ヘリングボーン溝付動圧気体軸受の軸受剛性に関する研究*

市 原 順 —*1

The Experimental Investigations for the Stiffness
of the Herring-Bone Grooved Gas Journal Bearings

Junichi ICHIHARA

Results are presented from an experimental investigation of the load and displacement characteristics of the Herring-bone Grooved Gas journal Bearings. The attitude and the bearing stiffness are measured for various rotations, clearances and groove depths, and the experimentally obtained characteristics are compared with the theoretically predicted characteristics. It is shown that the experimental results have good agreement with the theoretical prediction. But the tangential component of bearing stiffness is relatively larger than that predicted, so the herring-bone grooves are not so effective for pumping the fluid as the theoretical prediction indicates.

Key Words: Gas Bearing, Grooved Bearing, Stiffness

1. 緒 言

ヘリングボーン溝付動圧気体軸受は回転精度が高いということから種々の分野で使用されている。この軸受の解析法としては Vohr ら⁽¹⁾が行った無限溝数を仮定した方法がよく知られている。この解析によって軸受反力の半径方向成分 F_r 、接線方向成分 F_t を求めることができる。著者らはヘリングボーン溝付軸受を試作し、この軸受の軸受反力を測定した。特にヘリングボーン溝によるポンピング作用により、回転体自励振動 (Half-Frequency Whirl) の原因となるふれまわり励振力がどの程度減少するかを確認し、他の特性についても、計算結果と実験結果の比較を行い解析法の妥当性を検証した。

2. 主 な 記 号

R : 軸受半径
 D : 軸受直径
 L : 軸受幅
 L_b : 軸受間隔

m : 回転体質量

I_p : 回転体極慣性モーメント

I_t : 重心断面直径周りの慣性モーメント

Δ : ヘリングボーン溝深さ

H_0 : ヘリングボーン溝深さ比 $H_0 = 1 + \Delta/C_r$

C_r : 軸受半径すきま

α : ヘリングボーン溝幅比

β : ヘリングボーン溝吸入角

L_s : 非溝加工部の幅

P_a : 周囲気体圧力

μ, ρ : 作動気体の粘性係数, 気体の密度

ω : 回転体回転角速度

Λ : ペアリング数 $= 6\mu\omega(R/C_r)^2/P_a$

e : 回転体の並進変位

e_x, e_y : 回転体並進変位の X, Y 軸成分

e_{x1}, e_{y1} : 測定点 1 での X 軸および Y 軸方向回転体変位

e_{x2}, e_{y2} : 測定点 2 での X 軸および Y 軸方向回転体変位

F_{ex} : 回転体半径方向荷重

F_r : 軸受半径方向反力

F_t : 軸受接線方向反力

K_r : 軸受半径方向剛性

* 昭和 62 年 10 月 2 日 北陸信越支部信越地方新潟講演会において講演, 原稿受付 昭和 62 年 1 月 26 日.

*1 正員, (株)富士通研究所 (〒115 川崎市中原上小田中 1015).

K_t : 軸受接線方向剛性

ϕ : 回転体姿勢角

3. 実験装置および実験方法

測定に使用した軸受および、回転体の仕様を表1に示す。ここではヘリングボーン溝を加工された軸の周りを回転体が回転するアウトロータ形回転系を構成している。軸受の形状を図1に、回転体形状を図2に示す。回転体を5個、ヘリングボーン溝付軸受を10個、真円軸受を2個、それぞれ内径および外径が少しずつ異なるものを製作し、組合せにより種々の軸受すきまが得られるようにした。軸受の材料はTiC系統結合金、回転体材料は工具鋼(SK-3)で、両者の軸受面は焼入れ、研削加工後、ラッピングで仕上げており、真円度、円筒度とも $0.5\mu\text{m}$ 以下の精度を得ている。

回転体はエアタービンで駆動されるため、回転体両端部にタービンバケットが加工されている。また、回転体の内外径面の同心度は $0.5\mu\text{m}$ 以下で、スラスト軸受と対向する端面の軸受面中心軸に対する直角度は $1\mu\text{m}$ 程度に仕上げ、スラスト軸受反力によって回転体の運動が影響を受けないよう配慮している。

ヘリングボーン溝は両軸受端部に加工され、各軸受で1列当たり36本、計72本、エッチングで加工されており、製作した軸受の平均溝深さは $7\mu\text{m}$ から $22\mu\text{m}$ の間で変化させている。溝幅比、吸入角、非溝加工部比などの諸元は、ベアリング数 A が15のとき、軸受半径方向剛性がほぼ最大となるよう選択されており、各軸受端は周囲気圧に開放されている。

エッチング加工によれば加工コストが溝数に影響さ

れないので、無限溝数を仮定したVohrらの解析結果と比較するため、溝数は十分多くした。

平均溝深さ $12.4\mu\text{m}$ の軸受における溝深さの分布を図3に示す。回転体のバランシングは力検出形釣合い試験機を用い、各々の回転体で偏重心量にして $0.4\mu\text{m}$ 以下となるようにした。

図4に実験装置の概要を示す。軸受①は鉛直軸に設置されている。これは回転体②の自重の影響を避け、十分精度良くバランシングされた回転体を用いて、偏心0近傍の軸受反力を測定したいと考えたためである。

回転体の自重は静圧気体スラスト軸受③で支持するが回転体がこの軸受の角変位に対する剛性の影響を受けないよう1個だけ使用し、軸受剛性も小さく抑えている。また、この回転系では軸受の軸方向中心と回転体重心が一致するようになっている。

また、円弧形静圧気体軸受④を用いて回転体の重心に対応する位置に非接触で半径方向の荷重 F_{ex} を加えることができる。この円弧形軸受は静圧直進気体軸受⑤で支持され、さらに荷重変換器⑥に結合されているので、回転体に加えた荷重を精度良く測定できる。荷重の大きさは円弧形軸受への給気圧を制御することにより変化させることができる。なお、この円弧形軸受において、回転体の回転による動圧効果が生じ、大きな軸受接線方向力が働いた場合、回転体に働く荷重の方向は半径方向より外れ正確な荷重の測定が困難に

図1 試作ヘリングボーン溝付軸受

図2 試作回転体

表1 軸受および回転体諸元

Rotor	
Mass	0.26 kg
Mass Eccentricity	$< 0.4\mu\text{m}$
Dynamic Unbalance	$< 1.0 \times 10^{-8} \text{kgm}^2$
Bearings	
Number of Bearings	2
Bearing Width : L	19 mm
Bearing Diameter : D	22 mm
Radial Clearance : C_r	$6 \sim 16\mu\text{m}$
Bearing Span : L_b	25 mm
Groove Width Ratio : α	0.40
Groove Depth : Δ	$7 \sim 22\mu\text{m}$
Pumping Angle : β	30°
Length Ratio of Smooth Region : L_s/L	0.40
Number of Grooves / Bearing	72

なる。そこで円弧形軸受の軸受すきまを $0.4 \sim 0.6 \text{ mm}$ と大きくし動圧効果の発生を防止している。

回転体の変位は図に示すように、各軸受の中心に対応する位置（軸受間隔 $L_0 = 25 \text{ mm}$ 隔たっている）に、 X 軸、 Y 軸方向の変位測定用に 2 個、計 4 個の非接触変位計（ADE 社、マイクロセンス）⑦～⑩を配置して、回転体の変位姿勢、変位軌跡も測定できるようにになっている。これらの変位計による測定値をそれぞれ

$$e_{x1}, e_{x2}, e_{y1}, e_{y2}$$

とすると、回転体の並進変位の X 成分： e_x 、 Y 成分： e_y は次のように与えられる。

$$e_x = (e_{x1} + e_{x2})/2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$e_y = (e_{y1} + e_{y2})/2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

非接触変位計の出力には回転体測定面の傷、真円度などの影響がノイズとして混入している。本実験では

図 3 ヘリングボーン溝の深さ分布

図 4 軸受剛性測定装置

準静的な変位-荷重特性を測定することを目的としているので、このノイズ除去のため、変位計出力は遮断周波数 30 Hz の低域ろ波フィルタをとおして観測している。⑪は光電式回転計で回転数の測定を行う。また、軸受支持部、変位計支持部⑫の剛性は十分大きくし、測定誤差の混入を防止している。

4. 実験結果および考察

本実験では、もっぱら回転体の並進変位に対する軸受反力を測定することを目的としている。変位計の配置から角変位の測定も可能であるが、回転体に加える荷重は並進力であって、むしろ偶力を加えないよう注意しなければならない。図 5 は回転体に荷重 F_{ex} を加えた場合の二つの測定点での X 軸方向の変位 e_{x1} , e_{x2} , および両者の差 $(e_{x1} - e_{x2})$ の測定結果を示し、横軸は荷重、縦軸は変位である。ここに見られるように両測定点で回転体は同様な変位を生じ、 $(e_{x1} - e_{x2})$ はまったく変化しないので、荷重を加えたときの回転体変位が並進モードであることがわかる。

なお、本回転系はアウトロータ形であるので、遠心膨張による軸受半径すきま C_r の増加が回転数の上昇に従って生じ、溝深さ比 H_0 が変化し、また、ベアリング数 A も回転数に対して非線形となる。そこで、以下の実験においても遠心膨張によるすきまの変化量を計算し、諸量に対して修正を加えている。図 5 に付記する軸受半径すきま C_r , および溝深さ比 H_0 はこのような修正を加えた値である。

図 6 は荷重を加えた場合の回転体の並進変位を種々の回転数に対して測定した結果である。左側の図は、横軸が並進変位の X 成分 e_x 、縦軸が Y 成分 e_y で回転体の軌跡を示す。右側は縦軸が軸受 1 個あたりの荷重 F_{ex} 、横軸が並進変位の X 成分 e_x である。荷重- X 軸方向変位特性においては、全般に変位と荷重の関係は比較的線形である。回転体軌跡の測定結果から回転

図 5 荷重を加えたときの各部測定変位

体の姿勢角 (Attitude Angle) ϕ を知ることができる。

これは

$$\phi = \tan^{-1}(e_y/e_x) \quad \dots\dots\dots (3)$$

と与えられ、 X 軸と軌跡の成す角である。軌跡測定結果では、顕著ではないが、回転体偏心の増加とともに、姿勢角が減少する傾向が見られ、非線形性が現れている。荷重-変位特性も含めて考察すると、軸受反力は若干の非線形特性を持っているが、半径方向、接線方向で非線形性の傾向が異なるため、二つの測定結果に定性的な差が現れたものと思われる。いずれにしても、非線形性は少ししか現れず、これは特に軸受反力において、非線形性が大きく現れるほど回転体変位が大きくないためかと思われる。エアタービン駆動であるため、荷重を増加して回転体変位を大きくすると、摩擦力の増加で回転数が低下するので、あまり大きな変位を発生させることはできなかった。

荷重-変位特性、姿勢角から軸受反力の半径方向成分 F_r 、接線方向成分 F_t が次のように求められる。

$$F_r = F_{ex} \cdot \cos(\phi) \quad \dots\dots (4)$$

$$F_t = F_{ex} \cdot \sin(\phi) \quad \dots\dots (5)$$

さらに、軸受剛性の半径方向成分 K_r 、接線方向成分 K_t は次のように与えられる。

$$K_r = F_r/e \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$K_t = F_t/e \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$e = \sqrt{e_x^2 + e_y^2} \quad \dots\dots\dots (8)$$

このような測定結果をもとに、種々の溝深さ Δ 、軸受半径すきま C_r に対して、回転数を変えて、軸受剛性を測定した結果を図 7~10 に示す。ここで、軸受剛性、姿勢角などはなるべく荷重に対する変位の線形性が保たれている範囲で測定し、軸受 1 個当たりの値に換算してある。軸受半径すきまが変化するため、各回転数における軸受半径すきま C_r を計算し、軸受剛性は次のように無次元化している。

$$\bar{K}_r = K_r \cdot C_r / P_a L D \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\bar{K}_t = K_t \cdot C_r / P_a L D \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで P_a は軸受周囲圧力、 L は軸受幅、 D は軸受直径である。図に付記する軸受半径すきま、溝深さは非回転時の値であり、同時に示す軸受剛性に対する理論計算結果にも軸受すきま増加の影響が考慮されている。

なお、軸受接線方向剛性については回転体回転方向を正としている。

図 7 にはベアリング数の計算結果を、図 8 には溝深さ比の変化のようすを計算した結果も同時に示す。

遠心膨張のない系ではベアリング数は回転数に比例

図 6 回転体軌跡、および荷重-変位特性

するのに対して、ここでは両者に比例関係はなく、ある回転数以上でベアリング数が減少し始める。他の軸受諸元が同一であれば軸受半径方向剛性も同時に減少するが、測定例では、溝深さが比較的大きく、軸受すきまの増加によって溝深さ比 H_0 が軸受半径方向剛性を高めるように変化するため、それほど大きな軸受半径方向剛性の低下は生じていない。

どの例でも、軸受半径方向剛性 $\bar{K}_r$ の測定値は計算結果と比較的良好一致するのに対して、軸受接線方向剛性 $\bar{K}_t$ は、概して測定値のほうが大きくなる。これについては、バランシングを高精度に行っても若干の不釣り合い振動は生じており、この影響ということも考えられる。しかし、ベアリング数が小さい領域で、このような不釣り合い振動が生じている場合、軸受接線方向剛性はむしろ減少するはずであるので、測定結果は軸受固有の特性を表しているものと思われる。

軸受接線方向反力は回転体のふれまわり励振力とし

て働き、自励振動の原因となるので、理論的予測より軸受安定性の面で劣った特性が得られており、これはまたヘリングボーン溝のポンピング効果が予測より小さいことを示している。

図 11 には遠心膨張による軸受すきま変化のない場合の計算例を示すが、これと図 7~10 に示した結果を比較すると、軸受すきま変化により軸受半径方向剛性がより小さくなっていることがわかる。また、軸受接線方向剛性の測定値が、特に回転数の高い領域で、この計算例より大きくなっているのは、溝深さ比の減少の効果が大きいものと思われ、軸受接線方向剛性を減少させるために、溝深さ比をより大きくしたほうが良いものと思われる。

図 12 は真円軸受に対する同様な測定結果であるが、軸受接線方向剛性は、特に回転数の大きな範囲でヘリングボーン溝付軸受より大きく、予測より小さいもののヘリングボーン溝の効果は十分確認された。

図 7 回転数に対する軸受剛性(1)

図 9 回転数に対する軸受剛性(3)

図 8 回転数に対する軸受剛性(2)

図 10 回転数に対する軸受剛性(4)

図 11 回転数に対する軸受剛性 (理論計算)

図 12 回転数に対する軸受剛性 (真円軸受)

図 13 は溝深さ比と軸受半径方向剛性の関係を種々のベアリング数に対して示したもので理論計算結果も示す。測定値はばらついているものの、理論値と比較的良く一致する。軸受半径方向剛性の最大値を与える最適溝深さ比については、測定値のほうが理論値より約 23% 程度大きくなっている。

先の実験結果を含めて、理論値と実験値の間の差異の原因については、溝深さが個々の軸受でも少しばらついていること、個々の溝の断面形状の影響、溝数が有限個であることの影響なども考えられる。これらの点については十分な解析を行うことはできないが、いずれにしろ軸受設計時に若干の余裕を持たせることにより、許容できる誤差範囲にあると考える。

5. 結 論

ヘリングボーン溝付動圧気体軸受について、軸受反

図 13 溝深さ比に対する軸受剛性

力および、剛性を測定し、理論計算結果との比較を行った。これより、次のような結論を得た。

- (1) 軸受半径方向剛性については、実験値と理論値は良く一致するが、接線方向剛性については、実験値のほうが理論値より大きく、ヘリングボーン溝のポンピングの効果が理論解析ほど大きく働いていない。
- (2) 軸受半径方向剛性の最大値を与える最適溝深さは実験値のほうが理論値より少し大きくなる。
- (3) 理論値と比較して小さいものの、ヘリングボーン溝のポンピングの効果は十分認められ、真円軸受と比較して、ふれまわり励振力を発生させる軸受接線方向剛性は小さく、安定性の面で優れている。
- (4) 溝幅、吸入角などの他の軸受諸元について理論解析の妥当性を確認しなかったが、加工上、最も精度が出にくいと思われる溝深さについて、理論解析の妥当性がある程度確認できた。この結果、理論解析による設計が実用上十分な精度で行えるものとする。

文 献

- (1) Vohr, J. H. and Chow, C. Y., *Trans. ASME, Ser. D*, 87 (1965), 568.
- (2) 金子, 電々公社実用化報告, 21-9 (昭 47)。

討 論

〔質問〕 金子 礼三 (NTT 電子応用研究所)

ヘリングボーン溝軸受の溝形成側を固定し回転させる場合、溝形状のばらつきは回転面中心軸と固定側軸受面の中心軸のずれを生じさせる場合がある。例えば溝深さが円周のある方向とその反対方向で異なる固定軸に軸受を無負荷で回転させたとき、その回転中心は固定軸のランド部を結ぶ円の中心からずれる。これは、軸受の位置によってその部分における軸受反力が異なり、無負荷でありながらあたかも負荷が加えられたような挙動を軸受が示すと解釈できる。

報告者の実験において、

(1) 溝深さのばらつきは円周方向にランダムであったか、それともある方向性があったか、

(2) もし、後者であったなら、それは図6に示されるような軸心の微小な変位に対する影響はどの程度であるか、ご教示いただければ幸いである。

〔回答〕 (1) 軸受表面上の溝深さ分布の測定例を付図1に示す。

溝深さは軸受端に近いほど浅くなり、円周方向でも、ほぼ360°の周期を持って変化している。この傾向は試作したすべての軸受で見られ、溝深さのばらつきは円周方向および軸方向に関して方向性を持つ。これはエッチングという溝加工法に起因するものと考えている。

(2) 溝深さのばらつきに円周方向の方向性がある場合、溝加工部材が固定された系では軸受剛性が異方性を持ち、回転体は初期変位を生ずる。したがって、本実験結果は、ある初期変位点近傍でのX軸方向荷重に対する、X軸、Y軸方向増分変位を測定したことになり、初期変位点近傍での剛性を測定したことになる。この際、変位量が微小であることは、測定系のSNが十分であれば、初期変位の方向、大きさにかかわら

付図1 軸受面上、溝深さ分布

ず特に問題ではない。むしろ、初期変位量が大きいと、偏心零近傍の軸受剛性の測定という本報の趣旨からはずれ、また理論解析結果との対応がとれないことが問題である。

ところで、このような系で回転体軸受面が真円でない場合は回転体の挙動は振動的になる可能性がある。

しかし、著者らの経験によれば軸受面真円度が3 μm程度の回転体に対して、低速回転でも0.4 μm以下の回転精度が得られた。これは回転体の慣性の影響のほか、ヘリングボーン溝のポンピング、およびポテンシャル流れなどによる平均化の効果が現れた結果と考えられる。

同様な効果により、溝深さのばらつきによる初期変位量は十分小さいものと予想され、測定結果は偏心零近傍の値として良いと考える。また、上記のような振動については、回転体変位を低減る波フィルタを通して測定しており、変位量が微小でも影響はないと考えている。