エアクッション艇空気シール構造の 振動に関する研究

正員 今井 兼久*

永園 秀雄*

正員 南 真和*

A Study on Vibration of the Pneumatic Seal Structure of the Air Cushion Craft

by Kanehisa Imai, *Member*

Hideo Nagasono,

Masakazu Minami, *Member*

Summary

A fundamental study on vibration characteristics of the air cushion craft was performed taking dynamic behavior of the pneumatic seal structure into consideration.

A linearized mathematical model of the air cushion craft dynamics was derived. The effect of each parameter on the dynamic stability was obtained analytically and experimentally from the view point of negative resistance excitation system.

The conclusions are as follows:

1) The dynamic stability of pneumatic seal structural vibration depends on the air transmission line characteristics and the seal configuration. The effects of these parameters on the stability criteria of the system are numerically examined.

2) In the model test, the self excited vibration caused by the instability of the pneumatic seal system was observed in some range of the inlet area of fan and feedhole area in the air chamber.

3) The calculated fundamental natural frequency for air cushion craft model agreed very well with model test results. The stable region varied in accordance with feedhole area in the model test, and a similar tendencies were also observed in the numerical analysis.

A further study is necessary to discuss the difference between model test results and numerical analysis results.

1 緒 言

エアクッション艇では、地面の不整による強制振動の他に空気流れによる自励振動の発生が報告されている^{1),2)}。フレキシブルシールを装備したエアクッション艇において報告されている特異な振動も後者に属するものと考えられる。シール構造振動までを含めた理論的検討例は少ないようである。

エアクッション艇に考えられる振動問題を列举してみよう。波浪中を走行するエアクッション艇の空気シール構造は、波面との接触あるいは空気室容積変化に伴う強制変動力を受ける。したがって、出会波周波数とシール構造の固有振動数が一致する場合には、動的な増幅を受けて空気漏洩量変動を生じ、艇体振動を誘起する。また、艇体、シール、空気系で構成する振動系のパラメー

タの組み合わせによっては、負性抵抗系としての不安定振動発生可能性がある。クッション室の容積変化やシール膜内張力の変化に伴う見かけ剛性の変動による係数励振振動も考えられる。

本研究は、それらの振動発生機構の解明と振動軽減手法を確立するための基礎研究である。最初に、既報文献におけるシールに発生する振動問題の概要と、導出した振動系の線形モデルおよび振動系の動的安定性に影響を及ぼすパラメータについて述べる。次に、自励振動現象に注目したエアクッション艇のモデル実験結果と理論計算結果の比較を通して、固有振動特性に及ぼすパラメータの影響について考察する。

2 シールの自励振動

フレキシブルシールの採用により生じた自励振動を文献 1), 6) ではバウンスと称し、その現象的特徴を次

* 三井造船(株)技術開発本部千葉研究所

のように述べている。“初期のバッグとフィンガーの構成では、ある条件下で激しい自励的な振動を生じた。スカート振動が、艇のヒープ固有振動を励振する場合に特に問題となる。振動は、静水中の低速走行あるいはほとんどゼロの速度で生じており、リフトシステムのパワーを変える（例えば、ファンの回転数を変える）ことによって解決できる場合もあるが、振動を止めるために停止せざるを得ないこともある。”振動発生機構の定性的説明として、以下のように述べている。“もし、シール高さが変化すれば、シール下端クリアランスが変わり、クッションからの空気流出流量に影響を与える。体積流量は、バッグとクッション間の圧力差の平方根に比例するため、シール高さが変化することは、これらの圧力が変化することを意味する。これにより圧力比が変化し、これに対応するようにシール形状、高さが変化することになる。”自励的振動の発生理由に対する説明は以上の程度であり、理論解析の具体的報告例は、筆者らが調査した限りでは見当たらない。

文献 2) 中の大型モデルのテスト結果では、振動サイクル中の、バッグ圧、クッション圧の変動とフィンガー下端の間隙の関係に、次のような特徴的傾向が見られる。

① クリアランスの増加時に圧力が低くなる位相差、つまり、流量が増加する場合に圧力が低下する関係になっている。

② クリアランスと圧力変動現象の振動数比には、1:1 と 1:2 の成分が混在している。

安定領域の判定に関して、次に示すようなバッグ圧 P_b とクッション圧 P_c の関係で求まる簡便な図が提案されている。

③ P_b が P_c よりも十分大きい範囲と P_b が P_c にほぼ等しい領域に安定域がある。具体的には、 P_b と P_c の比が、約 1.2~2.0 の範囲を不安定域としている。

以上の報告より、現象を推察してみる。文献 2) 中の実験に見られたシール下端クリアランスと圧力の位相関係は、シール構造の上下振動と流出流量変動が増幅的になる関係を示している。それは、流体配管の管端に押し開き型の弁を持つ振動系に見られる不安定振動成長のパターン³⁾と共通点がある。不安定振動の成長によって圧力変動を生ずれば、シール膜内にも張力変化を伴い、係数励振的な発振と係り合う可能性もある。不整面走行によって変動外力を受ける場合も同様である。

3 システムの線形化モデル

ここでは、固有振動解析のための線形化モデルについて述べる。Fig. 1 は概念的に示したシステムの全体構成である。基礎実験との対比にも用いるため、ダクト系は

Fig. 1 Mathematical model for vibration analysis

分布定数系として気柱振動も含めるように配慮する。モデルのシール部は、概念的に示しているが、本報ではバッグ・フィンガー様式を想定している。

3.1 ファン・ダクト室のモデル化

平衡状態からのファン送風空気変動圧力と変動流量の関係を次式で表わす。

$$\Delta P_f = f'(Q_e) \Delta Q_f \quad (1)$$

ここで、

ΔP_f : ファン送風空気変動圧力

ΔQ_f : ファンの平衡状態流量 Q_e からの変動流量

$f'(Q_e)$: 平衡状態流量 Q_e におけるファン特性曲線の傾き

フッン入口の特性とダクト室下流端の状態量間の伝達特性を次式で表わす⁴⁾。

$$\begin{bmatrix} \Delta P_d \\ \Delta Q_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{f'(Q_e) \cosh(T_e s) - Z_c \sinh(T_e s)}{-\frac{f'(Q_e)}{Z_c} \sinh(T_e s) + \cosh(T_e s)} \end{bmatrix} \cdot \Delta Q_f \quad (2)$$

ここで、

ΔP_d : ダクト下流端変動圧力

ΔQ_d : バッグ室入口における変動流量

Z_c : ダクト室特性インピーダンス ($=\rho_d c/A_d$)

$$T_e = l_d/c, \quad s = \frac{d}{dt}$$

l_d, A_d : ダクト長さ、断面積

ρ_d, c : 空気密度、空気中の音速

$T_e \rightarrow 0$ とすれば、 $\Delta P_d = \Delta P_f$, $\Delta Q_d = \Delta Q_f$ となり、ダクト室を無視できる。(3) 式の近似のもとに (2) 式を書きかえると (4) 式を得る。

$$\left. \begin{aligned} \cosh(T_e s) &\doteq 1 + \frac{4}{\pi^2} (T_e s)^2 \\ \sinh(T_e s) &\doteq T_e s \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} \Delta P_d \\ \Delta Q_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_1 s^2 + a_2 s + f'(Q_e) \\ b_1 s^2 + b_2 s + 1 \end{bmatrix} \cdot \Delta Q_f \quad (4)$$

ここで、

$$a_1 = \frac{4}{\pi^2} f'(Q_e) T_e^2, \quad a_2 = -Z_c T_e$$

$$b_1 = \frac{4}{\pi^2} T_e^2, \quad b_2 = -\frac{f'(Q_e)}{Z_e} T_e$$

3.2 バッグ室およびクッション室のモデル化

艇体, シールの変形に伴うバッグ室, クッション室の容積 V_b, V_c は次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} V_b &= V_{be} + A_s^* (y_h - y_s) - A_d y_h \\ V_c &= V_{ce} + (A_s - A_p) y_s + A_c y_h \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここで,

V_{be}, V_{ce} : 平衡状態でのバッグ室, クッション室容積

A_s^* : シールの有効受圧面積 ($= A_s(1+\beta)$)

A_s : シールの基準受圧面積

β : 形状係数

A_p : シール前縁の受圧面積 (投影面積)

A_c : 艇下面の受圧面積

y_h, y_s : 艇体, シールの変位

バッグ室, クッション室内の空気の挙動に関して断熱変化を仮定すると,

$$\left. \begin{aligned} (P_a + P_{be}) V_{be}^\gamma &= (P_a + P_{be} + \Delta P_b) \\ &\times \left\{ V_b \left(1 - \frac{\Delta V_d}{V_{be} + \Delta V_d - \Delta V_b} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{\Delta V_b}{V_{be} + \Delta V_d - \Delta V_b} \right) \right\}^\gamma \\ (P_a + P_{ce}) V_{ce}^\gamma &= (P_a + P_{ce} + \Delta P_c) \\ &\times \left\{ V_c \left(1 - \frac{\Delta V_b}{V_{ce} + \Delta V_b - \Delta V_a} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{\Delta V_a}{V_{ce} + \Delta V_b - \Delta V_a} \right) \right\}^\gamma \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

微小変形仮定のもとに次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_b &= K_b \{ (\Delta V_d - \Delta V_b) \\ &\quad - A_s^* (y_h - y_s) + A_d y_h \} \\ \Delta P_c &= K_c \{ (\Delta V_b - \Delta V_a) \\ &\quad - (A_s - A_p) y_s - A_c y_h \} \\ K_b &= \gamma (P_a + P_{be}) / V_{be} \\ K_c &= \gamma (P_a + P_{ce}) / V_{ce} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ここで,

$P_{be}, \Delta P_b$: バッグ室平衡状態圧力, 変動圧力

$P_{ce}, \Delta P_c$: クッション室平衡状態圧力, 変動圧力

P_a : 大気圧

$\Delta V_d, \Delta V_b, \Delta V_a$: バッグ室入口, クッション室入口, シール下端出口を通過する空気の変動容積

γ : ポリトロップ指数

K_b, K_c : バッグ室, クッション室の音響キャパシタンスの逆数

バッグ室入口, クッション室入口, シール下端出口部

の平衡状態からの変動流量, 変動圧力の関係に対し, 次の線形化式を用いる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q_d &= s \Delta V_d = (\Delta P_d - \Delta P_b) / R_d \\ \Delta Q_b &= s \Delta V_b = (\Delta P_b - \Delta P_c) / R_b \\ \Delta Q_a &= s \Delta V_a = \Delta P_c / R_a + y_s / \alpha_a \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ここで,

$$\left. \begin{aligned} R_d &= 2(P_{de} - P_{be}) / Q_e \\ R_b &= 2(P_{be} - P_{ce}) / Q_e \\ R_a &= 2P_{ce} / Q_e \\ \alpha_a &= h_e / Q_e \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

h_e : 平衡状態でのシール下端クリアランス

(8) 式に, (4), (7) 式を代入して変動圧力の項 $\Delta P_d, \Delta P_b, \Delta P_c$ を消去すると次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} K_b(A_s^* - A_d)y_h - K_b A_s^* y_s \\ + (a_1 s^2 + a_2 s + f'(Q_e)) \Delta Q_f \\ - (R_d s + K_b) \Delta V_d + K_b \Delta V_b = 0 \\ \{K_c A_c - K_b(A_s^* - A_d)\} y_h \\ + \{K_c(A_s - A_p) K_b A_s^*\} + K_b \Delta V_d \\ - \{R_b s + (K + K_c)\} \Delta V_b + K_c \Delta V_a = 0 \\ - K_c A_c y_h + \{(R_a / \alpha_a) \\ - K_c(A_s - A_p)\} y_s \\ + K_c \Delta V_b - (R_a s + K_c) \Delta V_a = 0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

3.3 艇体, シール系の運動方程式

艇体およびシール系の運動方程式は次式で表わせる。

$$\left. \begin{aligned} -m_h \ddot{y}_h + A_t \Delta P_b + A_c \Delta P_c \\ -k_s(y_h - y_s) = 0 \\ -m_s \ddot{y}_s - A_s \Delta P_b + (A_s - A_p) \Delta P_c \\ + k_s(y_h - y_s) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

ここで,

m_h : 艇体質量

m_s : シールの有効振動質量

k_s : シールの有効ばね定数

A_t : 艇の上甲板の受圧面積

(11) 式の両辺を初期値 0 としてラプラス変換し, これに (7) 式を代入すると,

$$\left. \begin{aligned} \{-m_h s^2 - K_b A_t (A_s^* - A_d) \\ - K_c A_c^2 - k_s\} y_h + \{K_b A_t A_s^* \\ - K_c A_c (A_s - A_p) + k_s\} y_s + K_b A_t \Delta V_d \\ + (-K_b A_t + K_c A_c) \Delta V_b \\ - K_c A_c \Delta V_a = 0 \\ \{K_b A_s (A_s^* - A_d) \\ - K_c A_c (A_s - A_p) + k_s\} y_h \\ + \{-m_s s^2 - K_b A_s A_s^* \\ - K_c (A_s - A_p)^2 - k_s\} y_s - K_b A_s \Delta V_d \\ + \{K_b A_s + K_c (A_s - A_p)\} \Delta V_b \\ - K_c (A_s - A_p) \Delta V_a = 0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

(4), (10), (12) 式をマトリックス表示する。

$$\begin{pmatrix}
 -m_h s^2 & K_b A_t A_s^* & 0 & K_b A_t & -K_b A_t & -K_c A_c \\
 -K_b A_t (A_s^* - A_d) & -K_c A_c (A_s - A_p) & 0 & K_b A_t & +K_c A_c & -K_c A_c \\
 -K_c A_c^2 - k_s & +k_s & & & & \\
 K_b A_s (A_s^* - A_d) & -m_s s^2 & 0 & -K_b A_s & K_b A_s & -K_c \\
 -K_c A_c (A_s - A_p) & -K_b A_s A_s^* & 0 & -K_b A_s & -K_c & \times (A_s - A_p) \\
 +k_s & -K_c (A_s - A_p)^2 - k_s & & & \times (A_s - A_p) & \\
 0 & 0 & b_1 s^2 & -s & 0 & 0 \\
 & & +b_2 s & & & \\
 & & +1 & & & \\
 K_b (A_s^* - A_d) & -K_b A_s^* & a_1 s^2 & -R_d s & K_b & 0 \\
 & & +a_2 s & -K_b & & \\
 & & +f'(Q)_e & & & \\
 -K_b (A_s^* - A_d) & K_b A_s^* & 0 & K_b & -R_b s & K_c \\
 +K_c A_c & +K_c (A_s - A_p) & & & -(K_b + K_c) & \\
 -K_c A_c & -K_c (A_s - A_p) & 0 & 0 & K_c & -R_a s \\
 & +R_a/\alpha_a & & & & -K_c
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 y_h \\
 y_s \\
 \Delta Q_f \\
 \Delta V_d \\
 \Delta V_b \\
 \Delta V_a
 \end{pmatrix}
 = 0 \quad (13)$$

4 動的安定領域

(13) 式の係数行列を 0 とする振動数方程式より複素固有値を求め、減衰係数の符号より振動系の安定性を判別する。パラメータと振動系の動的安定性の関連の考察を容易にするため、自由度を縮約した非連成振動系の個々について検討する。非連成振動系の呼称を、 $y_h = y_s$ としたものを艇体振動系、 $y_h = 0$ としたものをシール振動系とする。ここでは、計算を簡単にするため、 $T_e = 0$ 、 $A_d = 0$ としてダクト影響を無視し、さらに、 $A_t = A_s$ 、 $A_p = 0$ とした場合の系について考察する。

4.1 艇体振動の安定領域

$y_h = y_s$ として縮約した運動方程式の係数行列式を 0 とおくと、次の振動数方程式を得ることができる。

$$s^4 + A_3 s^3 + A_2 s^2 + A_1 s + A_0 = 0 \quad (14)$$

ここで、

$$A_0 = \omega_h^2 \frac{K_b}{A_c' \alpha_a} \left(\frac{1}{R_d - f'(Q_e)} + \frac{1}{R_b} \right)$$

$$A_1 = \omega_h^2 \left\{ K_b \left(\frac{1}{R_d - f'(Q_e)} + \frac{1}{R_b} \right) + \frac{1}{A_c' \alpha_a} \right\}$$

$$A_2 = K_b K_c \left\{ \frac{1}{R_d - f'(Q_e)} \left(\frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_a} \right) + \frac{1}{R_b R_a} \right\} + \omega_h^2$$

$$A_3 = K_b \left(\frac{1}{R_d - f'(Q_e)} + \frac{1}{R_b} \right) + K_c \left(\frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_a} \right)$$

$$m_a' = m_h + m_s, \quad A_c' = A_c + A_s$$

クッション室入口部絞り（以下、フィードホールとする）の部分の変動圧力、変動流量の関係式（8）、（9）において、 $R_b = 0$ （ $P_{be} = P_{ce}$ ）とすると（14）式はバッグ室とクッション室を合わせた単一プレナム系の振動数

方程式に、 $K_b \rightarrow \infty$ （バッグ室容積 $V_{be} \rightarrow 0$ ）とすると、クッション室のみをプレナムとする系の振動数方程式にそれぞれ一致する。

Hurwitz の方法によれば、振動数方程式の係数がすべて正の場合、振動系の安定条件は次式を満たす場合である。

$$A_1 A_2 A_3 > A_1^2 + A_0 A_3^2 \quad (15)$$

計算に用いたモデル諸元⁵⁾を Table 1 に、計算結果を Fig. 2~4 に示す。

Fig. 2 艇体振動の安定領域に及ぼすフィードホール絞りの影響

Fig. 3 ファン特性の影響

Fig. 4 バッグ室空気圧とクッション圧の関係

図より、次のことが分かる。

1) Fig. 2 において、安定境界の曲線は 2 次曲線で、その下方、即ち低クッション圧側が安定域となる。ファン特性曲線の傾き $f'(Q_e) = 0$ の場合、フィードホールを開くと安定域は広がり、絞ると $f'(Q_e) = -\infty$ の曲線

Table 1 Principal dimensions of ACV model

	Calculation	Experiment
Hull Weight (W_h)		296.5 kg
Seal Weight (W_s)		66.0 kg
Cushion Diameter (D)	2.0 m	
Cushion Area (A_c)	3.14 m ²	3.00 m ²
Projected Area of Seal (A_s)	0.628 m ²	4.90 m ²
Bag Volume (V_b)	1.57 m ³	3.63 m ³
Cushion Volume (V_c)	3.14 m ³	1.76 m ³

Fig. 2 Dynamic stability boundaries of heave motion

Fig. 3 Dynamic stability boundaries of heave motion

に漸近し、安定域は狭くなる。

2) Fig. 3 において、ファン特性曲線の傾き $f'(Q_e) \rightarrow 0$ ($C^* \rightarrow 0$) とすると安定域は広がる。フィードホールを開く場合の傾向に一致する。

3) Fig. 4 において、安定境界線は下に凸の双曲線状である。高クッション圧側の安定域は狭く、低クッション圧側の安定域の方が広い。フィードホール開度を大きくすると低クッション圧側の安定域が広がる。

(15) 式の判別式は、 $R_b = 0, \infty$ の極限では、次のようになる。

$$R_b \rightarrow \infty$$

Fig. 4 Dynamic stability boundaries of heave motion

$$\frac{K_c}{R_a} > \frac{1}{A_c' \alpha_a} \quad (16)$$

$$R_b \rightarrow 0$$

$$K_c^* \left(\frac{1}{R_a - f'(Q_e)} + \frac{1}{R_a} \right) > \frac{1}{A_c' \alpha_a} \quad (17)$$

$$K_c^* = K_b K_c / (K_b + K_c)$$

広いクッション面積（低圧側）を持つ振動系は、安定化の傾向になる。 K_c^* は、バッグ室とクッション室を合わせた単一プレナムに対して得られるパラメータである。 $(R_a - f'(Q_e)) \rightarrow \infty$ とすれば、(16) 式と (17) 式の差は K_c と K_c^* の違いのみで、形式的には一致する。

Fig. 2, 3 において、 $R_b \rightarrow \infty$ もしくは $(R_a - f'(Q_e)) \rightarrow \infty$ の場合にもともに安定域が狭める傾向となったのは式よりも理解できる。(15) 式の判別式は、 $y_h = y_s$ 即ちシールの変形を無視している。シール変形によって、 K_c^* の低減度が大きいと、 $R_b \rightarrow 0$ でも安定域を狭める可能性がある。

4.2 シール振動の安定領域

$y_h = 0$ としたシール振動系の振動数方程式からも、同型式の判別式を得ることができる。(14) 式に相当する振動数方程式の係数を $B_0 \sim B_3$ と表わすと、次のようになる。

$$s^4 + B_3 s^3 + B_2 s^2 + B_1 s + B_0 = 0 \quad (18)$$

ここで、

$$B_0 = \omega_c^2 \frac{K_b}{A_s \alpha_a} \frac{1}{R_a - f'(Q_e)}$$

$$\begin{aligned}
& +\omega_s^2 K_b K_c \left\{ \frac{1}{R_d - f'(Q_e)} \left(\frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_a} \right) + \frac{1}{R_b R_a} \right\} \\
B_1 &= \omega_b^2 \frac{K_c}{R_a} + \omega_c^2 \frac{K_b}{R_d - f'(Q_e)} + \omega_c^2 \frac{1}{A_s \alpha_a} \\
& + \omega_s^2 \left(\frac{K_b}{R_d - f'(Q_e)} + \frac{K_b + K_c}{R_b} + \frac{K_c}{R_a} \right) \\
B_2 &= K_b K_c \left\{ \frac{1}{R_d - f'(Q_e)} \left(\frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_a} \right) + \frac{1}{R_b R_a} \right\} \\
& + \omega_s^2 + \omega_b^2 + \omega_c^2 \\
B_3 &= K_b \left(\frac{1}{R_d - f'(Q_e)} + \frac{1}{R_b} \right) + K_c \left(\frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_a} \right) \\
\omega_s^2 &= \frac{k_s}{m_s}, \quad \omega_b^2 = \frac{K_b A_s A_s^*}{m_s}, \quad \omega_c^2 = \frac{K_c A_c^2}{m_s}
\end{aligned}$$

Fig. 5 Dynamic stability boundaries of seal vibration

Fig. 6 Dynamic stability boundaries of seal vibration

艇体振動系の場合と同様に、Table 1 の艇形状や圧力、流量特性に関して安定領域を数値計算する。シール特性のパラメータは次のように設定した。

$$\left. \begin{aligned} m_s &= m_h/20, \quad k_s = (2\pi f_s)^2 m_s \\ f_s &= 5 \text{ Hz}, \quad A_s = 0.2 A_c \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

計算結果を以下に示す。

Fig. 5 シール振動の安定領域

——フィードホール開度の影響——

Fig. 6 ファン特性の影響

Fig. 7 バッグ室圧力とクッション室圧力の関係図より、次のことが分る。

1) Fig. 5 において、フィードホール開度を大きくすると安定域は広がる。

2) Fig. 6 において、全般にファン特性曲線の傾きを $f'(Q_e) \rightarrow -\infty$ とする方が安定域が広がる。これは艇体振動の場合とは逆傾向である。また、シール下端クリアランスの小さい領域では、安定曲線は特性曲線の傾きが急になるにつれて一度狭くなり、再び広がる傾向を示す。

3) Fig. 7 において、安定領域の曲線は2次曲線状となる。曲線の下側領域は安定域で、フィードホール開度を大きくすると極小点は高圧側に移行し、安定域は広がる。

艇体振動の場合と同様に、安定判別式の傾向を調べる。 $(R_d - f'(Q_e)) \rightarrow \infty$ の場合の安定判別式は、

Fig. 7 Dynamic stability boundaries of seal vibration

$$C_1^2 C_3 \left(\frac{\omega_s}{\omega_c} \right)^2 + C_2 \left(\frac{\omega_b}{\omega_c} \right)^2 + C_1 \left(1 + \frac{K_b K_c}{R_a R_b} \cdot \frac{1}{\omega_c^2} \right) > C_1 \left(\frac{\omega_s}{\omega_c} \right)^2 + \frac{1}{A_s \alpha_a} \quad (20)$$

ここで、

$$C_1 = (K_b + K_c)/R_b + K_c/R_a, \quad C_2 = (K_b + K_c)/R_b$$

$$C_3 = \frac{\left(\frac{\omega_b}{\omega_c} \right)^2 + 1}{\frac{K_c}{R_a} \left(\frac{\omega_b}{\omega_c} \right)^2 + \frac{1}{A_s \alpha_a}}$$

(20) 式より、 $R_b \rightarrow 0$ の場合は C_1^2 項が大きくなり、系は安定化する。 $R_a, R_b, \alpha_a \rightarrow \infty$ の場合、(20) 式は (21) 式のようになる。

$$C_1(C_1 C_3 - 1) \left(\frac{\omega_s}{\omega_c} \right)^2 + C_2 \left(\frac{\omega_b}{\omega_c} \right)^2 + C_1 > \frac{1}{A_s \alpha_a} \quad (21)$$

(21) 式によれば、 (ω_b/ω_c) が大きくなる場合、あるいは、 $(C_1 C_3 - 1) > 0$ の条件下で $(\omega_b/\omega_c), (\omega_s/\omega_c)$ が大きくなる場合に系は安定化する。

$(R_d - f'(Q_e)) \rightarrow 0$ の極限に対して、安定判別式を求める。

$$K_c \left(\frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_a} \right) > \frac{1}{A_s \alpha_a} \quad (22)$$

(22) 式では、 $R_b \rightarrow \infty$ の時は (16) 式と安定判別式は同型式となる。安定化のためにはクッション室のパラメータのみが関与する。 $R_b \rightarrow 0$ の場合は、安定化する傾向となる。 $(R_d - f'(Q_e)) \rightarrow 0, \infty$ のいずれの場合でも、 $R_b \rightarrow 0$ は安定化傾向となることが分る。これらの傾向は、Fig. 5~7 の数値計算結果と一致する。

ω_s や ω_b の値を高くすることは、シール構造形態によって変えることができる。 ω_b は $K_b A_s^2 (1 + \beta)$ に比例して高くなるため、 K_b が大きく、 $(1 + \beta)$ も大きい時は相乗的に高くなる。

K_b を大きくするのは、バッグ圧を高めることや、バッグ室体積 V_b を小さくしても実現できる。 ω_s を高めるのは、アンティバウンス・ウォール^{1), 6)} の支柱効果によって上下振動に対するばね定数を高めることが有効と言える。

ダクトの動特性を含めると安定領域の傾向はかなり複雑となる。また振動系は、固有振動モードのいずれの一つでも負減衰となれば発振するため、連成振動系としての安定化を検討する必要がある。

5 モデル実験

ここに示すモデル実験は別目的のための装置を流用しているため、エアク

Fig. 8 Experimental model

ッション艇の一般的考察には十分ではないが、解析手法の確認の意味で引用する。

5.1 実験方法および結果

装置は、ファン、ダクト、模型本体で構成されている。概略を Fig. 8、主要目を Table 1 に示す。

ファンは、片吸込型ターボファンである。モーター回転数は一定であり、ファン供給風量は、空気吸込口のダンパー開度によって調節できる。ダクトは、レデューサー、ベント、ペローズの3部分に分けられる。ベント部分の内部には、空気流を整流するためのガイドベーンを取りつけてある。模型本体の上下動を拘束しないようにペローズを用いて接合した。

実験に使用した模型は、圧力室型ホーバークラフトの模型である。模型は、艇体の平面形状が正方形で、全周にフレキシブルシールを付した圧力室型エアクッション艇である。圧力室は、開口を持つ仕切り板によってバッグ室とクッション室に仕切っている。シール様式はバッグ・フィンガータイプである。

実験は、ファンの吸込口のダンパー開度と異なるフィードホール開度の仕切り板 ($A_f/A_c = 0.02 \sim 0.10$) に取

Fig. 9 Measured time history

Fig.10 Results of frequency analysis

Table 2 Test results of ACV model

A_f/A_c	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10
P_{be}/P_{ae}	2.92	2.30	1.75	1.58	1.28
Stability	×	△	△	×	×
Peak Frequency Hz					
f_1	3.0	2.8	3.0	2.5	2.3
f_2	7.4	6.6	6.0	5.4	4.4

り換えて浮上テストし、安定性を確認した。自励振動を生じたケースについては、加速度、圧力およびフィンガー取付部張力の変動を記録した。実験結果を以下の図表に示す。結果は、いずれもファン吸込口ダンパー開度 10° のものである。

Fig. 9 時刻歴の計測波形 ($A_f/A_c=0.06$)Fig. 10 周波数分析結果 ($A_f/A_c=0.06$)

Table 2 動的安定性および固有振動数の実測結果

Fig. 9, 10 および Table 2 に示すように、フィードホール開度 $A_f/A_c=0.04, 0.06$ の場合を除き自励的な振動の成長がみられた。ほぼ、浮上とともに発振したものを表中に×印で示している。 $A_f/A_c=0.04, 0.06$ の場合は、振動の成長する時もあったが、安定状態も見られたので表中は△印で示している。発振したケースの記録波形は、振動が成長しやがてリミットサイクルを描くものであった。ファン吸込口ダンパー開度を絞った場合には十分に安定する領域が見られた。

記録波形に対するオーバーオールの周波数分析結果には、多数のピークが見られた。それらには、波形が非正

弦的なために倍調波成分も含まれているものと考えて、最初のピークを一次 (f_1)、引き続き漸減するように続くピークを除きあらためて卓越するピーク周波数を2次振動数 (f_2) として読み取り表中に示した。 f_1, f_2 ともにフィードホール開度 A_f/A_c の増加とともに単調に減少している。

5.2 数値計算結果および実験との比較

実験条件に対する (13) 式の運動方程式を解いて得られた固有振動の計算結果を以下の図に示す。

Fig. 11 固有振動特性とフィードホール開度の関係

Fig. 12 固有振動特性とシール形状係数 (β) の関係

実験模型のシール形状はバッグ部が艇端縁より張り出し、投影受圧面積が全クッション面積に対してかなり大

Fig.11 Effect of feedhole area on natural vibration characteristics

Fig.12 Effect of seal geometrical factor (β) on natural vibration characteristics

きい割合を占める形態である。そのために、計算モデルのように水平自由度を拘束し鉛直自由度のみの1自由度系に置き換えることには無理があるが、傾向の比較が目的であるために次のようにシールのパラメータを設定して適用した。その他の値は、Table 1の値を用いた。

m_s : シール総質量の約 60%

残質量は、艇質量に加算

k_s : 半円弧膜より導出されるばね定数

A_s : 投影シール面積の約 50%

Fig. 11 のフィードホール開度 (A_f/A_c) を変数とする計算結果において、固有振動数は1次、2次ともに A_f/A_c の増加につれて減少している。位相より判断して1次がヒービング振動、2次がシール振動モードと考えられる。減衰比は、1次モードが単調減少、2次モードの値が増加する傾向を示した。 A_f/A_c が 0.03~0.04 において1次、2次振動の減衰比が共に正となっている。

Fig. 12 のシール形状係数 (β) を変数とする計算結果において、固有振動数は β の増加につれて単調に増加する。減衰比に関しては、1次と2次モードでは β に対する変化傾向を異にする。1次モードの減衰比は、 β の小さい範囲では急増加するが、 β が大きくなるにつれて、 A_f/A_c の値によって飽和またはピークを持つ傾向となる。2次モードの減衰比は、 β に対する変化は単調であり微量である。またフィードホール開度 A_f/A_c によって増減傾向が逆になっている。

シールの変形容易さを表わすパラメータと考えられるシールの形状係数 β の影響が、1次モードに顕著に現われ、2次モードに微量であった点は、実験模型のシール受圧面積の大きさおよびバグ室体積の大きさによるものと考えられる。計算結果によれば、ほぼ $\beta > -0.5$ 、 $A_f/A_c < 0.02$ を実現できれば、1、2次振動モード共に正減衰となる。

実験結果と比較してみる。 $\beta = -0.5$ の1次固有振動数は、実測の1次振動数 f_1 に近く、 A_f/A_c の増加につれて減少する傾向も一致している。2次振動数の計算値は、実測の振動数 (f_2) の約2倍高めである。安定性に関しては、 A_f/A_c の中間域に準安定の領域のあることは実験でも観察された。

6 結 言

エアクッション艇の振動特性に関する基礎的研究を、空気シール構造の挙動の観点より検討した。まず、エアクッション艇の運動方程式を、シール振動を含む線形化モデルとして導出し、負性抵抗系としての動的安定特性に及ぼすパラメータを調べるとともに、基礎的モデル実験結果との比較も行った。それらの結果より次のような

ことが判明した。

1) シール振動の安定特性には、送風路の抵抗、容量およびシール形状特性が関係する。安定化のためのパラメータの改良方向を図および簡略化した判別式で示した。

2) モデル実験では、ファン吸込口開度や圧力室内フィードホール開度のある値の範囲で、シール構造部の卓越するタイプの自励振動を生じた。

3) 圧力室内フィードホール開度を変えた実験において、開度の増加とともにヒービング振動やシール振動の固有振動数が減少することや開度とともに安定領域が変わる傾向は、数値計算結果と一致する。

本報告は、基礎的検討段階の成果であるが、定量的評価には今後次のような検討が必要と考えられる。

- 1) シール形状を反映した計算 (自由度を増したモデル化、パラメータ等価量推定精度の向上)
- 2) 非線形要素を含めた計算 (パラメータの振幅依存性、係数励振機構との相互作用)
- 3) 実験精度の向上 (空気漏洩量など測定量の充実、模型精度・パラメータ可変範囲の拡大等)

最後に、本論文をまとめるのに際して有益な御助言を頂いた元良誠三東大名誉教授並びに防衛庁技術研究本部第1研究所村上俊一博士に心から謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) P. J. Mantle : Air Cushion Craft Development. David W Taylor Naval Ship Research and Development Center Report. DTNSRDC-80/012, 80.
- 2) W. A. Crago : Problems Associated with the Use of Skirts on Hovercraft, Proceedings. Institution of Mechanical Engineers. Vol.182, Part 2A, 1967~1968.
- 3) 藤井澄二 : 振動弁による流体柱の励振 (第3報), 日本機械学会論文集, 21 巻, 105 号, 1952.
- 4) L. M. Sweet, H. H. Richardson, D. N. Wormley : Linearized Models, Stability Criteria and Experimental Verification for Plenum Air Cushions with Compressor Duct Interactions, MIT, Department of Mechanical Engineering Report DOT FR 10007.
- 5) M. J. Hinchey, P. A. Sullivan : Duct Effects on the Heave Stability of Plenum Air Cushions, Journal of Sound and Vibration 60 (1), 87~99, 1978.
- 6) R. L. Wheeler : Hover Craft Skirts, 1st International Hovering Craft Hydrofoil and Advanced Ttansit System Conference, May, 1974.