静圧ジャーナル軸受の動作限界*

鈴木 邦夫** 稲崎 一郎*** 米津 栄***

Limiting Conditions of Hydrostatic
Journal BearingsKunio SUZUKI, Ichiro INASAKI
and Sakae YONETSU

In this paper the load-carrying capacity and the limiting conditions of the hydrostatic journal bearings are investigated considering the hydrodynamic effect. The hydrostatic journal bearing handled in this paper is capillary compensated and has four pads. The results obtained are as follows: (1) The load-carrying capacity calculated by the finite element method agrees well with the experimental results in the range where a negative pressure does not occur in the bearing. (2) The occurrence

of the unstable shaft vibration is closely related to the generation of negative pressure in the recess. The limiting condition of the generation of negative pressure is given by the eccentricity ratio and the speed parameter $S^* = D^2 \eta \omega / P_s c^2$. (3) The limiting condition becomes narrower as the land width increases. (4) The tilting of the shaft decreases the load-carrying capacity when the shaft is at rest. The load capacity, however, increases as the tilting angle increases when the shaft is rotating faster than a certain speed. (5) The stable region of the bearing performance decreases with the increase of the shaft tilting angle.

Key words: bearing, hydrostatic journal bearing, limiting condition, load-carrying capacity.

1. 緒 言

静圧潤滑方式は、相対滑り速度が極めて小さい領域においても大きな負荷能力を有し、摩擦損失が小さく、また良好な運動精度が得られ、その精度を長期間維持することが出来るなど軸受要素として多くの優れた特性を有している。しかし、軸が回転している場合のハイブリッド軸受としての挙動に関しては、まだ明らかにされていない点が多い。例えば、動圧効果が大きくなる高速回転域で軸受内に大気圧以下の負圧が発生すると、潤滑油中に気泡が発生し、軸受系の動作特性に影響を及ぼすようになる。このような負圧の発生は、例えば高い動的な剛性が要求される軸受系の場合には一つの動作限界と見なすことが出来る。さらに、静圧軸受においても、動圧軸受と同様にある回転数で軸が自励的な振動、いわゆるオイルホワールを起こし、これが高速回転の限界を与えることが知られている。従って、このような負圧の発生及び、オイルホワールの発生限界を明らかにすることは極めて重要なことであるが、この種の研究報告はほとんど見られないのが実状である。また、実際には組立て時の誤差、モーメントの作用等により、軸と軸受の中心線が

互いに平行でなくなる場合が多いと考えられ、このような軸傾斜の影響は、今日、静圧軸受の設計上問題とされているものの一つである。

本研究では、軸の回転に伴う動圧効果を考慮した静圧ジャーナル軸受の負荷容量特性、負圧の発生及びオイルホワールの発生による動作限界及び軸傾斜の影響について検討を行い、軸受の安定な動作領域を明らかにすることを目的とした。本研究で使用した静圧ジャーナル軸受は、円周面にリセス4個を有し、前絞りとして毛細管を用いた定圧力作動方式の4マルチパッド型である。

2. 負荷容量特性の検討

2.1 負荷容量の式

まず、動圧効果を考慮した静圧ジャーナル軸受の負荷容量特性を明らかにする。有限要素法(FEM)による数値解析の結果、負荷容量の偏心方向成分 F_r と接線方向成分 F_t (図1参照)は、近似的に次式で与えられることが著者らの一部によって示されている¹⁾。

$$F_r = BDP_s f_r \quad (1)$$

$$F_t = BDP_s S^* f_t \quad (2)$$

ここで、 B : 軸受幅 (mm)、 D : 軸受直径 (mm)、 P_s : 供給圧力 (Pa)。

また、 S^* をスピードパラメータと名付け、動圧効果の程度を表す無次元量として次式で定義した。

$$S^* = \frac{\eta \omega}{P_s \left(\frac{C}{D}\right)^2} \quad (3)$$

ただし、 η : 潤滑油粘度 (Pa·s)、 ω : 軸の回転角速度

* 原稿受付 昭和54年4月7日。昭和53年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和53年10月5日)および昭和54年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和54年10月9日)にて発表。

** 学生会員 慶応義塾大学工学部(横浜市港北区日吉3-14-1)

*** 正会員 慶応義塾大学工学部

図1 軸受系の力のつりあい

(rad/s), c : 平均半径すきま (mm).

f_r, f_t は, 軸受形状, 設定圧力比 $\bar{P}$, 偏心率 ϵ , 偏心方向 θ で定まる無次元量で, 例えば有限要素法等の数値解析法によって求められる. 式 (1), (2) より無次元負荷容量は次式で表せる.

$$\frac{F}{BDP_s} = \sqrt{f_r^2 + (S^* f_t)^2} \quad (4)$$

ここで, F は負荷容量である. また, 負荷の作用方向から偏心方向を示す角度は次式で与えられる.

$$\theta = \tan^{-1} \frac{F_t}{F_r} = \tan^{-1} \frac{S^* f_t}{f_r} \quad (5)$$

本研究で対象とした軸受形状及び寸法を 図2 に示す. ここで, i, j, k は軸受形状を表す無次元パラメータで以下のように定義されている.

$$i = \frac{b}{B}, \quad j = \frac{l'}{\pi D}, \quad k = \frac{l}{\pi D j} \quad (6)$$

2.2 実験装置及び実験方法

実験装置主要部の概要を 図3 に示す. 実験装置本体と駆動用モータは定盤上に設置されており, 軸と駆動用無段変速モータはコイルばねを用いたカップリングで連結されている. 軸は円すいころ軸受によって支持され, 実験用の静圧ジャーナル軸受は, 両側面を静圧スラスト軸受で支持されており, 負荷は静圧ジャーナル軸受に加えられた. 負荷は, 軸受本体をワイヤロープを介して鉛直上方へ引き上げることによって加え, ワイヤロープに取付けられた引張荷重用荷重変換器によって測定した. 軸回転速度は非接触式の回転計により測定し, 軸受すきまはジャーナル軸受内に互いに直角を成して埋め込まれた2個のうず電流式変位計により測定された. また, 潤滑油は定圧力油圧ユニットから供給され, 潤滑油温度はジ

$$i = 0.7333, \quad j = 0.8382, \quad k = 0.6962$$

$$B = 120 \text{ mm}, \quad D = 120 \text{ mm}, \quad b = 88 \text{ mm}, \quad b' = 16 \text{ mm}, \quad l = 55 \text{ mm}, \\ l' = 79 \text{ mm}, \quad l_r = 12 \text{ mm}, \quad \alpha = 15.25^\circ, \quad S_r = 8 \text{ mm}, \quad c = 0.11 \text{ mm}$$

図2 軸受形状及び寸法

図3 実験装置主要部の概要

ャーナル軸受内の毛細管直前と排出側に挿入した C-C 熱電対により測定した. さらに, リセス圧力は各リセス内に挿入された圧力変換器により測定し, ジャーナル軸受及びスラスト軸受の供給圧力は, プルドン管式圧力計により測定した.

実験中は, 軸の回転速度, 負荷の作用方向 Ω 及びジャーナル軸受の供給圧力 P_s を一定としておき, 軸受の負荷を徐々に上げていき, 各リセス圧力, 軸心軌跡の測定を行った. 軸心軌跡は, 軸受すきまを X-Y レコーダに記録することによって求めた.

2.3 実験結果及び考察

軸が回転している場合のスピードパラメータ S^* と無次元負荷容量の関係について, 理論値と実験値の比較をし, 式 (4) の妥当性を検討した結果を 図4 に示す. これより理論値と実験値は比較的良く一致していることがわかる. 図5 は, 軸心軌跡の理論値と実験値の比較を示している. 図中には, 有限要素法によって圧力分布を計算し

図4 スピードパラメータと無次元負荷容量の関係

図5 軸心軌跡

て求めたランド部分に負圧が発生する限界も示してある。理論値は負荷の増大とともに負荷の作用方向から離れるように偏心しているのに対して、実験値はランド部分に負圧が発生する付近で折れ曲がり、負荷の作用方向に近づくように偏心している。理論値と実験値が一致しなくなる原因としては、反負荷側のリセス圧力が負圧から大気圧となることによって負荷容量が低下すること、潤滑油膜の圧力が部分的に大気圧以下となることにより潤滑油膜中に気泡が発生し、この気泡によって潤滑油粘度が低下して動圧効果による負荷容量成分が減少することなどが考えられる。

以上、軸受内に負圧が発生しない領域では、式(4)の妥当性が確認された。すなわち実際上は、供給圧力を大きくしてパラメータ S^* を小さくし、軸受内に負圧が発生することを避ければ、式(1)~(5)によって静圧ジャーナル軸受の負荷容量特性が記述されると考えてよいであろう。

図6 不安定振動の様子

3. 負圧の発生及び不安定振動の発生による動作限界の検討

3.1 実験方法

軸受の負荷及び軸の回転速度を一定としておき、ジャーナル軸受の供給圧力をほぼゼロとなるまで徐々に下降させていき、軸受系の不安定振動が発生する過程の供給圧力、各リセス圧力、軸心軌跡の測定を行った。また、振動の発生点は、X-Y レコーダ上に表された軸心軌跡から判定した。

3.2 実験結果及び考察

3.2.1 不安定振動の発生状況

供給圧力をゆっくりと下降させていった時に、軸受が不安定振動を起こすまでの様子を図6に示す(実際の軸受構造では軸の振動となる)。供給圧力が下降するのに従い偏心率は増大し、やがて軸心軌跡が大きく折れ曲がる付近から微小な振動(振幅 $5\mu\text{m}$ 以下)が生じ、さらに供給圧力が下がると大振幅の振動が生じているのが認められる。図中には、十分に成長した振動の様子をオシロスコープで撮影した結果も示されている。また、振動の周期はほぼ 1s であった。図7は、リセス内に挿入した圧力変換器の出力及び軸心軌跡の垂直方向及び水平方向成分を電磁オシログラフに描かせたものである。まず、リセス1の圧力とリセス3の圧力の振動が見られ、続いてリセス3の圧力が負圧から大気圧へ急激に変化し、その後リセス2の圧力が激しい振動を生じているのが認め

図7 供給圧力下降時のリセス圧力振動と軸受の振動

られる。更に、これらリセス圧力の振動と軸受系の微小振動の発生とがほぼ対応していることがわかる。これらの結果から、静圧ジャーナル軸受で発生する軸受系の微小な振動は、軸受内に負圧が生ずることによって発生する気泡が原因となったリセス圧力の振動に伴うものであると考えられる。また、リセス3の圧力が負圧から大気圧へ変化した後に生ずる激しい振動は、自励的な不安定振動であると考えられる。

さて、振動の発生過程を更に明確にするため、リセス圧力の振動及び軸受系の振動振幅の変化を供給圧力に対して表したものが図8である。まず負荷側リセス圧力 P_{r2} が供給圧力以上となり、反負荷側リセス圧力 P_{r4} が負圧となった後に、気泡の発生によって引き起こされる

図8 リセス圧力の変動及び振動振幅と供給圧力の関係

リセス1とリセス3の圧力振動及び軸受系の微小振動が起り、ほぼ同時にリセス3の圧力が負圧となっている。このとき、負荷側リセスでは潤滑流体の毛細管への逆流が生じていると考えられる ($P_{r2} > P_s$)。さらにリセス3の圧力は下降するが、ある時点からエアレーション、あるいは空気の吸込みによって急激に大気圧まで上昇し、同時に偏心率も大きく変化し、その直後に軸受系の不安定振動と負荷側リセスの圧力振動が発生している。このような現象は、行った実験のほぼすべての動作条件

においても成立することが確認された。

3.2.2 リセス内の負圧発生及び振動の発生限界

リセス圧力が負圧となる動作領域では、静圧ジャーナル軸受系は不安定な挙動を示すことが前節で述べた実験結果から明らかにされた。そこで次にはこのような領域を明らかにする必要がある。図9は、リセス4の圧力が負圧となる領域を、偏心率とスピードパラメータに対して表したものである。実線は、負圧の発生限界をPeekenの方法²⁾によって理論的に計算したものである。実測値と計算値は比較的良く一致している。図9の結果から、負圧の発生限界は軸受形状が決まれば、偏心率とスピードパラメータによってほぼ決定されることが明らかである。このような領域を、ランド幅が3倍、5倍となるような3種類の軸受形状について求めたものが図10である。ランド幅が広いほど、リセス内に負圧が発生しやすくなっている。

次に、気泡の発生が原因となって引き起こされる軸受系の微小な振動及び自励的な不安定振動の発生限界を、偏心率とスピードパラメータに対して表したものを図11に示す。微小振動の発生限界は、図9のリセス4の負

図9 リセス4の負圧発生限界

図10 負圧の発生限界に及ぼす軸受形状の影響

圧発生限界とはほぼ一致し、このことは軸受系の微小振動がリセス内に負圧の発生する限界付近で起こることを明らかに示している。

以上のような検討を、負荷の作用方向 Q が油みぞ方向の場合 ($Q=0^\circ$) にも同様に行った結果、負荷の作用方向がリセス方向の場合に比べて、同一の軸受形状、動作条件においてはリセス内に負圧が発生しやすく、また軸受系の振動も起こりやすいことが確認された。従って、負荷の作用方向 Q は、これがリセス方向となるようにした方が負圧発生等による軸受の動作限界からは望ましいといえる。

4. 軸傾斜の影響

通常、静圧ジャーナル軸受は、軸と軸受の中心線が互いに平行な場合を想定して設計されるが、実際には軸は傾斜し、非平行状態となる場合が多いと考えられる。そこで、このような軸の傾斜の影響を実験的に明らかにした。

まず、軸の回転速度、軸受の負荷、負荷の作用方向及び供給圧力を一定に保った後に、軸受本体にモーメントを加えて軸受を傾斜させ、前節と同様な実験を行った。

軸傾斜時の無次元負荷容量と軸受中心における偏心率 ϵ_m の関係を図12に示す。軸が静止している場合には軸傾斜の増大に伴って負荷容量は減少する。しかし、軸の回転速度が増加するに従ってこの関係は逆転する。これはランド部分の動圧効果による影響が主な原因であると考えられる。図13は、軸傾斜時に反負荷側のリセス圧力 P_{r4} が負圧となる領域を、軸受中心における偏心率とスピードパラメータに対して表したものである。ここでは、軸傾斜の増大に伴い負圧が発生しやすくなっている。次に、軸受系の微小な振動及び自励的な不安定振動の発生限界を軸受中心における偏心率とスピードパラメータに対して表したものを図14に示す。軸が傾斜することによって、軸受系の微小振動は起こりやすくなってい

図11 軸受系の微小振動及び不安定振動の発生限界

図12 軸傾斜と総合負荷力の関係

図13 負圧発生限界(軸傾斜の影響)

る。従って軸の傾斜は、これが大きくなると動圧効果による軸受内の負圧が発生しやすくなり、また軸受系の微小振動も起こりやすくなるため、できるだけ小さくする注意が大切である。

図 14 軸受系の微小振動及び不安定振動の発生限界 (軸傾斜の影響)

5. 結 言

毛細管補償要素を用いた 4 マルチパッド型静圧ジャーナル軸受について、動圧効果を考慮した負荷容量特性、動作限界及び軸傾斜の影響について検討した。得られた結果を要約すると次のとおりである。

- (1) 軸受内に負圧の発生しない領域で、静圧ジャーナル軸受の負荷容量特性を与える簡便な式の妥当性を確認することができた。
- (2) 軸受系の不安定振動の発生等、静圧ジャーナル軸受の動作限界はリセス内に負圧が発生しはじめる動

作条件とすることが適切で、その限界は、偏心率とスピードパラメータ $S^* = D^2 \eta \omega / P_s c^2$ によって与えられる。

- (3) ランド幅が広くなるに伴い、また負荷の作用方向が油みぞ方向となるに従い、上述の動作限界は狭まる。
- (4) 軸が静止している場合、軸傾斜の増大に伴い負荷容量は減少する。しかし、軸の回転速度が増加するに従ってこの関係は逆転する。
- (5) 軸が傾斜することによって、軸の正常な動作領域は狭まる。

最後に、本研究を行うにあたり、熱心に御協力いただいた、当時本大学学部生、塚田功、竹田高寛、赤羽史明、飯田嘉孝氏に感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) I. Takahashi, I. Inasaki & S. Yonetsu: Analysis and Optimization of Hydrostatic Journal Bearings Using the Finite Element Method, Bull. JSPE, **12**, 1, (1978) 33.
- 2) H. Peeken: Hydrostatische Querlager, Konstruktion, **16**, Ht. 7, (1964) 266.