溝付シールの安定性向上と漏れ量低減*

(第1報, 平行溝付シールの全溝内にスワールブレーカを設けた場合)

石丸 英嗣^{*1}, 岩 壺 卓 三^{*2}Improvement of the Stability and Reduction of the Leakage
of Grooved Seals

(1st Report, Installation of Swirl Breakers to All Circumferential Grooves)

Hidetsugu ISHIMARU^{*3} and Takuzo IWATSUBO^{*3} Mechanical Technology Research Center, Hitachi Zosen Corporation,
2-2-11 Funamachi, Taisho-ku, Osaka-shi, Osaka, 551-0022 Japan

This paper proposes a new type of annular seal named Swirl Braked Grooved Seal (SBGS). The SBGS has circumferential or helical grooves in which several swirl breakers are set up to prevent the circumferential flow. It is expected that these swirl breakers reduce the tangential velocity and the tangential force in the seal. Rotordynamic coefficients and leakage test results are presented for 5 types of the SBGS in the first report. The tested SBGS have 10 circumferential grooves, and several swirl breakers are in all the grooves. The SBGS can reduce cross-coupled stiffness and increase direct damping and direct stiffness compared with the conventional circumferentially grooved seal. The leakage didn't vary according to fins very much. This paper also discusses the difference between the whirl frequency ratio and the effective damping coefficients which are often used for evaluating of seal stability.

Key Words: Seal, Self-Excited Vibration, Vibration of Rotating Body, Swirl Brake, Circumferential Grooves, Stability

1. 結 言

遠心ポンプの環状シール部に生ずる動的流体力が、ロータ系に不安定振動を起こす一つの原因となる。そのため、漏れ特性だけでなく安定性も良いシールの開発が望まれている。著者らを始め多数の研究者により、種々のシールの静および動特性を解明するために、実験と理論両面から研究が行われている。

図1に示すように、シール内をロータが回転角速度 ω で自転すると同時に、シール中心 O_s 回りに半径 r_0 、振れ回り角速度 Ω で微小円運動を行うとする。このときロータに作用する動的流体力 F の半径方向成分 F_r 、接線方向成分 F_t とシール動係数は以下のような関係となる⁽¹⁾。

$$\begin{aligned} F_r &= r_0 (M \Omega^2 - c \Omega - K) \\ F_t &= r_0 (-C \Omega + k) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (1)$$

式(1)の接線方向流体力 F_t が、シール安定性に大きな影響を与える。連成剛性 k が正に大きいと、連成力 $k r_0$ が正方向すなわち振れ回りを助長させる方向へ大きく

働き、ロータ系の不安定化を促進する。また対角減衰 C が正に大きいと、逆に減衰力 $C \Omega r_0$ が負方向すなわち振れ回りを抑制させる方向へ大きく働き、ロータ系の安定化を促進する。つまり連成力 $k r_0$ が減衰力 $C \Omega r_0$ よりも大きくなると、接線方向流体力 F_t がロータ系に対して不安定化力として働くことがわかる。

現在、シールの種類によらず、シール入口での予旋回流速度 U_m およびシール内で発達する周方向流速 U が、シール安定性に大きく影響することが知られている^{(2)~(6)}。シール内周方向流速がロータ回転方向に増加することにより、連成剛性 k が正に増加し、その結果不安定化力が大きくなる。その対策として、(1)シール入口直前へのスワールブレーカの設置⁽⁶⁾、(2)ダンパシールの適用⁽⁷⁾⁽⁸⁾などがある。

シール入口部で予旋回流がある場合、スワールブレーカにより予旋回流をできる限り無くしてから、流体をシール内に流入させることにより、ロータ回転方向への周方向流れを抑える。ウェアリングやバランスピストンの予旋回流速は、ロータ周速 $R\omega$ の0.2~0.7の範囲である。Massey⁽⁹⁾は、ポンプのバランスピストン入口直前にスワールブレーカを設置し、自励振動を抑えたと報告している。しかしシール入口直前へのスワールブレーカの設置は、ポンプ軸長さが増す欠点がある。

* 原稿受付 2000年11月24日。

^{*1} 正員, 日立造船(株) (☎ 551-0022 大阪市大正区船町2-11)。^{*2} 正員, 神戸大学工学部 (☎ 657-8501 神戸市灘区六甲台町1-1)。

E-mail: ishimaru_h@hitachizosen.co.jp

Fig.1 Fluid forces and coordinates

岩壺と盛⁽³⁾・Childsら⁽⁷⁾⁽⁸⁾は、ステータ表面形状の異なるダンパシールの特性について実験・理論両面から調査した。両者の Bulk flow 理論によると、滑らかな表面を持つ平行環状シールの場合、シール内の平均流速はシール入口での予旋回流速によらず、出口に向かうにつれてロータ周速の約半分($U = 0.5R\bar{\omega}$)に漸近する。一方ダンパシールの場合、粗いステータ表面の影響を大きく受けて、出口に向かうにつれてロータ周速の0.2~0.3($U = 0.2R\bar{\omega} \sim 0.3R\bar{\omega}$)に漸近する⁽⁹⁾。よってダンパシールでは予旋回流の有無によらず、シール内周方向流れを抑えることで、連成剛性 k が小さくできると考えられている。

Childsら⁽⁸⁾は、接線方向流体力 F_t に寄与する連成剛性 k と対角減衰 C を一つに表した等価減衰係数 C_{eff} で安定性を評価した。その結果、ステータ表面形状によって、平行環状シールより等価減衰係数 C_{eff} が大きい場合と小さい場合があり、シール安定性に良い影響を及ぼす場合と悪い影響を表す場合があると報告した。

岩壺と盛⁽⁹⁾は、三角穴ステータ表面のダンパシールに対して、連成剛性 k と対角減衰 C を別々に示した。その結果、予旋回流がない場合、平行環状シールに比べて連成剛性 k はあまり変わらないが対角減衰 C を大きくすることができ、予旋回流がある場合は、連成剛性 k を小さくできかつ対角減衰 C を大きくすることができることを示した。ダンパシールは、ステータ表面形状によって安定、不安定両方に作用すると言える。またダンパシールは、製造費が高い点が短所である。

平行溝付シールは、平行環状シールに比べ漏れ量が少なく、ステータとロータ間接触面積が少なく焼き付き難いため、広く用いられている。スパイラル溝付シールも、異物排出性が良く、焼き付き難く、またねじ溝のポンピング効果により高回転域での漏れ特性が良くなる等の利点から広く用いられている。著者ら⁽⁴⁾⁽⁵⁾

Fig.2 Swirl Braked Grooved Seal with Circumferential Grooves

は、平行溝付シール・スパイラル溝付シールの動特性を解明するために、3検査体積 Bulk-Flow 理論を構築し、シール内流速分布・動的流体力・動的係数を計算した。理論結果は、同時に実施した実験結果とも比較的良好一致している。これらの結果より溝付シールにおいても、接線方向流体力 F_t は周方向流速に非常に敏感であり、周方向流速の減速が連成剛性 k の減少につながりシール安定性を向上させることを示した。またステータ側溝付きシールのほうが、ロータ側溝付シールに比べて周方向流速が小さく連成剛性 k が小さくなることを示した。

著者らは、溝付シールの溝内に堰を設けることにより、溝内の旋回流を抑えることができ、その結果シール内全体の周方向流速が低減されシール安定性が高まると考えた。そこで、図2に示すような溝付シールの溝部に流れを妨げるための堰(スワールブレーカ)を設けた旋回流防止溝付シール(Swirl Braked Grooved Seal、以下 SBGS)を考案した。SBGSは上述した溝付シールの利点を生かしつつ、さらに安定性と漏れ特性の向上を期待できる。本研究では、ステータ平行溝付シールとステータスパイラル溝付シールの溝部にスワールブレーカを取り付けた SBGS の漏れ特性・安定性を実験により調べる。その結果をスワールブレーカの無い従来の平行溝付シール、スパイラル溝付シールおよび平行環状シールの実験結果と比較し、スワールブレーカの効果を検討する。

本報の前半では、シール不安定化力と周方向流速の関係、SBGSの特徴、実験方法について述べる。続いて後半では、平行溝付シールの溝全段にスワールブレーカを設けた5種類の SBGS の静及び動特性に関する実験結果について報告する。シール動特性は、一般的に動的流体力やシール動的係数により評価される。またいくつかの研究では、振れ回り振動数比(WFR)や等

価減衰係数(C_{eff})を定義しシール安定性を評価している。しかしながらロータが回転同期振動していると仮定し、 WFR と C_{eff} を算出していることがある。しかしシール流体力に起因するロータ系不安定振動を考える場合、ロータ振動数はロータ系曲げ1次固有振動数に一致し、ロータ自転周波数とは独立の回転非同期振動となる。本論文では、ロータ系自励振動の観点から WFR と C_{eff} を定義し、シール安定性評価について詳細に議論する。また次報では、平行溝付シールとスパイラル溝付シールの入口近くの溝にのみスワールブレイカを設けた8種類のSBGSに対する実験結果について述べる。

2. 使用記号

- B : シール溝深さ (m)
 C, c : 対角減衰, 連成減衰係数 ($N \cdot s/m$)
 C_l : シール半径隙間 (m)
 C_{eff} : 等価減衰係数 ($N \cdot s/m$)
 $D (R)$: ステータ直径 (半径) (m)
 F_r, F_t : 偏心方向流体力, 接線方向流体力 (N)
 K, k : 対角剛性, 連成剛性係数 (N/m)
 L : シールの長さ (m)
 L_l, L_g : シールのランド幅, 溝幅 (m)
 L_f : スワールブレイカの周方向幅 (m)
 M : 付加質量係数 (kg)
 N_f : 各溝内のスワールブレイカの個数
 N : 溝数
 ΔP : シール入口出口圧力差 (Pa)
 Q : 漏れ量 (m^3/s)
 r_0 : ふれまわり半径 (mm)
 U : 周方向流速 (m/s)
 WFR : 振れ回り振動数比 (-)
 $\bar{\omega}, \omega$: ロータ自転角速度 (rad/s), 自転速度 (rpm)
 ω_n : ポンプロータ系1次固有角振動数 (rad/s)
 Ω : シール試験時のロータ振れ回り角速度 (rad/s)

3. 試験シール

本報では、まず図2のような10段ステータ平行溝付シールの溝全てに数個のスワールブレイカをつけた5種類SBGSの特性調査を実験的にを行い、従来型平行溝付シールおよび平行環状シールと比較し、スワールブレイカの効果を検討する。

表1に示すように、試験シールの直径 D ・隙間 C_l ・長さ L は全て同一である。また溝内にスワールブレイカが無い従来型平行溝付シールとSBGSのランド幅 L_l ・溝幅 L_g ・溝深さ B は同じであり、軸方向に向かって11

Table 1 Dimension of test seals

Diameter	D	70.35 (mm)	Groove Width	L_g	1.6 (mm)
Clearance	C	0.175 (mm)	Groove Depth	B	1.2 (mm)
Length	L	35 (mm)	Width of Swirl Breaker	L_f	1.6 (mm)
Land Width	L_l	1.6 (mm)	Number of Grooves	N	10

Table 2 Type of test seals

Seal No.	TYPE	Nf
0	Smooth	-
1	CCGS	0
2	SBGS	2
3	SBGS	4
4	SBGS	8
5	SBGS	16
6	SBGS	32

Nf: Number of swirl breakers set up in each grooves
 CCGS: Conventional Circumferentially Grooved Seal
 SBGS: Swirl Braked Grooved Seals

のランド部と10の溝部を持つ。SBGSには、図2(b)に示すような直方体のスワールブレイカが、全溝内に取り付けられる。表2に示すように、5種類のSBGSは各溝に取り付けられるスワールブレイカの個数(N_f)が2~32個と異なる。

4. 実験装置と方法

実験装置の詳細は文献(1)ですでに示したので、ここでは主要な部分のみ説明する。ポンプにより加圧された作動流体は、図3に示すように試験装置本体の中央部から流入し、左右の試験シール部隙間を通過後、試験装置本体から排出される。ロータはフレキシブルカップリングを介して自転用モータで角速度 $\bar{\omega}$ (rad/s)で自転運動を与えられる。図3の断面Aに示すように、ロータ自転用(内側)転がり軸受、ふれまわり発生用(外側)転がり軸受、および両軸受間の2組の円筒からなる偏心軸受部でロータにふれまわり運動を発生させる。まずふれまわり振幅 r_0 は、円中心を50(μm)ずらした外周円筒と内周円筒を適度な角度で組み合わせることによって、0~100(μm)まで任意の大きさに設定できる。これら2つの円筒を固定し、プーリとタイミングベルトを介して公転用モータにより円筒全体を回転させることにより、ロータに角速度 Ω (rad/s)で微小同心ふれまわり円運動が発生する。これら2つのモータは、インバータにより回転方向と回転速度が調節できるので、ロータは回転同期・非同期の前回り・後ろ回振れ回り運動ができる。本装置でロータが角速度 $\bar{\omega}$ (rad/s)で自転しながら角速度 Ω (rad/s)で振れ回っている状態は、運転速度 ω (rpm)のポンプが自励振動を発生し、ポンプロータ系固有角振動数 ω_n (rad/s)で振れ回り振動している状態を模擬している。本実験では、ロータ振れ回り運動により生ずる動的流体力 F を、シールステータに取り付けたロードセルにより計測する(断面B)。ま

Fig. 3 Test Apparatus

Table 3 Test Conditions

Pressure Difference	ΔP	0.6(MPa)
Rotating Angular speed (Rotatin Speed)	$\bar{\omega}$ ω	52~366(rad/s) (500~4500 rpm)
Whirl Angular speed (Whirl Speed)	Ω	63~251 (rad/s) (600~2400 rpm)
Whirling Direction		Forward. Backward
Whirling Radius	r_0	50(μ m 0-p)
Working Fluid		Water (19°C)

Fig. 4 Measured Preswirl Velocity Ratio

た図3の断面Cに示すように、作動流体は試験装置本体に流入直後、同角度を持った2組の予旋回路①②③のいずれを通過した後、シール部へ流れる。この流体進入通路②または③を通過する場合、流体は予旋回流を持ってシール内に流入する。

ロードセルにより測定された動的流体力 F の方向は、ふれまわり運動しているロータの変位との位相差 ϕ を知ることによりわかる(図1参照)。そのためにロータ軸端部に取り付けた非接触変位計を用いて、ロータのふれまわり波形を測定する。ロータに作用する半径方向流体力 F_r 、接線方向流体力 F_t は、計測したステータに作用する動的流体力の反力として求める。

式(1)のように、半径方向流体力 F_r 、接線方向流体力 F_t は振れ回り角速度 Ω の関数となる。本実験では、一定のロータ自転角速度 ω に対して、前回り振れ回りと後回り振れ回りそれぞれ6通りの振れ回り角速度 Ω に

対する動的流体力 F を計測する。式(1)に基づき F_t/r_0 を Ω の二次曲線、 F_r/r_0 を Ω の一次曲線で最小自乗法により近似する。近似曲線の曲率、傾き、切片から付加質量係数 M 、減衰係数 C 、剛性係数 K が求まる。

表3に実験条件を、図4にシール入口部で計測した各ロータ自転速度 ω に対する入口旋回流速比を示す。

5. 振れ回り振動数比と等価減衰係数

5.1 シール安定性とロータ系固有振動数

実際のポンプでは、シール流体力に起因した自励振動発生時、ロータ振動数はロータ系1次固有振動数に一致し、ロータ自転周波数とは独立の回転非同期振動となる。また、そのロータ系1次固有振動数はロータ自転周波数よりも小さい。

1章で述べたように、シール流体力の接線方向成分 F_t が、ロータの振れ回り運動を助長するので安定性に大きく影響する。半径方向流体力 F_r は、直接にはロータの振れ回りに影響しないが、ロータ系固有振動数に影響し安定性に間接的に影響する。作動流体が液体であるポンプでは、バランスピストンやセンタシールの対角剛性 K が正に大きく、半径方向流体力がポンプロータ系固有振動数を上昇させ、その結果、安定性向上に寄与する。

本研究では、本試験シールの安定性を評価するために、主にシール流体力がロータ系振れ回りにどのような影響を与えるかの立場から考察を行う。そこで、接線方向流体力 F_t に着目し、振れ回り振動数比(WFR)と等価減衰係数 C_{eff} を定義する。

5.2 振れ回り振動数比(WFR: Whirl Frequency Ratio)

シール動的係数 C, k と、ロータ系固有角振動数 ω_n (rad/s)より、次式のように振れ回り振動数比 WFR を定義する。

$$WFR = \frac{k}{C\omega_n} \quad (2)$$

WFRは、シール減衰力に対する連成力の割合を表し、1次固有角振動数 ω_n のロータ系に対して、接線方向流体力 F_t が不安定化力としてロータに作用するかどうかの判定ができる。連成剛性 k と対角減衰 C が共に正である場合、WFRが1以上ならば、連成力が減衰力を上まわり、接線方向流体力 F_t が不安定化力としてロータに作用することを意味する。一般にシールの対角減衰 C は常に正であるが、連成剛性 k が負になる場合がある⁹⁾。この場合は、減衰力も連成力も安定化力として働き、WFRは負となりシールは安定となる。

減衰力は、ポンプロータ系の固有角振動数 ω_n に比例するので、 WFR は ω_n によって異なった大きさとなる。本研究では、仮に想定したいいくつかの ω_n に対して、各ロータ自転角速度 $\bar{\omega}$ (rad/s)で計測した C, k を式(2)に代入し WFR を算出する。それらより、ロータ自転角速度 $\bar{\omega}$ 、ロータ系1次固有角振動数 ω_n とシール安定性の関係がわかる。

5.3 等価減衰係数 (C_{eff} : Effective Damping Coefficient)

ロータ系1次固有角振動数 ω_n (rad/s)で振動しているロータに対して、接線方向流体力 F_t は式(1)より次のように表すことができる。

$$\frac{F_t}{r_0} = \{k - C\omega_n\} = -C_{eff}\omega_n \quad \dots\dots\dots(3)$$

ここで C_{eff} は、等価減衰係数で

$$C_{eff} = C \left(1 - \frac{k}{C\omega_n} \right) \quad \dots\dots\dots(4)$$

となる。すなわち、連成力 kr_0 と減衰力 $-C\omega_n r_0$ の和である接線方向流体力 F_t を、等価減衰係数 C_{eff} により一つの減衰力 $-C_{eff}\omega_n r_0$ として表した。等価減衰係数 C_{eff} が正ならば接線方向流体力 F_t が負になり、ロータに対して安定化力として働く。また等価減衰係数 C_{eff} が正に大きいほど、接線方向流体力 F_t が後ろ回り方向に大きくなり、安定性が高くなることを意味する。

5.4 従来の振れ回り振動数と等価減衰係数の問題

Childsらの⁷⁾は、 WFR および C_{eff} を算出する際、ロータが自転角速度 $\bar{\omega}$ で振れ回る回転同期振動を仮定している。そして着目する自転角速度 $\bar{\omega}$ に対する動的係数 C, k と自転角速度 ω を式(2)と式(4)に代入して WFR と C_{eff} を計算し、その自転角速度 $\bar{\omega}$ におけるシール安定性を評価している。しかし上述したように、問題となる振動数はロータ系曲げ1次固有角振動数 ω_n であり、ロータ自転周波数ではない。たとえ回転同期振動と仮定した WFR が1以下または C_{eff} が0以上となり安定となっても、問題となる不安定振動の角振動数(=ロータ系固有角振動数) ω_n に対してシールが安定とは限らない。ロータ系不安定振動の観点からシール安定性を調べるためには、ロータ系1次固有角振動数 ω_n に対する WFR および C_{eff} を考えるべきである。

5.5 振れ回り振動数比 WFR と等価減衰係数 C_{eff} の相違

WFR では、ある条件における減衰力に対する連成力の割合から、その条件で接線方向流体力 F_t が安定化力として作用するか否かの安定判別はできる。しかしながら WFR は、ある条件における減衰力と連成力の比であるので、不安定化力がどの程度大きいかは検討で

きない。例えば、連成力 kr_0 と減衰力 $C\omega_n r_0$ の比が同じであるが、それぞれの大きさが異なる2つの接線方向流体力 F_t を比較する場合を考える。この場合、両者の連成力と減衰力の割合は同じであるので、 WFR は同じ値となる。しかし、両者の連成力と減衰力の大きさが異なるので、その和である接線方向流体力 F_t の大きさが異なる。実際の安定性は、接線方向流体力 F_t が負に大きいほうが良いが、 WFR ではその判断ができない。

したがって WFR では、条件が異なれば互いの連成力と減衰力の大きさが異なるので、シールの安定度合を相対比較ができない。ある条件に対する WFR は、その条件においてシールが安定化力として働くかどうかの安定判別にのみ用いることができる。

一方、式(3)においてロータ系1次固有角振動数 ω_n 、振れ回り振幅 r_0 が同じなら、等価減衰係数 C_{eff} と接線方向流体力 F_t は等価な意味を持つ。よって条件が異なっているとしても、等価減衰係数 C_{eff} の大きさを比較することで、安定判別だけでなく安定度合も評価できる。

本研究では、 WFR は安定判別にのみ用い、ある条件で WFR が安定限界である1を越えるか否かのみに着目する。一方 C_{eff} では、その大きさにも着目し、安定判別だけでなく異なる条件同士の安定度合も比較する。

6. 実験結果

6.1 漏れ量

図5に漏れ量 Q の結果を示す。漏れ量 Q は、スワールプレートカの有無によらず平行環状シールに比べ少ない。これは、各段溝部での渦損失およびランド部入口での隙間の急縮小による軸方向圧力損失の増大による。自転速度 ω が増加すると、どのシールも漏れ量 Q がわずかに減少する。また各溝に取り付けるスワールプレートカの数(N_f)が少ない場合、従来型平行溝付シールより漏れ量 Q が少ない。

Fig. 5 Leakages

- Seal 0 (smooth)
- Seal 1 (Nf=0)
- Seal 2 (Nf=2)
- △ Seal 3 (Nf=4)
- Seal 4 (Nf=8)
- ▲ Seal 5 (Nf=16)
- × Seal 6 (Nf=32)

6.2 動的係数

図6(a)(b)に、シール入口旋回流が無い場合とロータ回転方向への入口旋回流がある場合の動的係数を示す。

まず安定性に大きく寄与する対角減衰 C と連成剛性 k を見る。対角減衰 C はシール形状・ロータ自転速度・入口旋回流速に関わらず常に正である。平行環状シールに比べ、スワールブレイカの無い従来型平行溝付シール(Seal 1)の対角減衰 C は小さくなる。しかしスワールブレイカを設けることにより、スワールブレイカ(N_f)によらず対角減衰 C が増加する。特に N_f が16個・32個のSeal 5・6の対角減衰 C は、平行環状シールと比べても非常に大きい。またSeal 5・6の対角減衰 C は、入口旋回流速によりやや増加する。

次に連成剛性 k の考察を行う。いずれのシールも、自転速度 ω の増加と入口旋回流により連成剛性 k が増加する。Seal 2($N_f=2$)の連成剛性 k は、Seal 1($N_f=0$)に比べて明らかに小さい。またSeal 1($N_f=0$)とSeal 2($N_f=2$)は、平行環状シールに比べて、自転速度 ω の増加による連成剛性 k の増加率が緩やかである。Seal 3($N_f=4$)、Seal 4($N_f=8$)の連成剛性 k は、低自転速度ではSeal 1($N_f=0$)よりも小さい。しかしSeal 1に比べて、自転速度 ω の増加に対する連成剛性 k の増加が大きく、高自転速度になるとSeal 1($N_f=0$)よりもやや大きくなる。スワールブレイカ数が多いSeal 5($N_f=16$)とSeal 6($N_f=32$)では、入口旋回流無しで低自転速度域を除いて全て、Seal 1($N_f=0$)よりも連成剛性 k が大きくなる。また自転速度 ω が上昇すると、連成剛性 k も急激に増加する。

また対角剛性 K は、いずれのシールも常に正であり、全てのSBGS(Seal 2~6)が従来型平行溝付シール(Seal 1)を上回る。またスワールブレイカ数が増加するほど、対角剛性 K が大きくなる。特にスワールブレイカ数(N_f)が16個・32個のSeal 5・6の対角減衰 K は、対角減衰 C と同様で、平行環状シールよりさらに大きい。

付加質量 M は、入口旋回流がある場合のSeal 5,6では負になる点が特徴である。またSBGSの連成減衰 c はほとんどが負であり、スワールブレイカ数(N_f)が増加すると負に大きくなる。

6.3 振れ回り振動数比 WFR と等価減衰係数 C_{eff}

6.3.1 ロータ系固有角振動数 ω_n 一定の場合

$\omega_n=157(\text{rad/s}, =25\text{Hz})$ 一定とした場合の、ロータ自転速度 ω に対する振れ回り振動数比 WFR と等価減衰 C_{eff} を図7(a)(b)に示す。これらの図より、1次固有角振動数 $\omega_n=157(\text{rad/s}, =25\text{Hz})$ のポンプロータ系に対する各シールの自励振動への安定性と運転速度 ω の関係がわかる。

まず図7(a)より平行環状シールは、自転速度 ω が2500 rpm以上になると WFR が1以上となり不安定になる。

(a) Without Preswirl

(b) With Preswirl

Fig.6. Rotordynamic coefficients

□ Seal 0 (smooth) ● Seal 1 ($N_f=0$) ■ Seal 4 ($N_f=8$)
○ Seal 2 ($N_f=2$) ▲ Seal 5 ($N_f=16$)
△ Seal 3 ($N_f=4$) × Seal 6 ($N_f=32$)

従来型平行溝付シール(Seal 1)と SBGS(Seal 2~6)は、全自転速度 ω において WFR が 1 以下となり安定である。

図 7(b)の C_{eff} でも安定か不安定かは WFR と同様の結果となる。次に各シールの安定度合を検討する。

Seal 2 ($N_f=2$) は、Seal 1 ($N_f=0$) に比べて、常に連成剛性 k が小さく、対角減衰 C も大きいので、 C_{eff} が大きく安定である。また Seal 1 ($N_f=0$) と Seal 2 ($N_f=2$) は共に、他のシールに比べて自転速度 ω による連成剛性 k の変化が小さく、自転速度 ω に対して C_{eff} があまり変化しない。

Seal 3・4 ($N_f=4,8$) の C_{eff} は、Seal 1 ($N_f=0$) に比べると低自転速度域では十分大きく安定性が良いが、自転速度 ω が増加するにつれて C_{eff} が減少し、 $\omega=3500$ rpm では Seal 1 ($N_f=0$) とほとんど同じ大きさになる。これは、Seal 3・4 ($N_f=4,8$) の連成剛性 k が、Seal 1 ($N_f=0$) に比べ、自転速度 ω により大きく上昇することによる。

Seal 5・6 ($N_f=16,32$) の C_{eff} は、低自転速度では他のシールに比べると非常に大きく安定性が非常に良いが、自転速度 ω が増加するにつれて急減する。 $\omega=3500$ rpm では、Seal 2 ($N_f=2$) のほうが Seal 5 ($N_f=16$) より安定になる。これは、Seal 5・6 ($N_f=16,32$) の対角減衰 C が他のシールに比べて非常に大きいにもかかわらず、連成剛性 k が自転速度 ω と共に急増することによる。

ここで図 7(a)と(b)を比較し、 WFR と C_{eff} の大きさの持つ意味を検討する。これらの図において、Seal 2 ($N_f=2$) と Seal 6 ($N_f=32$) の結果を比較してみる。 WFR の大きさを比較すると、Seal 2 ($N_f=2$) が $WFR=-0.2\sim 0.2$ であるのに対して、Seal 6 ($N_f=32$) は $WFR=0\sim 0.5$ と大きい。一方 C_{eff} を見ると、Seal 2 は $C_{eff}=1.5\sim 1.8$ であるのに対して、Seal 6 は $C_{eff}=2\sim 4$ と常に大きい。すなわち Seal 6 のほうが、Seal 2 よりも連成力に対する減衰力の割合が少ないにもかかわらず安定化力が大きい。なぜなら Seal 6 は、連成剛性 k も対角減衰 C も Seal 2 に比べて大きく、その結果、接線方向流体力 F_t の大きさ自体が Seal 2 よりも安定方向に大きくなるからである。このように WFR は、ある条件における減衰力に対する連成力の割合を示し安定判別はできるが、条件が異なれば連成力と減衰力の大きさが異なり、接線方向流体力 F_t の大きさ自体が異なる。したがって WFR では、安定度合を相对比较できないことがわかる。

6.3.2 ロータ自転速度 ω 一定の場合

次に $\omega=3500$ rpm 一定とした場合の、ロータ系 1 次固有振動数 ($\omega_n/2\pi$ Hz) に対する等価減衰 C_{eff} を図 8(a)(b) に示す。この図より運転速度 $\omega=3500$ rpm のポンプに対して、シール安定性とロータ系固有振動数の関係がわかる。

平行環状シールでは、ロータ系の固有振動数は 30 Hz

より大きくなければ不安定になる。次に Seal 3 ($N_f=4$), Seal 4 ($N_f=8$), Seal 5 ($N_f=16$) が、固有振動数が 20 Hz 以下では不安定となる。さらにスワールブレカ数が無い Seal 1 ($N_f=0$), 最多の Seal 6 ($N_f=32$) が、固有振動数が 10 Hz でのみ不安定になる。Seal 2 ($N_f=2$) だけが、ロータ系固有振動数によらず常に安定である。

Figs. 7 Whirl Frequency Ratio WFR and Effective Damping Coefficient C_{eff}
(Natural Frequency $\omega_n/2\pi=25$ (Hz), Without Preswirl)

Fig. 8 Effective Damping Coefficient
(Rotating Speed $\omega=3500$ rpm (=58.3 Hz), Without Preswirl)

□ Seal 0 (smooth) ● Seal 1 ($N_f=0$) ■ Seal 4 ($N_f=8$)
○ Seal 2 ($N_f=2$) ▲ Seal 5 ($N_f=16$)
△ Seal 3 ($N_f=4$) × Seal 6 ($N_f=32$)

次に各シールの安定度合を検討する。固有振動数が10 Hzと非常に低い場合、平行環状シール, Seal 5・6 ($N_f=16,32$)の C_{eff} が負に大きく安定性が悪い。これらのシールは、対角減衰 C が他のシールに比べて大きい、連成剛性 k が大きい。そのため低振動数域では、減衰力に比べて連成力がかかなり大きくなり、安定性が悪くなる。しかしながら、固有振動数が高くなるにつれて、これらのシールの減衰力が増加し連成力を上まわり、安定性が良くなる。Seal 2 ($N_f=2$)は連成剛性 k が小さいので、減衰力が弱い低振動数域で他のシールに比べ安定性が非常に良い。高振動数域では、対角減衰 C の大きな Seal 5・6 ($N_f=16,32$)に比べて安定性が下回る。

7. 結 言

本研究では、旋回流防止溝付シール (SBGS: Swirl Braked Grooved Seal) を考案した。第1報として、10段ステータ平行溝付シールの溝全てに数個のスワールブレーカを設けた5種類のSBGSの特性調査を実験により行い、溝内スワールブレーカの効果を検討した。その結果、以下のような結論を得た。

- (1) 平行溝付シールの溝全段にスワールブレーカを設けることにより、安定性向上が可能である。
- (2) 溝一段あたりにスワールブレーカを2つ設けるだけで、従来型平行溝付シールに比べて、連成剛性 k が大きく減少し、対角減衰 C も増加する。また、ロータ自転速度 ω 、ロータ系固有角振動数 ω_n によらず、 WFR は1以下、 C_{eff} は0以上となり常に安定であった。
- (3) スワールブレーカ数を16個、32個と多く設けた場合は、従来型平行溝付シールに比べて、連成剛性 k が大きくなるが、対角減衰 C が大幅に増大し、等価減衰 C_{eff} が大幅に増加し安定性が良くなる。また対角剛性 K も大幅に増加するため、ロータ系固有振動数が増加し安定性が向上に寄与すると考えられる。

また本報では、振れ回り振動数比 WFR および等価減衰 C_{eff} によるシール安定性の評価法についても考察し、以下のことを示した。

- (1) ロータ系1次固有振動数に対する WFR および C_{eff} よりシールの安定性を評価しなければならない
- (2) WFR はシール安定判別ができるが、異なる条件同士との安定度合は比較できない。
- (3) C_{eff} では、その大きさにも着目し、安定判別だけでなく各シールの安定度合も比較できる。

続いて第2報では、平行溝付シールとスパイラル溝付シールの入口付近の溝にスワールブレーカを設けた場合のシール安定性について報告する。

8. 参考文献

- (1) 岩壺卓三・ほか2名, ポンプ用平行環状シールの静および動特性の実験的研究 (第1報, 静特性およびロータ回転速度による動特性への影響), 機論, 55-510, C(1989), 310-316
- (2) 岩壺卓三・ほか2名, ポンプ用平行環状シールの静および動特性の実験的研究 (第2報, 同心ふれまわり時の動特性), 機論, 55-510, C(1989), 317-322
- (3) 岩壺卓三・盛本成, ダンパシールの静および動特性の実験的研究, 機論, 56-523, C(1990), 673-680
- (4) 岩壺卓三・石丸英嗣, 平行溝付シールの静および動特性に関する研究, 機論, 65-629, C(1999), 68-75
- (5) 岩壺卓三・石丸英嗣, スパイラル溝付シールの静および動特性に関する研究, 機論, 65-632, C(1999), 1395-1402
- (6) Massey, L., Subsynchronous Vibration Problems in High-Speed Multistage Centrifugal Pumps, Proc. The 14th Turbomachinery Sympo., (1985), 11-16
- (7) Childs, D., Recent Results for Honeycomb(Gas) and Hole-Pattern-Stator (Liquid) Annular Damper Seals, Proc. IFToMM Fifth International Conference on Rotor Dynamics, (1998), 52-67
- (8) Childs, D., Kim, C.-H., Analysis and Testing for Rotor-dynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals with Different Directionally-Homogeneous Surface-Roughness Treatment for Rotor and Stator Element, Trans. ASME J. Tribology, (1985), 296-306