

ĐÁNH GIÁ KHẢ NĂNG TIẾT KIỆM NĂNG LƯỢNG CỦA THIẾT BỊ THÔNG GIÓ THU HỒI NHIỆT TRONG HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

ThS. Phạm Minh Chính

Viện Khoa học và Kỹ thuật Môi trường

Trường Đại học Xây dựng

Tóm tắt: Bài báo tính toán và phân tích hiệu quả tiết kiệm năng lượng khi sử dụng giải pháp thông gió thu hồi nhiệt trong hệ thống điều hòa không khí trong các công trình ở Hà Nội nhằm đánh giá và đề xuất khả năng áp dụng hiệu quả hệ thống này.

Summary: The article calculates and analyzes the energy efficiency of the heat recovery ventilation system in ventilation and air conditioning systems to assess the effectiveness and propose the best heat recovery ventilation solution in Hanoi.

1. Đặt vấn đề

Trong các công trình lớn ở Hà Nội hiện nay, hệ thống điều hòa không khí, thông gió thường tiêu thụ khoảng 50% tổng tiêu thụ điện của công trình, chủ yếu là vận hành ở chế độ làm mát. Trong đó phụ tải nhiệt lạnh do trao đổi không khí với bên ngoài thường dao động trong khoảng 20 - 40% tổng phụ tải nhiệt lạnh công trình. Để nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng và tiết kiệm năng lượng của hệ thống điều hòa không khí, thông gió. Giải pháp thông gió thu hồi nhiệt hứa hẹn mang lại hiệu quả cao, góp phần làm giảm thiểu tác động tới biến đổi khí hậu.

Trong bài này tác giả tập trung tính toán và phân tích hiệu quả tiết kiệm năng lượng khi sử dụng giải pháp thông gió thu hồi nhiệt trong hệ thống điều hòa không khí, thông gió trong các công trình dân dụng làm việc ở chế độ làm mát nhằm đánh giá và đề xuất khả năng áp dụng hiệu quả thiết bị thông gió thu hồi nhiệt.

2. Cơ sở nghiên cứu

Phụ tải nhiệt của công trình được tính như sau:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9 + Q_{10} + Q_{tt}, (W)$$

Trong đó :

- Q₁ - Nhiệt toả ra từ máy móc thiết bị (W);
- Q₂ - Nhiệt toả ra từ các đèn chiếu sáng (W);
- Q₃ - Nhiệt toả ra từ người (W);
- Q₄ - Nhiệt trao đổi do truyền nhiệt qua tường ngăn trong nhà (W);
- Q₅ - Nhiệt trao đổi do truyền nhiệt qua sàn (W);
- Q₆ - Nhiệt trao đổi do bức xạ mặt trời qua cửa kính (W);
- Q₇ - Nhiệt trao đổi do truyền nhiệt qua mái (W);
- Q₈ - Nhiệt trao đổi do truyền nhiệt qua tường ngoài (W);

Q9 - Nhiệt trao đổi do trao đổi không khí (W);

Q10 - Nhiệt trao đổi do rò lọt không khí (W);

Q_{tt} - Tổn thất nhiệt trên hệ thống điều hòa không khí, thông gió (W).

Đối với các công trình cụ thể, theo đặc điểm kiến trúc và công năng công trình các giá trị Q1, Q2, Q3, Q4, Q5, Q_{tt} qua tính toán thường là các giá trị có thể xác định cho mỗi mét vuông sàn và ít thay đổi theo điều kiện khí hậu bên ngoài công trình.

Các giá trị Q6, Q7, Q8, Q9, Q10 là các giá trị phụ thuộc rất nhiều theo điều kiện khí hậu bên ngoài công trình. Các công thức tính toán như sau:

Trao đổi nhiệt qua kết cấu bao che (KCBC)

$$Q6 + Q7 + Q8 = K.F, (W).$$

F - Tổng diện tích kết cấu bao che, bao gồm tường, mái và cửa kính (m²).

K - Hệ số truyền nhiệt tổng qua kết cấu bao che (W/m²)

$$K = (1-WWR) \times U_o \times \alpha \times (TD_{eq} - DT) + (1-WWR) \times U_o \times DT + \\ + WWR \times K_i \times I_o \times \beta + WWR \times U_{o,K} \times DT, W/m^2$$

$$\text{với } TD_{eq} = I_o/h_N + DT = I_o/h_N + t_N - t_T, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Trong đó:

- WWR - tỷ lệ diện tích cửa kính trên diện tích chung của bức tường hoặc diện tích cửa mái bằng kính trên diện tích chung của mái, không thứ nguyên;
- U_o - hệ số tổng truyền nhiệt của phần tường đặc hoặc của mái, W/m².°C;
- U_{o,K} - hệ số tổng truyền nhiệt của cửa kính trên tường hoặc trên cửa mái, W/m².°C;
- α - hệ số hấp thu bức xạ của bề mặt vật liệu phản tường đặc hoặc của bề mặt mái, không thứ nguyên;
- DT = t_N - t_T - chênh lệch nhiệt độ của không khí bên ngoài (t_N) và bên trong nhà (t_T), °C;
- TD_{eq} - chênh lệch nhiệt độ tương đương, có kể đến tác dụng của cường độ bức xạ mặt trời (BXMT) chiếu lên bề mặt tường hoặc bề mặt mái, °C;
- I_o - cường độ tổng xạ của BXMT chiếu lên bề mặt kết cấu, W/m²;
- K_i - hệ số nhận nhiệt BXMT của cửa kính hoặc cửa mái, không thứ nguyên;
- β - hệ số giảm nhận nhiệt BXMT của cửa kính do tác dụng của kết cấu che nắng, không thứ nguyên;
- h_N, h_T - lần lượt là hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài và bề mặt trong của kết cấu bao che. W/m².°C.

Trao đổi nhiệt do trao đổi không khí với bên ngoài:

$$Q9 = G1 (I_n - I_t) (W)$$

$$Q10 = G2 (I_n - I_t) (W)$$

G1 - Lượng không khí trao đổi (kg/s); có thể tính: G1 = số người x kg không khí/người.giây

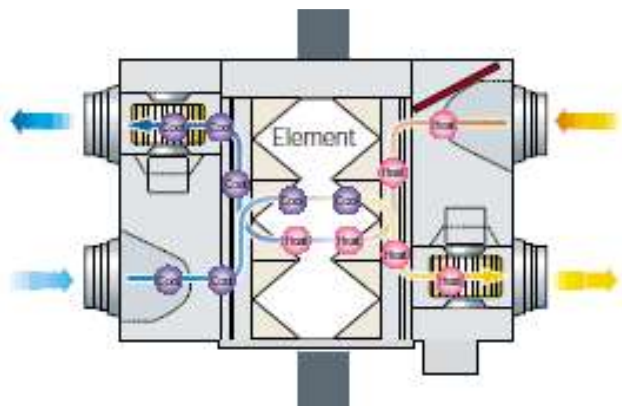
G2 - Lượng không khí rò lọt vào phòng (kg/s);

I_n - Entalpy của không khí ngoài nhà (J/kg);

I_t - Entalpy của không khí trong nhà (J/kg).

Như vậy, tổn thất nhiệt Q9, Q10 là do sự chênh lệch entapi của không khí bên trong và bên ngoài nhà. Giải pháp thông gió thu hồi nhiệt sẽ tận dụng nhiệt thải trong nhà để xử lý sơ bộ gió tươi trước khi cấp vào công trình nhằm mục đích tiết kiệm năng lượng cho hệ thống điều hòa không khí, thông gió.

Giải pháp thông gió thu hồi nhiệt thường sử dụng thiết bị thông gió thu hồi nhiệt bao gồm các quạt cấp, quạt thải và các bộ trao đổi nhiệt (hình 1).



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý thiết bị thông gió thu hồi nhiệt

3. Kết quả tính toán

3.1. Phụ tải nhiệt của công trình

Các giá trị Q1, Q2, Q3, Q4, Q5, Qtt xác định cho mỗi mét vuông sàn đã được tác giả tính toán cụ thể cho một số loại công trình điển hình ở Hà Nội theo bảng 1.

Bảng 1. Nguồn nhiệt bên trong công trình

Mục Công trình	Mật độ (m ² /ng)	Nhiệt tỏa do người (W/ng)		Chiếu sáng (W/m ²)	Thiết bị (W/m ²)	Q4+Q5+Qtt (W/m ²)
		Nhiệt hiện	Nhiệt ẩn			
Căn hộ, khách sạn						
Không gian riêng	5-10	75	55	13	15	0-10
Không gian chung	2,5-5,0	75	55	16	15	0-15
Sảnh, hành lang	5-10	-	-	9	15	0-15
Văn phòng						
Văn phòng riêng	5-10	75	55	13	15	0-10
Văn phòng chung	2,5-5,0	75	55	13	15	0-15
Hội trường, phòng họp	1,2-1,5	75	55	13	15	0-15
Sảnh, hành lang	5-10	75	55	9	15	0-15

Thương mại						
Khu bán lẻ	2,5-5,0	75	55	13	15	0-15
Khu công cộng	1,5-3,5	75	55	13	15	0-15
Sảnh, hành lang	2,5-5,0	75	55	9	15	0-15
Nhà hàng	1,0-2,0	75	55	8	15	0-15
Bệnh viện, trường học						
Khu cá nhân	5-10	75	55	13	15	0-10
Khu công cộng	2,5-5,0	75	55	13	15	0-15
Nhà ga	1,2-1,5	75	55	8	15	0-15

Đối với các công trình ở Việt Nam nói chung và Hà Nội nói riêng, việc vận hành hệ thống điều hòa không khí ở chế độ làm mát tiêu thụ khoảng 90% điện năng tiêu thụ của hệ thống điều hòa không khí trong năm. Các giá trị Q6, Q7, Q8, Q9, Q10 đối với một số dạng công trình cụ thể ở Hà Nội trong chế độ làm mát được tính toán và cho kết quả theo bảng 2 [1].

Bảng 2. Phụ tải nhiệt lạnh tính toán hệ thống điều hòa không khí các công trình ở Hà Nội

<i>Loại công trình</i>	<i>Người (W/m²)</i>	<i>C.sáng (W/m²)</i>	<i>Thiết bị (W/m²)</i>	<i>Gió tươi (W/m²)</i>	<i>KCBC (W/m²)</i>	<i>Khác (W/m²)</i>	<i>Tổng (W/m²)</i>
Căn hộ, khách sạn							
Không gian riêng	13-26	13	15	40-80	55-65	10	150-200
Không gian chung	26-52	16	15	80-150	55-65	10	180-250
Sảnh, hành lang	13-26	9	15	40-80	55-65	10	150-200
Văn phòng							
Văn phòng riêng	13-26	13	15	40-80	55-65	10	150-200
Văn phòng chung	26-52	16	15	80-150	55-65	10	180-250
Hội trường, phòng họp	75-110	13	15	170-220	55-65	20	300-420
Sảnh, hành lang	13-26	13	15	40-80	55-65	20	150-200
Thương mại							
Khu bán lẻ	26-52	16	15	70-140	55-65	20	200-250

Khu công cộng	45-85	13	15	85-150	55-65	20	250-300
Sảnh, hành lang	26-52	16	15	70-140	55-65	20	200-250
Nhà hàng	65-130	13	15	120-250	55-65	20	300-450
Bệnh viện, trường học							
Khu cá nhân	13-26	13	15	35-70	55-65	10	150-200
Khu công cộng	45-85	13	15	85-150	55-65	20	250-300
Nhà ga	65-130	13	15	120-250	55-65	20	300-450

Kết quả trong bảng 1, bảng 2 được tính toán cho các công trình nhiều tầng, quy mô vừa và lớn theo QCVN 40:2005, Q3 xác định gần đúng ở 24°C, Q4+Q5+Q_{tt} xác định ở điều kiện hầu hết các không gian trong nhà có điều hòa, Q6+Q7+Q8 xác định khi lớp vỏ công trình tuân thủ mục 4 trong QCVN 40:2005.

Kết quả ở bảng 2 là giá trị tính toán lựa chọn thiết bị điều hòa không khí cấp 2, vận hành ở điều kiện 100% công suất, có mức vượt 200h/năm theo điều kiện khí hậu Hà Nội, có KCBC đảm bảo hệ số truyền nhiệt tổng theo QCVN 40-2005: $K_{tường} \leq 62 \text{ W/m}^2$, $K_{mái} \leq 25,5 \text{ W/m}^2$. Phụ tải lạnh hệ thống điều hòa không khí khoảng 150-450 W/m², trong đó lượng nhiệt truyền vào phòng do trao đổi không khí và do rò lọt không khí dao động trong khoảng 40-250 W/m², chiếm khoảng 20-50% phụ tải nhiệt hệ thống điều hòa không khí.

Trong thực tế vận hành ở chế độ làm mát, hệ thống điều hòa không khí thường làm việc 100% công suất khoảng 1% thời lượng vận hành, 75% công suất khoảng 42% thời lượng vận hành, 50% công suất khoảng 45% thời lượng vận hành, 25% công suất khoảng 12% thời lượng vận hành. Khi hệ thống điều hòa không khí có COP = 2,8-3,6 W/W, với tổng thời lượng vận hành làm mát khoảng 1000-2800h/năm, tiêu thụ điện hệ thống sẽ khoảng 40-120 kWh/m².năm, chiếm khoảng 35-50% tổng tiêu thụ điện toàn công trình [2].

3.2. Hiệu quả tiết kiệm năng lượng của giải pháp thông gió thu hồi nhiệt

Theo tài liệu kỹ thuật của một số hãng điều hòa không khí, hiệu suất tận dụng nhiệt trung bình của thiết bị thông gió thu hồi nhiệt vào mùa hè khoảng 50-60%, vào mùa đông khoảng 60-70% (bảng 3).

Bảng 3. Hiệu suất tận dụng nhiệt của thiết bị thông gió thu hồi nhiệt một số hãng điều hòa không khí

Chế độ	Hiệu suất	DaiKin	Midea	SamSung
Làm mát	Hiệu suất nhiệt độ (%)	70-80	60-70	70
	Hiệu suất entapi (%)	55-70	50-55	50
Sưởi ấm	Hiệu suất nhiệt độ (%)	70-80	65-70	70
	Hiệu suất entapi (%)	65-75	55-60	70

Trong khi tỉ trọng phụ tải nhiệt lạnh của hệ thống thông gió đối với tổng phụ tải nhiệt lạnh hệ thống điều hòa khoảng 20-50% (bảng 4) nên giải pháp thông gió thu hồi nhiệt có thể mang lại khả năng tiết kiệm điện cho hệ thống điều hòa khoảng 8-20%, tương đương tiết kiệm 5-10% tổng tiêu thụ điện cho toàn bộ công trình hay tiết kiệm khoảng 10-15 kWh/m² năm, tương đương giảm phát thải khoảng 5-10 kgCO₂ /m²năm.

Bảng 4. Tỉ trọng phụ tải nhiệt lạnh của hệ thống thông gió đối với tổng phụ tải nhiệt hệ thống điều hòa đối với các công trình tại Hà Nội.

Công trình	Mật độ người (m ² /ng)	Nhiệt do gió tươi (W/m ²)	Tỉ trọng (%)
Căn hộ, văn phòng cá nhân	5-10	40-80	20-30
Tòa nhà khu vực công cộng	2,5-5,0	80-150	30-40
Hội trường, phòng họp, siêu thị, nhà ga	1,0-2,5	150-250	40-50

4. Nhận xét và kết luận

Qua tính toán ở trên có thể thấy giải pháp thông gió thu hồi nhiệt là giải pháp mang lại hiệu quả tiết kiệm năng lượng khá cao cho hệ thống điều hòa không khí trong đó gió tươi/thải chủ yếu được cấp/thải nhờ hệ thống thông gió cơ khí, đặc biệt với các công trình có mật độ người/diện tích sàn lớn, có thể tiết kiệm tới 20%, hàng năm giảm tiêu thụ điện tới 15 kWh/m² sàn, tương đương giảm phát thải khoảng 10 kgCO₂ /m²năm.

Giải pháp này nên được khuyến khích áp dụng đối với các công trình có mật độ người/diện tích sàn cao (< 2,5m²/ng), không gian kín, gió tươi/thải chủ yếu được cấp/thải nhờ hệ thống thông gió cơ khí (ít rò lọt không khí), công suất nhiệt - lạnh hệ thống điều hòa không khí trung bình và lớn (> 150RT) và thời lượng vận hành hệ thống điều hòa lớn (>1500h/năm).

Tuy nhiên, giải pháp này sẽ không thực sự hiệu quả đối với các công trình cần tỉ lệ gió tươi/thải qua hệ thống thông gió cơ khí nhỏ, độ chênh nhiệt hàm giữa không khí trong và ngoài nhà thấp, tỉ trọng phụ tải nhiệt lạnh của hệ thống thông gió cơ khí trên tổng phụ tải nhiệt lạnh hệ thống điều hòa thấp do quá trình thiết kế, lắp đặt, vận hành, bảo trì, bảo dưỡng phức tạp, chi phí đầu tư, lắp đặt thiết bị ban đầu còn cao.

Tài liệu tham khảo

1. Phạm Minh Chinh, (2010), "Nghiên cứu đề xuất giải pháp điều hòa không khí theo phân vùng khí hậu", Báo cáo chuyên đề 3 Đề tài KH&CN cấp Bộ Giáo dục và Đào tạo, mã số B2010-03-72, PGS.TS Lê Nguyên Minh chủ trì.
2. Phạm Minh Chinh, (2010), Đánh giá những tồn tại cơ bản của QCVN 09:2005, mục sử dụng điện năng, Báo cáo chuyên đề đề tài NCKH cấp Bộ Xây dựng, GS.TS. Trần Ngọc Chấn chủ trì.
3. TCVN 5687 -1992: *Thông gió, điều tiết không khí và sưởi ấm - Tiêu chuẩn thiết kế.*
4. TCVN - 4088-85: *Tiêu chuẩn khí hậu dùng trong xây dựng.*
5. TCVN - 4605-88: *Kỹ thuật nhiệt xây dựng - Kết cấu bao che - Tiêu chuẩn thiết kế*
6. QCVN 40 - 2005: *Quy chuẩn về sử dụng năng lượng có hiệu quả.*