

微小静圧差かつ大クリアランスで作動する ラビリンズシールに回転が与えられた場合の内部流れ

島田行太*¹・木村和秀*¹・市川晋*²・太田紘昭*³・青木克巳*⁴

Internal Flow of Rotating Labyrinth Seal with Low Static Pressure Difference and Large Clearance

by

Kota SHIMADA, Kazuhide KIMURA, Susumu ICHIKAWA, Hiroaki OHTA, Katsumi AOKI

(Received on Sep.24,2003 & accepted on Jan.7,2004)

Abstract

In this paper, we discuss a straight-through-type labyrinth seal. This labyrinth seal is used for axial flow fans that have an outer ring at the blade tip to seal the clearance between the ring tip and the fan shroud, in order to prevent reverse flow or leakage. These fans are used for cooling of automobile radiators. In these cases, the labyrinth seal is used under an extremely low static pressure difference and a large clearance. A significant decrease in leakage rate was reported even when the labyrinth seal rotated at a comparatively low speed under this unique condition in our former study. However, this phenomenon is different from that observed in past research. Furthermore, the cause of this phenomenon has not been determined. Therefore, the internal flow was depicted using Computational Fluid Dynamics (CFD) in order to determine the cause of this phenomenon. The results of CFD show that leakage rate decreases significantly because the carry-over flow is intercepted in the expansion groove. This is a newly discovered phenomenon that occurs under the unique condition of an extremely low differential pressure. This has not been pointed out before as an explanation for the decrease in leakage rate with rotation.

Keywords: Fluid Machinery, Blower, Internal Flow, Computational Fluid Dynamics, Labyrinth Seal

1. はじめに

自動車のラジエータ冷却用軸流ファンにおいては、翼端に固定されたリングを有するファンが一般に使用されている。このようなファンの、リングとそれを覆うファンシュラウド間をラビリンズ構造にすることにより、漏れが低減しファン性能は改善する¹⁾。この場合、その構造および使用目的上、ラビリンズシールは微小静圧差、大クリアランスで作動している。しかしこのような条件では、ラビリンズシールを回転させた時、比較的低周速度から著しく漏れ量が低減する現象が著者らの研究より明らかとなった²⁾。この時、ラビリンズシールの周速度が49.7m/sで、静止時に対し約44%漏れ量が低減した。しかし、従来のラビリンズシールの回転と漏れ量に関する研究³⁾⁴⁾では、ラビリンズシールの周速度が50m/s以下では、漏れ量の減少はほとんど無いとしており、前述の原因が明らかでない。

直通形ラビリンズシールが回転した時に漏れ量が低減する理由として、これらの研究では二つの原因を指摘している。(1)膨張室内で発生すると思われる、スパイラル流れによる壁面摩擦の増加。(2)空気とフィンの相対関係において、上記スパイラル流れの周方向速度成分により、フィンを斜めに通過する空

気から見た相対フィンピッチ増大に基づく膨張室内への流れの拡散の増進。しかし、これらはラビリンズシール内の三次元流れの計測や可視化による裏付けがあるわけではなく、推測の域を出ない。このように従来の研究では、直通形のラビリンズシールが回転した時の三次元的な内部流れの状態、および、回転により漏れ量が低減する理由については、十分には明らかにされていない。

本研究は、微小な静圧差で作動するラビリンズシールが回転した時に、著しく漏れ量が減少する原因を解明することを目的とする。著者らは、著しく漏れ量が減少する時に、内部流動に何らかの現象が発生するものと考え、三次元的な内部流動の解析を行った。しかし、ラビリンズシールが回転している時の内部流れを、三次元的に計測することは困難である。よって、CFD(Computational Fluid Dynamics)による三次元流れの計算を行った。この時、実験装置での漏れ量と内部静圧の計測、かつ、二次元モデルでの可視化実験を行って計算結果と比較し、計算結果の信頼性を検証した。計算の結果、前述の従来指摘されてきた現象とは別の、新たな内部流動が確認された。この現象が、微小静圧差において、回転が漏れ量に著しい影響を与える理由であると考えられる。

2. 実験方法

*1 東洋ラジエーター株式会社 商品開発センター

*2 東洋ラジエーター株式会社 環境・エネルギー研究センター

*3 工学部機械工学科助教授

*4 工学部機械工学科教授

図1に実験装置とラビリンスシールの形状を示す。ラビリンスシールの性能実験においては、図1(a)に示すように、本来ファンが取付く場所をシールディスクで蓋をした。この部分での漏れが無い状態にして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して、各条件での漏れ量を計測した。尚、ファン風洞試験装置はANSI/AMCA 210-85の米国規格に則り製作されており、漏れ量は風洞内のノズルにより計測される。風洞内の静圧差は規定の位置で静電容量式の差圧計により計測された。ラジュータのファンの作動静圧差は通常最大で250Pa程度である。よって、静圧差 $P_s=50\sim 250\text{Pa}$ の範囲で風洞内を加圧して実験した。また、ラジュータファンの回転数は通常最大で2500rpm程度である。この場合、ラビリンスシールのリング端周速度 $U=47.4\text{m/s}$ である。よって、 $U=0\sim 47.4\text{m/s}$ の範囲でリングに回転を与え実験した。

図1(b)に、本研究で用いたラビリンスシール(リング)の形状を示す。これはフィン枚数 $n=3$ で、各フィン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。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いる。このようなラビリンスシールは一般に直通形と呼ばれ、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。各フィンの半径方向の高さ $h=8.5\text{mm}$ であり一定である。フィン端部(リング端部)の直径 $D=362\text{mm}$ であり一定である。また、円筒形シュラウドの内壁と、フィン端部とのクリアランス $\epsilon=3\text{mm}$ である。ここで、リングの全長 $L=49.7\text{mm}$ であり、フィンの間隔 $S=21.6\text{mm}$ である。また、出入口のフィン厚さ $\delta_1=2.5\text{mm}$ 、中央のフィン厚さ $\delta_2=1.5\text{mm}$ である。尚、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。

尚、回転時リングが遠心力により変形し、クリアランスが変動することがあってはならない。よって、リングとシールディスクは十分な強度を保つためアルミニウム合金製とし、精密な旋盤加工により製作された。かつ、2500rpmで回転時、クリアランスに変動のないことを図1(a)の実験装置で確認した。

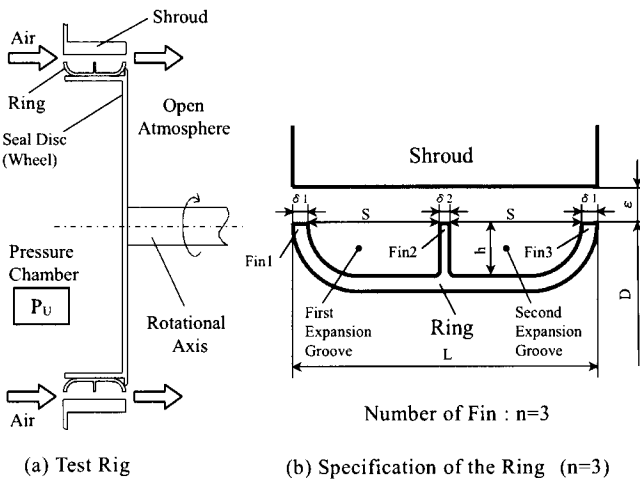


Fig.1 Configurations of the Labyrinth Seal and the Test Rig

3. 実験結果

ラビリンスシールの漏れ量の実験結果を図2に示す。縦軸はラビリンス関数 Φ 、横軸はチャンバ内の、大気圧との静圧差 P_s を示す。ここでラビリンス関数 Φ とは、流量関数に対応する漏れ量の無次元数であり、一般に式(1)で表される。ここで、 G_E : ラビリンスの漏れ量(kg/s)、 F : 絞り部開口面積(m^2)、

P_U : ラビリンス入口側の絶対圧力(Pa)、 v_U : ラビリンス入口側空気の比体積(m^3/kg)、 U : リング端部周速度(m/s)である。図2よりいずれの周速度 U においても静圧差 P_s の上昇に伴い漏れ量は増加する。しかし、 U の増加に伴い漏れ量は低減する。特に、低差圧時にこの傾向は顕著である。

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

図3に、回転による漏れ量の変化を 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。静圧差 $P_s=250\text{Pa}$ の時、 Γ は U の増大に伴い減少していき、 $U=47.4\text{m/s}$ で $\Gamma=0.9$ に達する。即ち、静止時に対し10%の漏れ量の低減がある。特に静圧差の小さい $P_s=50\text{Pa}$ の時、その傾向が著しく顕著であり、 $U=47.4\text{m/s}$ で $\Gamma=0.56$ にも達する。これは従来、高静圧差、微小クリアランスを対象とした小茂鳥の結果³⁾とは、著しく異なり、この原因の解明を行う。

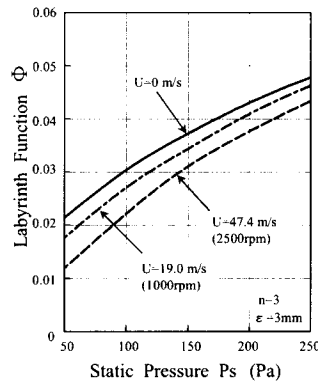


Fig.2 Effect of Rotation with Different Ring Speed

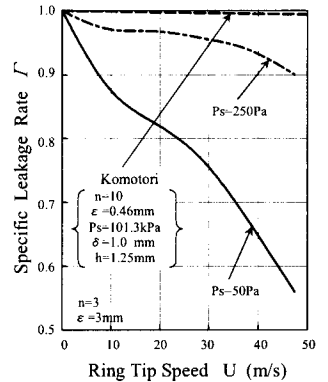


Fig.3 Effect of Rotation with Different Pressure

4. CFD によるラビリンス内部流れの可視化

4.1 CFD 解析と実験の条件

前章で示した現象が発生する理由を明らかにする目的で、CFD を用いた三次元的な内部流動の解析を行った。CFD の計算においては、汎用の熱流体解析ソフトウェア STAR-CD Version 3.10B が用いられた。また、乱流モデルは、はく離や渦を伴う流れ場の計算に適している RNG (Renormalization Group) $k-\epsilon$ 乱流モデル⁵⁾を用いた。

図4に計算モデル全体の構造および形状、境界条件、そして入口部での計算格子の密度を示す。計算モデルのサイズは図1の実験装置と等しく、現尺である。また、作動流体は標準大気である。本計算モデルの特徴は周期境界を用いることを前提とし、モデル全体が対称軸を含んだ二つの軸平面に挟まれた、くさび形状をしていることである。ラビリンスシールはいかなる半径方向断面でも形状が同一な、即ち、周方向に形状が変化しない同軸二重円筒形状である。よって、各軸平面におけるラビリンスシール内の流れは同一であると考えられ、一对の軸平面からなる境界間の流れが繰り返されるとする周期境界の適応が可能である。周期境界の適応により計算に必要な領域のサイズと、それに付随する計算上の負荷を軽減できる。逆説的には、

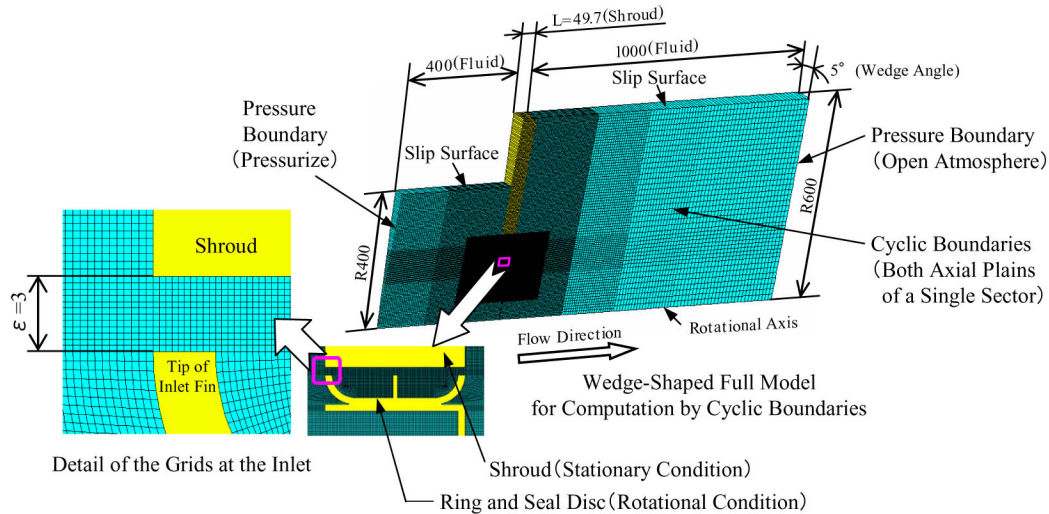


Fig.4 Structure of Computational Model with Boundary Conditions and Grid Density at Inlet

同一セル数当りの空間解像度を上げることが可能である。ここで、モデルのくさび角は 5° である。また、本計算ではファン風洞による実験と条件を一致させる目的で静圧境界を採用し、図4に示すように、入口側400mm上流に位置するくさび面と、出口側1000mm下流に位置するくさび面に設定した。入口側静圧境界面のリング入口端からの軸方向距離は、実験でのファン風洞の静圧計測孔の位置と一致させた。加えて、回転の条件が、リングとシールディスクの表面に与えられた。

計算格子の総セル数は約 3.1×10^5 である。ラビリンスシールの出入口部分および内部は、渦やかく離を伴う複雑な流れ場が予想され、計算モデル中最も高い格子密度とした。図4の入口部の格子詳細に示すように、リング内のセルサイズはほぼ均一であり、一辺0.25mmの正方形である。計算は実験と同一条件とし、最大作動静圧差 $P_s=250\text{Pa}$ 、リングの最大周速度 $U=47.4\text{m/s}$ である。この時、内部流れの最大マッハ数は0.1前後と見積もられる。よって、本計算では圧縮性の影響を考慮していない。また、計算はあくまで支配的な内部流れの概略を把握することを目的とし、定常状態での計算とした。さらに、ラビリンスシール通過後の出口噴流が解析結果に悪影響を及ぼすことの無いよう、下流側には十分なバッファ領域を設定した。リングが回転した時、空気は遠心力によりラビリンスシール出口から半径方向の速度成分を持って噴出する。よって、出口側の流体モデルの半径は入口側より大きくし、R600とした。計算より導かれた漏れ量は、3章に示した実験値と比較し検証した。

CFDの流れ場の計算結果を検証する目的で、二次元モデルでの表面浮遊法による可視化実験を行った。可視化は水の表面に微細なアルミニウム粉末を均一に浮遊させ、その流跡を写真撮影した。この時、レイノルズ数は実際の場合と一致させた。これにより、リング静止時の流れ場を検証できると考える。

また、CFDによる静圧分布の計算結果を検証する目的で、図1の実験装置において円筒形シュラウド内壁面の静圧を計測した。計測のための静圧孔は、直径0.5mmの穴をシュラウド中央に内壁面に垂直にあげ、更に、その軸方向前後に等ピッチに計9個あけた。ピッチは4.6mmである。 $P_s=50\text{Pa}$ の時の、 $U=0, 37.9\text{m/s}$ の二水準において実験を行った。これにより、リングの静止時、回転時、両方の場合のシュラウド内壁面の静圧分布を検証できる。

4.2 CFD解析結果とその検証(250Pa)

図5に $P_s=250\text{Pa}$ での、実験値とCFDの計算結果の比較を示す。横軸にリング端周速度 U 、縦軸にラビリンス関数 Φ を示す。計算値は実験値に対し90~97%の精度を示している。また、 Φ は U の上昇に伴い漸次減少しており、傾向的にも一致している。よって、計算結果は回転が漏れ量に与える影響をほぼ表していると考えられる。図6に表面浮遊法による可視化結果を示す。図7に、リングが静止した状態での内部流動の計算結果を示す。ここでベクトルは、軸方向速度成分と半径方向速度成分の合成速度を表す。クリアランス部分では高速の流れが膨張室内で十分に減速膨張することなく、入口から出口まで直線的に流れている。このような現象は吹抜けと呼ばれる。また、各膨張室では膨張室壁面に沿った渦が形成されている。このような流れ場は、図6の可視化結果に示されている通りであり、計算結果は内部流れもほぼ正確に表している。よって、図5に示す回転が漏れ量に与える傾向と、図7に示すリングが静止状態での内部流れが実験とほぼ一致しており、回転を与えた時の内部流動に関してもその基本的な現象をほぼ解析可能であると考えられる。

図8にリングに周速度 $U=37.9\text{m/s}$ (2000rpm) を与えた時の内部流動の計算結果を示す。図8(a)に軸方向速度成分と半径方向速度成分の合成速度ベクトル線図を示す。図7のリングが静止している場合と比較して大きな違いはない。しかし、各フィン壁面に働く遠心力により空気を半径方向に吸い上げている。この結果、各フィンの下流側根元に存在する淀み領域が消滅し、膨張室内の渦が発達している。また、吹抜けは減少してお

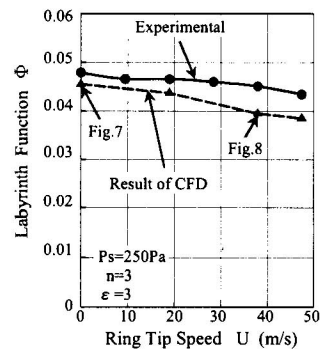


Fig.5 Calibration of CFD (250Pa)

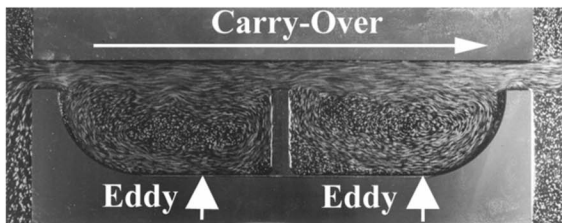


Fig.6 Internal Flow by Surface Floating Tracer Method

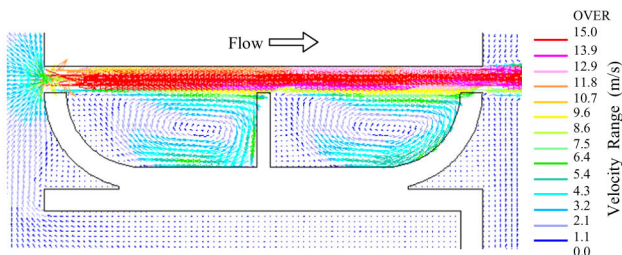
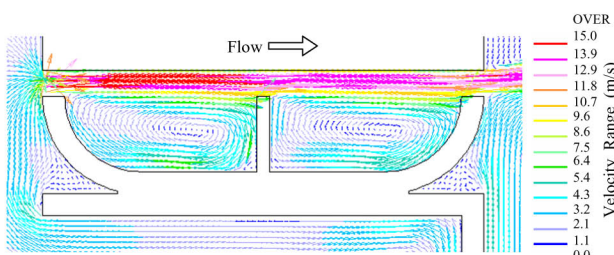


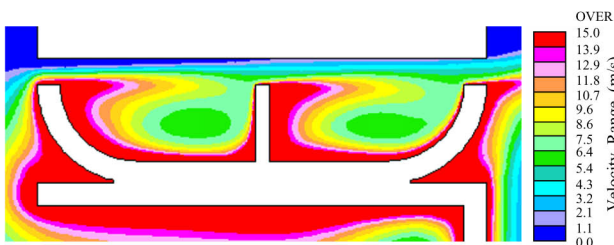
Fig.7 Combined Axial and Radial Velocity when the Ring is Stationary (0rpm)

り、クリアランス部の流速は若干低下している。

図8(b)に周方向速度成分のコンタ図を示す。シールディスクを含むリング表面では、回転するリングと空気との粘性摩擦によって高流速の周速度が発生している。図8(a)ではフィンの上流側壁面に流れが衝突し、この部分で流速が増している。しかし、図8(b)では、この部分から渦の回転方向に沿って、周方向の速度が加速されている。この周方向の速度は、フィン先端部でクリアランス部の高速な吹抜け流れに合流し、下流に流されるに従い、その速度を徐々に失っている。即ち、クリアランス部から膨張室に流れ込む流れには当初周方向の速度は小さいものの、膨張室壁面において周方向に加速され、クリアランス部の吹抜け流れに合流して再び減速するというサイクルを形成している。また、クリアランス部の吹抜け流れは軸方向の速度が支配的であり、周方向の速度成分は比較的小さい。逆に、膨張室内では周方向の速度が支配的である。



(a) Combined Axial and Radial Velocity when the Ring Speed $U=37.9\text{m/s}$ (2000rpm)



(b) Peripheral Velocity when the Ring Speed $U=37.9\text{m/s}$ (2000rpm)

Fig.8 Visualization with CFD when the Pressure Condition $P_s = 250\text{Pa}$

ここで、この場合に、回転により漏れ量が減少する理由について考察する。図3に示すように $P_s=250\text{Pa}$, $U=37.9\text{m/s}$ (2000rpm)の時、静止時に対し約7%漏れ量が減少する。これは、 $P_s=50\text{Pa}$ の場合と比較すると大幅に小さいが、小茂鳥の結果と比較すると、大きな値である。図8(b)に示すように、リングに回転を加えてもクリアランス部の流れの周方向速度成分は小さい。よって、1章で述べた漏れ量が減少する既存の理由(2)の、流れから見たフィン間の相対距離は大幅に伸びているとは考えられず、この場合、主要な理由ではないと考える。また、(1)のラビリンス内での壁面摩擦による損失に関しても、主要な流れであるクリアランス部の流れの周方向速度成分は小さく、大きな壁面摩擦は回転により発生しないと考える。かつ、図3に示す小茂鳥の結果もほとんど減少していないことを考えると、これも主要な漏れ量減少の理由であるとは考えられない。よって、前述の約7%漏れ量が減少する理由は、CFDの計算結果と既存の理由との対比からは明らかにされない。

4.3 CFD解析結果とその検証(50Pa)

次に、 $P_s=50\text{Pa}$ で作動させた時の、実験値とCFDの計算結果の比較を図9に示す。計算値は実験値に対し87~96%の精度を示している。また、 Φ はUの上昇に伴い漸次減少しており、傾向的にも一致している。よって、回転が漏れ量に与える影響を傾向的にほぼ表していると考えられる。図10に、リングが静止した状態での内部流動の計算結果を示す。ここでベクトルは、軸方向速度成分と半径方向速度成分の合成速度を表す。クリアランス部分では高流速な吹抜けが見られる。また、各膨張室では膨張室壁面に沿った渦と、フィン下流側根元に流速の遅い淀み部が形成されている。図6の表面浮遊法による可視化実験では、このように大きな淀み部の存在は認められない。これは、図6の可視化実験のレイノルズ数が、 $P_s=250\text{Pa}$ の時の比較的大きなレイノルズ数に設定されているためである。したがって、図10に示す $P_s=50\text{Pa}$ の場合、膨張室内の渦の流速が遅く、手前のフィンに到達するのに十分なエネルギーを有していないため、この部分の淀みが大きくなったものである。即ち、これは予測される流れ場の一つであると考えられる。したがって、図9に示す回転が漏れ量に与える傾向は実験と一致しており、かつ、図10に示す静止状態での内部流れも可視化実験から予測される流れ場である。よって、リングに回転を与えた時の内部流動に関しても、その基本的な現象をほぼ解析可能であると考えられる。

図11にリングに周速度 $U=37.9\text{m/s}$ (2000rpm)を与えた時の内部流動の計算結果を示す。図11(a)に軸方向速度成分と半径方向速度成分の合成速度ベクトル線図を示す。図10のリングが静

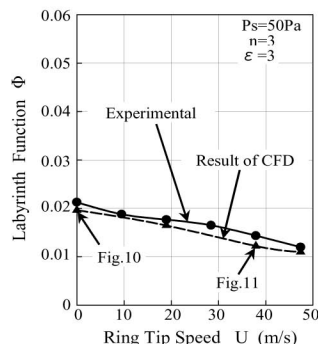


Fig.9 Calibration of CFD (50Pa)

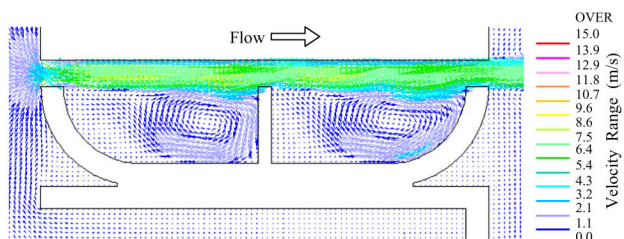
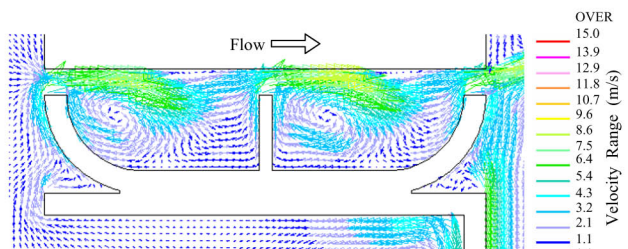


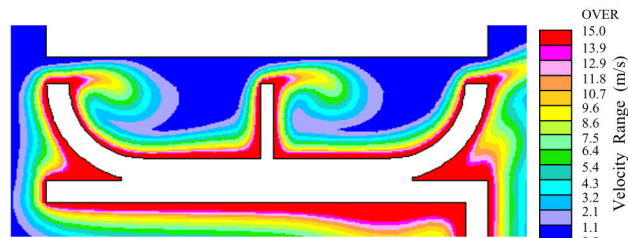
Fig.10 Combined Axial and Radial Velocity when the Ring is Stationary (0rpm)

止している場合と比較して、その内部流動には極めて大きな違いが見られる。絞り部から噴出したクリアランス部の流れは、次の絞り部まで吹抜けることがなく、シュラウド壁面からはく離し膨張室内部に向けて曲がって流れている。この流れが膨張室内で拡散し、一部は渦を形成し一部は次の絞り部へ向きを変えて流れている。即ち、大きなクリアランスと吹抜け流路を有する直通形のラビリンスシールであるにもかかわらず、吹抜けが遮断されている。図3に示されるように、図11の $P_s=50\text{Pa}$ 、 $U=37.9\text{m/s}$ の条件では、静止時に対し約33%もの漏れ量の減少を示す。この主原因は、前述のクリアランス部分の吹抜け流れの遮断であると考えられる。直通形ラビリンスシールにおいて、回転により漏れ量が減少する理由として、過去にこのような現象および原因が指摘された例はない。

図11(b)に周方向速度成分のコンタ図を示す。ここで特徴的なことは、周速度をほとんどもたない流れが膨張室深くにまで侵入していることである。このことは図11(a)でも示されているとおり、クリアランス部分の流れが膨張室内に向きを変えて流れていることを意味する。そのため、比較的膨張室内の周速度は小さく、周速度の大きな部分は壁面部に限定されている。



(a) Combined Axial and Radial Velocity when $U=37.9\text{m/s}$ (2000rpm)

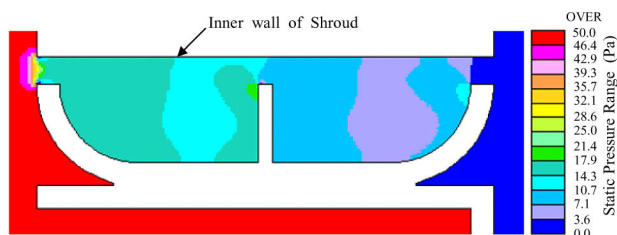


(b) Peripheral Velocity when $U=37.9\text{m/s}$ (2000rpm)

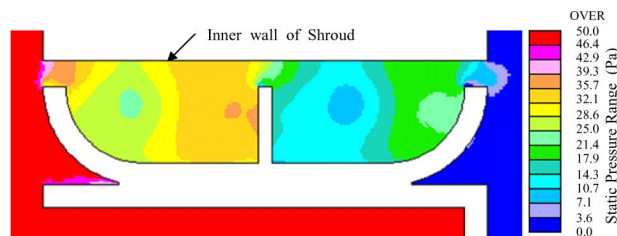
Fig.11 Visualization with CFD when $P_s = 50\text{Pa}$

ここで、クリアランス部の吹抜け流れが膨張室内に向きを変える理由について考察する。この理由としては、膨張室内における圧力差、または、何らかの粘性力が流体に働くこと、の二つが主に考えられる。まず、前者の圧力差の影響について考える。図12(a)にリングが静止状態のときの静圧分布を示す。静圧は下流側の膨張室ほど小さくなる傾向がある。しかし、入

口部で非常に大きな圧力降下があり、膨張室は差圧を保持するために有効に作動していない。各膨張室の一つずつある低圧領域は図10の渦領域とほぼ一致し、膨張室内の渦の影響と考える。図12(b)に $U=37.9\text{m/s}$ の時の静圧分布を示す。同様に静圧は下流側の膨張室ほど小さくなるが、図12(a)と比較して静圧が高く、差圧を保持することにより膨張室は有効に作動している。各膨張室の一つずつある低圧領域は図11(a)の渦領域とほぼ一致し、膨張室内の渦の影響と考える。このとき、軸方向には比較的大きな静圧分布が見られるが、半径方向には静圧の分布はほとんどない。よって、膨張室内の半径方向の圧力差によりクリアランス部の高速な流れを、膨張室側に引き込んでいるとは考えられない。



(a) Pressure Contour when the Ring is Stationary (0rpm)



(b) Pressure Contour when the Ring Speed $U=37.9\text{ m/s}$ (2000rpm)

Fig.12 Contour Map of Static Pressure when $P_s=50\text{Pa}$

この CFD の結果を検証する目的で、図1の実験装置においてシュラウド内壁面の静圧を計測した。図13に CFD での計算結果と、実験による計測値との比較を示す。図13(a)では、圧力は入口側から出口側へ漸次減少する傾向がある。CFD の結果のほうがより高い絶対圧力を示すものの、両者の傾向はほぼ一致している。図13(b)では、圧力は入口側が高く、第1膨張室内で降下する。しかし、再び上昇し中央のフィン直前で極大値を持ち、中央のフィン通過後、第2膨張室内で大幅に圧力降下する。その後、 $0.7 \times L$ 付近で極小値を持ち、出口フィンに向けて再び上昇している。同様に絶対値は CFD 結果のほうがより高い圧力を示すものの、両者の傾向はほぼ一致している。よって、静止時、回転時双方の内部圧力の CFD 結果は実際の現象を基本的に捉えていると考える。また、このことは、図11(a)に示す吹抜け遮断の現象を裏付けていると考えられる。

次に粘性力の影響について考える。前述のように、回転時ラビリンスシール内の流れは、膨張室内での循環渦と、膨張室壁面での周方向流れに大別される。したがって、この内のいずれかが、又は双方が吹抜けの遮断に関与している可能性がある。まず、前者の循環渦について考える。この循環渦はリング回転時、図8(a)に見られるようにフィン壁面に働く遠心力によって半径方向に加速されている。しかし、この渦全体を著しく増速させるほどには加速されない。したがって、増速された渦が粘性によってクリアランス部の流れをシュラウド壁面からはく離するほどに膨張室内に取り込むとは考えづらい。

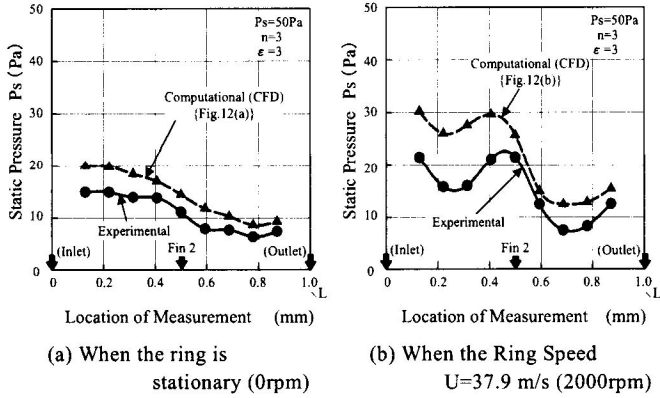


Fig.13 Static Pressure on the Inner Wall of Shroud when $P_s=50\text{Pa}$

このことを確認するために、ラビリンスシールの入口出口の差圧 $P_s=0$ とし、軸方向に空気の移動のない状態でリングに周速度 $U=37.9\text{m/s}(2000\text{rpm})$ を与えた時の内部流動の計算を行った。図 14 に計算結果を示す。図 14(a) に軸方向速度成分と半径方向速度成分の合成速度ベクトル線図を示す。各フィンの端部には遠心力によると思われる半径方向の流れが発生しており、各膨張室内にそれぞれ二つずつ対称形の渦を形成している。しかし、その流速はフィン端部表面でも $2\sim 3\text{m/s}$ 程度であり、クリアランス部の吹抜け流速と比べると非常に低速である。即ち、遠心力に起因するラビリンス内の流速は非常に小さい。よって、リングが回転した時の膨張室内の渦は、クリアランス部の流れに大きな影響を与えていないと考える。

次に、膨張室壁面での高速な周方向流れについて考える。図 14(b) に周方向速度成分のコンタ図を示す。膨張室壁面部に、高い周速度の流れが発生している。即ち、リングの回転により誘起される流れは、半径方向の流れより周方向の流れが支配的である。図 8(b) および図 11(b) の結果でも同様で、膨張室壁面部の周方向流速は 15m/s 以上であり渦の流速と比較すると非常に高速である。

ここで、クリアランス部の吹抜けの軸方向流速と、膨張室壁面部の周方向流速の相対関係について考察する。図 8 に示す $P_s=250\text{Pa}$ の場合、吹抜けの軸方向流速は $13\sim 15\text{m/s}$ 程度、膨張

室壁面部の周方向流速は 15m/s 以上であり、大きな流速差はない。しかし、図 11 に示す $P_s=50\text{Pa}$ の場合、吹抜けの軸方向流速は $5\sim 8\text{m/s}$ 程度、膨張室壁面部の周方向流速は 15m/s 以上であり、大きな流速差がある。即ち、クリアランス部の流れは、 $2\sim 3$ 倍程度の流速を有する壁面の周方向流れに、粘性によって引き込まれ、その流れの向きを大きく変えていると考える。この現象が吹抜け流れを軸方向に遮断し、大きく漏れ量を低減させる主要原因であると考えられる。図 8 に示す $P_s=250\text{Pa}$ の場合は、前述のように吹抜けの軸方向流速が膨張室壁面部の周方向流速と大きな差がないために、吹抜け流れのはく離、遮断に至らなかったものと考えられる。しかし、はく離には至らなくとも、この膨張室壁面部の周方向流れにより吹抜け流れは膨張室側へ粘性によって引き込まれていると考えられ、4.2 節では明らかにされなかったが、これが吹抜け減少による漏れ量低減の理由であると考えられる。したがって、クリアランス部の吹抜け流速が膨張室壁面部の周方向流速よりも小さく、この二つの流れの相対速度がある大きさに達した時にこのような吹抜け遮断現象が発生するものと考えられる。

5. 結論

微小静圧差、大クリアランスで作動するラビリンスシールに回転を与えると、低周速度から大幅に漏れ量が減少する。これは、従来の研究結果とは異なり、原因が不明であった。よって、この現象が発生する理由を明らかにするために、CFD によるラビリンスシールの内部流れの解析を行った。

CFD の計算結果は、回転時、クリアランス部の吹抜け流れが遮断されることによって、漏れ量が著しく低減することを示している。クリアランス部の吹抜け流れは、シュラウド壁面からはく離し膨張室内部に向けて曲がって流れる。

この吹抜けの遮断は、吹抜けの軸方向流速と、それよりも高速な膨張室壁面部の周方向流速との相対速度差に起因する粘性力によって発生すると考える。即ち、吹抜け流れは高流速な膨張室壁面部の周方向流れに引き込まれている。このような現象が、ラビリンスシールの回転が漏れ量を低減させる理由として、過去に指摘された例はない。

参考文献

- 1) 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.
- 2) 島田行太, 木村和秀, 太田絃昭, 青木克己, リング付低圧軸流ファン用ラビリンスシールの特性, 東海大学紀要, Vol.42, No.1, (2002), 57-62.
- 3) K.Komotori, K.Miyake, Leakage Characteristics of Labyrinth Seals with High Rotating Speed, Proceedings of the 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress, ASME-JSME-GTJSJ, No.45, (1977),371-380.
- 4) 三宅園博, 有賀一郎, 階段形回転ラビリンスシールの漏れ特性, 日本機械学会論文集(B編), 51 巻, 466 号, (1985), 1975-1980.
- 5) Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangam, S., Gatski, T.B., and Speziale, C.G., Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, Phys. Fluids, A4-7, (1992), 1510-1520.

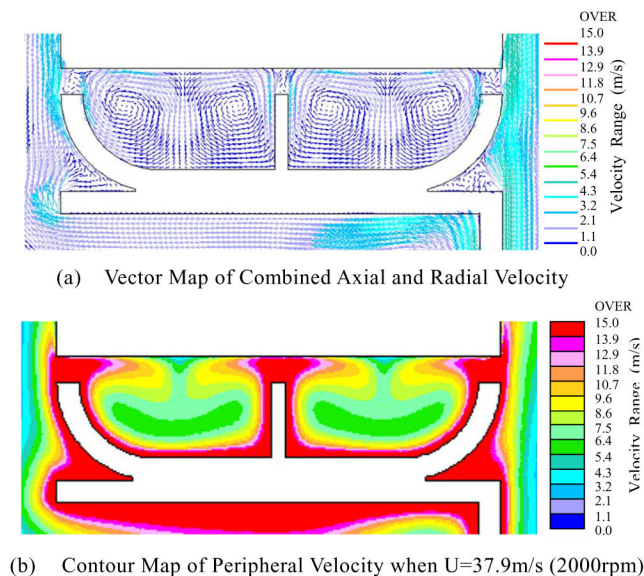


Fig.14 Visualization with CFD when $P_s=0\text{Pa}$