

リング付低圧軸流ファン用 直通形ラビリンスシールの特性

島田行太^{*1}・木村和秀^{*1}・太田紘昭^{*2}・青木克巳^{*3}

Performance of Straight-Through-Type Labyrinth for a Low-Pressure Axial Flow Fan with Outer Ring

by

Kota SHIMADA, Kazuhide KIMURA, Hiroaki OHTA, Katsumi AOKI

(Received on Mar.29,2002, Accepted on Jul.10,2002)

Abstract

The low-pressure axial flow fans with an outer ring, used for cooling automobile radiators, have a significantly large tip clearance between the ring tip and the fan shroud. It has been found that the turbulence of reverse flow, or leakage flow, which occurs at the tip clearance, greatly affects the fan performance and noise level. Therefore, in order to improve the fan performance and noise level, it is important to decrease the effect of leakage at the point of tip clearance. The authors investigated the performance of the straight-through-type labyrinth seal which operates under extremely low differential pressure with a large clearance. It was hoped that by sealing this clearance with the labyrinth seal, the performance would be improved. It was verified that the labyrinth seal displayed almost the same performance as that predicted by the conventional theory. This theory was established by experimental studies under the condition of quite high differential pressure when the labyrinth was stationary. However, it was later discovered that the leakage rate decreased significantly even though the ring speed was much less than that of past research where the ring was rotated. This phenomenon is conspicuous at lower differential pressures. However, the reason this phenomenon occurs has not been determined.

Keywords: Fan, Tip clearance, Labyrinth seal, Flow visualization

1. はじめに

軸流ファンにおいては、翼端とシュラウドとの間にチップクリアランスが存在し、ここで発生する逆流や漏れ、乱れがファン性能や騒音に大きな影響を与えていることが知られている¹⁾。自動車のラジエータ冷却用の軸流ファンにおいては、翼端に固定されたリングを持たない通常の軸流ファンと、リングを有するいわゆるリング付ファンの二種類が一般的に見られる。リング付ファンの場合は、リング外周端部とリング全体を覆うシュラウドとの間に隙間が存在し、これが通常のファンに見られるチップクリアランスに相当する。よって、この隙間を小さくし、漏れ量を低減することが性能上重要である。しかし、実際には大量生産に基づく低コストな樹脂成形の製造上の問題から、その最小値には限界がある。本報では、このようにリング付ファンのチップクリアランスを十分に小さくできない場合の性能改善の一つの手法として、クリアランス部分のラビリンスによる非接触シールに着目して研究を行った。ラビリンスシールとは、シール隙間に絞り片と呼ばれるフィンと膨張室を交互に設置す

ることによって流体の圧力を速度に変えて差圧を保持する、非接触のシール装置である。リング付ファンのリング部分にラビリンスシール機構を持たせることによって、隙間そのものは小さくすることができなくても、漏れ量を少なくすることにより結果としてファン性能を改善することができる²⁾。

一般に、ラビリンスシールは圧縮機やタービン等の軸シールに用いられることが多い。これらの装置の最大作動圧力は、約 $1.0 \times 10^2 \sim 3.0 \times 10^4$ kPa、シール部クリアランスは $0.1 \sim 0.6$ mm程度であり³⁾、実際のニーズから従来の多くの研究は主にこの範囲で行われてきた。しかしながら、本報で取り扱う自動車のラジエータ冷却用軸流ファンのラビリンスシールの場合は、その実用作動圧力が 150Pa 前後、シール部クリアランスは 3mm であり従来の研究範囲とは全く異なる。よって、従来の研究結果がそのまま適用できるかは定かではなく、研究の余地があると考えられる。著者らは、このような低差圧、大クリアランスで作動する直通形ラビリンスシールの実験的研究を行った。その結果、静止状態ではその性能が従来手法によって予測可能などを性能実験及び可視化実験で確認した。しかし、回転が与えられた状態では、従来の研究結果⁴⁾とは異なるいくつかの現象が発生することが確認された。

* 1 PRODUCT DEVELOPMENT CENTER, TOYO RADIATOR CO.,LTD.

* 2 Associate Professor, Department of Mechanical Engineering.

* 3 Professor, Department of Mechanical Engineering.

2. 記号

G	漏れ量	(kg/s)
α	流量係数	
F	絞り部開口面積	(m ²)
P	絶対圧力	(Pa)
κ	比熱比	
R	ガス定数	(J/(kg·K))
T	気体の絶対温度	(K)
ρ	気体の密度 $\rho = 1/\nu$	(kg/m ³)
v	気体の比体積	(m ³ /kg)
ϕ	理想ラビリンス関数	
Φ	ラビリンス関数	
λ	圧力比 $\lambda = P_D/P_U$	
ψ	吹き抜け係数 $\psi = G_E/G_I$	
n	絞り片(フィン)の枚数	
ϵ	クリアランス [固定値] (mm)	
ℓ	絞り片のピッチ (mm)	
θ	噴流広がり角度 (deg)	
Γ	比漏れ量 $\Gamma = G_{E_f}/G_{E_s}$	
P_s	静圧 (Pa)	
U	リング端周速度 (m/s)	
L	リング全長 [固定値] (mm)	
D	リング端直径 [固定値] (mm)	
δ_1	出入口絞り片厚さ [固定値] (mm)	
δ_2	絞り片厚さ [固定値] (mm)	
S	絞り片間隔 (mm)	

添字

i	絞り口段数 $i=1,2,3,4,\dots$
U	ラビリンスの入口 (上流側)
D	ラビリンスの出口 (下流側)
E	実験値
a	近似値
I	理想状態
r	回転時
s	静止時

3. ラビリンスシールの形状と作動範囲

図1に翼端にリングを固定された軸流ファンの一例を示す。本研究において取り上げるラビリンスとは、このようなファンの翼端の、リング部分に設置されたラビリンスのことである。この場合、リング断面形状をラビリンスにすることによって、シュラウドとリングのクリアランス部分で発生する漏れを小さくすることによりファン性能を改善することができる。ところが、前述のようにこれらのファンの作動圧力は非常に小さく、かつ、シール部クリアランスも大きいため、従来の多くのラビリンスに関する研究の領域とは著しく異なっている。図2に、それぞれの研究の領域を、横軸にクリアランス、縦軸に作動圧力を取って表す。本研究の領域でラビリンスシールの研究が行われ、かつ、その研究結果が公表された例はほとんど無い。

図3に、本研究で用いられたラビリンスシールの形状の例を

示す。本研究では、絞り片(フィン)が2枚以上、5枚以下の場合において研究を行った。図3(a)に示されるのは絞り片枚数 $n=3$ の場合である。よって、これは3枚の絞り片とその間に位置する二つの膨張室からなるラビリンスシールであるといえる。また、図3(b)に示されるのは絞り片枚数 $n=5$ の場合であり、ラビリンスの形状を示す。各絞り片の半径方向の高さは全て一定であり、絞り片端部(リング端部)の直径は全て362mmである。また、円筒状のシュラウド内壁と、絞り片端部とのクリアランス ϵ は3mmである。このクリアランス部は、入口から出口まで直線的な流路で形成されており、かつ途中で、この直線的な流路は遮断されることが無い。このようなラビリンスシールは一般に直通形といわれており、構造が簡単でかつ組みつけが容易なため、広く用いられている。ここで、リングの全長 L は絞り片の枚数にかかわらず一定で49.7mmであり、変化することは無い。絞り片間のピッチ ℓ は、同一のラビリンスの場合は常に一定であり、即ち等ピッチである。絞り片の間隔 S も同様である。リングの出入口側の円弧部分は、出入口でそれぞれ同一形状である。

実験では、本来ファンの取り付く場所を図3(a)のようなシールディスクでふたをし、この部分での漏れは無い。次にこの状態でファン風洞試験装置に取り付け、上流側を加圧し下流側を大気開放することにより、ある圧力あたりの漏れ量を計測した。尚、リングとシールディスクは一体に固定されており、回転させることが可能である。よって、リングが回転したときの漏れ量への影響も調査した。

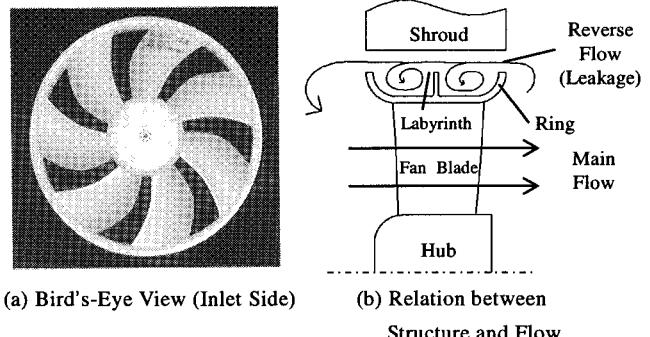


Fig.1 Axial Flow Fan with an Outer Ring and Labyrinth Seal

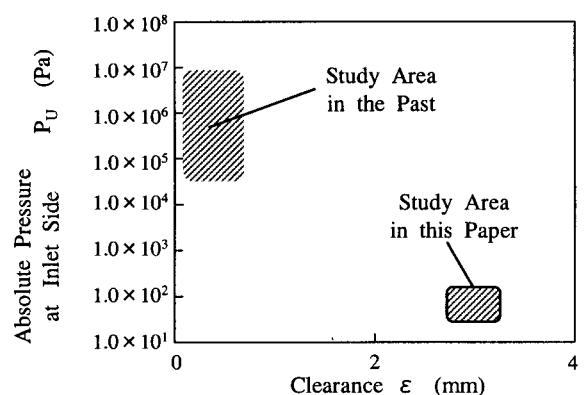


Fig.2 Difference of Study Area

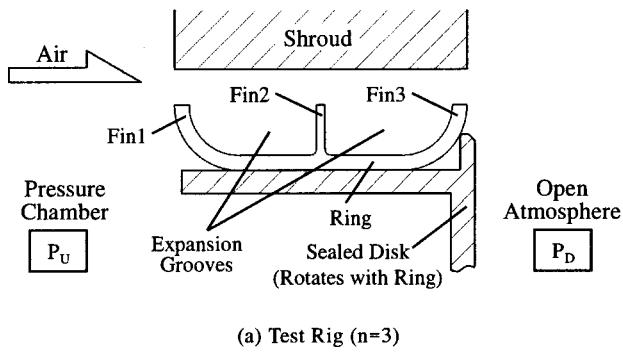


Fig.3 Configuration of Test Rig and Labyrinth Seal

4. シール性能の予測と実験結果

4.1 既存の近似式によるシール性能の予測

通常ラビリンスシールの漏れ量は、理論的に理想ラビリンスとして式(1)または式(2)で表される。理想ラビリンスとは、流体がラビリンス絞り部を通過する際に完全な断熱膨張を行い、そのとき絞り部で生じた運動エネルギーは膨張室内で全部失われて熱エネルギーに変わり、即ち流体の速度が完全に0となることにより、次の絞り部の直前では近寄り速度が無く、かつ、途中一切の損失が無いというものである。即ち、理想的なラビリンスシールの作動状態における定義である。ラビリンスの段数 $i=1,2,3\dots$ を当てはめて i 個の式が連立される。また一般には、理想ラビリンスにおけるラビリンス関数 ϕ を用いて、入口出口の作動状態から式(3)のようにも表される⁵⁾。ここで、厳密に ϕ を求める為には式(1)または式(2)によらなくてはならないが、コンピュータによる繰り返し計算が必要となり、簡単のため通常近似式が用いられることが多い。

$$G_I = \alpha_i F_i P_{i-1} \sqrt{\frac{2\kappa_{i-1}}{\kappa_{i-1}-1} \frac{1}{RT_{i-1}} \left[\left(\frac{P_i}{P_{i-1}}\right)^{\frac{2}{\kappa_{i-1}}} - \left(\frac{P_i}{P_{i-1}}\right)^{\frac{\kappa_{i-1}+1}{\kappa_{i-1}}} \right]} \quad (1)$$

ここで、 $R = \frac{P}{\rho T}$ であるから代入すると、

$$= \alpha_i F_i \sqrt{\frac{2\kappa_{i-1}}{\kappa_{i-1}-1} \left[\left(\frac{P_i}{P_{i-1}}\right)^{\frac{2}{\kappa_{i-1}}} - \left(\frac{P_i}{P_{i-1}}\right)^{\frac{\kappa_{i-1}+1}{\kappa_{i-1}}} \right] \frac{P_{i-1}}{v_{i-1}}} \quad (2)$$

$$G_I = \alpha F \phi \sqrt{\frac{P_U}{v_U}} \quad (3)$$

近似式は研究者によりいくつかの式が提案されているが、ここでは比較的精度がよいとされている小茂鳥の式を用い、式(4)に示す⁶⁾。これにより、式(3)から理想ラビリンスの漏れ量を求めることができる。

$$\phi_a = \frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{n^{2/5}} \quad (4)$$

ところで、図4に示すように、直通形ラビリンスシールの場合はクリアランス部が直線的な流路で形成されており、この流路を遮るものは一切無い。よって、ラビリンス内での流れが膨張室で有効に膨張することなく、クリアランス部流路を通過してしまうことがある。このような現象を吹き抜けといい、直通形の場合、この影響により性能が低下する場合があることが知られている。直通形ラビリンスに吹き抜けが存在する場合、この影響は、吹き抜けのある実験から得られる漏れ量 G_E と、吹き抜けの無い理想ラビリンスにおける漏れ量 G_I の比として $v = G_E/G_I$ であらわされる。直通形の吹き抜け係数として式(5)に示す近似式が求められており、差圧が小さく圧力比 λ が1に近い時、式(1)または式(2)による厳密解とよく一致する⁵⁾。本報では、非常に小さな圧力を取り扱い λ は1に近いため、式(5)は特に有用である。ここで θ は、図4に示すように絞り片端部の絞り部を基点として広がっていく噴流の広がり角度である。

$$\left. \begin{aligned} v &= \sqrt{\frac{n}{1+(n-1)(1-A)^2}} \\ A &= \frac{\epsilon \alpha / \ell}{(\epsilon \alpha / \ell) + \tan \theta} \end{aligned} \right\} \quad (5) \text{Komotori's equation for carry-over factor } v$$

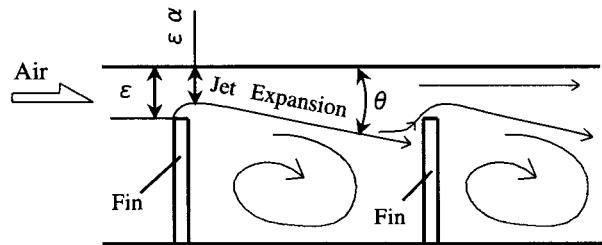


Fig.4 Flow Model of Straight-Through Type Labyrinth Seal

ここで、実験から得られる漏れ量は一般に、吹き抜け係数 v を式(3)に掛けて、式(6)のように表すことができる。よって同様に、ラビリンス関数 Φ は α と v の関数として取り扱うことができ、式(7)が成り立つ。よって、実験から得られる漏れ量 G_E を用いてこれを表すと、式(8)のように表すことが可能である。

$$G_E = F \alpha \phi_a \sqrt{\frac{P_U}{v_U}} \quad (6)$$

$$\Phi = v \alpha \phi_a \quad (7) \quad \text{Predicted value}$$

$$\Phi = G_E \left(F \sqrt{\frac{P_U}{v_U}} \right)^{-1} \quad (8) \quad \text{Experimental value}$$

4.2 シール性能における予測値と実験値との比較

前節に示した近似式は、高圧かつ微小クリアランスの場合に対して実験を行い導いたものである。従って、この近似式により本研究範囲における漏れ量を予測し得るかは定かではない。そこで、予測値と実験結果を比較し、近似式の本研究範囲への適応性について検証することとした。具体的には、図3に示す形状において $n=2,3,5$ の、静圧（差圧）50Pa から 250Pa の場合において検証した。

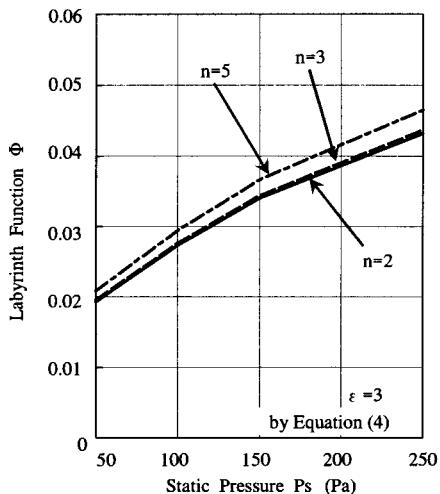


Fig.5 Seal Performance by Prediction

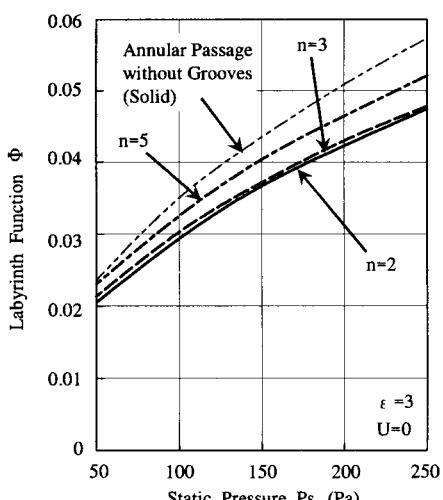


Fig.6 Seal Performance by Experimentation

図5に式(7)によって導かれた結果を示す。ここでは、従来より用いられる一般的な値として、流量係数数 α を 0.7、 v の関数で有る θ を 6° として計算を行った⁷⁾。計算の結果より、ラ

ビリンス関数 Φ は $n=2$ の時最も小さく、漏れが小さいことがわかる。次に漏れが小さいのは $n=3$ の時である。しかし、両ラインは近接しており、そのシール性能は $n=2$ の時とほぼ同等といえる。 $n=5$ の時、最も Φ の値が大きく漏れが大きい。一般には、ラビリンスの段数が増えるとシール性能は向上するが、この場合は逆に悪化している。この原因は、式(5)に示す吹き抜け係数 ϵ が、この場合 n が増えるに従い増加し、結果として Φ が大きくなる為である。

図6に実験結果を示す。実験はリングに回転を与えない状態で、各条件を図5の場合に合わせて行った。この結果、図5で予測された値に対し、傾向的には良く一致している。即ち、予測値は、図6の実験値よりも特に高圧側で若干低い値を示しているが、各絞り片枚数における相対性能は良く予測している。よって、非常に圧力が小さく、かつ、クリアランスが大きい場合でも、従来の近似式を用いて十分性能の予測が可能であるといえる。二点鎖線に膨張室の無い単純な円筒流路とした場合の特性を示す。この場合、最も大きな Φ を示す。即ち膨張室は、低差圧、大クリアランスの条件下でも有効に作動しているといえる。よって、 n を増やしていくと円筒流路に近づくことにより徐々に性能が低下し、特性は二点鎖線に近づくものと考える。

5. 内部流れの可視化

前章で述べたように、 n が増えると Φ も増加するという現象が予測、実験の双方で認められた。即ち、 n が増加すると吹き抜けも増加し、漏れが増したということになる。このことを確認し、かつ、内部流れを明らかにする為に、水流による表面浮遊法によって、二次元モデル上で流れの可視化を実施した。実験は回流水槽を用い、水の表面に微細なアルミニウム粉末を均一に浮遊させた。次に、アルミニウム粒子が水流に乗って移動する様子を遅いシャッター速度で写真撮影することにより、その流跡を求めた。二次元の可視化モデルは流れを正確に再現する為に、レイノルズ数を実際の場合と合わせた。この可視化モデルの大きさは、実際のモデルの10倍の大きさである。

図7に $n=2$ の場合の可視化結果を示す。図7(a)に示されるように、左側から流入した流れはシュラウド壁面に沿って流れれるが、入口から $2/3$ 程度のところでシュラウド壁面から剥離している。剥離した流れは膨張室内で拡散し、その後、一部は出口に向かって流れ、一部は膨張室中央附近に渦を形成している。即ち、流れは十分に拡散膨張し、膨張室は有効に作動しているといえる。図7(b)に入口絞り部の流れを、図7(c)に出口絞り部の流れを示す。入口出口の双方で流れの縮流が見られる。特に出口側ではフィン端部に大きな渦を伴った、縮流が確認される。図5における計算では、流量係数 α はそのラビリンス全体の代表値として経験的に 0.7 と設定されている。しかし、図7より明らかなように、入口出口で縮流の影響が同じであるということではない。この出口部絞りの大きな縮流は、漏れ量の低減にも寄与しているものと考える。

図8に $n=3$ の場合の可視化結果を示す。図8(a)に示されるように、各膨張室で渦が形成されているものの、流れのかなりの部分はシュラウド壁面に沿って流れ、出口側に吹き抜けてしまっている。 $n=2$ の場合は流れがシュラウド壁面から剥離し十分に膨張室内で拡散していた。しかし、 $n=3$ の場合はそのような現象が見られず、吹き抜けが増大しているものと考える。し

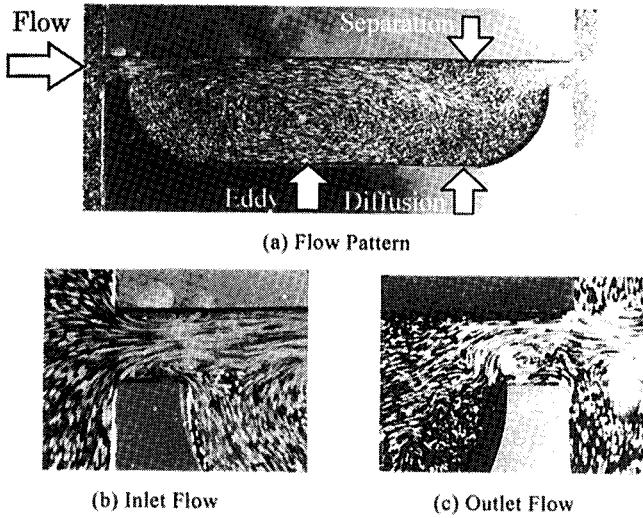


Fig.7 State of Internal Flow by Surface Floating Tracer Method (n=2)

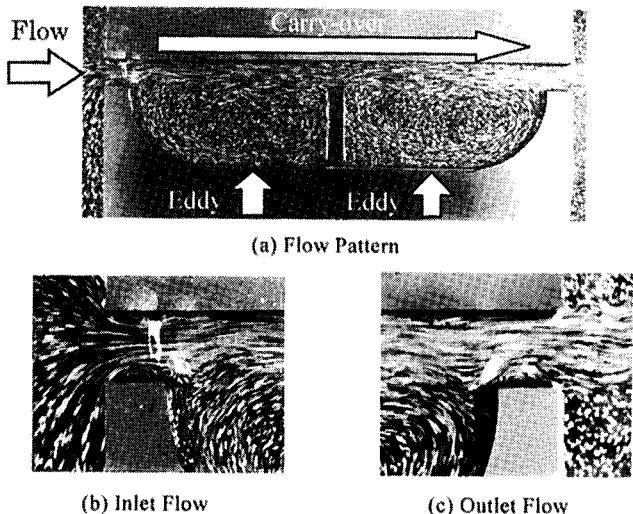


Fig.8 State of Internal Flow by Surface Floating Tracer Method (n=3)

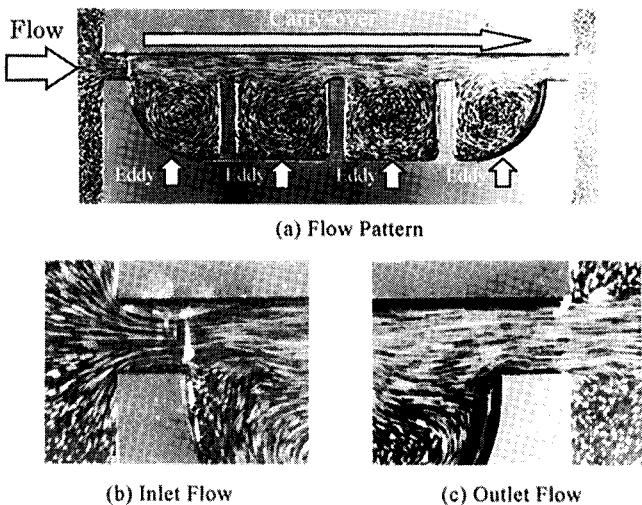


Fig.9 State of Internal Flow by Surface Floating Tracer Method (n=5)

たがって、図 5 に示した結果は本実験より、実際の現象を捉えており基本的に正しいと言える。図 8 (b) より、入口の縮流の状態は $n=2$ の場合と大差ない。しかし、図 8 (c) より出口部の縮流は、吹き抜けの増加に伴い非常に小さくなっていることがわかる。即ち、この場合は現実的に、吹き抜けの影響が流量係数にも関与している可能性がある。しかし、既存の近似式では、これらの影響を完全に分離した形で取り扱わざるを得ない。

図 9 に $n=5$ の場合の可視化結果を示す。 $n=5$ は、 $n=3$ の両膨張室を、フィンによってさらにそれぞれ半分に分割した形状である。図 9 (a) に示されるように、各膨張室で渦が形成されているものの、流れのかなりの部分はシェラウド壁面に沿って流れ、さらに大きく吹き抜けてしまっている。図 9 (b) より、入口の縮流の状態は $n=2$ または $n=3$ の場合と大差ない。図 9 (c) より出口部の縮流は、ほとんど認められない。

6. 回転の影響

本報におけるラビリンスシールは軸流ファンに用いることを前提としているため、リングに回転が与えられた状態が通常の作動状態である。したがって、回転を与えた場合の実験を行い、その影響について考察した。従来の研究⁴⁾では圧力比 $\lambda = 0.5$ 前後にとって実験を行っており、回転の影響により漏れ量が若干減少することを報告している。この時、フィン端部の周速 U が低周速のときは大きな漏れ量の減少ではなく、 $U = 50\text{m/s}$ 程度から徐々に漏れ量が減少し始め、 $U = 250\text{m/s}$ のとき静止時に比べて 10~20% の漏れ量の減少があるとしている。本報におけるラビリンスシールの場合は、ファンの回転数が最大で約 2500rpm であり、その時のリング端周速は $U = 47.4 \text{ m/s}$ である。よって、 U が最大でも 50m/s より小さいため、従来の研究結果から予測すると、大きな漏れ量の減少は無いものと考える。

図 10 にリングが $U = 47.4 \text{ m/s}$ で回転している時のシール性能を示す。 $n=2$ の時、 $U = 0 \text{ m/s}$ の場合と比較し全圧力領域で Φ が大幅に小さくなっている。 $n=3$ の時、図 6 では $n=2$ よりも全域でわずかに高い Φ を示していたが、この場合は 100Pa 以下の低圧側で $n=2$ よりも低い値を示している。 $n=5$ の時は、図 6 の場合と比較して、さらに $n=2$ のラインに近接しており、50Pa の時にはほぼ同等の値を示している。図 11 に、回転による漏れ量の

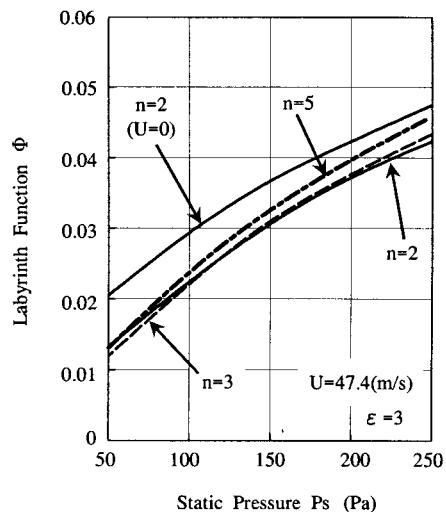
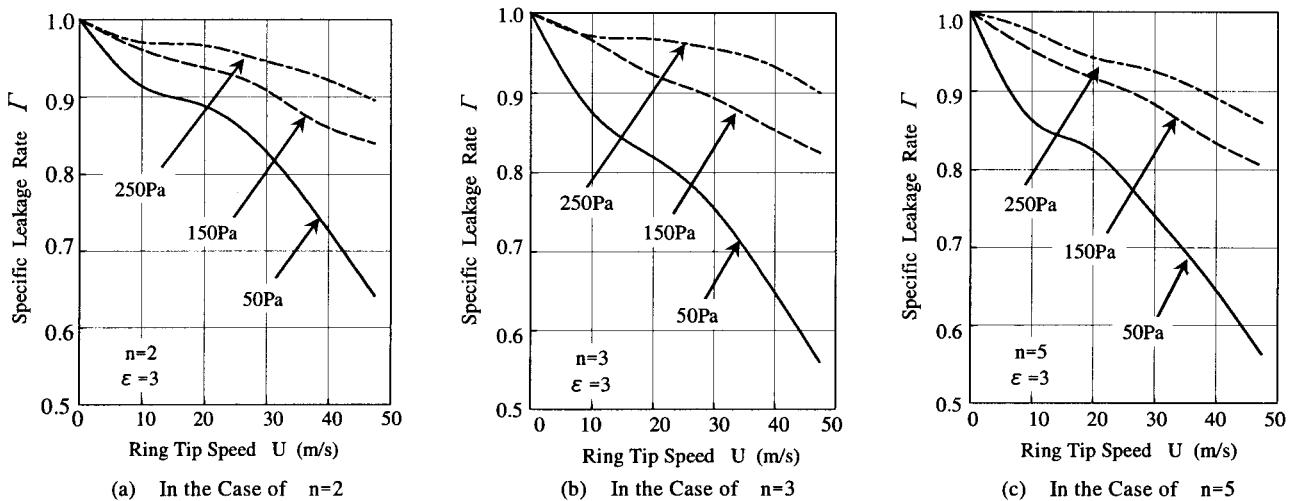


Fig.10 Seal Performance when the Ring is Rotating

Fig.11 Relation between Γ and U with Different Operating Pressure

変化をリング端周速 U と比漏れ量 Γ で表す。 Γ は回転時の漏れ量 G_{Er} と静止時の漏れ量 G_{Es} の比であり、 $\Gamma = G_{Er}/G_{Es}$ で表される。図 11(a)に示す $n=2$ の場合、 Γ は U の増大に伴い減少していく、特に圧力の小さい 50Pa の時、その傾向が著しく顕著である。この結果は前述の予測とは大きく異なるものである。図 11(b)に示す $n=3$ の場合、250Pa のカーブは $n=2$ の場合と大差ない。しかし、150Pa のカーブはより低い Γ を示し、最も圧力の低い 50Pa のカーブはさらに大きく減少しており、 $U=47.4\text{m/s}$ で $\Gamma=0.56$ にも達する。図 11(c)に示す $n=5$ の場合、 $n=3$ の時と比較して、逆に最も圧力の高い 250Pa のカーブが減少しており、50Pa のカーブはほとんど変化していない。よって、50Pa のカーブはサチレイトしているといえる。150Pa のカーブは、引き続き若干減少している。

即ち、圧力が最も高く 250Pa の時は絞り片枚数 n が増えても Γ は減少せず、 $n=5$ まで増加した時、初めて減少を始める。150Pa の時は、絞り片枚数 n が増えるに従い Γ は漸次減少している。圧力が最も低く 50Pa の時は、 $n=2$ から $n=3$ に増えただけで大幅な Γ の減少が見られるものの、その後の減少は認められない。よって、圧力が低いほど回転の影響を低周速から敏感に受け易いといえる。しかし、ある領域まで Γ が減少すると、それ以上は減少しない飽和領域が存在する可能性がある。

前述のように大幅に漏れ量が低減する理由は不明であるが、膨張室内で何らかの現象が発生していると考えられるため、内部流動の可視化、解析等による原因の究明が必要である。

7. まとめ

従来の研究領域とは大きく異なる、極低差圧、大クリアランスで作動する直通形ラビリンスシールの実験研究を通じて以下の事項が新たに明らかとなった。

- (1) 回転の無い静止状態であれば、従来の研究による既存の近似式を用いて、ラビリンスシールの性能を予測することができる。
- (2) 極低差圧においては回転の影響を非常に強く受け、従来言われているよりも比較的低周速から、著しい漏れ量の低減が認められる。

- (3) より低差圧のほうが回転の影響を強く受け、圧力 250Pa、絞り片枚数 $n=3$ 、リング端周速 $U=47.4\text{m/s}$ の時、比漏れ量は $\Gamma=0.90$ であるが、圧力 50Pa の場合は同一条件で $\Gamma=0.56$ にも達する。
- (4) 絞り片枚数 n が増えると回転の影響をより強く受け、 n が少ない場合と比較して比漏れ量 Γ が小さくなる傾向がある。しかし、 n の増加による Γ の減少はある領域で飽和する可能性も実験結果より示唆される。

謝辞

ラビリンスシールの設計理論に関するご指導を頂いた、元航空宇宙技術研究所圧縮機研究室長の大山耕一先生に、謝意を表します。

参考文献

- 1) 島田行太、萩原久雄、蓮見浩明、大久保武文、二輪車用ラジエータ冷却ファンの研究、自動車技術会論文集、vol.32,75 No.3 (2001), 75-80.
- 2) 島田行太、木村和秀、渡辺博、ラビリンスシールを用いたラジエータ冷却ファンの研究、自動車技術会論文集、Vol.33, No.1(2002), 63-70.
- 3) 三宅國博、ラビリンスシールとその特性、ターボ機械、第 20 卷、第 5 号(1992), 258-266.
- 4) K.Komotori, K.Miyake , Leakage Characteristics of Labyrinth Seals with High Rotating Speed, Proceedings of the 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress, ASME-JSME-GTSJ, No.45 (1977), 371-380.
- 5) K.Komotori, H.Mori , Leakage Characteristics of Labyrinth Seals, Proceedings of the 5th International Conference on Fluid Sealing 1971, No.E4, 45-63.
- 6) 小茂鳥和生、ラビリンスパッキンよりの空気の漏出について、日本機械学会論文集(第 3 部), Vol.21, No.105(1955), 377-382.
- 7) 小茂鳥和生、直通形ラビリンスパッキンに関する一つの考え方、日本機械学会論文集(第 3 部), Vol.23, No.133(1957), 617-623.