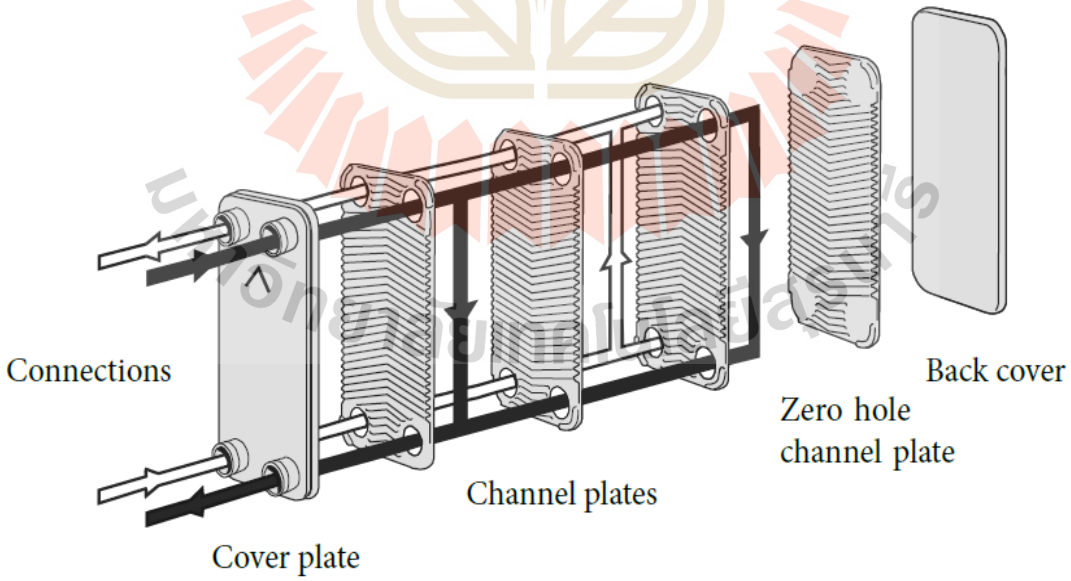
(ค)

รูปที่ 3.5 (ก) กราฟสมรรถนะ (ข) ลักษณะภายนอก และ (ค) nameplate ของ ORC pump

Pump ที่ใช้สำหรับขับเคลื่อนสารทำงานในโรงไฟฟ้า ORC จะใช้ประเภท multi-state centrifugal pump ยี่ห้อ Grundfos รุ่น CR1S-33โดยมีหลักการทำงานโดยอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ (centrifugal force) จากการหมุนของใบพัด (impeller) ภายในตัว pump เหวี่ยงสารทำงานภายในให้มีความเร็ว หรือพลังงานจลที่สูงขึ้น โดยใบพัดในตัว pump จะถูกจัดเรียงในลักษณะอนุกรม 33 ขั้น เพื่อเพิ่มแรงดันของสารทำงานให้สูงขึ้น และ pump ยังสามารถปรับความเร็วรอบมอเตอร์ขนาด 1 kW ได้โดยมี inverter สำหรับคุมความถี่ในการจ่ายกระแสไฟฟ้าตั้งแต่ 0–50 Hz สำหรับคุณสมบัติของ ORC pump จะแสดงไว้ในรูปที่ 3.5

3.2.3 Evaporator, condenser, recuperator และ subcooler

สำหรับกลุ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ถูกเลือกใช้คือ plate heat exchanger ดังรูปที่ 3.6 และ 3.7 โดยจะประกอบด้วยแผ่นโลหะบางที่ถูกวางซ้อนกันหลาย ๆ ชั้น การแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเกิดขึ้นเนื่องจากสารที่มีอุณหภูมิสูงกว่า (เส้นสีดำ) ไหลลงผ่านช่องที่กำหนด และสารที่อุณหภูมิต่ำ (เส้นสีขาว) ไหลขึ้นมารับความร้อนที่ช่องถัดไป โดยสารทั้ง 2 จะไม่ได้สัมผัสกันโดยตรง แต่ถูกกั้นโดนแผ่นโลหะ โดยความร้อนจะสามารถถ่ายเทจากฝั่งร้อนมาสู่ฝั่งเย็นได้ผ่านแผ่นโลหะบาง และด้วยการสลักลายไว้บนแผ่นแบบ chevron และการไหลแบบ counter flow จะยิ่งช่วยทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์นี้มีประสิทธิภาพที่สูง



รูปที่ 3.6 ลักษณะภายในของ plate heat exchanger

สำหรับขนาดของ plate heat exchanger จะเลือกตามคู่มือที่ผู้ขายได้เสนอไว้ ซึ่งจะเลือกจากคู่ของสารที่จะนำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกัน และตามปริมาณความร้อนที่ต้องการแลกเปลี่ยน ในหน่วย kW โดยจากการจำลองทางคณิตศาสตร์ ความร้อนที่แลกเปลี่ยนระหว่าง evaporator และ condenser จะมีค่าใกล้เคียงกันที่ประมาณ 10 kW และอุปกรณ์อีก 2 ตัวที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ และเสถียรภาพในการทำงานของโรงไฟฟ้า คือ recuperator และ subcooler ตามลำดับ จะต้องการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประมาณ 2 kW ดังนั้นขนาดของ plate heat exchanger ที่เลือกมาจะมีคุณสมบัติดังตารางที่ 3.1

รูปที่ 3.7 ลักษณะของ plate heat exchanger ที่นำมาใช้งานจริง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

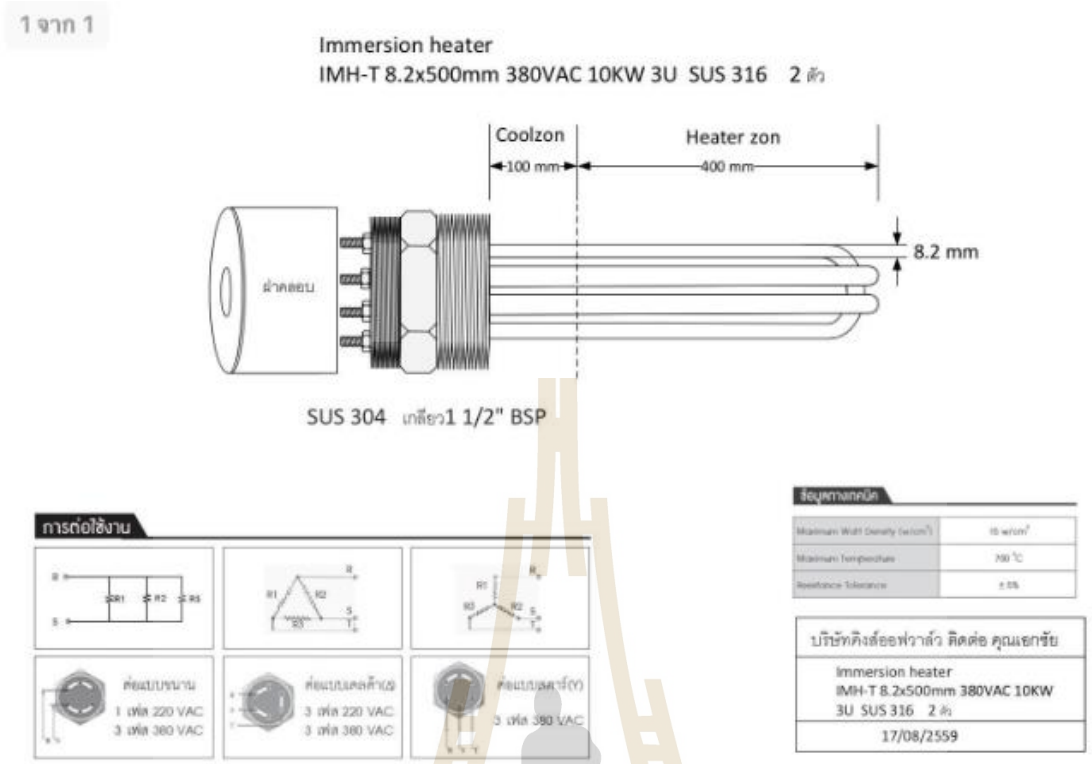
ตารางที่ 3.1 คุณสมบัติของ plate heat exchangers ที่เลือกมาใช้เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

Properties	Evaporator	Condenser	Recuperator	Subcooler
Model name	K050*40w	K050*40w	K030*30M	K030*30M
Capacity range (kW)	11.72	10.34	2.64	3.52
Area of heat transfer (m^2)	0.969	0.969	0.3276	0.3276
Material	Stainless steel	Stainless steel	Stainless steel	Stainless steel
Max. working pressure (bar)	45	45	30	30
Max. working Temperature (˚C)	200	200	200	200
Max. flowrate (L/s)	240	240	65	65
Weight (kg)	7.03	7.03	1.91	1.91

3.2.4 Thermal oil heater

แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำสำหรับโรงไฟฟ้า ORC ในการศึกษานี้มีไว้เพื่อสร้างแหล่งความร้อนจำลองจากความร้อนทิ้ง หรือการเผาชีวมวล ซึ่งครอบครุมย่านแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ โดยจะทำการสร้างความร้อนโดยใช้ electric heater ขนาด 20 kW ซึ่งประกอบด้วย heater 10 kW 2 ตัว ช่วยกัน เพื่อช่วยกระจายความร้อน และใช้ Bang-chak heat transfer oil เป็นตัวกลางในการพาความร้อนไปถ่ายเทที่ evaporator จุดเด่นของน้ำมันตัวนี้คือมีความหนืดใกล้เคียงกับน้ำ และมีจุดเดือดสูงถึง 354˚C ที่ 1 บรรยากาศ โดยได้เติมน้ำมันเข้าไปในระบบ thermal oil loop ประมาณ 100 ลิตร

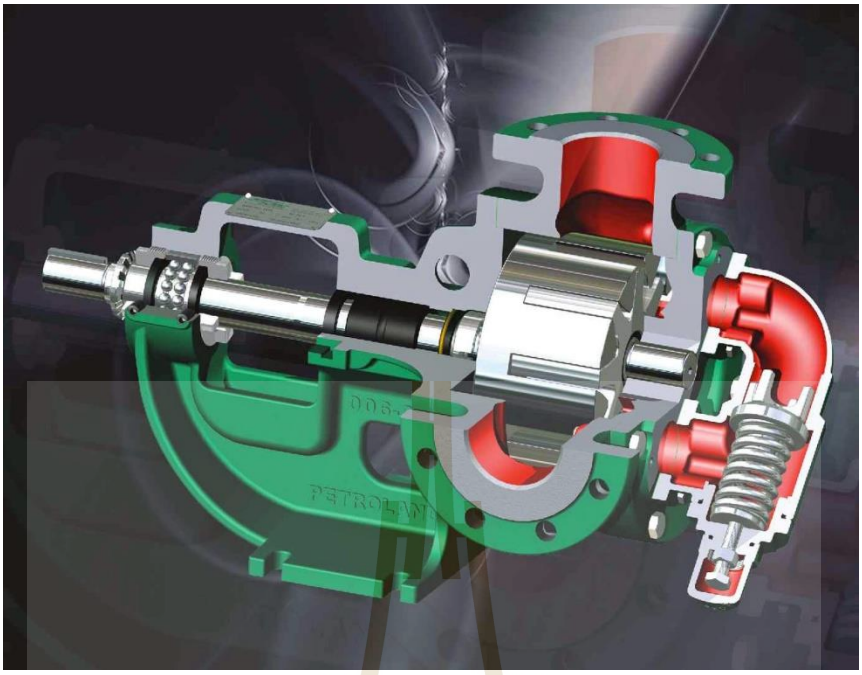
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



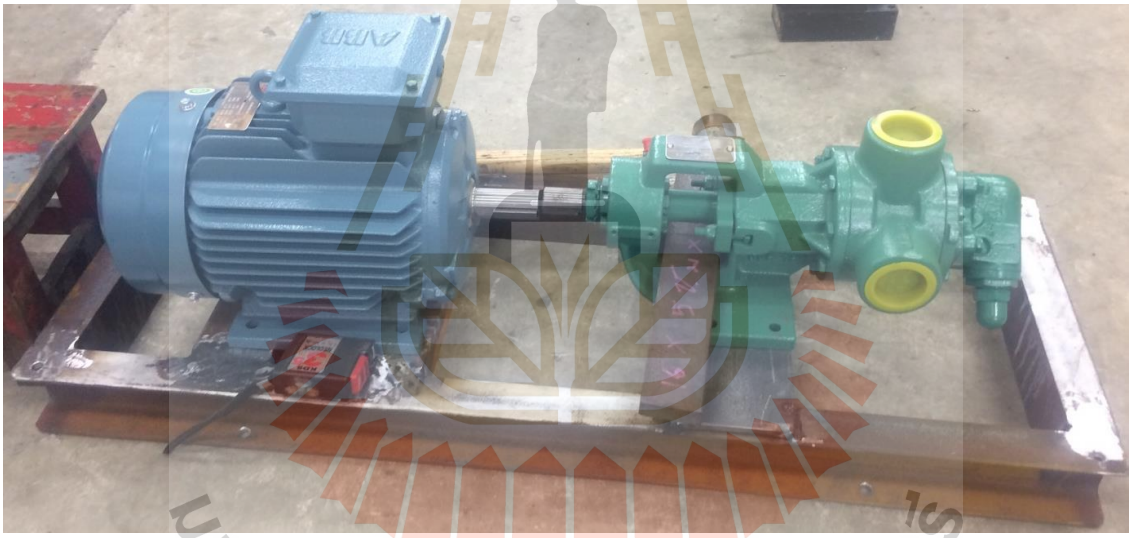
รูปที่ 3.8 ลักษณะ electric heater ที่ใช้ในการอุ่นน้ำมันร้อน

3.2.5 Thermal oil pump

อุปกรณ์ที่ใช้ในการขับเคลื่อนน้ำมันร้อนจะใช้ positive displacement pump ประเภท internal gear pump ซึ่งมีลักษณะภายในดังรูปที่ 3.9 (ก) ซึ่ง pump ประเภทนี้เหมาะสำหรับสูบส่งของเหลวที่มีความหนืดเช่นน้ำมัน อีกทั้ง pump ตัวนี้ยังออกแบบมาเพื่อใช้กับของเหลวอุณหภูมิสูงประมาณ 200°C ต่อพ่วงกับมอเตอร์ 1.5 kW สร้างอัตราการไหลได้ 3.5 m^3/h และได้ติดตั้ง bypass valve เพื่อช่วยให้สามารถปรับอัตราการไหลได้ด้วย valve โดยไม่ส่งผลกระทบต่อการทำงานของ pump



(ก)



(ข)

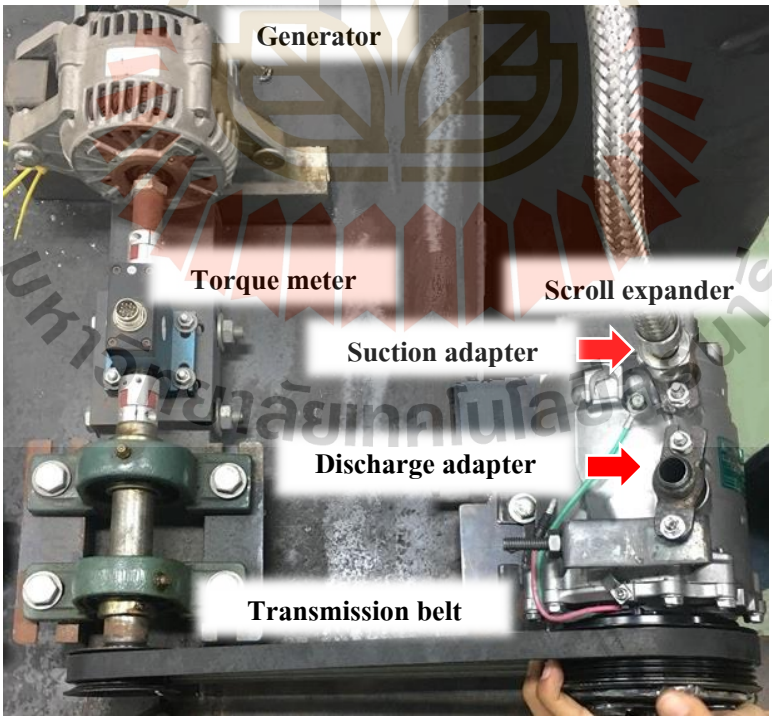
รูปที่ 3.9 (ก) Quarter section view ภายในตัว pump (ข) ลักษณะ thermal oil pump จริงที่นำมาใช้งาน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

3.2.6 Generator

อุปกรณ์ชิ้นนี้ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานกลจาก expander เป็นไฟฟ้า เพื่อผลิตไฟฟ้าไปจ่ายให้กับโหลดทางไฟฟ้าที่เป็นหลอดไฟ 12 V 60 W จำนวน 18 หลอดต่อขนานกัน โดย generator ที่ใช้ดัดแปลงมาจาก alternator รถยนต์รุ่น Toyota corolla AE101 1.6L ปี 1991–1998 เป็นชนิดที่ไม่มีสนามแม่เหล็กถาวร โดยจะใช้กระแสไฟฟ้าไหลผ่าน field coil ที่อยู่บนตัวเรือนเพื่อกระตุ้นสนามแม่เหล็กชั่วคราวขึ้นแทน โดยใช้ไฟฟ้าจากแบตเตอรี่เพื่อกระตุ้นสนามแม่เหล็กก่อนในช่วงที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 1000 rpm หากรอบสูงขึ้นถึงประมาณ 1000 rpm วงจรภายใน จะตัดกระแสจากแบตเตอรี่โดยอัตโนมัติ และแบ่งไฟฟ้าที่ผลิตได้มาสร้างสนามแม่เหล็กชั่วคราวด้วยตัวเอง ซึ่งลักษณะของ generator ที่ติดตั้งบนชุดโรงไฟฟ้าจะเป็นดังรูปที่ 3.10

ในกรณีที่แรงดันไฟฟ้าที่ผลิตได้จาก generator สูงกว่า 15 V จากความเร็วรอบสูงเกิน 3000 rpm วงจร regulator ที่อยู่ฝั่งจ่ายกระแสไฟฟ้าของ generator จะทำการส่งแรงดันส่วนเกินไปที่ ground ซึ่งเป็นกลไกในการป้องกันแบตเตอรี่ระเบิดเนื่องจากแรงดันชาร์จสูงเกินไป ดังนั้นเพื่อใช้งาน generator ตัวนี้ให้มีประสิทธิภาพผลิตไฟฟ้าสูงสุดควรใช้งานในรอบการหมุนในช่วงประมาณ 1000-1500 rpm เพื่อป้องกันการจ่ายแรงดันไฟฟ้าที่ผลิตได้เกินไปที่ ground โดยสูญเปล่านั่นเอง



รูปที่ 3.10 ลักษณะของ generator Toyota AE101 ที่นำมาใช้งาน

ข้อดีของ generator ประเภทนี้คือมีราคาถูก มีความทนทาน และหาซื้อได้ง่าย แต่ข้อเสียคือประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้าต่ำ ซึ่งจากการทดลองพบว่าสามารถเปลี่ยนกำลังการกลเป็นไฟฟ้าด้วยประสิทธิภาพเพียง 20-30% เนื่องจากต้องการแบ่งไฟฟ้าที่ผลิตได้ส่วนหนึ่งไปสร้างสนามแม่เหล็ก ที่ field coil ทำให้กำลังไฟฟ้าสุทธิจาก generator ประเภทนี้ต่ำกว่าประเภทที่ใช้แม่เหล็กถาวรสร้างสนามแม่เหล็ก โดยคุณสมบัติจำเพาะของ generator จะแสดงไว้ในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 คุณสมบัติของ generator

Properties	Value
Model series	1991 – 1998 Toyota Corolla AE101
Amperage	70
Voltage	12
Regulator Type	Internal Regulator
No. of pulley groove	5
Belt type	4PK 900
Output type	DC current 12 V

3.3 ทำการจัดซื้ออุปกรณ์และประกอบติดตั้งชุดทดสอบ

โดยขั้นตอนนี้ผู้วิจัยได้ทำการประกอบ สร้างโรงไฟฟ้า และอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับชุดทดลองทั้งหมด ที่ห้องเครื่องมือกล อาคารเครื่องมือ 1

โดยขั้นตอนนี้จะแบ่งเป็นส่วนย่อย 6 ส่วนด้วยกัน ดังนี้

3.3.1 การขึ้นโครงสร้าง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รูปที่ 3.11 การขึ้นโครงสร้างโรงไฟฟ้าของ ORC loop และ thermal oil loop

โครงสร้างจะประกอบด้วย 2 ส่วนแยกกัน ได้แก่ ORC loop และ thermal oil loop โดย ORC loop จะมีทรงสูงขนาดก กว้าง x ยาว x สูง เป็น 1 x 1 x 2 m^3 และ 1 x 2 x 1.5 m^3 สำหรับ thermal oil loop เพื่อเพียงพอกับการจัดวางอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายใน

3.3.2 การวางตำแหน่งอุปกรณ์ต่าง ๆ และการเดินท่อ

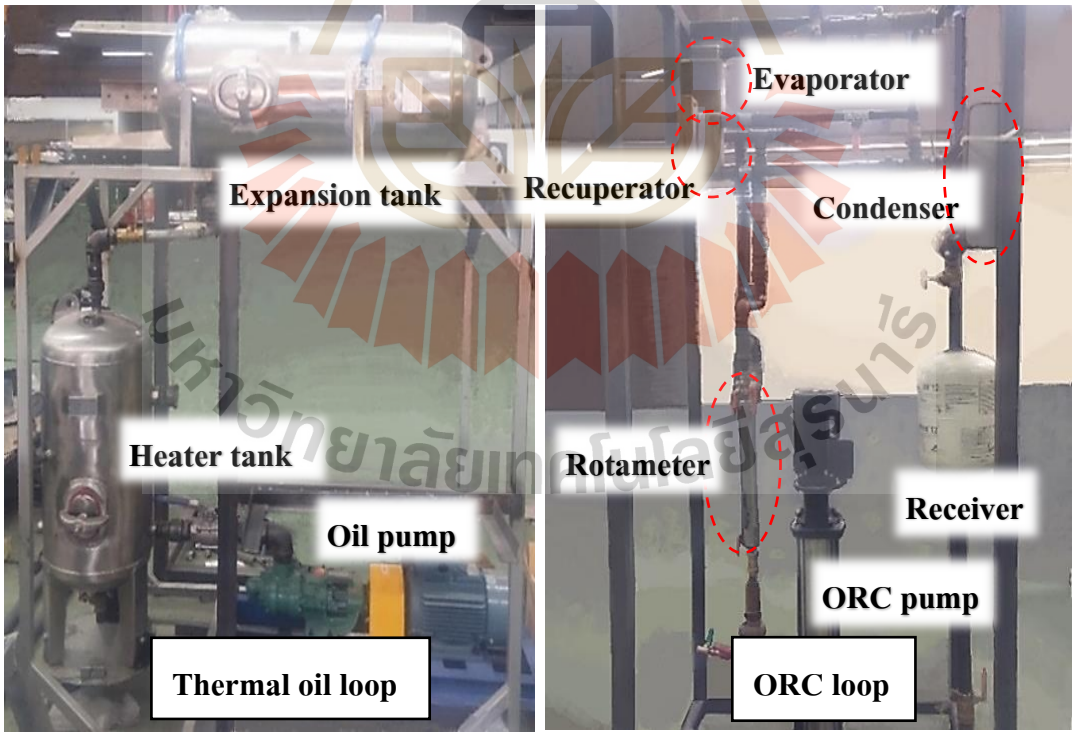
การจัดวางตำแหน่งอุปกรณ์ ออกแบบโดยจากการทำปริทัศน์วรรณกรรมจากงานวิจัยต่าง ๆ โดยสำหรับ ORC loop จะอ้างอิงการออกแบบจาก 2 งานวิจัย (Eicke and Smolen, 2015; Zywica et al., 2015) โดยมีหลักคิด ดังนี้

- กำหนดตำแหน่งอุปกรณ์ที่มีขนาดใหญ่ก่อนอุปกรณ์ขนาดเล็ก
- ให้อุปกรณ์ทุกตัวใกล้กันเท่าที่จะเป็นไปได้ เพื่อลดระยะทางของท่อให้สั้นเพื่อให้เกิด pressure loss ต่ำที่สุดเท่าที่เป็นไปได้
- กำหนดความสูงอุปกรณ์ตามสถานะและอุณหภูมิของสารทำงานในอุปกรณ์ดังนี้

1. โดยสถานะ vapor > mixture > liquid
2. หากสารทำงานอยู่สถานะเดียวกัน บริเวณใดอุณหภูมิสูงจะนำไว้สูงกว่า

โดยการจัดวางแบบนี้จะได้อิทธิพลจาก buoyancy effect ช่วยเสริมการไหลของสารทำงานในระบบ

- ออกแบบขนาดของท่อโดยให้มีขนาดเท่าขนาดของท่อทางเข้าของอุปกรณ์ต่าง ๆ เพื่อให้เกิดการเปลี่ยนแปลงหน้าตัดให้น้อยที่สุด เพื่อให้เกิด pressure loss น้อยที่สุด
- มีถัง receiver สะสมสารทำงานก่อนเข้า pump เพื่อช่วยสำรองของเหลวให้ pump มีสารทำงานให้ดูดตลอดเวลา อีกทั้งเพิ่ม suction head เพื่อเสถียรภาพการทำงานของ pump
- ออกแบบให้มีการเลี้ยวตัวของท่อให้น้อยที่สุดเท่าที่เป็นไปได้
- มีการใช้ท่อที่ยืดหยุ่นได้ (flexible joint) บริเวณหน้าหลังอุปกรณ์ที่คาดว่าจะสั่น
- ใช้ท่อเหล็กและใช้การต่อแบบขันเกลียวในจุดที่คาดว่าจะมีการเปลี่ยนแปลงอุปกรณ์ในอนาคต ส่วนที่เหลือจะใช้การเชื่อมถาวรทั้งหมดเพื่อป้องการการรั่ว
- เลือกใช้อุปกรณ์ที่หาซื้อได้ในท้องตลาดเมืองไทย เพื่อง่ายต่อการทำซ้ำ
- โรงไฟฟ้าจะออกแบบให้มีลักษณะโปร่ง เพื่อช่วยเรื่องระบายอากาศ ระบายความร้อนของ motor pump และง่ายต่อการเข้าถึงเพื่อบำรุงรักษา



รูปที่ 3.12 การจัดวางอุปกรณ์ของ ORC loop และ thermal oil loop

สำหรับ thermal oil loop สร้างมาไว้เพื่อจำลองแหล่งความร้อนสำหรับโรงไฟฟ้าโดยใช้ electric อุ่นน้ำมันให้อุณหภูมิสูงตามต้องการ แล้วนำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำงาน ข้อดีคือสามารถปรับอุณหภูมิได้ในช่วงกว้างเพราะ thermal oil มีจุดเดือดอยู่ที่ประมาณ 354°C ที่ความดันบรรยากาศ ทำให้ความดันในระบบไม่จำเป็นต้องสูงเหมือนการใช้ไอน้ำเป็นตัวพาความร้อนที่อุณหภูมิสูง ๆ ทำให้ระบบนี้ไม่ต้องกังวลเรื่องการรั่วเนื่องจากแรงดันในระบบ และสามารถใช้อุปกรณ์ที่ไม่ต้องทนแรงดัน โดยราคาของ thermal oil อยู่ที่ 70 บาท/ลิตร

โดยในงานวิจัยของ Dickes et al. (2014) และ Jung et al. (2015) ได้มีการใช้ thermal oil เป็นตัวกลางพาความร้อนอุณหภูมิได้ 145°C และ 158.7°C เช่นเดียวกัน ซึ่งพบว่าความดันในระบบ thermal oil มีค่าต่ำเพียง 1.5 bar

สำหรับการออกแบบชุด thermal oil loop จะประกอบไปได้ 3 อุปกรณ์หลัก ได้แก่ 1. oil pump เพื่อขับเคลื่อน thermal oil, 2. heater tank ซึ่งบรรจุ electric heater ไว้ภายใน และ 3. expansion tank ไว้ทำหน้าที่ให้ตัว thermal oil ขยายตัวเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อป้องกันการเกิดแรงดันสะสมในระบบซึ่งสามารถดูผังการทำงานได้ในรูปที่ 3.1

ในงานวิจัยนี้ได้สร้างระบบ thermal oil เป็นแหล่งความร้อนจำลองโดยมีกำลังในการสร้างความร้อน 20 kW และทำอุณหภูมิได้อย่างน้อย 150°C โดยหลังจากออกแบบแล้ว การจัดวางอุปกรณ์จะมีลักษณะรูปที่ 3.11

3.3.3 การทดสอบการรั่ว

รูปที่ 3.12 การทดสอบการรั่วโดยการอัดอากาศในระบบท่อ

ในการทดสอบการรั่วจะทำเพื่อความมั่นใจว่า เมื่ออัดสารต่าง ๆ เข้าสู่ระบบ เช่น R245fa เข้าไปภายในสารจะไม่สามารถรั่วออกสู่บรรยากาศได้ง่าย เนื่องด้วยต้องควบคุมให้เงื่อนไขในการทดลองต่าง ๆ มีค่าคงที่ มีความคงเส้นคงวาของปริมาณสารทำงานในระบบโรงไฟฟ้า และเนื่องจากสารทำงานมีค่อนข้างแพงที่ราคา 450 บาท/kg (ใช้ทั้งหมด 20 kg) จึงทำการทดสอบการรั่วโดยอัดอากาศจากระบบลมอัดภายในอากาศเครื่องมือ 1 ด้วยแรงดัน 7.5 bar เทียบกับบรรยากาศ หลังจากนั้นทำการตรวจเช็คจุดรั่วโดยการฉีดน้ำสบู่ในยังตำแหน่งที่มีความเสี่ยงว่าจะรั่ว ตัวอย่างเช่นบริเวณข้อต่อเกลียว และรอยเชื่อม ซึ่งหากพบว่ามีการรั่วจะปรากฏฟองดังรูปที่ 3.12 ซึ่งจะได้ทำการแก้ไขตามจุดที่พบจนไม่พบการรั่วใด ๆ และทำการอัดแรงดันค้างไว้ 1 วัน และกลับมาเช็คในวันถัดมาว่ามีแรงดันตกหรือไม่ เมื่อมั่นใจว่าไม่มีการรั่วแล้วจึงทำการอัดสารทำงาน R245fa เข้าไปในโรงไฟฟ้าจำนวน 20 kg และน้ำมันหล่อลื่น SP-10 1 kg หรือประมาณ 5% โดยมวลสารทำงาน

3.3.4 การสอบเทียบเครื่องมือวัด

เครื่องมือวัดในชุดโรงไฟฟ้า ORC มีไว้เพื่อวัดคุณสมบัติต่าง ๆ ของสารทำงาน และวัดในส่วนของกำลังงานกล กำลังไฟฟ้า และค่าอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้อง ซึ่งจะประกอบด้วยรายชื่ออุปกรณ์ดังนี้ ซึ่งจะกล่าวถึงการสอบเทียบแยกเป็นเครื่องมือ ดังนี้

3.3.4.1 Thermocouple type T

3.3.4.2 R245fa Rotameter, Water Rotameter

3.3.4.3 Pressure gage

3.3.4.4 Data logger

3.3.4.5 Torque meter

3.3.4.6 Tachometer

3.3.4.7 Clamp multimeter

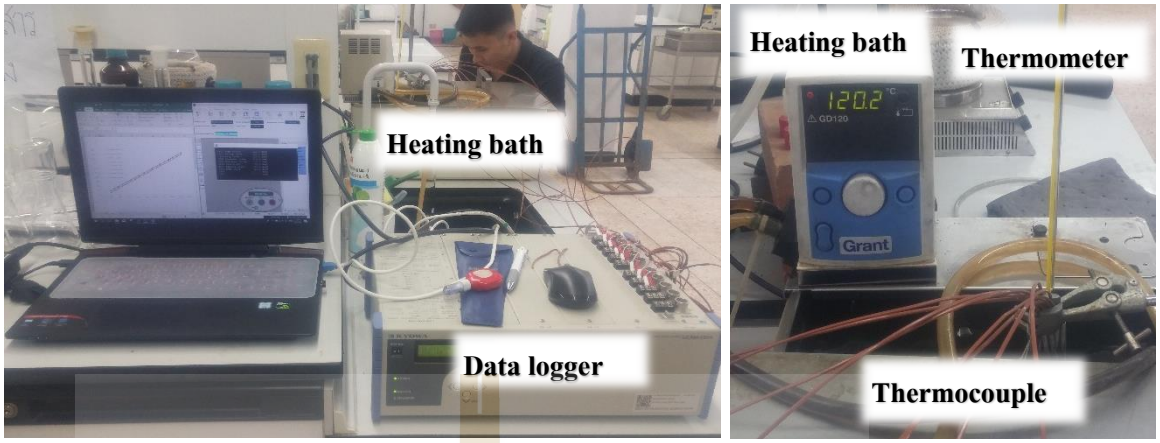
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 3.3 คุณสมบัติของเครื่องมือวัด

Parameter	Description	Range, Accuracy
Thermocouple	Type T	-40-350 ± 0.5°C
Pressure gage	Bourdon tube	0-25 bar ± 1% Read, ± 0.1 bar
Flowmeter	Rotameter	0–52 L/h, ± 4% Read, ± 0.5 L/h
Torque meter	Strain gage	0-10 N-m, ± 0.2% Full scale
Tachometer	Laser pointer	2-9999.9 rpm ± 0.05%, ± 0.1 rpm
Clamp meter	True RMS multimeter	DC Voltage: 0–600 A ± 1.5% Read, ± 5 digits DC Current: 0–600 V ± 1% Read, ± 5 digits DC Power: 0–100 kW ± 1.5% Read, ± 5 digits

โดยอุปกรณ์ที่จำเป็นต้องการสอบเทียบเช่น thermocouple, pressure gage และ torque meter จะได้ถูกสอบเทียบก่อนใช้งานทั้งสิ้น โดยรายระเอียดของเครื่องมือวัดจะระบุไว้ในตารางที่ 3.3 ส่วนอุปกรณ์อื่น ๆ ที่ไม่ได้สอบเทียบจะมีการรับประกัน หรือมี certification จากบริษัทต้นสังกัดมาเรียบร้อย โดยอุปกรณ์ที่ได้สอบเทียบเองจะมีรายระเอียดการสอบเทียบดังต่อไปนี้

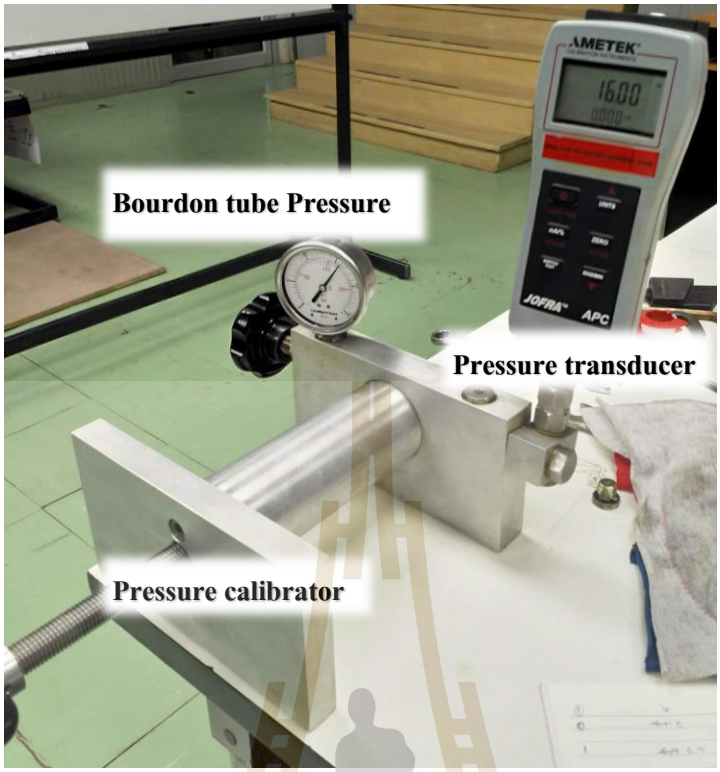
3.3.4.1 การสอบเทียบ thermocouple จะทำโดยสอบเทียบกับ thermometer ปรอท ที่มีย่านการใช้งาน 0–200°C ± 1.5% Read ± 0.5°C โดยจุ่มลงไปในอ่างน้ำมันร้อน (heating bath) ที่สามารถทำอุณหภูมิได้ 30–120°C และทำการวัดอุณหภูมิที่ได้จาก thermocouple 10 ตัว และ thermometer ปรอทจาก 30-120°C โดยทำการเก็บค่าทุก ๆ 5°C ตลาดช่วง จากนั้นนำค่าที่ได้จาก thermocouple และ thermometer มาสร้าง calibration curve เพื่อนำไปความสัมพันธ์ที่ได้ ไปป้อนลง data logger เพื่อปรับแก้ค่าจากเครื่องมือวัดให้ถูกต้องต่อไป โดยรูปการสอบเทียบ thermocouple จะแสดงไว้ในรูปที่ 3.14



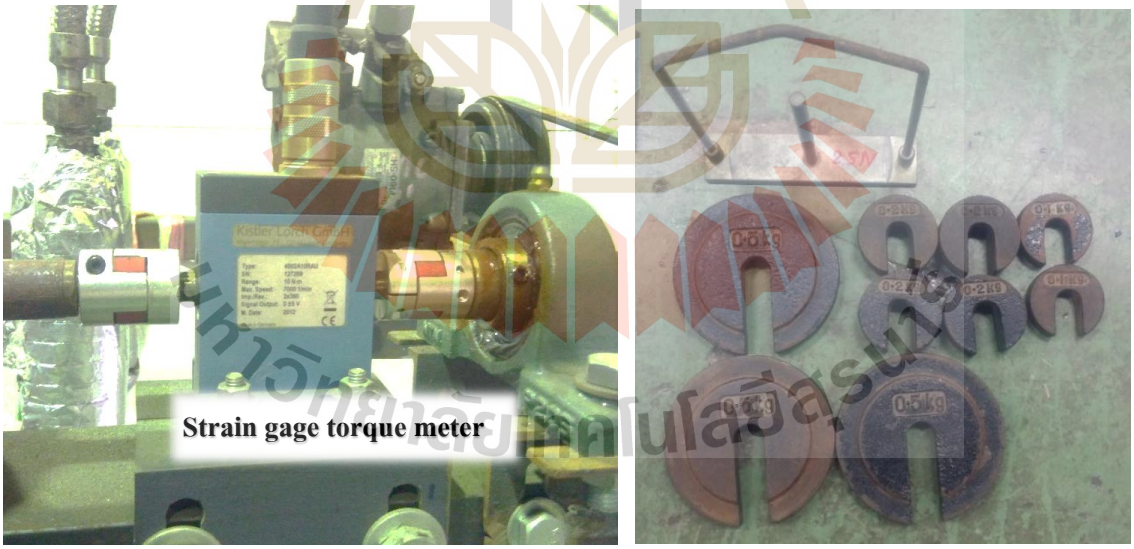
รูปที่ 3.14 การสอบเทียบ thermocouple

3.3.4.2 การสอบเทียบ bourdon tube pressure gage ที่ใช้ในการวิจัยทั้งหมด 4 ตัว จะทำการสอบเทียบ digital pressure transducer ที่มีความละเอียดสูงสุด 0.01 bar ความคลาดเคลื่อน 0.04% read + 0.05% full scale โดยปรับแรงดันเพิ่มที่ละ 1 bar ไปเรื่อย ๆ จนสุดพิสัยการทำงานของ pressure gage ที่ 0–25 bar โดยสอบเทียบทั้งแบบเพิ่มแรงดันและลดแรงดัน พบว่าในช่วงเริ่มต้น pressure gage มีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 25% แต่หลังจาก 2 bar เป็นต้นไปมีค่าความคลาดเคลื่อนน้อยมาก อยู่ในช่วง 0–6%

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 3.15 การสอบเทียบ Bourdon tube pressure gage

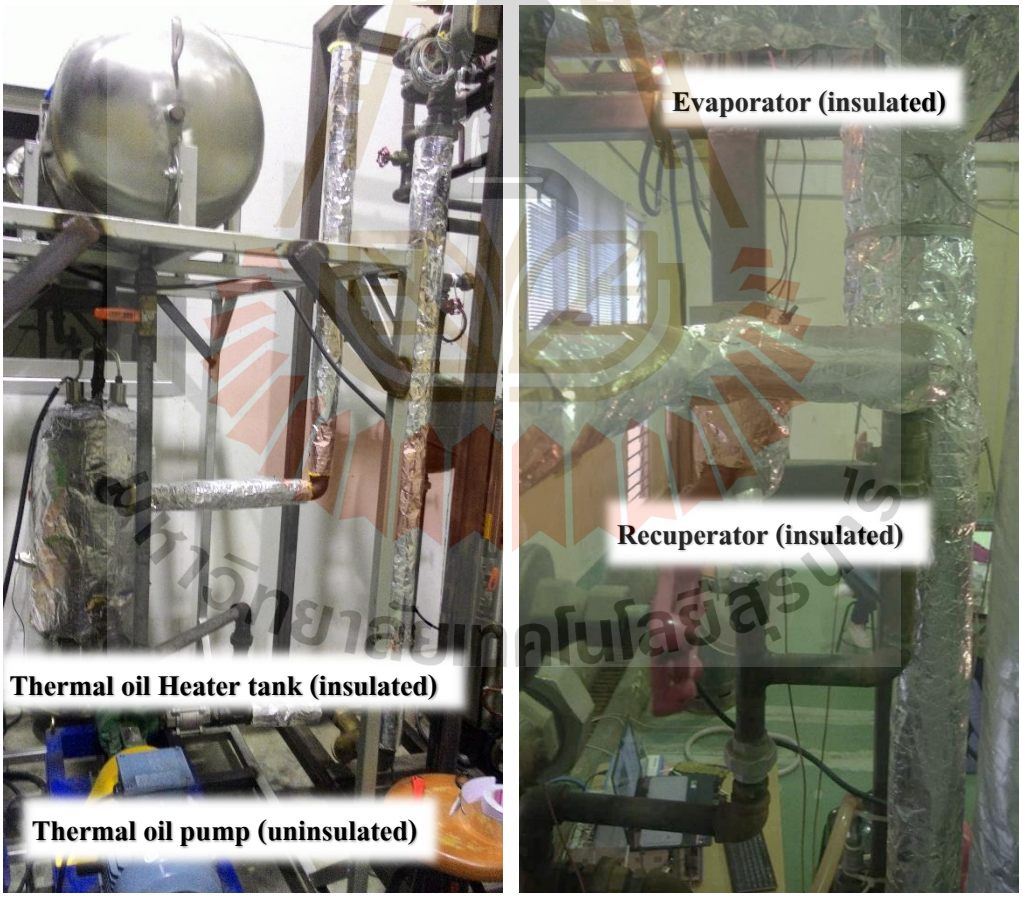


รูปที่ 3.16 ลักษณะภายนอกของ torque meter และ dead weight ที่ใช้ในการทดสอบ

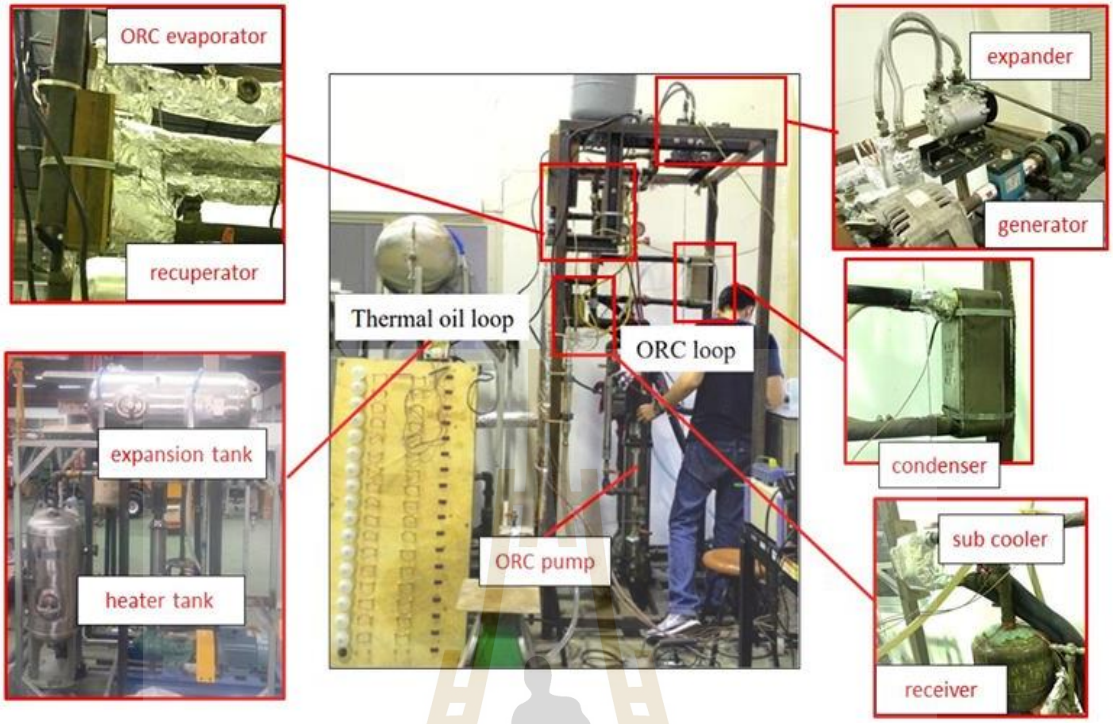
3.3.4.3 การสอบเทียบ torque meter ชนิด strain gage สำหรับวัดแรงบิดของ expander ทำโดยทดสอบแขวนน้ำหนักมาตรฐานตลอดพิสัยการทำงานของเครื่อง จาก 0–10 N-m พบว่าค่าที่ได้มีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยคูณตัวแปรปรับแก้ (calibration factor) ประมาณ 1.13% โดยรูป torque meter และ dead weight ที่ใช้ในการสอบเทียบจะแสดงในรูปที่ 3.16

3.3.5 การหุ้มฉนวน

เพื่อป้องการการสูญเสียความร้อนของสารทำงาน รวมไปถึงตัว thermal oil สู่บรรยากาศ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าต่ำลง ต้องมีการหุ้มฉนวนระบบ โดยหุ้มฉนวนที่บริเวณที่อุณหภูมิสูง และไม่ต้องการให้เกิดการถ่ายเทความร้อนออกสู่บรรยากาศ โดยใช้ฉนวนไฟเบอร์กลาส หนา 1 นิ้ว หุ้มตลอดบริเวณดังกล่าว ทั้งในส่วนท่อ วาล์ว อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แต่จะละในส่วนของ pump และ expander เนื่องจากมี O–ring seal บางตัวที่อยู่ภายในไม่สามารถทนความร้อนสูง ช่วยระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์ โดยท่อที่ทำการหุ้มฉนวนจะมีลักษณะตามรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.17 การหุ้มฉนวนไฟเบอร์กลาสบนระบบท่อ และอุปกรณ์ที่จำเป็น



รูปที่ 3.18 ชุด Thermal oil และ ORC loop ที่ติดตั้งอยู่ที่อาคารเครื่องมือ 5

3.4 สถานที่การศึกษาวิจัย

โรงไฟฟ้าและชุดแหล่งความร้อนจำลอง ถูกสร้างขึ้นที่ห้องเครื่องมือกล อาคารเครื่องมือ 1 และทำการทดลองเก็บรวบรวมข้อมูลและศึกษาวิจัย และใช้สาธารณูปโภคที่ห้อง Thermodynamics F5110 อาคารเครื่องมือ 5 ที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จ.นครราชสีมา

3.5 วิธีการทดลอง

ในการศึกษานี้ จะศึกษาอิทธิพลของ 3 ตัวแปร ได้แก่ 1. อุณหภูมิแหล่งความร้อนขาเข้า ความถี่ในการป้อนกระแสของ pump, 2. ขนาดของ expander และ 3. อิทธิพลของการติดตั้ง check valve ซึ่งได้สรุปข้อมูลไว้ในตารางที่ 3.4 แต่ละการทดลองจะทำการบันทึกผลโดยตั้งค่าโรงไฟฟ้าตามที่กำหนด โดยมีขั้นตอนการทดลองดังนี้

1. ตั้งอุณหภูมิแหล่งความร้อนที่ตัวควบคุม heater บริเวณ thermal oil loop (ดังแสดงในรูปที่ 3.18) เป็น 100°C แล้วเปิด thermal oil pump รอให้อุณหภูมิได้ที่ประมาณ 10 นาที
2. เปิด cooling bath เพื่อผลิตน้ำเย็นที่จะส่งไปที่ subcooler ซึ่งมีหน้าที่ทำให้สารทำงานมีสถานะเป็น subcooled liquid ก่อนเข้า ORC pump

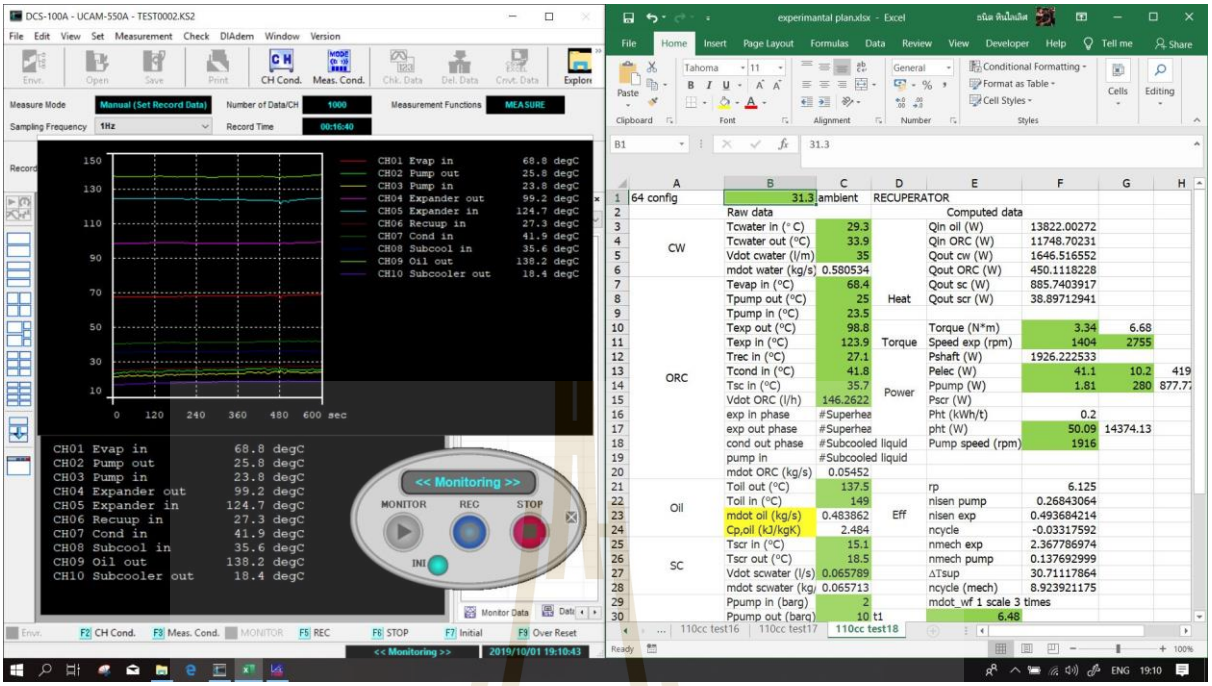
3. เปิด bypass valve เพื่อเปลี่ยนเส้นทางการไหลของสารทำงานให้ไหลจาก evaporator ไปยัง condenser โดยไม่ผ่าน expander เนื่องจากเมื่อเริ่มเปิดเครื่องในช่วงแรก สถานะของสารทำงานจะเป็นของเหลว หากไหลผ่าน expander จะทำให้เกิดความเสียหาย
4. เปิด ORC pump หมุน ball valve ไปที่ตำแหน่ง 30 องศา ตั้งความถี่ไฟฟ้าให้มีค่าประมาณ 30 Hz แล้วสังเกตลูกลอยใน rotameter ที่ใช้วัดอัตราการไหลของสารทำงาน ในช่วงต้นลูกลอยจะสั่นมากเนื่องจากสถานะของสารทำงานยังไม่คงตัว และมีฟองไอไหลปะปนเมื่อลูกลอยเริ่มนิ่ง จึงเพิ่มความถี่เป็นค่าที่ต้องการใช้งาน เช่นที่ 40 Hz
5. เปิด valve น้ำประปาซึ่งทำหน้าที่เป็นน้ำหล่อเย็นของโรงไฟฟ้าที่ condenser
6. สังเกตสถานะของสารทำงานที่ sight glass ก่อนเข้า expander รอจนกระทั่งสารทำงานกลายเป็นไอ (เมื่อมองผ่าน sight glass จะไม่เห็นของเหลว) โดยมีการเช็คด้วยโปรแกรมซ้ำโดยนำอุณหภูมิและความดันของสารทำงานที่ตำแหน่งก่อนเข้า expander ไปตรวจสอบค่าสถานะของสารทำงานจากโปรแกรม NIST REFPROP
7. ปิด bypass valve ให้สารทำงานที่เดือดได้ที่ไหลจาก evaporator ผ่าน expander จากนั้นเปิด ball valve ที่ควบคุมอัตราการไหลของสารทำงานจากเดิม 30 องศาให้เปิดสุด
8. เปิดหลอดไฟขนาด 60 W จำนวน 1 หลอด ซึ่งทำหน้าที่เป็นโหลดทางไฟฟ้า (ดังแสดงในรูปที่ 3.18) แล้วทำการเปิดหลอดไฟให้มากขึ้นทีละหลอดเพื่อหาภาระโหลดสูงสุดที่ generator รับได้ซึ่งจะทำให้ได้กำลังผลิตไฟฟ้าสูงสุด โดยในขณะเปิดให้สังเกตการทำการของ generator ว่าสามารถผลิตไฟฟ้าได้อยู่หรือไม่ โดยดูจากแรงดันไฟฟ้าที่ตกคร่อมโหลดให้สูงกว่า 10 V หรือความเร็วรอบประมาณ 800-1000 rpm ซึ่งเป็นค่าที่ generator เริ่มสร้างกระแสเพื่อเลี้ยง field coil ให้สร้างสนามแม่เหล็กด้วยตัวเองได้ซึ่งโดยปกติ ที่ความถี่ 40, 45 และ 50 Hz จะได้จำนวนโหลดหลอดไฟที่เปิดได้สูงสุดที่ 5, 7 และ 9 หลอดตามลำดับ
9. รอให้สภาวะโรงไฟฟ้าเข้าสู่ steady–state โดยดูจากอุณหภูมิในโรงไฟฟ้าทั้งหมด 8 ตำแหน่งที่คอมพิวเตอร์ เมื่อค่าอุณหภูมิดังกล่าวคงที่ประมาณ 10 นาที จึงค่อยทำการบันทึกค่าอุณหภูมิ แรงดัน อัตราการไหล และค่าอื่น ๆ ดังตัวอย่างในรูปที่ 3.19
10. หลังจากบันทึกผลเสร็จ ทำการเพิ่มความถี่ของ pump เป็น 45 Hz จากนั้นทำตามขั้นตอนที่ 1 ถึง 8 ซ้ำ และปรับเปลี่ยนความถี่ให้ครบตามเงื่อนไขในตารางที่ 3.4

11. หลังจากทำการปรับความถี่ pump ในขั้นตอนที่ 9 ครบจะทำการเปลี่ยนอุณหภูมิของ thermal oil โดยไปตั้งค่า heater ให้ได้อุณหภูมิ 130˚C จากนั้นทำตามขั้นตอนที่ 1 ถึง 9 ซ้ำ และปรับเปลี่ยนค่าอุณหภูมิแหล่งความร้อนให้ครบดังเงื่อนไขในตารางที่ 3.4
12. เมื่อปรับค่าความถี่และอุณหภูมิครบทั้ง 9 การทดลอง จะทำการเปลี่ยน expander ที่ใช้ทดสอบจาก 85.7 cc/rev เป็นขนาด 110 cc/rev และทำซ้ำในขั้นตอนที่ 1 ถึง 10
13. ทำการติดตั้ง check valve ในลักษณะต่าง ๆ ตามตารางที่ 3.4 และทำซ้ำในขั้นตอนที่ 1 ถึง 10
14. โดยหลังจากทดลองเสร็จจะต้องทำการ cool down โรงไฟฟ้าโดยทำการปิด heater และระบายความร้อนออกจาก thermal oil ให้มีค่าต่ำกว่า 100˚C จึงค่อยปิดเครื่อง

ตารางที่ 3.4 ตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา

Parameters		Quantities
Independent variables	Pump frequency (Hz)	40, 45, 50
	Thermal oil input temperature (˚C)	100, 130, 150
	Scroll expander swept volume (cc/rev)	85.7, 110
	Check valve addition	w/o, before expander, after expander
Dependent variables	Expander torque (N-m)	6 - 10
	Pump speed (rpm)	1400 - 1900
	Working fluid mass flowrate (Lpm)	50 – 180
	Shaft power output (W)	500 - 1900
	Power plant heat input (W)	6000 - 15000
Control variables	Thermal oil flowrate (Lpm)	35
	Cooling water flowrate (Lpm)	37.5

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 3.19 ตัวอย่างการเก็บบันทึกผลการทดลอง

3.6 ตัวแปรบ่งชี้สมรรถนะ

สำหรับตัวแปรที่ใช้ในการบ่งชี้สมรรถนะของโรงไฟฟ้าจะได้มีการนิยามไว้เป็นสมการดังต่อไปนี้

สมการที่ใช้ในการหาพลังงานกลนั้นหาได้จากสมการที่ 3.1

$$P_{shaft} = \omega_{alt} \times \tau \times \frac{2\pi}{60} \quad (3.1)$$

โดย P_{shaft} คือ พลังงานกล (W)

ω_{gen} คือ ความเร็วรอบการหมุนของ generator ที่ต่อพ่วงกับ expander (rpm)

τ_{gen} คือ ทอร์กของเพลาขับ generator (N-m)

สมการที่ใช้หาประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าหาได้จากสมการที่ 3.2

$$\eta_{cycle} = \frac{P_{shaft} - P_{pump}}{\dot{m}_{wf}\Delta h_{in}} \times 100 \quad (3.2)$$

โดย η_{cycle} คือประสิทธิภาพรวมของระบบ (%)

$\dot{m}$ คืออัตราการไหลของ working fluid (kg/s)

Δh_{in} คือ ผลต่างระหว่าง enthalpy ของสารทำงาน ก่อนเข้า และหลังออก expander (kJ/kg)

P_{pump} คือพลังงานไฟฟ้าที่ pump ใช้ (W)

สมการที่ใช้ในการประเมินสมรรถนะของ expander ประกอบด้วย สมการประสิทธิภาพ isentropic ของ expander ดังสมการที่ 3.3

$$\eta_{isen,exp} = \frac{h_{exp,in} - h_{exp,out}}{h_{exp,in} - h_{s,exp,out}} \times 100 \quad (3.3)$$

โดย $h_{exp,in}$ และ $h_{exp,out}$ คือ enthalpy ของสารทำงาน ก่อนเข้า และหลังออก expander และ $h_{s,exp,out}$ คือ enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก expander เมื่อกระบวนการขยายตัวเป็นแบบ isentropic expansion ซึ่ง enthalpy ทั้งหมดอยู่ในหน่วย (kJ/kg)

และสมการที่ใช้ในการประเมินสมรรถนะของอุปกรณ์ pump ประกอบด้วย สมการประสิทธิภาพ isentropic ของ pump ดังสมการที่ 3.3

$$\eta_{isen,pump} = \frac{h_{s,pump,out} - h_{pump,in}}{h_{pump,out} - h_{pump,in}} \times 100 \quad (3.4)$$

โดย $h_{pump,in}$ และ $h_{pump,out}$ คือ enthalpy ของสารทำงาน ก่อนเข้า และหลังออก pump และ $h_{s,pump,out}$ คือ enthalpy ของสารทำงานหลังออกจาก expander เมื่อกระบวนการขยายตัวเป็นแบบ isentropic expansion ซึ่ง enthalpy ทั้งหมดอยู่ในหน่วย (kJ/kg)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

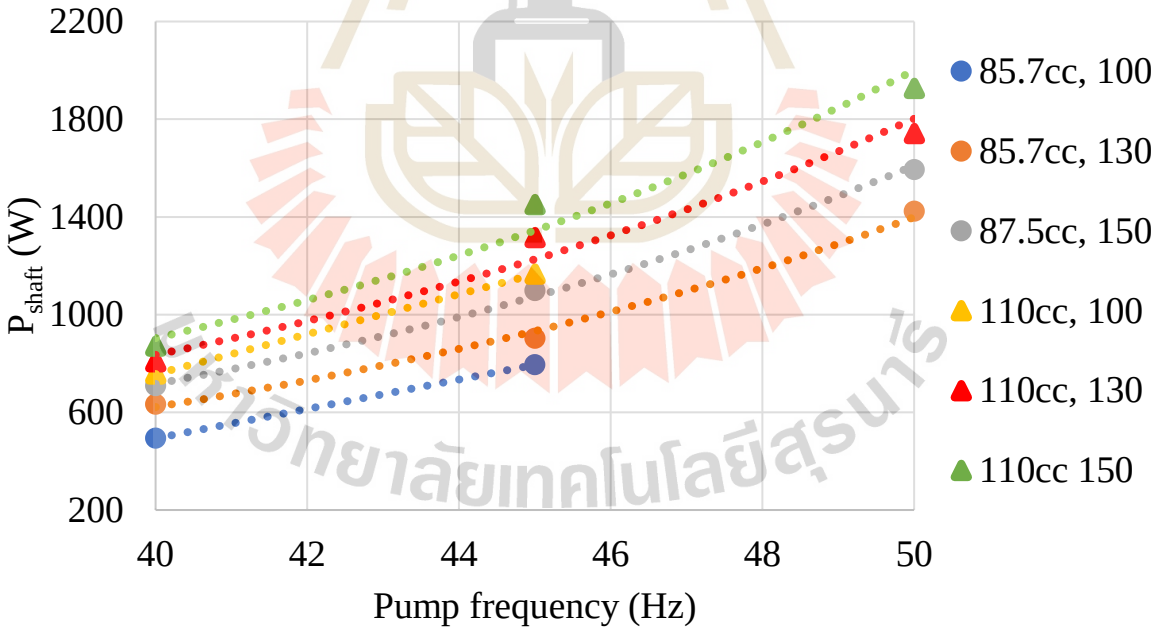
บทที่ 4

ผลการวิจัยและการวิเคราะห์ผล

หลังจากวางแผนการทดลองเสร็จเรียบร้อยจะได้ทำการทดลองทั้งหมด 40 การทดลองดังที่ได้กล่าวไว้ เพื่อศึกษาอิทธิของตัวแปรต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

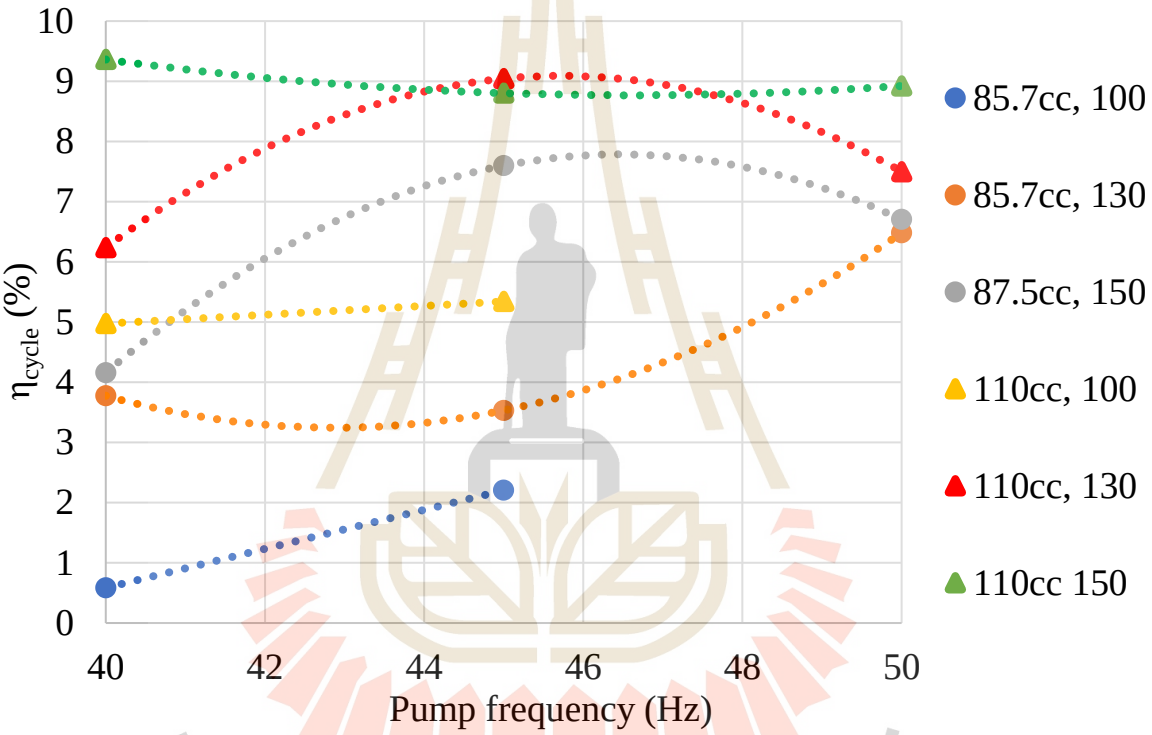
4.1 อิทธิพลของ expander swept volume

ในหัวข้อนี้จะทำการศึกษาเปรียบเทียบ expander จำนวน 2 เครื่อง ที่มี swept volume เท่ากับ 85.7 cc/rev และ 110 cc/rev โดยทำการปรับตัวแปรต้นได้แก่ อุณหภูมิของแหล่งความร้อนขาเข้าเป็น 100, 130 และ 150°C และความถี่กระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้ pump เป็น 40, 45 และ 50 Hz ด้วย โดยที่ความเร็วรอบของ pump จะแปรผันตรงกับความถี่ของไฟฟ้าที่จ่ายให้ pump กล่าวคือ pump จะมีความเร็วรอบมากขึ้นเมื่อความถี่มากขึ้น จากนั้น เพื่อดูสมรรถนะของ expander จะนำข้อมูลจากการทดลองไปพล็อตกราฟเพื่อพิจารณาตัวแปรสมรรถนะต่าง ๆ โดยได้ผลการทดลองดังนี้



รูปที่ 4.1 กราฟความสัมพันธ์ของพลังงานกลที่ได้ กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump

จากรูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความถี่ของกำลังไฟฟ้าที่ส่งให้กับ pump ในแกน X และพลังงานกลที่โรงไฟฟ้า ORC ผลิตได้ในแกน Y พบว่าเมื่อความถี่ pump มากขึ้นนั้น ทำให้ความเร็วรอบและอัตราการไหลของ pump สูงขึ้น ส่งผลให้การผลิตพลังงานกลนั้นเพิ่มขึ้นด้วย โดยที่อุณหภูมิ 150°C จะได้พลังงานกลสูงสุด รองลงมาคือที่อุณหภูมิ 130°C และ 100°C ตามลำดับ โดยที่อุณหภูมิ 150°C expander ขนาด swept volume เท่ากับ 110 cc/rev จะให้พลังงานมากกว่าขนาด swept volume เท่ากับ 85.7 cc/rev ประมาณ 17% กล่าวคือเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นจากการปรับความถี่ pump ส่งผลให้พลังงานกลเพิ่มขึ้นเช่นกัน



รูปที่ 4.2 กราฟความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้า กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump

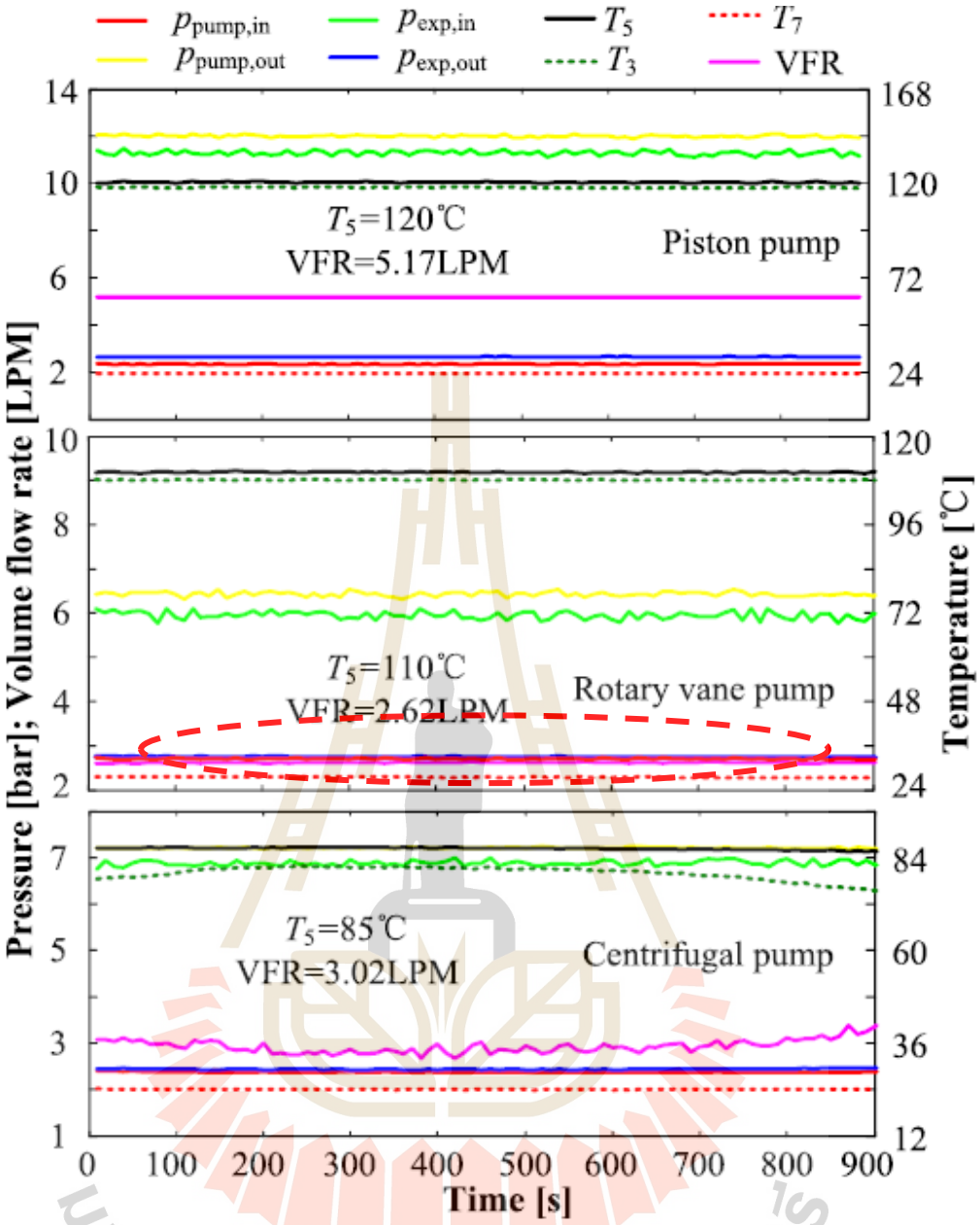
จากรูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระหว่างความถี่ของกำลังไฟฟ้าที่ส่งให้กับ pump ในแกน X และประสิทธิภาพในแกน Y พบว่าเมื่ออุณหภูมิของน้ำมันมากขึ้นส่งผลให้ประสิทธิภาพของระบบนั้นมากขึ้นด้วยเช่นกัน โดยเงื่อนไขที่ทำให้มีประสิทธิภาพสูงสุดคือ expander

ขนาด 110 cc/rev อุณหภูมิน้ำมันเท่ากับ 150°C และความถี่ของไฟฟ้าที่จ่ายให้ pump เท่ากับ 40 Hz จุดที่น่าสังเกตคือที่ expander ขนาด 85.7 cc/rev 50 Hz นั้นประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นไม่มากเนื่องจาก สถานะของสารทำงานเดือดเป็นไอไม่ทันเนื่องจาก ที่ความถี่สูง ๆ อัตราการไหลของสารทำงานจะมาก ทำให้สารทำงานจำนวนมากแลกเปลี่ยนความร้อนที่ evaporator ไม่ทันและอยู่ในสถานะ mixture เมื่อเข้าไปขยายตัวใน expander จะทำให้ประสิทธิภาพต่ำลง

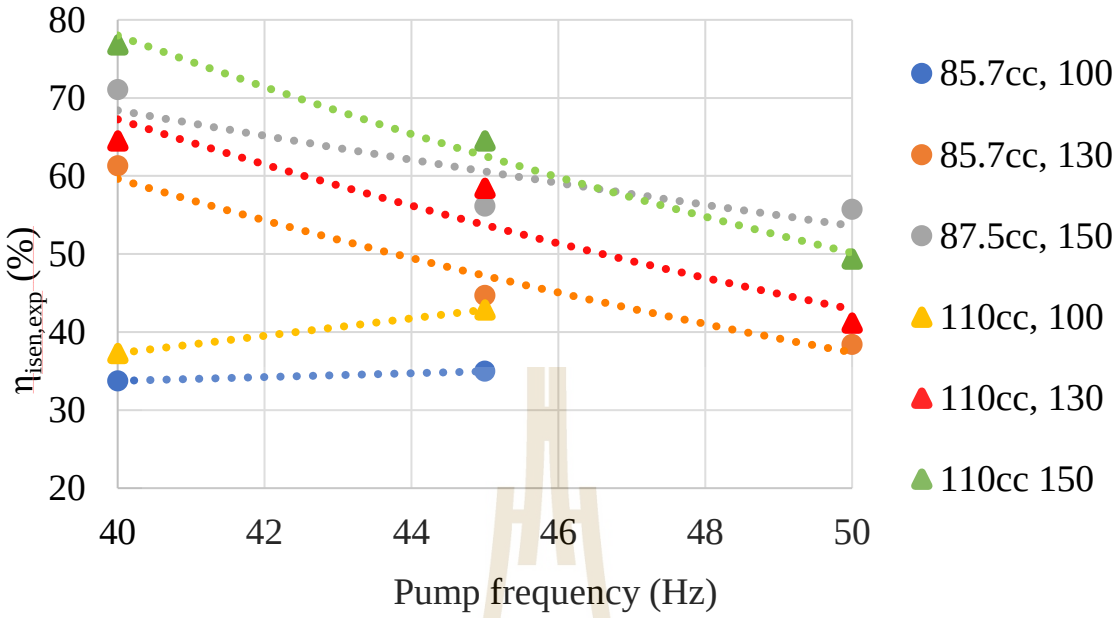
เมื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าจากงานวิจัยนี้เทียบกับงานวิจัยที่รวบรวมไว้ในตารางที่ 2.3 ได้ค่าอยู่ในช่วง 1-8.1% และพบว่าโรงไฟฟ้าจากงานวิจัยนี้ทำค่าประสิทธิภาพได้ค่าที่ 0.5-9.2% ซึ่งมีขอบบนของค่าสูงกว่าเล็กน้อย โดยเหตุผลเกิดด้วยปัจจัยต่าง ๆ เช่น การออกแบบระบบท่อที่เลือกใช้ diameter ใหญ่กว่า (ใช้ท่อขนาด 1 นิ้วโดยเฉลี่ย) เมื่อเทียบกับงานของ Xi et al. (2019) พบว่าใช้ copper tube ขนาด ½ นิ้ว โดยขนาดท่อที่ใหญ่จะส่งผลต่อ pressure loss ในระบบที่น้อยลง และอีกปัจจัยคือการเติมน้ำมัน compressor เพิ่มเข้าไปในระบบร้อยละ 5 โดยมวลสารทำงาน ซึ่งช่วยหล่อลื่นให้ scroll expander เกิด friction น้อยลงทำให้ประสิทธิภาพดีขึ้นเล็กน้อย

อย่างไรก็ตามเมื่อทำการทดลอง ผู้วิจัยพบว่าค่าอัตราการไหลของสารทำงานนั้นมีการแกว่งตัวระหว่างการทดสอบในช่วงประมาณ 5 L/h ซึ่งในงานของ Sun et al. (2019) ที่ใช้งาน pump ลักษณะเดียวกัน (multi-stage centrifugal pump) ก็พบปัญหาการแกว่งตัวของอัตราการไหลที่ช่วงเดียวกันประมาณ 12 L/h ดังรูปที่ 4.3 โดยปัญหาเกิดจากตัว pump motor ที่ออกแบบมาเป็น fix speed แต่ได้ใช้อุปกรณ์ invertor เพื่อทำการปรับความถี่ในการป้อนกระแสเข้าสู่ pump motor โดยปัญหาคือเทคนิคในการปรับความถี่ของ invertor ทำให้แรงดันไฟฟ้าที่ป้อนเข้าสู่ pump motor ไม่สม่ำเสมอเทียบกับเวลา ทำให้อัตราการไหลของสารทำการมีค่าผันผวนตามแรงดันไฟฟ้าดังที่ได้แสดงในวงสีแดงในรูปที่ 4.3 โดยจากรูปเดียวกันจะเห็นว่า ปัญหาการแกว่งของอัตราการไหลแทบไม่เกิดในกรณีของ piston pump ซึ่งใช้การปรับอัตราการไหลโดยปรับระยะ stroke แทนการปรับความเร็วรอบ pump motor ด้วย invertor

จากปัญหาดังกล่าว ทำให้ค่าที่บันทึกมาจากการอ่านค่าจาก rotameter และใช้ค่าจากการตวงและจับเวลาเฉลี่ยกัน เป็นค่าประมาณของสารทำงาน ณ ขณะนั้น ด้วยค่าอัตราการไหลที่แกว่งตัวนี้เองเมื่อนำไปคำนวณประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าตามสมการ 3.2 จะทำให้ค่าที่ได้ มีความผิดพลาดเนื่องจากการประมาณปนอยู่ ซึ่งเป็นสาเหตุทำให้แนวโน้มของประสิทธิภาพรวม ณ อุณหภูมิของแหล่งความร้อนต่าง ๆ ไม่ไปในทิศทางเดียวกัน ไม่เหมือนกับแนวโน้มบ่งชี้สมรรถนะอื่น ๆ ที่มีแนวโน้มที่ค่อนข้างเหมือนกัน



รูปที่ 4.3 ค่าคุณสมบัติในสภาวะคงตัวจาก pump ประเภทต่าง ๆ (Sun et al., 2019)



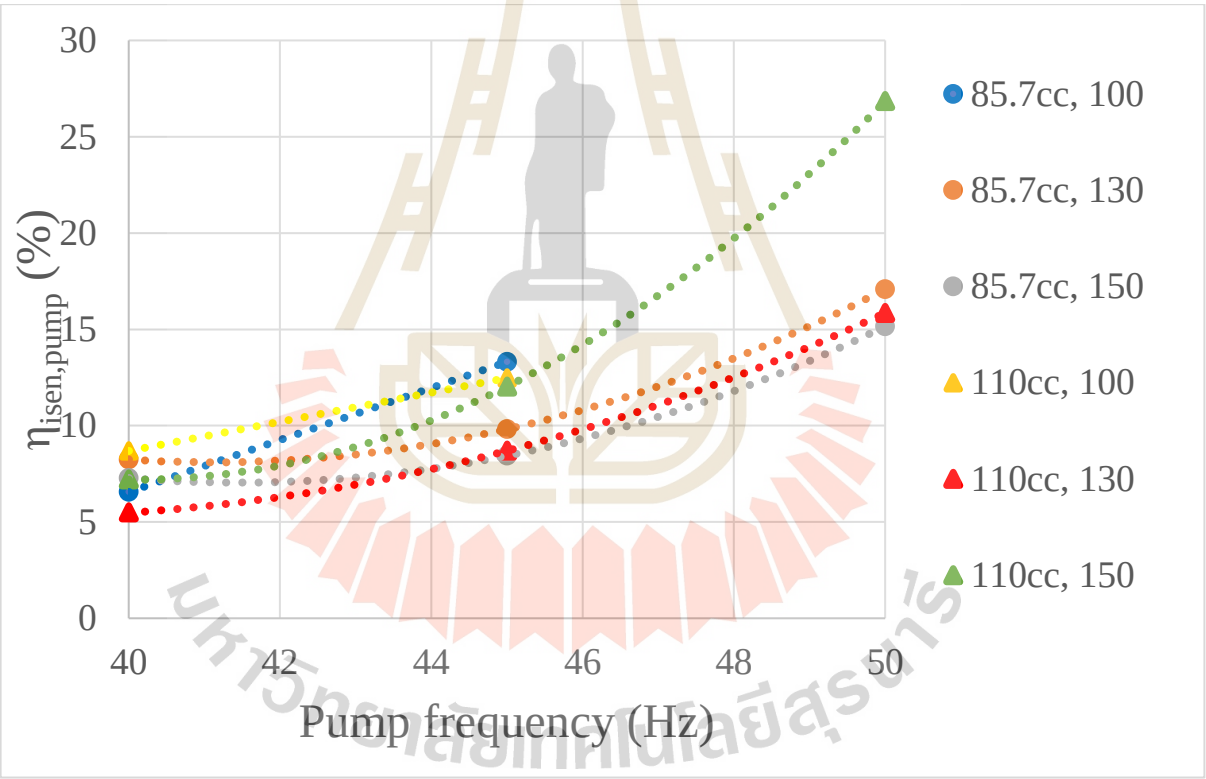
รูปที่ 4.4 กราฟความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump

จากรูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความถี่ของกำลังไฟฟ้าที่ส่งให้กับ pump ในแกน X และประสิทธิภาพ isentropic ของ expander ในแกน Y ซึ่งกราฟนี้จะเปรียบเทียบระหว่าง expander 2 ตัว คือ expander ขนาด 110 cc/rev และขนาด 85.7 พบว่า expander ทั้ง 2 ตัวนั้นพบว่าเมื่อความถี่มากขึ้นจะส่งผลให้ ประสิทธิภาพ isentropic นั้นลดลง เงื่อนไขที่ส่งผลให้มีประสิทธิภาพ isentropic นั้นมีค่ามากที่สุดคือ expander ขนาด 110 cc/rev และมีอุณหภูมิของน้ำมันร้อนเท่ากับ 150°C, ความถี่ 40 Hz รองลงมาคือ expander ขนาด 85.7 cc/rev, 150°C, ความถี่ 40 Hz ลดลำดับลงมาตามอุณหภูมิของน้ำมันร้อน โดยสาเหตุเนื่องมาจากเมื่อมีความถี่มากความเร็วรอบของ pump มากขึ้น อัตราการไหลของสารทำงานในระบบจึงมากขึ้นด้วย เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนต่ำจะส่งผลให้สารทำงานรับความร้อนไปได้น้อยและเดือดไม่ทัน ส่งผลให้สถานะของสารทำงานก่อนเข้า expander เป็น mixture ซึ่งคุณสมบัติในการขยายตัวไม่ดีเท่าสถานะ vapor จึงทำให้ประสิทธิภาพ isentropic มีค่าลดลง

จากช่วงประสิทธิภาพ isentropic พบว่าในตารางที่ 2.3 ค่าปกติของ expander ที่ดัดแปลงจากคอมเพรสเซอร์รถยนต์นั้นไม่สูงนัก อยู่ในช่วง 22–65% แต่ผลจากงานวิจัยนี้พบว่าได้ผลลัพธ์ที่ดีกว่าค่าจากการสำรวจที่ 33–78% ซึ่งค่านี้อยู่ในย่านที่สูงเทียบเคียงกับประเภท manufactured expander ที่มี

ราคาสูงที่มีย่านประสิทธิภาพที่ 45–78% โดยสาเหตุอาจเกิดด้วยปัจจัยต่าง ๆ ได้แก่ การออกแบบระบบท่อที่เลือกใช้ diameter ที่ใหญ่กว่า ส่งผลต่อ pressure loss ในระบบที่น้อย และการเติมน้ำมัน compressor เข้าไปเพื่อช่วยหล่อลื่นให้กับผิวของ scroll expander ดังที่ได้กล่าวไป

ในการศึกษาประสิทธิภาพ isentropic ของงานวิจัยจำนวนมาก isentropic เป็นค่าที่คงที่ที่ 80% ตลอดช่วง parameters ที่ทำการศึกษา (He et al., 2012; Li et al., 2017; Radulovic et al., 2014) จากรูปที่ 3.3 จะเห็นว่าประสิทธิภาพของ isentropic เปลี่ยนแปลงตลอดอย่างมีนัยสำคัญเมื่อเปลี่ยนแปลง parameters ที่ทำการทดสอบ ตัวอย่างเช่น expander ขนาด 110 cc/rev ที่อุณหภูมิ 150°C จะมีประสิทธิภาพเท่ากับ 78% ที่อุณหภูมิ 150°C จะมีประสิทธิภาพเท่ากับ 65% โดยเทียบเป็นประมาณ 17%



รูปที่ 4.5 กราฟความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ pump กับอุณหภูมิแหล่งความร้อนและความถี่ pump

จากรูปที่ 4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความถี่ของกำลังไฟฟ้าที่ส่งให้กับ pump ในแกน X และประสิทธิภาพ isentropic ของ pump ในแกน Y จากแนวโน้ม พบว่า pump จะมีประสิทธิภาพสูงเมื่อทำงานที่ความถี่สูง และอุณหภูมิแหล่งความร้อนต่ำ สาเหตุเนื่องจาก pump ตัวนี้มีจุดออกแบบหรือ design head ที่ 175 m ตามรูปที่ 3.5 หรือประมาณ 17 bar และในช่วงแรงดันการทดสอบของงานวิจัยนี้อยู่ที่ 5–11 bar เมื่อความดันที่ใช้ทดสอบมีค่าเข้าใกล้ค่า design จึงทำให้ pump มีประสิทธิภาพสูงขึ้น ในส่วนของอุณหภูมิยิ่งต่ำประสิทธิภาพยิ่งดี เนื่องจากอุณหภูมิของสารทำงานจะส่งผลต่อค่าแรงดันไอของสารทำงาน โดยหากยิ่งอุณหภูมิสูงแรงดันไอยิ่งมาก ซึ่งส่งผลเสียต่อการทำงานของ pump โดยแรงดันไอที่สูงจะทำให้แรงดันบวกสุทธิฝั่งดูดของระบบก่อนเข้า pump (Net Positive Suction Available) มีค่าลดลงซึ่งทำให้เกิด cavitation ทำให้ประสิทธิภาพของ pump ลดอย่างมีนัยสำคัญ

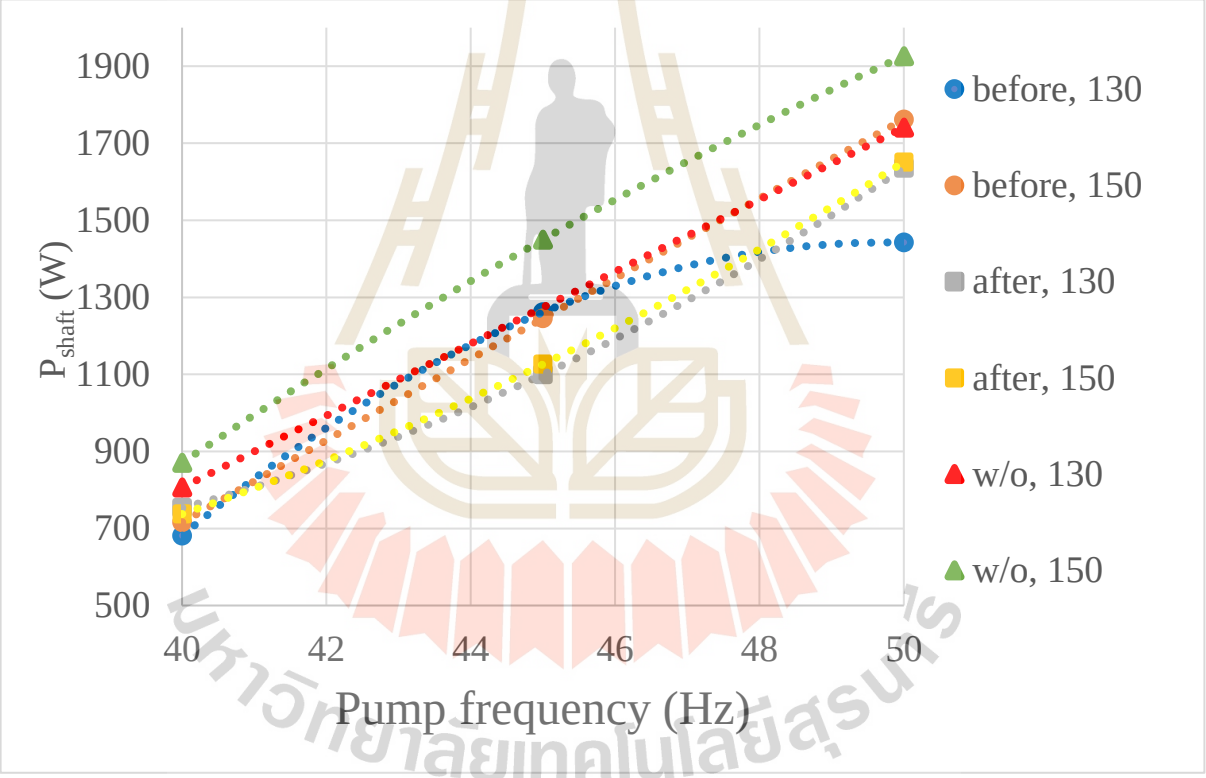
อย่างไรก็ตามพบว่าจุดที่มีประสิทธิภาพ pump สูงสุดคือที่ตำแหน่ง 50 Hz 110cc, 150°C โดยได้ประสิทธิภาพที่ 26.8% สาเหตุเนื่องจากที่ตำแหน่งดังกล่าวแรงดันในระบบโรงไฟฟ้าที่ pump สร้างมีค่าสูงถึง 11 bar ซึ่งใกล้เคียงค่าออกแบบมากที่สุดในเมื่อเทียบกับชุดทดลองอื่น ๆ

และพบว่าผลที่ได้จากการทดสอบกับสารทำงาน R245fa นั้นพบว่า expander ที่มี swept volume 110 cc/rev นั้นทำให้ประสิทธิภาพ Isentropic ของ expander อยู่ในช่วง 37-76% พลังงานกลอยู่ในช่วง 700–1,900 W พลังงานกลที่ได้มีค่าสูงขึ้นประมาณ 18-35% ขณะที่ประสิทธิภาพ Isentropic ของ expander มีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 6% เมื่อเทียบกับ scroll expander ขนาด 85.7 cc/rev และประสิทธิภาพสูงสุดของโรงไฟฟ้าก็เกิดจาก expander ขนาด 110 cc/rev มีค่าประมาณ 9% ด้วยสมรรถนะที่เหนือกว่าในทุกด้าน ในการศึกษาในส่วนถัดไปจะยกเฉพาะ expander ขนาด 110 cc/rev ไปศึกษาวิจัยต่อ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

4.2 อิทธิพลของการติดตั้ง check valve

จากงานวิจัยของ Ginies et al. 2011 พบว่าการติดตั้ง check valve เข้าไปในคอมเพรสเซอร์ประเภท scroll จะช่วยทำให้ operating pressure ratio ใกล้เคียงกับ design pressure ratio มากขึ้น อีกทั้งยังช่วยลดภาระโหลดทางกลของคอมเพรสเซอร์ในตอนเริ่มทำงานได้ 20% เนื่องจาก check valve นี้ช่วยลดแรงดันกระชากในระบบ และเพิ่มความนุ่มนวลในการทำงานของ compressor ได้ แนวคิดดังกล่าวจึงได้ถูกนำมาต่อยอดในงานวิจัยนี้ โดยจะได้ทำการเพิ่ม check valve ดังรูปที่ 3.4 เข้าไปในส่วนก่อนเข้า และหลังออกจาก expander ขนาด 110 cc/rev เพื่อดูอิทธิพลของ check valve ว่าสามารถทำให้ expander ทำงานได้ดีขึ้นจริงหรือไม่ โดยจะทำการปรับตัวแปรต้นได้แก่ อุณหภูมิของแหล่งความร้อนขาเข้าเป็น 130 และ 150°C และความถี่กระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้ pump เป็น 40, 45 และ 50 Hz



รูปที่ 4.6 กราฟความสัมพันธ์ของพลังงานกลที่ได้ กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump

จากรูปที่ 4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความถี่ของกำลังไฟฟ้าที่ส่งให้กับ pump ในแกน X และพลังงานกลที่ได้จาก expander ในแกน Y จะเห็นว่าการติด check valve เข้าไปทำให้พลังงานกลที่ได้มีค่าลดลงโดย ไม่ติดได้พลังงานกลสูงสุด รองมาเป็นติด check valve ในลักษณะก่อน

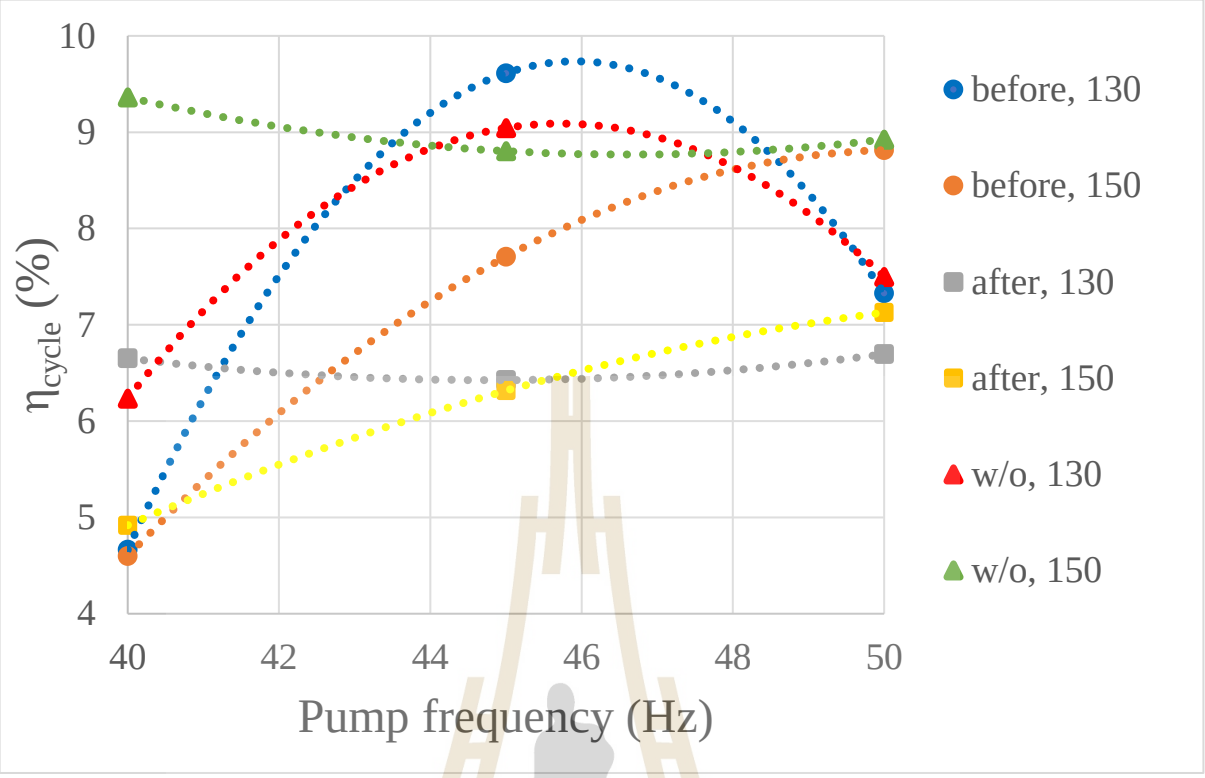
เข้า expander และแบบติด check valve หลัง expander เป็นแบบที่ได้พลังงานกลน้อยที่สุด สาเหตุที่ทำให้กำลังงานกลลดลงเนื่องจากมีการขวางการไหลเพิ่มขึ้นจากอุปกรณ์ check valve ทำให้เกิด pressure loss ในระบบมากขึ้น ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานของสารทำงานบางส่วนก่อนเข้า expander โดยพบว่า pressure loss ที่เกิดขึ้นระหว่างท่อหลังออกจาก pump ถึงทางเข้า expander ในกรณีติด check valve จะมีอยู่ในช่วง 0.2-1 bar ในขณะที่กรณีไม่ติด ค่าเฉลี่ยจะอยู่ที่ 0.2-0.8 bar ซึ่งน้อยกว่าอย่างมีนัยสำคัญ ดังที่แสดงในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 Pressure loss และ Pressure ratio ในการศึกษาอิทธิพลของการติด check valve

Conditions	Before expander		After expander		Without check valve	
	Pressure loss (bar)	Pressure ratio	Pressure loss (bar)	Pressure ratio	Pressure loss (bar)	Pressure ratio
40Hz,130˚C	0.2	4.53	0.5	6.5	0.4	6.6
50Hz,130˚C	0.5	6.33	0.5	6.33	0.8	5.625
40Hz,150˚C	0.3	3.94	0.5	5.23	0.3	6.18
50Hz,150˚C	0.5	5.94	1.0	6	0.2	6.12

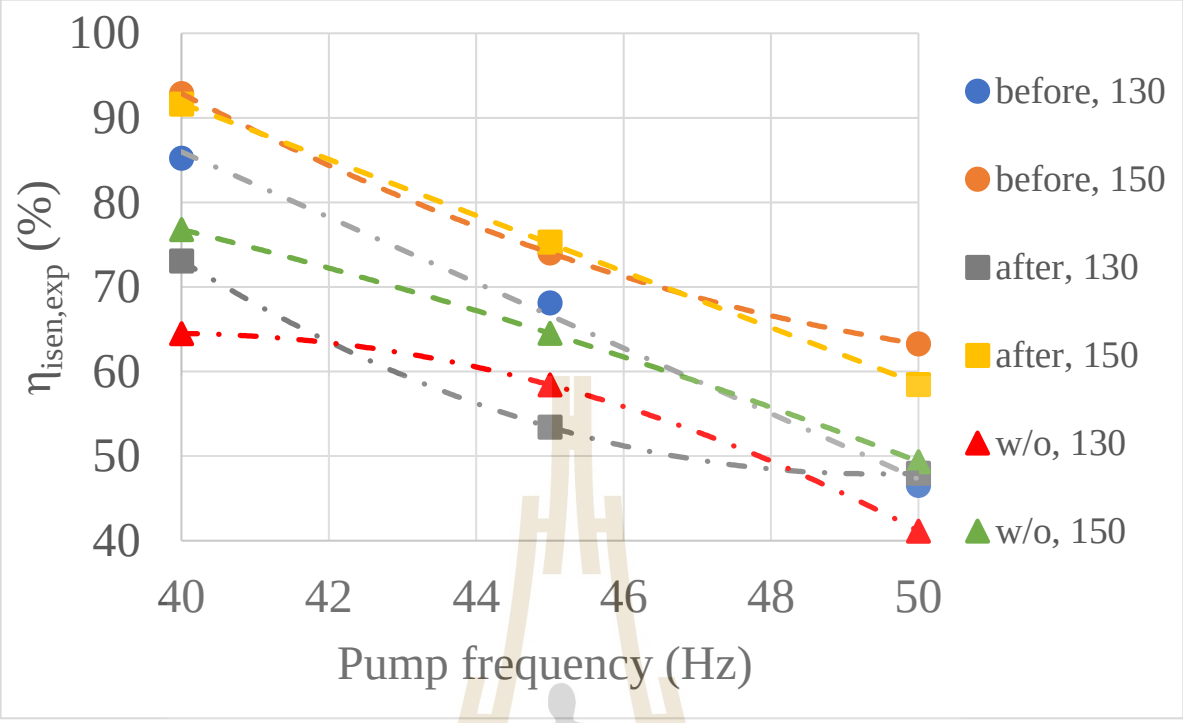
สาเหตุที่ทำให้ การติด check valve หลัง expander ได้พลังงานก่อนน้อยกว่าแบบติดก่อน สาเหตุเป็นเพราะตำแหน่ง check valve นั้นเดิมทีตอนก่อนดัดแปลงได้ติดอยู่ที่ด้านหลัง fixed scroll ดังรูป 2.4 ซึ่งอยู่ฝั่งก่อนเข้า expander การติดในลักษณะนี้จึงทำให้สภาวะการใช้งานใกล้เคียงตอนเป็น compressor ซึ่งจะทำให้ปริมาตรของสารทำงานที่อยู่ในห้องต่าง ๆ ของตัวเรือนของ scroll expander นั้นใกล้เคียงค่าออกแบบเดิม ซึ่งส่งผลสัดส่วนการอัด-ขยายมีค่าเหมาะสมทำให้กำลังงานกลที่ผลิตได้มีค่ามากกว่ากรณีติด check valve หลังจากสารทำงานออกจาก expander นั่นเอง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.7 กราฟความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้า กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ pump

จากรูปที่ 4.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความถี่ของกำลังไฟฟ้าที่ส่งให้กับ pump ในแกน X และของประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้า ในแกน Y จะเห็นว่าแนวโน้มโดยภาพรวมจะเหมือนกับรูปที่ 4.6 โดยกรณีไม่ติด check valve ดีที่สุด รองลงมาคือติดก่อนเข้า expander และสุดท้ายติดหลังจะได้ประสิทธิภาพต่ำสุด เนื่องด้วยเหตุผลเรื่องการขวางการไหล และสภาพการใช้งานดังที่ได้อภิปรายไปแล้ว อย่างไรก็ตามพบว่ากรณ์ติดก่อน ที่อุณหภูมิ 130˚C (before, 130) ได้ค่าประสิทธิภาพรวมสูงและมีค่าโดด ผิดแนวโน้มปกติ สาเหตุเกิดจากความคลาดเคลื่อนจากการประมาณอัตราการไหลของสารทำงานได้น้อยเกินไป ทำให้เมื่อนำอัตราการไหลที่ได้ไปคำนวณประสิทธิภาพรวมตามสมการ 3.2 ซึ่งอัตราการไหลเป็นตัวหาร จะให้ให้ค่าประสิทธิภาพที่ได้สูงกว่าที่ควรจะเป็น



รูปที่ 4.8 กราฟความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander กับอุณหภูมิแหล่งความร้อนและความถี่ pump

จากรูปที่ 4.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความถี่ของกำลังไฟฟ้าที่ส่งให้กับ pump ในแกน X และของประสิทธิภาพ isentropic ของ expander ในแกน Y จะเห็นว่าในกรณีของการติด check valve ก่อนเข้า expander ทำให้ได้ประสิทธภาพ isentropic สูงสุด รองลงมาเป็นแบบติดหลังและแบบไม่ติดตามลำดับ สาเหตุที่เป็นเช่นนี้ เนื่องจากการติด check valve ทำให้ pressure ratio ตกคร่อม expander มีค่าเข้าใกล้ค่า design pressure ratio ซึ่งมีค่าเท่ากับ 6 โดยพบว่าจากตารางที่ 3.1 ที่กรณีติด check valve ก่อน expander ที่ 150˚C (before, 150) ได้ประสิทธิภาพ isentropic สูงสุด โดยเฉพาะที่ ความถี่ pump ต่ำ ๆ ที่ 40 Hz เนื่องจากมี pressure ratio ใกล้เคียง 6 เมื่อเทียบกับกรณีไม่ติด ซึ่งพบว่ามีค่า pressure ratio ที่สูงถึง 6.6 ในบางช่วง

นอกจากนี้จากรูป 4.8 พบว่ายิ่งความถี่ในการจ่ายกระแสของ pump ต่ำ ประสิทธิภาพจะยิ่งสูงและอุณภูมิแหล่งความร้อนยิ่งสูง ประสิทธิภาพยิ่งสูง สาเหตุเหมือนกันที่เคยอภิปรายไว้ใต้รูป 4.4 เพราะความถี่ pump ยิ่งสูงจะทำให้อัตราการไหลสูง และเมื่ออัตราการไหลสูงจะทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนที่ evaporator ไม่เพียงพอที่ทำให้สารทำงานเปลี่ยนสถานะเป็น saturated vapor ซึ่งตัว

expander นั้นถูกออกแบบมาเพื่อใช้งานกับ saturated vapor ดังนั้นเมื่อสารทำงานมีสถานะ mixture ไหลเข้าไปใน expander จึงทำให้ประสิทธิภาพต่ำลง

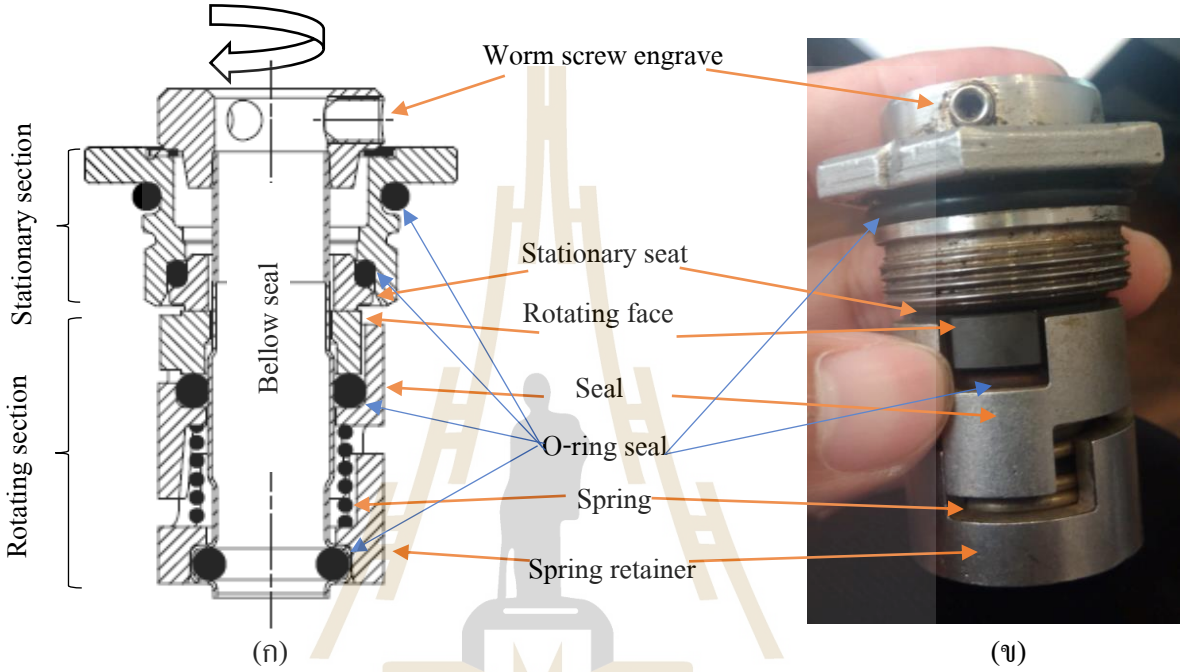
และอุณหภูมิของแหล่งความร้อนก็จะส่งผลปริมาณความร้อนที่ที่ถ่ายเทเข้าสู่สารทำงานที่ expander โดยอุณหภูมิยิ่งสูง ความร้อนก็จะยิ่งถ่ายเทสู่สารทำงานได้มาก ซึ่งจะเห็นว่าอุณหภูมิของแหล่งความร้อนยิ่งสูง ประสิทธิภาพ isentropic จะยิ่งมากนั่นเอง

อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพ isentropic ที่สูง ในภาพรวมอาจเกิดขึ้นเนื่องจาก expander ที่ใช้งานไม่ได้ทำการหุ้มฉนวน พลังงานของสารทำงานบางส่วนที่หายไปจึงหายไปเพราะเกิดการถ่ายเทความร้อนสู่บรรยากาศด้วย สาเหตุที่ไม่หุ้มฉนวนเพราะตัว expander นั้นดัดแปลงมาจาก compressor และใช้งานในช่วงอุณหภูมิที่มักอยู่ในช่วงไม่เกิน 100°C ในสภาพใช้งานทั่วไป ทำให้วัสดุภายในบางชนิด ทนความสูงสูงไม่ได้ เช่น O-ring seal ที่ทำมาจาก polyurethane ซึ่งทนอุณหภูมิได้ประมาณ 160°C ก่อนเสียสภาพ เพื่อป้องกันการเสียหายของอุปกรณ์จึงให้ scroll expander ได้ระบายความร้อนระหว่างการทำงานของโรงไฟฟ้า

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

4.3 ปัญหาที่พบระหว่างการทดลอง

ระหว่างการศึกษาวิจัยพบว่ามีอุปสรรคเกิดขึ้นอยู่ด้วยกันหลายครั้ง และมีปัญหาทางเทคนิคเกิดขึ้นเป็นระยะ ซึ่งในส่วนนี้จะได้แจงปัญหา ที่คาดว่าจะเป็นประโยชน์ต่อผู้ที่จะทำงานวิจัยในลักษณะคล้าย ๆ กัน ดังต่อไปนี้



รูปที่ 4.9 (ก) ภาพ half-section ของ Mechanical seal (ข) รูปตัวชิ้นงานจริง

4.3.1 Shaft seal pump รั่ว

เมื่อใช้งาน pump สารทำงาน Grundfos CR1s-33 โดยใช้งานครั้งละ 2 ชม. ต่อเนื่องและพัก 1 ชม. เมื่อใช้งานสะสมประมาณ 50 ชม. พบว่า pump มีอาการผิดปกติ คือความเร็วรอบการหมุนตก มีอาการฝืดมากผิดปกติ โดยหากทำการหยุดใช้งาน pump เป็นเวลา 1-2 วัน พบว่าอาการดังกล่าวหายไป และจะกลับมาเป็นซ้ำเมื่อทดลองไปได้อีก 1-2 ชม. และเมื่อชั่วโมงการใช้งานสะสมประมาณ 100 ชม. พบว่าอาการฝืดหายไป แต่จะมีการซึมออกของสารทำงานบริเวณ shaft seal แทน โดยเมื่อยิ่งใช้งานไปเรื่อย ๆ ปริมาณการรั่วจะมากขึ้นตามชั่วโมงการใช้งานสะสม จนสารทำงาน R245fa ในระบบโรงไฟฟ้าน้อยเกินกว่าที่จะใช้งานได้

ในการแก้ไขครั้งแรกได้ยก pump ไปซ่อม ที่ศูนย์ซ่อม Grundfos นครราชสีมา โดยได้ทำการเปลี่ยน shaft seal เป็นของใหม่ แต่เป็น shaft seal รุ่นเดิม มีคุณสมบัติเหมือนเดิมทุกประการ โดยหลังจากทำการเปลี่ยน ทำการติดตั้ง และใช้งาน pump พบว่าปัญหา pump ฝืดและอาการรั่วที่กล่าวไปข้างต้นเกิดขึ้นตามมาในลักษณะเดิมทุกประการ โดยวิศวกรของ Grundfos ได้แจงสาเหตุของการรั่วว่าเกิดเนื่องจาก dry running โดยจะขอกล่าวถึงหลักการทำงานของ shaft seal ก่อนดังนี้

ผู้วิจัยจึงทำการศึกษาคู่มือการใช้งาน pump จาก Grundfos data booklet : Shaft seals โดยศึกษาชนิดของวัสดุที่นำมาใช้ทำ shaft seal ในส่วนต่าง ๆ โดยส่วนประกอบของ shaft seal ที่ใช้งานจะมีลักษณะตามรูปที่ 4.9 ก และ รูปที่ 4.9 ข โดย shaft seal ที่ใช้เป็น mechanical shaft seal อาศัยการเสียดสีระหว่างหน้าสัมผัสของวัสดุแข็ง 2 ชนิดจากส่วน rotating และ stationary และมีสปริงช่วยดัน 2 ส่วนนี้ให้ติดกันเสมอ โดยจะอธิบายส่วนของ rotating ก่อน

1. Rotating คือส่วนที่ต่อกับเพลาของ impeller จะมี O-ring seal และ bellows seal สวมเข้ากับตัวเพลาก่อน และมีสลักตัวหนอนล็อคตำแหน่ง 3 ตัวด้านบน และมี stainless steel 2 ชิ้นด้านล่างและตรงกลางทำหน้าที่เป็นตัวค้ำยันสปริง และยันตัววัสดุแข็งของ rotating face ระหว่างตัวยันวัสดุ และตัววัสดุ rotating face จะมี O-ring 1 ตัวคั่น ในระหว่างการทำงานของ pump ชิ้นส่วนทั้งหมดจะหมุนไปพร้อม ๆ กับเพลาของ pump
2. Stationary คือส่วนโลหะที่อยู่เหนือถัดจาก rotating face โดยมีส่วน stationary seat คอยสัมผัสและเสียดสีกับ rotating face ขณะที่ pump ทำงาน ถัดขึ้นไปจะเป็นเฟรม stainless ที่ขันเกลียวต่อเข้ากับตัวเรือน pump โดยระหว่างเฟรม stationary seat จะมี O-ring คั่น 1 ตัวเพื่อป้องกันสารทำงานรั่วระหว่างรอยต่อ

ซึ่งการเสียดสีกันระหว่างหน้าสัมผัสของ rotating face และ stationary seat จะทำให้เกิดความร้อน โดยทั่วไปแล้วสารทำงาน หรือน้ำใน pump ควรจะท่วมอยู่รอบ ๆ ตัว shaft seal และจะช่วยทำหน้าที่ระบายความร้อน อย่างไรก็ตาม เมื่อ pump ทำงานโดยไม่มีน้ำเลี้ยงรอบ ๆ shaft seal จะเกิดความร้อนสะสมและทำให้ O-ring seal ที่อยู่ใกล้เคียงได้รับความร้อนสูงเกินและเสื่อมสภาพ เป็นเหตุทำให้เกิดการรั่ว โดยจากการสังเกตของวิศวกร Grundfos พบว่า O-ring seal มีลักษณะที่กรอบ ไม่ยืดหยุ่น ซึ่งเกิดจากความร้อนจริง และทางผู้วิจัยก็ได้ทำการ dry running จริง โดยเกิดระหว่างกระบวนการอุ่นเครื่องโรงไฟฟ้าก่อนใช้งานเป็นเวลา 30 นาที

เนื่องด้วย R245fa เป็นสารทำงานที่จุดเดือด 15.3°C ทำให้เมื่อไม่ได้ใช้งานโรงไฟฟ้าสักระยะสารทำงานบางส่วนจะเปลี่ยนเฟสเป็นไอ จึงต้องมีการสร้างแรงดัน และลดอุณหภูมิสารทำงานก่อนในตอนสตาร์ท เพื่อให้สารทำงานเปลี่ยนเฟสกลับมาเป็นของเหลว เพื่อให้ pump ดูดสารทำงานได้

ระหว่างนั้นจะมี dry running เกิดขึ้นโดยเลี่ยงไม่ได้ อย่างไรก็ตาม ผู้วิจัยได้ทำการเพิ่มแรงดันและลดอุณหภูมิอย่างระมัดระวัง โดยจะให้ pump ทำงาน และพักเป็นระยะ ๆ เป็นช่วง 1-5 นาที เพื่อป้องกันความร้อนสะสม

ถึงแม้ได้ทำการทดลองอย่างระมัดระวัง พบว่าอาการ shaft seal รั่วนั้นยังคงเกิดอยู่ ผู้วิจัยจึงได้ตรวจสอบลักษณะของวัสดุของ shaft seal ว่ามีความเหมาะสมหรือไม่ สำหรับ shaft seal จะมีวัสดุที่ใช้เป็นโครงสร้างเฟรมเป็น stainless steel เท่านั้นดังรูป 4.9 และสามารถเลือกใช้วัสดุของ 1. rotating face, 2. stationary seat และ 3. O-ring ได้ตามต้องการ โดยในตอนออกแบบครั้งแรกได้แจ้งกับทางวิศวกร Grundfos ไว้ว่าจะใช้กับสารทำงาน R245fa ซึ่งวัสดุที่ทางวิศวกรจัดมาให้คือ SiC, SiC และ FKM ตามลำดับ ซึ่งเป็นวัสดุที่สามารถใช้งานกับสารเคมีทั่วไปได้ดี และพบว่า R245fa ยังไม่มีการแนะนำในฐานข้อมูลคู่มือ Data booklet: shaft seals ของ Grundfos (2019) ว่าเหมาะสมกับ seal materials ประเภทใด

ผู้วิจัยจึงได้ทำการสำรวจงานวิจัยเกี่ยวกับการทำปฏิกิริยาระหว่างสารทำงาน R245fa และ seal material ซึ่งพบว่างานวิจัยของ Eyerer et al., (2017) ได้ทำการวิจัยเชิงทดลองโดยนำวัสดุพอลิเมอร์ 4 ชนิดที่นิยมใช้ทำ seal material มาทดสอบความเข้ากันได้กับกลุ่มสารทำงานที่นิยมใช้ในโรงไฟฟ้า ORC ซึ่งพบว่า seal material ชนิด FKM ซึ่งใช้เป็นวัสดุ O-ring seal มีปฏิกิริยารุนแรงไม่สามารถเข้ากันได้กับ R245fa โดยการทดสอบได้ทำการนำวัสดุ FKM ไปสัมผัสกับ R245fa ในสถานะของเหลวโดยตรงซึ่งผลที่ออกมามีดังนี้

1. มีการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของวัสดุยาง FKM (พองตัว) 137.5%
2. มีความแข็ง (hardness) ลดลง 41.7%
3. มีน้ำหนักเพิ่มขึ้น 72.8% เนื่องจากมีการดูดซับ R245fa เข้าไปในเนื้อยาง

ซึ่งผลดังกล่าวจะทำให้ mechanical seal เกิดความผิดปกติในการใช้งานหลายประการ อาทิ เช่น การพองตัวของ O-ring seal จากรูปที่ 4.9 ก 137.5% จะทำให้แรงเค้น และแรงดันในส่วนของเฟรม และหน้าสัมผัสบริเวณ rotating face และ stationary seat เพิ่มขึ้นอย่างมาก ทำให้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นสูงเกินค่าออกแบบ ทำให้ pump มีอาการฝืดซึ่งอาการนี้ได้เกิดขึ้นจริงในขณะใช้งาน และ hardness ที่ลดลงทำให้การต้านทานการเสียดสีลดลง เมื่อทำการใช้งาน pump จะมีการสูญเสียของเนื้อวัสดุ O-ring seal อย่างรวดเร็ว ส่งผลให้อายุการใช้งานสั้น และสูญเสียความสามรถในการ seal ปิดกั้นทำให้มีอาการรั่วของสารทำงานมากขึ้นเรื่อย ๆ ตามชั่วโมงการใช้งานดังที่ได้กล่าวไว้

ในบทความของ Eyerer et al. (2017) ได้ทดสอบวัสดุ seal material ชนิดอื่น ๆ กับ R245fa ด้วย ซึ่งพบว่าตัวที่มีคุณสมบัติคงที่ สามารถเข้ากันได้กับ R245fa ที่สุดได้แก่วัสดุ EPDM ซึ่งในบทความมีวัสดุ EPDM 2 ชนิดโดยชนิดแรกคือ high carbon content ตัวที่ 2 คือ high plasticizers content โดยทั้งสองตัวมีคุณสมบัติใกล้เคียงกัน และจะยกตัวแรกมาเป็นตัวเปรียบเทียบ โดยพบว่า เมื่อทำ EPDM ไปสัมผัสกับ R245fa มีการเพิ่มขึ้นของปริมาตร 1.3% มีความแข็งเพิ่มขึ้น 1.4% และมีน้ำหนักเพิ่มขึ้น 1.5% หมายความว่าวัสดุดังกล่าว แทบไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงในคุณสมบัติเชิงกลเมื่อสัมผัสกับ R245fa จึงเหมาะที่จะใช้วัสดุนี้ในการทำมาใช้เป็น O-ring และในคู่มือ Grundfos data booklet: shaft seals (Grundfos, 2019) มีทางเลือกในการใช้ O-ring seal material ด้วยกัน 4 ชนิด และ EPDM คือ 1 ในตัวเลือกที่สั่งได้

ในส่วนของปัญหา dry running จาก Grundfos data booklet : Shaft seals (Grundfos)ได้เสนอวัสดุ rotating face ที่สามารถทนสภาวะดังกล่าวได้ดีกว่าวัสดุเดิม (SiC) โดยวัสดุใหม่นี้เป็นวัสดุ Carbon, resin-impregnated ซึ่งตัววัสดุเมื่อเกิดการเสียดสีและมีความร้อนในสภาวะ dry running ตัววัสดุ Carbon จะสามาระสร้างฟิล์มหล่อลื่นขึ้นมาหล่อลื่นตัวเองได้ ทำให้ใช้งานในสภาวะ dry running ได้นานโดยไม่เกิดความร้อนสูง จึงช่วยถนอมให้ O-ring seal ให้มีอายุการใช้งานที่นานขึ้นตามไปด้วย ดังนั้น แนวทางในการแก้ไขปัญหาครั้งนี้นอกจากการเปลี่ยน O-ring material จะทำการเปลี่ยนวัสดุ rotating face ด้วย จากเดิมที่เป็น SiC ที่ไม่เหมาะกับ สภาวะ dray running เป็น Carbon ที่ทน dry running ได้ดีกว่านั่นเอง

4.3.2 การแก้ปัญหา Pump รั่ว

จากปัญหาการรั่วของสารทำงานบริเวณ shaft seal ของ pump CR1s-33 โดยมีอาการฝืดเกิดร่วมด้วย ภายในชั่วโมงการใช้งาน 100 ชม. พบว่าสาเหตุเกิดจาก O-ring seal material ไม่เหมาะสม เนื่องจากไม่สามารถเข้ากันได้ และทำปฏิกริยารุนแรงกับสารทำงาน R245fa โดยมีการพองตัวถึง 137.5% และมีความแข็งลดลง 41.7% และมีการใช้งานในสภาวะ dry running ร่วมด้วยทำให้เกิดการฝืด รั่ว และการกรอบของ O-ring seal และพบว่าสามารทำการแก้ปัญหาดังกล่าวได้โดยทำการเปลี่ยนวัสดุ O-ring seal material จากเดิมที่เป็น FKM ไปเป็น EPDM และ rotating face material จากเดิมเป็น SiC เป็น Carbon (เปลี่ยนจาก shaft seal Grundfos model HQQV เป็น HUBE) ซึ่งจากผลทดสอบ EPDM มีคุณสมบัติเชิงกลเปลี่ยนแปลงไม่เกิน 1.5% เมื่อสัมผัสกับ R245fa และ Carbon rotating face สามารถใช้งานในสภาวะ dry running ได้ดีกว่า ซึ่งหลังจากทำการเปลี่ยนวัสดุดังกล่าวแล้วปัญหาการรั่วก็ได้หายไป โดยไม่พบปัญหาใด ๆ เกี่ยวกับ pump หลังจากใช้งานมาราว 100 ช.ม.

4.3.3 การวัดอัตราการไหลของสารทำงาน

การวัดอัตราการไหลของสารทำงานในการวิจัยนี้ได้ใช้เครื่องมือวัด rotameter โดยมีลักษณะดังรูปที่ 4.10 และมีคุณสมบัติในการวัดดังตารางที่ 3.3 โดยเครื่องมือวัดชนิดนี้อาศัยหลักการของสมดุลของแรงฉุด (drag force) แรงลอยตัว (buoyancy force) และน้ำหนักที่เกิดขึ้นกับลูกลอย (floater) ในท่อที่มีการเปลี่ยนหน้าตัด โดยค่าอัตราการไหลที่วัดออกมาได้นั้นจะเป็น volume flowrate มีความคลาดเคลื่อนในการวัดอยู่ที่ 4% โดยผู้วิจัยได้สั่งทำขึ้นพิเศษจากประเทศอังกฤษ เพื่อนำมาใช้งานสำหรับ R245fa โดยเฉพาะ

รูปที่ 4.10 Rotameter ที่ใช้งานในการวิจัย

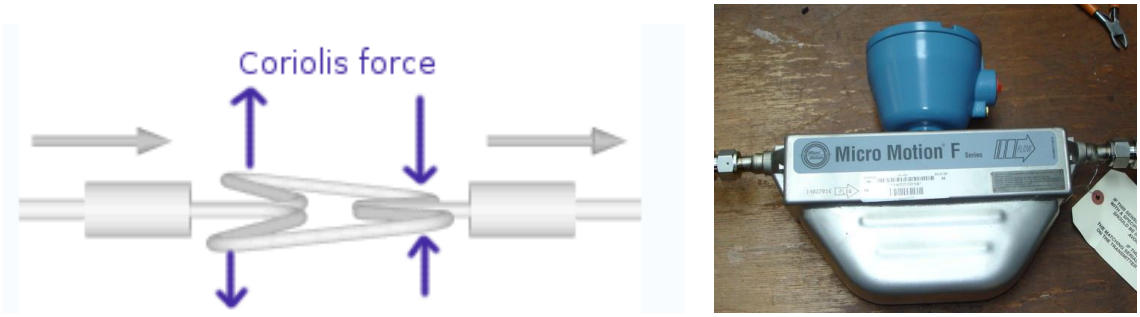
อย่างไรก็ตามขณะทำการทดลอง พบว่าอัตราการไหลของสารทำงานที่ ORC pump สร้างได้นั้นไม่ได้ราบเรียบ แต่มีลักษณะเป็น pulsation ทำให้การอ่านค่าจากตำแหน่งลูกลอยของ rotameter นั้นทำได้ยากเนื่องจากลูกลอยไม่นิ่ง ผู้วิจัยจึงทำการบันทึกค่าโดยการประเมิณจากค่าเฉลี่ยจากขอบบน

และขอบล่างของย่านการแกว่งตัวของลูกลอย และใช้วิธีการตวง และจับเวลาเพื่อหาอัตราการไหลร่วมด้วย ซึ่งค่าที่ได้จาก 2 วิธีมีค่าแตกต่างกันประมาณ 10% จึงนำค่าที่ได้จากทั้ง 2 วิธีมาเฉลี่ยและใช้ในการคำนวณ ซึ่งปัญหาที่เกิดขึ้นทำให้การคำนวณตัวแปรบ่งชี้สมรรถนะ ได้แก่ประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้า สมการ 3.2 ซึ่งใช้อัตราการไหลในการคำนวณ มีแนวโน้มที่ผิดปกติ ดังที่ได้อภิปรายไว้ใต้รูป 4.2 โดยในงานวิจัยของ Sun et al. (2019) ที่ใช้งาน pump ลักษณะเดียวกัน ก็พบปัญหาการแกว่งตัวของอัตราการไหลที่ช่วงเดียวกันดังรูปที่ 4.3 โดยปัญหาเกิดจาก invertor ที่ป้อนแรงดันไฟฟ้าที่เข้าสู่ pump motor ไม่สม่ำเสมอ

ในงานวิจัยของ Sun et al. (2019) ได้ใช้ pump แบบ Piston และ Rotary vane ดังรูปที่ 4.3 จะไม่พบปัญหาการแกว่งของอัตราการไหล เกิดจากเทคนิคการปรับอัตราการไหลโดยปรับระยะ stroke แทนการปรับความเร็วรอบ pump motor ด้วย invertor โดยวิธีแก้ปัญหาอัตราการไหลแกว่งทางหนึ่งคือการเปลี่ยน pump เป็นประเภทดังกล่าว โดยผู้วิจัยได้ทำการสำรวจราคาพบว่า piston pump ที่สามารถทำงานได้ภายใต้เงื่อนไขเดียวกันมีราคาอยู่ที่ 95,000-139,000 บาท ซึ่งมีราคาค่อนข้างสูงเมื่อเทียบกับตัวปัจจุบัน ซึ่งมีราคา pump รวม invertor ที่ 55,000 บาท

อีกทางเลือกหนึ่งคือการเปลี่ยนมาตรวัดอัตราการไหล เพื่อให้หาค่าเฉลี่ยได้แม่นยำมากขึ้น จากงานวิจัยอื่นที่ทำการศึกษาเกี่ยวกับโรงไฟฟ้า ORC หลาย ๆ งานวิจัย มักนิยมใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหลที่ชื่อว่า Coriolis flowmeter โดยหลักการที่ใช้ในเครื่องมือวัดชนิดนี้อาศัย Coriolis effect ที่เกิดขึ้นกับท่อที่ออกแบบมาเป็นรูปร่างเฉพาะ โดยเครื่องมือจะทำการวัดแรงจากปรากฏการณ์ดังกล่าวมาคำนวณเป็นความเร็วของการไหลในท่อดังรูปที่ 4.11 สามารถวัดความหนาแน่นของสารจากอุณหภูมิและแรงดันภายในได้ในตัว การรบกวนการไหลในการวัดน้อย และจะแสดงค่าอัตราการไหลออกมาเป็น mass flowrate ซึ่งโดยทั่วไปอุปกรณ์นี่มีความคลาดเคลื่อนในการวัดที่ประมาณ 0.05-0.5% ให้ผลลัพธ์เป็น digital real-time ซึ่งสะดวกในการอ่าน และจัดการข้อมูล อุปกรณ์นี้จึงเป็นที่นิยมสำหรับงานวิจัยโรงไฟฟ้า ORC

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 4.11 ลักษณะของ Coriolis flowmeter

ในวิทยานิพนธ์ของ Quoilin (2007) ที่ได้ศึกษาเกี่ยวกับโรงไฟฟ้า ORC ที่มีลักษณะใกล้เคียงกับงานวิจัยนี้ ได้ใช้ Coriolis flowmeter มาใช้ ซึ่งพบว่าอุปกรณ์ทำงานได้ดี และไม่มีการรายงานปัญหาเกี่ยวกับการวัดอัตราการไหล โดย Coriolis flowmeter ที่ใช้มีความคลาดเคลื่อนเพียง 0.05% และสามารถหาค่าเฉลี่ยของอัตราการไหลในกรณีที่เกิด pulsation flow ได้อย่างแม่นยำโดยคาดว่าหากเปลี่ยนเครื่องมือวัดอัตราการไหลจาก rotameter มาเป็น Coriolis flowmeter ปัญหาดังกล่าวจะหายไป

อย่างไรก็ตาม ผู้วิจัยได้สำรวจราคาของเครื่องมือวัดนี้ พบว่ามีราคาประมาณ 100,000 บาท เทียบกับตัวปัจจุบันซึ่งมีราคา 23,000 บาท หากมีทุนสนับสนุนงานวิจัยเพิ่มเติมคาดว่าจะได้ทำการแก้ไขปัญหาดังกล่าวต่อไป ไม่ว่าด้วยการเปลี่ยน pump หรือเปลี่ยนเครื่องมือวัดอัตราการไหลให้ดีขึ้น

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 5

สรุปผลงานวิจัย

จากจุดประสงค์ของงานวิจัย ระบบผลิตไฟฟ้า ORC ที่เหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศไทย เพื่อพัฒนาโรงไฟฟ้า ORC เพื่อทดสอบ expander ที่สามารถปรับเงื่อนไงการทำงานต่าง ๆ ได้ เช่น อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 100-150°C กำลังการผลิตสุทธิ 1 kW เพื่อทดสอบสมรรถนะของ expander ชนิด scroll ที่ดัดแปลงมาจาก A/C compressor รถยนต์ โดยจากผลการวิจัยพบว่า

โรงไฟฟ้าสามารถปรับเงื่อนไขการทำงานของโรงไฟฟ้าได้หลายตัวแปร ได้แก่ อุณหภูมิ 100-150°C และยังสามารถทำสูงขึ้นไปอีกได้ถึง 200°C เนื่องด้วยใช้ตัวกลางพาความร้อนที่เป็นน้ำมันมีจุดเดือด 354°C และสามารถปรับอัตราการไหลของสารทำงานได้โดยใช้ inverter ซึ่งสามารถควบคุมความถี่ในการจ่ายกระแสไฟฟ้าเข้าสู่ pump ได้ตั้งแต่ 0-50 Hz ซึ่งทำให้ pump สามารถใช้งานที่ความเร็วรอบตั้งแต่ 0-1900 rpm ได้ โดยมีระบบสนับสนุนการทำงานเพิ่มเติมได้แก่ recuperator, subcooler และ receiver เพื่อช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงาน ระบบวาล์วต่าง ๆ เพื่อ bypass หรือใช้งานโรงไฟฟ้าระหว่างแบบ simple และ แบบมี recuperator ได้ โดยโรงไฟฟ้านี้ใช้ R245fa เป็นสารทำงาน ด้วยความสามารถในการปรับค่าต่าง ๆ ของโรงไฟฟ้า ทำให้ระบบนี้สามารถปรับเงื่อนไขการทำงานให้เหมาะสมกับการใช้งานกับสภาพแวดล้อมในประเทศไทยได้

นอกจากนี้ชุดทดลองยังได้ออกแบบให้สามารถเปลี่ยน expander เพื่อนำมาทดสอบได้หลายชนิดโดยมีการติดตั้ง service valve และท่อ stainless hose โดยจากการวิจัยได้ทำการศึกษาสมรรถนะของ expander ชนิด scroll ซึ่งดัดแปลงมาจาก compressor รถยนต์ 2 ตัว ได้แก่ Sanden TRSA09 และ Sanden TRSA11 ได้โดยมีการดัดแปลงฐานวางเล็กน้อย และยังสามารถเพิ่มเติมอุปกรณ์ check valve เข้าไปเพื่อศึกษาอิทธิพลของตำแหน่งการติดตั้ง ซึ่งผลลัพธ์ดังนี้

Expander สามารถสร้างกำลังงานกลออกมาจากสารทำงานในโรงไฟฟ้าได้สูงสุด 1926 W ได้ประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้าสูงสุดที่ 9% และได้กำลังงานกลสุทธิหลังหักกำลังไฟฟ้าที่ pump ใช้ที่ 1048 W ซึ่งมีความสามารถใกล้เคียงกับ expander แบบซื้อสำเร็จที่มีประสิทธิภาพอยู่ในช่วง 0.5-9% เช่นเดียวกัน นอกจากนี้จากการศึกษาอิทธิพลของการปรับความถี่ pump อิทธิพลของอุณหภูมิแหล่งความร้อน พบว่ากำลังงานกลที่โรงไฟฟ้าสร้างได้แปรผันตามความถี่ pump และอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่เพิ่มขึ้นเป็นไปตามกฎเทอร์โมไดนามิกส์ แต่ประสิทธิภาพ isentropic ของ expander กลับ

มีแนวโน้มที่แปรผกผันกับความถี่ pump ที่มากขึ้น เนื่องด้วยปัญหาเรื่องสถานะของสารทำงานที่เป็น mixture

จากผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบ scroll expander 2 ตัวที่มี swept volume ต่างกัน พบว่า expander ที่ตัวใหญ่ (swept volume 110 cc/rev) นั้นทำให้ประสิทธิภาพ Isentropic ของ expander มีค่าอยู่ในช่วง 37-76% มีพลังงานกลอยู่ในช่วง 806–1,926 W ซึ่งพลังงานกลที่ได้มีค่าสูงขึ้นประมาณ 18-35% ขณะที่ประสิทธิภาพ Isentropic ของ expander มีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 6% เมื่อเทียบกับ scroll expander ตัวเล็ก (85.7 cc/rev) โดยสรุปได้ว่า scroll expander ตัวใหญ่เก่งกว่าตัวเล็กในทุกด้าน

หลังจากนั้น ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของการติด check valve ก่อนเข้า และหลังออกจาก expander พบว่าการติด check valve เข้าไปทำให้ได้ประสิทธิภาพ isentropic ของ expander เพิ่มขึ้น เนื่องจากมีค่า pressure ratio ใกล้เคียงค่าออกแบบมากขึ้น โดยมีค่าเพิ่มขึ้นที่ 18% แต่พบว่ากำลังงานกลที่ได้มีค่าลดลง โดยเรียงลำดับจากกำลังงานกลมากไปน้อยได้ดังนี้ 1.กรณีไม่ติด check valve, 2. ติด check valve ในลักษณะก่อนเข้า expander และ 3. แบบติด check valve หลัง expander โดยพบว่ากำลังงานกลที่ได้หลังจากการติด check valve ลดลงอยู่ในช่วง 4-22% การติด check valve ก่อนเข้าสู่ expander ได้ประสิทธิภาพ isentropic อยู่ในช่วงร้อยละ 47-93 ได้กำลังงานกลรวมในช่วง 681-1,762 W และการติด check valve หลังออกจาก expander ได้ประสิทธิภาพ isentropic อยู่ในช่วงร้อยละ 48-92 มีกำลังงานกลรวมในช่วง 737-1,651 W

สาเหตุเนื่องจากมีการขวางการไหลเพิ่มขึ้นจากอุปกรณ์ check valve ทำให้เกิด pressure loss ในระบบมากขึ้น ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานของสารทำงานบางส่วนก่อนเข้า expander ซึ่งที่ได้เพิ่มขึ้นจากประสิทธิภาพ expander นั้นไม่คุ้มกับงานที่สูญเสียไปกับ pressure loss พลังงานกลสุทธิจึงได้น้อยลง โดยได้ค่าสมรรถนะต่าง ๆ ดังนี้

จากที่กล่าวมาทั้งหมด จะเห็นว่าชุดโรงไฟฟ้ามีความสามารถในการปรับเงื่อนไขการทำงานให้เหมาะสมการสภาพแวดล้อมของประเทศไทย และให้ข้ากันได้กับอุปกรณ์ expander ซึ่งดัดแปลงจากคอมเพรสเซอร์รถยนต์ซึ่งถูกผลิตในไทยได้อย่างดี โดยพิสูจน์แล้วว่า expander นี้สามารถใช้แทนที่ expander ซื้อสำเร็จที่มีราคาสูงกว่า 20 เท่าได้ ช่วยให้โรงไฟฟ้ามีราคาลงทุนถูกลงและมีความคุ้มค่าที่จะลงทุนมากขึ้น นำไปสู่ผลลัพธ์ที่ตอบจุดประสงค์งานวิจัยที่ว่า เพื่อสร้างระบบผลิตไฟฟ้า ORC ที่เหมาะสมและคุ้มค่าสำหรับประเทศ

บรรณานุกรม

Abadi, G. B., Yun, E., & Kim, K. C. (2015). Experimental study of a 1 kw organic Rankine cycle with a zeotropic mixture of R245fa/R134a. Energy, 93, 2363–2373. doi: 10.1016/j.energy.2015.10.092 Access on 12/5/2019.

Department of Alternative Energy Development and Efficiency. (n.d.). Annual Alternative Energy Report 2016 Retrieved from http://webkc.dede.go.th/testmax/node/3420. Access on 26/9/2017.

Aoun B., Clodic D., (2008). Theoretical and Experimental Study of an Oil-Free Scroll Vapor Expander. In Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, Indiana, USA, 14-17 July 2014.

Bracco, R., Clemente, S., Micheli, D., & Reini, M. (2013). Experimental tests and modelization of a domestic-scale ORC (Organic Rankine Cycle). Energy, 58, 107–116. doi: 10.1016/j.energy.2012.12.016

Bronicki L.Y. (1988). Experience with high speed organic Rankine cycle turbo-machinery. Conference on high speed technology, Lappeenranta Finland, 21-24 August 1998, pp. 47-61.

Chang, J.-C., Chang, C.-W., Hung, T.-C., Lin, J.-R., & Huang, K.-C. (2014). Experimental study and CFD approach for scroll type expander used in low-temperature organic Rankine cycle. Applied Thermal Engineering, 73(2), 1444–1452. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.08.050

Chang, J.-C., Hung, T.-C., He, Y.-L., & Zhang, W. (2015). Experimental study on low-temperature organic Rankine cycle utilizing scroll type expander. Applied Energy, 155, 150–159. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.05.118

Declaye S., Quoilin S., & Lemont V. (2010). Design and Experimental Investigation of a Small-Scale Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander. In Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, Indiana, USA, 12-14 July 2010.

Dickes R., Dumont O., Declaye S., Quoilin S., Bell I., & Lemort V. (2014). Experimental investigation of an ORC system for a micro-solar power plant. In Proceedings of 22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue, Indiana, USA, 14-17 July 2014.

Eicke A., & Smolen S. (2015). ORC-Demonstration-Plant with 1 kW Scroll Expander–Concept, Design and Operational Experiences. In Proceedings of ASME ORC 2015–3rd International Seminar on ORC Power Systems, Brussels, Belgium, , 12-14 October 2015.

Eyerer, S., Eyerer P., Eiche;dinger M., Sax S., Wieland C., & Spliethoff H., (2017). Compatabilty with material for HFO fluid. Energy Procedia vol 129, pp 137–144.

Galloni, E., Fontana, G., & Staccone, S. (2015). Design and experimental analysis of a mini ORC (organic Rankine cycle) power plant based on R245fa working fluid. Energy, 90, 768–775. doi: 10.1016/j.energy.2015.07.104

Garg, P., Orosz, M. S., & Kumar, P. (2016). Thermo-economic evaluation of ORCs for various working fluids. Applied Thermal Engineering, 109, 841–853. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.06.083

Ginies, P., Ancel, C., & Gross, D. (2011). Scroll compressors and intermediate valve ports. 7th International Conference on Compressors and Their Systems 2011, 477–488. doi: 10.1533/9780857095350.9.477

Grundfos data booklet : Shaft seals, Grundfos, USA (2019). [online] URL: http://net.grundfos.com/Appl/ccmsservices/public/literature/filedata/Grundfosliterature-5768950.pdf

Hærvig J., Sørensen K. and Condra T. J. (2016). Guidelines for optimal selection of working fluid for an organic Rankine cycle in relation to waste heat recovery. Energy, Vol. 96, pp. 592-602.

He C., Liu C., Gao H., Xie H., Li Y., Wu S., and Xu, J. (2012). The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. Energy, Vol. 38(1), pp. 136-143.

Hinlailoed T. & Koonsrisuk (2017). Design of a small scale ORC prototype. In Proceedings of Conference On Energy Network of Thailand (E-NETT), Chiang-Mai, Thailand, 31 May – 2 June 2017

Hinlailoed T. & Koonsrisuk (2017). Performance Comparison of a Subcritical, Supercritical and Trilateral Organic Rankine Cycles for a Heat Source Temperature of 60 – 90°C. In Proceedings of 10th Engineering Science Technology and Architecture Conference 2019, Nakhonratchasima, Thailand, 30 September 2019

Hung, T., Shai, T., & Wang, S. (1997). A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. Energy, 22(7), 661–667. doi: 10.1016/s0360-5442(96)00165-x

Jung, H.-C., Taylor, L., & Krumdieck, S. (2015). An experimental and modelling study of a 1 kW organic Rankine cycle unit with mixture working fluid. Energy, 81, 601–614. doi: 10.1016/j.energy.2015.01.003

Kim, H. J., Ahn, J. M., Park, I., & Rha, P. C. (2007). Scroll expander for power generation from a low-grade steam source. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 221(5), 705–711. doi: 10.1243/09576509jpe392

Kosmadakis, G., Landelle, A., Lazova, M., Manolakos, D., Kaya, A., Huisseune, H., … Papadakis, G. (2016). Experimental testing of a low-temperature organic Rankine cycle (ORC) engine coupled with concentrating PV/thermal collectors: Laboratory and field tests. Energy, 117, 222–236. doi: 10.1016/j.energy.2016.10.047

Li, J., Liu, Q., Ge, Z., Duan, Y., & Yang, Z. (2017). Thermodynamic performance analyses and optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles using R1234ze(E) for 100–200 Celsuis heat sources. Energy Conversion and Management, 149, page 140-154.

Liu, C., Wang, S., Zhang, C., Li, Q., Xu, X., & Huo, E. (2019). Experimental study of micro-scale organic Rankine cycle system based on scroll expander. Energy, 188, 115930. doi: 10.1016/j.energy.2019.115930

Manolakos D, Kosmadakis G, Kyritsis S, Papadakis G. (2009). Identification of behavior and evaluation of performance of small scale, low-temperature Organic Rankine Cycle system coupled with a RO desalination unit. Energy 2009;34:767–74. http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2009.02.008.

Orosz, M., Mueller, A., Quoilin, S., & Hemond, H.F. (2009). Small Scale Solar ORC system for distributed power. Massachusetts institute of technology. Cambridge, MA: Civil and Environmental Engineering; solar turbine group.

Peterson, R. B., Wang, H., & Herron, T. (2008). Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 222(3), 271–282. doi: 10.1243/09576509jpe546

Qiu, G., Liu, H., & Riffat, S. (2011). Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle. Applied Thermal Engineering, 31(16), 3301–3307. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.06.008

Qiu, G., Shao, Y., Li, J., Liu, H., & Riffat, S. .b. (2012). Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications. Fuel, 96, 374–382. doi: 10.1016/j.fuel.2012.01.028

Quoilin S. (2007). Analysis of Low Temperature Organic Rankine Cycles for Solar Applications. ElectroMechanical degree thesis (Master degree). University of Liege, Liège, Belgium.

Rentizelas, A., Karellas, S., Kakaras, E., & Tatsiopoulos, I. (2009). Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications. Energy Conversion and Management, 50(3), 674–681. doi: 10.1016/j.enconman.2008.10.008

Radulovic, J., & Castaneda, N. I. (2014). On the potential of zeotropic mixtures in supercritical ORC powered by geothermal energy source. Energy Conversion and Management, 88, page 365-371

Saitoh T., Yamada N., and Wakashima S. I. (2007). Solar Rankine cycle system using scroll expander. Journal of Environment and Engineering, Vol. 2(4), pp. 708-719.

Sun, H., Qin, J., Hung, T.-C., Huang, H., Yan, P., & Lin, C.-H. (2019). Effect of flow losses in heat exchangers on the performance of organic Rankine cycle. Energy, 172, 391–400. doi: 10.1016/j.energy.2019.01.131

Taghaddosi M. (2005). Thermodynamic modeling for combined ORC (Organic Rankine Cycle) and single-flash geothermal power plants. In Proceedings of World Geothermal Congress 2005, Antalya, Turkey, 24-29 April 2005.

Twomey B. (2015). Analysis of Low Temperature Organic Rankine Cycles for Solar Applications. School of Mechanical and Mining Engineering (Doctoral degree). University of University of Queensland, Brisbane, Australia.

Wang, X., Zhao, L., Wang, J., Zhang, W., Zhao, X., & Wu, W. (2010). Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa. Solar Energy, 84(3), 353–364. doi: 10.1016/j.solener.2009.11.004

Weiß PA. (2015). Volumetric expander versus turbine – which is the better choice for small orc plants. In Proceedings of 3rd International Seminar on ORC Power Systems, Brussels, Belgium, 12-14 October 2015.

Xi, H., Li, M.-J., Zhang, H.-H., & He, Y.-L. (2019). Experimental studies of organic Rankine cycle systems using scroll expanders with different suction volumes. Journal of Cleaner Production, 218, 241–249. doi: 10.1016/j.jclepro.2019.01.302

Yagoub, W., Doherty, P., & Riffat, S. (2006). Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building. Applied Thermal Engineering, 26(14-15), 1604–1610. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.11.021

Yimprasert A., Chaiyat N., & Tavonngamyingskul J. (2015). Analysis of Electricity Cost from 20 kWe Organic Rankine Cycle by Using Biomass in the Northern Thailand. In Proceedings

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

of The 8th Thailand Renewable Energy for Community Conference, Prathum thani, Thailand, 4-6 November 2015.

Yun, E., Park, H. J., Kim, H. D., Kim, K. C., & Yoon, S. Y. (2014). Experimental Study on the Organic Rankine Cycle Power System Adopting Dual Expanders in Parallel. Volume 3B: Oil and Gas Applications; Organic Rankine Cycle Power Systems; Supercritical CO2 Power Cycles; Wind Energy. doi: 10.1115/gt2014-26767

Zheng N., Zhao L., Wang XD., Tan YT. (2013). Experimental verification of a rolling piston expander that applied for low-temperature organic Rankine cycle. Applied Energy 2013, 112, 1265–1274. doi: 10.1016/j.apenergy.2012.12.030.

Zhou, N., Wang, X., Chen, Z., & Wang, Z. (2013). Experimental study on Organic Rankine Cycle for waste heat recovery from low-temperature flue gas. Energy, 55, 216–225. doi: 10.1016/j.energy.2013.03.047

Zhu, J., Chen, Z., Huang, H., & Yan, Y. (2016). Effect of resistive load on the performance of an organic Rankine cycle with a scroll expander. Energy, 95, 21–28. doi: 10.1016/j.energy.2015.11.048

Zywica G., Kicinski J., Kaczmarczyk TZ., Ihnatowicz E., Turzynski T., & Bykuc S. (2015). Prototype of the domestic CHP ORC system: construction and experimental research. In Proceeding of 3rd International Seminar on ORC Power Systems, Brussels, Belgium, 12-14 October 2015.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

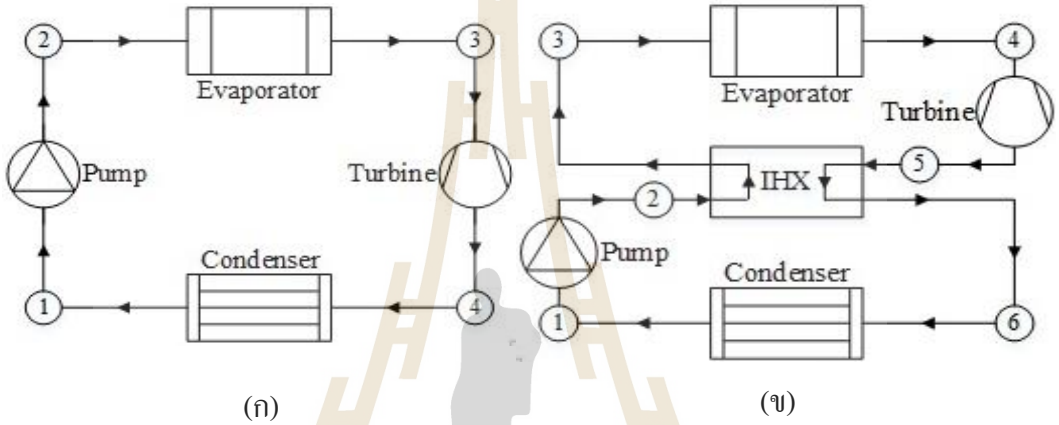
ภาคผนวก ก

ผลการจำลองทางคณิตศาสตร์

ผลการจำลองทางคณิตศาสตร์

ผลการจำลองทางคณิตศาสตร์ของโรงไฟฟ้าได้ทำการศึกษา และเผยแพร่ผ่านงานประชุมวิชาการ 2 ครั้ง โดยจะรายงานผลการจำลองเป็นส่วนๆ แยกตามบทความ ดังต่อไปนี้

ก.1 การออกแบบต้นแบบโรงไฟฟ้าโออาร์ซีขนาดเล็ก



รูปที่ ก.1 (ก) ผังของโรงไฟฟ้า ORC อย่างง่าย (ข) ผังของโรงไฟฟ้า ORC แบบมี IHX (Recuperator)

สำหรับการคำนวณและการจัดการข้อมูลจะใช้โปรแกรม Microsoft excel ร่วมกับโปรแกรม REFPROP version 9.1 ในการจัดการ โดยโปรแกรม REFPROP ถูกจัดทำขึ้นโดยองค์กร National Institute of Standards and Technology, NIST ซึ่งเป็นองค์กรนานาชาติที่ทำหน้าที่ความคุมค่ามาตรฐานทางวิทยาศาสตร์ต่างๆ ซึ่งได้รับการยอมรับ โดยโปรแกรมนี้สามารถคำนวณหา คุณสมบัติหลายๆชนิดของสารได้อย่างแม่นยำ ดังนั้นในการศึกษานี้จะใช้ REFPROP ในการคำนวณหาคุณสมบัติของสารที่ถูกใช้ ได้แก่ R245fa และ R134a

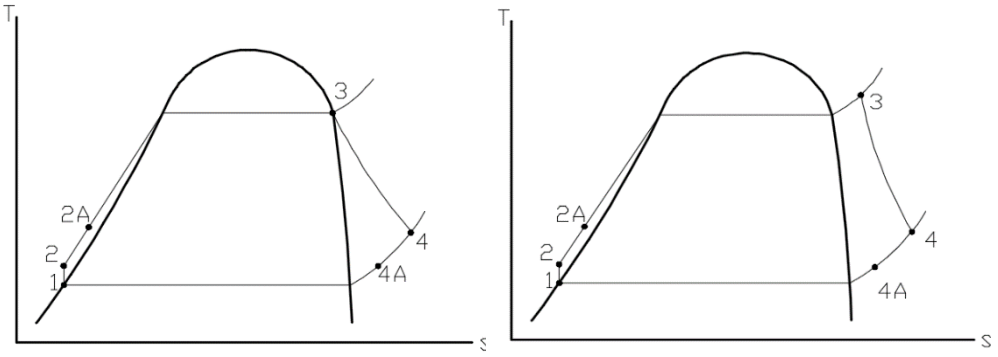
จุดประสงค์ของการศึกษานี้คือการคำนวณสภาวะการทำงานของโรงไฟฟ้า ORC ซึ่งมีกำลังการผลิตอยู่ 1 kW ใช้สารทำงานเป็น R134a และ R245fa แหล่งความร้อนสามารถปรับค่าอุณหภูมิได้ในช่วง 110 - 150 $^{\circ}$C ซึ่งมีผังการทำงานของโรงไฟฟ้าในรูป ก.1 และเงื่อนไขในการออกแบบในตารางที่ ก.1

ในส่วนของการควบคุมสารทำงานในวัฏจักรในการศึกษานี้จะแบ่งได้เป็น 2 ลักษณะ คือควบคุมให้สถานะ ของสารทำงานหลังออกจาก evaporator เป็นไออิ่มตัวพอดี (saturated vapor) ซึ่งกระบวนการใน T-s diagram จะเปนดังรูปที่ 5 (top) และควบคุมสารทำงานให้มีสถานะเป็นไอยิ่งยวด (superheated vapor) ดังรูปที่ ก.2

ตารางที่ ก.1 เงื่อนไขในการจำลอง

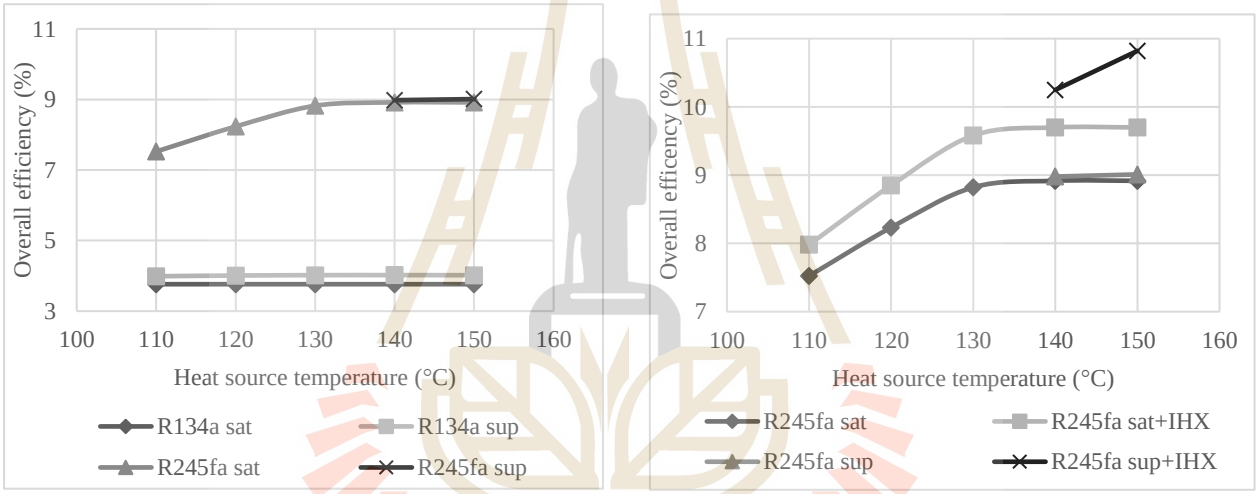
Constraints	Value
Plant size (kW)	1
Working fluid	R134a, R245fa
Heating fluid	Ethylene glycol
Cooling fluid	Water
Maximum allowable Pressure, P_{max} (MPa)	2
Pinch point temp. (˚C)	3, 5, 8
Cooling water temp., $T_{cs,in}$ (˚C)	30
Heating oil temp., $T_{hs,in}$ (˚C)	110-150
Working fluid condensing temp., T_2 (˚C)	70
Minimum recuperated temp. (˚C)	50
Turbine and Pump efficiency (%)	60
Minimum initial temp. different between working fluid and source (˚C)	10

การศึกษานี้ได้ทำการคำนวนสภาวะการทำงานต่างๆของโรงไฟฟ้า ORC โดยได้ปรับค่าอุณหภูมิของแหล่งความร้อน เปลี่ยนชนิดของสารทำงาน ศึกษาอิทธิพลของการเพิ่ม IHX ผลของการทำ superheated และผลกระทบของการปรับ pinch point temperature โดยจะได้ผลลัพธ์ดังรูป ก.3



(ก) (ข)

รูปที่ ก.2 (ก) T-s diagram saturated ORC (ข) superheated ORC



(ก) (ข)

รูปที่ ก.3 (ก) ORC efficiency without IHX (ข) ORC efficiency with IHX

รูปที่ ก.3 แกน X แสดงอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่นำมาผลิตไฟฟ้า แกน Y แสดงค่าประสิทธิภาพรวมของโรงไฟฟ้า จากรูป ก.3 ก จะเห็นว่า สารทำงานที่เหมาะกับแหล่งความร้อนช่วง 110-150°C คือ R245fa เนื่องจากประสิทธิภาพที่ได้ สูงกว่า R134a ในช่วงอุณหภูมิแหล่งความร้อนเดียวกันในช่วง 3-5% สาเหตุเป็นเพราะจุดเดือดของสารทำงานของ R134a นั้นต่ำ โดยมีค่า -26.3°C ที่ 1 บรรยากาศ ทำให้เมื่อใช้งานในช่วงอุณหภูมิที่ทำการศึกษา ความดันของสารทำงานในระบบจะสูงมาก ซึ่งทำให้ต้องการงานที่ pump สูง เพื่อที่จะสร้างแรงดันในระบบเพื่อให้สารทำงานคงสภาพในสถานะ saturated liquid หรือ saturated

vapor ทำให้งานสุทธิที่ได้จากโรงไฟฟ้าต่ำ เนื่องจาก pump ใช้งานไปแล้วจำนวนมาก นอกจากนี้ความดันในระบบที่สูงจะทำให้ราคาของอุปกรณ์ต่างๆในระบบสูงตาม เนื่องจากจะต้องทนแรงดันสูงๆได้

อุณหภูมิแหล่งความร้อนที่เหมาะสมกับการใช้งานกับ R245fa คือช่วงตั้งแต่ 130°C ขึ้นไป ซึ่งประสิทธิภาพเริ่มคงที่ประมาณ 9% และการติดตั้ง IHX ทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรสูงขึ้น ในกรณี superheated ประสิทธิภาพจะเพิ่มโดยเฉลี่ย 1.5% ทำให้ประสิทธิทางความร้อนสูงสุดที่ เป็น 10.8% ในกรณี saturated ประสิทธิภาพทางความร้อนจะเพิ่มเฉลี่ย 0.5% และประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นได้นั้นจะช่วยลดความต้องการความร้อนที่ต้องจ่ายให้สู่ระบบ ซึ่งช่วยให้ประหยัดเชื้อเพลิง รวมไปถึงงานที่ต้องจ่ายให้ปั๊มด้วย

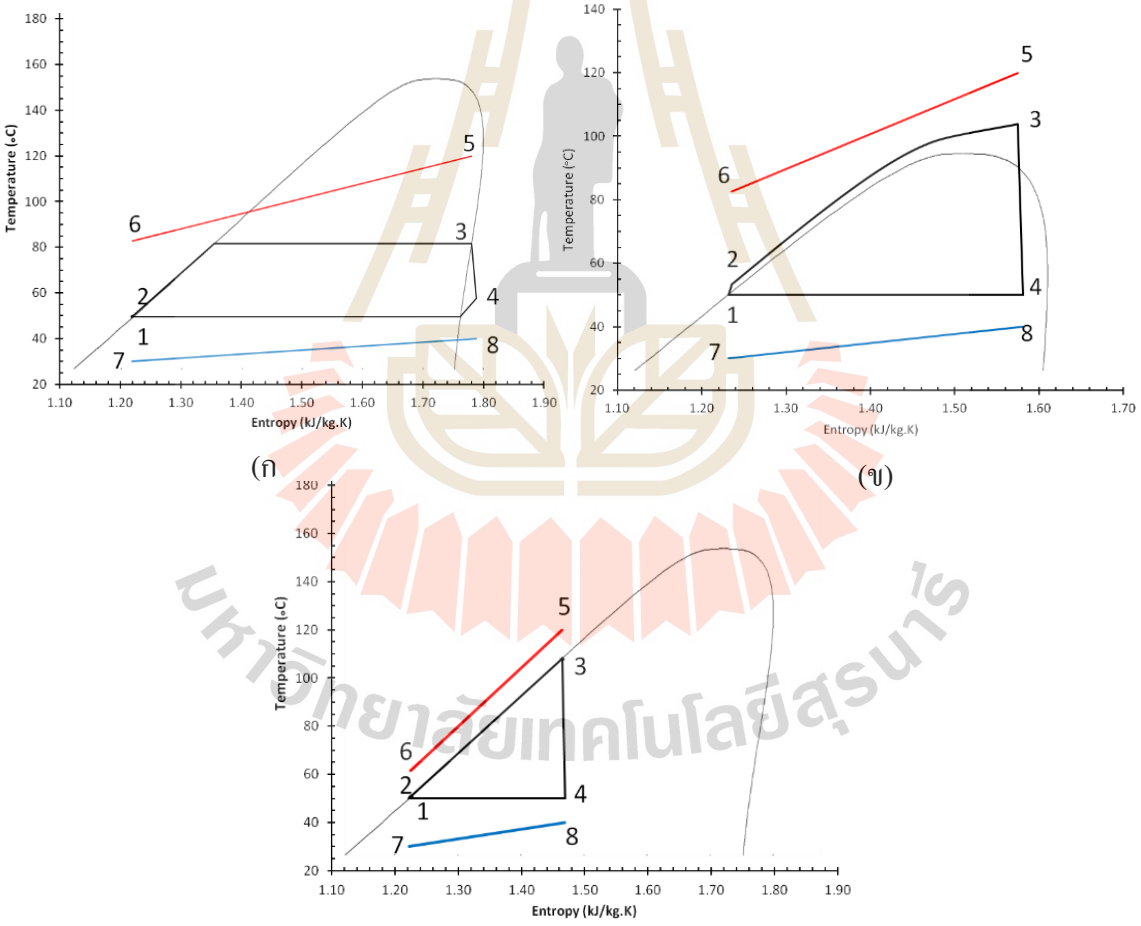
ข้อสรุปที่ได้จากงานวิจัยนี้คือ R245fa เหมาะสำหรับช่วงอุณหภูมิ 110-150°C และมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องติดตั้ง IHX (recuperator) เนื่องจากช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรได้ 1.8%

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ก.2 การเปรียบเทียบสมรรถนะของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบซับคริติคัล, ซุปเปอร์คริติคัล และไตรแลทเตอรัล สำหรับแหล่งความร้อนอุณหภูมิ 60 – 90 องศาเซลเซียส

ในการศึกษานี้มีจุดประสงค์เพื่อหาสภาวะที่เหมาะสมกับอุณหภูมิแหล่งความร้อนและทิ้งความร้อน เพื่อให้ได้งานสุทธิสูงสุด ของโรงไฟฟ้าที่ทั้ง 3 รูปแบบ โดยพัฒนาโปรแกรม MATLAB และ REFPROP และศึกษาในช่วงอุณหภูมิแหล่งความร้อน 60 – 90°C

การศึกษานี้ได้ทำการจำลองวัฏจักร ORC 3 รูปแบบดังรูปที่ ก.4 ได้แก่ (ก) subcritical ORC (ข) supercritical ORC และ (ค) TLC สำหรับส่วนประกอบในโรงไฟฟ้าแบบ subcritical และ TLC จะเป็นไปตามรูปที่ 1 แต่สำหรับ supercritical จะมีการใส่ IHX เพื่อช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า ดังรูป ก.1



(ก (ข)

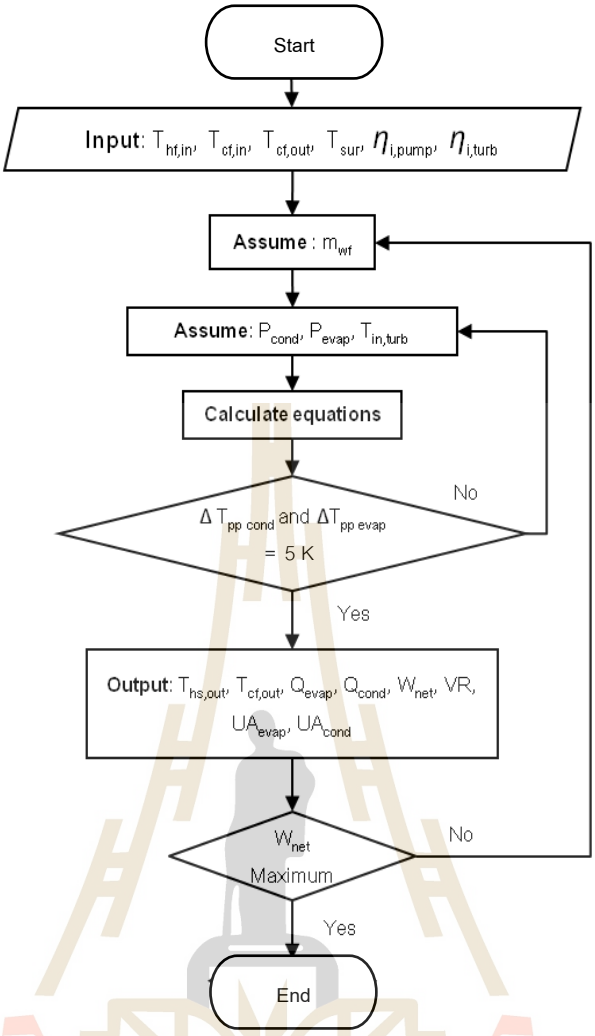
(ค

รูปที่ ก.4 (ก) Subcritical ORC (ข) Supercritical ORC และ (ค) Trilateral Rankine Cycle (TLC)

โปรแกรมที่ใช้จำลองโรงไฟฟ้ามีเป้าหมายเพื่อค้นหาสภาวะที่เหมาะสมที่สุดกับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และทิ้งความร้อนเพื่อทำให้ได้งานสุทธิจากโรงไฟฟ้าสูงสุด โดยโปรแกรม MATLAB และคำนวณคุณสมบัติของสารผ่านโปรแกรม REFPROP โดยใช้วิธี search method ที่ชื่อว่า golden section method เพื่อหาจุดเหมาะสมที่สุด โดยจะใช้เงื่อนไขในการ จำลองดังตารางที่ ก.2 เพื่อทำการเดาค่า evaporation pressure (P_{evap}) และ condensation pressure (P_{cond}) ที่เหมาะสมกับ hot water inlet temperature ($T_{hf,in}$) cooling water inlet temperature ($T_{cf,in}$) และ pinch point temperature difference (ΔT_{pp}) เพื่อให้ได้งานสุทธิสูงที่สุด โดย flow chart ของการจำลองจะเป็นไปตามรูปที่ ก.5

ตารางที่ ก.2 ค่าพารามิเตอร์ที่ใช้ในการจำลองทางคณิตศาสตร์

Parameter	Symbol	Value
Hot water inlet temperature (°C)	T_5	60-90
Hot water mass flow rate (kg/s)	$\dot{m}_{hf}$	1
Hot water pressure (kPa)	P_5	100
Cooling water inlet temperature (°C)	T_7	25
Cooling water outlet temperature (°C)	T_8	T_7+5
Cooling water pressure (kPa)	P_7	100
Pinch point temperature difference (K)	ΔT_{pp}	5
Isentropic efficiency of pump	$\eta_{i,p}$	0.65
Isentropic efficiency of turbine	$\eta_{i,t}$	0.85



รูปที่ ก.5 flow chart ของโปรแกรมที่ใช้จำลอง

ในบทความนี้จะได้มีการจำลองสารทำงานอยู่ 11 ชนิด โดยการเลือกสารทำงานให้เหมาะสมกับรูปแบบของระบบและอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ถือว่ามีความสำคัญอย่างยิ่ง เพราะส่งโดยตรงผลต่อสมรรถนะของโรงไฟฟ้า ในงานวิจัยนี้ได้ทำการจำลองในย่านอุณหภูมิ 60–90 °C จึงทำการเลือกสารทำงานโดยอิงตาม 3 หลักเกณฑ์ดังนี้

1. วัฏจักรแบบ subcritical เลือกตามเกณฑ์ของ He et al. (2012) ซึ่งสารทำงานต้องอุณหภูมิวิกฤติ (T_{cri}) ใกล้เคียงกับอุณหภูมิแหล่งความร้อน ($T_{hf,in}$)

2. วัฏจักรแบบ supercritical จะเลือกสารทำงานที่มี T_{cri} น้อยกว่า $T_{hf,in}$ 30–50°C มาใช้ตามเกณฑ์ที่งานวิจัยของ Hærvig et al. (2016)

3. สำหรับ TLC จะมีการเลือกน้ำซึ่งเป็นที่นิยม

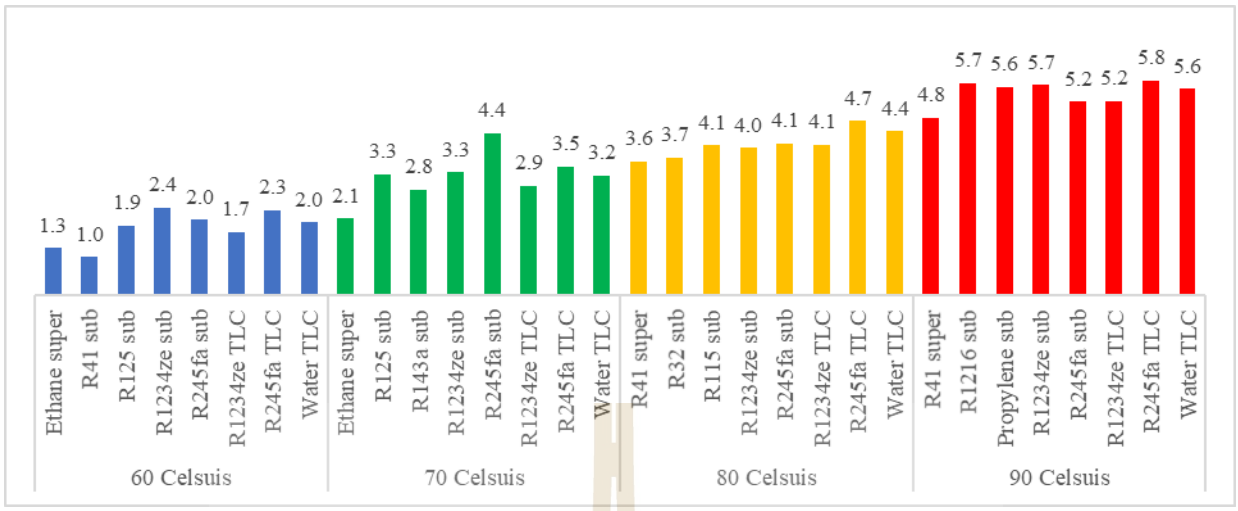
นอกจากนี้จะมีการเลือกสารทำงานที่เป็นที่นิยมได้แก่ R1234ze และ R245fa เพิ่มเติมลงในรูปแบบวัฏจักร subcritical และ TLC ซึ่งได้ทำการใช้สารทำงานรวมทั้งสิ้น 11 สาร โดยจะแสดงรายละเอียดดังตารางที่ ก.3

ตารางที่ ก.3 รายชื่อและคุณสมบัติของสารทำงานที่ใช้

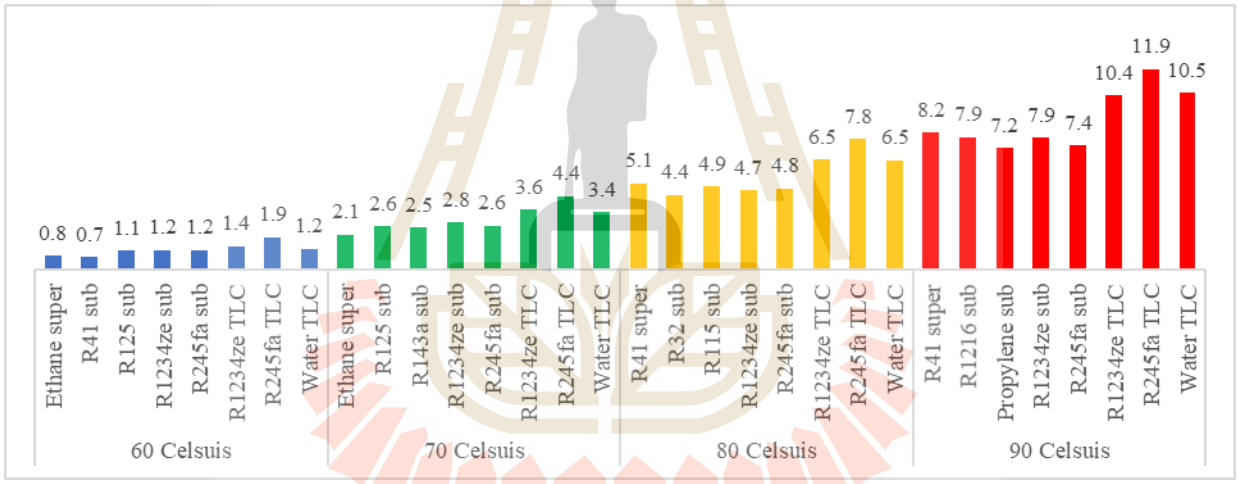
สารทำงาน	T_{cri} (°C)	Cycle
Ethane	32.17	super
R41	44.13	sub, super
R125	66.02	sub
R143a	72.71	sub
R32	78.11	sub
R115	79.95	sub
R1216	85.75	sub
Propylene	91.06	sub
R1234ze	109.36	sub, TLC
R245fa	154.01	sub, TLC
Water	373.95	TLC

ผลการจำลองจากโปรแกรมจะประกอบด้วยการเลือกสารทำงาน 8 สารในแต่ย่านอุณหภูมิแหล่งความร้อนประกอบไปด้วย subcritical 4 สาร supercritical 1 สาร และ TLC 3 สาร โดยทำการจำลองทั้งหมด 4 อุณหภูมิแหล่งความร้อน ได้แก่ 60, 70, 80 และ 90°C ซึ่งทำให้ได้ผลการจำลองดังนี้

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ ก.6 ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบในหน่วยเปอร์เซ็น (%)



รูปที่ ก.7 งานสุทธิของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบในหน่วยกิโลวัตต์ (kW)

จากรูปที่ ก.6 จะแสดงผลการจำลองประสิทธิภาพเชิงความร้อนของสารทำงานทั้ง 11 ตัวที่ทุกช่วงอุณหภูมิ พบว่าในแต่ละช่วงอุณหภูมิจะมีรูปแบบวัฏจักร และสารทำงานที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนแตกต่างกันออกไปเช่นที่แหล่งความร้อน ($T_{hf,in}$) เท่ากับ 70°C พบว่า R245fa subcritical มีประสิทธิภาพเชิงความ 4.4% และตามมาด้วย R245fa TLC 3.5% สาเหตุที่ R245fa subcritical มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงกว่าเนื่องจาก Qin ซึ่งเป็นตัวหารจากประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าน้อย ทำให้เมื่อคำนวณประสิทธิภาพ

เชิงความร้อนแล้วจึงได้ค่าออกมามาก โดยกรณี R245fa subcritical เมื่อดูจากอุณหภูมิของน้ำร้อนหลังออกจาก evaporator ($T_{hs,out}$) พบว่าอุณหภูมิอยู่ที่ 55.8°C ซึ่งยังถือว่าอุณหภูมิสูง และยังมีศักยภาพในการผลิตไฟฟ้า โดยเมื่อพิจารณารูปที่ 5 ซึ่งแสดงงานสุทธิจากโรงไฟฟ้าประกอบกันจะเห็นว่างานที่ได้จาก R245fa subcritical นั้นมีค่า 2.6 kW ในขณะที่ R245fa TLC ได้งานสุทธิสูงสุดในช่วง 70°C ที่ 4.4 kW และมี $T_{hs,out}$ ที่ 40.1°C นั่นหมายความว่า R245fa TLC ดึงความร้อนออกมาจากแหล่งความร้อนมาใช้ประโยชน์ได้มากกว่า

ดังนั้นรูปแบบที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด อาจไม่ใช่รูปแบบที่ให้งานสุทธิสูงสุด ก่อนการออกแบบจึงต้องทำการตัดสินใจว่าเป้าหมายต้องการประสิทธิภาพ หรืองานสุทธิสูงสุด ในงานวิจัยหลายๆงาน (Taghaddosi, 2005; Saitoh et al., 2007) มักทำการออกแบบโรงไฟฟ้าให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด จากผลการจำลองของตามรูปที่ 5 และ 6 จะเห็นว่าสำหรับโรงไฟฟ้าพลังงานทดแทน เช่น ORC มักใช้คู่คับแหล่งความร้อนทิ้ง (waste heat) หรือเชื้อเพลิงที่แทบไม่มีค่าใช้จ่าย เช่น ชีวมวล, ขยะ, ความร้อนใต้พิภพ และกลุ่ม Solar thermal การผลิตไฟฟ้าของโรงไฟฟ้ากลุ่มพลังงานทดแทนจึงมักจะเน้นไปที่การดึงเอาความร้อนจากแหล่งความร้อนดังกล่าวมาผลิตไฟฟ้าให้ได้สูงสุด มากกว่าที่จะคำนึงถึงประสิทธิภาพเชิงความร้อน ดังนั้นในการศึกษานี้จึงมีเป้าหมายเพื่อหารูปแบบที่ให้งานสุทธิจากโรงไฟฟ้าสูงสุด

พบว่าในการผลิตไฟฟ้าจากโรงไฟฟ้าประเภทพลังงานทดแทนซึ่งเชื้อเพลิงมีราคาถูก ควรคำนึงถึงงานสุทธิที่ได้ มากกว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน และพบว่ารูปแบบที่มีงานสุทธิสูงสุดคือ TLC โดยได้งานสุทธิสูงกว่าแบบอื่นร้อยละ 20–50 โดยรูปแบบที่ให้งานสุทธิสูงสุดในการจำลองนี้ในทุกช่วงอุณหภูมิคือ R245fa TLC

ข้อสรุปได้ได้จากงานวิจัยนี้คือ

1. วัฏจักร TLC เป็นรูปแบบที่มีสมรรถนะสูงที่สุดในกลุ่ม
2. R245fa เป็นสารทำงานที่ดีที่สุดใน 11 ตัว
3. โปรแกรมที่ใช้ในการจำลองสภาวะการทำงานในโรงไฟฟ้า ORC

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ก.3 โค้ดสำหรับการจำลองทางคณิตศาสตร์ของโรงไฟฟ้า ORC ทั้ง 3 รูปแบบ

การจำลองโรงไฟฟ้า subcritical supercritical และ TLC ได้มีการพัฒนาโค้ดภาษา MATLAB ร่วมกับการใช้โปรแกรม NIST REFPROP สำหรับคำนวณคุณสมบัติของสารทำงาน และหาค่าแรงดันในอุปกรณ์ evaporator condenser และอัตราการไหลของสารทำงานที่เหมาะที่สุดสำหรับค่าอุณหภูมิแหล่งความร้อนและแหล่งทิ้งความร้อนที่กำหนด ซึ่งโปรแกรมจะค้นหาสภาวะการทำงานของโรงไฟฟ้าที่ให้กำลังงานสุทธิสูงที่สุดโดยใช้วิธี golden section search method ซึ่งโค้ดการจำลองของทั้ง 3 โรงไฟฟ้า มี 3 ฟังก์ชั่น ประกอบไปด้วย 1. main function เป็นฟังก์ชั่นที่ใช้สำหรับการเดาช่วงของอัตราการไหลของสารทำงาน และเช็คเงื่อนไขของการจบการทำงานของฟังก์ชั่นนี้ 2. Outer2 function เป็นฟังก์ชั่นที่ใช้สำหรับการเดาช่วงค่าความดันที่ evaporator และเช็คเงื่อนไขของการจบการทำงานฟังก์ชั่นนี้ 3. Outer1 function เป็นฟังก์ชั่นที่ใช้สำหรับการเดาช่วงค่าความดันที่ condenser และเช็คเงื่อนไขของการจบการทำงานฟังก์ชั่นนี้ และ 4. Inner function เป็นฟังก์ชั่นที่ใช้ในการคำนวณค่าสมรรถนะของโรงไฟฟ้า เช่น งานของ pump turbine งานสุทธิ และ ประสิทธิภาพทางความร้อน เป็นต้น ซึ่งทั้ง 4 ฟังก์ชั่นจะทำงานร่วมกัน 4 modules โดยเริ่มจาก 1 ไป 4 ตามลำดับ โดยจะยกตัวอย่างโค้ดของ TLC เป็น modules ดังต่อไปนี้

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ก.3.1 main function

```
%figure; hold on;
%หา mdot
a=0;                                %start of interval mdot wf
b=5;                                %end of interval mdot wf
epsilon=0.05;                       %accuracy value
iter=10;                            %maximum number of iterations
phi=(sqrt(5)-1)/2;                  %golden proportion coefficient, around 0.618
k=0;                                %number of iterations

x1 = a+(1-phi)*(b-a);               %computing x values
x2 = a+phi*(b-a);

[f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_evap_outer2(x1);                    %
computing values in x points
[f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_evap_outer2(x2);

% plot(x1,f_x1,'rx')    %plotting x
% plot(x2,f_x2,'rx')
k = 1;
while((abs(b-a)>epsilon) && (k<iter))

 if(f_x1<f_x2)%minimize < , maximize >
        b=x2;
        x2=x1;
        x1=a+(1-phi)*(b-a);


[f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_evap_outer2(x1);                    %
computing values in x points

[f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_evap_outer2(x2);

%
%   plot(x1,f_x1,'gx');
 else
        a=x1;
        x1=x2;
        x2=a+phi*(b-a);

[f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_evap_outer2(x1);                    %
computing values in x points
```

```
[f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_evap_outer2(x2);

%   plot(x2,f_x2,'gx');
 end

    k=k+1;
end

%
%%chooses minimum point
%if(f_x1<f_x2)
%  sprintf('x_min=%f', x1);
%  sprintf('f(x_min)=%f ', f_x1);
%  plot(x1,f_x1,'go')
%else
%  sprintf('x_min=%f', x2);
%  sprintf('f(x_min)=%f ', f_x2);
%  plot(x2,f_x2,'go')
%end
dTs =f_x1;
mdot =x1;
```

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ก.3.2 Outer2 function

```
function
[dTs,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAcon
d,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_e
vap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_evap_outer2(mdot)
%figure; hold on;
%เดาPevap
a=300;                          %start of interval pressure evaporator
b=1000;                          %end of interval pressure evaporator
epsilon=0.5;                    %accuracy value
iter=10;                        %maximum number of iterations
phi=(sqrt(5)-1)/2;              %golden proportion coefficient, around 0.618
k=0;                            %number of iterations

x1 =a+(1-phi)*(b-a);            %computing x values
x2 =a+phi*(b-a);

[f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_cond_outer1(x1,mdot);                    %
computing values in x points
[f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_cond_outer1(x2,mdot);

% plot(x1,f_x1,'rx')    %plotting x
% plot(x2,f_x2,'rx')
k =1;
while((abs(b-a)>epsilon)&& (k<iter))

 if(f_x1<f_x2)%minimize < , maximize >
        b=x2;
        x2=x1;
        x1=a+(1-phi)*(b-a);


[f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_cond_outer1(x1,mdot);                    %
computing values in x points

[f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_cond_outer1(x2,mdot);
%
%   plot(x1,f_x1,'gx');
 else
        a=x1;
        x1=x2;
        x2=a+phi*(b-a);

[f_x1,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
```

```
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_cond_outer1(x1,mdot);                    %
computing values in x points

[f_x2,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAco
nd,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_cond_outer1(x2,mdot);

%   plot(x2,f_x2,'gx');
 end

    k=k+1;
end

%
%%chooses minimum point
%if(f_x1<f_x2)
%  sprintf('x_min=%f', x1);
%  sprintf('f(x_min)=%f ', f_x1);
%  plot(x1,f_x1,'go')
%else
%  sprintf('x_min=%f', x2);
%  sprintf('f(x_min)=%f ', f_x2);
%  plot(x2,f_x2,'go')
%end
dTs =f_x1
p_evap =x1;
%end
```

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ก.3.3 Outer1 function

```
function
[dTs,Wnet,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAcon
d,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_e
vap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_cond_outer1(p_evap,mdot)
%figure; hold on;
%เดา p_cond
a=50;                  %start of interval pressure condensor
b=300;                          %end of interval pressure condensor
epsilon=0.5;                   %accuracy value
iter=10;                        %maximum number of iterations
phi=(sqrt(5)- 1)/2;            %golden proportion coefficient, around 0.618
k=0;                            %number of iterations


x1 =a+(1-phi)*(b-a);           %computing x values
x2 =a+phi*(b-a);

[f_x1,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAcond,Wn
et,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_inner(x1,p_evap,mdot);                  %
computing values in x points
[f_x2,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAcond,Wn
et,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_inner(x2,p_evap,mdot);

% plot(x1,f_x1,'rx')    %plotting x
% plot(x2,f_x2,'rx')
k =1;
while((abs(b-a)>epsilon)&& (k<iter))

 if(f_x1<f_x2)%minimize < , maximize >
        b=x2;
        x2=x1;
        x1=a+(1-phi)*(b-a);


[f_x1,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAcond,Wn
et,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_inner(x1,p_evap,mdot);                  %
computing values in x points

[f_x2,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAcond,Wn
et,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_inner(x2,p_evap,mdot);


%   plot(x1,f_x1,'bx');
 else
        a=x1;
        x1=x2;
        x2=a+phi*(b-a);
```

```
[f_x1,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAcond,Wn
et,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_inner(x1,p_evap,mdot);                    %
computing values in x points

[f_x2,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAcond,Wn
et,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_
evap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_inner(x2,p_evap,mdot);
%
%   plot(x2,f_x2,'bx');
 end

    k=k+1;
end


%%chooses minimum point
%if(f_x1<f_x2)
%  sprintf('x_min=%f', x1);
%  sprintf('f(x_min)=%f ', f_x1);
%  plot(x1,f_x1,'bo')
%else
%  sprintf('x_min=%f', x2);
%  sprintf('f(x_min)=%f ', f_x2);
%  plot(x2,f_x2,'bo')
%end
dTs =f_x1;
p_cond =x1;
end
```

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ก.3.4 inner function

```
function
[dTs,T1,T2,T3,T4,Vdot3,Vdot4,eff,mdot,T5,T6,T7,T8,sum_UAevap,sum_UAcond,Wne
t,x4,dt_cond,dt_evap,wp,wt,s1,s2,s3,s4,h1,h2,h3,h4,E5,E6,E7,E8,Epp,Eovr,p_e
vap,p_cond,mdot_cf]=trilateral_inner(p_cond,p_evap,mdot)
%R1234ze 60 subcritical off-design
%mdot =3.2;
%Wnet_design =1e6; % fixed wnet case
%Turbine inlet
%p_evap =10821;
%p_cond =57.87;
%
npinch_evap =10;
%p_cri =REFPROPm('P','C',0,' ',0,wf)
%T_cri =REFPROPm('T','C',0,' ',0,wf)
wf ='R245fa';
%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%Validate condition
T5 =363.15;
T7 =298.15;
Tsur =288.15;
%isen_eff_tur =0.85;
%isen_eff_p =0.65;
%CP_hf =20000;
%CP_cf =311810;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%superheat case condition
%T5 =330.15;
%T7 =301.15;
isen_eff_tur =0.85;
isen_eff_p =0.65;
mdot_hf =1;
cP_hf =REFPROPm('C','T',T5,'Q',0,'water');
CP_hf =mdot_hf*cP_hf;
cP_cf =REFPROPm('C','T',(2*T7 +5)/2,'Q',0,'water');
%off-design
%Wnet_design =1170.99451371482;
%sum_UAevap =2599.270259;
%sum_UAcond =6544.93652;
%Cmin_evap =CP_hf;
%NTU_evap =sum_UAevap/Cmin_evap;
%epsilon_evap =1 -exp(-NTU_evap);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
dTpp_evap =5;
dTpp_cond =5;
%dTpp_IHE =5;

%Pump inlet
p1 =p_cond;
```

```
h1 =REFPROPm('h','P',p1,'Q',0,wf);
s1 =REFPROPm('s','P',p1,'Q',0,wf);
T1 =REFPROPm('T','P',p1,'Q',0,wf);

%Pump outlet
s2s =s1;
p2 =p_evap;
h2s =REFPROPm('h','P',p2,'s',s2s,wf);
h2 =h1 +(h2s -h1)/isen_eff_p;
T2 =REFPROPm('T','P',p2,'h',h2,wf);
%Qmax_evap =Cmin_evap*(T5 -T2); %off-design
s2 =REFPROPm('S','P',p2,'h',h2,wf);
%h3m =REFPROPm('h','P',p_evap,'Q',1,wf);
%cP_wf_evap =REFPROPm('C','P',p_evap,'h',(h2+h3m)/2,wf);
%h3 =h2 +epsilon_evap*Cmin_evap*(T5 -T2)/mdot;
%Evaporator outlet
%Not sat.vapor
%cP_hf =REFPROPm('C','T',(T6+T5)/2,'Q',0,wf);
p3 =p_evap;
h3 =REFPROPm('h','P',p3,'Q',0,wf);
s3 =REFPROPm('s','P',p3,'h',h3,wf);
T3 =REFPROPm('T','P',p3,'h',h3,wf);
rho3 =REFPROPm('D','p',p3,'h',h3,wf);


%Turbine outlet
s4s =s3;
p4 =p_cond;
h4s =REFPROPm('h','P',p4,'s',s4s,wf);
h4 =h3 -isen_eff_tur*(h3 -h4s);
T4 =REFPROPm('T','P',p4,'h',h4,wf);
s4 =REFPROPm('S','P',p4,'h',h4,wf);
rho4 =REFPROPm('D','T',T4,'H',h4,wf);

%Steam quality
h4f =REFPROPm('H','P',p1,'Q',0,wf);
h4g =REFPROPm('H','P',p1,'Q',1,wf);
h4fg =h4g -h4f;
x4 =(h4 -h4f)/h4fg;

%IHE -After varying effss from 0.1 -1, it was found that the pinch point
%always occurs at the outlet of the low pressure working fluid.
%Effectiveness =(Thot,in -Thout,out)/(Thot,in -Tcold,in):Energy,
%economic and environmental (3E)aspects of internal heat exchanger ofr ORC
%%
%%%
```

```
%h2a =(h4 -h4a)+h2; %adiabatic condition:eta_IHE =(h2a -h2)/(h4 -h4a)and let
eta_IHE =1:Working fluids for high
%T2a =REFPROPm('T','P',p2,'h',h2a,wf);
%stept_hp =(T2a -T2)/(npinch_evap);
%Thp(1)=T2;
%hhp(1)=h2;
%Thp(npinch_evap+1)=T2a;
%hhp(npinch_evap+1)=h2a;
%Tlp(1)=T4a;
%hlp(1)=REFPROPm('h','T',T4a,'P',p4,wf);
%Tlp(npinch_evap+1)=T4;
%hlp(npinch_evap+1)=REFPROPm('h','T',T4,'P',p4,wf);
%
%for i =2:(npinch_evap)
%  Thp(i)=Thp(i-1)+stept_hp;
%  hhp(i)=REFPROPm('h','T',Thp(i),'P',p_evap,wf);
%  hlp(i)=(hhp(i)-hhp(i-1))+hlp(i-1);
%  Tlp(i)=REFPROPm('T','P',p_cond,'H',hlp(i),wf);
%end
%%figure
%%plot(hhp,Thp,hhp,Tlp)
%dT_IHE_v =Tlp -Thp; %IHE case
%%figure
%%plot(hhp,dT_IHE_v)
%dt_IHE =min(dT_IHE_v); %IHE case
%dTIHE =abs(dTpp_IHE -dt_IHE); %IHE case

%Performance
wp =h2 -h1;
wt =h3 -h4;
wnet =wt -wp;
Wnet =mdot*wnet; %run case
%mdot =Wnet/wnet; %validate case fixed Wnet
Vdot3 =1000*mdot/rho3; %Liter/s
Vdot4 =1000*mdot/rho4; %Liter/s
%ratio_Vdot43 =Vdot4/Vdot3;
%qin =h3 -h2a; %IHE case
qin =h3 -h2; %Simple case
%qout =h4a -h1; %IHE case
qout =h4 -h1; %Simple case
eff =wnet/qin;
%
%Qin =mdot*(h3 -h2a); %IHE case
Qin =mdot*(h3 -h2); %Simple case
T6 =T5 -Qin/CP_hf;
%Thf_out =T6;
Qout =mdot*qout;
%T8 =T7 +Qout/CP_cf;
T8 =T7 +5;
cP_cf =REFPROPm('C','T',(2*T7 +5)/2,'Q',0,'water');
mdot_cf =Qout/(cP_cf*(T8 -T7));
```

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

```
%[mdot_cf]=goldenwithfx(mdot,h1,h4,sum_UAcond,cP_cf,T4,T7);
%%mdot_cf =-sum_UAcond/(cP_cf*log(1 -(T8 -T7)/(T4 -T7)));
CP_cf =mdot_cf*cP_cf;
%T8 =Qout/(mdot_cf*cP_cf)+T7;
%
%%Condenser pinch point
stept_wf =(T8 -T7)/(npinch_evap);
Tcond(1)=T1;
pcond(1)=p1;
hcond(1)=h1;
%Tcond(npinch_evap+1)=T4a; %IHE case
Tcond(npinch_evap+1)=T4; %Simple case
pcond(npinch_evap+1)=p4;
%hcond(npinch_evap+1)=h4a; %IHE case %Be careful!Don't use the relation h =
REFPROPm('h','T',T4,'P',p4,'r245fa')because it is a saturated mixture.
REFPROP will provide the enthalpy at the sat liq state.
hcond(npinch_evap+1)=h4; %Simple case
Tcf_cond(1)=T7;
Tcf_cond(npinch_evap+1)=T8;
for i =2:(npinch_evap)
    Tcf_cond(i)=Tcf_cond(i-1)+stept_wf;
    hcond(i)=(CP_cf/mdot)*(Tcf_cond(i)-Tcf_cond(i-1))+hcond(i-1);
    pcond(i)=pcond(i-1);
    Tcond(i)=REFPROPm('T','P',pcond(i),'H',hcond(i),wf);
end
%%figure
%%plot(hcond,Tcond,hcond,Tcf_cond)
%%xlabel('Enthalpy (J/kg)')
%%ylabel('Temperature (K)')
%%legend('Working fluid','Cooling agent')
dT_cond_v =Tcond -Tcf_cond;
%%figure
%%plot(hcond,dT_cond_v)
dt_cond =min(dT_cond_v);
dTcond =abs(dTpp_cond -dt_cond);
%
%%Evaporator pinch point
stept_wf =(T5 -T6)/(npinch_evap);
%Tevap(1)=T2a; %IHE case
Tevap(1)=T2; %simple case
pevap(1)=p2;
%hevap(1)=h2a; %IHE case
hevap(1)=h2; %Simple case
Tevap(npinch_evap+1)=T3;
pevap(npinch_evap+1)=p3;
hevap(npinch_evap+1)=h3;
Thf_evap(1)=T6;
Thf_evap(npinch_evap+1)=T5;
for i =2:(npinch_evap)
    Thf_evap(i)=Thf_evap(i-1)+stept_wf;
    hevap(i)=(CP_hf/mdot)*(Thf_evap(i)-Thf_evap(i-1))+ hevap(i-1);
```

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

```
    pevap(i)=pevap(i-1);
    Tevap(i)=REFPROPm('T','P',pevap(i),'H',hevap(i),wf);
end
%figure
%plot(hevap,Tevap,hevap,Thf_evap)
%xlabel('Enthalpy (J/kg)')
%ylabel('Temperature (K)')
%legend('Working fluid','Heat carrier')
dT_evap_v =Thf_evap -Tevap;
%%figure
%%plot(hevap,dT_evap_v)
dt_evap =min(dT_evap_v);
dTevap =abs(dTpp_evap -dt_evap);
dTs =dTevap +dTcond; %Simple case
%dW =abs(Wnet_design-Wnet);
%%dTs =dTevap +dTcond +dTIHE; %IHE case
%%%
%%%LMTD -Evap
%dT_evapL =(T6 -T2a); %IHE case
dT_evapL =(T6 -T2); %Simple case
dT_evapR =(T5 -T3);
LMTD_evap =(dT_evapL -dT_evapR)/log(dT_evapL/dT_evapR);
%UA_evap =mdot*(h4a -h1)/LMTD_evap; %IHE case
UA_evap =mdot*(h4 -h1)/LMTD_evap; %Simple case
sum_UAevap =0;
for i =1:(npinch_evap)
    dT_evapL(i)=(Thf_evap(i)-Tevap(i));
    dT_evapR(i)=(Thf_evap(i+1)-Tevap(i+1));
    LMTD_evap(i)=(dT_evapL(i)-dT_evapR(i))/log(dT_evapL(i)/dT_evapR(i));
    UA_evap(i)=mdot*(hevap(i+1)-hevap(i))/LMTD_evap(i);
    sum_UAevap =sum_UAevap +UA_evap(i);
end
sum_UAevap;
%
%%%
%%LMTD -IHE
%%dT_hin =(T4 -T2a);
%%dT_hout =(T4a -T2);
%%LMTD_IHE =(dT_hin -dT_hout)/log(dT_hin/dT_hout);
%%UA_IHE =mdot*(h4 -h4a)/LMTD_IHE;
%%sum_UAIHE =0;
%%for i =1:(npinch_evap)
%%  dT_hin_v(i)=(Tlp(i)-Thp(i));
%%  dT_hout_v(i)=(Tlp(i+1)-Thp(i+1));
%%  LMTD_IHE(i)=(dT_hin_v(i)-dT_hout_v(i))/log(dT_hin_v(i)/dT_hout_v(i));
%%  UA_IHE(i)=mdot*(hlp(i+1)-hlp(i))/LMTD_IHE(i);
%%  sum_UAIHE =sum_UAIHE +UA_IHE(i);
%%end
%%sum_UAIHE;
%%%%
%%%%
```

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

```
%%%%LMTD -condenser
dT_condL =(T1 -T7);
%dT_condR =(T4a -T8); %IHE case
dT_condR =(T4 -T8); %Simple case

LMTD_cond =(dT_condL -dT_condR)/log(dT_condL/dT_condR);
%UA_cond =mdot*(h4a -h1)/LMTD_cond; %IHE case
UA_cond =mdot*(h4 -h1)/LMTD_cond; %Simple case

sum_UAcond =0;
for i =1:(npinch_evap)
    dT_condL(i)=(Tcond(i)-Tcf_cond(i));
    dT_condR(i)=(Tcond(i+1)-Tcf_cond(i+1));
    LMTD_cond(i)=(dT_condL(i)-dT_condR(i))/log(dT_condL(i)/dT_condR(i));
    UA_cond(i)=mdot*(hcond(i+1)-hcond(i))/LMTD_cond(i);
    sum_UAcond =sum_UAcond +UA_cond(i);
end
sum_UAcond;
%%%%exergy analysis %%%%%
E5 =CP_hf*((T5 -Tsur)-Tsur*log(T5/Tsur));
E6 =CP_hf*((T6 -Tsur)-Tsur*log(T6/Tsur));
E7 =CP_cf*((T7 -Tsur)-Tsur*log(T7/Tsur));
E8 =CP_cf*((T8 -Tsur)-Tsur*log(T8/Tsur));
Epp =Wnet/E5;
Eovr =(Wnet +E6 +E8)/(E5 +E7);
end
```

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ภาคผนวก ข

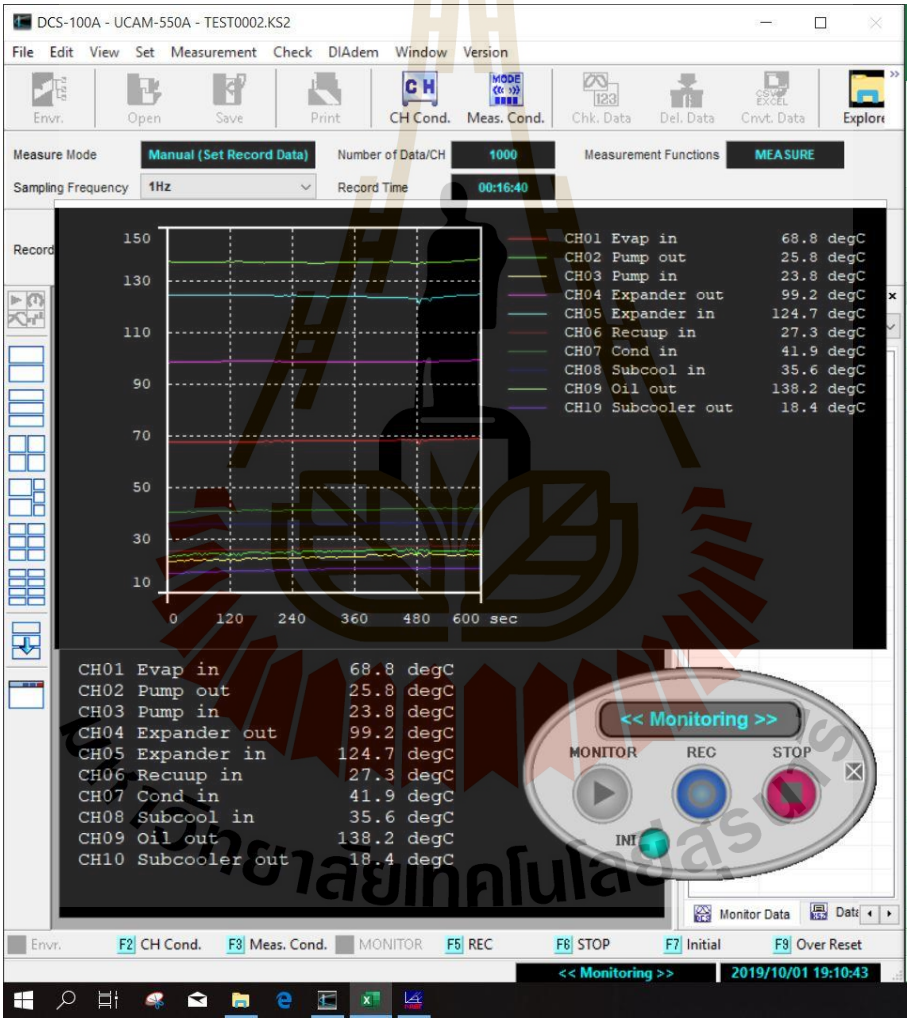
ผลการทดลอง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ข.1 ผลการทดลอง

ผลการทดลองจะทำการเก็บค่า 2 ส่วนได้แก่ข้อมูลจากเครื่อง Data logger ในสภาวะ steady-state และข้อมูลสมรรถนะอื่นๆ ในไฟล์ excel ดังรูปที่ ข.1 และ ข.2 สำหรับผลการทดลองจะแบ่งเป็น 3 ส่วน ได้แก่

1. ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 110 cc/rev จำนวน 18 ผลการทดลอง ในตารางที่ ข.1
2. ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 85.7 cc/rev จำนวน 9 ผลการทดลอง ในตารางที่ ข.2
3. ผลการศึกษาอิทธิพลของ check valve ด้วย expander ขนาด swept volume 110 cc/rev จำนวน 12 ในตารางที่ ข.3 ผลการทดลอง



รูปที่ ข.1 ตัวอย่างข้อมูลจาก Data logger

64 config	31.2	ambient	RECUPERATOR				
	Raw data			Computed data			
CW	Tcwater in (° C)	29.3		Qin oil (W)	13822.0027		
	Tcwater out (°C)	33.9		Qin ORC (W)	11748.7023		
	Vdot cwater (l/m	35		Qout cw (W)	1646.51655		
	mdot water (kg/s	0.58053		Qout ORC (W)	450.111823		
ORC	Tevap in (°C)	68.4		Qout sc (W)	885.740392		
	Tpump out (°C)	25	Heat	Qout scr (W)	38.8971294		
	Tpump in (°C)	23.5					
	Texp out (°C)	98.8		Torque (N*m)	3.34	6.68	
	Texp in (°C)	123.9	Torque	Speed exp (rpm)	1404	2755	
	Trec in (°C)	27.1		Pshaft (W)	1926.22253		9 bulbs
	Tcond in (°C)	41.8		Pelec (W)	41.1	10.2	419.22
	Tsc in (°C)	35.7	Power	Ppump (W)	1.81	280	877.778
	Vdot ORC (l/h)	146.262		Pscr (W)			
	exp in phase	#Superhe		Pht (kWh/t)	0.2		
	exp out phase	#Superhe		pht (W)	50.09	14374.1	
	cond out phase	#Subcooled liquid		Pump speed (rpm	1916		
	pump in	#Subcooled liquid					
	mdot ORC (kg/s)	0.05452					
Oil	Toil out (°C)	137.5		rp	6.125		
	Toil in (°C)	149		nisen pump	0.26843064		
	mdot oil (kg/s)	0.48386	Eff	nisen exp	0.49368421		
	Cp,oil (kJ/kgK)	2.484		ncycle	-0.03317592		
SC	Tscr in (°C)	15.1		nmech exp	2.36778697		
	Tscr out (°C)	18.5		nmech pump	0.137693		
	Vdot scwater (l/s	0.06579		ΔTsup	30.7111786		
	mdot scwater (kg	0.06571		ncycle (mech)	8.92392117		
Pressure	Ppump in (barg)	2		mdot_wf 1 scale 3 times			
	Ppump out (barg	10	t1	6.48			
	Pexp in (barg)	9.8	t2	6.04			
	Pexp out (barg)	1.6	t3	5.94			
	HX eff.	0.85		146.2621885	L/h		
		Patial condense					
Toilset	152	Celsuis	132				
PHz	50						
D_receiver (m)	0.25082819						
A_receiver (m2)	0.049413153						
1 liter high (m)	0.020237526						

รูปที่ ข.2 ข้อมูลสมรรถนะอื่นๆ ในไฟล์ excel

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ข.1 ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 110 cc/rev

Experiment No.	T_{hs} set (°C)	Hz, set (Hz)	$T_{hs,in}$ (°C)	$V_{dot,wf}$ (l/h)	P_{shaft} (W)	P_{pump} (W)	P_{elec} (W)	Q_{in} (W)	$\eta_{isen,exp}$ (%)	Pump speed (rpm)	Expander speed (rpm)	Exp. Mass flowrate (kg/s)	Filling Factor	Pressure ratio	specific power (kJ/kg)	V_{swept} (L/m)	η_{cycle} (%)	P_{loss} pump to expander (bar)	P_{drop} across expander (bar)
110 test1	100	36	99	104.05	795.53	335.55	200.01	7661.12	40.28	1407	647.4	0.038	0.585	6.18	20.77	71.21	6.00	0.4	5.7
110 test2	100	40	98	153.76	1034.49	456.83	249.60	11612.08	37.28	1703	752	0.057	0.763	6.25	18.28	82.72	4.97	0.4	5.7
110 test3	110	40	108	146.74	1170.49	434.91	276.04	11073.27	43.01	1617	802.5	0.054	0.532	6.33	21.67	88.28	6.64	0.4	6.4
110 test4	110	42	108	158.92	1387.39	506.25	319.92	12180.54	37.75	1632	1020	0.059	0.453	5.93	23.72	112.20	7.23	0.1	6.9
110 test5	110	45	108	162.16	1634.55	616.97	362.00	12270.10	33.63	1736	1122	0.060	0.421	6.07	27.38	123.42	8.29	0.6	7.6
110 test6	120	35	118	88.09	869.47	284.18	234.00	7765.07	57.68	1427	650	0.032	0.308	5.60	26.81	71.50	7.54	0.5	5.75
110 test7	120	45	118	155.98	1658.02	611.83	373.89	12003.91	38.60	1733	1150	0.057	0.308	6.20	28.87	126.50	8.72	0.4	7.8
110 test8	101	30	100	51.33	214.65	194.17	50.40	3902.22	80.39	1107	465.5	0.019	0.392	3.90	11.36	51.21	0.52	0.7	2.9
110 test9	102	50	99	207.85	805.97	897.18	227.74	4179.54	14.94	1913	664	0.077	1.140	5.88	10.53	73.04	-2.18	0.2	7.8
110 test10	122	40	120	91.99	828.75	431.68	180.40	6988.10	65.11	1488	678.4	0.034	0.294	5.00	24.47	74.62	5.68	0.5	5.2
110 test11	130	30	130	50.05	239.46	188.10	42.84	4090.83	135.63	1057	487.5	0.018	0.173	3.27	13.00	53.63	1.26	0.7	2.5
110 test12	130	40	131	75.86	806.50	436.46	196.88	5934.98	64.49	1499	680	0.028	0.183	6.60	28.88	74.80	6.23	0.4	5.6
110 test13	130	50	129	150.84	1740.48	866.87	320.62	11649.60	41.15	1869	1388	0.056	0.188	5.63	31.34	152.68	7.50	0.8	7.4
110 test14	101	45	100	134.00	1165.20	639.73	283.81	9838.17	42.87	1758	776.5	0.049	0.613	5.17	23.62	85.42	5.34	0.8	6.25
110 test15	132	45	130	96.50	1314.40	640.36	314.00	7453.15	58.43	1709	920.7	0.036	0.177	5.64	37.00	101.28	9.04	0.3	6.5
110 test16	152	40	150	70.24	870.41	332.23	225.23	6762.64	76.80	1557	705.1	0.026	0.097	6.18	33.66	77.56	9.36	0.3	5.7
110 test17	152	45	149	113.49	1449.87	637.38	328.44	9229.37	64.52	1773	917.7	0.042	0.124	6.67	34.70	100.95	8.80	0.8	6.8
110 test18	152	50	149	146.26	1926.22	877.78	419.22	11748.70	49.37	1916	1404	0.054	0.104	6.13	35.77	154.44	8.92	0.2	8.2

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ข.2 ผลการทดสอบ expander ขนาด swept volume 85.7 cc/rev

Experiment No.	T_{hs} set (°C)	Hz, set (Hz)	$T_{hs,in}$ (°C)	$V_{dot,wf}$ (l/h)	P_{shaft} (W)	P_{pump} (W)	P_{elec} (W)	Q_{in} (W)	$\eta_{isen,exp}$ (%)	Pump speed (rpm)	Expander speed (rpm)	Exp. Mass flowrate (kg/s)	Filling Factor	Pressure ratio	specific power (kJ/kg)	V_{swept} (L/m)	η_{cycle} (%)	P_{loss} pump to expander (bar)	P_{drop} across expander (bar)
85.7 test1	101	40	100	58.85	493.29	467.87	137.00	4353.97	33.74	1524	607.2	0.022	0.344	5.91	22.77	66.79	0.58	0.5	5.4
85.7 test2	101	45	100	75.36	794.42	670.35	221.76	5631.94	34.96	1733	707	0.028	0.378	5.54	28.64	77.77	2.20	1.4	5.9
85.7 test3	101	50	99	223.70	760.99	931.02	185.64	4671.71	15.13	1934	678.5	0.082	1.200	6.27	9.24	74.64	-3.64	0.1	7.9
85.7 test4	130	40	130	62.67	631.83	447.55	135.20	4879.81	61.30	1558	672.6	0.023	0.157	5.42	27.38	73.99	3.78	0.5	5.3
85.7 test5	130	45	130	89.73	902.21	658.65	243.60	6898.39	44.68	1742	750.4	0.033	0.202	6.67	27.31	82.54	3.53	0.6	6.8
85.7 test6	130	50	130	108.04	1422.63	882.63	332.80	8332.63	38.42	1957	937.8	0.040	0.194	6.80	35.77	103.16	6.48	0.3	8.7
85.7 test7	150	40	149	71.16	708.36	468.11	171.99	5776.14	71.06	1562	698.5	0.026	0.102	6.90	27.04	76.84	4.16	0.2	5.9
85.7 test8	150	45	149	71.45	1097.20	658.09	283.25	5779.30	56.12	1782	812.7	0.026	0.088	8.50	41.72	89.40	7.60	0	7.5
85.7 test9	150	50	149	130.06	1593.43	887.48	373.32	10529.97	55.71	1950	1101	0.048	0.118	6.67	33.28	121.11	6.70	0.4	8.5

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ข.3 ผลการศึกษาอิทธิพลของ check valve ด้วย expander ขนาด swept volume 110 cc/rev

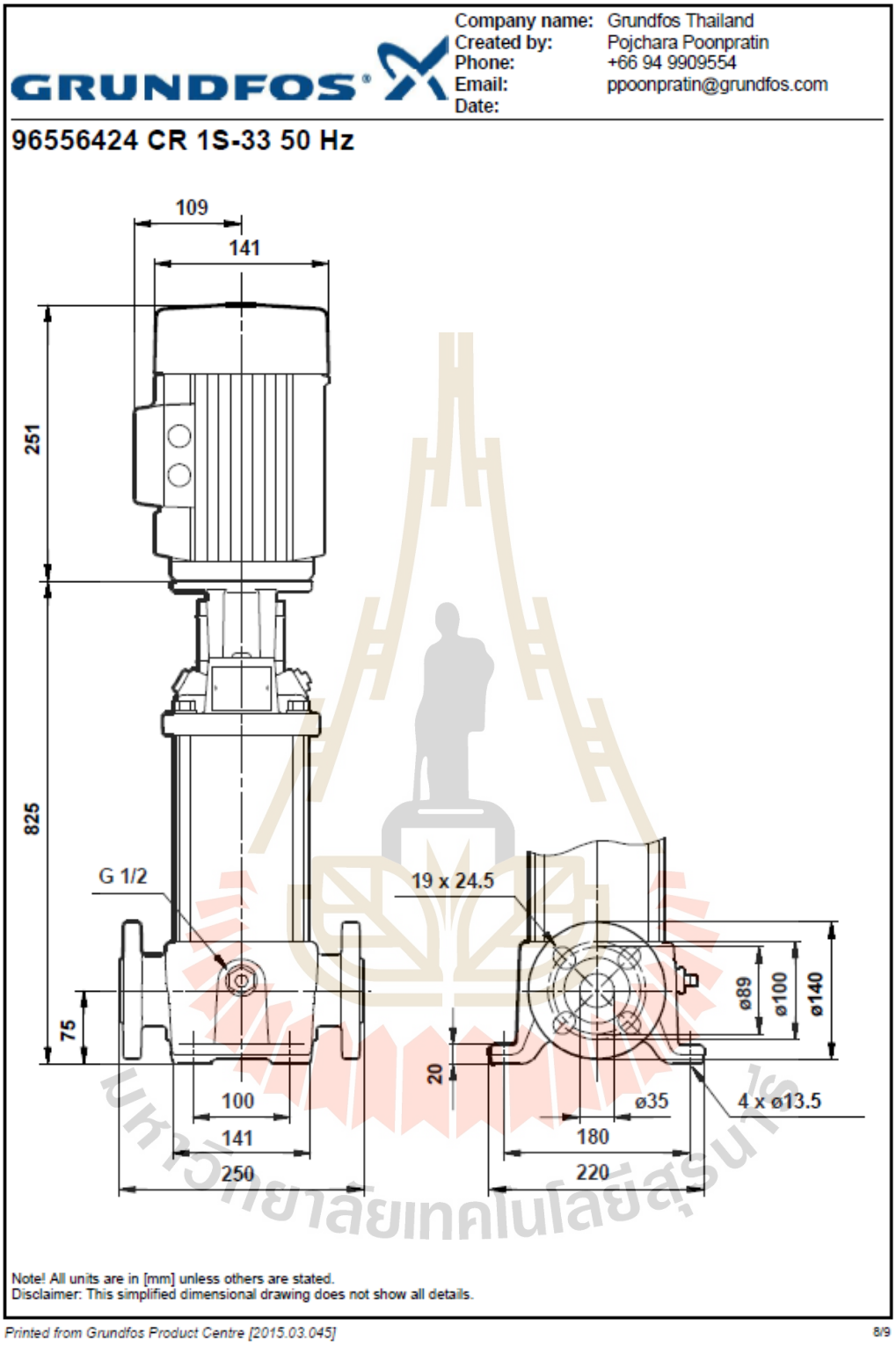
Experiment No.	T_{hs} set (°C)	Hz, set (Hz)	$T_{hs,in}$ (°C)	$V_{dot,wf}$ (l/h)	P_{shaft} (W)	P_{pump} (W)	P_{elec} (W)	Q_{in} (W)	$\eta_{isen,exp}$ (%)	Pump speed (rpm)	Expander speed (rpm)	Exp. Mass flowrate (kg/s)	Filling Factor	Pressure ratio	specific power (kJ/kg)	V_{swept} (L/m)	η_{cycle} (%)	P_{loss} pump to expander (bar)	P_{drop} across expander (bar)
110 chk af 1	130	40	130	61.59	753.37	432.57	154.56	4822.57	73.10	1566	625.1	0.023	0.166	6.50	33.23	68.76	6.65	0.5	5.5
110 chk af 2	130	45	131	83.96	1099.75	680.88	254.80	6518.30	53.44	1738	761	0.031	0.181	8.00	35.58	83.71	6.43	0.5	7
110 chk af 3	130	50	129	142.03	1636.04	892.33	329.00	11108.66	48.00	1902	1129	0.052	0.218	6.33	31.29	124.19	6.70	0.5	8
110 chk af 4	150	40	149	77.36	737.36	430.23	144.00	6242.56	91.64	1503	646.3	0.028	0.120	5.23	25.89	71.09	4.92	0.2	5.5
110 chk af 5	150	45	150	98.11	1126.04	651.23	250.20	7517.02	75.33	1771	824	0.036	0.115	5.00	31.18	90.64	6.32	0.5	6.8
110 chk af 6	150	50	149	169.70	1651.15	692.11	305.86	13454.63	58.47	1892	1267	0.062	0.134	6.00	26.43	139.37	7.13	1	7.5
110 chk bf 1	130	40	130	76.62	681.32	410.28	159.60	5810.76	85.23	1496	601.9	0.028	0.215	4.53	24.16	66.21	4.66	0.2	5.3
110 chk bf 2	130	45	130	90.51	1261.12	591.06	266.90	6970.58	68.14	1766	967	0.033	0.158	5.33	37.85	106.37	9.61	0.5	6.5
110 chk bf 3	130	50	129	114.75	1441.98	796.41	330.33	8809.36	46.54	1903	1037	0.042	0.191	6.33	34.14	114.07	7.33	0.5	8
110 chk bf 4	150	40	149	78.10	715.79	427.89	141.00	6227.19	93.00	1526	630.1	0.029	0.124	3.94	24.90	69.31	4.60	0.3	5
110 chk bf 5	150	45	149	103.25	1245.03	616.87	270.48	8151.38	74.04	1717	863	0.038	0.120	5.86	32.76	94.93	7.71	0.3	6.8
110 chk bf 6	150	50	149	123.23	1761.58	896.98	318.32	9810.60	63.28	1889	1253	0.045	0.098	5.94	38.83	137.83	8.81	0.5	7.9

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ภาคผนวก ค

รายละเอียดของอุปกรณ์ในชุดทดลอง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

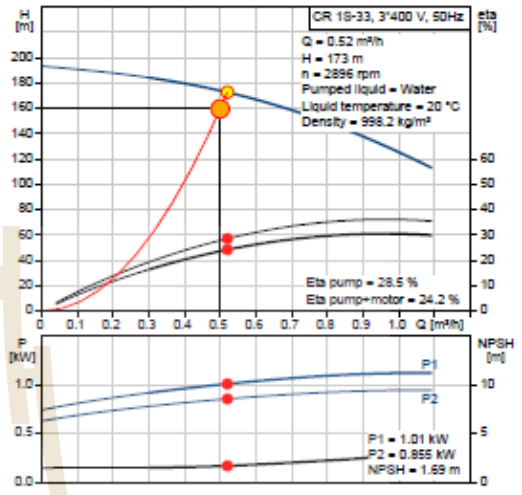


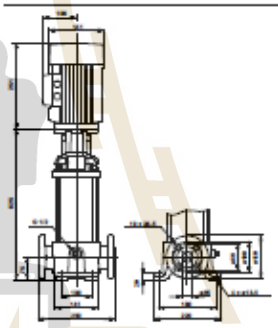
รูปที่ ค.1 Drawing แสดงขนาดของ ORC pump

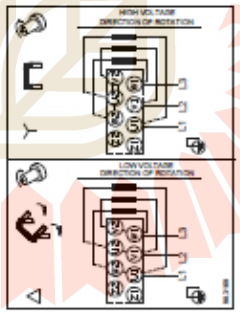
GRUNDFOS

Company name:	Grundfos Thailand
Created by:	Pojchara Poonpratin
Phone:	+66 94 9909554
Email:	ppoonpratin@grundfos.com
Date:	

Description	Value
General information:	
Product name:	CR 1S-33 A-FGJ-A-V-HQQV
Position	
Product No:	96556424
EAN number:	5700398996910
Price:	On request
Technical:	
Speed for pump data:	2853 rpm
Rated flow:	0.9 m³/h
Rated head:	129 m
Head max:	192 m
Impellers:	33
Shaft seal:	HQQV
Approvals on nameplate:	CE,TR
Curve tolerance:	ISO9906:2012 3B
Pump type:	CR 1S
Stages:	33
Pump version:	A
Model:	A
Materials:	
Pump housing:	Cast iron
	EN-JL1030
	ASTM A48-30 B
Impeller:	Stainless steel
	DIN W.-Nr. 1.4301
	AISI 304
Material code:	A
Code for rubber:	V
Installation:	
Maximum ambient temperature:	60 °C
Max pressure at stated temp:	25 bar / 90 °C
	25 bar / -20 °C
Flange standard:	DIN
Connect code:	FGJ
Pipe connection:	DN 25 / DN 32
Pressure stage:	PN 16 / PN 25
Flange size for motor:	FT100
Liquid:	
Liquid temperature range:	-20 .. 90 °C
Kinematic viscosity:	1 mm2/s
Electrical data:	
Motor type:	80C
IE Efficiency class:	IE3
Number of poles:	2
Rated power - P2:	1.1 kW
Power (P2) required by pump:	1.1 kW
	1.1 kW
Mains frequency:	50 Hz
Rated voltage:	3 x 380-415 D/660-690 Y V
Rated current:	2,50/1,44 A
Starting current:	450-500 %
Cos phi - power factor:	0,83-0,76
Rated speed:	2840-2870 rpm
Efficiency:	IE3 82,7%
Motor efficiency at full load:	82,7 %
Motor efficiency at 3/4 load:	84,6 %
Motor efficiency at 1/2 load:	85,4 %
Enclosure class (IEC 34-5)::	55 Dust/Jetting
Insulation class (IEC 85):	F
Motor protec:	NONE
Motor No:	85905178







รูปที่ ค.2 ข้อมูลจำเพาะของ ORC pump

English (US)

11. Exploded views

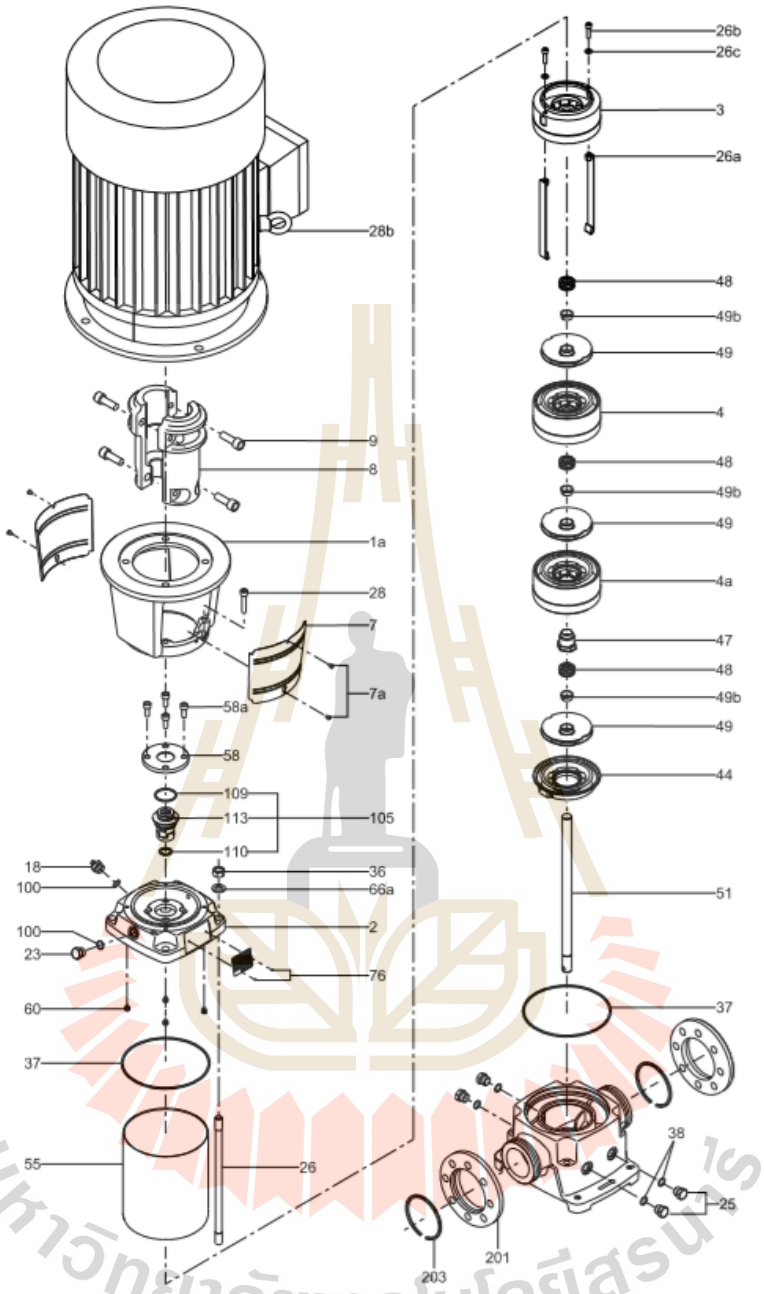


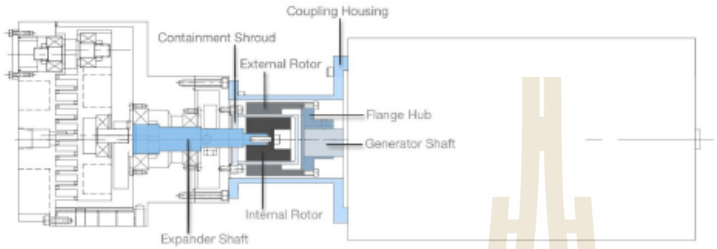
Fig. 21 Exploded view, CR, CRN 32, model B

รูปที่ ค.3 Exploded view ของ ORC pump series CR

+1 (303) 466-2669
info@airsquared.com
http://airsquared.com

E15H022A-SH

1 kW Scroll Expander Pricing Sheet



E15H022A-SH Generator

E15H22N4.25 (oil-free)	$4,950 US
120V, 60 Hz Generator	$550 US
115/230V, 50 Hz Generator	$550 US
Coupling Housing	$480 US

Coupling Housing is optional. If not used, Expander and Generator must be mounted and precision aligned to prevent damage to Magnetic Coupling.

Notes

-Inner Rotor, External Rotor, Containment Shroud, and Flange Hub included with E15H022A-SH.

-Flange Hub is left blank for customer machining. Custom Flange Hub machining available.

-Generator requires Coupling Housing for alignment and mounting.

©2015 Air Squared Manufacturing, Inc.

R2 12.16.15

รูปที่ ค.4 ใบเสนอราคาของ E15H022A-SH จากบริษัท Air squared

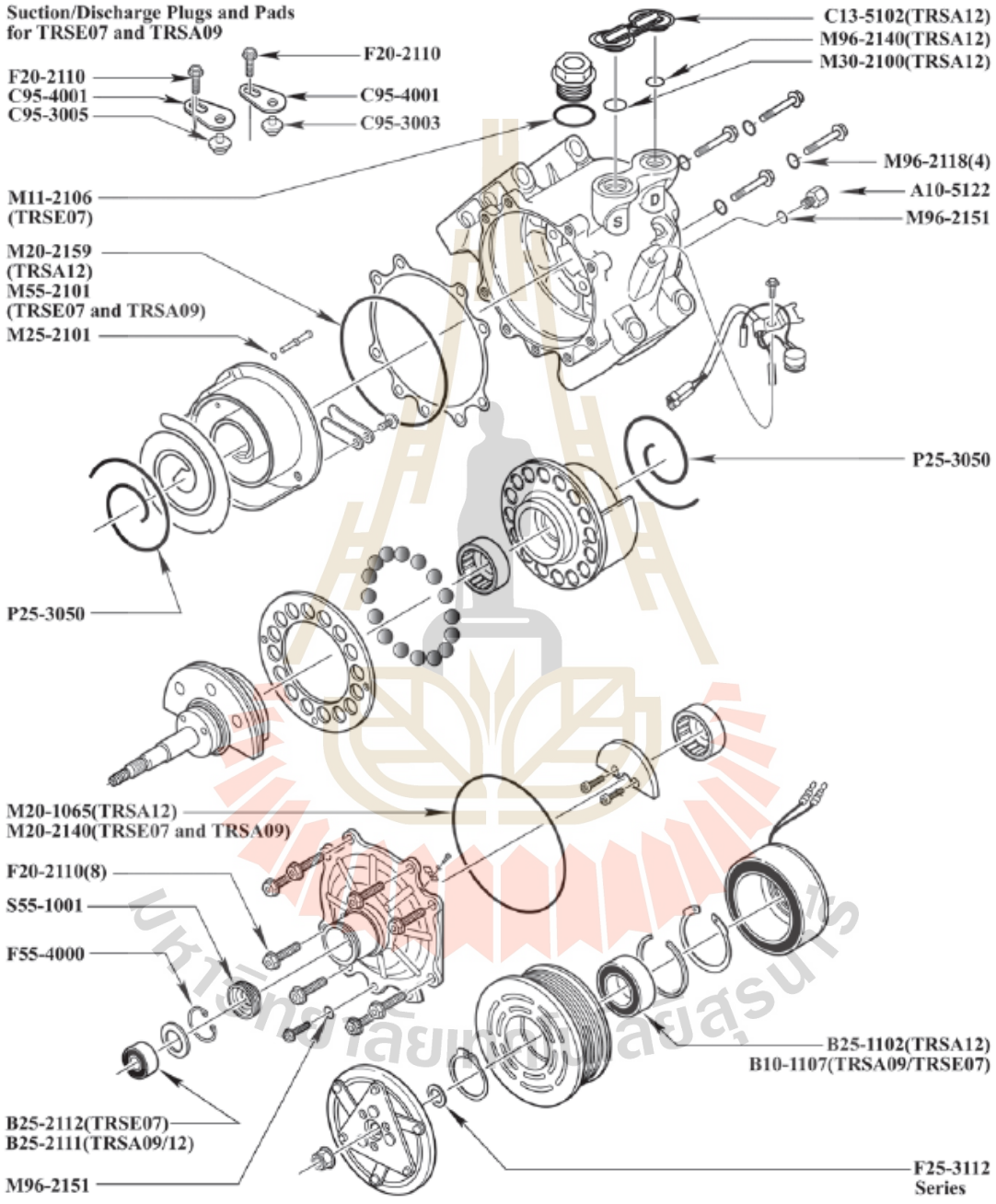
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

Santech

Engineered Replacement Parts TM
Leading Through Technology TM

SANDEN

TRSA09, TRSA12, TRSE07



© 2013, Santech Industries, LLC, All Rights Reserved

รูปที่ ค.5 Exploded view ของ Expander series TRSA

Santech

Engineered Replacement Parts ™
Leading Through Technology ™

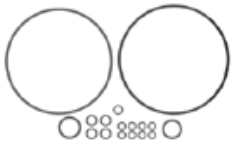
SANDEN

TRSA09, TRSA12, TRSE07

O-Rings	R134a and R-12 Compatible	Green HNBR	Black Nitrile
Case O-Ring (Front) (TRSA12)			M20-1065
Case O-Ring (Front) (TRSE07/TRSA09)		M20-2140	M20-1040
Discharge Port O-Ring (TRSA12)		M96-2140	M96-1040
Head Bolt O-Ring, Front		M96-2151	M96-1051
Head Bolt O-Ring, Rear		M96-2118	M96-1018
Internal Orifice Tube O-Ring		M25-2101	M25-1001
Plug O-Ring(TRSE07)		M11-2106	M11-1006
Pressure Relief Valve O-Ring		M96-2111	
Rear Scroll O-Ring (TRSA12)		M20-2159	M20-1059
Rear Scroll O-Ring (TRSE07/TRSA09)		M55-2101	
Suction Port O-Ring (TRSA12)		M30-2100	M30-1000
Bearings			
Clutch Bearing (35mm x 48mm x 20mm) (TRSE07 Honda Civic)	B25-1104		
Nose Bearing (10mm x 26mm x 8mm) (TRSE07)	B25-2112		
Nose Bearing (10mm x 28mm x 8mm) (TRSE07)	B25-2114		
Nose Bearing (12mm x 28mm x 8mm) (TRSA)	B25-2111		
Clutch Bearing (35mm x 50mm x 20mm) (TRSA12)	B25-1102		
Clutch Bearing (35mm x 55mm x 20mm) (TRSA09/TRSE07)	B10-1107		
Chemicals			
Ultra PAG Oil 46 - 6pk, 8 oz Bottle	MT3012		
Ultra PAG Oil 46 - 6pk, Quart Bottle	MT3018		
Ultra PAG Oil 46 - Drum (52 gal)	A10-6163		
Clutch Components			
Clutch Coil - OD/ID: 81.5mm / 58mm (Honda)	H25-7384		
Clutch Coil - OD/ID: 86.3mm / 59mm (4901)	H25-7389		
Clutch Hub - OD: 105mm, Offset: 6.8	H25-7035		
Fasteners			
Bolt - Head/Shipping	F20-2110		
Retaining Ring - Lip Seal	F55-4000		
Shim - Clutch (0.38mm)	F25-3112		
Shim - Clutch (0.76mm)	F25-3113		

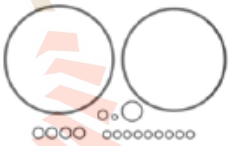
Gaskets

Gasket Kit - O-Rings (TRSA12) — Green HNBR **K25-2150**



Includes: Front Head O-Ring(1), Scroll Rear O-Ring(1), Suction Port O-Ring(1), Front Head Bolt O-Ring(8), Rear Head Bolt O-Ring(4), PRV O-RIng(1), Discharge Port O-Ring(1)

Gasket Kit - O-Rings (TRSE07 / TRSA09) — Green HNBR **K25-2151**



Includes: Front Head O-Ring(1), Scroll Rear O-Ring(1), Front Head Bolt O-Ring(9), Rear Head Bolt O-Ring(4), PRV O-Ring(1), Internal Orifice Tube O-Ring(1), Plug O-Ring(1)

Piston Components	
Scroll Rings (Set of 2)	P25-3050
Service Items	
High Pressure Relief Valve 3/8-24	A10-5122
Shaft Seals	
Lip Seal (Black Rubber)	Nitrile S55-1001

© 2013, Santech Industries, LLC, All Rights Reserved

รูปที่ ค.6 รายการอะไหล่ของ Expander series TRSA

Santech

Engineered Replacement Parts TM
Leading Through Technology TM

SANDEN

TRSA09, TRSA12, TRSE07

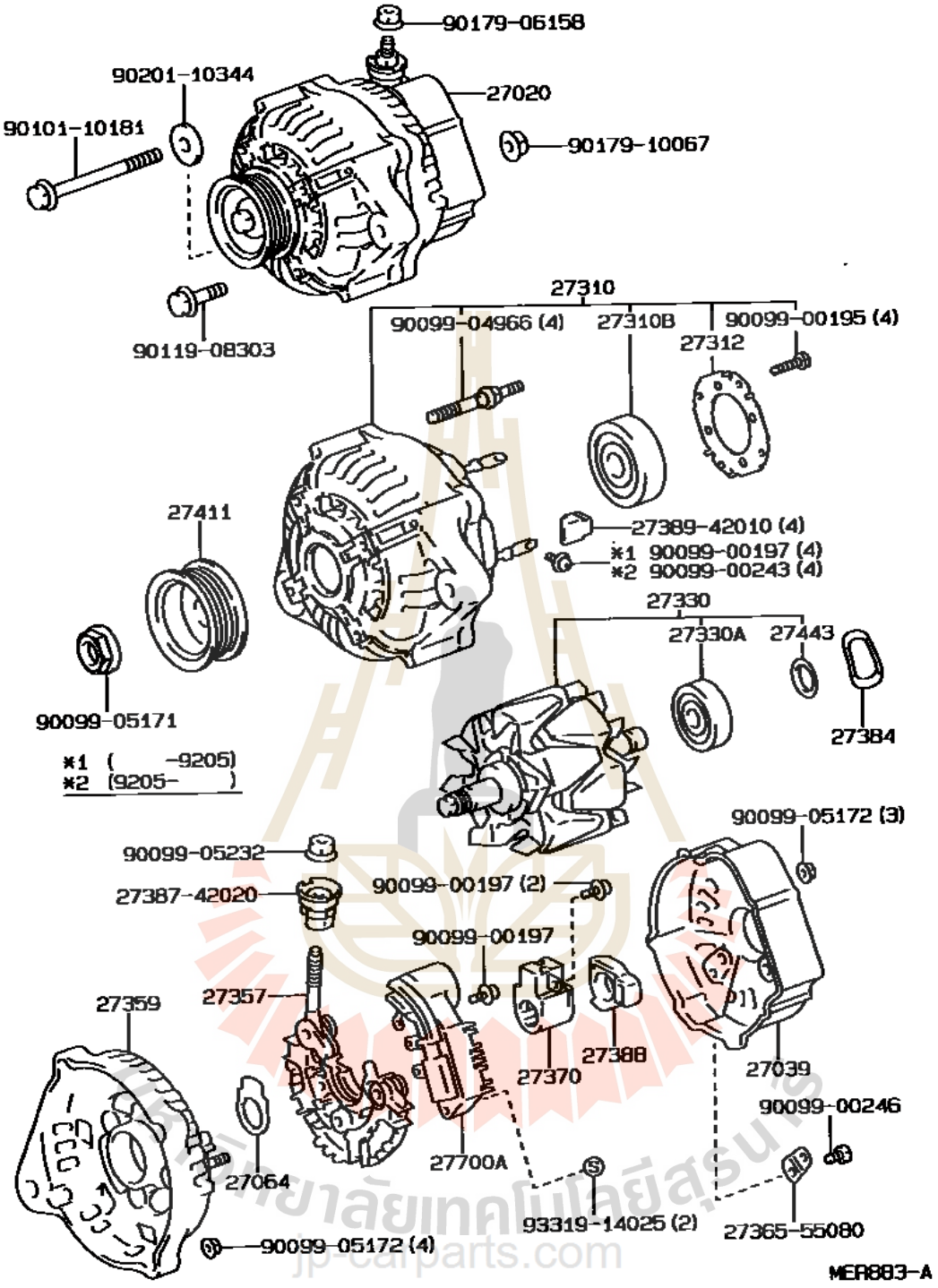
Shaft Seals		
Lip Seal Kit (Rubber Coated Seal)	Black Nitrile	**K55-3006**

Includes: Lip Seal Retaining Ring (1), Lip Seal (1)

Shipping Closures	
Shipping Closure - 3/4" S / 5/8" D (TRSA12)	**C13-5102**
Shipping Plate (Use with C95-3003 & C95-3005)(TRSE07/TRSA09)	**C95-4001**
Shipping Plug (Discharge) (Use with C95-4001)(TRSE07/TRSA09)	**C95-3003**
Shipping Plug (Suction) (Use with C95-4001)(TRSE07/TRSA09)	**C95-3005**

รูปที่ ค.7 รายการอะไหล่ของ Expander series TRSA (ต่อ)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ ค.8 Exploded view ของ generator series AE101

ตารางที่ ค.1 การใช้จ่ายเงินอุดหนุนการวิจัย

รายการค่าใช้จ่าย Expenditures	งบประมาณ (บาท) ได้รับจัดสรรตลอดปี	เบิกจ่ายตามใบเสร็จงวดที่ 1	เบิกจ่ายตามใบเสร็จงวดที่ 2	คงเหลือเบิกจ่ายครั้งต่อไป	หมายเหตุ Notes
ค่าจ้างชั่วคราว ประกอบด้วย (แสดงรายละเอียด) ค่าจ้างผู้ช่วยวิจัย (วุฒิ ป.ตรี) เดือนละ 10,000 บาท	120,000	60,000	60,000	0	
รวม Total	**120,000**	**60,000.00**	**60,000.00**	**-**	
ค่าตอบแทน ใช้สอย และวัสดุ ประกอบด้วย (โปรดแสดงรายละเอียด)	325,000				
ค่าเผยแพร่ผลงานวิจัย 4,000 บาท	4,000			4,000	
ค่าจัดทำเอกสาร 2,000 บาท	2,000			2,000	
ค่าจ้างเหมาสร้างและติดตั้งชุดผลิตกระแสไฟฟ้า 50,000 บาท	50,000		50,000.00	-	
ค่าจ้างเหมาสร้างและติดตั้งชุดให้ความร้อน 130,000 บาท	130,000		130,000.00	-	
ค่าจ้างเหมาสร้างและติดตั้งชุดแลกเปลี่ยนความร้อน 50,000 บาท	50,000		50,000.00	-	
ค่าจ้างเหมาสร้างและติดตั้งชุดวัด expander 50,000 บาท	50,000		50,000.00	-	
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 20,000 บาท	20,000		4,665.20	15,335	
วัสดุสิ้นเปลือง 17,000 บาท	17,000.00		38,086.85	21,087	
ค่าโทรศัพท์ ไปรษณีย์ 2,000 บาท	2,000		2,400	400	
รวม Total	**325,000.00**		**325,152.05**	**-152.05**	
ค่าครุภัณฑ์ ประกอบด้วย (แสดงรายละเอียด)					
รวม Total	**0.00**	**0.00**	**0.00**	**0.00**	
รวมค่าใช้จ่ายทั้งสิ้น Grand total	**445,000.00**	**60,000.00**	**385,152.05**	**-152.05**	

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คูณศรีสุข

การศึกษา/คุณวุฒิ : ปริญญาเอก : วศ.ด. (วิศวกรรมเครื่องกล), มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี, พ.ศ.2552

ปริญญาตรี : วศ.บ. (วิศวกรรมเครื่องกล), มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี, พ.ศ. 2540

ตำแหน่งปัจจุบัน : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ประวัติการทำงาน : 2557 - ปัจจุบัน ผู้ช่วยศาสตราจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

2553 - 2557 อาจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ผลงานทางวิชาการ /ผลงานวิจัย :

บทความในวารสารวิชาการระดับนานาชาติ

1. Truong, N.T.T., Suttichaiya, A., Hiamhoen, W., Thinnongwaeng, P., Ariyawong, C., Boontawan, P., Rarey, J., Tongroon, M., Sukjit, E., Koonsrisuk, A., Boontawan, A. Production of medium chain fatty acid ethyl ester, combustion, and Its gas emission using a small-scale gas turbine jet engine. International journal of green energy 2019; 16(14): 1304-1316

2. Ming T, Gong T, de Richter RK, Liu W, Koonsrisuk A. Freshwater generation from a solar chimney power plant. Energy Conversion and Management 2016; 113: 189-200.

3. Koonsrisuk A. Comparison of conventional solar chimney power plants and sloped solar chimney power plants using second law analysis. Solar Energy 2013; 98 (Part A): 78-84.

4. Koonsrisuk A, Chitsomboon T. Effects of flow area changes on the potential of solar chimney power plants. Energy 2013; (51): 400-406.

5. Koonsrisuk A, Chitsomboon T. Mathematical modeling of solar chimney power plants. Energy 2013; (51): 314-322.

6. Koonsrisuk A. Mathematical modeling of sloped solar chimney power plants. Energy 2012; 47 (1): 582-589.

7. Lorente, S., Koonsrisuk, A., Bejan, A., 2010. Constructal distribution of solar chimney power plants: few large and many small. International Journal of Green Energy, Vol. 7 (6), pp. 557-592.

8. Koonsrisuk, A., Lorente, S., Bejan, A., 2009. Constructal solar chimney configuration. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53 (1-3), pp. 327-333.

9. Koonsrisuk, A., Chitsomboon, T., 2009. A single dimensionless variable for solar chimney power plant modeling. Solar Energy, Vol. 83 (12), pp. 2136-2143.

10. Koonsrisuk, A., Chitsomboon, T., 2009. Accuracy of theoretical models in the prediction of solar chimney performance. Solar Energy, Vol. 83 (10), pp. 1764-1771.

11. Koonsrisuk, A., Chitsomboon, T., 2009. Partial geometric similarity for solar chimney power plant modeling. Solar Energy, Vol. 83 (9), pp. 1611-1618.

12. Koonsrisuk, A., Chitsomboon, T., 2007. Dynamic similarity in solar chimney modeling. Solar Energy, Vol. 81 (12), pp. 1439-1446.

บทความในการประชุมวิชาการระดับชาติ

1. Wandi A, Koonsrisuk A. Performance comparison of an evaporative cooling and conventional air-conditioning systems in a data center, In: Proceedings of the 10th Engineering

2. Science Technology and Architecture Conference 2019, Aug 30, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

3. Hinlailoed T., Koonsrisuk A. Performance comparison of a subcritical, supercritical and trilateral organic rankine cycles for a heat source temperature of 60-90 □C, In: Proceedings of the 10th Engineering Science Technology and Architecture Conference 2019, Aug 30, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

4. Thepsena C., Koonsrisuk A. Design and analysis of thermal power plants with a heat source temperature of 260 □C 280 □C and 300 □C, In: Proceedings of the 10th Engineering Science Technology and Architecture Conference 2019, Aug 30, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

5. Klongdee S., Wattananusit K., Koonsrisuk A. Performance Enhancement of a Solar chimney dryer, In: Proceedings of the 10th Engineering Science Technology and Architecture Conference 2019, Aug 30, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

6. Mongpraneet A., Koonsrisuk A. Power generation using geothermal heat source by the organic rankine cycle power plant (ORC), In: Proceedings of the 10th Engineering Science Technology and Architecture Conference 2019, Aug 30, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

7. Prasetyadi A., Koonsrisuk A. Energy and water conservation evaluation of the centralized HVAC system for Suranaree University Technology Hospital, In: Proceedings of the 15th conference of Energy Network of Thailand (E - NETT), May 21st - 24th, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

8. Hinlailoed T., Koonsrisuk A. Performance of scroll expander and pump for a 1 kW ORC power plant, In: Proceedings of the 15th conference of Energy Network of Thailand (E - NETT), May 21st - 24th, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

9. Le T. H., Chitsomboon T., Koonsrisuk A. Solar distillation of water using inclined tubes as receiver and condenser, In: Proceedings of the 15th conference of Energy Network of Thailand (E - NETT), May 21st - 24th, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

10. Niamsakul P., Koonsrisuk A. Effects of geometries for a solar circulating-water aeration system using a divergent draft tube, In: Proceedings of the 15th conference of Energy Network of Thailand (E - NETT), May 21st - 24th, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

11. Thongchai T., Koonsrisuk A. Comparative investigation of a subcritical ORC, supercritical ORC, and trilateral Rankine cycle power plant for a heat source temperature of 210°C - 250°C,

In: Proceedings of the 15th conference of Energy Network of Thailand (E - NETT), May 21st - 24th, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

12. Duangduean S., Koonsrisuk A. Performance investigation of a subcritical ORC, supercritical ORC, and trilateral Rankine cycle power plant for a heat source temperature of 160 - 200°C, In: Proceedings of the 15th conference of Energy Network of Thailand (E - NETT), May 21st - 24th, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

13. Klongdee S., Koonsrisuk A. Effects of geometries on a solar chimney dryer, In: Proceedings of the 15th conference of Energy Network of Thailand (E - NETT), May 21st - 24th, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

14. Raksa - in W., Koonsrisuk A. Investigation of a subcritical ORC, supercritical ORC, and trilateral Rankine cycle power plant for a heat source temperature of 130 - 150°C, In: Proceedings of the 15th conference of Energy Network of Thailand (E - NETT), May 21st - 24th, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

15. Virunchit P., Koonsrisuk A. Simulations of power generation from data center waste heat, In: Proceedings of the 15th conference of Energy Network of Thailand (E - NETT), May 21st - 24th, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

16. Mongpraneet A., Koonsrisuk A. Performance investigate of trilateral, subcritical and supercritical organic Rankine cycle driven by geothermal heat source, In: Proceedings of the 15th conference of Energy Network of Thailand (E - NETT), May 21st - 24th, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

17. Seesungnoen P., Koonsrisuk A. Investigation of a photovoltaic/thermal solar system, In: Proceedings of the 15th conference of Energy Network of Thailand (E - NETT), May 21st - 24th, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

18. Prasetyadi A., Koonsrisuk A. Second law analysis of the centralized HVAC system of Suranaree University of Technology Hospital, In: Proceedings of the 14th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments and Processes, March 20th - 21st, 2019. Krabi, Thailand.

19. Le T. H., Chitsomboon T., Koonsrisuk A. Solar distillation of water using inclined tubes as receiver and condenser, In: Proceeding of the 14th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments and Processes, March 20th - 21st, 2019. Krabi, Thailand.

20. Thepsena C., Koonsrisuk A. Performance optimization of an ORC power plant with a heat temperature of 260°C 280°C and 300°C, In: Proceeding of the 14th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments and Processes, March 20th - 21st, 2019. Krabi, Thailand.

21. Niamsakul P., Koonsrisuk A. Simulation of a solar circulation-water aeration system using a divergent draft tube, In: Proceeding of the 14th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments and Processes, March 20th - 21st, 2019. Krabi, Thailand.

22. Thongchai T., Koonsrisuk A. Comparative investigation of subcritical and supercritical ORC power plant for a heat source temperature of 210°C - 250°C, In: Proceeding of the 14th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments and Processes, March 20th - 21st, 2019. Krabi, Thailand.

23. Duangduean S., Koonsrisuk A. Performance investigation of an ORC power plant of a heat source temperature of 160 - 200°C, In: Proceeding of the 14th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments and Processes, March 20th - 21st, 2019. Krabi, Thailand.

24. Piriyakulwat W., Koonsrisuk A. Feasibility study on ORC power generation from boiler exhaust gas, In: Proceeding of the 14th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments and Processes, March 20th - 21st, 2019. Krabi, Thailand.

25. Raksa-in W., Koonsrisuk A. Design of Organic Rankine cycle (ORC) power plant in subcritical and supercritical at heat source 130, 140, and 150°C, In: Proceeding of the 14th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments and Processes, March 20th - 21st, 2019. Krabi, Thailand.

26. Virunchit P., Koonsrisuk A. Thermodynamic optimization of a subcritical ORC power generation from data center waste heat, In: Proceeding of the 14th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments and Processes, March 20th - 21st, 2019. Krabi, Thailand.

27. Phueksaphanrat T., Koonsrisuk A. Waste heat recovery from a hospital with ORC power plant, In: Proceeding of the 14th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments and Processes, March 20th - 21st, 2019. Krabi, Thailand.

28. Koonsrisuk A. Learning achievement, student satisfaction, and factors influencing the School selection of the students in the School of Mechanical Engineering of Suranaree

University of Technology, In: Proceedings of the 5th National & International Conference on Curriculum and Instruction (NICCI), March 4, 2019. Nakhon Ratchasima, Thailand.

29. Piriyakulwat W, Koonsrisuk A. Simulation of heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger, In: Proceedings of the 9th Engineering Science Technology and Architecture Conference (ESTACON), September 7, 2018. Khon Kaen, Thailand.

30. Chansawang B, Koonsrisuk A. Simulation of a 500-kW sloped solar chimney power plant powered by industrial waste heat. In: Proceedings of the 32th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 3-6, 2018. Mukdahan, Thailand.

31. Kamonsan T, Somsanuk R, Koonsrisuk A. Performance investigation of a dew-point air-conditioning associated with desiccants for Thailand. In: Proceedings of the 32th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 3-6, 2018. Mukdahan, Thailand.

32. Klongdee S, Koonsrisuk A. Simulation of a solar chimney dryer. In: Proceedings of the 32th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 3-6, 2018. Mukdahan, Thailand.

33. Niamsakul P, Koonsrisuk A. Simulation of a solar circulating-water aeration system. In: Proceedings of the 32th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 3-6, 2018. Mukdahan, Thailand.

34. Piriyakulwat W, Koonsrisuk A. Simulation of heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with phase change. In: Proceedings of the 32th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 3-6, 2018. Mukdahan, Thailand.

35. Prasetyadi A, Koonsrisuk A. A reference system architecture for integrated energy and water in a hospital. In: Proceedings of the 32th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 3-6, 2018. Mukdahan, Thailand.

36. Pueksaphanrat T, Koonsrisuk A. Simulation of the heat dissipation from the boiler the ORC. In: Proceedings of the 32th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 3-6, 2018. Mukdahan, Thailand.

37. Somsanuk R, Kamonsan T, Koonsrisuk A. Simulation of a hybrid dew-point evaporative cooling. In: Proceedings of the 32th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 4-6, 2018. Mukdahan, Thailand.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

38. Thepsena C, Pawako S, Koonsrisuk A. Development of the control system for an automatic fish feeding system. In: Proceedings of the 32th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 3-6, 2018. Mukdahan, Thailand.

39. Virunchit P, Koonsrisuk A. Simulation of an ORC power plant utilizing data center waste heat. In: Proceedings of the 32th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 3-6, 2018. Mukdahan, Thailand.

40. Wandi A, Koonsrisuk A. Calculation of the cooling load for a data center. In: Proceedings of the 32th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 3-6, 2018. Mukdahan, Thailand.

41. Chansawang B, Koonsrisuk A. Design of a sloped solar chimney power plant, In: Proceedings of the 13th Conference of Energy Network of Thailand (E-NETT), May 31 – June 2, 2017. Chiang Mai, Thailand.

42. Hinlailoed T, Koonsrisuk A. Design of a small scale ORC prototype, In: Proceedings of the 13th Conference of Energy Network of Thailand (E-NETT), May 31 – June 2, 2017. Chiang Mai, Thailand.

43. Laphan A, Koonsrisuk A. Working fluid selection for a 1MW ORC power plant in Thailand, In: Proceedings of the 13th Conference of Energy Network of Thailand (E-NETT), May 31 – June 2, 2017. Chiang Mai, Thailand.

44. Kamonsan T, Somsanuk R, Koonsrisuk A. Performance investigation of a liquid desiccant air-conditioning system. In: Proceedings of the 13th Conference of Energy Network of Thailand (E-NETT), May 31 – June 2, 2017. Chiang Mai, Thailand.

45. Prasetyadi A, Koonsrisuk A. Energy-Water Nexus: Water of Electricity in Indonesia, In: Proceedings of the 13th Conference of Energy Network of Thailand (E-NETT), May 31 – June 2, 2017. Chiang Mai, Thailand.

46. Piriyakulwat W, Prasetyadi A, Koonsrisuk A. Simple Linear Heat Model for Virtual Water Estimation of Thermal Power Plant with Wet Cooling System, In: Proceedings of the 13th Conference of Energy Network of Thailand (E-NETT), May 31 – June 2, 2017. Chiang Mai, Thailand.

47. Somsanuk R, Kamonsan T, Koonsrisuk A. Modelling and dynamic simulation of a liquid desiccant air-conditioning system in Thailand. In: Proceedings of the 13th Conference of Energy Network of Thailand (E-NETT), May 31 – June 2, 2017. Chiang Mai, Thailand.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

48. Chansawang B, Sri-on T, Koonsrisuk A. Performance assessment of an absorption air-conditioning system driven by evacuated-tube solar collectors for 7-Eleven stores in Thailand, in: Proceedings of the 30th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 5-8, 2016. Songkhla, Thailand.

49. Kamonsan T, Sri-on T, Koonsrisuk A. Performance assessment of an absorption air-conditioning system driven by a natural-gas furnace for 7-Eleven stores in Thailand. In: Proceedings of the 30th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 5-8, 2016. Songkhla, Thailand.

50. Mongpraneet, A, Sri-on T, Koonsrisuk A. Performance assessment of an absorption air-conditioning system driven by flat-plate solar collectors for 7-Eleven stores in Thailand. In: Proceedings of the 30th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 5-8, 2016. Songkhla, Thailand.

51. Somsanuk R, Sri-on T, Koonsrisuk A. Performance assessment of an absorption air-conditioning system driven by an electrical heater for 7-Eleven stores in Thailand. In: Proceedings of the 30th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 5-8, 2016. Songkhla, Thailand.

52. Mongpraneet, A, Koonsrisuk A. Numerical simulation of Organic Rankine Cycle (ORC) using Matlab, In: Proceedings of the 29th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 1-3, 2015, Nakhon Ratchasima, Thailand.

53. Sri-on T, Koonsrisuk A. An appropriate cooling-water configuration for hybrid-ground source heat pump systems in Thailand, In: Proceedings of the 29th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), July 1-3, 2015, Nakhon Ratchasima, Thailand.

54. Sri-on T, Koonsrisuk A. Cooling performance of a hybrid Ground-Source Heat Pump with Different Cooling-Water Loop Configurations, In: Proceeding of the 34th National Graduate Research Conference (NGRC), March 27, 2015, Khon Kaen, Thailand.

55. Koonsrisuk, A.and Chitsomboon, T., 2008. A Single Dimensionless Variable for Solar Tower Plant Modeling. In: Proceedings of the 22th Conference on Mechanical Engineering Network of Thailand (Vol. 4, pp.305-312.). Pathum Thani, Thailand.

56. Koonsrisuk, A.and Chitsomboon, T., 2007. The Effect of Plant Geometry on the Potential of a Solar Tower. In: Proceedings of the 11st Annual National Symposium on Computational Science and Engineering, Phuket, Thailand.

57. Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T., 2006. Partial Similarity in Solar Tower Modeling. In: Proceedings of the 20th Conference on Mechanical Engineering Network of Thailand, Nakhon Ratchasima, Thailand.

บทความในการประชุมวิชาการระดับนานาชาติ

1. Prasetyadi, A, Koonsrisuk, A. Exergy Analysis of water system for Suranaree University of Technology Hospital (SUTH) main building. In: Proceedings of The 37th Conference of ASEAN Federation of Engineering Organizations (CAFEO 37), September 11-14, 2019. Jakarta, Indonesia.

2. Prasetyadi, A, Koonsrisuk, A. Evaluation of the centralized HVAC chilled water pumps of Suranaree University of Technology Hospital main building. In: Proceedings of The 3rd International Conference on Engineering and Technology for Sustainable Development, October 23 – 24, 2019. Jogjakarta, Indonesia.

3. Prasetyadi A, Koonsrisuk A. Investigation and modeling of energy and water consumption of a centralized chiller system in Suranaree University of Technology Hospital. In: Proceedings of the 25th Tri-University International Joint Seminar & Symposium (Tri-U), November 4-8, 2018. Chiang Mai, Thailand.

4. Piriyakulwat W, Koonsrisuk A. Thermal performance and pressure drop characteristics of the heat exchangers in an ORC power plant. In: Proceedings of the 25th Tri-University International Joint Seminar & Symposium (Tri-U), November 4-8, 2018. Chiang Mai, Thailand.

5. Prasetyadi A, Koonsrisuk A. Type and quality of energy and water in a tropical hospital. In: Proceedings of the 3rd International Tropical Renewable Energy Conference (i-TREC), September 6-8, 2018. Bali, Indonesia.

6. Pawakote P, Koonsrisuk A. Design of a solar dryer with fins and baffles for rice-cracker drying. In: Proceedings of the 1st International Joint Conference on Clean Energy and Smart Grid (CCESG 2018), February 24-26, 2018. Bangkok, Thailand.

7. Koonsrisuk A. Second-law analysis of solar chimney power plants. In: Proceedings of the 4th TSME International Conference on Mechanical Engineering, October 16-18, 2013. Pattaya, Chonburi, Thailand.

8. Koonsrisuk A. Evaluation for drying potential of solar chimney power plants. In: Proceedings of the 12th International Conference on Sustainable Energy technologies (SET-2013), August 26-29. 2013, Hong Kong.

9. Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T., 2010. Theoretical Turbine Power Yield in Solar Chimney Power Plants. In: Proceedings of the 3rd International Conference on Thermal Issues in Emerging Technologies: Theory and Application – ThETA 3, Cairo, Egypt.

10. Koonsrisuk, A., Lorente, S., Bejan, A., 2010. Constructal Pattern of Solar Chimney Power Plants on Land. In: Proceedings of the 1st TSME International Conference on Mechanical Engineering, Ubon Ratchathani, Thailand.

11. Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T., 2006. Effect of Tower Area Change on the Potential of Solar Tower. In: Proceedings of the 2nd Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment, Bangkok, Thailand.

บทความด้านการเรียนการสอน

1. อาทิตย์ คูณศรีสุข, 2562. ผลสัมฤทธิ์ทางการเรียน ความพึงพอใจของนักศึกษา และปัจจัยที่มีผลต่อการเลือกสาขาวิชาของนักศึกษาสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี. การประชุมวิชาการและเสนอผลงานวิจัย ด้านหลักสูตรและการสอน ครั้งที่ 5 (The 5th National & International Conference on Curriculum & Instruction), นครราชสีมา.

2. อาทิตย์ คูณศรีสุข, 2560. การศึกษารูปแบบการจัดการเรียนการสอนแบบผสมผสานระหว่างการเรียนรู้แบบห้องเรียนกลับทางและการเรียนรู้แบบเชิงรุก. การประชุมวิชาการปฏิบัติการการเรียนรู้ (Learning in Action), สมาคมเครือข่ายการพัฒนาวิชาชีพอาจารย์และองค์กรระดับอุดมศึกษาแห่งประเทศไทย (ควอท), กรุงเทพฯ.

ประสบการณ์การเป็นผู้ประเมินบทความวิชาการ :

1. Reviewer, Applied Energy, 2011-present
2. Reviewer, Energy, 2011-present
3. Reviewer, Solar Energy, 2006-present
4. Reviewer, Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME, 2014-present
5. Reviewer, Energy Conversion and Management, 2014-present
6. Reviewer, International Journal of Green Energy, 2018
7. Reviewer, Environmental Progress & Sustainable Energy, 2018
8. Reviewer, International Journal of Energy Research, 2017-present
9. Reviewer, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012-present
10. Reviewer, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 2016
11. Reviewer, Progress in Energy and Combustion Science, 2016
12. Reviewer, International Journal of Ambient Energy, 2015
13. Reviewer, Applied Thermal Engineering, 2015
14. Reviewer, Advances in Mechanical Engineering, 2015
15. Reviewer, Energy Policy, 2013
16. Reviewer, Sustainable Cities and Society, 2013
17. Reviewer, Thermal Science Journal, 2012
18. Reviewer, Heat Transfer Engineering, 2007

รางวัลที่เคยได้รับ

- พนักงานดีเด่นสายวิชาการ ด้านการสอน ประจำปี 2557

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ภาระการสอน : สอนรายวิชาที่ปรากฏในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล (หลักสูตรปรับปรุง พ.ศ. 2561) ดังต่อไปนี้

1. 525204 FLUID MECHANICS I
2. 525300 SEMINAR IN MECHANICAL ENGINEERING
3. 525308 HEAT TRANSFER
4. 525313 POWER PLANT ENGINEERING
5. 525340 MECHANICAL ENGINEERING LABORATORY
6. 525402 THERMAL SYSTEM DESIGN
7. 525442 THERMO-FLUID LABORATORY
8. 525456 FLUID MACHINERY
9. 525631 ADVANCED CONVECTION HEAT AND MASS TRANSFER
10. 525633 ADVANCED THERMAL SYSTEM DESIGN
11. 525636 ENERGY CONVERSION
12. 525692 ADVANCED SPECIAL PROBLEMS IN MECHANICAL ENGINEERING I
13. 525693 ADVANCED SPECIAL PROBLEMS IN MECHANICAL ENGINEERING II
14. 525694 ADVANCED TECHNOLOGY IN MECHANICAL ENGINEERING I
15. 536340 AUTOMOTIVE ENGINEERING FUNDAMENTAL LABORATORY
16. 537340 AERONAUTICAL ENGINEERING LABORATORY

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี