唐みファンの性能と内部流れに関する研究*

河瀬 宗之^{*1}, 福富 純一郎^{*2}
中瀬 敬之^{*2}, 桑内 忠昭^{*3}

A Study on Characteristic and Internal Flow Condition in a Winnowing Fan

Muneyuki KAWASE, Junichiro FUKUTOMI,
Yoshiyuki NAKASE and Tadaaki KUWAUCHI

This paper describes the performance in the winnowing fan, which are used for head feeding type combines mainly used in Asia. The effects of blade angle and the bracket configurations at the inlet on the efficiency and internal flow conditions are experimentally investigated. The fan efficiency and the uniformity of flow along an axis are improved by reforming blade angle and bracket shape with holes. In addition, in this experiment we found that both of these two methods uniform the velocity distributions at fan exit and combination of these two methods make it possible to improve the fan efficiency in the limited design condition.

Key Words: Velocity Distribution, Internal Flow, Turbomachinery, Fluid Machinery, Winnowing Fan

1. 緒 言

コンバイン等に用いられている脱穀機は、稲・麦の稈からもみ(実)の部分とを分離する装置と、この分離過程で生ずるもみやわらくず等が一体となった状態から、もみの部分のみを選別する装置から構成されている。

後者を実現するための装置は、選別室を形成して、底がスリット状になったチャフシーブやストローラック等から構成されるシーブケースを揺動することによって、もみとわらくず等を搬送・分離しながら、その下方にラジアルファンを設けて、その風力を利用して選別を行うものである。このシーブケースを除いた選別装置一式、あるいは、ラジアルファン部分近傍を一般に唐み⁽¹⁾⁽²⁾というが、以下本論文では、ラジアルファンのことを唐みファン⁽³⁾または、単にファンと記す。

一方、他の産業で実用化されている一般的なラジアルファンは羽根枚数6~8枚、ファン効率50~60%(オ

ープン形)である⁽⁴⁾。しかし、市販されているコンバイン用のほとんどの唐みファンは安価にするために羽根枚数を4枚とし、しかも、作物を選別するという役割からファンの外径に対して、ファンの軸方向の幅を2倍以上とる必要があるため、横長のファンとなる(図1, 4, および表1参照)。

したがって、選別性能に直接かかわる吐出し口の速度分布の均一化が難しくなると同時に^{(3)(5)~(9)}、ファン効率は理想的な状態でも40%程度⁽³⁾⁽⁵⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾が限界となっている。

こうした背景から、唐みファンに関して、いくつかの興味深い報告がある。例えばファン回転数が600~800 rpmの範囲において、風速分布は比較的安定であるが、それ以上では不安定となること⁽⁶⁾。しかも、吐出し口における長手方向の風速分布は凹又は、W形分布となること^{(5)~(9)}。さらに、凸形の風速分布を示す唐みファンの報告もある⁽⁹⁾。

また、羽根を前方に傾斜したほうが風速は速くなり、風速分布も同等か改善される傾向にあるが、動力が増大してしまうという問題があるということ^{(6)~(8)}などが明らかにされている。

このように、いくつかの相反する現象が発生するので、これらを総合的に判断して、実際の製品化設計に

* 原稿受付 1998年6月26日。

^{*1} 正員、徳島大学大学院(☎770-0814 徳島市南常三島町2-1)。^{*2} 正員、徳島大学工学部。^{*3} 徳島大学工学部。

E-mail: m-kawase@kubota.co.jp

においてコンパクト化・低コスト化に挑戦するためには、必要な情報が必ずしも十分でないのが現状である。

また、コンバイン用の唐みファンは少しずつ改良を加えられてきたが、飛躍的な選別能力を高めるための方策がとられていないのが現状である。したがって、大幅なファン効率の向上と、速度分布の均一性の向上を図って、さらに、現状より高回転域で運転することを可能とした唐みファンを実現しながら、コンパクト化を強力に推進するための研究が必要となっている。

そこで、本論文は、以上のことをふまえて、ファン効率を高めながら、しかも、高回転域での速度分布を可能な限り均一化するための因子を見つけ出すことを目指して詳細な実験を行った。

2. 実験装置および実験方法

本研究に用いた唐みファンは現在二条刈りコンバインに使用されているものを用いた。唐みファンとケーシングの概略寸法等を表1と図1に示す。

羽根車は、図3に示すような軸方向に二次元のものを用いた。この羽根車は回転方向をプラスとして、7種類の傾斜角度 α (-70° , -60° , -50° , -35° , -25° , -9.4° , 0°)の羽根を樹脂(ABS)で作成し、一部裏返して使う

Table 1 Specification of winnowing fans

B l a d e	Number ; Z	4
	Inside diameter ; D_1 (mm)	141.9
	Outside diameter ; D_2 (mm)	281.0
	Breadth ; B (mm)	460.4
	Angle of inclination ; α ($^\circ$)	$-50 \sim 59.8$
C a s i n g	Rotational speed ; N (r.p.m.)	1500
	Diameter of suction port ; D (mm)	$\phi 230$, $\square 210$
	Width of delivery port ; L (mm)	510.4
	Height of delivery port ; H (mm)	104.2
	Area of suction port ; A_1 (mm 2)	85533.5
	Area of delivery port ; A_2 (mm 2)	53183.7
	L/D ratio ; L/D	2.16~2.22
C a s i n g	A_1/A_2 ratio ; A_1/A_2	1.61

Fig.1 Schematic illustration of winnowing fan

ことにより合計11種類のファンの性能試験を行った。このため板厚と取付ボスの関係により、表と裏の取付差は、単純に $\pm$ の符号の差とはならなかった。例えば、 -50° 傾斜した羽根を逆に取付けると 43.4° 傾斜した羽根車となった(図3, 4参照)。

また、吸入口近くにあるファンの回転軸の取付用ブラケット(図1, 8参照)は従来形状と、それに穴を2箇所設けた形状とした。

実験装置の製作ならびに性能試験はJISB 8330に規定されている送風機試験方法に基づいて行った。

その概略について述べる。図1において、A部を上方、B部を下方にセットした後、図2に示すようにファンの駆動は、軸の下方(B部)に実機と同じプーリを取付けて、そのプーリからVベルトを介して、三相誘導電動機を用いて行った(なお、インバータにより唐みファンの回転数を変化させることを可能にしている)。

なお、以下の実験では、A部のプーリは外して、フ

Fig.2 Experimental apparatus

Fig.3 The simplified model of an angled winnowing fan impeller

Fig.4 Shape and dimension of fan blade ($\alpha=43.4^\circ$ and -50°)

ファンの回転数は1500 rpmを標準状態として試験を行った(従来品より250 rpm回転数を高めて運転している)。

装置の構成は唐みファンの回転により、両側の吸入口(図1, 2参照)から空気を吸い込み、約4 mの測定管路を通り、補助送風機を介して大気中に放出する構造とした。測定管には静圧測定孔(ファン中心より920 mmの位置に設置)、整流格子(ファン中心より2200 mmの位置に先端部を設置)、流量測定用のオリフィス(ファン中心より3032.5 mmの位置に設置)を設けた。回転数 N は、三相誘導電動機の軸端に取付けた電磁ピックアップにより、駆動トルク T はトーションバー形式のトルク検出機によって行った。

なお、実験データの整理は下式に基づいて行った。

$$\text{圧力係数 } \phi = 2P_t / (\rho U_2^2) \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{流量係数 } \phi = Q / (\pi D_2 B U_2) \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{動力係数 } \lambda = 2L / (\rho \pi D_2 B U_2^2) \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\text{ファン効率 } \eta = Q P_t / (\omega T) = \phi \phi / \lambda \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 P_t がファン出口の全圧、 U_2 は羽根車の外周速度であり $U_2 = \pi D_2 N / 60$ 、 Q は流量、 L は軸動力、 T は軸トルク、 ρ は空気密度、 ω は回転角速度を表す。

吐出し部の流動状態の測定には、直径4.8 mmの三孔ピトー管を用いた(ファン中心より285 mmの位置で測定)。静圧は図2に示す吐出し管に設けた静圧孔で測定し、一方、動圧は測定された流量と静圧測定装置の管路断面積から算出した平均流速から求め、これらの静圧と動圧の和からファン全圧を求めた。

3. 実験結果および考察

3.1 羽根の傾斜角度の影響 唐みファンの取付角度 α を前向き、および、後向きに変化させた場合の性能特性をそれぞれ図5, 6に示す。

図5, 6の中で、まず、圧力係数・動力係数に着目すると、羽根の傾斜角度 α が増大した場合、動力係数の上昇が比較的少ない中で、圧力係数の増加割合が大きくなる傾向が明らに現れた。

また、この傾向は前向きファンになるほどより明確になるが、前傾角が59.8°まで大きくなると、圧力係数が上昇する反面、動力係数が大きく増大するので問題であると考えられる。

なお、圧力係数が増大する理由として、羽根の取付角度 α が大きくなるにつれて、羽根出口角 β_2 が大きくなり、羽根車出口の絶対速度が増大して、全圧ヘッドが上昇したため高圧力が得られたと考えることができる。

(a) Power and pressure coefficient

(b) Fan efficiency

Fig. 5 Characteristic curves of winnowing fans ($\alpha=4.9\sim59.8^\circ$)

例えば、傾斜角度 α が4.9°、羽根出口角 β_2 が92.45°(以下、これを標準の角度として、この角度を有するファンを標準ファンと記すことにする)と、羽根の傾斜角度 α が51.9°、出口角が113.43°の場合の羽根車の出口部の速度の三角形について考える。その仮定として、Wiesnerの滑り係数⁽¹⁰⁾が唐みファンにも適応できるものとして、設計点(流量係数 $\phi=0.07$)の速度の三角形を計算すると、絶対速度 V_2 が12.77 m/sから14.13 m/sに増加し、10.6%の速度上昇が予測できる(図7参照)。

したがって、羽根出口角 β_2 の増大による絶対速度の増大が本実験結果(圧力係数の増大)の要因の一つであると考えられる。

次に、ファン効率に着目すれば、前述の圧力係数と動力係数の関係に対応して、羽根が前傾するほど最高効率が上昇することがわかった。

(a) Power and pressure coefficient

(b) Fan efficiency

Fig. 6 Characteristic curves of winnowing fans ($\alpha = -50 \sim 4.9^\circ$) Fig. 7 Velocity triangles at impeller exit ($\alpha = 4.9^\circ$ and 51.9°)

例えば、羽根傾斜角度が標準の場合と 51.9° の場合を比較すると、ファン効率が設計点(流量係数 $\phi = 0.07$)で 25.1% から 29.9% になり、最高効率点では 44.8% から 49.4% になった。このように、羽根を前向

Fig. 8 Schematic illustration of the bracket

きにして、羽根出口角 β_2 を大きくすることの有効性が明確になった。しかしながら、前述のように、圧力係数と動力係数の関係から、羽根の前傾角を 59.8° まで傾斜させると動力係数が著しく増大することから、ファン効率の向上はほとんどなくなる。したがって、このファンにおいては、動力係数をあまり上昇させずに、圧力係数を大きく上昇させることが可能となる羽根の前傾角 $43.4 \sim 51.9^\circ$ 、羽根出口角 $110.3 \sim 113.4^\circ$ が有効な羽根車の傾斜角度と考えられる。

3.2 唐みファンの吸気口の影響 唐みファンを設計するうえで吸気口(A 部が円形、B 部が方形)には、ファンの回転軸を固定するためのブラケットの取付けが必要となる(B 部の例を図 8 に示す)。このブラケットと吸入口のすきまは A、B 部で各々 40 mm、11.4 mm しかないので、ブラケットが空気吸入時の抵抗になると考え、ブラケットに二つの穴を設けた(A 部で 3638 mm^2 、B 部で 3253 mm^2)。

その結果を図 9 に示す。図 9 中、黒塗りの記号は穴なし、白抜きの記号は穴ありの場合をそれぞれ表す。図 9 において標準ファンのブラケット穴の有無に着目すると、ブラケット穴により、高い圧力係数が得られると同時に、高流量域で、その影響がさらに顕著となっている。しかも、穴の有無による動力係数の変化は高流量域に至るまでほとんど発生していない。これに伴って、ファン効率が大幅に上昇していることがわかった。

例えば、標準羽根のブラケット穴の有無の差について検討を加えてみると、ファン効率が最高効率点で 44.8% から 46.3% に上昇した。このことから、ブラケット穴を設けることによって、空気吸入時の損失の一部を改善できることがわかった。

同様に 51.9° 傾斜させたファンにおいて、その取付

(a) Power and pressure coefficient

(b) Fan efficiency

Fig. 9 Characteristic curves of winnowing fans
(Effect of the bracket configuration)

用ブラケットに穴をあけた場合、前傾効果と穴の効果の相乗効果が確認できた。例えば、標準羽根車のブラケット穴なしの場合と、 51.9° 羽根車の羽根を傾斜させて、しかも、ブラケット穴を設けた場合の比較をすると、ファン効率が最高効率点において、44.8%から50.7%に上昇した。また、両者とも最高効率点よりも高流量域で、ファン効率の向上が極めて顕著となり、これらの改良がファン性能を向上するために有効な因子であることがわかった。

一方、このファンの実用性を考えた場合、ファン効率の向上に加えて、均一な風速を均一な方向に吐出することが重要な設計要件となる。そこで、以下、これらの点について、検討を加えることにする。

3.3 唐みファン吐出口の速度分布 まず、吐出口における速度分布に関する実験結果を(詳細な条件は後述する)、幅方向データと高さ方向を同時に示したものが図14である(なお、図14において、 X -

(a) $\alpha=4.9^\circ$ (b) $\alpha=43.4^\circ$ Fig. 14 Schematic illustration of velocity distributions
at the delivery port ($\alpha=4.9, 43.4^\circ$)

Z 平面内の速度を V と定義している)。

図14より、ファンの傾斜角度を 43.4° にすれば、極端に横方向に長い(約4.9倍)唐みファンにおいて、比較的安定した均一な流れがより広い領域で実現できることが明らかになった。以下、この点を中心に詳しい説明を加える。

3.3.1 吐出口の軸方向の速度分布 流量係数 $\phi=0.07$ の場合のファンの吐出口近傍($Z=65$ mmの位置)の速度分布を測定した。その結果を図10に示す。図10はファン吐出口の長手方向を X 、高さ方向を Y として、 $Y=55$ mmの位置を固定して長手方向の速度分布を測定した。なお、測定点 X は両端を除いて、50 mmの等ピッチ(両端のみ30 mmのピッチ)ですらしながら、合計11点の速度を測定した(X, Y, Z の座標系は図1参照)。

羽根の傾斜角度 α は標準の角度と 43.4° の2種類で行った。まず、前者の場合、凹形の速度分布となった。すなわち、横長のファンなので、吸込口から吸入した空気が、中央部まで十分に流れ込む前に吐出口へ向かう流れになったと予測される。なお、これらの結果は従来の報告とほぼ同様の傾向を示す⁽³⁾⁽⁵⁾⁻⁽⁹⁾。

一方、後者の場合、凹形の速度分布における底の位

Fig. 10 Velocity distributions in breadth direction at the delivery port

Fig. 12 Velocity distributions in height direction at the delivery port ($\alpha=4.9^\circ$)

Fig. 11 Distributions of flow angle in breadth direction at the delivery port

置(速度の比率 V/U_2 で無次元化している)が前者に比べ約9%上昇した。さらに、中央部で凹形となっていた速度分布が大幅に改善されて、測定面の横幅 L で X を無次元化した位置の値は $0.3 \sim 0.8$ の範囲にわたって平坦となり、幅方向に対して速度の均一化が促進されたことがわかる。

以上のことより、空気が中央部まで流れ込む割合が増大したと推察することができる。

同様に、ブラケットに穴を設けた実験を標準羽根車で行った。その結果、中央部での速度分布の凹形が平坦となり、 X/L の値で $0.3 \sim 0.7$ の範囲にわたって均一化の傾向が認められた。しかし、 43.4° 傾斜した羽根車のように、凹形の分布の底を上昇するには至らず、均一化が図れる領域も少なくなっていることがわかった。

さて、今まで吐出し口の速度の大きさについて検討を加えてきたが、次に、その方向に対する検討を行う。

まず、ファンの出口の流れの角度 γ (X - Z 平面内

の Y 軸回りの傾斜角度とし、+ の場合は X が大きい側へ向かう流れとなる。図1)を測定した結果を図11に示す。

この実験結果は、標準羽根車の場合、A部($X/L=1$)から横幅の30%程度中に入ったところにおいて、流れの方向が最大 -12° 傾斜し、B部($X/L=0$)から横幅の20%程度入ったところで最大 5° 傾斜した流れとなった。また、これらの値は中に入るにしたがって、互いに近づく傾向にあるが、中央部において 7° の傾斜角度があった。

このように、流れが傾斜する割合はA部近傍でより強く出る。これは、上方(A部)にはプーリがないので、より多くの空気がそこから入り、それが均一に中央まで送られないためにこの現象が発生したと考えることができる。

一方、 43.4° 傾斜した羽根車の流れの方向は全領域にわたって $\pm 5^\circ$ の範囲に入り安定した流れとなった。しかも、中央部付近は $0 \sim 2^\circ$ の傾斜を示し、前述のようなプーリの影響はほとんどなく、ほぼ均一な安定した流れが形成されていることが確認できた。

さらに標準羽根車を用いて、取付用のブラケット部の穴の有無に関して同様の実験を行った。その結果、穴をあけることにより、角度の変化が若干少なくなったが、顕著な差は認められず、流れの方向を安定化する役割としては、ブラケット穴はほとんど貢献していないことがわかった。

3・3・2 吐出し口の高さ方向の速度分布 最後に、高さ方向の速度分布の測定を行った。その方法は $Z=65$ mm の位置を測定面(X - Y 平面)として、長手方向の距離 X が 55, 255, 455 mm の3種類の位置に着目して、高さ方向の位置 Y を等間隔に 10 mm のピ

Fig. 13 Velocity distributions in height direction at the delivery port ($\alpha=43.4^\circ$)

ッチでずらしながら、各々10点の測定を行った。

その結果を図12, 13に示す。まず、図12に示す標準羽根車において、 $X=55\text{ mm}$ と 455 mm の挙動に着目すると、高さが中央部よりやや下方で速度のピークを示し、両端では速度が下がる傾向となった。また、中央部($X=255\text{ mm}$)における高さ方向の速度変化は30%の高さで速度の速い領域、60%の高さで、速度の遅い領域が発生して、凹凸の激しい分布となった。しかも、全体の速度の分布も著しく低下($X=55\text{ mm}$ の位置の速度と比較して平均25.5%の低下)した。次に、図13に示すように、羽根の傾斜角度 α が 43.4° のファンの場合、空気吸入部近傍(A, B部)では同様な傾向を示すが、壁近傍の高さの低いところで、やや速度の低い領域が生じ問題である。この点については別途適切な機会に報告をする予定である。

一方、長手方向に対し中央部($X=255\text{ mm}$)の位置での速度分布は、標準ファンのような極端な凹凸のある速度分布が大幅に緩和され、高さの中央部付近ではほぼ均一な流れとなった。しかも、速度は $X=55\text{ mm}$ の位置での速度に対して、平均11.4%の低下にとどまる効果があった。

次に、図15はファンの傾斜角度が標準の場合と、 43.4° 傾斜した場合の出口の流れの角度 γ (X - Z 平面内の Y 軸回りの傾斜角度)を測定した結果を示す。

図15より、標準羽根車は中央部近傍($X=255\text{ mm}$)において、 $-7\sim-8^\circ$ の傾斜があるのに対して、 43.4° 前傾させた羽根車は同じ位置で、 $0\sim-1^\circ$ の傾斜となり、安定した速度の方向となった。

しかしながら、高さの上・下限付近では流れ角の方向がばらついていることがわかり、これらは今後の課題である。

Fig. 15 Distributions of flow angle in height direction at the delivery port ($\alpha=4.9, 43.4^\circ$)

このように一部課題を残すものの、多くの領域にわたって、 43.4° 前傾させたファンは、標準ファンより流れの傾斜角度が小さくなっており、速度の方向の面からも安定していることがわかった。

以上の実験結果から、羽根を前傾した羽根車を使用することによって、ファン効率を高められた理由は、絶対速度の上昇に加えて、吐出し口近傍の速度(速度の大きさ、および、その方向の分布)の均一化と密接な関係にあることが明らかになると同時に、この傾斜羽根車は、ファン効率の向上と、速度分布の均一化を同時に満足することが可能であり、実用上極めて有効な方法であるという結論を導くことができた。

4. 結 言

本研究に用いた唐みファンにおいて、羽根の傾斜角度・羽根車の取付ブラケットが、内部流れやファン性能に及ぼす影響を実験的に検討した結果、以下のことが明らかとなった。

(1) 羽根の傾斜角度を前傾にすることにより、動力係数の上昇を最小限に抑えながら、圧力係数を上昇させることによって、ファン効率を高めることができる。

(2) 吸入部の損失は、羽根車取付用ブラケットに設けた穴により改善することができる。

(3) 前傾角をもつ羽根車とブラケットの穴を組合せることによって、ファン効率向上に対して、相乗効果が発生する。

(4) 標準の羽根(直線羽根)は吐出し口で、ファンの軸方向(長手方向)に対して、凹形速度分布を示すが、前傾した羽根($\alpha=43.5^\circ$)ではこれが改善され、速度の均一化が促進される傾向が認められた。さらに、

流れ角 γ の変化も前傾した羽根のほうが小さく、流れがより吐出し口に向かっている。

(5) ファン出口中央部 ($X=255$ mm) で、高さ方向 (Y 方向) の速度分布について検討した結果、前傾した羽根 ($\alpha=43.5^\circ$) は標準の羽根と比較して、一様な速度分布を示すと同時に、吐出し方向 (Z 方向) からの流れ角のずれも小さいことがわかった。しかし、両端部 ($X=55, 255$ mm) では問題が残る、これらは今後の課題である。

最後に、実験および、データ整理に関してご協力いただいた徳島大学大学院工学研究科学生の山川佳宏君、徳島大学工学部学生の岸森慎一郎君、平田大至君に謝意を表す。

文 献

- (1) 藺村光雄・ほか6名, 新版農業機械学, (1980), 199-201, 朝倉書店.
- (2) 石原昂・ほか7名, 新農業機械学, (1987), 201-203, 朝倉書店.
- (3) 農業機械学会編, 改訂農機ハンドブック, (1977), 650, コロナ社.
- (4) 日本機械学会編, 機械工学便覧 B5 流体機械, (1991), B5-140, 丸善.
- (5) 杉本正雄, 唐箕の研究第1報, 農機誌, **10**-3(1948), 75-84.
- (6) 葛原定郎, 唐箕に関する実験的基礎研究(第1報), 農機誌, **16**-3・4(1955), 143-146.
- (7) 常松栄・南部悟, 唐箕に関する研究(第2報), 農機誌, **19**-1(1957), 28-32.
- (8) 常松栄・南部悟, 唐箕に関する研究(第5報), 農機誌, **20**-1(1958), 41-44.
- (9) 小川浄寿・狩野秀男・松田良一, やさしい農作業の実践シリーズ5(第5巻)穀物調整の機械化, (1960), 47, 新農林社.
- (10) Wiesner, F. J., A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers, *Trans. ASME, J. Eng. Power*, **89**-4(1967), 558-572.

(1) 藺村光雄・ほか6名, 新版農業機械学, (1980), 199-201,