หลักการออกแบบระบบปรับอากาศขนาดใหญ่เพื่อการประหยัดพลังงาน

โดย

วริทธิ์ ธีงภาครณ์

โครงการวิจัย เลขที่ 67-ERD-2524

ทุนส่งเสริมการวิจัยวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันวิจัยและพัฒนาของคณะวิศวกรรมศาสตร์

คณะวิศวกรรมศาสตร์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

กรุงเทพฯ

ทส
วท 15
001682

พฤษภาคม 2525

สถาบันวิจัยและพัฒนาของคณะวิศวกรรมศาสตร์ไม่รับผิดชอบ
ต่อผลเสียใด ๆ อันอาจเกิดจากการนำความคิดเห็นในเอกสาร
ฉบับนี้ไปใช้ ความคิดเห็นที่ปรากฏในเอกสารเป็นความคิดเห็น
ของผู้เขียนซึ่งไม่จำเป็นต้องเป็นความคิดเห็นของสถาบัน ฯ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

หลักการออกแบบระบบปรับอากาศขนาดใหญ่เพื่อการประหยัดพลังงาน

โดย

รองศาสตราจารย์ ดร. วริทธิ์ อึ้งภากรณ์

วุฒิ วศ.บ (จุฬา), M.S.M.E., Ph.D. (Georgia Tech.)

โครงการวิจัย เลขที่ 67-ERD-2524

ทุนส่งเสริมการวิจัยวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันวิจัยและพัฒนาของคณะวิศวกรรมศาสตร์

คณะวิศวกรรมศาสตร์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

กรุงเทพฯ

พฤษภาคม พ.ศ. 2525

หัวข้อเรื่อง หลักการออกแบบระบบปรับอากาศขนาดใหญ่เพื่อการประหยัดพลังงาน

ผู้วิจัย รองศาสตราจารย์ ดร. วริทธิ์ อึ้งภากรณ์

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้แสดงถึงการวิเคราะห์และออกแบบน้ำเย็นแปรเปลี่ยนสำหรับการปรับอากาศขนาดใหญ่เพื่อการประหยัดพลังงาน ระบบที่ศึกษาเพื่อการเปรียบเทียบมีอยู่ 4 แบบ คือ แบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นต่อขนาน แบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นต่ออนุกรม แบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นขับโดยมอเตอร์สองความเร็ว และแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นขับโดยมอเตอร์ชนิดแปรเปลี่ยนความเร็ว ในการเปรียบเทียบระหว่างระบบทั้ง 4 ซึ่งมีขนาดเท่ากัน และทำงานที่ภาระความเย็นเดียวกัน โดยสมมุติภาระความเย็นออกเป็น 5 กรณี ซึ่งสามารถครอบคลุมการปรับอากาศในโรงแรม ได้ผลการประหยัดพลังงานที่เรียงตามลำดับจากมากไปหาน้อยดังนี้

1. ระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นต่ออนุกรม
2. ระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นต่อขนาน
3. ระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นขับโดยมอเตอร์ชนิดแปรเปลี่ยนความเร็ว
4. ระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นขับโดยมอเตอร์สองความเร็ว

พลังงานของเครื่องสูบน้ำเย็นที่ประหยัดได้สูงสุด ของระบบที่เรียงกันจากลำดับหนึ่งถึงสี่ คือ 41.8% 34.7% 33.9% และ 29.6% ตามลำดับแต่ถ้าพิจารณาถึงความง่ายต่อการออกแบบและควบคุมแล้ว การใช้ระบบเครื่องสูบน้ำต่อขนานกันจะเหมาะสมที่สุด

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

TITLE DESIGN CONCEPTS OF LARGE AIR CONDITIONING SYSTEM FOR ENERGY CONSERVATION

NAME DR. VARIDDHI UNGBHAKORN, ASSOCIATE PROFESSOR

ABSTRACT

The analysis and design of the variable chilled water systems for large air conditioning systems have been presented. Four variable chilled water systems are studied. They are the parallel pumping, series pumping, two-speed pumping and variable speed pumping arrangements. Comparison in the energy conservation among the four systems operating at the same five cooling load conditions, which are expected to represent the cooling loads of the hotel, showed the result of the largest and smallest energy conservation as follows.

1. Series pumping system
2. Parallel pumping system
3. Variable speed pumping sytem
4. Two-speed pumping sytem

The maximum conserved energy for each system is 41.8% 34.7% 33.9% and 29.6% respectively. However, in consideration of the simplicity in the design and control of the systems, the parallel pumping system is highly recommended.

หอสมุดกลาง สถาบันวิทยบริการ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย ..... ข

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ ..... ค

รายการตาราง ..... จ

รายการภาพประกอบ ..... ฉ

รายการสัญญลักษณ์ ..... ช

บทที่

1. บทนำ 1
2. ทฤษฎีและหลักการเบื้องต้น 3
3. ระบบ VWV ชนิดต่อเครื่องสูบน้ำขนานกัน 7
4. ระบบ VWV ชนิดเครื่องสูบน้ำต่ออนุกรม และเครื่องสูบน้ำแบบเปลี่ยนความเร็วรอบได้ 16
5. การอภิปรายและสรุปผล 23

บรรณานุกรม 25

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

เลขหมู่ วพ
วศ 15
เลขทะเบียน 001682
วัน.เดือน.ปี 9 กพ. 27

รายการตาราง

ตารางที่ หน้า

1. ค่า FLOW-HEAD LOSS ใน SECONDARY CIRCUIT 5
2. FLOW-HEAD ของระบบแบบที่ 1 9
3. ภาระความเย็นและกำลังที่ขับเครื่องสูบน้ำเย็นของระบบแบบที่ 1 9
4. สัดส่วนการทำงานของระบบปรับอากาศตลอดปี 10
5. สรุปผลการวิเคราะห์ทั้ง 5 กรณี ของระบบแบบที่ 1 12
6. FLOW-HEAD LOSS ใน SECONDARY CIRCUIT ของระบบแบบที่ 2 13
7. การทำงานของอุปกรณ์ในระบบแบบที่ 2 13
8. สรุปผลการวิเคราะห์ระบบแบบที่ 2 14
9. FLOW-HEAD LOSS ของระบบต่อเครื่องสูบน้ำอนุกรม 16
10. กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็นของระบบต่อเครื่องสูบน้ำอนุกรม 17
11. กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็นของระบบเครื่องสูบน้ำ 2 ความเร็ว 19
12. ข้อมูลสำหรับการสร้าง PUMP CURVE 22
13. ข้อมูลสำหรับการสร้างกราฟแสดงถึงกำลังที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำ 22

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รายการภาพประกอบ

ภาพที่		หน้า
1.	แสดงถึงหลักการของระบบ VWV	26
2.	PUMP CURVE และ SYSTEM CURVE	27
3.	กำลังงานที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำ	27
4.	ระบบ VWV แบบที่ 1	28
5.	PUMP CURVE และ SYSTEM CURVE ของระบบแบบที่ 1	29
6.	กำลังที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำเย็นสำหรับระบบ VWV แบบที่ 1	29
7.	ความสามารถในการประหยัดพลังงานของระบบแบบที่ 1	30
8.	ระบบ VWV แบบที่ 2	31
9.	PUMP CURVE และ SYSTEM CURVE ของระบบแบบที่ 2	32
10.	กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็นของระบบแบบที่ 2	32
11.	ระบบ VWV แบบเครื่องสูบน้ำต่ออนุกรม	33
12.	ไดอะแกรมแสดงการต่อเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรม	34
13.	PUMP CURVE และ SYSTEM CURVE (เครื่องสูบน้ำต่ออนุกรม)	35
14.	กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็น (เครื่องสูบน้ำต่ออนุกรม)	35
15.	ระบบ VWV แบบเครื่องสูบน้ำ 2 ความเร็ว	36
16.	PUMP CURVE และ SYSTEM CURVE (เครื่องสูบน้ำ 2 ความเร็ว)	37
17.	กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็น (เครื่องสูบน้ำ 2 ความเร็ว)	37
18.	ระบบ VWV แบบเครื่องสูบน้ำแปรเปลี่ยนความเร็ว	38
19.	ประสิทธิภาพการขับของมอเตอร์ชนิดแปรเปลี่ยนความเร็ว	39
20.	แสดงการทำงานของระบบเครื่องสูบน้ำแปรเปลี่ยนความเร็ว	40
21.	กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็นแปรเปลี่ยนความเร็ว	40

รายการสัญญลักษณ์

hr	.....	จำนวนชั่วโมงที่ใช้งาน
i	.....	อัตราดอกเบี้ยเงินกู้
j	.....	อัตราค่าไฟฟ้าที่คาดว่าจะเพิ่มขึ้นแต่ละปี
k	.....	อัตราดอกเบี้ยประสิทธิผล
n	.....	จำนวนปีที่คุ้มทุน
q	.....	อัตราการไหลของน้ำเย็น
Δt	.....	ผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็น
H	.....	ความดันลด
kWH	.....	กิโลวัตต์ - ชั่วโมง
P	.....	กำลังขับเครื่องสูบน้ำ
Q	.....	ภาระความเย็น
η_m	.....	ประสิทธิภาพของมอเตอร์
η_p	.....	ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

บทนำ

หอสมุดกลาง สถาบันวิทยบริการ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

๑.๑ ความเป็นมาของปัญหา

ในปัจจุบันนี้ค่าของพลังงานได้เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เป็นผลให้ทุกคนมีความตื่นตัวในด้านการใช้พลังงานให้ประหยัดที่สุด ดังจะเห็นได้ว่ามีผลิตภัณฑ์และบทความที่เกี่ยวข้องกับการใช้พลังงานให้มีประโยชน์มากที่สุดออกมาเป็นจำนวนมาก เกี่ยวกับระบบปรับอากาศสำหรับอาคารก็มีการศึกษาถึงพลังงานที่ใช้อยู่เพื่อดูว่ามีส่วนไหนของอาคารที่ใช้พลังงานอย่างสิ้นเปลืองเกินความจำเป็น และพยายามหาวิธีการเพื่อลดการใช้พลังงานลงโดยที่ยังคงรักษาระดับความสบายภายในอาคารเอาไว้ ดังเช่นเอกสารหมายเลข 1 2 และ 3 ทางด้านการส่งลมเย็นก็มีการนำระบบการแปรเปลี่ยนปริมาณลม (VARIABLE AIR VOLUME SYSTEM) หรือที่เรียกว่า VAV เข้ามาใช้แทนระบบเดิมซึ่งเป็นแบบอัตราลมคงที่ (CONSTANT AIR VOLUME SYSTEM) มากขึ้นดังเช่นเอกสารหมายเลข 4 5 และ 6 ทางด้านอุปกรณ์ก็มีการคิดค้นและประดิษฐ์อุปกรณ์ที่ช่วยในการประหยัดพลังงานลง ดังเช่นเอกสารหมายเลข 7 ได้กล่าวถึงการประดิษฐ์แปรงไนล่อนสำหรับใส่เข้าไปใน CONDENSER TUBE ซึ่งสามารถลด FOULING FACTOR ลงได้อย่างอัตโนมัติด้วยการใช้ 4-WAY VALVE ประกอบเข้ากับระบบท่อน้ำที่ส่งเข้าสู่ CONDENSER

ในระยะที่ค่าของพลังงานยังไม่สูง ระบบน้ำเย็นหมุนเวียนที่วิศวกรส่วนใหญ่เลือกใช้ในระบบปรับอากาศจะเป็นระบบซึ่งมีอัตราการหมุนเวียนของน้ำเย็นคงที่ (CONSTANT CHILLED WATER FLOW SYSTEM) ในระบบนี้ใช้วาวล์ 3 ทาง (MOTORIZED 3-WAY VALVE) เป็นตัวควบคุมอัตราการไหลของน้ำเย็นให้ผ่านเครื่องส่งลมเย็น ตามความต้องการของภาระความเย็นของห้อง (COOLING LOAD) สำหรับน้ำเย็นส่วนเกินจะไหลผ่านวาวล์ 3 ทาง กลับมาระบบโดยไม่ผ่านเข้าไปในเครื่องส่งลมเย็น น้ำเย็นส่วนเกินนี้เป็นส่วนที่ทำให้สิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องสูบน้ำเย็น โดยมิได้ก่อให้เกิดประโยชน์ใด ๆ ทั้งสิ้น จึงถือได้ว่าเป็นความสูญเปล่าทางด้านพลังงาน นอกจากนี้ยังมีตัวแปรอื่น ๆ ในระบบซึ่งถ้าได้รับการออกแบบอย่างดีก็จะสามารถลดพลังงานของเครื่องสูบน้ำเย็นลงได้ และอาจจะสรุปพอเป็นสังเขปได้ คือ

ก. อัตราการไหลของน้ำเย็นมากเกินกว่าความต้องการสูงสุดของระบบอันเนื่องมาจากการคำนวณความดันลด (FRICTION DROP) ของระบบเกินความเป็นจริง หรือใช้ค่าความปลอดภัยเผื่อเอาไว้สูงเกินไป

ข. อัตราการหมุนเวียนของน้ำเย็นไม่ลดลงตามภาระความเย็น

ค. ไม่มีการเลือกและควบคุมการทำงานของเครื่องสูบน้ำเย็นอย่างมีประสิทธิภาพ

ง. ขนาดของท่อน้ำเล็กเกินไป เป็นผลให้ HEAD ของเครื่องสูบน้ำสูง

สำหรับความสูญเปล่าทางด้านพลังงานตามข้อ ก. และ ง. นั้นมิได้ขึ้นอยู่กับการจัดระบบ แต่เป็นผลมาจากผู้ออกแบบเอง ซึ่งสามารถแก้ไขได้ด้วยการคำนวณความดันลดของระบบท่อให้แม่นยำขึ้น และเลือกใช้ขนาดท่อที่เหมาะสม ส่วนข้อ ข. และ ค. ขึ้นอยู่กับการออกแบบระบบที่ดีว่าควรจะมีลักษณะเช่นใด ซึ่งจะแลเห็นได้ว่า การประหยัดพลังงานจะเกิดขึ้นเมื่อระบบสามารถที่จะแปรเปลี่ยนอัตราน้ำเย็นไปตามภาระความเย็น และมีการควบคุมการทำงานของเครื่องสูบน้ำเย็นอย่างเหมาะสมเท่านั้น

๑.๒ ขอบเขตของการวิจัย

แนวทางในการที่จะสามารถประหยัดพลังงานของระบบน้ำเย็นหมุนเวียนสำหรับการปรับอากาศลงได้ก็คือ การจัดระบบให้มีความสามารถในการแปรเปลี่ยนอัตราน้ำเย็นได้ตามภาระความเย็นของอาคารซึ่งหมายความว่าจะต้องมิให้มีน้ำเย็นส่วนเกินไหลผ่านวาวล์ 3 ทาง กลับมาสู่ระบบท่อโดยที่ไม่ผ่านเข้าไปสู่เครื่องส่งลมเย็นเสียก่อน จากนั้นจึงทำการจัดระบบของเครื่องสูบน้ำเพื่อให้เกิดการประหยัดพลังงานขึ้น จุดประสงค์ของการวิจัยนี้ก็เพื่อศึกษา วิเคราะห์ และแสดงถึงการออกแบบระบบแปรเปลี่ยนอัตราน้ำเย็นของระบบปรับอากาศ โดยจะแสดงถึงแนวทางในการจัดระบบและควบคุมระบบในแบบต่าง ๆ กัน พร้อมทั้งทำการเปรียบเทียบขีดความสามารถในการประหยัดพลังงานของระบบเหล่านั้นด้วย เพื่อประโยชน์ในการนำไปประยุกต์ทางด้านการประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศต่อไป

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 2

ทฤษฎีและหลักการเบื้องต้น

๒.๑ ขีดความสามารถในการประหยัดพลังงาน

ในการวิเคราะห์ถึงขีดความสามารถในการประหยัดพลังงานของระบบน้ำเย็นหมุนเวียนสำหรับการปรับอากาศ จำเป็นที่จะต้องใช้สมการที่แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่าง ๆ ซึ่งเกี่ยวข้องกับการทำความเย็นและการทำงานของเครื่องสูบน้ำ สมการเหล่านี้เป็นที่ทราบกันทั่วไปเป็นอย่างดีแล้ว ซึ่งแสดงอยู่ในสมการที่ (1) ถึง (4) ต่อไปนี้

$$Q = 500\ q\ (\Delta t) \qquad (1)$$

$$P = qH\ /\ 5300\ \eta_p \qquad (2)$$

$$kWH = (P)\ (hr)\ /\ \eta_m \qquad (3)$$

$$H \text{ แปรตาม } q^2 \qquad (4)$$

เมื่อ Q = ภาระความเย็นเป็น บีทียู ต่อชั่วโมง (BTUH)

q = อัตราการไหลของน้ำเย็น เป็นแกลลอนต่อนาที (GPM)

Δt = ผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็น เป็น ^{o}F

P = กำลังงานที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำเย็น เป็น กิโลวัตต์

H = HEAD เป็น ฟุต (FT.)

η_p = ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำเย็น

kWH = พลังงาน เป็น กิโลวัตต์ - ชั่วโมง

hr = จำนวนชั่วโมงที่ใช้งาน

η_m = ประสิทธิภาพของมอเตอร์

สมการที่ (1) แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างภาระความเย็น อัตราการหมุนเวียนน้ำเย็น และอุณหภูมิของน้ำเย็น สมการที่ (2) แสดงถึงกำลังที่ใช้สำหรับการขับเครื่องสูบน้ำเย็น สมการที่ (3) แสดงถึงพลังงานที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำเย็น และสมการที่ (4) แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูงลดของระบบท่อและอัตราการไหลของน้ำเย็น

โดยทั่วไปแล้ววิศวกรผู้ออกแบบจะกำหนดผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็นระหว่างท่อจ่ายและท่อไหลกลับ (Δt) ของระบบ และใช้เป็นสัญญาณสำหรับควบคุมการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น (WATER CHILLER) ให้แปรเปลี่ยนไปตามภาระความเย็น ฉนั้น ตัวแปรในสมการที่ (1) ถึง (4)

ที่แล เห็นได้ชัดเจนว่าสามารถช่วยประหยัดพลังงานได้ก็คือ อัตราการไหลของน้ำเย็น q และความดันลด H ของระบบ เนื่องจากกำลังงานที่ใช้ในการขับเครื่องสูบน้ำเย็นในสมการที่ (2) ผันแปรโดยตรงกับ q และ H ดังนั้น การรักษา q และ H ให้พอเหมาะกับความต้องการของระบบตลอดเวลา จะช่วยให้ระบบเครื่องสูบน้ำเย็นใช้พลังงานน้อยที่สุด

จากสมการที่ (1) จะเห็นได้ว่าต้องเริ่มด้วยการคำนวณภาระความเย็นให้แม่นยำ ซึ่งจะเป็นภาระความเย็นสูงสุดของอาคาร แต่เนื่องจากระบบปรับอากาศจะทำงานที่ภาระความเย็นสูงสุดเป็นระยะเวลาน้อยมาก เพราะฉนั้นการแปรเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำเย็นจึงเป็นสิ่งสำคัญมากในการที่จะประหยัดพลังงาน ข้อคิดข้อนี้เป็นผลให้สามารถวางแนวทางประหยัดพลังงานได้โดยการใช้ระบบการแปรเปลี่ยนอัตราน้ำเย็น (VARIABLE WATER VOLUME SYSTEM) ซึ่งในที่นี้จะเรียกสั้น ๆ ว่า ระบบ VWV ในระบบ VWV นี้จะใช้วาวล์ 2 ทาง (MOTORIZED 2-WAY VALVE) ควบคุมการจ่ายน้ำเย็นให้แก่เครื่องส่งลมเย็นอย่างพอเหมาะ โดยไม่มีน้ำส่วนเกินไหลอ้อม ผ่านเครื่องส่งลมเย็น ดังเช่นระบบที่ใช้วาวล์ 3 ทาง ซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไป

จากการพิจารณาสมการที่ (4) จะพบว่า ความดันลดในระบบผันแปรโดยตรงกับอัตราการไหลของน้ำเย็นยกกำลังสอง เมื่อภาระความเย็นลดลง q ก็จะลดลงด้วย เป็นผลให้ HEAD ของเครื่องสูบน้ำเย็นที่ต้องการน้อยลงเป็นอย่างมาก ถ้าเราออกแบบระบบ VWV นี้ให้สามารถปรับ HEAD ของเครื่องสูบน้ำได้ตามความดันลดของระบบ ก็จะสามารถประหยัดพลังงานได้อย่างมาก

โดยปกติแล้วประสิทธิภาพของมอเตอร์ไม่แปรเปลี่ยนไปมากนัก เมื่อกำลังงานที่ต้องขับเปลี่ยนไป ดังนั้นในที่นี้จึงถือให้มีค่าคงที่ได้ แต่ในการใช้งานลักษณะเช่นนี้ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำสามารถแปรเปลี่ยนไปได้พอสมควร เพราะฉะนั้นในการประมาณความสามารถในการประหยัดพลังงานที่ถูกต้องจึงต้องคำนึงถึงข้อนี้เอาไว้ด้วย

จากข้ออภิปรายเหล่านี้ จึงเห็นได้ชัดเจนว่าจะต้องใช้ระบบ VWV พร้อมกับการเลือกชนิดของเครื่องสูบน้ำและการจัดระบบการสูบน้ำเย็นอย่างเหมาะสม การที่จะเลือกใช้ระบบใด ก็ขึ้นอยู่กับความสามารถในการประหยัดพลังงาน และการลงทุนที่เพิ่มขึ้นเพื่อให้ใช้ระยะการคุ้มทุนที่พอเหมาะ ซึ่งในทางปฏิบัติจะต้องอาศัยการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ประกอบ

๒.๒ หลักการของระบบ VWV

หลักการของระบบ VWV สามารถอธิบายได้ชัดเจน โดยพิจารณาระบบอย่างง่ายที่สุดดังในรูปที่ 1 ในระบบใช้วาวล์ 2 ทาง เป็นตัวควบคุมการไหลของน้ำเย็นเข้าสู่เครื่องส่งลมเย็น แทนที่จะใช้วาวล์ 3 ทางดังเช่นระบบที่มีอัตราการหมุนเวียนของน้ำเย็นคงที่ การควบคุมระบบ VWV จะสามารถประหยัดพลังงานของเครื่องสูบน้ำเย็นได้ ถ้ามีการแยกเครื่องสูบน้ำเย็นออกเป็น 2 ชุด เรียกว่า PRIMARY และ SECONDARY CHILLER PUMP เพื่อแยกความดันลดของระบบออกเป็น 2 ส่วน ที่เป็นอิสระจากกัน ในการวิเคราะห์ระบบ สมมุติให้วาวล์ 2 ทาง มีความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลและความดันลด ดังเช่นสมการที่ (4) DPC เป็น DIFFERENTIAL PRESSURE CONTROL VALVE ซึ่งเป็นตัวควบคุมผลต่างระหว่างความดันของน้ำเย็นทางด้านจ่าย และด้านไหลกลับให้มีค่าคงที่ ในขณะที่ระบบ

มีภาระความเย็นสูงสุด อัตราการไหลของน้ำเย็นผ่านเครื่องสูบน้ำ P-1 และ P-2 มีอัตราเท่ากัน และไม่มีน้ำเย็นไหลในท่อส่วน AB เมื่อภาระความเย็นลดลง วาวล์ควบคุมเครื่องส่งลมเย็นจะหรี่ลง เพื่อลดอัตราน้ำเย็นให้พอเหมาะกับภาระดังนั้น น้ำเย็นส่วนเกินจากที่ต้องการใน SECONDARY CIRCUIT จะไหลผ่านจาก A ไป B แล้ว กลับเข้าสู่เครื่องทำน้ำเย็น ทำให้อัตราการไหลของน้ำเย็นใน PRIMARY CIRCUIT มีค่าคงที่และใน SECONDARY CIRCUIT มีการแปรเปลี่ยนไปตามภาระความเย็นของห้องสำหรับระบบอย่างง่ายที่สุดนี้ ส่วนที่จะประหยัดพลังงานได้ก็คือ กำลังงานที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำ P-2 เพื่อแสดงให้เห็นถึงพลังงานที่ใช้ลดลง ให้สมมุติว่าระบบมี DESIGN LOAD ดังนี้

PRIMARY PUMP P-1 : 1000 GPM HEAD 40 FT. 11 kW ที่ η_p = 70%

SECONDARY PUMP P-2 : 1000 GPM HEAD 110 FT. 30 kW ที่ η_p = 70%

PUMP CURVE ของเครื่องสูบน้ำเย็น P-2 แสดงอยู่ในรูปที่ 2 โดยมี DESIGN POINT อยู่ที่จุด A เนื่องจาก HEAD ของระบบแปรตามอัตราการไหลยกกำลังสอง ทำให้สามารถเขียน FLOW-HEAD LOSS CURVE ของระบบได้ดังรูปที่ 2 ซึ่งในที่นี้เรียกว่า SYSTEM CURVE ในการสร้าง SYSTEM CURVE นี้ได้สมมุติว่า ความดันลดของวาวล์ควบคุมและ COIL ของเครื่องส่งลมเย็นเท่ากับ 30 ฟุต SYSTEM CURVE นี้รวมถึงความดันลดในทุก ๆ ส่วนของ SECONDARY CIRCUIT สำหรับค่าที่ใช้เขียนกราฟได้แสดงอยู่ในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ค่า FLOW-HEAD LOSS ใน SECONDARY CIRCUIT

FLOW , GPM	1000	800	600	400	200
PIPE HEAD LOSS , FT.	80	51.2	29	12.8	3.2
DIFFERENTIAL HEAD , FT.	30	30	30	30	30
TOTAL HEAD LOSS , FT.	110	81.2	59	42.8	33.2

เมื่อภาระความเย็นของห้องในแต่ละส่วนของอาคารลดลง วาวล์ 2 ทาง จะปรับให้อัตราน้ำเย็นเปลี่ยนไปตามภาระความเย็น ถ้าสมมุติให้ระบบปรับอากาศมีภาระความเย็นเพียง 80 60 และ 40 เปอร์เซนต์ แล้ว กำลังงานที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำเย็น P-2 คือ

800 GPM 120 FT. 27 kW ที่ η_p = 68% จุด B

600 GPM 127 FT. 23 kw ที่ η_p = 62% จุด C

400 GPM 130 FT. 20 kW ที่ η_p = 50% จุด D

จุดที่เครื่องสูบน้ำเย็นเหล่านี้ทำงาน แสดงอยู่ในรูปที่ 2 และ 3 ซึ่งจะเห็นได้ทันทีว่ากำลังงานที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำเย็นลดลงเป็นอย่างมาก โดยเฉพาะเมื่ออัตราการหมุนเวียนน้ำเย็นลดลงเป็นอย่างมาก โดยเฉพาะเมื่ออัตราการหมุนเวียนน้ำเย็นลดลงต่ำกว่า 60 เปอร์เซนต์

๒.๓ พลังงานที่ประหยัดได้

เพื่อให้ได้ข้อมูลของการประหยัดพลังงาน สมมุติให้ระบบ VWV ในรูปที่ ซึ่งทำงานวันละ ๑๒ ชั่วโมง มีอัตราส่วนของภาระความเย็นในแต่ละวันดังนี้

ภาระความเย็น 100 % เป็นระยะเวลา 2 ชั่วโมง (16.7 % ของเวลา)

ภาระความเย็น 80 % เป็นระยะเวลา 6 ชั่วโมง (50 % ของเวลา)

ภาระความเย็น 60 % เป็นระยะเวลา 2 ชั่วโมง (16.7 % ของเวลา)

ภาระความเย็น 40 % เป็นระยะเวลา 2 ชั่วโมง (16.7 % ของเวลา)

ถ้าคิดให้ประสิทธิภาพของมอเตอร์ในช่วงต่าง ๆ ของภาระเหล่านี้มีค่าคงที่เท่ากับ 0.89 แล้ว พลังงานที่ขับเครื่องสูบน้ำเย็น P-2 ต่อวัน ก็คือ

$$\frac{(30)(2) + (27)(6) + (23)(2) + (20)(2)}{0.89} = 346 \text{ kWH}$$

ถ้าเป็นระบบที่มีอัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ ดังที่ใช้ออกแบบกันทั่วไปแล้ว พลังงานที่ใช้ต่อวัน ก็คือ

$$(30)(12) / 0.89 = 404.5 \text{ kWH}$$

ซึ่งจะพบว่า ระบบ VWV สามารถประหยัดพลังงานของการสูบน้ำเย็นลงได้

$$(404.5 - 346) / 404.5 = 14.5 \%$$

ในด้านการประยุกต์เพื่อนำไปใช้งาน จะต้องทำการออกแบบและจัดระบบให้มีความเหมาะสมกว่าระบบที่ใช้แสดงถึงหลักการนี้ ซึ่งย่อมจะลดการใช้พลังงานลงไปได้อีก ดังจะได้กล่าวถึงต่อไป

บทที่ 3

ระบบ VWV ชนิดต่อเครื่องสูบน้ำขนานกัน

๓.๑ ระบบชนิดต่อเครื่องสูบน้ำขนานกันแบบที่ 1

รูปที่ 4 แสดงถึงการจัดระบบน้ำเย็นสำหรับการปรับอากาศซึ่งใช้เครื่องสูบน้ำเย็นต่อขนานกัน โดยให้จำนวนของ SECONDARY PUMP เท่ากับจำนวนของเครื่องทำน้ำเย็น การควบคุมอัตราน้ำเย็นที่เข้าสู่คอยล์ของเครื่องส่งลมเย็นจะใช้วาวล์ 2 ทาง ดังกล่าวมาแล้ว คำย่อต่าง ๆ ในระบบมีความหมายดังต่อไปนี้

CH : เครื่องทำน้ำเย็น (WATER CHILLER)

P : เครื่องสูบน้ำเย็น (CHILLED WATER PUMP)

FM : อุปกรณ์วัดอัตราน้ำเย็น (ELECTROMAGNETIC FLOW METER)

FV : FLOW METER CONVERTER

TS : อุปกรณ์วัดอุณหภูมิน้ำ (RESISTANCE BULB TEMP SENSOR)

CC : เครื่องคำนวณภาระความเย็น (CALORIE COMPUTER)

SC : เครื่องควบคุมลำดับการทำงานของเครื่อง (SEQUENCE CONTROLLER)

DPC : DIFFERENTIAL PRESSURE CONTROLLER

MV : MOTORIZED BY-PASS VALVE

การทำงานของอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่สัมพันธ์กับระบบ VWV ในรูปที่ 4 มีดังนี้

FM ทำหน้าที่วัดอัตราการไหลของน้ำเย็นในระบบ แล้วส่งสัญญาณมายัง FV ซึ่งจะทำการจัดลักษณะของสัญญาณอีกครั้งหนึ่ง เพื่อให้เหมาะสมที่จะป้อนเข้าสู่ CC TS ทำหน้าที่วัดอุณหภูมิของน้ำเย็นทางด้านจ่ายออกและไหลกลับเข้าสู่ CH ข้อมูลทั้งสามนี้จะถูกป้อนเข้าสู่ CC ซึ่งทำหน้าที่คำนวณหาภาระความเย็นของระบบที่ต้องการจริงในขณะนั้นตามสมการที่ (1)

ภาระความเย็นจาก CC จะได้รับการส่งเป็นสัญญาณไปเข้า SC เพื่อควบคุมการทำงานของ CH เมื่อภาระความเย็นที่ต้องการในระบบลดลงเท่ากับ CH หนึ่งเครื่อง SC ก็จะหยุดการทำงานของ CH ลงหนึ่งเครื่องเช่นกัน และในทางกลับกันเมื่อสัญญาณจาก CC บ่งชี้ว่าระบบต้องการภาระความเย็นเพิ่มขึ้น SC ก็จะทำการเดิน CH โดยอัตโนมัติ สำหรับเครื่องสูบน้ำเย็นซึ่งมีการควบคุมร่วมอยู่กับเครื่องทำน้ำเย็นก็จะทำงานหรือหยุดทำงานตามภาระความเย็นเช่นกัน ลำดับการเดินเครื่องทำน้ำเย็นนี้สามารถตั้งโปรแกรมเอาไว้ล่วงหน้าได้ที่ SC ซึ่งทำให้สามารถเฉลี่ยความสึกหรอของเครื่องไปได้เท่า ๆ กัน จึงมีผลให้สามารถใช้งานได้นานขึ้น ตัวอย่างเช่น

เดือน	ลำดับการทำงาน
ม.ค. - ก.พ.	CH-1 CH-2 CH-3
มี.ค. - เม.ย.	CH-2 CH-3 CH-1
พ.ค. - มิ.ย.	CH-3 CH-1 CH-2

DPC ทำหน้าที่รักษาผลต่างของ HEAD ระหว่างท่อส่งน้ำเย็นและท่อน้ำเย็นไหลกลับ (HEADER) อยู่เสมอ ผลต่างของ HEAD นี้ คือผลต่างในขณะที่วาวล์ 2 ทาง เปิดให้น้ำเย็นไหลเข้าสู่เครื่องส่งลมเย็น (AHU) เต็มที่ทุกเครื่อง เมื่อภาระความเย็นที่ต้องการในระบบลดลง (วาวล์ 2 ทาง หรี่ลง) อัตราน้ำเย็นที่ผ่านเข้าไปในระบบก็จะลดลงด้วย เป็นผลให้ผลต่างของ HEAD ระหว่าง HEADER ทั้งสองเพิ่มขึ้น DPC ก็จะเปิด MV ให้น้ำเย็นส่วนเกินนี้ไหลกลับมายัง CH โดยที่ไม่ผ่านเข้าไปในระบบ

ในการวิเคราะห์ความสามารถในการประหยัดพลังงานของระบบ VWV ชนิดต่อเครื่องสูบน้ำขนานกันแบบที่ 1 เมื่อเทียบกับระบบอัตราน้ำเย็นคงที่ ซึ่งนิยมใช้กันอยู่ทั่วไป ให้สมมุติว่าระบบ VWV ดังรูปที่ 4 เป็นระบบน้ำเย็นสำหรับการปรับอากาศโรงแรมที่มีขนาด 600 ตัน โดยทำการเลือกเครื่องทำน้ำเย็นขนาด 200 ตัน จำนวน 3 เครื่อง ข้อมูลของระบบท่อและอุปกรณ์ที่ออกแบบมีดังนี้ (ในที่นี้ได้ใช้แคตตาล็อคของบริษัทผู้ผลิตหนึ่ง)

เครื่องทำน้ำเย็น : CH-1 ถึง CH-3

ขนาดความเย็น	200	ตัน
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าสู่เครื่องทำน้ำเย็น	54°	F
อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากเครื่องทำน้ำเย็น	44°	F
อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนเข้าสู่ CONDENSER	90°	F
อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนออกจาก CONDENSER	100°	F
อัตราการไหลของน้ำเย็น	480	GPM
อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน	600	GPM
FOULING FACTOR	0.0005	
HEADLOSS ของ COOLER	20	FT.
กำลังงานที่ใช้ขับเครื่องทำน้ำเย็น	184	kW

ระบบท่อ :

HEADLOSS ของท่อใน SECONDARY CIRCUIT	100	FT.
HEADLOSS ของ AHU และ 2-WAY VALVE (DIFFERENTIAL HEAD)	30	FT.

เครื่องสูบน้ำเย็น : P-4 ถึง P-6

อัตราสูบน้ำเย็นเครื่องละ			480	GPM.
TOTAL DYNAMIC HEAD	100 + 30	=	130	FT.
มอเตอร์ขนาด			18.6	kM

ในการวิเคราะห์ระบบจะต้องสร้าง SYSTEM CURVE ขึ้นมาก่อน วิธีการสร้าง SYSTEM CURVE สามารถกระทำได้ดังกล่าวมาแล้ว จากนี้ให้เขียนกราฟของ SYSTEM CURVE ลงบน PUMP CURVE ดังที่แสดงอยู่ในรูปที่ 5 ซึ่งค่าต่าง ๆ ที่ใช้ในการเขียน SYSTEM CURVE แสดงอยู่ในตารางที่ 2 สำหรับกำลังงานที่ใช้ในการขับเครื่องสูบน้ำที่ภาระต่าง ๆ กัน ก็สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3) โดยการอ่านประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำจาก PUMP CURVE ในแค็ตตาล็อค หรือใช้กราฟกำลังงานจากแค็ตตาล็อคโดยตรง

ตารางที่ 2 FLOW-HEADLOSS ของระบบแบบที่ 1

FLOW , GPM	1,440	1,300	1,100	700	300
PIPING HEADLOSS , FT.	100	82	58	39	12
DIFFERENTIAL HAED , FT.	30	30	30	30	30
TOTAL HEAD , FT.	130	112	88	69	42

สำหรับโรงแรมจะมีการใช้เครื่องปรับอากาศตลอด ๒๔ ชั่วโมงเสมอ แต่ภาระความเย็นในแต่ละช่วงเวลาของหนึ่งวันสามารถแปรเปลี่ยนไปได้มาก ซึ่งขึ้นอยู่กับการใช้งานในแต่ละช่วงเวลาและสภาพแวดล้อมที่เปลี่ยนจากกลางวันไปเป็นกลางคืน ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องใช้กำลังงานสำหรับแต่ละช่วงเวลามาวิเคราะห์หากำลังงานที่ใช้ในการขับเครื่องสูบน้ำเย็น ซึ่งสามารถที่จะอ่านได้จากรูปที่ 6 เพื่อความสะดวกในการวิเคราะห์ถึงความเหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์ต่อไป จึงจะแสดงถึงกำลังที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำที่ภาระความเย็นต่าง ๆ กัน ดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 ภาระความเย็นและกำลังที่ขับเครื่องสูบน้ำเย็นของระบบแบบที่ 1

ภาระความเย็น	กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็น kW
40 % (240 ตัน 576 GPM)	24
50 % (300 ตัน 720 GPM)	27
60 % (360 ตัน 864 GPM)	31
70 % (420 ตัน 1008 GPM)	39
80 % (480 ตัน 1152 GPM)	44
90 % (540 ตัน 1296 GPM)	47
100 % (600 ตัน 1440 GPM)	50

นอกจากภาระความเย็นจะเปลี่ยนไปในแต่ละช่วงของหนึ่งวันแล้ว ก็ยังเปลี่ยนไปตามฤดูกาลอีกด้วย ฤดูหนาวจะเป็นช่วงที่ภาระความเย็นของระบบปรับอากาศต่ำสุด ส่วนฤดูร้อนจะมีภาระความเย็นสูงสุด ดังนั้นจึงสมควรที่จะวิเคราะห์ความสามารถในการประหยัดพลังงานได้ในระยะเวลาหนึ่งปี ตารางที่ 4 แสดงถึงภาระความเย็นของระบบปรับอากาศภายในหนึ่งปี โดยที่กรณีที่ 1 เป็นกรณีซึ่งเป็นค่าต่ำสุด และกรณีที่ 5 เป็นกรณีซึ่งเป็นค่าสูงสุดที่ระบบปรับอากาศสำหรับโรงแรมควรจะทำงาน

ตารางที่ 4 สัดส่วนการทำงานของระบบปรับอากาศตลอดปี

กรณี	ภาระความเย็นเป็นเปอร์เซ็นต์						
	40	50	60	70	80	90	100
	สัดส่วนของเวลาที่ใช้งานเป็นเปอร์เซ็นต์ (เดือน)						
1	15 (1.8)	15 (1.8)	18 (2.16)	20 (2.4)	20 (2.4)	10 (1.2)	2 (.24)
2	10 (1.2)	10 (1.2)	15 (1.8)	25 (3)	25 (3)	12 (1.44)	3 (.36)
3	5 (.6)	10 (1.2)	10 (1.2)	30 (3.6)	30 (3.6)	12 (1.44)	3 (.36)
4	5 (.6)	5 (.6)	10 (1.2)	30 (3.6)	30 (3.6)	17 (2.04)	3 (.36)
5	-	-	20 (2.4)	20 (2.4)	35 (4.2)	20 (2.4)	5 (.6)

โดยทั่วไปแล้วประสิทธิภาพของมอเตอร์ขนาดใหญ่จะมีค่าเกือบคงที่ตลอดภาระระหว่าง 40 ถึง 100 เปอร์เซนต์ ในที่นี้สมมุติให้มีค่าเท่ากับ 0.89 สำหรับกำลังที่ใช้ขับเครื่องทำน้ำเย็น จะแปรเปลี่ยนไปตามภาระความเย็นเช่นกัน ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จากกราฟของบริษัทผู้ผลิต แต่ในทางปฏิบัติสามารถที่จะถือได้ว่า กำลังงานแปรผันโดยตรงกับภาระความเย็น ดังนั้นกำลังงานในการขับเครื่องทำน้ำเย็นของระบบ VWV จึงอนุโลมให้เท่ากับของระบบอัตราน้ำเย็นคงที่ได้ และไม่จำเป็นที่จะต้องนำมาวิเคราะห์ในด้านการประหยัดพลังงานในที่นี้ นอกจากนี้ยังสมมุติให้ระบบอัตราน้ำเย็นคงที่ มีการจัดเครื่องสูบน้ำในลักษณะเดียวกันอีกด้วย

ในการหาปริมาณของพลังงานที่ใช้ในแต่ละกรณีในระยะเวลาหนึ่งปี สามารถกระทำได้โดยใช้สมการที่ (3) ประกอบกับตารางที่ 3 และ 4 การคำนวณสำหรับกรณีที่ 1 ทำได้ดังนี้

พลังงานในการขับเครื่องสูบน้ำเย็น = [(24)(1.8) + (27)(1.8) + (31)(2.16)
+ (39)(2.4) + (44)(2.4) + (47)(1.2) + (50)(.24)] (30)(24)/(.89)

= 344,920 kWH/ปี

สำหรับระบบอัตราน้ำเย็นคงที่ ต้องใช้พลังงาน

(50)(12)(30)(24)/(.89) = 485,393 kWH/ปี

พลังงานที่ประหยัดได้ 485,393 - 344,920 = 140,473 kWH/ปี

หรือ $= \frac{140,473}{485,393}(100) = 28.9\ \%$

รูปที่ 7 เป็นการแสดงให้เห็นถึงพลังงานที่ประหยัดได้ในหนึ่งปี สำหรับกรณีที่ 1 ส่วนผลการคำนวณสำหรับทุกกรณีมีดังนี้

กรณีที่	1	2	3	4	5
พลังงานประหยัดได้ %	28.9	24.7	21.9	19.9	17.4

๓.๒ <u>การวิเคราะห์ทางหลักเศรษฐศาสตร์ของระบบแบบที่ 1</u>

งานวิศกรรมที่ดีจะต้องประกอบด้วยการวิเคราะห์ถึงความเหมาะสมของงานชิ้นนั้น ๆ ทางด้านเศรษฐกิจและการลงทุนด้วย การให้ข้อมูลในความสามารถประหยัดพลังงานเป็นเปอร์เซนต์ยังไม่เป็นการเพียงพอ ในที่นี้ผู้เขียนจึงจะทำการวิเคราะห์ระบบทางหลักเศรษฐศาสตร์แบบง่าย ๆ เพื่อประกอบในการชี้บ่งว่าระบบ VWV จะมีความเหมาะสมกับการลงทุนที่เพิ่มขึ้นหรือไม่ โดยใช้สมการดังต่อไปนี้ [8]

$$S = P\left[\frac{1 - (1 + k)^{-n}}{k}\right] \qquad (5)$$

เมื่อ S = เงินลงทุนที่เพิ่มขึ้น

P = เงินที่ประหยัดค่าไฟฟ้าได้ในปีจุบันต่อไป

k = อัตราดอกเบี้ยประสิทธิผล (EFFECTIVE INTEREST RATE)

$= \frac{i - j}{1 + j}$ เมื่อ $i \neq j$

i = อัตราดอกเบี้ยเงินกู้

j = อัตราค่าไฟฟ้าที่คาดว่าจะเพิ่มขึ้นแต่ละปี

n = จำนวนปีที่คุ้มทุน

จากข้อมูลของบริษัทผู้จำหน่ายอุปกรณ์ควบคุมบริษัทหนึ่ง แสดงให้เห็นว่า เงินลงทุนที่เพิ่มขึ้นจากระบบที่ใช้ในการออกแบบทั่วไปจะประมาณ ๔๐๐,๐๐๐ บาท เพื่อความสะดวกในการวิเคราะห์จึงขอสมมุติค่าอื่น ๆ ดังนี้

$i = 0.18$ (อัตราดอกเบี้ย 18%)

$j = 0.15$ (อัตราค่าไฟฟ้าเพิ่มขึ้น 15% ต่อไป)

และค่าไฟฟ้ายูนิตละ 1.50 บาท ดังนั้นสำหรับในกรณีที่ 1

$$P = (140,473)(1.50) = 210,709.50 \text{ บาท}$$

$$k = \frac{(.18) - (.15)}{1 + .15} = 0.026$$

เมื่อแทนค่าเหล่านี้ลงในสมการที่ (5) จะพบว่าจำนวนปี คุ้มทุน n = 4 ปี สำหรับผลการคำนวณทุกกรณีแสดงอยู่ในตารางที่ 5

ตารางที่ 5 สรุปผลการวิเคราะห์ทั้ง 5 กรณี ของระบบแบบที่ 1

กรณี	1	2	3	4	5
ประหยัดพลังงาน	28.9	24.7	21.9	19.9	17.4
ประหยัดค่าไฟฟ้า บาท	210,709	179,983	159,597	145,035	126,687
จำนวนปี คุ้มทุน	4	4.78	5.43	6.02	6.98

๓.๓ ระบบชนิดต่อเครื่องสูบน้ำขนานกันแบบที่ 2

เมื่อขนาดของระบบปรับอากาศใหญ่ขึ้น ระบบ VWV ดังรูปที่ 4 จะไม่สู้เหมาะสมนัก เพราะไม่มีความยืดหยุ่นในการทำงานเท่าที่ควร ระบบที่ดีกว่าและสามารถประหยัดพลังงานได้มากกว่าประกอบด้วย PRIMARY และ SECONDARY PUMP ดังรูปที่ 8 โดยมีจำนวนของ SECONDARY PUMP มากกว่าจำนวน PRIMARY PUMP หนึ่งเท่า หลักการทำงานของระบบทั่วไปก็คล้ายคลึงกับระบบในรูปที่ 4 แต่ได้เพิ่ม MONITOR SWITCH MS สำหรับควบคุมการทำงานของ SECONDARY PUMP ฉนั้น นอกจากกำลังงานที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำเย็นจะแปรเปลี่ยนไปตามอัตราน้ำเย็นของระบบแล้ว MS ยังจะทำหน้าที่หยุดหรือเดินจำนวน SECONDARY PUMP ให้พอเหมาะกับความต้องการของระบบได้ละเอียดยิ่งขึ้นอีกด้วย ซึ่งจะมีผลให้สามารถใช้พลังงานให้ประหยัดลงได้อีก

สมมุติให้ระบบในรูปที่ 8 เป็นระบบปรับอากาศของโรงแรม ซึ่งมีขนาดใหญ่กว่าระบบในรูปที่ 4 อีกเท่าตัว และให้ระบบที่มีอัตราหมุนเวียนของน้ำเย็นคงที่ ซึ่งจะนำมาเปรียบเทียบมีลักษณะ

เช่นเดียวกับระบบในรูปนี้ ดังนั้นส่วนของพลังงานที่จะนำมาเปรียบเทียบกันในที่นี้ก็คือ พลังงานที่ใช้ขับ SECONDARY PUMP เท่านั้น ข้อมูลต่าง ๆ ของระบบที่ DESIGN LOAD มีดังนี้

เครื่องทำน้ำเย็น	:	CH-1 ถึง CH-3		
ขนาดความเย็น			400	ตัน
อัตราการไหลของน้ำเย็น			960	GPM
ระบบท่อ	:			
HEADLOSS ใน SECONDARY CIRCUIT			100	FT.
DIFFERENTIAL HEAD			30	FT.
เครื่องสูบน้ำเย็น	:	P-4 ถึง P-9		
อัตราสูบน้ำเย็น			480	GPM
TOTAL DYNAMIC HEAD		100 + 30 =	130	FT.
มอเตอร์ขนาด			18.6	kW

ตารางที่ 6 FLOW-HEADLOSS ใน SECONDARY CIRCUIT ของระบบแบบที่ 2

FLOW , GPM	2,880	2,600	2,200	1,800	1,000
PIPING HEADLOSS , FT.	100	82	58	39	12
DIFFERENTIAL HEAD , FT.	30	30	30	30	30
TOTAL HEAD , FT.	130	112	88	69	42

ตารางที่ 7 การทำงานของอุปกรณ์ในระบบแบบที่ 2

ภาระความเย็น ตัน	อัตราน้ำเย็น GPM	จำนวนเครื่องที่ทำงาน		
		เครื่องทำน้ำเย็น	PRIMARY PUMP	SECONDARY PUMP
ความเย็นถึง 200	ถึง 480	1	1	1
201 - 400	481 - 960	1	1	2
401 - 600	961 - 1,440	2	2	3
601 - 800	1,441 - 1,920	2	2	4
801 - 1,000	1,921 - 2,400	3	3	5
1,001 - 1,200	2,401 - 2,880	3	3	6

ตารางที่ 6 แสดงค่าที่ใช้ในการเขียน SYSTEM CURVE ซึ่งแสดงพร้อมกับ PUMP CURVE อยู่ในรูปที่ 9 สำหรับรูปที่ 10 แสดงถึงกำลังงานที่ใช้ในการขับ SECONDARY PUMP ดังที่ได้กล่าวมาแล้วว่า ระบบนี้มีความยืดหยุ่นในการทำงานมากกว่าระบบแรก อุปกรณ์ควบคุมของระบบสามารถที่จะควบคุมการทำงานของเครื่องให้อำนวยประโยชน์ได้มากที่สุด ลำดับการทำงานอย่างอัตโนมัติของระบบแสดงอยู่ในตารางที่ 7

ในการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์โดยใช้สมการที่ (5) ให้สมมุติว่าจะต้องลงทุนในการซื้อและติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มขึ้นจากระบบอัตราน้ำเย็นคงที่เป็นจำนวนเงิน 1.1 ล้านบาท และถ้าให้

อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ $i = 0.18$

อัตราการเพิ่มค่าไฟฟ้าต่อปี $j = 0.15$

แล้วผลของการวิเคราะห์จะเป็นดังที่แสดงอยู่ในตารางที่ 8

ตารางที่ 8 สรุปผลการวิเคราะห์ระบบแบบที่ 2

กรณีที่	1	2	3	4	5
ประหยัดพลังงาน %	34.7	30.4	27.9	25.5	22
ประหยัดค่าไฟฟ้า บาท	510,347	447,105	410,336	375,111	323,563
จำนวนปีคุ้มทุน	2.25	2.58	2.81	3.09	3.61

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 4

ระบบ VWV ชนิดเครื่องสูบน้ำต่ออนุกรม และเครื่องสูบน้ำแบบเปลี่ยนความเร็วรอบได้

หอสมุดกลาง สถาบันวิทยบริการ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

๔.๑ ระบบน้ำเย็นแบบต่อเครื่องสูบน้ำอนุกรม

รูปที่ 11 แสดงถึงระบบน้ำเย็นสำหรับการปรับอากาศโดยใช้ PRIMARY และ SECONDARY PUMP ใน PRIMARY CIRCUIT ได้จัดให้มี DIFFERENTIAL PRESSURE CONTROLLER (DPC-1) เพื่อควบคุมให้น้ำเย็นส่วนเกินจากที่ระบบต้องการให้ไหลผ่านกลับไปเข้าเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อให้อัตราน้ำเย็นสำหรับเครื่องทำน้ำเย็นมีค่าคงที่เสมอ สำหรับการควบคุมการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นนั้นจะเป็นลักษณะเดียวกันกับที่ได้กล่าวมาแล้ว ส่วนทางด้าน SECONDARY CIRCUIT ได้ใช้เครื่องสูบน้ำเย็น 2 เครื่องต่ออนุกรมกัน (P-4 และ P-5) หลักการแบบต่ออนุกรมนี้ก็คือจะต้องเลือกเครื่องสูบน้ำให้มีอัตราการไหลเท่ากัน และ HEAD รวมกันแล้วจะต้องเท่ากับความต้องการ HEAD ของระบบ HEAD ของเครื่องสูบน้ำจะเท่ากันหรือต่างกันก็ได้ จุดประสงค์ก็เพื่อให้สามารถลด HEAD ลงให้พอเหมาะกับความต้องการของระบบในขณะที่อัตราความต้องการน้ำเย็นลดลง นอกจากผลทางด้านการประหยัดพลังงานแล้ว ก็ยังมีผลดีทางด้านการทำงานของระบบอีกดังนี้

ในขณะที่วาวล์ 2 ทาง ณ เครื่องส่งลมเย็นหรี่ลง ความดันแตกต่างระหว่างทั้งสองด้านของวาวล์ควบคุมนี้จะเพิ่มขึ้น ซึ่งอาจจะสูงมากจนกระทั่งเกิดเสียงรบกวนในขณะทำงานได้ อีกประการหนึ่ง เนื่องจากวาวล์ควบคุมจะมีขีดจำกัดเกี่ยวกับ CLOSE OFF PRESSURE ดังนั้นถ้าความดันในระบบสูงเกินขีดความสามารถของวาวล์ควบคุมแล้ว ก็อาจจะทำให้วาวล์เหล่านี้เสียหายได้ อย่างไรก็ตามในขณะที่ HEAD ของระบบน้ำเย็นยังไม่ลดลงถึงระดับที่จะหยุดเครื่องสูบน้ำลงได้หนึ่งเครื่อง เราก็สามารถที่จะลดความดันในระบบได้โดยการใช้ DIFFERENTIAL PRSSSURE CONTROLLER (DPC-2) มาควบคุมการปิดเปิดของ CHOKE VALVE (CV) CV นี้อาจจะเป็น MOTORIZED BUTTERFLY VALVE หรือวาวล์ชนิดอื่น ๆ ก็ได้ ถ้า DIFFERENTIAL PRESSURE ณ จุดที่ต้องการควบคุม (ในที่นี้เป็น RISER NO. 1) เกินขีดที่ต้องการ สัญญาณจาก DPC-2 จะบังคับให้ CV หรี่ลง เพื่อให้เกิดความดันลดที่ CV แทนที่จะเป็นความดันไปดันวาวล์ควบคุม ซึ่งเป็นการช่วยให้ระบบมีความดันอย่างเหมาะสมที่สุด ที่ CV จะมี DIFFERENTIAL PRESSURE CONTROLLER (DPC-3) ซึ่งจะทำหน้าที่หยุดเครื่องสูบน้ำลงหนึ่งเครื่อง เมื่อความดันลดที่ CV มีค่าเท่ากับ HEAD ของเครื่องสูบน้ำนั้น โดยปกติในขณะที่ CV เปิดเต็มที่ก็จะมีความดันลดอยู่แล้วในตัว CV เอง ฉนั้นการตั้ง DPC-3 จึงต้องให้เท่ากับ HEAD ของเครื่องสูบน้ำที่จะควบคุมรวมกับความดันลดของตัว CV เอง

ตำแหน่งของ DPC-2 นี้มีความสำคัญต่อการทำงานอย่างถูกต้องของระบบมาก ตำแหน่งที่ถูกต้องคือ ตำแหน่งที่จะให้ความดันแก่วาวล์ควบคุมของเครื่องส่งลมเย็นทุกเครื่องในระบบอย่างพอเพียงตลอดเวลา ถ้าเป็นระบบ REVERSE RETURN ดังเช่นรูปที่ 11 และสมมุติให้ว่า RISER NO.1 เป็น RISER ที่ต้องการ DIFFERENTIAL HEAD สูงสุดแล้ว ก็จะต้องตั้ง DPC-2 เท่ากับ DIFFERENTIAL

HEAD ที่ต้องการใน RISER นี้ ซึ่งหมายความว่าระบบจะมีความดันเพียงพอสำหรับการหมุนเวียนน้ำไปยังส่วนอื่น ๆ ของระบบเสมอ รูปที่ 12 แสดงถึงลักษณะการต่อเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรมแบบหนึ่งซึ่งจะสามารถทำงานได้ตามจุดประสงค์

ในการวิเคราะห์ระบบแบบเครื่องสูบน้ำต่ออนุกรม สมมุติให้ระบบดังรูปที่ 11 เป็นระบบปรับอากาศขนาดเดียวกันกับระบบแบบที่สอง โดยใช้เครื่องทำน้ำเย็นขนาด 400 x 3 ตัน (CH-1 ถึง CH-3) ในที่นี้ให้ความดันลดที่ CHOKE VALVE ในขณะเปิดเต็มที่เท่ากับ 6 ฟุต เพื่อที่จะได้แสดงถึงหลักการได้อย่างชัดแจ้ง จึงให้เลือกเครื่องสูบน้ำ P-4 และ P-5 ขนาดเท่ากับข้อมูลอื่นของระบบมีดังนี้

เครื่องทำน้ำเย็น :

ขนาดความเย็นเครื่องละ	400	ตัน
อัตราการไหลของน้ำเย็นเครื่องละ	960	GPM

ระบบท่อ :

HEADLOSS ใน SECONDARY CIRCUIT	100	FT.
DIFFERENTIAL HEAD	30	FT.
CHOKE VALVE	6	FT.

เครื่องสูบน้ำเย็น : P-4 P-5

อัตราสูบน้ำเย็นเครื่องละ		2880	GPM
TOTAL DYNAMIC HEAD	(100 + 30 + 6) / 2	68	FT.
มอเตอร์ขนาด		56	kW

ตารางที่ 9 FLOW-HEADLOSS ของระบบต่อเครื่องสูบน้ำอนุกรม

FLOW , GPM	2,880	2,600	2,200	1,800	1,000
PIPING HEADLOSS , FT.	100	82	58	39	12
DIFFERENTIAL HEAD , FT.	30	30	30	30	30
CHOKE VALVE , FT.	6	6	6	6	6
TOTAL HEAD , FT.	136	118	94	75	48

ตารางที่ 9 แสดงถึงค่าที่ใช้ในการเขียน SYSTEM CURVE ซึ่งแสดงพร้อมกับ PUMP CURVE อยู่ในรูปที่ 13 ส่วนรูปที่ 14 แสดงถึงกำลังที่ใช้ในการขับเครื่องสูบน้ำ P-4 และ P-5 ในขณะที่ระบบทำงานเต็มภาระความเย็น จุดทำงานของเครื่องสูบน้ำทั้งสองจะอยู่ที่จุด A เมื่อภาระความเย็นของระบบค่อย ๆ ลดลงจนถึงจุด C ตัวควบคุมความดัน DPC-3 จะหยุดเครื่องสูบน้ำ P-5 ทั้งนี้เพราะเครื่องสูบน้ำ P-4 เพียงเครื่องเดียวก็สามารถที่จะให้ความดันแก่ระบบอย่างเพียงพอแล้ว ดังนั้นกำลังที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำจึงเป็นเส้นเต็มในรูปที่ 14 และกำลังที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำที่ภาระความเย็นต่าง ๆ กัน แสดงอยู่ในตารางที่ 10 เพื่อประกอบกับการวิเคราะห์ความสามารถในการประหยัดพลังงานต่อไป

ตารางที่ 10 กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็นของระบบต่อเครื่องสูบน้ำอนุกรม

ภาระความเย็น	กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็น kW
40 % (480 ตัน 1152 GPM)	35
50 % (600 ตัน 1440 GPM)	38
60 % (720 ตัน 1728 GPM)	42
70 % (840 ตัน 2016 GPM)	45
80 % (960 ตัน 2304 GPM)	96
90 % (1080 ตัน 2592 GPM)	100
100 % (1200 ตัน 2880 GPM)	105

ในการวิเคราะห์เกี่ยวขับพลังงาน จะสมมติให้ประสิทธิภาพของมอเตอร์มีค่าคงที่เท่ากับ 0.89 ตลอดเวลา และจะใช้สัดส่วนการทำงานของระบบปรับอากาศตลอดทั้งปีดังเช่นตารางที่ 4 โดยจะเปรียบเทียบความสามารถในการประหยัดพลังงานกับระบบที่มีอัตราการหมุนเวียนน้ำเย็นคงที่ ผลการคำนวณทั้ง 5 กรณี มีดังนี้

กรณี	1	2	3	4	5
พลังงานประหยัดได้ %	41.8	36.6	33.5	30.4	24.5

ผลการคำนวณแสดงให้เห็นว่าระบบน้ำเย็น แบบใช้เครื่องสูบน้ำต่ออนุกรมกัน สามารถที่จะประหยัดพลังงานได้มากกว่าระบบน้ำเย็นแบบใช้เครื่องสูบน้ำต่อขนานกัน สำหรับระบบดังตัวอย่างนี้ จากรูปที่ 13 จะเห็นได้ว่า การทำงานของเครื่องสูบน้ำเย็นเพียงเครื่องเดียวสามารถที่จะใช้งานได้ถึง 70 เปอร์เซนต์ ของภาระความเย็นแทนที่จะเป็นเพียง 50 เปอร์เซนต์ ในการออกแบบเครื่องสูบน้ำเย็นแบบต่ออนุกรม ผู้ออกแบบอาจจะเลือก HEAD ของเครื่องสูบน้ำเย็นทั้งสองเครื่องเท่ากับ 1/3

และ 2/3 ของระบบก็ได้ ซึ่งจะทำให้สามารถควบคุมให้การทำงานของระบบมี HEAD ได้ 3 ขั้น แทนที่จะเป็นเพียง 2 ขั้น ดังตัวอย่างที่ได้ทำการวิเคราะห์ ซึ่งหมายความว่าจะทำให้สามารถประหยัดพลังงานได้มากขึ้นอีก

๔.๒ ระบบน้ำเย็นแบบเครื่องสูบน้ำ 2 ความเร็ว

ระบบน้ำเย็นแปรเปลี่ยนดังรูปที่ 11 อาจจะใช้เครื่องสูบน้ำเพียงเครื่องเดียว แต่ขับโดยมอเตอร์ที่สามารถเปลี่ยนแปลงความเร็วได้ 2 ความเร็ว ระบบที่ใช้มอเตอร์ 2 ความเร็วนี้ก็จะมีคุณลักษณะของการทำงานเช่นเดียวกับการใช้เครื่องสูบน้ำต่ออนุกรมกันนั่นเอง ข้อแตกต่างกันก็คือระบบสามารถที่จะแปรเปลี่ยน HEAD ได้เพียง 2 ขั้น เท่านั้น รูปที่ 15 แสดงถึงระบบ VWV แบบใช้เครื่องสูบน้ำ 2 ความเร็ว ในการวิเคราะห์ระบบจะสมมุติให้ระบบมีข้อมูลและการทำงานเช่นเดียวกับระบบในรูปที่ 11 ส่วนที่แตกต่างกันไปคือ เครื่องสูบน้ำเย็น P-4 ของรูปที่ 15 มีข้อมูลดังนี้

ที่ความเร็ว 1450 RPM : 2880 GPM 136 FT. 150 kW = 0.7

ที่ความเร็ว 950 RPM : 1887 GPM 58 FT. 30 kW = 0.7

รูปที่ 16 และ 17 แสดงถึง PUMP CURVE SYSTEM CURVE และกำลังงานที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำ 2 ความเร็ว โดยให้มอเตอร์ที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำมีความเร็ว 950 RPM และ 1450 RPM โดยปกติแล้วเมื่อมีข้อมูลเกี่ยวกับ PUMP CURVE ที่ความเร็วสูงแล้วก็จะสามารถสร้าง PUMP CURVE ที่ความเร็วต่ำได้ โดยไม่ต้องใช้ PUMP CURVE ของผู้ผลิตอีก ทั้งนี้เพราะว่าจากกฎเกี่ยวกับเครื่องสูบน้ำเราทราบว่า อัตราการไหลแปรตามความเร็ว และ HEAD แปรตามความเร็วยกกำลังสอง

ตัวอย่างเช่น ที่จุด A มีอัตราการไหล 2880 GPM ที่ 136 ฟุต เมื่อความเร็ว 1450 RPM ดังนั้น ที่ความเร็ว 950 PRM เครื่องสูบน้ำจะทำงานที่จุด A_1 ซึ่งมีอัตราการไหลและ HEAD ดังนี้

$$Q = \frac{(2880)(950)}{1450} = 1887 \text{ GPM}$$

$$H = 136 \left(\frac{950}{1450} \right)^2 = 58 \text{ FT.}$$

ในทำนองเดียวกัน จุด B ที่ความเร็ว 1450 RPM ก็จะกลายเป็นจุด B_1 ที่ความเร็ว 950 RPM เป็นต้น

สำหรับระบบนี้ เครื่องสูบน้ำเย็นจะทำงานที่ความเร็ว 1450 RPM จนกระทั่งอัตราการไหลลดลงถึงจุด C จากนั้น DIFFERENTIAL PRESSURE CONTROLLER DPC-3 ก็จะบังคับให้เครื่องสูบน้ำเย็น P-4 ทำงานที่ความเร็ว 950 RPM ในที่นี้จุดเปลี่ยนความเร็วจะอยู่ 1570 GPM ซึ่งจากรูปที่ 17 จะเห็นได้ว่า เราสามารถที่จะประหยัดพลังงานที่ใช้ในระบบลงไปได้มาก ตารางที่ 11 แสดงถึงกำลังงานที่ต้องใช้ในการขับเครื่องสูบน้ำเย็น P-4 ที่ภาระความเย็นต่าง ๆ กัน ซึ่งผลของการคำนวณถึงความสามารถในการประหยัดพลังงานทั้ง 5 กรณี มีดังนี้

กรณี	1	2	3	4	5
พลังงานประหยัดได้ %	29.6	22.4	18.7	15	8.4

ตารางที่ 11 กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็นของระบบเครื่องสูบน้ำ 2 ความเร็ว

ภาระความเย็น	กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็น kW
40 % (480 ตัน 1152 GPM)	24
50 % (600 ตัน 1440 GPM)	26
60 % (720 ตัน 1728 GPM)	83
70 % (840 ตัน 2016 GPM)	89
80 % (960 ตัน 2304 GPM)	94
90 % (1080 ตัน 2592 GPM)	100
100 % (1200 ตัน 2880 GPM)	105

จากผลการคำนวณแสดงให้เห็นว่า การใช้เครื่องสูบน้ำ ความเร็วสามารถประหยัดพลังงานได้น้อยกว่า การใช้เครื่องสูบน้ำต่อขนานกัน ทั้งนี้เพราะการออกแบบระบบจะถูกจำกัดด้วยความเร็วของมอเตอร์ ซึ่งเป็นอุปกรณ์มาตรฐาน จึงไม่มีความยืดหยุ่นในการออกแบบดังเช่นระบบที่ผ่านมา ซึ่งขึ้นอยู่กับการเลือกและจัดการใช้เครื่องสูบน้ำให้มีประสิทธิภาพและเหมาะสมกับระบบที่สุด มอเตอร์ 2 ความเร็วซึ่งผลิตออกมาเป็นมาตรฐาน ที่อาจจะเลือกใช้ในระบบได้มีดังนี้ คือ 2900/1450 1450/950 1450/700 และ 950/700 RPM

๔.๓ ระบบน้ำเย็นแบบเครื่องสูบน้ำแปรเปลี่ยนความเร็ว

จากระบบน้ำเย็นหมุนเวียนที่ผ่านมาจะเห็นว่า นอกจาก ณ จุดที่ออกแบบแล้ว การทำงานของระบบน้ำเย็นแปรเปลี่ยนจะเสียพลังงานไปที่ CHOKE VALVE หรือ 2-WAY CONTROL VALVE โดยมิได้ก่อเกิดประโยชน์แต่อย่างใด พลังงานที่สูญเสียไปนี้จะมากหรือน้อยก็ขึ้นอยู่กับการจัดระบบการควบคุมระบบ และการเลือกใช้ชนิดของเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ การใช้พลังงานจะประหยัดที่สุดเมื่อเราสามารถแปรเปลี่ยนความเร็วของเครื่องสูบน้ำเย็นให้พอเหมาะกับความต้องการของระบบอยู่ทุก ๆ ขณะ นั่นคือการใช้เครื่องสูบน้ำที่ขับโดยมอเตอร์ที่แปรเปลี่ยนความเร็วได้ตามความต้องการของระบบ ระบบดังกล่าวนี้มีลักษณะคล้ายคลึงกับรูปที่ 15 ส่วนที่แตกต่างกันก็คือ การใช้สัญญาณจาก DPC-2 มาควบคุมความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำแปรเปลี่ยนความเร็ว P-4 โดยตรง ดังเช่นที่แสดงอยู่ในรูปที่ 18

มอเตอร์ชนิดแปรเปลี่ยนความเร็วสำหรับการใช้ขับเครื่องสูบน้ำมีหลายชนิด ประสิทธิภาพการขับในขณะที่แปรเปลี่ยนความเร็วจะแตกต่างกันไป ซึ่งผู้ออกแบบระบบจะต้องศึกษาให้ดีก่อนที่จะเลือกใช้ รูปที่ 19 แสดงถึงประสิทธิภาพการขับ (DRIVE EFFICIENCY) ที่ครอบคลุมถึงมอเตอร์ชนิดแปรเปลี่ยนความเร็วหลายแบบที่มีใช้กันอยู่ [9] ชนิดของมอเตอร์ซึ่งเรียงตามประสิทธิภาพการขับจากต่ำสุดไปถึงสูงสุด คือ

- Variable (interrupted) voltage
- Hydraulic clutch
- Eddy current
- Wound rotor
- Pulse with modulating adjustable frequency
- Current source adjustable frequency
- Voltage source adjustable frequency
- static DC
- Regenerative

การวิเคราะห์ระบบในที่นี้จะสมมุติให้เลือกมอเตอร์ขับเครื่องสูบน้ำเย็นสำหรับ SECONDARY CIRCUIT เป็นแบบ VARIABLE VOLTAGE ซึ่งมีประสิทธิภาพการขับดังกราฟประสิทธิภาพต่ำสุดในรูปที่19 และให้พิจารณาระบบที่มีขนาดเดียวกันกับระบบในรูปที่ 15 เพื่อที่จะสามารถเปรียบเทียบกับระบบอื่น ๆ ที่ได้ทำการวิเคราะห์มาแล้วได้ เนื่องจาก VARIABLE VOLTAGE DRIVE นี้เป็นแบบ SLIP DRIVE ดังนั้นขั้นแรกจึงต้องทำการเลือก BASE SPEED PUMP CURVE สำหรับจุดที่ทำการออกแบบ ทั้งนี้เพราะ SLIP VARIABLE SPEED DRIVE จะทำงานที่ความเร็วรอบน้อยกว่าความเร็วหลัก (BASE SPEED) ซึ่งส่วนใหญ่จะเท่ากับ 2900 RPM หรือ 1450 RPM โดยปกติแล้วการขับแบบนี้มักจะทำงานที่ 90 เปอร์เซ็นต์ของความเร็วหลัก เพราะฉนั้นเราจึงต้องปรับจุดที่ออกแบบของระบบน้ำเย็นหมุนเวียนให้ตรงกับจุดที่เลือกความเร็วหลักเสียก่อน สำหรับระบบ VWV ที่พิจารณาอยู่นี้ จุดที่ออกแบบของระบบ คือ 2880 GPM 136 FT. และเมื่อปรับตามความเร็วหลักแล้ว จะต้องเลือกเครื่องสูบน้ำ P-4 ให้ได้ดังนี้ คือ

อัตราการไหล = 2880/0.9 = 3200 GPM

HEAD = $136/(0.9)^2$ = 168 FT.

ดังนั้น สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำชนิดแปรเปลี่ยนความเร็วนี้จะต้องเลือกเครื่องสูบน้ำเย็นให้ได้ 3200 GPM 168 FT. ที่ 1450 RPM

ในการวิเคราะห์ระบบจำเป็นที่จะต้องทราบการทำงานของเครื่องสูบน้ำที่ความเร็วต่าง ๆ กัน โดยปกติแล้วผู้ผลิตมักจะมิได้ให้ข้อมูลนี้ไว้ อย่างไรก็ตามถ้าเราทราบ PUMP CURVE ที่ความเร็วหนึ่งแล้ว เราก็จะสามารถสร้าง PUMP CURVE ที่ความเร็วอื่น ๆ ได้ สำหรับ PUMP CURVE ที่ความเร็ว 1450 RPM พร้อมกับประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ (จุดที่ 1 ถึง 5) แสดงอยู่เป็นกราฟเส้นบนสุดของรูปที่ 20 ส่วน PUMP CURVE ที่ความเร็วอื่น ๆ สามารถที่จะสร้างได้โดยใช้กฎของเครื่องสูบน้ำ ในการสร้าง PUMP CURVE ให้เริ่มจากจุดใดจุดหนึ่งของประสิทธิภาพ η_p ก่อนก็ได้ เช่น ที่จุด 1 ในรูปที่ 20 เราทราบว่า ที่ 1450 RPM. เครื่องสูบน้ำจะทำงานอยู่ที่ 1250 GPM 200 FT. ฉนั้นถ้าเครื่องสูบน้ำมีความเร็วรอบ 1350 RPM หรือที่ (1350)(100)/1450 = 90% SYNCHRONOUS SPEED แล้ว จะทำงานอยู่ที่

$$Q = (1250)(0.9) = 1125 \text{ GPM}$$

$$H = (200)(0.9)^2 = 162 \text{ FT.}$$

ซึ่งแสดงเป็นจุดที่ 6 อยู่ในรูปที่ 20 สำหรับจุดอื่น ๆ ที่ใช้ในการเขียน PUMP CURVE ที่ความเร็วต่าง ๆ กันแสดงอยู่ในตารางที่ 12 ซึ่งสามารถคำนวณได้ในทำนองเดียวกันนี้

ในการสร้างกราฟแสดงถึงกำลังที่ใช้ในการขับเครื่องสูบน้ำ ให้เขียน SYSTEM CURVE ทับลงในรูปที่ 20 ด้วย จากจุดที่ SYSTEM CURVE ติดกับ PUMP CURVE (จุด A ถึง E) พร้อมกับค่าของประสิทธิภาพการขับในรูปที่ 19 ทำให้เราสามารถคำนวณกำลังที่ใช้สำหรับขับเครื่องสูบน้ำได้ ค่าเหล่านี้แสดงอยู่ในตารางที่ 13 และกราฟแสดงอยู่ในรูปที่ 21 สำหรับความสามารถในการประหยัดพลังงานที่ 5 กรณี เมื่อเทียบกับระบบอัตราหมุนเวียนน้ำเย็นคงที่จะได้ผลการคำนวณดังนี้

กรณี	1	2	3	4	5
พลังงานประหยัดได้ %	33.9	29.7	27.2	25.1	21.7

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 12 ข้อมูลสำหรับการสร้าง PUMP CURVE

SYNCHRONOUS SPEED %	RATED DRIVE SPEED %	DRIVE SPEED RPM	η_p = 50 %		η_p = 55 %		η_p = 60 %		η_p = 65 %		η_p = 70 %	
			FLOW GPM	HEAD FT.	FLOW GPM	HEAD FT.	FLOW GPM	HEAD FT.	FLOW GPM	HEAD FT.	FLOW GPM.	HEAD FT.
100	-	1450	1250	200	1780	200	2250	195	2750	187	3200	168
90	100	1305	1125	162	1602	162	2025	158	2475	151	2880	136
80	88.9	1160	1000	128	1424	128	1800	125	2200	120	2560	106
70	77.8	1015	875	98	1246	98	1575	96	1925	92	2240	82
60	66.7	870	750	72	1068	72	1350	70	1650	67	1920	60
50	55.6	725	625	50	890	50	1125	49	1375	47	1600	42
40	44.4	580	500	32	712	32	900	31	1100	30	1280	27

ตารางที่ 13 ข้อมูลสำหรับการสร้างกราฟแสดงถึงกำลังที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำ

จุด	SYNCHRONOUS SPEED %	RATED DRIVE SPEED %	FLOW GPM	HEAD FT.	η_p %	η_m %	POWER kW
A	90	100	2800	136	70	87	121.3
B	80	88.9	2500	110	68	73	104.5
C	70	77.8	2100	89	67	61	82.3
D	60	66.7	1610	68	64	50	64.6
E	50	55.6	1090	50	59	40	43.6

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 5

การอภิปรายและสรุปผล

งานวิจัยนี้ได้แสดงถึงการวิเคราะห์และออกแบบระบบน้ำเย็นแปรเปลี่ยนสำหรับการปรับอากาศเพื่อการประหยัดพลังงาน ระบบที่ศึกษามีอยู่ 4 แบบ คือ แบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นต่อขนาน แบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นต่ออนุกรม แบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นขับโดยมอเตอร์สองความเร็วและแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นขับโดยมอเตอร์ชนิดแปรเปลี่ยนความเร็ว ในการเปรียบเทียบระหว่างทั้ง 4 ระบบ ซึ่งมีขนาดเท่ากันและทำงานที่ภาระความเย็นเดียวกัน ได้ผลการประหยัดพลังงานซึ่งเรียงลำดับจากมากไปหาน้อยได้ดังนี้

1. ระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นต่ออนุกรม
2. ระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นต่อขนาน
3. ระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นขับโดยมอเตอร์ชนิดแปรเปลี่ยนความเร็ว
4. ระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นขับโดยมอเตอร์สองความเร็ว 1450/950 RPM

ในระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็น 2 เครื่องต่ออนุกรมกัน ผู้เขียนได้ทำการเลือกให้แต่ละเครื่องมีขนาดเท่ากัน ทำให้สามารถลด Head ของระบบได้เพียง 2 ขั้นเท่านั้น โดยปกติการเลือก Head ของแต่ละเครื่องนี้จะขึ้นอยู่กับภาระความเย็นที่แปรเปลี่ยนของระบบปรับอากาศ ซึ่งต้องการวิเคราะห์ถึงภาระความเย็นที่อาจจะแปรเปลี่ยนไปตลอดทั้งปี แล้วจึงทำการเลือก Head ของแต่ละเครื่องให้เหมาะสมกับภาระความเย็นของระบบที่สุด กรณีเช่น ถ้าจัด Head ของเครื่องสูบน้ำทั้งสองเป็น 2/3 และ 1/3 ของระบบแล้ว ก็จะทำให้สามารถแปรเปลี่ยน Head ของระบบได้ถึง 3 ขั้น โดยอาศัยอุปกรณ์ควบคุมที่เหมาะสมประกอบ ซึ่งย่อมจะช่วยให้ระบบทำงานเข้าใกล้จุดที่เหมาะสมที่สุดได้ จึงเป็นการเพิ่มขีดความสามารถในการประหยัดพลังงานขึ้นอีก

สำหรับระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นต่อขนานกัน และระบบแบบแปรเปลี่ยนความเร็วของเครื่องสูบน้ำ ให้ผลของการประหยัดพลังงานที่ใกล้เคียงกันมาก จนสามารถถือได้ว่าได้ผลเท่ากัน ในทางทฤษฎีแล้วระบบชนิดหลังนี้ควรจะประหยัดพลังงานได้สูงสุด แต่เนื่องจากประสิทธิภาพของมอเตอร์ในขณะที่ทำงานที่ความเร็วรอบต่ำจะมีค่าน้อยลงไปด้วย จึงมีผลให้ไม่สามารถประหยัดพลังงานลงได้เท่าที่ควร การเลือกมอเตอร์ชนิดแปรเปลี่ยนความเร็วชนิดอื่น ๆ ซึ่งประสิทธิภาพไม่ลดลงมากนักควรจะให้ผลในด้านการประหยัดพลังงานสูงกว่าระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำต่อขนานกัน อย่างไรก็ตาม การใช้เครื่องสูบน้ำเย็นต่อขนานกันจะมีการสึกหรอน้อยกว่า เพราะระบบจะเดินเฉพาะเครื่องสูบน้ำตามจำนวนที่จำเป็นเท่านั้น อีกประการหนึ่ง ราคาของมอเตอร์และอุปกรณ์ประกอบของระบบที่แปรเปลี่ยนความเร็วของเครื่องสูบน้ำนี้จะสูงกว่าระบบอื่น ๆ ที่กล่าวมาแล้วมาก ดังนั้นจึงควรที่จะเลือกใช้ระบบอื่นมากกว่า ส่วนระบบแบบใช้เครื่องสูบน้ำเย็นขับโดยมอเตอร์ที่แปรเปลี่ยนได้สองความเร็วให้ผลการประหยัดพลังงานน้อยที่สุด จึงไม่ควรจะนำมาใช้กับระบบปรับอากาศขนาดใหญ่

จากข้อวิจารณ์ดังกล่าว จะเห็นได้ว่าควรจะเลือกใช้ระบบแบบต่อเครื่องสูบน้ำเย็นอนุกรมหรือขนานกันเท่านั้น สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำต่ออนุกรมกันจะมีความยืดหยุ่นในการออกแบบมากกว่า โดยการเลือก Head ของแต่ละเครื่องให้พอเหมาะกับความต้องการได้ เนื่องจากระบบชนิดนี้ ควบคุมเครื่องสูบน้ำได้โดยอาศัย Differential Pressure จึงมีความจำเป็นที่จะต้องทำการวิเคราะห์ความดันลดของระบบอย่างละเอียด ทั้งนี้เพราะการตั้ง Differential Pressure ที่ใช้ในการควบคุมเครื่องสูบน้ำเย็นผิดไป อาจจะมีผลให้ไม่สามารถจ่ายน้ำเย็นไปยังระบบได้อย่างพอเพียง อีกประการหนึ่งระบบน้ำเย็นสำหรับการปรับอากาศขนาดใหญ่มักจะประกอบด้วยระบบท่อแบบ Reverse Return และ Direct Return ผสมกันอยู่ ซึ่งมีผลให้การเลือกตำแหน่งสำหรับ Differential Pressure Controller กระทำได้ยาก ในกรณีเช่นนี้การใช้ระบบเครื่องสูบน้ำเย็นต่อขนานกันจะมีความสะดวกและปลอดภัยในการออกแบบมากกว่า

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บรรณานุกรม

1. WILLIAM J. COAD, "Energy Analysis for Existing Buildings," HPAC, Sept. 1980.

2. WILLIAM J. COAD, "Phase II : Energy Analysis for Existing Building," HPAC, Oct. 1980.

3. WILLIAM J. COAD, "Energy Audit III : Components of Energy Use," HPAC Oct. 1979.

4. HENRY OBLER, "VAV System Eliminates Overcooling," HPAC, Aug, 1979.

5. LEON KLOOSTRA, "VAV System Saves 38% of Energy Usage," HPAC, Dec. 1979.

6. WILLIAM J. COAD, "Energy Concepts of Air Handling Systems," HPAC, Aug. 1980.

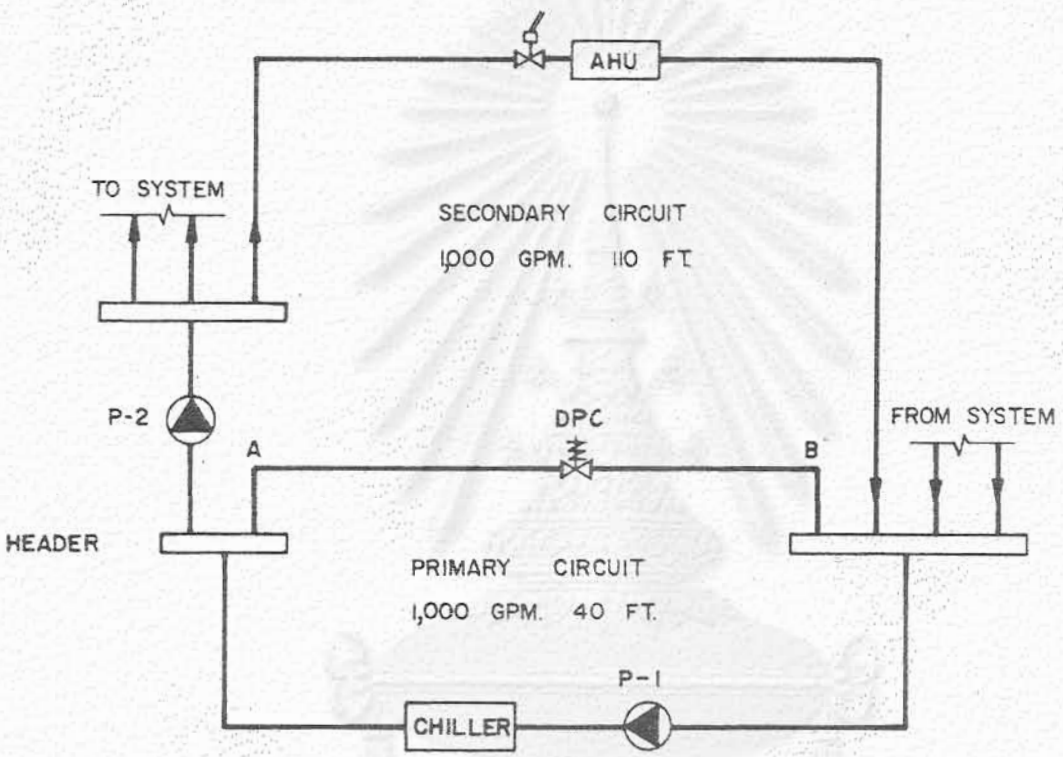
7. J. BRIAN DIETZ, "Tube Cleaning Improves Chiller Operation," HPAC, April 1979.

8. F. KREITH, J.F. KREIDER, Principles of Solar Engineering, McGraw Hill, 1978, Chap. 5.

9. ASHRAE HANDBOOK & PRODUCT DIRECTORY, 1979, EQUIPMENT VOLUME, Chap. 30.

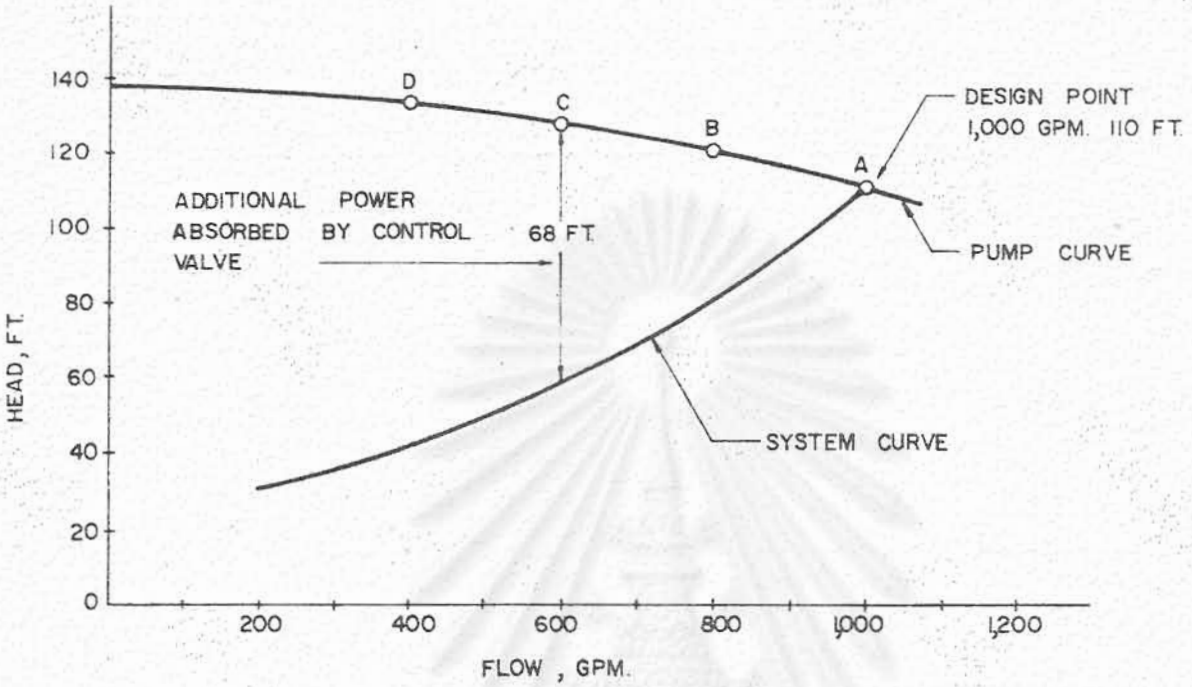
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

018428

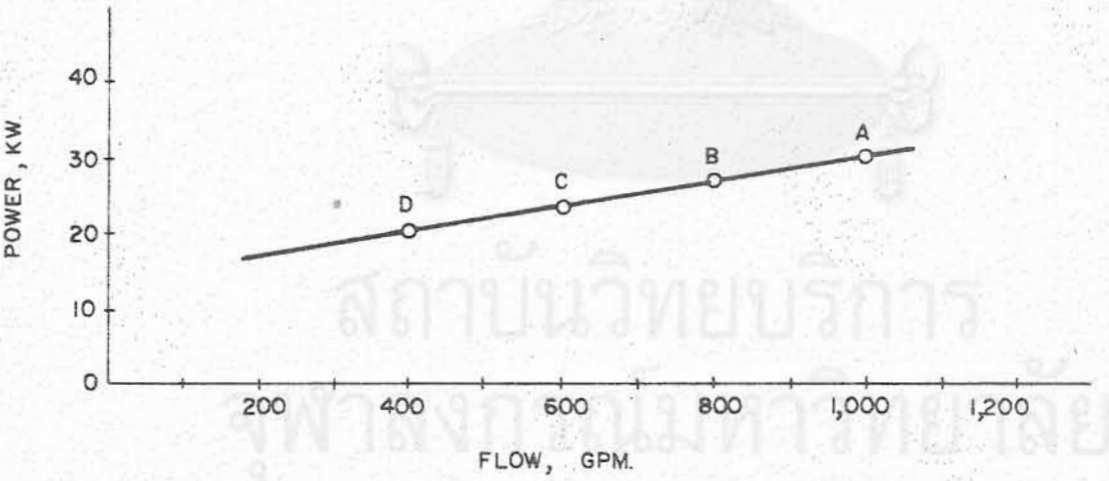


รูปที่ 1. แสดงถึงหลักการของระบบ VWV

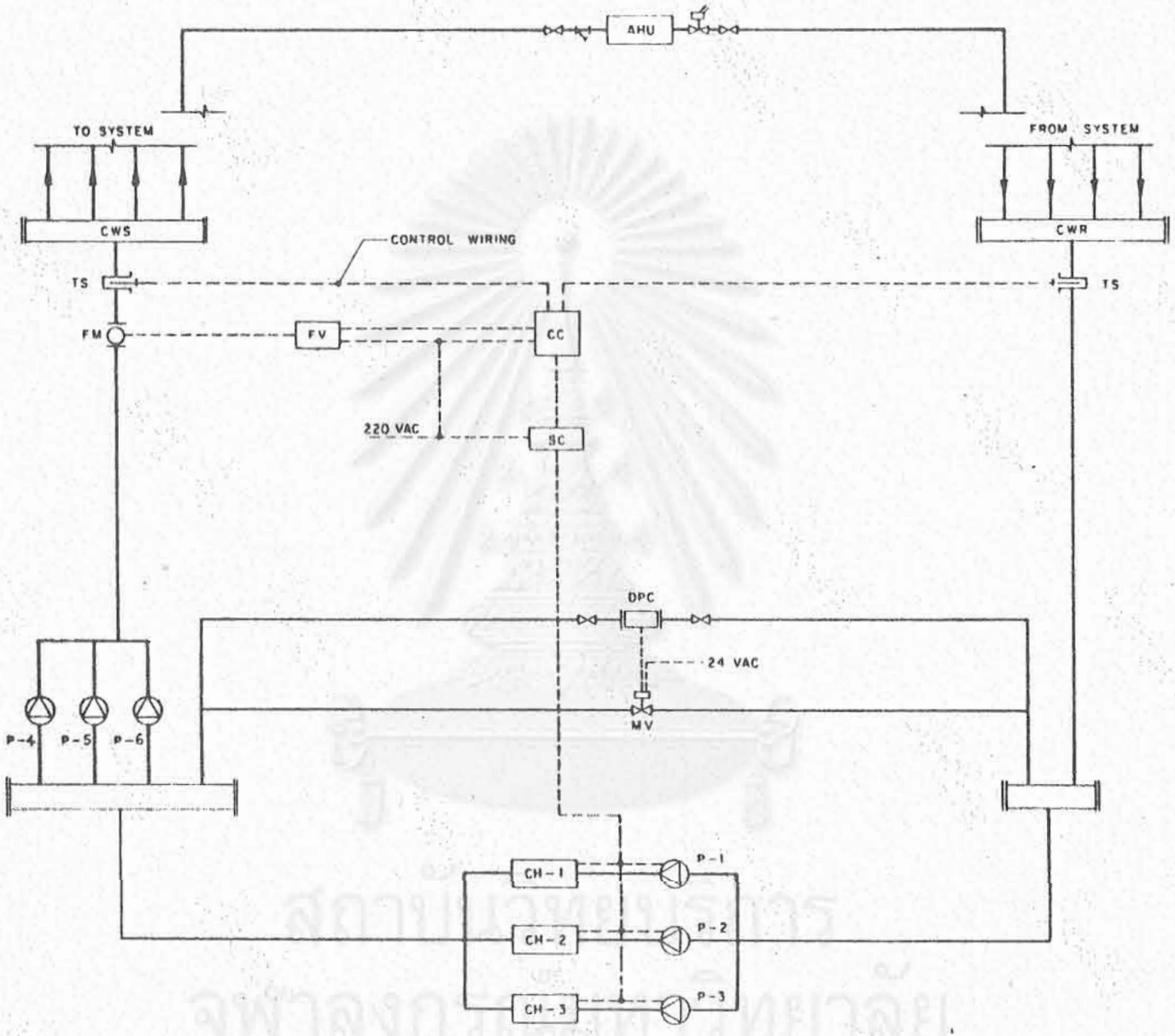
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



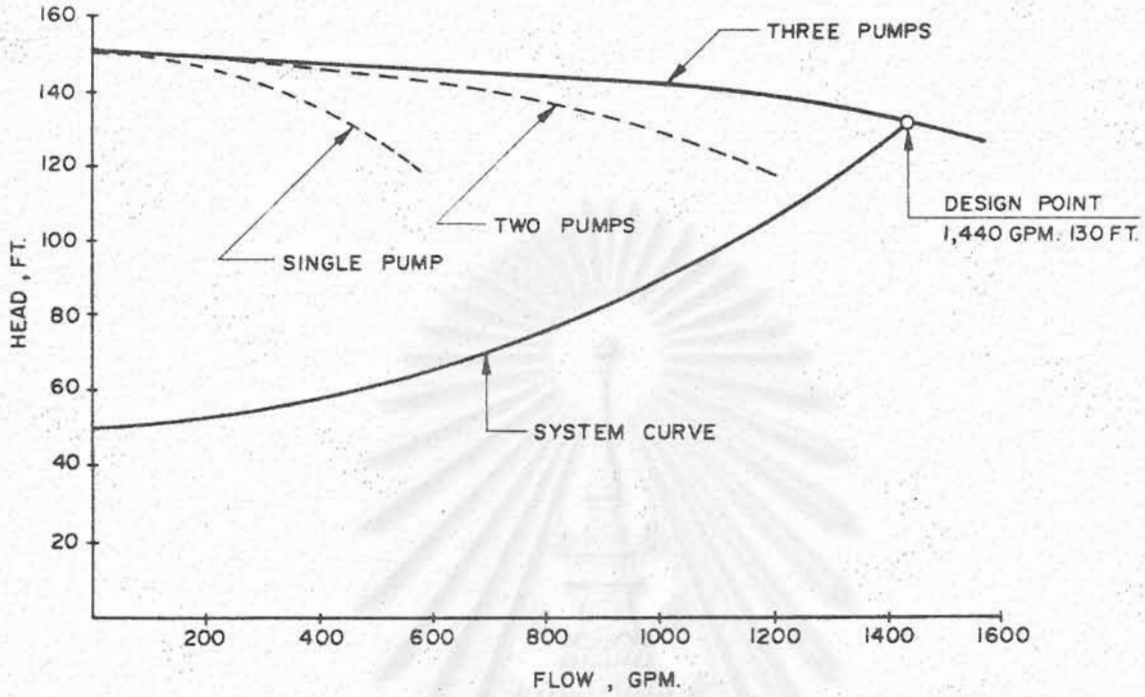
รูปที่ 2. PUMP CURVE และ SYSTEM CURVE



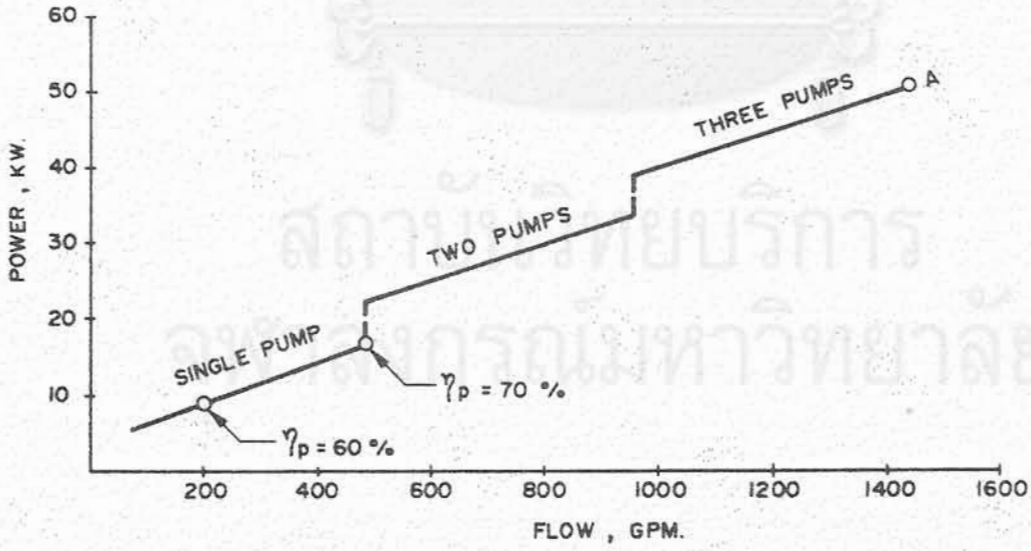
รูปที่ 3. กำลังงานที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำเย็น



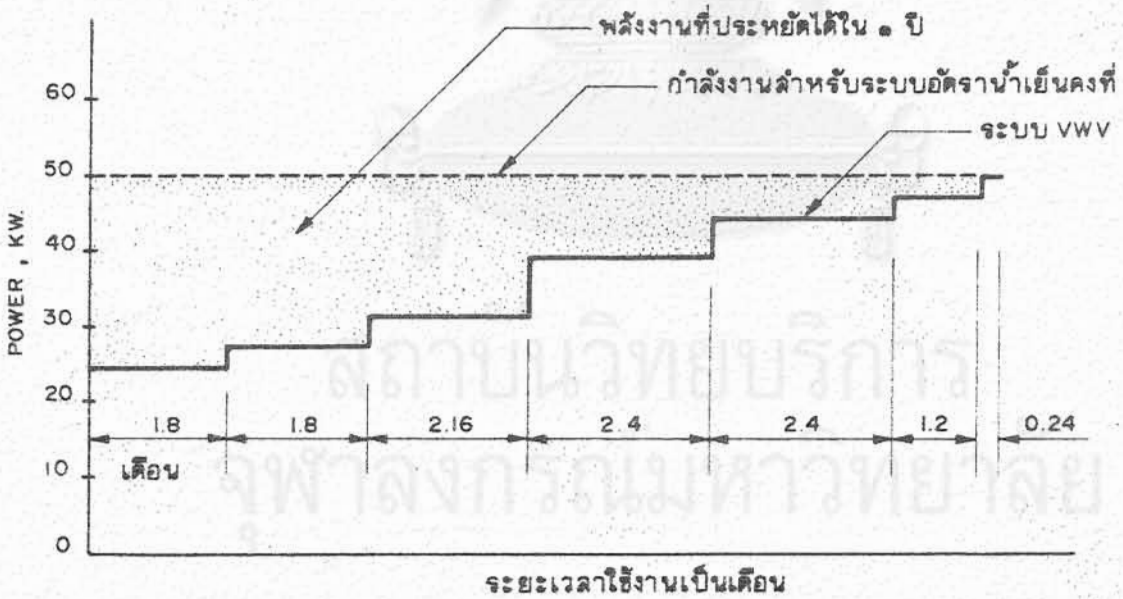
รูปที่ 4. ระบบVWV แบบที่ 1



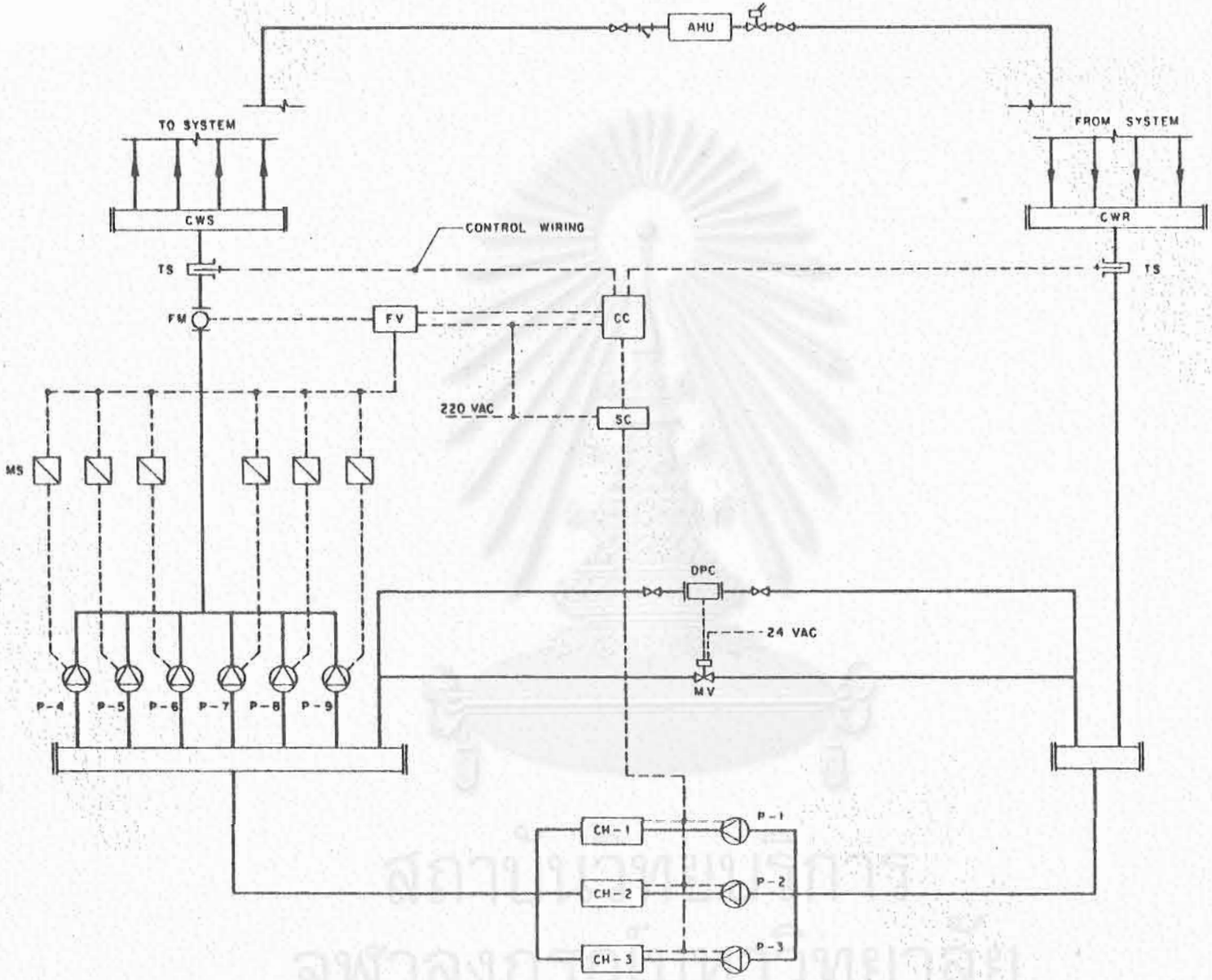
รูปที่ 5. PUMP CURVE และ SYSTEM CURVE ระบบแบบที่ 1



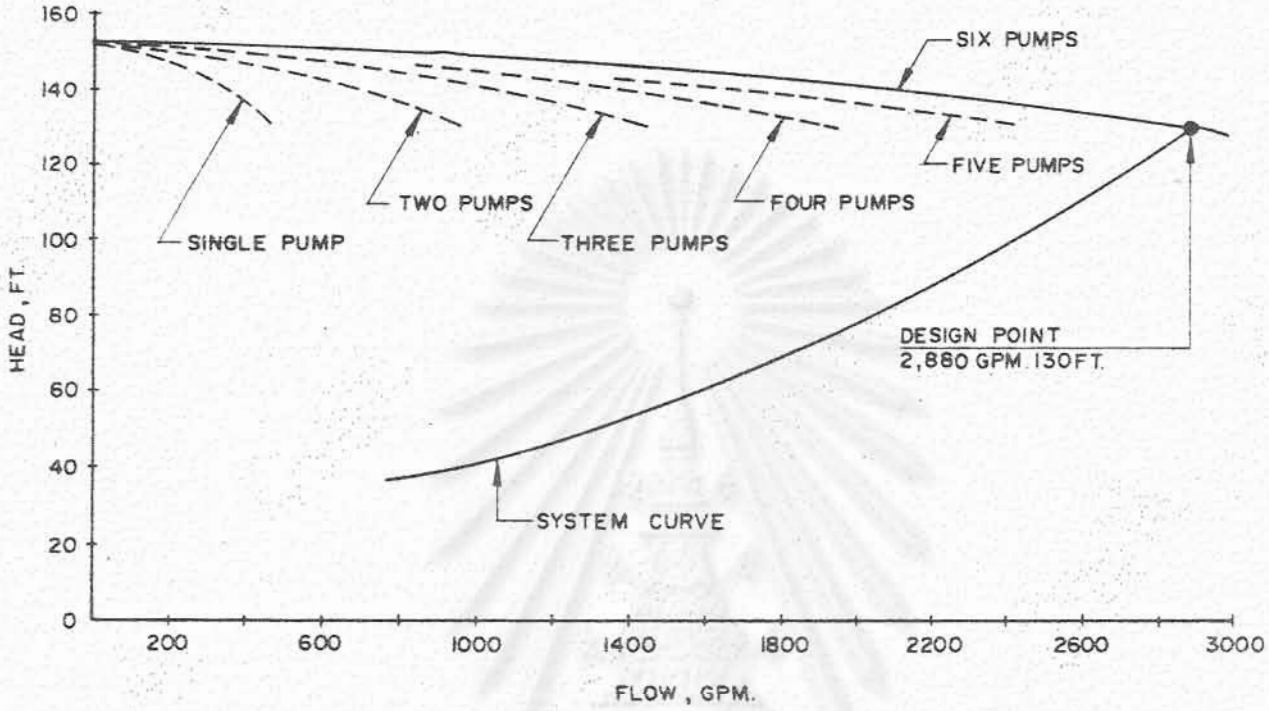
รูปที่ 6. กำลังที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำเย็นสำหรับระบบVWV แบบที่ 1



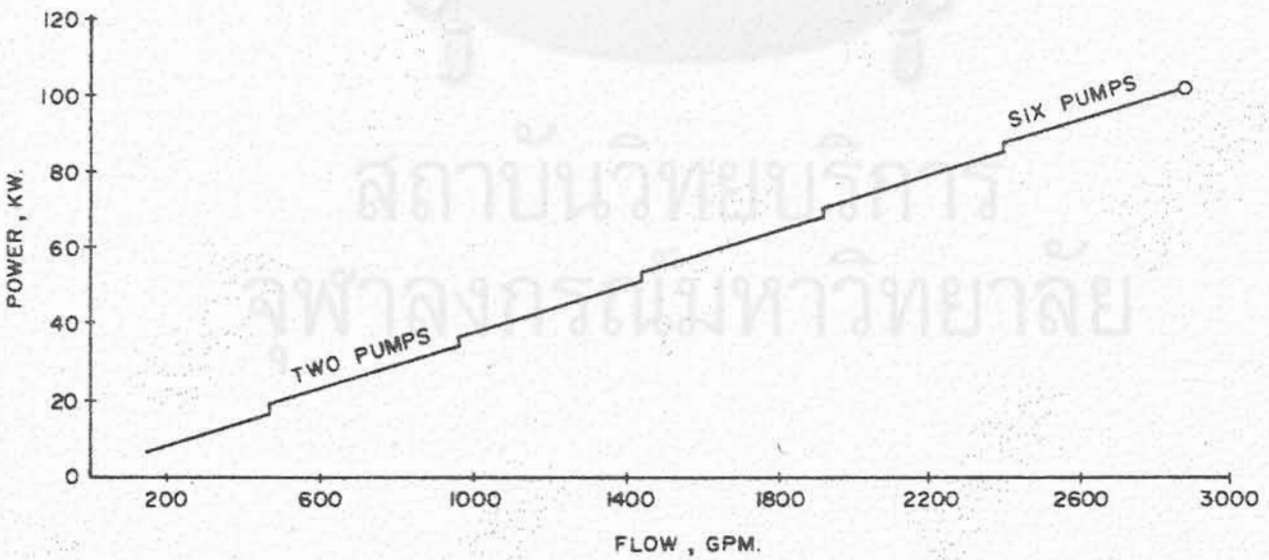
รูปที่ 7 ความสามารถในการประหยัดพลังงานของระบบแบบที่ 1 กรณีที่ 1



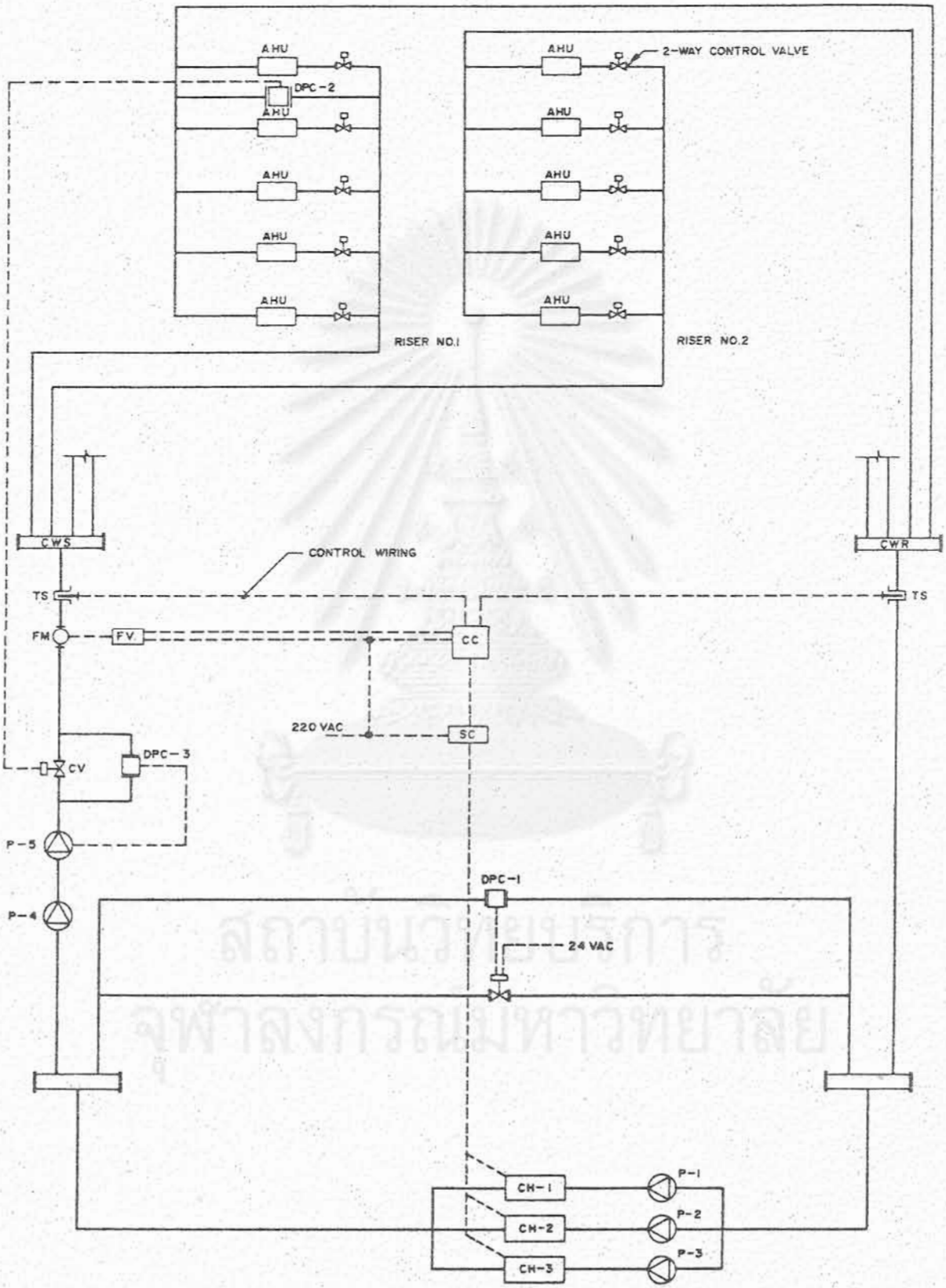
รูปที่ 8. ระบบVWV แบบที่ 2



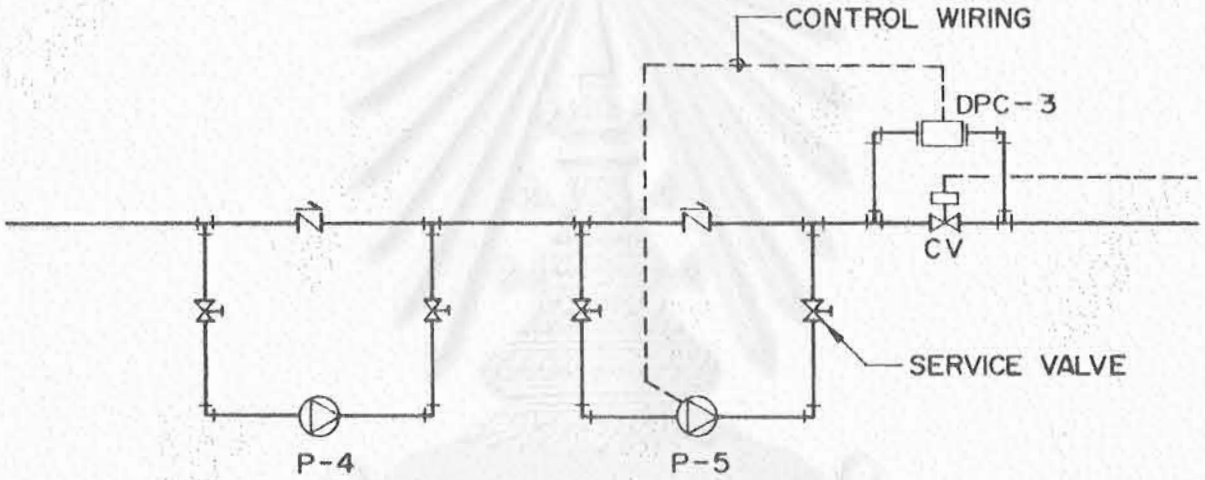
รูปที่ 9. PUMP CURVE และ SYSTEM CURVE ของ ระบบแบบที่ 2



รูปที่ 10. กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็น ของ ระบบแบบที่ 2

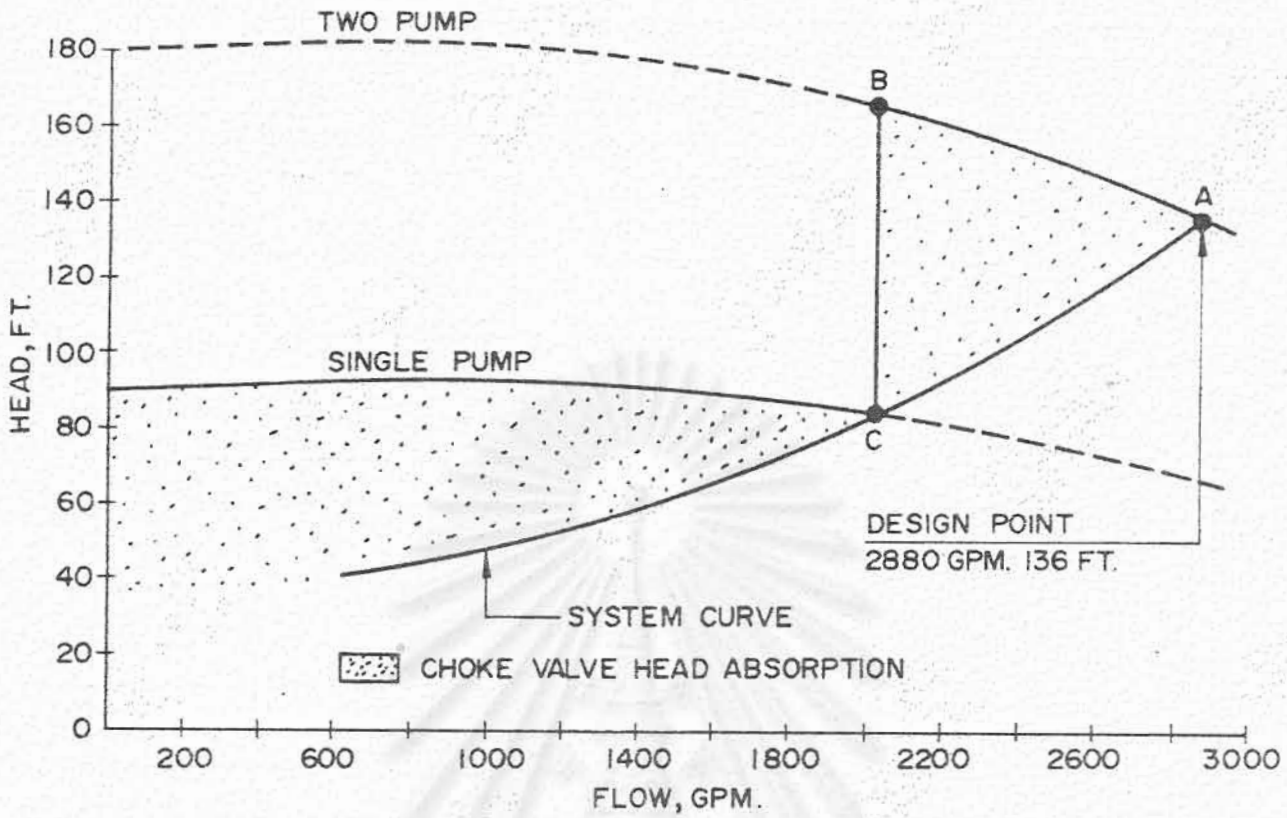


รูปที่ ๑ ระบบ VWV แบบเครื่องสูบน้ำต่ออนุกรม

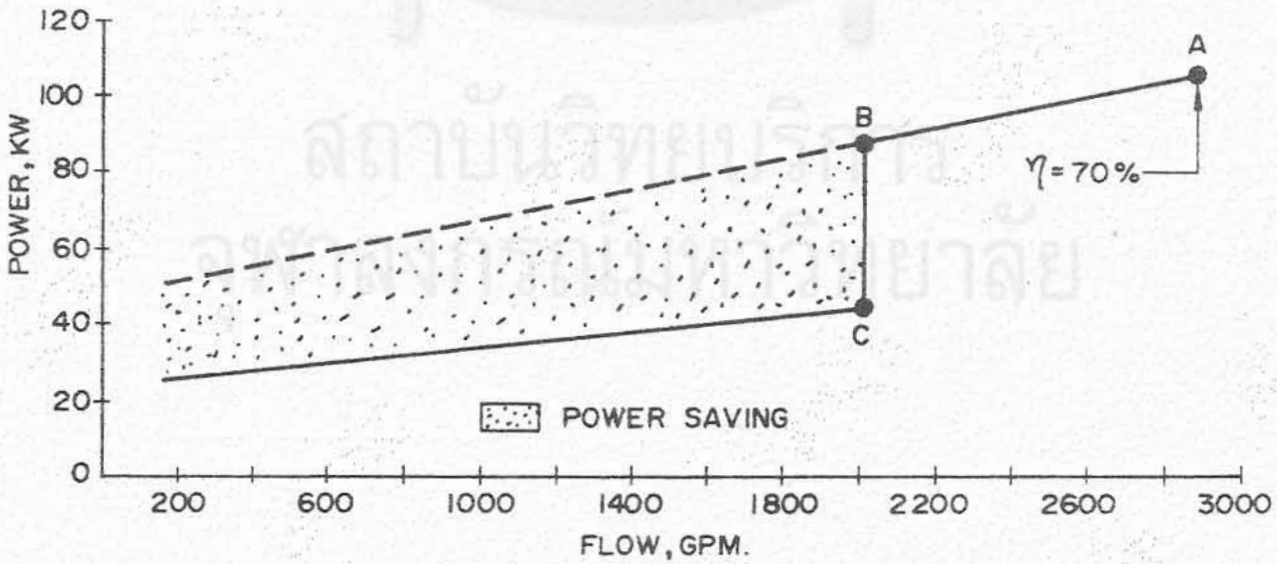


รูปที่ 12. ไดอะแกรมแสดงการต่อเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรม

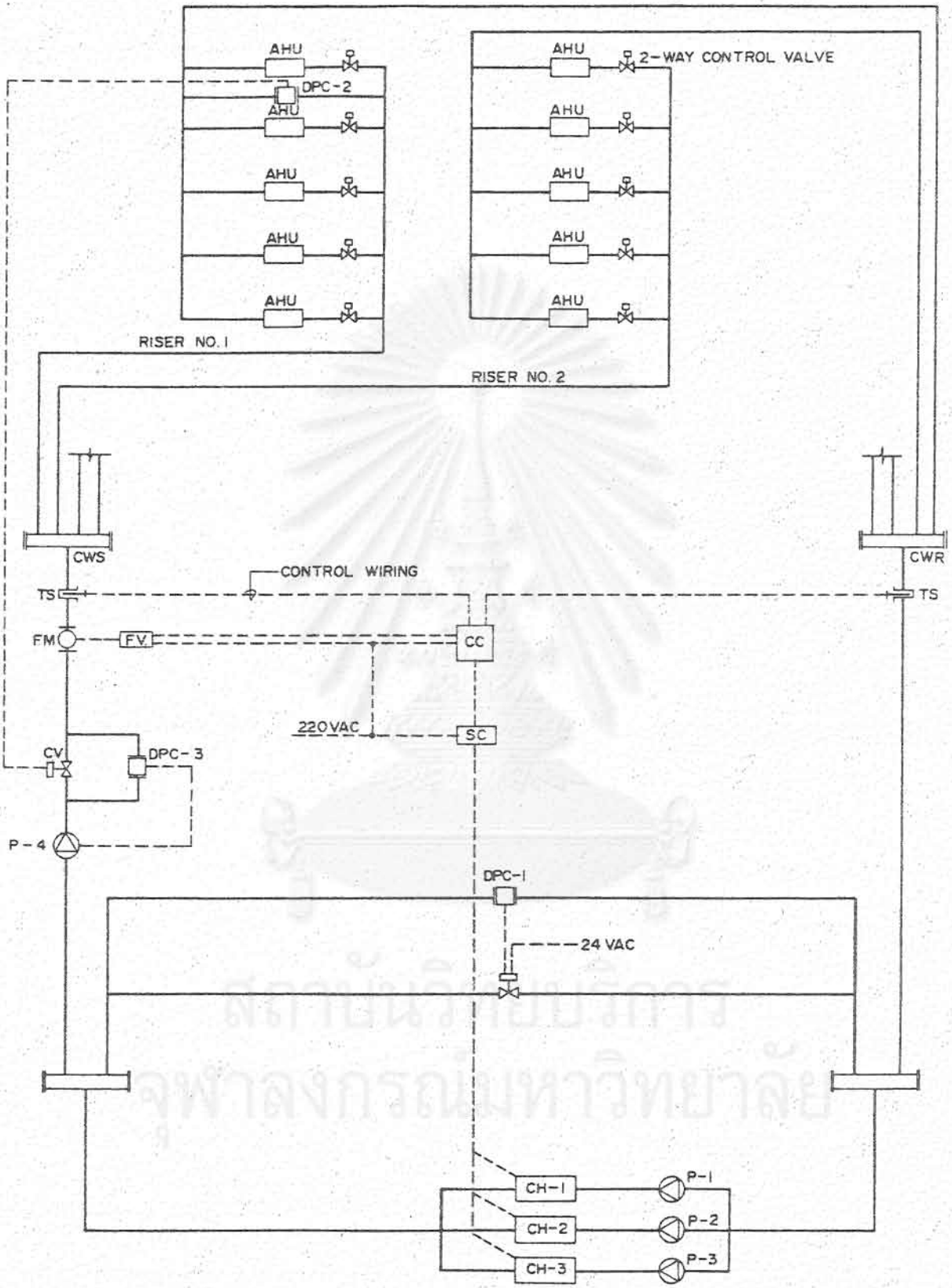
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



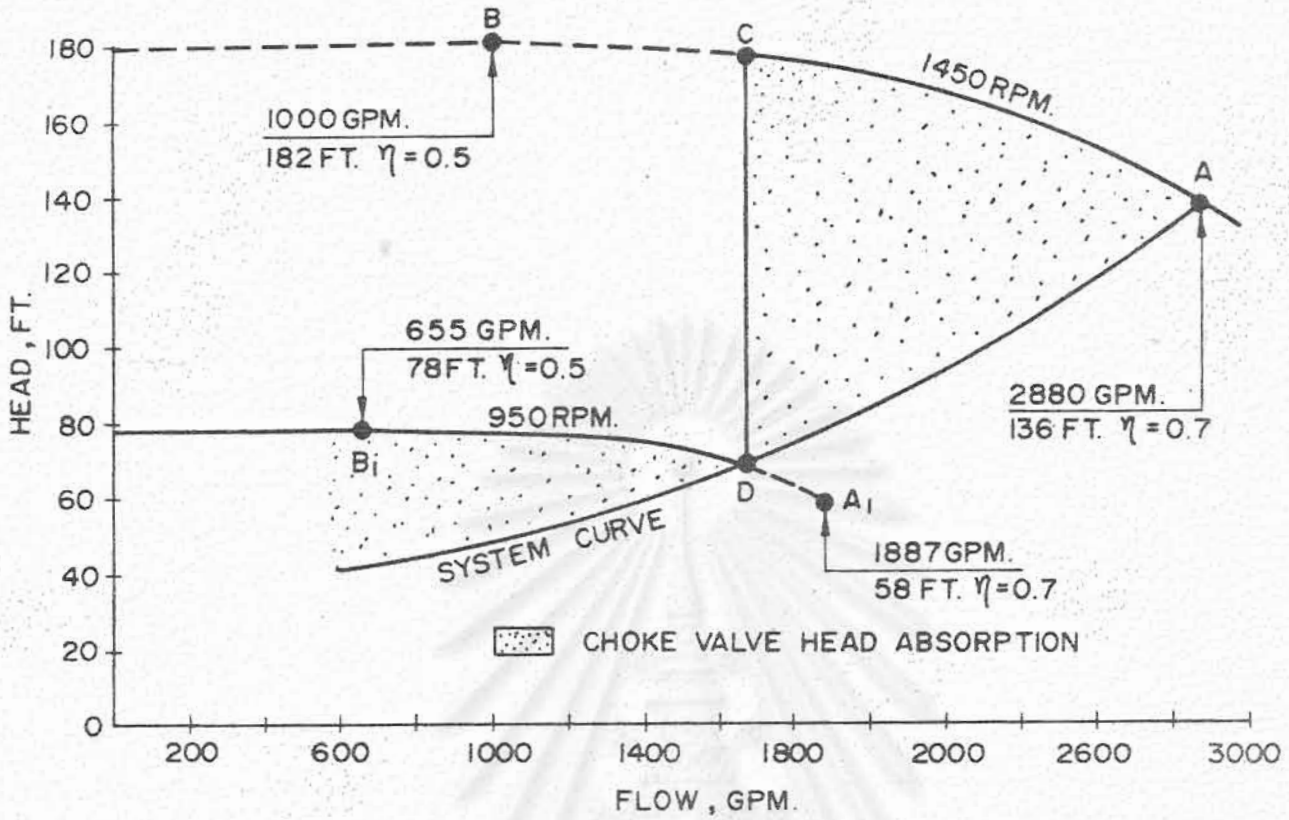
รูปที่ 13. PUMP CURVE และ SYSTEM CURVE (เครื่องสูบน้ำต่ออนุกรม)



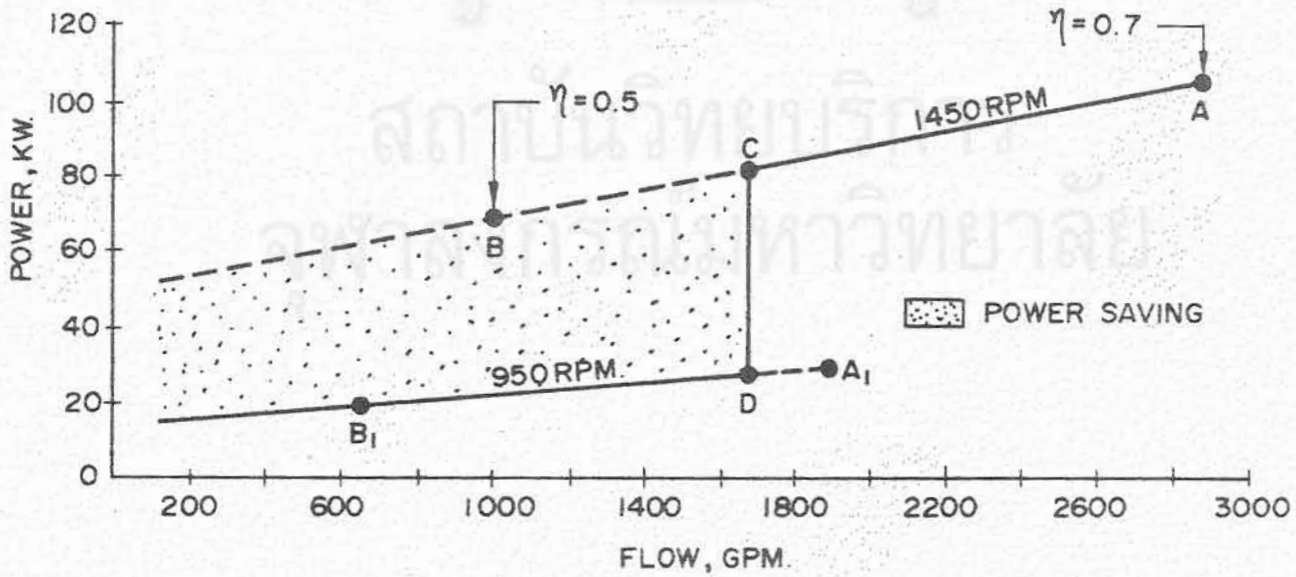
รูปที่ 14. กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็น (เครื่องสูบน้ำต่ออนุกรม)



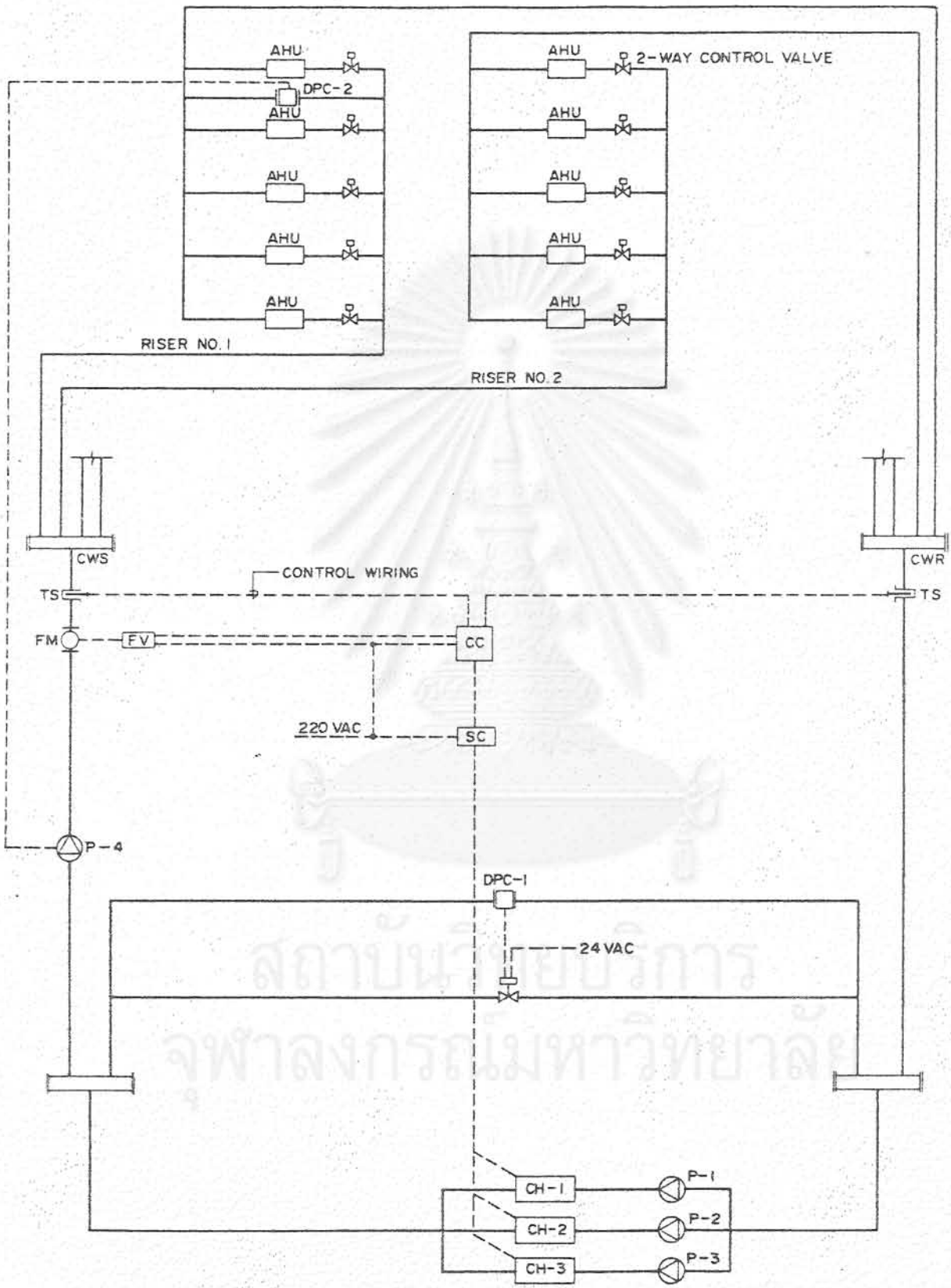
รูปที่ 15. ระบบ VWV แบบเครื่องสูบน้ำ 2 ความเร็ว



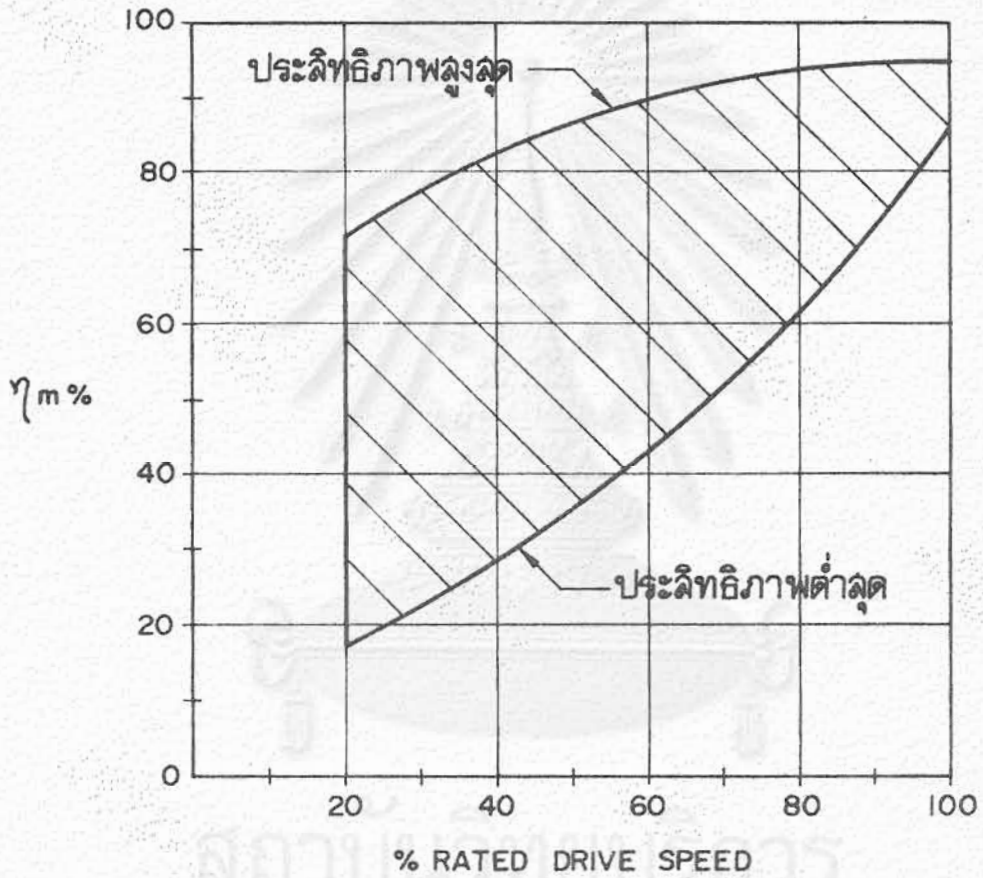
รูปที่ 16. PUMP CURVE และ SYSTEM CURVE (เครื่องสูบน้ำ 2 ความเร็ว)



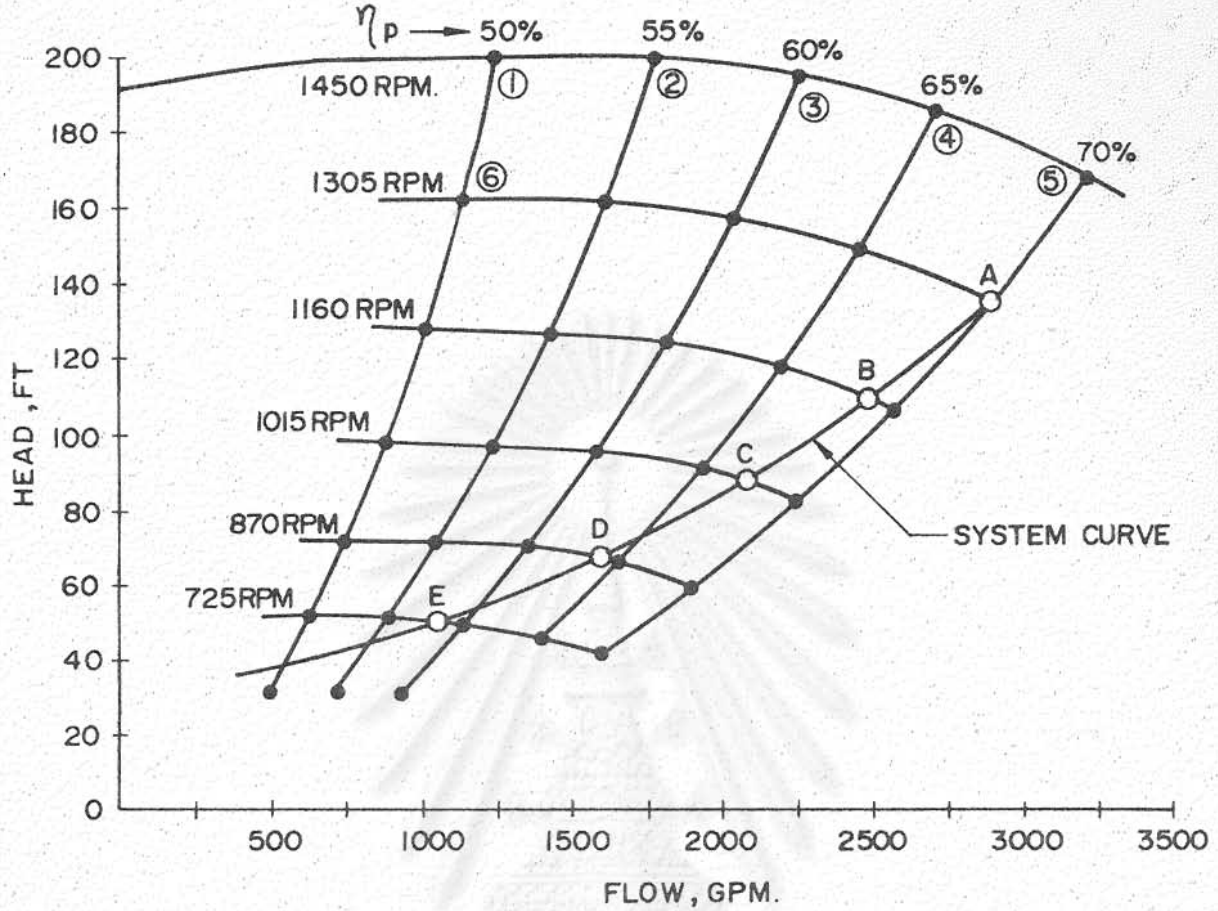
รูปที่ 17. กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็น (เครื่องสูบน้ำ 2 ความเร็ว)



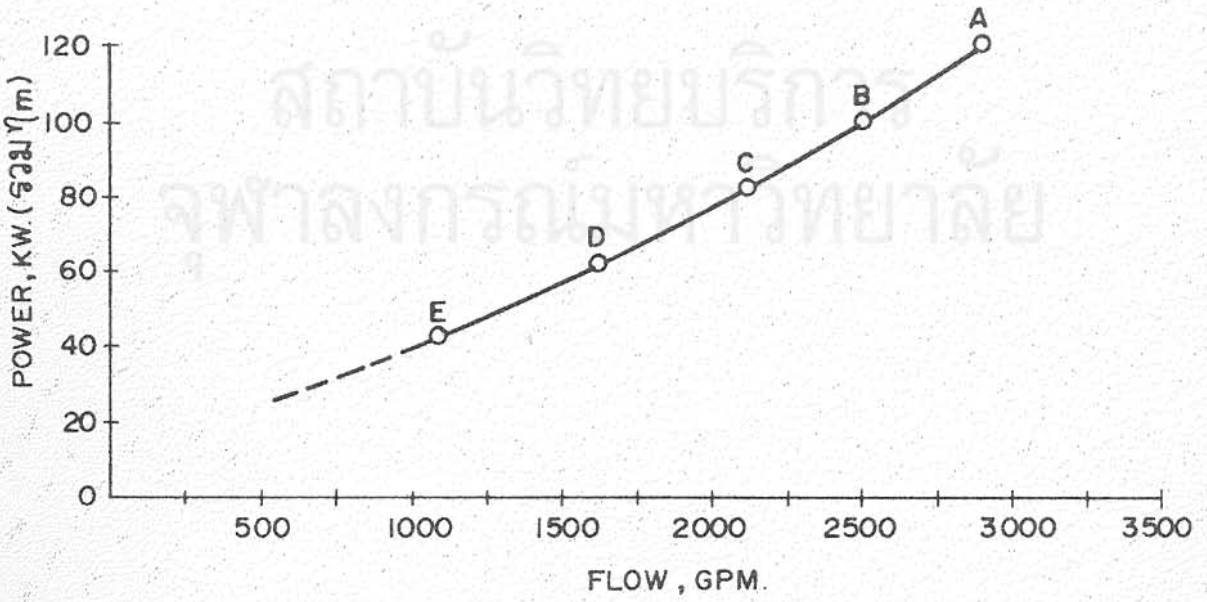
รูปที่ 18. ระบบ VWV แบบเครื่องสูบน้ำแปรเปลี่ยนความเร็ว



รูปที่19. ประสิทธิภาพการขับของมอเตอร์ชนิดแปรเปลี่ยนความเร็ว



รูปที่ 20. แสดงการทำงานของระบบเครื่องสูบน้ำแปรเปลี่ยนความเร็ว



รูปที่ 21. กำลังขับเครื่องสูบน้ำเย็นแปรเปลี่ยนความเร็ว