

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2008-106940

(P2008-106940A)

(43) 公開日 平成20年5月8日(2008.5.8)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 J 15/34 (2006.01)	F 1 6 J 15/34	3 J 0 4 1
F 1 6 J 15/36 (2006.01)	F 1 6 J 15/36	

審査請求 未請求 請求項の数 20 O L 外国語出願 (全 25 頁)

(21) 出願番号 特願2007-274533 (P2007-274533)
 (22) 出願日 平成19年10月23日 (2007.10.23)
 (31) 優先権主張番号 11/586, 354
 (32) 優先日 平成18年10月25日 (2006.10.25)
 (33) 優先権主張国 米国 (US)

(71) 出願人 506224746
 レックスノード インダストリーズ, エルエルシー
 Rexnord Industries, LLC
 アメリカ合衆国 53214-1498
 ウィスコンシン州, ミルウォーキー,
 ウェスト グリーンフィールド アヴェニュー 4701
 4701 West Greenfield Avenue, Milwaukee, WI 53214-1498, U.S.A.

(74) 代理人 100070002
 弁理士 川崎 隆夫

最終頁に続く

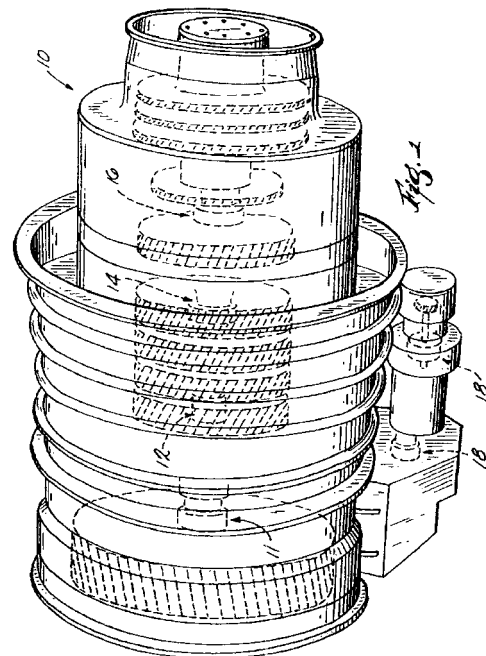
(54) 【発明の名称】 円周方向に変化する揚力を有する流体力学的シール

(57) 【要約】

【課題】 シールアセンブリに関する。

【解決手段】 高高度で且つ低表面速度で効率的に動作するシールアセンブリは第1シールリング、第2シールリング、及びハイドロパッドを含んでいる。第1シールリングは一般的に環状であり、且つ放射状で円周方向を規定する。第2シールリングは第1シールリングに対して対向関係に位置決めされ、回転軸の周囲で第1シールリングに対して回転可能に取付けられる。第1シールリングと第2シールリングの一方に形成された複数のハイドロパッドは嵌合リングの円周の周囲で変化する揚力を与える。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

一般的に環状であり且つ放射状で且つ円周方向を規定する第 1 シールリングと；
回転軸の周辺に回転可能に取付けられ、前記第 1 シールリングに対して対向関係に位置決めされてその間の界面を規定する第 2 シールリングと；

前記第 1 シールリングと第 2 シールリングの一方に形成された複数のハイドロパッドであり、各々が内端部と、前記内端部から放射状に且つ外方向に離間した外端部を有し、前記内端部が前記ハイドロパッドの内周部を規定し、前記外端部が前記ハイドロパッドの外周部を規定し、前記内周部と前記外周部の一方が前記回転軸に対して偏心しているところの複数のハイドロパッドと；

10

を具備することを特徴とするシールアセンブリ。

【請求項 2】

前記外周部が前記回転軸に対して偏心していることを特徴とする請求項 1 記載のシールアセンブリ。

【請求項 3】

前記内周部と前記外周部の他方が前記回転軸から等距離であることを特徴とする請求項 1 記載のシールアセンブリ。

【請求項 4】

前記ハイドロパッドの各々が前記内端部を前記外端部に相互接続する先端部を有することを特徴とする請求項 1 記載のシールアセンブリ。

20

【請求項 5】

前記ハイドロパッドの各々が前記内端部を前記外端部に相互接続する後端部を有することを特徴とする請求項 1 記載のシールアセンブリ。

【請求項 6】

前記ハイドロパッドは前記シールアセンブリの内径から前記シールアセンブリの外径に空気をポンプ送りするように位置決めされることを特徴とする請求項 1 記載のシールアセンブリ。

【請求項 7】

前記第 1 シールリングと前記第 2 シールリングの前記一方が内径と外径を有し、前記第 1 シールリングと前記第 2 シールリングの前記一方は前記ハイドロパッドがポンプ注入方向に最小限に伸びる前記内径と前記外径の一方に形成された面取り部を有することを特徴とする請求項 1 記載のシールアセンブリ。

30

【請求項 8】

一般的に環状であり、放射状に且つ円周方向を規定する第 1 シールリングと；

前記第 1 シールリングに対して対向関係に位置決めされ、且つ回転軸の周囲の前記第 1 シールリングに対して回転可能に設けられた第 2 シールリングと；

前記第 1 シールリングと前記第 2 シールリングの一方に形成され且つ前記第 1 シールリングと前記第 2 シールリングの前記一方の円周周辺で変化する揚力を与える複数のハイドロパッドと；

を具備することを特徴とするシールアセンブリ。

40

【請求項 9】

前記ハイドロパッドの各々が前記内端部と前記外端部間に挿入された公称中心を有し、且つ前記公称中心は前記回転軸から偏位した位置の周囲で円周方向に離間されていることを特徴とする請求項 8 記載のシールアセンブリ。

【請求項 10】

前記内端部が前記ハイドロパッドの内周を規定し、前記外端部が前記ハイドロパッドの外周を規定し、前記内周と前記外周の一方が前記回転軸に対して偏心していることを特徴とする請求項 9 記載のシールアセンブリ。

【請求項 11】

前記外周が前記回転軸に対して偏心していることを特徴とする請求項 10 記載のシール

50

アセンブリ。

【請求項 12】

前記内周と前記外周の他方が前記回転軸からほぼ等距離であることを特徴とする請求項 10 記載のシールアセンブリ。

【請求項 13】

前記ハイドロパッドの各々が前記内端部を前記外端部に相互に接続する先端部を有することを特徴とする請求項 9 記載のシールアセンブリ。

【請求項 14】

前記ハイドロパッドの各々が前記内端部を前記外端部に相互に接続する後端部を有することを特徴とする請求項 9 記載のシールアセンブリ。

10

【請求項 15】

前記ハイドロパッドが前記シールアセンブリの内径から前記シールアセンブリの外径に向かって空気をポンプ送りするように位置決めされることを特徴とする請求項 8 記載のシールアセンブリ。

【請求項 16】

前記第 1 シールリングと前記第 2 シールリングの前記一方は内径と外径を有し、前記第 1 シールリングと前記第 2 シールリングの前記一方は前記ハイドロパッドがポンプ送り方向に最低限に伸びている前記内径と前記外径の 1 つに形成された面取り部を有することを特徴とする請求項 8 記載のシールアセンブリ。

【請求項 17】

一般的に環状であり、且つ放射状且つ円周方向を規定する第 1 シールリングと；
前記第 1 シールリングに対して対向関係に位置決めされ、且つ回転軸の周囲の前記第 1 シールリングに対して回転可能に設けられた第 2 シールリングと；
前記回転軸の周囲の偏心リングを形成する複数のハイドロパッドと；
を具備することを特徴とするシールアセンブリ。

20

【請求項 18】

前記ハイドロパッドの各々が内端部と前記内端部から放射状に且つ内方向に離間した外端部を有し、前記内端部が前記ハイドロパッドの内周を規定し、前記外端部が前記ハイドロパッドの外周を規定し、前記内周と前記外周の一方が前記回転軸周辺の前記偏心リングを規定することを特徴とする請求項 17 記載のシールアセンブリ。

30

【請求項 19】

前記外周が前記回転軸に対して偏心していることを特徴とする請求項 18 記載のシールアセンブリ。

【請求項 20】

前記内周と前記外周の他方が前記回転軸からほぼ等距離にあることを特徴とする請求項 18 記載のシールアセンブリ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

関連出願の相互参照
該当なし。

40

【0002】

連邦政府委託研究開発に関する申立て
該当なし。

【0003】

本発明はシャフトアセンブリの分野に関し、特に、ハウジングとシャフト間に隔壁を設けるための流体力学的シールに関する。

【背景技術】

【0004】

機械端面シールは固定ハウジングと回転シャフト間のシール（封止）を与えるため一般

50

的に使用されている。このようなシールはシャフトに取付けられた回転リング又はローター又はハウジングに取付けられた固定リング又はローターを含んでいる。ステーター又はローターはその間に偏倚されたシールを設けるために他方に偏倚される。

【0005】

液体又はガス等のプロセス流体が回転シャフトを伝わってハウジングから漏れるのを防止する典型的なシール設計では緩衝流体を含む中間室と流体で連通する2つのシールを含んでいる。一方のシールはステーターとローター間のシールでの圧力を有する緩衝流体をプロセス流体を含むハウジングに放射状にポンプ送りする。ハウジング内のプロセス流体は中間室内の緩衝流体より低圧である。他方のシールは、中間室内の緩衝流体より低圧である環境のような、ハウジング外の環境に緩衝流体を放射状にポンプ送りする。

10

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

この放射ポンプ輸送を達成するため、各シールはステーターやローターの端面にバネ溝を有する。これらの溝は回転シャフトの半径及び円周に対して角度付けされており、ローターが回転していると、溝はシールを横断して緩衝流体を放射状にポンプ送りする。緩衝流体がポンプ送りされるローターとステーター間に間隙を形成するためローターとステーターを互いに対して偏倚する油圧及び機械力に打勝つ揚力を発生させるために、ローターは十分な速度で回転しなければならない。このように、低圧外部環境に高圧緩衝流体を、即ち、処理流体をポンプ送りすることはハウジングからプロセス流体のロスを防止する。

20

【0007】

他の設計において、溝付端面シールは高圧ガス（例えば、可燃性ガス）と環境大気間の封止のためにポンプで使用される。この状況において、一般的に2個のシールが使用される。溝付内部シールは高圧ガスを中間室に放射状にポンプ送りし、溝付外部シールは中間室から大気へ放射状にポンプ送りする。中間室は高圧ガスをポンプ送りされたガスが燃える余剰ガス燃焼煙突に送る。外部シールを通じて失われる高圧ガスの量は最小化される。この型のシールの例は米国特許第5,217,233号に開示されている。

【0008】

これらの型のシールは本出願の発明の譲受人に譲渡され且つここに十分に添付された米国特許第5,941,532号及び米国特許第6,257,589号に開示されたような航空宇宙応用にも使用される。航空宇宙応用での使用において、これらのシールは有効である限定された動作の可能性を持っている。低表面速度で且つ（極低環境気圧の）高高度条件で、シールは油圧機械閉鎖力に打勝つための十分な揚力を発生せず、シール端面間の接触及び特性劣化になる可能性が明らかになった。低表面速度/高高度条件でより効率的に作動するシールに対する要望が存在する。

30

【課題を解決するための手段】

【0009】

本発明は一般的に環状であり、且つ放射状で且つ円周方向を規定する第1シールリングを含むシールアセンブリを提供する。第2シールリングは第1シールリングに対して対向する関係に位置決めされ、回転軸の周辺に第1シールリングに対して回転可能に取付けられる。第1シールリングと第2シールリングの一方に形成された複数のハイドロパッドが嵌合リングの周囲で変化する揚力を与える。一実施例において、ハイドロパッドは回転軸の周囲で偏心リングを形成する。他の実施例において、ハイドロパッドの外周は回転軸に対して偏心している。更に他の実施例において、複数のハイドロパッドの各々は公称中心を有し、公称中心は回転軸からずれた位置から円周方向に離間している。

40

【0010】

本発明の一般的な目的は高高度及び低表面速度で効率的に動作するハイドロパッドを有するシールアセンブリを提供することである。本目的はスクイーズ膜効果が高高度及び低表面速度で第1及び第2リングを軸方向に離間させる嵌合リングの周囲で変化する揚力を

50

有するシールを提供することにより達成される。

【0011】

本発明のこれらの且つ他の態様は意図する特許請求の範囲が与えられる本発明の範囲を規定することを意図していない。以下の記載において、本発明の好ましい実施例を部分的に形成し且つ例示により示されるが限定を与えない添付図面が参照される。このような実施例は本発明の範囲を規定するものでなく、その目的には特許請求の範囲を参照しなければならない。

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

図1は航空宇宙用ガスタービン10におけるハイドロパッドシールの使用を示している。ハイドロパッドシールがエンジン10内の種々の場所で使用でき、標準（非ハイドロパッド）シールの代わりに使用できることが分かった。図1において、エンジン10は圧縮機入り口シール11、圧縮機/駆動シール12、中間シール14、タービンシール16、及びギアボックスシール18としてハイドロパッドシールを使用している。使用は一定速度駆動、交流発電機、始動機、発電機、脱油機、燃料ポンプ、油圧ポンプ、ギアボックス、主シャフト、燃料制御シール（図示せず）のようなアクセサリシールを含んでいる。ハイドロパッドシールは最高約600度（華氏）に及ぶ温度で実質的にリーク無しに動作する。ハイドロパッドは小型用に最高120,000rpmのシャフト速度で動作し、逆圧力を取り扱うように設計できる。ハイドロパッドシールは液体又はガス等の実質的に任意の流体で作動する。

10

20

【0013】

図2及び図3は固定ハウジング22に位置決めされた回転シャフト20及びその間に取付けられたシールアセンブリ24の断面図である。シールアセンブリ24は2つのシールリング、即ち、シャフト20の回転軸とほぼ同軸である回転軸38の周囲で回転のためのシャフト20に取付けられた嵌合リング28と、ハウジング22に取付けられたシールノーズ30を含んでいる。金属ペロー32はハウジング22とシールノーズ30間に位置決めされ、シールノーズ30の軸方向の動きを可能にする。

【0014】

嵌合リング28とノーズシール30は硬化鋼、炭素、シリコンカーバイド、炭素複合材、セラミック、タングステン、及びそれらの合成物のような従来技術で既知の適切な材料で製造される。好ましくは、嵌合リング28は硬化鋼のような延性材料である。

30

【0015】

作動流体42（例えば、油）は嵌合リング28外に（例えば、外径に）ある。空気40は嵌合リング28の内径に位置決めされている。空気40は概略的に示されるようにフィルタ45により過される。空気40は好ましくは高所を飛行する航空機の場合ほぼ14.7psia（海拔での標準絶対圧力）以下である大気圧である。ここで使用されるように、語句「ほぼ14.7psia以下」は大気空気が高空を飛行する航空機により直面する大気空気を意味する。しかしながら、シールアセンブリ24は本発明の範囲から逸脱することなく大気圧が14.7psia以上である海拔のような他の高度で使用できる。

40

【0016】

図3に示されるように、シャフト20の回転時に、ハイドロパッド26は嵌合リング28とシールノーズ30間にシール界面を形成する嵌合リング28とシールリング30間に小間隙56を形成するため、空気40を嵌合リング28とシールノーズ30間に強制する。空気40が圧縮されると共に、作動流体42がシール界面を通過するのを防止する障壁が形成される。図2に示されるように、シャフト20が回転していない場合、シールノーズ30は嵌合リング28の面52と係合し、ハイドロパッド26の外周36の外部で作動流体42を封じる。ハイドロパッド26が嵌合リング28の全面52に放射状に伸びていないので、作動流体42の空気40との分離が達成される。本実施例では固定ハウジング22内で回転する嵌合リング28を図示しているが、固定ハウジング22が固定位置の嵌合リング28と共に回転することも可能である。

50

【 0 0 1 7 】

図 4 に示されるように、複数のハイドロパッド 2 6 は嵌合リング 2 8 の面 5 2 に形成される。嵌合リング 2 8 に形成された各ハイドロパッド 2 6 は先端部 4 4 と後端部 4 6 により外端部 5 0 に結合される内端部 4 8 を含んでいる。ハイドロパッド 2 6 の内端部 4 8 は回転軸から実質的に等距離である内周を規定する。ハイドロパッド 2 6 の外端部 5 0 は偏心している、即ち、回転軸 3 8 に対してずれている中心 5 4 を有する外周即ちリングを規定する。有利なことには、ハイドロパッド 2 6 のこの偏心方向は回転嵌合リング 2 8 の面 5 2 で偏心状態の揚力を生じさせる。

【 0 0 1 8 】

回転嵌合リング 2 8 の面 5 2 に偏心状態の揚力特性を適用することにより、嵌合リング 2 8 の円周で変化する揚力が発生する。嵌合リング 2 8 が回転すると、揚力は時間の関数として変化する。この揚力の変化は嵌合リング 2 8 とシールノーズ 3 0 間の作動流体 4 2 がスクイズ膜効果の結果として揚力を発生させるポンピング作用（面の転頭運動）を発生する。スクイズ膜効果は嵌合リング 2 8 の低回転速度のハイドロパッド 2 6 と流体密度のパターンの流体力学的性質により作られる揚力を補完する。有利なことには、シーリング界面に許容される作動流体 4 2 は嵌合リング 2 8 とシールノーズ間の間隙を初めに形成し、高高度と低回転速度での分離を維持する。しかしながら、嵌合リング 2 8 の回転と共に、外径から嵌合リング 2 8 とシールノーズ 3 0 間のシール界面にもたらせる作動流体 4 2 はハイドロパッドにより生じる放射状ポンピングにより放射状で且つ外方向に圧迫され、作動流体 4 2 がシール界面を通過するのを防止する。

【 0 0 1 9 】

作動液膜圧はハイドロパッド 2 6 が放射ポンピングの方向に最小に伸張する位置で最低であるので、好ましくは、嵌合リング 2 8 は、図 4 及び図 5 に示されるように、嵌合リング 2 8 とシールノーズ 3 0 間のシール界面に流体を導入するためこの場所で溝を付けられ又は面取りされる。ここで開示された実施例において、空気 4 0 は嵌合リング 2 8 の内径から嵌合リング 2 8 の外径に向かってポンプ送りされる。したがって、ここで開示された実施例において、面取り部 5 8 が嵌合リング 2 8 の外径に形成される。面取り部 5 8 を嵌合リング 2 8 上に形成することが好まれるが、本発明の範囲を逸脱することなく、面取り部又は溝部が面取り部 5 8 を、嵌合リング 2 8 に形成する代わりに又はに追加して、シールノーズ 3 0 上に形成可能である。さらに、もし空気又は他の流体がシールの外径からシールの内径に向けてポンプ送りされると、好ましくは、溝部又は面取り部が嵌合リング及び/又はシールノーズの内径に形成される。

【 0 0 2 0 】

嵌合リング 2 8 とシールノーズ 3 0 間のシール界面の作動流体 4 2 は空気のみより高粘性を有するので、シールノーズ 3 0 の嵌合リング 2 8 からの分離は界面で空気では生ずるより低速度で生ずる。シール界面のこの作動流体 4 2 は界面での熱の発生及び磨耗を減少させる。揚力形状の偏心性のため、固定シールノーズ 3 0 は変化する揚力のため嵌合リング 2 8 の回転面 5 2 に対して傾斜する傾向にある。この傾斜も流体力学的揚力を更に補完する滑動部軸受け形状を実質的に形成する。

【 0 0 2 1 】

図 6 はハイドロパッドの拡大図である。ハイドロパッド 2 6 の好ましい構成は前端部 4 4 と後端部 4 6 が放射状に且つ外方向に広がり、内端部 4 8 と外端部 5 0 により接続されることである。ハイドロパッド 2 6 の外端部 5 0 は回転軸 3 8 に対して偏心しているハイドロパッド 2 6 の外周を規定する。好ましくは、内端部 4 8 と外端部 5 0 は実質的に直線であり、内端部 4 8 と外端部 5 0 との中間で公称中心を規定する。この公称中心 6 0 はハイドロパッド 2 6 の偏心方向を更に規定する回転軸 3 8 からずれた点 5 4 の周囲に離間している。

【 0 0 2 2 】

ハイドロパッド 2 6 の好ましい深さは応用しだいで変化する。図示されたハイドロパッド 2 6 はほぼ 0 . 0 0 0 1 インチから 0 . 0 0 2 5 インチの任意の深さ及びシール面の内

10

20

30

40

50

径周りの一定の角度にある多くの浅い溝部からなる。溝部の深さ及び数と経路の角度は一定値に固定され、必要であれば、所定の動作条件に合致するように選ばれる。ハイドロパッド26は当技術で既知である任意の方法により嵌合リング上に形成できる。1つの好ましい方法はここでは参照のために添付された米国特許第6,257,589号に開示されている。

【0023】

本発明の前記記載は例示と説明のために提示された。更に、本明細書は本発明をここで開示された形状に限定するものではない。したがって、上記教示、関連技術の熟達又は知識に相応する変形及び改造は本発明の範囲内である。ここに記載された実施例は更に本発明を実施するために知られた最良の態様を説明すること及び他の当業者がこのような又は他の実施例で本発明を利用し及び本発明の特有な応用及び用途により要求される種々の変形で利用するのを可能にすることを意図している。添付の特許請求の範囲を従来技術により許容される程度に変形実施例を含むように解釈すべきことが意図される。

10

【図面の簡単な説明】

【0024】

【図1】図1はガスタービンエンジンでの種々の応用におけるハイドロパッドシールの使用を示す図である。

【図2】図2はシールノーズが嵌合リングと係合している固定ハウジングに位置決めされた回転シャフトの部分断面図である。

【図3】図3はシールノーズが嵌合リングから持ち上げられた固定ハウジングに位置決めされた回転シャフトの部分断面図である。

20

【図4】図4はハイドロパッドを有する嵌合リングの前面図である。

【図5】図5は図3の嵌合リングの側面図である。

【図6】図6はハイドロパッドの拡大図である。

【符号の説明】

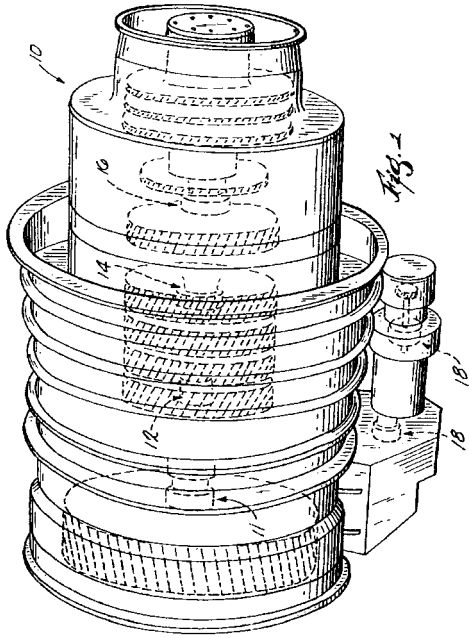
【0025】

- 10 ガスタービンエンジン
- 11、12、14、16、18 シール
- 20 回転シャフト
- 22 固定ハウジング
- 24 シールアセンブリ
- 26 ハイドロパッド
- 28 嵌合リング
- 30 シールノーズ
- 32 金属ベロー
- 40 空気
- 42 作動流体
- 45 フィルタ
- 56 間隙
- 58 面取り部

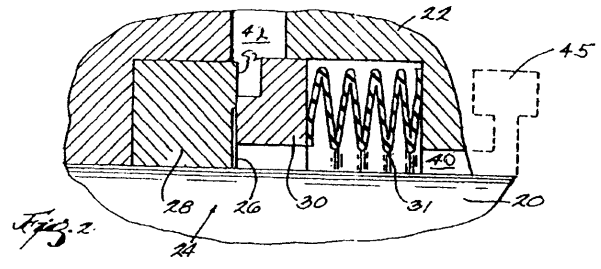
30

40

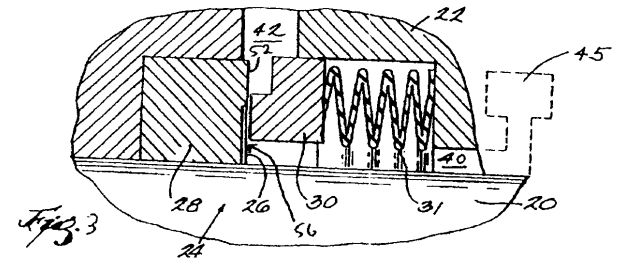
【 図 1 】



【 図 2 】



【 図 3 】



【 図 4 】

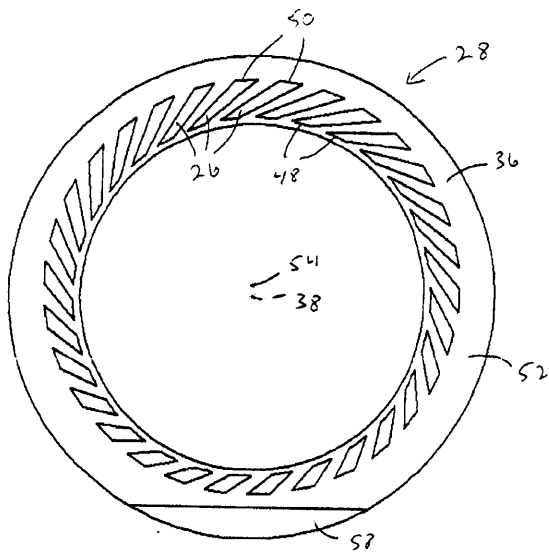


Fig. 4

【 図 5 】

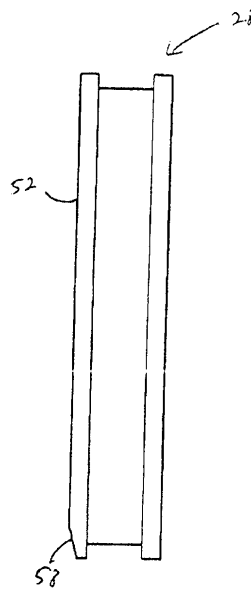
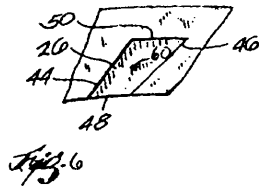


Fig. 5

【 図 6 】



フロントページの続き

(74)代理人 100144059

弁理士 熊谷 一正

(72)発明者 アンドリュー エル． フラハーティ

アメリカ合衆国 60047 イリノイ州 レイク チューリヒ， ソーンデイル レーン 12
05

Fターム(参考) 3J041 AA02 BB03 BC03 BD06 DA07

【外国語明細書】

**HYDRODYNAMIC SEAL
WITH CIRCUMFERENTIALLY VARYING LIFT FORCE**

CROSS-REFERENCE TO RELATED APPLICATIONS

[0001] Not Applicable.

STATEMENT REGARDING FEDERALLY
SPONSORED RESEARCH OR DEVELOPMENT

[0002] Not Applicable.

FIELD OF THE INVENTION

[0003] The present invention generally relates to the field of and shaft assemblies, and more specifically to hydrodynamic seals for providing a barrier between a housing and a shaft.

BACKGROUND OF THE INVENTION

[0004] Mechanical face seals are commonly used to provide a seal between a stationary housing and a rotating shaft. Such seals include a rotating ring, or rotor, mounted on the shaft and a stationary ring, or stator, mounted on the housing. Either the stator or the rotor is biased toward the other to provide a biased seal therebetween.

[0005] A typical seal design for inhibiting process fluid, whether liquid or gas, from escaping from a housing along a rotating shaft includes two seals in fluid communication with an intermediate chamber containing a buffer fluid. One seal radially pumps the buffer fluid having a certain pressure across the seal between a stator and rotor into the housing containing the process fluid. The process fluid in the housing has a lower pressure than the buffer fluid in the intermediate chamber. The other seal radially pumps

the buffer fluid to an environment external to the housing, such as ambient, which is at a pressure lower than the buffer fluid in the intermediate chamber.

[0006] To accomplish this radial pumping, each seal includes spiral grooves on either the face of the stator or rotor. The grooves are angled relative to the radius and circumference of the rotating shaft, and when the rotor is rotating, the grooves radially pump the buffer fluid across the seal. The rotor must be rotated at a speed sufficient to generate a lift force that overcomes the hydraulic and mechanical forces biasing the rotor and stator toward each other in order to create a gap between the rotor and stator through which the buffer fluid is pumped. This pumping of the high-pressure buffer fluid toward the lower-pressure external environment or process fluid inhibits the loss of the process fluid from the housing. U.S. Pat. No. 5,375,853 discloses a seal design of this type.

[0007] In another design, grooved face seals are used in pumps to provide a seal between a high-pressure gas (e.g., a combustible gas) and the ambient atmosphere. In this situation, two seals are commonly used. A grooved inner seal radially pumps the high pressure gas to an intermediate chamber, and a grooved outer seal radially pumps from the intermediate chamber to the atmosphere. The intermediate chamber routes the high-pressure gas to a flare stack where the pumped gas is burned. The amount of high-pressure gas that is lost through the outer seal is thereby minimized. An example of this type of seal is disclosed in U.S. Pat. No. 5,217,233.

[0008] These types of seals are also used in aerospace applications, such as disclosed in U.S. Pat. Nos. 5,941,532 and 6,257,589, which are assigned to the assignee of the present application and fully incorporated herein. When used in an aerospace application, these seals have a limited operating window in which they are effective. At

low surface speeds and high altitude conditions (with very low ambient pressures) it has been discovered that the seals may not generate sufficient lift to overcome hydraulic and mechanical closing forces, resulting in contact between the sealing faces and degraded performance. A need exists for seals which can more effectively operate in low surface speeds/high altitude conditions.

SUMMARY OF THE INVENTION

[0009] The present invention provides a seal assembly including a first seal ring of a generally annular shape and defining radial and circumferential directions. A second seal ring is positioned in facing relation to the first seal ring and rotatably mounted relative to the first seal ring about an axis of rotation. A plurality of hydropads formed on one of the first seal ring and second seal ring provides a lift force that varies about the circumference of the mating ring. In one embodiment, hydropads define an eccentric ring about the axis of rotation. In another embodiment, an outer circumference of the hydropads is eccentric relative to said axis of rotation. In yet another embodiment, each of the hydropads of the plurality of hydropads has a nominal center, and the nominal centers are circumferentially spaced about a point offset from the axis of rotation.

[0010] A general objective of the present invention is to provide a seal assembly having hydropads that can operate efficiently in high altitudes and with low surface speeds. This objective is accomplished by providing a seal having a lift force which varies about the circumference of the mating ring which allows a squeeze film effect to axially space the first and second rings in high altitudes and at low surface speeds.

[0011] These and other aspects of the invention are not intended to define the scope of the invention for which purpose claims are provided. In the following

description, reference is made to the accompanying drawings, which form a part hereof, and in which there is shown by way of illustration, and not limitation, preferred embodiments of the invention. Such embodiments do not define the scope of the invention and reference must be made therefore to the claims for this purpose.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

[0012] FIG. 1 illustrates the use of hydropad seals in various applications in a gas turbine engine;

[0013] FIG. 2 is a partial cross-section of a rotating shaft positioned in a stationary housing with the seal nose engaging the mating ring;

[0014] FIG. 3 is a partial cross-section of a rotating shaft positioned in a stationary housing with the seal nose lifted off the mating ring;

[0015] FIG. 4 illustrates a front view of a mating ring having hydropads;

[0016] FIG. 5 illustrates a side view of the mating ring of FIG. 3; and

[0017] FIG. 6 is an enlarged view of a hydropad.

DETAILED DESCRIPTION

[0018] FIG. 1 illustrates the use of hydropad seals in an aerospace gas turbine engine 10. It has been discovered that hydropad seals can be used in a variety of positions within the engine 10, and can be used to replace standard (non-hydropad) seals. In FIG. 1, the engine 10 employs use of the hydropad seals as compressor inlet seals 11, compressor/drive seals 12, interstage seals 14, turbine seals 16, and gearbox seals 18. Uses also include accessory seals such as constant speed drives, alternators, starters, generators, de-oilers, fuel pumps, hydraulic pumps, gearboxes, main shafts and fuel control seals (not shown). Hydropad seals provide virtually leakage free operations at

temperatures ranging up to about 600 degrees Fahrenheit. The hydropad seals operate with a shaft speed up to 120,000 rpm for small sizes, and can be designed to handle reverse pressures. The hydropad seals can also operate in virtually any fluid, liquid or gas.

[0019] FIGS. 2 and 3 illustrate a cross-section of a rotating shaft 20 positioned within a stationary housing 22, and a seal assembly 24 mounted therebetween. The seal assembly 24 includes two seal rings: a mating ring 28 mounted on the shaft 20 for rotation about an axis 38 of rotation substantially coaxial with an axis of rotation of the shaft 20 and a seal nose 30 mounted on the housing 22. A metal bellows 32 is positioned between the housing 22 and a seal nose 30, and allows for axial movement of the seal nose 30.

[0020] The mating ring 28 and nose seal 30 may be fabricated from suitable materials known in the art, such as hardened steel, carbon, silicon carbide, carbon composites, ceramics, tungsten carbide, and a combination thereof. Preferably, the mating ring 28 is a ductile material, such as hardened steel.

[0021] A working fluid 42 (e.g., oil) is present outside (i.e., on the outer diameter of) the mating ring 28. Air 40 is positioned on the inner diameter of the mating ring 28. The air 40 can be filtered by a filter 45 as schematically shown. The air 40 is preferably at atmospheric pressure, which is substantially less than 14.7 psia (standard absolute pressure at sea level) in the case of an aircraft flying at altitude. As used herein, the phrase "substantially less than 14.7 psia" means that the atmospheric air is what would be experienced by an aircraft flying at altitude. However, the seal assembly 24 can be used

at other altitudes, such as sea level, at which atmospheric pressure is above 14.7psia without departing from the scope of the invention.

[0022] As shown in FIG 3, when the shaft 20 is rotating, the hydropads 26 force the air 40 between the mating ring 28 and the seal nose 30 to create a small gap 56 between the mating ring 28 and the seal nose 30 forming a sealing interface between the mating ring 28 and seal nose 30. As the air 40 is pressurized, a barrier is created inhibiting working fluid 42 from passing through the sealing interface. When the shaft 20 is not rotating, as shown in FIG. 2, the seal nose 30 engages a face 52 of the mating ring 28 and seals the working fluid 42 on the outside of outer circumference 36 of the hydropads 26. Because the hydropads 26 do not extend radially across the entire face 52 of the mating ring 28, the separation of the working fluid 42 from the air 40 is accomplished. Although the present embodiment illustrates a mating ring 28 rotating within the stationary housing 22, it is also possible for the stationary housing 22 to rotate with the mating ring 28 in a fixed position.

[0023] As shown in FIG. 4, a plurality of hydropads 26 are formed on the face 52 of the mating ring 28. Each hydropad 26 formed on the mating ring 28 includes an inner edge 48 joined to an outer edge 50 by a leading edge 44 and a trailing edge 46. The inner edges 48 of the hydropads 26 define an inner circumference that is substantially equidistant from the axis of rotation. The outer edges 50 of the hydropads 26 define an outer circumference, or ring, that is eccentric, i.e. has a center 54 offset relative to the axis 38 of rotation. Advantageously, this eccentric orientation of the hydropads 26 creates lift in an eccentric manner on the face 52 of the rotating mating ring 28.

[0024] By applying a lift feature in an eccentric manner on the face 52 of the rotating mating ring 28, a lift force which varies about the circumference of the mating ring 28 is generated. Since the mating ring 28 rotates, the lift force will also vary as a function of time. This varying lift force produces a pumping action (nutating of the faces) that allows the working fluid 42 between the mating ring 28 and seal nose 30 to generate a lift force as a result of a squeeze film effect. The squeeze film effect supplements the lift force created by the hydrodynamic nature of the pattern of the hydropads 26 at lower rotational speeds of the mating ring 28 and fluid densities. Advantageously, the working fluid 42 allowed into the sealing interface initially forms the gap between the mating ring 28 and seal nose and maintain the separation at high altitudes and low rotation speeds. However, as the mating ring 28 rotates, working fluid 42 that is brought into the sealing interface between the mating ring 28 and seal nose 30 from the outer diameter is urged radially outwardly by the radial pumping created by the hydropads to prevent the working fluid 42 from passing through the seal interface.

[0025] Since the working fluid film thickness will be lowest at the point where the hydropads 26 extend the least in the direction of radial pumping, preferably the mating ring 28 is grooved or chamfered at this point to introduce fluid into the sealing interface between the mating ring 28 and seal nose 30, as shown in FIGS. 4 and 5. In the embodiment disclosed herein, the air 40 is pumped from the inner diameter of the mating ring 28 toward the outer diameter of the mating ring 28. Accordingly, in the embodiment disclosed herein, a chamfer 58 is formed on the outer diameter of the mating ring 28. Although forming the chamfer 58 on the mating ring 28 is preferred, the chamfer or groove can be formed on the seal nose 30 instead of, or in addition to, forming the

chamfer 58 on the mating ring 28 without departing from the scope of the invention.

Moreover, if air or other fluid is pumped from the outer diameter of the seal toward the inner diameter of the seal, preferably a groove or chamfer is formed on the inner diameter of the mating ring and/or seal nose.

[0026] Because the working fluid 42 in the sealing interface between the mating ring 28 and seal nose 30 has a higher viscosity than air alone, separation of the seal nose 30 from the mating ring 28 will occur at a lower speed than it would with only air 40 in the interface. This working fluid 42 in the sealing interface helps to reduce heat generation and wear at the interface. Also due the eccentric nature of the lift geometry, the stationary seal nose 30 will tend to tilt relative to the rotating face 52 of the mating ring 28 due to the varying lift force. This tilt will also in essence create a slider bearing geometry which will further supplement the hydrodynamic lift.

[0027] FIG. 6 is an enlarged view of a hydropad 26. The preferred configuration of the hydropad 26 is such that the leading edge 44 and the trailing edge 46 diverge radially outwardly and are connected by an inner edge 48 and an outer edge 50. The outer edges 50 of the hydropads 26 define an outer circumference of the hydropads 26 which is eccentric relative to the axis 38 of rotation. Preferably, the inner edge 48 and outer edge 50 are substantially straight and define a nominal center 60 midway between the inner edge 48 and outer edge 50. The nominal centers 60 are circumferentially spaced about the point 54 offset from the axis 38 of rotation further defining the eccentric orientation of the hydropads 26.

[0028] The preferred depth of the hydropads 26 varies depending upon the application. The illustrated hydropads 26 consist of many shallow grooves at a given

depth of approximately 0.0001 inches to 0.0025 inches, and at a fixed angle about the inner diameter of the sealing face. The depth, number of grooves and angle of the paths are fixed at fixed values and are chosen to meet the given operating conditions as necessary. The hydropads 26 can be formed on the mating ring using any method known in the art. One preferred method is disclosed in U.S. Pat. No. 6,257,589 which is fully incorporated herein by reference.

[0029] The foregoing description of the present invention has been presented for purposes of illustration and description. Furthermore, the description is not intended to limit the invention to the form disclosed herein. Consequently, variations and modifications commensurate with the above teachings, and the skill or knowledge of the relevant art, are within the scope of the present invention. The embodiments described herein are further intended to explain best modes known for practicing the invention and to enable others skilled in the art to utilize the invention in such, or other, embodiments and with various modifications required by the particular applications or uses of the present invention. It is intended that the appended claims be construed to include alternative embodiments to the extent permitted by the prior art.

CLAIMS

What is claimed is:

1. A seal assembly comprising:
 - a first seal ring of a generally annular shape and defining radial and circumferential directions;
 - a second seal ring rotatably mounted about an axis of rotation and positioned in facing relation to said first seal ring to define an interface therebetween;
 - a plurality of hydropads formed in one of said first seal ring and second seal ring, each of said hydropads having an inner edge and an outer edge spaced radially outwardly from said inner edge, said inner edges defining an inner circumference of said hydropads and said outer edges defining an outer circumference of said hydropads, and one of said inner circumference and said outer circumference being eccentric relative to said axis of rotation.
2. The seal assembly as in claim 1, in which said outer circumference is eccentric relative to said axis of rotation.
3. The seal assembly as in claim 1, in which the other of said inner circumference and said outer circumference is substantially equidistant from said axis of rotation.

4. The seal assembly as in claim 1, in which each of said hydropads includes a leading edge interconnecting said inner edge with said outer edge.

5. The seal assembly as in claim 1, in which each of said hydropads includes a trailing edge interconnecting said inner edge with said outer edge.

6. The seal assembly as claimed in claim 1, wherein said hydropads are positioned to pump air from an inner diameter of said seal assembly toward an outer diameter of said seal assembly.

7. The seal assembly as in claim 1, in which said one of said first seal ring and second seal ring includes an inner diameter and an outer diameter, and said one of said first seal ring and second seal ring includes a chamfer formed on one of said inner diameter and said outer diameter where said hydropads extend the least in a direction of pumping.

8. A seal assembly comprising:
 - a first seal ring of a generally annular shape and defining radial and circumferential directions; and
 - a second seal ring positioned in facing relation to said first seal ring and rotatably mounted relative to said first seal ring about an axis of rotation;
 - a plurality of hydropads formed in one of said first seal ring and second seal ring and providing a lift force which varies about a circumference of said one of said first seal ring and said second seal ring.

9. The seal assembly as in claim 8, in which each of said hydropads has a nominal center interposed between an inner edge and an outer edge, and said nominal centers are circumferentially spaced about a point offset from said axis of rotation.

10. The seal assembly as in claim 9, in which said inner edges define an inner circumference of said hydropads and said outer edges define an outer circumference of said hydropads, and one of said inner circumference and said outer circumference is eccentric relative to said axis of rotation.

11. The seal assembly as in claim 10, in which said outer circumference is eccentric relative to said axis of rotation.

12. The seal assembly as in claim 10, in which the other of said inner circumference and said outer circumference is substantially equidistant from said axis of rotation.

13. The seal assembly as in claim 9, in which each of said hydropads includes a leading edge interconnecting said inner edge with said outer edge.

14. The seal assembly as in claim 9, in which each of said hydropads includes a trailing edge interconnecting said inner edge with said outer edge.

15. The seal assembly as claimed in claim 8, wherein said hydropads are positioned to pump air from an inner diameter of said seal assembly toward an outer diameter of said seal assembly.

16. The seal assembly as in claim 8, in which said one of said first seal ring and second seal ring includes an inner diameter and an outer diameter, and said one of said first seal ring and second seal ring includes a chamfer formed on one of said inner diameter and said outer diameter where said hydropads extend the least in a direction of pumping.

17. A seal assembly comprising:
a first seal ring of a generally annular shape and defining radial and circumferential directions; and
a second seal ring positioned in facing relation to said first seal ring and rotatably mounted relative to said first seal ring about an axis of rotation;
a plurality of hydropads defining an eccentric ring about said axis of rotation.

18. The seal assembly as in claim 17, in which each of said hydropads has an inner edge and an outer edge spaced radially outwardly from said inner edge, said inner edges define an inner circumference of said hydropads and said outer edges define an outer circumference of said hydropads, and one of said inner circumference and said outer circumference defines said eccentric ring about said axis of rotation.

19. The seal assembly as in claim 18, in which said outer circumference is eccentric relative to said axis of rotation.

20. The seal assembly as in claim 18, in which the other of said inner circumference and said outer circumference is substantially equidistant from said axis of rotation.

ABSTRACT

A seal assembly which operates efficiently at high altitudes and low surface speeds includes a first seal ring, a second seal ring, and hydropads. The first seal ring is of a generally annular shape and defining radial and circumferential directions. The second seal ring is positioned in facing relation to the first seal ring and rotatably mounted relative to the first seal ring about an axis of rotation. A plurality of hydropads formed on one of the first seal ring and second seal ring provides a lift force that varies about the circumference of the mating ring.

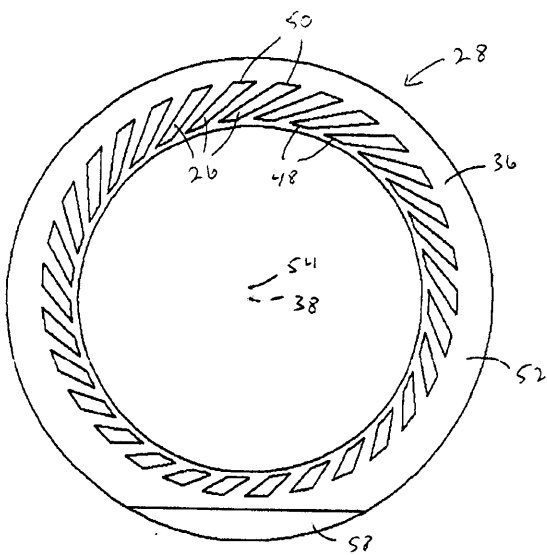
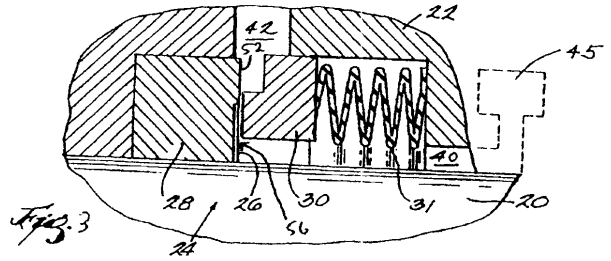
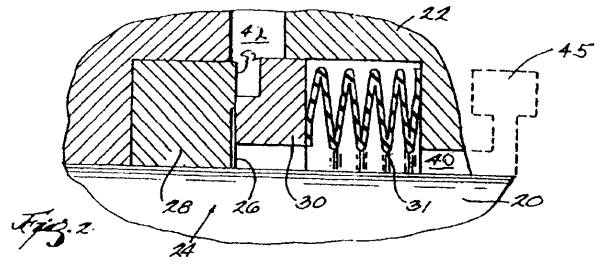
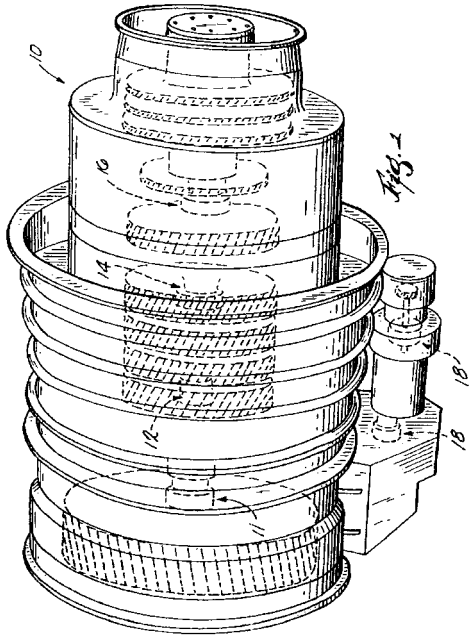


Fig. 4

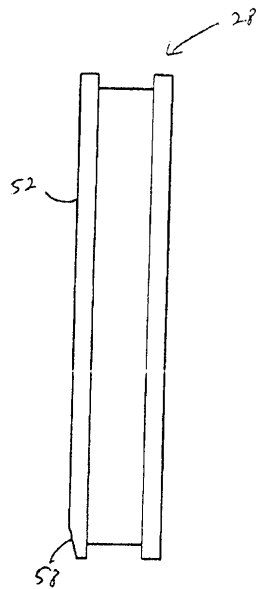


Fig. 5

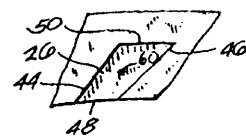


Fig. 6