長い平行環状シールの動的流体力に関する実験的研究*

(モーメントおよび並進力に及ぼすシール入口部の旋回流速度の影響)

兼 森 祐 治*¹, 岩 壺 卓 三*²

Experimental Study of Dynamical Characteristics of a Long Annular Seal (Influence of Inlet Swirl on the Dynamic Fluid Moment and Force)

Yuji KANEMORI and Takuzo IWATSUBO

The influence of inlet swirls on dynamic fluid reaction moments and forces of a long annular seal was experimentally studied. The experiment was conducted under the parameters of rotor speeds, cylindrical whirling speeds and seal inlet swirl velocities. The rotor and the outer cylinder were set in a concentric condition. The tangential and restitutional moments were derived from the measured dynamical fluid forces in order to investigate the influence of the inlet swirl. Moments and forces were expressed as stiffness, damping coefficients and added mass. As a result, it was found that the dynamic characteristics of moments and forces are affected by the inlet swirl velocity. The cross-coupling terms of moment coefficients change their sign when the inlet swirl velocity turns to the opposite direction.

Key Words: Inlet Swirl Velocity, Long Annular Seal, Fluid Moment, Fluid Force, Instability, Concentric Whirling Motion, Turbo Machine

1. 緒 言

近年における流体機械の高速化は著しく、その振動に対する信頼性の向上という社会的な要求により、非接触シールの動特性に関して多くの研究成果が蓄積されている^{(1)~(4)}。

著者らも既報⁽⁵⁾⁽⁶⁾において、長さが直径の3倍である長い平行環状シールに着目し、回転体がシリンドリカルふれまわり運動する場合にも、シール内の軸方向流れとともにモーメントが発生することを明らかにした。また、このモーメントを各動特性に展開し、主にモーメントばね定数および主対角モーメント減衰定数は軸方向流れとともに増加することを見いだした⁽⁵⁾。

一方、シールに働く並進力はシールの入口旋回流速度に依存することが、岩壺らにより実験的に明確にされている⁽¹⁾。この入口旋回流速度はモーメントにも影響すると考えられる。

本報では既報⁽⁵⁾に示した実験装置を用い、入口旋回流速度が長いシールに作用するモーメントおよび並進力に及ぼす影響について研究を行った。実験はシール差

圧を一定に保った状態で入口旋回流速度および回転体の自転速度を変化させてモーメントと並進力を計測した。

これらの流体力より、実用上の振動解析に便利のように、動的な諸定数を求めるとともに、数値解析による理論値との比較を行った。また、これらの動的定数と各パラメータとの関係より各動的定数の物理的な意味を考察した。

2. 記 号 の 説 明

R : 回転体の半径

L : シールの長さ

H : シール半径すきま

e : ふれまわり半径

Ω : ふれまわり角速度

ω : 回転体の自転角速度

B_x, B_y : x 軸および y 軸回りのモーメント

F_x, F_y : x 方向および y 方向流体力

K, k : ばね定数の主対角項と連成項

K_{ac}, k_{ac} : シリンドリカルふれまわりによるモーメントばね定数の主対角項と連成項

C, c : 減衰定数の主対角項と連成項

C_{ac}, c_{ac} : シリンドリカルふれまわりによるモーメント減衰定数の主対角項と連成項

* 平成元年10月14日、第67期全国大会講演会において講演、原稿受付、平成元年3月22日。

*¹ 正員、西島製作所 (〒569 高槻市宮田町1-1-8)。

*² 正員、神戸大学工学部 (〒657 神戸市灘区六甲台町1)。

入口旋回速度は図2に示すようにコブラ形三孔ヨーメータをシール入口部に差込み、回転体から0.8~2.3 mmの範囲で0.5 mmずつ半径方向に移動させ予旋回速度を計測し、その平均値を入口旋回速度として求めた。

実験は表1に示すシールを使用し、実験のパラメータとして回転体の回転数、入口旋回速度を変化させて行った。

なお本実験では、シリンドリカル運動の軸心とシール軸心は同心であり、水を作動流体として使用した。

4. 動特性の計測

図3に回転体の円ふれまわり運動時に発生する流体力を示す。

回転体が x 方向に e 移動したときに作用する流体力 F_t と変位に対する位相差より、 x 方向および y 方向の力は図3に示すように、それぞれ $F_t \cos \phi$ および $F_t \sin \phi$ で求まる。回転体に作用する単位変位あたりの並進力、およびモーメントはシール出入口の流体力の和および差より式(1)で求まる。式(1)の B_{yx} および B_{xx} は回転体が x 方向に e 移動した場合、それぞれ y 軸および x 軸回りに働くモーメントを表す。

$$\left. \begin{aligned} F_{xx} &= -(F_{xxi} + F_{xxo})/e \\ F_{yx} &= -(F_{yxi} + F_{yxo})/e \\ B_{yx} &= -(F_{xxi} - F_{xxo})(L_b/2)/e \\ B_{xx} &= (F_{yxi} - F_{yxo})(L_b/2)/e \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

本実験において、回転体のふれまわり中心と外管の中心は同一に設置しているため、複元力 F_r 、ふれまわり力 F_t 、および複元モーメント B_r 、ふれまわりモーメント B_t は円軌道上で一定となり、回転体が x および y 方向にそれぞれふれまわり半径 e 偏心した場合の力とモーメントは式(2)で求まる。

$$\left. \begin{aligned} F_{yx} &= -F_{xy} = F_t, \quad F_{xx} = F_{yy} = F_r \\ B_{yy} &= B_{xx} = B_t, \quad B_{yx} = -B_{xy} = B_r \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、式(2)の F と B は図5に示すように Ω の関数になる。 x および y 方向に微小変位した場合の流体力は式(3)のマトリックスで表されるとする。

$$-\mathbf{F} = -\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ B_y \\ B_x \end{Bmatrix} = -\begin{Bmatrix} F_r, & -F_t \\ F_t, & F_r \\ B_r, & B_t \\ B_t, & -B_r \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (3)$$

円ふれまわりの方向より x は $e \cos \Omega t$ 、また y は $e \sin \Omega t$ となる。また、流体力は線形であると仮定し式(4)で表されるとする。

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ B_y \\ B_x \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K, & k, & C, & c, & M, & 0 \\ -k, & K, & -c, & C, & 0, & M \\ K_{ae}, & k_{ae}, & C_{ae}, & c_{ae}, & M_{ae}, & 0 \\ k_{ae}, & -K_{ae}, & c_{ae}, & -C_{ae}, & 0, & -M_{ae} \end{Bmatrix} \cdot \boldsymbol{\eta}$$

$$\boldsymbol{\eta} = (x, y, \dot{x}, \dot{y}, \ddot{x}, \ddot{y})^T \dots\dots\dots (4)$$

式(1)~(3)および x, y を式(4)に代入し左辺と右辺の $\cos, \sin$ を比較し式(5)が決まる。

$$\left. \begin{aligned} F_r &= -K - \Omega \cdot c + \Omega^2 \cdot M \\ F_t &= k - \Omega \cdot C \\ B_r &= -K_{ae} - \Omega \cdot c_{ae} + \Omega^2 \cdot M_{ae} \\ -B_t &= k_{ae} - \Omega \cdot C_{ae} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

式(5)の付加質量の連成項は、回転体と外管の軸心が同じであるため、小さいとして無視した⁽¹⁾。式(2)の F_r, B_r に Ω に関する二次曲線を最少二乗法によりカーブフィットさせて、主対角ばね定数、連成減衰定数、および付加質量を求めた。また、ふれまわり力 F_t とモーメント B_t には直線をカーブフィットして、連成ばね定数および減衰定数の主対角項を求めた。

ここで、外力 $f(t)$ が作用している剛性 K 、減衰 C

図4 ふれまわり角速度比をパラメータとした圧力変動のベクトル図

および質量 M を持つ回転体に式(4)の流体力 F が加わる場合、運動方程式は式(6)になる。

$$K\ddot{\xi} + C\dot{\xi} + M\ddot{\xi} = F + f(t) \quad \cdots \cdots (6)$$

5. 実験結果

5・1 圧力変動のベクトル図 シール軸方向の圧力変動を5箇所計測し、ふれまわり角速度比 Ω/ω をパラメータにして示すと図4になる。

図4は回転体が円軌道上を半径 e でふれまわり運動しているとき、回転体が x 方向に e 偏心した場合のベクトル図を表す。図4中の数字 n は圧力変動の軸方向の測定位置 P_n を示す。この図4において $\square \sim \times$ 印は圧力変動ベクトルの起点を示し、これらの印より原点に向かって働く力となるような圧力変動がシール内に発生する。

図4(a)はシール差圧 ΔP が零で軸方向流れが存在しない場合の圧力変動のベクトル図を示す。 Ω/ω が同一の場合、圧力変動の回転体の変位に対する位相差は軸方向に一定であり、シール中央点の圧力変動 P_3 を中心として入口側 P_1, P_2 と出口側 P_4, P_5 のベクトルは対称になる。これは軸方向流れが存在しなければ、モーメントが発生しないことを意味している。 Ω/ω が0.5の場合に圧力変動は最小になることより、シール内部の周方向平均速度は回転体の自転速度の0.5倍であると考えられる。

図4(b)および図4(c)はシール差圧が475 kPaで同じであるが、入口旋回速度比 V がそれぞれ0.5と0.02のベクトル図を示す。

図4(b), (c)に示すように、 ΔP によりシール入口側 P_1, P_2 の圧力変動は出口側 P_4, P_5 に比べて大きく、回転体の変位に対する位相差も異なり、シールにはモーメントが働くことを表している。

シール内部の周方向平均速度はおよそ0.5であり、入口旋回速度比 V が0.5で正方向に入るならば、シール入口部より出口側までの周方向平均速度は0.5になる。よって図4(b)に示すように、 Ω/ω が0.5のとき、流体力は回転体が変位する方向と逆向きに作用し、ふれまわり方向には働かない。

Ω/ω が0.5より大きい場合、ふれまわり運動を抑制する方向に、また Ω/ω が零から0.5の範囲においてふれまわり運動を加速する方向に流体力は働く。

図4(c)は入口旋回速度比 V が0.02の場合を示す。図4(b)のように正方向に入口旋回が存在するときに比較し、圧力変動のふれまわり運動に対する位相差は増大し、ふれまわり運動を抑制する方向に流体力が作用することを表している。図4(c)と図4(b)の

相違はシール入口に近い部分で大きい、出口側ではほぼ同じになる。

本実験のように長いシールでは、回転体の自転による周方向の粘性せん断力により入口旋回速度はシール出口側では減衰し、 V の影響が出口側では小さくなる。

5・2 並進力およびモーメント シール出入口の圧力差により軸方向流れが存在する場合、回転体のシ

(a) 並進方向流体力

(b) モーメント

(c) モーメントに及ぼすシール差圧の影響

図5 流体力の計測値

リンドリカルふれまわり運動によりモーメントが並進力と同様に働く。

式(2)より求めたこれらの並進力 F とモーメント B を図5(a)～(c)に示す。図5中の曲線と縦軸($\Omega/\omega=0$)との交点がばね定数, Ω に対するこう配が減衰定数, 二次項が付加質量となる。

図5(a), (b)はシール差圧 ΔP を 475 kPa に一定に保ち, 入口旋回速度比 V をパラメータとして F および B の Ω/ω との関係を表している。

図5(a)の並進力 F において, 復元力 F_r に与える V の影響は小さいが, ふれまわり力 F_t に V は大きく影響する。 F_t と Ω/ω 軸の交点と Ω/ω が零の間の領域 D_1 では, 回転体のふれまわり方向と同方向に流体力が作用するため不安定化力として F_t は作用する。入口旋回速度が回転体の自転速度と同方向に入る場合に比べて, 負方向($V=-0.13$)に入る場合は F_t と Ω/ω との交点が零に近づくため, 不安定化力の作用する領域が D_1 より D_2 まで小さくなる。図5(a)に示す並進力の測定値は, 図6に示す岩壺ら⁽⁴⁾の測定結果と定性的に一致した。

図5(b)にモーメントとふれまわり速度比 Ω/ω との関係を V をパラメータにして示す。

図5(a)の並進力 F_t と同様に V はふれまわりモーメント B_t に大きく影響を及ぼす。入口旋回流が正方向($V=0.65$)の場合と, 負方向($V=-0.13$)に入る場合における B_t の Ω/ω に対するこう配はほぼ同じである。これは式(5)より, 主対角モーメント減衰定数 C_{ac} に与える V の影響が小さいことを示唆している。しかし, B_t と縦軸との交点は V が負方向のときは負になるため, 連成モーメントばね定数 k_{ac} の符号が V が正の場合と逆になることを表す。モーメントは図4

図6 岩壺らの実験結果

に示すように, シール入口側と出口側の流体反力の相違により発生するため, 周方向流れに起因する B_t は V の影響を受ける。

また B_r の Ω に対するこう配は V により変化するため, 連成モーメント減衰定数 c_{ac} は V によりその符号が変化することを示す。

図5(c)は予旋回速度比 V および自転速度 ω がほぼ同じで, ΔP をパラメータにした場合のモーメントを示す。 B_r と B_t は ΔP が大きいほど大きくなる。

5.3 動的定数 入口旋回速度比 V と式(5)で求められる各動的定数との関係を, 回転体の自転速度 ω をパラメータにして図7～12に表す。図7～12においてシール差圧 ΔP は 475 kPa で一定に保たれているが, ω は 10～25 Hz に変化させている。このときの周方向レイノルズ数 R_F は 1500～3750 に, 軸方向レイノルズ数 R_A は 6130～6050 になる。

図7～12には実測値と Childs の有限幅シール理論値⁽⁴⁾をプロットしている。理論値はシールを軸方向に 200 等分し, ルンゲクッタ法による数値積分を行って求めた結果を示している。

図7にモーメントばね定数と V との関係を ω をパ

図7 モーメントばね定数

ラメータにして示す。

モーメントばね定数の主対角項 K_{ac} に与える V と ω の影響は小さい。 K_{ac} は図 5 (c) よりシール差圧による軸方向流れにより誘起される定数であることを表している。

連成モーメントばね定数 k_{ac} は図 5 (b) に示すように、 B_t が V により縦軸方向に移動し、入口旋回流が負方向に入るときと正方向に入るとききの k_{ac} の符号は

逆になる。

図 8 にモーメント減衰定数と V との関係を ω をパラメータにして示す。主対角モーメント減衰定数 C_{ac} は K_{ac} と同様にして V および ω に無関係である。これは図 5 (b) の B_t の Ω/ω に対するこう配が V によらず一定であることに対応しており、図 5 (c) よりシール内の軸方向流れに主に依存する定数であると考えられる。

連成モーメント減衰定数 c_{ac} は k_{ac} と同様に V および ω に大きく依存する。 c_{ac} は V がおよそ 0.37 以上で負、0.37 以下で正の符号を持つ。 c_{ac} の絶対値は ω が大きいほど大きく、また V に依存することより、 k_{ac} と同様にして、シール出入口の周方向流れの相違により発生する定数である。

図 9 にモーメント付加質量 M_{ac} を示すが、 M_{ac} は V と ω との影響をあまり受けずほぼ一定と考えられる。

図 7～9 に示すように本実験の範囲では、理論値と実測値は定性的に一致した。

図 10～12 に並進方向力のばね定数、減衰定数および付加質量と入口旋回速度比 V との関係を自転速度

図 8 モーメント減衰定数

図 9 モーメント付加質量

図 10 ばね定数

図 11 減衰定数

ω をパラメータにして示す。

図 10 に示すように、主対角ばね定数 K および連成ばね定数 k は V および ω に依存して変化する。

本実験のように回転体と外管が同心に設置されている場合には、主対角ばね定数 K は V が正方向に大きくなるに伴い負方向に移動する。また、 K は ω の増加とともに負方向へ移動し不安定化力になる。

連成ばね定数 k は V および ω とともに増大し、周方向流れにより発生することを示唆している。

図 11 に主対角減衰定数 C と連成減衰定数 c を示す。 C は C_{ac} と同様に、 ω と V に無関係であるが、連成項 c は ω と V が大きいほど大きく、連成ばね定数 k と同じように、周方向流れにより発生することを示唆している。

付加質量 M は図 12 に示すように ω と V に無関係で一定となる。

並進方向力の各動的定数の実験値と理論値は、本実験の範囲では定性的に一致した。

6. 結 言

シリンダリカル運動しているロングシールに作用す

図 12 付加質量

る入口旋回速度の影響について研究を行った結果を次にまとめる。

(1) ふれまわりモーメント B_t およびふれまわり力 F_t は入口旋回速度に依存するが、複元力 F_r に与える入口旋回速度の影響は小さい。

(2) 入口旋回速度が連成モーメントばね定数 k_{ac} および連成モーメント減衰定数 c_{ac} に及ぼす影響は大きい。これらはシール出入口の周方向流速の相違により発生すると考えられるため、入口旋回速度の方向によりそれらの符号は変化する。

(3) 入口旋回速度が主対角モーメントばね定数 K_{ac} 主対角減衰定数 C_{ac} およびモーメント付加質量 M_{ac} に与える影響は小さい。これらの定数はシール内の軸方向流れにより誘起される定数と考えられる。

(4) 回転体をコニカルモードで運動させるように働く流体力のモーメントは、入口旋回速度が正方向に大きな場合には前回りコニカルに、入口旋回速度が負方向の場合には後回りコニカルモードで運動させるようなモーメントになる。

(5) 入口旋回速度は並進方向力のばね定数 K 、 k に大きく影響を及ぼすが、付加質量および主対角減衰定数 C に対する影響は小さい。

文 献

- (1) 岩壺・ほか2名, 機論, 55-510, C(1989), 317.
- (2) 金光・ほか2名, 機論, 51-472, C(1985), 3407.
- (3) Kaneko, S., ほか2名, *J. Mech. E.* (1984), 205.
- (4) Childs, d. w., Rotordynamic Moment Coefficients for Finite-Length Turbulent Seals, *Proc. IFTOMM conf., Rome*, (1982), 371.
- (5) 兼森・岩壺, 機論, 55-510, C(1989), 302.
- (6) Kanemori, Y. and Iwatsubo, T., *Proc. 2nd China-J. joint conf.*, Xi'an, (1987), 143.

討 論

〔質問〕 金 光 陽 一

〔(株)荏原総合研究所〕

平行環状シールの動特性について、ポンプ、ロータ設計上有益な結果を得、しかも有限幅シール理論を実証されたことに敬意を表する。以下につきご教示願いたい。

(1) 図4(b)において、入口旋回速度比が0.5の場合には、入口から出口まで、平均周方向速度比は0.5になり、軸方向流速も軸方向に一定であるから、入口から出口まで速度分布は一定となるものと思われるが、入口近くの $n=1$ と出口近くの $n=5$ での圧力変動ベクトルには大きな差異が生じている。どのような現象によるのか。

(2) 有限幅理論解析結果も、図4(b)または図4(c)と同様の結果になるのか。

〔回答〕 (1) 長い平行環状シールにおいて、シール出入口の圧力変動に差異が生じる。この要因として、(i)シール入口部と出口部の周方向速度の相異(ii)ふれまわり運動によるシール入口部の圧力変動

$P_1 = -(1+\xi)\rho/2w_0w_1$ が考えられる。ここで ξ は入口損失係数、 ρ は流体の密度、 w_0 は軸方向流速、 w_1 は w_0 の一次摂動を表す(付1)。図4(b)では、入口旋回速度比が0.5であり要因(i)の影響は少ない。しかし、要因(ii)より軸方向流速による圧力変動がシール入口部で発生する。

このためシール入口部 $n=1$ の圧力変動ベクトルは出口部 $n=5$ より大きくなり、差異が生じる。

(2) 有限幅理論解析結果を付図1(a)(b)に示す。付図1は実験値である図4(b)および図4(c)と同様に、シール差圧を475 kPaで一定とし、入口旋回速度比 V がそれぞれ0.5と0.02の圧力変動の理論値を示す。付図1中の数字 n は実験で圧力変動を計測した位置を表しており、図4の実験値に対応する。付図1の圧力変動の理論値はシール入口端より出口端までプロットしている。

付図1と図4に示すように、理論値と実験値は定性的に一致した。これらの図より、シール入口部の圧力変動は出口部より大きいことがわかる。

なお本実験において、動的流体力は外管に設けたロードセルによる計測値を用いた。

〔質問〕 金 子 覚〔長岡技術科学大学〕

長い平行環状シールにおいて、入口旋回流がモーメント、並進力および動特性係数に及ぼす影響を詳細に

検討されている点に敬意を表す。以下の点について伺いたい。

(1) シールの長さ L が比較的短い(例えば幅径比 $L/D < 1$) の場合には、ロータ系の安定性を考慮するうえで、図5(a)および図6に示すように、接線方向流体力(ふれまわり力) F_t が零となる Ω/ω の値が最も重要になると考えられる。一方、貴論文のように L が大きい場合に対しても同様な議論が成立するののか。

(2) もしモーメントも系の安定性を考慮するうえで不可欠な要素であるとする、それはどのような形で影響を及ぼしているのか。またその影響は定量的には F_t と比較してどの程度と考えられるか。

〔回答〕 (1) 長い平行環状シールに大きな予旋回速度が存在する場合、シール入口部の接線方向流体力 F_t と出口部の F_t の大きさは異なる。よって接線方向流体力 F_t はシールの軸方向に変化する。図5(a)の F_t はシール軸方向の接線方向流体力を積分した値を示している。

回転体がシリンダカルふれまわり運動を行っている場合、これらシール内の接線方向流体力の合力により、シリンダカル運動に対して安定的に働くか評価できると考える。

また $L/D < 1$ の寸法形状が短いシールであっても、回転体の自転速度が速いとき、シール出入口の周方向流束の相異が生じるため、接線方向流体力 F_t は軸方向に変化する。この場合も、シール内の F_t の合力で安定性を考慮できるであろう。

(2) 一般的に回転体はシリンダカルおよびコニカル運動が合成されたモードで運動していると考えられる。

流体力によるモーメントの方向と、コニカルふれまわりの運動の方向が等しいならば、このモーメントは不安定化モーメントとして作用する。また逆に、これらの方向が異なるならば、安定化モーメントとして影響を及ぼす。

回転体のふれまわりの運動において、シリンダカル運動が支配的であるならば F_t の影響が大きく、コニカル運動が支配的であるならば、モーメント B_t の影響が大きくなる。よって、これら流体力の定量的な大きさは、回転体のふれまわり運動モードに依存すると思う。

(付1) 梁・岩壺、機論, 49-445, C(1983), 1636.

付図 1 ぶれまわり角速度比をパラメータとした圧力変動の有限幅理論値のベクトル図

〔質問〕 神 吉 博

(三菱重工(株)高砂研究所)

難しい実験にもかかわらず、非常に良い結果が得られていると考えられる。次の点について追加解説願いたい。

図 7、モーメントばね定数のグラフの $V=0.2$ 付近および図 8 モーメント減衰定数のグラフの $V=0.37$ で値が $+\rightarrow 0\rightarrow -$ へと変化していることについてどのような現象になっているのか物理的に解説できないか。

〔回答〕 図 7 および図 8 に示すように、モーメントばね定数とモーメント減衰定数の連成項は入口旋回速度比 V の影響を受け、その符号が正より負へ変わる。

これらモーメント定数の連成項は、主にシール出入口の並進方向力に関する連成ばね定数と連成減衰定数の大きさの相異によって発生する定数である。

長いシールの場合、 V の影響はシール出口側で減少し、流体の周方向平均速度はシール出口側で回転体の自転速度のおよそ半分になると考えられる。よって入口旋回速度の方向および大きさにより、シール出口部に対する入口部の周方向平均速度の大きさと方向は変化する。

並進方向力の連成項はこの周方向平均速度に依存するため、モーメント定数の連成項も周方向平均速度に依存し、 V の大きさにより符号が変化する。

モーメント定数が零になる V はシール形状によって異なると考える。