リバースステップ付きレイリーステップ端面シール*

池内 健^{*1}, 森 美郎^{*1}, 西田 徹^{*2}

A Rayleigh-Step Face Seal with Reverse Steps

Ken IKEUCHI, Haruo MORI, and Tohru NISHIDA

This paper presents a new hydrodynamic seal; the pressure drops caused by the reverse steps reduce the hydrodynamic film force, while they scarcely affect the film stiffness if the steps are deep enough. Thus the clearance is controlled at high speed operation. The numerical analysis clarifies that the leakage flow rate of the seal is less than a critical value over the entire range of rotating velocities. The critical leakage flow rate which corresponds to a zero hydrodynamic film force condition is determined by the seal face design, and is independent of the balance ratio. If the seal operates at a relatively low balance ratio, the hydrodynamic lubricating film is formed from a low velocity, in addition, the leakage is limited at a high velocity. The experimental results confirm that a seal with reverse steps shows excellent performance over a wide range of rotating velocities.

Key Words: Machine Element, Lubrication, Seal, Rayleigh-Step, Reverse Step

1. ま え が き

過酷な条件下で高い信頼性と耐久性を要求される場合に用いられるシュラウド付きレイリーステップシール⁽¹⁾⁽²⁾は、滑り面の加工が比較的容易で、潤滑膜の剛性が高い特長があるが、すきまが流体の粘度と回転速度に依存する。したがって、もし低速時に十分なすきまを確保すれば高速時にすきまが過大となって漏れ量が著しく多くなり、逆に、もしバランス比を大きくして高速時のすきまを制限すれば低速時および起動停止時に摩擦と摩耗が著しくなる。したがって、この形式のシールでは速度および密封流体の粘度の範囲が限定され、特に作動中に回転速度が大きく変化する条件下では安定した性能を発揮できない。

本論文では以上に述べた動圧非接触シールに特有の欠点を除くため、シュラウド付きレイリーステップシールにリバースステップを設ける新しい形式の端面シールを提案し、その潤滑密封特性を調べた結果を報告する。このシールでは高速回転時にリバースステップ

に生じる圧力降下を利用してすきまおよび漏れ量を制限することにより、速度と粘度の広い範囲にわたって安定した潤滑密封性能を発揮できる。

2. 主要記号と添字

2.1 有次元量

f : 膜力
 g_i : 半径方向みぞの深さ
 g_r : ポケット 2 (リバースステップ面) の深さ
 g_s : ポケット 1 (ステップ面) の深さ
 h : すきま
 N : 毎分回転数
 p : 圧力
 p_a : 周囲圧力
 p_s : シール差圧
 q : 漏れ量
 r_i : シールリングの内半径
 r_o : シールリングの外半径
 μ : 流体の粘度
 ω : 軸の回転角速度

2.2 無次元量

F : 膜力 $= f/(p_a r_o^2)$
 G_i : 半径方向みぞの深さ $= g_i/r_o$

* 昭和 62 年 3 月 13 日 関西支部第 62 期定時総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 61 年 6 月 11 日.

*¹ 正員, 京都大学工学部 (〒606 京都市左京区吉田本町).

*² 正員, 川崎重工業(株) (〒650-91 神戸市中央区中町通 2-1-18).

G_r : リバースステップ面の深さ $=g_r/r_o$

G_s : ステップ面の深さ $=g_s/r_o$

H : すきま $=h/r_o$

K : バランス比

P : 圧力 $=(p-p_a)/p_a$

P_s : シール差圧 $=p_s/p_a$

Q : 漏れ量 $=q\mu/(p_a r_o^3)$

α_r : 回転膜力係数

α_s : 静止膜力係数

β_r : 回転漏れ係数

β_s : 静止漏れ係数

λ : 軸速度 $=\mu\omega/p_a$

2.3 添字

c : $\alpha_r=0$ の状態

3. リバースステップの作動原理

図1に対象とするシール面の形状と滑り方向の膜厚の変化を示す。高压側（密封流体側）に通じる深みぞから滑り方向に向かって深さ g_s のポケット1（ステップ面）が設けられ、その終端部は通常のレイリーステップと同様に機能し、流体くさび効果によって潤滑膜に負荷容量が生じ、その剛性が正となる。その下流部には深さ g_r のポケット2（リバースステップ面）が設けられ、次の深みぞに通じている。リバースステップでは滑り方向に膜厚が増加するので、この部分のみを考えると流体くさび効果による負荷容量および潤滑膜剛性は負である。ただし、一般にシールにおいては大きい負荷容量は必ずしも必要でなく、むしろバランス比を小さくして軽負荷で作動させることによって起動を容易にし、摩耗を減らすことができる。また g_r を g_s より十分に大きくすれば、リバースステップでの圧力降下はすきまの変化にあまり影響されないで潤滑膜全体の剛性はリバースステップによってほとんど低下しない。したがって、リバースステップに生じる負

の負荷容量を利用して高速回転時にすきまが過大となるのを防ぐことにより、広い速度範囲にわたってすきまと漏れ量を適当な範囲に保つことができる。

4. 理論解析

すきま内の流体は等粘度、非圧縮性の粘性流で、流体膜が破断しないと仮定すると、次のレイノルズ方程式が成立する。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h_l^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h_l^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu\omega \frac{\partial h_l}{\partial \theta} \quad (1)$$

ここで p は圧力、 h_l は膜厚さ、 μ は粘度、 ω は回転角速度である。密封流体側 ($r=r_o$) の圧力を p_a+p_s 、低压側 ($r=r_i$) の圧力を p_a として式(1)を p について解くと、膜力 f と漏れ量 q を次式より計算できる。

$$f = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} (p-p_a) r dr d\theta \quad (2)$$

$$q = \frac{r}{12\mu} \int_0^{2\pi} h_l^3 \frac{\partial p}{\partial r} d\theta \quad (3)$$

h_l の最小値（以下ではすきまと呼ぶ）を h と表示し、無次元軸速度を $\lambda=\mu\omega/p_a$ と定義する。他の無次元量の定義式は $H=h/r_o$ 、 $G=g/r_o$ 、 $P=(p-p_a)/p_a$ 、 $F=f/(p_a r_o^2)$ 、 $Q=q\mu/(p_a r_o^3)$ である。

数値計算においてはシール面の一単位を半径方向に12分割、円周方向に32分割し、 H を与えてダイバージェンスフォーミュレーション⁽³⁾⁽⁴⁾を用いた。式(1)は P および $\mu\omega$ に関して線形であるから、 p_s 、 λ のすべてについて計算する必要はなく、 $p_s=0$ および $\lambda=0$ の計算結果から

$$F = \alpha_s P_s + \alpha_r \lambda \quad (4)$$

$$Q = \beta_s P_s + \beta_r \lambda \quad (5)$$

における各係数を定めれば、任意の p_s 、 λ におけるシール特性を知ることができる。以下では α_s を静止膜力

図1 シール面の概念図

図2 シールリングの形状

係数, α_r を回転膜力係数, β_s を静止漏れ係数, β_r を回転漏れ係数と呼ぶ。

5. 計算結果の考察

図2に計算の対象としたシール面の形状を示す。シール面には円周方向に90°ごとに4組のステップがある。

表1に各ポケットの無次元深さを示す。

計算によれば静止膜力係数 α_s はすきま H にほとんど無関係であり, 静圧効果は潤滑膜の剛性に寄与しない。

図3に H と回転膜力係数 α_r の関係を示す。 G_r が小さいほど α_r は小さく, シールCでは H が 0.593×10^{-3} より大きいと α_r は負となる。同じ H においてシールA, B, Cの各曲線の傾きはほぼ等しく, リバースステップによって潤滑膜の剛性はあまり低下していない。しかし G_r の小さいシールDにおいては, H が 0.27×10^{-3} より大きいと α_r が H の増加関数となっており, この部分では剛性は負である。すなわち G_r を G_s より十分に大きくしなければ安定した流体膜を形成できない。

図4に示すように, H が大きくなると静止漏れ係数 β_s が急激に増加するので, H を制限することが必要である。リバースステップのあるほうが β_s が少し大

きいが, G_r の影響はほとんど見られない。

なお β_r はきわめて小さく, このシールではポンピング作用は見られない。

つぎにリバースステップのないシールAとリバースステップが最も有効に機能するシールCについて, p_s が一定で λ が変化する場合はすきまと漏れ量の変化を示す。図5はシールAにおける λ と H の関係である。

$$K = f / \{ \pi (r_o^2 - r_i^2) p_s \} \quad \cdots \cdots (6)$$

で定義されるバランス比が大きいほど H がたちあがる点の λ の値が大きく, 流体膜が形成された後の H の値が小さい。

図6はシールCにおける λ と H の関係である。 $K = 0.815$ の場合には H は λ に無関係に一定値 0.593×10^{-3} である。このときには $\alpha_r = 0$ であり, 流体くさび効果によって負荷容量は生じていない。以下ではこの状態を添字 c で表示する。 K が 0.832 より大きい場合

図4 静止漏れ係数

図3 回転膜力係数

図5 リバースステップのないシールのすきま

には、 λ が小さいと二面は接触しているが、 λ の増加とともに H が増加して H_c に漸近する。 $K_c < K < 0.832$ の場合にはすべての λ において H は正で、 λ の増加につれて H_c に漸近する。 $K < K_c$ では H は λ の減少関数であるが、この条件でシールを作動させることはないだろう。

図7はシールAにおける λ と漏れ量 Q の関係である。 λ が増加すると Q が急激に増加している。

図8はシールCにおける λ と Q の関係である。 K が K_c より大きければ λ の増加につれて Q/p_s は 0.737×10^{-9} に近づくが、これを超えることはない。 Q_c の値はシールの面の形状のみによって決まるので、流体の粘度が極端に低下しないかぎり漏れ量の最大値をあらかじめ知ることができ、たとえば漏れた流体を回収するポンプの容量を容易に見積もることができる。

図6 シールCのすきま

図7 リバースステップのないシールの漏れ量

6. 実験装置とその方法

図9に実験装置の概要を示す。静圧空気軸受で支えられた回転軸の端面には図2で示したのと同じ形状のステップを加工された回転シールリングが固定されている。回転シールリングの外径は80 mm、内径は56 mmであり、 $r_i/r_o=0.7$ である。各シールリングのポケット深さは表2に示すとおりで、数値計算を行った表1と対応している。半径方向みぞの深さ g_i は1 mmである。

各シール面を直径3 mmのエンドミルで加工した後、平面研削によって $g_s=40 \mu\text{m}$ になるように調整した。ポケット内の表面粗さのため、 g_s は36~45 μm の間にあった。回転シールリングの材質は鋼(S 55 C)であり、静止シールリングの材質は黄銅(BsBM 2)である。

軸は400 Wの可変速電動機(定格トルク3.2 Nm)によりVベルトで2倍に増速されて駆動される。密封流体は20°Cで0.0183 Pa·sの鉱油である。

シールリングの押し付け力を減らすため、図9に示す外径 $2r_o$ 、内径 $2r_i$ の空気室に圧力 p_b を加えて密封圧力による押し付け力と逆方向に軸を押し、この場合には式(6)で定義されたバランス比を

$$K = (p_s - p_b)/p_s \quad (7)$$

表2 ステップ面の深さ

シールリング	$g_s, \mu\text{m}$	$g_r, \mu\text{m}$	g_r/g_s
A	40	0	0
B	40	400	10
C	40	200	5

図8 シールCの漏れ量

図 9 実験装置

(a) $K=0.825$ (b) $K=0.925$

図 10 円周方向の圧力分布 (シール C)

図 12 シール B のすきま

図 11 リバースステップのないシールのすきま

としたのと力学的に等価である。

すきまの測定にあたって、軸の熱膨張の影響を避けるため、測定後静止させて $p_b=0$ とした時の軸位置を接触状態 ($h=0$) と見なした。漏れ量はメスシリンダで測定した。シールリングの近くに Cu-Co 熱電対を置いて漏れた直後の油温を測定し、これを潤滑膜の温度と見なした。

7. 実験結果と考察

実験は $p_s=392$ kPa で行ったが、リバースステップのないシール A では、 K を大きくすると起動トルクが大きいため回転せず、 K を小さくすると回転速度の増加につれて漏れ量がきわめて多くなり、0~2000 rpm の範囲で正常に作動させることができなかった。シール A のみ $p_s=98$ kPa とした。

図 10 はシール C を $p_s=392$ kPa, $N=1000$ rpm で作動させたときの $r=37$ mm ($r/r_o=0.925$) の位置における円周方向の圧力分布を静止シールリング上の直径 0.8 mm の測定孔により測定したものである。圧力は深みぞ位置から回転方向に上昇し、ステップ位置で最大となった後降下し、リバースステップ位置で最小となり、次の深みぞまでほぼ直線的に上昇する。図 10(a) よりも K の大きい図 10(b) のほうがステップの圧力が高いが、リバースステップでの圧力降下量はほとんど変わらない。図 10 より、シールリングに加わる押し付け力が増加して h が小さくなると、ステップ

での圧力が上昇して外力と釣り合うことにより、安定した流体膜を維持できることがわかる。

図 11 はシール A における毎分回転数 N とすきま h の関係である。 N の増加につれて h は大きくなり、 $N=2000$ rpm では h は $40\text{ }\mu\text{m}$ を超えている。

図 12 はリバースステップ面の深いシール B の場合である。理論上図 11 と同じ 100 rpm で二面が離れるにもかかわらず、これより h の増加率は小さく、 $N=2000$ rpm で h は $30\text{ }\mu\text{m}$ 程度にとどまる。

図 13 はシール C における N と h の関係で、 $N=40$ rpm ですきまが形成されるように K を決めると h が $20\text{ }\mu\text{m}$ 以下にとどまることが示されている。

図 14 はシール C において K を小さくして理論上常に非接触状態を保つようにした場合である。 N の増加につれて h は増加するが、 $h_c=23.7\text{ }\mu\text{m}$ に漸近し、これ以上になることはない。なお、静止状態で理論値と実験値がかなり異なっているのは、潤滑膜の剛性がきわめて低い場合、安定したすきまを形成できないこ

とによると思われる。

漏れ量の測定にはかなりの時間を要したので、温度変化を無視できなかった。したがって以下の図面における理論値として、各測定時の温度に対応した値を示

図 15 リバースステップのないシールの漏れ量

図 13 シール C のすきま

図 16 シール B の漏れ量

図 14 シール C のすきま

図 17 シール C の漏れ量

図 18 シール C の漏れ量

す。

図 15 はシール A における N と毎分漏れ量 q の関係である。 N が増加すると q が急激に増加している。

図 16 はシール B における N と q の関係である。 N と q はほぼ比例関係にある。この場合にはリバースステップが深すぎて十分に機能していないと言えるだろう。

図 17 はシール C を図 13 と同じバランス比で作動させた場合の N と q の関係である。全速度範囲を通じて q は $40 \text{ cm}^3/\text{min}$ 以下であり、リバースステップが有効に機能していることが示されている。

図 18 はシール C を図 14 と同じバランス比で作動させた場合で、理論上、全速度範囲で非接触状態が保たれる小さなバランス比であるにもかかわらず、リバースステップの効果によって漏れ量が一定値以下に制限されている。

8. ま と め

レイリーステップシールが広い速度範囲で安定した性能を発揮できない欠点を補うため、これにリバースステップを付けることを試みた。リバースステップ面が浅すぎると潤滑膜の剛性が低下し、逆に深すぎると有効に機能しないことが明らかになった。また、リバースステップ付きシールにおいては、特にバランス比をシール面の形状に応じて正確に決めなければならないことがわかった。以上のことを考慮して適切に設計されたリバースステップ付きシールは次のようなすぐれた性能を発揮することが期待される。

(1) 軸の回転開始後、容易に流体潤滑状態となり、低速でも安定したすきまを維持できる。

(2) 回転速度に対するすきまの変化率は小さく、すきまはシール面の形状によって決まる一定値を超えない。

(3) 回転速度に対する漏れ量の変化率は小さく、高速回転時に温度上昇によって粘度が極端に低下しないかぎり、漏れ量はシール面の形状によって決まる一定値以下に保たれる。

最後に、実験に助力された、当時京都大学学生の田村譲、村井保信の両氏に感謝する。

文 献

- (1) Walowit, J. A. and Pinkus, O., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, 104-2 (1982), 262.
- (2) Artiles, A., ほか 2 名, *ASLE Trans.*, 27-4 (1984), 321.
- (3) Castelli, V. and Pirvics, J., *Trans. ASME, Ser. F.*, 88-4 (1968), 777.
- (4) 金子, 潤滑, 29-9 (昭 59), 633.

討 論

〔質問〕 矢 部 寛〔京都大学工学部〕

貴研究で提案されているシールは、簡明な機構でしかもきわめて興味深い特性を示し、大変おもしろく感じた。

次の点についてお伺いしたい。

(1) 貴論文では、ポケット 1, 2 (リバースステップ部) の周方向の比率の影響については言及しておられないが、図 2 の形状がほぼ推奨される値になっていると考えてよいか。

(2) シール面に占めるリバースポケットの面積比率の割合が大きいので、シール面減衰係数は低下すると思う。実用上の問題はないと考えてよいか。

〔回答〕 (1) 順ステップによる潤滑膜の剛性が高いすきま条件においてリバースステップによる剛性の低下を最小限に留めるためには g_s に比べて g_r を十分に大きくする必要があり、この場合にリバースステップに生じる負の負荷容量がすきまの調節に有効に作用するためにはリバースステップ面の面積を順ステップ面より大きくする必要がある。リバースステップを用いる目的は、特定の作動状態での性能を最高にするのではなく、できる限り広い作動範囲で潤滑性と密封性を両立されることにあるので、厳密な意味での最適化は困難だが、寸法を変えた数値解析の経験から、通常の条件では図 2 に示す形状が推奨値に近いと思う。

(2) リバースステップのポケット部は深いので、ご指摘のようにこの部分は潤滑膜の減衰性にほとんど貢献しないと思う。少なくとも液体を用いる限り実用上問題はないと思うが、特に高い減衰性を要求される場合には、設計上、両ステップ間の平坦な部分の面積を大きくすることによって対処することが可能である。なお、本シールでは各圧力発生部が独立して機能するので流体力学的不安定現象としての円すいモードのふれまわり(付1)は生じないはずである。

〔質問〕 中原 綱 光〔東京工業大学工学部〕

従来のレイリーステップシールの改良に静圧軸受における表面絞りの原理を巧妙に応用した点が大変興味深い。その作動範囲に関して伺いたい。

(1) 条件によっては、リバースステップにおいて大気圧以下になり、貴論文のように作動流体を液体とした場合にはキャビテーションの発生が考えられるが、その可能性についてはいかがか。

(2) もしキャビテーションが発生する場合には、その影響はどのように現れると考えられるか。

〔回答〕 (1) λ/P_s のきわめて大きい作動条件では理論上リバースステップ部の圧力が周囲圧力以下になるが、この場合にはキャビテーションが生じる可能性が高いと考えている。

(2) キャビテーションが生じるとリバースステップ部の圧力が上昇するので H および Q が増加し、これによってリバースステップの作動限界が現れると思う。したがって、リバースステップ部の圧力を常に周囲圧力以上に保ち、たとえ気泡が析出しても半径方向の圧力こう配によって低圧側へ流れるようにシールを設計すべきであろう。

〔質問〕 金子 礼 三

〔日本電信電話(株)電子機構技術研究所〕

スライダに負圧発生部分を設け、浮上がり量を制御することは、磁気記録用の浮動ヘッドスライダにおいて試みられているが、浮上がり量制御をさらに流量制御にまで進め、もれ量の少ない非接触シールを提案されたことに敬意を表する。論文を拝見すると、実験データに理論と若干の差が見られるが、その解釈につい

てお伺いしたい。

(1) すきまと回転数の関係を示す図 11~14 において、回転数増と減ですきまにヒステリシスを生じているデータが散見されるが、測定上の単なる誤差なのか、もしくは油の挙動になんらかの差異があると考えられるのか。

(2) 同じく図 11~14 において、静圧状態で若干のすきまが観測されているが、これは完全に停止する直前(回転数→0)のデータか。このとき安定したすきま形成ができないと述べられているが、すきまが動的に不安定な現象を観測されたのか。それとも、滑り面のうねり・微小すきまでの粘度変化など他の要因で想定されるのか。

〔回答〕 非接触シールと磁気記録用浮動ヘッドスライダは全く異なった目的に用いられるにもかかわらず、できる限り低速から流体膜が形成され、しかもすきまが過大にならないことが要求され、また負荷容量の大きさは重要でない反面、潤滑膜の剛性の高い必要であるなど共通点が多く見られるのは興味深いと思う。

(1) リバースステップのない図 11 の場合に減速時のほうがすきまが小さい理由は温度上昇により油の粘度が低下したためと推定している。リバースステップのある場合に逆に増速時のすきまがわずかに小さいのは、この場合にはすきまの粘度依存性が少ないため、これに代わって熱変形の影響が現れたのかもしれない。

(2) $N=0$ に対応する実験値は回転前および停止後の値である。静止状態のすきまについて議論した図 14 の場合は、理論上 $16\mu\text{m}$ のすきまが存在するにもかかわらず、実際には静圧効果による潤滑膜剛性がきわめて低いので安定したすきまを形成することができず、2面が接触状態となって h が $8\mu\text{m}$ になったと考えている。なお、接触状態において h が 0 にならないのは、2面が完全な平面でないので、正のすきまを維持したまま部分的に接触するためであると思う。

(付1) Green, I. and Etsion, I., *ASLE Tran.*, 28-4 (1985), 449.