スイングパッド軸受の動特性*

(第2報, 軸受形状パラメータが軸受係数に与える影響)

岩本 勝美^{*1}, 堀 幸夫^{*2}

A Study on the Dynamic Characteristics of Swing Pad Journal Bearings

(2nd Report, Effects of Bearing Shape Parameters on Oil Film Coefficients)

Katsumi IWAMOTO and Yukio HORI

Swing pad journal bearings have many parameters which prescribe the shapes of bearings, because the shapes of the bearings are complicated. These parameters affect dynamic bearing coefficients of swing pad bearing. In this paper, the influence of each parameter on the spring damping coefficients of swing pad bearings for vertical shafts are presented.

Key Words: Swing Pad Journal Bearings, Dynamic Characteristics, Vertical Shaft, Bearing Shape Parameters

1. 緒 言

スイングパッド軸受は、パッドの支持部が何枚かのゴム層と金属板の積層構造からなる軸受で、軸が回転すると、軸とパッドの間にできる油膜の力によってパッドが傾斜し、負荷を支持できるような油膜形状が自動的に形成されるという特性を有している。前報では簡単化のために図1のように1層のゴムを有するスイングパッドジャーナル軸受を考え、この軸受を垂直軸に適用した場合の動特性について、軸に対するパッドの予圧係数を4種類に変えて数値解析を行った。なお、ゴム層が複数枚になってもスイングパッド軸受の動特性は、定性的にはあまり変わらないものと考えられる。スイングパッド軸受は形状が複雑であるために、軸受形状を規定するパラメータの数も多い。本研究では、軸受形状パラメータを数種類とり、これらが軸受係数(通常の油膜係数と異なり、油膜部と弾性体部とを合わせて考えた係数)に与える影響について、前報同様1層のゴムを有するスイングパッドジャーナル軸受を垂直軸に適用した場合について、数値解析を行い

検討を行った。

2. 解 析

対象とした軸受形状パラメータは、軸受係数に影響

L : パッド長さ C : 軸受半径すきま
 t_E : ゴムの厚さ R_J : ジャーナルの半径
 R_D : パッド軸受面の曲率半径
 R_B : パッド裏面の曲率半径
 A : パッド裏面の曲率中心とパッド軸受面の曲率中心との距離

図1 パッドおよび支持用ゴムの形状

* 昭和63年8月24日 第951回講演会において講演, 原稿受付 昭和62年6月13日.

^{*1} 正員, 東京商船大学 (〒157 東京都江東区越中島2-1-6).

^{*2} 正員, 東京大学工学部 (〒113 東京都文京区本郷7-3-1).

を与えると考えられる5種類, すなわち, ゴムの厚さ t_E , パッド裏面の曲率半径 R_b , パッド裏面の曲率中心とパッド軸受面の曲率中心との距離 A , 軸受の幅径比 L/R_p およびすきま比 C/R_p である。ただし図2以下の図では, t_E , R_b , A の諸量もパッド軸受面の曲率半径 R_p との比で示しておいた。また計算は次の条件下で行った。

幾何学的予圧係数 $= 1 - (R_b - R_j) / (R_p - R_j) = 0.5$

パッドの開き角度 $= 80^\circ$ ここで R_b : 軸受半径

パッド数 $= 4$ 枚 $R_p = 0.05$ m

$A = 0.02, 0.025, 0.03$ m (図2: $t_E = 0.01$, $R_b = 0.04$ 一定)

$R_b = 0.04, 0.045, 0.05$ m (図3: $A = 0.03$, $t_E = 0.01$ 一定)

$t_E = 0.005, 0.01, 0.015$ m (図4: $A = 0.03$, $R_b = 0.04$ 一定)

図5, 図6は $A = 0.03$, $t_E = 0.01$, $R_b = 0.04$ 一定として計算を行った。

なお, L/R_p については, 前報でも検討を行ったが, 他のパラメータとの比較のために本報にも示しておく。ゴムのヤング率は, 軸受係数に影響を与えると考えられるが, 前報で示した変数 Λ の式に含まれるので, ここでは検討を行わなかった。

解析方法は前報と同様で, 弾性体の変形についてはポアソン比が0.5の場合にも適用できるヘルマンの汎関数を使用し三次元の有限要素法によって, また, 油膜部はレイノルズ方程式を二次元の有限要素法によって解析した。

3. 結果および考察

図2から図6までは, 変数 Λ と無次元軸受係数(無次元ばね係数, 無次元減衰係数)との関係を示したものである。無次元軸受係数と変数 Λ は次式によって表される。

$$K^*_{ii} = \frac{C^3}{6\mu\omega R_p^3 L} K_{ii} \quad (i, j = x, y)$$

図2

$$C_{ii}^* = \frac{C^3}{6\mu R_p^3 L} C_{ii} \quad (i, j = x, y)$$

$$\Lambda = \frac{6\mu U R_p^2}{G C^3}$$

ここで,

$G = E/2(1+\nu)$: ゴムのせん断弾性係数

U : ジャーナルの周速度

μ : 油の粘性係数

E : ヤング率

ω : 軸回転角速度

ν : ポアソン比

3.1 パッド裏面の曲率中心とパッド軸受面の曲率中心との距離 Λ スイングパッドジャーナル軸受では一般に軸受面の曲率中心とパッド裏面の曲率中心とが異なるために、パッド軸受面に発生した油膜力によるゴム部の変形は Λ によって異なってくると考えられる。図 2(a)~(d) は Λ をパラメータとした場合の Λ と軸受係数との関係を示したものである。同じ Λ

で比較した場合 Λ が大きいほど、無次元ばね係数の非連成項および無次元減衰係数は大きくなっていることがわかる。しかし、他のパラメータに比較すると Λ の変化による無次元軸受係数の変化は小さい。これはこの例では Λ がゴム部の形状あるいはゴム部と油膜部との相対的位置関係に与える影響が小さいためであると考えられる。

3.2 パッド裏面の曲率半径 R_b ゴム部の変形はパッド裏面の曲率半径によって異なると考えられる。図 3(a)~(d) は R_b をパラメータとした場合の Λ と軸受係数との関係を示したものである。同じ Λ で比較した場合 R_b が大きいほど、無次元ばね係数および無次元減衰係数は大きくなることがわかる。また無次元ばね係数の非連成項と連成項を比較した場合、 R_b の変化に伴う無次元ばね係数の変化は連成項のほうが大きくなっている。無次元減衰係数の非連成項と連成項とを比較した場合は、 R_b の変化に伴う無次元減衰係数の変化は非連成項のほうが大きくなっている。

図 3

る。そして、またパラメータ R_0 による無次元軸受係数の変化はパラメータ A による変化よりも大きいことがわかる。これは A よりも R_0 のほうがゴムの形状

および油膜部とゴム部との相対的位置関係に与える影響が大きいことを示すと考えられる。

3・3 ゴムの厚さ t_E ゴムの厚さによってゴムの

図 4

図 5

変形は異なる。また、ゴムの厚さによって、ゴムと金属パッドおよびゴムと支持金属との接着による拘束の影響が異なってくる。図4(a)~(d)はゴムの厚さ t_E を

パラメータとした場合の Λ と軸受係数との関係を示したものである。同じ Λ で比較した場合 t_E が小さいほど、無次元ばね係数および無次元減衰係数は大きく

(c)

(d)

図 5

(a)

(b)

(c)

(d)

図 6

なっていることがわかる。これは、ゴムと金属との接着による拘束の影響、つまり、ゴムの変形に対する拘束がきびしくなり、また、ゴムの厚さがうすいこと自体によって、ゴムが硬くなったと同じ効果を持つためであると考えられる。また、他のパラメータによる無次元軸受係数の変化量と t_E による無次元軸受係数の変化量とを比較した場合、 t_E による変化量が最も大きいことがわかる。

3・4 軸受の幅径比 L/R_p L/R_p による無次元軸受係数の比較は前報でも述べたが、他のパラメータとの比較のために本報でも示しておいた。図 5(a)～(d)は L/R_p をパラメータとした場合の Λ と無次元軸受係数との関係を示したものである。同じ Λ で比較した場合、 L/R_p が大きいほど、無次元ばね係数および無次元減衰係数は大きくなることわかる。これは、 L/R_p が大きくなるほど、ゴムと金属との接着によるゴムの変形に対する拘束が大きくなるためであると考えられる。

3・5 軸受のすきま比 C/R_p 図 6(a)～(d)は C/R_p をパラメータとした場合の Λ と無次元軸受係数との関係を示したものである。同じ Λ で比較した場合 C/R_p の値が大きいほど、無次元軸受係数は大きくなることわかる。ただし、有次元の軸受係数は C/R_p が小さいほど大きくなる。無次元ばね係数の Λ による変化は C/R_p が大きくなると、小さくなり、また、非連成項と連成項との差が小さくなることわかる。無次元減衰係数の非連成項と連成項を比較した場合、 $C/$

R_p が大きくなると非連成項が連成項より大きくなることわかる。

4. 結 言

スイングパッドジャーナル軸受を垂直軸に適用した場合に、軸受形状パラメータを5種類とり、これらの値が無次元軸受係数にどのような影響を与えるかについて検討を行った結果、計算の範囲内で、次のようなことがわかった。

(1) パッド裏面の曲率中心とパッド軸受面の曲率中心との距離 A が大きいほど、無次元ばね係数の非連成項と無次元減衰係数とが大きくなる。

(2) パッド裏面の曲率半径 R_p が大きいほど、無次元軸受係数は大きくなる。

(3) ゴムの厚さ t_E が小さいほど無次元軸受係数は大きくなる。

(4) 軸受幅径比 L/R_p が大きいほど、無次元軸受係数は大きくなる。

(5) 軸受すきま比 C/R_p が大きいほど、無次元軸受係数は大きくなる。

(6) スイングパッドジャーナル軸受の形状パラメータの中では、ゴムの厚さおよび軸受半径すきまとパッド軸受面の曲率半径との比が無次元軸受係数に大きな影響を与える。

文 献

- (1) 岩本・堀, 機論, 54-499, C (昭63), 661.

討 論

〔質問〕 原 田 正 躬 [埼玉大学工学部]

複雑な計算を遂行されていることに敬意を表す。以下の点について、お伺いしたい。

(1) 140 ページ左欄 8～16 行めで与えられている $R_p=0.05\text{ m}$, $R_b=0.04\text{ m}$ を、幾何学的予圧係数 $= (R_b - R_j)/(R_p - R_j) = 0.5$ に適用して、 R_j を算出すると、 $R_j=0.03\text{ m}$ になり、軸がパッドの曲率にくらべて細すぎるように思われる。計算例が通常の軸受の場合とかけ離れているように思われるが、いかがか。

(2) 上記の R_j を用いると、 $C=R_p-R_j=0.02\text{ m}$, $C/R_p=0.4$ になる。 C/R_p の値が大き過ぎるうえに、図 6 に示されている計算例とは異なっているが、この点どのようにお考えか。

〔回答〕 (1) 幾何学的予圧係数のところで書かれている R_b は軸受半径を示しているが、他のところで書かれている R_b はパッド裏面の曲率半径を示している。このため、幾何学的予圧係数のところの R_b は R_p と書きかえなければならない。また、この係数を 1 から引いたものが正しいものである。つまり、

$$\text{幾何学的予圧係数} = 1 - \frac{(R_b - R_j)}{(R_p - R_j)}$$

となる。指摘された R_j の値は 0.03 m ではなく、 R_p から C を引いたものになる。

(2) (1) に書いたように R_j の値は 0.03 m ではないので C/R_p が指摘のように大きくなることはない。