

遠心圧縮機の性能に及ぼす羽根車翼端すきま分布の影響*

妹尾泰利**, 速水 洋**, 石田正弘***,
中島晃治†, 李 福忠**

Compressor Performance Influenced by Distribution
of Tip Clearance of Centrifugal Impeller

Yasutoshi SENOO, Hiroshi HAYAMI, Masahiro ISHIDA,
Kohji NAKASHIMA, and LI Fuzhong

The tip-clearance effects of centrifugal impellers are usually related to the clearance/bladewidth ratio at the impeller exit, and the relationship has been experimentally examined. In some cases the clearance was changed by the axial movement of the shroud casing relative to the impeller, and as a result the radial clearance in the inducer was hardly changed. If the tip clearance is changed uniformly along the shroud, the effects of tip clearance must be larger than predicted based on those experiments. In the case of a centrifugal compressor with 6:1 pressure ratio, the decrement of impeller efficiency due to tip clearance is theoretically examined for five types of clearance-distribution along the shroud, and significant influences of the radial clearance in the inducer are demonstrated.

Key Words: Fluid Machine, Centrifugal Compressor, Mixed Flow Pump, Centrifugal Impeller, Tip Clearance, Leakage

1. ま え が き

ターボ圧縮機の羽根車の多くは回転シュラウドを備えておらず、羽根車の翼端とケーシング壁との間にできるすきまによって圧縮機性能は低下する。したがって、ターボ機械を設計する際には、翼端すきまの寸法の影響を正しく推定することがたいせつであり、そのための経験式はいくつか提唱されている。Pampreen⁽¹⁾は6種類の遠心羽根車について羽根車出口の翼端すきま比と効率低下量との関係を調べ、図1に示す実線で表した。一方、文献に見られる経験式の多くは次式で表される。

$$-\Delta\eta/\eta = 2ac/(b_1 + b_2) \dots\dots\dots (1)$$

ここで η は効率、 $-\Delta\eta$ は効率の低下量、 b は翼幅、 c は翼端すきま、添字1と2はそれぞれ羽根車入口および出口を表す。係数 a については、Eckert-Schnell⁽²⁾⁽³⁾は0.9を、またPfleiderer⁽⁴⁾は1.5~3.0を用いている。 $a=0.9$ として、 $b_1/b_2=4$ 、 $\eta=0.8$ 、 $c=c_2$ とすれば、

* 昭和61年11月3日 中国四国支部・九州支部合同大分地方講演会において講演、原稿受付 昭和61年4月30日。
** 正員、九州大学生産科学研究所(〒816 春日市春日公園6-1)。
*** 正員、長崎大学工学部(〒852 長崎市文教町1-14)。
† 准員、九州大学大学院(現在新日本製鉄(株))。

式(1)は図1の実線とおよそ一致する。

図1に示されるデータ群のうち同一の羽根車に属するデータを結んだ線はそれぞれ破線で示される4本の直線であって、いずれのこう配もPampreenが示した平均のこう配を示す実線よりもはるかに急である。それは、どの破線も原点を通過していないためである。図1の縦軸はすきまがない場合の効率と比べた効率低下量の割合を表すべきものであるが、すきまがない場合の実験は不可能*1だから、基準値すなわち座標の原点は正しいとは限らない。したがってあるすきまの状態を基準として、すきまの増加量と効率低下量との関係、すなわち実験点を結ぶ線のこう配について論ずべきで

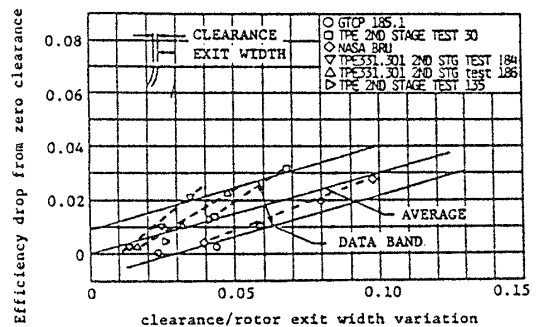


図1 羽根車出口翼端すきま比と効率低下量⁽¹⁾

ある。なお、図1において羽根車ごとに破線のこう配が異なっていることは、羽根車出口の翼端すきま比以外にも効率低下に影響を及ぼすパラメータがあることを暗示している。

著者らは前報⁽⁹⁾において翼端すきま損失に関する新しい理論式を提唱した。すなわち、翼端すきまからの漏れに基づくもの、すきま環状部では羽根なしで流体を圧力こう配に抗して支えているための損失、およびすきまに基づく通路内の排除厚さの増加の3種の圧力損失からなるとして、すきまに基づく性能変化を表す諸式を導いた。この理論に基づく予測値は7種類の軸流送風機または軸流ポンプならびに2種類の遠心送風機の羽根車の実験結果とよく一致しており⁽⁶⁾、さらに文献に見られる圧力比6の遠心圧縮機2種類など3種類の圧縮機の実験結果についても、回転数が50%から100%まで変化した場合、ならびに流量が変化した場合をも含めて、すきまに基づく入力ならびに効率の変化がこの理論によって正しく予測されることが示された⁽⁷⁾。

ここで注目すべきことは、遠心羽根車の翼端すきまの影響を調べた実験の多くは、同一の羽根車および同一のシュラウドケーシングを用い、すきま寸法を変えるには、ただシュラウドケーシングを羽根車に対して軸方向に移動している点である。少なくとも文献(7)に引用された3論文⁽⁸⁾⁻⁽¹⁰⁾の実験および文献(6)の遠心送風機2種の実験ではいずれもそのようにしてすきまを変更しており、性能予測もそのようなすきま分布について行われている。Pampreenの論文⁽¹¹⁾の基となった6種の実験や文献(3)、(4)の基となった実験についてはすきまがどのようにして変えられたか明らかでないが、実験の容易さからいってシュラウドを単純に移動したデータが含まれている可能性は否定できない。

一方、実機においては翼端の軸方向すきまとインデューサ部の半径方向すきまとは同じ程度の値にすることが多い。そのような場合のすきま寸法による性能変化を推定するのに、半径方向のすきまは一定のまま軸方向のすきまのみを変えて得られた関係をそのまま用いたのでは、効率の変化をかなり小さく評価するに違いない。

文献(6)、(7)に用いられた性能予測式は、半径方向のすきまの影響のみを表す軸流羽根車の実験についても、軸方向のすきまのみを変更してその影響を調べた遠心羽根車の実験においても、実験結果を正しく予測しているから、翼端すきまがシュラウドに沿って任意の分布をしている場合についても性能変化を正しく予測するものと推測される。したがって羽根車出口におけるすきまと翼端との比が同一である場合に、シュラウドに沿ってのすきま分布の相違によって性能がどの程度に変化するかをその予測式によって計算しておけば、シュラウドを軸方向に移動して実施された翼端すきまが性能に及ぼす影響に関する実験結果を基にして、実際の圧縮機についてすきまの影響を予測することが可能であるかどうかはわかるであろう。

2. シュラウドに沿うすきまの分布

遠心羽根車が高速で回転すると遠心力によって主板が伸びてわん状に変形し、外周付近の翼端すきまが狭くなるから、定格速度を超えて運転される場合にも羽根車とケーシングとが接触しないためには、定格速度での運転状態では翼端のすきまをやや大きくしておかねばならない。また軸端に羽根車を備えた軸系の振動において、インデューサ部では半径方向の変位が、羽根車出口付近では軸方向の変位が問題になるから、振幅に応じたすきま寸法が必要である。本来シュラウドに沿うすきま寸法の分布は、これらの定常状態での変形、振動に基づく変位、工作精度、組立の容易さなどを考慮して、必要最小限度のすきま寸法に設定されるべきである。実際には、上記の事項を配慮してインデューサ部の半径すきまおよび羽根車出口における軸方向すきまをそれぞれ決定し、その間のすきまの分布を適宜定めるとか、必要な最大すきま寸法を決定し、シュラウドに沿ってのすきま寸法は一定とする便法などが用いられている。

いま子午面断面において羽根車の翼端に沿う入口か

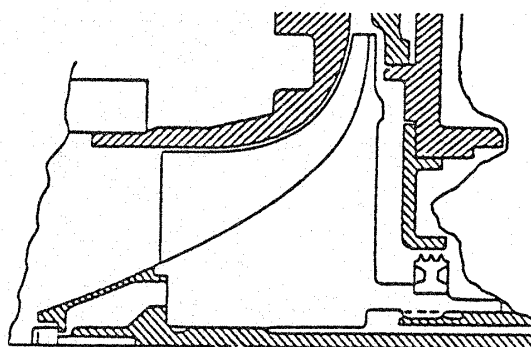


図2 供試遠心羽根車子午面形状

*1 回転シュラウドつき羽根車の性能は、それと形状が同一で回転シュラウドがない羽根車の翼端すきまが小さい場合の性能よりも劣ることが文献(5)に示されている。したがって、回転シュラウドつきの羽根車を用いて翼端すきまがない場合の性能を推定することは不可能であり、翼端すきまを変えて得られる性能の変化から外挿して、翼端すきまがない場合の性能を推定する以外に方法はない。

らの距離を m とし、図 2 に示す圧力比 6 の遠心圧縮機⁽⁹⁾ を例にとって、シュラウドに沿ってのすきま寸法の分布として以下に述べる 5 種類を考える。第 1 は全長 $m/m_2=0\sim 1.0$ にわたって一定すきま c_0 を持つシュラウドケーシングを備えた場合 A である。第 2 はシュラウドケーシングの子午面形状を羽根車子午面断面翼端形状と同一にして、半径方向および軸方向にそれぞれ c_1, c_2 ずらした位置にシュラウドを配置した場合 B で、シュラウド面の軸方向からの傾き角が θ の点におけるすきま寸法は

$$c = c_1 \cos \theta + c_2 \sin \theta$$

で表される。そのうち、 $c_1=c_2=c_0$ とした場合を B として図 3 に示す。すきまは $\theta=45^\circ$ において最大で c_0 の 1.4 倍に達している。

羽根車の振動が主板に近い軸受を支点とする首振り運動に限られるならば半径方向の変位 c_1 と軸方向の変位 c_2 とは逆の位相でおきるから、それぞれの変位に対して安全なすきまがあれば十分で、シュラウド面に沿ってのすきま寸法 c は

$$c = \max(c_1 \cos \theta, c_2 \sin \theta)$$

となる。これが第 3 の分布で $c_1=c_2=c_0$ の場合のすきまの分布を図 3 に C として破線で示す。すきまは $\theta=45^\circ$ において $0.7c_0$ に減少している。

一方、前述のように多くの実験研究においては半径方向のすきま c_1 は一定に保たれたままで c_2 のみを変えた実験が行われている。その実験において軸方向のすきまが最小のときの状態を基準として性能低下などが論じられるから、そのときを便宜上すきまなしの状態と見なして出口のすきま寸法を c_0 とした場合のすきま分布を、比較のために図 3 に R で示す。

またインデューサ部の半径方向すきまと出口付近の軸方向すきまとが性能変化に及ぼす影響を比較するために、C 形で $c_1=c_0, c_2=0$ としたすきま分布の場合を S 形として計算例に加える。

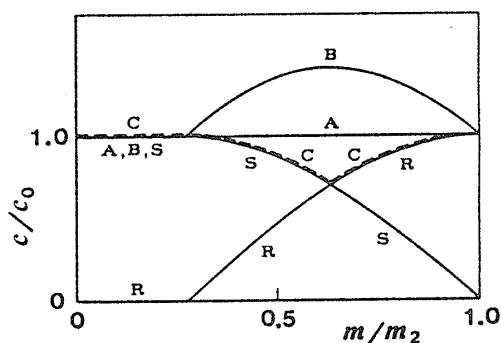


図 3 シュラウドに沿っての翼端すきま分布の 5 例

3. 数 値 例

すきま分布を R 形に変化させた実験においては、入口から出口までの平均すきまは出口すきまよりも著しく小さいから、その比が 1 に近い実機に比べて出口すきま寸法の変化による性能の変化はかなり小さい筈である。なお、インデューサ部と羽根車出口部とでは圧力損失等に及ぼすすきまの影響はかなり異なるから、単純に平均すきま寸法を用いれば対応がつかないと思われる。すなわちインデューサ部は出口に比べて翼幅が広いことおよび流体密度が低いことによりすきま損失への寄与はやや少ないが、一方、減速による圧力こう配が大きいたることはすきま損失を増大させる傾向がある。また圧縮機の回転数によってシュラウドに沿っての密度変化や減速の度合は大幅に変化するので、インデューサ部のすきまに基づく性能低下などは回転数の影響を受けるものと思われる。

以上の複雑な関係を解明し、軸方向のすきまのみを変えた実験結果を実機設計へ正しく利用する可能性を探るために、すきま分布が R 形から A, B, C, S 形に変わった場合の効率の変化を予測する。計算に用いた遠心圧縮機羽根車⁽⁹⁾の子午面形状を図 2 に示す。この圧縮機の比速度は 0.718, 設計回転数 68 384 rpm における圧力比は約 6 である。羽根車の直径は 161 mm, インデューサ直径は 100.1 mm, 入口翼幅は 29 mm, 羽根枚数は 19 枚, 出口の後傾角は 34.7° で出口翼幅は 5.16 mm である。

すきまが最小の基準状態について、設計点におけるシュラウド面に沿っての相対速度 w/U_2 の分布を推定して図 4 に実線で示す。インデューサ部でやや急な減速のあと全長にわたって減速されている。一方、回転速度比 $\Omega=50\%$ のときの相対速度の分布を破線で示す。この場合の減速域はインデューサ部に集中しており、羽根車の後半部では流れはむしろ増速されている。

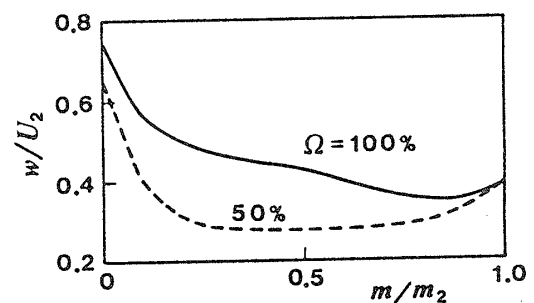
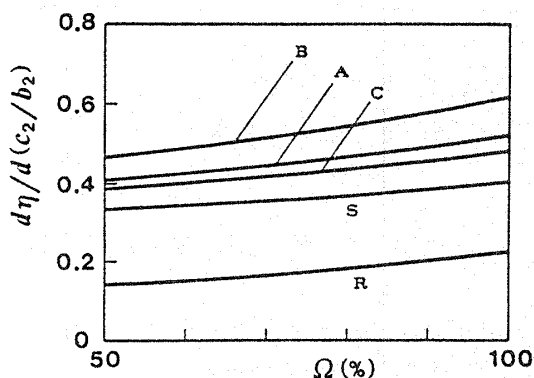


図 4 シュラウドに沿う相対速度分布



in case of S, (c_2/b_2) reads (c_1/b_2)

図5 すきま分布と回転数による効率低下

すきまによる性能変化の計算は、どの回転数においても、文献(8)の実験でほぼ最高の効率となっている流量について行った。なお、実験の最小すきま寸法は定格回転の場合に0.20 mmであり低速回転では増大しているが、本計算ではその値を基準とした。また、すべり係数として $k=0.067$ および翼端からの漏れの縮流係数として $\alpha=0.74$ を用いた。

計算結果によれば c_2/b_2 が0.1以下では効率 η の低下量は c_2/b_2 にほぼ比例するので、その比を縦軸にとって計算結果を図5に示す。ただしS形の場合には縦軸は $d\eta/d(c_1/b_2)$ である。図5の横軸は定格回転数との比 Ω であって、低速回転ではすきまによる効率の低下率はやや小さくなる傾向が認められる。

4. 計算結果の考察

インデューサから羽根車出口までの全長にわたってすきまが一定のAの場合 $d\eta/d(c_2/b_2)$ は、すきまを軸方向にのみ変化させたR形の場合の2倍以上であって、低速回転の場合にはその比率はさらに大きくなっている。このことはインデューサ部のすきまに基づく圧力損失がかなり大きいことを示しており、そのことは半径方向のすきまのみを変化させたS形の場合のすきまによる効率低下量がR形の場合よりも大きいことによって裏づけられている。

またインデューサ部の半径すきま、羽根車出口の軸方向すきまがそれぞれ同一であっても、その中間に分布するすきまのわずかな大小によって効率がかなり変

化することがA, B, C形の比較によって明らかであるので、羽根車の変形や振動モードなどを考慮して無駄のないすきま寸法の分布を採用することが重要である。この計算例においてすきま分布のA形とR形との違いによる $d\eta/d(c_2/b_2)$ の差が著しく大きい理由の一つとして、計算に用いた羽根車がはなはだ長いインデューサ部をもっていることがあげられる。また圧力比が低くて、長いインデューサ部の翼幅が狭い羽根車⁽⁹⁾について行った計算結果も、すきま分布の形式に基づく $d\eta/d(c_2/b_2)$ の変化の割合は本計算例とあまり異なっていない。したがって翼端すきまによる性能変化に関する実験結果を参照する場合には、入口から出口に至る全区間のすきまの分布について、ことにすきま寸法の変更方法に注意が払われねばならない。

5. あとがき

先に提唱した翼端すきまに基づく圧力損失に関する理論式を用いて、シュラウドに沿った翼端すきま分布が遠心圧縮機性能低下量に及ぼす影響について、数値例を示して論じた。従来、羽根車出口の翼端すきまを代表すきまとして性能低下量が論じられているが、それらの資料ではシュラウドに沿うすきま分布の変化のしかたが実際のものとは著しく異なることが多いから、不用意にその結果を採用して実機の性能を推定すれば性能低下量をはなはだしく過小評価する危険性がある。この結論を裏付けるために、著者らは半径方向にもすきま寸法を変化させた実験を計画している。

文 献

- (1) Pampreen, R. C., *Trans. ASME*, 95-3 (1973), 251.
- (2) Eckert, B. and Schnell, E., *Axial-und Radial-Kompressoren*, 2 (1961), 192, Springer-Verlag.
- (3) Eckert, B. and Schnell, E., 文献(2)の357ページ.
- (4) Pfeleiderer, C., *Die Kreiselpumpen*, 5 (1961), 99, Springer-Verlag.
- (5) Harada, H., *Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power*, 107-2 (1985), 528.
- (6) 妹尾・石田, 機論, 52-475, B (昭61), 1060.
- (7) 妹尾・石田, 機論, 52-473, B (昭61), 386.
- (8) Klassen, H. A., ほか3名, *NASA TM*, X-3552 (1977), 1.
- (9) Beard, M. G., ほか2名, *ASME Paper*, 78-GT-193 (1978), 1.
- (10) Klassen, H. A., ほか3名, *NASA TP*, 1091 (1977), 1.