溝付シールの安定性向上と漏れ量低減*

(第2報, 平行溝付シールとスパイラル溝付シールの入口側溝内に
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(2nd Report, Installation of Swirl Breakers in Circumferential and Helical
Grooves Just Behind of the Entrance of Seals)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

The second report of this study represents the measured leakage, rotordynamic coefficients, and effective damping coefficients for several types of Swirl Braked Grooved Seals (SBGS) with circumferentially or helically grooved stator. The tested SBGS have either 10 circumferential grooves or multi-helical grooves. Several swirl breakers are placed in the 1st and the 2nd grooves (stages) counted from the inlet zone. These swirl breakers are small metallic cuboids installed inside of grooves (perpendicular to the circumferential or the helical direction) in order to prevent the circumferential flows. For the circumferentially grooved stator seals, swirl breakers in the grooves of the 1st and the 2nd stages can decrease cross-coupled stiffness, increase direct stiffness, and have little influence on direct damping and leakage. The stability of the helically grooved stator seals isn't improved by the swirl breakers because of the increase of cross-coupled stiffness, and the decrease of direct damping. The swirl breakers in the helical grooves, however, reduce the leakage very much.

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

1. 緒 言

遠心ポンプの環状シール部に生ずる動的流体力が、回転軸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。第一報で述べたように、シール内をロータが回転速度 ω で自転すると同時に、シール中心 O_s 回りに半径 r_0 、振れ回り振動数 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 とシール動的係数は以下のような関係となる。

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

ここで、 M : 付加質量, C : 対角減衰, c : 連成減衰, K : 対角剛性, k : 連成剛性である。

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。著者らは、溝付シールの溝内

に堰を設けることで、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)を取り付けた旋回流防止溝付シール (Swirl Braked Grooved Seal、以下 SBGS) を考案した。本論文の第一報⁽¹⁾では、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の静及び動特性に関する実験結果について報告した。その結果、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、従来型平行溝付シールの安定性向上が可能であることがわかった。しかし、全溝にスワールブレーカを設けたSBGS(特に溝1段あたりのスワールブレーカ数の多い場合)は、シールの製作が大変となる。そこで、溝内のスワールブレーカ数を少なくし、容易に制作できるSBGSを考えた。

著者らの従来型平行溝付シールおよびスパイラル溝付シールの理論⁽²⁾により、溝付シール内の周方向定常流速の軸方向分布を計算した。その結果、シール前半部で比較的大きく変動し、シール中間点では周方向定常流速はほぼ一定になる。そこでシール入口前半部にの

* 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2-2-11)。^{*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

みスワールブレーカを取り付けるだけで、十分旋回流の発達を抑えることができると考えた。

第一報では、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についての実験結果を報告した。引き続き第二報では、シール入口近くの溝にのみスワールブレーカを設けた8種類のSBGSが、シール安定性に与える影響を実験により明らかにする。本報では、平行溝だけでなくスパイラル溝にスワールブレーカを設けたSBGSの実験も行う。そしてスパイラル角度、溝に取り付けるスワールブレーカの数を変えて、安定性と漏れ量への影響を調べる。SBGSの実験結果は、従来型平行溝付シール、従来型スパイラル溝付シールおよび平行環状シールの結果と比較し、スワールブレーカの効果を検討する。

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・s/m)
 C_l :シール半径隙間(m)
 C_{eff} :等価減衰係数(N・s/m)
 $D (R)$:シール直径(半径)(m)
 F_n, 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 :スワールブレーカの周方向幅(m)
 M :付加質量係数(kg)
 N_f :各溝内のスワールブレーカの個数
 N_s :スワールブレーカを設ける溝段数
 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, W :周方向, 軸方向流速(m/s)
 V :流速($=\sqrt{U^2+W^2}$) (m/s)
 WFR :振れ回り振動数比(-)
 β :スパイラル角($^\circ$)
 $\bar{\omega}, \omega$: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. 試験シールと試験項目

本実験で用いる試験シールの形状を図1, 図2に示す。第1報⁽¹⁾で述べたように、平行溝付シールの場合、溝1段あたり2個のスワールブレーカを設けるだけで、十分安定性が向上した。また前述したように、シール内周方向流速は、シール前半部で比較的大きく変動す

Fig.1 Swirl braked grooved seal with circumferential grooves

Fig.2 Swirl braked grooved seal with helical grooves

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)	Helix Angle	β	0~15.1($^\circ$)

る。そこで図1に示すように平行溝付シールの場合、シール入口側から1段目と2段目の各溝に2または4つのスワールブレーカを取り付ける。またスパイラル溝付シールの場合、図2に示すようにシール入口側から一段目と2段目の溝に、1段あたり4~18個($N_f=4\sim18$)のスワールブレーカを溝方向と直角に取り付ける。

本研究では、第一報の試験シールも含めるとスパイラル角の異なる4種類の従来型溝付シールとスパイラル角、スワールブレーカの取り付け段数(N_s)、溝1段あたりに取り付けスワールブレーカ数(N_f)が異なる13種類のSBGSについて実験を行った。これら合計17種類の試験シールの隙間 C 、長さ L 、直径 D 、ランド幅 L_l 、溝幅 L_g 、溝深さ B 、スワールブレーカ幅 L_f は同じである。表1にそれら諸元を示す。また表2のように各シールを調査項目ごとに7つに分類する。

Case0が第一報で報告した平行溝付シールの全溝にスワールブレーカを設けた場合である。本報では、Case1~Case6についての実験結果の報告をする。

Table 2 Research Items

Seal No.	Type	Effect of Nf					Effect of Ns	
		CASE 0	CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4	CASE 5	CASE 6
		$\beta=0.0$ Ns=10	$\beta=0.0$ Ns=2	$\beta=3.32$ Ns=2	$\beta=6.64$ Ns=2	$\beta=15.1$ Ns=2	$\beta=0.0$ Nf=2	$\beta=0.0$ Nf=4
0	Smooth							
1	CCGS	Nf=0	Nf=0	Nf=0	Nf=0	Nf=0	Nf=0	Nf=0
2	SBGS	Nf=2					Ns=10	
3	SBGS	Nf=4						Ns=10
4	SBGS	Nf=8						
5	SBGS	Nf=16						
6	SBGS	Nf=32						
7	SBGS		Nf=2				Ns=2	
8	SBGS		Nf=4					Ns=4
9	CHGS			Nf=0				
10	SBGS			Nf=4				
11	SBGS			Nf=8				
12	CHGS				Nf=0			
13	SBGS				Nf=4			
14	SBGS				Nf=8			
15	CHGS					Nf=0		
16	SBGS					Nf=4		
17	SBGS					Nf=18		

1st Report

CCGS: Conventional Circumferentially Grooved Seal Nf: Number of swirl breakers in each stage

CHGS: Conventional Helically Grooved Seal

Ns: Number of stages of the groove which swirl breakers are installed in

SBGS: Swirl Braked Grooved Seals

 β : Helix Angle($^{\circ}$)

Case1 では、平行溝付シール($\beta=0.00^{\circ}$)の入口側から1段目と2段目の溝にのみ数個のスワールブレイカをつけた SBGS(Seal7,8)の特性調査を行い、従来型平行溝付シール(Seal 1)および平行環状シールと比較する。

Case2~Case4 では、それぞれスパイラル角度 β が 3.32° ~ 15.1° と異なり、スパイラル溝付シールの入口側から1段目と2段目の溝にのみ数個のスワールブレイカをつけた SBGS(Seal 10,11,13,14,16,17)の特性調査を行い、従来型平行溝付シール(Seal 1)、従来型スパイラル溝付シール(Seal 9,12,15)および平行環状シールと比較する。

Case5,6 では、スワールブレイカを取り付ける段数 N_s の違いによる影響を調べる。Case5 では、溝1段あたり2個($N_f=2$)のスワールブレイカを、入口側から1段目と2段目の溝にのみ設けた Seal 7 と溝全10段に設けた Seal 2 の比較を行う。Case6 では、溝1段あたり4個($N_f=4$)のスワールブレイカを、入口側から1段目と2段目の溝にのみ設けた Seal 8 と溝全10段に設けた Seal 3 の比較を行う。実験方法および実験条件は、第一報と同じであるので省略する。

4. 平行溝の SBGS (Case1,5,6) の実験結果

本章では、平行溝付シール、すなわち Case1,5,6 についての実験結果を示す。

4.1 漏れ量

図3より漏れ量 Q は、スワールブレイ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。また回転速度 ω が増加す

Fig. 3 Leakage for case 1, 5, 6 ($\beta=0.0^{\circ}$)

ると、どのシールも漏れ量 Q がわずかに減少する。

まず Case1 について Seal 1, 7, 8 を比較すると、SBGS は従来型平行溝付シールより漏れ量 Q がわずかに多い。またスワールブレイカ数(N_f)による違いはあまり無い。また Case 5, 6 どちらの場合も、全10段にスワールブレイカがある Seal 2, 3 は従来型平行溝付シール(Seal 1)よりわずかに漏れ量が少なく、入口側から2段のみにスワールブレイカがある場合(Seal 7, 8)は逆にやや多くなる。

4.2 動的係数

図4(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。

4.2.1 対角減衰 C と連成剛性 k

まず安定性に大きく寄与する対角減衰 C と連成剛性 k を検討する。対角減衰 C はシール形状・ロータ回転速度・入口旋回流速に関わらず常に正である。またいずれのシールも、ロータ回転速度 ω ・入口旋回流速が対角減衰 C に与える影響は小さい。従来型平行溝付シールと全 SBGS の対角減衰 C は、いずれも平行環状シールに比べて小さくなる。平行環状および平行溝付シールの Land 部の半径隙間 $Cr=0.175\text{mm}$ に比べると、平

行溝付シールの溝深さ B は約7倍の 1.2mm もあり、溝部の相対半径隙間がかなり大きくなる。そのため、溝部での減衰が小さくなると考えられる。入口旋回流がない場合、SBGSの対角減衰 C は従来型平行溝付シール(Seal 1)に比べてやや大きくなる。

Case 1に対して Seal 1,5,6 を比較すると、溝1段あたりのスワールブレイカ数 N_f による傾向は明確でなく、対角減衰 C はあまり変わらない。

Case 5,6について検討すると、全10段にスワールブレイカをつけた Seal 2,3のほうが、入口側2段のみにスワールブレイカがある Seal 7,8より対角減衰 C が大きい。一方入口旋回流がある場合、Case 5($N_f=2$)では、取り付け段数(N_s)の対角減衰 C への影響はほとんどない。しかし Case 6($N_f=4$)の場合、全段にスワールブレイカを取り付けた Seal 3の対角減衰 C は従来型平行溝付シール(Seal 1)に比べ増加するが、取り付け段数2段($N_s=2$)の Seal 8は逆にやや減少している。

次に連成剛性 k の考察を行う。従来型平行溝付シール(Seal 1)の溝内にスワールブレイカを設けることにより、シール内周方向流速が減少したと思われる、ほとんど全ての連成剛性 k が減少している。

Case 1に対して Seal 1,7,8 を比較すると、一段あたりのスワールブレイカ数(N_f)が増加すると連成剛性 k は減少し、Seal 8($N_f=4$)では低回転域で連成剛性 k が負になる。また図4(a)と(b)を比較すると、Seal 1($N_f=0$)と Seal 7($N_f=2$)では入口旋回流があるほうが連成剛性 k は大きい、Seal 8($N_f=4$)では入口旋回流があるほうが連成剛性 k は小さい。したがって Seal 8($N_f=4$)では、シール内周方向流速が十分減速されていると思われる、スワールブレイカの効果が非常に良く現れている。

Case 5($N_f=2$)の場合、入口側2段にスワールブレイカがある Seal 7、全段にスワールブレイカのある Seal 2とともに、従来型平行溝付シール(Seal 1)に比べて連成剛性 k が小さい。特に全段にスワールブレイカを取り付けた場合は、連成剛性 k が大きく減少する。一方 Case 6($N_f=4$)の場合、入口側2段にスワールブレイカがある Seal 8の連成剛性 k は、従来型平行溝付シール(Seal 1)に比べて非常に小さい。しかしながら全段にスワールブレイカを取り付けた Seal 3では、Case 5($N_f=2$)の場合とは逆に、入口側2段に取り付けた Seal 8よりも連成剛性 k が大きくなる。特に高回転速度では、従来型平行溝付シール(Seal 1)の連成剛性 k と変わらない。

4.2.2 対角剛性 K , 連成減衰 c , 付加質量 M

対角剛性 K はいずれのシールも常に正となる。これは、ロマンキン効果とよばれシール差圧によりシール中心に向かって復元力が働くことによる。ロータが偏

Fig.4. Rotordynamic coefficients for case 1, 5, 6 ($\beta = 0.0^\circ$)

□ Seal 0 (smooth)
■ Seal 1 ($N_s=0, N_f=0$)
● Seal 2 ($N_s=10, N_f=2$), ○ Seal 7 ($N_s=2, N_f=2$)
▲ Seal 3 ($N_s=10, N_f=4$), △ Seal 8 ($N_s=2, N_f=4$)

心すると、周方向隙間が不均一になる。その結果、隙間の狭い部分の圧力が高くなり、広い部分では低くなる。この差圧が、シール中心への復元力を発生させる。またシール入口側に近いほど静圧が高いので、シール入口側で大きな復元力すなわち正の対角剛性 K が発生する。従来型平行溝付シール(Seal 1)の対角剛性 K は平行環状シールの25~35%まで低下している。これも対角減衰 C と同様、溝部の半径隙間が非常に大きくなることによると考えられる。Dietzen と Nordmann は⁽⁴⁾、3次元有限差分法により従来型ステータ平行溝付シールの動的係数を算出し、実験値と比較的一致している。その解析より従来型ステータ平行溝付シールの溝部では対角剛性 K が小さくなり、溝深さが深いほど対角剛性 K が小さくなると述べている。

Case 1に対して Seal 1,7,8 を比較すると、シール入口側にスワールブレイカを設けると、対角剛性 K はやや増加するが、平行環状シールに比べるとかなり小さい。またスワールブレイカ数による影響は顕著でない。

Fig. 5. Effective damping coefficients C_{eff} for case 1, 5, 6 ($\beta=0.0^\circ$)

また対角剛性 K は, Case 5・6 両方とも, 全段にスワールブレーカを設けた Seal 2, 3 のほうが, 入口側 2 段のみにスワールブレーカがある Seal 7, 8 より大きい。

本論文には記載していないが, 付加質量 M は常に正であるが, 顕著な傾向が見られない。連成減衰 c は, スワールブレーカにより減少する。

4.3 等価減衰係数 C_{eff}

第一報では, Childs ら⁹⁾の回転同期振動を仮定して表示等価減衰係数 C_{eff} と本研究で定義したロータ系固有角動数 ω_n (rad/s) で表す等価減衰係数 C_{eff} の違いを述べた。本論文でも, 第一報同様, 等価減衰係数 C_{eff} を, 連成剛性 k , 対角減衰 C , ロータ系固有角動数 ω_n (rad/s) で次式のように表し, シール安定性を評価する。等価減衰係数 C_{eff} の値が正で大きい程安定である。

$$C_{eff} = C \left(1 - \frac{k}{C\omega_n} \right) \dots\dots\dots (2)$$

等価減衰係数 C_{eff} は, 第一報 7 章で述べたようにロータ自转角速度 ω とロータ系固有角動数 ω_n 両方に依存する。本報では, $\omega_n=157$ (rad/s, $=25$ Hz) 一定とした場合の, ロータ自转角速度 ω に対する等価減衰 C_{eff} を図 5(a)(b) に示す。これらの図より, 1 次固有角振動数 $\omega_n=157$ (rad/s, $=25$ 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 Case 1 に対して Seal 1, 7, 8 を比較すると, 従来型平行溝付シール (Seal 1) に比べ SBGS (Seal 7, 8) のほうが, C_{eff} が大きく安定性良い。図 5(a) と (b) を比較すると, Seal 1 ($N_f=0$) と Seal 7 ($N_f=2$) では入口旋回流があると C_{eff} は小さくなり安定性が悪くなるが, Seal 8 ($N_f=4$) では, 入口旋回流があるにも関わらず C_{eff} が大きくなり安定性が良くなっている。この場合, 図 4 の動的係数 $C \cdot k$ と比較すると, N_f の増加により対角減衰 C はあまり変わらない

Fig. 6 Leakage for case 3, 4

いが連成剛性 k が大きく減少している。すなわち連成剛性 k の減少が, 安定性向上に大きく寄与している。

次に Case 5 ($N_f=2$) の場合, 自転速度 ω と入口旋回流に関係なく全段にスワールブレーカがある Seal 2 のほうが, 入口 2 段のみにスワールブレーカをもつ Seal 7 より, 対角減衰 C が大きく連成剛性 k が小さいため, 等価減衰 C_{eff} が大きく安定である。

Case 6 ($N_f=4$) では, 入口旋回流がない場合は, 取り付け段数 (N_s) によって等価減衰 C_{eff} があまり変わらない。この場合, Seal 8 ($N_s=2$) は Seal 3 ($N_s=10$) に比べて, 対角減衰 C がやや小さいが連成剛性 k も小さく, その結果両者の安定度は同じ程度になる。しかし入口旋回流がある場合, Case 5 ($N_f=2$) とは逆に, 入口側 2 段にのみスワールブレーカを取り付けた Seal 8 ($N_s=2$) のほうが, 全段にスワールブレーカのある Seal 3 ($N_s=10$) よりも等価減衰 C_{eff} が大きく安定である。これは Seal 8 ($N_s=2$) の連成剛性 k が, Seal 3 ($N_s=10$) に比べてかなり小さいことによる。

5. スパイラル溝の SBGS (Case 2, 3, 4) の実験結果

本章では, スパイラル角 $\beta=6.64^\circ$, 15.1° のスパイラル溝付シールに対する実験結果, すなわち Case 3, 4 の実験結果を検討する。Case 2 の SBGS の特性は, Case 3 と似ているので記載していない。

5.1 漏れ量

図 6(a) に Case 3 ($\beta=6.64^\circ$) の漏れ量 Q を示す。従来型スパイラル溝付シール (Seal 12) では, スパイラル溝に沿って流体が通り抜けるため, 従来型平行溝付シールに比べ漏れ量が多くなる。またスパイラル溝付シールでは, 自転速度 ω が増えるとスパイラル溝のポンピング作用により漏れ量はやや少なくなるが, 本実験条件に

においては平行溝付シールの漏れ量以下には至らない。

スパイラル溝にスワールブレーカを設けると、スパイラル溝からの漏れ流れが溝入口部で堰き止められるため、SBGS (Seal 13, 14) は漏れ量が減少する。Case 3 のスパイラル溝付シール (Seal 12, 13, 14) は 8 条ねじの溝である。よって $N_f=4$ の Seal 13 では、半分の溝しか堰き止めることができないので漏れ量の減少が小さい。 $N_f=8$ の Seal 14 では、全ての溝が塞がれるので漏れ量が大きく減少する。またスワールブレーカによりポンピング作用がやや弱まり、自転速度 ω の増加による漏れ量の減少率が低くなる。

最もスパイラル角の大きな Case 4 ($\beta=15.1^\circ$) の漏れ量 Q を図 6(b) に示す。従来型スパイラル溝付シール (Seal 15) の場合は、スパイラル溝からの漏れがかなり多くなり、従来型平行溝付シール (Seal 1) および平行環状シールよりかなり漏れ量が多い。Case 4 のスパイラル溝付シール (Seal 15, 16, 17) は 18 条ねじの溝である。そのため一段あたりのスワールブレーカ数 $N_f=4$ の Seal 16 では、一部の溝しか堰き止めることができず漏れ量はほとんど減少しない。 $N_f=18$ の Seal 17 では、全ての溝が塞が

れるので漏れ量が大きく減少する。しかし、平行環状シールよりやや漏れ量が多い。Seal 17 ($N_f=18$) では、スワールブレーカがポンピング作用を弱め、自転速度 ω の増加による漏れ量の減少率が低くなる。

5.2 動的係数

図 7(a)(b) と図 8(a)(b) に Case 3, Case 4 の動的係数を示す。本論文では紙面の都合上、安定性に大きく寄与する対角減衰 C と連成剛性 k 及び軸系固有振動数に強い影響を与える対角剛性 K の結果のみを記する。

5.2.1 対角減衰 C

図 7, 図 8 において、平行環状、従来型平行溝付 (Seal 1) および従来型スパイラル溝付シール (Seal 12, 15) の対角減衰 C を比較する。スパイラル角 β 、入口旋回流の有無、ロータ自転速度 ω によらず、対角減衰 C は平行環状、従来型スパイラル溝付、従来型平行溝付の順に大きい。各 case の従来型スパイラル溝付シールと SBGS を比較すると、SBGS の対角減衰 C は小さい。またスパイラル角によらず、スワールブレーカ数 (N_f) が多いと対角減衰 C が小さくなる傾向にあり、Seal 10 ($\beta=6.64^\circ$, $N_f=8$) と Seal 12 ($\beta=15.1^\circ$, $N_f=18$) では従来型平行溝付シ

Fig.7 Rotordynamic coefficients for case 3 ($\beta=6.64^\circ$)

□ Seal 0 (smooth)
○ Seal 1 ($\beta=0.00^\circ$, $N_f=0$), △ Seal 13 ($\beta=6.64^\circ$, $N_f=4$)
● Seal 12 ($\beta=6.64^\circ$, $N_f=0$), ▲ Seal 14 ($\beta=6.64^\circ$, $N_f=8$)

Fig.8 Rotordynamic coefficients for case 4 ($\beta=15.1^\circ$)

□ Seal 0 (smooth)
○ Seal 1 ($\beta=0.00^\circ$, $N_f=0$), △ Seal 16 ($\beta=15.1^\circ$, $N_f=4$)
● Seal 15 ($\beta=15.1^\circ$, $N_f=0$), ▲ Seal 17 ($\beta=15.1^\circ$, $N_f=18$)

ル(Seal 1)より明らかに小さい。

5.2.2 連成剛性 k

図7, 図8の連成剛性 k を見ると, 従来型スパイラル溝付シール(Seal 12, 15)は, 平行環状シールと従来型平行溝付シール(Seal 1)に比べて十分小さい。特に入口旋回流が無い場合, 連成剛性 k が負となる。特に図8(a)に示すように, スパイラル角の大きな Seal 15 ($\beta=15.1^\circ$) の連成剛性 k は, 大きく負になり安定性が良い。

SBGS (Seal 13, 14, 16, 17)の連成剛性 k は, 従来型スパイラル溝付シール(Seal 12, 15)よりも0または正に近づく。特にスパイラル角の大きな Case 4 では, スワールブレーカを設けることにより連成剛性 k が明らかに正に増加し, 安定性が悪化する。すなわちスワールブレーカは, ほとんどの場合に連成剛性 k を減少させず, 安定性に寄与しない。しかしスワールブレーカにより連成剛性 k が正に増加しても, 尚平行溝付シール(Seal 1)より SBGS のほうが連成剛性 k は小さい。

これら連成剛性 k の特性と各シールの周方向流れの関係を次のように考察する。図9(a)(b)にステータ側に溝がある従来型平行溝付シールとスパイラル溝付シールの巨視的な流れの関係を示す。溝付シール内流れを, ステータとロータ間の狭い隙間を入口から出口に通じ抜ける隙間流れ(Clearance Flow)と溝内を溝に沿って流れる溝流れ(Groove Flow)に分けて考える。隙間流れは, ロータ回転と入口旋回流による周方向流れとシール差圧による軸方向流れから成り, 出口に向かってらせん状に流れる。そこで隙間流れ流速 V_c を, 周方向流速 U_c と軸方向流速 W_c のベクトル和として表す。

次に溝流れを考える。ステータ側平行溝付シールの場合(図9a), 溝内の流体は隙間流れによりロータ回転方向に引きずられ, 流速 U_g でロータ回転方向に流れる。この溝にスワールブレーカを設けると, 溝内周方向流速 U_g が減少する。その結果, 隙間流れの周方向流速 U_c も減少し, 連成剛性 k が小さくなると考えられる。ただ第一報 Case 0 で述べたスワールブレーカ数(N_b)が非常に多いシールの場合, スワールブレーカが逆に何らかの悪影響を与え連成剛性 k が大きくなる。この原因については, 現在わからない。

平行溝付シールの場合, 隙間流れはシール入口と出口の圧力差により流れとなるが, 溝流れは溝が軸方向に直角なため流れにならない。一方スパイラル溝付シールの場合(図9b), シール入口においてステータとロータの隙間に加え, スパイラル溝にも流体が進入する。すなわち, 隙間流れに加えスパイラル溝の入口と出口の圧力差により溝流れも流れとなる。ここで

スパイラル溝流れの流速 V_g を, 周方向流速 U_g と軸方向流速 W_g のベクトル和として表す。ステータスパイラル溝付シールでは, ポンピング作用により漏れ量を低減させるために, スパイラル溝を図9(b)左側から見て右回りに回転するロータに対して, 左ねじの溝を切る。そのためスパイラル溝内流れは, 入口から出口に向かってロータ回転方向と逆方向に流れる。スワールブレーカが無い場合, スパイラル溝内周方向流れが, 隙間流れをロータ回転方向と逆方向に引っ張り, 隙間流れ周方向流速 U_c を小さくする働きをする。そこにスワールブレーカを設けることにより, 溝内周方向流速 U_g が減少し, 隙間流れをロータ回転方向と逆方向に引っ張る力が弱まる。その結果 U_c が大きくなり連成剛性 k が増加すると考える。

本研究では実験を行っていないがロータ側スパイラル溝付シールでは, スパイラル溝流れがロータ回転方向と同方向に流れるように溝を切る。すなわちスワールブレーカが無い場合, スパイラル溝流れが隙間流れをロータ回転方向に引っ張り, 隙間流れ周方向流速 U_c を増加させ, 連成剛性 k を大きくする。そこにスワールブレーカを設けると, 回転方向への溝流れ流速 U_g が減少し, その結果隙間流れ U_c も減少し連成剛性 k が小さくなると考えられる。すなわちロータ側スパイラル溝付シールに対して, スワールブレーカが安定性向上に有効な手段となる可能性がある。

Fig.9 Macroscopic flow in the conventional circumferentially and helically grooved seals

(a) Case 3 ($\beta=6.64^\circ$) (b) Case 4 ($\beta=15.1^\circ$)Fig.10. Effective damping coefficients C_{eff}
for case 3, 4 ($\beta=6.64^\circ, 15.1^\circ$)

5.2.3 対角剛性 K ・連成減衰 c ・付加質量 M

図7, 図8の対角剛性 K を比較する。まず, 平行環状・従来型平行溝付(Seal 1)および従来型スパイラル溝付シール(Seal 12, 15)を比較すると, 対角剛性 K は平行環状, 従来型スパイラル溝付, 従来型平行溝付の順に大きい。

Case3では, 従来型スパイラル溝付シールと SBGSの対角剛性 K はあまり変わらない。しかしスパイラル角 β が大きいCase4では, SBGSの対角剛性 K が負になる場合がある。

本論文には記載していないが, 平行溝付シールの場合と同様で, 付加質量 M はほとんどの場合に正となるが, 明確な傾向が現れていない。また平行環状, 従来型平行溝付(Seal 1)の連成減衰 c は常に正である。しかし従来型スパイラル溝付シールと SBGSでは, 連成減衰 c が負になる場合があり, スパイラル角が大きくなるほど負になる傾向が強い。

5.3 等価減衰係数 C_{eff}

図10に $\omega_n=157(\text{rad/s}, 25\text{Hz})$ 一定とした場合の, ロータ自転速度 ω に対する等価減衰 C_{eff} を示す。各Caseともに従来型スパイラル溝付シール(Seal 3, 4)の等価減衰 C_{eff} が, 最も大きく安定性が良い。従来型スパイラル溝付シールに比べて, SBGSの対角減衰 C は小さく, 連成剛性 k が大きくなり, 各caseともにSBGSの等価減衰 C_{eff} が減少する。スワールブレーカによりSBGSの等価減衰 C_{eff} は減少するものの, 常に正で安定領域にあり, 従来型平行溝付シール(Seal 1)や平行環状シール

と比べると依然として安定性が良い。

6. 結 言

本研究の第一報に引き続き本報では, シール入口近くの溝にのみスワールブレーカを設けた SBGSが, シール安定性に与える影響を実験により明らかにした。その結果, 平行溝の SBGS(Case 1, 5, 6)とスパイラル溝の SBGS(Case 2, 3, 4)では, スワールブレーカの効果が大きく異なることがわかった。以下にそれぞれの SBGSの特性についてまとめる。

6.1 平行溝の SBGS

シール入口近くの溝にスワールブレーカを設置すると, 従来型平行溝付シールに比べて連成剛性 k が大きく減少する。その結果等価減衰係数 C_{eff} が増加し安定性が向上する。また, 各段のスワールブレーカ数(N_f)は2または4個と少なくとも十分安定性向上に効果がある。漏れ量 Q ・対角減衰 C は, スワールブレーカによる影響が小さい。

6.2 スパイラル溝の SBGS

シール入口近くの溝にスワールブレーカを設置すると, 従来型ステータスパイラル溝付シールに比べて, 溝部からの漏れ量を低減させ, 特に一段あたりのスワールブレーカ数(N_f)をねじ条数以上にすると, 漏れ量は大きく減少する。しかし対角減衰 C の低下, 連成剛性 k の増加をまねき, 安定性が逆に悪くなる傾向にある。スワールブレーカにより安定性が低下するが, それでも SBGSのほうが平行環状シールや従来型平行溝付シールより安定性が良い。

7. 参考文献

- (1) 石丸英嗣・岩壺卓三, 旋回流防止溝付シールによる安定性向上と漏れ量低減 (第一報: 平行溝付シールの全溝内に旋回流防止 Fin を設けた場合), 機論, 67-661, C(2001)
- (2) 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
- (3) 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
- (4) Dietzen, F., J., Nordmann, R., A 3-Dimensional Finite-Difference Method for Calculating the Dynamic Coefficients of Seals, Proc. the workshop on Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery, NASA CP-3026, 1988, 211-227
- (5) Childs, D., Kim, C.-H., Analysis and Testing for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals with Different Directionally-Homogeneous Surface-Roughness Treatment for Rotor and Stator Element, Trans. ASME J. Tribology, (1985), 296-306