

非接触ガスシールの研究

熊谷直宜*・比 氣 正*

Study on Non-Contacting Gas Seals

By

Naoyoshi Kumagai and Tadashi Hiki

Abstract

The need in advanced turbomachneries for shaft seals with improved pressure, temperature, and speed capabilities is pointed out. In particular, the high-speed requirement suggests that the seals must not have rubbing contact. Labyrinth seals have disadvantage in high leakage and conventional face seals are subject to high wear and thus cause heavy rubbing contact. Therefore, the seals with small air gaps based on the principle of hydrostatic or hydrodynamic gas bearings have become of special interest recently.

This paper describes the theoretical design methods and experimental results of hydrostatic face seals and self acting (spiral groove) face seals with bellows for secondary seals. The results showed that,

1. The experimental results on leakage rate and face balancing condition of hydrostatic face seals agree with theoretical predictions.
2. The experimental results on pressure rise coefficient \bar{G} of spiral groove seals are about 65% of the theoretical values.
3. The leakage rate of these seals is less than one tenth of that of a labyrinth seal, and sometimes can be reduced to zero.
4. Clearance and seal plate dimensions must carefully be selected to eliminate instabilities.

1. ま え が き

近年、空気圧縮機、蒸気タービン、ガスタービンなどのガスを作動流体とする回転機械の性能の向上とともに、その回転数、作動ガスの圧力および温度はますます上昇し、それにともない軸端および段落間の軸封装置に対する要求もきびしくなっている。特に航空機用ガスタービンやガス冷却原子炉用ガス循環機に使用する軸封装置では、表-1 に示すように、高周速に耐えて接触焼付事故のおそれがなく、高温、高压で長時間運転可能であるとともに、漏れ量は、ガスタービンではラビリンスシールの 1/10 程度、原子炉用ではほとんど漏れないことが要求されている。

従来、上記の回転機械に使用されてきた気体の軸封

表-1 ガスシールの使用条件 (代表値)

機 種	圧 力	周 速	使用温度
航空機用ガスタービン	10kg/cm ²	150 m/s	650°C
原子炉用ガス循環機	9kg/cm ²	50 m/s	180°C

装置 (以下ガスシール) には、ラビリンスシール、カーボンリングシール、メカニカルシールなどがあり、これらのシールの特性は表-2 に示す。ラビリンスシールは圧力、周速、温度に対する制限はないが、漏れ量が大きく、作動流体の減少は回転機械の効率低下の一原因となっており、航空機用ガスタービンの圧縮機では漏れ量が1%増加すれば、圧縮機性能は、1.7%減少するといわれている。カーボンリングシールは軸

* 機関開発部第一部 原稿受付 昭和47年2月1日

表-2 ガスシールの特性

ガスシールの種類	漏れ量割合	最高使用条件		
		圧力 (P)	周速 (v)	温度
ラビリンス・シール	100	制限なし	制限なし	制限なし
カーボンリング・シール	20	6 kg/cm ² (1 段)	60 m/s	400°C
メカニカル・シール	≒0	$P \times v = 80 \text{ kg/cm}^2 \cdot \text{m/s}$. 50 m/s		90°C
ドライフェース・シール	2	20 kg/cm ²	100 m/s	480°C
オイルフィルム・シール	≒0	制限なし	制限なし	90°C

とわずかなすきまをもつカーボンリングにより漏れを防ぐものであるが、リングと軸は接触摺動しつつすきまを保っているため、漏れ量はラビリンスシールの1/5にできるが、高速ではリングと軸の摩擦熱を潤滑油などにより除去する必要がある。またほこりを含むガス中で使用すると摩耗が急激に増加する。メカニカルシールは漏れをほとんど零にできるが、油による潤滑と冷却が必要な上、高周速には耐えられず接触事故とそれによる摩耗のおそれも多い。次のドライフェースシールは比較的新しいもので、メカニカルシールに類似した構造で、シールと回転円板は乾式接触をしており、摺動面の材質、加工法、形状などの研究の結果、かなり良い結果が得られている。シール面は、高速回転では3~5 μ のすきまをもつ非接触状態にあるといわれているが、このシールは特殊の材料と高精度の加工を必要とする上、ほこりのない清浄なガス中での使用に限られるため、用途は化学機械等に限定されている。またオイルフィルムシールは回転軸と微小すきまを介して軸受メタルと類似のシールリングを設け、このシールリング間にガス圧よりわずかに高い圧力のシール油を供給し、圧力油膜によりガス洩れを防ぐ

軸封装置であるが、油を使用するため使用温度に限度があること、供給油圧を精密に制御しなければならないこと、高圧ガス側に漏れた油の回収機構が必要であることを欠点としている。

上述の理由により、高周速を可能とするため非接触構造とし、高温に耐えるため油を使用せず、ガスを作動流体とする軸封装置によれば、摩擦熱の発生も非常に少なく、冷却も不要となり構造も簡単になる。漏れ量を少なくするため、シール部の回転体と静止部の間のすきまにガス軸受の原理を用いて圧力を発生させ、静止部にかかるガス圧とバランスさせ、常に微小すきまを保つようにしたのが、Non-Contacting Seal (非接触シール) または Floating Seal¹⁾²⁾³⁾ といわれるもので、最近航空機用ガスタービンなどに使用され始めた。筆者らも数年前からガス軸受の応用として、この型式シールの研究を行ない一応の成果を得たので、ここに報告する。

非接触ガスシールの基本的な型式として 図-1 のように2つの型式が考えられる。

- 軸とシールプッシュの間のすきまによるもの。
- 軸につけた回転円板 (Rotor Disk) とこれに向かい合ったシール円板 (Seal Stator) との間のすきまによるもの。

a) の型式は軸のふれ、軸受からの浮き上がりなどのため、すきまをある程度以下にできないこと、かつすきまは一定値となり制御できないこと、などのため油などの液体を軸封剤として使用する粘性シール (Visco Seal) に使用されるが、ガスを作動流体とする場合には不適當なので、b) の型式を使用することとし、回転円板とシール円板のすきまは、シール円板を金属ベローズで

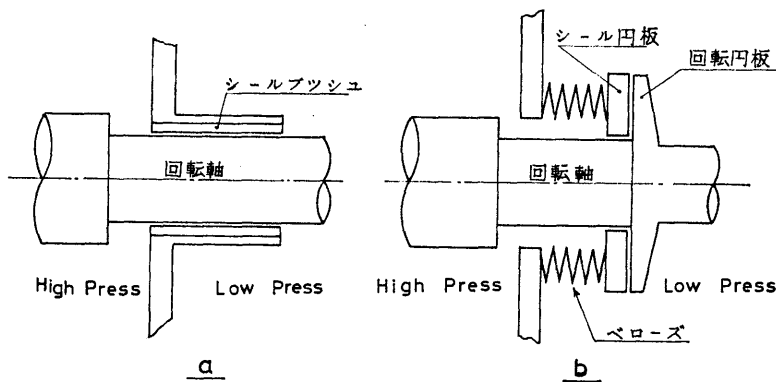


図-1 ガスシールの型式

支持することにより自由に制御でき、さらに軸系の伸びにも対応できるように考え、すきまの保持には、静圧気体軸受の原理によるものと、動圧式気体軸受の原理によるものの2種類の方法を使用した。

2. 静圧気体軸受型シール

回転円板とシール円板とのすきまを静圧気体軸受の原理により保持する方法として、オリフィス絞り型静圧スラスト軸受とステップ型静圧スラスト軸受が考えられる。

2.1 オリフィス絞り型シール

2.1.1 オリフィス絞り型シールの理論

この型のシールは 図-2 のように、シール円板はオリフィス絞りを持つ静圧気体スラスト軸受と同じ構造

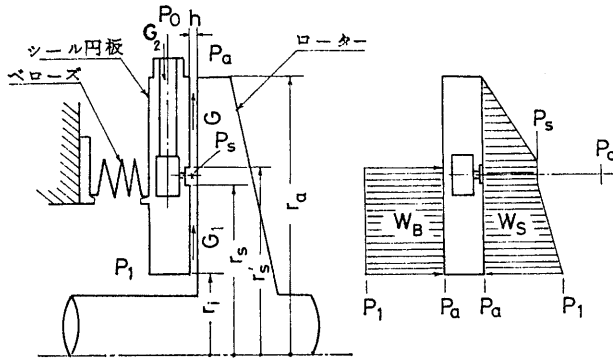


図-2 オリフィス絞り型シール

で、高圧側ケーシングにベローズで固定され、圧力 P_0 の浮上り用ガスはオリフィスを通り P_s に減圧されて内径 r_s 、外径 r_s' のリング状のみぞに入り、これから内径 r_s' 、外径 r_a のすきまを流れて大気に流出する。このとき作動ガスの圧力 P_1 が $P_1 = P_s$ なら内径 r_i 、外径 r_s のすきまに流動はなく作動ガスは完全にシールされた状態となるが、 $P_1 > P_s$ なら作動ガスは流出し、 $P_s > P_1$ なら浮上り用ガスが逆流して来る。このときシール面に働く力 W_s とベローズに作用する力 W_B とがバランスしてすきまを一定値に保ち、 P_1 または P_0 が変化するとそれに応じてすきまも変化する。

このときの各部の圧力、寸法とすきまの関係は、各部の流量のバランスから次のように求められる⁴⁾。

すきまの流れはすべて等温変化をする粘性流と考えロータの回転の影響を無視すると*、内径 r_s' 、外径 r_a のすきまを流れるガス流量 G は、

$$G = \frac{\pi h^3}{12\mu RT} \cdot \frac{(P_s^2 - P_a^2)}{\ln(r_a/r_s')} = \frac{\pi h^3 P_1^2}{12\mu RT} \cdot \frac{\beta_1^2 - \beta^2}{\ln R_2} \quad (1)$$

* 付記-A参照

また、内径 r_i 外径 r_s の内側のすまを流れるガス流量 G_1 は、

$$G_1 = \frac{\pi h^3}{12\mu RT} \cdot \frac{(P_1^2 - P_s^2)}{\ln(r_s/r_i)} = \frac{\pi h^3 P_1^2}{12\mu RT} \cdot \frac{1 - \beta_1^2}{\ln R_1} \quad (2)$$

オリフィスからみぞに流入するガス流量 G_2 は断熱変化をすると考え、

$$G_2 = \frac{\pi d_0^3}{4} z \alpha P_0 \sqrt{\frac{2g\kappa}{(\kappa-1)RT}} \cdot \phi \quad (3)$$

これらの流量の間に次式が成立する。

$$G = G_1 + G_2 \quad (4)$$

式 (1)(2)(3)(4) から、

$$\frac{h}{\sqrt{C}} = \left\{ \phi \cdot \beta' / \left(\frac{\beta_1^2 - \beta^2}{\ln R_2} - \frac{1 - \beta_1^2}{\ln R_1} \right) \right\}^{1/3} \quad (5)$$

ただし、 $C = 3d_0^2 z \alpha \mu \left(2g \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{1}{RT} \right)^{1/2}$

P —圧力(絶対圧), h —すきま, r —半径(図-2 参照)

$\beta = P_a/P_1$, $\beta_0 = P_s/P_0$, $\beta_1 = P_s/P_1$, $\beta' = P_0/P_1$

$R_1 = r_s/r_i$, $R_2 = r_a/r_s'$

d_0 —オリフィスの直径, z —オリフィスの数,

α —オリフィスの流量係数, μ —粘性係数,

T —ガス温度 °K, R —ガス定数,

$\phi = (\beta_0^{2/\kappa} - \beta_0^{(\kappa+1)/\kappa})^{1/2}$; $\beta_0 \geq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\kappa/\kappa-1}$ のとき

$\phi = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{1/\kappa-1}$; $\beta_0 \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\kappa/\kappa-1}$ のとき

κ —ガスの比熱比

シール面に作用する力 W_s は圧縮性流体の場合は、

$$W_s = 2\pi P_1 \left[\int_{r_i}^{r_s} \left(1 - \frac{1 - \beta_1^2}{\ln R_1} \ln \frac{r}{r_i} \right)^{1/2} r dr + \beta_1 \int_{r_s'}^{r_a} \left(1 - \frac{1 - \beta_2^2}{\ln R_2} \ln \frac{r}{r_s'} \right)^{1/2} r \cdot dr \right] - \pi(r_a^2 - r_i^2)P_a + \pi(r_s'^2 - r_s^2)P_s \quad (6)$$

ただし、 $\beta_2 = P_a/P_s$

で与えられ複雑な計算を必要とするが、圧縮性を無視した場合は、

$$\bar{W}_s = \pi \left(\frac{r_a^2 - r_s'^2}{2 \ln R_2} - r_s'^2 \right) (P_s - P_a) + \pi \left(\frac{r_s'^2 - r_i^2}{2 \ln R_1} - r_i^2 \right) (P_1 - P_s) + \pi(r_s'^2 - r_i^2)(P_s - P_a) \quad (7)$$

で与えられ、この式の右辺 I 項, II 項は図-3 の上の

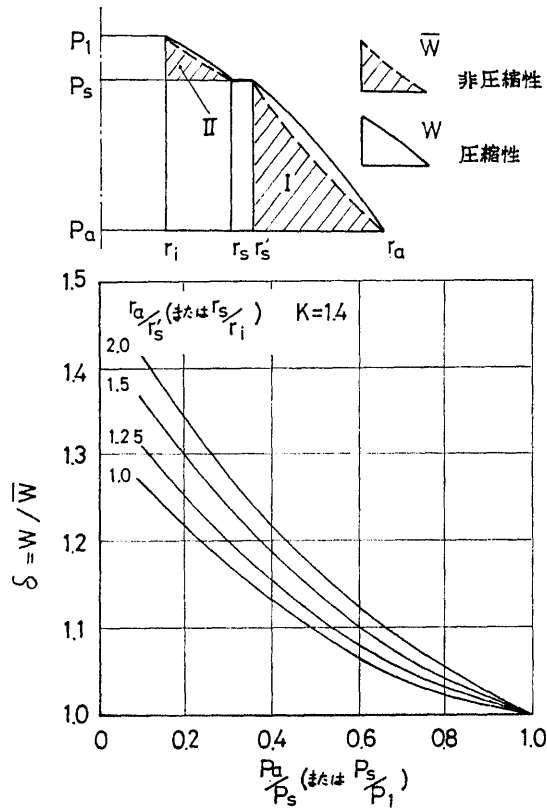


図-3 圧縮性補正係数

図の I, II の部分に当たり、圧縮性流体のときは圧力比 P_a/P_s または P_s/P_1 が大になると図のふくらみが次第に大きくなる、そこで式 (7) に圧縮性による補正を加えて、式 (7') のように W_s を表わすことにする。

$$W_s = \pi \left(\frac{r_a^2 - r_s'^2}{2 \ln R_2} - r_s'^2 \right) (P_s - P_a) \delta_I + \pi \left(\frac{r_s'^2 - r_i^2}{2 \ln R_1} - r_i^2 \right) (P_1 - P_s) \delta_{II} + \pi (r_s'^2 - r_i^2) (P_s - P_a) \quad (7')$$

ただし、式中の δ_I, δ_{II} は、空気を使用したときには図-3 の曲線から P_a/P_s と r_a/r_s' により δ_I を、 P_s/P_1 と r_s/r_i から δ_{II} を求めることができる。

この W_s とベローズに圧力 P_1 が作用して生ずる力 W_B とが釣りあってすきまを保つが、 W_B は次式で与えられる、

$$W_B = \frac{\pi}{16} (D_1 + D_2)^2 (P_1 - P_a) - \pi r_i^2 (P_1 - P_a) + F_B \quad (8)$$

ただし、 D_1 —ベローズ外径、 D_2 —ベローズ内径
 F_B —ベローズの弾性による力

このベローズの弾性による力は、初期の取付状態のベローズの変形による力を考えればよく、すきまの変化に対する F_B の変化はベローズの弾性率はかなり低いから無視することができる。

(160)

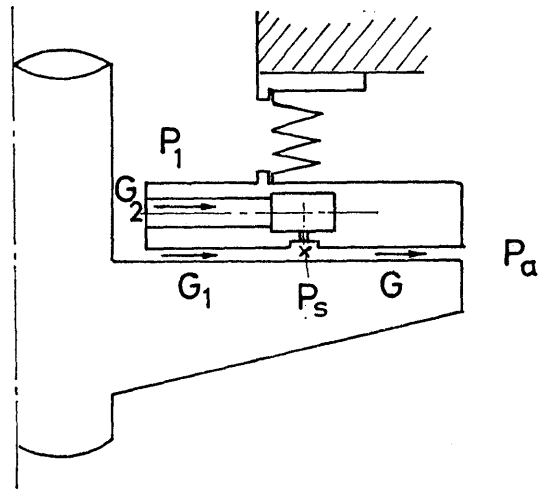


図-4 オリフィス絞り型シール ($P_0 = P_1$)

いま、 $P_0 > P_1$ にすれば、 $P_s = P_1$ にすることが可能で、この場合式 (2) の $G_1 = 0$ となり P_1 側からの漏れを防止することができる、ただし浮上用として圧力 P_0 、流量 G_2 のガスを外部から供給する必要がある。

また $P_0 = P_1$ の場合は図-4 のように高圧側の気体をシール浮き上り用に供給し、すきまを自己制御する場合に当たり、常に $P_s < P_1$ であるから外部に漏れ、その量は式 (1) の G で与えられる。

一例として $r_a/r_i = 2, r_s/r_i = 1.5$ の場合につき P_s/P_1 と $h/\sqrt[3]{C}$ との関係を表 (5) から求めると図-5 のようになり、このときの W_s は式 (7') から求めると図-6 のようになる。

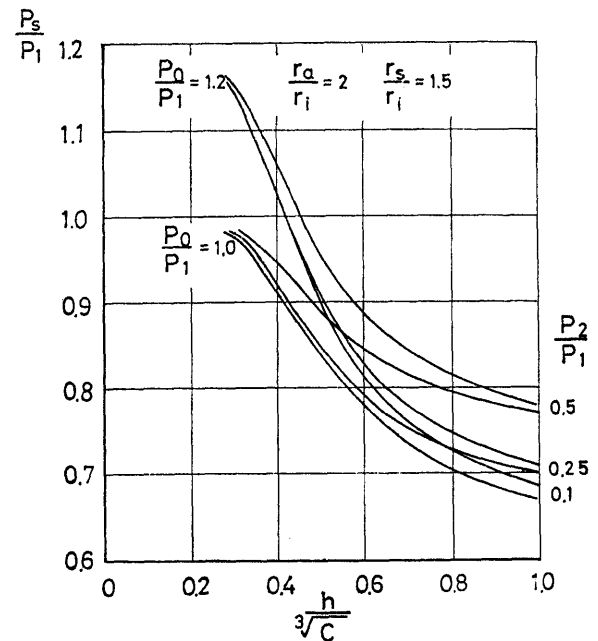


図-5 オリフィス絞り型シールの特性

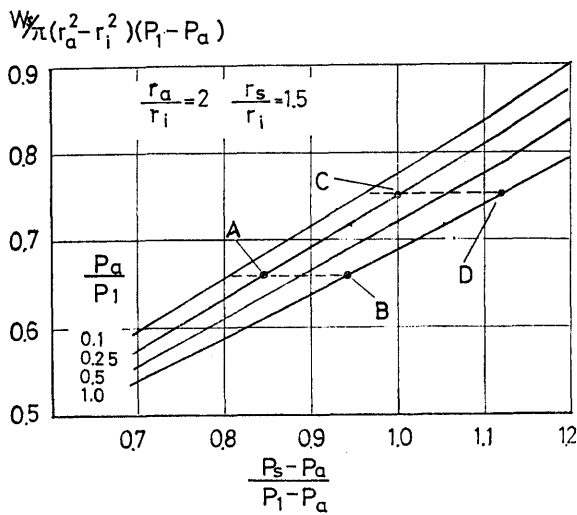


図-6 P_s と W_s の関係

P_s/P_1 は図-5 の曲線の傾斜の大きい点が剛性が大きいからこのような点にえらぶべきであるが、たとえば図-6 の点 C のように $P_a/P_1=0.25$ で $(P_s-P_a)/(P_1-P_a)=1.0$ すなわち $G_1=0$ に設計点を選んだとき、 P_1 が変化すると W_B と W_s がつりあうために図上の点線の上を移動し $P_a/P_1=1$ のとき D 点となり $(P_s-P_a)/(P_1-P_a)=1.12$ となる。 P_0 がこのときの P_s より大ならば浮き上がることができるが、CD の間では浮上用ガスが高圧 (P_1) 側に逆流する。

また、 $P_1=P_0$ のときには常に $(P_s-P_a)/(P_1-P_a) < 1.0$ であるから、最低の作動圧でも浮き上がるよう、設計点をたとえば A-B 点に選ばばよい。

このように作動ガス圧 P_1 に対し、 P_s を決めシール面の寸法比 R_1, R_2 とすきまを与えれば式 (5) から C が求められ、これから絞り寸法が求められる。また軸径を基準に r_i を決めればシール面の寸法とベローズ寸法が求められる。

2.1.2 実験装置

実験装置は図-7 のような構造で、シール円板には軸の貫通する穴がなく、高圧側の空気は P_1 の圧力でシール面の中央のくぼみに供給され、ベローズにはこれと別に圧力 P_B が加えられ、これを変えることによりベローズの力 W_B を変化することができる。

シール円板と向かい合う回転円板をもつロータは図のように静圧式空

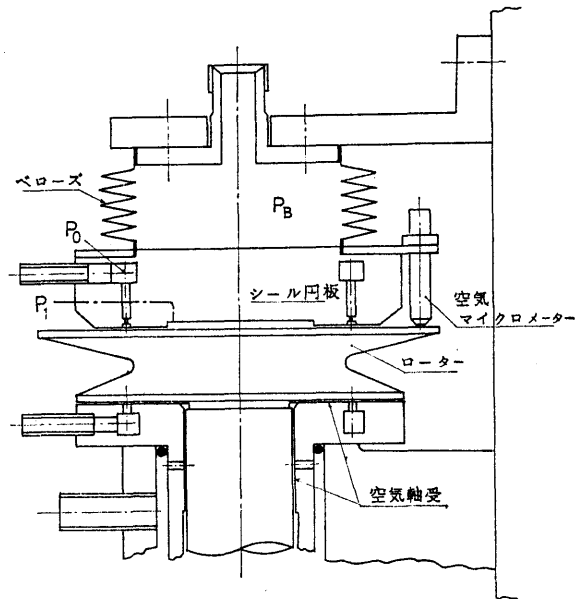


図-7 実験装置

気軸受 (スラスト・ラジアル共) で支持され、ロータの回転のためロータと反対側に直径 75 mm のラジアルタービンを取付け、圧縮空気で駆動した。

使用したシール面は $r_a=39$ mm, $r_i=20$ mm, $r_s=30$ mm, $r_s'=32$ mm で浮上り用空気は直径 0.4 mm, 4 個の絞りから幅 2 mm, 深さ 0.3 mm のリング状みぞに入りすきまに流入する。ベローズは磷青銅製で外径 75.5 mm, 内径 56.4 mm 5 山のもので、1 山当りの弾性率は 3.6 kg/mm である。

すきまの計測は、初めシール円板に図-7 のように

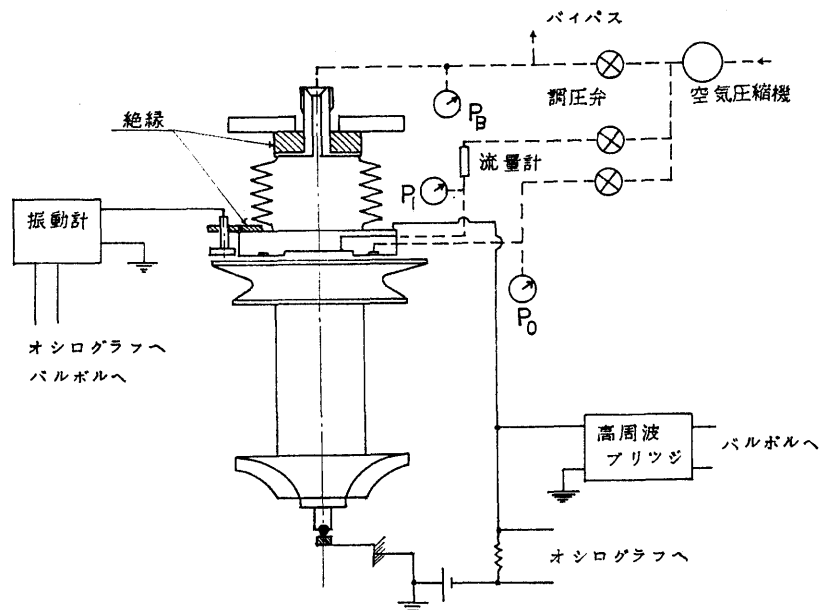


図-8 実験装置系統図

空気マイクロメータを円周上 3 箇所に取り付けその読みの平均を使用した。しかしロータを高速回転させると誤差を生じるし、後述するようにシール面、ロータ面のうねりの影響があるため、初期の実験以後は図-8のようにロータとシール円板の間の静電容量を高周波ブリッジにて計測し、次式によりすきまを求めた。

$$C=0.0885 \frac{KA}{h} \mu\mu F \quad (9)$$

ただし、 A —面積 cm^2 , h —すきま cm , K —誘電率(空気るとき $K=1$)

このすきま h と区別するため空気マイクロで計測した値は h_a とした。

また、回転実験中のロータとシール面の間の振動を計測するため直径 8 mm の電極をシール円板に取り付け、ロータとの間の静電容量変化を増幅回路を通じてブラウン管オシログラフで観察するとともに真空管電圧計で振幅を求めた。

さらにシール円板とロータの接触を監視するため、両者の間に電圧を掛け接触時に流れる電流をオシログラフで見た。なおロータは空気軸受で浮上しているの、タービン側の軸端でカーボンブラシとボールを用いて端子とした。ロータの回転数は光電管をピックアップとしてデジタル・カウンタで測定した。

シール試験用の空気は図-8の点線のように、空気圧縮機から出た高压空気はおのおのの調圧弁を通過して、ベローズ圧 P_B , 浮上用空気圧 P_0 , シール空気圧 P_1 に調整されて供給される。

シール空気の漏れ量は層流型流量計(毛細管)により計測した。使用したものは内径 0.5 mm, 長さ 250 mm の銅管を 10 本たばねて固定し、その前後の圧力差 ΔP を測定し次式によって流量を求めた。

$$Q=\alpha \Delta P(1-\epsilon)(1-\beta) \frac{1}{\mu} \quad (10)$$

ただし、

α =定数= $\pi R^4/8l$, R =毛細管の半径

l =毛細管の長さ, μ =粘性係数

ϵ =圧縮性の補正項= $\Delta P/2P_1$, P_1 =入口圧

β =Hagenbach の補正項= $m\rho Q/8\pi l\mu$
 $\doteq \rho \Delta p R^4/64\mu^2 l^3$

Q =入口状態での容積流量, ρ =密度, m =常数 $\doteq 1.0$
 なお α は R の精密な測定が困難なため、空気を流して検定して ΔP と Q との関係から求めた。またこの流量計は、次式により与えられるレイノルズ数が 1000 以下のとき式(10)の関係を用いることができる。

$$Re_R=\rho Q/\pi R\mu \quad (11)$$

2.1.3 実験結果および考察

まずロータを静止した状態で一定圧の P_0 を加えてシール円板を浮き上がらせておき、ベローズ圧 P_B を変化させて加え、それに応じてシール空気圧 P_1 を変化させて漏れ量が零になるようにしてそのときのすきま h_a と P_1 の関係を求めると図-9のようになり、実験値は理論値より約 2.5μ 小さくなっている、これはロータとシール円板の表面は研磨仕上をしてあるが、なお $\pm(2\sim 3) \mu$ 程度のうねりがあり、そのため空気マイクロで測定した浮き上り量が有効なすきまより小さい値を示したと考えられ、このうねりを考慮に入れると理論とよく一致しているといえる。

次に P_0 を一定に保ち P_1 を変化させて漏れ量とすきまを測定した、なおこのとき $(P_B-P_a)/(P_1-P_a)$ は 3 種類の一定値に保った。測定結果は図-10 のようになり $(P_B-P_a)/(P_1-P_a)$ 一定の曲線はある点で漏れ量

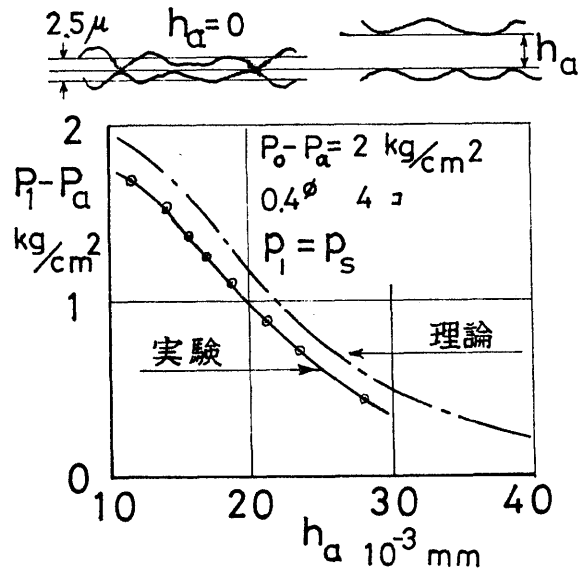


図-9 P_1 と h の関係

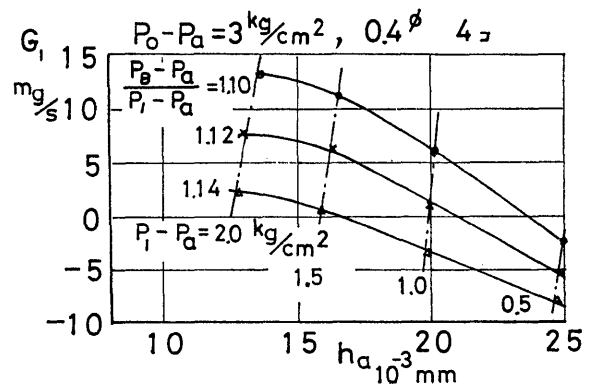


図-10 オリフィス絞り型シールの静特性 ($P_1 < P_0$)

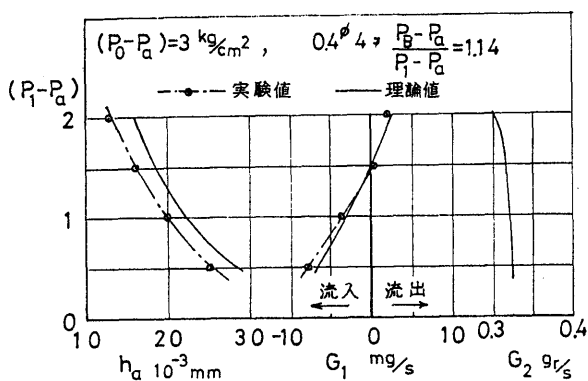


図-11 実験値と理論値の比較

G_1 は零となるが、それより P_1 が大きくなれば G_1 は流出 (+) する方に増加し、小さくなれば浮き上り用空気が逆流 (-) する。これは図-6 から予想されたことであるが、その漏れ量は非常に小さい量である。

この図-10 の $(P_B - P_a) / (P_1 - P_a) = 1.14$ の場合の実験値と理論計算値とを比較すると図-11 のように流量についてはよく一致し、すきまについては図-9 と同様約 2.5μ 小さい値をしめすが、前と同様にうねりの影響を考えるとよく一致している。またこのときの浮き上りに必要な空気量 G_2 は図の右の曲線のようにになった。

図-10 からわかるように、シール面寸法とベローズ寸法が適合しないため $(P_B - P_a) = (P_1 - P_a)$ では $G_1 = 0$ とならないが、この図から $G_1 = 0$ のときの $(P_B - P_a) / (P_1 - P_a)$ と P_a / P_1 の関係を求め、理論計算から得た値と比較すると図-12 のようになりベローズの弾性力 F_B を無視した理論曲線 a はかなり差があるが、この実験では約 2 mm 圧縮して固定したので $F_B = 1.5 \text{ kg}$ として計算した値は曲線 b のようになり実験値とよく一致している。

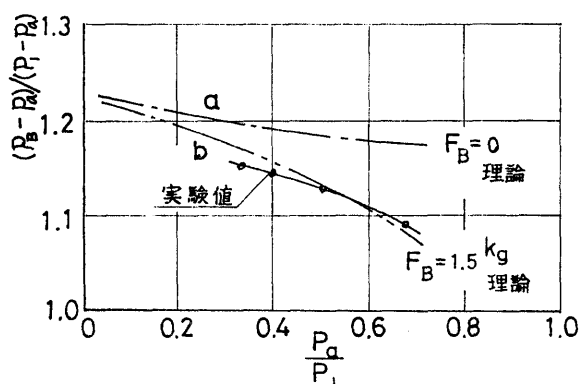


図-12 $G_1 = 0$ のときの $(P_B - P_a) / (P_1 - P_a)$

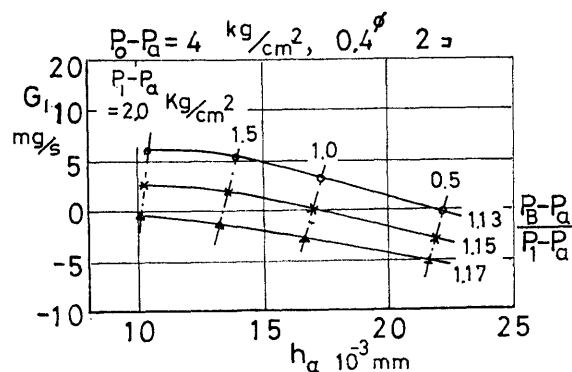


図-13 オリフィス絞り型シールの静特性 ($P_1 < P_0$)

以上のことからこの型式のシールは静止状態において流量、すきま、圧力の理論計算値は実験値とよく一致することがわかった。

上記の例は絞りを $0.4 \phi, 4$ コの場合であるが、この内 2 コの穴をふさいで $0.4 \phi, 2$ コの場合を実験したのが図-13 ですきまも漏れ量も減少する様子がわかる。

つぎに静止状態で $G_1 = 0$ に調節し、そのままの状態でもーターの回転数を 500 rps ($30,000 \text{ rpm}$) まで上げたときのすきま、流量、ロータとシール面との振動の変化は図-14 のようになった。回転数の上昇とともにすきまはわずかに減少しているが、これは回転数の上昇により流量がごくわずかに増加するため、すきまが減少してバランスしたと考えられる*。また振幅は 180 rps 付近に山があるが、これはロータを空気軸受で支持しているため、ロータの一次の共振点があるからで、ロータは約 15μ の振幅を示すがシール円板はよ

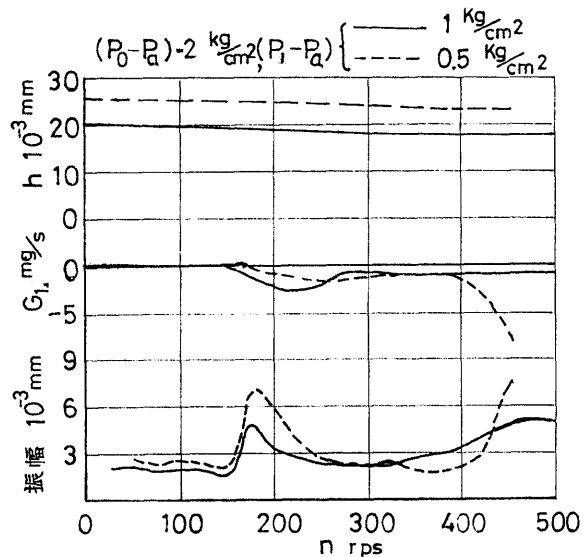


図-14 回転数による特性の変化

* 付記-A参照

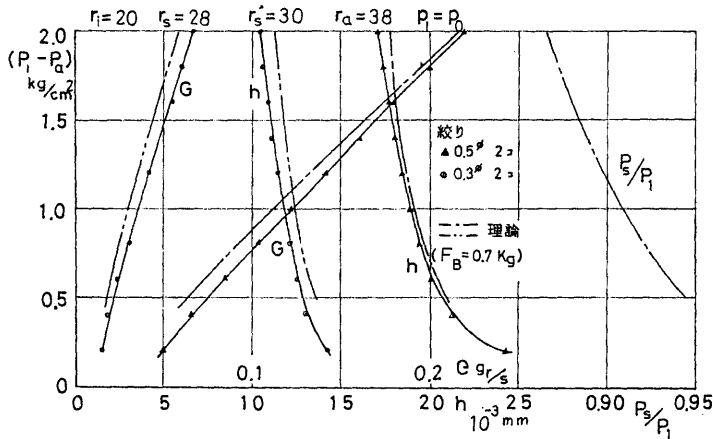


図-15 オリフィス絞り型シールの静特性 ($P_1=P_0$)

これに追従しロータに対して約 $5\sim 7\mu$ の振幅を示すだけである。さらに回転数を上げると $(P_1 - P_a) = 0.5 \text{ kg/cm}^2$ では 450 rps 付近で大きい振幅を示しロータに接触するに至ったが、これはシール円板の角共振点で次式で求められる⁵⁾。

$$n_0 = \frac{I}{2\pi \cdot I_T} \cdot \frac{\partial M_0}{\partial \phi} \text{ c/s} \quad (12)$$

ただし、 I_T —シール円板の直径軸に対する慣性モーメント

$\frac{\partial M_0}{\partial \phi}$ —シール面の空気膜の傾斜に対する剛性

$$\approx \frac{D_m^3}{8} \cdot \frac{\partial W}{\partial h}; \quad D_m = r_i + r_a$$

この実験の場合、式 (12) から得た n_0 は、 $(P_1 - P_a) = 1 \text{ kg/cm}^2$ のとき 660 rps、 0.5 kg/cm^2 のとき 500 rps となっている。なお実験に用いたシール円板は厚さ 20 mm の鉄製であったが厚さ 10 mm のアルミニウムにすれば I_T は約 1/6 となり n_0 は約 6 倍に上昇させることができる。なお 500 rps のときの周速は 122 m/s であった。

漏れ量 G_1 は大体振幅に比例した変化をしめして逆流している。

次に図-4 のように $P_0 = P_1$ にして自己浮上型に設計したシール円板を 図-7 の装置に取付け静特性を求めた。その結果は図-15 に示す通り 2 種類の絞リ (0.5 φ, 2 コおよび 0.3 φ, 2 コ) の実験値は理論計算値とよく一致している。また、このときの P_s/P_1 は図の右の曲線のように変化し、絞りの大小に関係しない。この型式のシールは浮き上り空気を作動流体から得ているので前述の型式より漏れ量が多い (ラビリンスパッキンの 1/10 以下) が、作動圧が変動してもつねに安定し

た動作をする利点がある。

2.2 ステップベアリング型シール

ステップベアリング型シールは図-16 のようにすきまの異なる 2 つのリング状すきまから成り、各すきまの圧力分布の傾斜の違いを利用したもので圧力、寸法とすきまの関係は、オリフィス絞り型シールの場合と同様に各部の流量のバランスから求められる。

内径 r_i 、外径 r_s のすきま ($h+e$) を流れるガス流量 G は、

$$G = \frac{\pi(h+e)^3 P_1^2}{12\mu RT} \cdot \frac{1-\beta_1^2}{\ln R_1} \quad (13)$$

また、内径 r_s 、外径 r_a のすきま h を流

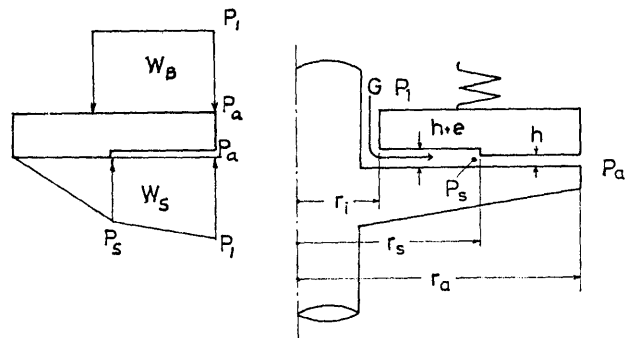


図-16 ステップベアリング型シール

るガス流量 G は、

$$G = \frac{\pi h^3 P_1^2}{12\mu RT} \cdot \frac{\beta_1^2 - \beta^2}{\ln R_2} \quad (14)$$

式 (13) (14) から次式を得る。

$$\frac{(h+e)}{h} = \left(\frac{\beta_1^2 - \beta^2}{1 - \beta_1^2} \cdot \frac{\ln R_1}{\ln R_2} \right)^{1/3} \quad (15)$$

このときシール面に作用する力 W_s は式 (7') により求められる。

式 (15) から h/e と P_s/P_1 との関係を図-5 と同様

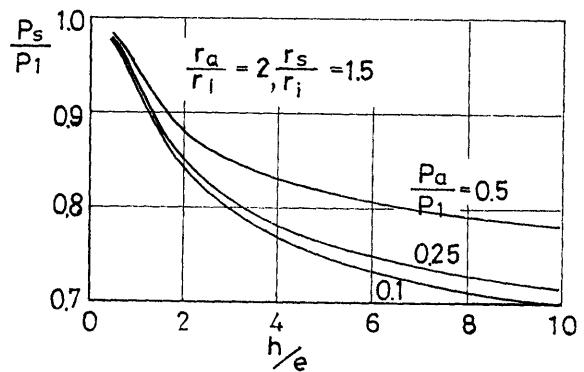


図-17 ステップベアリング型シールの特性

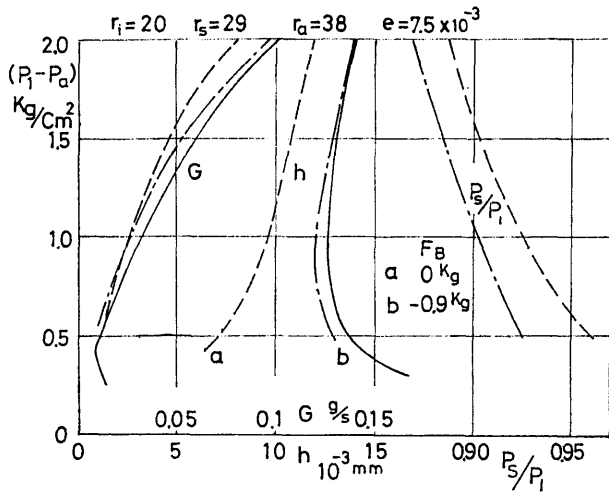


図-18 ステップベアリング型シールの静特性

$r_a/r_i=2$, $r_s/r_i=1.5$ の場合につき求めると図-17 のようになる。シール面の設計は前節と同様に行なえばよい。

前と同じ実験装置にベローズ寸法に合わせて設計したステップベアリング型シールを取付けて静特性を求めた結果が図-18 で、ガス圧を加えない組立状態ですきまが約 1.3 mm あったのでベローズの力 $F_B = -0.9$ kg を考慮して計算した理論値とよく一致している。このときの P_s/P_1 の計算値は図の右の曲線のようにになっている。

このシール面のステップの深さ e は図-17 からわかるようにすきま h に近い値が要求され、実験に使用したものも 7.5μ ときわめて小さいので普通の機械工作で正確に仕上げるのは困難と考えられたので、まず平面の円板を作りその必要な部分を化学的に腐食させて必要な深さを得た。この方法は 3.2 に述べるスパイラル・グループの加工法と同じである。

なおこの型式のシールと類似のシールとして馬杉⁶⁾による“遊動パッキンの研究”があるが、達成された最少すきまは約 30μ であった。

2.3 自成絞り効果

いままでの理論はすべて等温変化をする粘性流を仮定し、すきまへの流入部での加速のための圧力降下を無視しているが、流入部の径が小さかったり、すきまが大きくて流量が多いときなどではこれを無視できなくなる。いま図-19 のような流れを考えるとすきまの流量は、

$$G = h^3(P_1^2 - P_a^2)/12\mu RT \ln R_2 \quad (16)$$

ただし、 $R_2 = r_a/r_s$

また、流入部では、

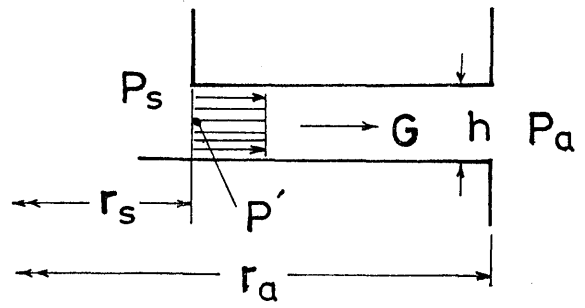


図-19 自成絞り効果

$$G = h2\pi r_s P_s \phi \sqrt{\frac{\kappa}{2g(\kappa-1)} RT} \quad (17)$$

ただし、 $\phi = (\beta_s^{2/\kappa} - \beta_s^{2+1/\kappa})^{1/2}$; $\beta_s \geq (\frac{2}{\kappa+1})^{\kappa-1}$ のとき

$$\beta_s = P'/P_s$$

この両式から、

$$h^2 = 24\pi r_s \mu \ln R_2 \phi \sqrt{\frac{\kappa}{2g(\kappa-1)} RT \cdot P_s / (P_1^2 - P_a^2)} \quad (18)$$

いま、空気を使用し、 $T=288^\circ K$, $\beta_s=0.98$ にとると、

$$h^2 = 0.802 \times 10^{-2} \ln R_2 \cdot r_s \cdot P_s / (0.96 P_1^2 - P_a^2) \quad (19)$$

たとえば $r_s=30$ mm, $r_a=40$ mm のときを式 (19) で計算すると図-20 のようになり、この h より小さくなるように設計すれば、 $\beta_s > 0.98$ となり自成絞り効果をほぼ無視することができる。

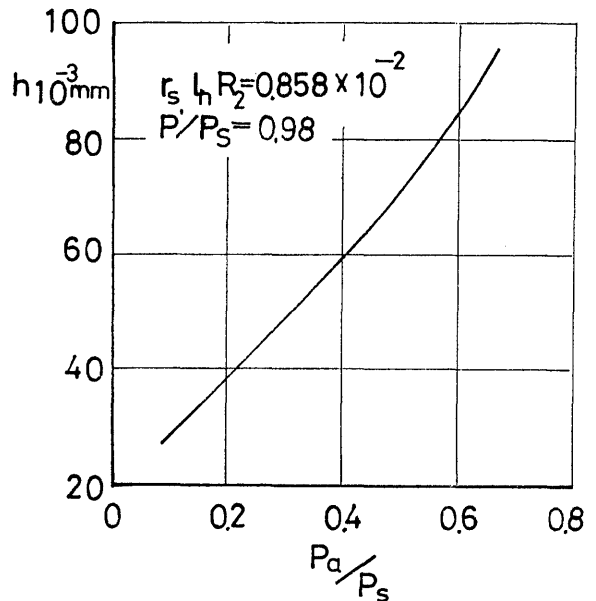


図-20 自成絞り効果

3. 動圧気体軸受型シール

この型式のシールに使用できる動圧軸受として、スパイラル・グループ型スラスト軸受とレイリーステッ

ブ型スラスト軸受があるが、本研究ではスパイラル・グループ型のみ実験した。

3.1 スパイラル・グループ型シール

このシールはスパイラル・グループ軸受の原理を応用したもので図-21 にその構造をしめす。静圧気体軸受型シールのときと同様高圧側ケーシングに固定されたベローズにシール円板を取付けこの円板は回転軸に固定されたロータとの間にすきまを保っている。シール円板の面には図のように角 θ が一定のらせん状のみぞ (Spiral Groove) が深さ hg でほってあり、ロータが矢印の方向に回転すると、粘性により内側の圧力が高くなり、図の上のような圧力分布を示す。(実際には円周方向に Groove 部分で回転方向に圧力が上昇し、Ridge 部では下降してジグザグになっているがその平均で考える) この圧力上昇によりシール面に W_s の力が発生し、これがベローズの内圧 P_1 による力 W_B とつりあって一定のすきまを保つ、スパイラル・グループにおける圧力上昇 ΔP は、半径方向に流れのない (Blocked Centre) ときには次式で与えられる⁷⁾。

$$\Delta P = (3\mu UL/h^2)2\bar{G} = 3\mu\omega(r_a^2 - r_b^2)\bar{G}/h^2 \quad (20)$$

ただし、 U はスパイラルとロータの相対速度の平均

$$= \frac{(r_a + r_b)}{2} \omega, \quad \omega = \text{角速度}$$

L はスパイラルの半径方向の長さ $= r_a - r_b$

$\bar{G} = f_1/f_2 = \text{定数}$

$$f_1 = (Y^3 - 1)(Y - 1) \sin 2\theta / 2(Y^2 + X)(1 + X^{-1})$$

$$f_2 = \{ Y^3(X + 2 + X^{-1}) + (Y^3 - 1)^2 \cos^2 \theta \} / (Y^3 + X)(1 + X^{-1})$$

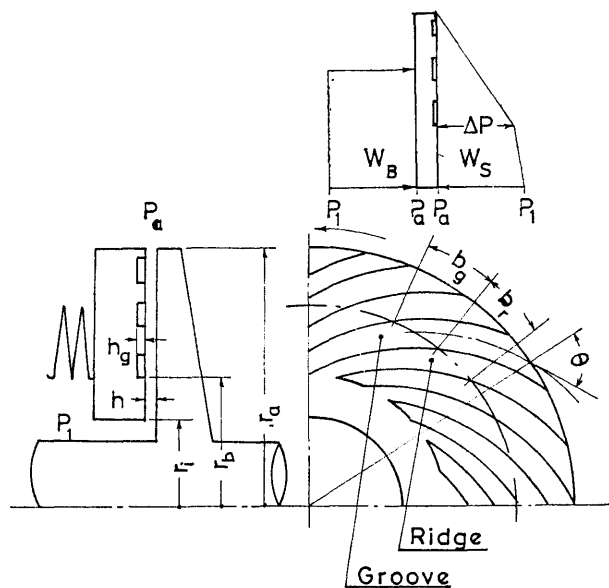


図-21 スパイラル・グループ型シール

表-3 スパイラル・グループの最適値
Blocked Centre

	Max. Pressure
bg/br	1
$(hg+h)/h$	3.61
θ	74.5°
\bar{G}	0.091
\bar{H}	0.183

$$X = bg/br \quad Y = (hg+h)/h$$

上式より最高の圧力上昇を得られる寸法比として表-3 の値が与えられている。なお、式 (20) および表-3 の数値は、直線の平行な矩形のせまいみぞに発生する圧力を解析したものである。

シール面に働く力 W_s は、半径方向に流れのないとき、すなわち $\Delta P = P_1 - P_a$ のとき、

$$W_s = \frac{3\pi\mu\omega}{2h^2} (r_a^4 - r_b^4) \bar{G} - \pi r_i^2 (P_1 - P_a)$$

$$W_s = \frac{\pi}{2} \Delta P (r_a^2 + r_b^2) - \pi r_i^2 (P_1 - P_a) \quad (21)$$

$W_s = W_B$ であるから式 (8), (21) から

$$r_a^2 + r_b^2 = \frac{1}{8} (D_1 + D_2)^2 \quad (22)$$

この式が成立するように寸法を決めれば完全シールできる。また軸方向の剛性は、

$$S = \frac{\partial W_s}{\partial h} = \frac{3\pi\mu\omega}{2h^3} (r_a^4 - r_b^4) \bar{H} \quad (23)$$

ただし、 \bar{H} —定数 (表-1 参照)

3.2 実験装置および実験結果

実験装置は静圧軸受型シールと同じ装置を使用し、シール円板の部分をスパイラル・グループに変えたもので、この円板にも軸の貫通する穴がなく、ベローズ圧 P_B とシール圧 P_1 が別個に供給される。

スパイラル部の寸法は、 $r_i = 20 \text{ mm}$, $r_b = 26.5 \text{ mm}$, $r_a = 40 \text{ mm}$, $\theta = 74^\circ$, $hg = 30 \mu \sim 40 \mu$ で bg/br とスパイラル・グループの数 Ng を変えて実験した。シール円板はアルミニウムでみぞは曲線を円弧で近似し、腐食させない所にラッカーを塗った上、塩化カルシウムの飽和水溶液に塩酸を 10% 加えた液で腐食させ、液温と液に浸す時間を調節して必要な深さを得た。みぞの深さは空気マイクロメータにより計測し 4 測定断面の平均値を hg として使用した。腐食面は光沢のない面となり深さには $\pm 3 \mu$ の差を生じた。なお腐食前の円板面の仕上げは光学平面とすり合わせて研磨紙で

仕上げた、表面のうねりは $\pm 1.5 \mu$ 程度になっている。

実験はロータを一定回転数で回転しておき、ベローズ内圧 P_B を変化させ、そのときのシール円板の中心部の圧力上昇 ΔP とすきま h を測定した。シール円板の中心部は密閉状態にあるため、半径方向の流れすなわち漏れのない状態である。

実験結果の一例として、 $N_g=8, b_g/b_r=1$ のときの発生圧力 ΔP と回転数およびすきまの関係を図-22 に示す。この結果から式(20)により \bar{G} を求めてみると、

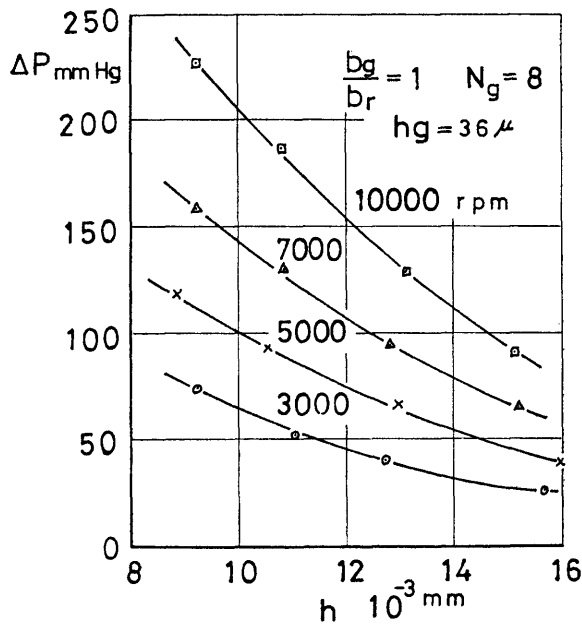


図-22 発生圧力とすきま、回転数の関係

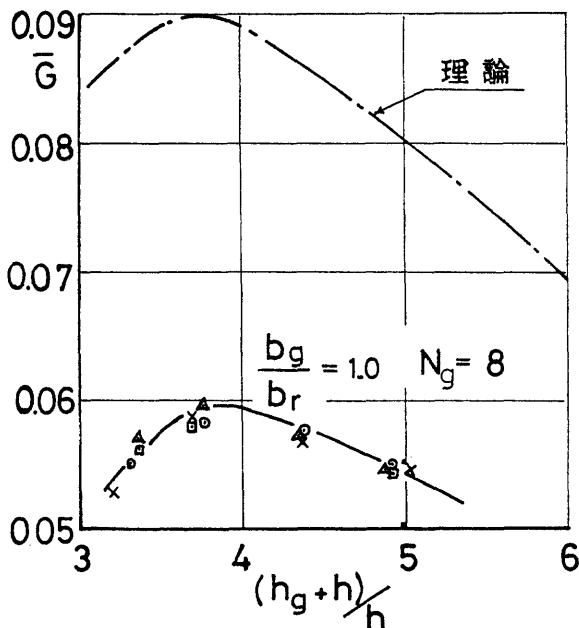


図-23 \bar{G} と $(h_g+h)/h$ の関係

図-23 のように回転数が違っても一本の曲線に乗り、その最高値は $(h_g+h)/h=3.8$ 付近にあり、図中の理論解析による結果と比較するとかなり低い値を示すが傾向はよく似ている。これは理論計算が前述のように曲率を無視し、さらにみぞの数は無限として、圧力分布を直線近似して解析し比較的簡単な形で与えているので、内外径の比、スパイラル・グループの数、スパイラル外周および内周の境界境界条件の違いなどのため、実験値とかなりの差が出るのは当然と考えられ、さらに実験に使用した円板の平面度、みぞの加工精度などの影響も加わっていると考えられる。

他の多くのスパイラル・グループ軸受の実験においても、圧力上昇は理論値の 50~70% となっている⁸⁾。

図-22 の実験のときに実際にシール面に働いている力 (W_B に等しい) と実験値の ΔP と式(21) から得られる W_s との比を求めてみると図-24 のように ΔP によらず $W_s/W_B=1.03$ を示し、 \bar{G} はかなり低い値であるが、この \bar{G} を用いて式(21) により求めた W_s は実際に作用している力にほぼ等しいことがわかる。

つぎにみぞの数 N_g を変えてその影響を求めたのが図-25 で、 N_g の増加とともに \bar{G} の値も大きくなるが 8 本 12 本ではほとんど一致している。

また、みぞの幅の比 b_g/b_r を変えてその影響を求

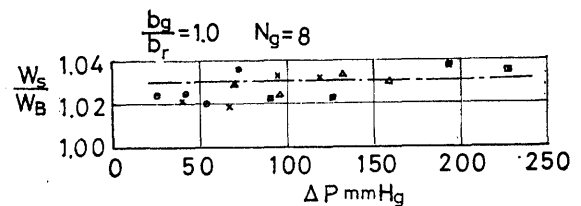


図-24 W_s/W_B の値

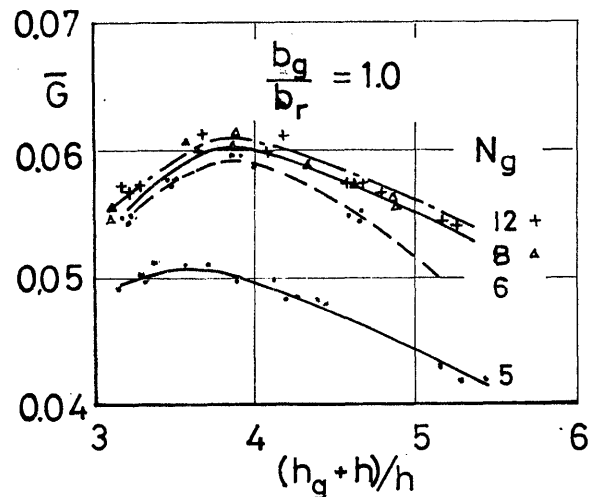


図-25 N_g の影響

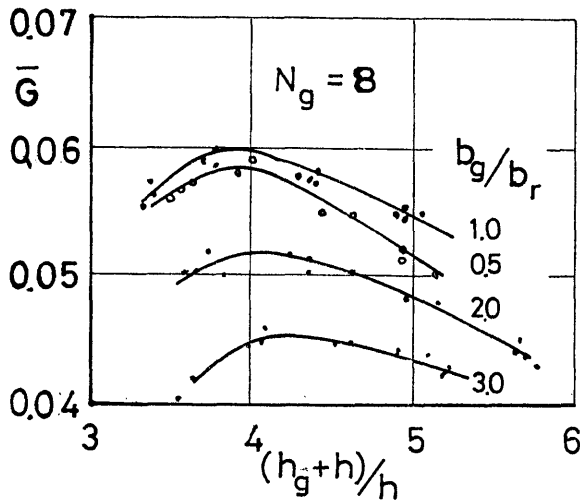


図-26 b_g/b_r の影響

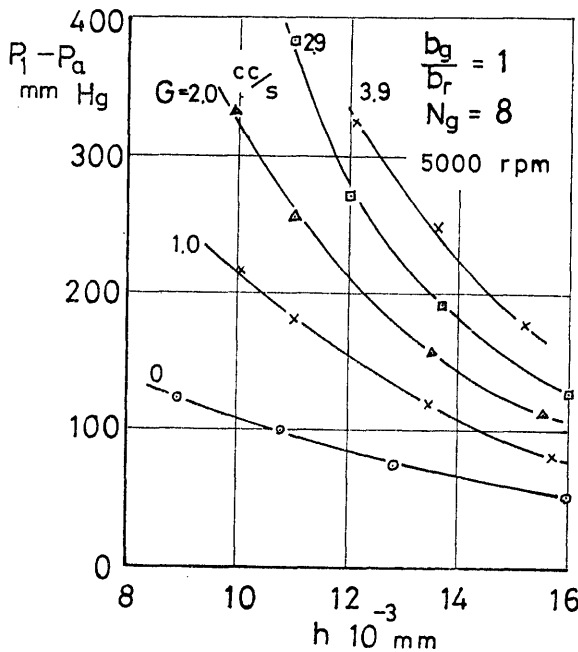


図-27 漏れのある時の特性

めたのが図-26 で表-3 の値と同じく $b_g/b_r=1$ が最高値を示している。

以上の実験結果は漏れのない状態であるが、 $P_1 - P_a > \Delta P$ にしてわずかに外に漏れる状態にして求めた結果が図-27 で、回転数を 5000 rpm 一定に保ち、漏れ量を 0, 1 cc/s, 2 cc/s, 2.9 cc/s, 3.8 cc/s になるよう流量計の差圧を調整したときの $(P_1 - P_a)$ と h の関係で、漏れガスの流出のための抵抗がスパイラル・グループの発生圧に加算されて高い作動圧が得られる。しかし、すきまが大きいときや漏れが多いときには剛性が小さくなり不安定になるおそれがある。このように

(168)

漏れを許す場合にはスパイラル・グループを高圧側に付けるか、高低圧両側に付けると安定した動作が得られる¹⁾。

以上の実験でシール円板はロータに非常によく追従し、円板とロータの間の振動は約 5μ 以下でロータが固有振動をしているときも接触することはなかった。なお、スパイラル・グループをもつシール円板の角共振点は式 (12)(23) から、

$$n_0 = \frac{3}{32} \frac{\mu}{h^3} (r_a - r_b)^2 (r_a + r_b)^4 \frac{\bar{H}}{I_r} \quad (24)$$

与えられ、実験に使用したシール円板 ($r_a=40$ mm 厚さ 10 mm, $N_g=8$, $b_g/b_r=1$, $h_g=0.03$ mm) では、 $h=0.02$ mm のとき 1700 rps と高い値を示している。

この型のシールは P_1 が回転数の増加とともに増加するタービン、軸流、遠心圧縮機のようなものには適当で、高い圧力に対しては高い周速や小さいすきまが必要となる。内圧が低速でも高いような場合は使用が困難で、このような場合はスパイラル・グループと静圧式とを複合した型式を使用するか、軸封用に液体を使用すればかなり高圧でも使用できる。

3.3 スパイラル・グループ・スラスト軸受の性能

いままで実験したシール円板の中心部を大気圧に開放して半径方向に流れのある (Single Sided Grooving) 場合の性能を求めると、通常の型式のスパイラル・グループ・スラスト軸受としての特性が得られる。

この型式のものの負荷容量 W は次式で与えられている¹⁾,

$$W = 0.75 \pi \mu \omega (r_a^2 - r_i^2)^2 E / h^2 \quad (25)$$

ただし、 $E = \text{定数} = 2\alpha f_1 / \left\{ f_2 + \frac{\alpha}{(1-\alpha)} \right\}$

f_1, f_2 - 式 (20), $\alpha = (r_a - r_b) / (r_a - r_i)$

軸受パラメータの最適値として表-4 の値が与えられている。

実験は図-26 の b_g/b_r を変化させて行なったシール実験のときの試験片を用い、一定回転数のロータに対

表-4 スパイラル・グループの最適値
Single Sided Grooving

	Max. Load
b_g/b_r	1.93
$(hg+h)/h$	4.05
θ	71.2°
$(r_a - r_b) / (r_a - r_i)$	0.73
E	0.088

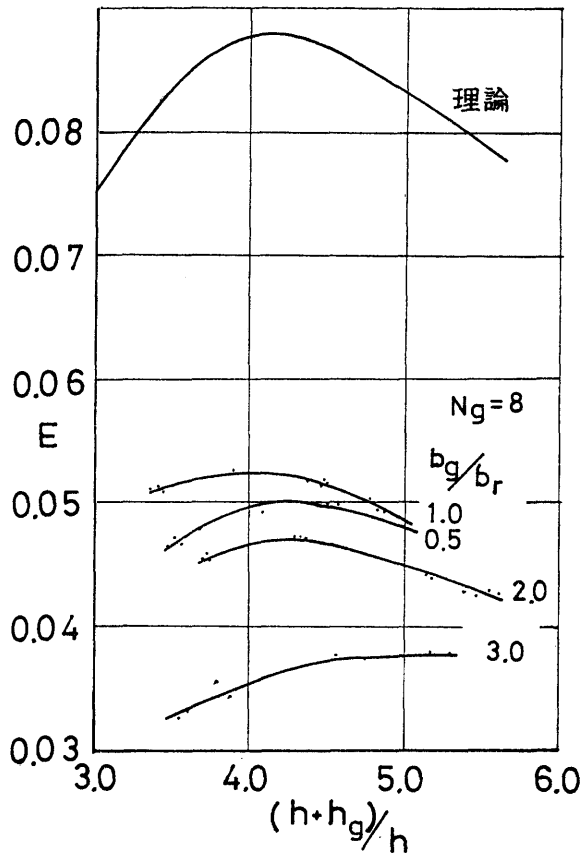


図-28 スパイラル・グループ軸受の特性

し、ベローズ圧 P_B を加えて負荷を掛け、そのときのすきま h を計測し式 (25) により定数 E を求め、 $(h+h_g)/h$ との関係を示したのが図-28 である。この場合も前と同様回転数を 3000, 5000, 7000, 10000 rpm にしたが、 E は回転数によらず b_0/b_1 により決まる曲線となった。また実験値は流れのないときと同様、理論解析値とかなりの差を示すが、その差は前述の理由

によるものであろう。最適の b_0/b_1 は実験によれば 1 付近にあり、理論の 1.93 とは大分ずれている。

4. む す び

静圧気体軸受型および動圧気体軸受型の円板型ラジアル・シールにつき解析および実験を行なった結果次の結論を得た。

(1) 静圧軸受型シールは理論解析とよく合った特性を示し、3 種類のシールを同じ条件で設計して比較すると表-5 A, B, C のようになる。A の型式は漏れを零にでき剛性、危険回転数ともすぐれているが空気源を必要とする欠点がある。また、いずれの型式においても微細なほこりがシール面に入るとかじりを生ずるおそれがあるが、A の型式を用いてガスを外部または系統内の高圧部からフィルターを通して導けばこれを防止することができる。B, C 型はわずかの漏れがあるが安定した動作をし、危険回転数は B 型の方が高い。いずれの場合も漏れはラビリンスシールと比較すると非常に少なくできることがわかる。

(2) スパイラル・グループ型シールの特性値 \bar{G} は理論よりかなり低い値をしめすが、ベローズとのバランスは式 (22) がほぼ成立する。上記の静圧軸受型シールと同寸法のスパイラル・グループ型シールの特性は 3.2 の実験で示す通りであり、剛性、危険回転数の点ですぐれ、漏れを零にできるが、発生圧力はすきま 0.01 mm, 30000 rpm で 0.91 kg/cm² とかなり低い。

(3) このスパイラル・グループの特性値は Blocked Centre の軸受用としても使用できる。さらに Single Sided Grooving の場合の実験値も示した。

(4) このように各型式とも長所欠点があるから、これらの点と使用条件を考えて設計する必要がある。静

表-5 静圧軸受型ガスシールの比較

	(A) オリフィス絞り	(B) オリフィス絞り	(C) ステップベアリング	ラビリンスシール
P_S/P_1	1.0	0.85	0.85	
P_0/P_1	1.2	1.0	1.0	
G_1	0	0.063 gr/s	0.063 gr/s	2.14 gr/s
$\partial W/\partial h$	9.6×10^4 kg/cm	4.5×10^4 kg/cm	1.65×10^4 kg/cm	
$n\sigma$	1380 rps	950 rps	576 rps	∞
空気源	$P_0/P_a=4.8$ $G_2=0.089$ gr/s	0	0	
$P_1/P_a=4, P_a=1.03$ kg/cm ² , $r_a=40$ mm, $r_i=20$ mm $h=0.01$ mm, 円板厚さ 10 mm, AL 製				軸径=40 φ 25 段 すきま 0.1 mm

圧型、動圧型の複合型も良い特性を期待できる。

(5) 熱変形や圧力差による変形が生じないように設計する必要があるが、さらに実機と同条件での高温、高圧、高速に対する試験が必要である。

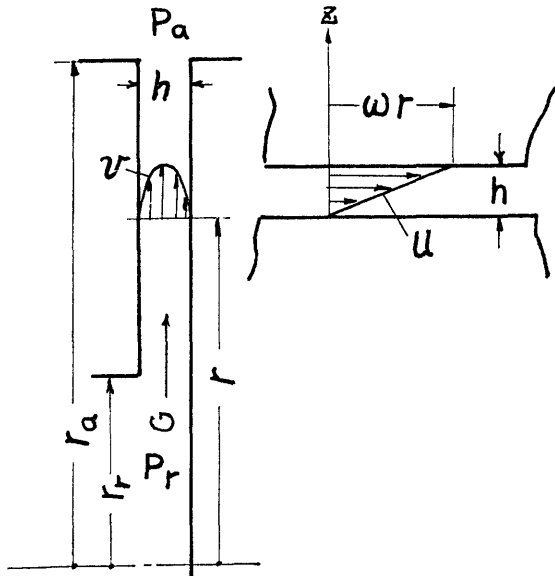
なお、本報告の一部はすでに潤滑学会誌⁹⁾に発表したものである。

参 考 文 献

- 1) 森, 矢部, 軸受とシールの関係, 「潤滑」14 卷 5 号 (1969) P. 24.
- 2) O. Decker, Dynamic seal technology, Mech. Engg. Vol. 90, No. 3, (1968) P. 28.
- 3) J.W. Bjerklie Configurations for gasturbine End Seal J. ASLE. 4 (1969) p. 169.
- 4) H.K. Müller Self aligning Radial clearance seals 3rd International Conference on Fluid Sealing (1967) P. H. 6.
- 5) N.S. Grassam, & J.W. Powell Gas Lubricated Bearings. Butterworth (1964) P. 86.
- 6) 馬杉, 川俣, 遊動パッキンの研究, 運輸技研報告 2 卷 12 号 (1952)
- 7) S. Whitley The Design of the spiral groove thrust Bearing, Gas Bearing Symposium (1967) P. 13.
- 8) S. Whitley Gas Bearing Symposium (1959) p. 30.
- 9) 熊谷, 非接触ガスシールについて, 「潤滑」15 卷 9 号 (1970) p. 555.

付記-A 回転による慣性力の影響

図A-1 のような単純な形状の円板の場合、圧力勾配



図A-1 回転のある流れ

の基本式は、

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \mu \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{u^2}{r} \rho \quad (A-1)$$

となる。ただし P —圧力、 r —半径、 v —半径方向の速度、 u —円周方向の速度、 ρ —密度、 μ —粘性係数、 u は図のようにすきまの間に静止部に接した部分の零から、回転円板の周速 ωr (ω —回転速度 rad/s) まで直線的に変化すると考えると、

$$u = \omega r z / h \quad z = h \sim 0 \quad (A-2)$$

(A-1)(A-2) から次式を得る。

$$P^2 = e^{K_1 r^2} \left[P_a^2 e^{-K_1 r_a^2} + K_2 \int_{r_r^2}^{r_a^2} \frac{e^{-K_1 \theta}}{\theta} d\theta \right] \quad (A-3)$$

ただし、 $\theta = r^2$

$$K_1 = \frac{3}{10} \frac{\omega^2}{RTg} \quad (A-4)$$

$$K_2 = \frac{6\mu GRT}{\pi h^3} \quad (A-5)$$

G —ガス流量

(A-3)式の積分は次のようになる。

$$\int \frac{e^{-K_1 \theta}}{\theta} d\theta = \ln \theta + (-K_1 \theta) + \frac{(-K_1 \theta)^2}{2 \times 2!} + \frac{(-K_1 \theta)^3}{3 \times 3!} \quad (A-6)$$

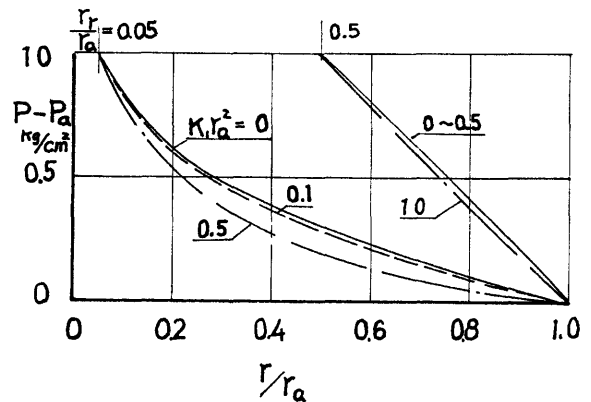
よって、

$$\int_r^{r_a^2} \frac{e^{-K_1 \theta}}{\theta} d\theta = \ln \left(\frac{r_a}{r} \right)^2 - K_1 (r_a^2 - r^2) + \frac{K_1^2}{4} (r_a^4 - r^4) - \frac{K_1^3}{18} (r_a^6 - r^6) \quad (A-7)$$

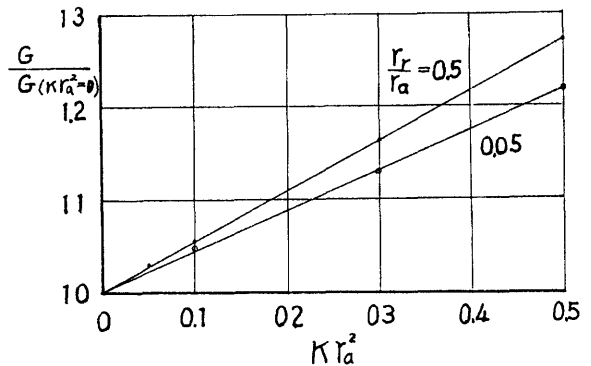
となり、流入部の圧力 P_r は次式で与えられる。

$$P_r^2 = e^{K_1 r_r^2} \left\{ P_a^2 e^{-K_1 r_a^2} + K_2 \left[\ln \left(\frac{r_a}{r_r} \right)^2 - K_1 (r_a^2 - r_r^2) + \frac{K_1^2}{4} (r_a^4 - r_r^4) - \frac{K_1^3}{18} (r_a^6 - r_r^6) \right] \right\} \quad (A-8)$$

上記の式により計算した結果は図A-2 図A-3 のよ



図A-2 圧力分布



図A-3 流量変化

うになり、圧力分布は $r_r/r_a = 0.05$ のときは $K_1 r_a^2 = 0.1$ でわずかに小さく、 0.5 ではかなり影響があるか、 $r_r/r_a = 0.5$ では $K_1 r_a^2 = 0 \sim 0.5$ では影響が認められず、 1.0 でわずかに変化している。また流量は $K_1 r_a^2$ に比例して直線的に変化するか、 $K_1 r_a^2 = 0.1$ で5%程度である。

作動流体が液体の場合は $K_1 r_a^2$ の値は大きく影響もかなり有るが空気を使用した本実験の場合は 30000 rpm で $K_1 r_a^2 = 0.056$ であるから回転の影響を無視してもさしつかえないであろう。