スイングパッドジャーナル軸受の力学的静特性*
(設計パラメータ)岩本 勝美^{*1}, 田中 健太郎^{*1}Static Characteristics of Swing Pad Journal Bearings
(Design Parameters)Katsumi IWAMOTO^{*2} and Kentaro TANAKA^{*2} Department of Mechanical Engineering, Tokyo University of Marine Science and Technology,
2-1-6 Etchujima, Koutou-ku, Tokyo, 135-8533 Japan

Swing pad journal bearings consist of several segmented pads supported by curved laminates of rubber and metal. The pads swing and tilt because of the radial and circumferential deformation of rubber layer due to the hydrodynamic pressure in the oil film and also the frictional force. This type of bearing is expected to form a superior converging wedge in the oil film if the suitable values of design parameters is properly selected. Therefore, in the design of swing pad journal bearing, many parameters must be considered. The present paper evaluates such design parameters as the preload factor, the number of pad and pad configuration in simplified swing pad journal bearing whose pads are supported by a single layer of rubber. As the results, the swing pad bearing with lower preload factor and fewer number of pads is found to have superior performances. Furthermore, pad configuration and bearing temperature is found to affect the static characteristics in swing pad journal bearing.

Key Words: Tribology, Lubrication, Swing Pad Journal Bearing, Preload Factor, Number of Pad, Pad Configuration, Temperature of Bearing

1. 緒言

スイングパッドジャーナル軸受では、パッド支持ゴムの弾性変形によりパッドは半径方向、回転方向に変位する。これらの変位により軸回転方向に先せばまりのすきまができ、流体潤滑膜を容易に形成できると期待される。また、スイングパッドジャーナル軸受で支持した軸につり合い振動が生じる場合、ゴムの振動減衰作用により振動振幅の減少が期待される。しかし、従来型のスイングパッドジャーナル軸受はパッドの支持構造が複雑で製造工程が多く、製造コストが高くなる欠点がある。そこで本研究では、図1に示す単層のゴムで金属製の軸受パッドを支える簡単な構造のスイングパッドジャーナル軸受を考案した。前報⁽¹⁾ではこの簡単化したスイングパッドジャーナル軸受を水平軸

Fig.1 Swing pad journal bearing analyzed

に適用した場合の静特性の解析方法を示し、軸受負荷容量、最小油膜厚さおよび偏心角に対する軸受形状の影響について考察を行った。また、前報⁽¹⁾では、このスイングパッドジャーナル軸受を適用した場合のばね係数、減衰係数を求め、更に、軸系の不安定振動が生

* 原稿受付 2003年9月5日。

^{*1} 正員, 東京海洋大学海洋工学部(〒135-8533 東京都江東区越中島2-1-6)

E-mail: iwamoto@e.kaiyodai.ac.jp

じ始める閾値である安定限界速度および不つり合い振動による軸の応答振幅を求め、考察を行った。本論文では、簡単化したスイングパッドジャーナル軸受において、軸受予圧係数、パッド枚数、パッド形状および軸受温度の力学的静特性への影響について考察を行う。

2. 解析方法

一般に、セグメントタイプの軸受の力学的特性は個々のセグメントの油膜厚さ、油膜圧力、油膜反力を求め、それらの結果から軸受全体の特性を求める。個々のパッドにおける特性の解析は、パッドおよびパッド支持ゴムの弾性変形を決定する構成方程式、パッドと軸との間に生じる油膜部の力学的特性を決定するレイノルズ方程式を連立して解くことにより行う。尚、軸受支持金は剛体として扱う。パッド支持ゴムのポアソン比はほぼ0.5であり、パッド部の弾性変形を求める場合、従来よく使用される最小ポテンシャルエネルギー法では解析誤差が大きくなるので、この方法は使用できない。そこで、本研究ではゴムのポアソン比を0.5とし、この場合にも適用できるヘルマンの導いた汎関数を用いた有限要素法を使用する。また、油膜部の解析はレイノルズ方程式を離算値化し、ニュートンラプソン法を適用して収束計算を行う。

本研究で考察対象としたスイングパッド軸受の形状パラメータは予圧係数 M_b 、パッド枚数、パッド支持ゴムの形状を与える A/R_p 、 R_b/R_p 、 t_e/R_p および軸受幅径比 L/R_p 、軸受すきま比 C_p/R_p である。ここで、前述のパラメータ中の変数は図2に示される軸受形状寸法であり、 L は軸受長さ、 R_p はパッド潤滑面の曲率半径、 R_b はパッド裏面の曲率半径、 A はパッド潤滑面の曲率中心とパッド裏面の曲率中心との距離、 t_e はパッド支持ゴムの厚さ、 C_p はパッド半径すきまをそれぞれ示す。予圧係数 M_b は軸に対するパッドの幾何学的予圧量を示す係数で、以下の式で表される。

$$M_b = 1 - (R_b - R_j) / (R_p - R_j) \quad (1)$$

ここで、 R_b は軸受中心とパッド潤滑面の中心との距離、 R_j はジャーナル半径を示す。負荷方向はパッドに対する負荷のかかる方向を示すもので、一般的にL.O.P.、L.B.P.の2種類あり、L.O.P.は軸受負荷がパッド中央にかかることを意味し、L.B.P.は軸受負荷がパッドとパッドの間にかかることを意味する。

3. 結果および考察

3.1 予圧係数の影響

図3は予圧係数の異なる4パッドスイングパッド軸受および固定ボア4円弧軸受におけるゾンマーフェル

Fig. 2 Configuration of a pad in swing pad journal bearing

Fig. 3 Variations of minimum oil film thickness with preload factor

Fig. 4 Variations of friction coefficient with preload factor

ト数と最小油膜厚さ比との関係を示す。ゾンマーフェルト数は次式で表される。

$$S = \frac{\eta N}{p_m} \left(\frac{R_p}{C_p} \right)^2 \quad (2)$$

ここで、 η は油の粘性係数、 N は軸回転速度、 p_m は軸受平均面圧を示す。同一ゾンマーフェルト数で比較すると、予圧係数が小さいほど4パッドスイングパッド軸受の最小油膜厚さ比はより大きく、この特性は定性的には固定ボア4円弧軸受の場合と同じである。また、予圧係数が0.1では、4パッドスイングパッド軸受の最小油膜厚さ比は固定ボア4円弧軸受の場合に比較して小さいが、予圧係数が0.3、0.5と増加すると4パッドスイングパッド軸受における最小油膜厚さ比は固定ボア4円弧軸受の場合に比較して大きくなる。両軸受では、予圧係数が増加すると、上部パッドの油膜反力が増加するために下部パッドの負荷が大きくなり、最小油膜厚さは小さくなる。4パッドスイングパッド軸受では、パッド支持ゴムの変形により軸受半径方向外側へパッドが変位して油膜反力が減少するために下部パッドの負荷が固定ボア4円弧軸受の場合に比較して小さくなり、最小油膜厚さ比はより大きくなる。この傾向は予圧係数が大きいほど顕著となる。

図4は予圧係数の異なる4パッドスイングパッド軸受および固定ボア4円弧軸受におけるゾンマーフェルト数と摩擦係数との関係を示す。予圧係数が大きくなると、両軸受の摩擦係数はより大きくなるが、4パッドスイングパッド軸受の摩擦係数の増加は小さく、固定ボア4円弧軸受の場合に比較してより小さくなる。一般に、摩擦係数は摩擦力と負荷容量の比として求まり、同一ゾンマーフェルト数で、軸受形状、運転条件および負荷容量が同じであれば摩擦係数の相違は摩擦力によって生じる。軸受の摩擦力は潤滑油のクエット流れおよびボアズイユ流れによって生じ、それぞれの摩擦力の合力として求まる。この油膜内の摩擦力はせん断応力式(3)で得られる応力を潤滑面について積分して求める。

$$\tau = \frac{\eta U}{h} + \frac{h}{2R_p} \frac{dP}{d\theta} \quad (3)$$

ここで、 U は軸周速度、 h は油膜厚さ、 P は油膜圧力、 θ は最大すきま位置を始点とする軸受円周方向角度、式(3)の第一項はクエット流れによるせん断応力、第二項はボアズイユ流れによるせん断応力を示す。考察の行われたゾンマーフェルト数領域では、表1に示されるようにクエット流れにより生じる摩擦力はボアズイユ流れにより生じる摩擦力に比較して10°程度大きく、軸受全体の摩擦力の大きさはクエット流れによって生じる摩擦力によって決まる。このクエット流れにより生じる摩擦力は式(3)の第一項からわかるように

Table.1 Friction Forces by Couette and Poiseuille

$M_b = 0.3$, L. B. P., $L/R_p = 2.0$, $C_p/R_p = 0.002$

Sommerfeld Number	F_c / W	F_p / W
1.889	0.520×10^{-1}	0.118×10^{-1}
2.077	0.440×10^{-1}	0.146×10^{-1}
2.437	0.357×10^{-1}	0.163×10^{-1}

ここで F_c : Friction Forces by Couette
 F_p : Friction Forces by Poiseuille
 W : Load Capacity

軸周速度、油の粘性係数および油膜厚さにより決まるので、同一ゾンマーフェルト数で、両軸受の軸周速度、油の粘性係数が等しい場合には摩擦力の大きさは油膜厚さにより決まる。このため、予圧係数が大きくなると、4パッドスイングパッド軸受の摩擦係数が固定ボア4円弧軸受に比較して大きくなるのは、図3の考察で述べたように、4パッドスイングパッド軸受の油膜厚さが固定ボア4円弧軸受に比較してより大きくなるためであると考えられる。

3.2 パッド枚数の影響

図5、図6および図7はそれぞれパッド枚数が異なるスイングパッド軸受のゾンマーフェルト数と最小油膜厚さ比、偏心角および摩擦係数との関係を示す。また、パッド支持ゴムの弾性変形の影響を考察するためにスイングパッド軸受とパッド枚数および軸受寸法の同じ固定ボア多円弧軸受の結果もこれらの図に示す。本節では、考察を行う便宜上、固定ボア多円弧軸受の円弧もパッドと呼ぶ。この考察で対象とした軸受の形状はパッド開き角度が異なり、その他の軸受寸法 C_b/R_p , L/R_p , R_b/R_p , A/R_p , t_E/R_p , 予圧係数および負荷方向 L. B. P. は同一とした。固定ボア4円弧軸受および4パッドスイングパッド軸受、固定ボア6円弧軸受および6パッドスイングパッド軸受、固定ボア8円弧軸受および8パッドスイングパッド軸受のそれぞれのパッド開き角度は80°, 50°, 35°で、パッドとパッド間の角度をどの軸受においても10°とした。

図5および図6において、同一ゾンマーフェルト数で比較した場合、スイングパッド軸受ではパッド枚数が少ないほど、最小油膜厚さ比はより大きく、偏心角はより小さくなる。固定ボア多円弧軸受では、そのような傾向はない。両軸受において、パッド枚数が少ない軸受ほど、パッド一枚当たりの負荷が大ききことは同様であるが、スイングパッド軸受の場合、ゴム層の変形により、パッド枚数が少ない軸受ほど、負荷側パッドの負荷分担の均一化がより顕著となり、その結果、偏心角はより小さくなり、負荷側パッドの油膜厚さ全

体が大きくなる。また、これに伴い、最小油膜厚さはより大きくなる。以上の結果および3.1節の考察から、パッド枚数がより少ない軸受では油膜厚さが全体的に厚くなるために、摩擦係数がより小さくなることが予測されるが、図7に示されるように、摩擦係数にほとんど差を生じない。これは、パッド枚数がより少ない軸受ほど各パッドの油膜厚さは全体的に大きくなり、潤滑面のせん断応力は小さくなるが、本計算で与えた軸受全体の潤滑面の面積がパッド枚数が少ない軸受ほど大きくなるために、軸受全体の摩擦力に差は生ぜず、摩擦係数に相違を生じないためと考える。

3.3 パッド形状の影響

スイングパッド軸受のパッドを支持するゴム層の形状が異なると、油膜圧力によるゴム層の変形特性に影響を与え、軸受の力学的特性に差異を生じる。この節では、軸受特性に影響を与えるゴム層の形状パラメータ A/R_D , R_b/R_D , t_E/R_D およびほとんど弾性変形しない従来型軸受で考慮される形状パラメータ L/R_D , C_D/R_D がスイングパッド軸受の力学的特性に与える影響について考察する。パラメータ A/R_D , R_b/R_D , t_E/R_D の値は軸受半径を基準として幾何学的に可能な範囲の値を用い、 L/R_D , C_D/R_D の値は従来型軸受の適用値を用いた。

3.3.1 パッド潤滑面の曲率中心とパッド裏面の曲率中心との距離 A/R_D

図8(a)および図8(b)に形状パラメータ A/R_D が異なるスイングパッド軸受のゾンマーフェルト数と最小油膜厚さおよび摩擦係数との関係を示す。これらの結果は次の計算条件で求めた。

$$A/R_D = 0.4, 0.5, 0.6 \quad (R_b/R_D = 0.8, t_E/R_D = 0.2, \\ L/R_D = 2.0, C_D/R_D = 0.002 \text{ 一定})$$

図8において、同一のゾンマーフェルト数で比較した場合、 A/R_D の値の相違による最小油膜厚さおよび摩擦係数の差異はほとんどない。 A/R_D の値によりゴム層の形状は変化しないが、油膜圧力の加わる潤滑面とゴム層との距離が変化するので、ゴム層の変形特性に影響し、最小油膜厚さおよび摩擦係数に影響を与えると考えるが、計算した範囲では、その影響は小さい。

3.3.2 パッド裏面の曲率半径の影響 R_b/R_D

図9(a)および図9(b)に形状パラメータ R_b/R_D が異なるスイングパッド軸受のゾンマーフェルト数と最小油膜厚さおよび摩擦係数との関係を示す。これらの結果は次の計算条件で求めた。

$$R_b/R_D = 0.8, 0.9, 1.0 \quad (A/R_D = 0.6, t_E/R_D = 0.2, \\ L/R_D = 2.0, C_D/R_D = 0.002 \text{ 一定})$$

図9において、同一のゾンマーフェルト数で比較した場合、 R_b/R_D の値が小さいほど、最小油膜厚さはより大きくなり、摩擦係数はわずかではあるがより小さくなる。 R_b/R_D はパッド裏面の曲率半径比であると同

Fig. 5 Variations of minimum oil film thickness with number of pads

Fig. 6 Variations of Attitude Angle with number of pads

Fig. 7 Variations of Friction Coefficient with number of pads

時に、ゴム層とパッド金属との界面の曲率半径比を表すので、この値が異なると、ゴム層の形状は変化し、その変形特性に差異を生じ、軸受特性に影響を与える。 R_b/R_p が小さいほど、ゴム層の変形量が大きく、各パッドの負荷分担の平均化が促進され、油膜厚さが全体的により大きくなり、それにより最小油膜厚さ比の増加および摩擦係数の低下が生じると考える。

3.3.3 パッド支持ゴムの厚さ t_E/R_p

図10(a)および図10(b)に形状パラメータ t_E/R_p が異なるスイングパッド軸受のゾンマーフェルト数と最小油膜厚さ比および摩擦係数との関係を示す。これらの結果は次の計算条件で求めた。

$$\begin{aligned} & \cdot t_E/R_p = 0.1, 0.2, 0.3 \quad (A/R_p = 0.6, R_b/R_p = 0.8, \\ & L/R_p = 2.0, C_p/R_p = 0.002 \quad \text{一定}) \end{aligned}$$

図10において、同一のゾンマーフェルト数で比較した場合、 t_E/R_p の値が大きいほど最小油膜厚さ比は大きく、摩擦係数は小さくなる。この結果は、 t_E/R_p の値が大きいほど、パッド支持ゴムの弾性変形が大きく、軸受全パッドの油膜厚さが全体的に大きくなることにより生じると考える。

3.3.4 軸受幅径比 L/R_p

図11(a)および図11(b)に形状パラメータ L/R_p が異なるスイングパッド軸受のゾンマーフェルト数と最小油膜厚さ比および摩擦係数との関係を示す。これらの結果は次の計算条件で求めた。

$$\begin{aligned} & \cdot L/R_p = 1.0, 1.5, 2.0 \quad (A/R_p = 0.6, R_b/R_p = 0.8, \\ & t_E/R_p = 0.2, C_p/R_p = 0.002 \quad \text{一定}) \end{aligned}$$

R_b/R_p , t_E/R_p の考察では、ゴム層の変形量がより大きくなり、各パッドの負荷分担の平均化が促進され、油膜厚さが全体的に大きくなると、最小油膜厚さ比はより大きくなり、摩擦係数はより小さくなることを述べたが、図11に示される L/R_p が異なる場合には、

L/R_p が大きいほど、最小油膜厚さ比がより大きくなるが、摩擦係数にほとんど相違がない。 L/R_p がより大きくなると、軸受幅の増加により各パッドの潤滑面積は増加するので、各パッドの平均面圧は減少し、油膜厚さが全体的に大きくなり、最小油膜厚さ比は大きくなる。 L/R_p の増加に伴い油膜厚さが全体的に大きくなると潤滑面上のせん断応力は小さくなるが、潤滑面積が大きくなるので、パッド全体の摩擦力にさほど変化はなく、摩擦係数にほとんど相違を生じない。

3.3.5 軸受すきま比 C_p/R_p

図12(a)および図12(b)に形状パラメータ C_p/R_p が異なるスイングパッド軸受のゾンマーフェルト数と最小油膜厚さ比および摩擦係数との関係を示す。これらの結果は次の計算条件で求めた。

$$\begin{aligned} & \cdot C_p/R_p = 0.002, 0.003, 0.004 \quad (A/R_p = 0.6, \\ & R_b/R_p = 0.8, t_E/R_p = 0.2, L/R_p = 2.0 \quad \text{一定}) \end{aligned}$$

図12において、同一のゾンマーフェルト数で比較した場合、 C_p/R_p の値が小さいほど、最小油膜厚さ比はより大きく、摩擦係数はより小さくなる。しかし、 C_p/R_p の異なる軸受の摩擦係数を比較する際に従来行われる摩擦係数と R_b/C_p の積⁹⁾でこの結果を整理すると、ほぼ同一の値となり、 C_p/R_p の値が異なることにより摩擦係数の特性にほとんど差異を生じない。これは、 C_p/R_p の値が異なることによりパッド支持ゴムの形状および変形特性に影響を与えないためと考える。

以上、5種類の軸受形状パラメータを考え、これらのパラメータの軸受静特性への影響について考察した。その結果、パラメータ t_E/R_p , L/R_p および C_p/R_p が、パラメータ A/R_p , R_b/R_p に比較して軸受静特性に大きな影響を与えることがわかった。このため、スイングパッド軸受の設計を行う際には、 t_E/R_p , L/R_p および C_p/R_p の値を適切に選ぶ必要がある。

3.4 軸受温度の影響

従来型軸受では、軸回転の摩擦により軸受温度が上昇すると油の粘性係数は低下し、また、軸および軸受ハウジングの熱膨張により軸受半径すきま寸法は変化する。ただし、このすきま寸法変化量は軸受半径すきま寸法に比較して無視できる程度なので、軸受温度上昇を考慮して軸受の力学的特性を求める際には軸および軸受ハウジングの膨張を考慮する必要はない。しかし、スイングパッド軸受では、パッド支持部のゴムの温度上昇による熱膨張、硬度変化が大きいので、これらについて考慮する必要がある。一般に、ゴムの線膨張係数は金属の場合に比較して10数倍大きく、また、ガラス転位点より、融解する少し手前までの温度範囲ではゴムはエントロピー弾性を有し、温度上昇に伴い剛性が増加する。このため、軸受温度の上昇を考慮してスイングパッド軸受の力学的特性を求める際には、油の粘性係数の低下、ゴムの膨張によるパッド予圧係数の増加およびパッド支持ゴムのヤング率の増加を考慮する必要がある。本項では、スイングパッド軸受の力学的特性への温度変化の影響について考察を行う。計算を行うに当たって対象とした軸受形状および初期条件を次に示す。

軸受形状：

$$\begin{aligned} & A/R_p = 0.6 \quad R_b/R_p = 0.8 \quad t_E/R_p = 0.2 \\ & C_p/R_p = 0.002 \quad L/R_p = 2.0 \end{aligned}$$

初期条件：

$$\text{軸受温度： } 20^\circ\text{C} \quad \text{予圧係数： } 0.1$$

温度変化による油の粘性係数変化を図13に、また、パッド支持ゴムにウレタンゴムを使用するとした場合のヤング率の変化を図14に示す。軸受の使用温度範囲では図14に示すように軸受温度上昇によりパッド支持ゴムのヤング率は増加する。

Fig. 8(a) Variations of minimum oil film thickness with A/R_p

Fig. 8(b) Variations of Friction Coefficient with A/R_p

Fig. 9(a) Variations of minimum oil film thickness with R_b/R_p

Fig. 9(b) Variations of Friction Coefficient with R_b/R_p

Fig. 10(a) Variations of minimum oil film thickness with t_e/R_p

Fig. 10(b) Variations of Friction Coefficient with t_e/R_p

Fig. 11(a) Variations of minimum oil film thickness with L/R_p Fig. 11(b) Variations of Friction Coefficient with L/R_p Fig. 12(a) Variations of minimum oil film thickness with C_p/R_p Fig. 12(b) Variations of Friction Coefficient with C_p/R_p

Fig. 13 Variations of viscosity of oil with temperature

Fig. 14 Variations of young's modulus with temperature of bearing

図15に軸受温度と予圧係数の関係を示す。ここで、パッド支持ゴムは円弧状であるために、軸受温度上昇により線形に膨脹するとは考えられないが、ここでは定性的な傾向だけを論議するために、大雑把ではあるが支持ゴムは線形に膨脹すると仮定し、予圧係数の変化量を求めた。パッド支持ゴムの線膨脹係数はウレタンゴムの線膨脹係数 $15.8 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$ を用いた。

以上述べた軸受温度の変化に伴う油の粘性係数、パッド支持ゴムのヤング率および予圧係数の変化を考慮してゾンマーフェルト数を求めた結果が図16である。図中の ϵ_b は軸の偏心率を示す。軸受温度の上昇に伴いゾンマーフェルト数は小さくなる。この結果は、軸受温度の上昇とともに軸受予圧係数が大きくなること、パッド支持ゴムのヤング率が増加してパッド支持ゴムの弾性変形量が小さくなり、軸受剛性が増加することにより生じたものと考ええる。本項で対象とした20℃から60℃の軸受温度範囲内では、パッド支持ゴムのヤング率の変化量は20℃における値の最大6%程度であり、これに対して、ゴムの熱膨張による予圧係数の増加は、6倍程度となるため、ゴムの膨張による予圧係数の増加が力学的特性へ大きな影響を与えると考える。

4. 結 言

本論文では、スイングパッド軸受の予圧係数、パッド枚数、パッド形状および軸受温度の力学的静特性への影響について考察を行った結果、これらのパラメータの値によりパッド支持ゴムの形状および変形特性が異なり、力学的静特性に差異を生じることが明示された。このため、スイングパッド軸受設計時には使用目的、運転条件に適合した予圧係数、パッド枚数、パッド形状を適切に選定する必要がある。

スイングパッド軸受では、パッド支持ゴムの弾性変形によりパッド潤滑面が変位するために高ゾンマーフェルト数の条件下において、弾性変形のほとんど生じない固定ボア多円弧軸受に比較して、より大きな最小油膜厚さ、より小さな摩擦係数が得られ、実用上有利となる。また、この軸受はパッド支持ゴムの弾性変形により潤滑面へ浸入した異物を排除する能力があるので、軸受部に土、砂などを咬み込む可能性のある海水潤滑の船尾管軸受、下水を潤滑剤とする下水排水ポンプ軸受などへの適用が有効と考える。

最後に、本研究を行うにあたり有益なるご助言を賜りました東京大学大学院工学系研究科産業機械工学専攻田中正人教授に深甚の謝意を表す。

Fig. 15 Variations of preload factor with temperature of bearing

Fig. 16 Variations of sommerfeld number with temperature of bearing

文 献

- (1) 岩本・堀, スイングパッド軸受を水平軸に適用した場合の静特性, 機論, 55-510, C(1989), 396
- (2) 岩本, スイングパッドジャーナル軸受の力学的動特性, 機論, 69-680, C(2003), 1116
- (3) 日本機械学会編, すべり軸受の静特性および動特性資料集