つたこの位置においても空気は十分な圧力を有し、これが左右よりスプリングのごとく作用して、発生する横振れを減衰せしめる効果を有する。また、この位置の圧力は、軸受荷重に対して空気孔よりの角度の余弦との積として作用するから、荷重負荷に対しても有害ではなく、かつ空気孔脊面部圧力が微小値に低下するものである点と相まって半割型より大なる $p_{\min}$ を必要とせぬこととなる。半割型の利点としては、広範囲の空気圧力の変動に対して小さな摩擦係数を保持する点で、これは荷重変動に対して同一圧力の空気でも十分良好な作動状態に保持しうることを意味し好都合である。なお、半割型にあつては $L=30\text{ mm}$ の場合が $L=40\text{ mm}$ の場合よりも良好で、とくに第 1 表の 12500 rpm の場合に著しい。 $W=4.5\text{ kg}$ の場合に $\mu_{\min}$ の測定値が 1.2×10^{-3} に達している。 $L=30\text{ mm}$ の場合が良好なのは、空気孔より軸の長さ方向に軸受端部へ至る距離 $L/2$ と円周方向に軸受金の縁に至る距離 $\pi D/4$ がほぼ等しく、空気がいずれの方向にもかたよることなく噴出し得るためと考えられる。空気圧力もまた、 $L=30\text{ mm}$ の方が少くてよい。

6. 結 論

本論文で得られた結論は次のごとくである。

- (i) 空気軸受の摩擦係数は 12500 rpm の高速度回転の場合にあつても空気圧力の調節により 10^{-3} order の微小さになし得、全円周型軸受が摩擦係数、空気圧力および空気流量の点で半割型にまさり、荷重変動に対する安定性においてのみ半割型に劣る。
- (ii) 12500 rpm の場合には 3800 および 6700 rpm の場合の約 1.2 倍の空気圧力を必要とする。
- (iii) 空気孔傾角は低速度の場合に反し、摩擦係数にあまり好結果を与えないが、空気圧力は少くてよい。
- (iv) 軸受長さは、軸受寸法比 L/D として全円周型では $2 \sim 3$ がよく、半割型では 1.5 がよい。
- (v) 半割型では回転前方の軸受金縁が金属接触の原因となる。

注:—

- (1) 昭和 24 年 10 月 15 日 関西工学連合講演会および昭和 26 年 1 月 27 日 京都地方講演会において講演、原稿受付 昭和 26 年 6 月 9 日。
- (2) (3) 正員, 京都大学。
- (4) 川中章司, 学生員, 京都大学。
加藤孝之, 学生員, 京都大学。
- (5) 機械学会論文集, 17 巻 59 号 (昭 26), 49 ページ。
- (6) 機械学会論文集, 17 巻 63 号 (昭 26), 16 ページ。
- (7) 佐々木六郎, 火兵学会誌, 37 巻 1 号, p. 1 (昭 18-1)。

621.822.033

空気軸受における空気孔の影響について⁽¹⁾

佐々木外喜雄⁽²⁾ 森 美郎⁽³⁾ 川中章司⁽⁴⁾ 加藤孝之⁽⁵⁾

On the Influences of Jetting-Hole for the Air-Bearing

by Tokio SASAKI, Haruo MORI, Shōji KAWANAKA and Takayuki KATO

In the paper, "Research on the Air-Bearing (2nd report)", we discussed that the air-flow through air supplying jetting-hole into bearing clearance is in the state of critical pressure and sound velocity. Then, it is imagined easily that the jetting-hole has large effects upon the air-flow in the bearing clearance and consequently influences on the frictional characteristics. In this paper, we proceeded the consideration about the air-flow just after the jetting-hole by measuring air pressure distribution under the low pressure of air supply, and varying the form and dimension of jetting-hole we inspected their influences on the frictional characteristics and the quantity of flow. Thus, it was clarified that making the air supplying slot longer along the axis of shaft has better effects in order to reduce the frictional resistance than making the diameter of the air supplying hole larger, and the flowing quantity is proportional to the product of periphery length of air hole, bearing clearance at the inlet and absolute pressure of supplying air. Depending upon the above considerations, we revised the formula of the air-flow for air-bearing described in the 2nd report.

1. 緒 言

「空気軸受の研究(第2報)」⁽⁶⁾において、空気孔より軸受すきま内へ噴出する空気は臨界圧音速であることを明らかにした。したがって空気軸受内の空気の流動状態は空気孔およびその近傍の軸受条件によつてきわめて強く左右され、ひいては空気孔が流量および摩擦特性に大きな影響を有することは十分に予想される。本論文においては、圧力分布測定実験より空気孔直後の流動の考察を進めるとともに、空気孔の寸法、形状を変えてその影響を摩擦特性および流量について検討した。以下その実験結果につき報告する。

2. 圧力分布測定結果よりの考察

「空気軸受の研究(第2報)」において、先に空気孔直後における空気の流動が臨界圧、音速の状態にあることについて論じたが、これは圧縮性流体の理論に立脚したもので、平均軸受すきま 100μ 、空気導入圧力 $4.0 \sim 4.5$ 気圧とやや大きい軸受すきま、空気圧力の場合につき、よく実験結果と一致した結論を得た。この場合、断熱変化と近似すると理論流量は次式で与えられる。

$$G = 2\pi r_0 \cdot h \cdot \frac{2}{3} a \cdot \gamma_c = \text{const.} \times r_0 \cdot h \cdot p_0^{6/7} \quad \dots\dots\dots (1)$$

上式において、 r_0 は空気孔半径、 h は空気孔周辺におけるすきま、 a は音速、 γ_c は空気孔直後の空気の比重、 p_0 は導入空気の絶対圧力である。また G は重量で表わした流量であるが、これを大気圧の状態における容積に換算した流量 Q に直しても、やはり

$$Q = \text{const.} \times r_0 \cdot h \cdot p_0^{6/7} \quad \dots\dots\dots (2)$$

である。ただし、(1)(2)式における定数はもちろん異なり、それぞれ dimension の取り方に応じて一定の値を有する。(2)式の理論によると流量は空気孔における条件によつて全く決定され、軸受端の流出部にいたる途中の影響を受けないことになり、すきま出口の空気圧力は必ずしも大気圧に等しくないことになる。しかるに軸受すきまが小さくなり粘性の影響が高まるにつれ、上述の圧縮性のみを考慮した理論よりはずれることは想像に難くない。

空気孔直後の流速のすきま方向の分布を示すと第1図の(a)の形から次第に(b)の形を経て最後に(c)

第 1 図

の放物線分布に移ることになる。第2報において詳述した(1)式においては、断熱変化の関係を用いる一方放物線分布をなす流速の場合の流量を近似するため、最大流速が音速 a でおさえられると考えてこれに係数 $2/3$ をかけておいた。しかしこの係数は後に報告した理論的考察⁽⁷⁾より上述のごとく流速分布が(a)(b)(c)の形にすきまに応じて変わるから $1 \sim 2/3$ の値をとるものと考えねばならず、さらに小さいすきまおよび低い導入空気圧力の状態においては果して臨界圧および音速の状態に達するかどうか問題となる。本研究における圧力分布の測定はこの点より平均軸受すきまを 60μ と小さく選び、空気圧力も低圧のところ測定した。第2図(a)(b)(c)はその実験結果で

第 2 図 (a)

第 2 図 (b)

第 2 図 (c)

測定方法は第2報の場合と同じく振子はかり型軸受試験機を用いて最小摩擦の状態に相應する圧力分布曲線を求めた。第3図に測定用プシュを示す。第2図にお

第 3 図

いて、(a)は導入空気圧力を 2.75 kg/cm^2 (ゲージ圧力)と比較的高く選んだ場合で、空気孔直後においてほぼ臨界圧 p_c に降下しているのがみられる。(b)は導入空気圧力を 0.9 kg/cm^2 とその臨界圧がほぼ大気圧にひとしいように選んだ場合で、圧縮性理論よりはこの場合においても空気孔直後で臨界圧すなわち大気圧まで降下するべきであるがそのような現象はみられない。このことは $p_0 = 1.1 \text{ kg/cm}^2$ とやや高く導入圧力を選んだ場合についても同じであつた。(c)は軸方向圧力分布の一例で、圧力は軸受端の流出部にて完全に大気圧と一致するものとみてよい。これは導入圧力 2.75 kg/cm^2 の場合にも同様に軸受端の出口圧力は大気圧まで降下していると考えてよい結果を得た。以上の事情は微小な軸受すきま内の空気の流動が、ただ単純に圧縮性流体の理論のみに依存し得ないものであり、今後の検討にまつところ多いことを示し、また圧力だけでなく流速についても空気孔近傍における軸受条件特に軸受すきまに左右されること大きく、粘性抵抗の増加にともない流速の最大値は音速より減ずるものと考えられる。

3. 摩擦係数

空気孔の影響を具体的定量的に検討するため、空気孔形状寸法をいろいろに変化させて摩擦係数を測定し同時に流量を測定した。

摩擦係数の測定は「高速度空気軸受の研究⁽⁸⁾」の場合と同じく balance beam method により、回転数は 3800 rpm で一定とした。これは 10000 rpm 以下においてさほど回転数の影響が認められなかつた上述の報告の研究結果に基く。空気孔は内径 20 mm 、軸受長さ 60 mm の試験用プシュの中央荷重負荷側に設け、幅 4 mm 、長さ 10 mm 、 20 mm 、 40 mm と軸方向の長方形に空気孔の長さを変えた場合と、直径を 4 mm 、 7 mm 、 10 mm 、 13 mm と変化した場合の

二系統について形状および寸法の影響を検討することとした。空気孔の面積としては両系統については増加の割合がひとしくなるごとく上記の寸法を選んだ。

また軸受長さ 40 mm の場合についても直径 4 mm および幅 4 mm 、長さ 20 mm の2種の空気孔について検討した。ここに空気孔の長さというのは長方形の両端に 2 mm の半径の丸味がついているが、その最大長をさしている。以上の試験用軸受を回転軸にはめた場合の平均すきまを直径差で示すと第1表のごとくである。空気孔径 4 mm と 7 mm および 10 mm と 13 mm の2組は同一軸受の空気孔をあけひろげたものである。すきまを 120μ 以上にとつたのは、 100μ 以下のすきまにあつては摩擦係数、最適空気圧力および流量が敏感にすきまの微小変化によつて影響され、したがつて空気孔の影響を正確に論ずることができないからである。

第 1 表

軸受長さ mm	空気孔寸法 mm	平均すきま mm
60	$d = 4, 7$	0.128
	$10, 13$	0.146
	$l = 10$	0.146
	20	0.123
	40	0.122
40	$d = 4$	0.139
	$l = 20$	0.136

ただし d =空気孔直径 l =空気孔長さ

第 4 図

実験結果は第4図、第5図(a)(b)(c)に示すごとくである。すなわち摩擦係数 μ と導入空気圧力 p_0 (ゲージ圧力)の関係は、先に発表せる実験⁽⁸⁾⁽⁹⁾の場合と同様に、第4図にみるような凹型曲線を示す。第4図は軸受長さ 60 mm 、空気孔 4×40 (幅 4 mm 、長さ 40 mm の長方形空気孔という意味で、以下同様

第 5 図 (a)

第 5 図 (b)

第 5 図 (c)

の記号法で長方形空気孔を表示することとする。)の場合であるが、空気孔の変化に應ずる摩擦係数の変化の傾向をみるため、最小摩擦係数の曲線をおおのの空気孔の場合より取上げると第5図のごとくなる。図中に記入した L は軸受長さ、 $\mu_{\min}$ は最小摩擦係数である。(a)図より空気孔径が 4, 7, 10 mm と増すにつれ $\mu_{\min}$ は次第に減少するが、13 mm まで増すとやや増加の傾向を示し、10 mm の近辺に最小値の存在することを示した。ちなみに 20 mm と空気孔径が軸受内径に等しくなるほど極端に大きな空気孔を設けた場合には摩擦係数は本試験器では測定不能なほど大きな値となつた。(b)図よりは空気孔の軸方向長さ l が 10, 20, 40 と増すにつれ、 $\mu_{\min}$ が減少することが認められる。とくにこのことは低荷重したがって低圧力のときに著しい。(c)図より $L=40$ mm の場合も例外でなく $l=20$ mm となると $\mu_{\min}$ が減少することがわかる。また(a)(b)両図を比較すると、空気孔としては軸方向に長く、 4×40 にとつた場合が、直径を大きくするより摩擦係数の減少には有効であることがわかる。細長い空気孔の方が穴を中心とした左右軸受端への空気流動が均等になり易く、左右端部に起り易い振動による金属接触を避け易く、したがって荷重支持の安定度が高まるためと考えられる。また、第5図(a)(b)および「高速度空気軸受の研究」⁽⁸⁾の実験結果に明瞭なごとく一般に導入空気圧力 p_0 の低圧の領域において、 p_0 が大きいほど $\mu_{\min}$ の値が小さくなるのは、高圧になるほど軸受内に分布した圧力空気層の微小振動に対する抗力が増すことと、空気の流動が明確に臨界音速の制御を受け流量したがって圧力分布に変動が少いためと考えられる。先の第2図(a)に示した $p_0=2.75$ kg/cm² 近辺の値が、ほぼこの領域を劃する位置にあると考えてよいと思う。

次に最小摩擦係数 $\mu_{\min}$ を与える最適空気圧力 $p_{\min}$ は、 q を軸受投影面積当り荷重にとつて $p_{\min}/q$ の比にして考えると、従来の実験結果と同じく、各試験用軸受についてほぼ一定値をとる。この一定値を

くらべると第6図のごとくで、空気孔径 d を変化させたうちでは 10 mm の場合が最も小さな $p_{\min}/q$ を与え、さらにそれよりも穴の長さ l を変化させた方が

第 6 図

より小さな $p_{\min}/q$ を得ることがわかる。空気孔面積の増加とともに、一般に $p_{\min}/q$ の値に減少をみるのは、空気孔における圧力はほぼ導入空気圧力 p_0 に等しく、したがって空気孔面積の増加とともに荷重負荷容量がますますたため、本実験によつてその限界が確かめられたものという。すなわちとくに空気孔径の増す場合には軸径の 1/2 に相当する 10 mm がその限界となり、軸方向長さを増す場合においても 20 mm 以上はさほど $p_{\min}/q$ の減少を見ないのである。

4. 空気流量

流量は中間タンクより軸受の空気孔に至る途中にオリ

第 7 図 (a)

第 7 図 (b)

フィス型流量計を設け、オリフィス前後の圧力差と大気圧室温の状態に換算した流量の関係をあらかじめガス・メータを用いて検定しておくことにより測定した。いま最小摩擦係数 $\mu_{\min}$ 、最適圧力 $p_{\min}$ に相当する流量を示すと第7図(a)(b)、第8図(a)(b)(c)のごとくである。流量の傾向は上述の(2)式に従うものと想像され、したがって空気孔周辺長さ、すきま、絶対空気圧力にほぼ比例するものである。今導入空気圧力は $p_{\min}$ の場合であるから、軸受は無偏心の作動状態にあると考えられ、

したがってすきまは各軸受について一定である。また $p_{\min}/q$ がほぼ一定値をとるという関係から、流量は空気孔周辺長さと絶対空気圧力の積にほぼ比例するので、荷重の増加に対しても流量は直線的増加を示すことになる。第7図の実験結果はこの傾向を示している。(b)図においてやや直線関係よりのずれを認めるのは、 $p_{\min}/q$ の値が荷重に応じて幾分変動を示した領域である。一般に空気孔周辺長さが増すにつれ流量の増加する傾向がみられるが、(b)図中の 4×20 の場合は例外で 4×10 の場合より流量少く、さらに 4ϕ の場合より少ない場合もある。これは第6図に示すごとく 4×20 の場合の $p_{\min}/q$ は 4ϕ および 4×10 の場合に比し著しく小さいためである。第8図は横軸を $p_{\min}$ (ゲージ圧力) に直した流量で、この図には第

第 8 図 (a)

第 8 図 (b)

第 8 図 (c)

7図よりもより顕著に2(式)の傾向がみとめられる。すなわち流量の測定値は(2)式が成立すると考えられる領域すなわち $p_{\min} = 2 \sim 3 \text{ kg/cm}^2$ 以上の領域において直線的に配列しその直線の延長はほぼ $p_{\min}$ の絶対値および流量が0となる点を通過する。この傾向はとくに $4 \text{ mm } \phi$ の場合に明確であるが、他の場合に見られる上述の傾向よりのずれもおおむね測定誤差の範囲を出でない。 $4 \text{ mm } \phi$ の場合にあつては(b) (c)両図を比較することにより流量が軸受長さの影響

を受けず等しいことが認められる。 4×20 の空気孔にあつてはやや差異が認められるが、これは $4 \text{ mm } \phi$ の空気孔が軸径、軸受長さに比し十分小さかつたのに比べ、軸受端面までの距離が 4×20 と空気孔長さが増すにつれ著しく軸受長さの影響を受けるためと考えられる。

いま、測定された流量をもとに空気孔直後における噴出流速を略算してみる。(1)式において $2\pi r_0$ の代りに空気孔周辺長さ s をおき、 h には平均軸受すきまの $1/2$ 、 a の代りに求める流速を考え、係数 $2/3$ は第1図(c)の流速分布に対応するものであるが本実験の軸受すきまは大きいから第1図(a)に近い流速分布をとることを考慮して係数を1とあらため、 γ_c は断熱変化と考えて求めれば容易に流速を求めうる。第9図

第 9 図

はその計算結果で、図中の各点は各軸受について求められた流速が荷重の値のいかにかわらずほぼ一定値を示したので、それらの平均値をもつて示した。第9図に示すのは $L = 60 \text{ mm}$ の場合であるが、 $L = 40 \text{ mm}$ の計算結果は $4 \text{ mm } \phi$ の空気孔に対し 310 m/s 、 4×20 の空気孔に対し 195 m/s 、また先述の圧力分布測定用軸受 $L = 100 \text{ mm}$ 、 $d = 3.6 \text{ mm } \phi$ の場合には 310 m/s の計算結果を得た。以上の結果よりみて回転軸径に比し十分空気孔径が小さい場合には流速が音速に達しており、(1)式を適用して理論的に流量を計算し得ることがわかるが、 $7 \text{ mm } \phi$ 以上に直径が増し、とくに空気孔長さが増すと急激に流速の空気孔周辺における平均値は減小し、(1)式をそのまま適用できない。このことは(1)式の基礎が粘性を考慮せぬもの(流速分布の形だけについて粘性を考えている)でありまた空気孔よりの流出が完全に放射状である十分な領域を必要としているから、空気孔反対側の軸受すきまに保持される空気圧力によって空気孔近辺の流動が制約され、円周方向への空気の十分な流出の望めない空気孔の長方形の場合にはとくに(1)式が成立しないこととなる。しかしながら先に述べたように荷重の変化したがって $p_{\min}$ の変化に対してはほぼ流速が一定を示す事実は、空気孔径が大となり空気孔長さが増してもその噴出流量が何らかの臨界値を有することを示しこの場合には空気孔よりの噴出流速は中央部円周方向に向つては低速で、空気孔の両端の軸受端に近接した位置のすきまへの流出速度が音速に達するものであり、空気の流動はこの部分の流速の制御を受けるもの

と考えられる。したがって流量に関する(2)式の傾向はこの場合にも適用できる。いま、(2)式の r_0 の代りに空気孔周辺長さ s を用い、 Q を cm^3/s にとつて式中の const. を決定し、新たに流量係数 C をかけることにすると

$$Q = 0.199 \times C \cdot s \cdot h \cdot p_0^{6/7} \dots\dots\dots (3)$$

ただし、 s, h は mm 、 p_0 は kg/cm^2 (絶対圧力)の単位にとる。 C についてはこれを二つに分け

$$C = C_1 \times C_2 \dots\dots\dots (4)$$

と考えると、 C_1 は軸受すきまに応じて変化し、その値は第1図に示すとき流速分布曲線の形に応じて1~2/3の値をとるもので、 C_2 は空気孔形状寸法に応じて変化するものとするのがよく、 C_2 は空気孔径が軸径の1/4以下であればほぼ1に等しく、それ以上になりまた長方形に長さが伸びると、本研究の範囲では空気孔の $7\phi, 10\phi, 13\phi, 4 \times 10, 4 \times 20, 4 \times 40$ に応じてそれぞれ0.9, 0.65, 0.65, 0.65, 0.5, 0.4の値にとるものである。かように条件に応じて C_1, C_2 の値したがって C の値を決定すれば(3)式により流量を正確に計算しうると考えてよい。ただし、前述の圧力分布の測定より考慮して空気孔直後において臨界圧に達しないと考えられる p_0 が $2 \text{ kg}/\text{cm}^2$ (ゲージ圧力)以下の場合には(3)式をそのまま適用できない。

5. 結 論

本研究によつて空気軸受内の空気の流動は、低圧の導入空気圧力の場合には空気孔直後における臨界圧音速の状態がやぶれ、また軸径に比し空気孔径が1/4以上になるか、空気孔が軸方向に長くなつた場合にも空気孔周辺のすべてにわたつて音速の状態に達しないことが明確となり、また流量の一般的な傾向は、空気孔径が大となり長方形に長くなつた場合にも(2)式で示される傾向が保持され、空気孔周辺長さ s と軸受すきまおよび導入空気の絶対圧力の三者の積にほぼ比例することが示された。

運転性能に関しては、摩擦抵抗を減ずるには空気孔を軸方向に細長く長方形にとるのが最も有効であるが長きに失すると流量が大に過ぎ、この点より制限を受ける。導入空気圧力に関しては、空気孔径および長さが増すほど少くともよい傾向を示すものである。

注:—

- (1) 昭和26年3月20日 第173回関西支部講演会において講演、原稿受付 昭和26年12月10日。
- (2) (3) 正員、京都大学。
- (4) (5) 学生員、京都大学。
- (6) 佐々木、森、機械学会論文集、17巻63号、16ページ(昭26)。
- (7) 「空気軸受の基礎理論」佐々木、森、昭和26年4月4日 第28期定時総会議演会において講演。
- (8) 佐々木、森、外2名、本論文集、51ページ。

621—231.221 : 621.833.01

互に接触しつつ運動する曲面の研究 第2報 応用論⁽¹⁾

太 田 勇 吉⁽²⁾

A Theory on Two Surfaces Moving Relatively and Keeping in Contact with Each Other. Part II, Applications

by Yūkiti OHTA

This report relates to some applications of the fundamental theory which has been expressed before by the author. One of them is that to gear forms. He has obtained a general solution of gear forms in space as that of skew gears and described several properties of those surfaces obtained, as those of slipping lines, normal surfaces and so on. Further he has obtained a solution to require two surfaces A and B under the condition that the locus of contact lines is given. Another application is to the generation of a surface cut by an edge and further by a surface in case such as thread milling or hobbing.

1. 前 書

第1報における一般理論は、歯形の切削、歯形の解法等の種々の場合に適用できる。本報ではそれらに対する2, 3の応用を述べる。一般論で既にのべたように、筆者の理論では、まず二つの曲面に固定した座標

軸間の座標変換式

$$x = l_1 \xi + m_1 \eta + n_1 \zeta + k_1, \quad y = l_2 \xi + m_2 \eta + n_2 \zeta + k_2, \quad z = l_3 \xi + m_3 \eta + n_3 \zeta + k_3 \dots\dots (1)$$

を求め、次にこの包絡面を求めるために接触条件式 $\varphi = 0 \dots\dots (2)$ を求めれば、後はこの関係を使つて公式に入れていけばよい。