二重反転プロペラ用船尾すべり軸受の研究*

(第2報, 内軸給油静圧軸受の性能)

佐木 邦夫^{*1}, 朝鍋 定生^{*1}, 福富 正稔^{*2}
牧野 武朗^{*1}, 江田 政利^{*2}, 松本 将^{*1}

Investigation of Stern Plain Bearings for Contra-Rotating Propeller System (2nd Report, Performance of Hydrostatic Bearings with Pressurized Oil Supplied through Rotating Inner Shaft)

Kunio SAKI, Sadao ASANABE, Masanori FUKUTOMI,
Takero MAKINO, Masatoshi KODA and Susumu MATSUMOTO

This paper shows the results of an analytical calculation of newly designed hydrostatic bearing with pressurized oil supplied through the inner shaft, and that they are in good agreement with the experimental results in terms of oil film thickness, moment support capability and oil flow rate. This paper also presents the results of tests on a full-sized contra-rotating shafting and bearing simulator tester of 60 000 GT bulk carrier ship. Asynchronous contra-rotation was proven to assist CR bearing operation in partly fluid film lubrication region and to prevent severe seizure of it.

Key Words: Hydrostatic Bearing, Ship, Contra-Rotating Propeller, Finite Element Method, Asynchronous Contra-Rotating, Stern-Tube Bearing

1. 緒 言

第1報では二重反転プロペラ(CRP)用の船尾すべり軸受の候補として, 浮動ブッシュ軸受と内軸から給油する静圧軸受を選び, 反転条件下での両軸受の性能を実験によって明らかにした。¹⁾ CRPの船尾軸受は片あたりが通常の船尾軸受よりも一層顕著となることが予想されるために, CRP軸受として, 「片あたり性能」を重視し, 内軸給油静圧軸受が適していることを報告した。

本報では, この内軸給油静圧軸受の性能計算法を示し, 計算結果は実験結果とよく一致することを示す。また, 油圧源喪失時の信頼性確保策について検証結果を述べる。

内軸給油静圧軸受は一般の静圧軸受と共通の弱点を有している。すなわち, 給油ポンプの故障などによって静圧給油が不能となった場合の信頼性低下である。船尾管軸受に適用するためには, この弱点の克服が不

可欠であり, 本報ではこの解決策として, 「異速反転」作動を考え, 油圧源喪失時には, 異速に伴う動圧流体潤滑作用によって, 信頼性が確保できることを, 6万トンクラスの船の実寸大軸系試験装置を用いた実験によって確認した。

2. 内軸給油静圧軸受の性能解析

軸受内の軸のたわみ分布と軸受荷重が与えられる条件下での油膜厚さ分布, 最小油膜厚さ, ポケット圧力, 給油量, 摩擦損失, 軸受油膜の反力モーメント等の軸受性能計算を行ない, 実験結果との比較を行なう。

2.1 計算モデルと計算方法 内軸給油静圧軸受の構造を図1に示す。回転する内軸へ高压油を供給し, 軸受部で半径方向の多数の給油穴から絞りを介して, 軸受すきま内へ給油する構造となっている。静圧ポケットは軸表面に円周方向と軸方向に多数配列されている。1つの静圧ポケットに注目すると, 静荷重条件下でもポケット出口油膜厚さは1回転中に変化するためポケット圧もまた変化することになり, 通常の静止している軸受側に静圧ポケットを有する静圧軸受と

* 原稿受付 1995年2月10日。

^{*1} 正員, 三菱重工業(株) (〒850-91 長崎市飽の浦町1-1)。

^{*2} 三菱重工業(株)。

Fig.1 Hydrostatic contra-rotating (CR) bearing

異なるが、つぎに示すモデルに置きかえる。

- ・軸受側に静圧ポケットがあり、軸受側から給油される。
- ・軸受は回転せず固定されている。
- ・軸受荷重は静荷重とする。

この軸受モデルは、軸の特定回転角での定常軸受性能を解析するモデルに相当している。油は体積弾性率が大きいことと、回転数が高々数 rps であるために、ポケット圧の応答遅れは無視できるため、定常解析で軸受性能を表わすことができると考えられる。また、軸受側に設けた静圧ポケットの周方向位置をづらすことによって回転角度ごとの軸受性能を表現できる。

2次元の定常のReynolds式は次式で示される。

$$\frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial P}{\partial \xi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = (U_s - U_b) \frac{\partial h}{\partial \xi} \quad (1)$$

ここで $P(\xi, z)$: 油膜圧力, $h(\xi, z)$: 油膜厚さ, μ : 油の粘度, U_s : 内軸の周速, U_b : 反転軸受の周速, ξ : 軸受の周方向座標, z : 軸方向座標をそれぞれ示す。

等速反転の場合には $U_s = U_b$ であり, (1)式の右辺は零となり, 動圧作用はなく, 静圧作用のみとなる。以下の計算では, $U_s - U_b > 0$ (異速反転) の場合も考慮することとした。

軸受の座標系を図2に示す。船尾軸受への適用を念頭において, 軸受内の軸は傾きと曲がりをもっているとする。すなわち, 軸は軸受に相対的に, x 軸まわりの傾き α_x , y 軸まわりの傾き α_y と, 曲がりによるたわみをもっている。軸のたわみは図2に示すように軸受内の直線形状からの偏差分を2次曲線で近似する。

油膜厚さ分布 $h(\xi, z)$ は,

$$h(\xi, z) = h(\alpha_x, \alpha_y, \delta_x, \delta_y, \epsilon_{x0}, \epsilon_{y0}; \xi, z) \quad (2)$$

Fig.2 Co-ordinates of analyzed bearing

Fig.3 Unfolded bearing surface

として表示できる。ここで $(\epsilon_{x0}, \epsilon_{y0})$ は軸受幅方向中央面内の x, y 軸方向の偏心率を示している。

軸受面の展開図を図3に示す。軸受面は多数ポケットを有する多重連結形状となる。このような形状の軸受解析には, (1)式のReynolds式を直接差分法で解くよりは, 有限要素法の適用が好ましい。とくにつぎの点で有限要素法の方がすぐれている。

- 1) ポケット境界をよぎる流量の計算が簡単であり, かつ精度が高い。
- 2) ポケットの配列を自由に選んでも解析が容易である。

これらの利点のために, 本解析では, 有限要素法を用いることとした。

ポケット部の流体絞りとして, オリフィス絞りと粘性絞りの両方を考慮できるようにし, それぞれの絞りの流量特性は次式であらわせるとした。

$$\text{オリフィス絞り} \quad Q = CA \sqrt{2(P_s - P_0) / \rho}$$

Fig.4 Conceptual relation between oil flow rate and oil pressure in pocket

Fig.5 Algorithm for convergence of oil pressures in pocket

粘性絞り

$$Q = \frac{\pi r_c^4}{8 \mu} \frac{(P_s - P_0)}{l}$$

ここで Q : 流量, C : 流量係数, A : オリフィス断面積, ρ : 油の密度, r_c : 油孔半径, l : 油孔長さ, P_s : 供給油圧, P_0 : ポケット圧を示す。

軸受解析の主要課題は図3に示すように k 個のポケット圧 P_{0i} ($i=1, \dots, k$) を決定することである。

ポケット圧は絞り部の流量とポケットからの流出油量が一致することより定めることができる。ポケット圧に対する絞り部流量 Q_{IN} とポケットからの流出油量 Q_{OUT} との関係を図4に示す。流量の連続性より両者が一致する圧力よりポケット圧 P_0 を求める。具体的な収束手順を図5に示す。

最終的な収束判定は,

$$\sum_{i=1}^k |P_{0i}^{(N)} - P_{0i}^{(N-1)}| / \sum_{i=1}^k P_{0i}^{(N)} \leq 5 \times 10^{-5}$$

とした。ただし, $P_{0i}^{(N)}$ は i 番目ポケットの N 回ループでの圧力値を示す。

次に, 軸受荷重 (F_x, F_y) に対する軸のつり合い位置 ($\epsilon_{x0}, \epsilon_{y0}$) の決定には, ニュートン法を用いる。

Fig.6 Flow chart of performance calculation of hydrostatic CR bearing

Fig.7 Comparison between tested and calculated results (without misalignment)

軸中心の偏心位置 ($\epsilon_{x0}, \epsilon_{y0}$) での油膜反力を $|W_x(\epsilon_{x0}, \epsilon_{y0}), W_y(\epsilon_{x0}, \epsilon_{y0})|$ としたときの, 偏心率の修正量 ($\delta \epsilon_x, \delta \epsilon_y$) は次式より得られる。

Fig.8 Comparison between tested and calculated results (with misalignment)

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial W_x}{\partial \epsilon_x} \\ \frac{\partial W_y}{\partial \epsilon_x} \end{bmatrix}_0 \begin{bmatrix} \frac{\partial W_x}{\partial \epsilon_y} \\ \frac{\partial W_y}{\partial \epsilon_y} \end{bmatrix}_0 \begin{bmatrix} \delta \epsilon_x \\ \delta \epsilon_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x - W_x(\epsilon_{x0}, \epsilon_{y0}) \\ F_y - W_y(\epsilon_{x0}, \epsilon_{y0}) \end{bmatrix}$$

$(\partial W_x / \partial \epsilon_x)_0$ 等の計算は数値微分によった。

全体の計算のフローを図6に示す。

2.2 計算結果と実験結果との比較 第1報で示した軸径150mm, 軸受長さ300mmの内軸給油静圧軸受の実験結果と本計算結果を比較して, 図7, 8に示す。なお計算ではオリフィスの流量係数Cは実験で検定した値 $C = 0.70$ を用いている。また軸受内の軸は傾きのみで曲がりは無視できるとした。荷重の方向は周方向ポケット間の中央にかかっているとして計算した。(Load between pockets) 図7は片あたりなしの場合を示している。計算値は油膜厚さ, 流量ともに実験結果と比べ, やや大きい値となっているが, ほぼ一致している。図8は, モーメントを負荷して片あたりさせた場合の結果であるが, 計算値と実験値はよく一致している。

2.3 周方向給油穴の必要本数の検討 本静圧軸受は回転軸に給油穴を有するため, 荷重方向に対して, 静圧ポケットは回転することになる。軸受性能を発揮させるためには, 周方向の給油穴数は3本以上必要であるが, 1回転中の負荷能力の変動の少ない安定した軸受とするために必要な給油穴数について検討を行なう。

Fig.9 Load carrying capacity of 150mm-diameter bearing

第1報では, 軸径150mmの内軸に周方向8本の給油穴を有する軸受試験で, 1回転中の油膜厚さの変動がないことを示した。この供試軸受について, 負荷能力の計算結果を図9に示す。

1回転中の負荷能力の変動幅は図中に示すように軸受荷重の方向が2つの静圧ポケット間の中央に向いている場合 (Load between pockets) と荷重の方向が1つの静圧ポケット上にある場合 (Load on pocket) の間にある。この両条件での負荷能力を比較して図9に示している。油膜厚さが薄く, 油膜剛性が小さい領域では負荷能力差が認められるが, 油膜厚さが $50 \mu\text{m}$ 以上では負荷能力の差がない。このことは, 第1報の図12に示したように1回転中に給油本数8本に関係した油膜厚さの変動が全くないことを裏づけている。

軸径150mm程度の小径軸受では周方向給油穴は8本で十分であることがわかったが, 大形船の船尾軸受では軸径が800mm程度となる。このような大径軸受でも, 給油穴数は8本で十分なのか, 給油穴数を変えた計算を行なった。計算結果を図10に示す。

Fig.10 Load carrying capacity of 800mm-diameter bearing

軸受投影面圧 $P_b = 1.0 \text{ MPa}$ 一定として、周方向給油穴数をかえた場合の偏心率の変動を求めた。なお計算では、軸方向給油穴は4列、軸受直径すきまは 1.0 mm 、ポケット径 50 mm 、オリフィスの総断面積は一定している。(8本給油穴の場合オリフィス径は 1.0 mm とした。)

図10より、給油穴本数が8本未満となると、1回転中の偏心率の変動幅が大きくなること、また、負荷能力が低下して偏心率が大きくなることがわかる。逆に給油穴数8本以上では、1回転中の偏心率の変動は小さく、また負荷能力の低下はない。

以上の結果より、周方向の必要給油穴本数は小径から大径軸受にわたって、8～9本で十分であることが判明した。

3. 油圧源喪失異常時の軸受性能

内軸給油静圧軸受は反転条件下において、負荷能力や耐片あたり性が優れていることを前報で示した。しかし、船尾管軸受に用いるためには、油圧源に異常が生じ(油圧ポンプ故障、油圧配管破損、電源故障など)、静圧給油が不能となった場合においても焼付き損傷を回避できる信頼性を有するものでなければならない。この油圧源喪失時の問題は静圧軸受に共通した

弱点であるが、通常の静圧軸受に比べて、反転作動軸受では動圧作用がないか小さいために一層重要な課題である。

3.1 異常時対策の考え方 油圧源喪失時対策の1つは異常を検知し、主機を停止させることである。しかし、主機トリップを掛けても、船体の慣性航走のため、プロペラ軸の停止迄には大形船で約20分程度を要する。この軸停止までの時間内、軸受を損傷なく保持できればよいことになる。この間の軸受対策として、軸と軸受間に回転数差をつけ動圧流体潤滑機能を付与する策が考えられる。従来、CRPはプロペラ性能の点から「等速反転」の固定概念があるが、回転数差をつけることは、「異速反転」に相当する。「異速反転」はプロペラ性能に悪害を与えないこと、また、反転機構を簡素化できるなどの長所を有している。²⁾ 「異速反転」を採用するにしても、その回転数差は大きくないために軸受損傷回避に有効な動圧作用が発揮できるか検証を要する。そこで、次節で示すように実大軸系試験装置を製作し、油圧源喪失時のシミュレーション試験を実施した。

3.2 実寸大軸系試験装置と試験方法

3.2.1 実寸大軸系試験装置 6万トンクラスの船を想定した実寸大の軸系試験装置の概略を図11に示

Fig.11 Full-sized test simulator of contra-rotating shafting and bearings

Table 1 Dimensions of full-sized CRP shafting simulator

	Inner shaft	Outer shaft
Diameter of shaft	510 mm	780 mm
Length of shaft	13.7 m	10.2 m
Shaft speed	0 ~ 94 rpm	0 ~ 67 rpm
Loading capacity	Dynamic load $180.4 \pm 45.1 \text{ kN}$ at 6.2 Hz	Static load 274.6 kN

Table 2 Dimensions of full-sized tested hydrostatic CR bearing

	Inner shaft bearing		Outer shaft bearing
	Aft bearing	Fwd bearing	
Bearing bore size	$\phi 510 \text{ mm}$	$\phi 510 \text{ mm}$	$\phi 780 \text{ mm}$
Bearing width	690 mm	170 mm	1200 mm
Bearing load	274.4 kN	93.1 kN	847.7 kN
Shaft inclination	$1.1 \times 10^{-4} \text{ rad.}$	$0.3 \times 10^{-4} \text{ rad.}$	$3.4 \times 10^{-4} \text{ rad.}$

す。また、主要諸元を表1、2に示す。内軸の後方プロペラ相当部ならびに外軸の前方プロペラ相当部にそれぞれ転がり軸受を介して、油圧シリンダーによりプロペラ自重に相当する荷重を下方に負荷する。軸受A、Bの支持高さを定めることによって内、外軸のアライメントを調整できるようになっている。内軸、外軸は電動モータで個別に反転作動させる。内、外軸の船尾シール相当部には、加圧水箱を設け、海水を模擬している。

後方内軸軸受、前方内軸軸受は外軸内面に圧入されている。内軸の中心には軸方向貫通給油穴が設けられている。内軸にはまた、後方内軸軸受相当部に軸方向に4列、前方内軸軸受相当部には1列、周方向にはそれぞれ8本の半径方向給油穴が設けられており、後方内軸軸受、前方内軸軸受相当部にはそれぞれ、合計32個、8個の静圧ポケットを有する。

Table 3 Test patterns of rotational speeds of CR shafts in black-out tests

Test pattern	Contra - rotation	Rotational speed pattern
①	Asynchronous contra - rotating	
②		
③	Synchronous contra - rotating	

Ni : Inner shaft speed, No : Outer shaft speed

3.2.2 試験方法と計測項目 表3に示す各種パターンの給油ポンプ停止試験を実施した。

パターン①は異速反転作動で、油圧源喪失直後、主機トリップによって、回転数が1分で半減し、その後惰性航走で20分後にプロペラ軸が停止するパターンを模擬している。

パターン②は油圧源が喪失後も主機がトリップせず30分間運転した場合に相当している。

パターン③は等速反転で油圧源喪失後も連続運転した場合である。

計測項目は、軸受温度、油膜厚さ、油膜圧力、駆動モータの電流値である。

軸受温度は軸受の後端面より30mm位置でホワイトメタル表面から4mm深さに埋めこんだ熱電対にて計測した。油膜厚さは渦電流式変位計を軸受側に埋めこみ、スリップリングを介して計測した。油膜圧力は、半導体歪ゲージ式圧力計を軸受側に埋めこみ計測した。また、駆動モータの電圧、電流値より駆動モータトルクを求め、軸受の摩擦係数を求めた。

Fig.12 Results of test for loss of pressure source (black-out test) (pattern①)

Fig.13 Appearance of aft inner bearing after black-out test (pattern①)

3.3 試験結果

3.3.1 異速反転での回転数低下試験 パターン①の試験結果を図12に示す。ポンプ停止で油膜厚さは120 μm から、計測誤差内ではほぼ零 μm に低下した。ポンプ停止前後で軸受の摩擦係数はほとんど変化がなく、0.01前後の小さな値が保たれており、回転数差が5 rpm以下で、摩擦係数の変動が大きくなった。内軸軸受の温度は42~43℃で安定している。

比較のために外軸軸受の結果も合わせて示しているが、ほぼ類似の結果となっている。この結果は、異速反転に伴う動圧潤滑作用の存在を示唆していると考え

えられる。

計3回の試験後の後方内軸軸受の後側端面部の外観を図13に示す。強あたりが一部に生じているものの、ホワイトメタル面の荒れはなく良好な面を呈している。

3.3.2 異速反転で回転数保持試験 内、外軸回転数を低下させず一定にして、連続30分間運転した結果を図14に示す。摩擦係数は0.01以下で運転中安定している。後方内軸軸受温度は徐々に上昇しているが、上昇率は小さい。

反転作動と通常作動との差異を明らかにするために外軸軸受の結果も合わせて示しているが、摩擦係数は内軸軸受の方が外軸軸受より小さい。これは、片あたりの程度の差によるものと思われる。

以上の結果より、内軸軸受は流体潤滑域にあると推察される。

3.3.3 等速反転での回転数保持試験 内、外軸回転数を67rpmとした等速反転で50分間連続試験した結果を図15に示す。内軸軸受の摩擦係数は供給ポンプ停止後10分間は0.01と小さいが、10分後急増する変化が観察され、その後0.012で安定した。後方内軸軸受の温度は10分後より上昇率が大きくなり、50分後100℃に達したために試験を停止した。軸受に埋めこんだ変位センサによる直径すきまの変化を図中に示しているが、軸受温度上昇の大きくなった10分後より、減少し始めて、50分後には、初期すきまの30%になっている。これは、摩擦熱が軸側に流れ、軸の熱膨張によるものと考えられる。

試験後の後方内軸軸受の軸受面の外観を図16に示す。軸受後端部に大きなメタル荒れが生じており、前述の図13の段階では健全であった圧力計測穴がメタルフローによって埋まっている。前方内軸軸受面はメタル荒れは認められなかった。

3.4 試験結果の考察

3.4.1 異速反転での動圧流体潤滑作用 異速反転の場合、動圧流体潤滑作用には内、外軸の回転数差が寄与する。下記条件での動圧負荷能力の計算を実施した。

- ・ 軸受は静止で内軸が $\Delta N = N_i - N_o$ で回転する。
 - ・ 軸受側に静圧ポケットが配置されており、静圧ポケットには動圧が発生しない。
 - ・ 軸と軸受の相対傾きは $1.1 \times 10^{-4} \text{ rad}$ 。
 - ・ 油粘度は120 cP (34℃相当)
 - ・ 軸受荷重は274 kN(投影面圧0.78 MPa)
- 計算結果を図17に示す。 X_f は流体潤滑による負荷

Fig.14 Results of black-out test (pattern②)

Fig.15 Results of black-out test (pattern③)

分担率で次式で定義した。

$$X_f = \frac{h_{min} = 0.5 \mu\text{m での負荷能力計算値}}{\text{軸受荷重}}$$

パターン②での異速反転回転数保持試験は、 $\Delta N = 94 - 67 = 27 \text{ rpm}$ であり、図17によれば、油膜厚さ $11 \mu\text{m}$ と完全流体潤滑域で作動できることを示しており、このため、30分間の安定作動をしたものと

考えられる。図18には、油膜圧力の計測結果を示すが、動圧発生が確認された。図中には計算結果を合わせて示すが、計算値の方が大きい結果となっている。この差異の原因の1つは、片あたり角度の差が挙げられる。変位計による片あたり角度の計測結果は 1.1×10^{-4} rad. であるが、実際はそれよりも小さいのではないかとと思われる。

Fig.16 Appearance of aft inner bearing after black-out test (pattern③)

Fig.17 Calculated hydrodynamic load carrying capacity

Fig.18 Oil film pressure distribution in asynchronous contra-rotation

3.4.2 等速反転での流体潤滑作用 パターン③の等速反転試験ではポンプ停止後10分間は低摩擦作動をしている。また面荒れを生じたが、焼付くことはなく50分間の作動が可能であった。このことは何らかの動圧作用が生じていると推察される。

真円形状軸受では、理論的には動圧作用はないが、今回の供試軸受の形状は図19に示すように、真円形状ではない。軸受の内面仕上加工後に背面の油溝加工をしたために、油溝相当部の軸受表面が約 $20 \mu\text{m}$ のへこみ変形を生じた。この変形による真円形状からの偏差のために、テーバランド軸受と同様な動圧作用が発生したと考えられる。ただし、パターン②とパターン③の試験結果の比較から異速反転に伴う動圧流体潤滑作用よりは弱いと考えられる。

Fig.19 Cross section of inner bearing bush

4. 結 論

内軸給油静圧軸受の理論解析ならびに、油圧源喪失時の軸受試験を実施して、つぎの結論が得られた。

1) 内軸給油静圧軸受を軸受側に多数の静圧ポケットを有する静圧軸受とモデル化し、軸受性能解析を行ない、実験結果とよく一致することを確認した。

2) 円滑な軸受性能を発揮するために必要な円周方法の給油穴本数は軸径の大きさによらず、8～9本で十分であることを明らかにした。

3) 油圧源喪失の異常時の信頼性確保対策として、内、外軸に回転数差を与える異速反転作動は、動圧流体潤滑作用を生み出すために、軸受損傷を回避でき、対策として有効であることがわかった。

実寸大軸系装置・実験には(財)シップアンドオーシャン財団からの補助金を受けたことを付記し、謝意を表する。

文 献

- (1) 佐木・ほか5名, 機論, 61-590, C (1995), 4033-4040
- (2) 中村・ほか4名, 船機誌, 26-4, (1991), 36-42