

# 回転型全熱交換器用吸着ロータの開発と実験的研究

岡野 浩志\*1 広瀬 勉\*2

全熱交換器は、ビルなどの空調換気中使用される顕熱と潜熱を同時に熱交換回収する省エネルギー装置である。初期に開発された全熱交換器は、アスベストペーパー製のハニカムロータに潜熱交換剤として塩化リチウムを含浸したものであったが、アスベストの発がん性問題や、塩化リチウムを使用しているために高湿度時に塩化リチウムが流出して性能低下したり、周辺機器を腐食する塩害が発生したりするなどの問題があった。これらの問題を解決するために、顕熱交換機能しかないアルミニウムシートに固体吸着剤を担持して潜熱交換機能を付加する方法を研究し、全熱交換性能の優れたアルミニウム製の全熱交換器を実用化することに成功した。

キーワード： 実験・回転型全熱交換器・熱交換効率試験・吸着

## はじめに

全熱交換器(図-1)は、ビルなどの空調換気によって失われるエネルギーの顕熱(温度)と同時に潜熱(湿度)も交換回収する回転蓄熱型熱交換器で、特に冷房負荷の半分以上を潜熱負荷が占める東南アジアの夏期において、高い省エネルギー効果を発揮することが出来る。例えば夏期の場合、取り入れた外気がハニカムロータを通過する間に、外気に含まれる顕熱と潜熱がロータ内に蓄えられ、外気は冷却減湿されたあと室内に給気される。一方汚れてはいるが冷たく湿度の低い室内空気はロータを通過するときに、ロータに蓄えられていた外気の顕熱と潜熱を受け取って暖かく湿った空気となって排気される。冬期の場合は暖気と冷気の位置が入れ替わるが、同様の作用で熱交換する。その場合は室内の換気によって失われる顕熱とともに潜熱(湿気)も回収し、室内が極度に乾燥することを防止することができる。全熱交換器を使用することによって、換気によって失われるエネルギーの70~80%を回収することができ、冷暖房負荷を削減することができる。

## 1. 研究開発の背景

全熱交換器は、1953年頃スウェーデンで発明され<sup>1)</sup>、優れた省エネルギー効果が認められて全世界に普及してい

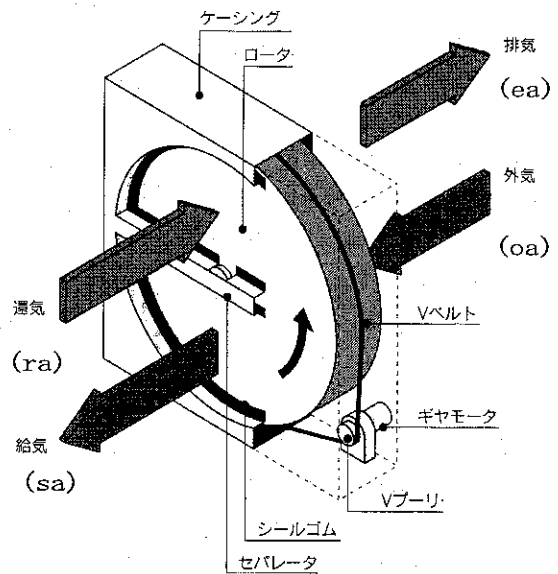


図-1 全熱交換器カセット図

た。国内においてもS技研など数社が国産化し、当初は基本特許に類似した製法、材料を使用していたが以下のような改善点のあることが分かった。

- ① 1978年頃より全熱交換器の主材料であるアスベストに発がん性のあることが分かり、アスベストを使用しないロータ開発の必要性が生じた。
- ② 潜熱交換機能を持たせるためハニカムエレメントに塩化リチウムを含浸していたが、高湿度時に塩化リチウムが過剰に吸湿して流出し、性能の劣化をきたしたり、周

\*1 (株)西部技研開発本部 正会員

\*2 熊本大学工学部物質生命化学科

刃機器を腐食させたりするなど、東南アジア、日本のような高湿度地域では使いづらいという欠点があった。

- ③パチンコ店、遊技場など喫煙あるいは粉じんの多い場所では、それらによって汚染されるため使用できなかった。そのような所にも使える、洗浄可能なロータができないかというニーズがあった。

このような背景をふまえ、過酷な環境でもトラブルなく使用できる全熱交換器用ロータを研究開発した。

## 2. アルミ製吸着式全熱交換ロータの製法

### 2.1 ハニカム材料の選定

熱交換器用シート材料としてアルミニウムやステンレスの金属シートおよび各種プラスチックフィルムを候補として選び、顕熱交換器ロータを試作して性能試験を行った。その結果については3章で詳細を述べるが、顕熱交換性能の点からはいずれも使用可能であることを確認し、最終的にはコスト、量産性、難燃化性を考慮してアルミニウムシートを選定した。

### 2.2 シート材料に吸湿性を付加する方法

全熱交換器は顕熱のみならず潜熱（湿度）も蓄熱交換する機能が重要であるが、ハニカムロータに潜熱交換機能を付加する方法として従来は多孔質のハニカムに吸湿性の塩を含浸する方法が採られていたが、過剰吸湿によるトラブルの発生と、洗浄できないという欠点のため根本的に採用できない方法である。そのためシート材料に、洗浄しても流失することのない吸湿層を作る方法を以下検討した。

- ①アルミニウム製のハニカムを薬品処理して腐食させ、その表面に吸湿性の層をつくる方法<sup>2)</sup>。
- ②シリカゲルなどの固体吸着剤パウダをバインダに混ぜ込み、シート材料にコーティング、コルゲート加工してロータ化する方法。
- ③ロータ化した後で吸着剤パウダを分散させたバインダ液中に浸漬して、付着させる方法。
- ④シート材料にバインダ層をコーティングしながら表面に吸着剤微粒子を接着コーティングし、その後コルゲート加工してロータ化する方法<sup>3)</sup>。

①の方法では材料がアルミニウムに限定され、吸湿層が本質的にアルミ化合物しかできないことや、吸湿層の付着強度、対腐食性などについて問題がある。②、③の方法では、ともに色々な種類のハニカム材料や吸着剤を選択できるが、吸着剤の表面がバインダによって覆われるため、吸湿性能が阻害され潜熱交換性能が悪くなる傾向がある。また、潜熱交換性能向上のためにバインダ量を少なくすると付着強度が弱くなり脱落しやすくなるという問題がある。

以上の検討によりシート材料に吸湿性を持たせる方法として本研究では④の方法を採用し、**図-2**のような吸着剤

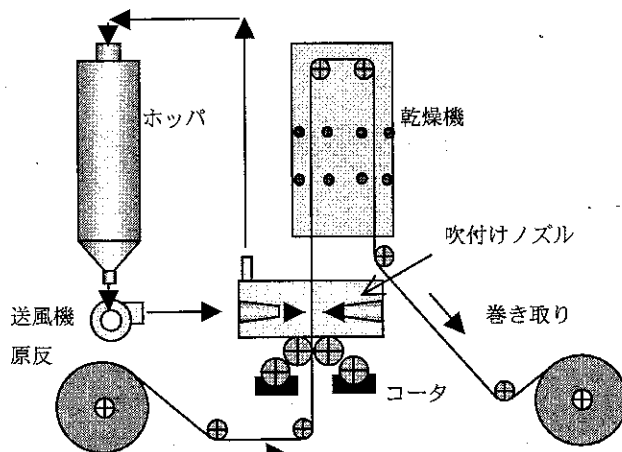


図-2 吸着剤コーティング装置

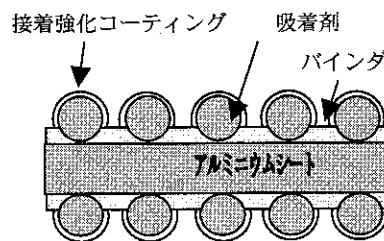


図-3 ハニカムシート拡大図

コーティング装置を製作した。この装置でシート材料にバインダ層をコーティングしながらシリカゲル微粒子などの吸着剤を吹き付けて塗布し、さらにそのシートをコルゲート加工、巻きつけてアルミニウム製全熱交換器ロータを試作した<sup>3)</sup>。吸着剤の粒子径は、大きいと後工程での脱落が多くなり、また小さいと塗布量が少なくなるため、テストの結果100~300メッシュに決定した。吸着剤の塗布量は多いほど潜熱交換効率が向上するが、20g/m<sup>2</sup>以上あれば十分である事が分かり20~30g/m<sup>2</sup>に決定した。この方法によれば、**図-3**のように、吸着剤粒子は接着層に半ば埋まり込んだように強固に接着され、バインダによる吸湿性能への悪影響もなく、また粒子が突出しているため通過空気との接触面積が広く高い潜熱交換性能を得ることができると考えられる。

## 3. 熱交換性能試験

熱交換器材料としての適性確認のためアルミニウム製、ステンレス製、プラスチック製の顕熱交換器用ロータを試作し、それぞれのロータについて熱交換性能試験を行い比較した。

さらに2.2の方法によって吸着剤塗布加工によるアルミニウムシートで試作した全熱交換器用ロータについて熱交換性能試験を行い、前述の顕熱交換器用ロータとの比較を

風洞全長 8.5m

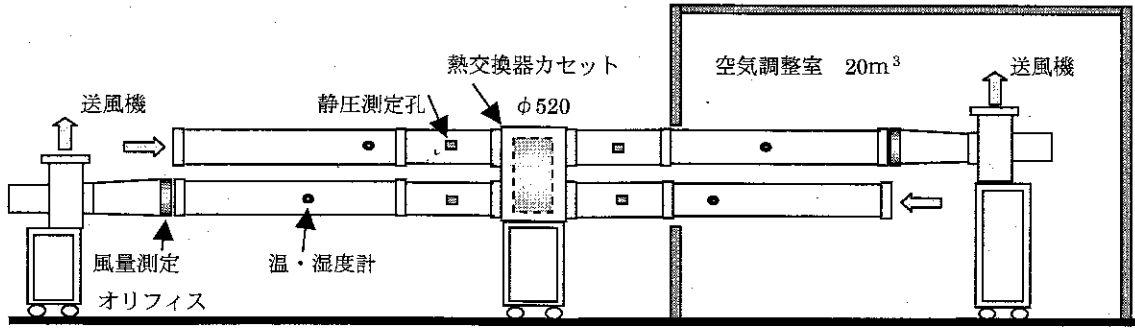


図-4 熱交換器性能試験設備

行った。また、難燃紙に塩化リチウムを含浸した従来式的全熱交換器用ロータについても熱交換性能試験を行い比較した。表-1は本研究で試作した各種試験用熱交換ロータの仕様一覧表である。

### 3.1 性能試験方法

図-4の風洞試験装置において、熱交換性能を試験測定した。試験条件は、風洞試験装置を設置した室内と空気調整室内とで温・湿度差を付けることで、夏または冬の空調条件を設定した。風量及び静圧損失は、管内オリフィス及び精密微差圧計(S科学製 MP-200)により測定した。温度及び湿度についてはエース鋭感湿度計(E研究所製 AKL型, DRLK ベンシル型センサ)を使用した。顕熱交換効率  $E_t$ 、全熱交換効率  $E_i$ 、潜熱交換効率  $E_x$ の各値は式(1)~(6)を用いて求めた。

顕熱交換効率

$$E_t(sa) = (T_{sa} - T_{oa}) / (T_{ra} - T_{oa}) \quad \dots\dots(1)$$

$$E_t(ea) = (T_{ra} - T_{ea}) / (T_{ra} - T_{oa}) \quad \dots\dots(2)$$

全熱交換効率

$$E_i(sa) = (I_{sa} - I_{oa}) / (I_{ra} - I_{oa}) \quad \dots\dots(3)$$

$$E_i(ea) = (I_{ra} - I_{ea}) / (I_{ra} - I_{oa}) \quad \dots\dots(4)$$

潜熱交換効率

$$E_x(sa) = (X_{sa} - X_{oa}) / (X_{ra} - X_{oa}) \quad \dots\dots(5)$$

$$E_x(ea) = (X_{ra} - X_{ea}) / (X_{ra} - X_{oa}) \quad \dots\dots(6)$$

ここに、

- $E_t$ : 顕熱交換効率
- $E_i$ : 全熱交換効率
- $E_x$ : 潜熱交換効率
- $T$ : 温度 [°C]
- $I$ : エンタルピー [kJ/kg]
- $X$ : 絶対湿度 [g/kg]
- sa : 給気側
- oa : 外気側
- ra : 還気側
- ea : 排気側

熱交換効率には給気側 (sa) 効率と排気側 (ea) 効率があるが、対象とする全熱交換器は給気側の効率が重要で、以降効率は給気側効率で取り扱うこととする。

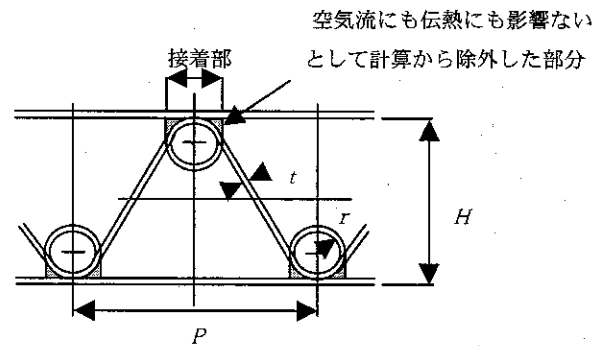


図-5 ハニカムの形状

### 3.2 顕熱交換器の実測効率と理論計算値の比較

図-5に示すハニカムの形状に対し伝熱面積  $a$  [m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>], 開口率  $\epsilon$ , 相当直径  $d$  [mm], ハニカム密度等を計算し, Lambertson<sup>4)</sup>の基礎理論計算より顕熱交換効率の計算値(1)を求めた。図-6, 図-7はアルミニウム製顕熱交換器の実測値と計算値(1)を比較したものである。図-6に示すようにロータ前面風速 4.2m/sにおけるロータ回転数と顕熱交換効率の関係は実測値と計算値の間で比較的よく一致している。図-7のロータ前面風速と顕熱交換効率の関係においては、ロータ前面風速 2.5m/s以上の高風速においては計算値(1)と実測値はよく一致しているものの、2.5m/s以下の低風速側においては実測値は計算値(1)の下方にずれる。これは Lambertson の理論計算方法では、蓄熱体中の熱伝導が流体の流れ方向及び蓄熱体の回転方向にはゼロとして計算されているためと思われる。Bahnke and Howard<sup>5)</sup>は蓄熱体中の熱伝導を考慮した理論計算を行っており、これにより求めた理論効率計算値(2)を図-7の破線で示す。その結果 Lambertson による理論計算値より実測値に近い計算値が得られた。

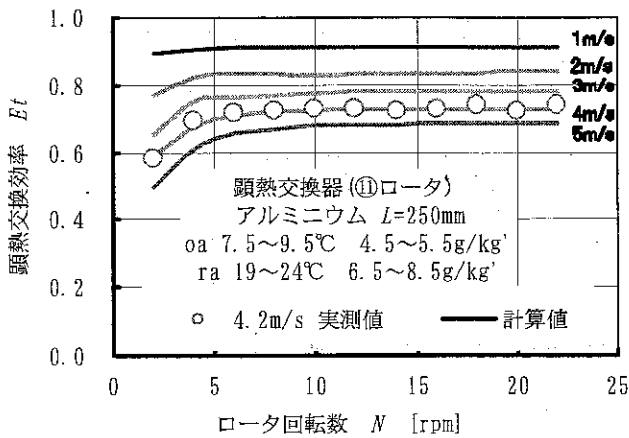


図-6 ロータ回転数と頭熱交換効率

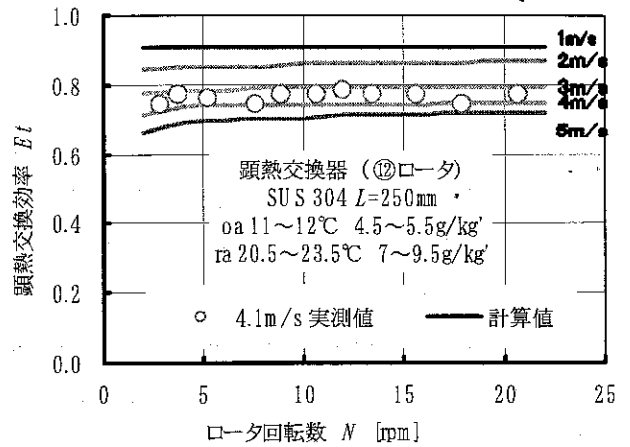


図-8 ロータ回転数と頭熱交換効率

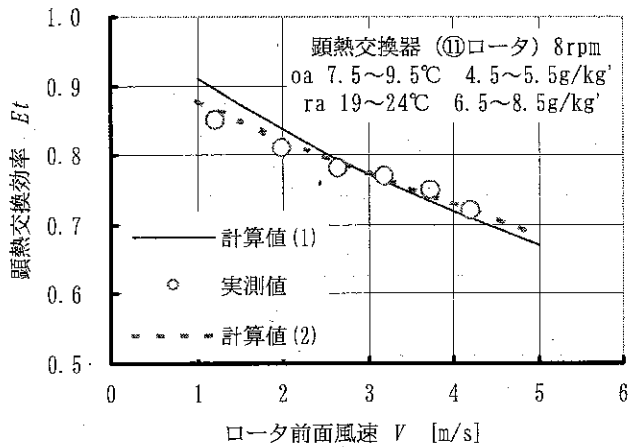


図-7 ロータ前面風速と頭熱交換効率

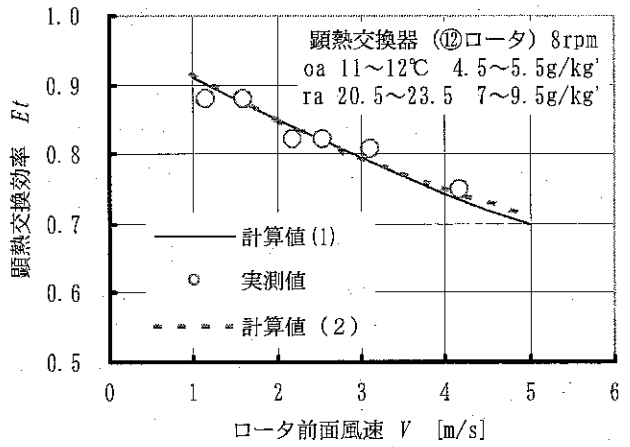


図-9 ロータ前面風速と頭熱交換効率

図-8, 図-9にステンレス製 (SUS304) 頭熱交換器の熱交換性能実測値と理論計算値を比較した。ステンレス製の場合は全風速域において実測値と計算値 (1) はよく一致しており、これはアルミニウムの熱伝導度 ( $230\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ) に比べ、ステンレスの熱伝導度 ( $16\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ) がかなり小さいためと推測される。これは蓄熱体中の熱伝導をゼロとした計算値 (1) と、熱伝導を考慮した計算値 (2) との差が少ないことから裏付けられる。難燃紙製、及び PVA, PP 等プラスチック製ロータにおいても実測値と計算値 (1) は良く一致している。

### 3.3 全熱交換器の効率試験結果

頭熱交換器ロータの試験結果より、吸着剤を塗布加工したアルミニウムシート製全熱交換器ロータを試作し、試験した。ロータの回転数と熱交換効率の試験結果を図-10, 図-11に示す。図-10は低風速域の  $2.7\text{m/s}$ , 図-11は  $4.5\text{m/s}$  の高風速域のデータであるが、高風速域での効率

は頭熱交換効率よりも全熱交換効率、さらに潜熱交換効率の方がより大きく影響を受けて低下していることが分かる。 $2.7\text{m/s}$  ではロータ回転数  $16\text{rpm}$  で頭熱、全熱、潜熱交換効率ともにほぼ等しくなっているが、 $4.5\text{m/s}$  ではロータ回転数を  $24\text{rpm}$  まで上げてても頭熱交換効率と全熱、潜熱交換効率は大きく離れている。ロータ回転数を速くするほど熱交換性能は向上するが徐々に飽和する傾向にあり、 $16\text{rpm}$  以上に速く回転させてもそれ程熱交換効率は向上していない。この試作ロータにおいては、装置の強度、耐久性、駆動エネルギーを考慮して  $16\text{rpm}$  前後が実用的な最適回転数であるといえる。

図-12はその各種試験用熱交換ロータによる頭熱交換効率の実測値を Lambertson の理論計算による総括熱移動単位数 (NTU) の図にプロットしたもので、実測値と比較的によく一致している。計算値より少し外れたものもあるが、前項で述べた蓄熱体内部での熱伝導の影響によるものと理

表-1 各種試験用熱交換器ロータの仕様

ロータ種類	材質	総厚さ $t$ mm	ピッチ $P$ mm	高さ $H$ mm	ロータ幅 $L$ mm	回転数 $N$ rpm	吸湿剤	伝熱面積 $a$ $m^2/m^3$	開口率 $\epsilon$	相当直径 $d$ mm	密度 $\rho$ $kg/m^3$	
①	全熱交換器	アルミニウム	0.080	2.60	1.35	60	20	シカゲル	2643	0.801	1.212	170
②	"	アルミニウム	0.080	4.10	1.44	230	16	シカゲル	2160	0.844	1.563	146
③	"	アルミニウム	0.080	4.10	1.80	200	16	シカゲル	2121	0.870	1.641	122
④	"	アルミニウム	0.080	6.35	3.40	200	16	シカゲル	1169	0.919	3.142	69
⑤	"	難燃紙	0.185	3.31	1.95	200	8	LiCl	1867	0.729	1.561	147
⑥	"	難燃紙	0.185	4.06	2.05	200	8	LiCl	1737	0.758	1.746	133
⑦	顕熱交換器	PVC	0.060	3.31	2.00	230	10	-	2121	0.910	1.715	106
⑧	"	PP	0.060	3.40	2.35	200	16	-	1836	0.920	2.004	58
⑨	"	SUS430	0.050	3.30	1.30	200	8	-	2900	0.893	1.232	685
⑩	"	SUS430	0.050	3.75	1.70	200	8	-	2364	0.918	1.552	542
⑪	"	アルミニウム	0.060	4.10	2.07	250	8	-	1948	0.908	1.864	187
⑫	"	SUS304	0.100	4.20	1.98	250	8	-	1964	0.869	1.77	930

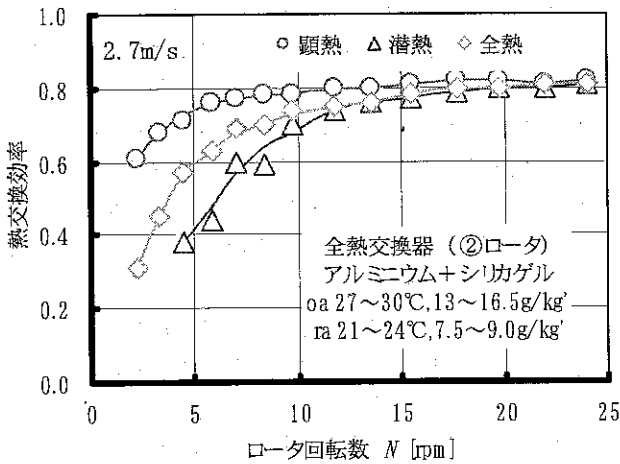


図-10 全熱交換器のロータ回転数と熱交換効率(2.7m/s)

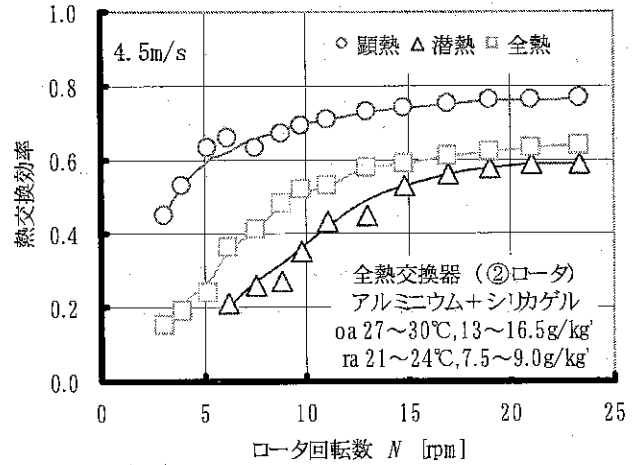


図-11 全熱交換器のロータ回転数と熱交換効率(4.5m/s)

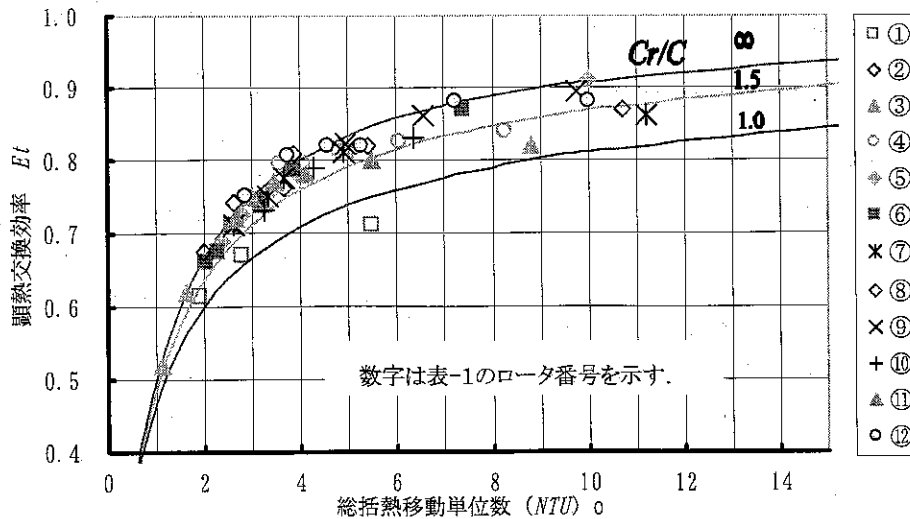


図-12 各種試験用熱交換ロータの効率と総括熱移動単位数 (NTU) o

### 3. 4 空気条件による熱交換効率の変化

全熱交換器の熱交換効率は、使用される空気条件によって変化する。このため、空気条件を変化させて熱交換性能への影響を測定し評価した。その結果を図-13に示す。ここで横軸に用いている過飽和水蒸気量  $X_e$  は次のように定義する。すなわち、図-14において高温高湿度側  $ra$  より水平に延長した線と、低温低湿度側  $oa$  から垂直に上に延長した線の交点  $a$  から垂直線と飽和線との交点  $b$  までの絶対湿度の差を  $X_e$  で表している。言いかえるとこれは  $ra$  点の空気を、そのまま  $oa$  点の温度まで冷却した場合に、過飽和になるはずの水蒸気量を表している。図-13のような傾向が見られる理由として次のように考えられる。まず  $X_e$  がマイナスのときには潜熱負荷は少なく、ロータの潜熱交換容量には余裕があるため潜熱交換効率は高くなり、顕熱交換効率はほぼ等しくなる。次に  $X_e$  が増加していくにつれて潜熱負荷が増加するため、除々に潜熱交換容量は不足し潜熱交換効率が低下する。さらに  $X_e$  が増加していくと熱交換器通過中の空気の相対湿度はかなり高くなり、吸着剤による吸着量にプラスして水蒸気の凝縮現象も起こり、結果的に潜熱交換容量は向上、潜熱交換効率は顕熱交換効りに近づくものと考えられる。

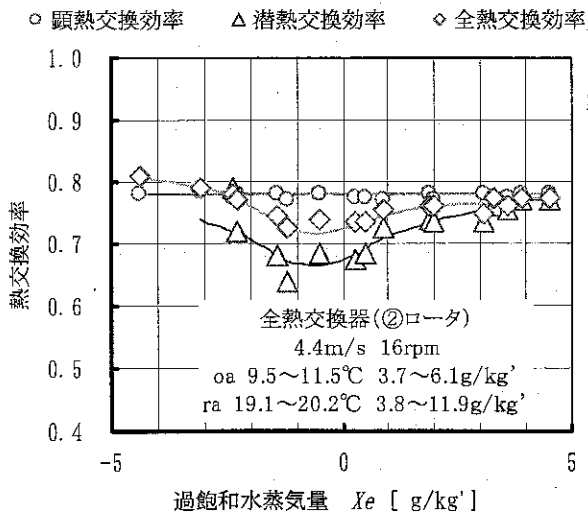


図-13 空気状態による熱交換効率の変化

### 4. おわりに

塩化リチウム等液体吸着剤を潜熱交換剤として含浸した初期の全熱交換器の欠点を解消するため、固体吸着剤を使用した全熱交換器を実用化する研究開発を行い、以下の結果を得た。

- 1) 固体吸着剤をシート材料にコーティングする方法により、液体吸着剤を含浸した従来式に替わる全熱交換器用ロータを実用化することができた。

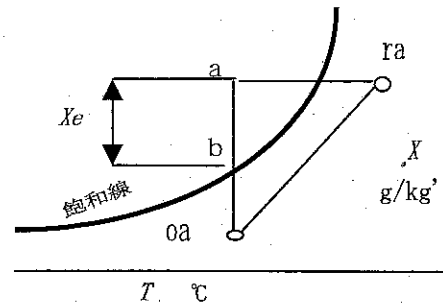


図-14 過飽和水蒸気量  $X_e$  [g/kg'] 説明図

- 2) 回転式熱交換器用シート材料としては金属、プラスチック、紙など種々の材料が使用可能であり、熱交換性能にはシート材料の熱伝導度は特に影響しない。しかし  $2\text{m/s}$  以下の低風速域においては熱伝導度が大きくなると熱交換性能が低下することが分かった。
- 3) 熱伝導度の小さい材料で制作した熱交換器については、Lambertson<sup>4)</sup>による理論計算方法で計算値と実測値は比較的良く合うが、熱伝導度の大きい材料で制作した熱交換器では低風速側で実測値との差異が生じる。しかし材料中での熱伝導を考慮した Banke and Howard<sup>5)</sup>らの理論計算によるとほぼ実測値と同じ計算値が得られることが分かった。
- 4) 顕熱交換効率と潜熱交換効率は低風速域ではほぼ等しいが、高風速域になるに従い潜熱交換効率は低下し、顕熱交換効率との開きが大きくなる傾向がある。
- 5) 顕熱交換効率は空気条件の影響を受けないが、潜熱交換効率は空気条件の影響を受けて変化することが分かった。

### 参考文献

- 1) カール・ゲオルグムンターズ：特公昭31-4086
- 2) オブ・ストリンドバーグ、エリック・ランゲル：特公昭60-15879
- 3) 隈・原田・田中・岡野：特公昭62-19302
- 4) Lambertson, T. J. : "Performance Factor of a Periodic-Flow Heat Exchanger". Trans. ASME, vol. 80(1958), pp. 586~592.
- 5) G. D. Bahnke, C. P. Howard, "The Effect of Longitudinal Heat Conduction on Periodic-Flow Heat Exchanger Performance" Journal of Engineering for Power, Trans. ASME (1964), pp. 105~120

(2001年 1月15日 原稿受付)

## Development and Experimental Study of an Adsorptive Total Heat Exchanger Rotor

by Hiroshi Okano\*<sup>1</sup> and Tsutomu Hirose\*<sup>2</sup>

**Key Words:** Experiment, Rotary Total Heat Energy Exchanger, Heat Exchange Efficiency Test, Adsorption

**Synopsis:** A total heat energy exchanger is an energy saving device used for air conditioning /ventilation in buildings and so on. It exchanges and recovers both sensitive heat and latent heat at the same time. A total heat energy exchanger in its early stage of development was made of an asbestos paper honeycomb rotor impregnated with lithium chloride as a latent heat exchanging agent. But it had problems such as cancer causing possibility of asbestos, efficiency decrease, damages of devices by salt corroding due to the outflow of

lithium chloride in high humidity conditions and so on.

In order to solve these problems, a method of giving latent heat exchanging function to an aluminum sheet having sensitive heat exchanging function only was developed by carrying solid adsorbent on the sheet, and an aluminum total heat energy exchanger with excellent efficiency was successfully put in practical use.

(Received January 15, 2001)

\*<sup>1</sup>Seibu Giken Co.,Ltd. Member

\*<sup>2</sup> Department of Applied Chemistry & Biochemistry,  
Kumamoto University