

## 熱交換換気設備の回収熱量に関する研究

正会員○清水則夫\*1、正会員 澤地孝男\*2、正会員 村田さやか\*3、正会員 堀尾岳成\*4  
正会員 森本晋平\*5、正会員 齋藤茂樹\*1、 小野政一郎\*4、

熱交換器 回収量 消費電力

**1. はじめに** 冷暖房時に空調された空気が室内で汚染すると換気設備により排気し新鮮外気が取り入れられる。この排気する空気のもつエネルギーを室内へ取り入れる外気に移し替えると空調エネルギーの削減になるため熱交換器が使用される。熱交換器は圧力損失が大きく能力の高い送風機が必要となり消費電力が大きくなるため、省エネを図るには、一般的な換気を行う場合よりも増加した消費電力を上回る可能性のある熱量を熱交換により回収する必要がある。本研究では、暖房時の熱交換器による回収熱量を実験住宅で実測し、そのデータより日本各地での回収熱量を試算し報告する。

**2. 研究方法** **2.1 研究方法の概要** 実験は以下の手順により行った。①市販されている全熱交換器の中で比較的性能の良い製品の温度交換効率・湿度交換効率・全熱交換効率と有効換気量率を JIS B 8628:2003「全熱交換器」の付属書4(規定)熱交換効率測定方法(2室方式)と JRA 4056:2006「全熱交換器 有効換気量試験方法」により測定する。②試験により性能が明らかになった全熱交換器を旭川にある実験住宅に設置し暖房時の回収熱量を測定する。③得られたデータから日平均外気温度と回収熱量の関係を求め、日本各地での回収熱量を試算する。

**2.2 回収熱量の測定方法** 実験は2階建て住宅の1階部分(延べ床面積 67.9 m<sup>2</sup>、LDK・和室・サニタリー部・玄関等)に換気システムの設置を想定し、OA・SA・RA・EA系統の最大圧力損失経路の静圧損失を算出し、熱交換器の各系統に負荷圧力損失を与えた。負荷圧力損失は、簡易オリフィス(以下 SPI (スウェーデン Systemair 社製 k ファクター

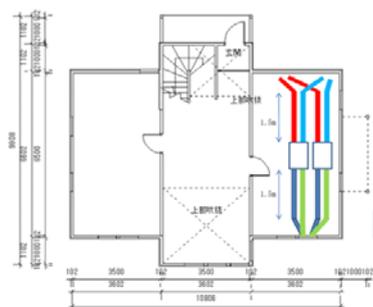


図1 実験住宅の1階平面図と熱交換器の設置場所

による風量測定器)という)の開口径を調整し所定の値に設定した。SPIの上流側には長さ1m、下流側には0.5mの塩ビ

ダクトを取付けた(上流側ダクト入口には整流格子付)。また、設定した開口径で差圧・風量の関係(温度 20℃、相対湿度 60%、絶対圧力 760mmHg)を測定し風量計として使用した。実験住宅には2種類の全熱交換器(試験体 M と T)を設置し、OA・SA・RA・EA系統の SPI の差圧と試験体出入り口の空気と室内外の温湿度を測定した。測定では、温湿度は VAISALA HMP110 を、差圧は精密微差圧計 Baratron 220CD を使用した。実験住宅の1階平面図と熱交換器の設置場所を図1に示す。

屋外への排出エネルギー(熱交換器使用時  $E_1$ 、未使用時  $E_2$ : kJ/h)は、風量を  $Q_i$  (kg/h)、空気の持つエネルギーを  $E_i$  (kJ/kg)、 $i$  を OA、SA、RA、EA、有効換気量率を  $e$  ( $Q_{SA}$  に含まれる外気の比率)とすると以下ようになる。

①  $Q_{EA} > Q_{OA}$  のとき

$$E_1 = Q_{EA} \times (E_{EA} - E_{OA})$$

$$E_2 = \{Q_{SA} \times e + (Q_{EA} - Q_{OA})\} \times (E_{RA} - E_{OA})$$

②  $Q_{EA} \leq Q_{OA}$  のとき

$$E_1 = Q_{EA} \times E_{EA} + (Q_{OA} - Q_{EA}) \times E_{RA} - Q_{OA} \times E_{OA}$$

$$E_2 = (Q_{SA} \times e) \times (E_{RA} - E_{OA})$$

回収量  $\Delta E$  (kJ/h) と回収率  $r$  (%) は

$$\Delta E = E_2 - E_1, \quad r = (E_2 - E_1) \div E_2$$

**3. 測定結果** JIS と JRA の試験方法に準じて測定した試験体 M と T の性能値を表1に示す。

実験住宅での測定は、2013年11月4日~2014年2月9日まで実施し、1分間隔で測定した温湿度と風量を1時間ごとに平均し、回収エネルギー量を算出した。測定期間中、暖房機器の運転不備のため室内が設定温度に達しなかった日などを除くとデータとして有効な日数は試験体 M が 72 日間、試験体 T が 65 日間であった。1日平均の室内外の温湿度を表2に示す。室内の温湿度は、設定値(20℃、40%)と比較すると温度は高め、湿度は低めであった。日平均外気温度は 12.5~ -14.8℃と広い範囲のデータを得ることができた。

熱交換器の1日の消費電力、JIS B 8628:2003「全熱交換器」に準じて求めた温度交換効率  $\eta_t$ ・湿度交換効率  $\eta_x$ ・全熱交換効率  $\eta_i$  と回収エネルギー量から算出した温度回収率 ( $r_{SH}$ )・全熱回収率 ( $r_{TH}$ )

表 1 試験体の性能値

測定条件		冷房条件				暖房条件							
		試験体M				試験体T							
風量 (m³/h)	SA	106	156	103	164	86	105	121	88	105	123		
	RA	100	174	111	185	81	103	118	84	104	126		
温度交換効率 (%)		57	50	63	55	58	55	52	75	70	66		
湿度交換効率 (%)		18	10	28	20	45	40	37	40	37	35		
全熱交換効率 (%)		27	19	48	40	48	43	40	60	56	53		
有効換気量率:97.2%													
試験体M													
風量 (m³/h)	SA	86	105	121	88	105	123	81	103	118	84	104	126
	RA	81	103	118	84	104	126	58	55	52	75	70	66
温度交換効率 (%)		45	40	37	40	37	35	48	43	40	60	56	53
湿度交換効率 (%)		48	43	40	60	56	53	有効換気量率:94.9%					

表 2 室内外の温湿度

	室内		屋外	
	温度 (°C)	相対湿度 (%)	温度 (°C)	相対湿度 (%)
平均	20.8	30	-3.1	80
最大	23.4	53	12.5	96
最少	19.3	9	-14.8	64
標準偏差	0.6	11	5.8	6

表 3 熱交換器の交換効率・回収率と消費電力

試験体	平均	最大	最少	標準偏差	ηt	ηi	r	ESH	ETH	消費電力
					%	%	%	%	%	%
試験体M	平均	49%	19%	43%	52%	47%	14W			
	最大	55%	25%	48%	54%	53%	15W			
	最少	36%	3%	33%	41%	37%	13W			
	標準偏差	3%	4%	3%	2%	3%	0.2W			
試験体T	平均	59%	20%	52%	47%	41%	52W			
	最大	64%	39%	61%	49%	45%	52W			
	最少	53%	0%	47%	46%	35%	51W			
	標準偏差	2%	9%	3%	1%	2%	0.4W			

表 4 熱交換器の各系統の風量(単位:m³/h)

	試験体M				試験体T			
	OA	SA	EA	RA	OA	SA	EA	RA
平均	116	114	117	94	126	131	113	117
最大	121	121	127	105	131	135	115	120
最少	109	110	89	64	111	118	111	114
標準偏差	2	2	6	7	3	2	1	1

表 5 熱交換器による回収熱量と年間消費電力

	回収熱量(MJ)					
	試験体M			試験体T		
	顕熱	全熱	消費電力	顕熱	全熱	消費電力
全室24時間暖房	2,562	2,847	440	2,250	2,411	1,604
全室間欠暖房	898	987		783	832	
部分間欠暖房	278	306		243	258	

を表 3 に、熱交換器の各系統の風量を表 4 に示す。

表 1 と表 3 の JIS に準じて求めた ηt、ηi ととも試験体 T が M より優れていたが、回収率 r は試験体 M の結果が良く示された。これは、試験体 M の有効換気量率がよいことと、OA と EA の風量がほぼ等しいため OA と EA 空気がすべて熱交換されたのに対し、試験体 T は EA が OA よりも約 10% 風量が少なく、この空気が熱回収されずに排気されたためである。躯体からの漏気をなくした風量バランスの良い換気設計を行う必要性が示されたといえる。

有効なデータが得られた期間に回収された熱量と表 3 の平均消費電力で 1 年間熱交換器を運転した時の消費電力を表 5 に示す。この表では暖房時間を 6:00~9:00、18:00~23:00 の 8 時間 (以後、間欠暖房という) とし、この時間帯に回収した熱量を間欠暖房時の回収量、想定住宅の 1 階容積の約 31% にあたる LD 部分で暖房を実施するとし、間欠暖房時の回収熱量の約 31% を部分間欠暖房時の回収熱量

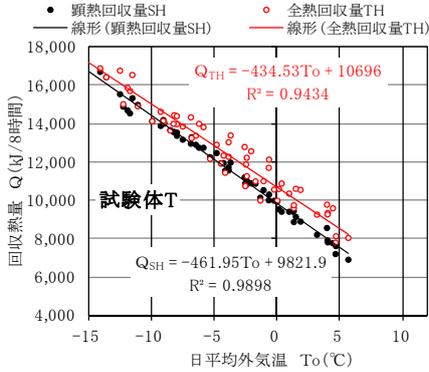
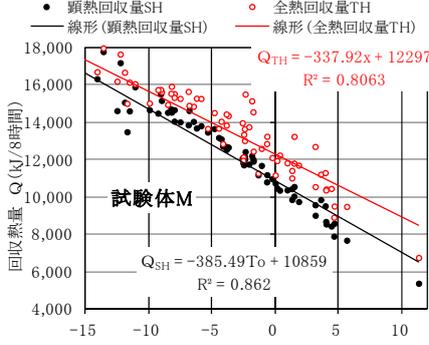


図 2 回収熱量と日平均外気温の関係

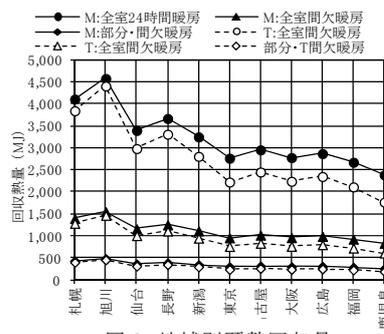


図 3 地域別顕熱回収量

表 6 各地の気温の月別年値 (°C)

	12月	1月	2月	3月
札幌	-0.9	-3.6	-3.1	0.6
旭川	-4.3	-7.5	-6.5	-1.8
仙台	4.5	1.6	2	4.9
長野	2.1	-0.6	0.1	3.8
新潟	5.6	2.8	2.9	5.8
東京	8.7	6.1	6.5	9.4
名古屋	7	4.5	5.2	8.7
大阪	8.6	6	6.3	9.4
広島	7.5	5.2	6	9.1
福岡	8.9	6.6	7.4	10.4
鹿児島	10.6	8.5	9.8	12.5

表 7 1次エネルギー換算値

回収熱量	エアコン	ガスFF
500	455	625
1,000	909	1,250
1,500	1,364	1,875
2,000	1,818	2,500
2,500	2,273	3,125
3,000	2,727	3,750
3,500	3,182	4,375
4,000	3,636	5,000
4,500	4,091	5,625
5,000	4,545	6,250

単位: MJ

とした。試験体 M は DC モーター、T は AC モーター仕様のため消費電力が大きく異なった。

1 日の平均外気温と回収熱量 (全室 24 時間暖房・全室間欠暖房、部分間欠暖房) の関係を求めた。全室 24 時間暖房時の結果を図 2 に示す。図中の顕熱回収量一日平均外気温の関係式と平成 26 年理科年表の各地の気温の月別年値(1981~2010 年平均値、表 6) から各地における回収熱量を算出した。暖房期間を 12~3 月の 4 ヶ月間としこの期間に各地で回収される熱量を図 3 に示す。1 次エネルギー効率をエアコン 1.1、ガス FF 暖房 0.8 として求めた回収熱量に相当する一次エネルギーを表 7 に示す。熱交換器の表 5 の年間消費電力を換算値 9760kJ/(kW・h) を用いて一次エネルギーに換算

すると試験体 M は 1193MJ、T は 4351MJ になる。試験体 M は全室 24 時間暖房ではすべての地域で 1 年間の消費電力を上回るが、全室間欠暖房時にはエアコンでは寒冷地、ガス FF 暖房では福岡と鹿児島を除く地域で上回った。熱交換器がなくて 24 時間換気のために使用する送風機の消費電力を今回の半分とすると試験体 M はガス FF 暖房のとき旭川で部分間欠暖房でも消費電力を上回る。試験体 T は消費電力が大きいため省エネ効果は得られなかった。

**4. まとめ** 熱交換器は、OA と EA の風量バランスが崩れた状態で使用すると回収熱量が低下するためバランスの良い設計を行う必要性が示された。

暖房設備の 1 次エネルギー効率と、電力の 1 次エネルギー換算値で回収熱量と消費電力を比較すると消費電力の小さい DC モーターを使用した熱交換器に省エネ効果が得られる可能性がみられた。

今後は冷房時の回収熱量を明らかにし、年間での効果を検討することが必要と考える。

\* 1 : (一財) ベターリビング、博士(工学)  
 \* 2 : 国土交通省国土技術政策総合研究所、工学博士  
 \* 3 : 北海道立総合研究機構 北方建築総合研究所、博士(工学)  
 \* 4 : (一財) ベターリビング  
 \* 5 : 東プレ(株)

\* 1 : Center for Better Living, Dr. Eng.  
 \* 2 : National Land Management Research Institute Ministry of Land, Infrastructure & Transport, Dr. Eng.  
 \* 3 : Hokkaido Research Organization, Northern Regional Building Research Institute, Dr. Eng.  
 \* 4 : Center for Better Living,  
 \* 5 : Topre corporation