

การจำลองระบบทำความเย็นสำหรับระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค

นายวรชาติ จิรัฐิติเจริญ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2543

ISBN 974-130-368-8

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

REFRIGERATION PLANT SIMULATION FOR DISTRICT COOLING  
SYSTEM

MR. WORACHAT JIRATTHITIJAROEN

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

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering  
Chulalongkorn University

Academic Year 2000

ISBN 974-130-368-8



นายวรชาติ จิรัฐิติเจริญ : การจำลองระบบทำความเย็นสำหรับระบบทำความเย็นส่วนกลาง แบบมหภาค (REFRIGERATION PLANT SIMULATION FOR DISTRICT COOLING SYSTEM) อ. ที่ปรึกษา : อาจารย์ ดร. เชิดพันธ์ วิฑูราภรณ์, 131 หน้า. ISBN 974-13-0368-8.

ในปัจจุบันประเทศไทยมีความตื่นตัวในด้านการใช้พลังงานให้มีประสิทธิภาพเป็นอย่างมาก โดยมีการคิดค้นวิธีการต่างๆ เพื่อช่วยในการประหยัดพลังงาน และในส่วนระบบทำความเย็นแบบ chiller แม้ว่าส่วนมากรูปแบบระบบที่ใช้จะเป็นแบบระบบทำความเย็นแบบรวมศูนย์ แต่ได้มีความสนใจในระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค และมีแนวโน้มที่ระบบดังกล่าวจะถูกนำมาใช้มากขึ้น ซึ่งการเลือกรูปแบบของอุปกรณ์ที่เหมาะสมกับขนาดภาระการทำความเย็นจะช่วยทำให้ประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบดียิ่งขึ้น

วิทยานิพนธ์นี้ได้ทำการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์ Cooling Equipment Selection เพื่อเป็นบรรทัดฐานเบื้องต้นที่ช่วยในการตัดสินใจเลือกจำนวนและขนาดของอุปกรณ์ต่างๆ ให้มีความเหมาะสมกับรูปแบบภาระการทำความเย็นแบบต่างๆ โดยทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์เก็บไว้ในฐานข้อมูลของโปรแกรม อุปกรณ์ที่พิจารณาในงานวิจัยประกอบไปด้วย เครื่องทำน้ำเย็น บีมน้ำและหอผึ่งน้ำ นอกจากนี้ได้ทำการสร้างรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรวมทั้งสิ้นสี่รูปแบบ และรูปแบบการกระจายน้ำระบายความร้อนหนึ่งรูปแบบ รวมถึงพัฒนาโปรแกรมย่อยเพื่อช่วยในการวิเคราะห์ทางเชิงเศรษฐศาสตร์

ได้ทำการทดสอบโปรแกรมกับภาระการทำความเย็นที่ระดับสูงสุด 1000 ตัน และมีค่าตัวประกอบภาระตั้งแต่ 0.458-1.000 พบว่า ที่ค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-0.588 การใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวนมากกว่า 1 ชุด จะได้เปรียบในด้านการใช้พลังงานกว่าการใช้เครื่องทำน้ำเย็นชุดเดียว ในขณะที่ค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.692-1.000 การใช้เครื่องทำน้ำเย็นเพียงชุดเดียวจะช่วยในการประหยัดพลังงานได้ดีกว่า อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาในแง่การใช้พลังงานโดยรวมของอุปกรณ์ทั้งหมด ที่ค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.925-1.000 การเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด มีแนวโน้มช่วยในการประหยัดพลังงานได้ดีกว่าการเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบอื่น นอกจากนี้ได้นำมูลค่าปัจจุบันสุทธิมาใช้เป็นเครื่องมือหนึ่งในการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ พบว่าที่ค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.788-1.000 การเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด จะเหมาะสมกว่า ในขณะที่ค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-1.000 จำนวนเครื่องทำน้ำเย็นที่ควรใช้ในระบบการทำความเย็นไม่ควรเกิน 3 ชุด เมื่อภาระการทำความเย็นมีขนาดสูงสุดเท่ากับ 1000 ตัน

อาจกล่าวได้อีกนัยหนึ่งว่า พลังงานส่วนมากในระบบการทำความเย็นจะมาจากเครื่องทำน้ำเย็นเป็นส่วนใหญ่ ส่วนพลังงานที่ถูกใช้ในหอผึ่งน้ำนั้นเกือบจะไม่มีผลต่อพลังงานทั้งหมดของระบบโดยเฉพาะเมื่อระบบทำความเย็นมีขนาดใหญ่ขึ้น ในส่วนของบีมน้ำปฏิสัมพันธ์พบว่าเสดของระบบท่อในส่วนสถานีจ่ายพลังงานจะมีผลต่อพลังงานทั้งหมดของระบบด้วย

ภาควิชา .....วิศวกรรมเครื่องกล..... ลายมือชื่อนิสิต.....  
 สาขาวิชา .....วิศวกรรมเครื่องกล..... ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....  
 ปีการศึกษา .....2543..... ลายชื่อที่ปรึกษาร่วม.....

# # 4170496321 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORD: DISTRICT COOLING SYSTEM/ REFRIGERATION PLANT SIMULATION  
 WORACHAT JIRATTHITIJAROEN: REFRIGERATION PLANT  
 SIMULATION FOR DISTRICT COOLING SYSTEM. THESIS ADVISOR:  
 DR. CHIRDPUN VITOORAPORN Ph.D., 131 pp. ISBN 974-13-0368-8.

The efficiency of energy used in Thailand becomes very important. Several methods for saving energy have been developed. For chiller cooling system, the central cooling plant is widely used. However, the district cooling plant is also interesting and it tends to be greatly used. The efficiency of such a plant depends on the pattern of selected equipments. These equipments should be suitable with the required cooling load.

In this thesis, the computer program, named Cooling Equipment Selection, was developed as a basic guideline to select the pattern of equipments, i.e., number and size in cooling system in order to match with the required cooling load. The mathematical models of equipments, consisting of chiller, pump and cooling tower, were developed and put into the database's program. Four patterns for the distribution of chilled water piping, one pattern for the distribution of condensing water piping and subprogram for economic analysis were also considered.

The program is tested with the 1000 tons maximum cooling load, while the load factor is varied between 0.458 and 1.000. It is found that at the load factor ranged from 0.458 to 0.588 the use of more than one chiller showed more advantage in saving energy than that of one chiller. Whereas at load factor ranging 0.692-1.000, one chiller is found to be more effective. However, when consider overall energy used in all equipments, at load factor 0.925-1.000, the use of one chiller tends give more energy saving than others. The net present value (NPV) is used as an economic analysis tool. It is found that at load factor 0.788-1.000, one chiller is found to be more suitable whereas at load factor 0.458-1.000, the number of chiller used in cooling plant should not be greater than three for 1000 tons maximum cooling load.

On the other hand, it could be stated that energy used in cooling system is mostly consumed by chiller. In cooling tower, energy used shows insignificant amount compared to the total energy in system especially when the cooling system is large. In the primary chilled water pump, it is observed that head loss of piping system in power station also affects total energy used in the cooling system.

Department	Mechanical Engineering	Student's signature	.....
Field of Study	Mechanical Engineering	Advisor's signature	.....
Academic Year	2000	Co-advisor's signature	.....

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลงได้ด้วยดี โดยได้รับความช่วยเหลือและความอนุเคราะห์จากหลายฝ่ายด้วยกัน ข้าพเจ้าขอขอบคุณ อาจารย์ ดร. เติตพันธ์ วิฑูราภรณ์ อาจารย์ที่ปรึกษา ที่ได้กรุณาสละเวลาอันมีค่าช่วยเหลือให้คำปรึกษาและแนะนำแนวทางการทำวิจัย แนวทางแก้ไขปัญหา และข้อคิดเห็นต่างๆ ที่นำมาซึ่งความสำเร็จของวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ อีกทั้งตรวจทานแก้ไขวิทยานิพนธ์จนสำเร็จเป็นรูปเล่มที่สมบูรณ์ รวมถึง รศ. ทวี เวชพฤดี ประธานกรรมการ ผศ. ฤชากร จิรกาลวสาน และ อาจารย์ ดร. ตุลย์ มณีวัฒนา กรรมการ

ข้าพเจ้าขอขอบคุณ คุณสุชีพ คุณอานนท์ ที่ให้คำปรึกษาและให้ข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็น คุณอุตรศักดิ์ ที่ให้คำปรึกษาและให้ข้อมูลของปั้มน้ำ คุณสัมฤทธิ์ ที่ให้คำปรึกษาและให้ข้อมูลของหอฝึ่งน้ำ คุณวรวิมล ที่ให้คำปรึกษาเกี่ยวกับการวิเคราะห์ในเชิงเศรษฐศาสตร์ และขอขอบคุณเพื่อนๆ น้องๆ ทุกคนที่คอยช่วยเหลือและสนับสนุนการทำงานวิจัยให้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

นอกจากนี้ข้าพเจ้าขอขอบคุณ รศ.ดร. ประมวล ตั้งบริบูรณ์รัตน์ คุณน้าที่เคารพรัก ที่เป็นกำลังใจและช่วยเหลือข้าพเจ้าตลอดมา สุดท้ายนี้ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณบิดา-มารดา ซึ่งอบรมสั่งสอนและให้กำลังใจตลอดเวลานจนสำเร็จการศึกษา

ผู้จัดทำงานวิจัย

วรชาติ จิรัฎฐิติเจริญ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

# สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฅ
สารบัญรูป.....	ญ
คำอธิบายสัญลักษณ์.....	ฎ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ความสำคัญและที่มา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	3
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	3
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ.....	3
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน.....	4
2 เอกสารและผลงานวิจัยในอดีต.....	5
3 ทฤษฎี.....	10
3.1 ระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบ Chiller.....	10
3.2 ระบบท่อน้ำสำหรับน้ำระบายความร้อนในระบบทำความเย็น.....	17
3.3 ระบบท่อสำหรับระบบน้ำเย็นในระบบทำความเย็น.....	19
4 การเก็บข้อมูลและรูปแบบการวิเคราะห์.....	21
4.1 รายละเอียดการเก็บข้อมูลและการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	21
4.2 รูปแบบการกระจายน้ำในระบบทำความเย็น.....	36
5 การทดสอบโปรแกรม.....	38
6 อภิปรายและสรุป.....	57
รายการอ้างอิง.....	60
ภาคผนวก.....	62
ก ภาระการทำความเย็น.....	63
ก.1 กราฟแสดงภาระการทำความเย็น.....	63
ก.2 นิยามเทอมที่สำคัญต่างๆ.....	65

ข	อัตราค่าไฟฟ้า.....	67
ข.1	รายละเอียดทั่วไปของอัตราค่าไฟฟ้า.....	67
ข.2	การคำนวณการคิดค่าไฟฟ้า.....	69
ค	สถิติเพื่อช่วยในการตัดสินใจ.....	71
ค.1	การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	71
ค.2	การประมาณค่า.....	76
ง	เศรษฐศาสตร์.....	79
ง.1	เครื่องมือวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์.....	79
ง.2	การวิเคราะห์ทางเชิงเศรษฐศาสตร์.....	82
จ	ฐานข้อมูล.....	93
จ.1	การติดต่อฐานข้อมูล.....	93
จ.2	ตารางข้อมูลใน Access.....	94
จ.3	แผนภาพการไหลของโปรแกรม.....	98
ฉ	โปรแกรม Cooling Equipment Selection .....	104
ฉ.1	รูปแบบการกระจายน้ำเย็น.....	104
ฉ.2	หน้าจอการทำงานของโปรแกรม Cooling Equipment Selection.....	110
ช	ผลของเสดในส่วนท่อน้ำเย็นปฐมภูมิ.....	129
	ประวัติผู้เขียน.....	131



## สารบัญตาราง

หน้า

ตาราง	
3.1	ขนาดต้นความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นที่ชนิดคอมเพรสเซอร์ต่างๆ..... 14
4.1	อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยทุกๆ หนึ่งชั่วโมงของปี 2541 ที่ทำการตรวจวัดที่กรุงเทพฯ..... 22
4.2	มาตรฐานกิโลวัตต์ต่อต้นความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ..... 23
4.3	สรุปขนาดของเครื่องทำน้ำเย็นที่ทำการเก็บข้อมูล..... 25
4.4	ค่าสถิติที่ใช้วิเคราะห์แบบจำลองเครื่องทำน้ำเย็น..... 26
4.5	สรุปขนาดของปั้มน้ำที่ทำการเก็บข้อมูล ..... 27
4.6	ค่าสถิติที่ใช้วิเคราะห์แบบจำลองปั้มน้ำ..... 34
4.7	สรุปขนาดของหอผึ่งน้ำที่ทำการเก็บข้อมูล..... 34
4.8	ค่าสถิติที่ใช้วิเคราะห์แบบจำลองหอผึ่งน้ำ..... 35
5.1	รายละเอียดการวิเคราะห์ภาระการทำความเย็นรูปแบบต่างๆ..... 46
5.2	รูปแบบของเครื่องทำน้ำเย็นที่นำมาทดสอบกับแต่ละภาระการทำความเย็น..... 47
ข.1	อัตราค่าไฟฟ้า TOD Rate..... 67
ข.2	อัตราค่าไฟฟ้า TOU Rate..... 68
ง.1	การคิดกระแสเงินสดแต่ละปีของโครงการ..... 85
ง.2	สรุปการหาค่าอัตราผลตอบแทนภายในของแต่ละกรณี..... 89
ง.3	อัตราผลตอบแทนภายในของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบเทียบกับโครงการฐาน..... 92
จ.1	แผนภาพการไหลหลักของแต่ละรูปแบบทำความเย็น..... 99
ข.1	ผลการคำนวณที่เขตท่อน้ำเย็นปฐมภูมิเท่ากับ 50 Ft..... 129
ข.2	ผลการคำนวณที่เขตท่อน้ำเย็นปฐมภูมิเท่ากับ 218.17 Ft..... 130
ข.3	เปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของค่าที่คำนวณได้เปรียบเทียบกับ..... 130
	ผลการคำนวณที่เขตท่อน้ำเย็นปฐมภูมิเท่ากับ 50 Ft

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## สารบัญรูป

หน้า

รูป

3.1	ระบบพื้นฐานอย่างง่ายในการกระจายความเย็น.....	13
3.2	ปั๊มปีน้ำระบายความร้อนในระบบทำความเย็น.....	17
3.3	ปั๊มปีน้ำเย็นในระบบทำความเย็น.....	19
4.1	รูปแบบการกระจายน้ำระบายความร้อน.....	36
5.1	ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.458.....	38
5.2	ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.496.....	39
5.3	ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.554.....	39
5.4	ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.588.....	40
5.5	ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.692.....	41
5.6	ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.742.....	41
5.7	ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.788.....	42
5.8	ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.821.....	43
5.9	ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.858.....	43
5.10	ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.925.....	44
5.11	ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 1.000.....	45
5.12	kWh เฉลี่ยรายปีของเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระความเย็นต่างๆ.....	49
5.13	kWh เฉลี่ยรายปีของเครื่องทำน้ำเย็นและหอผึ่งน้ำที่ภาระความเย็นต่างๆ.....	51
5.14	kWh รวมรายปีของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็นที่ภาระความเย็นต่างๆ.....	53
5.15	มูลค่าปัจจุบันสุทธิ ของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นที่ภาระความเย็นต่างๆ.....	56
ก.1	ลักษณะของภาระทำความเย็นที่แสดงถึงความต้องการความเย็นของระบบ.....	63
	ที่แปรเปลี่ยนไปตามเวลา	
ก.2	ภาระการทำความเย็นของระบบ A.....	64
ก.3	ภาระการทำความเย็นของระบบ B.....	64
ค.1	การสร้างสมการความสัมพันธ์จากกลุ่มตัวอย่าง.....	71
ค.2	แสดงความคลาดเคลื่อน.....	73
ง.1	เส้นเวลาและรูปแบบของกระแสเงินสด แสดงมูลค่าปัจจุบันเปรียบเทียบ.....	79
	มูลค่าในอนาคต	
ง.2	เส้นเวลาและรูปแบบของกระแสเงินสด แสดงมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV).....	81
จ.1	โครงสร้างการทำงานของ ODBC.....	93
จ.2	แผนภาพการไหลของโปรแกรมในการเลือกอุปกรณ์.....	98
จ.3	แผนภาพการไหลของโปรแกรมที่ใช้ในการเปรียบเทียบทางเชิงเศรษฐศาสตร์.....	99
จ.4	แผนภาพการไหลในส่วนการใช้พลังงานของอุปกรณ์ในส่วนสถานีจ่ายพลังงาน.....	100

๑.5	แผนภาพการไหลในส่วนการใช้พลังงานของปั๊มปี Intermediate.....	101
๑.6	แผนภาพการไหลในส่วนการใช้พลังงานของปั๊มน้ำเย็นแต่ละตึก.....	102
๑.7	แผนภาพการไหลเพื่อวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและการวิเคราะห์เชิง เศรษฐศาสตร์	103
๑.1	การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1.....	104
๑.2	การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 2.....	105
๑.3	การใช้ปั๊มน้ำเย็น 2 ชุดต่ออนุกรมกัน.....	106
๑.4	แสดงการทำงานของปั๊มปีเมื่อทำการหรือวาล์วและใช้ Inverter.....	107
๑.5	การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 3.....	107
๑.6	การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 4.....	108
๑.7	หน้าจอเริ่มต้นโปรแกรม.....	110
๑.8	หน้าจอเริ่มต้นการทำงานโปรแกรม.....	111
๑.9	หน้าจอใหม่เริ่มต้นการรับค่าโปรแกรม (New) .....	112
๑.10	หน้าจอเปิดไฟล์ (Open) .....	113
๑.11	หน้าจอบันทึกไฟล์ (Save) .....	114
๑.12	หน้าจอการทำการทำความเย็น (Load) .....	115
๑.13	หน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (Case1).....	116
๑.14	หน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 2 (ส่วนเพิ่มเติม).....	118
๑.15	หน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 3 (ส่วนเพิ่มเติม).....	119
๑.16	หน้าจอผลลัพธ์การทำการทำความเย็น (load) .....	121
๑.17	ตัวอย่างหน้าจอผลลัพธ์การกระจายน้ำเย็น.....	123
๑.18	หน้าจอป้อนข้อมูลทางเศรษฐศาสตร์.....	125
๑.19	หน้าจอแสดงผลการวิเคราะห์.....	126
๑.20	หน้าจอพิมพ์ผลการวิเคราะห์.....	127
๑.21	ตัวอย่างหน้าจอช่วยเหลือ (Help) .....	128

## คำอธิบายสัญลักษณ์

$\Delta$	:	สภาวะ หรือ จุดทำยลบด้วยจุดต้น
$\Delta H_{F12}$	:	ความเสียหายท่อนท่อและข้อต่อต่างๆ จากจุดที่ 1 ไปจุดที่ 2
$\Delta H_{F15}$	:	ความเสียหายท่อนท่อและข้อต่อต่างๆ จากจุดที่ 1 ไปจุดที่ 5
$\Delta H_{F23}$	:	ความเสียหายจากคูลเลอร์
$\Delta H_{F34}$	:	ความเสียหายจากคอนเดนเซอร์
$\Delta H_{F45}$	:	ความเสียหายท่อนท่อและข้อต่อต่างๆ จากจุดที่ 4 ไปจุดที่ 5
$\Delta H_{F51}$	:	ความเสียหายท่อนท่อและข้อต่อต่างๆ จากจุดที่ 5 ไปจุดที่ 1
a b c d e f g h i j k	:	ค่าคงที่
l m n o p q r s t u	:	ค่าคงที่
$a_0 a_1 a_2 a_3 a_4 a_5 a_6 a_7$	:	ค่าคงที่
$b_0 b_1 b_2 b_3 b_4 b_5$	:	ค่าคงที่
C (baht/month)	:	ค่าไฟฟ้า
CF	:	กระแสเงินสดเข้าหรือออก
DC (baht/kW)	:	อัตราค่าความต้องการพลังงานไฟฟ้าสูงสุด
DC <sub>p</sub> (baht/kW)	:	อัตราค่าความต้องการพลังงานไฟฟ้าสูงสุดในช่วง Peak
DC <sub>pp</sub> (baht/kW)	:	อัตราค่าความต้องการพลังงานไฟฟ้าสูงสุดในช่วง Partial Peak
DR(%)	:	อัตราคิดลด
E (kWh)	:	ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้
E <sub>1</sub> (kWh)	:	ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ในช่วง On Peak
E <sub>3</sub> (kWh)	:	ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ในช่วง Off Peak 2
EC (baht/kWh)	:	อัตราค่าพลังงานไฟฟ้า
EC <sub>1</sub> (baht/kWh)	:	อัตราค่าพลังงานไฟฟ้า ในช่วง On Peak (วันจันทร์-เสาร์ เวลา 9.00-22.00 น.)
EC <sub>2</sub> (baht/kWh)	:	อัตราค่าพลังงานไฟฟ้า ในช่วง Off Peak 1 (วันจันทร์-เสาร์ เวลา 22.00-9.00 น.)
EC <sub>3</sub> (baht/kWh)	:	อัตราค่าพลังงานไฟฟ้า ในช่วง Off Peak 2 (วันอาทิตย์ เวลา 0.00-24.00 น.)
Ft (baht/kWh)	:	สูตรปรับอัตราค่าไฟฟ้าอัตโนมัติ
FC (baht)	:	เงินลงทุนของโครงการ
FCC (baht)	:	ผลต่างระหว่างเงินลงทุนในแต่ละปีของโครงการ ที่นำมาเปรียบเทียบเทียบกับโครงการฐาน

FVCF	:	มูลค่าในอนาคตของกระแสเงินสด
G (%)	:	เปอร์เซ็นต์เงินเพื่อพลังงาน
H (ft)	:	เฮดของปั๊มปีน้ำ
$H_F$	:	ความเสียดทานของการไหลในท่อและข้อต่อต่างๆ
$H_S$	:	ความดันสถิตย
$H_{S1}$	:	ความดันบรรยากาศ
$H_{S5}$	:	ความดันบรรยากาศ
$H_T$	:	ปั๊มปีเฮด
I (%)	:	อัตราดอกเบี้ยเงินกู้
IRR (%)	:	อัตราผลตอบแทนภายใน
$\frac{KW}{ton}$	:	อัตราส่วนระหว่างพลังงานที่ใช้ในเครื่องทำความเย็นต่อตันความเย็นที่เครื่องทำน้ำเย็นผลิตได้
L (%)	:	เปอร์เซ็นต์การกู้ยืมเทียบกับเงินลงทุน
LL	:	ขีดจำกัดความเชื่อมั่นล่าง
NPV	:	มูลค่าปัจจุบันสุทธิ
OC (baht)	:	ค่าพลังงานที่ต้องจ่ายในแต่ละปี
OCC (baht)	:	ผลต่างระหว่างค่าพลังงานในแต่ละปีของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบ เทียบกับโครงการฐาน
OP (baht/kW)	:	อัตราค่าความต้องการพลังงานไฟฟ้าสูงสุดในช่วง Off Peak
P (kW)	:	พลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็น ณ สภาวะใดๆ
$P_{op}$ (kW)	:	ความต้องการพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยใน 15 นาทีที่สูงที่สุดในช่วง On Peak (วันจันทร์-เสาร์ เวลา 9.00-22.00 น.)
$P_{nom}$ (kW)	:	พลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระเต็มที่
$P_p$ (kW)	:	ความต้องการพลังงานไฟฟ้าสูงสุดในช่วง Peak
$P_{pump}$ (kW)	:	พลังงานที่ใช้ในมอเตอร์ของปั๊มปีน้ำ
PLR	:	สภาวะการทำงานที่ภาระบางส่วนของเครื่องทำน้ำเย็น
PP (kW)	:	ความต้องการพลังงานไฟฟ้าสูงสุดในช่วง Partial Peak
PVCF	:	มูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสด
Q (gpm)	:	อัตราการไหลของน้ำที่ผ่านปั๊มปีน้ำ
$Q_e$ (ton)	:	ภาระความเย็นที่ได้จากเครื่องทำน้ำเย็น ณ สภาวะใดๆ
$Q_{enom}$ (ton)	:	ภาระความเย็นที่ได้จากเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระเต็มที่
R ( $^{\circ}F$ )	:	ผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนก่อนและหลังเข้าหอผึ่งน้ำ
SSE	:	ความแปรปรวนของการประมาณค่าที่ไม่สามารถอธิบายได้ด้วยสมการถดถอยหรือความแปรปรวนของ Y เนื่องจากอิทธิพลอื่นๆ

- SSR : ความแปรปรวนของการประมาณค่าที่สามารถอธิบายได้ด้วย  
สมการถดถอย
- SST : ความแปรปรวนทั้งหมดของการประมาณค่า Y
- T (%) : อัตราภาษี
- $t_2$  ( $^{\circ}$ F) : อุณหภูมิไรรบายความร้อนที่ออกจากหอผึ่งน้ำ
- $T_c$  ( $^{\circ}$ F) : อุณหภูมิไรรบายความร้อนที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น
- $T_{c2}$  ( $^{\circ}$ F) : อุณหภูมิไรรบายความร้อนที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็น
- $T_{e2}$  ( $^{\circ}$ F) : อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น
- UU : ชีตจำกัดความเชื่อมั่นบน
- $W_m$  (gpm) : อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนผ่านหอผึ่งน้ำ
- WBT ( $^{\circ}$ F) : อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอก
- Y (Year) : อายุของโครงการ
- YB (year) : ระยะเวลาการกู้ยืม
- Z : ความสูงที่ทำให้เกิดพลังงานศักย์

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความสำคัญและที่มา

ในปัจจุบัน ค่าของพลังงานได้เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เป็นผลให้มีความตื่นตัวในด้านการใช้พลังงานให้ประหยัดเพื่อลดค่าใช้จ่ายให้มากที่สุด มีการคิดค้นนวัตกรรมและเทคโนโลยีที่เกี่ยวข้องกับการใช้พลังงานให้มีประโยชน์และมีประสิทธิภาพที่สุดออกมาเป็นจำนวนมาก ในเรื่องการใช้พลังงานในอาคารต่างๆ ก็เช่นกัน ได้มีการคิดค้นวิธีการใหม่ๆ ขึ้นมาเพื่อจัดการการใช้พลังงานอย่างประหยัดในอาคาร เนื่องจาก พลังงานส่วนใหญ่ที่ใช้ในอาคาร (50-60%) จะเป็นพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบทำความเย็นของอาคาร ดังนั้นหากมีการควบคุมการใช้พลังงานไฟฟ้าในส่วนนี้ได้อย่างเหมาะสมแล้ว จะนำไปสู่การประหยัดพลังงาน ตลอดจนการลดค่าใช้จ่ายของอาคารได้อย่างมาก ยิ่งไปกว่านั้นยังจะส่งผลให้การใช้พลังงานโดยรวมของประเทศชาติคืบคลานมากขึ้น โดยเฉพาะค่าความต้องการใช้พลังงานสูงสุด (Peak Demand) ซึ่งมีความสำคัญต่อการวางแผนทางด้านพลังงานของประเทศในอนาคต

ระบบการทำความเย็นภายในอาคารบ้านเรือนแบ่งได้เป็นสองประเภทใหญ่ๆ คือ ระบบ Local Air Conditioning และ ระบบ Central Air Conditioning แบบ Chiller จากการศึกษาพบว่าในประเทศที่กำลังพัฒนาส่วนใหญ่ กว่า 90% ของกำลังทำความเย็นทั้งหมดมาจากระบบ Local Air Conditioning ซึ่งอุปกรณ์หลักของระบบได้แก่ เครื่องปรับอากาศแบบ Window และ Split Type เนื่องจาก มูลค่าการลงทุนต่ำ ความสะดวกในการติดตั้ง การควบคุมการสูญเสียความเย็นในบางส่วนของอาคารทำได้ง่ายมีประสิทธิภาพ และไม่ต้องการผู้เชี่ยวชาญเฉพาะสำหรับให้คำปรึกษาในด้านออกแบบ ติดตั้งและบำรุงรักษา อย่างไรก็ตาม ในอาคารใหญ่ๆ หรือกลุ่มอาคารที่มีพื้นที่การทำความเย็นสูง ระบบดังกล่าวไม่สามารถตอบสนองในด้านการประหยัดพลังงาน และค่าใช้จ่ายในการดำเนินการของระบบโดยรวมได้ ดังนั้นในหลายประเทศจึงนิยมใช้ระบบ Central Air Conditioning แบบ Chiller มากขึ้น

ระบบ Central Air Conditioning แบบ Chiller อาจแบ่งได้เป็นสองกลุ่มตามระดับการทำความเย็น กลุ่มแรก ได้แก่ ระบบทำความเย็นแบบรวมศูนย์ (Central Cooling Plant) ซึ่งใช้ในพื้นที่การทำความเย็นไม่สูงมากนัก เป็นการกระจายอุปกรณ์ส่วนการทำความเย็นไปในแต่ละอาคาร พบมากใน โรงภาพยนตร์ อาคาร โรงแรม ห้างสรรพสินค้า เป็นต้น กลุ่มที่สอง ได้แก่ ระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค (District Cooling Plant) ซึ่งใช้ในบริเวณที่มีพื้นที่การทำความเย็นสูง เป็นการรวมกลุ่มอุปกรณ์ส่วนการทำความเย็นของแต่ละอาคารเข้าด้วยกัน พบมากใน กลุ่มอาคาร นิคมอุตสาหกรรม เป็นต้น จากการศึกษาพบว่าระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค จะมีข้อได้เปรียบมากกว่าระบบทำความเย็นแบบรวมศูนย์ เนื่องจากจะมีมูลค่าการลงทุน



โดยรวมและค่าใช้จ่ายในการดำเนินการที่ต่ำกว่า อย่างไรก็ตาม การติดตั้งระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค ต้องการการวางแผนที่ดีและการรวมกลุ่มของเจ้าของอาคาร

นอกจากสามารถแบ่งระบบ Central Air Conditioning แบบ Chiller ได้ตามระดับการทำทำความเย็น พบว่าค่าใช้จ่ายส่วนมากของระบบ Central Air Conditioning แบบ Chiller มาจากส่วนระบบทำความเย็น (Refrigeration Part) ซึ่งประกอบด้วย เครื่องทำน้ำเย็น ปั๊มบีบน้ำ เครื่องส่งลมเย็นและหอผึ่งน้ำ ปัญหาที่เกิดขึ้นก็คือ เมื่อวิศวกรผู้ออกแบบคำนวณภาระการทำทำความเย็นโดยรวม ทำการออกแบบการกระจายของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อนแล้ว จึงจะเลือกจำนวนและขนาดเครื่องของอุปกรณ์ในส่วนระบบทำความเย็น พบว่า เครื่องทำน้ำเย็นเป็นอุปกรณ์ที่เป็นตัวแปรสำคัญที่มีอิทธิพลต่อเงินลงทุนและค่าใช้จ่ายในการดำเนินการของระบบ โดยแนวคิดและการตัดสินใจเลือกจำนวนและขนาดของเครื่องทำน้ำเย็นที่จะใช้นั้นจะแตกต่างกันไปตามลักษณะภาระการทำทำความเย็นนั้นๆ ซึ่งยังไม่มีรูปแบบหรือการคำนวณที่สามารถมาสนับสนุนแนวคิดหรือการตัดสินใจดังกล่าวได้

ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์ที่จะสร้างบรรทัดฐานส่วนหนึ่ง ในการใช้เป็นแนวคิดประกอบการตัดสินใจเลือกจำนวนและขนาดของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบ Central Air Conditioning แบบ Chiller ที่เป็นแบบระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค โดยพิจารณาอุปกรณ์ในส่วนการทำทำความเย็นที่ประกอบด้วย เครื่องทำน้ำเย็น ปั๊มบีบน้ำและหอผึ่งน้ำ ทำการศึกษาสภาวะการทำงานของแต่ละอุปกรณ์เพื่อทำการรวบรวมข้อมูลในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และทำการเปรียบเทียบลักษณะภาระการทำทำความเย็นต่างๆ กับรูปแบบของเครื่องทำน้ำเย็น โดยการนำเอาความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์เข้ามาเป็นปัจจัยร่วมในการพิจารณา ทั้งนี้จะพิจารณาไปถึงต้นทุนและค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องทั้งระบบเป็นหลัก ซึ่งค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องนี้จะมีความสัมพันธ์โดยตรงกับการใช้งานของตัวอาคาร และเกี่ยวพันกับเปอร์เซ็นต์การทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นด้วยการเปรียบเทียบดังกล่าวจะมีขั้นตอนการคำนวณที่ซับซ้อนและสิ้นเปลืองเวลาอย่างมาก ดังนั้นการใช้คอมพิวเตอร์ช่วยในการคำนวณจะช่วยประหยัดเวลาและแรงงาน ให้ข้อมูลที่ถูกต้องและง่ายต่อการวิเคราะห์มากขึ้น โดยทำการพัฒนาโปรแกรมด้วย Visual Basic เนื่องจากความสามารถของภาษาที่ช่วยในการติดต่อระหว่างคอมพิวเตอร์กับผู้ใช้ (User Interface) และสามารถสร้างโปรแกรมบน Windows ทำให้โปรแกรมมีการใช้งานที่ง่าย (User Friendly) มากขึ้น

สถาบันนวัตกรรมการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



## 1.2 วัตถุประสงค์

ประดิษฐ์โปรแกรมคอมพิวเตอร์ Cooling Equipment Selection เพื่อช่วยในการตัดสินใจทางวิศวกรรม ในการเลือกจำนวนและขนาดของเครื่องในระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค (District Cooling Plant) จากฐานข้อมูลของผู้ผลิตอย่างเหมาะสม โดยพิจารณาถึงความเหมาะสมทั้งทางเชิงวิศวกรรมศาสตร์และทาง เศรษฐศาสตร์ พร้อมทั้งแสดงตัวอย่างแนวทางการวิเคราะห์ความเหมาะสมดังกล่าว

## 1.3 ขอบเขตของการวิจัย

งานวิจัยนี้เป็นส่วนหนึ่งในโครงการของการพัฒนาการนำระบบคอมพิวเตอร์มาช่วยในการออกแบบงานทางด้านวิศวกรรมให้มีความทันสมัยขึ้น โดยมีขอบเขตของงานวิจัยดังต่อไปนี้

- 1.3.1 สร้างโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เพื่อช่วยในการตัดสินใจ เลือกจำนวนและขนาดของเครื่อง ในระบบทำความเย็นที่เหมาะสม โดยเป็นโปรแกรมลักษณะเปิด เพื่อให้ผู้ใช้สามารถปรับปรุงข้อมูลให้ทันสมัยได้ ฐานข้อมูลที่ใช้ประกอบด้วยฐานข้อมูลจากบริษัทผู้ผลิตอุปกรณ์ในระบบทำความเย็น
- 1.3.2 พิจารณาอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานไฟฟ้า ประกอบด้วย เครื่องทำน้ำเย็น ชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ ปั๊มบีบน้ำและหอผึ่งน้ำ
- 1.3.3 พิจารณาค่าใช้จ่ายเฉพาะค่าลงทุนและค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องของระบบเป็นหลัก
- 1.3.4 พิจารณาค่าใช้จ่ายโดยรวมในแต่ละรูปแบบของระบบ โดยใช้เศรษฐศาสตร์เป็นเครื่องมือช่วยในการเปรียบเทียบ
- 1.3.5 พิจารณาค่าไฟฟ้าที่ใช้ในระบบ โดยใช้อัตราค่าไฟฟ้าของการไฟฟ้านครหลวงแบบ TOD Rate และ TOU Rate

## 1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

- 1.4.1 สามารถสร้างแนวทางการตัดสินใจ ในการเลือกจำนวน และขนาดของเครื่อง ในระบบทำความเย็น ที่มีความเหมาะสมและคุ้มค่าในการลงทุน ในขณะเดียวกันก็สนองตอบความต้องการทางวิศวกรรมศาสตร์ได้ดี
- 1.4.2 สร้างความเข้าใจถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ทั้งในด้านวิศวกรรมศาสตร์ เช่น การกระจายของภาระการทำความเย็น ขนาดของเครื่องทำน้ำเย็น รูปแบบของระบบทำความเย็น และด้านเศรษฐศาสตร์ เช่น ภาระการลงทุนและค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน ที่เข้ามามีส่วนร่วมในกระบวนการตัดสินใจทางด้านการออกแบบทางวิศวกรรม
- 1.4.3 มุ่งเน้นให้เห็นถึงความสำคัญในเชิงเศรษฐศาสตร์ ต่อกระบวนการออกแบบ และแนวคิดทางวิศวกรรมศาสตร์

## 1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.5.1 ศึกษาข้อมูลและทฤษฎีการออกแบบระบบทำความเย็น
- 1.5.2 ศึกษาข้อมูลการคิดค่าไฟฟ้าของการไฟฟ้านครหลวง
- 1.5.3 ศึกษาข้อมูลการใช้พลังงานที่สภาวะการทำงานต่างๆ ในแต่ละอุปกรณ์ของระบบทำความเย็น จากบริษัทผู้ผลิต
- 1.5.4 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จำลองการใช้พลังงานที่สภาวะการทำงานต่างๆ ในแต่ละอุปกรณ์ของระบบทำความเย็น จากบริษัทผู้ผลิต
- 1.5.5 สร้างฐานข้อมูล โดยรวบรวมข้อมูลของอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบทำความเย็น จากบริษัทผู้ผลิต และข้อมูลอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องกับประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็น
- 1.5.6 ศึกษาการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์โดยใช้ Visual Basic ในการเชื่อมต่อกับฐานข้อมูล
- 1.5.7 สร้างโปรแกรมคอมพิวเตอร์ Cooling Equipment Selection เพื่อช่วยตัดสินใจ ในการเลือกจำนวนและขนาดของอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบทำความเย็น ที่สอดคล้องกับ ภาระการทำความเย็นและรูปแบบของระบบทำความเย็นอย่างเหมาะสม
- 1.5.8 ทดสอบและแก้ไขโปรแกรม Cooling Equipment Selection
- 1.5.9 วิเคราะห์และสรุปผลการดำเนินงาน

## บทที่ 2

### เอกสารและผลงานวิจัยในอดีต

การศึกษาเอกสารและผลงานวิจัยต่างๆ ที่ผ่านมา ซึ่งเกี่ยวข้องหรือเกี่ยวข้องกับวิทยานิพนธ์นี้ สามารถได้ข้อสรุปดังนี้

Allen J.J. and Hamilton J.F., 1980 cited in Patel and Deepa., 1987 : pp. 3–5

ได้สรุปแบบจำลองกล่องดำ (Black-Box Model) ที่ใช้ในการจำลองเครื่องทำน้ำเย็น โดยมีสองวิธีด้วยกันที่ใช้กันอย่างกว้างขวาง ดังนี้

**วิธีที่ 1** DOE-2 Model สามารถสร้างความสัมพันธ์ของตัวแปรในเครื่องทำน้ำเย็นได้ดังนี้

$$P = a_0 + a_1Q_e + a_2Q_e^2 \quad \dots (2.1)$$

$$PLR = \frac{Q_e}{Q_{enom}} \quad \dots (2.2)$$

$$\frac{P}{P_{nom}} = b_0 + b_1PLR + b_2PLR^2 \quad \dots (2.3)$$

เมื่อ	$a_0$	$a_1$	$a_2$	: ค่าคงที่
	$b_0$	$b_1$	$b_2$	: ค่าคงที่
	$P$ (kW)			: พลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็น ณ สภาวะใดๆ
	$P_{nom}$ (kW)			: พลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระเต็มที่
	$PLR$			: สภาวะการทำงานที่ภาระบางส่วน
	$Q_e$ (ton)			: ภาระความเย็นที่ได้จากเครื่องทำน้ำเย็น ณ สภาวะใดๆ
	$Q_{enom}$ (ton)			: ภาระความเย็นที่ได้จากเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระเต็มที่

**วิธีที่ 2** BLAST Model ซึ่งจะมีความซับซ้อนมากกว่า DOE-2 Model โดยพิจารณาถึงสมรรถนะการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นที่เปลี่ยนไป เมื่อสภาวะอุณหภูมิของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อนเปลี่ยนแปลง ซึ่งไม่ได้กล่าวถึงรายละเอียดการสร้างความสัมพันธ์ของตัวแปรในเครื่องทำน้ำเย็น

จากการพยายามสร้างความสัมพันธ์ที่จะใช้ในการจำลองการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น ทำให้ Allen J.J. และ Hamilton J.F. ได้ทำการพัฒนาแบบจำลองของเครื่องทำน้ำเย็นขึ้น โดยเรียกแบบจำลองที่ทำการ

พัฒนาขึ้นมาว่า NBS Model ซึ่งเมื่อทดสอบแบบจำลองดังกล่าว กับเครื่องทำน้ำเย็นแบบลูกสูบ (Reciprocating Chiller) ในช่วงต้นความเย็นระหว่าง 10 ต้นความเย็น ถึง 200 ต้นความเย็น โดยทำการเก็บข้อมูลจากแคทตาล็อก (Catalog) ของเครื่องทำน้ำเย็น พบว่า สามารถสร้างความสัมพันธ์ของตัวแปรในเครื่องทำน้ำเย็นได้ดังนี้

$$Q_e = a_0 + a_1 T_{e2} + a_2 T_c + a_3 T_{e2} T_c + a_4 T_{e2}^2 + a_5 T_c^2 \quad \dots (2.4)$$

$$P = b_0 + b_1 T_{e2} + b_2 T_c + b_3 T_{e2} T_c + b_4 T_{e2}^2 + b_5 T_c^2 \quad \dots (2.5)$$

เมื่อ	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	:	ค่าคงที่	
	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$	:	ค่าคงที่	
								P (kW)	: พลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็น ณ สภาวะใดๆ
								$Q_e$ (ton)	: ภาระความเย็นที่ได้จากเครื่องทำน้ำเย็น ณ สภาวะใดๆ
								$T_c$ (°F)	: อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น
								$T_{e2}$ (°F)	: อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น

Allen J.J. และ Hamilton J.F. ได้ทำการเปรียบเทียบวิธีจำลองการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นทั้ง 3 วิธี กับเครื่องทำน้ำเย็น 6 ขนาด ซึ่งแต่ละขนาดอยู่ในช่วง 20 ต้นความเย็น ถึง 100 ต้นความเย็น โดยใช้การทำนายค่าของพลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์เป็นเกณฑ์ในการพิจารณา พบว่า ค่าของพลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์จากแบบจำลองทั้ง 3 ในเทอมของ เปอร์เซนต์เทียบกับพลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ที่สภาวะภาระเต็ม (Full Load) ณ  $T_{e2} = 44^\circ\text{F}$  และ  $T_c = 95^\circ\text{F}$  จะมีค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน (Standard Error) ดังนี้

- DOE-2 Model      ค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน = 7%
- BLAST Model      ค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน = 5%
- NBS Model      ค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน = 1%

จากการเปรียบเทียบดังกล่าว สามารถสรุปได้ว่า การจำลองการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นโดยพิจารณาถึงผลกระทบจากอุณหภูมิของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อน สามารถช่วยในการประมาณค่าพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ได้ถูกต้องมากขึ้น

Stephen B. Austin, P.E (1997)

อธิบายถึงการจำลองการทำงานของระบบโดยใช้การวิเคราะห์แบบถดถอย ซึ่งได้ทดสอบการใช้วิธีการวิเคราะห์แบบถดถอยกับการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น กังหันก๊าซ และ Electrical Projection สำหรับการจำลองการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น ได้ทำการวิเคราะห์ข้อมูลการทำงานที่สภาวะภาระบางส่วน (Part Load) ของเครื่องโดยกำหนดอุณหภูมิระบายความร้อนที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็นมีค่าคงที่เท่ากับ 85°F อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็นเท่ากับ 44°F โดยให้อัตราการไหลของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อนเท่ากับ 2.4 แกลลอนต่อนาทีต่อตันความเย็น และ 3 แกลลอนต่อนาทีต่อตันความเย็น ตามลำดับ พบว่าสามารถใช้แบบจำลองโพลีโนเมียลกำลัง 3 จำลองการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นโดยที่ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อนเท่ากับ 0.99 ดังนี้

$$\frac{\text{kW}}{\text{ton}} = a_0 + a_1\text{PLR} + a_2\text{PLR}^2 + a_3\text{PLR}^3 \quad \dots (2.6)$$

นอกจากนี้เมื่อทำการจำลองการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นที่สภาวะอุณหภูมิระบายความร้อนที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็นมีค่าไม่คงที่โดยจำลองการทำงานที่ค่าอุณหภูมิเท่ากับ 60 65 70 75 80 และ 85 °F พบว่าสามารถจำลองการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อนเท่ากับ 0.99 ดังนี้

$$\frac{\text{kW}}{\text{ton}} = a_0 + a_1\text{PLR} + a_2\text{PLR}^2 + a_3\text{PLR}^3 + a_4T_{c2} \quad \dots (2.7)$$

เมื่อ

$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	:	ค่าคงที่
						$\frac{\text{kW}}{\text{ton}}$
						:
						อัตราส่วนระหว่างพลังงานที่ใช้ในเครื่องทำความเย็นต่อตันความเย็นที่เครื่องทำน้ำเย็นผลิตได้
						PLR
						:
						สภาวะการทำงานที่ภาระบางส่วน
						$T_{c2}$ (°F)
						:
						อุณหภูมิระบายความร้อนที่เข้าเครื่องทำน้ำเย็น

สถาบันวิจัยวิศวกรรม  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## นที ลิ้มประสิทธิ์ศักดิ์ (2535)

อธิบายถึงการออกแบบและสร้างหอผึ่งน้ำ ประเภทพัดลมดูดอากาศไหลสวนทางกับน้ำ (Counter Flow) เพื่อทำการทดสอบหาความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการไหลของน้ำ ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าและออกจากหอผึ่งน้ำ กับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ โดยทำการสร้างหอผึ่งน้ำขนาด 3 ตัน ซึ่งใช้ค่า Packing ตามค่า Packing ของ บริษัท เหลียงชิวอุตสาหกรรม จำกัด โดยให้อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านเข้าหอผึ่งน้ำมีค่าคงที่ จากนั้นได้ทำการทดลองหอผึ่งน้ำที่ทำการสร้างขึ้น ดังนี้

- เปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำ ตั้งแต่ 6.16-9.25 gpm (1.4-2.1 m<sup>3</sup>/hr.)
- เปลี่ยนแปลงความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าและไหลออกจากหอผึ่งน้ำ ตั้งแต่ 34.34-46.22 °F (1.3-7.9°C)
- เปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศตั้งแต่ 65.66-81.50 °F (18.7-27.5 °C)

ผลการทดลองที่ได้นำไปสร้างความสัมพันธ์เพื่ออธิบายการทำงานของหอผึ่งน้ำ พบว่า สามารถสร้างความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$t_2 = a_0 + a_1 WBT + a_2 \ln W_m + a_3 (WBT)(\ln W_m) + a_4 \ln R + a_5 (WBT)(\ln R) + a_6 (\ln W_m)(\ln R) + a_7 (WBT)(\ln W_m)(\ln R) \dots (2.8)$$

- เมื่อ  $a_0$   $a_1$   $a_2$   $a_3$   $a_4$   $a_5$   $a_6$   $a_7$  : ค่าคงที่
- $R$  (°F) : ผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนก่อนและหลังเข้าหอผึ่งน้ำ
- $t_2$  (°F) : อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่ออกจากหอผึ่งน้ำ
- $W_m$  (gpm) : อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนผ่านหอผึ่งน้ำ
- $WBT$  (°F) : อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอก

จากการใช้แบบจำลองดังกล่าวเปรียบเทียบกับข้อมูลทางเทคนิคของหอผึ่งน้ำ รุ่น LBC-3 ขนาด 3 ตัน ของ บริษัท เหลียงชิวอุตสาหกรรม จำกัด พบว่าได้ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อนมีค่ามากกว่า 0.997 นอกจากนี้สามารถนำไปใช้กับหอผึ่งน้ำรุ่นต่างๆ ของบริษัทซึ่งมีขนาดตั้งแต่ 3 ตัน ถึง 1000 ตัน โดยมีค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อนมีค่ามากกว่า 0.952

## วิธีที่ อิงภากรณ์ (2525)

อธิบายถึงการวิเคราะห์และออกแบบปั๊มบีบน้ำ สำหรับการกระจายน้ำเย็นแบบแปรเปลี่ยนตามภาวะของการปรับอากาศ เพื่อการประหยัดพลังงาน โดยทำการศึกษาระบบการกระจายน้ำเย็นโดยใช้ปั๊มบีบน้ำรูปแบบต่างๆ ที่รูปแบบ คือ แบบใช้ปั๊มน้ำต่อขนาน แบบใช้ปั๊มน้ำต่ออนุกรม แบบใช้ปั๊มน้ำขับด้วยมอเตอร์สองความเร็ว และแบบใช้ปั๊มน้ำขับโดยมอเตอร์ชนิดแปรเปลี่ยนความเร็ว ในการเปรียบเทียบระบบทั้งสี่รูปแบบ จะทำการเปรียบเทียบที่ภาวะความเย็นเดียวกัน ได้ผลการประหยัดพลังงานเรียงตามลำดับ ดังนี้

- ระบบแบบใช้ปั๊มน้ำต่ออนุกรม
- ระบบแบบใช้ปั๊มน้ำต่อขนาน
- ระบบแบบใช้ปั๊มน้ำขับโดยมอเตอร์ชนิดแปรเปลี่ยนความเร็ว
- ระบบแบบใช้ปั๊มน้ำขับโดยมอเตอร์สองความเร็ว

จากงานวิจัยสามารถสรุปได้ว่า เมื่อพิจารณาถึงความง่ายในการออกแบบและควบคุมในการใช้งานจริงแล้ว การใช้ระบบปั๊มน้ำต่อขนานจะเหมาะสมในการใช้งานที่สุด

## เทพฤทธิ์ ทองชุบ (2541)

ได้ทำการพัฒนาโปรแกรมเกี่ยวกับการคำนวณภาวะความเย็นในระบบปรับอากาศของอาคารโดยใช้วิธี Transfer Function Method ในการคำนวณหาภาวะความเย็นของอาคาร และทำการเขียนโปรแกรมโดยใช้ภาษา C+ พบว่า ในบางส่วนของงานวิจัย ได้กล่าวถึง ผลของการเลือกจำนวนและขนาดของเครื่องปรับอากาศ

ในส่วนการเลือกจำนวนและขนาดของเครื่องปรับอากาศ ได้ทำการทดสอบโดยเลือกเครื่องปรับอากาศจำนวนต่างๆ ที่ขนาดเท่าๆ กัน เพื่อพิจารณาให้สามารถรองรับภาวะความเย็นสูงสุดได้ งานวิจัยในส่วนนี้แบ่งการพิจารณา ดังนี้

- 1 ทดสอบโดยให้เครื่องปรับอากาศทุกเครื่องทำงานพร้อมกัน แล้วเฉลี่ยค่าภาระการทำความเย็นให้เครื่องปรับอากาศทุกตัวเท่ากัน
- 2 ทดสอบโดยให้เครื่องปรับอากาศตัวแรกทำงานจนถึง Full Load ก่อน เมื่อภาระการทำความเย็นมีค่าเกิน Full Load จึงให้เครื่องปรับอากาศเครื่องถัดไป

ซึ่งสามารถสรุปงานวิจัยส่วนดังกล่าวได้ดังนี้

- การควบคุมเครื่องปรับอากาศทั้งสองวิธีนั้น จะมีความแตกต่างกันน้อยมากในเรื่องของปริมาณไฟฟ้าที่ใช้
- จำนวนและขนาดของเครื่องปรับอากาศ มีผลต่อการประหยัดพลังงาน



## บทที่ 3

### ทฤษฎี

เนื่องจากอัตราการใช้พลังงานของประเทศไทยมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้นทุกปี ซึ่งส่งผลกระทบต่อฐานะทางการเงินของประเทศที่ต้องจัดหาพลังงานเพื่อตอบสนองต่อความต้องการของผู้ใช้ ดังนั้นจึงได้มีการรณรงค์ให้มีการอนุรักษ์พลังงานและใช้พลังงานอย่างประหยัด มีการวิเคราะห์ถึงแนวทางและวิธีการต่างๆ ที่สามารถส่งผลให้เกิดการประหยัดพลังงานในทุกสาขาที่เกี่ยวข้องกับการใช้พลังงาน เช่น อุตสาหกรรม การขนส่ง ที่อยู่อาศัย และอาคารพาณิชย์

สำหรับอาคารพาณิชย์ พบว่า พลังงานส่วนใหญ่ที่ถูกนำไปใช้เป็นพลังงานไฟฟ้าในระบบทำความเย็นถึง 50-60% ดังนั้นการจัดการการใช้พลังงานไฟฟ้าในส่วนนี้เหมาะสมจะช่วยลดค่าใช้จ่ายของเจ้าของอาคารและของประเทศเป็นอย่างมาก สำหรับวิธีประหยัดพลังงานไฟฟ้าของระบบทำความเย็นในอาคารพาณิชย์สามารถทำได้หลายวิธีด้วยกัน ได้แก่ การประมาณภาระการทำความเย็นที่ถูกต้อง การเลือกอุปกรณ์ในระบบที่มีประสิทธิภาพการทำงานสูง การกำหนดรูปแบบการทำงานร่วมกันของอุปกรณ์ การควบคุมสภาวะการทำงานของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็น เป็นต้น ซึ่งวิธีการหนึ่งที่กำลังพิจารณา ได้แก่ การเลือกใช้ระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบ Chiller แทนการใช้ระบบการทำความเย็นแบบ Local Air Conditioning จากการศึกษพบว่าระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบ Chiller เป็นที่นิยมใช้ในประเทศต่างๆ ซึ่งลักษณะของงานที่ใช้ระบบทำความเย็นแบบส่วนกลางนี้มักพบมากใน

- บริเวณที่มีพื้นที่ขนาดใหญ่มากๆ เช่น เมือง
- บริเวณที่มีพื้นที่ขนาดใหญ่มาก เช่น กลุ่มของอาคาร
- บริเวณที่มีพื้นที่ขนาดใหญ่ เช่น อาคารสูง

#### 3.1 ระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบ Chiller

ระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบ Chiller หมายถึง กลุ่มของเครื่องทำน้ำเย็นหนึ่งเครื่องหรือมากกว่าที่จ่ายน้ำเย็นให้กับเครื่องส่งลมเย็นขนาดเล็ก และเครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่ ที่ติดตั้ง ณ จุดต่างๆ ของอาคารหรือกลุ่มของอาคาร โดยเครื่องทำน้ำเย็นไม่จำเป็นต้องวางอยู่ ณ ตำแหน่งศูนย์กลางเมื่อเทียบกับอาคารทั้งหลาย และจำนวนของเครื่องทำน้ำเย็นอาจมีเพียงหนึ่งหรือสองเครื่องหรือมากกว่านั้นก็ได้ บางอาคารที่มีขนาดใหญ่ซึ่งดำเนินการต่อเติมมาหลายปีตามการพัฒนาของอาคารอาจมีการกระจายที่ตั้งของเครื่องทำน้ำเย็นออกไปสองถึงสามแห่ง เนื่องจากพื้นที่ที่ได้ทำการติดตั้งในช่วงแรกกลายเป็นมีขนาดเล็กเกินไป สำหรับอุปกรณ์หลักของระบบโดยทั่วไปประกอบด้วยเครื่องทำน้ำเย็น บีบบีน้ำ หอผึ่งน้ำ เครื่องส่งลมเย็นขนาดเล็ก เครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่



อุปกรณ์ควบคุมและอุปกรณ์ช่วยต่างๆ โดยปกติอุณหภูมิจ่ายของน้ำเย็นจะอยู่ระหว่าง 40-45°F และมีอุณหภูมิออกแบบของน้ำหมุนเวียนกลับสูงขึ้น 10-15 °F

ระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบ Chiller อาจแบ่งได้เป็นสองกลุ่มตามระดับการทำความเย็น ดังนี้

- **ระบบทำความเย็นแบบรวมศูนย์ (Central Cooling Plant)** พบมากในพื้นที่ ที่การทำความเย็นไม่สูงมากนัก เป็นการกระจายอุปกรณ์ส่วนการทำความเย็นไปในแต่ละอาคาร พบมากในโรงพยาบาลนตรี อาคาร โรงแรม ห้างสรรพสินค้า เป็นต้น โดยระบบดังกล่าวพบมากในประเทศไทย ทั้งนี้ขนาดของภาระการทำความเย็นจะอยู่ในระดับตั้งแต่หลักพันตันความเย็นต้นๆ ลงมา
- **ระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค (District Cooling Plant)** พบมากในบริเวณที่มีพื้นที่การทำความเย็นสูง และส่วนมากขนาดของพื้นที่ของอาคารทั้งหมดจะมีพื้นที่ใหญ่ พบมากในกลุ่มอาคาร นิคมอุตสาหกรรม เมือง เป็นต้น ขนาดของภาระการทำความเย็นของระบบนี้ ส่วนมากมักอยู่ในช่วงระดับตันความเย็นปลายๆ ไปจนถึงระดับหมื่นตันความเย็นขึ้นไป ในส่วนของอุปกรณ์ส่วนการทำความเย็น ระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาคจะรวมกลุ่มอุปกรณ์ส่วนการทำความเย็นของแต่ละอาคารเข้าด้วยกัน ซึ่งอุปกรณ์ดังกล่าวประกอบด้วย เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) หอผึ่งน้ำ (Cooling Tower) ปั๊มปีน้ำเย็นปฐมภูมิ (Primary Chilled Water Pump) และปั๊มปีน้ำระบายความร้อน (Condensing Pump) (ส่วนมากจะทำการเรียกการรวมกลุ่มของอุปกรณ์ส่วนการทำความเย็นดังกล่าวว่า สถานีจ่ายพลังงาน (Power Station)) อย่างไรก็ตาม รูปแบบปั๊มปีน้ำเย็นส่วนอื่น อาทิเช่น จำนวนและขนาดของปั๊มปีน้ำเย็นในสวนทุติยภูมิ (Secondary Chilled Water Pump) หรือปั๊มปีน้ำเย็นในแต่ละอาคาร (Building Distribution Pump) นั้น จะขึ้นกับเขตของระบบการทำความเย็นที่ถูกแบ่งเพื่อให้ปั๊มปีน้ำในสวนนั้นๆ รองรับ และขึ้นกับภาระการทำความเย็นของอาคารที่ระบบปั๊มปีน้ำนั้นรองรับอยู่ สำหรับการติดตั้งระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค ต้องการการวางแผนที่ดีและการรวมกลุ่มของเจ้าของอาคารหรือเจ้าของพื้นที่นั้นๆ ในต่างประเทศเริ่มให้ความสนใจในการติดตั้งระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาคมากขึ้น เนื่องจากมีข้อได้เปรียบกว่าระบบทำความเย็นแบบรวมศูนย์

### 3.1.1 ข้อได้เปรียบของระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาคเมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นแบบรวมศูนย์

#### 3.1.1.1 ด้านการลงทุน

- ราคาของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นต่ำลง เนื่องจากเมื่ออุปกรณ์มีขนาดใหญ่มากขึ้น แนวโน้มการเพิ่มขึ้นของราคาเมื่อเทียบกับขนาดจะมีค่าลดต่ำลง

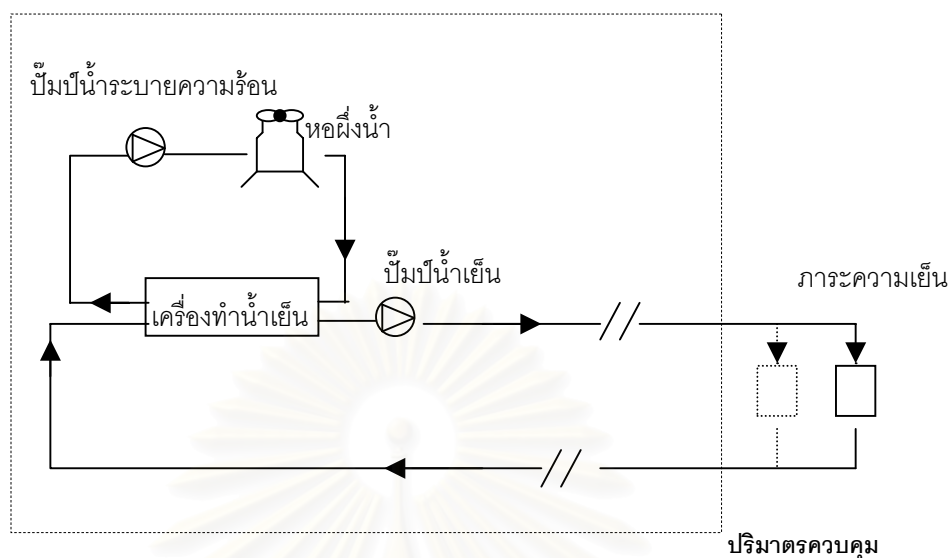
- ไม่จำเป็นต้องลงทุน (พบมากในต่างประเทศ) กล่าวคือ เจ้าของ Plant จะติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ ของระบบให้ โดยที่ผู้ใช้จะมีค่าใช้จ่ายในส่วนการใช้พลังงานจากระบบเท่านั้น ซึ่งค่าใช้จ่ายดังกล่าวอาจมากกว่าค่าพลังงานปกติ ซึ่งจะช่วยประหยัดการลงทุนโดยรวมที่ผู้ใช้แต่ละรายต้องทำการติดตั้งระบบเอง และช่วยประหยัดค่าใช้จ่ายในการดูแล ซ่อมแซมพื้นที่ใช้สอยในอาคารเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากไม่จำเป็นต้องมีห้องเครื่องของอุปกรณ์ทำความเย็นภายในอาคาร
- พื้นที่การใช้งานของอุปกรณ์ภายในอาคารน้อยลง
- ค่าใช้จ่ายของการติดตั้งระบบโดยรวมต่ำลง
- ขนาดของอุปกรณ์โดยรวมของระบบมีขนาดต่ำกว่า เมื่อเปรียบเทียบกับผลรวมของขนาดอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นของแต่ละอาคาร เนื่องจากทุกๆ อาคารจะไม่ทำงานที่สภาวะสูงสุดพร้อมกันและค่าการเบี่ยงเบน (Diversity Factor) จะช่วยลดขนาดของอุปกรณ์โดยรวมของระบบทำความเย็นแบบส่วนกลาง

### 3.1.1.2 ด้านการทำงาน

- ประสิทธิภาพการทำงานของระบบสูง เนื่องจาก ความยืดหยุ่นในการเลือกขนาดและจำนวนของอุปกรณ์ของระบบ ซึ่งสามารถเพิ่มเติมหรือปรับปรุงได้ง่าย
- ลดค่าใช้จ่ายทางด้านแรงงาน
- ลดค่าใช้จ่ายในการดูแลรักษาอุปกรณ์
- ลดค่าใช้จ่ายในการซื้อพลังงาน (พบมากในต่างประเทศ) เนื่องจากทั้งระบบจำเป็นต้องใช้พลังงานมาก ดังนั้นจึงมีอำนาจในการต่อรองในเรื่องค่าพลังงานได้มาก
- ลดมลภาวะต่างๆ ของอาคาร ได้แก่ มลภาวะทางเสียง มลภาวะของการสั่นสะเทือน
- มีความปลอดภัยสูง เนื่องจากการดูแลระบบหลักระบบเดียว สามารถทำได้ง่ายกว่าการดูแลหลายๆ ระบบ
- สามารถหยุดการทำงานของระบบได้อย่างเหมาะสม เมื่อเกิดสภาวะฉุกเฉินขึ้น
- มีความยืดหยุ่นในการออกแบบเพิ่มเติมของอาคารมากขึ้น เนื่องจากไม่จำเป็นต้องพิจารณาถึงพื้นที่ใช้สอยของอุปกรณ์
- สามารถปรับปรุงระบบได้ง่าย เช่น การเพิ่มอุปกรณ์ หรือ การควบคุมต่างๆ

### 3.1.2 อุปกรณ์ในระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบ Chiller

จากการวิเคราะห์การใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบทำความเย็น พบว่า อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าส่วนใหญ่เกิดจาก เครื่องทำน้ำเย็น ปั๊มน้ำ เครื่องส่งลมเย็นขนาดเล็กและเครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่ นอกจากนี้ยังรวมถึงหอผึ่งน้ำด้วย



รูป 3.1 ระบบพื้นฐานอย่างง่ายในการกระจายความเย็น

ในงานวิจัยนี้ต้องการศึกษาผลของการใช้พลังงานของอุปกรณ์ต่างๆ ทั้งหมดในระบบที่เป็นผลสืบเนื่องมาจากการออกแบบระบบทำความเย็น ซึ่งผลที่ได้ต้องสามารถตอบสนองต่อภาระทำความเย็นใดๆ ของระบบ พิจารณาปริมาณควบคุมในรูปที่ 3.1 พบว่า การใช้พลังงานเป็นผลมาจากการเลือกจำนวนและขนาดของเครื่องทำน้ำเย็น รวมทั้งการออกแบบการกระจายน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อน ดังนั้นสามารถพิจารณาพลังงานที่ใช้ในระบบจาก เครื่องทำน้ำเย็น ปั๊มน้ำเย็น ปั๊มน้ำระบายความร้อน และหม้อต้มน้ำ สำหรับพลังงานในส่วนที่ให้กับเครื่องส่งลมเย็นขนาดเล็กและเครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่ของระบบ ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับน้ำเย็นในระบบ พบว่าพลังงานที่ใช้ในส่วนนี้มีปริมาณไม่มาก และไม่ได้เป็นผลโดยตรงจากการเลือกเครื่องทำน้ำเย็นและการกระจายน้ำเย็น ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงไม่นำพลังงานในส่วนดังกล่าวมาพิจารณา สำหรับอุปกรณ์ในระบบการทำความเย็นที่นำมาพิจารณาในงานวิจัยนี้ประกอบด้วย

### 3.1.2.1 เครื่องทำน้ำเย็น

งานวิจัยนี้สนใจศึกษาเครื่องทำน้ำเย็นประเภทใช้คอมเพรสเซอร์ในการขับเคลื่อนสารทำความเย็น โดยพลังงานที่ใช้ในคอมเพรสเซอร์จะเป็นพลังงานไฟฟ้า ซึ่งเป็นเครื่องทำน้ำเย็นที่นิยมใช้ในประเทศไทย จากข้อมูลของกรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน พบว่าสามารถแบ่งขนาดของเครื่องทำน้ำเย็น ตามลักษณะคอมเพรสเซอร์ได้ดังนี้

ตาราง 3.1: ขนาดต้นความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นที่ชนิดคอมเพรสเซอร์ต่างๆ

ชนิดของคอมเพรสเซอร์	ขนาดความเย็นโดยประมาณ
1 เครื่องทำน้ำเย็นแบบลูกสูบ (Reciprocating Chiller)	3 – 200 ต้นความเย็น
2 เครื่องทำน้ำเย็นแบบสโครล (Scroll Chiller)	15 – 60 ต้นความเย็น
3 เครื่องทำน้ำเย็นแบบโรตารี (Helical rotary Chiller)	50 – 1300 ต้นความเย็น
4 เครื่องทำน้ำเย็นแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal Chiller)	150 – 2000 ต้นความเย็น

สำหรับการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น สามารถแยกการพิจารณาเป็นสองส่วน ได้แก่

- **ส่วนระบบทำความเย็น**

ส่วนประกอบที่สำคัญ ได้แก่ คูลเลอร์ (Cooler) ของเครื่องทำน้ำเย็น ในการทำงานบีบบี้น้ำจะทำหน้าที่ดูดน้ำเย็นที่ถูกส่งผ่านเข้าไปในระบบซึ่งอุณหภูมิน้ำเย็นจะมีค่าประมาณ 54-55°F ที่สภาวะการทำงานเต็มที่ของเครื่องทำน้ำเย็นส่งเข้าคูลเลอร์ ซึ่งจะเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นภายในเครื่อง ทำให้น้ำเย็นที่ออกจากคูลเลอร์จะมีอุณหภูมิต่ำลงโดยจะมีค่าลดลงเหลือประมาณ 44-45°F น้ำเย็นนี้จะถูกส่งเข้าระบบเพื่อตอบสนองกับภาระการทำความเย็นของระบบต่อไป

- **ส่วนระบบระบายความร้อน**

ส่วนประกอบที่สำคัญ ได้แก่ คอนเดนเซอร์ (Condenser) ของเครื่องทำน้ำเย็น ซึ่งทำหน้าที่ระบายความร้อนของสารทำความเย็นในเครื่องทำน้ำเย็น โดยการระบายความร้อนสามารถทำได้สองวิธี คือ การระบายความร้อนด้วยน้ำ และการระบายความร้อนด้วยอากาศ ดังนี้

- การระบายความร้อนด้วยน้ำ ในการระบายความร้อนด้วยน้ำจำเป็นต้องมีอุปกรณ์เพิ่มมากขึ้นในระบบ ได้แก่ บีบบี้น้ำและหอผึ่งน้ำ สำหรับการดำเนินงาน บีบบี้น้ำจะทำหน้าที่ส่งน้ำเข้าเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อช่วยในการระบายความร้อน โดยน้ำที่ถูกส่งเข้ามาโดยทั่วไปจะมีอุณหภูมิประมาณ 85-90°F และรับความร้อนจากสารทำความเย็นจนมีอุณหภูมิสูงมากขึ้นประมาณ 95-100°F และจะถูกส่งไประบายความร้อนที่หอผึ่งน้ำ จนอุณหภูมิน้ำลดลงประมาณ 85-90°F จึงถูกส่งกลับไปที่คอนเดนเซอร์เพื่อหมุนเวียนระบายความร้อนต่อไป
- การระบายความร้อนด้วยอากาศ ในการระบายความร้อนด้วยอากาศจะใช้อากาศเป็นตัวกลางในการระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ โดยใช้พัดลมระบายความร้อนดูดอากาศ

ภายนอกที่มีอุณหภูมิประมาณ 95–100°F มารับความร้อนจากสารทำความเย็น เนื่องจากอากาศมีค่าความจุความร้อนที่ต่ำกว่าน้ำจึงจำเป็นต้องใช้อากาศที่มีปริมาณมากทำให้มีการใช้พลังงานไฟฟ้ามากในส่วนพัดลมระบายความร้อน

โดยทั่วไปเครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำจะมีเงินลงทุนที่สูงกว่า แต่อัตราการใช้พลังงานโดยรวมจะต่ำกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ

### 3.1.2.2 บีบปั้มน้ำ

บีบปั้มน้ำทำหน้าที่เปลี่ยนรูปพลังงานทางไฟฟ้าจากมอเตอร์ ไปเป็นพลังงานกลที่ตัวบีบปั้มน้ำ ซึ่งหลักการการทำงานของบีบปั้มน้ำก็คือ บีบปั้มน้ำจะลดความดันด้านดูดของตัวมันให้ต่ำลงเพื่อให้ของเหลวสามารถไหลเข้ามาได้ และจะเพิ่มแรงดันไปยังของเหลวทำให้ของเหลวดังกล่าว เคลื่อนที่ผ่านระบบท่อต่างๆ ที่ต่อออกจากบีบปั้มน้ำได้ สำหรับงานในระบบการทำความเย็นมักนิยมใช้บีบปั้มน้ำประเภทบีบปั้มน้อยโซ่ โดยบีบปั้มน้อยโซ่แบ่งได้เป็นสองประเภท ได้แก่ บีบปั้มน้อยโซ่แบบ Horizontal และบีบปั้มน้อยโซ่แบบ Vertical ในการใช้งาน การเลือกประเภทของบีบปั้มน้อยโซ่จะขึ้นกับวิศวกรผู้ออกแบบ ซึ่งบีบปั้มน้อยโซ่ในแต่ละประเภทจะมีข้อดีและข้อเสียแตกต่างกันไป อย่างไรก็ตาม พบว่า แนวโน้มในการเลือกใช้บีบปั้มน้อยโซ่แบบ Horizontal มีมากขึ้น เนื่องจากราคาเงินลงทุนเบื้องต้นที่ต่ำกว่าและการบำรุงรักษาที่ง่ายกว่าบีบปั้มน้อยโซ่แบบ Vertical

เนื่องจากบีบปั้มน้ำถูกใช้งานในหลายๆ ส่วนของระบบทำความเย็น เพื่อความสะดวกในการพิจารณา บีบปั้มน้ำที่ใช้ในระบบทำความเย็นมักถูกเรียกว่า บีบปั้มน้ำเย็น และ บีบปั้มน้ำที่ใช้ในการระบายความร้อนด้วยน้ำมักเรียกว่า บีบปั้มน้ำระบายความร้อน

### 3.1.2.3 หอผึ่งน้ำ

หอผึ่งน้ำเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำกับอากาศ โดยจะช่วยให้การระบายความร้อน ทำให้น้ำที่มีอุณหภูมิสูงมีอุณหภูมิลดต่ำลง สำหรับกระบวนการถ่ายเทความร้อนภายในหอผึ่งน้ำแบ่งออกเป็นสองส่วน ได้แก่

- ส่วนการถ่ายเทความร้อนสัมผัส: จากอุณหภูมิสูงไปสู่อุณหภูมิต่ำของอากาศที่ต่ำกว่า
- ส่วนการถ่ายเทความร้อนแฝง: จากการระเหยตัวของน้ำไปสู่อากาศที่ยังไม่อิ่มตัว

นอกจากนี้การใช้งานหอผึ่งน้ำในระบบทำความเย็น ปัจจุบันนิยมใช้อยู่สองประเภท ได้แก่

- **หอผึ่งน้ำประเภทพัดลมดูดอากาศไหลสวนทางกับน้ำ (Counter-Flow)** เป็นหอผึ่งน้ำที่มีราคาถูก แต่ต้องการพื้นที่ในการติดตั้งมาก

- **หอผึ่งน้ำประเภทพัดลมดูดอากาศไหลตัดผ่านกันกับน้ำ (Cross-Flow)** เป็นหอผึ่งน้ำที่มีราคาสูง (ที่ปริมาณต้นระบายความร้อนเท่ากัน พบว่า หอผึ่งน้ำประเภทพัดลมดูดอากาศไหลตัดผ่านกันกับน้ำ จะมีราคาสูงกว่า หอผึ่งน้ำประเภทพัดลมดูดอากาศไหลสวนทางกับน้ำ ประมาณสองเท่า) เนื่องจากมีความสวยงาม และต้องการพื้นที่ในการติดตั้งต่ำ รวมทั้งสามารถทำการบำรุงรักษาได้ง่าย

อย่างไรก็ตาม พบว่า ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของหอผึ่งน้ำทั้งสองประเภทมีค่าใกล้เคียงกัน ดังนั้น การทำงานในระบบระบายความร้อนด้วยน้ำ การเลือกใช้หอผึ่งน้ำประเภทใดนั้น จึงขึ้นกับวิศวกรผู้ออกแบบนั้นและข้อจำกัดในการติดตั้ง

เห็นได้ว่าหากทำการเลือกอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นอย่างเหมาะสมกับภาระการทำความเย็นของระบบจะช่วยให้การประหยัดเงินลงทุนและค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องเป็นอย่างมาก อย่างไรก็ตามในการเลือกอุปกรณ์หนึ่งๆ ปัจจัยที่จำเป็นต้องพิจารณา นอกจากประสิทธิภาพของอุปกรณ์นั้นๆ แล้ว ยังจำเป็นต้องพิจารณาถึง รูปแบบของการกระจายของน้ำระบายความร้อน และน้ำเย็นของระบบทำความเย็นด้วย ซึ่งจะสามารถช่วยในการตัดสินใจของวิศวกรได้ดีขึ้น



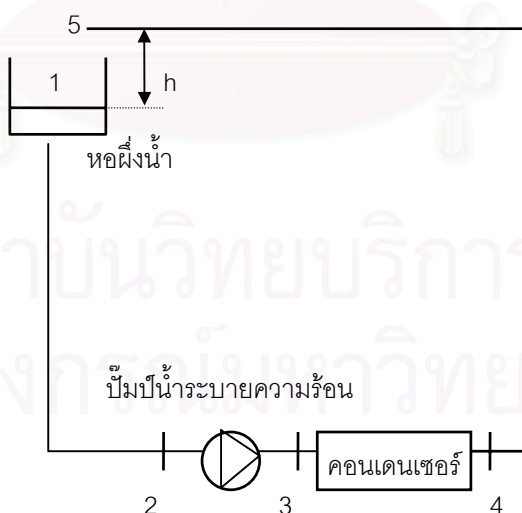
สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



### 3.2 ระบบท่อสำหรับระบบน้ำระบายความร้อนในระบบทำความเย็น

ในระบบทำความเย็นที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ มีความจำเป็นในการใช้ปั๊มในการหมุนเวียนน้ำระบายความร้อน โดยทั่วไปผู้ผลิตเครื่องทำน้ำเย็นมักนิยมใช้อุณหภูมิแตกต่างของน้ำระบายความร้อนเข้าและออกจากคอนเดนเซอร์เท่ากับ  $10^{\circ}\text{F}$  และกำหนดอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนประมาณ 3 แกลลอน(อเมริกัน) ต่อนาที ต่อ 1 ตันความเย็น ที่สภาวะเต็มทีของเครื่อง อย่างไรก็ตาม เมื่อเครื่องทำน้ำเย็นเดินเครื่องที่สภาวะภาระบางส่วน ทางผู้ผลิตจะไม่อนุญาตให้อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนผ่านคอนเดนเซอร์เปลี่ยนแปลงได้ โดยให้อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนมีค่าคงที่เท่ากับอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนที่สภาวะเต็มทีของเครื่อง โดยอุณหภูมิแตกต่างของน้ำระบายความร้อนเข้าและออกจากคอนเดนเซอร์จะมีค่าเปลี่ยนแปลงไปไม่เท่ากับ  $10^{\circ}\text{F}$

โดยทั่วไป การใช้ปั๊มน้ำระบายความร้อนนั้น จะใช้ปั๊มน้ำประเภทความเร็วรอบคงที่ เนื่องจากการที่อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนมีค่าคงที่ และ ไม่มีความจำเป็นในการแปรเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน ดังนั้นปั๊มน้ำระบายความร้อนจึงมีหน้าที่เพียงนำน้ำไปส่งที่หอผึ่งน้ำ เพื่อระบายความร้อนต่อไป อย่างไรก็ตาม เมื่อเครื่องทำน้ำเย็นเดินเครื่องที่สภาวะภาระบางส่วน หอผึ่งน้ำจึงต้องรับผลกระทบเนื่องจากการแปรเปลี่ยนของอุณหภูมิน้ำระบายความร้อน (อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนมีค่าคงที่) และ จะส่งผลกระทบต่อตัวแปรอื่นๆ ที่มีผลต่อการทำงานของหอผึ่งน้ำต่อไป ซึ่งส่วนมากจะส่งผลกระทบต่ออุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ ความชื้นของอากาศ โดยในส่วนของอัตราการดูดอากาศของหอผึ่งน้ำ (cfm) จะมีค่าคงที่



รูป 3.2 ปั๊มน้ำระบายความร้อนในระบบทำความเย็น

ระบบนี้ถือว่าเป็นระบบเปิด จะมีจุดที่น้ำสัมผัสอากาศหรือจุดอ้างอิง 2 จุด ตามรูปคือจุดที่ 1 และจุดที่ 5 ซึ่งมีความดันเท่ากับบรรยากาศ หลักการคือต้องการสูบน้ำจากห่อฝิ่งน้ำจุดที่ 1 ให้ไหลเข้าระบบความร้อนจากคอนเดนเซอร์ แล้วกลับมาที่ห่อฝิ่งน้ำจุดที่ 5 เพื่อให้เย็นลงและกลับมาที่จุดที่ 1 โดยปั๊มบีไฮด์ที่ต้องการคือ

$$H_T = \Delta H_S + \Delta Z + \Delta H_F$$

$$H_T = H_{S5} - H_{S1} + Z_5 - Z_1 + \Delta H_{F15}$$

$$H_T = h + \Delta H_{F12} + \Delta H_{F34} + \Delta H_{F45} \quad \dots (3.1)$$

เมื่อ	$\Delta$	: สภาวะ หรือ จุดที่ถ่ายลบด้วยจุดต้น
	$H_T$	: ปั๊มบีไฮด์
	$H_F$	: ความเสียหายของการไหลในท่อและข้อต่อต่างๆ
	$H_S$	: ความดันสถิตย
	$Z$	: ความสูงที่ทำให้เกิดพลังงานศักย
	$\Delta H_{F12}$	: ความเสียหายท่อและข้อต่อต่างๆ จากจุดที่ 1 ไปจุดที่ 2
	$\Delta H_{F15}$	: ความเสียหายท่อและข้อต่อต่างๆ จากจุดที่ 1 ไปจุดที่ 5
	$\Delta H_{F34}$	: ความเสียหายจากคอนเดนเซอร์
	$\Delta H_{F45}$	: ความเสียหายท่อและข้อต่อต่างๆ จากจุดที่ 4 ไปจุดที่ 5
	$H_{S1}$ และ $H_{S5}$	: ความดันบรรยากาศ

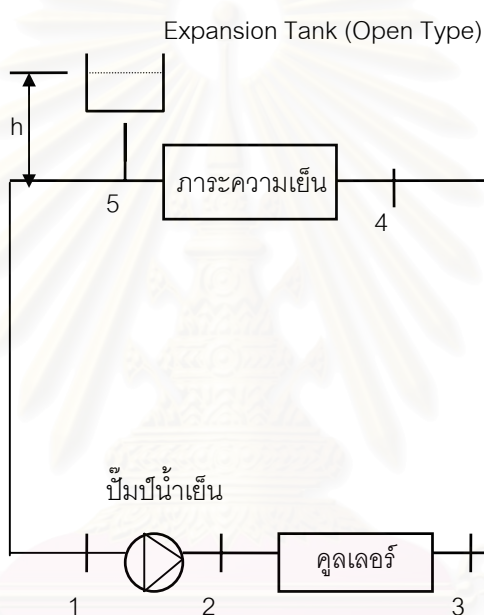
จะเห็นว่าความสูงของอาคารไม่มีผลกับปั๊มบีไฮด์ สำหรับค่า  $h$  บริษัทผู้ผลิตห่อฝิ่งน้ำ มักจะรวมเรียกว่า ความดันสถิตย (Static Head) ของห่อฝิ่งน้ำ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



### 3.3 ระบบท่อสำหรับระบบน้ำเย็นในระบบทำความเย็น

ในระบบทำความเย็นที่ใช้น้ำเย็น มีความจำเป็นต้องใช้ปั๊มบีบน้ำเย็นในการหมุนเวียนน้ำเย็น โดยทั่วไปผู้ผลิตเครื่องทำน้ำเย็นมักนิยมใช้คุณสมบัติแตกต่างของน้ำเย็นเข้าและออกจากคอยล์เท่ากับ  $10^{\circ}\text{F}$  ซึ่งอัตราการไหลของน้ำเย็นจะเป็นไปตามกฎของพลังงานโดยมีค่าประมาณ 2.4 แกลลอน(อเมริกัน) ต่อนาที ต่อ 1 ตันความเย็นที่สถานะเต็มของเครื่อง อย่างไรก็ตาม เมื่อเครื่องทำน้ำเย็นเดินเครื่องที่สภาวะภาระบางส่วน ทางผู้ผลิตจะไม่อนุญาตให้อัตราการไหลของน้ำเย็นผ่านคอยล์เปลี่ยนแปลงได้ โดยให้อัตราการไหลของน้ำเย็นมีค่าคงที่เท่ากับอัตราการไหลของน้ำเย็นที่สถานะเต็มของเครื่อง โดยคุณสมบัติแตกต่างของน้ำเย็นเข้าและออกจากคอยล์จะมีค่าเปลี่ยนแปลงไปไม่เท่ากับ  $10^{\circ}\text{F}$



รูป 3.3 ปั๊มน้ำเย็นในระบบทำความเย็น

หลักการคือ ปั๊มน้ำจะดูดน้ำจากจุดที่ 1 แล้วอัดเข้าไปในคอยล์ของเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อทำให้น้ำเย็นลง น้ำเย็นก็จะไหลไปเข้าภาชนะความเย็นของระบบ เพื่อทำการแลกเปลี่ยนความร้อนกับระบบ น้ำที่ออกจากภาชนะความเย็นจุดที่ 5 จะมีอุณหภูมิสูงขึ้น และจะกลับไปที่จุด 1 ใหม่ วงเวียนเป็นเช่นนี้ไปเรื่อยๆ เป็นการไหลแบบคงที่ (Steady Flow) ส่วน Expansion Tank นั้นไว้สำหรับตอนเครื่องไม่ได้ทำงาน ถ้าน้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้น เกิดการขยายตัวและเป็นที่ยอมรับเติมน้ำซึ่งมีทั้งแบบอัตโนมัติและแบบใช้คนเติม โดยทั่วไประดับน้ำใน Expansion Tank ต้องสูงกว่าระดับน้ำในระบบจุดที่สูงที่สุด และควรจะสูงกว่าไม่น้อยกว่า 1 เมตร เพื่อไม่ให้จุดนั้นหรือจุดใดๆ มีความดันต่ำกว่าความดันบรรยากาศ ระบบนี้ถือได้ว่าเป็นระบบปิด น้ำไหลกลับมาที่เดิม จะเห็นได้ว่าความดันและความสูงของอาคารไม่มีผลกับปั๊มไฮดรอลิก โดยปั๊มไฮดรอลิกที่ต้องการคือ ความเสียดทานของท่อ ข้อต่อ และอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบดังนี้

$$H_T = \Delta H_F$$

$$H_T = \Delta H_{F23} + \Delta H_{F34} + \Delta H_{F45} + \Delta H_{F51} \quad \dots (3.2)$$

- เมื่อ
- $\Delta$  : สภาวะ หรือ จุดท้ายลบด้วยจุดต้น
  - $H_T$  : บั้มปีเฮด
  - $\Delta H_{F23}$  : ความเสียหายจากคูเลออร์
  - $\Delta H_{F34}$  : ความเสียหายท่อและข้อต่อต่างๆ จากจุดที่ 3 ไปจุดที่ 4
  - $\Delta H_{F45}$  : ความเสียหายท่อและข้อต่อต่างๆ จากจุดที่ 4 ไปจุดที่ 5
  - $\Delta H_{F51}$  : ความเสียหายท่อและข้อต่อต่างๆ จากจุดที่ 5 ไปจุดที่ 1



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 4

### การเก็บข้อมูลและรูปแบบการวิเคราะห์

ในการพัฒนาโปรแกรม Cooling Equipment Selection เพื่อศึกษาผลของจำนวนและขนาดของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบ Chiller ได้ทำการเก็บข้อมูลการทำงานและสมรรถนะของอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานขับเคลื่อน ประกอบด้วย เครื่องทำน้ำเย็น ปั๊มป้อนน้ำและหอผึ่งน้ำ ที่สภาวะการทำงานต่างๆ เพื่อนำมาสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ช่วยในการวิเคราะห์ผลของโปรแกรม รวมทั้งการเก็บข้อมูลในส่วนอื่นๆ ที่ส่งผลต่อการทำงานของอุปกรณ์ดังกล่าว ได้แก่ ค่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ

#### 4.1 รายละเอียดการเก็บข้อมูลและการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การวิเคราะห์การใช้พลังงานของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็น มักใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ในการจำลองลักษณะการทำงานของอุปกรณ์นั้นๆ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการจำลองอุปกรณ์ในระบบทำความเย็น ปัจจุบันมีสองแบบ ดังนี้

- แบบจำลองอุปกรณ์อย่างละเอียด (Detailed Equipment Model) ซึ่งจำเป็นต้องศึกษาถึงส่วนประกอบต่างๆ ภายในของอุปกรณ์นั้นๆ โดยศึกษาการทำงานของส่วนประกอบภายในแต่ละส่วนที่สภาวะการทำงานต่างๆ เพื่อนำมาสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้ทฤษฎี และความรู้ทางเทอร์โมไดนามิกส์ ในการจำลองการทำงานทั้งหมดของแต่ละส่วนประกอบภายในของอุปกรณ์นั้น
- แบบจำลองอุปกรณ์กล่องดำ (Black-Box Equipment Model) จะสนใจศึกษาเพียงผลของอินพุต (Input) และเอาต์พุต (Output) ที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของอุปกรณ์ และจะพิจารณาจำลองลักษณะอินพุตและเอาต์พุตของอุปกรณ์ โดยอาศัยสมการทางคณิตศาสตร์ โดยพิจารณาถึงลักษณะการทำงานของส่วนประกอบภายในของอุปกรณ์นั้น

ในงานวิจัยนี้พิจารณาการใช้แบบจำลองอุปกรณ์กล่องดำ จำลองลักษณะการทำงานของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็น เนื่องจาก ลักษณะของข้อมูลที่ใช้จริงในการออกแบบทางวิศวกรรมศาสตร์ ผู้ผลิตมักกำหนดคุณสมบัติข้อมูลของอุปกรณ์ในลักษณะอินพุตและเอาต์พุตมาให้ นอกจากนี้การจำลองอุปกรณ์โดยวิธีดังกล่าว จะช่วยลดจำนวนของข้อมูลและเวลาที่ใช้ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จากการจัดเก็บข้อมูลที่เกิดขึ้นจากส่วนประกอบภายในของอุปกรณ์ รายละเอียดของการเก็บข้อมูลมีดังนี้

#### 4.1.1 อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ

นที ลิ้มประสิทธิ์ศักดิ์ (2535) พบว่า อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศมีผลต่อประสิทธิภาพการระบายความร้อนของน้ำที่หอผึ่งน้ำ และประสิทธิภาพการระบายความร้อนของหอผึ่งน้ำ รวมทั้งส่งผลต่อไปถึงสมรรถนะการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นอีกด้วย ดังนั้น งานวิจัยนี้ได้ทำการเก็บข้อมูลอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทุกๆ หนึ่งชั่วโมง ของทุกๆ วัน ในปี พ.ศ.2541 โดยพิจารณาการเก็บข้อมูลอุณหภูมิอากาศ เฉพาะในส่วนของจังหวัดกรุงเทพฯ และนำกลุ่มข้อมูลอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศในแต่ละชั่วโมงมาหาค่าเฉลี่ยเพื่อเป็นตัวแทนของอุณหภูมิเฉลี่ยกระเปาะเปียกของอากาศรายชั่วโมงในโปรแกรม Cooling Equipment Selection ที่ได้พัฒนาขึ้น โดยทำการจัดเก็บข้อมูลอุณหภูมิอากาศไว้ในฐานข้อมูลของโปรแกรม ดังนี้

ตาราง 4.1: อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยทุกๆ หนึ่งชั่วโมงของปี 2541 ที่ทำการตรวจวัดที่กรุงเทพฯ

เวลา (นาฬิกา)	อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ (°F)
1.00	78.07
2.00	77.83
3.00	77.60
4.00	77.42
5.00	77.26
6.00	77.00
7.00	77.12
8.00	77.75
9.00	78.38
10.00	78.89
11.00	79.28
12.00	79.70
13.00	79.87
14.00	79.96
15.00	80.08
16.00	79.90
17.00	79.57
18.00	79.12
19.00	78.85
20.00	78.73
21.00	78.62

เวลา (นาฬิกา)	อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ (°F)
22.00	78.52
23.00	78.43
24.00	78.28

#### 4.1.2 เครื่องทำน้ำเย็น

ในการพิจารณาการเก็บข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็นแบบหอยโข่งชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ ซึ่งเป็นเครื่องทำน้ำเย็นที่นิยมใช้ในระบบทำความเย็นขนาดใหญ่ พบว่า กลุ่มข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็นมีปริมาณมาก โดยที่ ต้นความเย็นหนึ่งๆ จะมีค่ากิโลวัตต์ต่อต้นความเย็นหลายค่า อย่างไรก็ตามงานวิจัยนี้ได้ทำการจัดเก็บข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็นแบบหอยโข่งที่ขนาดต่างๆ โดยพิจารณาลักษณะของเครื่องที่สอดคล้องกับมาตรฐานอัตราการใช้พลังงานกิโลวัตต์ต่อต้นความเย็นของอาคารใหม่ (จากกรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน) และพิจารณาสภาวะการออกแบบเครื่องทำน้ำเย็น โดยอ้างอิงสภาวะการใช้งานในประเทศไทย ประกอบกับสภาวะการออกแบบมาตรฐานของเครื่องทำน้ำเย็นที่ถูกกำหนดโดย Air Conditioning and Refrigerating Institute (ARI) ดังนี้

ตาราง 4.2: มาตรฐานกิโลวัตต์ต่อต้นความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ

ชนิดส่วนทำความเย็น/เครื่องทำน้ำเย็น	อาคารใหม่ kW/ton	อาคารเก่า kW/ton
ก ส่วนทำน้ำเย็นแบบหอยโข่ง (Centrifugal Chiller)		
- ขนาดไม่เกิน 250 ต้นความเย็น	0.75	0.90
- ขนาดเกินกว่า 250 ต้นความเย็น ถึง 500 ต้นความเย็น	0.70	0.84
- ขนาดเกินกว่า 500 ต้นความเย็น	0.67	0.80
ข ส่วนทำน้ำเย็นแบบลูกสูบ (Reciprocating Chiller)		
- ขนาดไม่เกิน 35 ต้นความเย็น	0.98	1.18
- ขนาดเกิน 35 ต้นความเย็น	0.91	1.10
ค เครื่องทำน้ำเย็นแบบเป็นชุด (Package Unit)	0.88	1.06
ง ส่วนทำน้ำเย็นแบบสกรู (Screw Chiller)	0.70	0.84

### อ้างอิงสภาวะการทำงานในประเทศไทยที่

- ความต่างศักย์/ความถี่/เฟส เท่ากับ 380 / 50 / 3
- อุณหภูมิน้ำเย็นไหลออกจากคอยล์เลอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น เท่ากับ 45°F (7.22°C)
- อุณหภูมิน้ำเย็นไหลเข้าคอยล์เลอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น เท่ากับ 55°F (12.78°C)
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนไหลออกจากคอนเดนเซอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น เท่ากับ 100°F (37.78°C)
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนไหลเข้าคอนเดนเซอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น เท่ากับ 90°F (32.22°C)

### อ้างอิงสภาวะของเครื่องตาม ARI 550/590-98

- อัตราการไหลของน้ำเย็น เท่ากับ 2.4 gpm/ton (0.043 L/s per kW)
- อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน เท่ากับ 3.0 gpm/ton (0.054 L/s per kW)
- แฟกเตอร์คราบสกปรกของคอยล์เลอร์ เท่ากับ 0.0001 h\*ft<sup>2</sup>\*°F/Btu (0.000018 m<sup>2</sup>\*°C/W)
- แฟกเตอร์คราบสกปรกของคอนเดนเซอร์ เท่ากับ 0.00025 h\*ft<sup>2</sup>\*°F/Btu (0.000044 m<sup>2</sup>\*°C/W)

นอกจากศึกษาการทำงานและสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นที่สภาวะออกแบบดังกล่าว พบว่าเมื่อนำเครื่องทำน้ำเย็นมาติดตั้งใช้งานจริง จะเกิดการดำเนินงานที่ภาระบางส่วน รวมทั้งจะมีผลของอุณหภูมิระบายความร้อนที่ไหลออกจากหอผึ่งน้ำ ซึ่งจะไหลผ่านเข้ามาในเครื่องทำน้ำเย็น เป็นตัวกำหนดสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นอีกด้วย (อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอกจะเป็นตัวแปรที่ส่งผลต่ออุณหภูมิระบายความร้อนอีกทีหนึ่ง)

ดังนั้น งานวิจัยนี้ได้ทำการเก็บข้อมูล เมื่อสภาวะการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นเปลี่ยนแปลงไป โดยการเก็บข้อมูลการทำงานที่เปอร์เซ็นต์การทำงานของเครื่องตั้งแต่ 25–100% และทำการเก็บข้อมูลการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นเมื่ออุณหภูมิระบายความร้อนเข้าเครื่องเปลี่ยนแปลงไปตั้งแต่ 70-90°F (29.44-37.78°C)

### **สรุป:** รายละเอียดการเก็บข้อมูลเครื่องทำน้ำเย็น

- 1 เก็บข้อมูลการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น ที่ขนาดตันทำความเย็น และกิโลวัตต์ต่อตันความเย็นต่างๆ โดยที่ สภาวะออกแบบของเครื่องทำน้ำเย็นจะพิจารณาจาก สภาวะการใช้งานในประเทศไทยและสภาวะมาตรฐานที่ถูกกำหนดโดย Air Conditioning and Refrigerating Institute (ARI)
- 2 เก็บข้อมูลการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น ที่สภาวะอุณหภูมิระบายความร้อนเข้าเครื่องมีค่าตั้งแต่ 70-90°F โดยที่แต่ละอุณหภูมิได้ทำการเก็บข้อมูลที่เปอร์เซ็นต์การทำงานของเครื่องตั้งแต่ 25–100%

ตาราง 4.3: สรุปขนาดของเครื่องทำน้ำเย็นที่ทำการเก็บข้อมูล

รุ่น	ตันความเย็น	กิโลวัตต์ต่อตันความเย็น
CVHE-170	170	0.606,0.624,0.653,0.665
CVHE-200	200	0.575,0.600,0.635,0.675,0.700
CVHE-250	250	0.572,0.596,0.628,0.644,0.668
CVHE-300	300	0.550,0.613,0.637,0.667,0.697
CVHE-350	350	0.549,0.586,0.626,0.640,0.697
CVHE-400	400	0.553,0.590,0.627,0.663,0.700
CVHE-450	450	0.556,0.591,0.624,0.660,0.691
CVHG-500	500	0.532,0.564,0.608,0.634,0.668
CVHG-550	550	0.525,0.558,0.593,0.618,0.655
CVHG-600	600	0.527,0.555,0.582,0.632,0.665
CVHG-650	650	0.525,0.558,0.592,0.623,0.660
CVHG-700	700	0.523,0.554,0.593,0.627,0.659
CVHG-750	750	0.517,0.555,0.591,0.640,0.669
CVHG-800	800	0.521,0.556,0.592,0.636,0.670
CVHG-850	850	0.525,0.556,0.591,0.616,0.658
CVHG-900	900	0.531,0.554,0.581,0.603,0.629
CVHG-950	950	0.540,0.566,0.592,0.619,0.645
CVHG-1000	1000	0.543,0.565,0.587,0.608,0.631
CVHG-1100	1100	0.555,0.574,0.593,0.615,0.631
CVHG-1150	1150	0.563,0.583,0.602,0.623,0.642
CVHG-1200	1200	0.575,0.588,0.603,0.616,0.629
CVHG-1250	1250	0.583,0.602,0.62
CVHG-1300	1300	0.583,0.598,0.609,0.623,0.636

จากกลุ่มข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 112 เครื่อง (ตาราง 4.3) พบว่าสามารถสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จำลองการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นแต่ละเครื่องที่สภาวะการทำงานต่างๆ ซึ่งประกอบด้วยความสัมพันธ์ 3 ความสัมพันธ์ ดังนี้



$$PLR = \frac{Q_e}{Q_{enom}} * 100 \quad \dots (4.1)$$

$$\frac{P}{P_{nom}} * 100 = a_0 + a_1 PLR + a_2 PLR^2 + a_3 PLR^3 \quad \dots (4.2)$$

$$P_{nom} = b_0 + b_1 T_{c2} + b_2 T_{c2}^2 + b_3 T_{c2}^3 \quad \dots (4.3)$$

- เมื่อ  $a_0$   $a_1$   $a_2$   $a_3$  : ค่าคงที่  
 $b_0$   $b_1$   $b_2$   $b_3$  : ค่าคงที่  
 P (kW) : พลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็น ณ สภาวะใดๆ  
 $P_{nom}$  (kW) : พลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็น เมื่อเดินเครื่องเต็มที่  
 PLR (%) : ภาระการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น  
 $Q_e$  (ton) : ภาระความเย็นที่ได้จากเครื่องทำน้ำเย็น  
 $Q_{enom}$  (ton) : ภาระความเย็นที่ได้จากเครื่องทำน้ำเย็น เมื่อเดินเครื่องเต็มที่  
 $T_{c2}$  (°F) : อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่ไหลเข้าของเครื่องทำน้ำเย็น

จากการใช้สถิติช่วยในการวิเคราะห์กลุ่มข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 112 เครื่อง (ตาราง 4.3) พบว่า สมการ 4.2 และสมการ 4.3 สามารถอธิบายการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นได้เป็นอย่างดี ซึ่งสามารถแสดงด้วยค่าสถิติ ดังนี้

ตาราง 4.4: ค่าสถิติที่ใช้วิเคราะห์แบบจำลองเครื่องทำน้ำเย็น

ค่าสถิติ	สมการ 4.2	สมการ 4.3
ค่าเฉลี่ยของ $R^2$	1.000	0.994
ค่าเฉลี่ยของ Adjusted $R^2$	1.000	0.990
ค่าประมาณของ $R^2$ ที่ระดับนัยสำคัญ 0.05	1.000	0.994
ค่าประมาณของ Adjusted $R^2$ ที่ระดับนัยสำคัญ 0.05	1.000	0.991



#### 4.1.3 ปั๊มน้ำ

งานวิจัยนี้ทำการจัดเก็บข้อมูลของปั๊มน้ำ ประเภทปั๊มหยอโข่ง แบบ Horizontal Split Casing Pump โดยปั๊มน้ำที่ถูกจัดเก็บในฐานะข้อมูลของโปรแกรม Cooling Equipment Selection เป็นปั๊มน้ำที่มีความเร็วรอบคงที่ 2 ค่า คือ 1500 และ 3000 รอบต่อนาที

ตาราง 4.5: สรุปขนาดของปั๊มน้ำที่ทำการเก็บข้อมูล

รุ่น	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	เส้นผ่านศูนย์กลาง ใบพัด (นิ้ว)	ช่วงอัตราการไหล (แกลลอนต่อนาที)	ช่วงเฮด (ฟุต)
100X80CGS	1500	6.89	79.25 - 258.89	18.37 – 33.79
100X80CGS	1500	7.28	79.25 - 290.59	20.34 – 37.73
100X80CGS	1500	7.87	79.25 - 311.72	23.62 – 43.96
100X80CGS	1500	8.19	79.25 - 330.22	25.92 – 47.24
100X80CGS	1500	8.58	79.25 - 343.42	30.18 – 52.17
100X80CHS	1500	8.43	79.25 - 272.10	35.43 – 54.46
100X80CHS	1500	9.06	79.25 - 285.31	41.34 – 62.34
100X80CHS	1500	9.61	79.25 - 303.80	46.59 – 70.21
100X80CHS	1500	10.00	79.25 - 330.22	51.18 – 76.12
100X80CHS	1500	10.47	79.25 - 364.56	56.43 – 84.32
100X80CJS	1500	10.47	79.25 - 277.38	53.15 – 82.68
100X80CJS	1500	11.06	79.25 - 317.01	57.74 – 91.86
100X80CJS	1500	11.77	79.25 - 348.71	66.27 – 104.99
100X80CJS	1500	12.24	79.25 - 364.56	72.18 – 112.86
100X80CJS	1500	12.83	79.25 - 380.41	83.99 – 124.67
125X100CGN	1500	7.01	132.09 - 475.51	23.13 – 37.73
125X100CGN	1500	7.44	132.09 - 501.93	24.11 – 41.83
125X100CGN	1500	7.83	132.09 - 515.14	30.35 – 45.93
125X100CGN	1500	8.19	132.09 - 554.76	32.32 – 51.67
125X100CGN	1500	8.58	132.09 - 581.18	35.27 – 56.59
125X100CHN	1500	8.27	105.67 - 475.51	33.63 – 52.49
125X100CHN	1500	8.58	105.67 - 501.93	36.09 – 57.41
125X100CHN	1500	9.02	105.67 - 581.18	40.19 – 63.98
125X100CHN	1500	9.53	105.67 - 634.01	45.93 – 69.72

รุ่น	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	เส้นผ่านศูนย์กลาง ใบพัด (นิ้ว)	ช่วงอัตราการใช้ (แกลลอนต่อนาที)	ช่วงเฮด (ฟุต)
125X100CHN	1500	9.96	105.67 - 686.85	51.67 – 76.28
125X100CHN	1500	10.43	105.67 - 766.10	55.77 – 83.66
125X100CJS	1500	13.19	132.09 - 581.18	78.74 – 137.80
125X100CJS	1500	13.94	132.09 - 634.01	86.94 – 154.20
125X100CJS	1500	14.80	132.09 - 723.83	96.78 – 173.88
125X100CJS	1500	15.43	132.09 - 739.68	113.19 – 187.01
125X100CJS	1500	16.14	132.09 - 792.52	126.31 – 206.69
125X80CJN	1500	10.39	132.09 - 607.60	43.96 – 83.66
125X80CJN	1500	11.02	132.09 - 634.01	60.37 – 93.50
125X80CJN	1500	11.65	132.09 - 686.85	68.24 – 104.99
125X80CJN	1500	12.24	132.09 - 739.68	74.80 – 116.47
125X80CJN	1500	12.87	132.09 - 792.52	83.99 – 129.92
150CFN	1500	7.64	264.17 - 1030.27	20.67 – 43.96
150CFN	1500	7.99	264.17 - 1069.90	23.62 – 48.23
150CFN	1500	8.31	264.17 - 1122.73	25.59 – 51.51
150CFN	1500	8.62	264.17 - 1162.36	27.56 – 55.77
150CFN	1500	8.94	264.17 - 1201.98	29.53 – 59.71
150X100CJN	1500	12.87	264.17 - 1056.69	86.12 – 130.58
150X100CJN	1500	13.31	264.17 - 1083.11	92.68 – 137.80
150X100CJN	1500	14.13	264.17 - 1215.19	101.71 – 154.20
150X100CJN	1500	14.84	264.17 - 1268.03	114.83 – 172.24
150X100CJN	1500	15.63	264.17 - 1347.28	127.95 – 191.93
150X125CGN	1500	8.94	264.17 - 924.60	35.43 – 60.37
150X125CGN	1500	9.37	264.17 - 990.65	39.37 – 66.27
150X125CGN	1500	9.84	264.17 - 1069.90	42.65 – 73.49
150X125CGN	1500	10.31	264.17 - 1162.36	46.59 – 81.36
150X125CGN	1500	10.79	264.17 - 1254.82	49.87 – 89.24
150X125CHN	1500	10.79	264.17 - 1030.27	56.43 – 90.55
150X125CHN	1500	11.34	264.17 - 1067.26	64.30 – 101.05
150X125CHN	1500	11.97	264.17 - 1141.22	71.52 – 110.89
150X125CHN	1500	12.52	264.17 - 1215.19	78.74 – 121.39
150X125CHN	1500	13.11	264.17 - 1268.03	89.24 – 132.55

รุ่น	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	เส้นผ่านศูนย์กลาง ใบพัด (นิ้ว)	ช่วงอัตราการใช้ (แกลลอนต่อนาที)	ช่วงเฮด (ฟุต)
200CEN	1500	7.20	396.26 - 1320.86	14.44 – 17.06
200CEN	1500	7.52	396.26 - 1360.49	17.06 – 39.37
200CEN	1500	7.87	396.26 - 1452.95	19.69 – 42.65
200CEN	1500	8.19	396.26 - 1518.99	22.64 – 46.92
200CEN	1500	8.58	396.26 - 1611.45	26.25 – 51.84
200X100CJN	1500	14.69	396.26 - 1611.45	106.63 – 168.14
200X100CJN	1500	15.51	396.26 - 1717.12	127.13 – 188.65
200X100CJN	1500	16.42	396.26 - 1875.62	141.50 – 209.15
200X100CJN	1500	17.24	396.26 - 1981.29	155.84 – 233.76
200X100CJN	1500	18.15	396.26 - 2113.38	168.14 – 262.47
200X150CFN	1500	8.58	396.26 - 1386.90	28.22 – 55.45
200X150CFN	1500	8.94	396.26 - 1452.95	31.17 – 60.37
200X150CFN	1500	9.29	396.26 - 1518.99	33.79 – 64.96
200X150CFN	1500	9.65	396.26 - 1545.41	37.40 – 69.55
200X150CFN	1500	10.00	396.26 - 1611.45	41.34 – 74.80
200X150CGN	1500	10.00	396.26 - 1320.86	43.96 – 75.46
200X150CGN	1500	10.47	396.26 - 1400.11	49.21 – 83.33
200X150CGN	1500	11.02	396.26 - 1518.99	54.46 – 91.86
200X150CGN	1500	11.54	396.26 - 1545.41	60.37 – 101.71
200X150CGN	1500	12.09	396.26 - 1690.70	68.9 – 113.52
200X150CHN	1500	12.09	396.26 - 1466.16	65.62 – 114.83
200X150CHN	1500	12.68	396.26 - 1545.41	75.46 – 127.95
200X150CHN	1500	13.39	396.26 - 1637.87	83.66 – 139.44
200X150CHN	1500	14.02	396.26 - 1743.54	96.78 – 152.56
200X150CHN	1500	14.69	396.26 - 1849.20	106.63 – 167.32
250X150CGN	1500	11.22	528.34 - 1954.87	52.49 – 94.32
250X150CGN	1500	11.77	528.34 - 2073.75	59.88 – 103.35
250X150CGN	1500	12.36	528.34 - 2179.42	65.62 – 115.65
250X150CGN	1500	12.91	528.34 - 2377.55	73.82 – 126.31
250X150CGN	1500	13.54	528.34 - 2536.05	83.66 – 140.26
250X150CHN	1500	13.54	528.34 - 2113.38	85.30 – 139.44
250X150CHN	1500	14.25	528.34 - 2192.63	98.43 – 154.20

รุ่น	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	เส้นผ่านศูนย์กลาง ใบพัด (นิ้ว)	ช่วงอัตราการใช้ (แกลลอนต่อนาที)	ช่วงเฮด (ฟุต)
250X150CHN	1500	15.00	528.34 - 2324.71	111.55 – 170.60
250X150CHN	1500	15.71	528.34 - 2509.63	127.95 – 187.01
250X150CHN	1500	16.46	528.34 - 2773.81	137.80 – 206.69
250X150CJN	1500	16.46	528.34 - 1981.29	136.15 – 209.97
250X150CJN	1500	17.40	528.34 - 2179.42	144.36 – 232.94
250X150CJN	1500	18.43	528.34 - 2377.55	157.48 – 291.17
250X150CJN	1500	19.33	528.34 - 2575.68	180.45 – 285.43
250X150CJN	1500	20.35	528.34 - 2800.22	213.25 – 314.96
250X150CKN	1500	20.35	528.34 - 1783.16	213.25 – 314.96
250X150CKN	1500	21.57	528.34 - 1875.62	257.55 – 352.69
250X150CKN	1500	22.76	528.34 - 2020.92	278.87 – 395.34
250X150CKN	1500	23.94	528.34 - 2179.42	303.48 – 429.79
250X150CKN	1500	25.12	528.34 - 2377.55	321.52 – 474.08
250X200CEN	1500	8.07	528.34 - 1849.20	20.34 – 46.92
250X200CEN	1500	8.43	528.34 - 1981.29	22.31 – 50.85
250X200CEN	1500	8.82	528.34 - 2113.38	24.93 – 54.79
250X200CEN	1500	9.17	528.34 - 2192.63	27.56 – 60.70
250X200CEN	1500	9.61	528.34 - 2298.30	33.14 – 65.62
250X200CFN	1500	9.61	528.34 - 1981.29	32.81 – 67.59
250X200CFN	1500	10.00	528.34 - 2113.38	36.09 – 74.28
250X200CFN	1500	10.43	528.34 - 2219.05	41.34 – 81.36
250X200CFN	1500	10.79	528.34 - 2298.30	45.93 – 87.93
250X200CFN	1500	11.22	528.34 - 2430.38	51.18 – 95.14
300X150CJN	1500	18.46	660.43 - 3011.56	172.24 – 269.03
300X150CJN	1500	19.53	660.43 - 3222.90	188.65 – 296.92
300X150CJN	1500	20.67	660.43 - 3381.40	218.18 – 328.08
300X150CJN	1500	21.69	660.43 - 3671.99	246.06 – 362.53
300X150CJN	1500	22.83	660.43 - 4094.67	262.47 – 401.90
300X200CFN	1500	10.79	660.43 - 2800.22	42.65 – 87.93
300X200CFN	1500	11.26	660.43 - 2958.73	45.93 – 95.14
300X200CFN	1500	11.73	660.43 - 3090.81	51.18 – 103.02
300X200CFN	1500	12.17	660.43 - 3222.90	55.77 - 110.24

รุ่น	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	เส้นผ่านศูนย์กลาง ใบพัด (นิ้ว)	ช่วงอัตราการใช้ (แกลลอนต่อนาที)	ช่วงเฮด (ฟุต)
300X200CFN	1500	12.60	660.43 - 3302.15	62.34 - 118.11
300X200CGN	1500	12.60	660.43 - 2641.72	71.36 - 123.03
300X200CGN	1500	13.23	660.43 - 2773.81	80.38 - 136.98
300X200CGN	1500	13.90	660.43 - 2958.73	91.86 - 150.92
300X200CGN	1500	14.49	660.43 - 3117.23	101.71 - 164.04
300X200CGN	1500	15.20	660.43 - 3302.15	111.55 - 182.09
300X200CHN	1500	15.20	660.43 - 2747.39	118.11 - 182.09
300X200CHN	1500	15.98	660.43 - 2945.52	131.23 - 200.13
300X200CHN	1500	16.85	660.43 - 3117.23	147.64 - 254.27
300X200CHN	1500	17.64	660.43 - 3328.57	162.40 - 242.78
300X200CHN	1500	18.46	660.43 - 3592.74	173.88 - 265.75
300X200CJN	1500	17.05	660.43 - 4306.01	139.44 - 225.56
300X200CJN	1500	17.91	660.43 - 4517.34	160.76 - 254.27
300X200CJN	1500	18.90	660.43 - 4834.35	177.17 - 277.23
300X200CJN	1500	19.76	660.43 - 5072.10	200.13 - 303.48
300X200CJN	1500	20.71	660.43 - 5336.28	224.74 - 336.29
300X200CKN	1500	20.75	660.43 - 4121.08	213.25 - 333.01
300X200CKN	1500	21.93	660.43 - 4411.67	244.42 - 337.93
300X200CKN	1500	23.19	660.43 - 4821.14	270.67 - 413.39
300X200CKN	1500	24.37	660.43 - 5085.31	305.12 - 456.04
300X200CKN	1500	25.63	660.43 - 5257.02	344.49 - 515.09
300X250CEN	1500	9.06	660.43 - 2773.81	21.00 - 60.37
300X250CEN	1500	9.49	660.43 - 2905.89	24.28 - 62.99
300X250CEN	1500	9.96	660.43 - 3011.56	28.22 - 68.24
300X250CEN	1500	10.35	660.43 - 3143.65	32.81 - 75.46
300X250CEN	1500	10.79	660.43 - 3275.73	38.06 - 82.02
300x250CFN	1500	10.16	660.43 - 3698.41	31.50 - 75.79
300x250CFN	1500	10.63	660.43 - 3909.75	35.43 - 82.02
300x250CFN	1500	11.14	660.43 - 4015.42	41.99 - 88.58
300x250CFN	1500	11.61	660.43 - 4226.75	47.57 - 95.14
300x250CFN	1500	12.13	660.43 - 4438.09	53.15 - 104.99
300x250CGN	1500	12.13	660.43 - 3962.58	55.12 - 110.89

รุ่น	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	เส้นผ่านศูนย์กลาง ใบพัด (นิ้ว)	ช่วงอัตราการใช้ (แกลลอนต่อนาที)	ช่วงเฮด (ฟุต)
300x250CGN	1500	12.60	660.43 - 4094.67	59.06 - 118.77
300x250CGN	1500	13.15	660.43 - 4306.01	66.93 - 126.64
300x250CGN	1500	13.62	660.43 - 4490.93	72.18 - 138.45
300x250CGN	1500	14.13	660.43 - 4623.01	79.40 - 150.26
300x250CHN	1500	14.13	660.43 - 3830.50	85.30 - 154.20
300x250CHN	1500	14.84	660.43 - 3962.58	98.43 - 170.60
300x250CHN	1500	15.59	660.43 - 4226.75	113.19 - 190.29
300x250CHN	1500	16.30	660.43 - 4490.93	124.67 - 206.69
300x250CHN	1500	17.05	660.43 - 4755.10	134.51 - 228.02
100x80CGS*	3000	6.89	211.34 - 521.74	73.82 - 134.51
100x80CGS*	3000	7.28	211.34 - 581.18	82.02 - 150.92
100x80CGS*	3000	7.87	211.34 - 627.41	93.50 - 173.88
100x80CGS*	3000	8.19	211.34 - 660.43	103.35 - 190.29
100x80CGS*	3000	8.58	211.34 - 686.85	121.39 - 208.33
100x80CHS*	3000	8.43	211.34 - 549.48	141.08 - 218.18
100x80CHS*	3000	9.06	211.34 - 575.90	165.68 - 249.34
100x80CHS*	3000	9.61	211.34 - 634.01	187.01 - 280.51
100x80CHS*	3000	10.00	211.34 - 660.43	205.05 - 305.12
100x80CHS*	3000	10.47	211.34 - 734.40	224.74 - 334.65
100x80CJS*	3000	10.47	211.34 - 554.76	209.97 - 334.65
100x80CJS*	3000	11.06	211.34 - 634.01	229.66 - 367.45
100x80CJS*	3000	11.77	211.34 - 692.13	269.03 - 419.95
100x80CJS*	3000	12.24	211.34 - 729.11	298.56 - 452.76
100x80CJS*	3000	12.83	211.34 - 739.68	344.49 - 498.69
125x100CGN*	3000	7.01	264.17 - 977.44	86.94 - 150.92
125x100CGN*	3000	7.44	264.17 - 1003.85	95.14 - 167.32
125x100CGN*	3000	7.83	264.17 - 1043.48	111.55 - 183.73
125x100CGN*	3000	8.19	264.17 - 1083.11	127.95 - 205.05
125x100CGN*	3000	8.58	264.17 - 1175.57	142.72 - 226.38
125x100CHN*	3000	8.27	317.01 - 961.59	134.51 - 209.97
125x100CHN*	3000	8.58	317.01 - 1003.85	144.36 - 229.66
125x100CHN*	3000	9.02	317.01 - 1067.26	160.76 - 255.91



รุ่น	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	เส้นผ่านศูนย์กลาง ใบพัด (นิ้ว)	ช่วงอัตราการไหล (แกลลอนต่อนาที)	ช่วงเฮด (ฟุต)
125x100CHN*	3000	9.53	317.01 - 1130.66	183.73 - 278.87
125x100CHN*	3000	9.96	317.01 - 1183.49	206.69 - 305.12
125x100CHN*	3000	10.43	317.01 - 1268.03	223.10 - 334.65
125x80CJN*	3000	10.39	396.26 - 1215.19	201.77 - 337.11
125x80CJN*	3000	11.02	396.26 - 1268.03	241.14 - 378.94
125x80CJN*	3000	11.65	396.26 - 1373.69	273.13 - 418.31
125x80CJN*	3000	12.24	396.26 - 1492.57	300.20 - 465.06
125x80CJN*	3000	12.87	396.26 - 1585.03	334.65 - 516.73
150CFN*	3000	7.64	528.34 - 2060.54	82.68 - 175.85
150CFN*	3000	7.99	528.34 - 2139.79	94.49 - 192.91
150CFN*	3000	8.31	528.34 - 2245.46	102.36 - 206.04
150CFN*	3000	8.62	528.34 - 2311.51	110.24 - 223.10
150CFN*	3000	8.94	528.34 - 2403.97	118.11 - 238.85
150x125CGN*	3000	8.94	528.34 - 1849.20	141.08 - 242.78
150x125CGN*	3000	9.37	528.34 - 1968.08	157.48 - 265.75
150x125CGN*	3000	9.84	528.34 - 2139.79	170.60 - 295.28
150x125CGN*	3000	10.31	528.34 - 2311.51	187.01 - 324.80
150x125CGN*	3000	10.79	528.34 - 2509.63	200.13 - 360.89

จากกลุ่มข้อมูลของปั๊มบีบน้ำจำนวน 202 เครื่อง (ตาราง 4.5) พบว่าสามารถสร้างความสัมพันธ์ของตัวแปรภายในปั๊มบีบน้ำที่สามารถอธิบายถึงพลังงานและสภาวะการทำงานของปั๊มบีบน้ำ ดังนี้

$$H = a_0 + a_1Q + a_2Q^2 \quad \dots (4.4)$$

$$P_{\text{pump}} = b_0 + b_1Q \quad \dots (4.5)$$

- เมื่อ
- $a_0$   $a_1$   $a_2$  : ค่าคงที่
  - $b_0$   $b_1$  : ค่าคงที่
  - $H$  (ft) : เฮดของปั๊มบีบน้ำ
  - $P_{\text{pump}}$  (kW) : พลังงานที่เข้าในมอเตอร์ของปั๊มบีบน้ำ
  - $Q$  (gpm) : อัตราการไหลของน้ำที่ผ่านปั๊มบีบน้ำ



จากการใช้สถิติช่วยในการวิเคราะห์กลุ่มข้อมูลของปั้มน้ำจำนวน 202 เครื่อง (ตาราง 4.5) พบว่าสมการ 4.4 และสมการ 4.5 สามารถอธิบายการทำงานของปั้มน้ำได้เป็นอย่างดี ซึ่งสามารถแสดงด้วยค่าสถิติ ดังนี้

ตาราง 4.6: ค่าสถิติที่ใช้วิเคราะห์แบบจำลองปั้มน้ำ

ค่าสถิติ	สมการ 4.4	สมการ 4.5
ค่าเฉลี่ยของ $R^2$	0.999	0.987
ค่าเฉลี่ยของ Adjusted $R^2$	0.996	0.978
ค่าประมาณของ $R^2$ ที่ระดับนัยสำคัญ 0.05	0.984-1.000	0.987
ค่าประมาณของ Adjusted $R^2$ ที่ระดับนัยสำคัญ 0.05	0.983-1.000	0.964-0.991

#### 4.1.4 หอผึ่งน้ำ

ในฐานะข้อมูลของอุปกรณ์ในโปรแกรม Cooling Equipment Selection ได้ทำการจัดเก็บข้อมูลการทำงานของหอผึ่งน้ำประเภทอากาศไหลสวนทางกับน้ำ (counter-flow) ซึ่งเป็นหอผึ่งน้ำที่นิยมใช้มากในประเทศไทย ขนาดของหอผึ่งน้ำที่ทำการศึกษามีขนาดตั้งแต่ 100 ตัน ถึง 1500 ตัน โดยหอผึ่งน้ำในแต่ละขนาด ใช้พัดลมระบายความร้อนชนิดความเร็วรอบคงที่ ในการดูดอากาศปริมาณคงที่เข้ามาช่วยในการระบายความร้อน

ตาราง 4.7: สรุปรูปขนาดของหอผึ่งน้ำที่ทำการเก็บข้อมูล

รุ่น	ขนาดตันระบายความร้อน
LBC-100	100
LBC-125	125
LBC-150	150
LBC-175	175
LBC-200	200
LBC-225	225
LBC-250	250
LBC-300	300
LBC-350	350
LBC-400	400
LBC-500	500
LBC-600	600
LBC-700	700
LBC-800	800
LBC-1000	1000
LBC-1250	1250
LBC-1500	1500

นที ลิ้มประสิทธิ์ศักดิ์ (2535) ได้อธิบายถึงการออกแบบและสร้างหอผึ่งน้ำประเภทพัดลมดูดอากาศไหลสวนทางกับน้ำ เพื่อทำการทดสอบหาความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการไหลของน้ำ ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าและออกจากหอผึ่งน้ำ กับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ โดยทำการสร้างหอผึ่งน้ำขนาด 3 ตัน ซึ่งใช้ค่า Packing ตามค่า Packing ของ บริษัท เหลียงซี อุตสาหกรรม จำกัด โดยให้อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านเข้าหอผึ่งน้ำมีค่าคงที่ จากนั้นได้ทำการทดลอง และหาความสัมพันธ์จำลองการทำงานหอผึ่งน้ำจากข้อมูลหอผึ่งน้ำจำนวน 17 ขนาด (ตาราง 4.7) พบว่า สามารถอาศัยความสัมพันธ์ถูกพัฒนาขึ้นโดย นที ลิ้มประสิทธิ์ศักดิ์ (2535) อธิบายการทำงานของหอผึ่งน้ำที่สภาวะต่างๆ ได้ ดังนี้

$$t_2 = a_0 + a_1 WBT + a_2 \ln W_m + a_3 (WBT)(\ln W_m) + a_4 \ln R + a_5 (WBT)(\ln R) + a_6 (\ln W_m)(\ln R) + a_7 (WBT)(\ln W_m)(\ln R) \dots (4.6)$$

- เมื่อ  $a_0$   $a_1$   $a_2$   $a_3$   $a_4$   $a_5$   $a_6$   $a_7$  : ค่าคงที่
- $R$  ( $^{\circ}F$ ) : ผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนก่อนและหลังเข้าหอผึ่งน้ำ
- $t_2$  ( $^{\circ}F$ ) : อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนที่ออกจากหอผึ่งน้ำ
- $WBT$  ( $^{\circ}F$ ) : อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอก
- $W_m$  (gpm) : อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนผ่านหอผึ่งน้ำ

จากการใช้สถิติช่วยในการวิเคราะห์กลุ่มข้อมูลของหอผึ่งน้ำจำนวน 17 เครื่อง (ตาราง 4.7) พบว่า สมการ 4.6 สามารถอธิบายการทำงานของบิ๊มป์น้ำได้เป็นอย่างดี ซึ่งสามารถแสดงด้วยค่าสถิติ ดังนี้

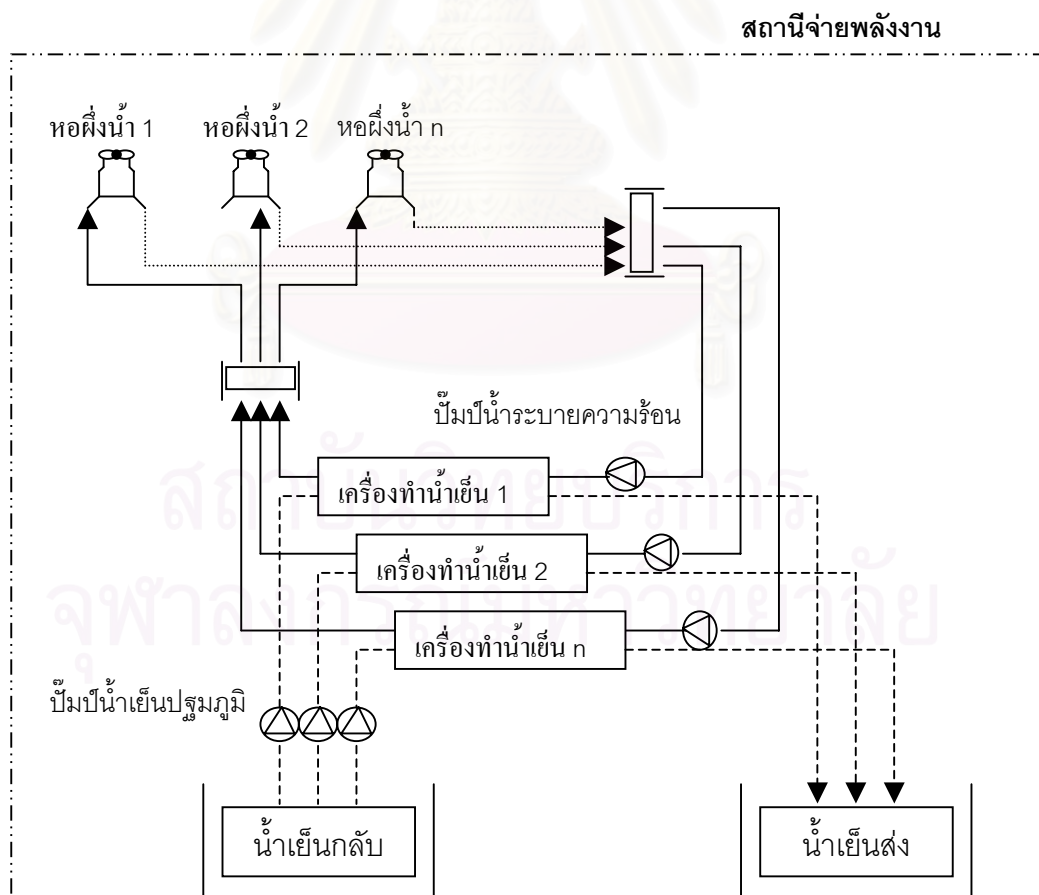
ตาราง 4.8: ค่าสถิติที่ใช้วิเคราะห์แบบจำลองหอผึ่งน้ำ

ค่าสถิติ	สมการ 4.6
ค่าเฉลี่ยของ $R^2$	0.964
ค่าเฉลี่ยของ Adjusted $R^2$	0.951
ค่าประมาณของ $R^2$ ที่ระดับนัยสำคัญ 0.05	0.964
ค่าประมาณของ Adjusted $R^2$ ที่ระดับนัยสำคัญ 0.05	0.896-1.000

## 4.2 รูปแบบการกระจายน้ำในระบบทำความเย็น

ปัจจัยหนึ่งซึ่งส่งผลต่อการเลือกใช้ระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค ได้แก่ ขนาดของพื้นที่ ที่จะทำการติดตั้งระบบทำความเย็น ซึ่งผลของขนาดพื้นที่จะส่งผลต่อการเลือกรูปแบบการกระจายน้ำในระบบทำความเย็น ซึ่งส่วนมากจะส่งผลโดยตรงต่อระบบปั๊มน้ำเย็น ซึ่งจำเป็นต้องทำการตัดสินใจให้เหมาะสม งานวิจัยนี้จึงได้ทำการพัฒนาโปรแกรม Cooling Equipment Selection เพื่อรองรับรูปแบบการกระจายน้ำในระบบทำความเย็นในรูปแบบต่างๆ (รายละเอียดศึกษาได้จากภาคผนวก ฉ) ซึ่งการเลือกรูปแบบการกระจายน้ำแบบใดนั้น จำเป็นต้องพิจารณาผลของมูลค่าเงินลงทุนและผลของการใช้พลังงานของรูปแบบนั้นๆ ประกอบการพิจารณา อย่างไรก็ตาม ในส่วนการเลือกอุปกรณ์ในส่วนสถานีจ่ายพลังงาน ซึ่งทุกรูปแบบการกระจายน้ำในระบบทำความเย็นต้องมีนั้น พบว่า ยังไม่มีรูปแบบหรือการคำนวณที่นำมาช่วยประกอบการวิเคราะห์การเลือกอุปกรณ์ในส่วนสถานีจ่ายพลังงานนี้ได้ สำหรับอุปกรณ์ในส่วนสถานีจ่ายพลังงานนั้น ประกอบด้วย

- เครื่องทำน้ำเย็น
- ปั๊มน้ำระบายความร้อน
- หอผึ่งน้ำ
- ปั๊มน้ำเย็นปฐมภูมิ



รูป 4.1 รูปแบบการกระจายน้ำระบายความร้อน

สำหรับรูปแบบการต่ออุปกรณ์ต่างๆ นั้น สามารถพิจารณาจากรูป 4.1 เห็นได้ว่า ปริมาตรควบคุมในรูป 4.1 แสดงให้เห็นถึงอุปกรณ์ในส่วนสถานีจ่ายพลังงาน (Power Station) สำหรับการทำงานของอุปกรณ์ในส่วนสถานีจ่ายพลังงานนั้น สามารถอธิบายได้ดังนี้ เมื่อภาระการทำความเย็นมีค่าเปลี่ยนแปลงไป เครื่องทำน้ำเย็นจะทำการเปิด-ปิด โดยอย่างน้อยที่สุดต้องสามารถรองรับภาระการทำความเย็น ณ ขณะนั้นให้ได้ ในส่วนรูปแบบการเดินท่อในส่วนน้ำเย็นกลับ น้ำเย็นกลับจะไหลรวมกันที่เฮดเดอร์ (Header) ของระบบท่อ ก่อนที่จะไหลเข้าสู่เครื่องทำน้ำเย็น ซึ่งทำให้อุณหภูมิน้ำเย็นกลับที่ไหลเข้าสู่เครื่องทำน้ำเย็นมีค่าเท่ากันในทุกๆ เครื่อง และอุณหภูมิน้ำเย็นกลับนี้จะเป็นตัวกำหนดสภาวะการทำงานที่เปอร์เซ็นต์การทำงานต่างๆ ของเครื่อง หรืออาจกล่าวได้ว่า เครื่องทำน้ำเย็นตัวใดที่เปิดอยู่ ณ ขณะนั้น จะทำการเดินเครื่องแบบเฉลี่ยโหลดที่เปอร์เซ็นต์การทำงานที่สภาวะบางส่วน (Part Load Ratio) เดียวกัน นอกจากนี้ในส่วนปั๊มน้ำเย็น ปั๊มน้ำจะระบายความร้อนและหอดึงน้ำนั้น จะทำการเปิด-ปิด พร้อมกับ การเปิด-ปิดเครื่องทำน้ำเย็นนั้นๆ หรือ จากรูปที่ 4.1 เมื่อเครื่องทำน้ำเย็นตัวที่ n ใดๆ เปิด-ปิด ปั๊มน้ำเย็นตัวที่ n ใดๆ ปั๊มน้ำจะระบายความร้อนตัวที่ n ใดๆ และหอดึงน้ำตัวที่ n ใดๆ จะทำการเปิด-ปิดพร้อมกัน

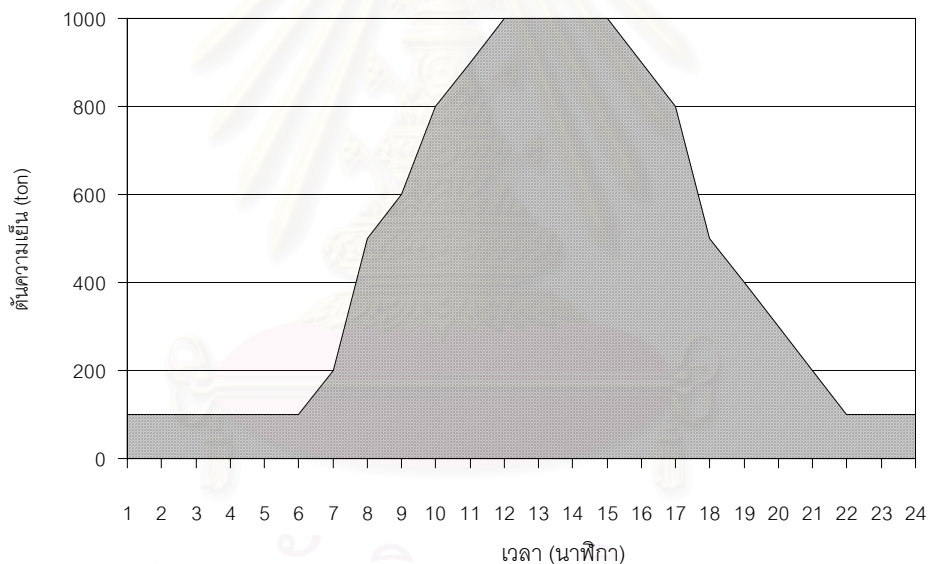
สำหรับรูปแบบการกระจายน้ำเย็นแบบต่างๆ ที่งานวิจัยนี้ได้ทำการพัฒนาโปรแกรมเพื่อรองรับขึ้นนั้นสามารถศึกษาได้จาก ภาคผนวก ข อย่างไรก็ตาม งานวิจัยนี้จะทำการศึกษาผลของการเลือกอุปกรณ์ในส่วนสถานีจ่ายพลังงานเป็นกรณีศึกษา (เปรียบเทียบกับรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 ในภาคผนวก ข) ซึ่งจะเป็นผลโดยตรงจากภาระการทำความเย็นรวมของระบบ (Total Cooling Load) ผลของขนาดและจำนวนของเครื่องทำน้ำเย็น ผลของเฮดปั๊มในส่วนปั๊มน้ำระบายความร้อนและปั๊มน้ำเย็นปฐมภูมิ ซึ่งจะกล่าวถึงต่อไป

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 5

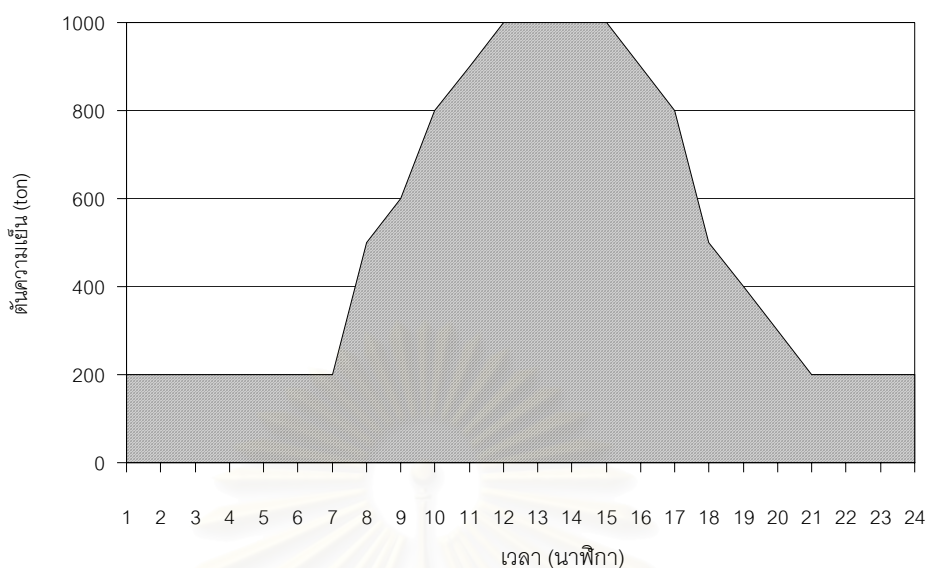
### การทดสอบโปรแกรม

ในงานวิจัยได้ใช้โปรแกรม Cooling Equipment Selection ทดสอบกับภาระการทำความเย็นที่มีค่าสูงสุดเท่ากับ 1000 ตันความเย็น เป็นกรณีศึกษา เพื่อเป็นตัวอย่างในการหาแนวทางในการเลือกจำนวนและขนาดของเครื่องทำน้ำเย็นเบื้องต้น ในความเป็นจริงนั้น ในระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาคจะมีค่าภาระการทำความเย็นที่สูงกว่า 1000 ตันความเย็นค่อนข้างมาก แต่เนื่องจากขีดจำกัดของข้อมูลอุปกรณ์ที่ได้ทำการรวบรวมขึ้น งานวิจัยนี้จึงพิจารณาภาระการทำความเย็นที่มีขนาดสูงสุดเท่ากับ 1000 ตันความเย็น โดยทำการทดสอบโปรแกรมกับภาระการทำความเย็นทั้งสิ้น 11 รูปแบบ แสดงในรูป 5.1 - รูป 5.11 ซึ่งสามารถนำความสัมพันธ์ระหว่างตันความเย็นกับช่วงเวลา (ชั่วโมง) คำนวณหาค่าตัวประกอบภาระ (Load Factor, LF) ได้



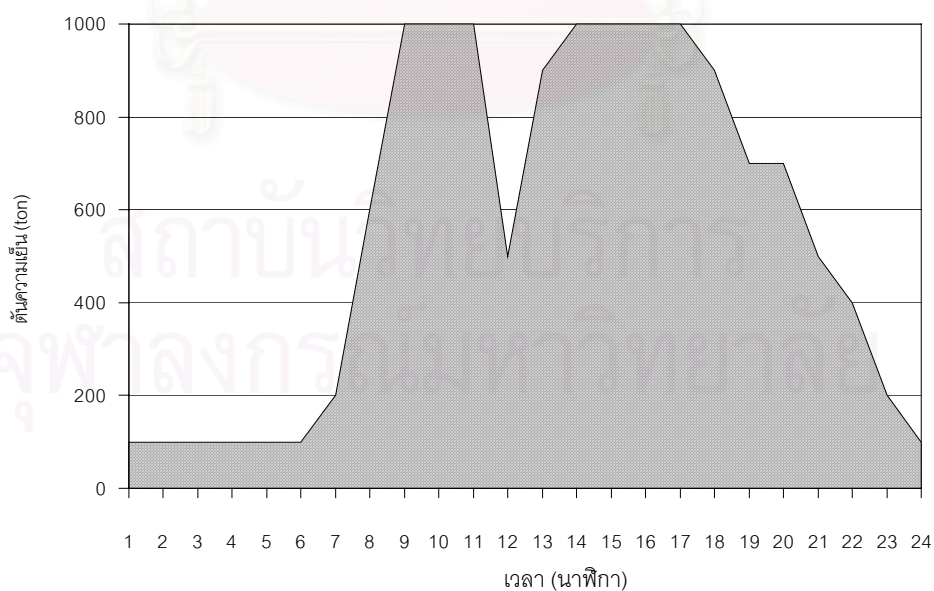
รูป 5.1 ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.458

รูป 5.1. แสดงลักษณะทั่วไปของภาระการทำความเย็นที่นำมาทดสอบ ซึ่งมีช่วงเวลาที่เกิดขนาดภาระการทำความเย็นสูงสุดอยู่ช่วงเวลาเดียว คือ ในช่วงเวลา 12.00-15.00 น. โดยในช่วงเวลา 22.00-6.00 น. ขนาดภาระการทำความเย็นของระบบมีขนาดคงที่เท่ากับ 100 ตัน และขนาดภาระมีค่าเพิ่มขึ้นจนถึงขนาดสูงสุดเท่ากับ 1000 ตัน ที่เวลา 12.00 น. และมีขนาดคงที่เท่ากับ 1000 ตัน จนถึงเวลา 15.00 น. จากนั้นขนาดภาระการทำความเย็นมีค่าลดลงจนถึง 100 ตัน ที่เวลา 22.00 น. เมื่อทำการหาขนาดเฉลี่ยของภาระการทำความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงจากพื้นที่ใต้กราฟ ได้เท่ากับ 458 ตัน หรือคิดเป็นค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.458



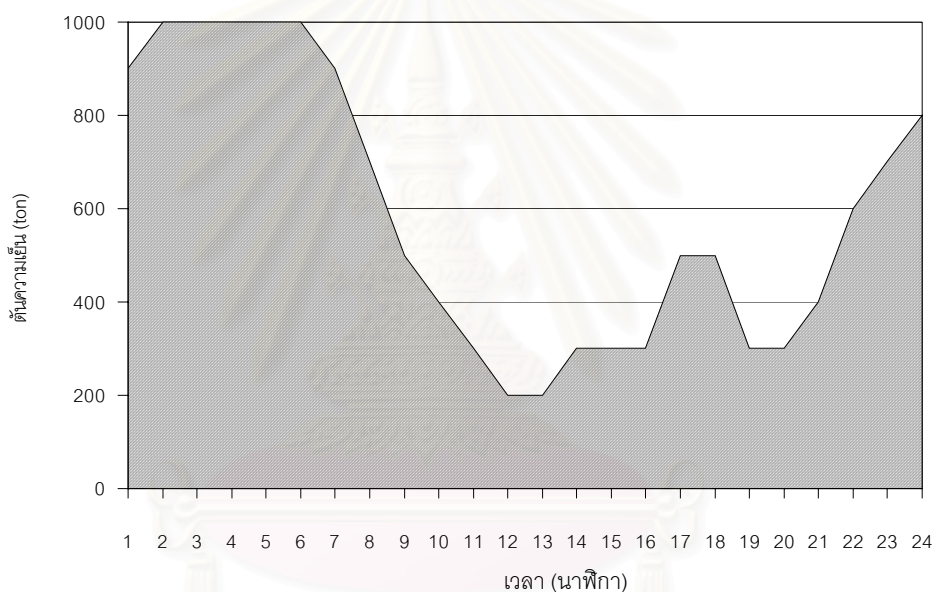
รูป 5.2 ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.496

รูป 5.2 แสดงลักษณะทั่วไปของภาระการทำความเย็นที่นำมาทดสอบ มีรูปแบบคล้ายกับภาระการทำความเย็นในรูป 5.1 แต่แตกต่างกันเฉพาะในช่วงเวลา 21.00-7.00 น. โดยมีขนาดภาระการทำความเย็นสูงขึ้น และมีขนาดของภาระคงที่มีค่าเท่ากับ 200 ตัน ในการหาขนาดเฉลี่ยของภาระการทำความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงจากพื้นที่ใต้กราฟในรูป ได้ค่าเฉลี่ยของภาระมีขนาดเท่ากับ 496 ตัน หรือคิดเป็นค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.496



รูป 5.3 ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.554

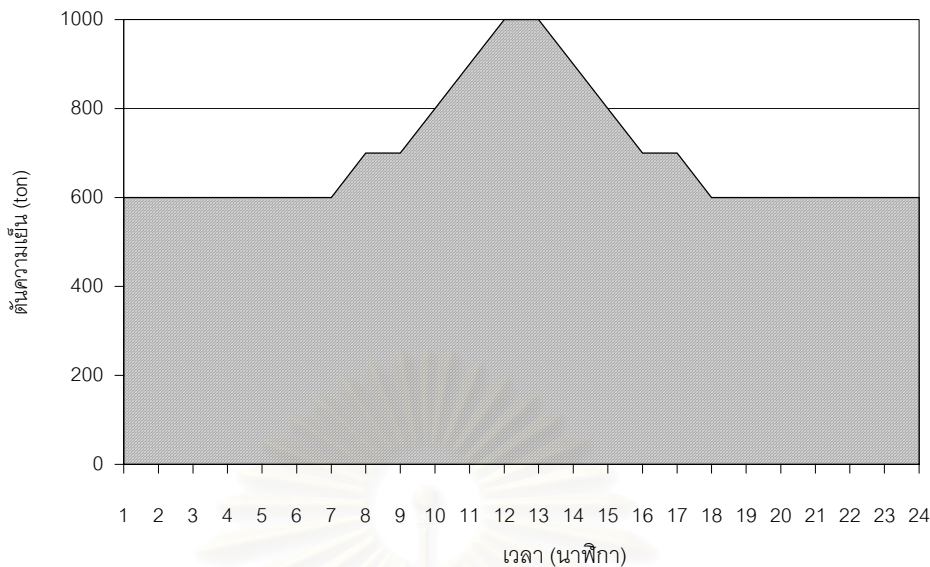
รูป 5.3 แสดงลักษณะทั่วไปของภาระการทำความเย็นที่นำมาทดสอบ มีช่วงที่เป็นขนาดภาระสูงสุดอยู่สองช่วงเวลา คือ ในช่วงเวลา 9.00-11.00 น. และในช่วงเวลา 14.00-17.00 น. โดยขนาดภาระการทำความเย็นสูงสุดของทั้งสองช่วงเวลามีขนาดคงที่เท่ากับ ซึ่งมีค่าเท่ากับ 1000 ตัน โดยในช่วงเวลา 24.00-6.00 น. ขนาดภาระมีค่าคงที่เท่ากับ 100 ตัน และมีขนาดภาระเพิ่มขึ้นจนถึงค่าภาระสูงสุดเท่ากับ 1000 ตัน ที่เวลา 9.00 น. และมีขนาดภาระคงที่เท่ากับ 1000 ตัน จนถึงเวลา 11.00 น. (ช่วงภาระการทำความเย็นสูงสุดช่วงเวลาแรก) จากนั้นขนาดภาระการทำความเย็นมีค่าลดลงทันที จากขนาดภาระสูงสุดเหลือครึ่งหนึ่ง คือมีค่าภาระการทำความเย็นเท่ากับ 500 ตัน ที่เวลา 12.00 น. และขนาดภาระการทำความเย็นมีค่าเพิ่มมากขึ้นจนถึงขนาดสูงสุดอีกครั้งที่เวลา 14.00 น. (ช่วงภาระการทำความเย็นสูงสุดช่วงเวลาที่สอง) และที่เวลา 17.00 น. ขนาดภาระการทำความเย็นเริ่มมีค่าลดลง จนมีขนาดเท่ากับ 100 ตัน ที่เวลา 24.00 น. ในการหาขนาดเฉลี่ยของภาระการทำความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงจากพื้นที่ใต้กราฟในรูป ได้ค่าเฉลี่ยของภาระมีขนาดเท่ากับ 554 ตัน หรือคิดเป็นค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.554



รูป 5.4 ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.588

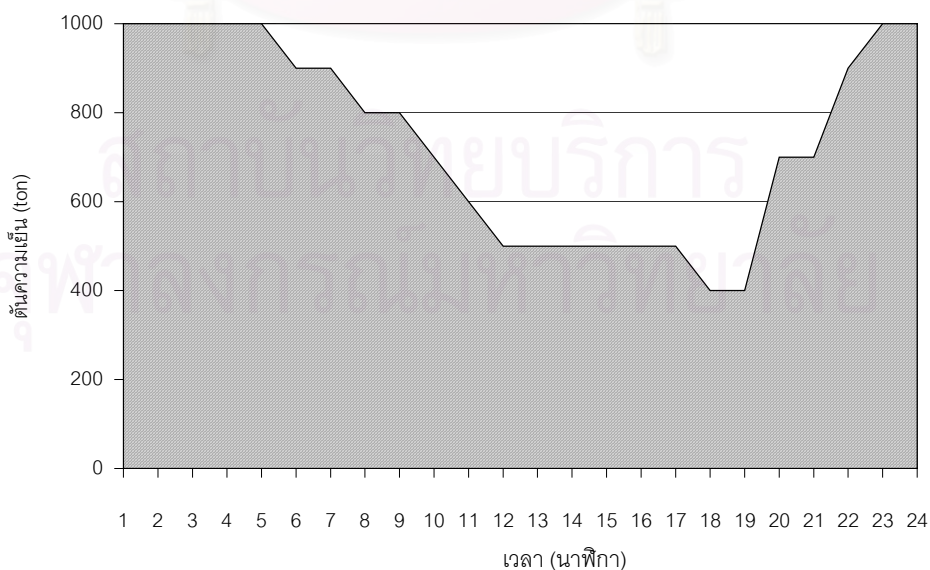
รูป 5.4 แสดงลักษณะทั่วไปของภาระการทำความเย็นที่นำมาทดสอบ มีช่วงที่เป็นขนาดภาระสูงสุดอยู่สองช่วงเวลา คือ ในช่วงเวลา 2.00-6.00 น. และในช่วงเวลา 17.00-18.00 น. อย่างไรก็ตาม ค่าสูงสุดของภาระการทำความเย็นทั้งสองช่วงเวลามีค่าไม่เท่ากัน โดยมีค่าเท่ากับ 1000 ตัน ที่ช่วงเวลาแรก และ 500 ตัน ที่ช่วงเวลาถัดไป ตามลำดับ เห็นได้ว่า หลังจากช่วงเวลาแรก (1000 ตัน) ขนาดภาระการทำความเย็นเริ่มมีค่าลดต่ำลง จนมีค่าภาระต่ำสุดอยู่ที่ 200 ตัน ที่เวลา 12.00 และจะมีค่าภาระการทำความเย็นคงที่เท่ากับ 200 ตัน จนถึงเวลา 13.00 น. จากนั้นขนาดภาระการทำความเย็นมีค่าเพิ่มมากขึ้นจนถึง 500 ตัน ที่เวลา 17.00 น. ซึ่งเป็นช่วงเวลาสอง และจะมีค่าลดต่ำลงอีกครั้งที่เวลา 18.00 น. จนมีค่าขนาดภาระการทำความเย็นเท่ากับ 300 ตัน ที่ช่วงเวลา 19.00 น. และมีค่าภาระคงที่จนถึงเวลา 20.00 น. จากนั้นภาระการทำความเย็นมีขนาดเพิ่มขึ้นจนถึง 1000 ตัน ที่ช่วงเวลาแรก (2.00-6.00 น.) อีกครั้ง ในการหาขนาดเฉลี่ยของภาระการทำความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงจากพื้นที่ใต้กราฟในรูป ได้ค่าเฉลี่ยของภาระมีขนาดเท่ากับ 588 ตัน หรือคิดเป็นค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.588





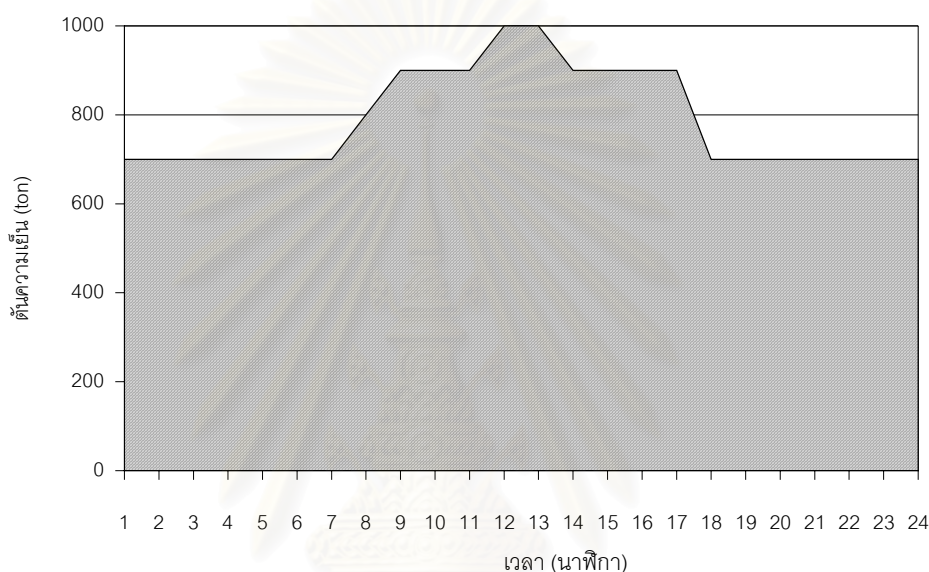
รูป 5.5 ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.692

รูป 5.5 แสดงลักษณะทั่วไปของภาระการทำความเย็นที่นำมาทดสอบ มีช่วงเวลาสั้นๆ ที่ขนาดภาระการทำความเย็นมีค่าสูงสุดเท่ากับ 1000 ตัน คือในช่วงเวลา 12.00-13.00 น. สำหรับค่าภาระการทำความเย็นจะมีค่าคงที่เท่ากับ 600 ตัน ในช่วงเวลา 18.00-7.00 น. และขนาดภาระมีค่าเพิ่มขึ้นจนถึงค่าภาระการทำความเย็นสูงสุดเท่ากับ 1000 ตัน ที่เวลา 12.00 น. และมีค่าภาระสูงสุดอยู่ในช่วงเวลาหนึ่งเท่านั้น และขนาดภาระมีค่าลดลงจนมีค่าเท่ากับ 600 ตัน ที่เวลา 18.00 น. ในการหาขนาดเฉลี่ยของภาระการทำความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงจากพื้นที่ใต้กราฟในรูป ได้ค่าเฉลี่ยของภาระมีขนาดเท่ากับ 692 ตัน หรือคิดเป็นค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.692



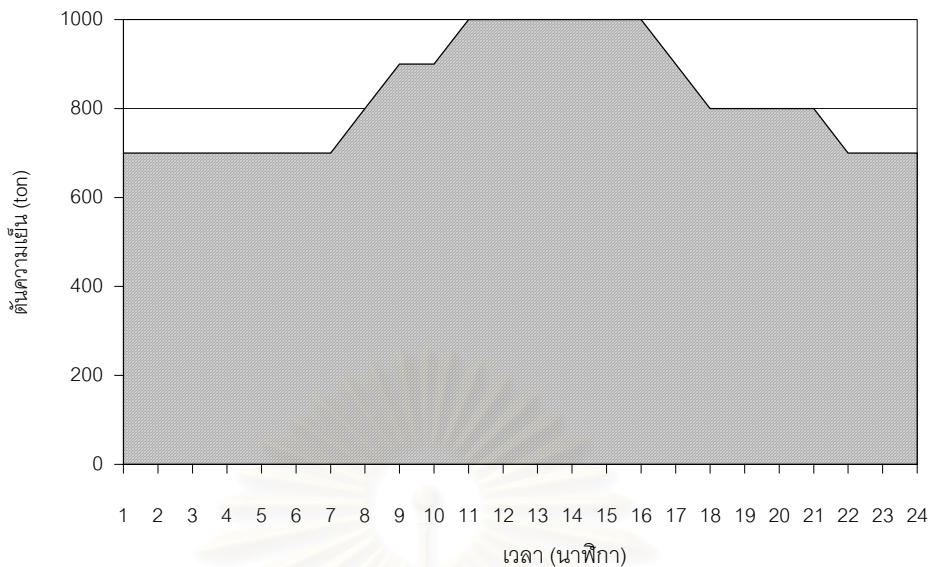
รูป 5.6 ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.742

รูป 5.6 แสดงลักษณะทั่วไปของภาระการทำความเย็นที่นำมาทดสอบ มีขนาดภาระสูงสุดเท่ากับ 1000 ตัน ในช่วงเวลา 23.00-5.00 น. และมีขนาดภาระการทำความเย็นลดลงเป็นขั้นๆ โดยที่เวลา 9.00 น. ขนาดภาระการทำความเย็นจะมีค่าลดลงอย่างรวดเร็วจาก 800 ตัน จนถึง 500 ตัน ที่เวลา 12.00 น. และมีค่าภาระคงที่จนถึงเวลา 17.00 น. จากนั้นภาระการทำความเย็นจะมีค่าลดลงอีกครั้ง จนมีค่าภาระเท่ากับ 400 ตัน ในช่วงเวลา 18.00 และในช่วงเวลา 19.00 น. ขนาดภาระการทำความเย็นมีค่าเพิ่มมากขึ้นจนถึงขนาดภาระสูงสุด 1000 ตัน ที่เวลา 23.00 น. ในการหาขนาดเฉลี่ยของภาระการทำความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงจากพื้นที่ใต้กราฟในรูป ได้ค่าเฉลี่ยของภาระมีขนาดเท่ากับ 742 ตัน หรือคิดเป็นค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.742



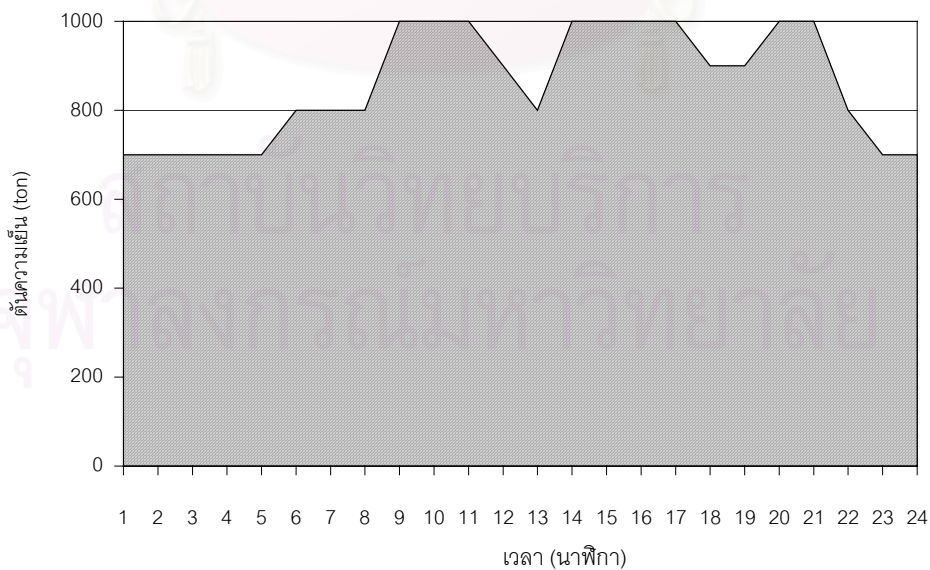
รูป 5.7 ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.788

รูป 5.7 แสดงลักษณะทั่วไปของภาระการทำความเย็นที่นำมาทดสอบ มีรูปแบบคล้ายกับภาระการทำความเย็นในรูป 5.5 โดยลักษณะภาระมีช่วงเวลาที่ มีขนาดภาระสูงสุดอยู่ในช่วงเวลาที่สั้นๆ สำหรับในช่วงเวลา 18.00-7.00 น. ขนาดภาระการทำความเย็นจากเดิมซึ่งมีค่าเท่ากับ 600 ตัน (รูป 5.1.5) จะมีค่าสูงขึ้นเท่ากับ 700 ตัน และที่เวลา 7.00 น. ค่าภาระการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นจนถึง 900 ตัน ที่เวลา 9.00 น. และมีค่าคงที่จนถึงเวลา 11.00 น. จากนั้นขนาดภาระมีค่าเพิ่มขึ้นอีกครั้งจนถึงขนาดภาระสูงสุดเท่ากับ 1000 ตัน ที่เวลา 12.00 น. โดยจะมีค่าภาระสูงสุดจนถึงเวลา 13.00 น. เท่านั้น จากนั้นภาระจะมีขนาดลดลงจนถึง 900 ตัน อีกครั้งที่เวลา 14.00 น. และจะมีค่าคงที่เท่ากับ 900 ตัน จนถึงเวลา 17.00 น. และค่าภาระการทำความเย็นจึงลดลงไปอีกจนมีค่าเท่ากับ 700 ตัน ที่เวลา 18.00 น. ในการหาขนาดเฉลี่ยของภาระการทำความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงจากพื้นที่ใต้กราฟในรูป ได้ค่าเฉลี่ยของภาระมีขนาดเท่ากับ 788 ตัน หรือคิดเป็นค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.788



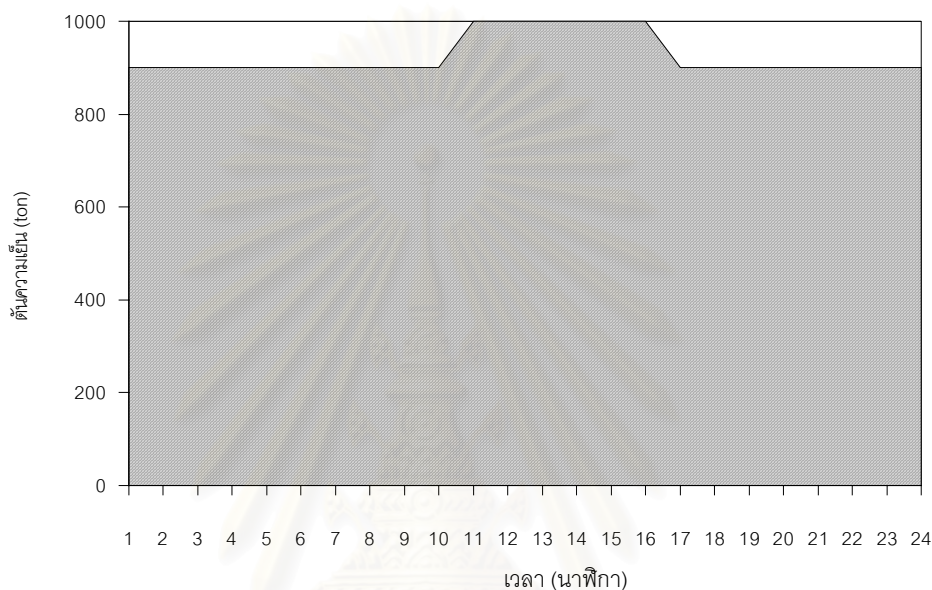
**รูป 5.8** ภาระการทำความเข้มนที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.821

รูป 5.8 แสดงลักษณะทั่วไปของภาระการทำความเข้มนที่นำมาทดสอบ ในช่วงเวลา 22.00-7.00 น. มีขนาดภาระคงที่เท่ากับ 700 ตัน จากนั้นขนาดภาระมีค่าเพิ่มขึ้นจนถึง 1000 ตัน ที่เวลา 11.00 น. โดยมีค่าภาระสูงสุดจนถึงเวลา 16.00 น. จากนั้นภาระการทำความเข้มนมีค่าลดลงอย่างคงที่ จนมีขนาดเท่ากับ 800 ตัน ที่เวลา 18.00 น. และมีขนาดภาระคงที่จนถึงเวลา 21.00 น. จากนั้นขนาดภาระมีค่าลดลงอีกครั้ง จนมีค่าภาระเท่ากับ 700 ตัน ที่เวลา 22.00 น. ในการหาขนาดเฉลี่ยของภาระการทำความเข้มนต่อหนึ่งชั่วโมงจากพื้นที่ใต้กราฟในรูป ได้ค่าเฉลี่ยของภาระมีขนาดเท่ากับ 821 ตัน หรือคิดเป็นค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.821



**รูป 5.9** ภาระการทำความเข้มนที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.858

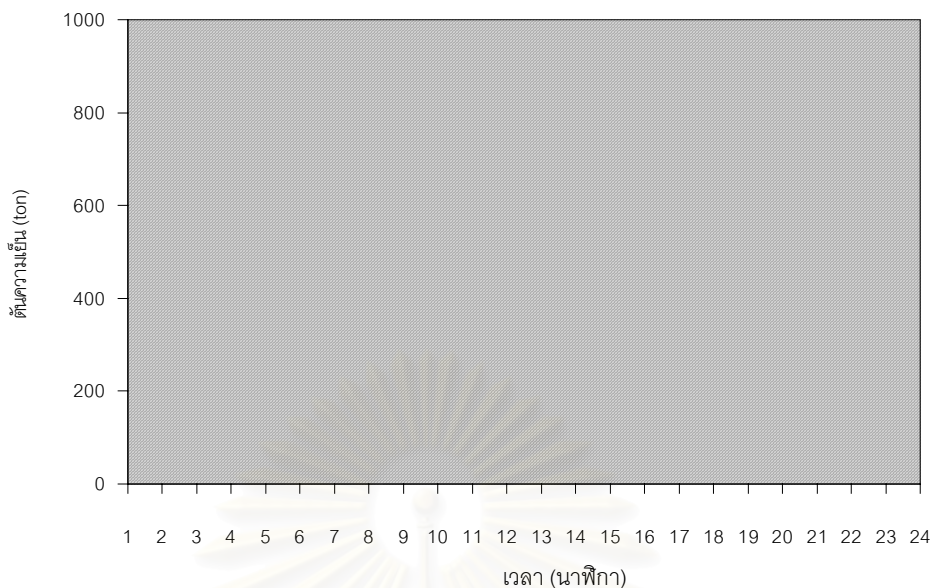
รูป 5.9 แสดงลักษณะทั่วไปของภาระการทำความเย็นที่นำมาทดสอบ มีช่วงขนาดภาระสูงสุดเท่ากับ 1000 ตัน หลายช่วง คือ ในช่วงเวลา 9.00-11.00 น. ในช่วงเวลา 14.00-17.00 น. และในช่วงเวลา 20.00-21.00 น. โดยมีขนาดภาระการทำความเย็นน้อยสุดเท่ากับ 700 ตัน อยู่ในช่วงเวลา 23.00-5.00 น. ในการหาขนาดเฉลี่ยของภาระการทำความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงจากพื้นที่ได้กราฟในรูป ได้ค่าเฉลี่ยของภาระมีขนาดเท่ากับ 858 ตัน หรือคิดเป็นค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.858



รูป 5.10 ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.925

รูป 5.10 แสดงลักษณะทั่วไปของภาระการทำความเย็นที่นำมาทดสอบ ในช่วงเวลา 17.00-10.00 น. ภาระมีขนาดคงที่เท่ากับ 900 ตัน และขนาดภาระการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นจนถึง 1000 ตัน ที่เวลา 11.00 น. ขนาดภาระการทำความเย็นมีค่าลดลงอีกครั้งที่เวลา 16.00 น. จนมีค่าภาระเท่ากับ 900 ตัน ที่เวลา 17.00 น. ในการหาขนาดเฉลี่ยของภาระการทำความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงจากพื้นที่ได้กราฟในรูป ได้ค่าเฉลี่ยของภาระมีขนาดเท่ากับ 925 ตัน หรือคิดเป็นค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.925

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



**รูป 5.11** ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 1.000

รูป 5.11 แสดงลักษณะทั่วไปของภาระการทำความเย็นที่นำมาทดสอบ โดยมีขนาดภาระการทำความเย็นคงที่เท่ากับทุกช่วงเวลาตั้งแต่เวลา 1.00-24.00 น. โดยมีขนาดภาระเท่ากับ 1000 ตัน ในการหาขนาดเฉลี่ยของภาระการทำความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงจากพื้นที่ใต้กราฟในรูป ได้ค่าเฉลี่ยของภาระมีขนาดเท่ากับ 1000 ตัน หรือคิดเป็นค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 1.000

จากรูป 5.1 – รูป 5.11 ซึ่งแสดงภาระการทำความเย็นต่างๆ ที่นำมาทดสอบกับโปรแกรม Cooling Equipment Selection สามารถพิจารณาความแตกต่างของแต่ละภาระการทำความเย็นได้จากค่าตัวประกอบภาระ (Load Factor) ดังสรุปไว้ในตาราง 5.1 ในการทดสอบกับโปรแกรมดังกล่าว ได้ทำการทดสอบภาระการทำความเย็นและรูปแบบของขนาดเครื่องที่การกระจายน้ำเย็น รูปแบบที่ 1 เท่านั้น เนื่องจากการวิเคราะห์รูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบอื่นๆ นั้นไม่ได้ส่งผลโดยตรงกับการเลือกจำนวนและขนาดของเครื่องทำน้ำเย็น แต่จะมีผลต่อการเลือกจำนวนและขนาดของปั๊มน้ำเย็นต่างๆ เท่านั้น รายละเอียดของการทดสอบภาระการทำความเย็นแต่ละรูปแบบกับโปรแกรมนั้น สามารถแสดงได้ในตาราง 5.1 สำหรับพารามิเตอร์ค่าอื่นๆ ซึ่งไม่ได้แสดงไว้ในตารางจะมี ค่าคงที่ ทุกรูปแบบภาระการทำความเย็น คือ เหนือท่อในส่วนน้ำระบายความร้อนเท่ากับ 32.81 ft จำนวนวันทำงานใน แต่ละอาทิตย์เท่ากับ 7 วัน และอัตราค่าไฟฟ้าเป็นแบบ TOD ที่ 69 kV

ตาราง 5.1 รายละเอียดการวิเคราะห์ภาระการทำความเย็นรูปแบบต่างๆ

ภาระ ความเย็น	ตัวประกอบ ภาระ	เสดทอในสวน น้ำเย็นปฐมภูมิ (ft)
รูป 5.1	0.458	218.17
รูป 5.2	0.496	218.17
รูป 5.3	0.554	156.82
รูป 5.4	0.588	218.17
รูป 5.5	0.692	218.17
รูป 5.6	0.742	98.75
รูป 5.7	0.788	218.17
รูป 5.8	0.821	218.17
รูป 5.9	0.858	218.17
รูป 5.10	0.925	218.17
รูป 5.11	1.000	218.17

การใช้โปรแกรม Cooling Equipment Selection ได้นำรูปแบบจำนวนและขนาดของเครื่องทำน้ำเย็นรวมทั้งสิ้น 13 รูปแบบ มาคำนวณวิเคราะห์ผลกับแต่ละภาระทำความเย็น (11 รูปแบบ) เพื่อหาข้อสรุปเบื้องต้นในการเลือกรูปแบบของเครื่องที่เหมาะสมกับภาระความเย็นใดๆ ซึ่งจะเห็นว่าค่าเสดทอในสวนท่อน้ำเย็นปฐมภูมิที่นำมาทดสอบนั้นจะมีค่าสูง เนื่องจากต้องการพิจารณาผลของบีบบังคับน้ำเย็นปฐมภูมิที่ส่งผลต่อการเลือกเครื่องทำน้ำเย็น (โดยปกติค่าเสดทอในสวนท่อน้ำเย็นปฐมภูมินั้นจะมีค่าประมาณ 50 – 60 ft) สำหรับรูปแบบของเครื่องทำน้ำเย็นทั้ง 13 รูปแบบที่นำมาทดสอบนั้น ประกอบไปด้วยเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด 1 รูปแบบ เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด 4 รูปแบบ เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 3 ชุด 4 รูปแบบ เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 4 ชุด 3 รูปแบบ เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 5 ชุด 1 รูปแบบ อย่างไรก็ตาม พบว่ากลุ่มข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็นมีจำนวนหลากหลาย เนื่องจากมีผลของ kW/ton ของเครื่องในแต่ละขนาดมาเกี่ยวข้อง จึงใช้การพิจารณาในเชิงสถิติ เพื่อเพิ่มความมั่นใจในการหาแนวทางการเลือกจำนวนและขนาดของเครื่องทำน้ำเย็นทั้ง 13 แบบเบื้องต้น โดยทำการทดสอบเครื่องทำน้ำเย็นทั้ง 13 รูปแบบนั้น ที่ค่า kW/ton ต่างๆ กัน 3 ค่า ซึ่งประกอบไปด้วย ค่า kW/ton ต่ำสุดของขนาดนั้นๆ ที่ผู้ผลิตเครื่องทำน้ำเย็นสามารถผลิตได้ ค่า kW/ton สูงสุดซึ่งสอดคล้องกับตาราง 4.2 ในส่วนอาคารใหม่ และค่า kW/ton ที่อยู่ระหว่างค่า kW/ton ทั้งสองค่าข้างต้น (รวมทั้งสิ้น 39 รูปแบบต่อภาระความเย็นหนึ่งๆ) และนำค่าที่ได้จากการคำนวณโดยโปรแกรม Cooling Equipment Selection ที่ค่า kW/ton ต่างๆ ของเครื่องทั้ง 3 แบบนั้น มาทำการหาค่าเฉลี่ย เพื่อให้ค่าที่คำนวณได้เป็นค่าตัวแทนของแต่ละรูปแบบของเครื่อง รายละเอียดของแต่ละรูปแบบ รวมทั้งรายละเอียดย่อยของ kW/ton ของแต่ละเครื่องที่นำมาทดสอบ แสดงได้ในตาราง 5.2

ตาราง 5.2 รูปแบบของเครื่องทำน้ำเย็นที่นำมาทดสอบกับแต่ละภาระการทำคามเย็น

รูปแบบ	จำนวนเครื่อง	ขนาดเครื่อง	kW/ton		
			(1)	(2)	(3)
1	1	1000	0.543	0.587	0.631
2	2	600 / 400	0.527 / 0.553	0.582 / 0.627	0.665 / 0.700
3	2	800 / 200	0.521 / 0.575	0.592 / 0.635	0.670 / 0.700
4	2	500 / 500	0.532 / 0.532	0.608 / 0.608	0.668 / 0.668
5	2	700 / 300	0.523 / 0.550	0.593 / 0.637	0.659 / 0.697
6	3	400 / 400 / 200	0.553 / 0.553 / 0.575	0.627 / 0.627 / 0.635	0.700 / 0.700 / 0.700
7	3	400 / 300 / 300	0.553 / 0.550 / 0.550	0.627 / 0.637 / 0.637	0.700 / 0.697 / 0.697
8	3	600 / 200 / 200	0.527 / 0.575 / 0.575	0.582 / 0.635 / 0.635	0.665 / 0.700 / 0.700
9	3	500 / 300 / 200	0.532 / 0.550 / 0.575	0.608 / 0.637 / 0.635	0.668 / 0.697 / 0.700
10	4	250 / 250 / 250 / 250	0.572 / 0.572 / 0.572 / 0.572	0.628 / 0.628 / 0.628 / 0.628	0.668 / 0.668 / 0.668 / 0.668
11	4	400 / 200 / 200 / 200	0.553 / 0.575 / 0.575 / 0.575	0.627 / 0.635 / 0.635 / 0.635	0.700 / 0.700 / 0.700 / 0.700
12	4	300 / 300 / 200 / 200	0.550 / 0.550 / 0.575 / 0.575	0.637 / 0.637 / 0.635 / 0.635	0.697 / 0.697 / 0.700 / 0.700
13	5	200 / 200 / 200 / 200 / 200	0.575 / 0.575 / 0.575 / 0.575 / 0.575	0.635 / 0.635 / 0.635 / 0.635 / 0.635	0.700 / 0.700 / 0.700 / 0.700 / 0.700

**หมายเหตุ** อันดับการเรียงรูปแบบของเครื่องทำน้ำเย็น พิจารณาจากจำนวนและราคาเฉลี่ยของเครื่องทำน้ำเย็น โดยทำการเรียงจากน้อยไปหามาก



จากการใช้โปรแกรม Cooling Equipment Selection ทดสอบระบบทำความเย็นรูปแบบต่างๆ ที่ภาระการทำความเย็น 11 รูปแบบ ซึ่งแสดงรายละเอียดไว้ในตาราง 5.1 นั้น ที่ค่าเฉลี่ยของการใช้พลังงานรวมทั้งปี (kWh) เฉพาะพลังงานที่ใช้เครื่องทำน้ำเย็น แสดงได้ในรูป 5.12 พบว่า

สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-0.588 การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 3 (800 / 200) รูปแบบที่ 4 (500 / 500) หรือ รูปแบบที่ 5 (700 / 300) จะช่วยในการประหยัดพลังงานที่เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด และพลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุดจะมีค่าน้อยกว่าพลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด หรือเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบ 1 (1000) นั้นเอง

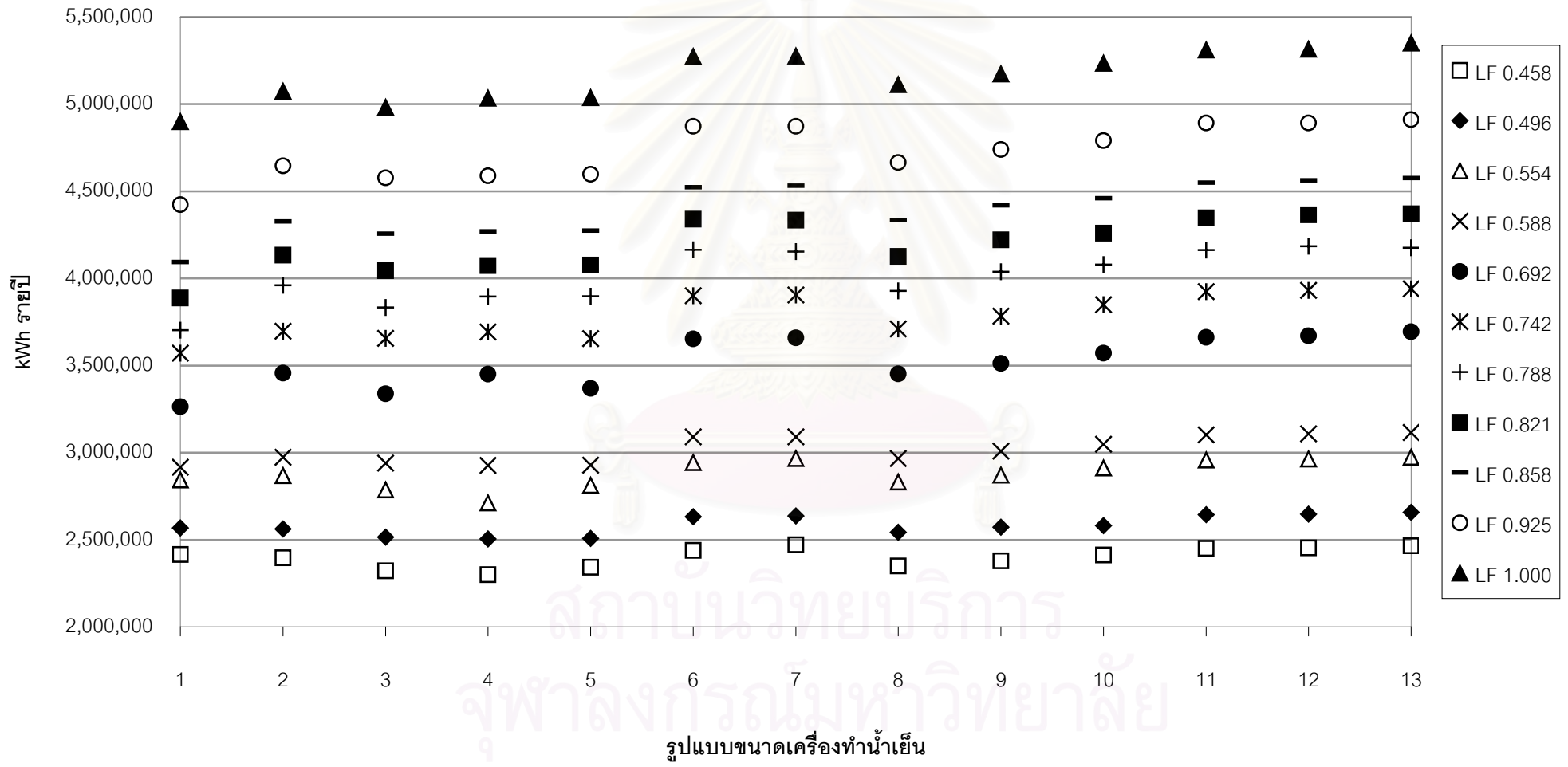
สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-1.000 การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 3 ชุด และ 4 ชุด จะเห็นว่า เครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 8 (600 / 200 / 200) และรูปแบบที่ 10 (250 / 250 / 250 / 250) จะใช้พลังงานที่เครื่องทำน้ำเย็นน้อยที่สุด ตามลำดับ

สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.692-1.000 การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (1000) ซึ่งเป็นเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด จะใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำเย็นน้อยกว่าการเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบอื่น

สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-1.000 การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 13 (200 / 200 / 200 / 200 / 200) ซึ่งเป็นเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 5 ชุด จะมีค่าการใช้พลังงานในเครื่องทำน้ำเย็นมากกว่าการเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบอื่น

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูป 5.12 kWh เฉลี่ยรายปีของเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระความเย็นต่างๆ



นอกจากนี้ เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยของการใช้พลังงานรวมทั้งปี (kWh) ของเครื่องทำน้ำเย็น และหอผึ่งน้ำ โดยค่าของพลังงานที่ใช้ในหอผึ่งน้ำพิจารณาที่ภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.458 และ 1.000 เท่านั้น ซึ่งเป็นค่าตัวประกอบภาระที่มีค่าต่ำสุดและสูงสุดของภาระการทำความเย็นที่นำมาทดสอบกับโปรแกรม Cooling Equipment Selection นี้ (เครื่องทำน้ำเย็นพิจารณาค่าการใช้พลังงานที่ภาระการทำความเย็นทั้ง 11 รูปแบบ) แสดงได้ในรูป 5.13 พบว่า

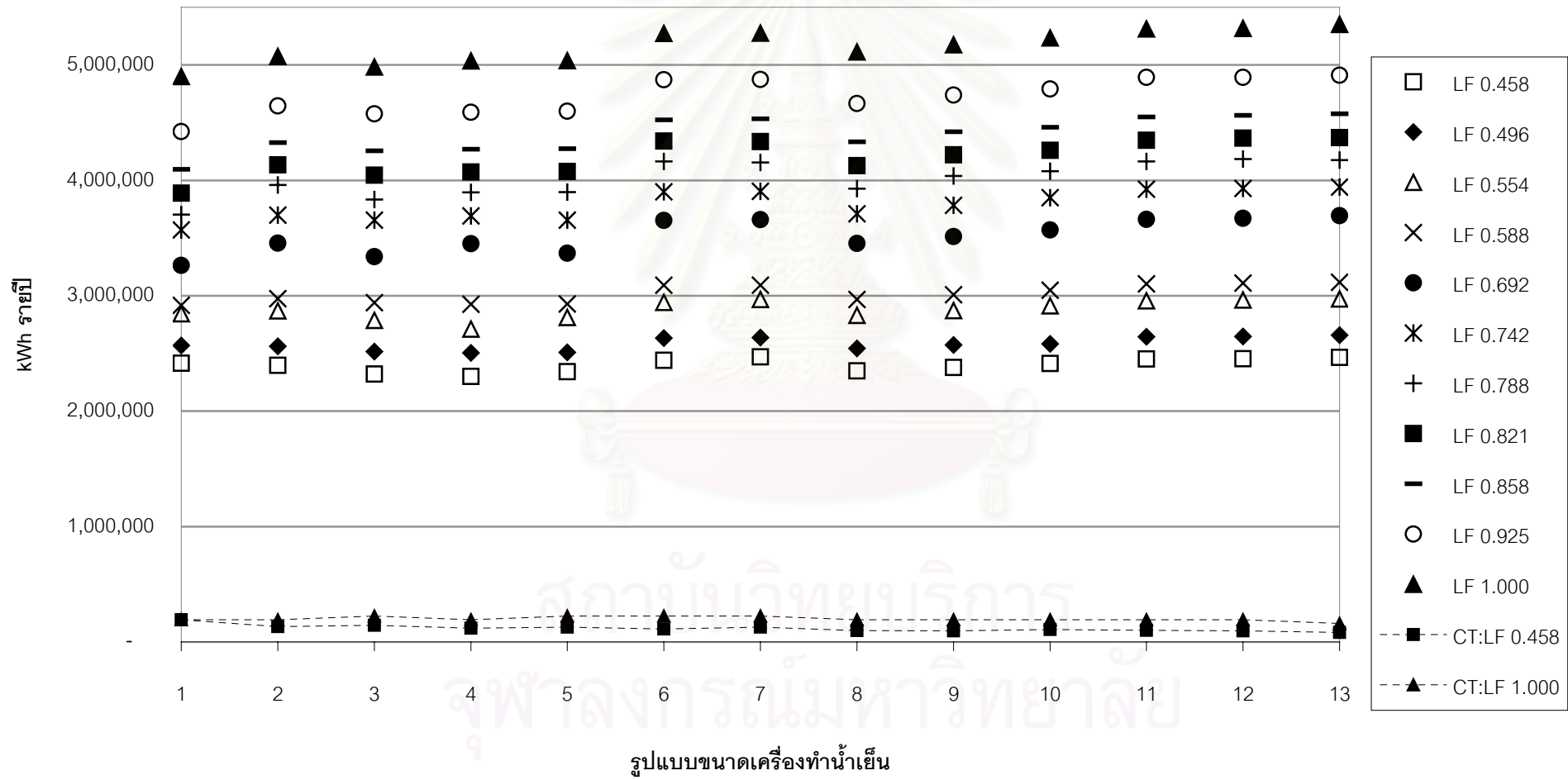
การเพิ่มขึ้นของพลังงานที่ใช้ในหอผึ่งน้ำที่ภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.458 จนถึงภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 1.000 จะมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของพลังงานน้อยมาก เมื่อเทียบกับแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของพลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระการทำความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระเดียวกัน

สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-1.000 การเลือกรูปแบบเครื่องทำน้ำเย็นต่างๆ ทั้ง 13 รูปแบบ จะเห็นว่า พลังงานที่ใช้ในหอผึ่งน้ำเกือบจะไม่มีผลกระทบใดๆ ต่อพลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็น



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูป 5.13 kWh เฉลี่ยรายปีของเครื่องทำน้ำเย็นและหอผึ่งน้ำ ที่ภาวะความเย็นต่างๆ



ในส่วนการพิจารณาการใช้พลังงานของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็น ซึ่งประกอบด้วย เครื่องทำน้ำเย็น บีบบี้น้ำระบายความร้อน บีบบี้น้ำเย็นและหอผึ่งน้ำ เมื่อทดสอบกับภาระการทำทำความเย็นทั้งหมด 11 รูปแบบ ซึ่งแสดงรายละเอียดไว้ในตาราง 5.1 นั้น ที่ค่าเฉลี่ยของการใช้พลังงานรวมทั้งปี (kWh) ของอุปกรณ์ทำความเย็นทั้งหมด แสดงได้ในรูป 5.14 พบว่า

สำหรับภาระการทำทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-1.000 การเลือกจำนวนเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 3 (800 / 200) หรือ รูปแบบที่ 5 (700 / 300) จะช่วยในการประหยัดพลังงานรวมของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็นที่จำนวนเครื่องทำน้ำเย็นเท่ากับ 2 ชุด

สำหรับภาระการทำทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-0.858 การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุดจะใช้พลังงานรวมของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็นน้อยกว่าเมื่อเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด หรือรูปแบบที่ 1 นั้นเอง

สำหรับภาระการทำทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-1.000 ที่เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 3 ชุด การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 8 (600 / 200 / 200) จะช่วยในการประหยัดพลังงานรวมของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็น

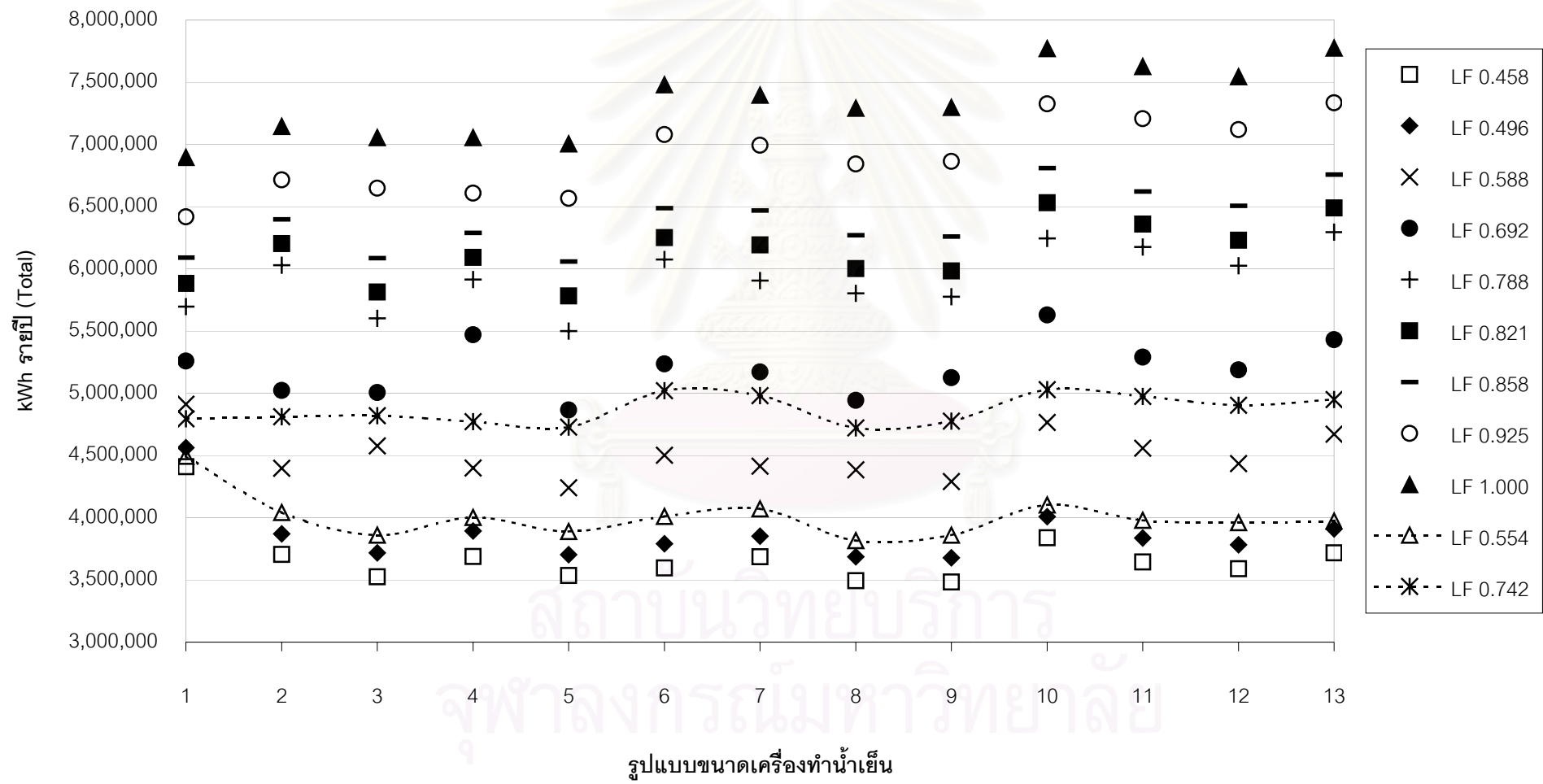
สำหรับภาระการทำทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-1.000 ที่เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 4 ชุด การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 12 (300 / 300 / 200 / 200) จะใช้พลังงานรวมของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็นน้อยที่สุด

สำหรับภาระการทำทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.925-1.000 การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (1000) ซึ่งเป็นเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด จะมีการใช้พลังงานรวมของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็นน้อยกว่าการใช้พลังงานรวมของอุปกรณ์เมื่อทำการเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบอื่น

สำหรับภาระการทำทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระ 0.692-1.000 การใช้พลังงานรวมของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็น ที่เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 4 ชุด และ 5 ชุด จะมีค่ามากกว่าการใช้พลังงานรวมของอุปกรณ์ทั้งหมดเมื่อเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด 2 ชุด และ 3 ชุด อย่างชัดเจน

สำหรับภาระการทำทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.554 และ 0.742 จากตาราง 5.1 เมื่อแสดงของท่อน้ำเย็นในส่วนปฐมภูมิเท่ากับ 156.82 ft และ 98.75 ft ตามลำดับ จะเห็นว่า ที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.742 เมื่อเปรียบเทียบการใช้พลังงานรวมของอุปกรณ์ทั้งหมดกับภาระการทำทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระใกล้เคียงกัน ผลของเฮดปั๊มปีจะมีผลต่อพลังงานรวมของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็นอย่างชัดเจน ในขณะที่ ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.554 ผลของเฮดปั๊มปีไม่ส่งผลที่ชัดเจนต่อการที่ใช้พลังงานรวมของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็น

รูป 5.14 kWh รวมรายปีของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็นที่ภาระทำความเย็นต่างๆ



การวิเคราะห์ในเชิงเศรษฐศาสตร์โดยโปรแกรม Cooling Equipment Selection เพื่อเปรียบเทียบรูปแบบเครื่องทำน้ำเย็นต่างๆ กับภาระการทำความเย็นใดๆ นั้น การคำนวณหามูลค่าปัจจุบันสุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็นนั้น จะใช้ค่าพารามิเตอร์ทางการเงินที่มีค่าคงที่ตลอดการวิเคราะห์ ดังนี้

อายุโครงการ (year)	:	10
อัตราเงินเฟ้อของค่าพลังงาน (%)	:	4.5
อัตราคิดลด (%)	:	10
อัตราภาษี (%)	:	30
เปอร์เซ็นต์เงินกู้เทียบกับมูลค่าเงินลงทุนทั้งหมด (%)	:	60
งวดเวลาที่ต้องชำระคืนเงินกู้ทั้งหมด (year)	:	5
อัตราดอกเบี้ยของเงินที่กู้ยืมมา (%)	:	8

ในการเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยมูลค่าปัจจุบันสุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบทำความเย็นซึ่งประกอบด้วยเครื่องทำน้ำเย็น บีมบี น้ำระบายความร้อน บีมบีน้ำเย็นและหอผึ่งน้ำ ตามเงื่อนไขค่าพารามิเตอร์ทางเศรษฐศาสตร์ข้างต้น แสดงได้ในรูป 5.15 พบว่า

สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.788-1.000 การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (1000) จะให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมดสูงที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับทางเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบอื่นๆ นั่นคือ การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุดจะให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมดดีที่สุด

สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-0.692 การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด จะมีมูลค่าปัจจุบันสุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมดดีกว่าการเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด

สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-0.588 การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 3 ชุดจะมีมูลค่าปัจจุบันสุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมดดีกว่าการเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด อย่างไรก็ตาม การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด ก็ยังมีมูลค่าปัจจุบันสุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมดดีกว่าการเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 3 ชุด

สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-1.000 การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 4 ชุด หรือ 5 ชุด จะให้ค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมดมีค่าต่ำกว่าการเลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด 2 ชุด และ 3 ชุด

สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-0.858 ที่เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 3 (800 / 200) และ รูปแบบที่ 5 (700 / 300) จะให้มูลค่าปัจจุบัน



สุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมดสูงกว่ารูปแบบที่ 4 (500/500) ยกเว้นที่ค่าตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.588 ซึ่งการเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 3 (800 / 200) จะมีมูลค่าปัจจุบันสุทธิต่ำกว่ารูปแบบที่ 4 (500 / 500) อย่างไรก็ตามการเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 5 (700 / 300) ยังคงมีค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิสูงสุด

สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.925-1.000 ที่เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบใดนั้น ก็อบจะไม่มีผลต่อมูลค่าปัจจุบันสุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมด

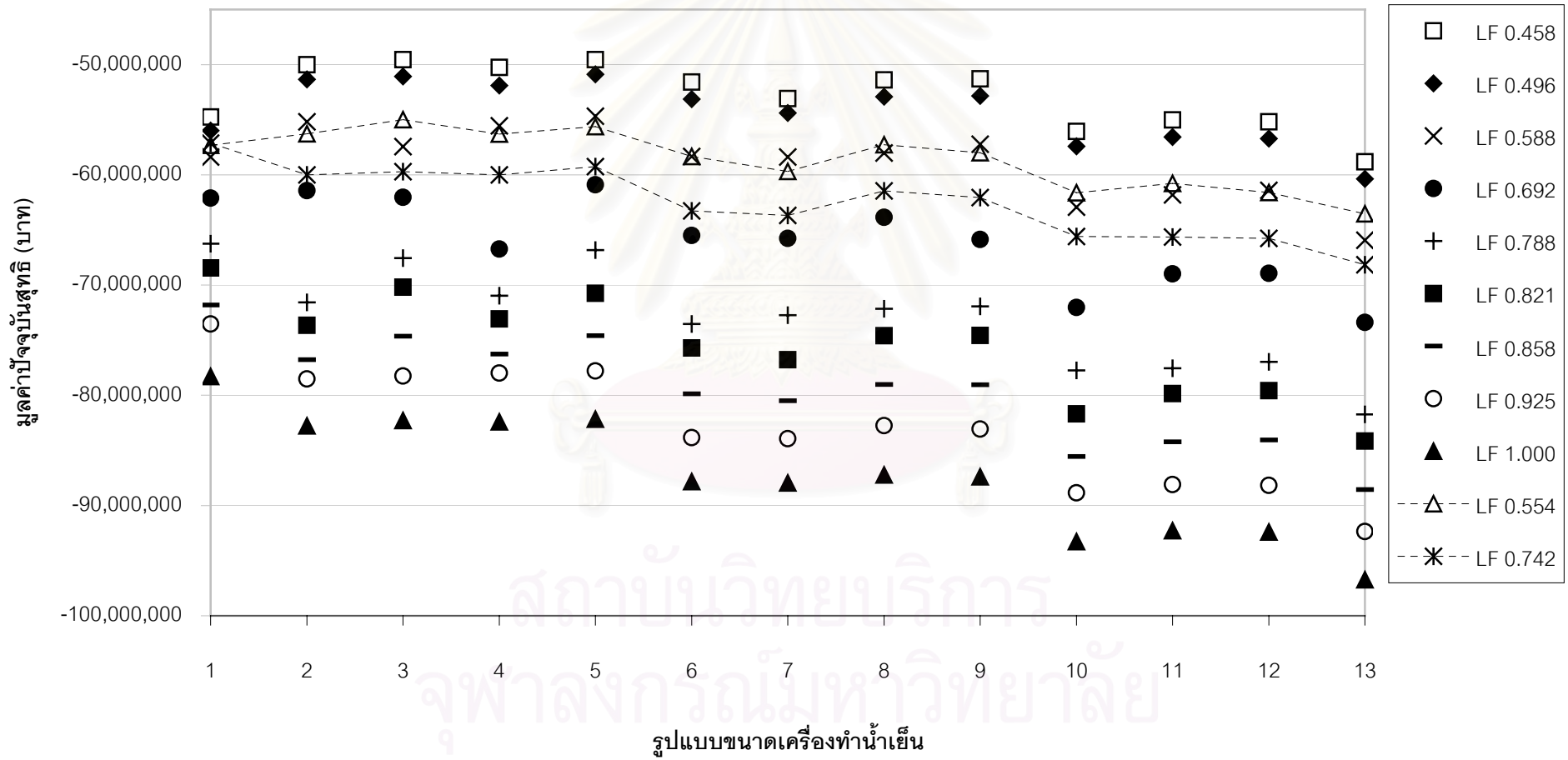
สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-1.000 ที่เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 3 ชุด การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 8 (600 / 200 / 200) หรือ รูปแบบที่ 9 (500 / 300 / 200) จะให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมดสูงที่สุด ทำนองเดียวกัน เมื่อพิจารณาที่เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 4 ชุด การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 11 (400 / 200 / 200 / 200) หรือ รูปแบบที่ 12 (300 / 300 / 200 / 200) จะให้ค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิของอุปกรณ์ทั้งหมดสูงที่สุด

สำหรับภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-1.000 การเลือกเครื่องทำน้ำเย็นรูปแบบที่ 13 (200 / 200 / 200 / 200 / 200) ซึ่งเป็นเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 5 ชุด จะให้ค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิต่ำที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับรูปแบบอื่นๆ



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูป 5.15 มูลค่าปัจจุบันสุทธิ ของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นที่ภาระทำความเย็นต่างๆ



## บทที่ 6

### อภิปรายและสรุป

ในการทดสอบโปรแกรมคอมพิวเตอร์ Cooling Equipment Selection เพื่อนำมาใช้ในการคำนวณหา รูปแบบที่เหมาะสมของการออกแบบระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบ Chiller โดยพิจารณาที่ระดับการทำความเย็นสูงสุด 1000 ตัน ในรูปแบบระบบการทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค (District Cooling Plant) ในการคำนวณได้จำลองรูปแบบภาระการทำความเย็นที่เกิดขึ้นในอาคารที่มีลักษณะการใช้งานต่างๆ กัน เพื่อให้เกิดความหลากหลายในการวิเคราะห์ โดย รูปแบบภาระการทำความเย็นในแต่ละแบบจะแทนด้วยค่าพารามิเตอร์ที่เรียกว่า ตัวประกอบภาระ (Load Factor) ที่มีค่าตั้งแต่ 0.458 จนถึงค่าสูงสุดเท่ากับ 1.000 ซึ่งหมายถึงภาระการทำความเย็นมีค่าสูงสุดตลอดเวลา 24 ชั่วโมง ทั้งนี้เพื่อที่จะใช้ตัวประกอบภาระดังกล่าวเป็นตัวบ่งชี้ขนาดและจำนวนของเครื่องทำความเย็นที่ เหมาะสมในระบบ

จากข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็นที่ได้รวบรวมมา ในการวิเคราะห์นี้จะจำกัดที่ขนาดการทำความเย็นโดยรวมของระบบที่ 1000 ตันความเย็นเท่านั้น เนื่องจากขีดจำกัดของข้อมูลที่นำมาวิเคราะห์ ผลการวิเคราะห์ในเชิงวิศวกรรมศาสตร์ สามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. ที่ค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-0.588 การเลือกจำนวนเครื่องทำน้ำเย็นให้มากกว่า 1 ชุด จะได้เปรียบในด้านการใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำเย็น
2. จากข้อ 1 ยังพบว่า หากใช้เครื่องทำน้ำเย็น จำนวน 2 ชุด หรือ 3 ชุด และทำการเลือกให้เครื่องทำน้ำเย็น 1 ตัวให้มีขนาดมากกว่า หรืออย่างน้อยเท่ากับเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องอื่นที่เหลือ จะได้เปรียบในด้านการใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำเย็นมากยิ่งขึ้น
3. กรณีที่เลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 4 ชุด พบว่า การเลือกใช้ขนาดของเครื่องทำน้ำเย็นที่มีขนาดเท่ากันจะดีที่สุด
4. ข้อสรุปในข้อ 2 และ 3 เป็นจริงเช่นกันในกรณีที่ค่าตัวประกอบภาระมีค่าสูงในช่วง 0.692-1.000
5. ที่ค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.692-1.000 การเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด จะได้เปรียบในด้านการใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำเย็น มากกว่าการเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นหลายชุด
6. เมื่อพิจารณาถึงการใช้พลังงานโดยรวมทั้งหมดของระบบทำความเย็นที่ตัวประกอบภาระต่างๆ พบว่า เมื่อค่าตัวประกอบภาระอยู่ในช่วง 0.925-1.000 การเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด ยังคงได้เปรียบในด้านการใช้พลังงานโดยรวมทั้งหมดของระบบ ในทำนองเดียวกัน ที่ค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-1.000 การเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด หรือ 3 ชุด โดยที่เครื่องหนึ่งมีขนาดมากกว่าอีกเครื่องหนึ่งหรือเครื่องอื่นที่เหลือยังคงได้เปรียบในแง่การใช้พลังงานโดยรวม ทั้งหมดของระบบด้วยเช่นกัน

- 7 สำหรับกรณี que เลือกเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 4 ชุด เมื่อพิจารณาถึงการใช้พลังงานโดยรวมทั้งหมดของระบบ การเลือกเครื่องจำนวน 1 ชุดให้มีขนาดมากกว่าเครื่องที่เลือกกลับทำให้ได้เปรียบในด้านการใช้พลังงานโดยรวมทั้งหมดมากกว่าการเลือกใช้เครื่องที่มีขนาดเท่ากัน
- 8 จากข้อ 5 และ 6 พบว่าพลังงานที่ใช้ในปีมีน้ำมีส่วนสำคัญในการพิจารณาพลังงานโดยรวมทั้งหมดของระบบ เช่นเดียวกับพลังงานที่ใช้ในเครื่องทำน้ำเย็น ในขณะที่ พลังงานที่ใช้ในหอผึ่งน้ำเกือบจะไม่มีผลกระทบต่อพลังงานโดยรวมทั้งหมดของระบบเมื่อเปรียบเทียบกับพลังงานทั้งสองประเภทที่กล่าวข้างต้น

จากข้อมูลเดียวกัน เมื่อนำมาวิเคราะห์ในเชิงเศรษฐศาสตร์ สามารถสรุปได้ดังนี้

- 1 ที่ค่าตัวประกอบภาระระหว่าง 0.788-1.000 การเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด จะให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิสูงสุด
- 2 ที่ค่าตัวประกอบภาระระหว่าง 0.458-0.692 การเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด จะให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิที่ดีกว่าการเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด
- 3 ที่ค่าตัวประกอบภาระระหว่าง 0.458-0.588 การเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 3 ชุด จะให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิที่ดีกว่าการเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด
- 4 ที่ค่าตัวประกอบภาระระหว่าง 0.458-1.000 การเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 4 ชุด หรือ 5 ชุด จะทำให้ค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิต่ำกว่าการเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 1 ชุด 2 ชุด หรือ 3 ชุด
- 5 จากข้อ 1 2 3 และ 4 แสดงว่า ที่ขนาดทำความเย็นทั้งหมด 1000 ตัน จำนวนเครื่องทำน้ำเย็นที่มากที่สุดที่ควรใช้ เมื่อคำนึงถึงมูลค่าปัจจุบันสุทธิไม่ควรเกิน 3 ชุด
- 6 เมื่อพิจารณาถึงการเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด พบว่า ที่ค่าตัวประกอบภาระในช่วง 0.458-0.858 การเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นโดยมีขนาดของเครื่องทำน้ำเย็น 1 ชุดมากกว่าขนาดของเครื่องทำน้ำเย็นชุดที่เหลือ จะทำให้ค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิสูงกว่าการเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นที่มีขนาดเท่ากันทั้ง 2 ชุด ยกเว้นที่ค่าตัวประกอบภาระ 0.588
- 7 ในขณะเดียวกันที่ค่าตัวประกอบภาระสูงๆ ในช่วง 0.925-1.000 กลับไม่พบความแตกต่างในค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิสำหรับการเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด ที่ขนาดเครื่องต่างๆ กัน
- 8 สำหรับกรณีการเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 3 ชุด หรือ 4 ชุด การเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นชุดหนึ่งที่มีขนาดทำความเย็นที่สูงกว่าเครื่องที่เหลือจะให้ค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิที่สูงกว่าแบบอื่น

อย่างไรก็ตาม เนื่องจากการวิเคราะห์ดังกล่าวข้างต้น ตั้งอยู่บนพื้นฐานของขนาดภาระการทำความเย็น 1000 ตัน เพียงขนาดเดียว โดยที่ยังมิได้ทำการศึกษาและตรวจสอบผลของการวิเคราะห์กับขนาดภาระการทำความเย็นที่สูงกว่านี้ โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ในระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาคซึ่งมีระดับขนาดภาระการทำความเย็นในหลักหมื่นตันหรือมากกว่า ดังนั้นการวิเคราะห์ที่กล่าวถึงข้างต้นจึงยังต้องการการตรวจสอบต่อไป ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับฐานข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็นขนาดใหญ่ที่สามารถหาได้ แต่ถึงกระนั้นก็ตามแนวทางและวิธีการ

วิเคราะห์ที่ได้แสดงไว้ สามารถนำไปปรับใช้ เมื่อศึกษาถึงระบบทำความเย็นที่มีขนาดโดยรวมใหญ่มากๆ ดังเช่นในระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค

เมื่อได้ผ่านการวิเคราะห์ทั้งในเชิงวิศวกรรมศาสตร์ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะของภาระความเย็นโดยรวมที่เกิดขึ้น (รูปแบบการกระจายน้ำเย็น) และในเชิงเศรษฐศาสตร์โดยวิเคราะห์ค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิของโครงการ จะเห็นได้ว่า โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ประดิษฐ์ขึ้นมา มีศักยภาพในการนำมาใช้เป็นเครื่องมือในการตัดสินใจเลือกขนาดและจำนวนเครื่องทำน้ำเย็นที่เหมาะสม ซึ่งจะมีประโยชน์อย่างมากต่อวิศวกรผู้ออกแบบและเจ้าของโครงการ เนื่องจากวิธีการที่ใช้ในปัจจุบัน มักจะเป็นการเลือกแบ่งเครื่องทำน้ำเย็นให้มีขนาดเท่าๆ กัน เพื่อประโยชน์ในการบำรุงรักษาและง่ายต่อการปฏิบัติงานเท่านั้น หรือพิจารณาการใช้พลังงานเฉพาะที่ตัวเครื่องทำน้ำเย็นเท่านั้น โดยมิได้คำนึงถึงค่าการใช้พลังงานและค่าการลงทุนโดยรวมของทั้งระบบ ซึ่งจะทวีบทบาทที่สำคัญมากยิ่งขึ้น เมื่อขนาดของโครงการมีขนาดใหญ่ขึ้น โดยเฉพาะเมื่อพูดถึงระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค (District Cooling Plant)



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## รายการอ้างอิง

### ภาษาไทย

- กัลยา วานิชย์บัญชา. การวิเคราะห์สถิติเพื่อการตัดสินใจ. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพมหานคร : โรงพิมพ์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย , 2539
- เกื้ออนันต์ เตชะโต . เศรษฐศาสตร์กับการประหยัดพลังงานในโครงการปรับปรุงอาคารของรัฐ . วารสารพลังงาน ปีที่ 8 ฉบับที่ 41 เมษายน-มิถุนายน 2541 : หน้า 43-45
- ข้อมูลการคิดค่าไฟฟ้า. การไฟฟ้านครหลวง กรุงเทพมหานคร, 2541
- ข้อมูลเครื่องทำน้ำเย็น . กรุงเทพมหานคร : กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน
- ข้อมูลเครื่องทำน้ำเย็น . กรุงเทพมหานคร : บริษัท เทรน (ประเทศไทย) จำกัด , 2542
- ข้อมูลปั๊มป็น้ำ . กรุงเทพมหานคร : บริษัท เอ็กมี จำกัด , 2542
- ข้อมูลสภาวะอากาศของประเทศไทย. ฝ่ายจัดเก็บข้อมูล . กรมอุตุนิยมวิทยา , 2541
- ข้อมูลหอผึ่งน้ำชนิดพัดลมดูดอากาศไหลสวนทางกับน้ำ. กรุงเทพมหานคร : บริษัท เหลียงซี อุตสาหกรรม จำกัด , 2542
- จิรเกียรติ อภิบุญโยภาส. การวิเคราะห์หาค่า EIRR , FIRR . เอกสารประกอบการฝึกอบรมเชิงปฏิบัติการเพื่อการทำงานของบริษัทที่ปรึกษา (ม.ป.ท.)
- เทพฤทธิ์ ทองซูป . การคำนวณภาระการทำความเย็นและการเลือกขนาดเครื่องทำความเย็นที่เหมาะสม วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ สาขาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย , 2541
- นที ลิ่มประสิทธิ์ศักดิ์ . การสร้างแบบจำลองของหอผึ่งน้ำ . วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ สาขาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย , 2535
- ปราโมทย์ เตชะอำไพ . ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขในงานวิศวกรรม. พิมพ์ครั้งที่ 1. กรุงเทพมหานคร : โรงพิมพ์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย , 2538
- วรวิทย์ อิงภากรณ์ . หลักการออกแบบระบบปรับอากาศขนาดใหญ่เพื่อการประหยัดพลังงาน. สถาบันวิจัยและพัฒนาของคณะวิศวกรรมศาสตร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย , 2525

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ภาษาอังกฤษ

- ARI Standard 550/590-98 . Standard for Water Chilling Packages Using the vapor Compression Cycle . Air-Conditioning and Refrigeration Institute .,1998
- Erwin G. Hansen. Parallel Operation of Variable Speed Pumps in Chilled Water Systems . ASHRAE Journal . October 1995 pp. 24–28
- George Polimeros . Energy Cogeneration Handbook . New York : Industrial Press Inc ., 1981
- Patel and Deepa . A Study of Chiller Systems. Bangkok . MS. Thesis : Asian Institute of Technology .,1987
- R.W. Hanies and D.C. Hittle . Control Systems for Heating Ventilating and Air Conditioning . Fifth Edition . : Chapman & Hall Inc ., 1993
- Stephen B. Austin , P.E. Regression Analysis For Saving Verification . ASHRAE Journal . October 1997 : pp. 57–63
- Stoecker W.F. Design of Thermal Systems : McGraw Hill Publication ., 1989
- Wayne Kirsner , P.E. 3 GPM/Ton Condensor Water Flow Rate : Does It Waste Energy ?. ASHRAE Journal . October 1995 : pp. 63-69



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย





# ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

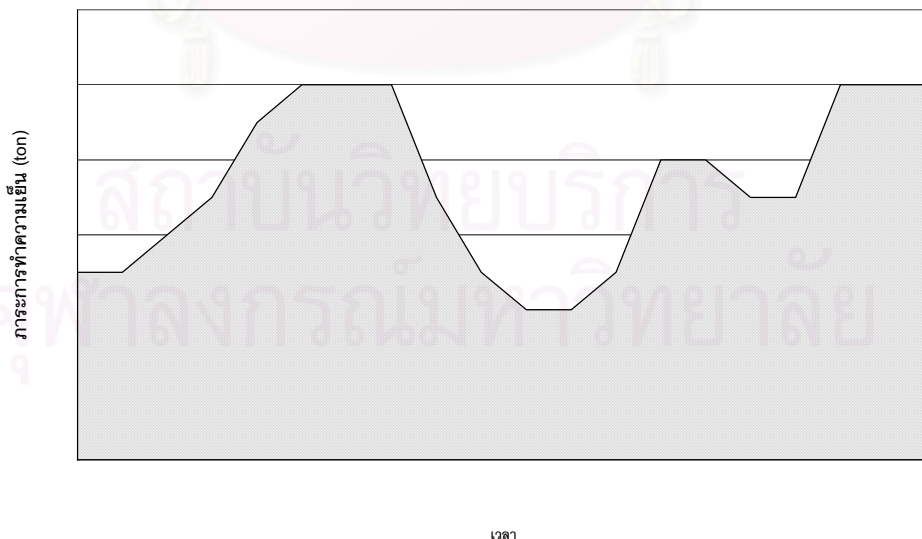
## ภาคผนวก ก

### ภาระการทำความเย็น

ปกติแล้วภาระการทำความเย็นโดยทั่วไปจะมีค่าไม่สม่ำเสมอ ทั้งนี้เป็นผลของการมีกลางวัน กลางคืน อากาศร้อนและอากาศหนาว ตลอดจนถึงระบบการทำความเย็นหลายประเภทตั้งแต่ผู้อยู่อาศัย โรงภาพยนตร์ อาคารคอมพิวเตอร์ และอาคารศูนย์การค้าต่างๆ ทำให้ในแต่ละช่วงของวัน ความต้องการของภาระการทำความเย็นจะเปลี่ยนแปลงไปตลอดเวลา โดยขึ้นอยู่กับประเภทการใช้งานนั้นๆ เช่น อาคารสำนักงานช่วงกลางวันจะมีค่าภาระการทำความเย็นสูง โดยเฉพาะในช่วงบ่ายของแต่ละวัน แต่ในตอนกลางคืน ค่าภาระการทำความเย็นจะมีค่าลดลง ด้วยเหตุนี้การสร้างกราฟแสดงภาระการทำความเย็น (Cooling Load) ขึ้นมาจึงเป็นสิ่งจำเป็นเพื่อให้ทราบถึงลักษณะความต้องการความเย็นของระบบนั้น ซึ่งภาระการทำความเย็นที่ได้จะนำไปเป็นข้อมูลในการออกแบบจำนวนและขนาดของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นต่อไป

#### ก.1 กราฟแสดงภาระการทำความเย็น

กราฟแสดงภาระการทำความเย็น (Cooling Load Curve) เป็นกราฟที่แสดงถึงความต้องการความเย็นของผู้ใช้เมื่อเทียบกับเวลา ถ้าหากเวลาที่ใช้เทียบเป็นชั่วโมง ก็จะเรียกว่า กราฟแสดงภาระการทำความเย็นรายวัน (Daily Load Curve) หากเวลาที่ใช้เทียบเป็นวัน ก็จะเรียกว่า กราฟแสดงภาระการทำความเย็นรายเดือน (Monthly Load Curve) หากเป็นปี ก็จะเรียกว่า ภาระการทำความเย็นรายปี (Yearly Load Curve)

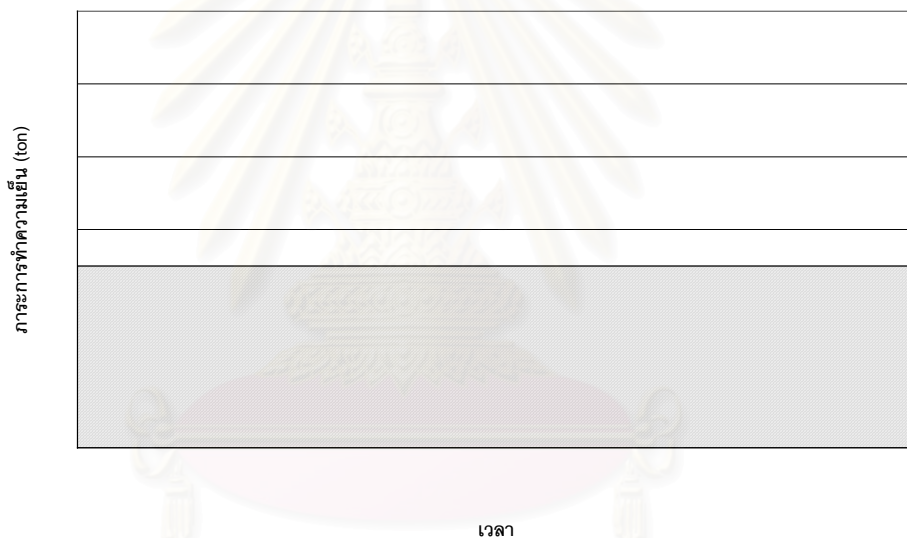


รูป ก.1 ลักษณะของภาระการทำความเย็นที่แสดงถึงความต้องการความเย็นของระบบที่แปรเปลี่ยนไปตามเวลา

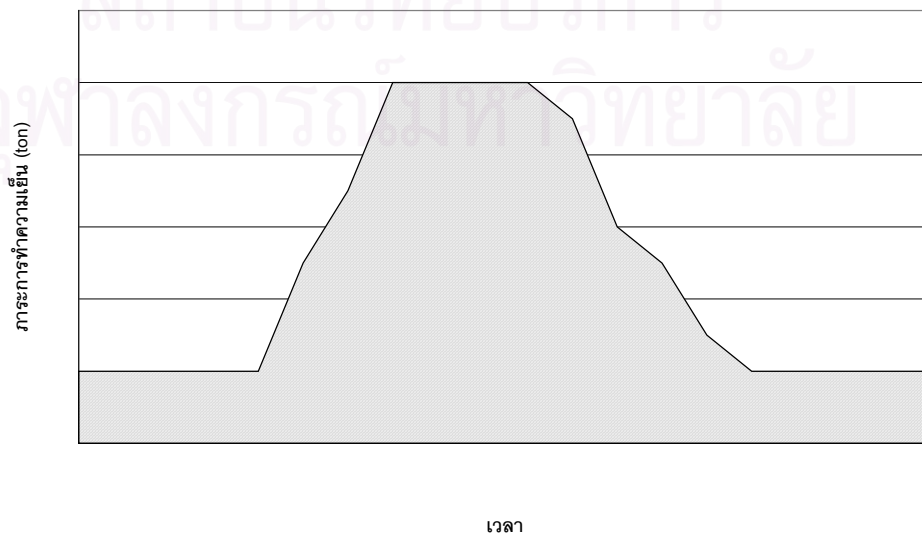
จากภาระการทำความเย็นในรูป จะช่วยทำให้วิศวกรผู้ออกแบบทราบคุณลักษณะของความต้องการในระบบทำความเย็นดังนี้

- ภาระสูงสุดที่เกิดขึ้นและเวลาที่เกิด
- ขนาดกำลังการติดตั้งของเครื่องทำน้ำเย็นที่ควรจะใช้ในระบบทำความเย็น
- ตารางเวลาที่ต้องเดินเครื่องประเภทไหนในแต่ละชั่วโมงของหนึ่งวัน หรือในแต่ละวันของหนึ่งเดือน หรือในแต่ละเดือนของหนึ่งปี

ปัญหาในการออกแบบระบบทำความเย็นไม่ได้อยู่ที่ปริมาณการทำความเย็นที่ต้องการทั้งหมดของระบบ แต่อยู่ที่ลักษณะการใช้ความเย็น ยกตัวอย่างเช่น ระบบ A และ ระบบ B ใช้ปริมาณการทำความเย็นเท่ากัน (พื้นที่ใต้กราฟเท่ากัน) ดังแสดงในรูป ก.2 และรูป ก.3 แต่ลักษณะการใช้ภาระความเย็นในแต่ละช่วงเวลาแตกต่างกัน



รูป ก.2 ภาระการทำความเย็นของระบบ A



รูป ก.3 ภาระการทำความเย็นของระบบ B

ในรูป ก.3 จะเห็นว่า ภาระการทำความเย็นสูงสุดของระบบ B จะมีค่ามากกว่าภาระการทำความเย็นสูงสุดของระบบ A มาก ดังนั้น ขนาดต้นความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นที่ต้องผลิตให้ระบบ B จะมากกว่าขนาดเครื่องทำน้ำเย็นที่ระบบ A ดังนั้น หากติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็นที่สามารถตอบสนองต่อภาระความเย็นของระบบ B จะพบว่าเครื่องทำน้ำเย็นที่ได้ทำการติดตั้งลงไปจะใช้เวลาเดินเครื่องไม่เต็มที่ค่อนข้างสูง ดังนั้นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่ต้องป้อนเข้าระบบทำความเย็นของระบบ B อาจมีค่าสูงกว่าค่าพลังงานที่ต้องป้อนเข้าระบบ A หนึ่งเท่าตัว ถึงแม้ทั้งสองระบบจะมีความต้องการความเย็นเท่ากัน

## ก.2 นิยามเทอมที่สำคัญต่างๆ

### ก.2.1 ความต้องการภาระการทำความเย็นสูงสุด

ความต้องการภาระการทำความเย็นสูงสุด (Peak Load) คือ ความต้องการความเย็นสูงสุดของระบบ ณ เวลาใดเวลาหนึ่ง โดยความต้องการภาระสูงสุดนี้มักจะขึ้นอยู่กับการใช้และลักษณะความต้องการภาระความเย็นของระบบนั้นๆ เอง เช่น ระบบดังกล่าวเป็นอาคารสำนักงาน อาคารคอมพิวเตอร์ โรงภาพยนตร์ เป็นต้น

### ก.2.2 ภาระการทำความเย็นโดยเฉลี่ย

ภาระการทำความเย็นโดยเฉลี่ย (Average Load) คือ ภาระการทำความเย็นเฉลี่ยที่เกิดขึ้นในช่วงระยะเวลาหนึ่ง เช่น หากต้องการหาค่าภาระการทำความเย็นเฉลี่ยที่เกิดขึ้นในระยะเวลา 24 ชม. สามารถหาได้จาก

$$\text{Average Load} = \frac{\text{พื้นที่ใต้กราฟแสดงภาระการทำความเย็นในระยะเวลา 24 ชม.}}{24 \text{ ชม.}} \quad \dots (ก.1)$$

ดังที่ได้กล่าวไว้ในเรื่องการต้องการความเย็นที่เท่ากันของระบบ A และระบบ B แต่ระบบ B ต้องจ่ายค่าพลังงานต่อหน่วยแพงกว่าระบบ A จะเห็นได้ว่า ความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำความเย็นสูงสุดและภาระการทำความเย็นโดยเฉลี่ยในช่วงระยะเวลาหนึ่งๆ จะเป็นข้อมูลอีกอันหนึ่งที่จะสามารถอธิบายการเดินเครื่องทำน้ำเย็นได้เป็นอย่างดี

### ก.2.3 ตัวประกอบภาระ

ตัวประกอบภาระ (Load Factor) คือ อัตราส่วนระหว่างภาระการทำความเย็นโดยเฉลี่ย (Average Load) กับภาระการทำความเย็นสูงสุด (Peak Load) ที่เกิดขึ้นในช่วงเวลานั้น ตัวประกอบภาระการทำความเย็น อาจจะเป็นคิดเป็นรายวัน รายเดือน หรือรายปีก็ได้ โดยจะมีค่า

สูงสุดเป็น 1 หรือเท่ากับ 100% ซึ่งแสดงว่าระบบการทำงานน้ำเย็นนั้นไม่มีการสูญเสียเลย และเป็นไปไม่ได้ในทางปฏิบัติ โดยปกติแล้วค่าตัวประกอบภาระจะมีค่าน้อยกว่าหนึ่งเสมอ สามารถเขียนสมการในการหาค่าตัวประกอบภาระได้ดังนี้

$$\text{Load Factor} = \frac{\text{Average Load}}{\text{Peak Load}} \quad \dots (\text{ก.2})$$

อย่างไรก็ตาม ภาระการทำงานความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระต่ำ จะแสดงถึงระบบการทำงานความเย็นนั้นว่าไม่ได้ถูกใช้งานให้เท่ากับกำลังทำความเย็นที่เครื่องทำน้ำเย็นสามารถทำได้ ดังนั้น ค่าใช้จ่ายต่อหน่วยความเย็นที่ผลิตได้จะสูง และเพื่อที่จะให้ค่าใช้จ่ายลดต่ำลง ควรจะเดินเครื่องในระบบทำความเย็นที่กำลังทำความเย็นสูงสุดที่ทำได้ในช่วงระยะเวลายาวนานที่สุดเท่าที่เครื่องจะทำได้



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ภาคผนวก ข

### อัตราค่าไฟฟ้า

#### ข.1 รายละเอียดทั่วไปของอัตราค่าไฟฟ้า

พิจารณาการหาค่าไฟฟ้า โดยใช้วิธีการคิดอัตราค่าไฟฟ้าแบบ TOD และ TOU ซึ่งเป็นวิธีการคิดค่าไฟฟ้า สำหรับอาคารธุรกิจขนาดใหญ่ จากข้อมูลอัตราค่าไฟฟ้าของการไฟฟ้านครหลวง ซึ่งมีผลบังคับใช้ตั้งแต่เดือน มกราคม 2540 รายละเอียดการคิดอัตราค่าไฟฟ้ามี่ดังนี้

##### ข.1.1 TOD Rate

ตาราง ข.1: อัตราค่าไฟฟ้า TOD Rate

	ค่าความต้องการพลังงานไฟฟ้า ( บาท/กิโลวัตต์ )			ค่าพลังงานไฟฟ้า ( บาท/หน่วย )
	1*	2*	3*	
(1) แรงดัน 69 กิโลโวลท์ขึ้นไป	224.30	29.91	0	1.0208
(2) แรงดัน 12-24 กิโลโวลท์	285.05	58.88	0	1.0582
(3) แรงดันต่ำกว่า 12 กิโลโวลท์	332.71	68.22	0	1.0862

หมายเหตุ

1\* เวลา 18.30-21.30 น. ของทุกวัน (On Peak)

2\* เวลา 08.00-18.30 น. ของทุกวัน (Partial Peak) คิดค่าความต้องการพลังงานไฟฟ้า เฉพาะส่วนที่เกินจากช่วง On Peak

3\* เวลา 21.30-08.00 น. ของทุกวัน (Off Peak) ไม่คิดค่าความต้องการพลังไฟฟ้า

**ความต้องการพลังไฟฟ้า:** ความต้องการพลังไฟฟ้าแต่ละเดือน คือความต้องการพลังไฟฟ้าเป็นกิโลวัตต์เฉลี่ยใน 15 นาทีที่สูงสุดของแต่ละช่วงเวลาในรอบเดือน เศษของกิโลวัตต์ ถ้าไม่ถึง 0.5 กิโลวัตต์ ตัดทิ้งตั้งแต่ 0.5 กิโลวัตต์ขึ้นไป คิดเป็น 1 กิโลวัตต์

#### สูตรปรับอัตราค่าไฟฟ้าอัตโนมัติ (Ft):

ช่วง ธันวาคม 2541-มีนาคม 2542

สูตรปรับอัตราค่าไฟฟ้าอัตโนมัติ เท่ากับ 50.71 สตางค์

ช่วง เมษายน 2542-กรกฎาคม 2542

สูตรปรับอัตราค่าไฟฟ้าอัตโนมัติ เท่ากับ 32.61 สตางค์

ช่วง สิงหาคม 2542-พฤศจิกายน 2542

สูตรปรับอัตราค่าไฟฟ้าอัตโนมัติ เท่ากับ 37.92 สตางค์

ช่วง ธันวาคม 2542-มีนาคม 2543

สูตรปรับอัตราค่าไฟฟ้าอัตโนมัติ เท่ากับ 56.32 สตางค์

ดังนั้นในที่นี้จะพิจารณา สูตรปรับอัตราค่าไฟฟ้าอัตโนมัติ มีค่าคงที่ เท่ากับ 44.39 สตางค์

ข.1.2 TOU Rate

ตาราง ข.2: อัตราค่าไฟฟ้า TOU Rate

	ค่าความต้องการ พลังไฟฟ้า ( บาท/กิโลวัตต์ )	ค่าพลังงานไฟฟ้า ( บาท/หน่วย )		
	1*	1*	2*	3*
(1) แรงดัน 115 กิโลโวลต์ขึ้นไป	102.80	1.5349	0.6671	0.6062
(2) แรงดัน 69 กิโลโวลต์	158.88	1.6292	0.6769	0.6153
(3) แรงดัน 12 – 24 กิโลโวลต์	200.93	1.7736	0.6861	0.6236
(4) แรงดันต่ำกว่า 12 กิโลโวลต์	214.95	1.8891	0.7283	0.6616

หมายเหตุ 1\* จันทร์-เสาร์ เวลา 09.00-22.00 น. (On Peak)

2\* จันทร์-เสาร์ เวลา 22.00-09.00 น. (Off Peak)

3\* อาทิตย์ เวลา 00.00-24.00 น. (Off Peak)

**ความต้องการพลังไฟฟ้า:** ความต้องการพลังไฟฟ้าแต่ละเดือน คือความต้องการพลังไฟฟ้าเป็นกิโลวัตต์เฉลี่ยใน 15 นาทีที่สูงสุดของแต่ละช่วงเวลาในรอบเดือน เศษของกิโลวัตต์ ถ้าไม่ถึง 0.5 กิโลวัตต์ ตัดทิ้ง ตั้งแต่ 0.5 กิโลวัตต์ขึ้นไป คิดเป็น 1 กิโลวัตต์

**สูตรปรับอัตราค่าไฟฟ้าอัตโนมัติ (Ft):** พิจารณาสูตรปรับอัตราค่าไฟฟ้าอัตโนมัติมีค่าคงที่ เท่ากับ 44.39 สตางค์

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



## ข.2 การคำนวณการคิดค่าไฟฟ้า

### ข.2.1 อัตราค่าไฟฟ้าประเภท TOD Rate

คือ อัตราค่าไฟฟ้าที่คิดค่าความต้องการไฟฟ้าที่แตกต่างกันตามช่วงเวลาของวัน โดยแบ่งออกเป็น 3 ช่วง คือ ช่วง On Peak ระหว่างเวลา 18.30–21.30 น. ช่วง Partial Peak ระหว่างเวลา 08.00–18.30 น. และช่วง Off Peak ระหว่างเวลา 21.30–08.00 น.

ค่าไฟฟ้าในแต่ละเดือนสามารถคำนวณหาได้จากสมการ ข.1

$$C = DC_P \times P_p + DC_{PP} \times (PP - P) + EC \times E + Ft \times E \quad \dots (ข.1)$$

หมายเหตุ ถ้า  $P \geq PP$  ให้คิดเทอม  $PP - P$  เป็นศูนย์

เมื่อ	C (baht/month)	: ค่าไฟฟ้า
	$DC_P$ (baht/kW)	: อัตราค่าความต้องการพลังไฟฟ้าสูงสุดในช่วง Peak
	$P_p$ (kW)	: ความต้องการพลังไฟฟ้าสูงสุดในช่วง Peak
	$DC_{PP}$ (baht/kW)	: อัตราค่าความต้องการพลังไฟฟ้าสูงสุดในช่วง Partial Peak
	PP (kW)	: ความต้องการพลังไฟฟ้าสูงสุดในช่วง Partial Peak
	OP (baht/kW)	: อัตราค่าความต้องการพลังไฟฟ้าสูงสุดในช่วง Off Peak
	EC (baht/kWh)	: อัตราค่าพลังงานไฟฟ้า
	E (kWh)	: ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้
	Ft (baht/kWh)	: สูตรปรับอัตราค่าไฟฟ้าอัตโนมัติ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ข.2.2 อัตราค่าไฟฟ้าประเภท TOU Rate

คือ อัตราค่าไฟฟ้าที่คิดค่าพลังงานไฟฟ้าแตกต่างกันตามช่วงเวลาและวันของสัปดาห์

ค่าไฟฟ้าในแต่ละเดือนสามารถคำนวณได้จากสมการ ข.2

$$C = DC \times P_{op} + EC_1 \times E_1 + EC_2 \times E_2 + EC_3 \times E_3 + Ft \times E \quad \dots (ข.2)$$

เมื่อ	C (baht/month)	: ค่าไฟฟ้า
	DC (baht/kW)	: อัตราค่าความต้องการพลังไฟฟ้าสูงสุด
	$P_{op}$ (kW)	: ความต้องการพลังไฟฟ้าเฉลี่ยใน 15 นาทีที่สูงสุดในช่วง On Peak (วันจันทร์-เสาร์ เวลา 9.00-22.00 น.)
	$EC_1$ (baht/kWh)	: อัตราค่าพลังงานไฟฟ้า ในช่วง On Peak (วันจันทร์-เสาร์ เวลา 9.00-22.00 น.)
	$E_1$ (kWh)	: ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ไปในช่วง On Peak
	$EC_2$ (baht/kWh)	: อัตราค่าพลังงานไฟฟ้า ในช่วง Off Peak 1 (วันจันทร์-เสาร์ เวลา 22.00-9.00 น.)
	$EC_3$ (baht/kWh)	: อัตราค่าพลังงานไฟฟ้า ในช่วง Off Peak 2 (วันอาทิตย์ เวลา 0.00-24.00 น.)
	$E_3$ (kWh)	: ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ไปในช่วง Off Peak 2
	Ft (baht/kWh)	: สูตรปรับอัตราค่าไฟฟ้าอัตโนมัติ
	E (kWh)	: ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้

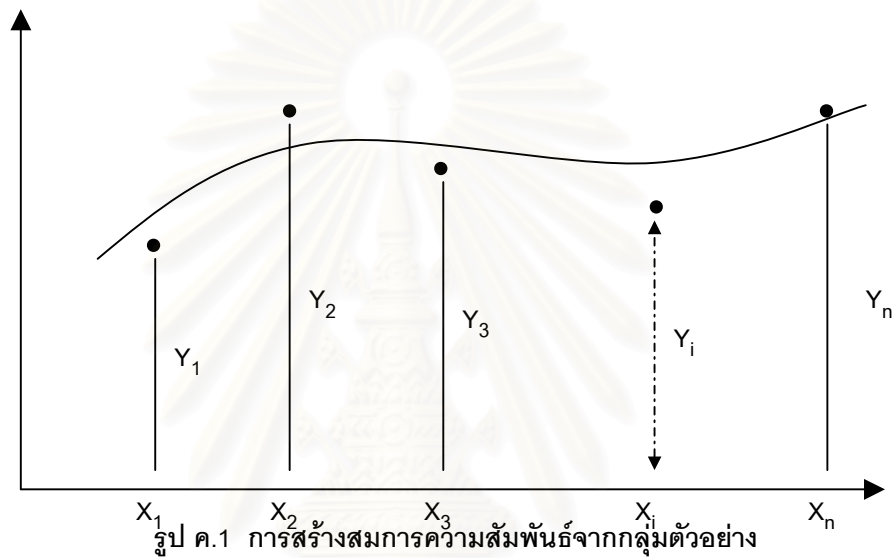
สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ภาคผนวก ค

### สถิติเพื่อช่วยในการตัดสินใจ

#### ค.1 การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

##### ค.1.1 วิธีกำลังสองน้อยที่สุด



จากรูปแบบของสมการความสัมพันธ์ที่นำมาทดสอบ ซึ่งมีพารามิเตอร์  $k+1$  ตัว คือ  $B_0, B_1, B_2, B_3, \dots, B_k$  การประมาณค่า  $B_0, B_1, B_2, B_3, \dots, B_k$  จะใช้ข้อมูลตัวอย่างของตัวแปร  $Y, X_0, X_1, X_2, X_3, \dots, X_k$  โดยใช้กลุ่มตัวอย่างขนาด  $n$  จากสมการความสัมพันธ์

$$Y_i = B_0 + B_1X_{1i} + B_2X_{2i} + B_3X_{3i} + \dots + B_kX_{ki} + e_i \quad \dots (ค.1)$$

โดยสามารถประมาณค่า  $Y$  หรือประมาณสมการที่ ค.1 ด้วยสมการที่ ค.2

$$\hat{Y}_i = a_0 + a_1X_{1i} + a_2X_{2i} + a_3X_{3i} + \dots + a_kX_{ki} \quad \dots (ค.2)$$

โดยที่  $\hat{B}_0 = a_0, \hat{B}_1 = a_1, \hat{B}_2 = a_2, \hat{B}_3 = a_3, \dots, \hat{B}_k = a_k$

ดังนั้น ความคลาดเคลื่อนในการประมาณค่า  $Y_i$  ด้วย  $\hat{Y}_i$  คือ  $Y_i - \hat{Y}_i = e_i$  (สมการ ค.1 - ค.2)

ซึ่ง  $a_j$ ,  $j = 0, 1, 2, 3, \dots, k$  เป็นค่าคงที่ที่ไม่รู้ค่า ซึ่งสามารถคำนวณโดยวิธีกำลังสองน้อยที่สุด นั่นคือ พิจารณาผลบวกของความคลาดเคลื่อนยกกำลังสองมีค่าน้อยที่สุด ดังนี้

$$E = \sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2$$

$$E = \sum_{i=1}^n [Y_i - (a_0 + a_1 X_{1i} + a_2 X_{2i} + \dots + a_k X_{ki})]^2 \quad \dots (ค.3)$$

พิจารณาการหาค่าต่ำสุดของผลบวกของความคลาดเคลื่อนยกกำลังสอง ก่อให้เกิด ระบบสมการที่ประกอบด้วย  $k+1$  สมการดังนี้

$$\frac{\partial E}{\partial a_0} = 0$$

$$\frac{\partial E}{\partial a_1} = 0$$

$$\frac{\partial E}{\partial a_2} = 0$$

$$\vdots$$

$$\frac{\partial E}{\partial a_k} = 0$$

จากสมการย่อยดังกล่าวสามารถเขียนให้อยู่ในรูปเมทริกซ์ได้ดังนี้

$$\begin{bmatrix} n & \sum_{i=1}^n X_{1i} & \sum_{i=1}^n X_{2i} & \dots & \sum_{i=1}^n X_{ki} \\ \sum_{i=1}^n X_{1i} & \sum_{i=1}^n X_{1i}X_{1i} & \sum_{i=1}^n X_{1i}X_{2i} & \dots & \sum_{i=1}^n X_{1i}X_{ki} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \sum_{i=1}^n X_{ki} & \sum_{i=1}^n X_{1i}X_{ki} & \sum_{i=1}^n X_{2i}X_{ki} & \dots & \sum_{i=1}^n X_{ki}X_{ki} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ a_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n Y_i \\ \sum_{i=1}^n X_{1i}Y_i \\ \cdot \\ \cdot \\ \sum_{i=1}^n X_{ki}Y_i \end{bmatrix}$$

... (ค.4)

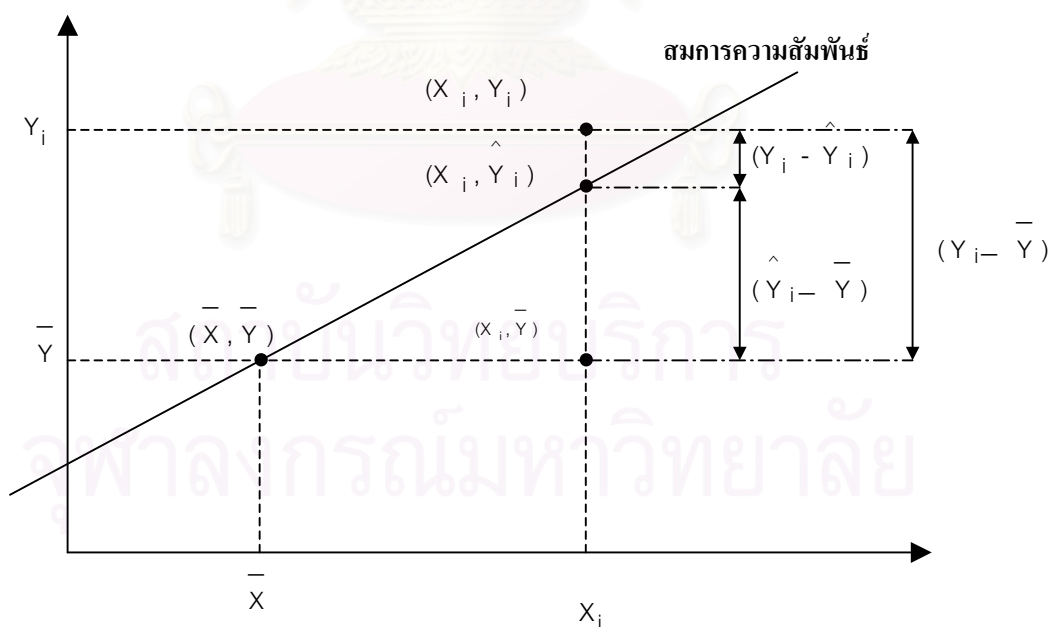
โดยเมตริกซ์จัตุรัสขนาด  $(k+1) \times (k+1)$  ที่อยู่ทางด้านซ้ายของสมการเป็นเมตริกซ์สมการที่รู้ค่า และ เวกเตอร์ขนาด  $(k+1) \times 1$  ทางด้านขวาของสมการรู้ค่าเช่นกัน ดังนั้นตัวไม่รู้ค่า  $a_0, a_1, a_2, \dots, a_k$  ทั้งหมด  $k+1$  ค่านี้ สามารถคำนวณได้จากระบบสมการดังกล่าว

อย่างไรก็ตามความถูกต้องของสมการความสัมพันธ์ที่สร้างขึ้น สามารถตรวจสอบด้วยค่าพารามิเตอร์ทางสถิติ ซึ่งโดยทั่วไปค่าพารามิเตอร์ที่นำมาพิจารณา ได้แก่ ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อน (Coefficient of Multiple Correlation)

### ค.1.2 ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อน

ในการวิเคราะห์ทางสถิติ เพื่อหาสมการความสัมพันธ์หรือแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Math Model) ที่เป็นตัวแทนของกลุ่มตัวอย่างใดๆ พบว่า จำเป็นต้องพิจารณาผลของความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นจากการทำนายค่าของกลุ่มตัวอย่างจากการใช้สมการความสัมพันธ์หรือแบบจำลองนั้นๆ ซึ่งความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นมาจาก 3 แหล่ง คือ

- 1 ความคลาดเคลื่อนทั้งหมดของการประมาณค่า (Total Error of Estimation :  $Y_i - \bar{Y}$ )
- 2 ความคลาดเคลื่อนของการประมาณค่าที่ไม่สามารถอธิบายได้ด้วยสมการถดถอย (Error of Estimation Unexplained Regression :  $Y_i - \hat{Y}_i$ )
- 3 ความคลาดเคลื่อนของการประมาณค่าที่สามารถอธิบายได้ด้วยสมการ (Error of Estimation Explained by Regression :  $\hat{Y}_i - \bar{Y}$ )



รูป ค.2 แสดงความคลาดเคลื่อน

หรือ อาจเขียนในรูปของค่าความแปรปรวน ซึ่งค่าความแปรปรวนจะมีค่าเท่ากับผลรวมของความคลาดเคลื่อนยกกำลังสอง จากการพิจารณาความแปรปรวนของ  $Y$  ทั้งหมด ซึ่งจะมีค่าเท่ากับ

$$SST = SSE + SSR \quad \dots (ค.5)$$

โดยที่

$$SST = \sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2$$

$$SSE = \sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2$$

$$SSR = \sum_{i=1}^n (\hat{Y}_i - \bar{Y})^2$$

เมื่อ SST (Sum Square of Total) : ความแปรปรวนทั้งหมดของการประมาณค่า Y

SSE (Sum Square of Error) : ความแปรปรวนของการประมาณค่าที่ไม่สามารถอธิบายได้ด้วย

สมการถดถอยหรือความแปรปรวนของ Y เนื่องจากอิทธิพล

อื่นๆ SSR (Sum Square of Regression) : ความแปรปรวนของการประมาณค่าที่สามารถอธิบายได้ด้วย

สมการถดถอย

ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อน คือ สัดส่วนหรือเปอร์เซ็นต์ที่ตัวแปรอิสระ ( $X_1, X_2, X_3, \dots, X_k$ ) สามารถอธิบายการเปลี่ยนแปลงของ Y ได้ หรือกล่าวได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อนเป็นสัดส่วนหรือเปอร์เซ็นต์ของความผันแปร Y ที่มีสาเหตุเนื่องจากความผันแปรของ  $X_1, X_2, X_3, \dots, X_k$  โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อนจะให้สัญลักษณ์  $R^2_{Y.123.k}$  แต่โดยทั่วไปจะใช้  $R^2$

$$R^2 = \frac{\text{ความผันแปรของ Y เนื่องจากอิทธิพลของ } X_1, X_2, X_3, \dots, X_k}{\text{ความผันแปรทั้งหมด}}$$

$$R^2 = \frac{SSR}{SST} = \frac{SST - SSE}{SST} = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad \dots (ค.6)$$

โดยที่  $0 \leq R^2 \leq 1$

ถ้า  $R^2$  มีค่าใกล้ 1 จะหมายถึง  $X_1, X_2, X_3, \dots, X_k$  มีความสัมพันธ์กับ Y มาก แต่ถ้า  $R^2$  เข้าใกล้ ศูนย์ หมายถึง ค่า  $X_1, X_2, X_3, \dots, X_k$  มีความสัมพันธ์กับ Y น้อย

เนื่องจาก SSR จะเพิ่มขึ้นถ้าเพิ่มตัวแปรอิสระ เช่น เดิม  $X_1$  และ  $X_2$  ที่มีความสัมพันธ์กับ  $Y$  แต่  
ถ้าเพิ่ม ตัวแปรอิสระ  $X_3$  เข้าในสมการความสัมพันธ์ จะได้ว่า

$$SSR(X_1, X_2, X_3) > SSR(X_1, X_2)$$

โดยที่  $SSR(X_1, X_2, X_3)$  หมายถึง SSR ของสมการความสัมพันธ์ที่มีตัวแปรอิสระ  $X_1$ ,  $X_2$  และ  $X_3$

$$Y = B_0 + B_1X_1 + B_2X_2 + B_3X_3 + e$$

และ  $SSR(X_1, X_2)$  หมายถึง SSR ของสมการความสัมพันธ์ที่มีตัวแปรอิสระ  $X_1$  และ  $X_2$

$$Y = B_0 + B_1X_1 + B_2X_2 + e$$

ดังนั้นเมื่อเพิ่มตัวแปรอิสระเข้าไปในสมการความสัมพันธ์จะทำให้ค่า  $R^2$  มากขึ้น ทั้งที่ตัวแปร  
อิสระ  $X$  ที่เพิ่มอาจจะไม่มีความสัมพันธ์กับ  $Y$  เลยก็ได้ จึงมีการปรับค่า  $R^2$  ให้ถูกต้องขึ้น เรียกว่า  
Adjusted  $R^2$  โดยที่

$$R_a^2 = \text{Adjusted } R^2$$

$$R_a^2 = 1 - \frac{SSE/(n-k-1)}{SST/(n-1)} \quad \dots (ค.7)$$

หรือ

$$R_a^2 = 1 + \frac{(n-1)}{(n-k-1)}(R^2 - 1) \quad \dots (ค.8)$$

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



## ค.2 การประมาณค่า

### ค.2.1 ระดับความเชื่อมั่น

ระดับความเชื่อมั่น หมายถึง โอกาสที่พารามิเตอร์ของประชากรจะอยู่ในช่วงของค่าที่ประมาณได้ เช่น  $P(L < \mu < U) = 0.95$  หมายถึงโอกาสที่ค่าเฉลี่ยของประชากร  $\mu$  จะมีค่าอยู่ในช่วง L และ U เป็น 0.95 หรือ 95% และโอกาสที่ค่า  $\mu$  จะมีค่าน้อยกว่า L หรือมีค่ามากกว่า U เป็น 0.05 หรือ 5%

$$P(L < \mu < U) = 0.95$$

$$\text{และ} \quad P(\mu \leq L) + P(\mu \geq U) = 0.05$$

หรือกล่าวได้ว่า ในการสุ่มตัวอย่างขนาด n จากประชากร 100 ครั้ง ( ครั้งละ n หน่วย ) ค่าเฉลี่ยประชากร  $\mu$  จะมีค่าในช่วง L และ U 95 ครั้ง จะมีเพียง 5 ครั้ง ที่ค่า  $\mu$  จะไม่อยู่ในช่วง L และ U จึงกล่าวได้ว่า  $\mu$  มีค่า ในช่วง L และ U ด้วยระดับความเชื่อมั่น 95%

ในกรณีทั่วไป จะให้ระดับความเชื่อมั่นเป็น  $(1-\alpha)100\%$  หมายความว่า โอกาสที่ค่าประมาณจะผิดพลาดเท่ากับ  $\alpha(100\%)$  ถ้าให้ระดับความเชื่อมั่น  $(1-\alpha)$  มีค่ามากจะทำให้โอกาสของความผิดพลาดในการประมาณค่า ( $\alpha$ ) มีค่าน้อย (โอกาสของความผิดพลาดเรียกกันอีกชื่อหนึ่งว่า ระดับนัยสำคัญ =  $\alpha$ )

$$P(LL < \mu < UU) = 1 - \alpha \quad \dots (\text{ค.9})$$

เมื่อ LL : ขีดจำกัดความเชื่อมั่นล่าง (Lower Confidence Limit)  
UU : ขีดจำกัดความเชื่อมั่นบน (Upper Confidence Limit)

โดยทั่วไป มักจะให้ระดับความเชื่อมั่น  $(1-\alpha)$  เป็น 0.90 0.95 และ 0.99 ตามลำดับ

### ค.2.2 การประมาณค่าเฉลี่ยประชากร ( $\mu$ ) แบบช่วง

เมื่อต้องการประมาณค่า  $\mu$  แบบช่วง โดยที่  $L < \mu < U$  การคำนวณหาค่า L และ U จะต้องพิจารณาถึง

- ก การแจกแจงของประชากร
- ข ขนาดตัวอย่าง
- ค ความแปรปรวนของประชากร

โดยสามารถแยกการพิจารณาเป็น 3 กรณีดังนี้

- 1 ประชากรมีการแจกแจงแบบปกติ ทราบความแปรปรวนของประชากร
- 2 ประชากรมีการแจกแจงแบบใดๆ (อาจมีการแจกแจงแบบปกติหรือไม่ก็ได้) และตัวอย่างมีขนาดใหญ่ ( $n \geq 30$ )
- 3 ประชากรมีการแจกแจงแบบปกติหรือใกล้เคียงแบบปกติ และไม่ทราบความแปรปรวนของประชากร และขนาดตัวอย่างเล็ก ( $n \leq 30$ )

ในที่นี้จะพิจารณาการประมาณค่าเฉลี่ยประชากร ( $\mu$ ) แบบช่วง ในลักษณะกรณีที่ 2 ดังนี้

จากทฤษฎีลิมิตส่วนกลาง ( Central Limit Theorem)

“เมื่อสุ่มตัวอย่างขนาด  $n$  จากประชากรที่มีค่าเฉลี่ย  $\mu$  ความแปรปรวน  $\frac{\sigma^2}{n}$  ถ้าตัวอย่างมีขนาดใหญ่ พอแล้ว ค่าเฉลี่ยตัวอย่าง  $\bar{X}$  จะมีการแจกแจงเข้าสู่การแจกแจงแบบปกติที่มีค่าเฉลี่ย  $\mu$  และความแปรปรวน  $\frac{\sigma^2}{n}$ ”

จากทฤษฎีลิมิตส่วนกลาง จะได้ว่า เมื่อสุ่มตัวอย่างขนาดใหญ่จากประชากรที่มีการแจกแจงแบบใดๆ ก็ตาม ค่าเฉลี่ยตัวอย่าง  $\bar{X}$  จะมีการแจกแจงเข้าสู่การแจกแจงแบบปกติที่มีค่าเฉลี่ย  $\mu$  และความแปรปรวน  $\frac{\sigma^2}{n}$  หรือกล่าวได้ว่า

$$\text{เมื่อ } n \text{ มีค่ามาก } \bar{X} \sim \text{normal}(\mu, \sigma^2/n)$$

$$\text{หรือ } Z = \frac{\bar{X} - \mu}{\sqrt{\sigma^2/n}} \sim \text{normal}(0,1)$$

โดยการประมาณค่าเฉลี่ยประชากร  $\mu$  แบบช่วง จากการสุ่มตัวอย่างขนาดใหญ่สามารถใช้สถิติ  $Z$  ในการประมาณค่าแบบช่วงได้ ซึ่งสามารถแบ่งเป็น 2 แบบ ดังนี้

- เมื่อทราบความแปรปรวนประชากร
- เมื่อไม่ทราบความแปรปรวนประชากร

ในที่นี้พิจารณาการประมาณค่าเฉลี่ยประชากร  $\mu$  แบบช่วง เมื่อไม่ทราบความแปรปรวนประชากร ดังนี้

เมื่อไม่ทราบความแปรปรวนประชากร ( $\sigma^2$ ) จะประมาณ  $\sigma^2$  ด้วยค่าประมาณแบบจุด คือ  $S^2$  โดยที่  $S^2$  เป็นความแปรปรวนของกลุ่มตัวอย่าง

ค่าประมาณแบบช่วงของ  $\mu$  ที่ระดับความเชื่อมั่น  $(1-\alpha)100\%$  คือ

$$\bar{X} - Z_{1-\alpha/2} \frac{S}{\sqrt{n}} < \mu < \bar{X} + Z_{1-\alpha/2} \frac{S}{\sqrt{n}} \quad \dots (\text{ค.10})$$

โดยที่

$$S^2 = \frac{\sum (X_i - \bar{X})^2}{n-1} = \frac{\sum X_i^2 - \sum X_i^2/n}{n-1}$$



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ภาคผนวก ง

### เศรษฐศาสตร์

#### ง.1 เครื่องมือวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

- กระแสเงินสด (Cash Flows)

กระแสเงินสดของโครงการที่คาดว่าจะจะเป็นกระแสเงินสดเข้าหรือกระแสเงินสดออก ตลอดอายุของโครงการ เช่น เงินลงทุน ดอกเบี้ยจ่าย รายได้ ค่าใช้จ่าย ค่าเสื่อม ภาษีเงินได้ เป็นต้น

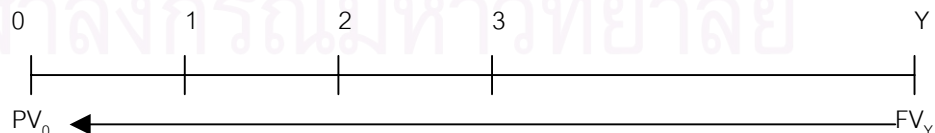
- ช่วงจังหวะเวลา (Timing)

ช่วงจังหวะเวลาของการเข้ามาหรือออกไปของกระแสเงินสดที่คาดไว้ ตลอดอายุของโครงการ เช่น สิ้นปีมีการจ่ายดอกเบี้ยคืนธนาคาร เป็นต้น

- อัตราคิดลด (Discount Rate)

อัตราที่ใช้คิดลดค่าของกระแสเงินสดเข้าหรือออก ในงวดเวลาต่างๆ ในอนาคต โดยคิดลดให้เป็นมูลค่า ณ เวลาปัจจุบัน ซึ่งอัตราคิดลดเป็นอัตราที่สะท้อนถึงมูลค่าตามระยะเวลาของเงิน (Time Value of Money) และความเสี่ยง (Risk) จากการลงทุนในโครงการนั้นๆ ตัวอย่างของอัตราคิดลด ได้แก่ อัตราดอกเบี้ยธนาคาร อัตราผลตอบแทนจากการลงทุนในตลาดหลักทรัพย์ อัตราผลตอบแทนที่ผู้ลงทุนต้องการ เป็นต้น

- มูลค่าปัจจุบัน (Present Value: PV) และ มูลค่าในอนาคต (Future Value: FV)



รูป ง.1 เส้นเวลาและรูปแบบของกระแสเงินสด แสดงมูลค่าปัจจุบันเปรียบเทียบกับมูลค่าในอนาคต

จากสูตรการคำนวณ

$$PVCF = \frac{FVCF_Y}{(1 + DR)^Y}$$

เมื่อ PVCF : มูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสด (Present Value of Cash Flow)  
 FVCF : มูลค่าในอนาคตของกระแสเงินสด (Future Value of Cash Flow)  
 DR : อัตราคิดลด (Discount Rate)  
 Y : ปี (Year)

ตัวอย่างเช่น นาย ก. จะได้รับเงินจากนาย ข. ในอีก 5 ปีข้างหน้า จำนวน 1,000 บาท นาย ก. อยากทราบว่ามูลค่าของเงิน 1,000 บาทในอีก 5 ปีข้างหน้า คิดเป็นมูลค่าเงินปัจจุบันเท่าไร (กำหนดอัตราดอกเบี้ยธนาคารเท่ากับ 10%)

จากสูตรการคำนวณ

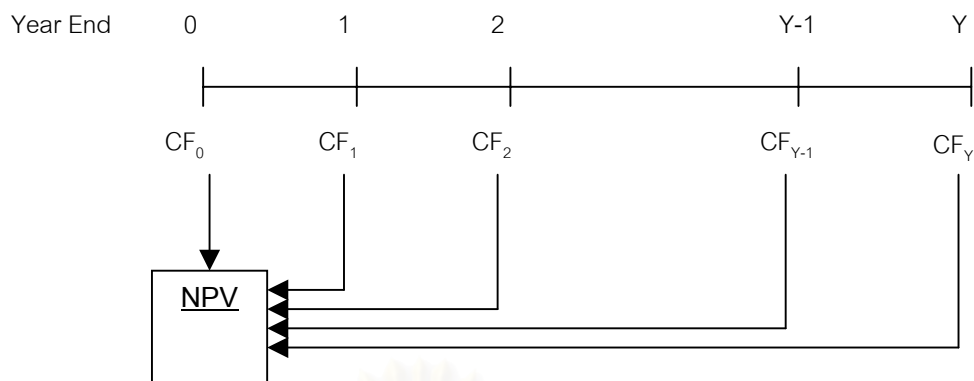
$$\begin{aligned} PVCF &= \frac{FVCF_Y}{(1 + DR)^Y} \\ PVCF &= \frac{1,000}{(1 + 10\%)^5} \\ PVCF &= \frac{1,000}{(1.1)^5} \\ PVCF &= \frac{1,000}{1.61} \\ PVCF &= 621 \end{aligned}$$

จะเห็นได้ว่าเงิน 1,000 บาทในอีก 5 ปีข้างหน้า คิดเป็นมูลค่าปัจจุบันเท่ากับ 621 บาท

- **มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value: NPV)**

การวิเคราะห์โครงการโดยใช้มูลค่าปัจจุบันสุทธิ อาศัยการวิเคราะห์กระแสเงินสดโดยคำนึงถึงมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสด (Present Value of Cash Flow: PVCF) มีขั้นตอนดังนี้

- 1) หามูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดแต่ละงวด (รวมทั้งกระแสเงินในปีที่ 0) ด้วยอัตราคิดลด (Discount Rate) หรืออัตราผลตอบแทนที่เหมาะสม
- 2) รวมมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสด จะได้ผลลัพธ์คือ มูลค่าปัจจุบันสุทธิ



รูป ง.2 เส้นเวลาและรูปแบบของกระแสเงินสด แสดงมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV)

จากสูตรการคำนวณ

$$NPV = \frac{CF_0}{(1+DR)^0} + \frac{CF_1}{(1+DR)^1} + \dots + \frac{CF_n}{(1+DR)^n}$$

$$NPV = \sum_{n=0}^Y \frac{CF_Y}{(1+DR)^Y}$$

เมื่อ NPV : มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value)  
 CF : กระแสเงินสดเข้าหรือออก (Cash flow)  
 Y : อายุของโครงการ (Years)

มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) เป็นการวิเคราะห์หาผลรวมของกระแสเงินสดเข้าและออกในเวลาต่างๆ ดังนั้นมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) จึงสามารถเป็นได้ทั้ง

- บวก (กรณีมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดเข้ามากกว่ามูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดออก)
- ลบ (กรณีมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดเข้าน้อยกว่ามูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดออก)
- ศูนย์ (กรณีมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดเข้าเท่ากับมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดออก)

- อัตราผลตอบแทนภายใน (Internal Rate of Return: IRR)

อัตราผลตอบแทนภายใน คือ อัตราคิดลด (Discount Rate) ที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดเข้าเท่ากับมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดออก หรือ มูลค่าปัจจุบันสุทธิเท่ากับศูนย์นั่นเอง จากสูตรการคำนวณ

$$\sum_{n=0}^Y \frac{CF_n}{(1+IRR)^n} = 0$$

- เมื่อ IRR : อัตราผลตอบแทนภายใน (Internal Rate of Return)  
 CF : กระแสเงินสดเข้าหรือออก (Cash flow)  
 Y : อายุของโครงการ (Years)

## ง.2 การวิเคราะห์ทางเชิงเศรษฐศาสตร์

ในการเปรียบเทียบโครงการต่างๆ เพื่อค้นหาว่าโครงการใดดีกว่ากันในแง่จำนวนเงินลงทุน ค่าใช้จ่าย และข้อได้เปรียบทางบัญชี จึงได้นำเครื่องมือทางเศรษฐศาสตร์ข้างต้นมาประยุกต์ ดังนี้

### ง.2.1 การใช้มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) เป็นเครื่องมือในการเปรียบเทียบ

มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) เป็นการวิเคราะห์หาผลรวมของกระแสเงินสดเข้าและออกในเวลาต่างๆ โดยกระแสเงินสดในที่นี้หมายถึง เงินลงทุนของนักลงทุน (Investment), ค่าใช้จ่ายที่อยู่ในรูปค่าพลังงาน (Energy cost), เงินต้นและดอกเบี้ยจ่ายที่ต้องจ่ายให้แก่ธนาคาร (กรณีทำการกู้ยืมเงินจากธนาคารเพื่อนำมาลงทุน) รวมถึงค่าเสื่อมราคา (Depreciation) เพื่อพิจารณาข้อได้เปรียบทางด้านบัญชี (โดยจะพิจารณาการประหยัดภาษี) ของอุปกรณ์ต่างๆ ภายในโครงการ

#### ง.2.1.1 ขั้นตอนการวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV)

- ขั้น 1** พิจารณาเงินลงทุน ระยะเวลาลงทุนและค่าพลังงานของโครงการที่คาดว่าจะเกิดขึ้นใน แต่ละปี (จนถึงสิ้นสุดอายุของโครงการ) ซึ่งค่าพลังงานนั้นจะคิดได้จากการประมาณ ค่าอัตราการเจริญเติบโต (Growth) หรือค่าเงินเฟ้อ (Inflation) ของค่าพลังงานที่จะเพิ่มขึ้นทุกปี
- ขั้น 2** พิจารณาค่าเสื่อม ซึ่งสามารถคำนวณได้จากค่าเงินลงทุนของอุปกรณ์ภายในโครงการ กล่าวคือ ค่าเสื่อมในแต่ละปีของอายุอุปกรณ์จะมีค่าเท่ากับ เงินลงทุนทั้งหมดของอุปกรณ์นั้นๆ หารด้วยอายุการใช้งานของอุปกรณ์ โดยวิธีการคิดหาค่าเสื่อมวิธีนี้เรียกว่า การคิด ค่าเสื่อมแบบเส้นตรง (Straight Line of Depreciation)
- ขั้น 3** พิจารณาการขอกู้เงินลงทุนจากธนาคาร ซึ่งการขอกู้เงินกู้จากธนาคารนี้จะต้องทราบข้อมูลต่างๆ ดังต่อไปนี้



- สัดส่วนของเงินกู้ธนาคารกับจำนวนเงินลงทุนของโครงการทั้งหมด เช่น จะกู้เงินจากธนาคารเท่ากับ 40% ของจำนวนเงินลงทุนโครงการทั้งหมด เพื่อคำนวณหาจำนวนเงินต้นที่ต้องการกู้ยืมจากธนาคาร (ดังนั้นนักลงทุนจะต้องใช้เงินทุนของตนเองลงทุนเท่ากับ 60% ของจำนวนเงินลงทุนโครงการทั้งหมด)
- อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ของธนาคาร เพื่อคำนวณหาดอกเบี้ยจ่ายในแต่ละปีที่ต้องชำระให้แก่ธนาคาร
- ระยะเวลาที่ต้องการกู้ยืมเงินจากธนาคาร เพื่อชำระคืนเงินต้นและสิ้นสุดการชำระดอกเบี้ยจ่ายแก่ธนาคาร

**ขั้น 4** นำข้อมูลต่างๆ ข้างต้น (เงินลงทุน ระยะเวลาลงทุน ค่าพลังงาน ค่าเสื่อมราคา สัดส่วนเงินกู้ยืม อัตราดอกเบี้ยเงินกู้และระยะเวลาที่จะขอกู้ยืม) รวมถึงภาษีจ่าย (Tax) มาคำนวณหากระแสเงินสดที่คาดว่าจะเกิดขึ้นในแต่ละปี ตามหลักการบัญชี ดังนี้

- 1) คำนวณหาค่าใช้จ่ายตามบัญชี ซึ่งจะเท่ากับ ค่าพลังงาน ค่าเสื่อมราคาและดอกเบี้ยจ่าย
- 2) ค่าใช้จ่ายตามบัญชียังสามารถเป็นส่วนลดประหยัดค่าภาษีได้ (หักภาษีได้) ตามอัตราภาษีนั้นๆ
- 3) คำนวณค่าใช้จ่ายจริงที่ต้องจ่ายในแต่ละปี ซึ่งจะเท่ากับค่าพลังงานและดอกเบี้ยจ่ายหักออกด้วยส่วนลดที่ได้จากการประหยัดค่าภาษี
- 4) คำนวณกระแสเงินสดออกในแต่ละปี ซึ่งเท่ากับ เงินลงทุน (ที่ต้องลงทุนในต้นปีแรกของโครงการและที่ต้องลงทุนเพิ่ม) และค่าใช้จ่ายจริงในแต่ละปีที่คำนวณได้

**ขั้น 5** นำกระแสเงินสดที่คิดได้ในแต่ละปี ตลอดอายุของโครงการ (ขั้นที่ 4) มาหามูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) โดยใช้อัตราคิดลด (Discount rate) เป็นเครื่องมือในการคิดคำนวณ

### ง.2.1.2 การคำนวณมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV)

พิจารณาการคิดหามูลค่าปัจจุบันสุทธิ โดยตัวแปรที่นำมาใช้ในการคำนวณประกอบด้วย

- Y (year) : อายุโครงการ
- G (%) : เปอร์เซ็นต์เงินเพื่อพลังงาน
- DR (%) : อัตราคิดลด
- T (%) : อัตราภาษี
- L (%) : เปอร์เซ็นต์การกู้ยืมเทียบกับเงินลงทุน
- YB (year) : ระยะเวลาการกู้ยืม
- I (%) : อัตราดอกเบี้ยเงินกู้
- OC (baht) : ค่าพลังงานที่ต้องจ่ายในแต่ละปี
- FC (baht) : เงินลงทุนของโครงการ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตาราง ง.1 การคิดกระแสเงินสดแต่ละปีของโครงการ

ปีที่	เงินลงทุน	ค่าใช้จ่าย	ดอกเบี้ยจ่าย	ค่าเสื่อม	ค่าใช้จ่ายตามบัญชี	ส่วนลดประหยัดค่าภาษี (หักภาษี)
0	FC(1-L)	-	-	-	-	-
1	-	OC	(FC)(L)(I)	FC/Y	OC + FC(L)(I) + FC/Y	[OC + FC(L)(I) + FC/Y] (T)
2	-	OC(1+G) <sup>1</sup>	(FC)(L)(I)	FC/Y	OC(1+G) <sup>1</sup> + FC(L)(I) + FC/Y	[OC(1+G) <sup>1</sup> + FC(L)(I) + FC/Y] (T)
3	-	OC(1+G) <sup>2</sup>	(FC)(L)(I)	FC/Y	OC(1+G) <sup>2</sup> + FC(L)(I) + FC/Y	[OC(1+G) <sup>2</sup> + FC(L)(I) + FC/Y] (T)
YB	FC(L)	OC(1+G) <sup>YB-1</sup>	(FC)(L)(I)	FC/Y	OC(1+G) <sup>YB-1</sup> + FC(L)(I) + FC/Y	[OC(1+G) <sup>YB-1</sup> + FC(L)(I) + FC/Y] (T)
Y	-	OC(1+G) <sup>Y-1</sup>	-	FC/Y	OC(1+G) <sup>Y-1</sup> + FC/Y	[OC(1+G) <sup>Y-1</sup> + FC/Y] (T)

(continue)

ปีที่	ค่าใช้จ่ายจริง	กระแสเงินสด
0	-	FC(1-L)
1	[OC+FC(L)(I)] [1-T] - (FC)(T) /Y	[OC+FC(L)(I)] [1-T] - (FC)(T) /Y
2	[OC(1+G) <sup>1</sup> + FC(L)(I)] [1-T] - (FC)(T) /Y	[OC(1+G) <sup>1</sup> + FC(L)(I)] [1-T] - (FC)(T) /Y
3	[OC(1+G) <sup>2</sup> + FC(L)(I)] [1-T] - (FC)(T) /Y	[OC(1+G) <sup>2</sup> + FC(L)(I)] [1-T] - (FC)(T) /Y
YB	[OC(1+G) <sup>YB-1</sup> + FC(L)(I)] [1-T] - (FC)(T) /Y	FC(L) + [OC(1+G) <sup>YB-1</sup> + FC(L)(I)] [1-T] - (FC)(T) /Y
Y	[OC(1+G) <sup>Y-1</sup> ] [1-T] - (FC)(T) /Y	[OC(1+G) <sup>Y-1</sup> ] [1-T] - (FC)(T) /Y

จากกระแสเงินสดที่คำนวณได้ในแต่ละปี นำมาวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) จะได้ว่า

$$\text{NPV} = \text{FC}(1-L) \quad (\text{ปีที่ } 0)$$

$$+ \frac{[\text{OC} + \text{FC}(L)(I)][1-T] - (\text{FC})(T)/Y}{(1+DR)} \quad (\text{ปีที่ } 1)$$

$$+ \frac{[\text{OC}(1+G)^1 + \text{FC}(L)(I)][1-T] - (\text{FC})(T)/Y}{(1+DR)^2} \quad (\text{ปีที่ } 2)$$

$$+ \frac{[\text{OC}(1+G)^2 + \text{FC}(L)(I)][1-T] - (\text{FC})(T)/Y}{(1+DR)^3} \quad (\text{ปีที่ } 3)$$

$$+ \frac{\text{FC}(L) + [\text{OC}(1+G)^{YB-1} + \text{FC}(L)(I)][1-T] - (\text{FC})(T)/Y}{(1+DR)^{YB}} \quad (\text{ปีที่ } YB)$$

$$+ \frac{[\text{OC}(1+G)^{Y-1}][1-T] - (\text{FC})(T)/Y}{(1+DR)^Y} \quad (\text{ปีที่ } Y)$$

จากข้างต้น สามารถสรุปสูตร มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) ของโครงการได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{NPV} = & \text{FC}(1-L) + \sum_{n=1}^Y \frac{\text{OC}(1+G)^{n-1}(1-T)}{(1+DR)^n} + \sum_{n=1}^{YB} \frac{\text{FC}(L)(I)(1-T)}{(1+DR)^n} \\ & - \sum_{n=1}^Y \frac{\text{FC}(T)/Y}{(1+DR)^n} + \frac{\text{FC}(L)}{(1+DR)^{YB}} \quad \dots (\text{ง.1}) \end{aligned}$$

### ง.2.1.3 การวิเคราะห์ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณหามูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV)

มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) จะสามารถเป็นได้ทั้งค่าบวก ค่าลบ และศูนย์ แต่ในการวิเคราะห์ในที่นี้เป็นการเปรียบเทียบเงินลงทุนและค่าใช้จ่ายที่สามารถเกิดขึ้นจากโครงการ ซึ่งล้วนแต่เป็นกระแสเงินสดออกทั้งสิ้น ดังนั้นจะสังเกตได้ว่าค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) ที่คำนวณได้จะมีค่าติดลบเสมอ

การเปรียบเทียบมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) ของโครงการมีหลักการ คือ มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) ของโครงการใดมีค่ามาก (ติดลบน้อย) แสดงว่า โครงการนี้มีจำนวนเงินลงทุนและค่า

ใช้จ่ายในแต่ละปีตลอดอายุโครงการ เมื่อทำการคิดลดกลับมาเป็นมูลค่าปัจจุบันสุทธิแล้ว มีค่าใช้จ่ายดังกล่าว (กระแสเงินสดออก) น้อยกว่าโครงการที่มีมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) น้อย (ติดลบมาก)

ดังนั้นจากกล่าวได้ว่า โครงการที่มีมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) มากกว่า (ติดลบน้อยกว่า) จะดีกว่าเพราะสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายต่างๆ (ทั้งจำนวนเงินลงทุน ค่าพลังงาน ดอกเบี้ยจ่าย ฯลฯ) ได้มากกว่านั่นเอง

ตัวอย่างเช่น มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) ของโครงการ ก. เท่ากับ -1,000,000 บาท กับ มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) ของโครงการ ข. เท่ากับ -1,500,000 บาท ผลการเปรียบเทียบแสดงว่าโครงการ ก. จะเสียเงินลงทุนและค่าใช้จ่ายต่างๆ น้อยกว่าโครงการ ข.

## ง.2.2 การใช้อัตราผลตอบแทนภายใน ( IRR ) เป็นเครื่องมือในการเปรียบเทียบ

IRR คือ อัตราผลตอบแทนภายในของโครงการ กล่าวคือจะทำการเปรียบเทียบ 2 โครงการว่าโครงการที่ 1 มีข้อได้เปรียบเรื่องจำนวนเงินลงทุนที่น้อยกว่าหรือค่าพลังงานที่ต้องจ่ายในแต่ละปีน้อยกว่าโครงการที่ 2 แล้วจะตีความออกมาเป็นเปอร์เซ็นต์ (%) ซึ่ง IRR จะวิเคราะห์หลังจากการวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) ของโครงการเสร็จสิ้นแล้ว เพราะจะต้องนำผลจากมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) มาช่วยในการวิเคราะห์ และตีความค่า IRR โดยค่า IRR ของโครงการนั้นจะสามารถเป็นได้ทั้งค่าบวก และค่าลบ

เนื่องจาก IRR ต้องคำนวณหาจากการใช้การเปรียบเทียบตั้งแต่ 2 โครงการขึ้นไป ดังนั้นระหว่างการเปรียบเทียบโครงการเหล่านั้น จะต้องมีการเลือกโครงการใดโครงการหนึ่งเป็นโครงการฐาน (Base) เพื่อให้โครงการอื่นๆ นำมาทำการเปรียบเทียบ และผลจากการเปรียบเทียบจะแสดงค่าออกมาเป็นค่า IRR

### ง.2.2.1 ขั้นตอนการวิเคราะห์ IRR

**ขั้น 1** กำหนดโครงการฐานขึ้นมาจำนวน 1 โครงการไว้ใช้เปรียบเทียบกับโครงการอื่นๆ

**ขั้น 2** พิจารณาความแตกต่างกันระหว่างโครงการฐานกับโครงการที่ต้องการนำมาเปรียบเทียบ โดยวิเคราะห์ความแตกต่างในเรื่องจำนวนเงินลงทุนที่ต่างกันและค่าพลังงานที่ต้องใช้ในแต่ละปีที่ต่างกัน

**ขั้น 3** นำข้อมูลจากขั้นที่ 2 มาคำนวณหากระแสเงินสดเปรียบเทียบในแต่ละปีตลอดอายุโครงการของทั้ง 2 โครงการ ซึ่งใช้หลักการคำนวณ เหมือนกับการคำนวณกระแสเงินสดในการวิเคราะห์หามูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV)

**ขั้น 4** นำกระแสเงินสดเปรียบเทียบที่คิดได้ในแต่ละปีมาคำนวณหา อัตราผลตอบแทนภายใน (IRR) ซึ่งเป็นการหาอัตราคิดลด (Discount Rate) ที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดเข้าเท่ากับมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดออก หรือ มูลค่าปัจจุบันสุทธิเท่ากับศูนย์

เนื่องจากการวิเคราะห์ค่าอัตราผลตอบแทนภายใน (IRR) เป็นการวิเคราะห์ทางการเงินที่จะพิจารณาหาอัตราคิดลด (Discount Rate) ที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดเข้าเท่ากับมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดออก และในที่นี่ได้นำ IRR มาประยุกต์ใช้กับการวิเคราะห์ผลจากการเปรียบเทียบระหว่างโครงการ ซึ่งการเปรียบเทียบโครงการดังกล่าวจะไม่มีกระแสเงินสดเข้าและกระแสเงินสดออกจริงๆ ดังนั้นจะมีบางกรณี (Case) ของการเปรียบเทียบโครงการนั้นจะไม่สามารถคำนวณหาค่า IRR ออกมาได้ ซึ่งกรณีของการเปรียบเทียบโครงการจะสามารถแบ่งออกได้ทั้งหมด 4 กรณี ดังต่อไปนี้

#### **กรณี 1**

- เงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่าน้อยกว่าจำนวนเงินลงทุนของโครงการฐาน
- ค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่าน้อยกว่าค่าพลังงานของโครงการฐาน

#### **กรณี 2**

- เงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่ามากกว่าจำนวนเงินลงทุนของโครงการฐาน
- ค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่ามากกว่าค่าพลังงานของโครงการฐาน

#### **กรณี 3**

- เงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่าน้อยกว่าจำนวนเงินลงทุนของโครงการฐาน
- ค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่ามากกว่าค่าพลังงานของโครงการฐาน

#### **กรณี 4**

- เงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่ามากกว่าจำนวนเงินลงทุนของโครงการฐาน
- ค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่าน้อยกว่าค่าพลังงานของโครงการฐาน

จากการพิจารณาคำนวณหาค่า IRR จะไม่สามารถคำนวณหาค่า IRR ของกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 ได้ แต่จะสามารถคำนวณหาค่า IRR ของกรณีที่ 3 และกรณีที่ 4 ได้ โดยแสดงไว้ในตาราง ง.2

ตาราง ง.2: สรุปการหาค่าอัตราผลตอบแทนภายในของแต่ละกรณี

กรณี	การคำนวณหาค่า IRR
1	คำนวณค่า IRR ไม่ได้
2	คำนวณค่า IRR ไม่ได้
3	คำนวณค่า IRR ได้
4	คำนวณค่า IRR ได้

### ง.2.2.2 การคำนวณอัตราผลตอบแทนภายใน (IRR)

จากสมการ ง.1 สามารถหาอัตราผลตอบแทนภายใน ซึ่งก็คือ อัตราคิดลด (Discount Rate) ที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดเข้าเท่ากับมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดออก หรือ มูลค่าปัจจุบันสุทธิเท่ากับศูนย์นั่นเอง หรือ อาจเขียนสมการ ง.1 ในรูป

$$0 = FCC(1-L) + \sum_{n=1}^Y \frac{OCC(1+G)^{n-1}(1-T)}{(1+IRR)^n} + \sum_{n=1}^{YB} \frac{FCC(L)I(1-T)}{(1+IRR)^n} - \sum_{n=1}^Y \frac{FCC(T)/Y}{(1+IRR)^n} + \frac{FCC(L)}{(1+IRR)^{YB}} \quad \dots (ง.2)$$

เมื่อ	Y (year)	: อายุโครงการ
	G (%)	: เปอร์เซนต์เงินเพื่อพลังงาน
	IRR (%)	: อัตราผลตอบแทนภายใน
	T (%)	: อัตราภาษี
	L (%)	: เปอร์เซนต์การกู้ยืมเทียบกับเงินลงทุนทั้งหมด
	YB (year)	: ระยะเวลาการกู้ยืม
	I (%)	: อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ยืม
	OCC (baht)	: ผลต่างระหว่างค่าพลังงานในแต่ละปีของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบ เทียบกับโครงการฐาน
	FCC (baht)	: ผลต่างระหว่างเงินลงทุนในแต่ละปีของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบเทียบกับโครงการฐาน



### ง.2.2.3 การวิเคราะห์ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณหาอัตราผลตอบแทนภายใน (IRR)

การวิเคราะห์ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณหา อัตราผลตอบแทนภายใน (IRR) จะทำการวิเคราะห์ IRR ในแต่ละกรณีของการเปรียบเทียบโครงการ (ที่กล่าวมาแล้วในข้างต้น) โดยจะมีทั้งหมดทั้งหมด 4 กรณี ดังนี้

#### กรณี 1

- เงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่าน้อยกว่าจำนวนเงินลงทุนของโครงการฐาน
  - ค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่าน้อยกว่าค่าพลังงานของโครงการฐาน
- {กรณีที่ 1 นี้ไม่สามารถหาอัตราผลตอบแทนภายใน (IRR) ได้}

#### กรณี 2

- เงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่ามากกว่าจำนวนเงินลงทุนของโครงการฐาน
  - ค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่ามากกว่าค่าพลังงานของโครงการฐาน
- {กรณีที่ 2 นี้ไม่สามารถหาอัตราผลตอบแทนภายใน (IRR) ได้}

#### กรณี 3

- เงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่าน้อยกว่าจำนวนเงินลงทุนของโครงการฐาน
- ค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่ามากกว่าค่าพลังงานของโครงการฐาน

ค่า IRR ที่คำนวณได้จากกรณีที่ 3 นี้ จะสามารถเป็นได้ทั้งค่าบวกและค่าลบ ซึ่งจากการวิเคราะห์พบว่ายิ่งค่า IRR มีค่าสูงมากเท่าใด โครงการที่นำมาเปรียบเทียบกับโครงการฐานนั้น ยิ่งมีประสิทธิภาพและประสิทธิผลที่ไม่ดี เนื่องจาก กรณีนี้จำนวนเงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่าน้อยกว่าเงินลงทุนของโครงการฐาน และค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบ มีค่ามากกว่าค่า พลังงานของโครงการฐาน

ดังนั้นหากค่า IRR สูง แสดงว่า ผลต่างของเงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบและเงินลงทุนของโครงการฐานมีค่าน้อย โดยที่ผลต่างของค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบและค่า พลังงานของโครงการฐานมีค่ามาก ซึ่งจะแสดงให้เห็นว่า จำนวนเงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบกับโครงการฐานมีค่าใกล้เคียงกัน แต่โครงการที่นำมาเปรียบเทียบกับมีค่าพลังงานที่สูงกว่าโครงการฐานมาก แสดงให้เห็นถึงความมีประสิทธิภาพและประสิทธิผลที่ต่ำของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบ

ดังนั้นหากค่า IRR ต่ำ แสดงว่า ผลต่างของเงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบและเงินลงทุนของโครงการฐานมีค่ามาก โดยที่ผลต่างของค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบและค่าพลังงานของโครงการฐานมีค่าน้อย ซึ่งจะแสดงให้เห็นว่า จำนวนเงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีจำนวนเงินลงทุนที่ต่ำกว่ากับโครงการฐานมาก แต่ผลต่างของค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบกับโครงการฐานมีค่าใกล้เคียงกัน แสดงให้เห็นถึงความมีประสิทธิภาพและประสิทธิผลที่สูงของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบ

#### กรณี 4

- เงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่ามากกว่าจำนวนเงินลงทุนของโครงการฐาน
- ค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่าน้อยกว่าค่าพลังงานของโครงการฐาน

ค่า IRR ที่คำนวณได้จากกรณีนี้ 4 นี้ จะสามารถเป็นได้ทั้งค่าบวกและค่าลบ จากการวิเคราะห์พบว่า ยิ่งค่า IRR มีค่าสูงมากเท่าใด โครงการที่นำมาเปรียบเทียบกับโครงการฐานนั้น ยิ่งมีประสิทธิภาพและประสิทธิผลที่ดี เนื่องจาก กรณีนี้ เงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่ามากกว่าจำนวนเงินลงทุนของโครงการฐาน และ ค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่าน้อยกว่าค่าพลังงานของโครงการฐาน

ดังนั้นหากค่า IRR สูง แสดงว่า ผลต่างของจำนวนเงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบกับเงินลงทุนของโครงการฐานมีค่าน้อย และผลต่างของค่าพลังงานของ เงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบกับค่าพลังงานของโครงการฐานมีค่ามาก จะแสดงให้เห็นว่า จำนวนเงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบกับเงินลงทุนของโครงการฐานมีค่าใกล้เคียงกัน แต่โครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีค่าพลังงานที่ต่ำกว่าโครงการฐานมาก แสดงให้เห็นถึงความมีประสิทธิภาพและประสิทธิผลที่สูงของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบ

ในทางกลับกันหากค่า IRR ต่ำ แสดงว่า ผลต่างของจำนวนเงินลงทุนของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบกับเงินลงทุนของโครงการฐานมีค่ามาก และ ผลต่างของค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบกับค่าพลังงานของโครงการฐานมีค่าน้อย จะแสดงให้เห็นว่า ค่าพลังงานของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบกับโครงการฐานมีค่าใกล้เคียงกัน แต่โครงการที่นำมาเปรียบเทียบมีจำนวนเงินลงทุนที่สูงกว่าโครงการฐานมาก แสดงให้เห็นถึงความมีประสิทธิภาพและประสิทธิผลที่ต่ำของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบ

ตาราง ง.3: อัตราผลตอบแทนภายในของโครงการที่นำมาเปรียบเทียบเทียบกับโครงการฐาน

อัตราผลตอบแทนภายใน	กรณี 1	กรณี 2	กรณี 3	กรณี 4
ค่า IRR สูง	-	-	ประสิทธิภาพต่ำ	ประสิทธิภาพสูง
ค่า IRR ต่ำ	-	-	ประสิทธิภาพสูง	ประสิทธิภาพต่ำ



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

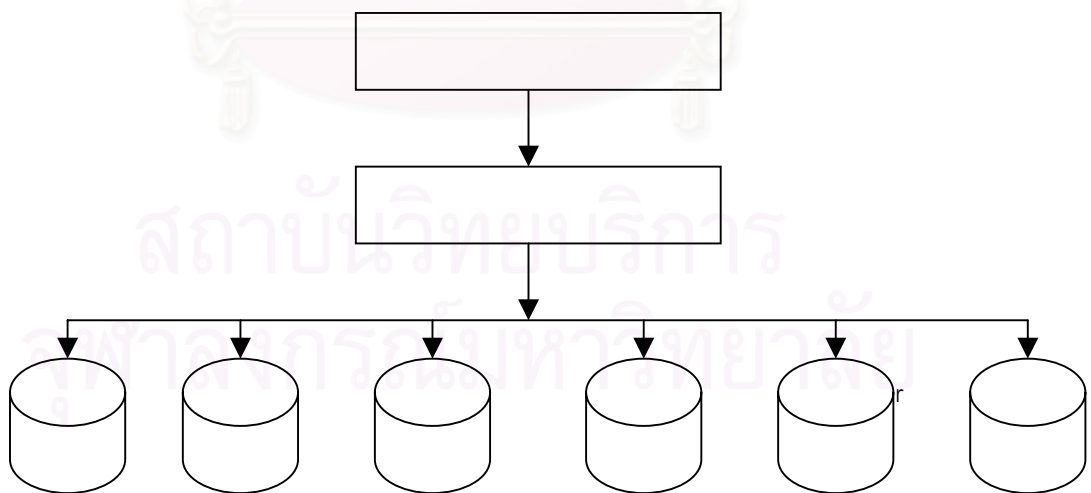
## ภาคผนวก จ

### ฐานข้อมูล

#### จ.1 การติดต่อฐานข้อมูล

ในปัจจุบัน การออกแบบฐานข้อมูลที่ดีมีบทบาทสำคัญยิ่งในการช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของโปรแกรมที่ต้องต่อเชื่อมกับระบบฐานข้อมูลดังกล่าว ซึ่งการจัดเก็บข้อมูลทางโปรแกรมฐานข้อมูลนั้น สามารถจัดเก็บได้โดยใช้โปรแกรมต่างๆ ได้แก่ Access, Dbase, Foxpro, Paradox, SQL Server เป็นต้น โดยในงานวิจัยนี้ได้ทำการจัดเก็บฐานข้อมูลโดยใช้โปรแกรม Microsoft Access และทำการพัฒนาโปรแกรมฐานข้อมูลนี้โดยใช้ Visual Basic และ ODBC Data Sources ในการเชื่อมต่อฐานข้อมูล

ODBC (Open Database Connectivity) เป็นมาตรฐานหลักที่ใช้ในการเชื่อมต่อกับฐานข้อมูลชนิดต่างๆ ซึ่งจะเป็นประโยชน์ในการพัฒนาโปรแกรมเพื่อรองรับฐานข้อมูลชนิดต่างๆ โดยใช้การเขียนโปรแกรมเพียงครั้งเดียว สำหรับหลักการทำงานกับ ODBC นั้น เริ่มต้นจากการพัฒนาโปรแกรมเพื่อติดต่อกับ ODBC จากนั้นในส่วนของการจัดการในระบบฐานข้อมูลจะเป็นหน้าที่ของ ODBC จากการทำงานในลักษณะนี้ จะเห็นว่า หากต้องการทำการแก้ไขหรือเปลี่ยนแปลงระบบฐานข้อมูล ก็จะไม่ส่งผลต่อตัวโปรแกรม เนื่องจาก ระบบฐานข้อมูลนั้นจะติดต่อผ่าน ODBC โดยตรงเท่านั้น ดังนั้นจึงไม่มีความจำเป็นที่จะต้องแก้ไขในตัวโปรแกรม เพียงแต่แก้ไขที่ ODBC เท่านั้น



รูป จ.1 โครงสร้างการทำงานของ ODBC

#### จ.2 ตารางข้อมูลใน Access

ในการพัฒนาโปรแกรม Cooling Equipment Selection นี้ ได้ทำการออกแบบระบบการจัดเก็บข้อมูล โดยใช้ระบบฐานข้อมูลของ Microsoft Access และทำการแบ่งตารางภายใน Microsoft Access ออกเป็น 2 ประเภท ดังนี้

- ตารางในส่วนการจัดเก็บระบบฐานข้อมูลของโปรแกรม
  - TblChiller จัดเก็บแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และข้อมูลอื่นๆ ของเครื่องทำน้ำเย็น
  - TblCoolingTower จัดเก็บแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และข้อมูลอื่นๆ ของหอผึ่งน้ำ
  - TblPump จัดเก็บแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และข้อมูลอื่นๆ ของปั๊มน้ำ
  - TblMeanWBT จัดเก็บข้อมูลอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ
- ตารางในส่วนการจัดเก็บผลการคำนวณ
  - TmpChiller จัดเก็บข้อมูลผลการคำนวณในส่วนเครื่องทำน้ำเย็น
  - TmpCond จัดเก็บข้อมูลผลการคำนวณในส่วนปั๊มน้ำระบายความร้อน
  - TmpPrimary จัดเก็บข้อมูลผลการคำนวณในส่วนปั๊มน้ำเย็นปฐมภูมิ
  - TmpInterpump จัดเก็บข้อมูลผลการคำนวณในส่วนปั๊มน้ำเย็น Intermediate
  - TmpBuildpump จัดเก็บข้อมูลผลการคำนวณในส่วนปั๊มน้ำเย็นแต่ละตึก
  - TmpRun จัดเก็บข้อมูลผลการคำนวณในส่วนการควบคุมการเปิด-ปิดอุปกรณ์ต่างๆ ที่จะทำให้เสียค่าใช้จ่ายในการใช้พลังงานให้น้อยที่สุด
  - TmpAnalysis จัดเก็บข้อมูลผลการคำนวณในส่วนการวิเคราะห์ทางเชิงเศรษฐศาสตร์

เพื่อความสะดวกในการพัฒนาโปรแกรมและเพื่อป้องกันความสับสนในการดึงค่าตัวแปรจากตารางฐานข้อมูลมาใช้ ในที่นี่จะทำการปรับแต่งสมการ 4.2 - สมการ 4.6 ดังนี้

สมการทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำเย็น

$$\left( \frac{P}{P_{nom}} \right) * 100 = a + b * PLR + c * PLR^2 + d * PLR^3 \quad \dots (จ.1)$$

$$P_{nom} = e + f * T_{c2} + g * T_{c2}^2 + h * T_{c2}^3 \quad \dots (จ.2)$$

สมการทางคณิตศาสตร์ของหอผึ่งน้ำ

$$t_2 = i + j * WBT + k * \ln W_m + l * (WBT)(\ln W_m) + m * \ln R \\ + n * (WBT)(\ln R) + o * (\ln W_m)(\ln R) + p * (WBT)(\ln W_m)(\ln R) \quad \dots (9.3)$$

สมการทางคณิตศาสตร์ของปั๊มปีน้ำ

$$H = q + r * Q + s * Q^2 \quad \dots (9.4)$$

$$P_{\text{pump}} = t + u * Q \quad \dots (9.5)$$

เมื่อ a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u : ค่าคงที่ใดๆ

สำหรับในแต่ละตารางตารางในส่วนการจัดเก็บระบบฐานข้อมูลของโปรแกรม Cooling Equipment Selection ประกอบไปด้วย Field ต่าง ๆ ดังนี้

- ตาราง TblChiller

Field: model / ton / kW/ton / Price / DropEvap / DropCond / a / b / c / d / Rsquare1 / Adj1 / e / f / g / h / Rsquare2 / Adj2

ในตาราง Tblchiller จะทำการเก็บข้อมูลทั้งหมดของเครื่องทำน้ำเย็นประกอบไปด้วย model ของเครื่องทำน้ำเย็น ขนาดตันทำความเย็น ค่า kW/ton ต่างๆ ของเครื่องทำน้ำเย็น ราคาของเครื่องทำน้ำเย็น (US\$) พลังงานที่ใช้ในคอมเพรสเซอร์ (P,kW) ที่สภาวะต่างๆ (PLR,%) และพลังงานที่ใช้เมื่อสภาวะเดินเครื่องเต็มที่ (P<sub>nom</sub>,kW) รวมทั้งเก็บค่าการใช้พลังงานเมื่ออุณหภูมิระบายความร้อนที่ไหลเข้าคอนเดนเซอร์เปลี่ยนแปลงไป (T<sub>c2</sub>) โดยจะทำการเก็บข้อมูลสัมประสิทธิ์ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ซึ่งได้อ้างถึงแล้วใน สมการ 9.1 และสมการ 9.2 ได้แก่ค่า a b c d e f g และ h โดยในแต่ละสมการจะทำการเก็บค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อน (R<sup>2</sup>) และค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อนที่ทำการปรับค่าแล้ว (AdjustedR<sup>2</sup>) แสดงโดย Rsquare1/Adj1 สำหรับสมการ 9.1 และ Rsquare2/Adj2 สำหรับ สมการ 9.2 นอกจากนี้จะทำการเก็บค่าความดันลด (ft) ในท่อของเครื่องทำน้ำเย็นในส่วนคูลเลอร์และคอนเดนเซอร์ โดยแสดงด้วยค่า DropEvap และ DropCond ตามลำดับ

- ตาราง TblCoolingTower

Field: model / ton / Price / Power / StaticHead / i / j / k / l / m / n / o / p / Rsquare3 / Adj3

ในตาราง TblCoolingTower จะทำการเก็บข้อมูลของหอผึ่งน้ำประกอบด้วย model ของหอผึ่งน้ำนั้นๆ ขนาดตันของหอผึ่งน้ำ ราคา (Baht) พลังงาน (kW) ที่ใช้ในพัดลมเพื่อดูดอากาศเข้ามาในการระบายความร้อนในหอผึ่งน้ำ ความดันสถิตย (ft) ของหอผึ่งน้ำนั้นๆ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิ น้ำระบายความร้อนก่อนและหลังเข้าหอผึ่งน้ำ ( $R, ^\circ F$ ) อุณหภูมิ น้ำระบายความร้อนที่ออกจากหอผึ่งน้ำ ( $t_2, ^\circ F$ ) อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน ( $W_m, gpm$ ) อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอก ( $WBT, ^\circ F$ ) โดยทำการเก็บค่าสัมประสิทธิ์ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ซึ่งได้ข้างถึงแล้วใน สมการ ๑.3 ได้แก่ค่า i j k l m n o และ p โดยทำการเก็บค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อน ( $R^2$ ) และค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อนที่ทำการปรับค่าแล้ว ( $AdjustedR^2$ ) ซึ่งแสดงโดย Rsquare3/Adj3 ตามลำดับ

- ตาราง TblPump

Field: model / speed / diameter / Qmin / Qmax / Hmin / Hmax / kWmotor / PackingPrice / Motorprice / BasePrice / TotalPrice / VSDPrice / q / r / s / Rsquare4 / Adj4 / t / u / Rsquare5 / Adj5

ในตาราง Tblpump จะทำการเก็บข้อมูลของปั๊มน้ำซึ่งรายละเอียดประกอบด้วย model ของปั๊มป์ ความเร็วรอบ (rpm) และเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด (mm) อัตราการไหลของน้ำ ( $m^3 / min$ ) น้อยสุดจนถึงค่ามากที่สุดที่ปั๊มน้ำยอมให้ไหลผ่าน รวมทั้งเฮดน้อยสุด (m) และเฮดมากที่สุด (m) ที่ปั๊มน้ำสามารถรองรับได้ นอกจากนี้จะทำการเก็บขนาดมอเตอร์ (kW) ที่ใช้ในปั๊มน้ำนั้นๆ จากนั้นจะทำการเก็บราคา (Baht) ซึ่งมีหลายส่วนด้วยกันคือ ราคา Packing ราคามอเตอร์ ราคาประกอบพื้นฐานพร้อมขาย โดยจะนำผลรวมของราคาทั้งสามข้างต้นจัดเก็บในข้อมูลราคาทั้งหมด นอกจากนี้ได้ทำการเก็บราคาของ VSD ที่จะใช้ในการติดกับมอเตอร์ของปั๊มน้ำนั้นๆ ด้วย นอกจากนี้จะทำการเก็บข้อมูลการทำงานของปั๊มน้ำ ได้แก่ เฮดของปั๊มป์ (H,m) และพลังงานที่ใช้ในปั๊มน้ำ ( $P_{pump}, kW$ ) เมื่ออัตราการไหล ( $Q, m^3 / min$ ) มีค่าเปลี่ยนแปลงไป โดยทำการเก็บค่าสัมประสิทธิ์ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปั๊มน้ำ ซึ่งได้ข้างถึงแล้วในสมการ ๑.4 และสมการ ๑.5 จะทำการจัดเก็บในรูปค่า q r s t และ u โดยในแต่ละสมการจะทำการเก็บค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อน ( $R^2$ ) และค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อนที่ทำการปรับค่าแล้ว ( $AdjustedR^2$ ) โดยแสดงด้วย Rsquare4/Adj4 สำหรับสมการ ๑.4 และ Rsquare5/Adj5 สำหรับสมการ ๑.5



- ตาราง TblMeanWBT

Field: time / January / February / March / April / May / June / July / August / September / October / November / December / Mean

ในตาราง TblMeanWBT จะทำการเก็บข้อมูลของอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ ที่เวลาต่างๆ โดยนำค่าเฉลี่ยในแต่ละชั่วโมงของทุกๆ วัน ในแต่ละเดือนจัดเก็บไว้ในเดือนนั้นๆ ตั้งแต่เดือนมกราคมถึงเดือนธันวาคม และทำการหาค่าเฉลี่ยรายชั่วโมงรวมของทุกเดือน เป็นอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศรายชั่วโมงในปีนั้นๆ

ในส่วนตารางการจัดเก็บผลการคำนวณ แต่ละตารางประกอบด้วย Field ดังต่อไปนี้

- ตาราง TmpChiller

Field: No / model / kW/ton / kWh/Year / FirstCost

- ตาราง TmpCond

Field: No / model / diameter / totalhead / kWh/Year / FirstCost

- ตาราง TmpPrimary

Field: No / model / diameter / totalhead / kWh/Year / FirstCost

- ตาราง TmpInterpump

Field: No / model / diameter / totalhead / kWh/Year / FirstCost / FirstCostVSD

- ตาราง TmpBuildpump

Field: NoB / No / model / diameter / totalhead / kWh/Year / FirstCost / FirstCostVSD

- ตาราง TmpRun

Field: Equipment / 1 / 2 / 3 / 4 / 5 / 6 / 7 / 8 / 9 / 10 / 11 / 12 / 13 / 14 / 15 / 16 / 17 / 18 / 19 / 20 / 21 / 22 / 23 / 24

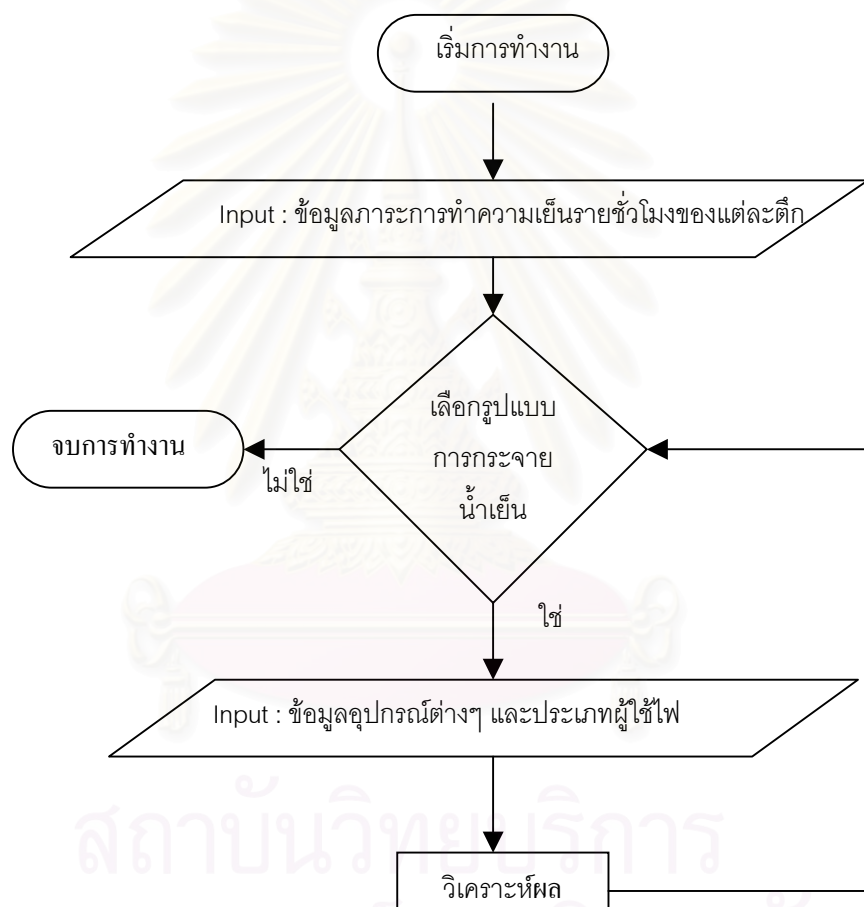
- ตาราง TmpAnalysis

Field: Filename / Case / kWh/year / FirstCost / OperatingCost / NPV / CompareNPV / CompareIRR

### ๑.3 แผนภาพการไหลของโปรแกรม

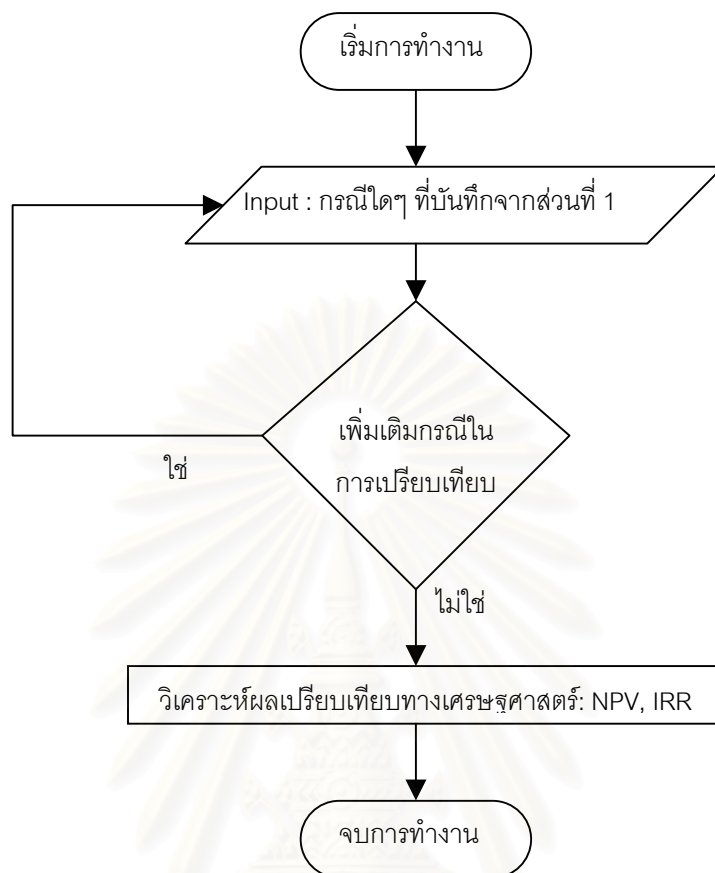
ในการพัฒนาโปรแกรม Cooling Equipment Selection ของงานวิจัยนี้ได้จัดแบ่งการพัฒนาโปรแกรมออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ ส่วนแรกเป็นส่วนช่วยในการออกแบบของวิศวกรในการเลือกรูปแบบระบบทำความเย็นและตัวแปรของขนาดรวมทั้งจำนวนของเครื่องในระบบ ส่วนหลังเป็นเครื่องมือช่วยในการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ โดยการเลือกกรณีต่าง ๆ ที่ได้ทำการบันทึกไว้ของส่วนแรกนำมาทำการเปรียบเทียบในเชิงเศรษฐศาสตร์ สำหรับ แผนภาพการไหลของโปรแกรมอย่างง่ายสามารถพิจารณาได้ดังนี้

#### ส่วนที่ 1



รูป ๑.2 แผนภาพการไหลของโปรแกรมในการเลือกอุปกรณ์

## ส่วนที่ 2



รูป จ.3 แผนภาพการไหลของโปรแกรมที่ใช้ในการเปรียบเทียบทางเชิงเศรษฐศาสตร์

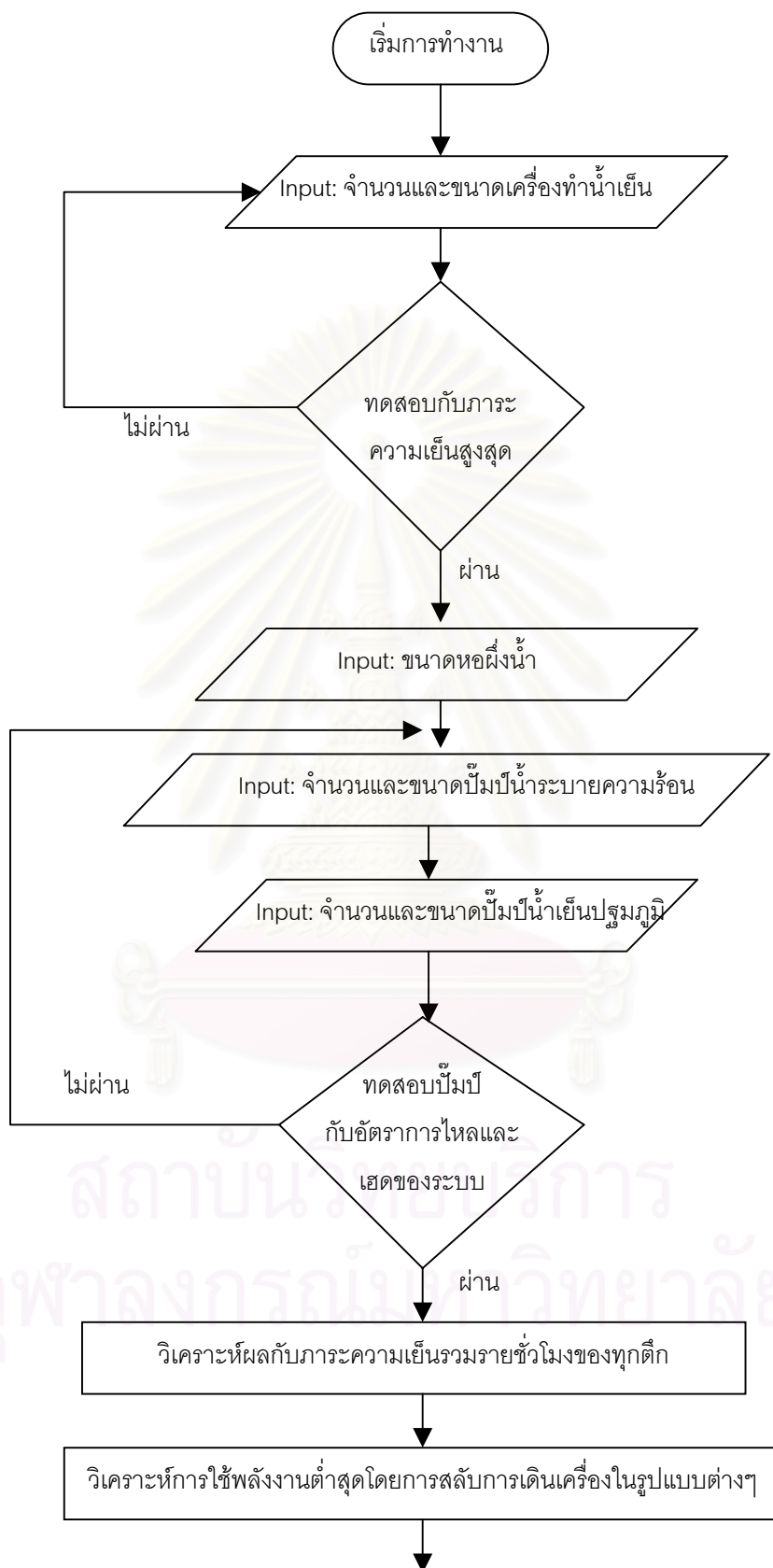
สำหรับในส่วนที่ 1 (รูป จ.2) พบว่า สามารถแบ่งการพิจารณาการเลือกเครื่องในระบบทำความเย็นได้ 4 รูปแบบ ซึ่งประกอบด้วยแผนภาพการไหลของโปรแกรมภายใน 3 ส่วน ดังนี้

ตาราง จ.1: แผนภาพการไหลหลักของแต่ละรูปแบบทำความเย็น

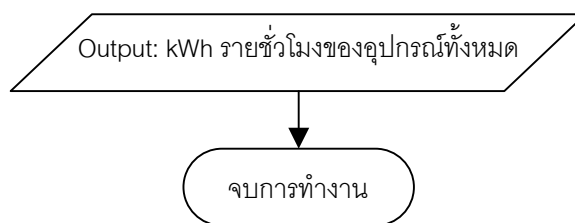
แผนภาพการไหล	รูปแบบ 1	รูปแบบ 2	รูปแบบ 3	รูปแบบ 4
สถานีจ่ายพลังงาน	/	/	/	/
ปั๊ม Intermediate	-	/	-	/
ปั๊มน้ำเย็นของดีก	-	-	/	/

สำหรับ แผนภาพการไหลของโปรแกรมทั้ง 3 ข้างต้นสามารถพิจารณาอย่างง่ายได้ดังนี้

แผนภาพการไหลส่วนสถานีจ่ายพลังงาน

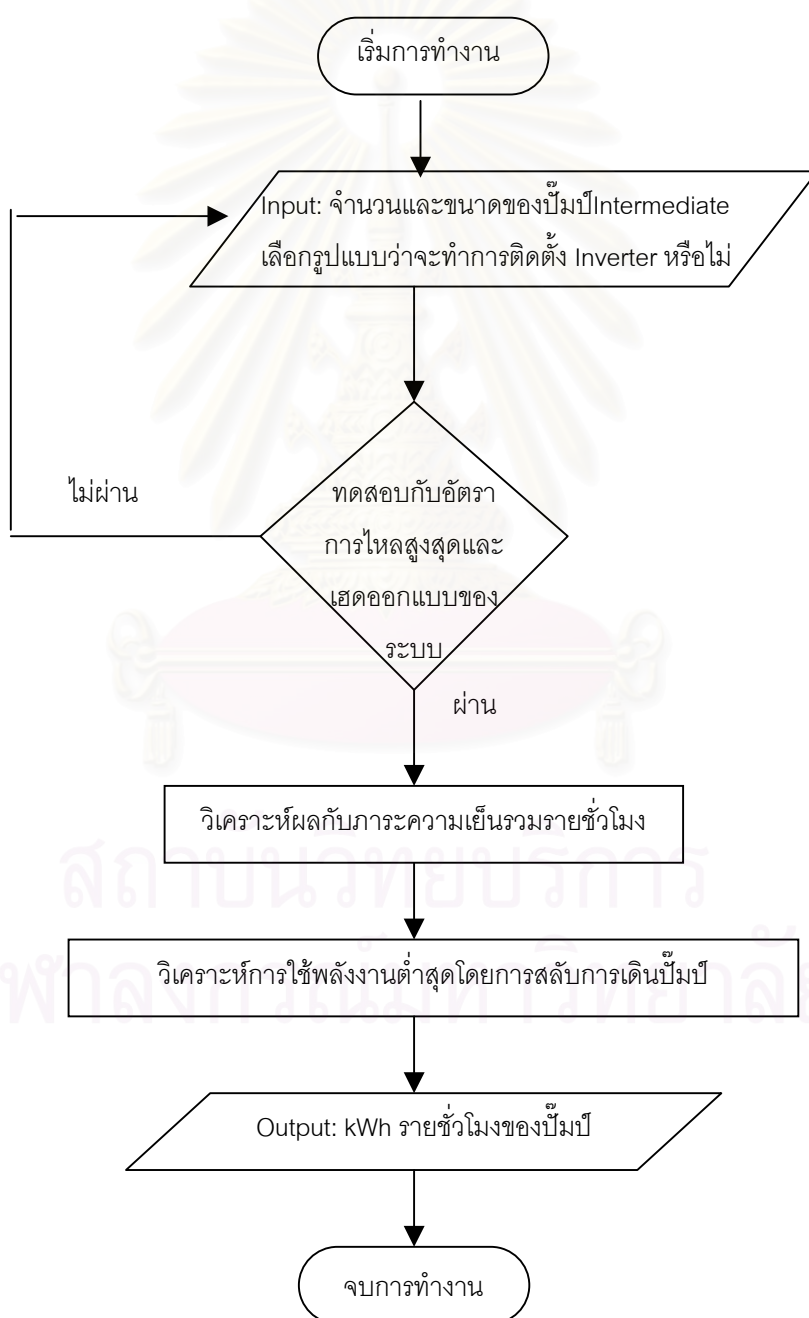


รูป ๑.4 แผนภาพการไหลในส่วนการใช้พลังงานของอุปกรณ์ในส่วนสถานีจ่ายพลังงาน



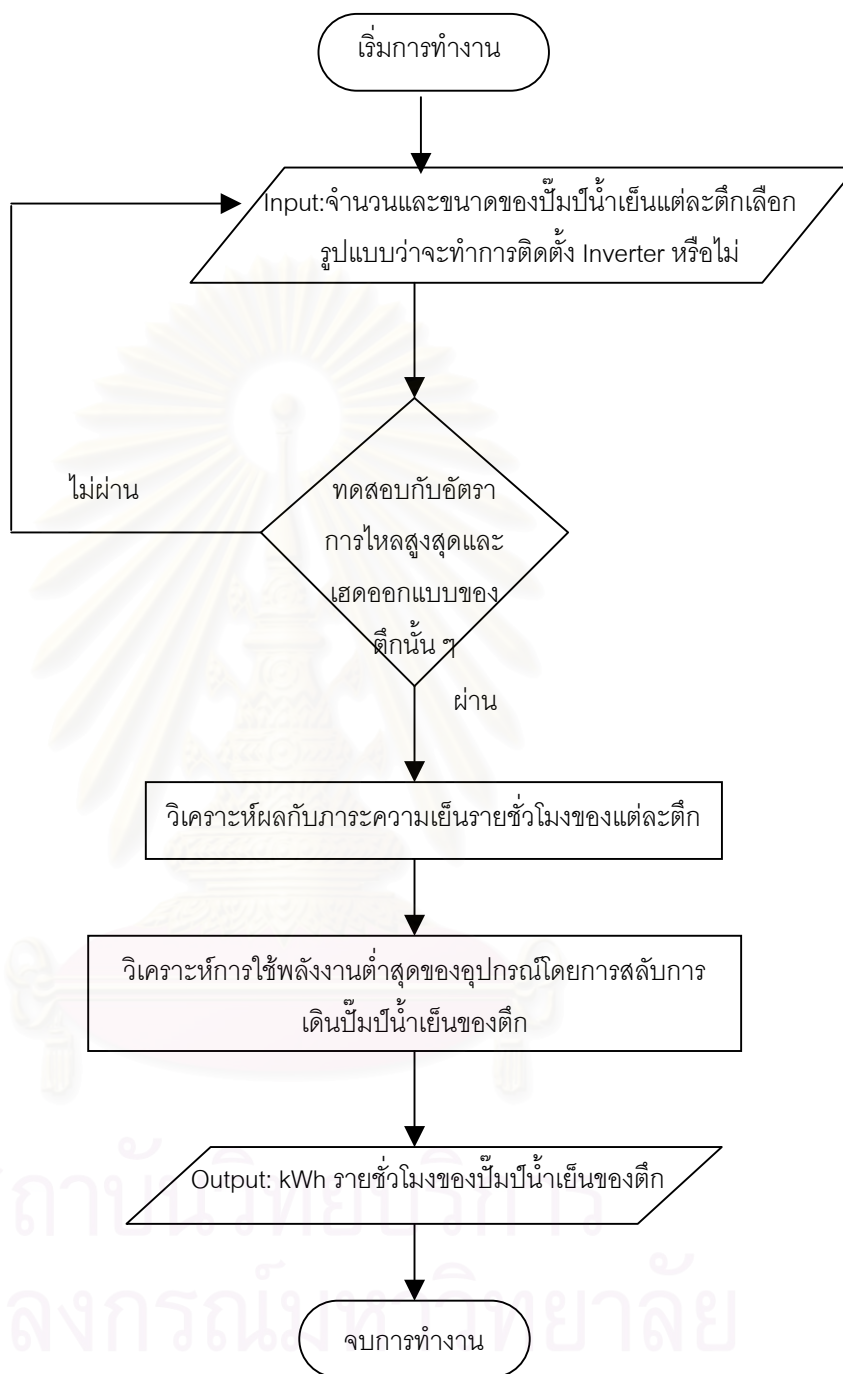
รูป ๑.4 (ต่อ) แผนภาพการไหลในส่วนการใช้พลังงานของอุปกรณ์ในส่วนสถานีจ่ายพลังงาน

#### แผนภาพการไหลส่วนปั๊ม Intermediate



รูป ๑.5 แผนภาพการไหลในส่วนการใช้พลังงานของปั๊ม Intermediate

### แผนภาพการไหลส่วนปั้มน้ำเย็นของตึก

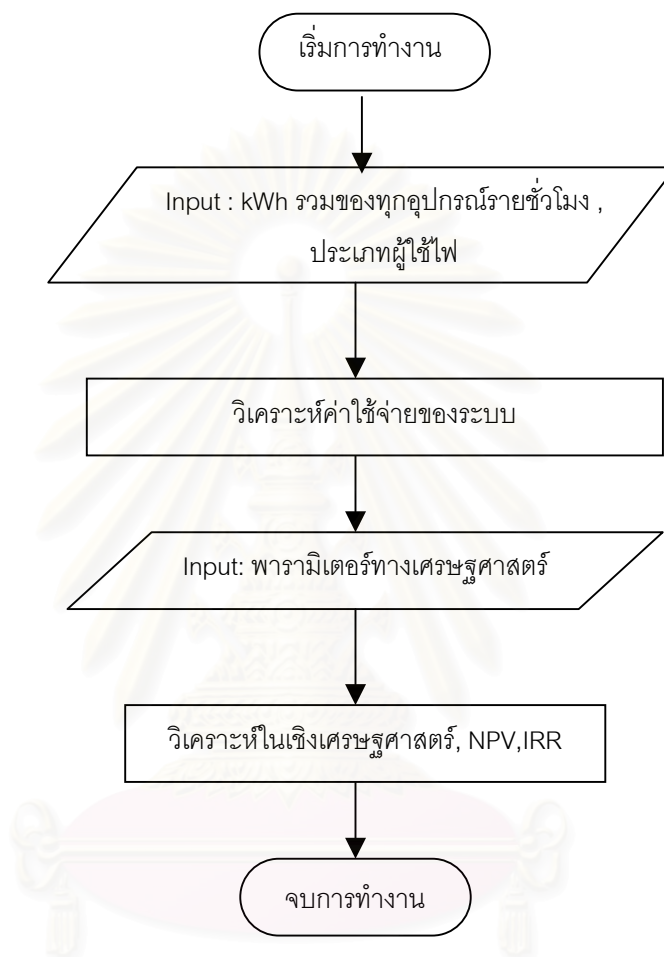


รูป ๑.6 แผนภาพการไหลในส่วนการใช้พลังงานของปั้มน้ำเย็นแต่ละตึก

สำหรับในการวิเคราะห์ในส่วนที่ 1 จะทำการวิเคราะห์ในส่วนการใช้พลังงานของอุปกรณ์ดังกล่าวข้างต้น โดยนำค่า kWh รวมของทุกอุปกรณ์รายชั่วโมงมาพิจารณาค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ซึ่งในที่นี้จะเป็นพลังงานไฟฟ้า โดยจะทำการเลือกประเภทผู้ใช้ไฟ ทำการคำนวณหาค่าใช้จ่ายพลังงานต่อไป นอกจากนี้จะทำการ

วิเคราะห์ในเชิงเศรษฐศาสตร์โดยทำการป้อนพารามิเตอร์ของระบบและอุปกรณ์ในโปรแกรม ทำการคำนวณหาค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิออกมา ซึ่งสามารถแสดงได้จากแผนภาพการไหลอย่างง่ายดังนี้

### แผนภาพการไหลเพื่อวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์



รูป ๑.7 แผนภาพการไหลเพื่อวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์



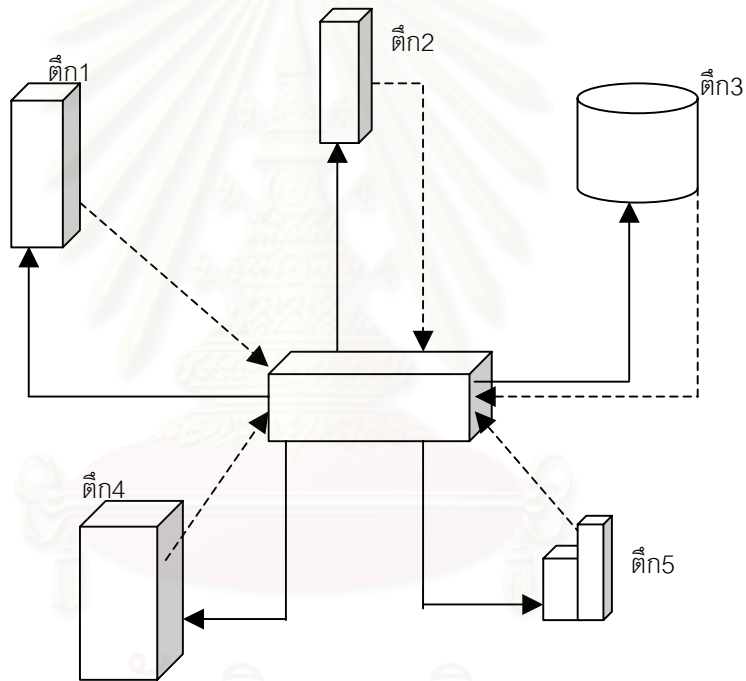
## ภาคผนวก จ

### โปรแกรม Cooling Equipment Selection

#### จ.1 รูปแบบการกระจายน้ำเย็น

งานวิจัยนี้ทำการพัฒนาโปรแกรม Cooling Equipment Selection โดยรองรับรูปแบบการกระจายน้ำเย็น 4 รูปแบบ ซึ่งเป็นรูปแบบที่นิยมใช้กันมากในระบบทำความเย็นในปัจจุบัน ดังนี้

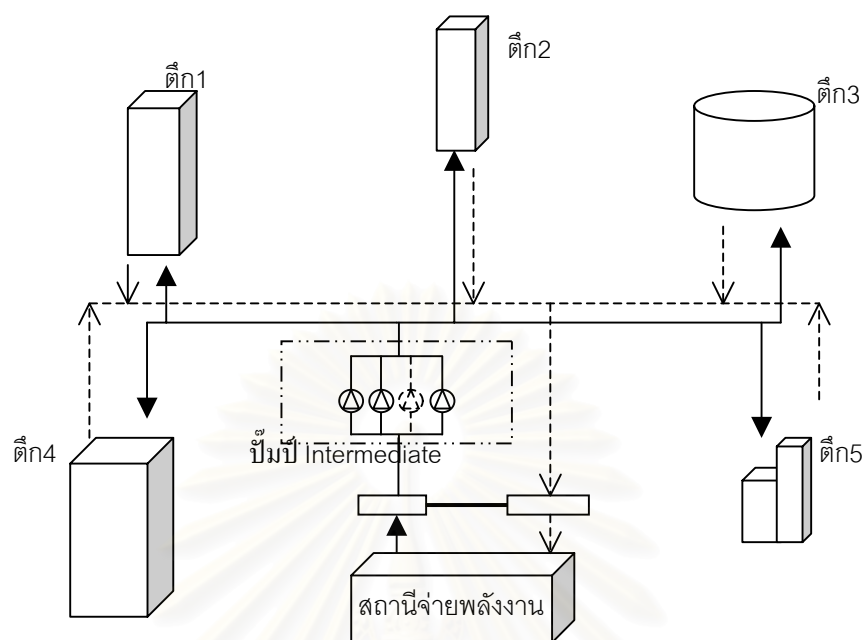
##### รูปแบบที่ 1



รูป จ.1 การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1

ในรูป จ.1 แสดง การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 ซึ่งพิจารณาการใช้พลังงานทั้งหมดของระบบที่อุปกรณ์ ในส่วนสถานีการจ่ายพลังงานเท่านั้น โดยปั๊มน้ำเย็นปฐมภูมิในสถานียจ่ายพลังงานนี้จะเป็นปั๊มชนิด ความเร็วรอบคงที่ เนื่องจากปั๊มน้ำเย็นแต่ละตัวจะต่อเข้ากับเครื่องทำน้ำเย็นในแต่ละตัว ดังแสดงในรูป 4.1 ดังนั้นการเปิด-ปิดปั๊มน้ำเย็นปฐมภูมิจะสอดคล้องกับการเปิด-ปิดเครื่องทำน้ำเย็น ซึ่งการเปิด-ปิดเครื่องทำ น้ำเย็นนั้นจะสอดคล้องกับภาระทำความเย็นอีกทีหนึ่ง กล่าวคือ อัตราการไหลของน้ำเย็นผ่านปั๊มน้ำเย็น ปฐมภูมิแต่ละตัวจะมีค่าคงที่ (เท่ากับอัตราการไหลของน้ำเย็นผ่านคอยล์ของเครื่องทำน้ำเย็น) หรืออาจกล่าว ได้ว่า ปั๊มน้ำเย็นปฐมภูมิส่วนนี้ไม่สามารถนำวิธีการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ปั๊มน้ำมาช่วยในการ ประหยัดพลังงานได้

## รูปแบบที่ 2

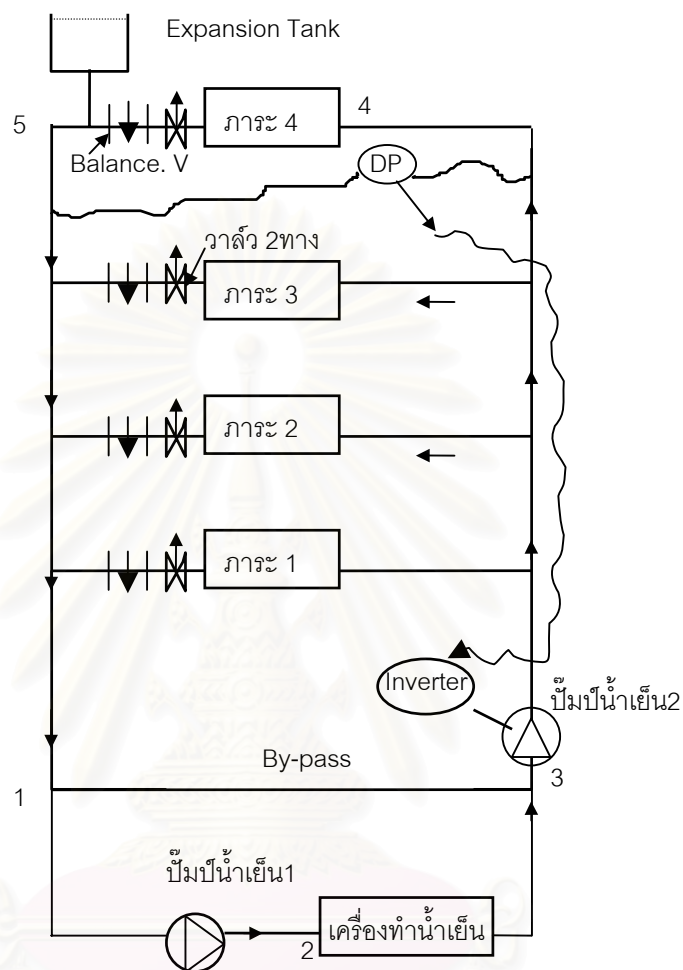


รูป จ.2 การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 2

ในรูป จ.2 แสดง การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 2 โดยจะเพิ่มปั๊มน้ำเย็นเข้าไปในการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (รูป จ.1) อีกหนึ่งชุด คือ ปั๊มป์ Intermediate ซึ่งปั๊มน้ำเย็นชุดนี้ช่วยในการแบ่งเขตของระบบออกเป็น 2 ส่วน คือ เขตส่วนสถานีจ่ายพลังงานและเขตส่วนกลุ่มตึก จากการกระจายน้ำเย็นซึ่งได้แบ่งวงจรการกระจายน้ำเย็นออกเป็น 2 ส่วน ปั๊มป์ Intermediate จึงรองรับอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ปริมาณภาระจริง (ปั๊มน้ำเย็นปฐมภูมิในส่วนสถานีจ่ายพลังงานดูคำอธิบายในรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1) ดังนั้นในการเลือกจำนวนและขนาดของปั๊มป์ Intermediate นั้น จึงสามารถเลือกรูปแบบต่างๆ ได้ ซึ่งขึ้นกับภาระการทำความเย็นขนาดนั้นๆ (อัตราการไหลของน้ำเย็นผ่านปั๊มป์ Intermediate ขึ้นกับภาระความเย็นรวมทั้งหมดของกลุ่มตึก) การใช้วิธีการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ปั๊มน้ำ หรือ การใช้วิธีหิวาล์ว สามารถนำมาใช้ในควบคุมปั๊มป์ Intermediate นี้ได้ ในทางปฏิบัติ การออกแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบนี้จะพบในบริเวณที่มีการกระจายตัวเขตของระบบท่อน้ำเย็นที่แต่ละตึก (แต่ละส่วนการทำความเย็น) มีค่าใกล้เคียงกัน

สำหรับหลักการทำงานของปั๊มป์ Intermediate นั้น สามารถอธิบายได้ดังรูป จ.3 ในรูป จ.3 แต่ละภาระเปรียบเทียบได้กับภาระการทำความเย็นของแต่ละตึก และปั๊มน้ำเย็นตัวที่ 2 เปรียบเทียบได้กับ ปั๊มป์ Intermediate ในรูป จ.3 จะเห็นว่า ปั๊มป์ทั้ง 2 ตัวมีอัตราการไหลเท่ากัน แต่มีเขตไม่เท่ากัน แต่รวมกันจะต้องเท่าเดิม ปั๊มน้ำเย็นตัวที่ 1 จะทำหน้าที่ให้น้ำไหลผ่านเครื่องทำน้ำเย็นคงที่ ดังนั้นเขตจะเท่ากับความเสียหายในช่วง 1-2-3 ส่วนเขตของปั๊มน้ำเย็นตัวที่ 2 เท่ากับความเสียหายทั้งหมดที่เหลือ คือ ในช่วงวงจรท่อที่ยาวที่สุดจากรูปคือช่วง 3-4-5-1 ซึ่งมักจะมากกว่าเขตของปั๊มน้ำเย็นตัวที่ 1 มาก การแบ่งปั๊มป์ออกเป็นสองชุดนี้ทำให้สามารถปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ผ่านปั๊มน้ำเย็นตัวที่ 2 ได้ เพราะวงจรส่วนนี้ต้องการอัตราการ

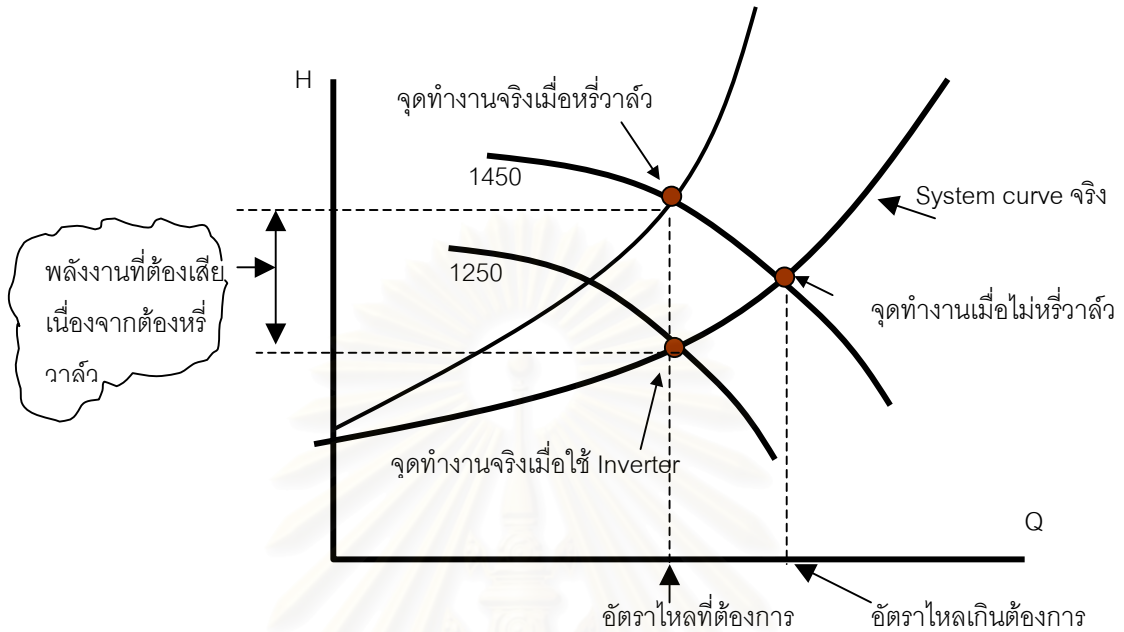
ไหลของน้ำเย็นแปรเปลี่ยน ทำให้ประหยัดพลังงานในส่วนของปั้มน้ำเย็นตัวที่ 2 ได้ (Throttle Control) นอกจากการประหยัดพลังงานโดยวิธีดังกล่าวแล้ว พบว่าอาจทำการใช้ Inverter ช่วยในการลดรอบมอเตอร์ของปั้มน้ำเย็นเพื่อช่วยในการประหยัดพลังงานได้มากขึ้นอีกด้วย



รูป ๓.3 การใช้ปั้มน้ำเย็นสองชุด ต่ออนุกรมกัน

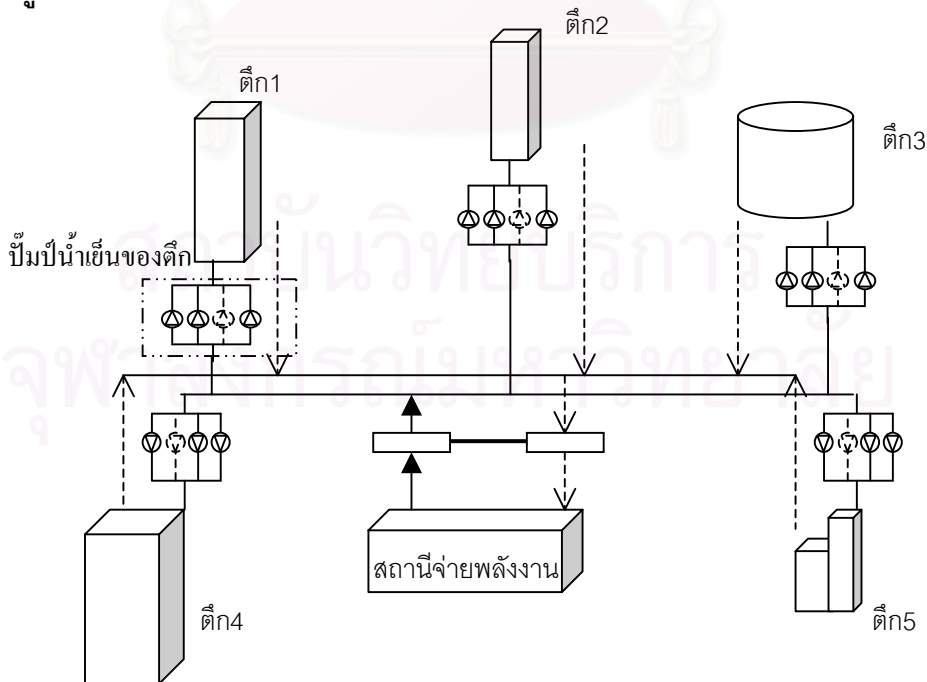
ในการติดตั้ง Inverter บนปั้มน้ำในระบบน้ำเย็น พบว่า ปั้มน้ำเกิดจากความเสียดทานเป็นส่วนใหญ่ ซึ่งความเสียดทานโดยประมาณจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับกำลังสองของอัตราการไหล เมื่อคูณกับอัตราการไหล นั่นก็คือ กำลังของปั้มน้ำจะมีค่าเท่ากับสัดส่วนโดยตรงกับกำลังสามของอัตราการไหล หมายความว่า ถ้าอัตราการไหลลดเหลือ  $1/2$  กำลังที่ปั้มน้ำก็จะลดลงเหลือเท่ากับ  $1/8$  อย่างไรก็ตาม จากรูป ๓.3 พบว่า จุดที่ 1 และจุดที่ 3 จะต้องมีความดันเท่ากัน นั่นก็หมายความว่าสำหรับท่อ By-pass 1-3 ตามทฤษฎีต้องไม่มีความเสียดทานเลย ในทางปฏิบัติ ASHRAE แนะนำ โดยให้ใช้ท่อขนาดใหญ่ที่สุดเท่าที่เป็นไปได้ในทางปฏิบัติ หรือให้สั้นที่สุดแต่ต้องไม่สั้นกว่า 10 เท่าของเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ เพราะถ้าสั้นไปจะมีโอกาสทำให้เกิดการไหลปั่นป่วนอย่างแรงตรงจุดต่อเชื่อมกับท่อเมนที่ไหลไปและไหลกลับ และอาจทำให้เกิดน้ำเย็นไหลลัดวงจรได้

ในทางปฏิบัติ การออกแบบระบบข้างต้นที่ใช้ Inverter ครอบงำโดยอัตโนมัติจะมีประโยชน์ทางอ้อมมาก เพราะผู้ออกแบบส่วนใหญ่จะกลัวว่าคำนวณปั๊มไม่พอ จึงมีการเผื่อไว้มาก หรือในกรณีการใช้งาน 5-10 ปี เมื่อท่อเกิดตะกอนและสนิม ถ้าไม่ได้ใช้ Inverter ก็จำเป็นต้องหิ้ววาล์วไว้ ซึ่งจะลดค่าพลังงานที่ปั๊มได้เล็กน้อย



รูป จ.4 แสดงการทำงานของปั๊มเมื่อทำการหิ้ววาล์วและใช้ Inverter

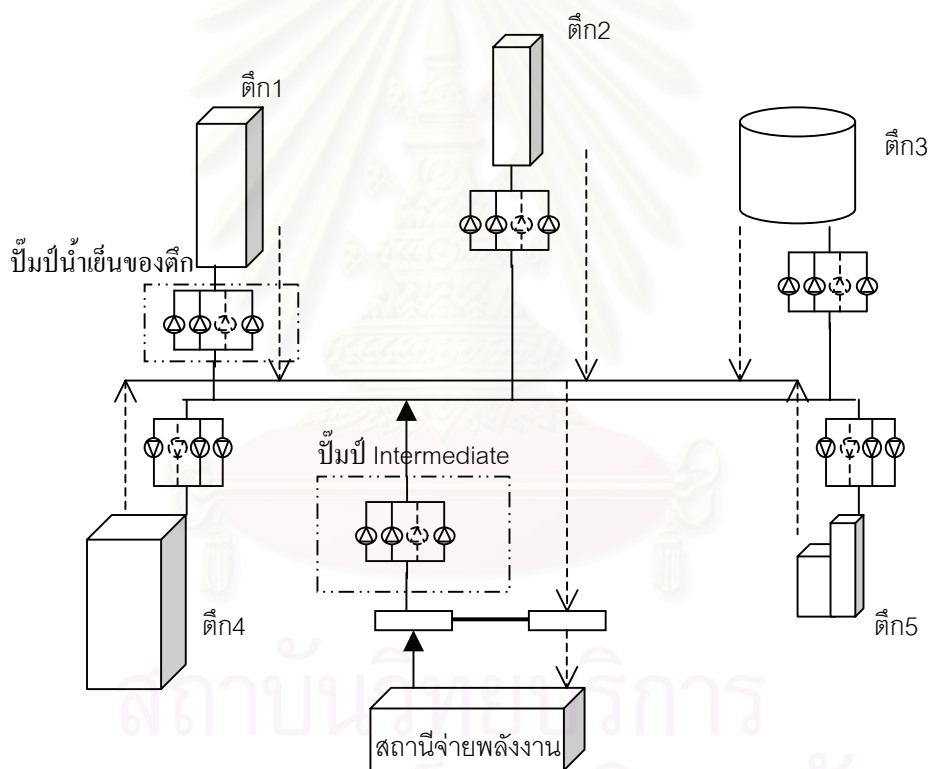
รูปแบบที่ 3



รูป จ.5 การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 3

ในรูป ๑.5 แสดง การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 3 ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับรูปแบบที่ 1 (รูป ๑.1) ระบบการกระจายน้ำเย็นจะเพิ่มปั๊มน้ำเย็นของตึก (หรืออาจกล่าวได้ว่า เพิ่มปั๊มน้ำเย็นที่แต่ละส่วนของอาคารทำความเย็น) โดยปั๊มน้ำเย็นของแต่ละตึกนี้จะช่วยในการแบ่งเขตของระบบออกเป็นหลายๆ ส่วน และสามารถเลือกจำนวนและขนาดของปั๊มน้ำเย็นของแต่ละตึกในรูปแบบต่างๆ ได้ เนื่องจากปั๊มน้ำเย็นของแต่ละตึกจะรองรับอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ปริมาณอาคารทำความเย็นจริงของตึกนั้นๆ ในการควบคุมปั๊มน้ำเย็นของตึกนี้สามารถใช้วิธีการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ปั๊มน้ำ หรือ การใช้วิธีหรือวาล์ว (สามารถอธิบายการทำงานได้เช่นเดียวกับปั๊ม Intermediate ในรูป ๑.2) ในการควบคุมปั๊มน้ำเย็นนี้ได้ ในทางปฏิบัติ การออกแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบนี้จะพบในบริเวณที่มีการกระจายตัวเขตของระบบท่อน้ำเย็นที่แต่ละตึก (แต่ละส่วนอาคารทำความเย็น) แตกต่างกันมาก

รูปแบบที่ 4



รูป ๑.6 การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 4

ในรูป ๑.6 แสดง การกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 4 เป็นการรวมการกระจายน้ำเย็นในรูปแบบที่ 1 2 และ 3 เข้าด้วยกัน การออกแบบระบบดังกล่าวจะแบ่งปั๊มออกเป็นหลายๆ ส่วน คือ ปั๊ม Intermediate และ ปั๊มน้ำเย็นของแต่ละตึก ในทางปฏิบัติ การออกแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบนี้จะพบในบริเวณที่มีเขตรวมของระบบน้ำเย็นมาก และมีความแตกต่างของเขตในระบบท่อน้ำเย็นที่แต่ละตึก (แต่ละอาคารทำความเย็น) ที่มีค่าแตกต่างกันมาก

กล่าวได้ว่า ปัจจัยในการเลือกรูปแบบการกระจายน้ำเย็นของระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาค จะไม่ขึ้นกับผลของภาระความเย็น (ผลของภาระความเย็นจะส่งผลถึงการเลือกจำนวนและขนาดของเครื่องทำน้ำเย็นเท่านั้น) แต่จะขึ้นกับขนาดของพื้นที่ที่ทำการติดตั้งระบบ ผลของเขตของระบบ (ระบบท่อที่ประกอบด้วยขนาดและความยาวของท่อและอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบท่อ ซึ่งโปรแกรม Cooling Equipment Selection ที่ถูกพัฒนาขึ้นมาจะ ไม่พิจารณาไปถึงลักษณะการเดินท่อที่ซับซ้อน เนื่องจากต้องการการวิเคราะห์การใช้พลังงานในส่วนของปั๊มน้ำเย็นเท่านั้น จุดที่จะทำการติดตั้งสถานีจ่ายพลังงาน (Power Station) และการตัดสินใจเลือกจำนวนและขนาดของชุดปั๊มน้ำมากกว่า

สำหรับเกณฑ์การตัดสินใจว่าควรเลือกรูปแบบการกระจายน้ำเย็น รวมทั้งจำนวนและขนาดของเครื่องทำน้ำเย็นแบบใดนั้น จำเป็นต้องพิจารณาผลของมูลค่าการลงทุน (First Cost) และผลของการใช้พลังงาน (Operating Cost) ซึ่งงานวิจัยนี้ได้ทำการพัฒนาโปรแกรม Cooling Equipment Selection โดยรองรับอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานป้อนเข้า ดังนั้นจึงทำการพิจารณาการหาค่าไฟฟ้า โดยใช้วิธีการคิดอัตราค่าไฟฟ้าของกรไฟฟ้านครหลวงแบบ TOD และ TOU ซึ่งเป็นวิธีการคิดค่าไฟฟ้าสำหรับอาคารธุรกิจขนาดใหญ่ นอกจากนี้ในการเลือกระบบทำความเย็นส่วนกลางแบบมหภาคแบบใดนั้น นับว่ามีความสำคัญต่อเจ้าของอาคารหรือผู้ประกอบการเป็นอย่างมาก เนื่องจากปริมาณเงินลงทุนและค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องของอุปกรณ์ในระบบที่มีจำนวนมาก ซึ่งจะส่งผลกระทบต่อตารางแผนค่าใช้จ่ายในระยะยาวของเจ้าของอาคารหรือผู้ประกอบการนั้นๆ ดังนั้น การเปรียบเทียบแต่ละรูปแบบของระบบทำความเย็นในเชิงเศรษฐศาสตร์ จะช่วยในการตัดสินใจเบื้องต้นได้อย่างเหมาะสม

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## จ.2 หน้าจอการทำงานของโปรแกรม Cooling Equipment Selection

โปรแกรม Cooling Equipment Selection ประกอบด้วยหน้าจอหลักทั้งสิ้น 10 หน้าจอ ดังนี้

### จ.2.1 หน้าจอเริ่มต้นโปรแกรม

โปรแกรมนี้ได้ถูกพัฒนาขึ้นเป็นครั้งแรก เพื่อเป็นโปรแกรมในการช่วยคำนวณการเลือกจำนวนและขนาดของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นที่เหมาะสมกับภาระการทำความเย็นต่างๆ สามารถรองรับ Window95 / Window98 / Window me และ Office 97 ได้เป็นอย่างดี



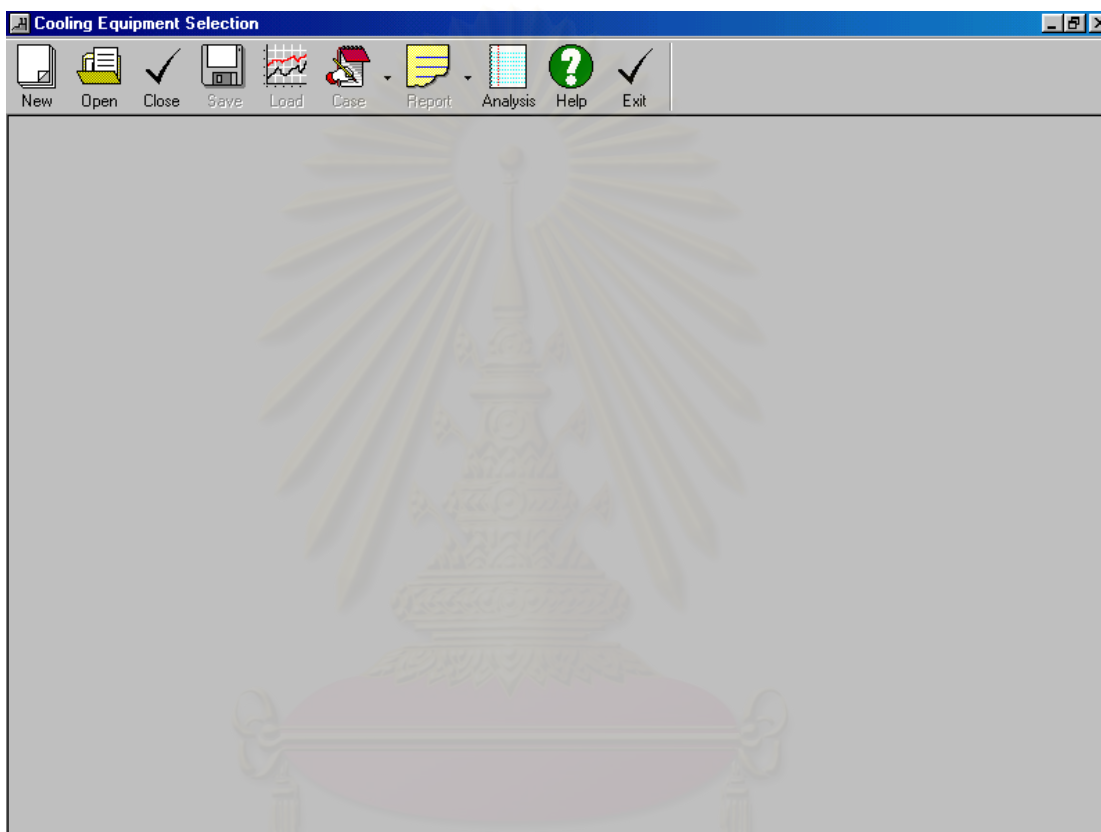
รูป จ.7 หน้าจอเริ่มต้นโปรแกรม

สถาบันวิจัยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



## จ.2.2 หน้าจอเริ่มต้นการทำงานโปรแกรม

หน้าจอนี้จะแสดงเฉพาะ toolbar ของโปรแกรม ประกอบด้วย New / Open / Close / Analysis / Help / Exit ซึ่งแต่ละ toolbar จะมีหน้าที่เข้าสู่หน้าจอหลักอื่นๆ ซึ่งรายละเอียดหน้าจอหลักอื่นๆ จะอธิบายต่อไป



สถาบันวิจัยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูป จ.8 หน้าจอเริ่มต้นการทำงานโปรแกรม

### ฉ.2.3 หน้าจอใหม่เริ่มต้นการรับค่าโปรแกรม (New)

หน้าจอนี้ใช้ในการป้อนข้อมูลของโปรแกรม ประกอบด้วยจำนวนตึกและภาระการทำความเย็นรายชั่วโมงของแต่ละตึก ซึ่งจำนวนตึกสูงสุดจะมีทั้งสิ้น 10 ตึก และภาระการทำความเย็นรายชั่วโมงทั้งสิ้น 24 ชั่วโมง รวมทั้งค่าเบี่ยงเบน (Diversity) ของภาระการทำความเย็นรวมทั้งหมดซึ่งค่าดังกล่าวจะไม่เกิน 1.0

The screenshot shows the 'Cooling Equipment Selection' software interface. The window title is 'Cooling Equipment Selection'. The menu bar includes New, Open, Close, Save, Load, Case, Report, Analysis, Help, and Exit. The main area shows a table for entering cooling load data for 10 buildings over a 24-hour period. The 'No. of Building' dropdown is set to 10. The table has columns for Building No. (1-10) and rows for Time (1.00 to 24.00). The 'Diversity Factor' is set to 1.0. The interface includes 'OK' and 'Cancel' buttons at the bottom.

Time \ Building No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.00	0									
2.00	0									
3.00	0									
4.00	0									
5.00	0									
6.00	0									
7.00	0									
8.00	0									
9.00	0									
10.00	0									
11.00	0									
12.00	0									
13.00	0									
14.00	0									
15.00	0									
16.00	0									
17.00	0									
18.00	0									
19.00	0									
20.00	0									
21.00	0									
22.00	0									
23.00	0									
24.00	0									

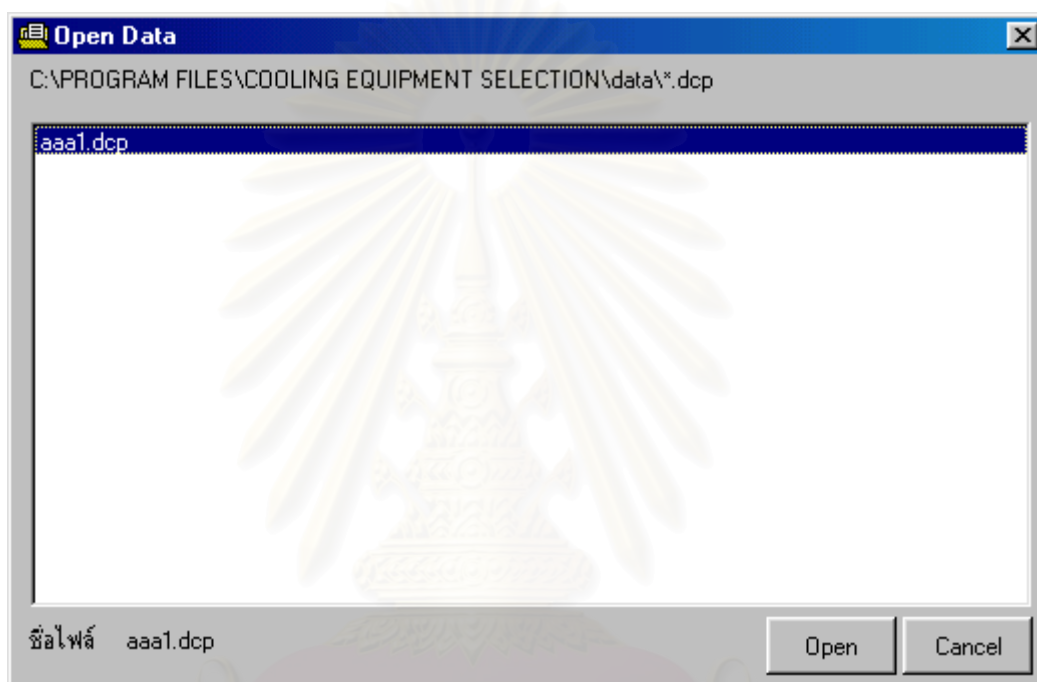
Diversity Factor: 1

OK Cancel

รูป ฉ.9 หน้าจอใหม่เริ่มต้นการรับค่าโปรแกรม (New)

#### จ.2.4 หน้าจอเปิดไฟล์ (Open)

หน้าจอนี้จะทำการเปิดข้อมูล que ผู้ใช้ได้ทำการบันทึกไว้ในรูปไฟล์นามสกุล .dcp ซึ่งไฟล์ดังกล่าวจะถูกเก็บไว้ใน C:\\*Cooling Equipment Selection\data (\* ในที่นี้หมายถึง Folder ที่ได้ทำการติดตั้งโปรแกรม Cooling Equipment Selection)

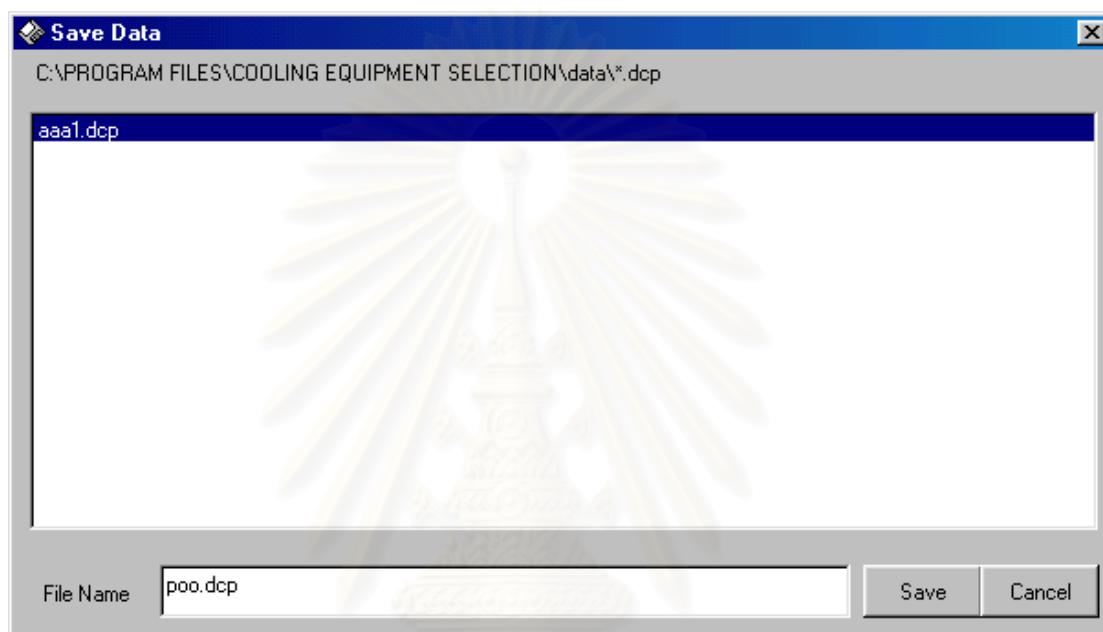


รูป จ.10 หน้าจอเปิดไฟล์ (Open)

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ฉ.2.5 หน้าจอบันทึกไฟล์ (Save)

หน้าจอนี้จะทำการบันทึกข้อมูลที่ใช้ได้ทำการบันทึกไว้ในรูปไฟล์นามสกุล .dcp ซึ่งไฟล์ดังกล่าวจะถูกเก็บไว้ใน C:\\*Cooling Equipment Selection\data



รูป ฉ.11 หน้าจอบันทึกไฟล์ (Save)

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## จ.2.6 หน้าจอภาระการทำความเย็น (Load)

หน้าจอนี้จะทำการบันทึกข้อมูลจำนวนตึกและภาระการทำความเย็นรายชั่วโมงของแต่ละตึกซึ่งจำนวนตึกสูงสุดจะมีทั้งสิ้น 10 ตึก และภาระการทำความเย็นรายชั่วโมงทั้งสิ้น 24 ชั่วโมง รวมทั้งค่าเบี่ยงเบน (Diversity) ของภาระการทำความเย็นรวมทั้งหมดซึ่งมีค่าไม่เกิน 1.0

The screenshot shows the 'Cooling Equipment Selection' software interface. The window title is 'Cooling Equipment Selection'. The menu bar includes New, Open, Close, Save, Load, Case, Report, Analysis, Help, and Exit. The main area shows a table for entering cooling load data for 10 buildings over a 24-hour period. The 'No. of Building' dropdown is set to 10. The table has columns for 'Time' (1.00 to 24.00) and 'Building No.' (1 to 10). The 'Diversity Factor' is set to 1.0.

Time \ Building No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.00	0									
2.00	0									
3.00	0									
4.00	0									
5.00	0									
6.00	0									
7.00	0									
8.00	0									
9.00	0									
10.00	0									
11.00	0									
12.00	0									
13.00	0									
14.00	0									
15.00	0									
16.00	0									
17.00	0									
18.00	0									
19.00	0									
20.00	0									
21.00	0									
22.00	0									
23.00	0									
24.00	0									

Diversity Factor: 1

Buttons: OK, Cancel

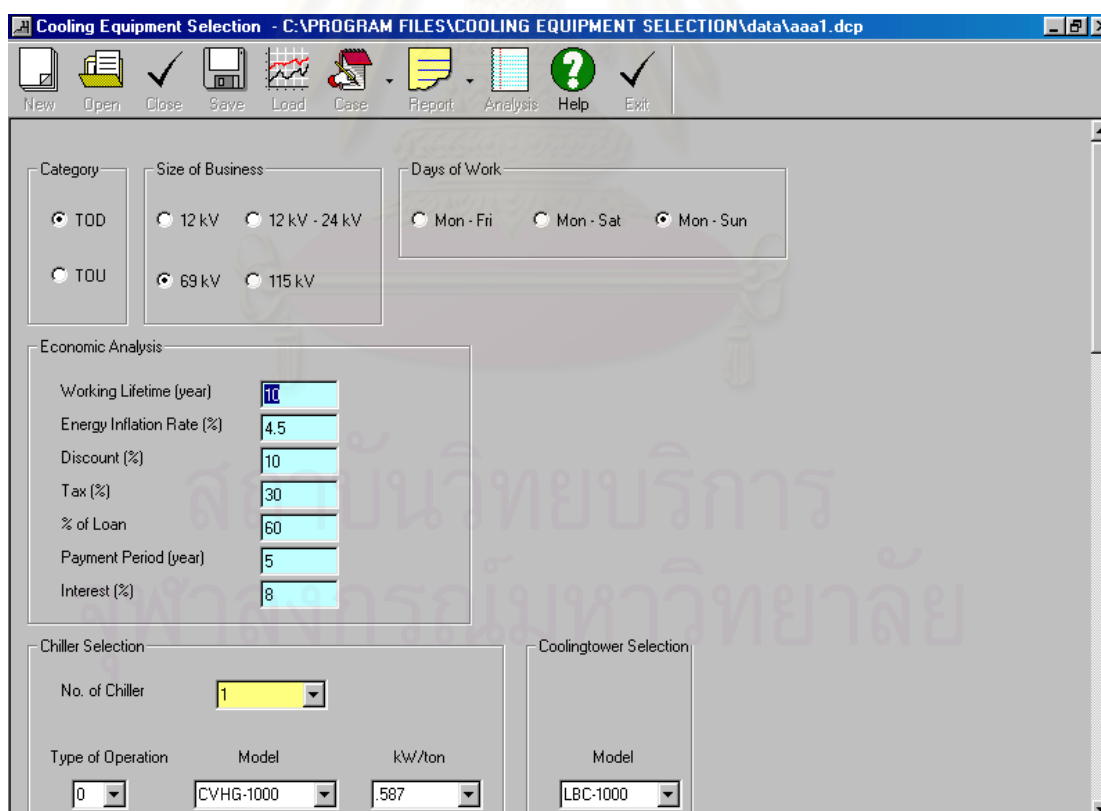
รูป จ.12 หน้าจอภาระการทำความเย็น (Load)

## ฉ.2.7 หน้าจอรูปแบบการจัดวางอุปกรณ์และพารามิเตอร์ทางเศรษฐศาสตร์ (Case)

หน้าจอในส่วนนี้ถูกแบ่งออกเป็น 4 หน้าจอย่อย ซึ่งแต่ละหน้าจอจะรองรับรูปแบบการกระจายน้ำเย็น 4 รูปแบบ ที่ได้ถูกอ้างถึงไว้ในบทที่ 4 และภาคผนวก จ ดังนี้

### - หน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (Case1)

หน้าจอนี้จะทำการบันทึกข้อมูลทางเศรษฐศาสตร์ซึ่งประกอบด้วย อายุโครงการ (ปี) อัตราเงินเพื่อพลังงาน (%) อัตราคิดลด (%) อัตราภาษี (%) เปอร์เซนต์การกู้ยืมเทียบกับการลงทุน (%) ระยะเวลาการกู้ยืม (ปี) อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ยืม (%) นอกจากนี้จะทำการบันทึกข้อมูลรูปแบบการเลือกอุปกรณ์ในระบบการทำความเย็นซึ่งประกอบด้วย จำนวน (สูงสุดเท่ากับ 9 เครื่อง) และขนาดของเครื่องทำน้ำเย็น หอผึ่งน้ำ บัมพ์น้ำระบายความร้อน บัมพ์น้ำเย็นปฐมภูมิ โดยรูปแบบการควบคุมการทำงานของบัมพ์น้ำเย็นปฐมภูมิจะเป็นการเปิด-ปิดบัมพ์น้ำตามการเปิด-ปิดเครื่องทำน้ำเย็น รวมทั้งรายละเอียดอื่นๆ ที่ใช้ในการคำนวณหาพลังงานที่ถูกใช้ในบัมพ์น้ำ ได้แก่ เหน็ดของท่อน้ำ ซึ่งแบ่งออกเป็นเสดส่วนท่อระบายความร้อนและเสดท่อน้ำเย็นปฐมภูมิของสถานีจ่ายพลังงาน



รูป ฉ.13 หน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (Case1)

Cooling Equipment Selection - C:\PROGRAM FILES\COOLING EQUIPMENT SELECTION\data\aaa1.dcp

New Open Close Save Load Case Report Analysis Help Exit

Condensing Pump Selection

Piping + Fitting Head (ft)  Ok

Condenser Press. Drop	Coolingtower Stat. Head	Total Head	Pump Model	Pump Diameter
13.01	20	equal 65.82	300x200CFN	320

Primary Chilled Water Pump Selection

---

Piping + Fitting Head (ft)  Ok

Evaporater Press. Drop	Total Head	Pump Model	Pump Diameter
29.8	equal 247.97	300x150CJN	525

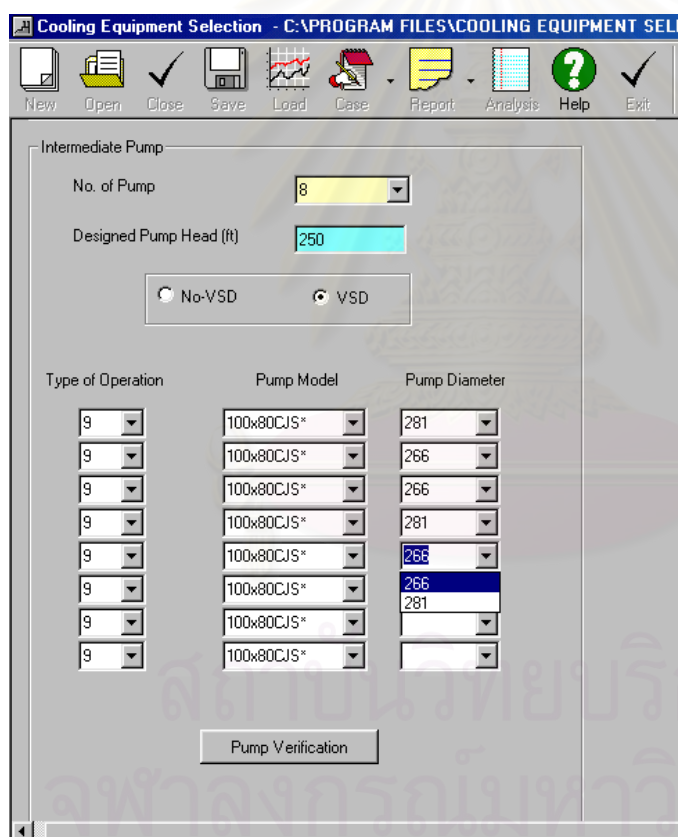
OK Cancel

รูป จ.13 (ต่อ) หน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (Case1)



- หน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 2 (Case2)

หน้าจอนี้จะทำการบันทึกข้อมูลเหมือนกันกับหน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (Case1) โดยจะทำการเพิ่มเติมการบันทึกข้อมูลของปั๊ม Intermediate ซึ่งรายละเอียดของปั๊มเพื่อป้อนเข้าโปรแกรม ประกอบด้วย จำนวน (สูงสุดเท่ากับ 9 เครื่อง) และขนาดของปั๊มน้ำ รวมถึงเฮดของท่อน้ำเย็นที่ปั๊มนี้ออกรับ สำหรับรูปแบบการควบคุมการทำงานของปั๊มน้ำ Intermediate มี 2 รูปแบบ ซึ่งผู้ใช้สามารถเลือกรูปแบบการควบคุมได้จากโปรแกรม ได้แก่ การควบคุมการไหลของน้ำเย็นโดยการหรีวาล์วและการควบคุมโดยการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ปั๊มน้ำ หน้าจอในส่วนที่เพิ่มเติมจากหน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (Case1) หรือ รูป ฅ.13 แสดงโดย รูป ฅ.14 ดังนี้



รูป ฅ.14 หน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 2 (ส่วนเพิ่มเติม)

- หน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 3 (Case3)

หน้าจอนี้จะทำการบันทึกข้อมูลเหมือนกันกับหน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (Case1) โดยจะทำการเพิ่มเติมการบันทึกข้อมูลของปั๊มน้ำเย็นในแต่ละตึก ซึ่งจำนวนชุดของปั๊มน้ำเย็นจะเท่ากับจำนวนตึกทั้งหมดที่ได้ทำการป้อนข้อมูลลงบนหน้าจอใหม่เริ่มต้นการรับค่าโปรแกรม (New) หรือหน้าจอภาระการทำความเย็น (Load) รายละเอียดของปั๊มน้ำเย็นเพื่อป้อนเข้าโปรแกรม ประกอบด้วย จำนวน (สูงสุดเท่ากับ 9 เครื่อง) และขนาดของปั๊มน้ำ รวมถึงเฮดของท่อน้ำเย็นในแต่ละตึกที่ปั๊มน้ำนี้รองรับ สำหรับรูปแบบการควบคุมการทำงานของปั๊มน้ำ Intermediate มี 2 รูปแบบ ซึ่งผู้ใช้สามารถเลือกรูปแบบการควบคุมได้จากโปรแกรม ได้แก่ การควบคุมการไหลของน้ำเย็นโดยการหรีวาล์วและการควบคุมโดยการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ปั๊มน้ำ หน้าจอในส่วนที่เพิ่มเติมจากหน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (Case1) หรือ รูป จ.13 แสดงโดย รูป จ.15 ดังนี้

Type of Operation	Pump Model	Pump Diameter
9	125x100CJS	410
9	125x100CJS	410
9	125x100CJS	410
9	125x100CJS	410
9	125x100CJS	410
9	125x100CJS	410

รูป จ.15 หน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 3 (ส่วนเพิ่มเติม)

- หน้าจอรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 4 (Case4)

หน้าจอนี้จะทำการบันทึกข้อมูลคล้ายกับหน้าจอย่อยทั้ง 3 รูปแบบที่ได้กล่าวถึงไป โดยในส่วนของ การกระจายน้ำเย็นจะประกอบด้วย ปุ่มป้อนน้ำเย็นปฐมภูมิ ปุ่มป้อน Intermediate และปุ่มป้อนน้ำเย็นใน แต่ละตึกซึ่งรายละเอียดข้อมูลของปุ่มป้อนน้ำเย็นที่ต้องทำการบันทึกเพื่อใช้ในการคำนวณของ โปรแกรม ประกอบด้วย จำนวน (สูงสุดเท่ากับ 9 เครื่องในแต่ละชุด) และขนาดของปุ่มป้อนน้ำ รวมถึงเขตที่ปุ่มป้อนแต่ละชุดต้องรองรับ สำหรับรูปแบบการควบคุมการทำงานของปุ่มป้อนน้ำเย็น ปฐมภูมิจะเป็นการเปิด-ปิดปุ่มป้อนน้ำตามการเปิด-ปิดเครื่องทำน้ำเย็น ในส่วนการควบคุมการ ทำงานของปุ่มป้อน Intermediate และปุ่มป้อนน้ำเย็นในแต่ละตึก มี 2 รูปแบบ คือการควบคุมการไหล ของน้ำเย็นโดยการหริวาล์วและการควบคุมโดยการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ปุ่มป้อนน้ำ สำหรับ หน้าจอได้แสดงไว้แล้วในรูป ข.13 รูป ข.14 และ รูป ข.15 ตามลำดับ



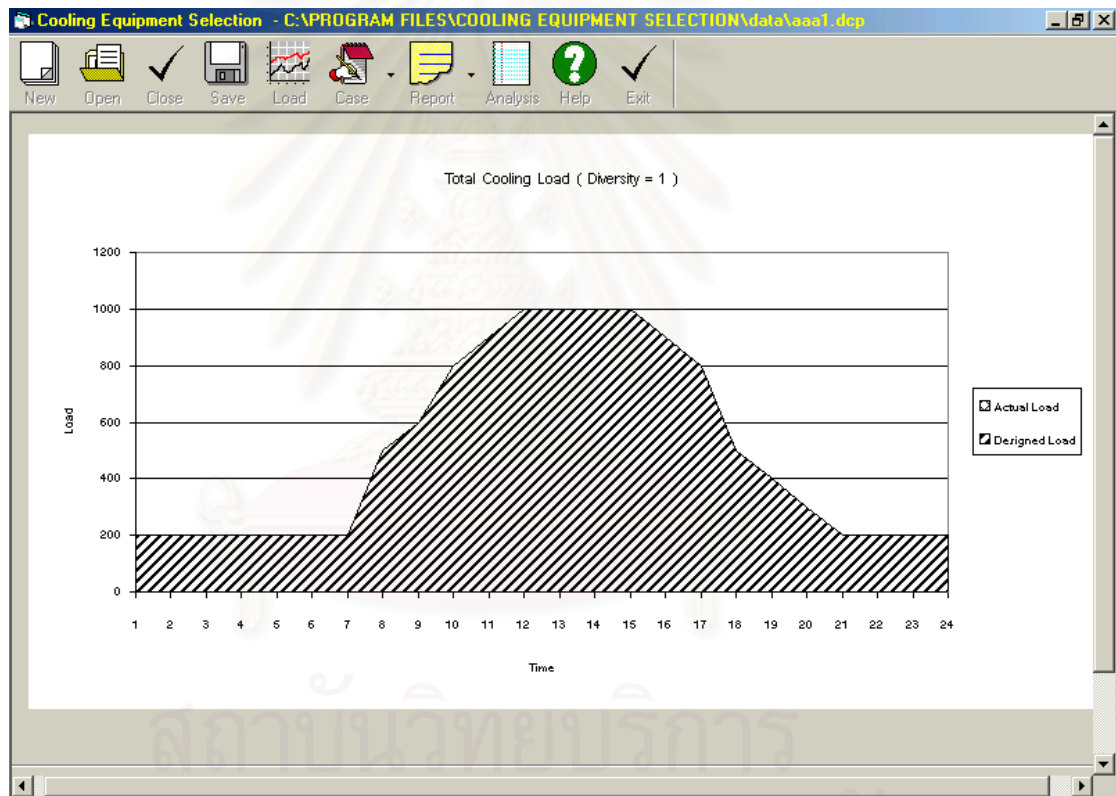
สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## จ.2.8 หน้าจอแสดงผลลัพธ์ (Reprot)

หน้าจอนี้ใช้แสดงผลการคำนวณของโปรแกรม ซึ่งถูกจัดแบ่งออกเป็น 5 หน้าจอย่อย ดังนี้

### - หน้าจอผลลัพธ์ภาระการทำความเย็น (load)

หน้าจอนี้ใช้แสดงกราฟภาระการทำความเย็นรายชั่วโมงทั้งหมดของระบบที่ติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็น โดยจะแสดงค่าภาระที่เวลาต่างๆ ตั้งแต่เวลา 0 นาฬิกา ถึง เวลา 24 นาฬิกา



รูป จ.16 หน้าจอผลลัพธ์ภาระการทำความเย็น (load)

- **หน้าจอบลัทธิการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 (Report1)**

หน้าจอนี้จะแสดงผลการคำนวณการใช้พลังงานในรูปแบบ kWh และเงินลงทุนของแต่ละอุปกรณ์และการใช้พลังงานรวมในรูปแบบ kWh และเงินลงทุนรวมของประเภทอุปกรณ์ เงินลงทุนทั้งหมดและ kWh รวมทั้งหมดของทุกอุปกรณ์ในแต่ละปี นอกจากนี้ยังแสดงผลการวิเคราะห์เบื้องต้นทางเศรษฐศาสตร์ได้แก่ มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) และยังแสดงถึงรูปแบบการเปิดปิดเครื่องทำน้ำเย็นที่ช่วยในการประหยัดพลังงานที่สุด

- **หน้าจอบลัทธิการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 2 (Report2)**

หน้าจอนี้จะแสดงผลการคำนวณรายละเอียดต่างๆ เหมือนหน้าจอบลัทธิการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 โดยจะทำการเพิ่มเติมการใช้พลังงานในรูปแบบ kWh และเงินลงทุนของปั๊มปี Intermediate

- **หน้าจอบลัทธิการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 3 (Report3)**

หน้าจอนี้จะแสดงผลการคำนวณรายละเอียดต่างๆ เหมือนหน้าจอบลัทธิการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 โดยจะทำการเพิ่มเติมการใช้พลังงานในรูปแบบ kWh และเงินลงทุนของปั๊มน้ำเย็นในแต่ละตึก

- **หน้าจอบลัทธิการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 4 (Report4)**

หน้าจอนี้จะแสดงผลการคำนวณรายละเอียดต่างๆ เหมือนหน้าจอบลัทธิการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1 โดยจะทำการเพิ่มเติมการใช้พลังงานในรูปแบบ kWh และเงินลงทุนของปั๊มปี Intermediate และปั๊มน้ำเย็นในแต่ละตึก

Cooling Equipment Selection - C:\PROGRAM FILES\COOLING EQUIPMENT SELECTION\data\aaa1.dcp

New Open Close Save Load Case Report Analysis Help Exit

**Usage Category**

Category: TOD    Size of Business: 69 kW    Days of Works: Mon - Sun

**Economic Analysis**

Working Life Time: 10.00    Energy Inflation Rate: 4.50    Discount Rate: 10.00    Tax %: 30.00    % of Loan: 60.00    Payment Period: 5.00    Interest %: 8.00

**Chiller**

No	Model	kWton	kWhYear	FirstCost
1	CVHG-1000	.587	2562766	1.257054E+07

**Cooling Tower**

No	Model	kWhYear	FirstCost
1	LBC-1000	193233.6	832460

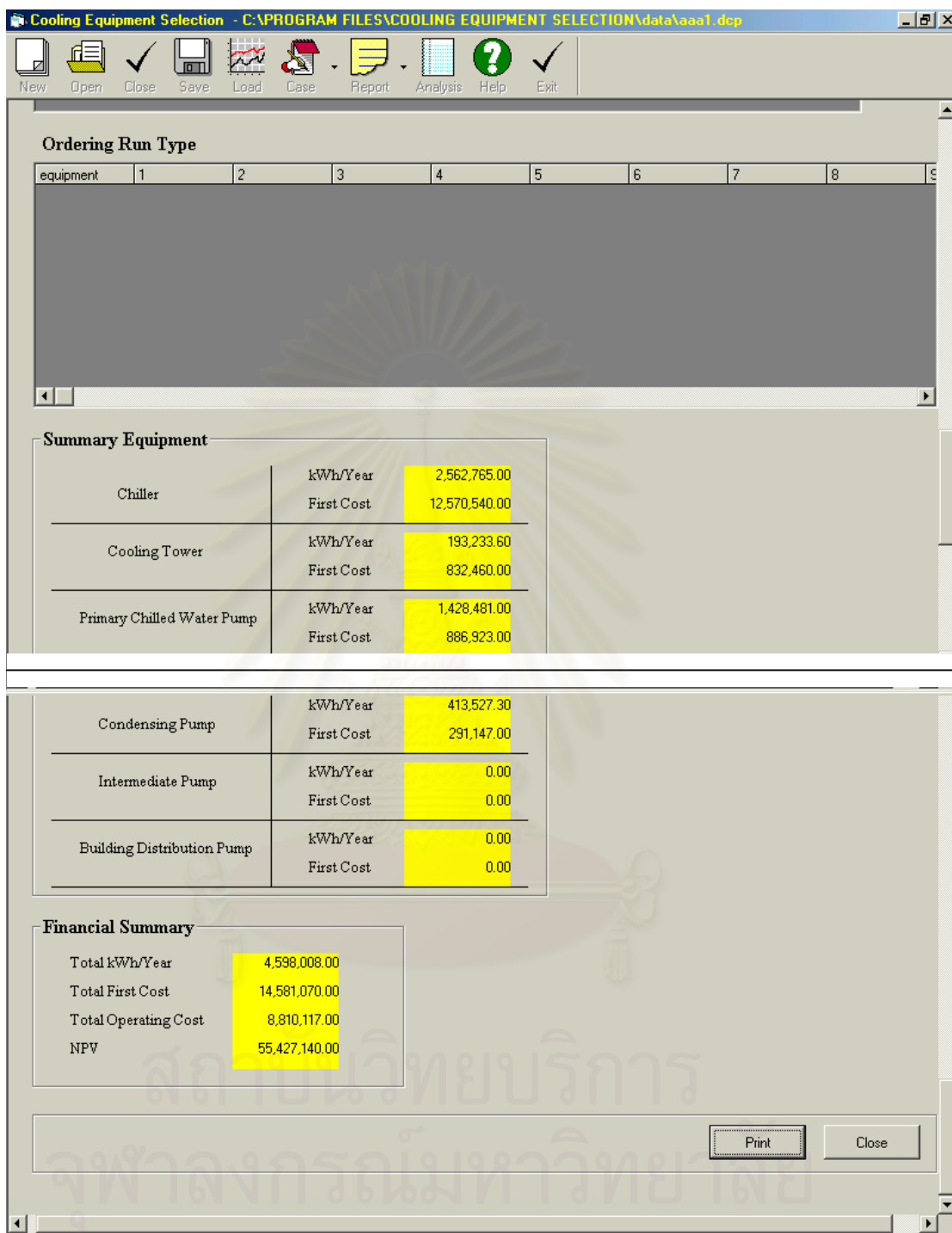
**Primary Chilled Water Pump**

No	Model	Diameter	TotalHead	kWhYear	FirstCost
1	300X150CJN	525	247.97	1428481	886923

**Condensing Pump**

No	Model	Diameter	TotalHead	kWhYear	FirstCost
1	300X200CFN	320	65.82	413527.4	291147

รูป จ.17 ตัวอย่างหน้าจอผลลัพธ์การกระจายน้ำเย็น



รูป จ.17 (ต่อ) ตัวอย่างหน้าจอผลลัพธ์การกระจายน้ำเย็น

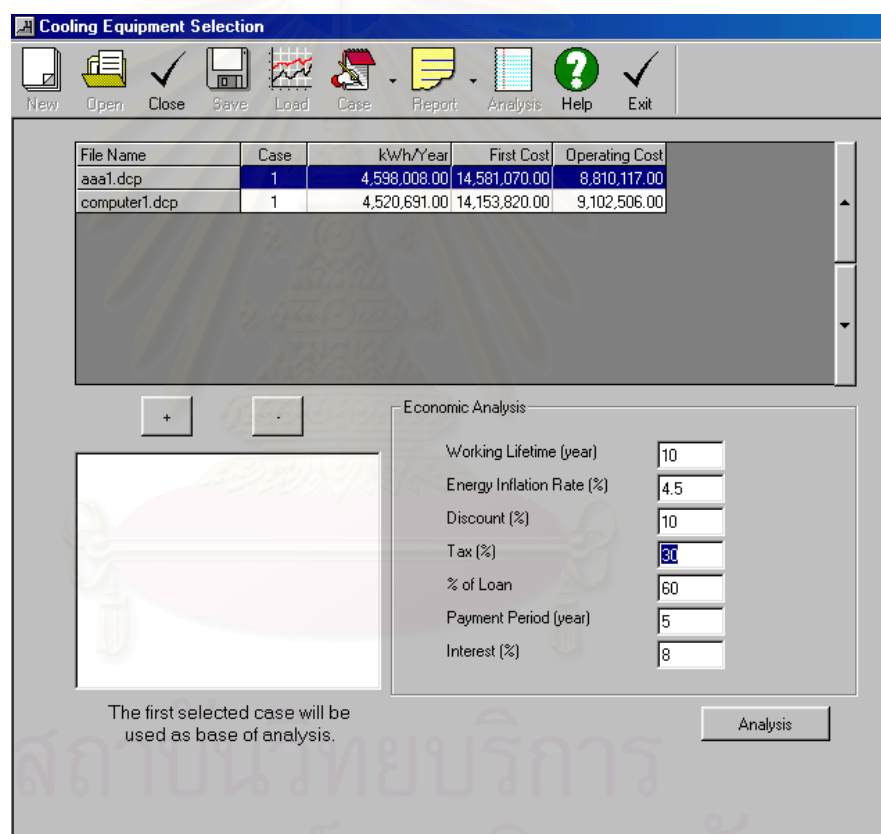


## จ.2.9 หน้าจอวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ ( Analysis)

หน้าจอนี้ประกอบด้วยหน้าจอย่อย 3 หน้าจอดังนี้

### - หน้าจอป้อนข้อมูลทางเศรษฐศาสตร์

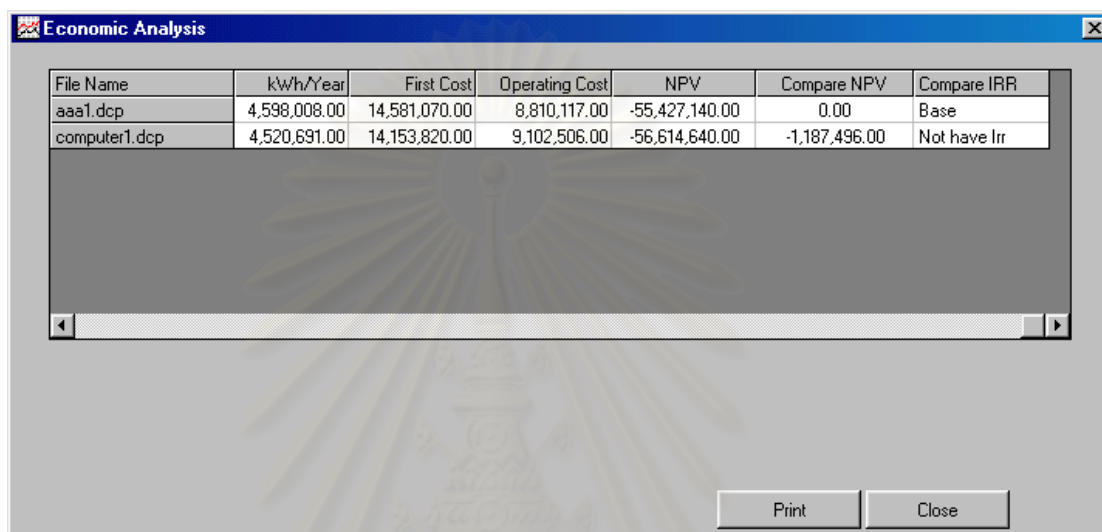
หน้าจอนี้จะทำการรับค่าแต่ละไฟล์ที่มีนามสกุล .dcp และค่าพารามิเตอร์ทางเศรษฐศาสตร์ซึ่งประกอบด้วยอายุโครงการ (ปี) อัตราเงินเฟ้อพลังงาน (%) อัตราคิดลด (%) อัตราภาษี (%) เปอร์เซนต์การกู้ยืมเทียบกับการลงทุน (%) ระยะเวลาการกู้ยืม (ปี) อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ยืม (%)



รูป จ.18 หน้าจอป้อนข้อมูลทางเศรษฐศาสตร์

- หน้าจอแสดงผลการวิเคราะห์

หน้าจอแสดงผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ซึ่งข้อมูลที่น่ามาวิเคราะห์ได้มาจากหน้าจอป้อนข้อมูลทางเศรษฐศาสตร์ โดยจะแสดงค่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิ มูลค่าปัจจุบันสุทธิเปรียบเทียบกับโครงการฐาน อัตราผลตอบแทนภายในเปรียบเทียบกับโครงการฐาน



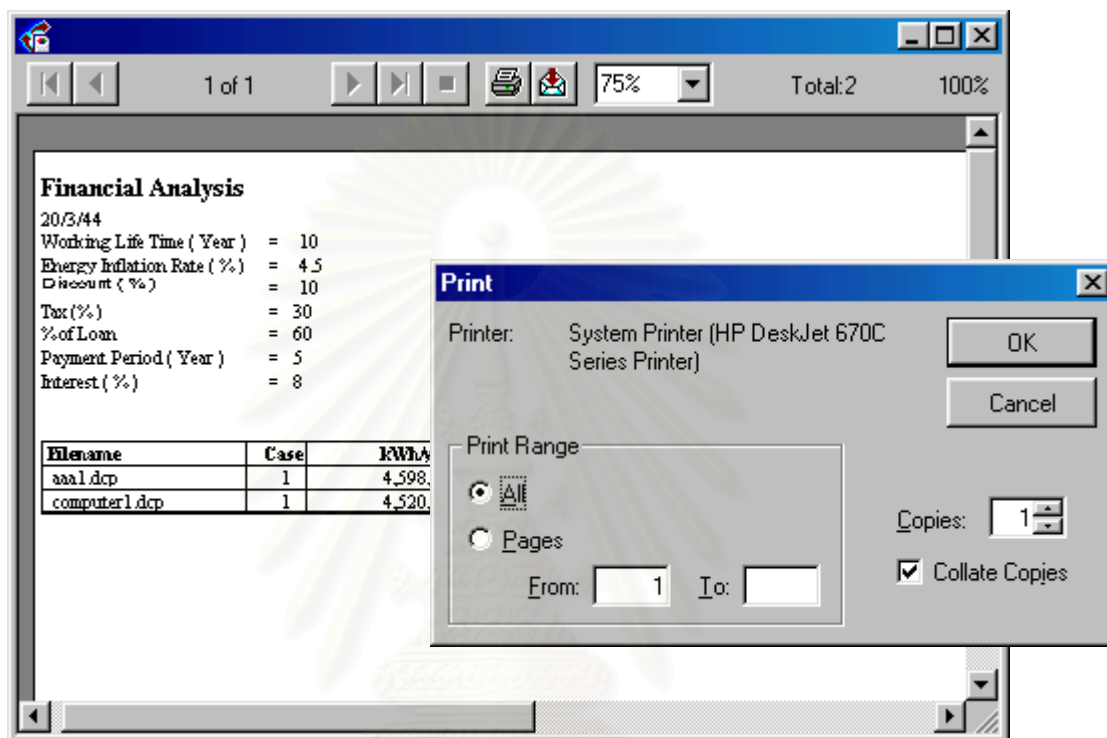
File Name	kWh/Year	First Cost	Operating Cost	NPV	Compare NPV	Compare IRR
aaa1.dcp	4,598,008.00	14,581,070.00	8,810,117.00	-55,427,140.00	0.00	Base
computer1.dcp	4,520,691.00	14,153,820.00	9,102,506.00	-56,614,640.00	-1,187,496.00	Not have Itr

รูป ฉ.19 หน้าจอแสดงผลการวิเคราะห์

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

- หน้าจอพิมพ์ผลการวิเคราะห์

หน้าจอนี้จะทำการรองรับคำสั่งพิมพ์จากผู้ใช้งานโดยสามารถดูแผ่นงานที่จะพิมพ์และเลือกจำนวนแผ่นงานที่จะถูกพิมพ์ได้



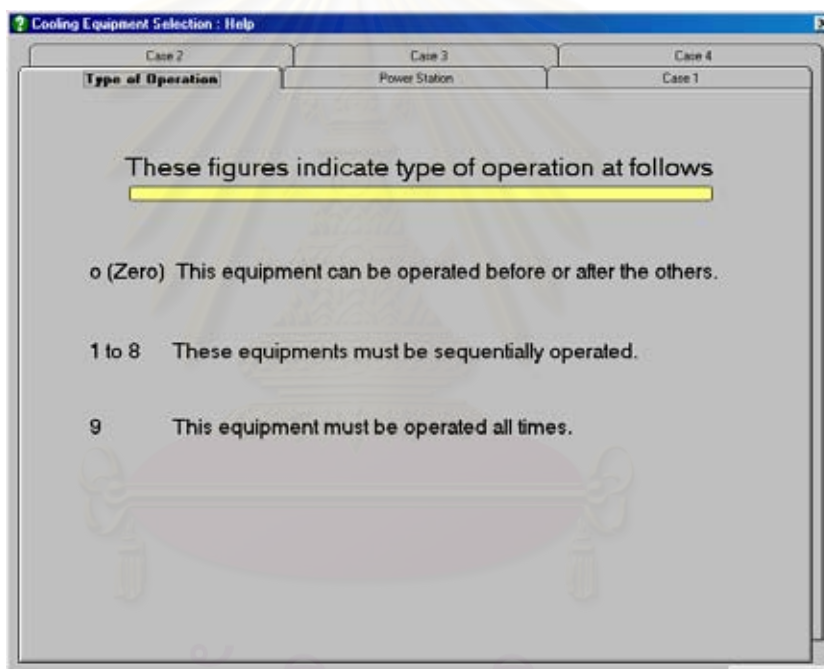
รูป จ.20 หน้าจอพิมพ์ผลการวิเคราะห์

สถาบันวิทยบริการ  
 จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ฉ.2.10 หน้าจอช่วยเหลือ (Help)

หน้าจอนี้จะมีเพียง 1 หน้าจอ แต่จะมี 6 tabs เพื่อช่วยในการอธิบายโปรแกรมดังนี้

- Help - Type of Operation อธิบายถึงรูปแบบคำสั่งในการเปิดปิดหรือควบคุมการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น
- Help - Case1 อธิบายถึงรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 1
- Help - Case2 อธิบายถึงรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 2
- Help - Case3 อธิบายถึงรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 3
- Help - Case4 อธิบายถึงรูปแบบการกระจายน้ำเย็นรูปแบบที่ 4
- Help - Power Station อธิบายถึงรูปแบบภายในของสถานีจ่ายพลังงาน



รูป ฉ.21 ตัวอย่างหน้าจอช่วยเหลือ (Help)

นอกจากหน้าจอหลักดังกล่าวปุ่ม Toolbar อีก 2 ปุ่มที่ไม่ได้พูดถึงคือปุ่ม Close และปุ่ม Exit โดยหน้าที่ของปุ่มทั้งสองคือ

- ปุ่ม Close จะทำหน้าที่ปิดไฟล์ .dcp หรือหน้าจอวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ (Analysis) โดยไม่ทำการปิดโปรแกรม Cooling Equipment Selection
- ปุ่ม Exit จะทำหน้าที่ปิดโปรแกรม Cooling Equipment Selection

## ประวัติผู้เขียน

นายวรชาติ จิรัญติเจริญ เกิดเมื่อวันที่ 25 มีนาคม พ.ศ. 2520 ที่จังหวัดปราจีนบุรี สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปีการศึกษา 2540 และได้เข้ารับการศึกษาระดับหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2541



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย