回 転 式 交 番 流 熱 交 換 器 の 研 究*

(第1報, 構造と送風・ポンプ特性)

天 木 勇^{*1}, 熊 田 雅 弥^{*2}, 青 木 博 史^{*3}
鈴 木 正 利^{*4}, 藤 掛 賢 司^{*5}A Study of Rotary Heat Exchanger with Air Flow across The Rotor
(1st Report, The Blower and Pump Performances)Isamu AMAKI^{*6}, Masaya KUMADA, Hiroshi AOKI,
Masatoshi SUZUKI and Kenji FUJIKAKE^{*6} Denso E & TS Training Center co.,
1 Shinmichi, Takatana-cyo, Anjo-shi, Aichi, 446-8507 Japan

The developed rotary heat exchanger has three principal functions as follows, a blower, a heat exchanger and a pump. Structure is similar to cross flow fan. The blades also work as heat transfer surfaces. Further more, this rotor is equipped many circular tubes, liquid collection and distribution tanks to flow the cooling liquid. So previous studies about cross flow fans are not able to apply to this type of rotor directly. We prepared various samples which have different parameters in rotor diameter, length, diameter ratio of inner to outer and fin pitches. Throughout series of studies, we found the relation between the airflow rate and various parameters that mentioned before. A stationary guide impeller attached to the outlet side of rotor and a rotary impeller attached to the inlet side are necessary to support the pumping action. And we indicate the relation between the water flow rate and the impeller's shapes.

Key Words: Rotary-Heat Exchanger, Cross Flow Fan, Tangential Fan, Blower Performance, Pump Performance

1. 緒 言

ラジエータ, ヒータ, クーラなどの自動車用熱交換器および一般住宅エアコン用の熱交換器の多くは, フィン付きのコンパクト熱交換器が用いられている。その熱交換器は1960年代前半ごろプレートフィンからルーバフィンに切換えられ, その後ルーバフィンの伝熱機構の解明や性能改善に関する研究^{(1)~(6)}, ろう付け技術研究⁽⁷⁾⁽⁸⁾ などによる製造技術研究の発展および材料開発による耐腐食性の向上^{(9)~(11)} により, コンパクト熱交換器は, 高性能化, 小形, 軽量化および長寿命化が進み, 成熟化の域に達している。

一般に, これらの熱交換器を機能させるためには, 熱交換器のほかに, 空気側の熱伝達を確保するための送風機と液側の熱伝達を確保するためのポンプが必要である。この熱交換器, 送風機およびポンプの三つを

一体化することを試み, 開発したのが回転式交番流熱交換器⁽¹²⁾である。貫流ファンの送風翼を放熱フィンとし, 回転流路にポンプ作用をもたせたもので, 伝熱面である送風翼表面の気流方向が一回転ごとに切換わり, 交番流となることから, この名をつけた。

第1報で, まず, この回転式交番流熱交換器の性能を支配する送風特性とポンプ特性を明らかにした。この送風特性は, 貫流ファンを基本的に応用しているが, 熱交換器としての機能を備えた構造であるので, 従来の貫流ファンの研究結果をそのままでは応用できない。そこで, 性能に影響を及ぼす回転体の径, 長さ, 送風翼(放熱フィン)のピッチなど主要パラメータを変化させてその特性を実験的に明らかにした。また, ポンプ特性は, 一般のポンプのケーシングが回転し, インペラは回転しない特殊な構造であるので, その原理と実験的な研究結果を述べる。

また, 第2報で, 交番流中での伝熱現象を含む乾き伝熱面での特性と, 回転体であることによる, 特異的な凝縮を伴う湿り伝熱面での特性を報告する。

2. 回転式交番流熱交換器の構造と特長

著者らの開発した回転式交番流熱交換器⁽¹²⁾の構造を図1に示す。これは貫流ファンの送風翼を放熱フィ

* 原稿受付 2001年7月3日。

^{*1} 正員, (株)デンソー技研センター短大教育部(☎446-8507 安城市高棚町新道1)。^{*2} 正員, 岐阜大学工学部(☎501-1112 岐阜市柳戸1-1)。^{*3} 正員, (株)豊田中央研究所(☎480-1192 愛知県長久手町)。^{*4} (株)豊田中央研究所。^{*5} 正員, (自宅: ☎468-0023 名古屋市天白区御前場町95)。

E-mail: isamu_amaki@notes.denso.co.jp

Fig. 1 View of rotary heat exchanger showing fluid flow paths

ンとすることを基本構造としたものである。回転体であるロータ1はヘッダタンク2, 3に多数の環状偏平水管4が接合され、その偏平水管列間に多数の翼形の薄板5が一定ピッチ p で接合されている。

ロータがケーシング6, 7の中で回転すると、白抜きの矢印の方向にロータを貫流する空気流れが生ずる。すなわち、ロータの吸込み側では、気流は外から内に流れ、吐出し側では、内から外へと流れ、翼面上では交番流となる。

一方、ロータの両端内部には、ロータとともに回転する送液羽根8と、ロータと独立した回転しない固定案内羽根9があるため、ロータの回転によってポンプ作用が生じる。液体は図の右側の中空軸より流入し、回転羽根8でヘッダタンク2に導かれ、それから環状偏平水管4に分流し、もう一方のヘッダタンク3に集まる。そして、非回転の固定案内羽根9により左側の中空軸に送られ、流出する。

したがって、ロータを貫流する空気と、管内を流れる液体との間で熱交換が行われ、1個の回転体が熱交換器であるとともに、送風機であり、液ポンプでもある。

3. 供試ロータ

図1の構造で、熱交換器として性能上、体積あたりの伝熱面積を大きくするには、ロータの外径 D と、内外径比 d/D およびフィンピッチ p をできるだけ小さくしなければならない。一方、送風機としては、従来の貫流ファンの特性から、 D と p は大きく、 d/D は0.85程度に大きくしたほうが送風量は大となる。また、ロータの外径 D 、長さ L に対し、送風量、熱交換量はともに比例すると考えられる。

これら諸寸法と各諸特性への影響を実験的に明らかにするため、表1および図2の供試ロータを製作した。なお、ロータの送風翼の形状は、貫流ファンについて村田⁽¹³⁾が多くの研究結果をまとめて最適値として選定している、周角 25° 、内周角 90° の円弧翼を採用した。

Table 1 Experimental rotors

No	D mm	d/D	L mm	p mm
1	120	0.65	60	5.5
2		0.55		4.6
3		0.65		5.5
4		0.75		6.0
5		0.65	240	5.5
6	240	0.65	60	11.0
7			120	
8			240	3.5
9				4.5
10				7.0
11				9.0
12				11.0
13				13.0

Fig. 2 Photograph of experimental rotors

Fig. 3 Schematic diagram of performance test setup

4. 送風性能

4・1 測定装置 測定装置を図3に示す。吸込み側静定室1の圧力がつねに大気圧になるように圧力計5を監視しながら可変速のブーストファン2を調節し、そのときの送風量をベルマウス3および風速計4で測定した。このベルマウスの中心風速から求めた送風量は、吹出しダクト断面における176点の実測風速から求めた送風量と、1%以内で一致した。

4・2 ロータ内の流れと渦 貫流ファンの流れは、ロータの内周近くにできる渦によって、ロータを貫流する流れが生ずる。この渦の位置とその強さが送風特性を支配し、それはケーシング形状によって大きく作用される。貫流ファンの研究は数多くなされており^{(13)~(19)}、その中でも特にケーシング形状と送風特性について村田⁽¹³⁾は詳しく報告している。そこで、

Fig. 4 Casing geometry for rotary heat exchanger

Fig. 5 Relation between vortex and hot wire probe in rotor

著者らは村田らが安定した送風特性が得られると推奨している形状をもとに、図4に示す形状を標準ケーシングとして用いた。

回転式交番流熱交換器は、図1で示したように、貫流ファンを応用しているが、一般の貫流ファンの翼部に液流のためのタンク2個と多数のチューブをもつ特殊な構造である。そこで、このロータの送風特性と渦の強さ・位置の関係を把握するために、表1のロータNo.1の翼間流路の内周側に図5中に示す熱線風速センサを取付けて、実験的に検討した。

図5の(a)はモデル化したロータ内の渦で、渦中心を通る断面の風速分布は、(b)のような強制渦(半径 r_0 、最大風速 v_m)と自由渦の組合せによるランキン渦となっている。

風速センサが渦中心を通過すれば、図5(b)のV形の風速分布となるが、(a)のセンサ位置ではつねに $R_H > R_0$ であるために(c)のような谷形の風速分布となる。実測した風速分布の一例を図6に示す。この実測の風速分布から、渦の偏心率と強さを次のように求めた。

図6の谷部の風速 $b \cdot v_m$ 、渦の最大風速 v_m および回転角 α は図7の値に対応する。図7において

Fig. 6 Measured velocity distribution across section by hot wire probe

Fig. 7 Geometry in rotor

$$\frac{e}{r_0} = \frac{b \cdot v_m}{v_m} = b \quad \dots\dots\dots (1)$$

および△AOBから、 $a = R_H \sqrt{2(1 - \cos \alpha)}$ となるので

$$\cos \beta = \frac{a^2 + e^2 - r_0^2}{2ae} = \frac{a^2 + e^2 - (e/b)^2}{2ae} \quad \dots\dots\dots (2)$$

の関係を得る。したがって、上式から

$$e = a \frac{-\cos \beta + \sqrt{\cos^2 \beta + (1/b^2 - 1)}}{1/b^2 - 1} \quad \dots\dots\dots (3)$$

となる。ここで、 $\beta = 90 - \alpha/2(^{\circ})$ である。

ゆえに渦の偏心率 Ω および渦の強さ Γ は次式となる。

$$\Omega = \frac{R_0}{R_2} = \frac{R_H - e}{R_2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\Gamma = 2\pi r_0 v_m \quad \dots\dots\dots (5)$$

実測の風速分布から、 α 、 v_m 、 b を求め、上式に代入して得られた渦の偏心率 Ω 、渦の強さ Γ と周速 u との関係を図8、9に示す。村田ら⁽¹⁴⁾は、一般の貫流ファンでの渦の偏心率 Ω はロータ内周近くに安定して存在し、渦の強さは $4\pi r_1 u_1$ (ただし、 r_1 、 u_1 はロータ内周半径、内周速)に近い値になると述べている。

図8より、渦の偏心率は内周よりやや中心寄りであるが、回転数によらず一定で安定している。また図9より、渦の強さは、一般の貫流ファンの平均的な内外径比0.85の $4\pi r_1 u_1$ で試算したものに比べると、約60%あるが、一般の貫流ファンと同じように周速に比例して増加する。

4.3 送風特性

4.3.1 ロータ直径と長さの影響 回転式熱交換器は、吐出し側に流路抵抗のほとんどない状況、すな

Fig. 8 Location of vortex center

Fig. 9 Strength of vortex

Fig. 10 Correlated maximum air flow rate by relationship of D , L and u

わち、吐出し側絞り全開で使うので、そのときの送風量 G_a を調べた。内外径比 d/D が同じでフィンピッチ p が同じ比率の、外径 D および長さ L の異なる6種類のロータ (No. 1, 3, 5, 6, 7, 12) について、 G_a と D , L からチューブ厚さ s の総和 $s \cdot n$ (n : チューブ本数) を除いた有効通路幅 ($L - s \cdot n$) および周速 u の関係がそれぞれ 1.08 乗, 1.10 乗に比例することを得、最終的に G_a を図 10 のように整理でき、次の関係式を得た。(ここで、 G_a : [m^3/s], D, L : [m], u : [m/s])

$$G_a = 1.0 [D(L - s \cdot n)]^{1.08} u^{1.10} \dots\dots\dots (6)$$

この式から、送風量 G_a は D , L および u にほぼ比例

Fig. 11 Maximum air flow rate as function of p/d Fig. 12 Maximum air flow rate as function of d/D

して多くなることがわかる。

4.3.2 フィンピッチの影響 交番流熱交換器の伝熱面積を広くとり、コンパクトにするためには、フィンピッチ p を小さくする方法と、ロータの内外径比 d/D を小さくする方法がある。そこで、 D と L が同じでフィンピッチの異なる No. 10~13 のロータで送風量 G_a を調べた。フィンピッチと内径比 $p/d=0.07$ での送風量 G_a を基準とした送風量比で整理すると、図 11 となる。送風量は $p/d=0.04$ 以上ではフィンピッチと無関係で一定であるが、 $p/d=0.04$ 以下では急激に送風量が落ちる。

4.3.3 内外径比の影響 貫流ファンについて村田ら⁽¹³⁾ は多くの研究結果をまとめ、内外径比は 0.8~0.86 が最適と報告しているが、熱交換器としては伝熱面積を多くとるためには内外径比はできるだけ小さくしなければならない。内外径比 d/D の異なる3種類のロータ No. 2, 3, 4 ($d/D=0.55, 0.65, 0.75$) について、送風量 G_a と内外径比 d/D との関係を調べたのが図 12 である。送風量 G_a は内外径比 d/D にほぼ比例して増加する。熱交換器としての最適な内外径比は、次報の伝熱特性の項で述べるが、 $d/D=0.75$ 以上では、伝熱性能の低下割合が大きいため、供試品としては、0.75 までとした。

5. ポンプ性能

5.1 測定装置 ポンプ性能は、貯水タンク、液を圧送する外部ポンプ、被測定物の回転式交番流熱交換器、および電磁流量計からなる循環回路により測定した。回転式熱交換器は可変速モータで回転させ、熱交換器前後の圧力差を、吸入み側と吐出し側のバルブを調節して、ポンプ揚程 H として水銀マノメータで測定した。流量は、30 l/min 以上時は電磁流量計で、それ以下のときは、タンクに戻さずひょう量計に直接吐出させて測定した。

5.2 ポンプ作用の原理 図13の概念図に示すように、ロータに液を充満させ、角速度 ω で回転させると、半径 r での液体の総エネルギー(理論水頭 H)は、液体自身がつもつ回転エネルギーと遠心力によるエネルギーの和となり、次式となる。

$$H = \frac{(r\omega)^2}{2g} + \int_0^r \frac{\omega^2}{g} r dr = \frac{u_r^2}{g} \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 u_r は半径 r での周速度である。

図13の状態では、ロータ左右側通路の圧力が同じで、液の移動はできない。そこで、図14に示すように吐出し側に回転しない固定案内羽根を取付けければ、固定案内羽根部の圧力は、先端 r_0 の圧力で一定となり、吸入み側と圧力差 ΔH を生ずる。この圧力差 ΔH はポンプの締切圧力に相当し、ポンプ作用を起こさせる。

一方、吸入み側のロータと一緒に回転する回転羽根

Fig. 13 Pressure distribution in rotor without stationary guide impeller

Fig. 14 Pressure distribution in rotor with stationary guide impeller

は液体にできるだけ損失を少なくして、回転エネルギーを伝達するためのものである。

5.3 固定案内羽根および回転羽根の形状 この回転式交番流熱交換器は図1に示すように、液流体を吸入み側から導き、吐出し側に流出させるのは、ヘッダタンク2, 3のおおの1個の開口穴だけの特殊な構造である。そこで、ポンプ作用の原理を有効に働かせるために、種々の固定案内羽根および回転羽根形状を実験的に検討した。

(1) 固定案内羽根形状 図15のA形は固定案内羽根の外径がロータの内径と同じにしたもので、B形はヘッダタンクの開口穴からの液を吐出し側に流動しやすくするために、オープンインペラ部をもつものである。締切圧力に相当する ΔH は、A形の ΔH_A に対し、B形の ΔH_B のほうが大きくなる。実際の羽根形状を図16に、またそのポンプ特性を図17に示す。

ここで、 $\Psi = H/(u_2^2/g)$, $\Phi = G_w/(A_w u_2)$

u_2 : ロータ外周での周速度, A_w : ヘッダタンクの開口面積である。B形はA形より、締切揚程は40%増、全開流量も80%増と、優れた特性となった。

なお、ここで回転羽根は図16の右部に示すものを用いた。

(2) 回転羽根形状 図18は図16の回転羽根形状を中心に図18中IからVIIのように種々ガイド形状を試行錯誤的に変化させたときの回転数と全開流量の関係である。羽根部の網掛け部で示す開口部に向けて、いかに損失を少なくして誘導させるかが重要となる。開口部近くに流入しやすくするための案内板を設

Fig. 15 Pressure distribution in rotor at A & B type stationary guide impeller

Fig. 16 Photograph of stationary guide impeller & rotary impeller

Fig. 17 Performance characteristics ψ - ϕ at A & B type stationary guide impeller

Fig. 18 Water flow rate as function of revolution number

けた形状 I のものが、いちばんよい結果を示し、羽根板のまったくないものに比べ、4~5 倍の流量となった。なお、ここで固定案内羽根は前述の B 形を用いた。

形状の最終的な最適化を確認していないが、形状 I ~ III での流量特性が熱交換器として、十分であることは、第 2 報で述べる空気側の伝熱特性より求まる放熱

量と循環流量の関係を調べ、確認した。

6. 結 言

貫流ファンの原理を応用した回転式交番流熱交換器を開発し、供試品の送風特性とポンプ特性に関する実験的研究により、以下の結論を得た。

(1) 送風特性に大きく影響を及ぼすロータ内の渦の挙動を風速測定で調べた結果、渦の中心はロータの内周よりやや中心部にあり、その位置は周速によらず安定して存在する。また、渦の強さ Γ は一般の貫流ファンに比べ値は低いが、同じように周速に比例して増加する。

(2) 送風量 G_a の、ロータの外径 D 、長さ L および周速度 u に関する実験整理式を得た [式(11)]。

(3) ロータのフィンピッチと内径比 p/d と内外径比 d/D の送風量 G_a への影響を調べた結果、送風量 G_a は、 p/d が 0.04 以上ではフィンピッチと無関係に一定であるが 0.04 以下では急激に減少し、内外径比 d/D に対しては比例して増加する。

(4) ポンプとして作動させるためには、ロータの吐出し側に回転しない固定案内羽根と、吸込み側に液体を流動させる回転羽根が必要であり、それらの形状と流量の関係を明らかにし、最適形状を決定した。

文 献

- (1) Fujikake, K., ほか 2 名, *Heat Transf. Sci. Technol.*, (1985), 832-839.
- (2) 須賀一彦・青木博史, 機論, 55-509, B(1989), 221-226.
- (3) Aoki, H., ほか 2 名, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 2-3(1989), 293-299.
- (4) 平松道雄・ほか 2 名, 機論, 55-519, B(1989), 3449-3456.
- (5) 須賀一彦・青木博史, 機論, 56-531, B(1990), 3279-3283.
- (6) Suga, K. and Aoki, H., *Enhanced Heat Transf.*, 23 (1995), 231-238.
- (7) Cook, W. E., ほか 1 名, *SAE Tech. Paper*, 780300(1978).
- (8) Ando, Y., ほか 4 名, *SAE Tech. Paper*, 870180(1987).
- (9) 石丸典生・三浦達夫, 軽金属, 33(1983), 157-164.
- (10) Isobe, Y., ほか 3 名, *SAE Tech. Paper*, 930149(1993).
- (11) 伊東章郎・ほか 5 名, 軽金属, 44(1994), 246-252.
- (12) 藤掛賢司・天木勇・鈴木正利, 日本特許, 特公 56-31509 ほか.
- (13) 村田通・西原一嘉, 機論, 41-347(1975), 2062-2075.
- (14) 村田通・西原一嘉, 機論, 41-347(1975), 2076-2089.
- (15) Ilerg, H., ほか 1 名, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 180-19, Pt. 1 (1965/66), 481-496.
- (16) 山藤和男, 機論, 41-341(1975), 189-199.
- (17) 吉田義樹・ほか 5 名, 機論, 60-580, B(1994), 4074-4081.
- (18) 新井隆景・ほか 3 名, 機論, 61-583, B(1995), 967-973.
- (19) 赤池茂・ほか 3 名, 機論, 63-606, B(1997), 583-589.