การอนุรักษ์พลังงานในพัดลมของเครื่องระเหยในห้องเย็น

Energy Saving in Air Unit Cooler Fan Motor of Cold Room

รองศาสตราจารย์ ฤชากร จิรกาลวสาน
(Associate Professor Richakorn Chirakalwasan) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ถนนพญาไท เขตปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330
โทร. 022186622, 018212183 โทรสาร 022522889, 026936754
E-Mail: richakorn.c@chula.ac.th หรือ richakorn@yahoo.com

บทคัดย่อ

บทความนี้เกี่ยวกับการวิเคราะห์และวิจัย การอนุรักษ์พลังงานที่ใช้กับพัดลมสำหรับเครื่องระเหยในห้องเย็น โดยการหยุดทำงานพร้อมกับการหยุดทำงานของคอมเพรสเซอร์หรือหยุดพร้อมกับการปิดของโซลีนอยด์วาล์ว ซึ่งสามารถประหยัดพลังงานของชาติได้สูงสุดถึงปีละ 365 ล้าน kW.h หรือประมาณปีละ 730 ล้านบาท นอกจากนี้ยังได้แสดงวิธีเบื้องต้นในการคำนวณขนาดทำความเย็นของห้องเย็น

Abstract

This article describes the research on energy saving for cold storage by stopping the evaopator fan simultaneously with compressor stopping or solenoid valve shutting off. The maximum nation annual saving will be approximately 365 million kW.h or about 730 million Baht. It also introduces the basic refrigeration load calculation.

1. บทนำ

ในประเทศไทยมีโรงงาน ซูปเปอร์มาร์เก็ต และสถานที่ต้องใช้เครื่องทำความเย็นอุณหภูมิต่ำกว่า 5°C เป็นจำนวนมาก รวมกำลังของคอมเพรสเซอร์ทั้งหมดไม่น้อยกว่า 367,000 kW ซึ่งภายในห้องเย็นจะมีพัดลมขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า หมุนเวียนลมเย็นผ่านเครื่องระเหย (Evaporator) ส่งไปยังผลิตภัณฑ์ที่เก็บ รวมกำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์พัดลมต้องใช้ไม่น้อยกว่า 66,000 kW ระบบควบคุมอุณหภูมิในห้องเย็นหรือเทอร์มอสแตต เมื่ออุณหภูมิต่ำตามที่ต้องการมักจะตัดเฉพาะคอมเพรสเซอร์หรือไปปิดโซลีนอยด์วาล์วไม่ให้สารทำความเย็นไหลเข้าเครื่องระเหยเท่านั้นส่วนพัดลมยังปล่อยให้ทำงานตลอดเวลา คล้ายกับที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศทั่วไป อันที่จริงแล้วในห้องเย็นไม่มีความจำเป็นเลย เพราะไม่มีคนอยู่ ซึ่งถ้าหยุดพัดลมนี้ในขณะที่คอมเพรสเซอร์หยุดหรือไม่มีการทำความเย็น จะสามารถประหยัดพลังงานได้มาก

2. ขนาดทำความเย็นที่ต้องการของห้องเย็น

ขนาดทำความเย็นที่ต้องการสำหรับห้องเก็บผลิตภัณฑ์ทั่วไปคำนวณได้จาก

2.1 ความร้อนถ่ายเทผ่านผนัง เพดานและพื้น

ความร้อนนี้ค่อนข้างคำนวณได้ง่ายและแม่นยำ เนื่องจากห้องเย็นจะเป็นผนังทึบและหุ้มฉนวน อัตราความร้อนเข้าคำนวณได้ดังนี้

$Q = U.A. (t_o - t_i)$ ..... (1)

ซึ่ง Q = อัตราการถ่ายเทความร้อน หน่วย W

A = พื้นที่ผนัง พื้นและเพดาน หน่วย m^2

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม หน่วย $W/(m^2.K)$

ค่าประมาณหาได้จากสูตรต่อไปนี้

ฉนวนโปลียูรีเทน $U = 1/(0.2 + L/0.025)$

ฉนวนโฟมหรือใยแก้ว $U = 1/(0.2 + L/0.038)$

L = ความหนาของฉนวนเป็น เมตร

t_o = อุณหภูมิอากาศภายนอกห้องเย็น หน่วย K หรือ ^oC

t_i = อุณหภูมิอากาศภายในห้องเย็น หน่วย K หรือ ^oC

2.2 ความร้อนจากอากาศภายนอกเล็ดลอดเข้าห้องเย็น (Air Change Load)

ความร้อนจากอากาศภายนอกเล็ดลอดเข้าหาจาก

$Q = m_a (h_o - h_i) = 1.2V(h_o - h_i)$ หรือ

$Q = 1.2V [(t_o - t_i) + 2501 (W_o - W_i)]$

Q = อัตราความร้อนเข้า, kW

m_a = อัตราอากาศภายนอกเล็ดลอดเข้า, kg/s

V = อัตราอากาศภายนอกเล็ดลอดเข้า, m^3/s โดยใช้อากาศมาตรฐานคือ 1.2 kg/m^3

t_i = อุณหภูมิอากาศภายในห้องเย็น, ^oC

t_o = อุณหภูมิอากาศภายนอกที่เข้าห้องเย็น, ^oC

Wi = อัตราส่วนความชื้นของอากาศภายในห้องเย็น, kg/kg

W_o = อัตราส่วนความชื้นของอากาศภายนอกที่เข้าห้องเย็น, kg/kg

อัตราอากาศภายนอกเล็ดลอดเข้า (m_a หรือ V) ไม่สามารถคำนวณได้แม่นยำ มักจะต้องอาศัยประมาณจากประสบการณ์ เช่นจากเอกสารอ้างอิงหมายเลข (3) ซึ่งสามารถเขียนเป็นสูตรประมาณได้ดังนี้

อุณหภูมิสูงกว่าหรือเท่ากับ 0^oC ปริมาตรต่ำกว่า 2400 m^3 ใช้สูตร $ACH = 113.07V^{-0.5547}$

ปริมาตรเท่ากับหรือมากกว่า 2400 m^3 ใช้สูตร $ACH = 12.501V^{-0.2782}$ อุณหภูมิต่ำกว่า 0^oC

ปริมาตรต่ำกว่า 2400 m^3 ใช้สูตร $ACH = 89.196V^{-0.5565}$

ปริมาตรเท่ากับหรือมากกว่า 2400 m^3 ใช้สูตร $ACH = 6.8541V^{-0.2299}$

ACH คืออัตราอากาศภายนอกเข้าเท่ากับจำนวนเท่าของปริมาตรห้องต่อ 24 ชั่วโมง

โดยมีข้อแนะนำด้วยว่า ถ้าห้องเย็นใช้งานหนักให้คูณด้วย 2 แต่ถ้าใช้เก็บโภคภัณฑ์ระยะนานให้คูณด้วย 0.6

2.3 ความร้อนที่ต้องถ่ายออกจากโภคภัณฑ์

เนื่องจากโภคภัณฑ์ทุกชนิดมักจะมีน้ำเป็นส่วนประกอบ ดังนั้นโภคภัณฑ์จึงมีจุดเยือกแข็ง ความร้อนที่ถ่ายออกจึงแบ่งได้เป็น 3 ขั้นตอนคือ

ก ความร้อนที่ถ่ายออกจากโภคภัณฑ์จากอุณหภูมิ t_1 จนทำให้มีอุณหภูมิเท่ากับจุดเยือกแข็ง t_f : $q_1 = m.c_1.(t_1 - t_f)$

ข ความร้อนแฝงของการแข็งตัว : $q_2 = m.h_{if}$

ค ความร้อนที่ถ่ายออกจากโภคภัณฑ์ จากอุณหภูมิจุดเยือกแข็ง t_f ลดลงเท่ากับอุณหภูมิห้องเก็บ t_2 : $q_3 = m.c_2.(t_f - t_2)$

เป็นที่โชคดีที่ค่าความร้อนจำเพาะ c_1 และ c_2 และความร้อนแฝง h_{if} สามารถประมาณได้จากสูตรง่ายๆ เพียงทราบเปอร์เซ็นต์ของน้ำในโภคภัณฑ์เท่านั้น

$c_1 = 0.0335a+0.837$, $c_2 = 0.0126a+0.837$,

$h_{if} = 3.335a$

โดย a = เปอร์เซนต์ของน้ำในโภคภัณฑ์

โภคภัณฑ์ทั่วไปมักมีอุณหภูมิจุดเยือกแข็งอยู่ระหว่าง -1^oC ถึง -3^oC

ดังนั้นในการทำให้โภคภัณฑ์จากอุณหภูมิทั่วไปให้มีอุณหภูมิต่ำกว่า -3^oC จะเป็นภาระการทำความเย็นจำนวนมาก

2.4 ความร้อนอื่นๆ

ความร้อนปลีกย่อยได้แก่ ความร้อนจากไฟฟ้าแสงสว่าง ความร้อนจากคน ความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของเครื่องระเหย และความร้อนจากการละลายน้ำแข็งที่เครื่องระเหย ซึ่งรวมกันมีค่าไม่มากนัก

2.5 สัดส่วนความร้อนต่างๆ สำหรับห้องเย็นที่ใช้เก็บผลิตภัณฑ์ที่ผ่านการแช่จนแข็งแล้ว

ผลิตภัณฑ์ที่ผ่านการแช่แข็งแล้ว แทบจะไม่เป็นภาระความร้อนแล้ว แต่ในการคำนวณของวิศวกรมักจะเผื่อไว้เช่นเนื้อสัตว์ที่ผ่านการแช่แข็งเพื่อให้ได้อุณหภูมิ -20^oC เพื่อไปเก็บในห้องอุณหภูมิ -20^oC มักจะสมมุติว่าอุณหภูมิเนื้อสัตว์เป็น -15^oC ซึ่งถ้าในความเป็นจริงอุณหภูมิเท่ากับ -20^oC ซึ่งขนาดทำความเย็นที่เผื่อนี้ก็เท่ากับเวลาที่คอมเพรสเซอร์หยุดไม่ต้องทำงานนั่นเอง

เพื่อให้เห็นชัดเจนจะใช้ห้องเย็นสำหรับเก็บเนื้อสัตว์ต่อไปนี้เป็นตัวอย่าง ห้องเย็นอุณหภูมิ -20°C ความชื้นสัมพัทธ์ 90% ขนาดห้อง 21.3 m x 38.3 m สูง 6.4 m ผนังทุกด้านเป็นผนังสำเร็จรูปใช้ฉนวนโปลียูรีเทนหนา 0.15 m อยู่ภายในโรงงาน ด้านกว้าง (ด้านสั้น) มีประตูเข้าออก ความยาวทั้งด้านติดกับห้องกันอากาศร้อนเข้า ซึ่งมีอุณหภูมิ 2°C ความชื้นสัมพัทธ์ 90% เพดานสำเร็จรูปฉนวนโปลียูรีเทนหนา 0.15 m เช่นกัน พื้นสร้างบนพื้นดินใช้ฉนวนโปลียูรีเทนหนา 0.15 m เททับด้วยคอนกรีตเสริมเหล็กหนา 0.10 m ทุกวันจะนำเนื้อสัตว์ซึ่งมีส่วนประกอบที่เป็นน้ำ 80% จำนวน 80,000 kg ซึ่งผ่านการแช่แข็งแล้วเข้ามาเก็บ คนทำงานในห้องเย็น 5 คนทำงานวันละ 4 ชม. เปิดไฟเฉพาะเวลาทำงาน สมมุติไฟแสงสว่าง 10 W/m^2 ซึ่งสามารถหาขนาดทำความเย็นของเครื่องได้ดังนี้

โดยทั่วไปมักจะสมมุติว่าอากาศภายนอกอุณหภูมิ 36°C กระเปาะแห้ง (36°CDB) และ 28°C กระเปาะเปียก (28°CWB) ซึ่งอุณหภูมิเท่ากับหรือสูงกว่าอุณหภูมินี้ในฤดูร้อนจะมีประมาณ 1% ของจำนวนชั่วโมงในฤดูร้อนหรือประมาณ 0.33% ของจำนวนชั่วโมงทั้งปี ประมาณ 29 ชั่วโมงใน 1 ปี (8760 ชั่วโมง) ในการคำนวณก็มักสมมุติว่าภาวะอากศภายในโรงงานใกล้เคียงกับอากาศภายนอกความร้อนเข้าผนัง-พื้น-เพดาน

ผนังและเพดานความร้อนเข้า คำนวณจากสูตร $Q=U.A.\ (t_o-t_i)$

ค่า U สำหรับฉนวนโปลียูรีเทน

U = 1/(0.2+L/0.025) = 1/(0.2+0.15/0.025) = 0.16 $W/(m^2K$, t_o = 36°C, t_i = -20°C

A = 21.3x38.3+6.4 (21.3x2+38.3x2) = 1579 m^2

ความร้อนเข้าทางผนัง-เพดาน = 0.16x1579x (36+20) = 14236 W

สำหรับพื้นดินอุณหภูมิค่อนข้างคงที่หรือประมาณ 25°C

ความร้อนเข้าทางพื้น

= 0.16x(21.3x38.3)x(25+20) = 5874 W

ความร้อนจากโภคภัณฑ์ (Product Load)

เนื่องจากโภคภัณฑ์ผ่านการแช่จนแข็งซึ่งมักมีอุณหภูมิเท่ากับห้องที่จะเก็บ วิศวกรส่วนใหญ่จะเผื่อให้มีอุณหภูมิสูงกว่าห้องเก็บเช่นให้มีอุณหภูมิประมาณ -15°C เมื่อผ่านจุดเยือกแข็งแล้วก็จะไม่มีความร้อนแฝงออกมามีแต่ความร้อนสัมผัสจากอุณหภูมิ -15°C ถึง -20°C

ความร้อนจากโภคภัณฑ์ $Q = mc_2\ (t_2-t_1)/(3600n)$ โภคภัณฑ์มีน้ำ 80% จะมีค่าความร้อนจำเพาะประมาณ c_2 = 0.0126x80+0.837 = 1.845 kJ/(kg.K) โดยทั่วไปห้องที่ใช้เก็บโภคภัณฑ์ การลดอุณหภูมิของโภคภัณฑ์ที่ผ่านการแช่แข็งมาแล้วเราจะ สมมุติว่าใช้เวลา 24 ชั่วโมงเสมอ n = 24

ความร้อนจากโภคภัณฑ์

Q = 80000x1.845x(-15+20)/(3600x24) = 0.854 kW = 8540 W

ความร้อนจากอากาศภายนอกเข้า ใช้สูตร

$Q = 1.2V\ \{(t_o-t_i)+2501x\ (W_o-W_i)\}$

อัตราอากาศเล็ดลอด V มาจากการเปิดประตูซึ่งไม่สามารถคำนวณได้แม่นยำ มักอาศัยจากประสบการณ์ เช่นจากเอกสารอ้างอิง (3) ห้องมีปริมาตร 21.3x38.3x6.4 = 5221 m^3 อุณหภูมิห้องต่ำกว่า 0°C อัตราอากาศเล็ดลอดเข้าใช้สูตร

$ACH = 6.8541Vol^{-0.2299}$ จะประมาณ ได้

$ACH = 6.8541*5221^{-0.2299}$ = 0.96 เท่าของปริมาตรห้องต่อ 24 ชม.

V = 5221x0.96/(24x3600) = 0.058 m^3/s

t_o = 2°C , ϕ_o = 90% จากแผนภูมิไซโครเมตริกเอกสารอ้างอิง (1) W_o = 3.93 g/kg หรือ W_o = 3.93/1000=0.00393 kg/kg

t_i = -20°C, ϕ_i = 90% จากเอกสารอ้างอิง (1) สามารถหาค่า W_i = 0.57 g/kg หรือ W_i = 0.00057 kg/kg

ความร้อนจากอากาศภายนอกเข้า, Q

Q = 1.2x0.058x{(2+20)+2501x(0.00393-0.00057)} = 2.116 kW = 2116 W

ความร้อนจากคน 5 คนทำงานวันละ 4 ชม. แต่ละคนคำนวณจาก $Q = 270-6\ t_r$ = 270-6x(-25) = 420 W

ความร้อนทั้งหมดจากคน = 420x5x4/24 = 350 W

ความร้อนจากแสงสว่างรวมแสงสว่างทั้งหมด = 38.3x21.3x10 = 8158 W

ความร้อนจากแสงสว่าง = 8158x4/24 = 1360 W

รวมความร้อนทั้งหมดที่เข้าห้อง

=14236+5874+8540+2116+350+1360 = 32476 W

ความร้อนจากการละลายน้ำแข็ง

เวลาที่ใช้ละลายน้ำแข็ง 6 ครั้งๆ ละ 20 นาที = 6x20 = 120 นาที = 2 ชม.

อัตราความร้อนที่ใช้ละลายน้ำแข็งสมมุติใช้ไอร้อนจากคอมเพรสเซอร์ จะประมาณ 0.64 W ต่อ W ของการทำความเย็นซึ่งการทำความเย็น อาจจะประมาณสำหรับเฉพาะในการคำนวณนี้โดยใช้เท่ากับความร้อนที่เข้าห้องคือ 32476 W นั่นคืออัตราความร้อนที่ใช้ละลายน้ำแข็ง = 0.64x32476 = 20785 W ซึ่งความร้อนนี้ 50% จะออกไปกับน้ำทิ้งหรือเหลือเพียง 50% เข้าห้อง

อัตราความร้อนที่ใช้ในการละลายน้ำแข็งที่ต้องคิดเป็นภาระการทำความเย็นจริงๆ คือ

= 20785x(2/24)x(50/100) = 866 W

ความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของเครื่องระเหย = 10% ของความร้อนทั้งหมด = 0.10x32476 = 3248 W

รวมอัตราความร้อนที่เข้าห้องยกเว้นความร้อนจากมอเตอร์ของเครื่องระเหย = 32476+866 = 33342 W

ในทางปฏิบัติในการคำนวณมักกำหนดจำนวนชั่วโมงที่เครื่องทำงานจริงประมาณ 18 ชม. จึงต้องใช้เครื่องทำความเย็นที่มีขนาดใหญ่ขึ้นดังนี้

ขนาดทำความเย็นของเครื่อง = (33342x24/18) +3248 = 47704 W

การเผื่อความผิดพลาด สมมุติเผื่อความผิดพลาดไว้ 10% ของขนาดทำความเย็นของเครื่องจะได้ = 0.10x47704 = 4770 W ขนาดทำความเย็นของเครื่องที่ต้องใช้ = 47704+4770 = 52474 W

ข้อสังเกต มอเตอร์พัดลมของเครื่องระเหยจะต้องหยุดทำงานขณะละลายน้ำแข็งเสมอ ดังนั้นความร้อนจึงเข้าเท่ากับเวลาใช้งานคือ 18 ชั่วโมงจึงไม่ต้องคูณด้วย 24/18

จากที่เกิดขึ้นจริงในห้องเย็นสำหรับเก็บโภคภัณฑ์ทั่วไปพบว่าเวลาที่ปิดเครื่องหรือละลายน้ำแข็งมักไม่เกิน 2 ชั่วโมงต่อวัน นั่นก็คือขนาดทำความเย็นของเครื่องที่ต้องการจริงไม่ใช่คูณด้วย 24/18 แต่คูณด้วย 24/22

สรุปความร้อนที่เข้าห้องเย็นที่เกิดขึ้นจริงจะได้ดังนี้

	W	%	22h
ความร้อนเข้าทางผนัง-เพดาน	15530	29.6	6.5
ความร้อนเข้าทางพื้น	6408	12.2	2.7
ความร้อนจากโภคภัณฑ์	9316	17.8	3.9
ความร้อนจากอากาศภายนอกเข้า	2308	4.4	1.0
ความร้อนจากคนและไฟแสงสว่าง	1865	3.6	0.8
ความเย็นที่เผื่อเมื่อหยุดละลายน้ำแข็ง	17046	32.5	7.1
รวม	**52474**	**100.0**	**22.0**

จะเห็นได้ว่าขนาดทำความเย็นที่เผื่อไว้ทำให้คอมเพรสเซอร์หยุดทำงานอย่างน้อย 7.1 ชั่วโมง นอกจากนี้ความร้อนที่เข้าทางผนัง-เพดานซึ่งคำนวณเผื่อโดยใช้อุณหภูมิภายนอก 36°C ซึ่งอุณหภูมิเฉลี่ยทั้ง 24 ชั่วโมง ทั้งปีมักไม่เกิน 29°C นั่นก็หมายถึงความร้อนส่วนนี้จะลดลงประมาณ 100%-(29+20)/(36+20) x100% = 12.5% หรือเวลาคอมเพรสเซอร์หยุดเพิ่มขึ้น ประมาณ 0.8 ชั่วโมง รวมเวลาที่คอมเพรสเซอร์หยุดทั้งสิ้นอย่างน้อยประมาณ 8 ชั่วโมงต่อวัน

3. พลังงานที่สามารถอนุรักษ์ได้

จากการคำนวณข้างต้นจะพบว่าโดยเฉลี่ยทั้งปีในเวลา 1 วันหรือ 24 ชั่วโมง คอมเพรสเซอร์จะหยุดอย่างน้อย 8 ชั่วโมง หรือในกรณีที่เป็นระบบการทำความเย็นแบบศูนย์รวมโซลีนอยด์วาล์วก็จะปิดไม่ให้มีสารความเย็นไหลเข้าทำความเย็นในคอยล์ระเหย (Evaporator Coil) ซึ่งเป็นที่ทราบกันดีว่าการติดตั้งมักให้พัดลมเดินตลอดเวลา ประเทศไทยคาดว่า กำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์พัดลมต้องใช้รวมไม่น้อยกว่า 66,000 kW นั่นก็หมายถึงพลังงานที่ต้องเสียไปโดยไม่ได้ประโยชน์ประมาณ 528,000 kW.h ต่อวัน หรือเป็นค่าไฟฟ้าประมาณ 1 ล้านบาทต่อวัน ยิ่งไปกว่านั้นในทางปฏิบัติห้องที่มีขนาดปริมาตรตามตัวอย่างคือ 5221 m^3 บริษัทผู้จำหน่ายพร้อมติดตั้งห้องเย็น มักจะคำนวณเผื่อความปลอดภัยไว้มาก เช่นบางบริษัทเผื่อความปลอดภัยโดยให้ขนาดเครื่องทำความเย็นอย่างน้อย 20 W/m^3 ซึ่งจากตัวอย่างนี้ขนาดอย่างน้อย = 20x5221 = 104,420 W ซึ่งย่อมหมายถึง ค่าไฟฟ้าจากการหยุดพัดลมจะอนุรักษ์พลังงานหรือเงินได้เป็น 2 เท่า หรืออนุรักษ์พลังงานได้สูงสุดถึง 1 ล้าน kW.h ต่อวันหรือ 365 ล้าน kWต่อปี หรือเป็นค่าไฟฟ้าประมาณ 2 ล้านบาทต่อวันหรือ 730 ล้านบาทต่อปี

นอกจากนี้การที่พัดลมทำงาน ก็เปรียบเหมือนเปิดฮีตเตอร์ตัวเล็กๆ ไว้ในห้องเย็น

4. ผลที่ได้และปัญหาจากการวิจัยเบื้องต้นจากห้องเย็น

จากการวิจัยเบื้องต้น โรงงานที่มีห้องเย็นขนาดเล็กอุณหภูมิ 0-2°C ใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นการใช้ระบบเครื่องระเหยแบบแห้ง (Dry Expansion Evaporator) โดยใช้คอมเพรสเซอร์แยก 1 ชุดต่อ 1 ห้อง ได้เปลี่ยนระบบควบคุมให้พัดลมของเครื่องระเหยหยุดพร้อมกับคอมเพรสเซอร์เมื่อเทอร์มอสแตตตัด ทำให้สามารถอนุรักษ์พลังงานของพัดลมได้ตามเป้าหมายโดยไม่มีปัญหา

แต่ในการทดลองใช้กับโรงงานที่มีห้องเย็นขนาดใหญ่แบบศูนย์รวมหรือแบบที่มีคอมเพรสเซอร์ขนาดใหญ่ไม่กี่ตัวใช้กับห้องเย็นหลายๆ ห้อง ทั้งการใช้เครื่องระเหยแบบของเหลวท่วมคอยล์ (Flooded Type Evapoator) และแบบปั๊มสารทำความเย็นเหลวหมุนเวียน (Pump Circulation) ซึ่งแบบศูนย์รวมนี้เทอร์มอสแตตจะปิดวาล์วควบคุมหรือโซลีนอยด์วาล์วไม่ให้สารทำความเย็นไหลเข้าไปทำความเย็นในคอยล์ระเหย จากการดัดแปลงให้พัดลมเครื่องระเหยหยุดเดินเมื่อเทอร์มอสแตตตัด พบปัญหาคือเทอร์มอสแตตจะต่ออีกครั้งเร็วมาภายในไม่ถึง 10 วินาที ซึ่งจะมีผลทำให้พัดลมไหม้ได้ ปัญหาที่เกิดขึ้นนี้ เกิดจากสาเหตุหลายประการ ประการแรกคือการที่คอยล์เครื่องระเหยมีสารทำความเย็นเหลวเย็นค้างอยู่เต็ม พัดลมเดินอยู่ทำให้สามารถทำความเย็นได้ในระดับหนึ่งไปได้ระยะหนึ่งทำให้เทอร์มอสแตตยังคงตัดต่อไปได้ ซึ่งถ้าพัดลมหยุดพร้อมเทอร์มอสแตตก็จะหยุดการทำความเย็นโดยสิ้นเชิง อุณหภูมิที่บริเวณเทอร์มอสแตตก็จะสูงขึ้นเร็วทำให้ต่อเร็วขึ้น ประการที่สองการวางตำแหน่งเทอร์มอสแตตมักนิยมทำง่ายๆ คือติดตั้งที่ทางลมเข้าใกล้กับคอยล์ระเหย ซึ่งพัดลมของคอยล์ระเหยเป็นแบบใบแฉก (Propeller) ลมเย็นบางส่วนมักจะลัดกลับเข้าคอยล์ทำให้ตำแหน่งเทอร์มอสแตตอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศรอบๆ เมื่อพัดลมหยุดอุณหภูมิก็จะสูงขึ้นเท่ากับอากาศรอบๆทันที ประการที่สามช่วงการตัดต่อของเทอร์มอสแตตอาจต่ำหรือน้อยเกินทำให้ตัดต่อเร็วเกินไป ซึ่งปัญหานี้น่าจะสามารถแก้ไขได้โดยเปลี่ยนเทอร์มอสแตตที่มีช่วงการตัดต่อที่กว้างขึ้น และย้ายตำแหน่งเทอร์มอสแตตไปที่ไม่มีลมเย็นที่ออกจากคอยล์เย็นรบกวน เนื่องจากการวิจัยนี้เป็นเพียงการวิจัยเบื้องต้น ซึ่งเป็นผลพลอยได้จากงานประหยัดพลังงานแบบมีส่วนร่วมซึ่งผู้เขียนมีส่วนร่วมในฐานะผู้ชำนาญการ (ที่ปรึกษา) ทางโรงงานยังไม่พร้อมที่ให้ทดลอง เพราะอาจจะมีผลกระทบต่อผลิตภัณฑ์ที่เก็บ ซึ่งจะต้องมีการวิจัยอย่างละเอียดต่อไป

มีสิ่งที่ต้องยอมรับเกี่ยวกับช่วงเวลาทำงานของคอมเพรสเซอร์ มักจะสั้นเพราะจากเหตุผลข้างต้นที่ว่าขนาดทำความเย็นของเครื่องมักจะเผื่อไว้ใหญ่กว่าที่ต้องการมาก ดังนั้นการทำให้อุณหภูมิห้องเย็นลดลงตามที่ต้องการก็จะใช้เวลาสั้นลงมากซึ่งเป็นเรื่องธรรมดา

5. การวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิห้องและอุณหภูมิผลิตภัณฑ์

ในช่วงเวลากลางคืนที่ไม่มีการเปิดประตูห้องเย็นจากตัวอย่างห้องเย็นข้างต้น จะพบว่าจะเหลือเฉพาะความร้อนเข้าทางผนัง-เพดาน และพื้น ซึ่งจะมีค่าไม่เกินค่าต่อไปนี้

ความร้อนผ่านผนัง-เพดานไม่เกิน

= 15530x(100-12.5)/100 = 13598 W

ความร้อนเข้าทางพื้นเปลี่ยนน้อยมากใกล้เคียงของเดิม = 6408 W

รวมความร้อนเข้า 19997 W = 19997 J/s ห้องมีปริมาตร 5221 m^3 สมมุติเก็บเนื้อสัตว์อยู่ในเวลานั้น 1,600,000 kg

นั่นคือส่วนที่เป็นอากาศในห้องประมาณ 3,600 m^3 ซึ่งความหนาแน่นของอากาศประมาณ 1.2 kg/m^3 และความร้อนจำเพาะประมาณ 1000 J/(kg.K) ถ้าสมมุติง่ายๆ ว่าความร้อนทั้งหมดเข้าสู่อากาศเท่านั้น ในเวลา 5 นาที อุณหภูมิอากาศจะเพิ่มขึ้น 19997x5x60/(3,600 x1.2x1000) = 1.4°C ในความเป็นจริงแล้วความร้อนที่เข้านี้เป็นเพียงส่วนหนึ่งที่เข้าสู่อากาศ อีกส่วนจะเข้าสู่โภคภัณฑ์ (เนื้อสัตว์) โดยการแผ่รังสีจากผิวด้านในของห้องเย็นสมมุติว่าเป็นครึ่งหนึ่ง อุณหภูมิของอากาศก็จะเพิ่มขึ้นเพียง 0.7°C ส่วนอุณหภูมิของเนื้อสัตว์สมมุติว่าเพียง 5% หรือประมาณ 0.05x1,600,000 = 80,000 kg ที่ได้รับความร้อนนี้ ในเวลา 5 นาทีอุณหภูมิจะเพิ่มขึ้น = (19997/2)x5x60/(80,000x1.854 x1000) = 0.02°C จะเห็นได้ว่าการเปลี่ยนอุณหภูมิของเนื้อสัตว์ไม่ค่อยมีความหมายในช่วงเวลา 5 นาที แม้จะเพิ่มเวลาเป็น 60 นาที อุณหภูมิก็ยังคงเพิ่มเพียง 0.24°C

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศภายในห้องเย็นในเวลาที่คอมเพรสเซอร์หยุดหรือหรือวาล์วควบคุมการไหลของสารทำความเย็นปิด ขณะที่อากาศร้อนๆ จะทำให้ช่วงการหยุดเดินสั้นมากได้ เช่นจากตัวอย่างข้างต้น ในบางเวลาขณะที่อากาศร้อนมีความร้อนเข้า 3 เท่า ของค่าที่สมมุติข้างต้น ถ้าต้องการให้คอมเพรสเซอร์หยุด 5 นาที ก็จะต้องยอมให้อุณหภูมิห้องเพิ่มขึ้น 0.7x3 = 2.1°C หรือไม่ก็ต้องยอมให้คอมเพรสเซอร์หยุดเพียง 5/3 = 1.7 นาที ซึ่งอาจจะน้อยไปหน่อย ในทางอุดมคติมักจะกำหนดให้มอเตอร์มีช่วงหยุดอย่างน้อย 5 นาที ในทางปฏิบัติมอเตอร์คอมเพรสเซอร์หรือพัดลมหรือปั๊มน้ำ ที่มีขนาดไม่เกิน 2 kW บ่อยครั้งจะหยุดเพียง 2 นาที ซึ่งก็ไม่มีปัญหา

อุณหภูมิห้องเย็นสำหรับเก็บเนื้อสัตว์ระยะนานหลายๆ เดือนมักจะกำหนดให้อุณหภูมิไม่สูงกว่า -18°C การเก็บเนื้อแช่แข็งไว้ในถุงพลาสติกที่ความชื้นเข้าออกไม่ได้จะช่วยทำให้เก็บได้นานขึ้น เนื้อสัตว์ถ้าเก็บในระยะสั้นไม่เกิน 2 เดือนการควบคุมอุณหภูมิห้องไว้ที่ -12°C ไม่ควรจะมีปัญหาเกี่ยวกับคุณภาพอาหาร

6. บทสรุป

การหยุดการทำงานของพัดลม นอกจากจะช่วยอนุรักษ์พลังงานที่ต้องใช้ที่พัดลม ยังช่วยลดความร้อนที่เข้าห้องเนื่องจากพัดลมนี้ สำหรับห้องเย็นที่ใช้เครื่องระเหยแบบแห้ง (Dry Expansion Evaporator) สามารถจะดัดแปลงระบบควบคุมได้ง่ายๆ โดยไม่ต้องลงทุนอะไร แต่สำหรับเครื่องระเหยแบบของเหลวท่วมคอยล์ (Flooded Type Evaporator) และแบบปั๊มสารทำความเย็นเหลวหมุนเวียน (Pump Circulation) จะต้องเปลี่ยนเทอร์มอสแตตใหม่ที่มีช่วงการตัด-ต่อกว้างขึ้น และย้ายเทอร์มอสแตตไปยังตำแหน่งที่เมื่อพัดลมหยุดจะไม่มีผลต่อการเปลี่ยนอุณหภูมิ ณ ที่เทอร์มอสแตตมากนัก

7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ-คุณอภิชิต ล้ำเลิศพงศ์พนา บริษัท ไอทีซี จำกัด และคุณสุเมธ เจียมบุตร บริษัทพัฒน์กล จำกัด (มหาชน) ที่ให้ข้อมูลเกี่ยวกับกำลังมอเตอร์พัดลมสำหรับเครื่องระเหยในห้องเย็นทั้งหมดในประเทศไทย

เอกสารอ้างอิง

1 ASHRAE Handbook 2005 Fundamentals
2 ASHRAE Handbook 2004 Refrigeration
3 ASHRAE Handbook 1982 Refrigeration