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^{*2}
太田 紘昭^{*3}, 青木 克巳^{*3}Performance of Straight-Through Type Labyrinth Seal for
a Low-Pressure Axial Flow Fan with an Outer RingKota SHIMADA^{*4}, Kazuhide KIMURA,
Hiroaki OHTA and Katsumi AOKI^{*4} Toyo Radiator Co., LTD. Product Development Center,
4-14 Shioya-cho, Minami-ku, Nagoya-shi, Aichi, 457-8560 Japan

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 turbulent reverse 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 tip clearance. The authors investigated the performance of the straight-through type of labyrinth seal which operates in an extremely low static pressure difference 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 satisfied almost the same performance as that predicted by the previous theory. This theory was established by experimental studies in the condition of quite high static pressure difference when the labyrinth is stationary. However, it was later discovered that the leakage rate decreased significantly even though there was far lower ring speed in comparison to past research results where the ring rotated. This phenomenon is conspicuous in a lower differential pressure. However, the cause of this phenomenon has not been determined.

Key Words: Fluid Machinery, Blower, Internal Flow, Flow Visualization, Labyrinth Seal, Tip Clearance

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^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り、隙間を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静圧差は、約 $1.0 \times 10^2 \sim 3.0 \times 10^4$ kPa、シール部クリアランスは 0.1~0.6mm 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、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、その作動静圧差が 50~250Pa、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、

* 原稿受付 2002 年 10 月 22 日。

^{*1} 正員、東洋ラジエーター(株)(☎ 457-8560 名古屋市南区塩屋町 4-14)。^{*2} 東洋ラジエーター(株)(☎ 457-8560 名古屋市南区塩屋町 4-14)。^{*3} 正員、東海大学工学部(☎ 259-1292 平塚市北金目 1117)。

E-mail: shimadakt@trad.co.jp

従来の研究結果がそのまま適用できるかは定かでない。著者らは、このような微小静圧差、大クリアランスで作動する直通形ラビリンスシールの研究を実験的に行った。その結果、静止状態ではその性能が従来手法により予測可能なことを、性能実験および可視化実験で確認した。しかし、回転状態では従来の研究結果⁽⁴⁾とは異なり、周速度 $U=47.4$ m/s 以下から著しい漏れ量の低減が認められた。また、絞り片枚数 n の影響を、 $n=5$ 以下の場合において考察した。

2. 記号

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

添字

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

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。本研究で取り上げるラビリンスシールとは、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シールのことである。この場合、リング断面形状をラビリンスにすることにより、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し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静圧差は非常に小さく、かつ、シール部クリアランスも大きいので、従来の多くのラビリンスシール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、縦軸に作動静圧差を取って表す。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ない。

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

Fig.2 Difference of Study Area

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、そのラビリンスシールの形状を示す。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)での直径は全て 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、かつ途中で遮断されることはない。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付けが容易なため、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 である。絞り片間のピッチ ℓ は、同一のラビリンスシールの場合には常に一定であり、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。

Fig.3 Configuration of Test Rig and Labyrinth Seal

実験では、本来ファンの取り付け場所を図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ない。次にこの状態でファン風洞試験装置に取付け、上流側を加圧し下流側を大気開放することにより、ある静圧差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。また、これらは十分な強度を有するようアルミニウム合金で製作され、回転時に遠心力により変形しないことを確認した。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。

本研究では前述のようにファンを使用しない実験装置を用いている。ラジエータファンの場合、ファン上流側にファンより大面積のラジエータが設置され、ここからファンへ気流を導くラジエータコア全面を覆うガイド(シュラウドのスカート部)が設けられている。このためファンは、ラジエータ端部からも空気を吸引し、翼端部では半径内向き方向の流入速度が大きい。よって、この流れがシール特性に影響を及ぼす場合がある。しかし、自動車のラジエータ用として一般的に想定される通常の作動状態では、この求心方向の流入速度よりもラビリンスシールからの流出速度のほうが大きく、求心方向の流れは漏れ量に重大な影響を及ぼさないと考える。よって本実験結果は、実際にファンと組合わせた場合の漏れ性能をほぼ代表する。

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、理想上のラビリンスシールの作動状態における定義である。ラビリンスシールの段数 $i=1, 2, 3, \dots$ 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 を求めるためには式(1)または式(2)によらずにはならないが、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、

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

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

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⁾。ここで、 $\phi_a = \phi$ と仮定すると、式(3)と式(4)から、理想ラビリンスの漏れ量 G_I を容易に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吹抜けてしまうことがある。直通形の場合、この影響により性能が低下する場合のあることが知られている。直通形ラビリンスに吹抜けが存在する場合、この影響は、吹抜けのある実験から得られる漏れ量 G_E と、吹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 $\nu = G_E/G_I$ であらわされる。直通形の吹抜け係数として式(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⁶⁾。本報では、非常に小さな静圧差を取り扱い 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。

$$\left. \begin{aligned} \nu &= \sqrt{\frac{n}{1+(n-1)(1-A)^2}} \\ A &= \frac{\varepsilon \alpha / \ell}{(\varepsilon \alpha / \ell) + \tan \theta} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

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、吹抜け係数 ν を式(3)に掛けて、式(6)のように表すことができる。よってラビリンス関数 Φ は、 α と ν の関数として取り扱うことができ、式(7)が成り立つ。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。

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

$$\Phi = \nu \alpha \phi_a \quad (7)$$

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

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、高静圧差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。具体的には図3に示す形状において $n=2, 3, 5$ の、静圧差 50Pa から 250Pa の場合の検証を行った。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 α を 0.7、 ν の関数である 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、そのシール性能はほぼ同等である。 $n=5$ の時、最も Φ の値が大きく漏れが大きい。一般にラビリンスシールを軸または流れ方向につなげ、全長 L の増大を伴って段数を増やすと、各段ごとの圧力降下が減るためシール性能は向上する。しかし、この場合は全長 L の変化を伴わず膨張室を細かく仕切ることにより段数を増やしており、その結果、シール性能は低下している⁸⁾。この原因は、式(5)に示す吹抜け係数 ν が、 n とともに増加し、結果として Φ が大きくなるためである。

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静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、

非常に作動静圧差が小さく、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。二点鎖線は膨張室の無い単純な円筒流路の場合の特性を示す。この場合、最も大きな ϕ を示す。即ち膨張室は、微小静圧差、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られる。

Fig.5 Seal Performance by Prediction

Fig.6 Seal Performance by Experimentation

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ために、水流による表面浮遊法によって、二次元モデル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ために、レイノルズ数を実際の場合と一致させた。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 $n=2$ の場合の可視化写真とそのイラストを示す。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るが、入口から2/3程度のところでシュラウド壁面からはく離している。はく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、一部は膨張室中央付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。特に出口側では絞り片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られる。

図8に $n=3$ の場合の可視化写真とそのイラストを示す。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いる。 $n=2$ の場合には流れがシュラウド壁面からはく離十分に膨張室内で拡散していた。 $n=3$ の場合には、はく離は見られず吹き抜けが増大している。しかし、吹き抜けの一部は図4に示したようにある広がり角 θ を有し、膨張室内に流れ込んでいる。よって、膨張室に見られる渦は吹き抜け流れの一部が供給源であり、下流側の絞り片に向けて減速しながら拡散していく。即ち、吹き抜けが増大しても二つの膨張室は依然有効に作動している。図7(b)と図8(b)を比較すると、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、現実的にこの場合は、吹き抜けの影響と流量係数には相互関係が存在する。しかし、既存の近似式では、これらの影響を分離して取り扱っており、相互

Fig.7 State of Internal Flow by Surface Floating Tracer Method with Illustrations ($n=2$) Fig.8 State of Internal Flow by Surface Floating Tracer Method with Illustrations ($n=3$) Fig.9 State of Internal Flow by Surface Floating Tracer Method with Illustrations ($n=5$)

関係はない。

図 9 に $n=5$ の場合の可視化写真とそのイラストを示す。 $n=5$ は、 $n=3$ の両膨張室を、絞り片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) では、図 8 (a) の場合と異なり、吹抜け流れの一部は膨張室内にほとんど流入していない。この原因は、広がり角 θ に大きな違いがないと考え、絞り片の間隔 S が小さく、流れが拡散するのに十分な距離がないことである⁹⁾。よって、流れのほとんどはシュラウド壁面に沿って流れ、さらに大きく吹抜けている。その結果、高速な吹抜け流れにより各膨張室では渦が形成されているものの、ほとんど減速拡散を伴わず安定して回転する。即ち、膨張室はもはや有効に作動していない。したがって、図 5 に示した結果は本実験結果より、実際の現象を捉えており基本的に正しいと言える。一方、図 9 (b) によれば、入口の縮流の状態は $n=2$ または $n=3$ の場合と大差ない。出口部の縮流は図 9 (c) より、 $n=3$ の場合よりもさらに小さく、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、絞り片端部の周速度 U が低周速のときは大きな漏れ量の減少はなく、 $U=50\text{m/s}$ 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、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度は $U=47.4\text{m/s}$ 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推定すると、大きな漏れ量の減少は考えられない。

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 を示したが、この場合は 100Pa 以下の低差圧側で $n=2$ 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、 $n=2$ 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変化をリング端周

速度 U と比漏れ量 Γ で表す。 Γ は回転時の漏れ量 G_E と静止時の漏れ量 G_{E0} の比であり、 $\Gamma = G_E / G_{E0}$ 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き、特に静圧差の小さい 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、最も静圧差の低い 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、逆に最も静圧差の高い 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。150Pa のカーブは、引き続き若干減少している。

即ち、静圧差が最も高く 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。静圧差が最も低く 50Pa の時は、 $n=2$ から $n=3$ に増えただけで大幅な Γ の減少が見られるが、その後の減少は認められない。よって静圧差が低く、 n が大きいほど回転の影響を低周速から敏感に受け易い。しかし、 n の増加に伴う Γ の減少は、ある n に達するとそれ以上は減少せず、飽和する可能性がある。

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。

Fig.10 Seal Performance when the Ring is Rotating

Fig.11 Relation between Γ and U with Different Static Pressure Difference

7. まとめ

従来の研究領域とは大きく異なる、微小静圧差、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可能である。
- (2) 微小静圧差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) より微小な静圧差のほうが回転の影響を強く受け、静圧差 $P_s=250\text{Pa}$ 、絞り片枚数 $n=3$ 、リング端周速度 $U=47.4\text{m/s}$ の時、比漏れ量 $\Gamma=0.90$ であるが、静圧差 $P_s=50\text{Pa}$ 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しご指導を頂いた、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、謹んで謝意を表します。

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, 32-3, (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, 33-1, (2002), 63-70.
- (3) 三宅園博, ラビリンスシールとその特性, ターボ機械, 20-5, (1992), 258-266.
- (4) Komotori, K., Miyake, K., Leakage Characteristics of Labyrinth Seals with High Rotating Speed, *Proceedings of the 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress, ASME-JSME-GTJ*, 45, (1977), 371-380.
- (5) Komotori, K., Mori, H., Leakage Characteristics of Labyrinth Seals, *Proceedings of the 5th International Conference on Fluid Sealing 1971 Warwick, British Hydromechanics Research Association*, (1971), 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 (直通形の場合) 第 1 報, 機論, 21-105, (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, 機論, 23-133, (1957), 617-623.
- (8) 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 (直通形の場合) 第 3 報, 機論, 2-121, (1956), 674-680.