熱交換器一体型遠心ファンの局所熱伝達特性と内部流れに関する研究

Study on Local Heat Transfer Characteristics and Inner Flow of Centrifugal Fan with Function of Heat Exchanger

○学 三村 直史(富山大院) 正 川口 清司(富山大)

正 奥井 健一(富山大) 学 近藤 季晋(富山大・学)

Naofumi MIMURA, Kiyoshi KAWAGUCHI, Kenichi OKUI and Toshikuni KONDOU

University of Toyama 3190, Gofuku, Toyama-shi, Toyama.

Key words: Centrifugal Fan, Flow rate, Heat transfer characteristics

1. 緒言

従来温風ファン方式の暖房装置は、ファンと熱交換器がそれぞれ独立した構造になっている。そこで、暖房装置の小型化、騒音低減、熱交換器の高効率化が期待できる、ファンと熱交換器を一体化したファンを提案する。

回転形熱交換器としては、多層円盤ファンや平行二円盤間についての熱伝達特性は研究が行われているが^{(1)~(9)}、羽根を有する回転形熱交換器の熱伝達特性の研究は少ない。

本研究では、送風性能から求めた羽根枚数 12 枚と熱交換器性能から羽根枚数 12 枚よりも伝熱面積を大きくとった羽根枚数 20 枚と 28 枚の 3 種類の供試ファンを用いて、羽根表面の局所熱伝達率の測定とファン流路内流れを可視化することにより、羽根表面を伝熱面とする有効性を明らかにした。

2. 供試ファン

供試ファンは送風性能から設計されたものと、熱交換器性能から設計されたものを用いる。送風性能からは、内外径比、入口および出口角より求めた羽根枚数 12 枚とする。熱交換器性能からは、 $100\text{m}^3/\text{h}$ の空気を 5°C から 45°C まで上昇させるために必要な熱量は、 1400W であることから伝熱面積を求めた羽根枚数 28 枚とする。また、羽根枚数の比較や設計時の計算のために羽根枚数 12 枚と 28 枚の中間として羽根枚数 20 枚の計 3 種類とする。供試ファンの形状を図 1 に、諸寸法を表 1 に示す。ここで、ファン外形は D 、内径は D_i 、羽根高さは h 、羽根厚さは t である。供試ファンの材質は A2014 アルミ合金である。

Fig.1 Fan

Table1 Fan shape

Outer diameter	$D=200$ [mm]	Inlet blade angle	$\beta=55^\circ$]
Inner diameter	$D_i=100$ [mm]	Outlet blade angle	$\alpha=30^\circ$]
Blade height	$h=50$ [mm]	Number of blades	$Z=12,20,28$
Blade thickness	$t=3$ [mm]		

3. ケーシング形状

図 2 にケーシング形状を示す。ケーシングを 8 分割した、断面の中心からの距離を示す。これら各断面の頂点を滑らかに結ぶように r を決定する。出口形状は $107\text{mm} \times 74\text{mm}$ 、舌部先端形状は R5、舌部すきまは 5mm とする。

Fig.2 Casing shape

4. 実験装置と実験方法

図 3 に局所熱伝達特性実験装置の概略を示す。大きさが $700 \times 700 \times 1000\text{mm}$ のチャンバーの側面に供試ファンを設置する。モーターによりファンが一定回転することで空気はベルマウスより滑らかに流入し、整流格子を通り流れが整流され、オリフィスを通過、緩和板で流れを拡大させ、供試ファンによって暖められケーシング吐出口より大気へ放出される。風量はオリフィスを用いて測定し、ベルマウス入口を開閉または補助送風機によって風量を調節する。

局所熱伝達率を測定するために、ファンの羽根を一枚だけアクリル製に代え、その両面に矩形のステンレス箔を貼り付け、直列に配線を施す。これに直流電流を流すことによりジュール熱を発生させ、一様熱流束条件を実現する。そして、羽根の圧力面と負圧面それぞれ 24 点における表面温度及びチャンバー内の入口空気温度を熱電対を用いて測定する。温度測定及び電源電力、羽根表面積より局所熱伝達率が算出される。ステンレス箔ヒータへの電力供給や熱電対の出力信号は、ファンが回転するためスリップリングとブラシを介して行われる。

Fig.3 Experimental apparatus for local heat transfer characteristics

図 4 に油膜法による内部流れの可視化実験装置を示す。油膜塗料に作用する遠心力の影響を最小限に抑制するため、レイノルズ数と流量係数を一致させた上、水中でファンを運転して流れの可視化を行った。

Fig.4 Experimental apparatus for visualization

5.実験結果

図5及び図6に羽根圧力面と負圧面の局所熱伝達率分布の結果を示す。横軸に羽根入口からの距離、縦軸に主板からの高さを示す。図7及び図8には油膜法による羽根表面流れの可視化結果を示す。図5より羽根圧力面においては流路入口において $300\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ と高い局所熱伝達率となることが分かる。これは、熱交換器におけるフィンの前縁効果と同様の現象が、ファン流入口でも生じているためと考えられる。 $x:5\sim15\text{mm}$, $y:30\sim45\text{mm}$ の範囲、つまり流路入口側板側においては局所熱伝達率が低い値を示す。これは図7の同じ領域に見られるような、主板から側板に巻き込む流れが原因と考えられる。流れの巻き込みにより側板側からは空気が流入しにくく、流速の減少が局所熱伝達率を低下させていると思われる。これにより図5で示すように、流路中央から出口に向かう範囲において主板側から側板側に向かって局所熱伝達率が低下する原因になっていると考えられる。

図6より羽根負圧面においては、負圧面入口の主板側で高い局所熱伝達率を示すことが分かる。これは図8の可視化結果より、負圧面では空気の流入は側板側のみであり、側板側では二次流れが起き流入していないことが確認できる。したがって、入口より流入する流れの範囲のみが局所熱伝達率が高くなったと考えられる。また、図8より負圧面中央で油膜が筋となって残っている箇所が確認できる。これは前述した圧力面での流れの巻き込みが、負圧面側に流れ、負圧面側板から負圧面を沿う流れと、入口から流入する流れとが合流していると考えられる。この二次流れの範囲では図6より局所熱伝達率は低い値を示すことが分かる。これより圧力面での巻き込む流れや、負圧面での表面を沿う二次流れは局所熱伝達率を向上させる効果は少ないことが分かる。

図5と図6より両羽根表面の局所熱伝達率を比較すると、羽根圧力面の方が高い局所熱伝達率を示すことが分かる。これは羽根圧力面の方が流速が速いためであり、伝熱面としては圧力面が有効に作用していることが分かる。

6.結論

熱交換器一体型遠心ファンにおける局所熱伝達特性と流路内流れを調査した結果、以下のことが明らかになった。

- (1)熱交換器一体型遠心ファンの流路入口では前縁効果によって、圧力面、負圧面ともに局所熱伝達率が向上する。
- (2)熱交換器一体型遠心ファンの圧力面は負圧面よりも伝熱面として有効である。
- (3)熱交換器一体型遠心ファンの二次流れは局所熱伝達率を低下させ、伝熱としては有効に作用しない。

Fig.5 Local heat transfer coefficient distribution

(Z=12, $\phi=0.12$, pressure side surface)

Fig.6 Local heat transfer coefficient distribution

(Z=12, $\phi=0.12$, suction side surface)

Shroud rim cover

Impeller back plate

Fig.7 Flow pattern by oil film method (Z=12, $\phi=0.12$, pressure side surface)

Impeller back plate

Shroud rim cover

Fig.8 Flow pattern by oil film method (Z=12, $\phi=0.12$, suction side surface)

参考文献

- (1)望月ら, 機論 46 巻, 410 号(1980-10), 2037
- (2)望月ら, 機論 49 巻, 438 号(1983-2), 426
- (3)望月ら, 機論 52 巻, 478 号(1986-6), 2425