

รายงานฉบับสมบูรณ์

การถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรงในสารเก็บสะสมพลังงาน ที่มีการเปลี่ยนเฟส

คณะผู้วิจัย

ศ. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ผศ. ประพันธ์ ศิริพลัปลา

นายกิตติชัย ณ ถลาง

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Copyright© by Chiang Mai University

All rights reserved

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

โครงการได้รับความสนับสนุนจาก สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

ตามสัญญาเลขที่ BR/20/2539 (องค์ความรู้ใหม่)

กิตติกรรมประกาศ

นี้

คณะผู้วิจัย ขอขอบคุณท่านที่มีส่วนร่วมในการทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จลงไปด้วยดี ดังต่อไปนี้

- สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ในการสนับสนุนเงินค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน
- ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ และ คณะพลังงานและวัสดุ และ คณะครุศาสตร์อุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ในการเอื้อเฟื้อสถานที่และอุปกรณ์บางส่วนในการดำเนินการวิจัย

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

โครงการวิจัยเรื่อง

การถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง ในการเก็บสะสมความร้อน
ที่มีการเปลี่ยนเฟส

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาปรากฏการณ์ในระบบเก็บรักษาพลังงานในรูปความร้อนแฝง เมื่อมีการเก็บสะสมและดึงความร้อน โดยสัมผัสโดยตรงกับสารทำงาน โดยระบบที่ศึกษาเป็นระบบที่ใช้ในกระบวนการทางความร้อน และระบบเก็บพลังงานในรูปน้ำแข็งเพื่อใช้ในการทำความเย็น

สำหรับระบบเก็บรักษาพลังงานเพื่อใช้ในกระบวนการทางความร้อน จะใช้ Sodium Thiosulfate Pentahydrate ที่มีจุดหลอมเหลว 48°C เป็นสารเก็บสะสมพลังงาน และใช้น้ำมัน Heat Transfer Oil มาแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่าขณะที่มีการเก็บสะสมพลังงาน โดยที่สารมีการเปลี่ยนเฟสจากของแข็งเป็นของเหลว และคืนตัวจากของเหลวเป็นของแข็งเมื่อมีการดึงความร้อนไปใช้งาน อุณหภูมิของสารเก็บสะสมค่อนข้างสม่ำเสมอ โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนมีค่าประมาณ $4\text{--}16\text{ kW/m}^2\text{K}$ และ $2\text{--}4\text{ kW/m}^2\text{K}$ ตามลำดับ ขนาดของหัวฉีดไม่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อน สำหรับปริมาณสารเก็บสะสม เมื่อมีปริมาณสูงขึ้น หรืออัตราการไหลของน้ำมันมีค่าต่ำ ในช่วงที่มีการดึงความร้อน อุณหภูมิของน้ำมันร้อนที่ได้จะมีค่าค่อนข้างคงที่เป็นเวลานาน นอกจากนี้ การวิเคราะห์แบบ Lump สามารถทำนายอุณหภูมิและสัดส่วนการแข็งตัวของสารเก็บสะสมพลังงานได้ดีพอสมควร

ในกรณีของระบบเก็บสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็ง ได้ทำการศึกษา 3 รูปแบบด้วยกันกล่าวคือ

ก. แบบฉีดน้ำมันเย็นฉีดผ่านถังบรรจุน้ำ

ข. แบบฉีดสารทำความเย็นเป็นลำเจ็ทผ่านถังบรรจุน้ำ

ค. แบบฉีดสารทำความเย็น R12 แบบปั่นป่วนผ่านถังบรรจุน้ำ

แบบแรกพบว่า พารามิเตอร์ที่สำคัญต่อการแข็งตัวของน้ำแข็งคืออุณหภูมิน้ำมันที่ฉีดเข้าไป จำนวนหัวฉีด และความสูงของชั้นน้ำ และในช่วงการหลอมตัว ความสูงของน้ำแข็งเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญ อย่างไรก็ตามวิธีนี้พบว่าไม่เหมาะสมในทางปฏิบัติ เนื่องจากว่าการแข็งตัวของน้ำแข็งเกิดขึ้นไม่มาก

ในกรณีที่มีการฉีดลำเจ็ทของสารทำความเย็นผ่านชั้นน้ำ การศึกษานี้เน้นเฉพาะการเกิดน้ำแข็งที่เกิดขึ้นรอบๆ ลำสารทำความเย็น สารทำความเย็นที่ใช้คือ R12, R22 และ R134a ซึ่งการศึกษพบว่า การเกิดน้ำแข็ง เกิดได้ดีในช่วงแรก และเมื่อเกิดน้ำแข็งแล้ว การดึงความร้อนจากน้ำทำได้ลำบาก นอกจากนี้การควบคุมให้สารฉีดเป็นลำเจ็ททำได้ลำบาก ไม่เหมาะสมในทางปฏิบัติ

สำหรับระบบที่มีการฉุดสาร R12 แบบปั่นป่วนผ่านถังบรรจุน้ำ พบว่าการเกิดน้ำแข็งสามารถทำได้ดีและรวดเร็ว และในการวิเคราะห์เชิงคณิตศาสตร์พบว่า สามารถใช้โมเดลแบบ Lump ช่วยในการวิเคราะห์อุณหภูมิของ น้ำ-น้ำแข็ง และสัดส่วนของการเกิดน้ำแข็งได้ดี และเมื่อมีการนำน้ำเย็นที่ได้จากการละลายน้ำแข็งมาใช้ ก็สามารถทำงานได้ดี มีความเป็นไปได้สูงในการนำระบบดังกล่าวมาใช้ในทางปฏิบัติ

ในกรณีที่มีการแข็งตัวของสารเก็บสะสมพลังงาน จากการศึกษพบว่า ไม่ว่าจะเป็นกรณีของการทำความร้อน หรือการเก็บสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็ง เมื่อมีการฉุดสารทำงานแบบปั่นป่วน ทำให้สารตัวกลางเปลี่ยนเฟสจากของเหลวเป็นของแข็ง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตร (U) สามารถจัดอยู่ในรูปกลุ่มตัวแปรไร้มิติดังนี้

$$\log\left(\frac{UV}{(mC_p)_f}\right) = \log(St) = -1.4033 \log(Ste Pr^{0.25}) + 1.8292$$

โดยที่คุณสมบัติต่างๆ ของสารทำงานที่คิดใช้ค่าที่สภาพของเหลว

คำสำคัญ : การถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง, การเก็บสะสมพลังงานในรูปความร้อนแฝง, ระบบเก็บสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็ง

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Copyright© by Chiang Mai University

All rights reserved

Abstract

This research work is to study phenomena of latent heat storages directly contacted with working fluids during charging and discharging processes. The systems studied are the units for heating and cooling purposes.

For heating purpose, the storage medium is sodium thiosulfate pentahydrates of which the melting point is 48 C. The unit exchanges heat with heat transfer oil which is injected from the bottom of the unit. During charging and discharging processes, the medium transforms from solid to liquid and liquid to solid respectively with uniform temperatures. The volumetric heat transfer coefficients are in the ranges of 4-16 kW/m³K and 2-4 kW/m³K, respectively. It is found that the injector size has no effect on the thermal behaviors. The parameters affecting the unit performance are the medium height and the oil flow rate. As the medium height is higher or the oil flow rate is low, the hot oil temperature leaving during charging process could be kept nearly constant for a longer period. The lumped analysis could be used to predict the temperature histories and also the solid fraction in the storage medium with good agreement with the experiments.

For the cooling purpose, the storage medium is water-ice. Different methods are considered as follows:

- a. Injection of chilled oil through water column
- b. Injection of refrigerant jet through water column.
- c. Turbulent injection of R12 through water column

In the case of chilled oil injection, the inlet oil temperature, the number of injectors and the water column height are main parameters affecting the thermal behavior during ice solidification and the height of the ice column is main parameter during ice melting. However, this method is not suitable in practice because the rate of ice forming is very low

For injection of refrigerant jet through the water column, the phenomena of ice forming around a jet column of different refrigerants, R12, R22 and R134a are carried out. It could be found that the ice formation could be undertaken for the starting of the process and after that the rate of ice formation is rather low. Moreover, it is rather difficult to control the refrigerant steam as jet thus this kind of technique is not recommended

For the unit having turbulent R12 injection, the ice could be formed quickly. It could also be found that the lumped model could also be applied to predict the temperature and the ice

fraction of the storage medium. During ice melting, the unit could generate chilled water for cooling purpose. This technique has a high potential to be developed and implemented.

During the phase transformation of the storage media from liquid to solid, for sodium Thiosulfate-oil, water-chilled oil and water-R12 (turbulence), the volumetric heat transfer coefficient, U , could be form in a dimensionless term and is related with other dimensionless groups as

$$\log\left(\frac{UV}{(mC_p)_f}\right) = \log(St) = -1.4033\log(Ste Pr^{0.25}) + 1.8292$$

The evaluated properties of the dispersed fluids are taken as the fluids are in liquid phase.

Keywords : Direct-contact heat transfer, Latent heat storage, Ice-thermal energy storage

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของงานวิจัย	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	2
1.3 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	2
1.4 ระเบียบวิธีวิจัย	3
1.4.1 การเก็บสะสมพลังงานเพื่อใช้ในการให้ความร้อน	4
1.4.2 การเก็บสะสมพลังงานเพื่อใช้ในการทำความเย็น	4
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	7
บทที่ 2 การเก็บสะสมพลังงานเพื่อใช้ในการให้ความร้อน	8
2.1 อุปกรณ์ในการวิจัย	8
2.2 คุณสมบัติของ Sodium thiosulfate pentahydrate	9
2.3 ระเบียบวิธีและผลการวิจัย	9
2.3.1 การศึกษาหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (U)	9
2.3.2 การศึกษาค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน	9
2.4 โมเดลทางคณิตศาสตร์	14
บทที่ 3 การเก็บสะสมพลังงานเพื่อใช้ในการทำความเย็น	18
3.1 การศึกษาการแข็งตัวและการหลอมตัวของน้ำโดยการฉีดน้ำมันเย็น	18
3.2 การศึกษาการแข็งตัวและการหลอมตัวของน้ำโดยการฉีดสารทำความเย็น	21
3.2.1 การหาแบบจำลองของการแข็งตัวของน้ำโดยการฉีดลำเจ็ทของสารทำความเย็น	21
3.2.2 การศึกษาการถ่ายเทความร้อนในอิวาปอเรเตอร์แบบสลับสัณฐานโดยตรง	27
3.3 บทสรุป	34
บทที่ 4 ค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนช่วงการแข็งตัว	36
บทที่ 5 สรุปผลการศึกษา	39
บรรณานุกรม	40
ภาคผนวก	41

สารบัญภาพ

รูป	หน้า
รูปที่ 1.1 การถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง ในตัวเก็บสะสมความร้อนแบบเปลี่ยนเฟส	1
รูปที่ 1.2 ระบบที่ใช้ในการทดสอบการเก็บสะสมพลังงานเพื่อใช้ในการให้ความร้อน	4
รูปที่ 1.3 ชุดอุปกรณ์การทดลองการฉีดน้ำมันเย็นเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ	5
รูปที่ 1.4 ระบบทำความเย็นที่ใช้ฮีวปอเรเตอร์แบบสัมผัสโดยตรง	6
รูปที่ 1.5 อุปกรณ์การทดสอบการแข็งตัวของน้ำโดยการฉีดลำเจ็ทของสารทำความเย็น	7
รูปที่ 2.1 ชุดทดสอบการเก็บสะสมพลังงานในการให้ความร้อน	8
รูปที่ 2.2 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารตัวกลาง เมื่อมีการฉีดน้ำมันร้อนอุณหภูมิ 60°C อัตราการไหล 1.5 l/min สารตัวกลางมีปริมาณ 12 kg	11
รูปที่ 2.3 การดึงความร้อนจากสารตัวกลางขนาด 12 kg โดยใช้น้ำมันเย็น 33.2°C อัตราการไหล 1.5 l/min	11
รูปที่ 2.4 อุณหภูมิของสารตัวกลางที่ระยะ 42 cm สารมีปริมาณ 12 kg อุณหภูมิน้ำมัน 65.5°C	12
รูปที่ 2.5 อุณหภูมิน้ำมันออก เมื่ออุณหภูมิน้ำมันเย็น 33.3°C สารตัวกลางมีปริมาณ 12 kg	12
รูปที่ 2.6 อุณหภูมิของสาร PCM สารตัวกลางมีปริมาณ 12 kg	13
รูปที่ 2.7 ผลของปริมาณสาร PCM ที่มีต่ออุณหภูมิน้ำมันร้อนที่ออกในช่วงที่มีการดึงความร้อนอุณหภูมิน้ำมันเข้า 37.5°C อัตราการไหล 1.5 l/min	13
รูปที่ 2.8 ประสิทธิภาพในการดึงความร้อนจากสาร PCM ที่ความสูงของสาร PCM ต่างๆ กัน	14
รูปที่ 2.9 การวิเคราะห์พลังงานที่สาร PCM	14
รูปที่ 2.10 อุณหภูมิของน้ำมันร้อนในช่วงที่มีการประจุความร้อน	16
รูปที่ 2.11 ผลการคำนวณอุณหภูมิน้ำมันร้อนที่ได้ในขณะที่มีการดึงความร้อนและสัดส่วนของส่วนที่แข็งตัว	17
รูปที่ 3.1 ระบบผลิตน้ำมันเย็นสำหรับการวิจัย	18
รูปที่ 3.2 อุณหภูมิ น้ำ-น้ำแข็ง เมื่อมีการฉีดน้ำมันเข้าไปในน้ำ	19
รูปที่ 3.3 การวิเคราะห์ความไวในช่วงที่มีการผลิตน้ำแข็ง	19
รูปที่ 3.4 การวิเคราะห์ความไวในช่วงที่มีการหลอมตัวของน้ำแข็ง	20
รูปที่ 3.5 อุปกรณ์การทดสอบการฉีดสารทำความเย็นเป็นลำเจ็ทผ่านชั้นน้ำ	21

รูปที่ 3.6 ลักษณะการแบ่งชั้น ในชั้นน้ำ - น้ำแข็งเพื่อใช้ในการสมการเชิงเลข	22
รูปที่ 3.7 การเปรียบเทียบผลที่ได้จากโมเดลทางคณิตศาสตร์	26
รูปที่ 3.8 การเปรียบเทียบผลจากโมเดลและการทดสอบ	27
รูปที่ 3.9 ระบบทำความเย็นที่ใช้เทคนิคการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง	27
รูปที่ 3.10 อุณหภูมิที่จุดต่างๆ ในระบบปรับอากาศ	30
รูปที่ 3.11 ตัวแปรไร้มิติของอุณหภูมิของน้ำในถังฮีวเปอร์เตอร์	33
รูปที่ 3.12 อัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนในช่วงการลดอุณหภูมิของน้ำที่สถานะต่างๆ	33
รูปที่ 3.13 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตร ระหว่างสารทำความเย็น และ น้ำที่สถานะต่างๆ ระหว่างการลดอุณหภูมิของน้ำ	34
รูปที่ 3.14 ตัวเลขของสแตนด์ตันที่สถานะต่างๆ ระหว่างการลดอุณหภูมิของน้ำ	34
รูปที่ 4.1 ความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง	38

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
ตารางที่ 3.1 การเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำที่ได้จากการทดลองและแบบจำลอง ในช่วงการทดลองของอุณหภูมิของน้ำ	29
ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบปริมาณน้ำแข็งที่เกิดขึ้น ที่ได้จากการทดลอง และแบบจำลอง	30



ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

รายการสัญลักษณ์

A	=	พื้นที่ (m^2)
C_p	=	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ ($kJ/kg-K$)
h	=	ความสูง (m)
	=	เอนทัลปี (kJ/kg)
	=	ความร้อนแฝงของการหลอมตัว (kJ/kg)
	=	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำ (W/m^2K)
k	=	ค่าการนำความร้อน (W/mK)
L	=	ค่าความร้อนแฝงของการแข็งตัว (kJ/kg)
M	=	มวล (kg)
m	=	มวล (kg)
m	=	อัตราการไหลของ Heat Transfer Oil (kg/s)
Pr	=	Prandtl Number
R	=	รัศมี (m)
St	=	Stanton Number
Ste	=	Stefan Number
t	=	เวลา (s)
T	=	อุณหภูมิ (K)
ΔT_{LMTD}	=	อุณหภูมิแตกต่างเฉลี่ยเชิงล็อก (K)
u	=	ความเร็ว (m/s)
U	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตร (kW/m^3K)
V	=	ปริมาตร (m^3)
Subscript		
i	=	inlet
l	=	liquid phase
o	=	outlet
oil	=	Oil
r	=	refrigerant
s	=	Solid Phase

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Copyright© by Chiang Mai University

All rights reserved

w	=	water
t	=	tank

Greek Symbol

θ	=	ตัวแปรไร้มิติของอุณหภูมิ
η	=	ประสิทธิภาพ
ρ	=	ความหนาแน่น (kg/m^3)
λ	=	ค่าความร้อนแฝงของการแข็งตัว (J/kg)
τ	=	ตัวแปรไร้มิติของเวลา

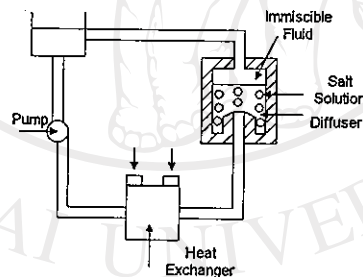
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
 Copyright© by Chiang Mai University
 All rights reserved

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของงานวิจัย

ในระบบเก็บสะสมพลังงานในรูปความร้อนแฝงที่ใช้สารตัวกลางที่เป็นสารเปลี่ยนเฟส ปัญหาที่มักจะพบอยู่เสมอคือในช่วงที่สารตัวกลางอยู่ในสภาพของเหลว การดึงความร้อนออกจะทำให้ได้โดยใช้ของไหลอุณหภูมิต่ำไหลผ่านท่อ ที่จมอยู่ในสารเก็บสะสมพลังงาน เมื่อความร้อนถูกดึงออก สารเก็บสะสมพลังงานที่เป็นของเหลวจะเปลี่ยนเฟสกลายเป็นของแข็งเกาะอยู่รอบๆ ผิวที่มีการถ่ายเทความร้อน ซึ่งสารตัวกลางที่อยู่ในสภาพของแข็งมักจะมีค่าสภาพในการนำความร้อนค่อนข้างต่ำ ทำให้การถ่ายเทความร้อนจากสารเก็บสะสมความร้อนที่ยังเป็นของเหลวสู่ของไหลที่ดึงความร้อนทำได้ลำบาก และทำให้อุณหภูมิของไหลที่มาดึงความร้อนออกจากตัวเก็บสะสม เพื่อไปใช้ประโยชน์ไม่สามารถรักษาอุณหภูมิให้คงที่ได้ วิธีแก้ไขอาจทำได้โดยการเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนโดยการติดครีป แต่ก็ทำให้การดูแลรักษาอุปกรณ์ยุ่งยากมากขึ้น และอีกวิธีหนึ่งคือการนำสารที่ใช้ในการดึงความร้อน สัมผัสกับสารเก็บสะสมความร้อนโดยตรง เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 1.1 การถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง ในตัวเก็บสะสมความร้อนแบบเปลี่ยนเฟส

รูปที่ 1.1 แสดงลักษณะของการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง ในตัวเก็บสะสมความร้อน สารที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน และสารตัวกลางในการเก็บสะสมความร้อนจะต้องไม่ผสมกัน และความหนาแน่นของสารที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องน้อยกว่าสารตัวกลางเก็บสะสมความร้อน

ในช่วงที่มีการดึงความร้อนออก ของไหลอุณหภูมิต่ำจะฉีดเข้าทางด้านล่างของสารเก็บสะสมความร้อน ซึ่งจะทำให้สารเก็บสะสมความร้อนที่สัมผัสแข็งตัว จากการศึกษาเบื้องต้น ซึ่งใช้สารเก็บสะสมความร้อนเป็น sodium Thiosulfate Pentahydrate และสารที่ใช้ดึงความร้อนเป็น Heat Transfer Oil พบว่าสามารถดึงความร้อนออกโดยที่อุณหภูมิของ Heat Transfer Oil ที่ได้คงที่เป็น

Transfer Oil พบว่าสามารถดึงความร้อนออกโดยที่อุณหภูมิของ Heat Transfer Oil ที่ได้คงที่เป็นเวลานาน และอุณหภูมิในสารเก็บสะสมความร้อนค่อนข้างสม่ำเสมอ แสดงถึงการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นได้ดี อย่างไรก็ตาม พารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อนยังไม่เป็นที่แน่ชัด และถ้ามีการขยายขนาดของตัวเก็บสะสมพลังงาน ปรากฏการณ์ต่างๆ จะยังเป็นเช่นเดิมหรือไม่ ยังเป็นอีกประเด็นหนึ่งที่ยังไม่ชัดเจน

วิธีการข้างต้นยังสามารถประยุกต์ใช้กับระบบเก็บสะสมความร้อนในรูปน้ำแข็ง ซึ่งมักจะมีปัญหาเช่นกัน ในระบบปัจจุบันที่นิยมใช้ในลักษณะที่เรียกว่า Ice-On-Coil กลไกคือ การผลิตน้ำแข็งกระทำโดยใช้สารทำความเย็นไหลผ่านท่อที่อยู่ในน้ำ และเกิดน้ำแข็งขึ้นรอบๆ ท่อ ซึ่งเมื่อน้ำแข็งมาจับรอบๆ ท่อการดึงความร้อนออกจากน้ำที่อยู่ข้างในทำได้ยากขึ้น การนำหลักการของการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรงมาประยุกต์ใช้ เป็นอีกวิธีหนึ่งที่น่าสนใจ

งานวิจัยดังกล่าวข้างต้น จะเป็นประโยชน์อย่างยิ่งในด้านการเกษตรกรรม โดยเฉพาะอย่างยิ่งพืชผักเมืองหนาว ซึ่งอุณหภูมิในช่วงกลางวันและกลางคืนแตกต่างกันมาก พลังงานที่เก็บสะสมในตอนกลางวันสามารถนำมาใช้ให้ความอบอุ่นให้แก่พืชหรือดอกไม้ในช่วงกลางคืน เพื่อรักษาอุณหภูมิให้คงที่ และสำหรับการเก็บรักษาความร้อนในรูปน้ำแข็ง จะช่วยลดการใช้พลังงานในระบบทำความเย็นและระบบปรับอากาศ ทำให้ Load Factor ของการใช้ไฟฟ้าของอาคารสำนักงานต่างๆ มีค่าสม่ำเสมอมากยิ่งขึ้น นอกจากนี้ยังเป็นการพัฒนาเทคโนโลยีขึ้นใช้เองในประเทศ

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1. ศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง และปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในช่วงที่มีการจ่ายความร้อนและดึงความร้อนออกจากสารเปลี่ยนเฟส ซึ่งเป็นตัวเก็บสะสมความร้อนในการทำความร้อนและการทำความเย็น พารามิเตอร์ดังกล่าว ได้แก่ อัตราการไหลและอุณหภูมิของของไหลที่จ่ายและดึงความร้อนจากถังเก็บสะสมพลังงาน ขนาดของหัวฉีดของของไหลดังกล่าว รวมไปถึงขนาดความสูงของถังเก็บ
2. สร้างสมการเพื่อสามารถทำนายค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้น ที่สภาพการทำงานที่อุณหภูมิต่างๆ รวมไปถึงการทำนายปรากฏการณ์ที่มีการเปลี่ยนเฟส

1.3 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในระบบเก็บสะสมพลังงานในรูปความร้อนแฝง มักจะมีของไหลชนิดหนึ่งจ่ายพลังงานและดึงความร้อน ทำให้สารเก็บสะสมพลังงานหลอมตัวจากของแข็งกลายเป็นของเหลว หรือจากของเหลวคืนตัวเป็นของแข็ง ของไหลดังกล่าวจะไหลในท่อซึ่งฝังจมในสารเก็บสะสมพลังงาน ปัญหาที่เกิดขึ้นมักจะเกิดในช่วงที่มีการดึงความร้อนไปใช้งาน[1] โดยสารเก็บสะสมพลังงานในรูปของเหลวจะคายความร้อนและเปลี่ยนเฟสเป็นของแข็งจับอยู่รอบๆ ผิวที่มีการถ่ายเทความร้อน สาร

ดังกล่าวในสภาพของแข็งมักจะมี การนำความร้อนค่อนข้างต่ำ ทำให้การถ่ายเทความร้อนจากสารตัวกลางส่วนที่เป็นของเหลว มาสู่ของไหลทำได้ลำบาก ทำให้อุณหภูมิของของไหลที่ออกไปไม่ค่อยคงที่ ทำให้ข้อดีของสารเก็บสะสมพลังงานในรูปความร้อนแฝง ที่ต้องการทำให้อุณหภูมิใช้งานมีค่าคงที่ ไม่สามารถเกิดขึ้นได้ตามต้องการ และเมื่อเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนเช่นเพิ่มครีบริบ ก็จะไปลดปริมาณของสารเก็บสะสมพลังงาน และยุ่งยากในการประกอบและดูแลรักษา

ในระบบเก็บสะสมพลังงานความร้อนที่ใช้ในการทำ ความเย็นหรือระบบปรับอากาศ สารที่ใช้สะสมพลังงานได้แก่ Hexadecane, Decanol, Caprylic acid [2] และที่นิยมใช้กันคือน้ำแข็ง [3] เนื่องจากมีค่าความจุความร้อนสูง และอุณหภูมิในการหลอมตัวที่ 0°C รูปแบบที่นิยมใช้กับแบบหนึ่งคือการผลิตน้ำแข็งให้เกาะติดอยู่ผิวนอกของท่อ ซึ่งมีของไหลเย็นไหลผ่าน ปัญหาที่เกิดขึ้นคือการดึงความร้อนจากน้ำที่อยู่รอบๆ ท่อทำได้ลำบากเมื่อน้ำแข็งเกาะหนาขึ้น ซึ่งมีลักษณะเช่นเดียวกับในระบบเก็บสะสมพลังงานที่ใช้ในการทำ ความร้อน

วิธีการในการแก้ปัญหาข้างต้น ทำได้โดยใช้เทคนิคของการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง [4,5] โดยในช่วงที่มีการดึงความร้อนออกจากสารเก็บสะสมความร้อน จะใช้ของไหลที่ไม่ผสมกับสารเก็บสะสมความร้อนฉีดเข้าทางด้านล่าง ตัวอย่างเช่นน้ำมันทนความร้อน (Heat Transfer Oil) ซึ่งเป็นของเหลวฉีดเข้าไปในชั้นของเกลือไฮเดรต ในช่วงที่มีการดึงความร้อน น้ำมันอุณหภูมิต่ำจะฉีดผ่านเกลือในสภาพของเหลว เกลือจะแข็งตัวขึ้นเรื่อยๆ น้ำมันที่ผ่านชั้นเกลือจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น จะลอยอยู่บนสารเก็บสะสมความร้อนและถูกนำไปใช้งานต่อไป จากการศึกษาของนักวิจัยบางท่าน [6] พบว่าอุณหภูมิของน้ำมันสามารถรักษาให้คงที่ได้ และอุณหภูมิของชั้นเกลือไฮเดรตไม่แตกต่างกันมากนัก

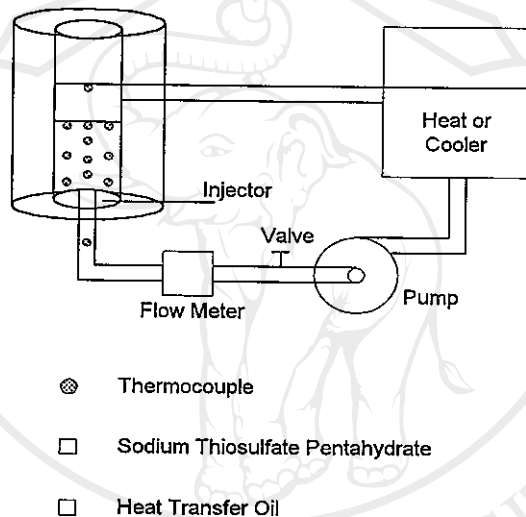
อย่างไรก็ตาม ข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง เช่นค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อน และพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะในการถ่ายและดึงความร้อนให้แก่สารเก็บสะสมความร้อน ยังไม่เป็นที่แน่ชัด และผลงานวิจัยด้านนี้ค่อนข้างมีน้อยส่วนใหญ่จะเป็นการเสนอในหลักการท างาน และดูผลของอุณหภูมิของไหลที่ดึงออกมาใช้ประโยชน์ว่าสามารถรักษาให้คงที่ได้นานเท่าไร รวมไปถึงประสิทธิภาพในการเก็บสะสมความร้อน และการดึงความร้อน การดำเนินการส่วนใหญ่อยู่ในห้องปฏิบัติการ และไม่มีข้อมูลเปิดเผยสำหรับในกรณีเก็บสะสมพลังงาน ในรูปน้ำแข็ง เป็นการนำเทคนิคของการเก็บสะสมความร้อน มาประยุกต์ใช้ ซึ่งเป็นแนวทางใหม่ ในการพัฒนาและออกแบบ Ice Storage ในอนาคต

1.4 ระเบียบวิธีวิจัย

งานวิจัยนี้จะแบ่งออกเป็น 2 ส่วน โดยที่ในส่วนแรกจะศึกษาปรากฏการณ์ต่างๆ ที่เกิดขึ้น ในขณะที่เก็บสะสมและดึงความร้อนออกในรูปความร้อนแฝง เพื่อใช้ในการให้ความร้อน และส่วน

1.4.1 การเก็บสะสมพลังงานเพื่อใช้ในการให้ความร้อน

ในการดึงความร้อนและถ่ายความร้อน จะศึกษากับระบบเก็บสะสมพลังงานที่มีลักษณะดังอุปกรณ์ในรูปที่ 1.2 กล่าวคือ จะฉีดของไหลที่ไม่ละลายผสมกับสารที่ใช้ในการเก็บสะสมความร้อน (ในที่นี้จะศึกษาโดยการฉีด Heat Transfer Oil เข้าไปใน Sodium Thiosulfate Pentahydrate ซึ่งมีจุดหลอมเหลวที่อุณหภูมิประมาณ $48\text{ }^{\circ}\text{C}$) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารเก็บสะสมความร้อน โดยจะศึกษาค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนระหว่าง Heat Transfer Oil และสารเก็บสะสมในสภาพที่เป็นของเหลว และในสภาพที่เป็นของแข็ง ที่อัตราการไหลและอุณหภูมิต่างๆ ของ Heat Transfer Oil และจัดสร้างสมการเอมไพริคัลเพื่อใช้ประเมินค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 1.2 ระบบที่ใช้ในการทดสอบการเก็บสะสมพลังงานเพื่อใช้ในการให้ความร้อน

ถังเก็บของระบบดังกล่าวจะทำด้วยพลาสติกใสสองชั้น รูปทรงกระบอก ชั้นนอกจะเป็นสุญญากาศ ทำหน้าที่เป็นฉนวนความร้อน ทำให้สามารถมองเห็นปรากฏการณ์ ในการหลอมตัว และแข็งตัวของสารเก็บสะสมความร้อนด้วยตาเปล่าได้

อุณหภูมิของสารตัวกลางจะวัดที่ระดับความลึกต่างๆ รวมไปถึงอุณหภูมิของน้ำมันที่ไหลเข้าและออกจากสารตัวกลางที่เก็บสะสมความร้อน อุณหภูมิต่างๆ จะถูกวัดและบันทึกอุณหภูมิโดยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K พร้อมอุปกรณ์บันทึก Datalogger อัตราการไหลจะวัดโดยตรง โดย Rotameter อุณหภูมิที่วัดได้จะช่วยบอกถึงสภาพการแข็งตัวหรือหลอมตัวที่เงื่อนไขการทำงานต่างๆ รวมไปถึงการหาค่าความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่างๆ ได้แก่ อัตราการไหลของของไหลในการแลกเปลี่ยนความร้อน อุณหภูมิของไหล และสารเก็บสะสมความร้อน ความสูงของถัง อุณหภูมิหลอมตัว และอัตราความร้อนที่แลกเปลี่ยน ซึ่งสามารถคำนวณจากอุณหภูมิที่เข้าและออกจากของ

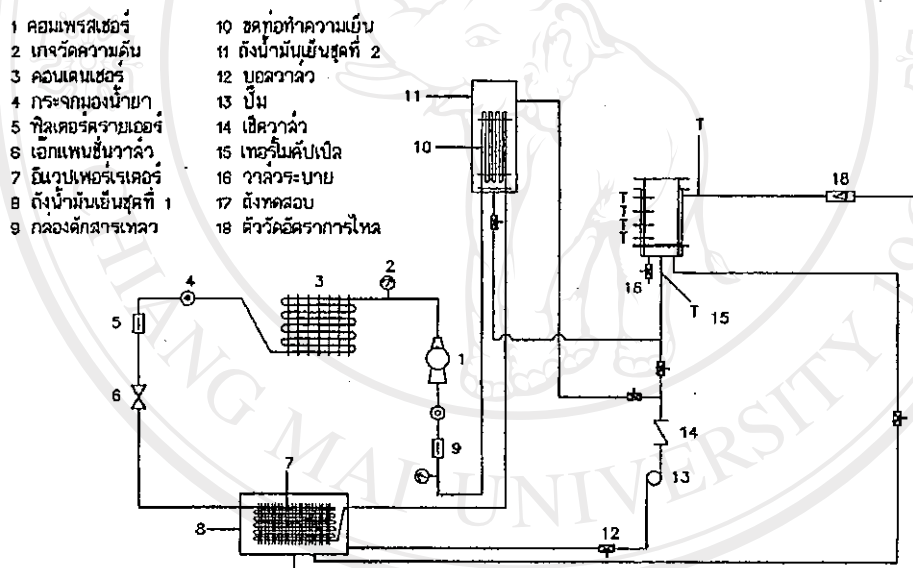
ไหลที่ไหลแลกเปลี่ยนความร้อน และอัตราการไหล ความสัมพันธ์ดังกล่าวจะนำไปสู่การหาค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนต่อไป

1.4.2 การเก็บสะสมพลังงานเพื่อใช้ในการทำความเย็น

งานวิจัยในส่วนนี้จะศึกษาถึงการเก็บสะสมพลังงานในรูปแบบน้ำแข็งเพื่อใช้ในระบบปรับอากาศ โดยสามารถแบ่งออกเป็นส่วนต่างๆ ดังนี้

ก. การศึกษาการเก็บสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งโดยการฉีดน้ำมันเย็น

การศึกษาการเก็บสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งโดยการฉีดน้ำมันเย็น (น้ำมันคอมเพรสเซอร์) ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 0°C เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ ทำให้น้ำกลายเป็นน้ำแข็ง ตลอดจนศึกษาถึงการละลายของน้ำแข็งโดยการฉีดน้ำมันที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 0°C เพื่อใช้ละลายน้ำแข็ง อุปกรณ์ในการวิจัยดังกล่าวแสดงดังรูปที่ 1.3

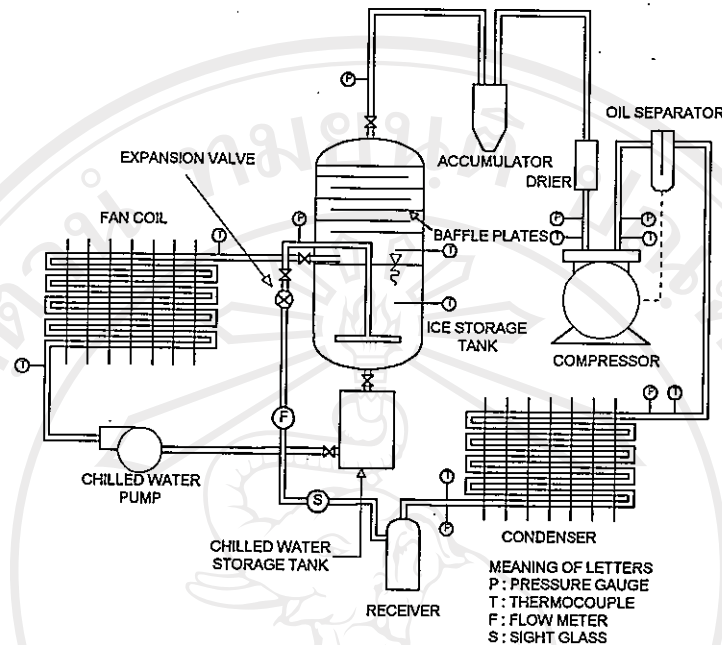


รูปที่ 1.3 ชุดอุปกรณ์การทดลองการฉีดน้ำมันเย็นเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ

ข. การศึกษาระบบทำความเย็นที่ใช้ฮีวปอเรเตอร์แบบสัมผัสโดยตรง

งานวิจัยในส่วนนี้จะศึกษาการนำเอาเทคนิคการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสโดยตรงมาใช้กับฮีวปอเรเตอร์ของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ โดยที่ในฮีวปอเรเตอร์ของระบบดังกล่าว จะทำการฉีดสารทำความเย็น (R12) อุณหภูมิต่ำ ที่ได้จากการลดความดัน ผ่านวาล์วขยายตัวเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ ในถังฮีวปอเรเตอร์ ทำให้อุณหภูมิของน้ำลดลงจนกลายเป็นน้ำแข็ง และไอของสารทำความเย็นจะไหลกลับเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ต่อไป ชุดอุปกรณ์ในการวิจัยนี้แสดงดังรูปที่ 1.4

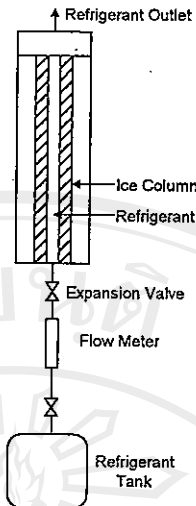
ในงานวิจัยส่วนนี้ จะทำการสร้างแบบจำลองของการลดลงของอุณหภูมิของน้ำ ในถัง ตลอดจนการสร้างแบบจำลอง เพื่อคำนวณหาปริมาณน้ำแข็งที่เกิดขึ้นที่เวลาต่างๆ



รูปที่ 1.4 ระบบทำความเย็นที่ใช้ฮีวเปอร์เตอร์แบบสัมผัสโดยตรง

ค. การศึกษาหาแบบจำลองของการแข็งตัวของน้ำแข็ง โดยการฉีดลำเจ็ทของสารทำความ

งานวิจัยส่วนนี้จะทำการหาแบบจำลองของการแข็งตัวของน้ำแข็งที่เกิดจากการฉีดลำเจ็ทของสารทำความเย็น (R12,R22,R134a) ผ่านชั้นน้ำทำให้เกิดน้ำแข็งที่รอบๆ ลำเจ็ทของสารทำความเย็น ทั้งนี้ได้ใช้เทคนิคการวิเคราะห์เชิงตัวเลขทำนายลักษณะ ของอุณหภูมิและความหนาแน่นของน้ำแข็งที่เกิดขึ้น ชุดทดสอบในงานวิจัยส่วนนี้แสดงดังรูปที่ 1.5



รูปที่ 1.5 อุปกรณ์การทดสอบการแข็งตัวของน้ำโดยการฉีดลำเจ็ทของสารทำความเย็น

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. สามารถสร้างสมการเอมไพริกัลเพื่อใช้ทำนายค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนในช่วงที่มีการเก็บสะสมและดึงความร้อนระหว่างของไหลกับสารเก็บสะสมพลังงาน
2. สร้างโมเดลคณิตศาสตร์ที่สามารถทำนายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในช่วงที่มี การหลอมตัวและแข็งตัวของสารเก็บสะสมพลังงาน ซึ่งสามารถนำไปใช้ประยุกต์ใช้กับสารตัวกลางประเภทอื่นๆ
3. พัฒนาเทคโนโลยีด้านการเก็บสะสมพลังงาน โดยใช้เทคนิคของการถ่ายเทความร้อนโดยตรง เพื่อนำมาใช้งานได้
4. เทคนิคดังกล่าวสามารถนำไปประยุกต์ ออกแบบ ระบบเก็บรักษาพลังงานความร้อน เพื่อใช้ในการให้ความร้อนในเรือนกระจก อาคาร ที่อยู่ในภูมิภาคในเขตภาคเหนือที่มีอากาศหนาวเย็น และระบบเก็บรักษาพลังงานเพื่อใช้ในการทำความเย็น สามารถนำไปพัฒนาระบบเก็บสะสมพลังงานในรูปแบบน้ำแข็งแบบใหม่ ซึ่งคาดว่าจะสมรรถนะจะดีกว่าระบบแบบ Ice-On-Coil ได้
5. ผลงานที่เกี่ยวข้องกับค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนและเทคนิคในการทำนายเวลาและสภาพการแข็งตัว/หลอมตัวของสารเปลี่ยนเฟส

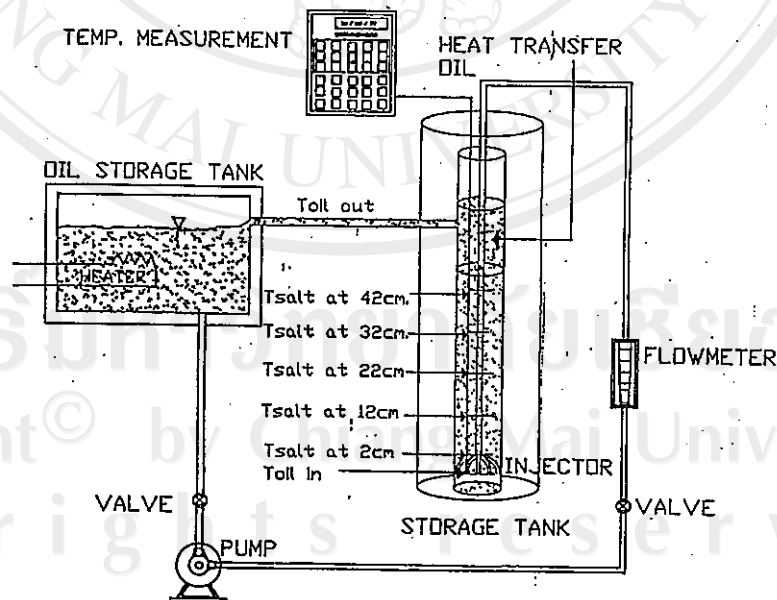
บทที่ 2

การเก็บสะสมพลังงานเพื่อใช้ในการให้ความร้อน

งานวิจัยในส่วนนี้จะทำการศึกษาระบบเก็บสะสมพลังงานเพื่อใช้ในการให้ความร้อน โดยใช้ Sodium Thiosulfate Pentahydrate เป็นสารตัวกลางในการเปลี่ยนเฟส โดยที่ระบบดังกล่าวจะใช้ Heat Transfer Oil ไหลผ่าน Sodium Thiosulfate Pentahydrate ซึ่งมีอุณหภูมิหลอมตัวประมาณ 48°C เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้ Sodium Thiosulfate Pentahydrate เกิดการเปลี่ยนเฟส

2.1 อุปกรณ์ในการวิจัย

อุปกรณ์ในการวิจัยแสดงดังรูปที่ 2.1 ชุดทดสอบเป็นท่ออะคริลิกใส ท่อชั้นในมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 cm สูง 90 cm ชั้นนอกเป็นท่อสี่เหลี่ยมขนาด 60 cm x 60 cm วางซ้อนโดยให้อากาศที่อยู่ระหว่างท่อ และแผ่นพลาสติกทำหน้าที่เป็นฉนวน ท่อชั้นในบรรจุสาร sodium thiosulfate pentahydrate เป็นสารเปลี่ยนเฟส ภายในมีท่อหัวฉีดฉีดน้ำมันถ่ายเทความร้อน (heat transfer oil) แลกเปลี่ยนความร้อนสัมผัสโดยตรงกับสารเปลี่ยนเฟส ในการทดสอบศึกษาค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อน และพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะในช่วงที่มีการประจุความร้อน และดึงความร้อนออกมาใช้งาน



รูปที่ 2.1 ชุดทดสอบการเก็บสะสมพลังงานในการให้ความร้อน

2.2 คุณสมบัติของ Sodium thiosulfate pentahydrate

melting point	48	°C	
latent heat of fusion	209	kJ/kg	
specific heat	liquid	2.411	kJ/kgK
	solid	1.484	kJ/kgK
density	liquid	1.67x10 ³	kg/m ³
	solid	1.75x10 ³	kg/m ³
molecular weight	248.1828	kg/kmol	

2.3 ระเบียบวิธีและผลการวิจัย

2.3.1 การศึกษาหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน(U)

ในการหาค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อน จะหาความสัมพันธ์ดังสมการที่ 2.1

$$U = \frac{(\dot{m} C_p \Delta T)_{oil}}{V \Delta T_{LMTD}} \quad [2.1]$$

โดยที่

U	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตร (kW/m ³ K)
V	=	ปริมาตรของสารเปลี่ยนเฟส (m ³)
ΔT_{LMTD}	=	อุณหภูมิแตกต่างเฉลี่ยเชิงลอการิทึมระหว่างน้ำมันของสารเปลี่ยนเฟส (K)

จากการทดลองพบว่าในช่วงประจุความร้อนค่า U มีค่าประมาณ 4-16 kW/m³K และในช่วงที่มีการดึงความร้อน U มีค่าประมาณ 2-4 kW/m³K

2.3.2 การศึกษาค่าพารามิเตอร์ต่างๆที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน

งานวิจัยที่ดำเนินการในส่วนนี้เป็นการศึกษาผลของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะในขณะที่มีการให้ความร้อนแก่สารตัวกลาง และการดึงความร้อนแก่สารตัวกลาง ในรูปของอุณหภูมิของสารตัวกลางอุณหภูมิของน้ำมัน ระยะเวลาในการให้และดึงความร้อน รวมไปถึงประสิทธิภาพในการประจุและดึงความร้อน

ประสิทธิภาพในการประจุความร้อน (การทำให้สารตัวกลางหลอมตัว) จะถูกกำหนดโดย

$$\eta_c = \frac{\text{ความร้อนสัมผัสในรูปของแข็ง} + \text{ความร้อนแฝงในการละลาย} + \text{ความร้อนสัมผัสในรูปของเหลว}}{\text{ปริมาณความร้อนที่จ่ายโดยน้ำมันร้อน}} \quad [2.2]$$

$$= \frac{m_{salt} [C_{ps}(T_f - T_1) + \Delta h + C_{pl}(T_2 - T_f)]}{(\dot{m}C_p)_{oil}(T_{in} - T_{out})\Delta t} \quad [2.3]$$

โดยที่

η_o	=	ประสิทธิภาพในการประจุความร้อน
T_1	=	อุณหภูมิเริ่มต้นของ sodium thiosulfate pentahydrate (K)
T_2	=	อุณหภูมิสุดท้ายของ sodium thiosulfate pentahydrate (K)
T_f	=	อุณหภูมิหลอมตัวของ sodium thiosulfate pentahydrate (K)
T_{in}	=	อุณหภูมิของ Heat Transfer Oil ขาเข้า (K)
T_{out}	=	อุณหภูมิของ Heat Transfer Oil ขาออก (K)
m_{salt}	=	มวลของเกลือ sodium thiosulfate pentahydrate (kg)
$\dot{m}$	=	อัตราการไหลของ Heat Transfer Oil (kg/s)
C_p	=	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (kJ/kg-K)
Δh	=	ความร้อนแฝงของการหลอมตัวของ sodium thiosulfate pentahydrate (kJ/kg)
Δt	=	ช่วงเวลาที่พิจารณา (s)

Subscript

oil	=	Heat Transfer Oil
s	=	Solid Phase
l	=	Liquid Phase

ประสิทธิภาพในการดึงความร้อนใช้งาน (การทำให้สารตัวกลางแข็งตัว) โดยการใช้ น้ำมัน อุณหภูมิต่ำไปดึงความร้อน น้ำมันที่ออกจะมีอุณหภูมิคงที่ช่วงหนึ่ง และจะลดลงอย่างรวดเร็ว สำหรับประสิทธิภาพในการดึงความร้อนจะพิจารณาเมื่ออุณหภูมิของน้ำมันลดลงไม่เกิน 5% ของ อุณหภูมิที่คงที่นั้น ประสิทธิภาพในการดึงความร้อนกำหนดโดย

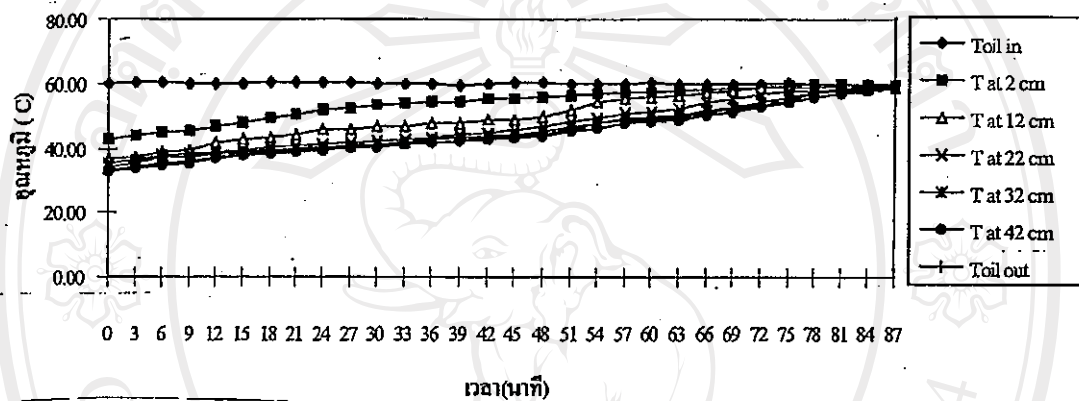
$$\eta_{ds} = \frac{\text{ปริมาณความร้อนที่ดึงออกโดยน้ำมัน}}{\text{ความร้อนสัมผัสในรูปของเหลว} + \text{ความร้อนแฝงในการแข็งตัว} + \text{ความร้อนสัมผัสในรูปของแข็ง}} \quad [2.4]$$

$$= \frac{(\dot{m}C_p)_{oil}(T_{out} - T_{in})\Delta t}{m_{salt}[C_{pl}(T_2 - T_f) + \Delta h + C_{ps}(T_f - T_1)]} \quad [2.5]$$

โดยที่

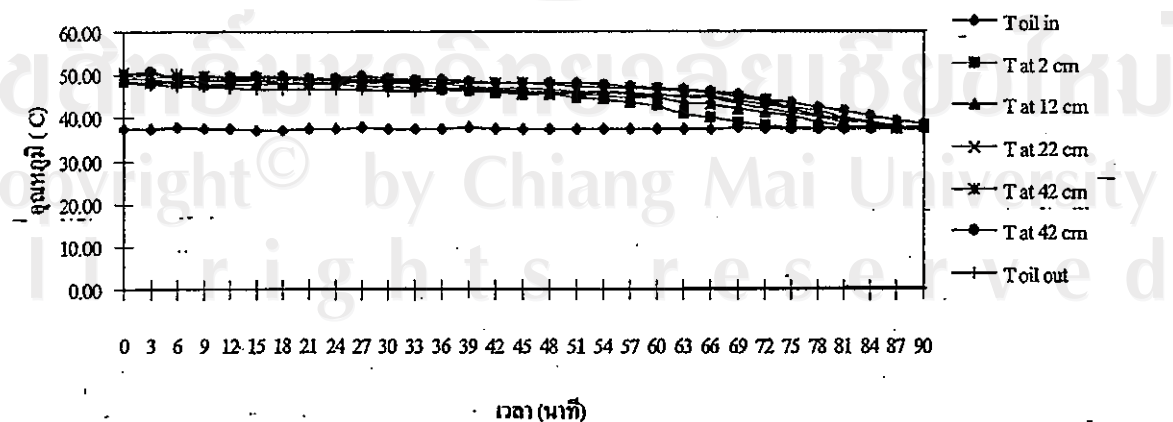
$$\eta_{ds} = \text{ประสิทธิภาพในการดึงความร้อน}$$

รูปที่ 2.2 แสดงอุณหภูมิของสารตัวกลางที่ระดับความลึกต่างๆ ในช่วงที่มีการทำให้สารหลอมตัว จะเห็นได้ว่า อุณหภูมิของสารที่ระดับความลึกต่างๆ ไม่ค่อยแตกต่างกันมากนัก แสดงให้เห็นว่าการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง ช่วยทำให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างสารตัวกลางกับน้ำมันร้อนทำได้ดี และเมื่อเวลาผ่านไปอุณหภูมิของสารตัวกลางที่ระดับความลึกต่างๆ จะเพิ่มขึ้นจะมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิน้ำมันร้อนที่ฉีดเข้ามา



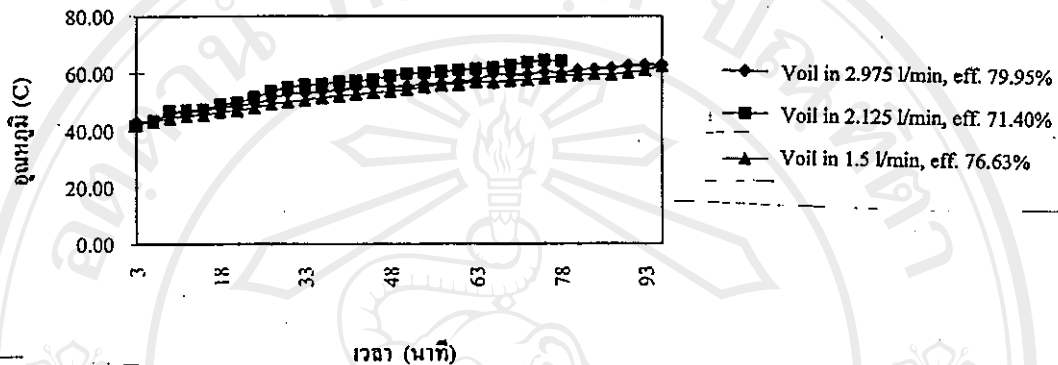
รูปที่ 2.2 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารตัวกลาง เมื่อมีการฉีดน้ำมันร้อนอุณหภูมิ 60°C อัตราการไหล 1.5 l/min สารตัวกลางมีปริมาณ 12 kg

ในขณะเดียวกัน เมื่อมีการดึงความร้อนไปใช้งาน โดยการฉีดน้ำมันเย็นเข้าไปดึงความร้อนจากสารตัวกลางที่อยู่ในสภาพของเหลว พบว่าอุณหภูมิของสารตัวกลางที่ระดับความลึกต่างๆ ขณะที่ทดลองมามีค่าใกล้เคียงกันผลแสดงในรูปที่ 2.3



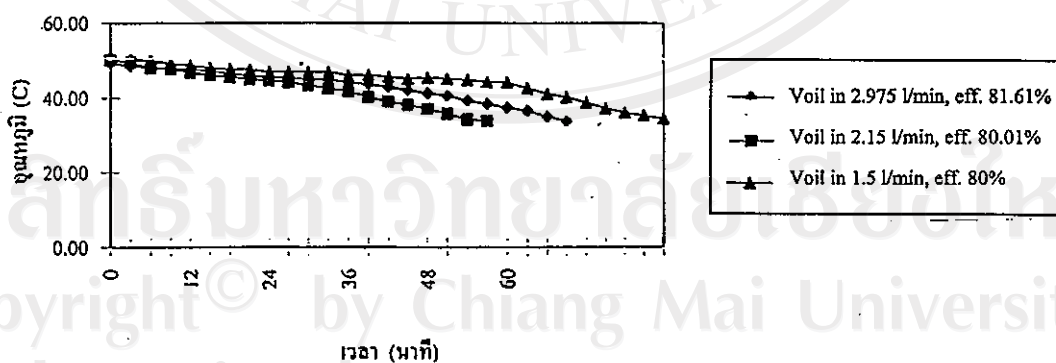
รูปที่ 2.3 การดึงความร้อนจากสารตัวกลางขนาด 12 kg โดยใช้น้ำมันเย็น 33.2°C อัตราการไหล 1.5 l/min

อัตราการไหลของน้ำมันมีผลต่อสมรรถนะในการทำงานของระบบ เมื่ออัตราการไหลมีค่าสูงขึ้น การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำมันและสารตัวกลางทำได้ดีขึ้น ในกรณีการประจุความร้อนให้สารตัวกลาง เมื่ออัตราการไหลสูงขึ้น เวลาที่ใช้ในการหลอมตัวของสารตัวกลางจะสั้นลง อุณหภูมิของสารเข้าใกล้อุณหภูมิน้ำมันร้อนได้เร็ว ทำให้ปริมาณความร้อนสูญเสียน้อยกว่ากรณีที่มีอัตราการไหลของน้ำมันที่มีค่าน้อย ทำให้ประสิทธิภาพในการประจุสูง ผลแสดงในรูปที่ 2.4



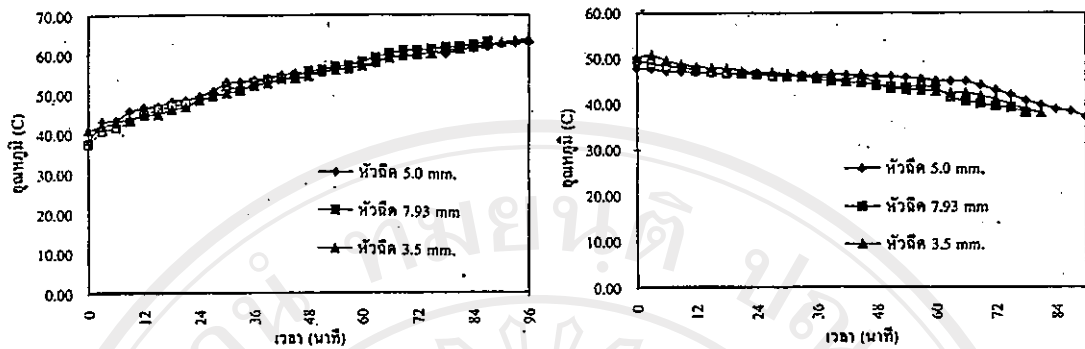
รูปที่ 2.4 อุณหภูมิของสารตัวกลางที่ระยะ 42 cm สารมีปริมาณ 12 kg อุณหภูมิน้ำมัน 65.5°C

ในทำนองเดียวกันในกรณีการดึงความร้อนไปใช้งานดังแสดงในรูปที่ 2.5 จะเห็นว่าความร้อนแฝงที่สะสมในสาร ถูกดึงออกอย่างรวดเร็วในกรณีอัตราการไหลของน้ำมันเย็นที่มีค่าสูง ทำให้ระยะเวลาที่อุณหภูมิน้ำมันที่นำมาใช้งาน โดยมีค่าคงที่ค่อนข้างสั้น ประสิทธิภาพจะมีค่าสูงในกรณีที่อัตราการไหลมีค่าสูง



รูปที่ 2.5 อุณหภูมิน้ำมันออก เมื่ออุณหภูมิน้ำมันเย็น 33.3°C สารตัวกลางมีปริมาณ 12 kg

รูปที่ 2.6 แสดงผลการเปลี่ยนแปลงขนาดของลำหัวฉีด ในการฉีดน้ำมันพบว่าขนาดของหัวฉีดไม่แสดงผลต่ออุณหภูมิของสาร PCM ในขณะที่มีการหลอมตัว และในช่วงที่มีการดึงความร้อนไปใช้งานทำให้สาร PCM แข็งตัว

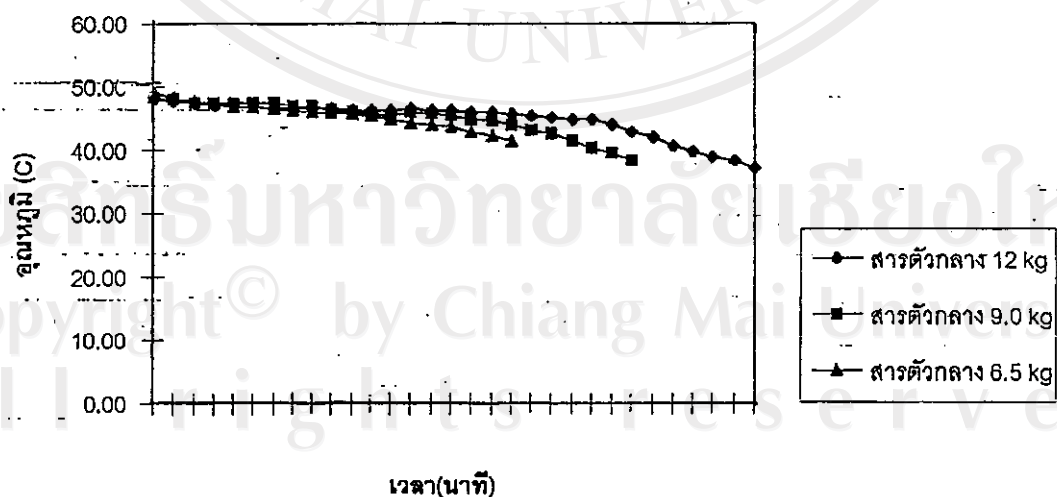


ก. ขณะหลอมตัวอุณหภูมิน้ำมันเข้า 66.5°C
อัตราการไหล 2.125 l/min

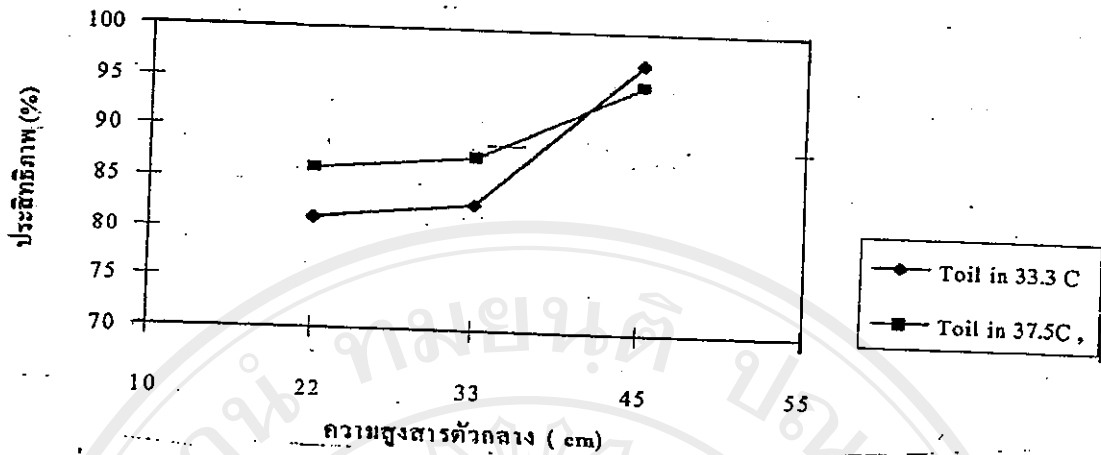
ข. ขณะแข็งตัวอุณหภูมิ น้ำมันเข้า 37.5°C ,
อัตราการไหล 2.125 l/min

รูปที่ 2.6 อุณหภูมิของสาร PCM สารตัวกลางมีปริมาณ 12 kg

รูปที่ 2.7 แสดงผลของปริมาณของสาร PCM ในช่วงที่มีการแข็งตัวเมื่อปริมาณของสารตัวกลางเพิ่มขึ้น เวลาที่อุณหภูมิของน้ำมันที่ออกจะค่อนข้างคงที่เป็นเวลานานมากขึ้น แต่เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพจะพบว่า เมื่อความสูงของสารมากขึ้น ประสิทธิภาพจะมีค่าสูงขึ้นเนื่องจากอัตราการสูญเสียความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ ในกรณีที่มีมวลมากขึ้นจะน้อยกว่า เมื่อเทียบกับเมื่อมีปริมาณสาร PCM น้อยๆ ค่าประสิทธิภาพแสดงในรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.7 ผลของปริมาณสาร PCM ที่มีต่ออุณหภูมิน้ำมันร้อนที่ออกในช่วงที่มีการดึงความร้อน
อุณหภูมิน้ำมันเข้า 37.5°C อัตราการไหล 1.5 l/min

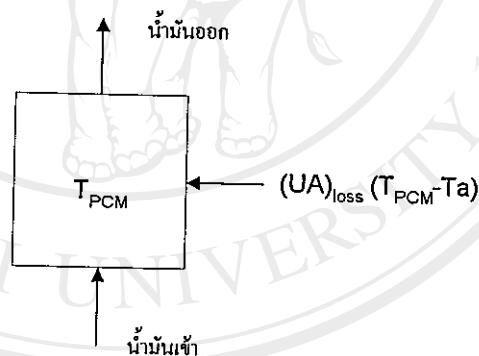


รูปที่ 2.8 ประสิทธิภาพในการดึงความร้อนจากสาร PCM ที่ความสูงของสาร PCM ต่างๆ กัน

2.4 โมเดลทางคณิตศาสตร์

เนื่องจากในขณะที่มีการประจุความร้อนหรือดึงความร้อนพบว่าอุณหภูมิของสาร PCM ใกล้เคียงกัน ที่ระดับความสูงต่างๆ ดังนั้นวิธีการวิเคราะห์แบบ lump จะถูกนำมาใช้ในการจำลองสภาพการทำงานของระบบเก็บรักษาพลังงาน

พิจารณาสาร PCM เมื่อมีอุณหภูมิสม่ำเสมอ ดังรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 การวิเคราะห์พลังงานที่สาร PCM

สมดุลพลังงานที่สาร PCM สามารถเขียนในรูป

$$\frac{d}{dt}(mh)_{PCM} = (\dot{m}C_p)_{oil}(T_{oil,in} - T_{oil,out}) - (UA)_{loss}(T_{PCM} - T_a) \quad [2.6]$$

และ

$$(\dot{m}C_p)_{oil}(T_{oil,in} - T_{oil,out}) = \frac{U_v V (T_{oil,in} - T_{oil,out})}{\ln\left(\frac{T_{oil,in} - T_m}{T_{oil,out} - T_m}\right)} \quad [2.7]$$

สมการที่ 2.6 สามารถเขียนในรูปของสมการเชิงเลขโดย

$$h_{PCM}^* = h_{PCM} + \frac{\Delta t}{m_{PCM}} \left[(mC_p)_{oil} (T_{oil,in} - T_{oil,out}) - (UA)_{loss} (T_{PCM} - T_a) \right] \quad [2.8]$$

เทอมทางขวามือคือ ค่าตอนเริ่มต้นในการทำงาน และเทอมทางซ้ายมือ คือค่าเอนทัลปีของสาร PCM เมื่อเวลาผ่านไป Δt

เมื่อ T_m คืออุณหภูมิในการเปลี่ยนแปลงของสารตัวกลาง ค่าเอนทัลปีจำเพาะของสาร PCM, h_{PCM} มีความสัมพันธ์กับอุณหภูมิสาร T_{PCM} โดยในกรณีของสาร sodium thiosulfate pentahydrate จะได้ว่า

$$\begin{aligned} T < 48^\circ\text{C} & : h = 1.484 T \\ T < 48^\circ\text{C} (T_m) & : 258.232 > h > 71.232 \\ T > 48^\circ\text{C} & : h = 258.232 + 2.411 (T - 48) \end{aligned} \quad [2.9]$$

T อยู่ในหน่วย $^\circ\text{C}$ และ h อยู่ในหน่วย kJ/kg และอัตราส่วนของมวลที่เป็นของแข็งต่อมวลทั้งหมด x สามารถคำนวณโดย

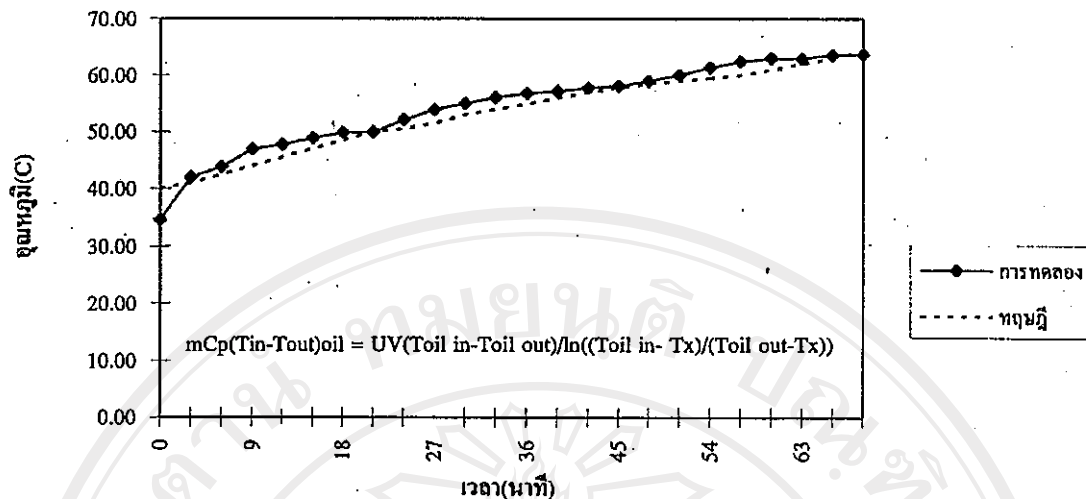
$$x = 1 - \frac{h - 71.232}{187} \quad [2.10]$$

เมื่อ h คือเอนทัลปีในขณะที่สาร PCM กำลังเปลี่ยนเฟส

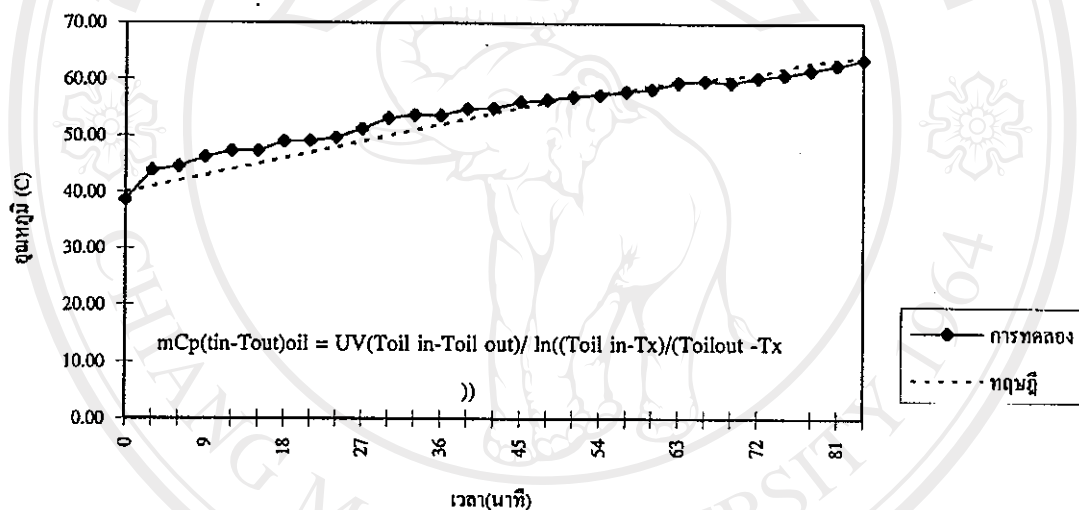
จากสมการที่ 2.7, 2.8 และ 2.9 เมื่อกำหนดค่าอุณหภูมิสารเริ่มต้นปริมาณสาร PCM อัตราการไหลและอุณหภูมิของน้ำมันที่เข้าสาร PCM และกำหนดค่า U ในช่วงที่มีการประจุความร้อนมีค่า $8 \text{ kW/m}^2\text{K}$ และในช่วงดึงความร้อนมีค่า $2 \text{ kW/m}^2\text{K}$

ค่า h_{PCM} ที่เวลาต่างๆ สามารถคำนวณออกมา และอุณหภูมิของสาร PCM และอัตราส่วนของมวลที่เป็นของแข็งสามารถคำนวณจากสมการที่ 2.9 และ 2.10 และอุณหภูมิของน้ำมันที่ออกมาสามารถคำนวณกลับในสมการที่ 2.7

รูปที่ 2.10 แสดงผลการคำนวณค่าอุณหภูมิของอุณหภูมิน้ำมันในช่วงที่มีการประจุความร้อน ซึ่งพบว่าผลการคำนวณและการทดลองใกล้เคียงกัน



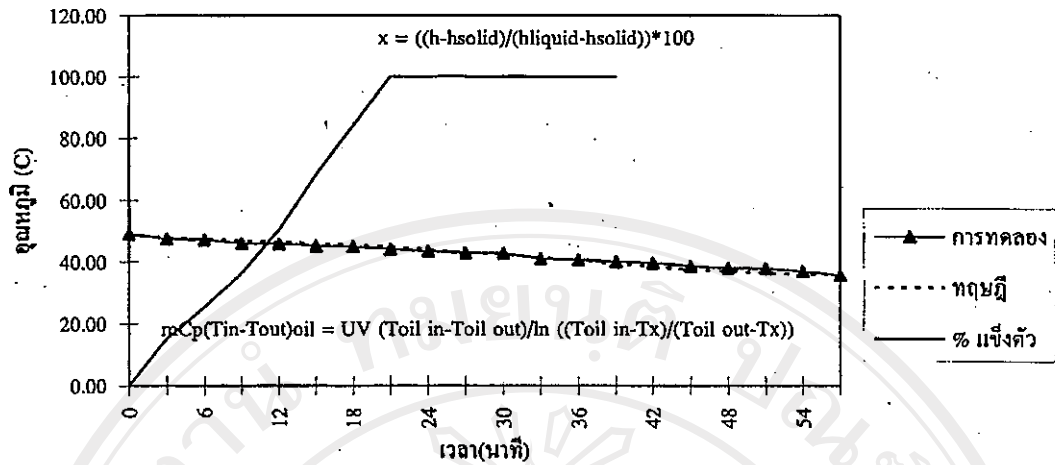
ก. อัตราการไหลน้ำมัน 2.975 l/min อุณหภูมิเข้า 66.5°C ปริมาณสาร PCM 12 kg



ข. อัตราการไหลของน้ำมัน 2.125 l/min อุณหภูมิเข้า 66.8°C ปริมาณสาร PCM 12 kg

รูปที่ 2.10 อุณหภูมิของน้ำมันร้อนในช่วงที่มีการประจุความร้อน

รูปที่ 2.11 แสดงอุณหภูมิของน้ำมันที่ออกจากสาร PCM เมื่อมีการดึงความร้อนออก จะเห็นว่าผลการคำนวณใกล้เคียงกับการทดลอง นอกจากนี้ในแบบจำลองได้คำนวณค่าสัดส่วนของสารที่แข็งตัว ขณะที่มีการดึงความร้อนออก



รูปที่ 2.11 ผลการคำนวณอุณหภูมิน้ำมันร้อนที่ได้ในขณะที่มีการดึงความร้อน และสัดส่วนของของส่วนที่แข็งตัว

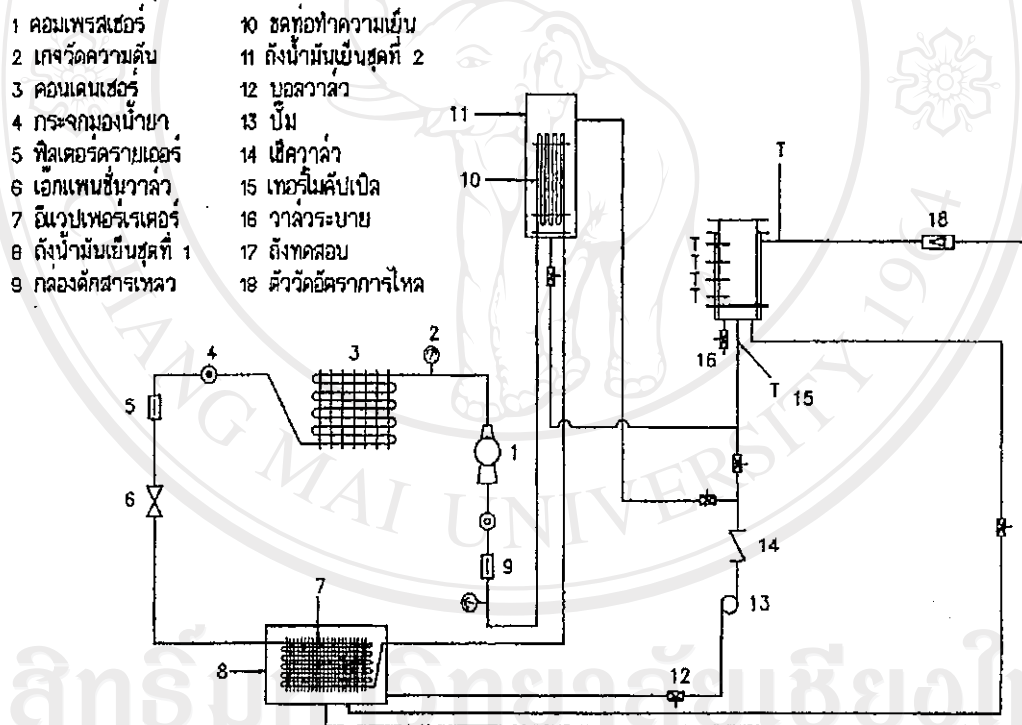
บทที่ 3

การเก็บสะสมพลังงานเพื่อใช้ในการทำความเย็น

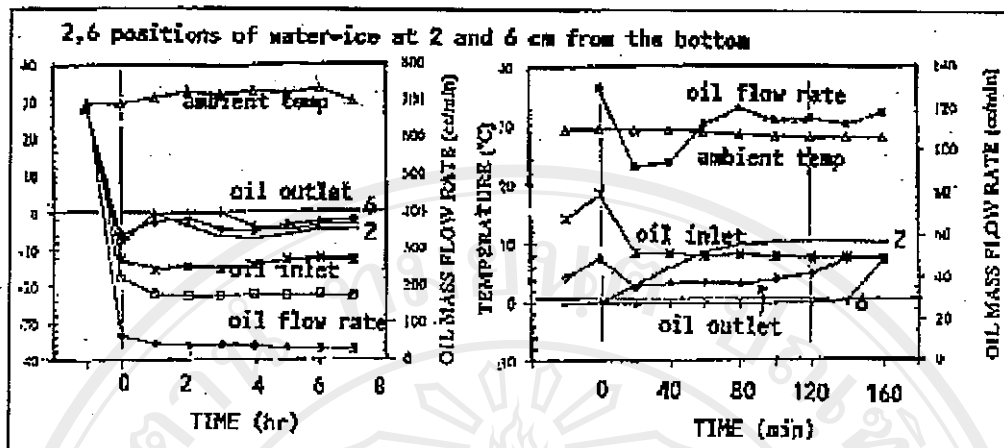
3.1 การศึกษาการแข็งตัวและการหลอมตัวของน้ำโดยการฉีดน้ำมันเย็น

การศึกษาด้านการแข็งตัวของน้ำ จะทำการฉีดน้ำมันเย็น (น้ำมันคอมเพรสเซอร์) ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 0°C เข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ ทำให้น้ำมีอุณหภูมิลดต่ำลง จนกลายเป็นน้ำแข็ง และในการศึกษาการหลอมตัวของน้ำแข็ง จะทำการฉีดน้ำมันเย็นที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 0°C เข้าไปละลายน้ำแข็ง อุปกรณ์การวิจัยในส่วนนี้แสดงดังรูปที่ 3.1 โดยระบบดังกล่าวจะมีชุดอุปกรณ์ทำความเย็นเพื่อผลิตน้ำมันเย็นสำหรับการวิจัย

รูปที่ 3.1 ระบบผลิตน้ำมันเย็นสำหรับการวิจัย



จากการทดสอบการฉีดน้ำมันเย็นอุณหภูมิต่ำเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ ทำให้น้ำมีอุณหภูมิลดต่ำลงจนกลายเป็นน้ำแข็งในที่สุด พบว่าในช่วงที่กำลังผลิตน้ำแข็ง อุณหภูมิของน้ำและน้ำแข็งที่ระดับต่างๆ ต่อกันข้างสม่ำเสมอ แต่ในช่วงที่มีการนำน้ำมันไปละลายน้ำแข็งพบว่าอุณหภูมิที่ระดับต่างๆ แตกต่างกันพอสมควร ซึ่งผลการทดลองแสดงดังรูปที่ 3.2

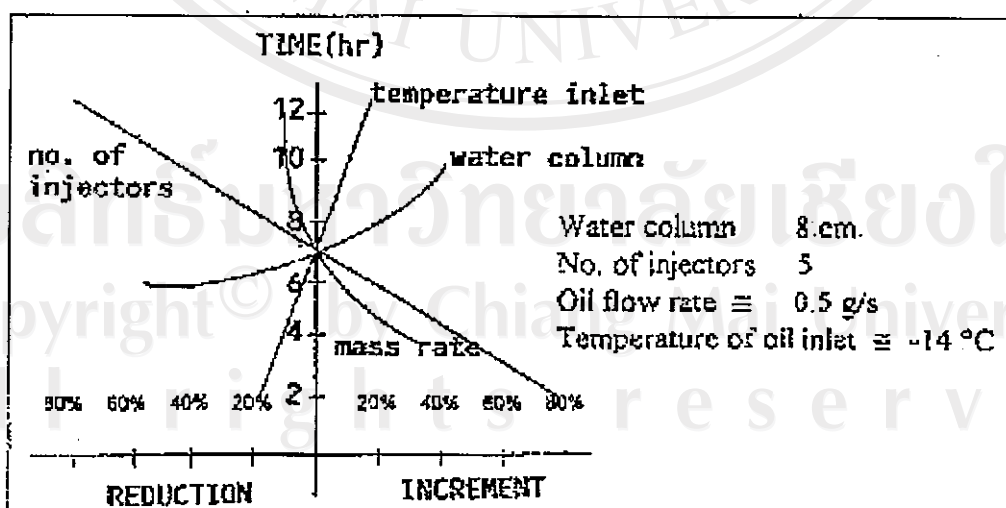


ก. กรณีการผลิตน้ำแข็ง

ข. การหลอมตัวของน้ำแข็ง

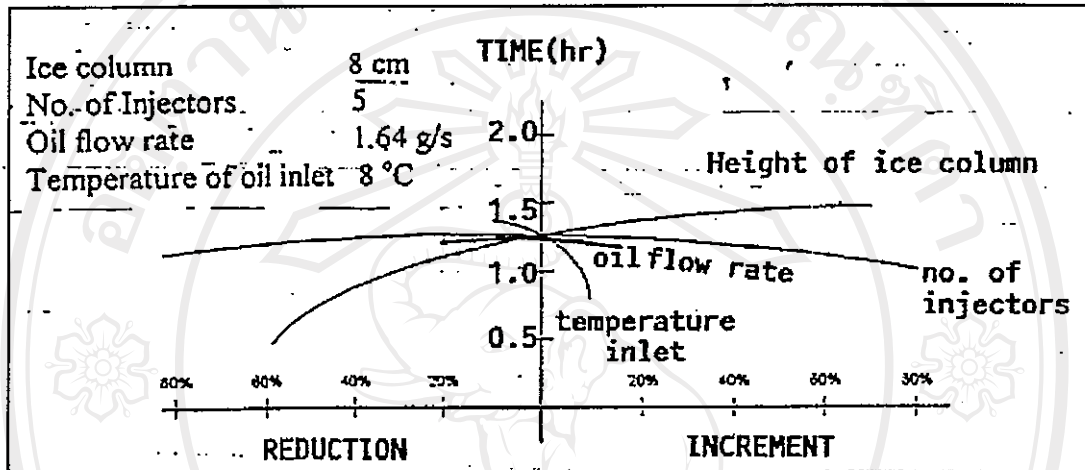
รูปที่ 3.2 อุณหภูมิ น้ำ-น้ำแข็ง เมื่อมีการฉีดน้ำมันเข้าไปในน้ำ

รูปที่ 3.3 แสดงผลของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีต่อเวลาที่ใช้ในการผลิตน้ำแข็ง ที่ระดับน้ำในคอลัมน์สูง 8 cm จะเห็นได้ว่า อุณหภูมิ น้ำเย็น และอัตราการไหลของน้ำมันเย็น มีผลต่อเวลาในการผลิตน้ำแข็ง เมื่ออุณหภูมิ น้ำเย็นลดต่ำลง หรืออัตราการไหลมีค่าสูง จะทำให้เวลาที่ใช้ในการผลิตน้ำแข็งสั้นลง นอกจากนี้การที่มีจำนวนหัวฉีดมาก ๆ จะช่วยให้การถ่ายเทความร้อนสม่ำเสมอและดีขึ้น และทำให้เวลาในการผลิตน้ำแข็งสั้นลง



รูปที่ 3.3 การวิเคราะห์ความไวในช่วงที่มีการผลิตน้ำแข็ง

รูปที่ 3.4 เป็นการวิเคราะห์ความไว ในกรณีที่มีการหลอมละลายของน้ำแข็ง และ พารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีผลต่อเวลาในการหลอมตัวของน้ำแข็ง จากการศึกษาพบว่าปัจจัยที่มีผลมากคือ อุณหภูมิน้ำมันที่ฉีด และจำนวนหัวฉีด เมื่ออุณหภูมิน้ำมันที่ฉีดมีค่าสูงขึ้น หรือจำนวนหัวฉีดมากขึ้น การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงขึ้น และนอกจากนี้ยังพบว่าความสูงของคอลัมน์ของน้ำแข็งมีผล ต่อเวลาที่ใช้ในการหลอมตัว



รูปที่ 3.4 การวิเคราะห์ความไวในช่วงที่มีการหลอมตัวของน้ำแข็ง

จากการศึกษาหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ระหว่างน้ำมันเย็น และน้ำในช่วงการ ผลิตน้ำแข็งและการละลายน้ำแข็ง สามารถคำนวณได้จาก

$$U = \frac{(\dot{m} C_p \Delta T)_{oil}}{V \Delta T_{LMTD}} \quad [3.1]$$

โดยที่

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตร ($\text{kW/m}^3\text{K}$)

V = ปริมาตรของสารเปลี่ยนเฟส (น้ำ) (m^3)

ΔT_{LMTD} = อุณหภูมิแตกต่างเฉลี่ยเชิงลอการิทึมระหว่างน้ำมันและน้ำ (K)

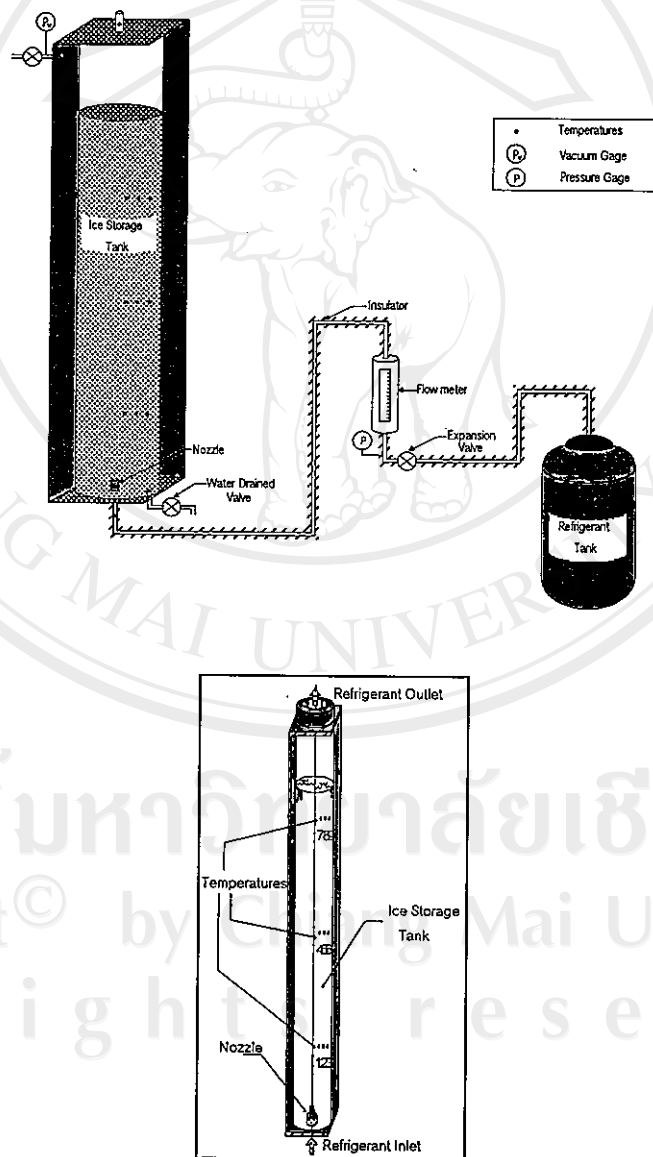
จากการทดสอบพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตรมีค่า ค่อนข้างต่ำ ประมาณ $3\text{-}30 \text{ W/m}^3\text{K}$ ในช่วงการผลิตน้ำแข็ง และประมาณ $10\text{-}70 \text{ W/m}^3\text{K}$ ในช่วงการละลายน้ำ แข็ง

3.2 การศึกษาการแข็งตัวและการหลอมตัวของน้ำโดยการฉีดสารทำความเย็น

งานวิจัยในส่วนนี้ จะแบ่งการศึกษาออกเป็นสองส่วน โดยในส่วนแรกจะเป็นการศึกษาหาแบบจำลองในการแข็งตัวของน้ำ โดยการฉีดลำเจ็ทของสารทำความเย็น R12, R22 และ R134a และในส่วนที่สองจะศึกษาถึงการถ่ายเทความร้อนของ อีวาปอเรเตอร์แบบสัมผัสโดยตรง

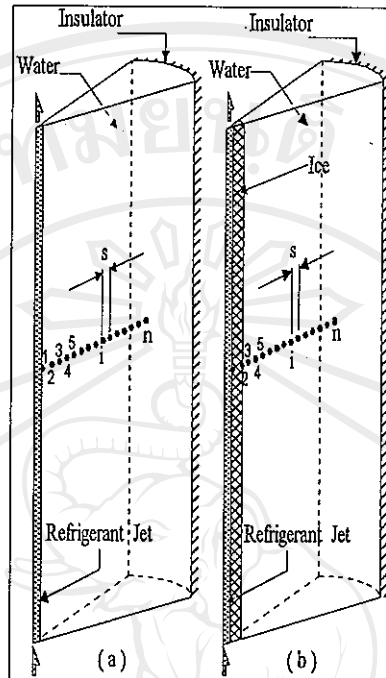
3.2.1 การหาแบบจำลองของการแข็งตัวของน้ำโดยการฉีดลำเจ็ทของสารทำความเย็น

งานวิจัยในส่วนนี้ จะเป็นการศึกษาหาแบบจำลองในการแข็งตัวของน้ำ โดยการฉีดลำเจ็ทของสารทำความเย็น R12, R22 และ R134a เข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ โดยน้ำแข็งที่เกิดขึ้นจะมีลักษณะเป็นคอลัมน์ อุปกรณ์ในการวิจัยดังกล่าวแสดงดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 อุปกรณ์การทดสอบการฉีดสารทำความเย็นเป็นลำเจ็ทผ่านชั้นน้ำ

ในการพัฒนาโมเดลเพื่อทำนายอุณหภูมิ และการเกิดน้ำแข็งจะพิจารณาโดยการแบ่งชั้นน้ำ-น้ำแข็ง ออกเป็น section ต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 ลักษณะการแบ่งชั้น ในชั้นน้ำ - น้ำแข็งเพื่อใช้ในการสมการเชิงเลข

สมการเชิงเลขในชั้นต่างๆ สามารถเขียนในรูป

ก. บริเวณด้านในสุด (จุดที่สัมผัสกับสารทำความเย็นหรือน้ำแข็ง กรณีที่น้ำแข็งยังไม่เกิดขึ้นขึ้น และมีน้ำแข็งเกิดขึ้นรอบลำสารทำความเย็นตามลำดับ)

- กรณีที่ยังไม่มีน้ำแข็งเกิดขึ้น กำหนดให้อุณหภูมิของน้ำที่จุดสัมผัสกับสารทำความเย็น มี

อุณหภูมิเท่ากับ อุณหภูมิของสารทำความเย็น

$$T_1 = T_R \quad [3.2]$$

โดยที่

$$T_R = \text{อุณหภูมิของสารทำความเย็น } (^{\circ}\text{C})$$

$$T_1 = \text{อุณหภูมิที่จุดที่ 1 } (^{\circ}\text{C})$$

- กรณีที่เกิดน้ำแข็งขึ้นรอบๆลำสารทำความเย็น กำหนดให้อุณหภูมิของน้ำที่จุดสัมผัสกับน้ำแข็งมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิของน้ำแข็ง

$$T_i = T_0 \quad [3.3]$$

โดยที่

$$\begin{aligned} T_i &= \text{อุณหภูมิที่จุดที่ } i (^{\circ}\text{C}) \\ T_0 &= \text{อุณหภูมิของน้ำแข็ง } (^{\circ}\text{C}) \end{aligned}$$

ข. จุดที่ถัดจากข้อ ก. (จุดที่ 2, 3, ..., n-1) คำนวณดังต่อไปนี้

- กรณีที่ยังไม่เกิดน้ำแข็ง

$$\frac{2\pi kL(T_{i+1} - T_i)}{\ln\left(\frac{R_{i+1}}{R_i}\right)} + \frac{2\pi kL(T_{i-1} - T_i)}{\ln\left(\frac{R_i}{R_{i-1}}\right)} = \rho \frac{V(H_i^* - H_i)}{\Delta t} \quad [3.4]$$

โดยที่

$$\begin{aligned} k &= \text{ค่าการนำความร้อนของน้ำ (W/mK)} \\ R_{i+1} &= \text{รัศมีจากจุดศูนย์กลางของถังเก็บสะสมน้ำแข็งถึงจุดที่ } i+1 \text{ (m)} \\ R_i &= \text{รัศมีจากจุดศูนย์กลางของถังเก็บสะสมน้ำแข็งถึงจุดที่ } i \text{ (m)} \\ R_{i-1} &= \text{รัศมีจากจุดศูนย์กลางของถังเก็บสะสมน้ำแข็งถึงจุดที่ } i-1 \text{ (m)} \\ T_{i+1} &= \text{อุณหภูมิที่จุดที่ } i+1 (^{\circ}\text{C}) \\ T_{i-1} &= \text{อุณหภูมิที่จุดที่ } i-1 (^{\circ}\text{C}) \\ H_i^* &= \text{เอนทัลปีของน้ำที่จุดที่ } i \text{ เมื่อเวลาผ่านไป } \Delta t \text{ (J/kg)} \\ H_i &= \text{เอนทัลปีของน้ำที่จุดที่ } i \text{ (J/kg)} \\ \Delta t &= \text{ช่วงเวลาที่พิจารณา (s)} \\ \rho &= \text{ความหนาแน่นของน้ำ (kg/m}^3\text{)} \\ V &= \text{ปริมาตรของน้ำที่มีการถ่ายเทความร้อนผ่านระหว่างจุดที่พิจารณา (m}^3\text{)} \end{aligned}$$

- กรณีที่มีน้ำแข็งเกิดขึ้น โดย จุด i ที่พิจารณาเป็นจุดที่ถัดจากจุดที่เกิดน้ำแข็ง

$$hA_{T_0}(T_0 - T_i) + \frac{2\pi kL(T_{i+1} - T_i)}{\ln\left(\frac{R_{i+1}}{R_i}\right)} = \rho \frac{V(H_i^* - H_i)}{\Delta t} \quad [3.5]$$

โดยที่

h = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำ ($\text{W/m}^2\text{K}$)

T_0 = อุณหภูมิของน้ำแข็ง ($^{\circ}\text{C}$)

A_{I0} = พื้นที่ที่มีการถ่ายเทความร้อนผ่านจุด i และผิวน้ำแข็ง (m^2)

ค. บริเวณภายในน้ำ (จุดที่ 3, 4, ..., $n-1$)

บริเวณนี้ทั้งความร้อนที่ถ่ายเทเข้า และออกจากจุดที่พิจารณาคิดเป็นการถ่ายเทความร้อนแบบนำความร้อนซึ่งจะใช้สมการที่ 3.4 ในการคำนวณ

ง. บริเวณนอกสุด (n)

$$\frac{2\pi kL(T_{n-1} - T_n)}{\ln\left(\frac{R_n}{R_{n-1}}\right)} = \rho \frac{V(H_n^* - H_n)}{\Delta t} \quad [3.6]$$

โดยที่

R_n = รัศมีจากจุดศูนย์กลางของถังเก็บสะสมน้ำแข็งถึงจุดที่ n (m)

R_{n-1} = รัศมีจากจุดศูนย์กลางของถังเก็บสะสมน้ำแข็งถึงจุดที่ $n-1$ (m)

T_{n-1} = อุณหภูมิที่จุดที่ $n-1$ ($^{\circ}\text{C}$)

T_n = อุณหภูมิที่จุดที่ n ($^{\circ}\text{C}$)

H_n^* = เอนทัลปีของน้ำที่จุดที่ n เมื่อเวลาผ่านไป Δt (J/kg)

H_n = เอนทัลปีของน้ำที่จุดที่ n (J/kg)

ในกรณีที่จุด n เกิดเป็นน้ำแข็ง อุณหภูมิที่จุด n จะเท่ากับ 0°C สำหรับสมการในการวิเคราะห์อุณหภูมิของน้ำ/น้ำแข็งนั้น จะอาศัยความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้ในการคำนวณค่าเอนทัลปีของ น้ำ/น้ำแข็ง

$$\begin{aligned} H &= C_{pe}(T_w - (-40)) \quad ; -40^{\circ}\text{C} < T_w < 0^{\circ}\text{C} \\ &= \lambda + C_{pw}(T_w - 0) + C_{pe}(0 - (-40)) \quad ; T_w > 0^{\circ}\text{C} \\ 412 \times 10^3 &\geq H \geq 80 \times 10^3 \quad ; T_w = 0^{\circ}\text{C} \end{aligned} \quad [3.7]$$

ในขณะเดียวกันจะได้ว่า

$$\begin{aligned}
 T_W &= \left(\frac{H}{C_{pe}} \right) - 40 && ; H < 80 \times 10^3 \text{ J/kg} \\
 &= \frac{(H - \lambda - C_{pe}(40))}{C_{pw}} && ; H > 412 \times 10^3 \text{ J/kg} \\
 &= 0 && ; 412 \times 10^3 \geq H \geq 80 \times 10^3 \text{ J/kg}
 \end{aligned}
 \tag{3.8}$$

โดยที่

H = ค่าเอนทัลปีของน้ำ (J/kg)

C_{pe} = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำในเฟสของแข็ง (J/kgK)

C_{pw} = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำในเฟสของเหลว (J/kgK)

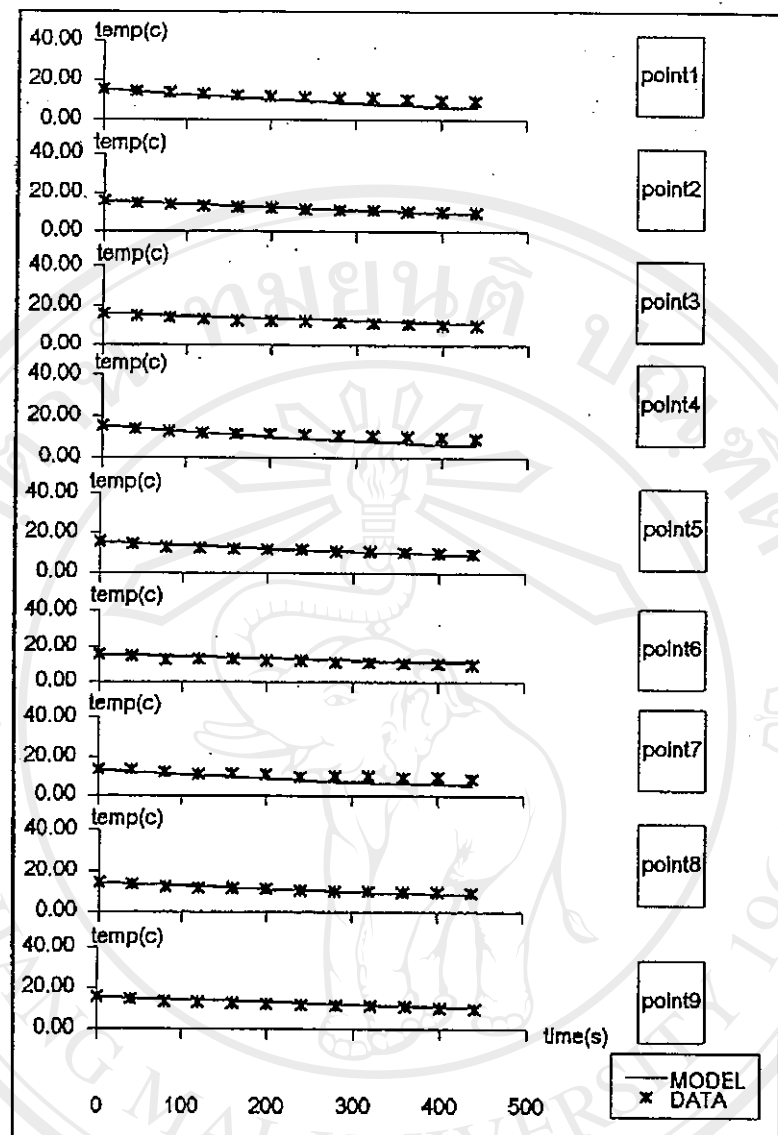
λ = ค่าความร้อนแฝงของการแข็งตัวของน้ำ (J/kg)

ค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อน h จะมีค่า 120, 200 และ 120 W/m²K กรณีเมื่อมีการฉีด R12, R22 และ R134a ในช่วงที่เกิดการแข็งตัวของน้ำ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Copyright© by Chiang Mai University

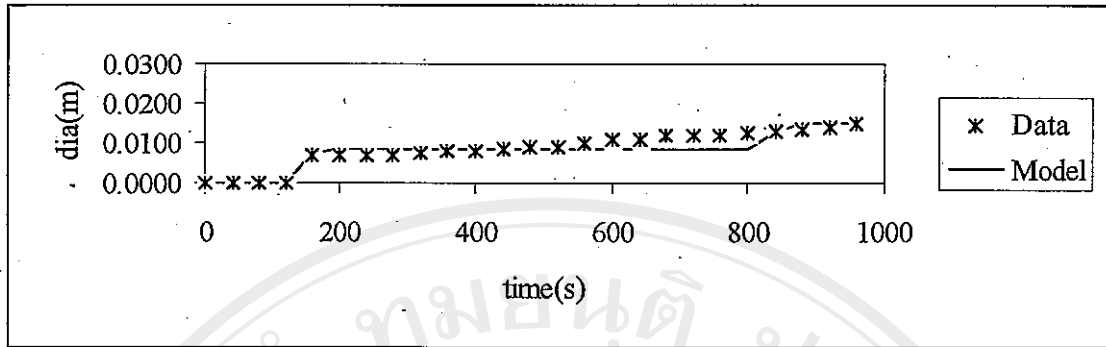
All rights reserved



รูปที่ 3.7 การเปรียบเทียบผลที่ได้จากโมเดลทางคณิตศาสตร์

รูปที่ 3.7 เป็นตัวอย่างการเปรียบเทียบผลที่ได้จากโมเดลทางคณิตศาสตร์กับผลการศึกษาในการวิเคราะห์อุณหภูมิของน้ำภายในถังทดสอบ

Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved



รูปที่ 3.8 การเปรียบเทียบผลจากโมเดลและการทดสอบ

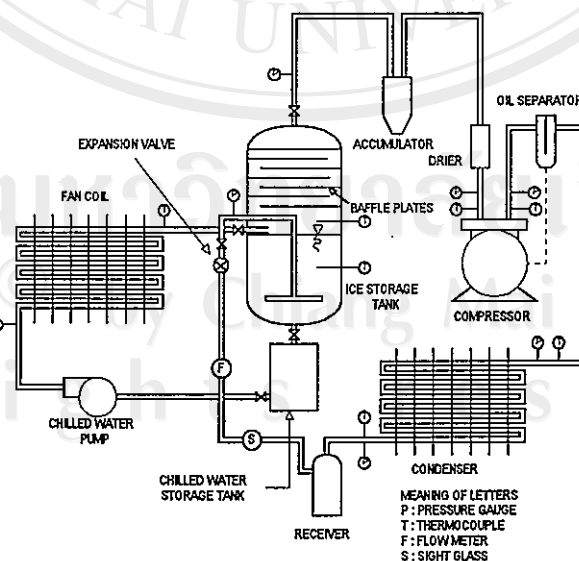
รูปที่ 3.8 เป็นการเปรียบเทียบผลจากโมเดลและการทดสอบ ในการวิเคราะห์ความหนาของน้ำแข็งที่เกิดขึ้น ซึ่งให้ผลใกล้เคียงกันได้ดีพอสมควร

จากการศึกษาพบว่าในกรณีที่ใช้สาร R22 การเกิดน้ำแข็งทำได้เร็วกว่าโดยที่สาร R12 และ R134a ให้ผลใกล้เคียงกัน อย่างไรก็ตามกรณีของ R134a น่าสนใจ เนื่องจากความดันที่ใช้ไม่สูงมากนักเทียบกับ R22 ซึ่งจะทำให้กำลังงานที่ใช้จริงมีค่าต่ำ

สำหรับระบบแบบนี้พบว่า การเกิดน้ำแข็งดีในช่วงแรก เมื่อเกิดน้ำแข็งแล้ว อัตราการเพิ่มความหนาของน้ำแข็งค่อนข้างต่ำ

3.2.2 การศึกษาการถ่ายเทความร้อนในอิวาปอเรเตอร์แบบสัณฐานโดยตรง

การวิจัยในส่วนนี้ จะทำการดัดแปลงอิวาปอเรเตอร์ของระบบทำความเย็น โดยใช้เทคนิคการถ่ายเทความร้อนแบบสัณฐานโดยตรง โดยระบบดังกล่าวแสดงดังรูปที่ 3.9 ซึ่งหลักการทำงานสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ส่วนคือ วงจรผลิตน้ำแข็ง และวงจรปรับอากาศ ดังนี้



รูปที่ 3.9 ระบบทำความเย็นที่ใช้เทคนิคการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัณฐานโดยตรง

วงจรผลิตน้ำแข็งมีวัฏจักรการทำงานเริ่มจาก การฉีดสารทำความเย็น (R12) เข้าไปในถังบรรจุน้ำ สารทำความเย็นจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำโดยตรง ทำให้อุณหภูมิของน้ำลดลง ในขณะเดียวกัน ไอสารทำความเย็นและน้ำบางส่วน จะไหลออกทางด้านบนผ่าน ชั้นคั่นน้ำ (Baffle Plates) เพื่อแยกน้ำบางส่วนออก หลังจากนั้นสารทำความเย็นและความชื้นบางส่วนที่เหลืออยู่ จะไหลผ่านถังคั่นน้ำ (Accumulator) และอุปกรณ์ดูดความชื้น (Drier) เพื่อกำจัดความชื้นส่วนที่เหลืออยู่ออกให้หมด และไหลเข้าคอมเพรสเซอร์ เพื่อเพิ่มความดันและไปควบแน่นที่คอนเดนเซอร์ต่อไป สารทำความเย็นจากคอนเดนเซอร์จะไหลผ่านวาล์วขยายตัว (Expansion Valve) เพื่อลดความดันและอุณหภูมิ และไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำในถังอีวาपोเรเตอร์ต่อไป กระบวนการนี้จะสิ้นสุดลงเมื่อได้ปริมาณน้ำแข็งในถังอีวาपोเรเตอร์ตามต้องการ

วงจรปรับอากาศ จะเริ่มต้นทำงานเมื่อวงจรผลิตน้ำแข็งหยุดทำงานแล้ว (ได้ปริมาณน้ำแข็งตามต้องการ) โดยจะเดินปั๊มน้ำเย็น (Chilled Water Pump) เพื่อหมุนเวียนน้ำเย็น จากถังเก็บน้ำเย็น (Chilled Water Storage Tank) ผ่านแฟนคอยล์ (Fan Coil) เพื่อส่งลมเย็นเข้าไปในระบบปรับอากาศ และน้ำจากแฟนคอยล์จะไหลเข้าไปในถังเก็บน้ำแข็งเพื่อถ่ายเทความร้อนให้น้ำแข็งจนกลายเป็นน้ำเย็นอีก และส่งน้ำเข้าแฟนคอยล์เพื่อส่งลมเย็น เป็นวัฏจักรต่อไป

ก. การประเมินอุณหภูมิในถังอีวาपोเรเตอร์แบบสัมผัสโดยตรง

จากการศึกษาเบื้องต้นพบว่า อุณหภูมิของน้ำในถังที่เวลาใดๆ จะมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากถังอีวาपोเรเตอร์ ดังนั้นในกรณีดังกล่าวจะใช้ Lump Model ในการวิเคราะห์ จากสมการสมดุลพลังงานที่ถังอีวาपोเรเตอร์แบบสัมผัสโดยตรง สามารถแสดงได้ดังสมการ 3.9 โดยการตั้งสมมติฐานว่า ปริมาณความร้อนจากบรรยากาศไหลเข้าสู่ถังอีวาपोเรเตอร์มีค่าต่ำ สามารถตัดทิ้งไปได้

$$\frac{d}{dt}(M_w h_w) + M_t C_{pt} \frac{dT}{dt} = m_r (h_{ri} - h_{ro}) \quad [3.9]$$

โดยที่

M_w	=	มวลของน้ำในถังอีวาपोเรเตอร์ (kg)
h_w	=	เอนทัลปีของน้ำ (kJ/kg)
h_t	=	เอนทัลปีของสารทำความเย็น (kJ/kg)
M_t	=	มวลของถัง (kg)
C_t	=	ค่าความร้อนจำเพาะของถัง (kJ/kgK)
T	=	อุณหภูมิ (K)

m = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)
 t = เวลา (s)
 subscript
 i = inlet
 o = outlet

จากสมการ 3.9 สามารถดัดแปลงให้อยู่ในรูปสมการ 3.10 และ 3.11 โดยใช้วิธีทาง Numerical Method โดยสมการ 3.10 ใช้ในการประเมินอุณหภูมิของน้ำก่อนที่จะกลายเป็น้ำแข็ง (ช่วงการลดลงของอุณหภูมิ) และสมการ 3.11 ใช้ในการทำนายปริมาณน้ำแข็งที่เกิดขึ้น (ช่วงที่อุณหภูมิของ น้ำ-น้ำแข็งคงที่ที่ 0 °C)

$$T_w^{p+1} = T_w^p + \frac{m_r(h_{ri} - h_{ro})\Delta t}{M_t C_{pt} + M_w C_{pw}} \quad [3.10]$$

$$M_{ice} = \frac{m_r(h_{r,o} - h_{r,i})\Delta t}{L} \quad [3.11]$$

โดยที่

M_{ice} = มวลของน้ำแข็งที่เกิดขึ้น (kg)
 L = ค่าความร้อนแฝงของการแข็งตัวของน้ำ (kJ/kg)

จากการทดลอง พบว่าแบบจำลองที่สร้างขึ้นสามารถใช้ในการทำนายอุณหภูมิของน้ำในช่วงเวลาต่างๆ และปริมาณน้ำแข็งที่เกิดขึ้น ได้เป็นอย่างดี ดังแสดงในตารางที่ 3.1 และ 3.2

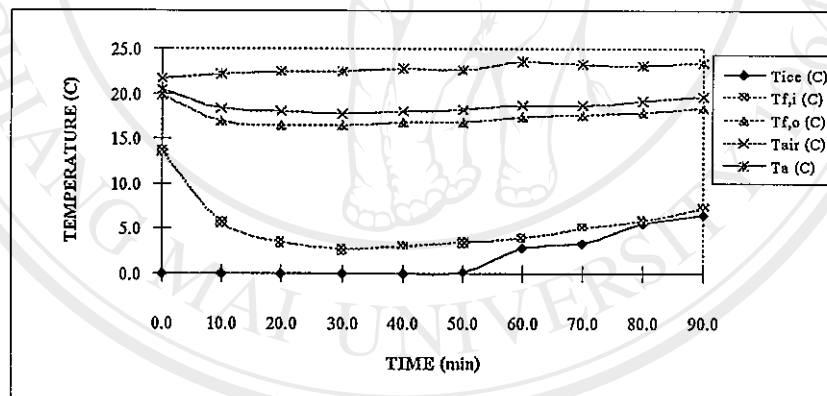
ตารางที่ 3.1 การเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำที่ได้จากการทดลองและแบบจำลอง ในช่วงการลดลงของอุณหภูมิของน้ำ

Mass of Water (kg)	Speed of compressor (rps)	Initial temp. of water (°C)	Flow rate of Ref. (kg/s)	Time from exp. (min)	Time from sim. (min)
20	9.5	27.1	0.044	10	8
20	11.8	27.8	0.022	18	16
20	11.8	26.0	0.033	14	12
30	7.1	25.8	0.022	23	22
30	9.5	24.9	0.033	19	16
30	11.8	27.3	0.044	14	12
40	9.5	26.8	0.033	22	20
40	9.5	26.3	0.044	15	14
40	11.8	26.1	0.022	32	28

ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบปริมาณน้ำแข็งที่เกิดขึ้น ที่ได้จากการทดลอง และแบบจำลอง

Mass of Water (kg)	Speed of Compressor (rps)	Flow Rate of Ref. (kg/s)	time (min)	Mass of Ice from Exp. (kg)	Mass of Ice from Sim. (kg)	% error
20	9.5	0.033	16.0	9.0	9.04	0.4
20	9.5	0.044	8.0	5.0	6.06	17.5
20	11.8	0.044	7.0	4.5	5.28	14.8
30	9.5	0.022	50.0	17.0	18.57	8.5
30	11.8	0.022	80.0	25.5	29.79	14.4
30	11.8	0.033	30.0	15.0	16.94	11.5
40	7.1	0.022	54.0	18.0	20.56	12.5
40	11.8	0.022	68.0	24.0	25.31	5.2

จากการทดลอง การนำน้ำแข็งที่ได้จากวงจรผลิตน้ำแข็ง มาใช้ในวงจรปรับอากาศ ดังรูปที่ 3.10 พบว่า ระบบดังกล่าวสามารถทำงานได้เป็นอย่างดี และมีความเป็นไปได้สูงที่จะนำมาใช้ในทางปฏิบัติ



รูปที่ 3.10 อุณหภูมิที่จุดต่างๆ ในระบบปรับอากาศ

โดยที่ T_{ice} = อุณหภูมิของน้ำแข็งในถัง T_a = อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม

$T_{f,i}$ = อุณหภูมิน้ำขาเข้าของแฟนคอยล์ $T_{f,o}$ = อุณหภูมิน้ำขาออกของแฟนคอยล์

T_{air} = อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากแฟนคอยล์

ข. การศึกษาอิทธิพลของตัวแปรไร้มิติต่างๆ ที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง

การศึกษาการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรงในฮีวปอเรเตอร์ จะทำการศึกษาปัจจัยต่างๆ ที่เกี่ยวข้องในการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและสารทำความเย็น โดยเฉพาะอย่างยิ่งช่วงของการลดอุณหภูมิของน้ำ เนื่องจากว่าเป็นช่วงที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตลอดเวลา (สำหรับช่วงการกลายเปลี่ยนน้ำแข็งของน้ำนั้น สภาวะต่างๆ ค่อนข้างคงที่) ปัจจัยที่ทำการศึกษาเช่น อุณหภูมิของ

น้ำในถัง อุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นที่แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ ปริมาตรของน้ำในถัง และอัตราการไหลของสารทำความเย็นเป็นต้น โดยปัจจัยต่างๆ จัดให้อยู่ในรูปตัวแปรไร้มิติ โดยยึดรูปแบบตัวแปรไร้มิติของ Chen [7] ดังนี้

— ตัวแปรไร้มิติของเวลา

$$\tau = \frac{t}{t_c} ; t_c = \frac{h}{u} \quad [3.12]$$

โดยที่

τ	=	ตัวแปรไร้มิติของเวลา
t	=	ช่วงเวลาที่พิจารณา (s)
t_c	=	อัตราส่วนระหว่างความสูงของน้ำต่อความเร็วของสารทำความเย็น (s)
h	=	ความสูงของน้ำในถังอีวาพอเรเตอร์ (m)
u	=	ความเร็วของสารทำความเย็น (m/s)

— ตัวแปรไร้มิติของอุณหภูมิ

$$\theta = \frac{T_w - T_{ri}}{T_{wi} - T_f} \quad [3.13]$$

โดยที่

θ	=	ตัวแปรไร้มิติของอุณหภูมิ
T_w	=	อุณหภูมิของน้ำในถังอีวาพอเรเตอร์ (°C)
T_{wi}	=	อุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำในถังอีวาพอเรเตอร์ (°C)
T_{ri}	=	อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ฉีด (°C)
T_f	=	อุณหภูมิจุดเยือกแข็งของน้ำ (°C)

— อัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนในช่วงการลดอุณหภูมิของน้ำ : Q_w/Q_{total}

โดยที่ Q_w คือความร้อนที่ถ่ายเทออกจากน้ำตั้งแต่เวลาเริ่มต้น ถึงช่วงเวลาที่พิจารณา และ Q_{total} เป็นความร้อนที่ถ่ายเทออกจากน้ำทั้งหมด ในช่วงการลดอุณหภูมิของน้ำ

— ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตร

$$U = \frac{Q_w}{V \Delta T_{LMTD}} \quad [3.14]$$

โดยที่

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตร ($\text{kW/m}^3\text{K}$)

V = ปริมาตรของน้ำในถังอีวาपोเรเตอร์ (m^3)

ΔT_{LMTD} = Log mean temperature difference ($^{\circ}\text{C}$)

— ตัวเลขของสแตนต์ตัน (Stanton Number)

$$St = \frac{UV}{m_r C_{pr}} \quad [3.15]$$

โดยที่

St = Stanton Number

m_r = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

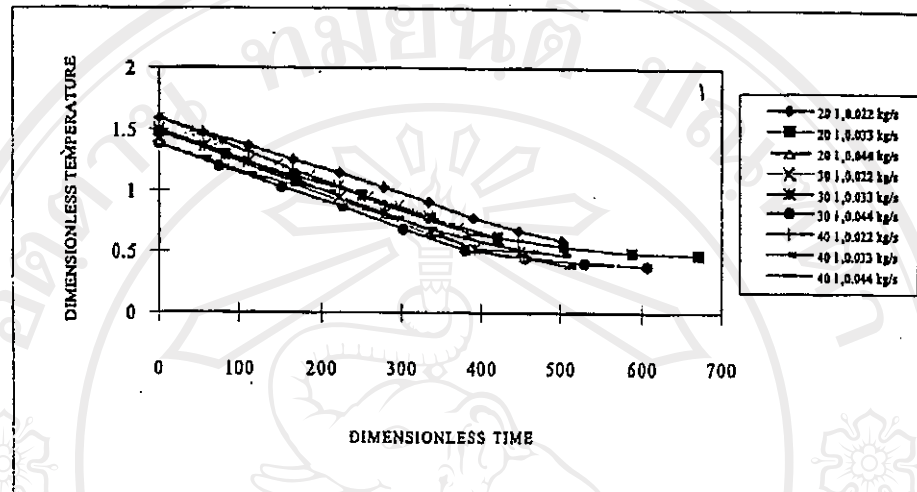
C_{pr} = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็น (kJ/kgK)

จากผลการทดสอบที่ปริมาตรน้ำในถังอีวาपोเรเตอร์ 20,30 และ 40 ลิตร อัตราการไหลของสารทำความเย็น 0.022, 0.033 และ 0.044 kg/s ที่อุณหภูมิของน้ำเริ่มต้นในถังอีวาपोเรเตอร์ และอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ฉีดต่างๆ ผลการทดสอบที่ได้นำมาแสดงความสัมพันธ์ในรูปที่ 3.11 - 3.14 โดยที่รายละเอียดดังต่อไปนี้

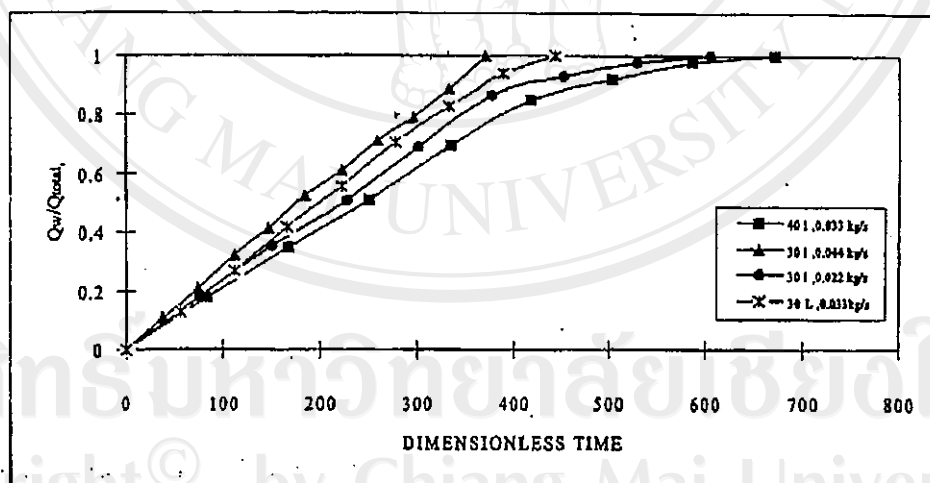
จากรูปที่ 3.11 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรไร้มิติของอุณหภูมิและเวลา ที่ปริมาตรน้ำในถังอีวาपोเรเตอร์และอัตราการไหลของสารทำความเย็นต่างๆ พบว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำค่อนข้างคงที่ และเข้าสู่ค่าคงที่ค่าหนึ่งเมื่ออุณหภูมิของน้ำเข้าสู่จุดเยือกแข็ง และจากรูปที่ 3.12 พบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากน้ำในช่วงการลดอุณหภูมิของน้ำมีค่าคงที่ และจะแปรผันตรงกับอัตราการไหลของสารทำความเย็น และแปรผกผันกับปริมาตรน้ำ

จากรูปที่ 3.13 พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตรจะแปรผันตรงกับอัตราการไหลของสารทำความเย็นและแปรผกผันกับปริมาตรน้ำ โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตรในแต่ละการทดลองจะมีค่าเพิ่มขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิของน้ำในถังอีวาपोเรเตอร์และสารทำความเย็นมีค่าลดลง และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตรจะมีค่าลดลงเมื่อน้ำเริ่มกลายเป็นน้ำแข็งก็เนื่องจากว่าน้ำแข็งมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าน้ำ ค่าความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและสารทำความเย็นอาจจัดอยู่ในรูปตัวเลขของสแตนต์ตัน ซึ่งความสัมพันธ์ดังกล่าวแสดงในรูปที่ 3.14 ซึ่งสอดคล้องกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตร แต่อย่างไรก็ตาม ตัวเลขของสแตนต์ตันมักจะใช้กับสารทำงาน (Working Fluid) ซึ่งในที่นี้คือสารทำความเย็นที่ไม่เปลี่ยนเฟส แต่เหตุผลที่นำมาใช้นี้

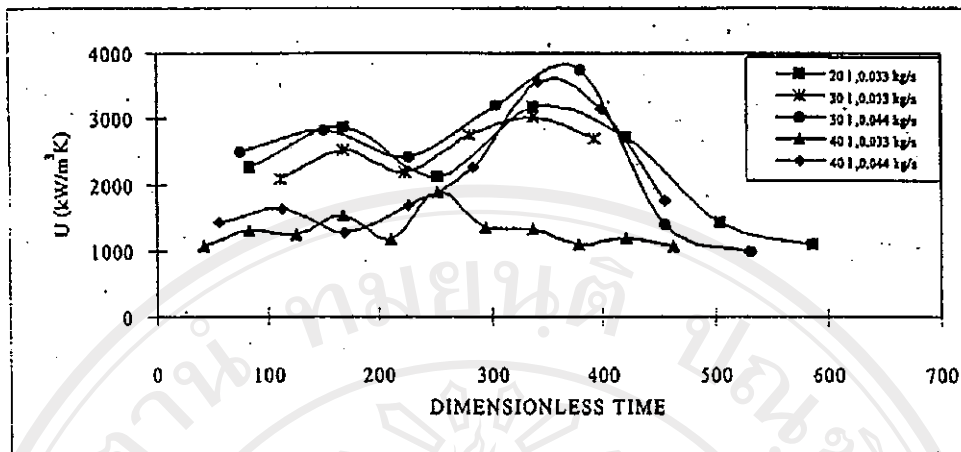
โครงการวิจัยนี้ ก็เพราะว่าเป็นตัวแปรไร้มิติที่ดีที่สุด ที่สามารถอธิบายปรากฏการณ์การแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีพอสมควร แต่อย่างไรก็ดีการอธิบายปรากฏการณ์การแลกเปลี่ยนความร้อน ที่เกิดขึ้นในอีวาพอเรเตอร์แบบสัมผัสโดยตรง ยังต้องอาศัยตัวแปรไร้มิติอื่นๆ มาใช้ในการอธิบายซึ่งต้องอาศัยการศึกษาในระดับสูงต่อไป



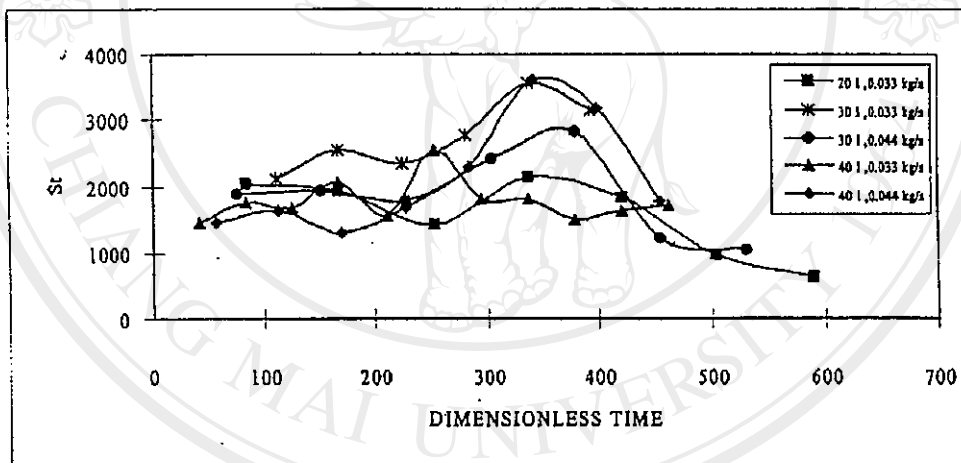
รูปที่ 3.11 ตัวแปรไร้มิติของอุณหภูมิของน้ำในถังอีวาพอเรเตอร์



รูปที่ 3.12 อัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนในช่วงการลดอุณหภูมิของน้ำที่สภาวะต่างๆ



รูปที่ 3.13 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตร ระหว่างสารทำความเย็น และ น้ำที่สภาวะต่างๆ ระหว่างการลดอุณหภูมิของน้ำ



รูปที่ 3.14 ตัวเลขของสแตนด์ที่สภาวะต่างๆ ระหว่างการลดอุณหภูมิของน้ำ

จากการวิเคราะห์ตัวแปรไร้มิติที่มีผลเกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและสารทำความเย็นในฮีวเปอร์เตอร์แบบสัมผัสโดยตรง สามารถนำมาใช้ในการเลือกสภาวะที่เหมาะสมในการถ่ายเทความร้อน เช่น ปริมาณน้ำ และอัตราไหลของสารทำความเย็น เป็นต้น

3.3 บทสรุป

จากการศึกษาวิจัยเรื่อง ระบบเก็บสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งโดยใช้ การฉีดน้ำมันเย็น และการฉีดสารทำความเย็น พบว่า ระบบเก็บสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งโดยใช้การฉีดน้ำมันเย็น มีค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนต่ำ ดังนั้นจึงไม่เหมาะสมในการนำมาใช้ในทางปฏิบัติ และ

นอกจากนี้ระบบดังกล่าวยังต้องอาศัยอุปกรณ์ทำความเย็นเพื่อผลิตน้ำมันอุณหภูมิต่ำกว่าจุดเยือกแข็งของน้ำ แต่อย่างไรก็ตามระบบดังกล่าวมีข้อดีคือสามารถแยกน้ำมันออกจากน้ำได้โดยง่าย

ระบบเก็บสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็ง โดยการฉีดสารทำความเย็นพบว่า ระบบที่ใช้การฉีดลำเจ็ทของสารทำความเย็นนั้น การก่อตัวของน้ำแข็งมีลักษณะเป็นลำทรงกระบอก ซึ่งจากการทดลองพบว่าระบบดังกล่าวมีข้อด้อยคือ การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำกับสารทำความเย็นต้องผ่านชั้นน้ำแข็งที่เกิดขึ้น ซึ่งมีลักษณะคล้ายกับระบบ Ice on coil ของระบบเก็บสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งโดยทั่วไป เนื่องจากว่าน้ำแข็งมีค่าสัมประสิทธิ์ในการนำความร้อนต่ำ ดังนั้นระบบดังกล่าวจึงไม่เหมาะสมในทางปฏิบัติ

การศึกษาการถ่ายเทความร้อนในฮีวเปอร์คอนดักเตอร์แบบสัมผัสโดยตรง โดยการฉีดสารทำความเย็นแบบฟุ้งกระจายเข้าไปผสมกับน้ำ ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นดี ซึ่งจะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากน้ำมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิของน้ำในขณะนั้นๆ ซึ่งหมายถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนที่สมบูรณ์ ระบบดังกล่าวมีความเหมาะสมที่จะพัฒนาขึ้นมาใช้ในทางปฏิบัติ แต่อย่างไรก็ตามระบบดังกล่าวยังมีปัญหาด้านความชื้นในระบบสูงมาก ทั้งนี้ต้องอาศัยเทคโนโลยีในการขจัดความชื้นที่เกิดขึ้น อนึ่งสารทำความเย็นที่ใช้ในระบบดังกล่าวต้องไม่ละลายน้ำหรือละลายน้ำน้อยที่สุด เช่น R12 เป็นต้น แต่สารดังกล่าวก่อให้เกิดปัญหาเรือนกระจก ดังนั้นการพัฒนาสารทำความเย็นขึ้นมาเพื่อใช้ในระบบดังกล่าว เป็นสิ่งที่จำเป็น

บทที่ 4

ค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนช่วงการแข็งตัว

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง โดยการฉีดสารทำงานผ่านตัวกลางที่เดิมอยู่ในสภาพของเหลว มีการดึงความร้อนออกจนตัวกลางสะสมพลังงานกลายเป็นของแข็ง โดยมีผู้สารต่างๆ ดังนี้

- น้ำ-น้ำมันเย็นจัด
- Sodium thiosulphate pentahydrate-น้ำมัน
- น้ำ-R12

ค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นสามารถคำนวณจาก

$$U = \frac{\dot{Q}}{V(\Delta T)_{lmt\Delta}} \quad [4.1]$$

โดยที่

- U = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยปริมาตร (W/m^3K)
 V = ปริมาตรของสารตัวกลางเก็บสะสมพลังงาน (m^3)
 $\dot{Q}$ = อัตราความร้อนที่ดึงได้ (W)
 $(\Delta T)_{lmt\Delta}$ = อุณหภูมิแตกต่างเชิงล็อก (K)

อัตราความร้อนที่ดึงออกได้ สามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q} = (\dot{m}C_p)_f (T_{f,in} - T_{f,out}) \quad [4.2]$$

โดยที่

- $(\dot{m}C_p)_f$ = ความจุความร้อนของสารทำงานที่ไหลในสารสะสมพลังงาน
 $T_{f,in}$ = อุณหภูมิของไหลที่ไหลเข้าสารตัวกลาง (K)
 $T_{f,out}$ = อุณหภูมิของไหลที่ไหลออกสารตัวกลาง (K)

ในกรณีของ R12

$$\dot{Q} = \dot{m}_f (h_{in} - h_{out}) \quad [4.3]$$

โดยที่

h_{in} = เอนทัลปีจำเพาะขาเข้าของ R12 (kJ/kg)

h_{out} = เอนทัลปีจำเพาะขาออกของ R12 (kJ/kg)

ค่าอุณหภูมิแตกต่างเฉลี่ยระหว่างอุณหภูมิสารทำงานและสารตัวกลางคำนวณจาก

$$(\Delta T)_{lmtd} = \frac{(T_s - T_{f,in}) - (T_s - T_{f,out})}{\ln((T_s - T_{f,in}) / (T_s - T_{f,out}))} \quad [4.4]$$

โดยที่

T_s = อุณหภูมิเฉลี่ยของสารตัวกลาง (K)

จากค่าอุณหภูมิ อัตราการไหลของสารทำงาน ขนาดของสารตัวกลาง พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อน เมื่อถูกนำมาจัดในรูปของกลุ่มตัวแปรไร้มิติคือ St พบว่าขึ้นกับตัวแปรไร้มิติอื่นคือ Ste และ Pr โดย

$$St = f(Ste, Pr) \quad [4.5]$$

โดยที่

St = Stanton number

Ste = Stefan number

Pr = Prandtl number

ความสัมพันธ์ดังกล่าวสามารถแสดงในรูป

$$\log(St) = -1.4033 \log(Ste Pr^{0.25}) + 1.8292 \quad [4.6]$$

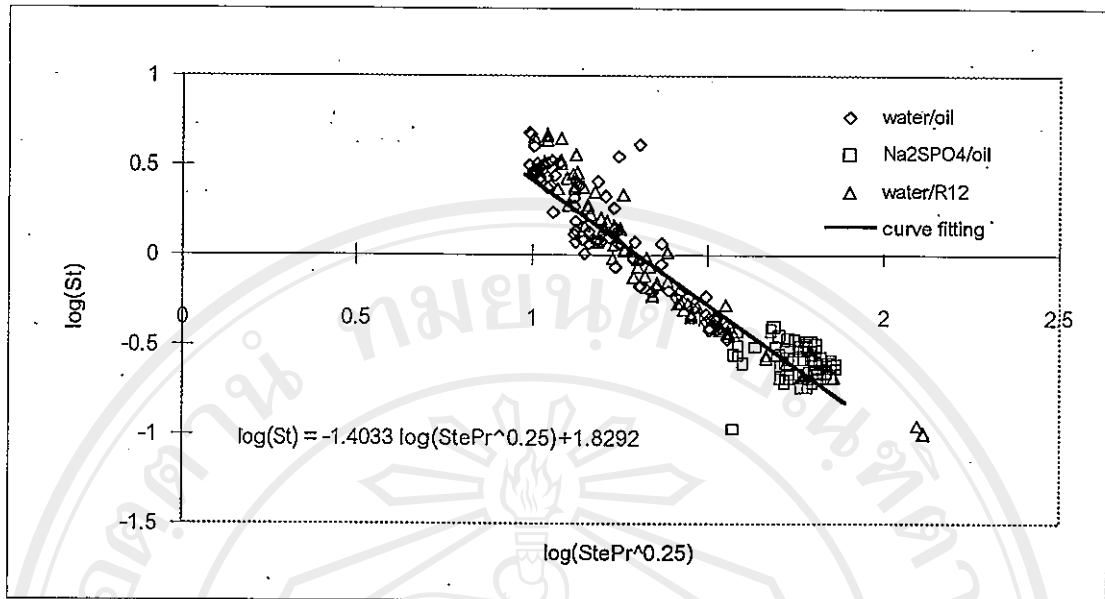
โดยที่

$$St = \frac{UV}{(\dot{m} C_p)_f}$$

$$Ste = \frac{C_{ps} (\Delta T)_{lmtd}}{L} \quad [4.7]$$

$$Pr = \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)_i$$

ความสัมพันธ์สามารถแสดงดังรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 ความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ในการ ถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง

บทที่ 5

สรุปผลการศึกษา

จากการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง อาจสรุปผลได้ดังนี้

1. ในการศึกษารายงานเพื่อไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารเก็บสะสมพลังงาน พบว่าค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูง และอุณหภูมิของสารเก็บสะสมพลังงานค่อนข้างสม่ำเสมอ ในการวิเคราะห์ลักษณะทางความร้อน สามารถใช้การวิเคราะห์แบบ lump ได้
2. ในการผลิตน้ำแข็งโดยการฉีดน้ำมันเย็นผ่านชั้นน้ำพบว่าค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าในการฉีดสารทำความเย็น R12 เข้าไปสัมผัสโดยตรง อย่างไรก็ตามการฉีดสารทำความเย็นโดยให้มีลักษณะเป็นลำเจ็ท และให้เกิดน้ำแข็งรอบๆ ลำเจ็ท ก็ไม่เหมาะสมเมื่อเทียบกับกรณีฉีดสารทำความเย็นให้มีลักษณะกวนสารเก็บสะสม
3. พารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับการจ่ายความร้อนและดึงความร้อน จากการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรงได้แก่ อัตราการไหลและอุณหภูมิของของไหล ที่ไหลผ่านสารเก็บสะสมพลังงาน ขนาดของหัวฉีด และปริมาณสารเก็บสะสมพลังงาน
 - ขนาดของหัวฉีด ไม่ส่งผลมากนักต่อลักษณะทางความร้อนในระบบการทำงาน
 - อัตราการไหลของสารที่แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อมีอัตราการไหลสูงเวลาที่ใช้ในการแข็งตัวจะสั้นลง และเช่นกันเวลาที่ใช้ในการหลอมละลายก็จะสั้นด้วย
 - ปริมาณสารเก็บสะสมพลังงาน เมื่อมีปริมาณสารมาก เวลาที่ใช้ในการเปลี่ยนเฟสจะสั้น
 ความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่างๆ ในช่วงการแข็งตัวสามารถจัดอยู่ในรูป

$$\log(St) = -1.4033 \log(StePr^{0.25}) + 1.8292$$

4. ในกรณีฉีดสารทำความเย็นเป็นลำเจ็ท เพื่อทำให้เกิดน้ำแข็งรอบสารทำความเย็น พบว่าสามารถทำให้เกิดการแข็งตัวได้ดีในช่วงแรกเท่านั้น และเมื่อเกิดน้ำแข็งแล้วพบว่าอัตราการเกิดน้ำแข็งค่อนข้างต่ำ
5. เทคนิคของการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง สามารถใช้ได้ดีกับระบบเก็บสะสมพลังงานความร้อน และระบบเก็บสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็ง แต่ในกรณีหลัง การฉีดสารทำความเย็นแบบพุ่งกระจายจะสามารถทำงานได้ดีในการก่อตัวของน้ำแข็ง

บรรณานุกรม

1. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การถ่ายพลังงานความร้อนจากตัวเก็บสะสมที่ใช้น้ำและสารเปลี่ยนเฟส, การประชุมทางวิชาการ เรื่อง การถ่ายเทมวล ความร้อน และ โมเมนตัม 32, วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย, 2532
2. Aboul-Enein, S. and Olofa, S.A., Thermophysical Properties of Heat-of-Fusion Storage Materials for Cooling Applications, Renewable Energy, Vol. 1, No. 5/6, pp. 791-797, 1991
3. ASHARE, Thermal Design Guide for cool Thermal Storage, 1993
4. Edle, D.D., Fundamental Studies of Direct Contact Latent Heat Energy Storage, Annual Meeting of American Section of ISES, Vol. 1, pp. 76-114, 1977
5. Fouda, A.E., Despanlt, G.L.G., Talyor, T.B. and Cope C.E., Solar Storage Systems Using Salt Hydrate Latent Heat and Direct Contact Heat Exchanger I, Solar Energy, Vol. 25, pp. 437-444, 1980
6. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, เกษม อนันตกุลนที และ มานะ อมรกิจบำรุง, การเก็บสะสมและดึงพลังงานความร้อนในตัวกลางที่เป็นสารเปลี่ยนเฟส, การสัมมนาทางวิชาการ เครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลครั้งที่ 9, คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2538
7. Chen, S.L. and Yue, J.S., Water Thermal Storage with Solidification, J. og Heat Recovery System & CHP., Vol. 11, No.1, pp. 79-90, 1991



ภาคผนวก

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Copyright© by Chiang Mai University

All rights reserved

ภาคผนวก ก
ผลที่ได้จากการวิจัย (output)

1. วิทยานิพนธ์

- การพัฒนาชุดเก็บรักษาพลังงานความร้อน โดยอาศัยหลักการถ่ายเทความร้อนโดยตรง (นายทวิวัฒน์ สุภารัต) ; วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีอุณหภาพ คณะพลังงานและวัสดุ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี 2540
- การวิเคราะห์สมรรถนะของวงจรทำความเย็นที่ใช้ฮีวปอเรเตอร์แบบสัมผัสโดยตรง (นายอดิพงษ์ นันทพันธุ์), วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ 2541
- การเก็บสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งด้วยวิธีการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง (นายสหัสสุธา ทัพพะสุต), วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ 2541

2. วารสาร

- Performance analysis of a refrigeration cycle using a direct contact evaporator, Int. J. Energy Research, vol. 22, pp. 1179-1190, 1998.
- Ice formation around a jet stream of refrigerant, energy conversion and Management, submitted.
- Performance analysis of a direct-contact energy storage-solidification, Renewable Energy, submitted.

PERFORMANCE ANALYSIS OF A REFRIGERATION CYCLE USING A DIRECT CONTACT EVAPORATOR

T. KIATSIRIROAT*, P. SIRIPLUBPLA AND A. NUNTAPHAN

Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai, 50200, Thailand

SUMMARY

This research work studies an ice thermal energy storage having an injection of R12 refrigerant into the water to exchange heat directly. The water temperature decreases to the freezing point and ice is formed. The ice is used for creating chilled water for an air-conditioning purpose. The system consists of a compressor, a condenser, an expansion valve and a direct contact evaporator. This system has a capacity of approximately 2 tons of refrigeration. The system simulation created from the mathematical model of each component has been carried out. It was found that the performance of the system depends on two factors, the compressor speed and the mass flow rate of the refrigerant. The suitable conditions are 8–10 rps for the compressor speed and 0.04–0.06 kg s⁻¹ for the mass flow rate. The coefficient of performance is about 3.4–3.6 which is higher than that of the conventional system. © 1998 John Wiley & Sons, Ltd.

KEY WORDS refrigeration cycle; direct contact heat exchange; ice thermal energy storage

1. INTRODUCTION

Ice thermal energy storage has been proposed to assist air conditioning systems to set a uniform load during a given day. During the night time ice could be formed in a storage tank and there is a circulation of cool water from the storage tank to the air conditioning system during the daytime for cooling purposes. However, there is a significant problem during the ice making. Conventionally, there is a refrigerant circulating in a set of evaporator tubes submerged in the water in the storage tank. As the ice layer is forming on the coil, poor heat transfer between the water and the refrigerant is obtained because of low thermal conductivity of the ice. To overcome this problem, the direct contact heat transfer technique is conducted.

Subbaiyer *et al.* (1990) showed a simulated result of a refrigeration unit with a direct contact evaporator. The unit required only 50–60% of electrical energy consumption per ton of refrigerant compared with a cooling coil ice generator.

Nuntaphan *et al.* (1997) studied the parameters affecting thermal performance of a direct contact evaporator. It was found that rapid sensible heat cooling of the water in the evaporator was obtained with a high value of Stanton number of the refrigerant.

In this research work, performance of a refrigeration unit having a direct contact evaporator for ice thermal energy storage has been investigated. At this stage R12 is the refrigerant thus the pressure of the unit is easily controlled. The mathematical model of each main compound has been developed and the system simulation has also been carried out.

*Correspondence to: Professor T. Kiatsiriroat, Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai, 50200, Thailand

2. EXPERIMENTAL SET-UP

Figure 1 shows a schematic diagram of the experimental set-up. The unit has the two following duties.

- The first duty is for ice generation. The refrigeration system consists of a compressor, a condenser, an expansion valve, a direct contact evaporator (ice storage tank), an accumulator, a drier, an oil separator and a receiver. R12 refrigerant is injected through the water in the storage tank and exchanges heat between the water and the refrigerant. The temperature of the water is reduced and the refrigerant exists at the top of the tank and returns to the condensing unit. The moisture in the refrigerant is eliminated by baffle plates and the drier. The compressor is stopped when the amount of ice required has been achieved.
- The second duty is for the air-conditioning purpose. A stream of water is circulated from the chilled water storage tank through the fan coil unit to generate cool air and returns to the storage tank to melt ice. The cold water obtained then flows to the chilled water storage tank to restart the cycle.

3. MATHEMATICAL MODELLING

3.1. Compressor

Kiatsiriroat *et al.* (1994) generated a mathematical model of a reciprocating compressor which is modified from Stoecker (1989) as

$$\frac{P_{cp,i}}{P_{cp,o}} = f\left(\frac{m_r T_{cp,o}^{0.5}}{P_{cp,o}}, N\right) \quad (1)$$

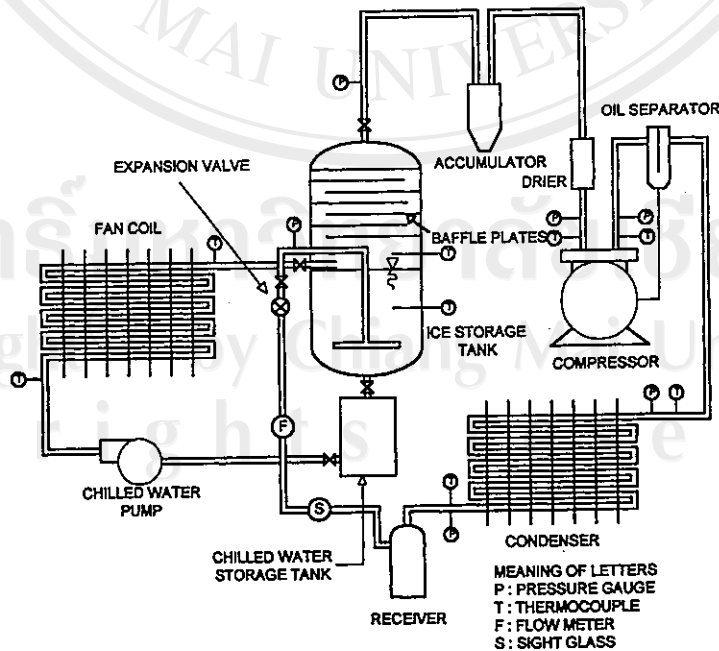


Figure 1. Schematic diagram of the experimental set-up

The pressure ratio could also be calculated from

$$\frac{P_{cp,i}}{P_{cp,o}} = \left(\frac{T_{cp,i}}{T_{cp,o}} \right)^{k/(k-1)} \quad (2)$$

k is the polytropic index which depends strongly on the refrigerant mass flow rate or

$$k = f(m_r) \quad (3)$$

From the experiments the relations in equations (1) and (3) are shown in Figures 2 and 3 and could also be expressed as

$$\frac{P_{cp,i}}{P_{cp,o}} = \left[(0.0027N^2 - 0.0705N + 0.3297) \left(\frac{m_r T_{cp,o}^{0.5}}{P_{cp,o}} \right)^2 + (-0.0013N^2 - 0.028N + 0.1428) \left(\frac{m_r T_{cp,o}^{0.5}}{P_{cp,o}} \right) + (0.0026N^2 - 0.0685N + 0.6253) \right] \quad (4)$$

$$k = 1.7525m_r + 1.1571 \quad (5)$$

3.2. Condenser

At the condenser, the temperature ratio could be characterized as

$$\frac{T_{a,o} - T_a}{T_{cd,i} - T_a} = f \left(\frac{(UA)_{cd}}{m_a C_{pa}} \right) \quad (6)$$

$(UA)_{cd}$ is the product of the heat transfer coefficient and the heat transfer area of the condenser.

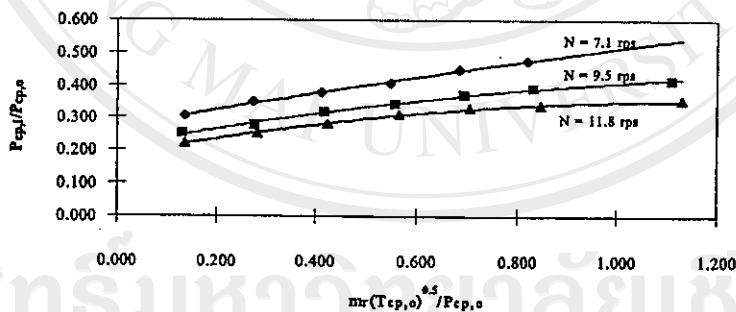


Figure 2. The relation between pressure ratio of compressor and mass flow rate of refrigerant at various compressor speeds

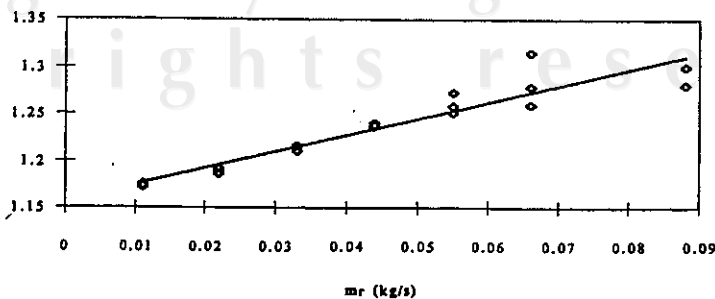


Figure 3. The relation between mass flow rate of refrigerant and the polytropic index of the compressor

Figure 4 shows the characteristic curve of the condenser which could be expressed as

$$\frac{T_{a,o} - T_a}{T_{cd,i} - T_a} = 0.2897 \left(\frac{(UA)_{cd}}{m_a C_{pa}} \right) \quad (7)$$

The pressure drop across the condenser in this experiment could be expressed as

$$P_{cd,o} = P_{cd,i} - 0.03 \quad (8)$$

3.3. Expansion valve

The pressure of the system could be controlled by the expansion valve. It is found that the pressure ratio at the expansion valve depends on the refrigerant mass flow rate and the compressor speed and could be characterized as

$$\frac{P_{ex,o}}{P_{ex,i}} = f(m_r, N) \quad (9)$$

Figure 5 shows the relationship between these parameters and could be expressed as

$$\frac{P_{ex,o}}{P_{ex,i}} = \left[\begin{aligned} &[(0.4839N^2 - 12.657N + 59.808)m_r^2 + (-0.0252N^2 + 0.5546N + 0.9465)m_r] \\ &+ (0.0031N^2 - 0.0783N + 0.6857) \end{aligned} \right] \quad (10)$$

3.4. Direct contact evaporator

It is found that the temperature of water is uniform during an injection of R12 into the water and temperature of the refrigerant exiting of the water is also close to that of the water. Thus a lumped model could be conducted to analyse the thermal characteristics of the water in the tank.

The energy balance at the direct contact evaporator could be written as

$$\frac{d}{dt} (M_m h_w) + M_t C_t \frac{dT}{dt} = m_r (h_{ri} - h_{ro}) + (UA)(T_a - T_w) \quad (11)$$

The left-hand terms are the rates of enthalpy change of the water and the container. The first right-hand term is the rate of enthalpy change of the refrigerant and the final term is the external heat gain from the surrounding ambient. When the unit is well insulated, the heat gain could be neglected.

During the sensible heat process and the tank temperature is assumed to be the same as that of the water inside, equation (11) could be rewritten as

$$T_w^* = T_w + \frac{m_r (h_{ri} - h_{ro}) \Delta t}{M_t C_{pt} + M_w C_{pw}} \quad (12)$$

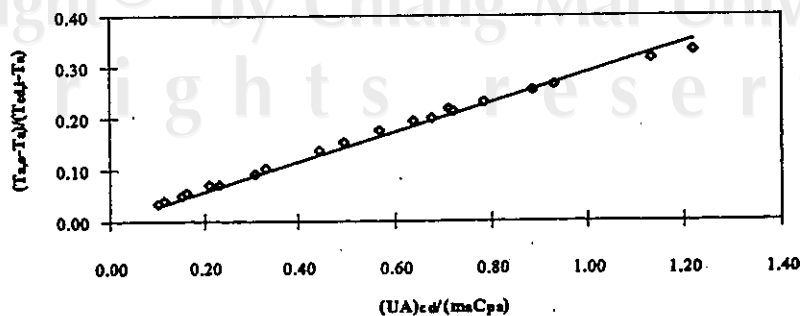


Figure 4. The effect of mass flow rate of air and total heat transfer coefficient to outlet temperature of air

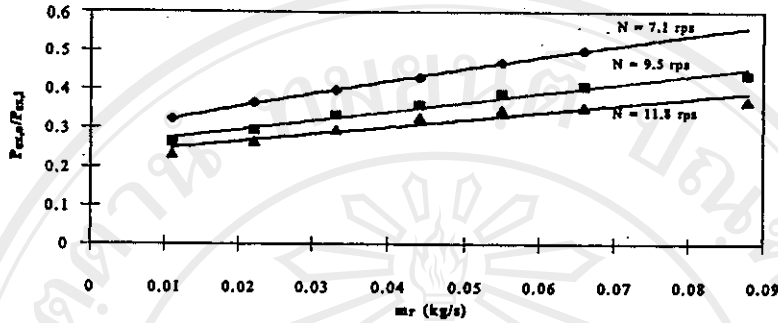


Figure 5. The effect of mass flow rate of the refrigerant and compressor speed to the pressure ratio of the expansion valve

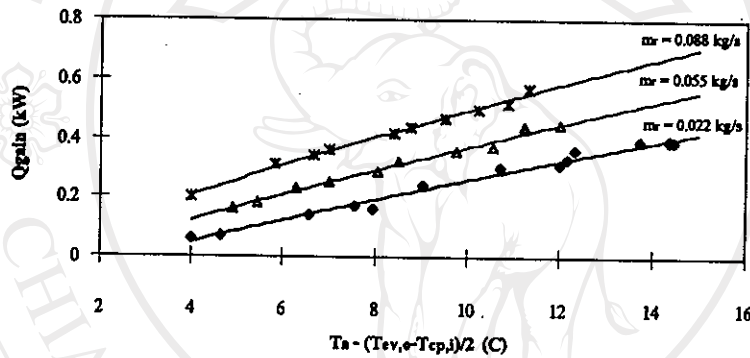


Figure 6. The relation between heat gain and the temperature difference between the refrigerant and the surrounding ambient at the evaporator-compressor section

T_w^* is the water temperature after the time lapses Δt . During the ice formation, the water temperature is constant at about 0°C . Consequently, equation (11) could be used to find the mass of ice formed during a period of time Δt as

$$M_{\text{ice}} = \frac{m_r(h_{ro} - h_{ri})\Delta t}{L} \quad (13)$$

3.5. Pipes heat gain/loss

Since the pipe between the evaporator and the compressor has low-temperature refrigerant flowing inside, there is heat gain from the surrounding ambient. The heat gain depends on the refrigerant mass flow rate, the ambient temperature, the evaporator temperature and the compressor temperature as

$$m_r C_{pr}(T_{cp,i} - T_{ev,o}) = f\left(T_a - \left(\frac{T_{ev,o} + T_{cp,i}}{2}\right), m_r\right) \quad (14)$$

the relation is shown in Figure 6 and expressed as

$$m_r C_{pr}(T_{cp,i} - T_{ev,o}) = \left[\begin{aligned} &(-0.0459m_r^2 + 0.0005m_r - 0.0003)\left(T_a - \left(\frac{T_{ev,o} + T_{cp,i}}{2}\right)\right)^2 \\ &+ (0.9138m_r^2 + 0.1596m_r + 0.0356)\left(T_a - \left(\frac{T_{ev,o} + T_{cp,i}}{2}\right)\right) \\ &+ (2.663m_r^2 + 1.1131m_r - 0.1304) \end{aligned} \right] \quad (15)$$

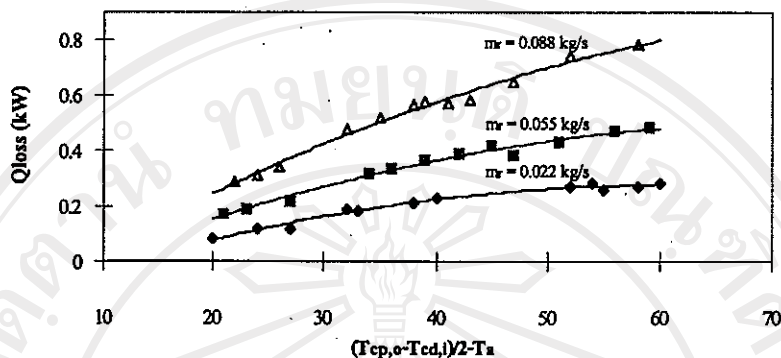


Figure 7. The relation between heat loss rate and the temperature difference between the refrigerant and the ambient at the compressor–condensor pipe

For the pipe between the compressor and the condenser, there is heat loss from the refrigerant to the ambient. The rate of heat loss could be characterized as

$$m_r C_{pr} (T_{cp,o} - T_{cd,i}) = f \left(\left(\frac{T_{cp,o} + T_{cd,i}}{2} \right) - T_a, m_r \right) \quad (16)$$

The relation is shown in Figure 7 and could be expressed as

$$m_r C_{pr} (T_{cp,o} - T_{cd,i}) = \left[(1.607m_r^2 - 0.0298m_r - 0.0146) \left(\left(\frac{T_{cp,o} + T_{cd,i}}{2} \right) - T_a \right) + (-20.432m_r^2 + 1.9399m_r - 0.293) \right] \quad (17)$$

4. SYSTEM SIMULATION

With the mathematical modelling of each component the performing of the refrigeration system could be simulated. The computational steps are shown in Figure 8.

5. RESULTS AND DISCUSSION

5.1. Cooling period and ice formation

From the system simulation, the cooling period to reduce the initial water temperature to the freeze point and mass of the ice during ice formation could be evaluated. The results are shown in Tables 1 and 2. It could be found that the simulated results agree well with those of the experiments.

The power input at the compressor could be simulated with different mass flow rate of the refrigerant and the compressor speed. At higher mass flow rate or increased compressor speed, a higher pressure ratio is obtained which results in higher power input at the compressor. The result is shown in Figure 9.

Figure 10 shows the simulated heat transfer rate at the direct contact evaporator. The heat rate strongly depends on the mass flow rate of the refrigerant. As the mass flow rate increases, a higher heat transfer coefficient is obtained, which results in a higher cooling capacity.

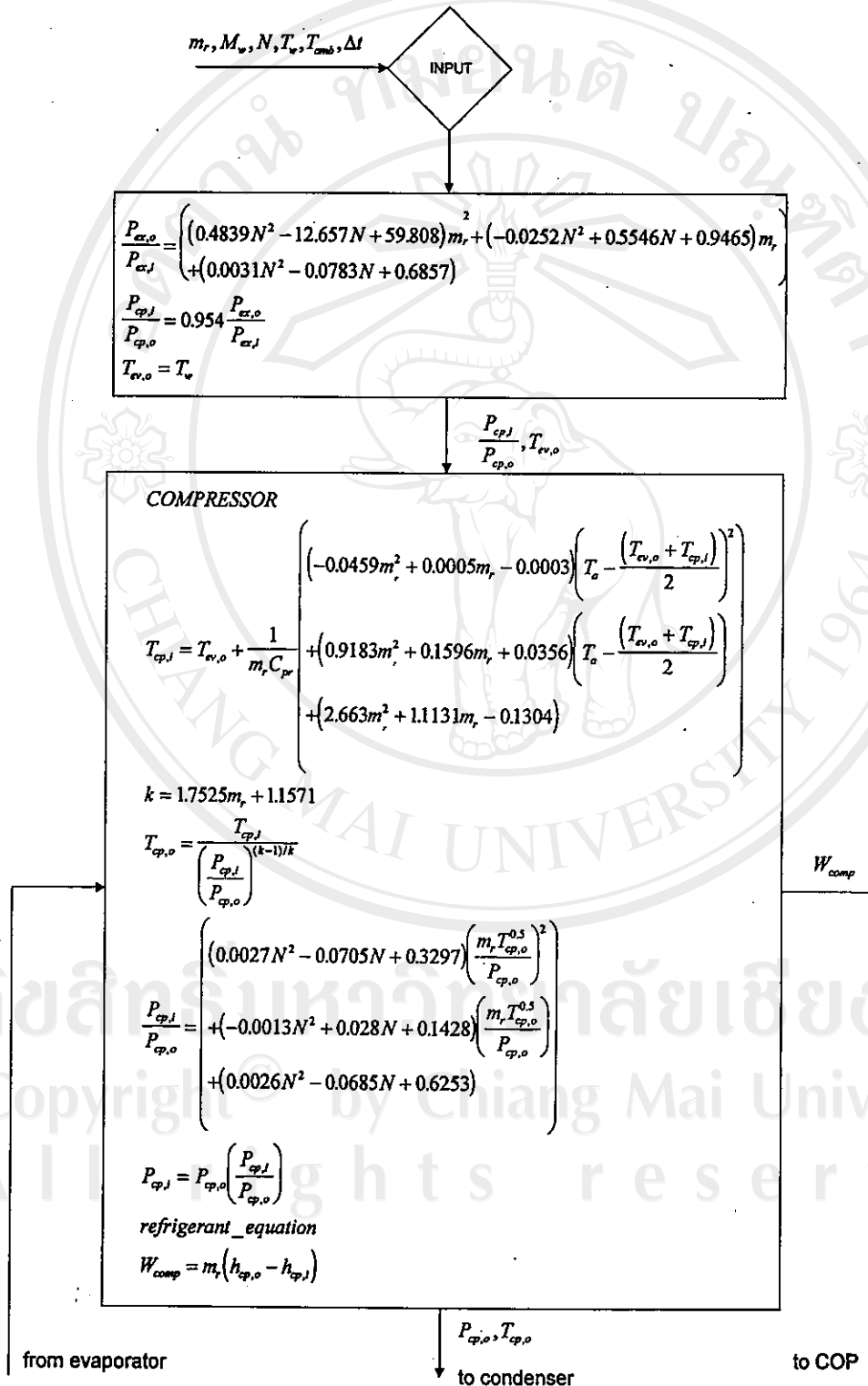


Figure 8. Computational steps for simulation performance of the refrigeration system

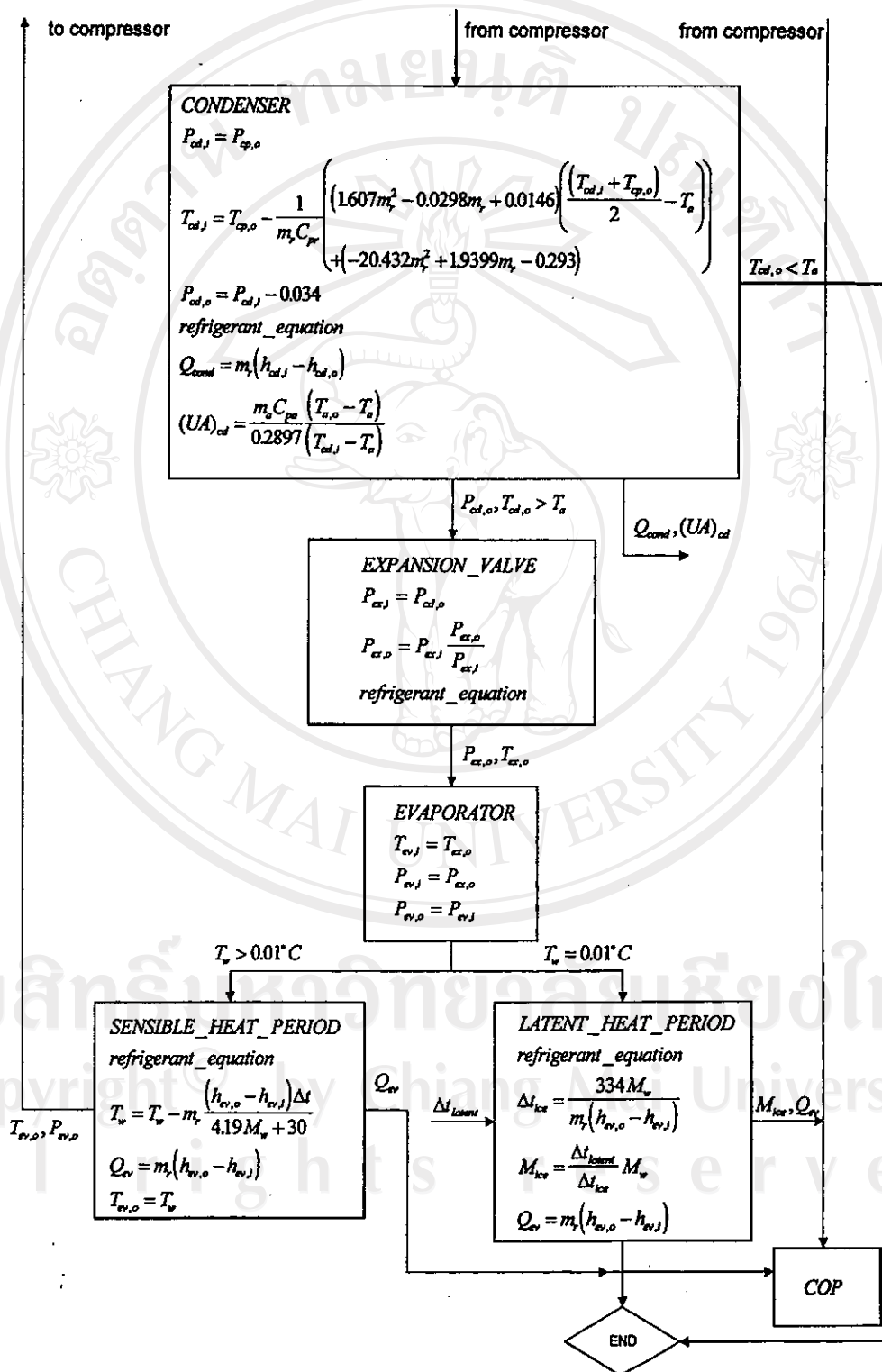


Figure 8. Continued

Table 1. The comparison between the simulated and the experimental results of the time lapse from the initial condition to the freezing point

Mass of water (kg)	Speed of compressor (rps)	Initial temp. of water (°C)	Flow rate of ref. (kg s ⁻¹)	Time from exp. (min)	Time from sim. (min)
20	9.5	27.1	0.044	10	8
20	11.8	27.8	0.022	18	16
20	11.8	26.0	0.033	14	12
30	7.1	25.8	0.022	23	22
30	9.5	24.9	0.033	19	16
30	11.8	27.3	0.044	14	12
40	9.5	26.8	0.033	22	20
40	9.5	26.3	0.044	15	14
40	11.8	26.1	0.022	32	28

Table 2. Mass of ice formation

Mass of water (kg)	Speed of compressor (rps)	Flow rate of ref. (kg s ⁻¹)	Time (min)	Mass of ice (exp.) (kg)	Mass of ice (sim.) (kg)
20	9.5	0.033	16.0	9.0	9.04
20	9.5	0.044	8.0	5.0	6.06
20	11.8	0.044	7.0	4.5	5.28
30	9.5	0.022	50.0	17.0	18.57
30	11.8	0.022	80.0	25.5	29.79
30	11.8	0.033	30.0	15.0	16.94
40	7.1	0.022	54.0	18.0	20.56
40	11.8	0.022	68.0	24.0	25.31

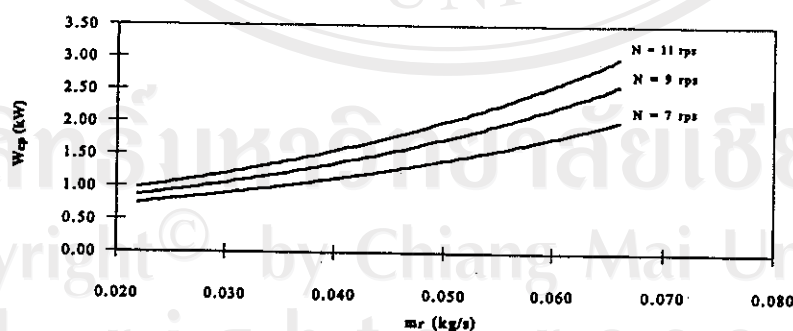


Figure 9. The power input at the compressor at various compressor speeds and different refrigerant mass flow rates

Figure 11 shows the effect of the refrigerant mass flow rates and the compressor speed on the COP of the system. It is found that the proper condition of mass flow rate of the refrigerant is between 0.04–0.06 kg s⁻¹ and the compressor speed should be low. However, the speed could not be lower than 7 rps because as the speed is reduced the discharge temperature of the compressor is lower and effectively closed to the ambient and the system performance will be poor. The COP of the system could be up to almost 3.4–3.6 which is better than that of a conventional unit [5] which is reported to be almost 2.

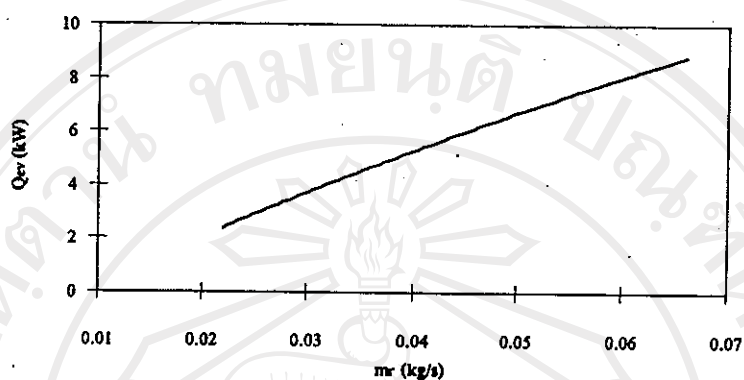


Figure 10. The relation between mass flow rate of the refrigerant and heat extraction rate of the evaporator

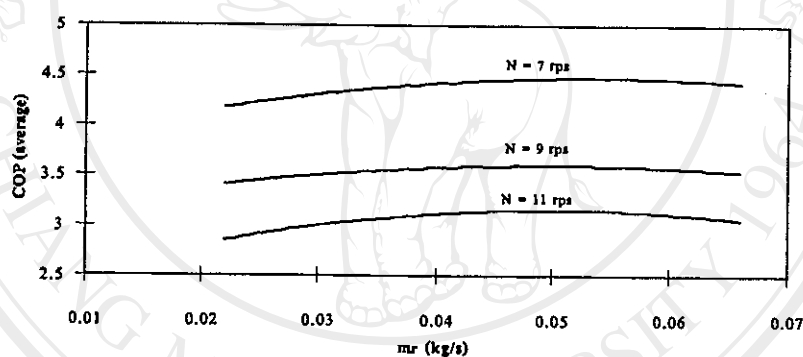


Figure 11. The COP of the refrigeration system at various conditions

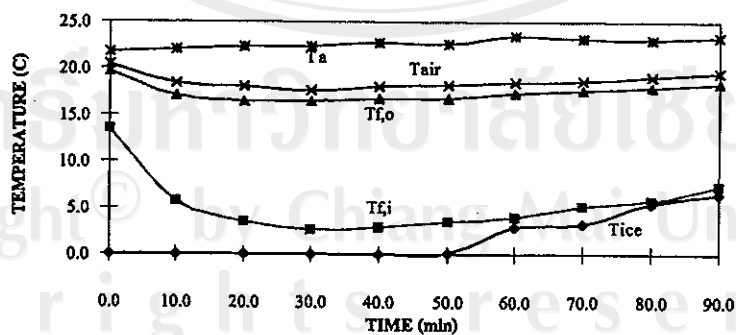


Figure 12. The air and water temperatures during an air-conditioning process

Figure 12 shows the air temperature at the fan-coil unit and the temperatures of water entering and leaving the ice storage tank (direct contact evaporator) during an air-conditioning process. It could be seen that with the inlet water temperature of about 16°C after passing the storage tank, the outlet of about 5°C could be obtained and the air leaving the fan-coil unit could be reduced from about 23°C to about 18°C.

6. CONCLUSION

From the research work it could be concluded that the technique of direct contact heat transfer could give high performance ($COP = 3.4\text{--}3.6$) with rapid cooling of the water and ice forming. The ice stored in the direct contact evaporator tank could be easily used to cool down the water for cooling purposes.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors gratefully acknowledge the partial support provided by the Thailand Research Fund for carrying out this study.

NOMENCLATURE

A	= area (m^2)
C_p	= specific heat ($\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$)
COP	= coefficient of performance
h	= enthalpy (kJ kg^{-1})
L	= latent heat (kJ kg^{-1})
M	= mass (kg)
m	= mass flow rate (kg s^{-1})
N	= compressor speed (rps)
P	= pressure (MPa)
$\dot{Q}$	= rate of heat transfer (kW)
$\dot{T}$	= temperature ($^{\circ}\text{C}$)
t	= time (min)
(UA)	= total heat transfer coefficient (kW K^{-1})
v	= velocity (m s^{-1})
W	= rate of work (kW)

Subscripts

a	= air
amb	= ambient
cp	= compressor
cd	= condenser
ev	= evaporator
ex	= expansion valve
f	= fan coil
ice	= ice
o	= outlet
r	= refrigerant
t	= tank
w	= water

APPENDIX

Refrigerant equation of R12

Saturated condition

$$\ln P_{\text{sat}} = 15.6 + 8.96 \left(\frac{T_{\text{sat}}}{100} \right) - 1.038 \left(\frac{T_{\text{sat}}}{100} \right)^2$$

$$h_f = -239.8 + 100.6 \left(\frac{T_{\text{sat}}}{100} \right)$$

Superheated condition

$$h = 173.52 + 13.01 \ln P + (0.57 + (0.0826) \ln P)(T - T_{\text{sat}})$$

REFERENCES

- Subbaiyer, S., Andhole, T. M. and Helmer, W. A. (1990). 'Computer simulation of a vapor-compression ice generator with a direct-contact evaporator', *ASHARE Trans.*, 96(1), 118–126.
- Nuntaphan, A., Kiatsiriroat, T. and Jowett, J. A. (1997). 'Parameter affecting thermal characteristics of a direct contact evaporator-ice thermal energy storage', *4th Tri-University International Joint Seminar & Symp.*, Mie University, Japan.
- Kiatsiriroat, T., Chowcheun, K. and Wibulswas, P. (1994). 'Simulation of standard vapor compression refrigeration system', *J. Sci. Technol. Dev. ASEAN*, 11(1), 167–180.
- Stoecker, W. F. (1989). *Design of Thermal Systems*, McGraw-Hill Book Company, New York, U.S.A.
- Somboon, R. (1997). The study of ice storage in commercial building: Case study of THAIRAT building, Master Thesis, King Mongkut Institute of Technology, Press in Thai, Thailand.

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ICE FORMATION AROUND A JET STREAM

OF REFRIGERANT

T. KIATSIRIROAT, K. NA THALANG and S. DABHASUTA

Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University,

Chiang Mai 50200, Thailand

ABSTRACT

The phenomenon of ice forming around a jet stream of refrigerant injected from the bottom of a water column has been investigated. Different types of refrigerant which are R12, R-22 and R134a have been used. It could be found that the stream of R22 gives better heat transfer and ice could be formed quicker than the other refrigerants. A numerical model to predict the water temperature and the thickness of ice forming has also been developed and the results agree quite well with those of the experiments. Ice Formation Direct-Contact Heat Transfer Ice Storage.

NOMENCLATURE

$A_{i,i+1}$ Cross-sectional area between the i^{th} and $i+1^{\text{th}}$ shells. (m^2)

$A_{i-1,i}$ Cross-sectional area between the $i-1^{\text{th}}$ and i^{th} shells. (m^2)

$A_{n-1,n}$ Cross-sectional area between the $n-1^{\text{th}}$ and n^{th} shells. (m^2)

C_{pe} Specific heat of ice. (J/kgK)

C_{pw} Specific heat of liquid. (J/kgK)

H Enthalpy of water. (J/kg)

เลขทะเบียน.....เลขหมู่.....
สำนักหอสมุด มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

H_i	Enthalpy of water at the i^{th} shell.(J/kg)
H_i^*	Enthalpy of water at the i^{th} shell after Δt has lapsed.(J/kg)
k	Thermal conductivity of water or ice. (W/mK)
L	Length (m)
r_i	Radius of the i^{th} shell.(m)
r_n	Radius of the n^{th} shell. (m)
S	Distance.(m)
T_0	Temperature at the 0^{th} shell.($^{\circ}\text{C}$)
T_i	Temperature of water at the i^{th} shell.($^{\circ}\text{C}$)
T_{i+1}	Temperature of water at the $i+1^{\text{th}}$ shell.($^{\circ}\text{C}$)
T_{i-1}	Temperature of water at the $i-1^{\text{th}}$ shell.($^{\circ}\text{C}$)
T_n	Temperature of water at the n^{th} shell.($^{\circ}\text{C}$)
T_{n-1}	Temperature of water at the $n-1^{\text{th}}$ shell.($^{\circ}\text{C}$)
T_R	Temperature of refrigerant.($^{\circ}\text{C}$)
Δt	Time. (s)
V_i	Volume of water. (m^3)
λ	Latent heat of water solidification. (J/kg)
ρ	Density of water. (kg/m^3)

INTRODUCTION

Ice thermal energy storage has been proposed to be assisted with conventional air-conditioning system to set a uniform electrical load during a day thus the peak load could be reduced. During the night time, a refrigerant circulating in a set of evaporator tubes submerged in a water storage tank decreases the water temperature to the freezing point

and the ice could be formed around the tubes and after that, during the day time there is a circulation of cool water from the storage tank to the air-conditioning unit during the daytime for cooling purposes. As the ice is forming on the evaporator tubes, because of its low thermal conductivity, poor heat transfer between the water in the storage tank and the refrigerant is obtained and results in low cooling performance of the refrigerant unit. To overcome this problem, the direct contact heat transfer technique is conducted.

Some studies on direct-contact heat transfer between immiscible fluid and phase-change medium have been carried out. Most of them are the applications for heating purposes [1]. Only a few studies on direct-contact exchanges for cooling applications have been reported [2 ; 3]. Different types of vaporizing fluids are sprayed into water and the heat transfer coefficients in terms of the vessel volume are reported to be in a range of 45-130 kW/m³K. Nuntaphun and Kiatsiriroat [4] also injected R-12 into a tank of water storage to generate ice as shown in Fig.1. The water was well stirred by the refrigerant and the volumetric heat transfer coefficient was about 300-2000 kW/m³K.

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Fig.1 Injection of refrigerant in to a water storage [4].

In this paper, instead of generating bubbles of refrigerant vapor into the water, a jet stream of refrigerant has been used. The phenomenon of ice formation around the refrigerant jet stream has been observed. Different types of the refrigerants have been carried out and a numerical model to predict the ice-water temperature and the ice thickness is also described. The available results could be used for allocating the injectors spacing in a direct-contact ice thermal storage unit.

EXPERIMENTAL SETUP

Fig 2. shows a schematic sketch of the experimental setup. A stream of jet refrigerant is injected from the bottom of the water vessel which is an acrylic plastic cylinder of 0.09 m. diameter and 1 m. length. The cylinder is contained in another air-evacuated vessel having plastic cover on each side thus the ice forming phenomenon inside the inner cylinder could be observed directly. The diameter of the refrigerant nozzle at the bottom of the tank is 0.0064 m. The temperatures of the refrigerant after the expansion valve, entering and leaving the storage tank, and those of the water at different positions are monitored by a set of K-type thermocouples. The water temperatures are measured at three levels which are 0.1, 0.25 and 0.4 m. from the nozzle and at each level, three positions from center, each of 0.01 m. apart are recorded. The refrigerant flowrate could be read directly from a rotameter.

Fig .2. The experimental setup

NUMERICAL MODEL

In this study , three refrigerant types , R-12 , R-22 and R-134a have been injected into the water vessel . The water surrounded the refrigerant jet is cooled down and starts to solidify as its temperature reaches the freezing point .

Fig 3. is a schematic sketch of the water-ice model in the cylindrical vessel . The temperature distribution is assumed to be one dimension in radius direction . The water volume is divided into $n+1$ concentric cylindrical shells with locating point 0 to n at the boundaries between each shell and the next . The water vessel is assumed to be well insulated .

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Fig 3. Ice formation model in the water cylindrical vessel .

The heat transfer coefficient between each refrigerant and the water has been found to be 165-140, 135-115 and 145-120 W/m²K for R12, R12 and R134a, respectively. To simplify the calculation, at the oth shell the temperature is assumed to be high thus.

$$T_0 = T_R, \quad (1)$$

where T_R is the refrigerant temperature.

With the energy balance equation around the ith shell, where $i = 1, 2, 3, \dots, n-1$. The enthalpy of each shell after the time lapse Δt could be evaluated in numerical form as

$$H_i^* = H_i + \frac{\Delta t}{\rho V_i} \left[kA_{i,i+1} \frac{(T_{i+1} - T_i)}{S} + kA_{i-1,i} \frac{(T_{i-1} - T_i)}{S} \right], \quad (2)$$

where

$$A_{i,i+1} = 2\pi \left(r_i + \frac{S}{2} \right) L; \quad A_{i-1,i} = 2\pi \left(r_i - \frac{S}{2} \right) L$$

$$V_i = \pi \left[\left(r_i + \frac{S}{2} \right)^2 - \left(r_i - \frac{S}{2} \right)^2 \right] L$$

S is the distance between shells.

At the nth shell, the enthalpy change after the time lapse Δt is also written as

$$H_n^* = H_n + \frac{\Delta t}{\rho V_n} \left[kA_{n-1,n} \frac{(T_{n-1} - T_n)}{S} \right], \quad (3)$$

where

$$A_{n-1,n} = 2\pi \left(r_n - \frac{S}{2} \right) L$$

$$V_n = \pi \left[r_n^2 - \left(r_n - \frac{S}{2} \right)^2 \right] L$$

When solidification occur, the temperature at the shell between ice and water is assumed to be 0°C . Thus the enthalpy at the i^{th} shell, which is next to the ice surface, $i-1^{\text{th}}$, could be evaluated from

$$H_i^* = H_i + \frac{\Delta t}{\rho V_i} \left[k A_{i,i+1} \frac{(T_{i+1} - T_i)}{S} + h A_{i-1,i} (T_{i-1} - T_i) \right], \quad (4)$$

h is the convective heat transfer coefficient between the ice surface and the water which could be experimentally evaluated to be about $125\text{--}150 \text{ W/m}^2\text{K}$, The thermal conductivity k is also changed with the phase of the continuous medium. H_0^*, H_i^* and H_n^* are the specific enthalpies of the shell 0^{th} , i^{th} and n^{th} , respectively after the time Δt has lapsed. The values of the enthalpy could be related with the water/ice temperature as shown in Fig 4.

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Fig 4. The relationship between the specific enthalpy and the temperature of water/ice .

The relation could be expressed as

$$\begin{aligned}
 -40^{\circ}\text{C} \leq T \leq 0^{\circ}\text{C} & ; H = C_{ps}(T_w + 40), \text{kJ/kg} \\
 T = 0^{\circ}\text{C} & ; 80\text{kJ/kg} \leq H \leq 412\text{kJ/kg} \\
 T > 0^{\circ}\text{C} & ; H = C_{pe}(40) + \lambda + C_{pw}(T - 0), \text{kJ/kg}
 \end{aligned} \tag{5}$$

With the initial conditions of the water in the vessel, the volume of the water, the temperature and the mass flowrate of the refrigerant, the temperature of the water/ice in the vessel at any position and also the portion of ice formed could be evaluated.

RESULTS AND DISCUSSION

Temperature distribution in the water/ice vessel.

Fig.5 shows the temperature distributions in the water vessel. With different injected refrigerants, it could be seen that the rate of temperature reduction in the case of R-22 is faster than those of R-12 and R-134a because of its better heat transfer coefficient. From the Fig., the temperature histories calculated from the developed model have been presented. The results agree well with those of the experiments. However, since the model is assumed to be one-dimensional heat transfer in the continuous medium, therefore, higher the height of the medium will result in higher deviation in the temperature prediction. From Fig.6, it could be seen that higher deviations in predicting the temperatures have been found when the medium height is 0.573m compared with that is 0.387 m.



ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Copyright© by Chiang Mai University

All rights reserved

Fig 5. The measured and predicted temperature profiles in the water/ice vessel. $m_R = 0.003 \text{ kg/s}$, $L = 0.3 \text{ m}$.



ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Copyright© by Chiang Mai University

All rights reserved

Fig 6. Comparison of the temperature profiles in the water/ice vessel with different height,
The refrigerant injected is R-134a.

Ice Formation

As temperature in the continuous medium reaches the freezing point , ice could be formed around the refrigerant stream Figs 7,8 and 9 show the histories of the average diameters of the ice forming for different refrigerants injected.

In Fig 7 ,it could be seen that as the ice is forming around the refrigerant stream , the ice thickness increases slightly with time because of low conductivity of the ice. The calculated results agree well with those of experiments.

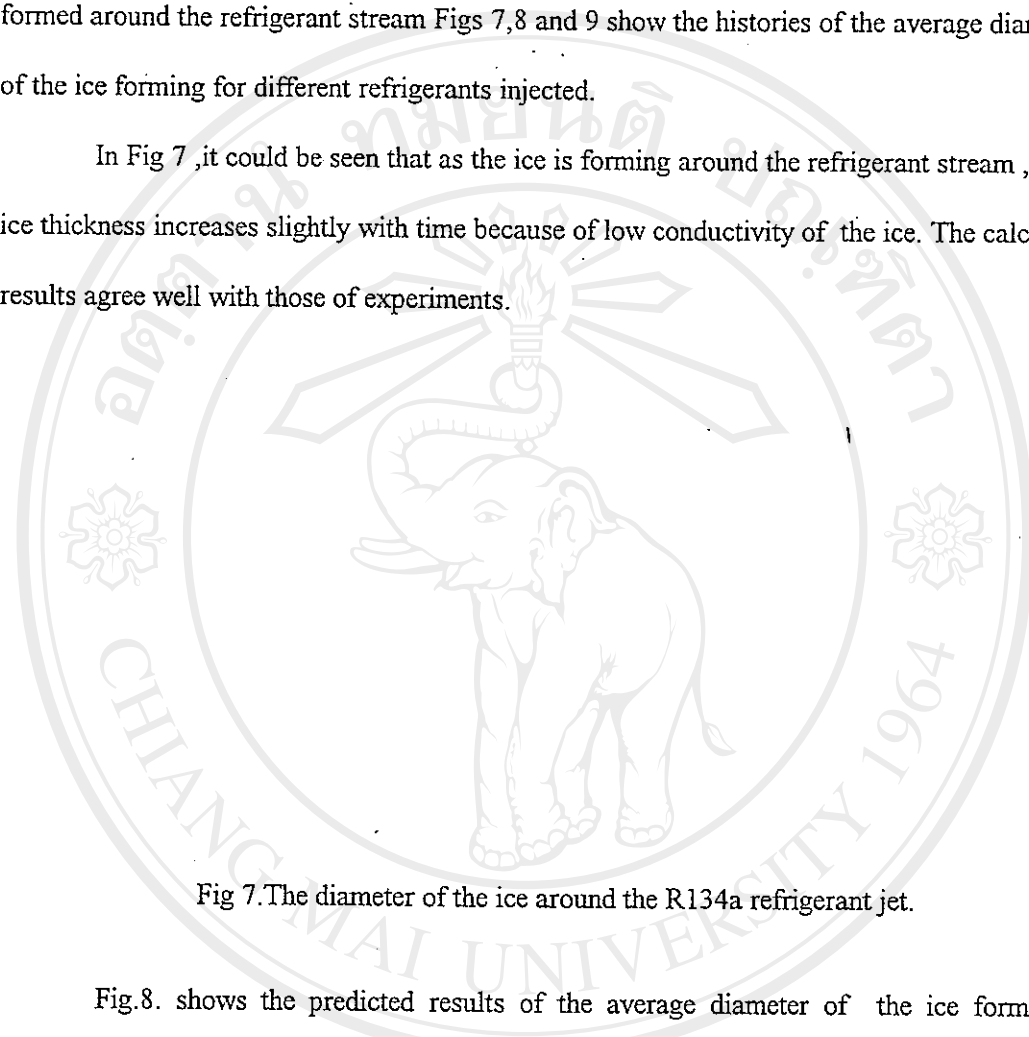


Fig 7. The diameter of the ice around the R134a refrigerant jet.

Fig.8. shows the predicted results of the average diameter of the ice forming for different refrigerants. From the Fig., it could also be seen that the starting period of ice formation in the case of R-22 is shorter than those of R-12 and R-134a because of its higher heat transfer coefficient.

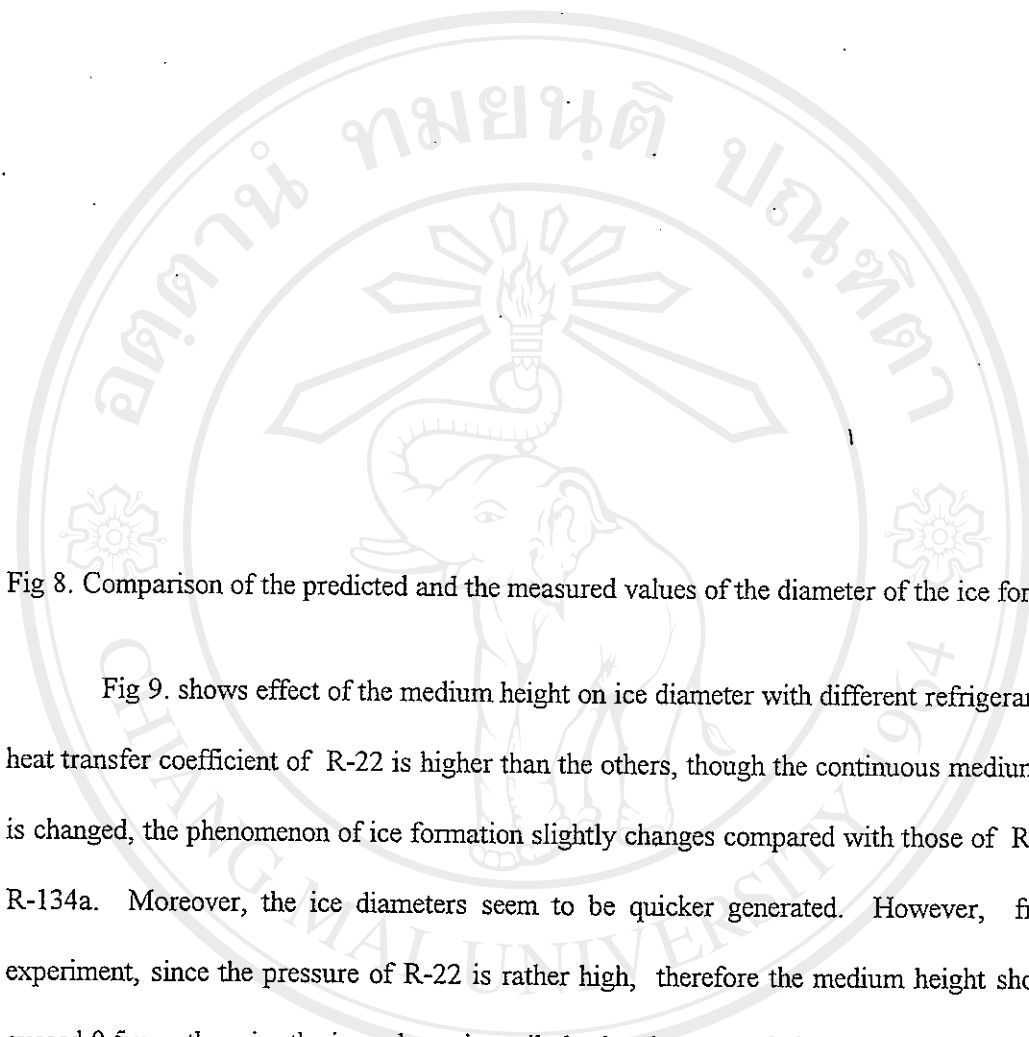


Fig 8. Comparison of the predicted and the measured values of the diameter of the ice forming.

Fig 9. shows effect of the medium height on ice diameter with different refrigerants. The heat transfer coefficient of R-22 is higher than the others, though the continuous medium height is changed, the phenomenon of ice formation slightly changes compared with those of R-12 and R-134a. Moreover, the ice diameters seem to be quicker generated. However, from the experiment, since the pressure of R-22 is rather high, therefore the medium height should not exceed 0.5m, otherwise the ice column is easily broken because of the pressure.

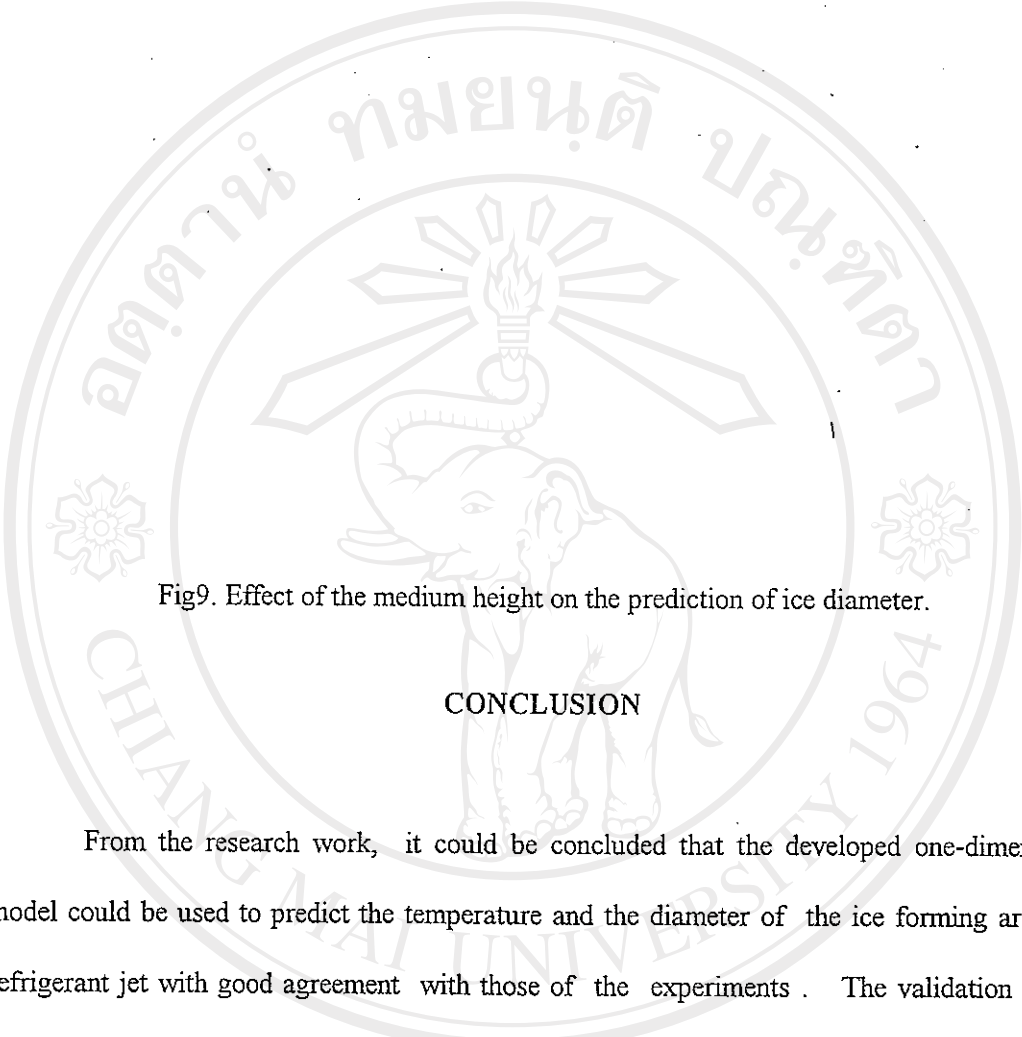
The seal of Chiang Mai University is a large, circular watermark in the background. It features a central emblem with a torch and a sunburst, flanked by two elephants. The text "มหาวิทยาลัยเชียงใหม่" (Mahavithayalai Chiang Mai) is written in Thai script around the top, and "CHANG MAI UNIVERSITY 1964" is written in English around the bottom.

Fig9. Effect of the medium height on the prediction of ice diameter.

CONCLUSION

From the research work, it could be concluded that the developed one-dimensional model could be used to predict the temperature and the diameter of the ice forming around a refrigerant jet with good agreement with those of the experiments. The validation of the model is quite high when the medium height is less than 0.5 m. The diameter of the ice obtained is in a range of 0.02-0.03 m.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors gratefully acknowledge the partial supports provided by the Thailand Research Fund for carrying out this study.

REFERENCES

- (1). Lane, G.A., Solar Heat Storage: Latent Heat Material vol.2, CRC Press , Inc., 1986.
- (2). Blair,C.K., Boehm, R. and Jacobs,Heat transfer characteristics of a direct-contact volume type boiler , ASME paper 76-HT-26 ,1976.
- (3). Smith, R.C., Rohsenow, W.M. and Kazimi, M.S., Volumetric heat transfer coefficients for direct contact evaporation, ASME Journal of Heat Transfer, 1982., vol.104, pp. 264.
- (4). Nuntaphan, A. and Kiatsiriroat, T. Modeling of a direct contact evaporator with injection of refrigerant, Proc. 2nd ASEAN Renewable Energy Conf., Phuket,¹ Thailand, 1997, pp.195.

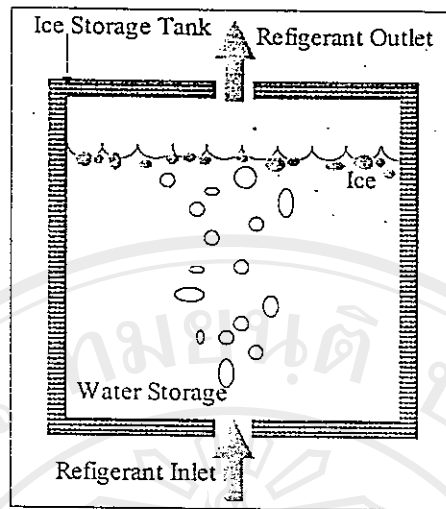


Fig 1. Infection of refrigerant in to a water storage [4].

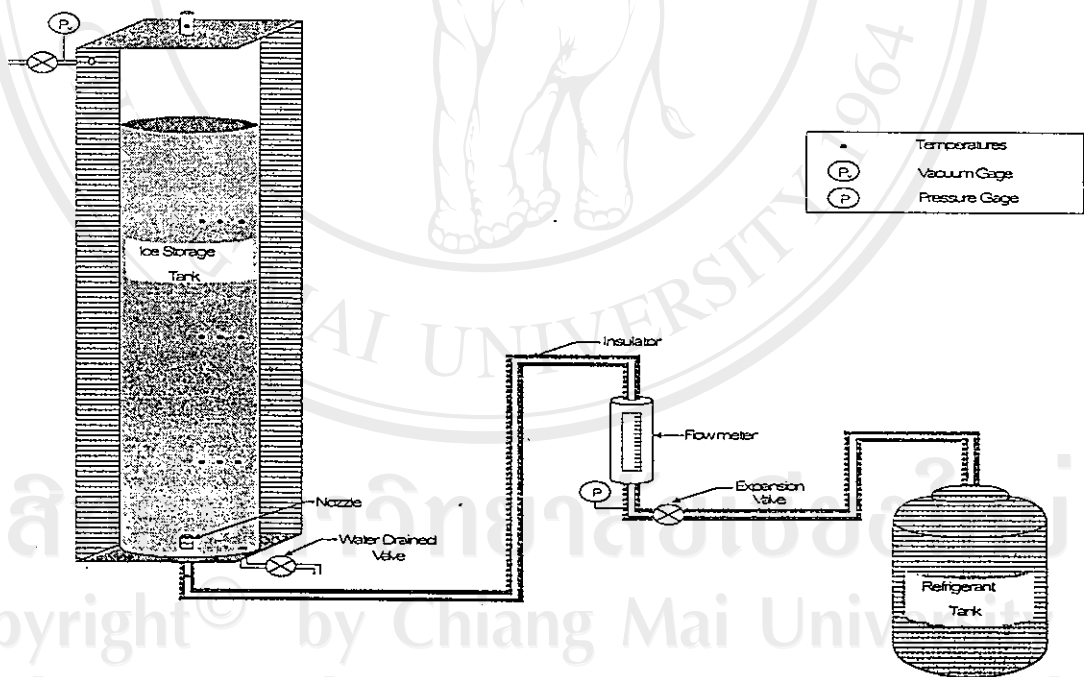


Fig 2. The experimental setup.

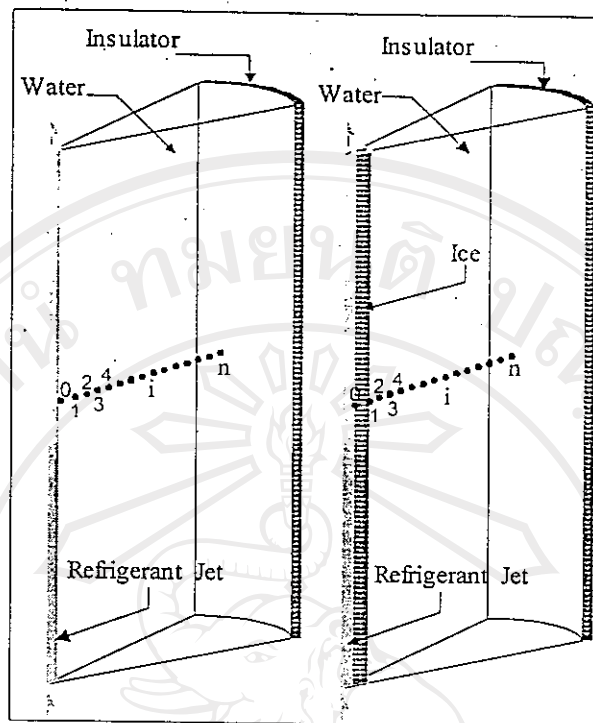


Fig 3. Ice formation model in the water cylindrical vessel.

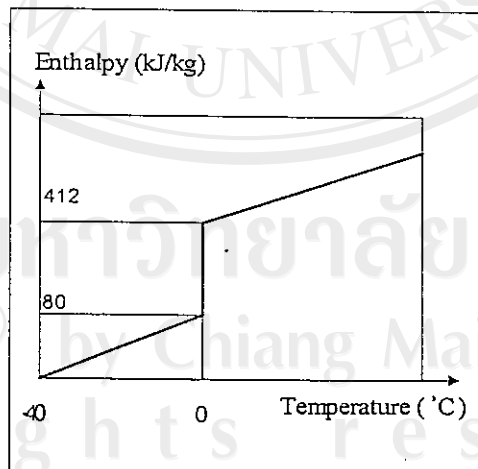


Fig 4., The relationship between the specific enthalpy and the temperature of water/ice.

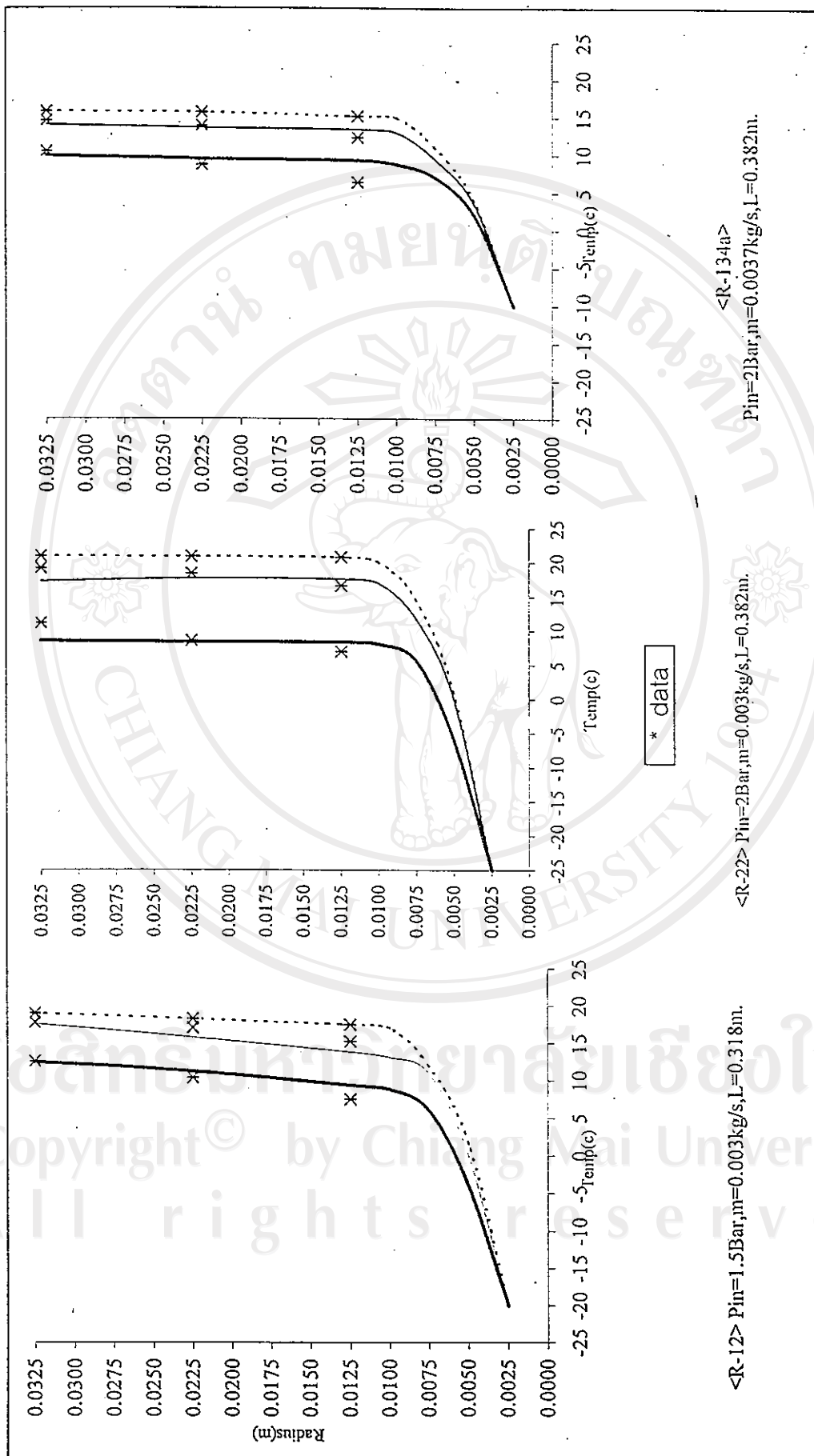


Fig 5. The measured and predicted temperature profiles in the water/ice vessel. $m_o = 0.03\text{ kg/s}$, $L = 0.3\text{ m}$.

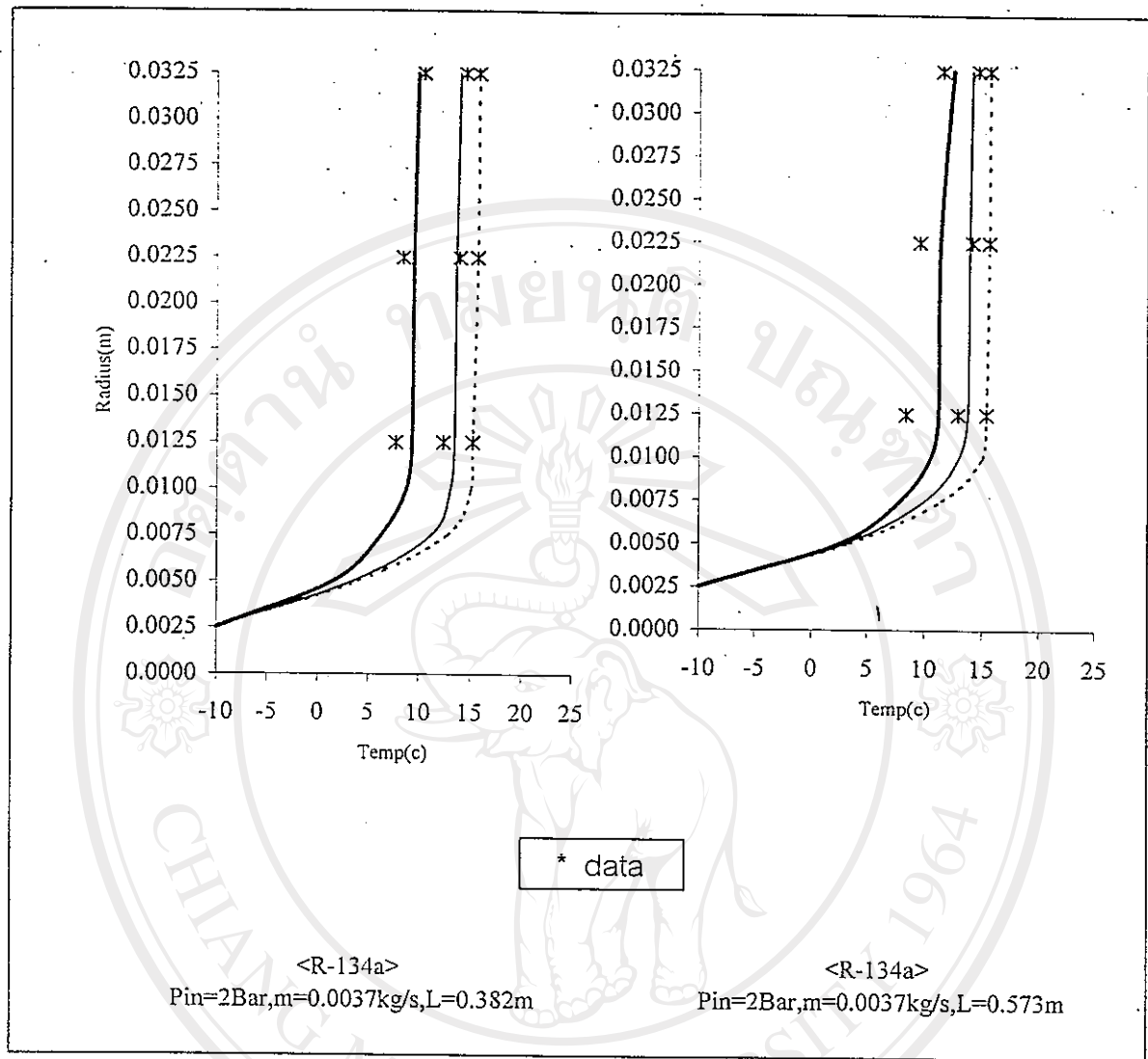


Fig 6. Comparison of the temperature profiles in the water/ice vessel with different height, the refrigerant injected is R-134a.

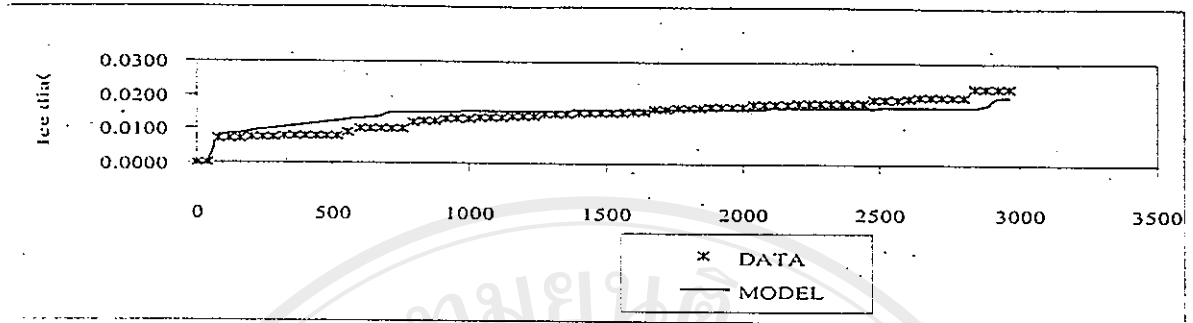


Fig 7. The diameter of the ice around the R134a refrigerant jet.

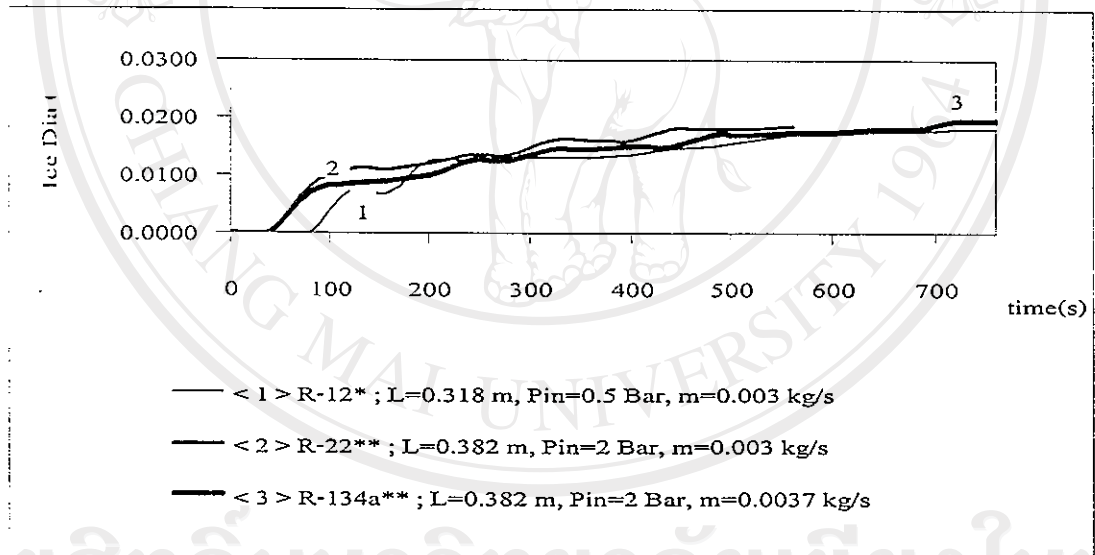


Fig 8. Comparison of the predicted and the measured values of the diameter of the ice forming.

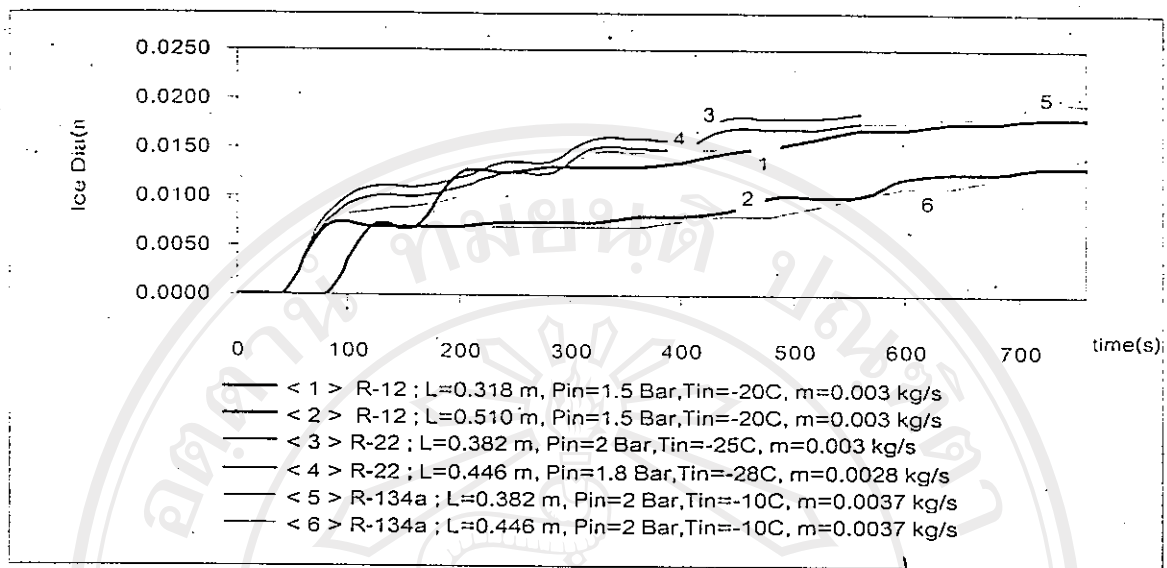


Fig 9. Effect of the medium height on the prediction of ice deameter.

PERFORMANCE ANALYSIS OF A DIRECT-CONTACT THERMAL ENERGY STORAGE-SOLIDIFICATION

T. KIATSIRIROAT

**Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University,
Chiang Mai 50200, Thailand**

J. TIANSUWAN, T. SUPAROS and K. NA THALANG

**King Mongkut's University of Technology Thonburi
Bangkok 10140, Thailand**

Abstract - Performance of a direct-contact latent heat energy storage during discharging process has been investigated. The storage medium used is sodium thiosulphate pentahydrate of which the melting temperature is 48°C and the heat exchanging fluid is heat transfer oil. An empirical expression to evaluate the volumetric heat transfer coefficient has been carried out. A lumped analysis is also found to be quite suitable to analyze the temperature of the storage medium and its solid fraction including the temperature of the oil leaving the storage. The results agree well with those of the experiments.

Keywords : Latent Heat Storage, Direct-contact heat transfer, Solidification

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

INTRODUCTION

Energy storage is essential whenever the supply of energy could not meet the demands. In latent heat storage, thermal energy is stored in materials which undergo change of phase in a suitable temperature range. Solid-liquid transformation is most commonly utilized and the energy stored could be discharged at a constant crystallization temperature. However, most of the solid-phase material usually have low thermal conductivity, therefore, during the discharging process, as the material solidifies onto the heat transfer surface, high thermal resistance is obtained.

Direct-contact heat transfer is another technique to enhance the heat transfer. Figure 1 shows the physical system under consideration.

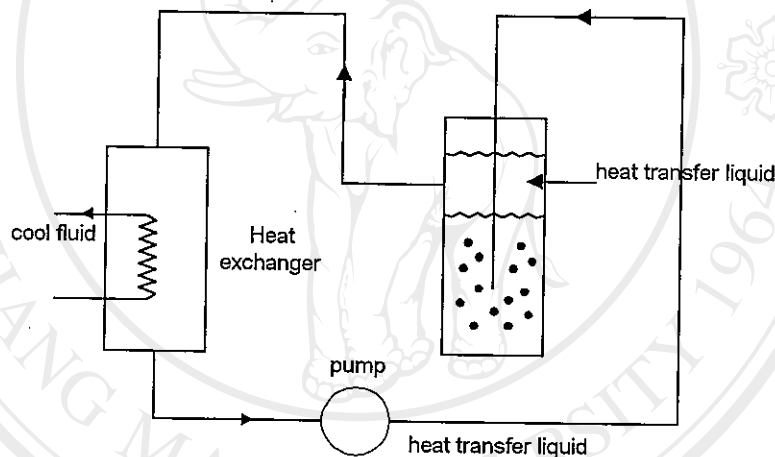


Fig. 1. Schematic of the direct-contact thermal energy storage.

During the discharging process, a liquid lower in density and immiscible with the storage material is injected at the bottom of the storage unit. The liquid rises through, agitates the storage medium, extracts heat and leaves from the top of the storage tank and transfers heat in a heat exchanger. High heat transfer coefficients at the storage have been reported by several workers [1, 2, 3].

In this study, thermal behavior of a sodium thiosulphate pentahydrate storage exchanging heat directly with a heat transfer oil during discharging process has been investigated. Effects of several parameters such as the flow rate of the heat transfer oil, the volume of the storage medium on the heat transfer coefficient are also considered.

THE EXPERIMENTAL SETUP

Figure 2 shows a schematic sketch of the experimental setup. The direct-contact storage unit is an acrylic plastic cylinder of 0.12 m diameter and 0.7 m length containing sodium thiosulphate pentahydrate inside. The unit is covered with another acrylic plastic cylinder of 0.3 m diameter. A heat transfer oil is injected through a multi-head injector at the bottom of the storage tank, exchanges heat with the storage medium and leaves at the top of the tank because of its lower density. The experiment is firstly performed by pumping hot oil from the hot oil tank to melt all the storage medium. The hot oil at the top of the storage tank could be returned back to the hot oil tank by gravity. The discharging process begins by feeding cool oil from the cool oil tank to the storage tank. The hot oil leaving then exchanging heat at a water-cooled heat exchanger before returning back to the oil tank. The temperatures in the storage medium at different levels of 0.02, 0.12, 0.22, 0.32 and 0.42 m from the bottom of the storage unit including the oil inlet and outlet are monitored by a set of K-type thermocouples. The oil flow rate is read directly from a calibrated rotameter.

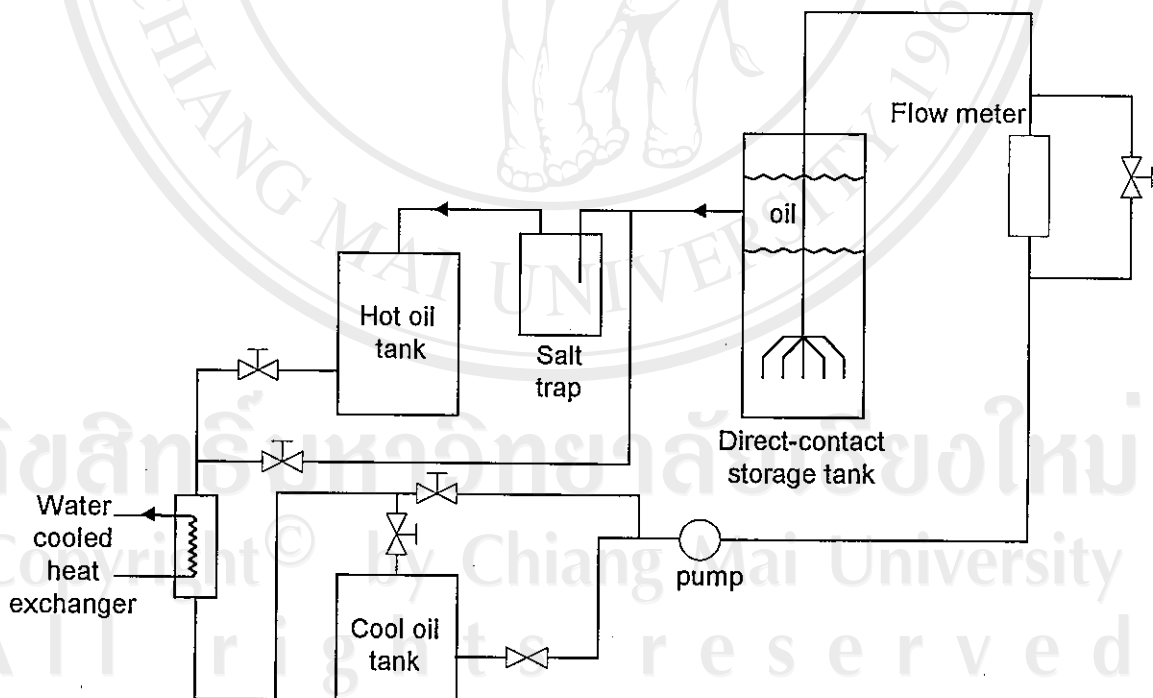
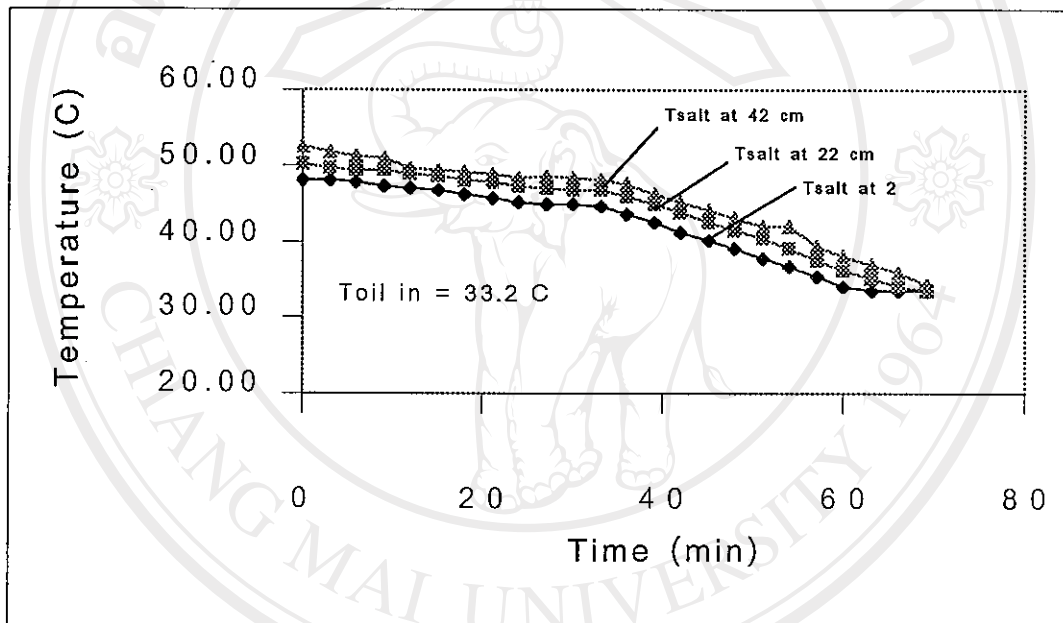


Fig. 2. The schematic sketch of the experimental setup.

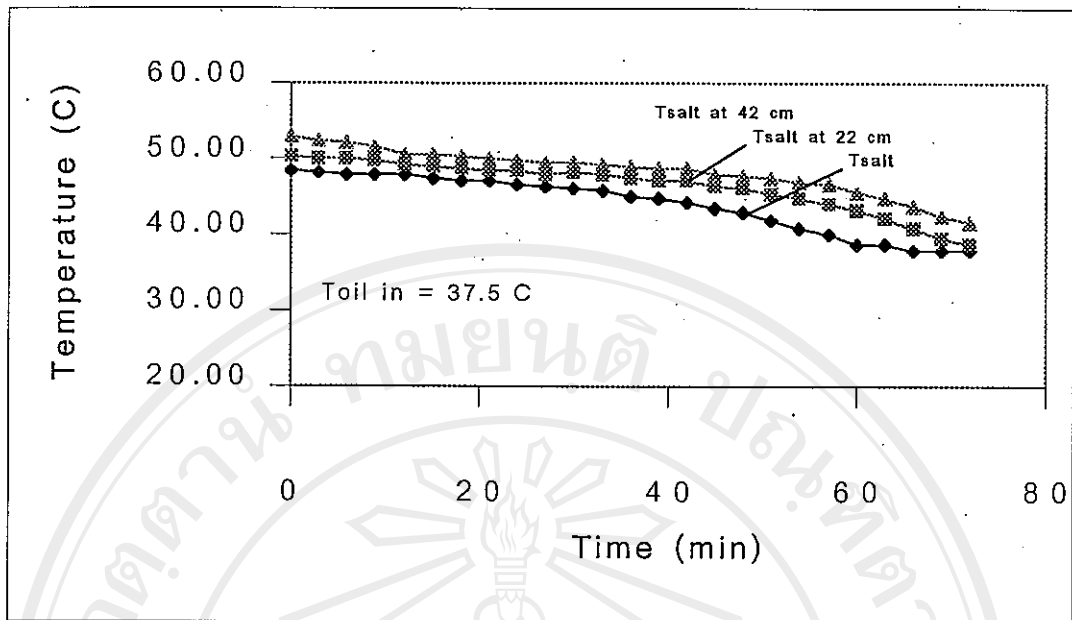
TEMPERATURE HISTORIES

Before starting the experiment, the storage medium is heated by hot oil until the whole body is over its melting point (about 48°C) and the whole storage medium is in liquid phase. Then cool oil is injected at the bottom to extract heat from the storage medium.

Figure 3 shows the temperature histories of the storage medium during discharging process with different inlet oil temperatures of about 33.2 and 37.5°C . The height of the storage medium is 45 cm (12 kg) and the oil flow rate is 2.125 l/min.



a) $T_{\text{oil, in}} = 33.2^{\circ}\text{C}$



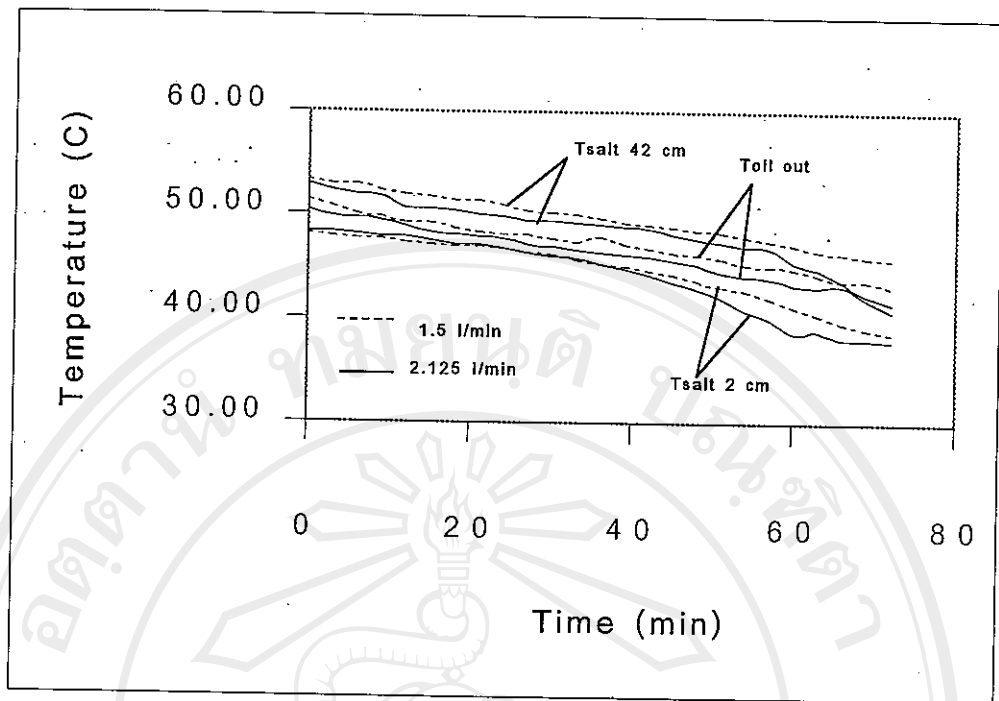
b) $T_{oil, in} = 37.5\text{ C}$

Fig. 3. The temperature histories of the storage medium of 12 kg (0.45 m height) with different oil inlet temperatures.

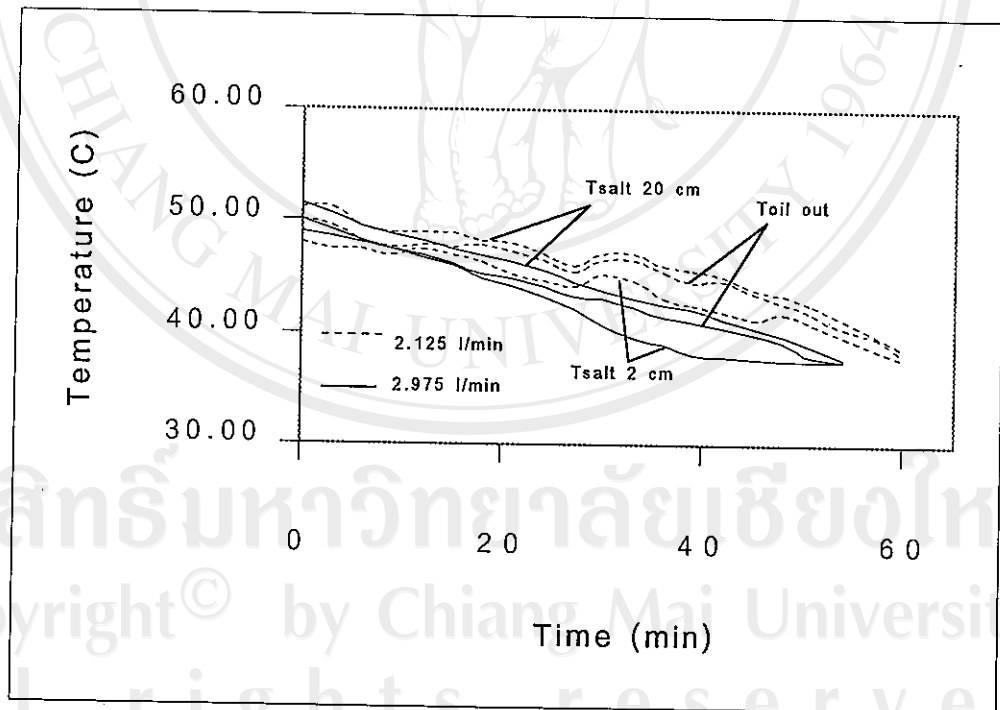
High heat transfer is obtained with direct contact heat exchange so the temperatures of the storage medium at different levels are nearly the same. Lumped model could be applied when the inlet oil temperature is high. It could also be seen that as the inlet oil temperature is higher the temperatures could be kept nearly constant for a longer period.

Figure 4 shows the effects of the mass flow rate and the height of the storage medium on the temperature histories. It could be seen that the unit could be treated more correctly as a lumped model when the flow rate is higher and the amount of the storage medium is less. Moreover, for bigger the size of the storage medium, the outlet oil temperatures could be kept constant for a longer period.

All rights reserved



a) storage height 45 cm (12 kg)



b) storage height 22 cm (6 kg)

Fig. 4. Effects the oil mass flow rate and the storage height on the storage temperature histories.

The oil inlet temperature is 37.5°C

OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT

Volumetric heat transfer coefficient in the direct-contact thermal energy storage could be calculated by

$$U_v = \dot{Q} / V(\Delta T)_{lm} \quad (1)$$

Where

$$\dot{Q} = \left(\dot{m} C_p \right)_{oil} (T_{oil,out} - T_{oil,in}) \quad (2)$$

$\dot{Q}$ is the heat exchange rate, V is the volume of the storage medium, and $(\Delta T)_{lm}$ is the temperature difference between the storage medium and the oil temperature. The temperature difference could be defined as

$$(\Delta T)_{lm} = \frac{(T_s - T_{oil,in}) - (T_s - T_{oil,out})}{\ln \left[(T_s - T_{oil,out}) / (T_s - T_{oil,in}) \right]} \quad (3)$$

T_s is the average storage temperature, $T_{oil,in}$ and $T_{oil,out}$ are the temperature of the oil entering and leaving the storage medium, respectively.

Figure 5 shows the overall heat transfer coefficients during the discharging process with various oil flow rates. The heat transfer coefficients are nearly constant during the phase transformation of the storage medium and highly fluctuated when the storage temperature is lower than its melting point. It could be seen that higher the oil mass flow rate results in better heat transfer coefficient.

Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

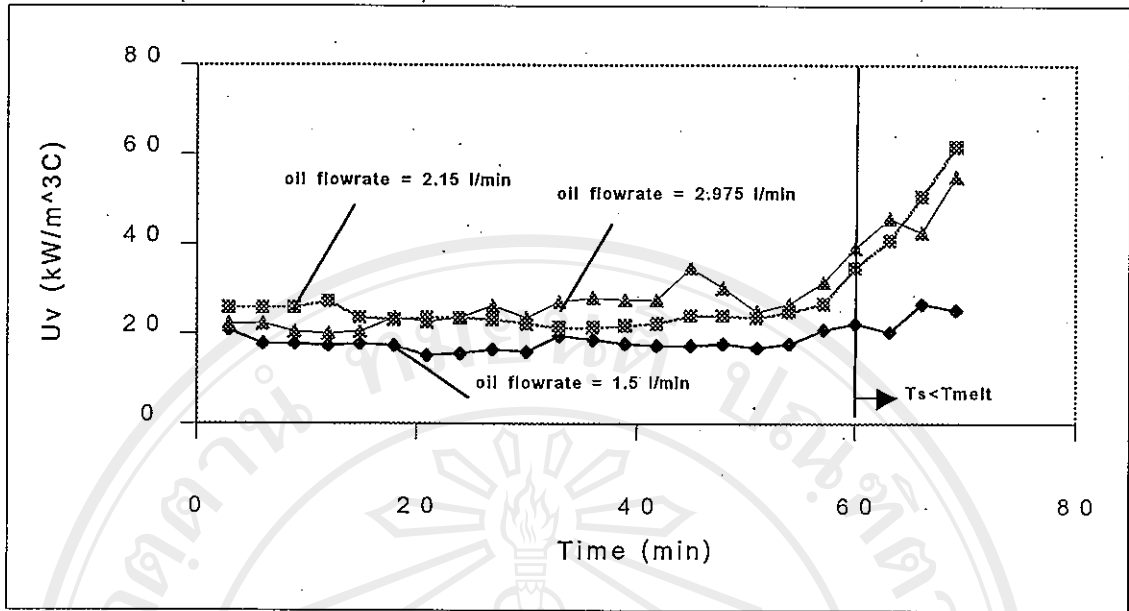


Fig. 5. The volumetric overall heat transfer coefficients during the discharging process.
The storage is 12 kg, the oil inlet temperature is 37.5°C

Some other experiments [4] have used chilled oil or refrigerant injecting directly into water columns to generate ice. The volumetric heat transfer coefficients have been expressed in term of a dimensionless group, St , which depends on the other dimensionless groups, Ste and Pr , as

$$St = f(Ste, Pr) \quad (4)$$

St is Stanton number, $St = U_v V / (m C_p)_i$; Ste is Stefan number, $Ste = [C_{p,s}(\Delta T)_{lm}] / L$

and Pr is Prandtl number, $(\mu C_p / k)_i$.

By fitting all the experimental data of [4] with the present data, the dimensionless groups could be expressed as

$$\log(St) = \log(Ste \cdot Pr^{0.25}) \quad (5)$$

The result is shown in Figure 6.

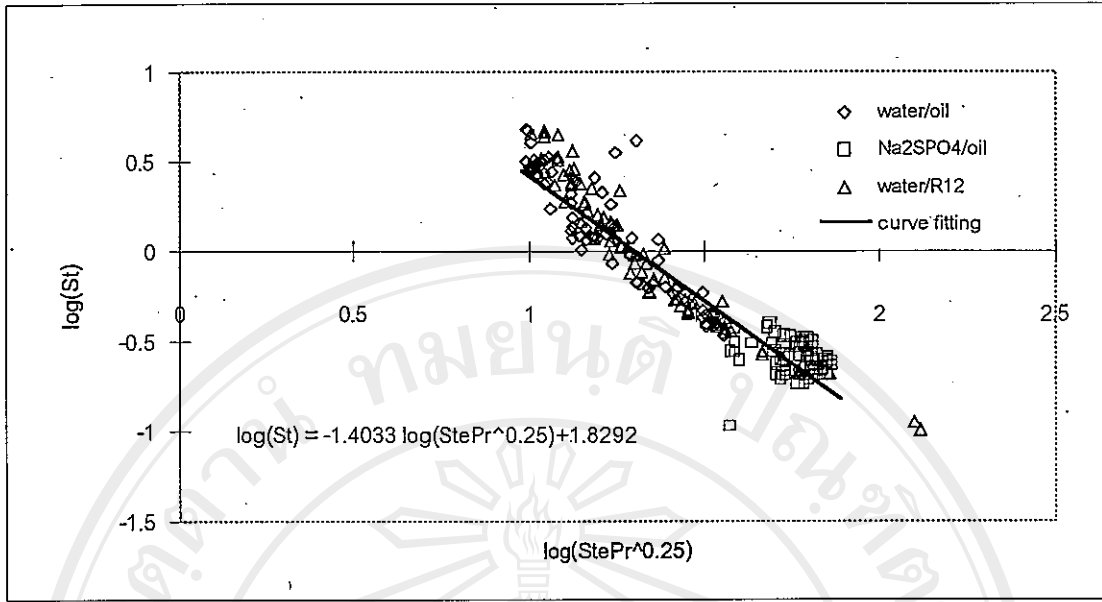


Fig. 6. The empirical relation of the parameters affecting the direct-contact thermal behavior during solidification.

LUMPED ANALYSIS

Since the temperatures of the storage medium from the experiment are nearly uniform, therefore, lumped model to predict the thermal behavior of the storage during the solidification process has been used in this study. With the lumped assumption, the energy balance at the storage tank when the heat loss is neglected could be written in numerical form as

$$M_s(h^{t+\Delta t} - h^t) / \Delta t = \left(\dot{m} C_p \right)_{oil} (T_{oil,in} - T_{oil,out}) \quad (6)$$

The right-hand-side term is the heat exchange rate at the storage tank and could also be calculation from

$$\begin{aligned} \left(\dot{m} C_p \right)_{oil} (T_{oil,in} - T_{oil,out}) &= U_v (\Delta T)_{lm} \\ &= U_v \frac{(T_s - T_{oil,in}) - (T_s - T_{oil,out})}{\ln \left[(T_s - T_{oil,out}) / (T_s - T_{oil,in}) \right]} \end{aligned} \quad (7)$$

The specific enthalpy of the storage medium could be related with its temperature as the diagram in Figure 7.

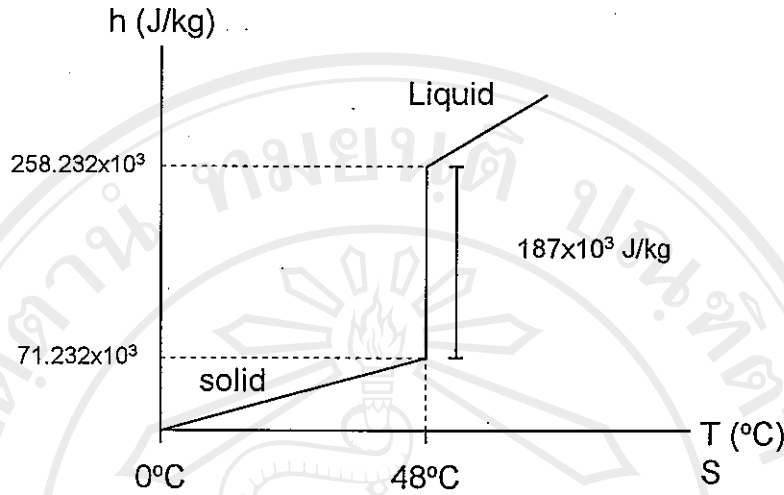


Fig. 7. The enthalpy-temperature diagram of sodium thiosulphate pentahydrate.

The relation could be expressed as

$$h = 1484 T_s ; T_s < 48^\circ\text{C}$$

$$258.232 \times 10^3 \geq h > 71.232 \times 10^3 ; T_s = 48^\circ\text{C}$$

$$h = 258232 + 2411 (T_s - 48) ; T_s > 48^\circ\text{C} . \quad (8)$$

The solidified part of the storage medium during the discharging process could be calculated from

$$x = \frac{258.232 \times 10^3 - h}{187 \times 10^3} \quad (9)$$

With the initial condition, the mass flow rate of oil and its inlet temperature, the mass and the volume of the storage medium, the temperature and the mass fraction of the solidified part during the discharging process could be evaluated. The step of calculation is shown in Figure 8.

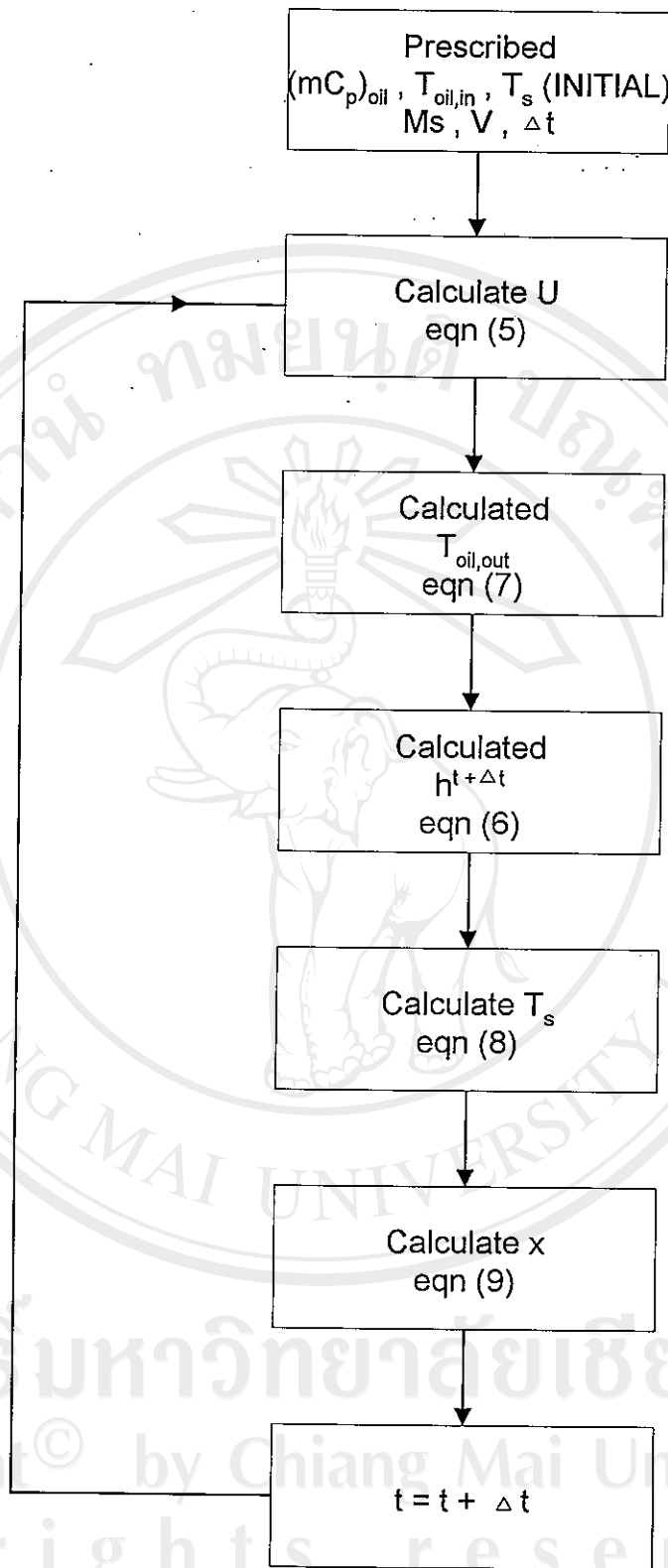


Fig. 8. Step of calculation for the thermal behavior of the storage medium.

Figure 9 shows the simulated results of the oil temperature leaving the storage medium and the storage medium during the discharging process. The results agree well with those of the experiments.

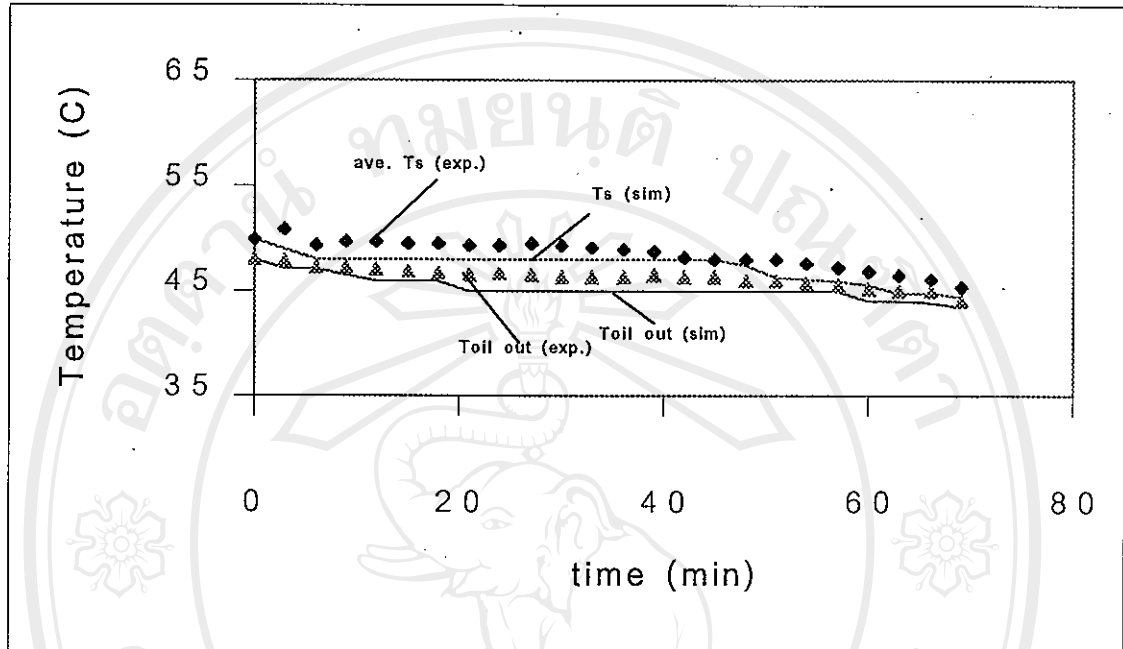


Fig 9. The temperature histories of the oil leaving the storage medium and the storage medium during discharging process. The oil inlet temperature is 37.5°C , the oil velocity is 2.125 l/min and the amount of the storage 12 kg .

Figure 10 shows the calculated solid fraction of the storage medium during the discharging process. In case of the experimented data, the solid fraction is estimated by direct observation. The simulated results are slightly higher than those of the experiments.

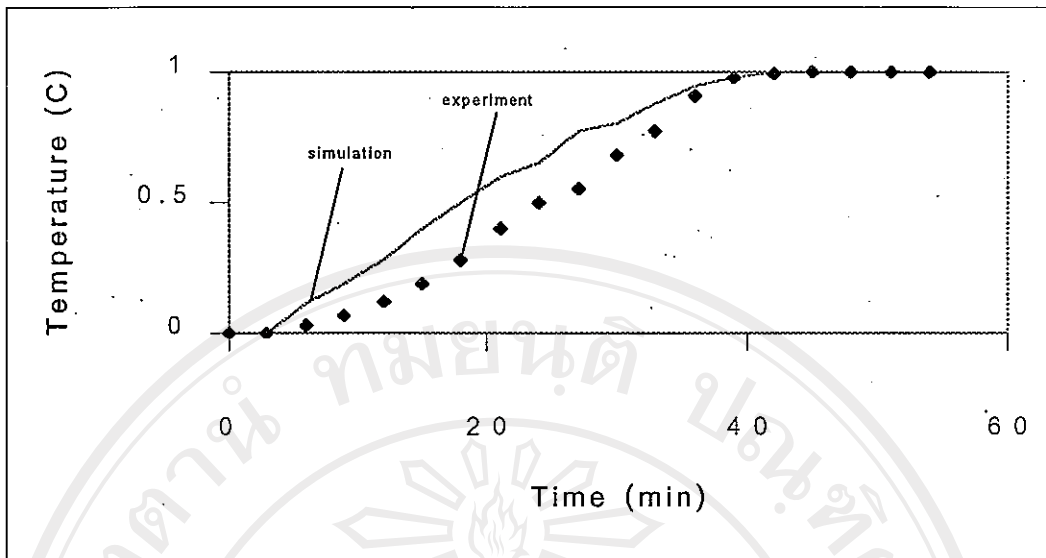


Fig. 10. The solid fraction of the storage medium during discharging process :

The oil inlet temperature is 37.5°C The oil flow rate is 2.125 l/min ,
the amount of the storage 12 kg .

CONCLUSION

High heat transfer rate is obtained with the direct-contact heat transfer technique. The temperature of the storage medium during discharging process is nearly uniform and the lumped model could be performed. With the lumped analysis, the simulated temperatures of the oil outlet, the average storage medium and the solid fraction could be evaluated. The results agree well with those of the experiments.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors gratefully acknowledge the partial support provided by Thailand Research Fund for carrying out this study.

NOMENCLATURE

C_p	specific heat, J/kgK
h	specific enthalpy, J/kg
k	thermal conductivity, W/mK
L	latent heat, J/kg
M	mass of storage medium, kg
$\dot{m}$	mass flow rate of fluid injected, kg/s
Pr	Prandtl number,
$\dot{Q}$	heat transfer rate, W
St	stanton number
Ste	stefan nimber
T_{oil}	oil temperature, °C
T_s	storage temperature, °C
$(\Delta T)_{lm}$	log mean temperature difference, °C
Δt	time lapse, s
U_v	volumetric overall heat transfer coefficient, W/m ³ K
V	volume of the storage medium, m ³
x	solid fraction

Greek symbols

μ	absolute viscosity, Ns/m ²
-------	---------------------------------------

Subscripts

l	liquid (fluid injected)
s	storage

REFERENCES

1. Edie, D.D. , Melsheimer, S.S. , Mullins, J.C. and Marra, J.F., Latent heat energy storage using direct heat transfer, Sun II, Proc. Int. Solar Energy Society, Atlanta, 1979.
2. Fouda, A.E., Despault, G.J.G., Taylor, J.B. and Capes, C.E., Solar storage systems using salt hydrate latent heat and direct contact heat exchange-II, Solar Energy, vol. 32, no.1, pp. 57-65, 1984.
3. Fouda, A.E., Despault, G.J.G., Taylor, J.B. and Capes, C.E., Solar storage systems using salt hydrate latent heat and direct-contact heat exchange, I, Solar Energy, vol. 25, pp. 437-444, 1980.
4. Kiatsiriroat, T., Direct heat exchange in phase change thermal energy storage, a Final Report submitted to Thailand Research Fund, Thailand, 1998.

APPENDIX

Heat transfer oil properties :

Density (kg/m^3) = $880 - 0.6T$; T in $^{\circ}\text{C}$

Specific heat (kJ/kgK) = $3.02 + 0.00348 T$; T in $^{\circ}\text{C}$

Sodium thiosulfate pentahydrate properties :

Melting point 48°C

Latent heat 187 kJ/kg

Specific heat

Liquid 2.411 kJ/kgK

Solid 1.484 kJ/kgK

Density

Liquid $1.67 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

Solid $1.75 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

ภาคผนวก ข

สัญญาเลขที่ BR/20/2539

โครงการ : การถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสโดยตรงในสารเก็บความร้อนที่มีการเปลี่ยนเฟส

รายงานสรุปการเงินในรอบ 24 เดือน (ชดเชยเวลาช่วง 3 เดือน)

ชื่อหัวหน้าโครงการ นายทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

รายงานในช่วงตั้งแต่วันที่ วันที่ 31 สิงหาคม 2541 ถึงวันที่ 31 ตุลาคม 2541

รายจ่าย

หมวด (ตามเอกสารโครงการ)	รายจ่ายสะสม จากรายงานครั้งก่อน	ค่าใช้จ่ายงวด ปัจจุบัน	รวมสะสมจนถึงงวด ปัจจุบัน (ก)	งบประมาณที่ตั้ง ไว้ (รวมสะสม จนถึงปีปัจจุบัน)	งบประมาณที่ได้ รับจริง (ข)	คงเหลือ (ข-ก)
1. ค่าตอบแทน	528,000	48,000	576,000	576,000		
2. ค่าจ้าง	392,000	32,000	424,000	424,000		
3. ค่าใช้สอย	131,300	23,500	154,800	150,000		
4. ค่าวัสดุ	486,435.38	3,268	489,703.38	490,000		
5. ค่าครุภัณฑ์	200,000	-	200,000	200,000		
6. ค่าเดินทาง	45,411	26,687	72,098	148,890		
ในประเทศ + ต่างประเทศ)						
รวม	1,783,146.38	133,455	1,916,601.38	1,988,890	1,940,759.69	24,158.31 (รวมดอกเบี้ยแล้ว)

จำนวนเงินที่ได้รับและจำนวนเงินคงเหลือ

จำนวนเงินที่ได้รับ

งวดที่ 1	560,000 บาท	เมื่อ 5/11/2539
งวดที่ 2 (ครั้งที่ 1)	100,000 บาท	เมื่อ 23/04/2540
งวดที่ 2 (ครั้งที่ 2)	140,000 บาท	เมื่อ 9/06/2540
งวดพิเศษ ค	189,000 บาท	เมื่อ 13/06/2540
ดอกเบี้ยครั้งที่ 1	4,083.55 บาท	เมื่อ 31/12/2539
ดอกเบี้ยครั้งที่ 2	7,453.22 บาท	เมื่อ 30/06/2540
งวดที่ 2 (ครั้งที่ 3)	200,000 บาท	เมื่อ 24/09/2540
งวดที่ 3	420,000 บาท	เมื่อ 8/10/2540
งวดพิเศษ ค	11,000 บาท	เมื่อ 21/10/2540

ดอกเบี๋ยครั้งที่ 3	6,999.80 บาท	เมื่อ 29/12/2540
* หักภาษี	2,167.95 บาท	เมื่อ 31/12/2540
งวดที่ 4	296,800 บาท	เมื่อ 27/04/2541
ดอกเบี๋ยครั้งที่ 4	7,591.07 บาท	เมื่อ 29/6/2541
รวม	1,940,759.69 บาท	

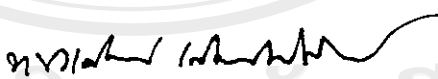
ค่าใช้จ่าย

งวดที่ 1 เป็นเงิน	414,142.81 บาท
งวดที่ 2 เป็นเงิน	519,823.02 บาท
งวดที่ 3 เป็นเงิน	441,925.21 บาท
งวดที่ 4 เป็นเงิน	407,255.34 บาท
งวดที่ 5 เป็นเงิน	133,455 บาท
รวม	1,916,601.38 บาท

รวมดอกเบี๋ย

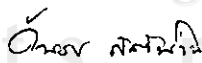
ดอกเบี๋ยครั้งที่ 1	4,083.55 บาท	เมื่อ 31/12/2539
ดอกเบี๋ยครั้งที่ 2	7,453.22 บาท	เมื่อ 30/06/2540
ดอกเบี๋ยครั้งที่ 3	6,999.80 บาท	เมื่อ 29/12/2540
* หักภาษี	2,167.95 บาท	เมื่อ 31/12/2540
ดอกเบี๋ยครั้งที่ 4	7,591.07 บาท	เมื่อ 29/6/2541
รวม	23,959.69 บาท	

จำนวนเงินคงเหลือ **24,158.31 บาท** (รวมดอกเบี๋ยแล้ว) เมื่อ 30/10/41



(นายทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์)

หัวหน้าโครงการ



(นายวันรบ กิตินาน)

เจ้าหน้าที่โครงการ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Copyright© by Chiang Mai University

All rights reserved

ชื่อบัญชี
NAME

15329-3 PCMSTOR

ธนาคารไทยพาณิชย์ จำกัด (มหาชน)
THE SIAM COMMERCIAL BANK PUBLIC COMPANY LIMITED

667 สาขาอุดมมหาวิทยาลัยเชียงใหม่
CHIANG MAI UNIVERSITY SUB BRANCH
255 ถนนพหลโยธิน อำเภอเมืองเชียงใหม่ 50000

บัญชีเงินฝากออมทรัพย์
SAVINGS ACCOUNT

เลขที่บัญชี
ACCOUNT NO.

667-2 15329-3



ผู้มีอำนาจลงนาม
Authorized Signature

DATE	TYPE	DEBIT	CREDIT	BALANCE	REMARKS
29/07/98	CWD	*****10,000.00	*****222,581.63	0071A	
10/08/98	CWD	*****3,528.00	*****219,053.63	1078A	
10/08/98	CWD	*****1,440.00	*****217,613.63	1078A	
10/08/98	CWD	*****10,000.00	*****207,613.63	1078A	
27/08/98	CWD	*****40,000.00	*****167,613.63	0644B	
27/08/98	CWD	*****10,000.00	*****157,613.63	0644B	
15/09/98	CWD	*****15,000.00	*****142,613.63	0644B	
15/09/98	CWD	*****2,686.00	*****139,927.63	0644B	
20/09/98	CWD	*****10,000.00	*****129,927.63	0094A	
23/09/98	CWD	*****4,000.00	*****125,927.63	0094A	
10/10/98	CWD	*****16,339.00	*****78,248.63	0094B	
29/10/98	CWD	*****1,834.00	*****76,414.63	0644A	
29/10/98	CWD	*****5,000.00	*****71,414.63	0644A	
29/10/98	CWD	*****2,794.00	*****68,620.63	0644A	
29/10/98	CWD	*****962.00	*****67,658.63	0644A	
29/10/98	CWD	*****40,000.00	*****27,658.63	0644A	
30/10/98	CWD	*****3,500.00	*****24,158.63	1078A	

ผู้รับฝากเงิน

บริการลูกค้า

Chaitan

นางสาว น. น.

82/12 1.41

6