

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5301393号  
(P5301393)

(45) 発行日 平成25年9月25日 (2013. 9. 25)

(24) 登録日 平成25年6月28日 (2013. 6. 28)

(51) Int. Cl.

F 1

**F O 1 D 25/16 (2006. 01)**  
**F O 1 D 25/18 (2006. 01)**  
**F O 2 C 7/06 (2006. 01)**  
**F 1 6 N 31/02 (2006. 01)**

F O 1 D 25/16 E  
F O 1 D 25/18 A  
F O 1 D 25/18 D  
F O 2 C 7/06 D  
F 1 6 N 31/02

請求項の数 13 外国語出願 (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願2009-193849 (P2009-193849)  
(22) 出願日 平成21年8月25日 (2009. 8. 25)  
(65) 公開番号 特開2010-65682 (P2010-65682A)  
(43) 公開日 平成22年3月25日 (2010. 3. 25)  
審査請求日 平成24年3月14日 (2012. 3. 14)  
(31) 優先権主張番号 0816562. 3  
(32) 優先日 平成20年9月11日 (2008. 9. 11)  
(33) 優先権主張国 英国 (GB)

(73) 特許権者 591005785  
ロールス・ロイス・ピーエルシー  
ROLLS-ROYCE PUBLIC  
LIMITED COMPANY  
イギリス国ロンドン、エスタブリッシュ・イー  
ー・6エイティー、バッキンガム・ゲート  
6 5  
(74) 代理人 100140109  
弁理士 小野 新次郎  
(74) 代理人 100089705  
弁理士 社本 一夫  
(74) 代理人 100075270  
弁理士 小林 泰  
(74) 代理人 100080137  
弁理士 千葉 昭男

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 潤滑剤排出構成

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

外壁 ( 1 6 ) を有し、且つ、軸 ( 1 8 ) を中心とする回転のための潤滑される回転要素 ( 1 7 ) を収容するように構成されたチャンバ ( 1 5 ) に設けられる潤滑剤排出構成であって、

前記排出構成は、前記壁の実質的にアーチ形の領域内に設けられる実質的に細長いチャンネル ( 2 5 ) を有し、前記チャンネル ( 2 5 ) は、入口端部 ( 2 6 ) と出口端部 ( 2 7 ) との間のチャンネルの実質的に全長 ( A - B ) にわたって前記チャンバに対して開放されており、前記入口端部 ( 2 6 ) および前記出口端部 ( 2 7 ) は、前記軸 ( 1 8 ) を中心に角度方向に離間しており、

前記チャンネル ( 2 5 ) は、前記軸 ( 1 8 ) に実質的に平行な方向に測った前記チャンネルの幅 ( w ) が前記出口端部 ( 2 7 ) に向かって狭くなるようにテーパが付けられており、

前記チャンネル ( 2 5 ) は、実質的に凹状の側壁 ( 2 8 ) を備え、前記凹状の側壁 ( 2 8 ) は、使用時に、オイルの流れ ( 2 1 ) を減速させるために、前記チャンネル ( 2 5 ) 内のオイルの流れ ( 2 1 ) に対して湾曲した圧縮表面を形成する、潤滑剤排出構成。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の潤滑剤排出構成であって、前記入口端部 ( 2 6 ) は、前記チャンバ ( 1 5 ) 内の前記回転要素 ( 1 7 ) の回転方向 ( 1 9 ) に関して前記出口端部 ( 2 7 ) より前にある、潤滑剤排出構成

**【請求項 3】**

請求項 2 に記載の潤滑剤排出構成であって、前記入口端部（26）と前記出口端部（27）とは、50°から100°の範囲で角度方向に離間している、潤滑剤排出構成。

**【請求項 4】**

請求項 1 乃至 3 のいずれか一項に記載の潤滑剤排出構成であって、前記凹状の側壁（28）は、前記入口端部（26）のところおよび前記出口端部（27）のところで曲率がゼロの領域を備えるように構成される、潤滑剤排出構成。

**【請求項 5】**

請求項 1 乃至 4 のいずれか一項に記載の潤滑剤排出構成であって、前記凹状の側壁（28）は、コサインプロファイルを備える、潤滑剤排出構成。

10

**【請求項 6】**

請求項 1 乃至 5 のいずれか一項に記載の潤滑剤排出構成であって、前記チャンネル（25）は実質的に凸状の側壁（30）を備える、潤滑剤排出構成。

**【請求項 7】**

請求項 1 乃至 6 のいずれか一項に記載の潤滑剤排出構成であって、前記凹状の側壁（28）は前記チャンネル（25）の一方の側部に沿って設けられ、前記凸状の側壁（30）は前記チャンネル（25）の反対側の側部に沿って設けられる、潤滑剤排出構成。

**【請求項 8】**

請求項 1 乃至 7 のいずれか一項に記載の潤滑剤排出構成であって、前記チャンネル（25）の前記出口端部（27）は、前記チャンネル（25）の前記入口端部（26）に対して側方にずれている、潤滑剤排出構成。

20

**【請求項 9】**

請求項 1 乃至 8 のいずれか一項に記載の潤滑剤排出構成であって、前記チャンネル（25）の、前記軸（18）に関して実質的に半径方向に測定した深さ（d）は、前記入口端部（26）から前記出口端部（27）までの前記チャンネル（25）に沿う変位とともに増加する、潤滑剤排出構成。

**【請求項 10】**

請求項 1 乃至 9 のいずれか一項に記載の潤滑剤排出構成であって、前記チャンネル（25）は、前記チャンバ壁（16）の隣接領域に対して鋭角（ ）を形成するようにバンクが設けられた底表面（34）を備える、潤滑剤排出構成。

30

**【請求項 11】**

請求項 10 に記載の潤滑剤排出構成であって、前記バンク角度（ ）は、前記入口端部（26）においておよび前記出口端部（27）においてゼロになる傾向を持つ、潤滑剤排出構成。

**【請求項 12】**

請求項 1 乃至 11 のいずれか一項に記載の潤滑剤排出構成であって、前記チャンネル（25）の前記出口端部（27）は、前記チャンバ壁（16）に設けられた漏斗凹部（39）に直接的に流体連通し、前記漏斗凹部（39）は、排出パイプ（23）への流体接続のための実質的に半径方向外側に向いた漏斗出口（40）を備える、潤滑剤排出構成。

40

**【請求項 13】**

請求項 12 に記載の潤滑剤排出構成であって、前記漏斗凹部はボウルを備え、前記ボウルの最大直径（D<sub>b</sub>）は、前記漏斗出口の直径（D<sub>s</sub>）の約3倍である、潤滑剤排出構成。

**【発明の詳細な説明】****【技術分野】****【0001】**

本発明は、潤滑剤排出構成に関し、より詳細には、外壁を備え且つ潤滑される回転要素を収容するように構成された潤滑剤排出構成に関する。本発明の構成は、特に、ギアボックス、クランクケース、またはガスタービンエンジンのベアリングチャンバのようなチャンバに応用することを意図している。

50

## 【背景技術】

## 【0002】

ガスタービンエンジンは、ベアリングチャンバ内に提供される高速ベアリング構成を用いることが知られており、これは、非常に注意深く冷却および潤滑されなければならない。従って、ベアリングは、オイルの形態の液体潤滑剤の連続的な供給により提供され、これはベアリングチャンバから外に導かれ（「排出」され）なければならない、通常、ベアリングに再循環される前に冷却される。オイルは適切にベアリングチャンバから排出されることが重要である。これは、そうしなければ、ベアリングからこぼれたオイルが、ベアリングチャンバが回転したときにチャンバの底にたまるからである。オイルがチャンバの底にたまることにより生じる問題は、ベアリングが部分的にオイルに浸るようになること、熱いオイルが再びベアリングに注入されること（これらの両方は、熱の発生の増加およびオイルの劣化をもたらす）、または、チャンバからのオイルの漏れを含む。

10

## 【発明の概要】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0003】

ギアボックス、ベアリングチャンバ、またはクランクケースから潤滑オイルを廃棄する／オイルを冷却するための、従来提案されている構成は、しばしば、オイルをシステムの最下点に移動させるオイルの重力またはモーメントに依存し、ここでオイルを取り除く。これらのタイプの排出構成は、典型的には、オイル戻しシステムの一部を構成する1つまたはそれ以上の排出パイプへの入口または通路を有する。排出構成は、ポンプによりおよび／またはチャンバ内の過圧により駆動されることがある（すなわち、チャンバ内の圧力を、排出パイプの下に流すようにする）。排出構成の容量は、典型的には、チャンバへ供給されるオイルの容積を超えるように設計され、過大な容量は、周囲からチャンバへの空気の供給により形成される。この空気の流れは、チャンバシールからのオイルの損失の発生見込みを減少させることを支援する。

20

## 【0004】

チャンバ内の回転要素が回転するとき、オイルは回転要素からこぼれ、オイルの大部分は、機械的な回転により付与される慣性速度、および被膜が形成されたときに被膜の表面に作用する空気流により引き起こされるせん断効果により、比較的高スピードの被膜（film）の形態でチャンバの壁に捕らえられる。この慣性速度は、オイルの大部分を、高速度および高圧環境での排出システムの近傍に運ぶのに寄与する。重力の効果だけでは、オイルの比較的小さな部分だけが実際に排出システムへ移動させられる。

30

## 【0005】

図1は、知られた排出システムの1つのタイプを示し、このシステムはチャンバ1を有し、チャンバ1は、回転素子2内にチャンバの長手方向軸3を中心に回転するように取り付けられる。使用済みのオイル4は、回転素子2からこぼれ、被膜5を形成し、この被膜は、チャンバの最下点に設けられたオイル溜め7により画定される空間6内に向かって下に流れる。オイル溜めから、オイルは排出パイプ8を介して取り除かれて再循環される。オイル溜めの空間6内で、オイルのモーメントは、壁との衝突を通して、および空間内に既に存在する静止したオイルとのエネルギー交換を通して減少する。

40

## 【0006】

オイル溜め7の捕獲空間6には、蓋9（ときどきウィンデージシールドまたはバッフルと称される）を設けられることがあり、これは、オイル溜め内のオイルが、メインチャンバ内の回転空気流により再び引っ張られるのを防止することを意図しており、これは、オイルの存在時間を減少させ、オイルのはね返りによる回転体上への過度な引きずりを防止する。

## 【0007】

この従来技術の構成のこのタイプは、オイル溜めの深さおよび容積の要求は、流入するオイルのエネルギーの増加とともに増加する。この空間は、適切な設計に適合する十分な空間が得られない場合に、特に航空ガスタービンエンジンの場合に制限されることがあり

50

、オイルが排出路に完全には捕獲されないことがあり、この場合、オイルは、メインベアリングチャンバまたはギアボックスに再浸入し得る。回転素子がオイルに浸されることになり、オイルがベアリング内に再注入され、または、オイルがチャンバシールから漏れることになるので、これは望ましくない。

#### 【 0 0 0 8 】

排出構成の他の知られたタイプの構成は、図 2 に概ね示される設計の範囲内であり、これは、軸 3 を中心とする回転のためのベアリング上に支持された水平シャフト 2 を取り囲む円筒形のベアリングチャンバ 1 を通る垂直断面を示している。この構成において、チャンバの底にスクープ 10 が設けられ、スクープ 10 はチャンバの内壁の概ね接線方向に配置される開口 11 を備える。スクープ 10 は、特定の方向から排出路に近づくオイル被膜 5 を収容するように意図している。

10

#### 【 0 0 0 9 】

スクープ開口 11 ( チャンバの底死点 ( bottom-dead-center, BDC ) のところまたはその付近に位置決めされる ) に近づく流れは、「主流れ」( 図 2 において概略的に矢印 12 により示される ) として設計され、シャフトおよびベアリングの回転により駆動される。開口 11 に入らなかったオイルは効率的に除かれず、上述のような望ましくない結果を導く可能性がある。スクープ開口 11 を過ぎ且つ上死点 ( top-dead-center, TDC ) の前の角度位置で回転要素から投げ飛ばされ、TDC を通過する ( TDC を通過することで図示されている時計回り方向の「主流れ」に寄与する ) のに十分なエネルギーを持たないオイルは、図 2 で概略的に符号 13 で示される「反対の」流れに寄与する。このオイルの反対の流れは、重力の効果によりつぶれて、「反対」方向からスクープに近づくことになる。半径方向の速度成分を特徴付ける使用済みオイルの第 2 の流れは、チャンバの端部壁上でも存在するかもしれない。しかし、多くの場合、この第 2 の流れは、チャンバのオイル流れの小さな割合でだけ生じ、問題は小さい。

20

#### 【 0 0 1 0 】

いくつかの状況において、回転要素により引き起こされる空気流れは、内実質的なオイルの容積が効率的に反対流れシステム内でトラップされるほどに ( 通常、底死点から最初の 60 ° の範囲内 ) 、反対に流れるオイル 13 の表面に十分な表面せん断力を付与し、チャンバ内の望ましくない長いオイルの存在時間を導くことがある。これは特に、高温環境で望ましくなく、オイルが熱的に劣化する可能性を存在時間とともに増加させる。

30

#### 【 0 0 1 1 】

この性質により、図 2 に示すタイプのスクープ排出は、方向性をもってしまい ( すなわち通常、主流れ 12 に整合する ) 、それゆえ、反対流れ 13 の捕獲にあまり適合的でなく、効率的に「シャットアウト」されプール 14 に集められ、スクープに入るができない。

#### 【 0 0 1 2 】

スクープタイプ構成の他の重要な不利益は、高速度用途におけるオイル被膜が、( 有意な表面張力および粘性効果にもかかわらず ) 超臨界流体流れ ( すなわち、フルード数が 1 より大きい浅水流 ) のようにふるまうことである。開口 11 に入る高速被膜は、たとえば方向に変化により、または、流れ面積の変化により生じる、任意の反対方向に作用する圧力勾配により、強く、不安定で、スクープ自身により引き起こされる水力学的ジャンプタイプの波を通して、過度に減速の影響を受けやすい。このタイプの強い波は、不安定な乱流のふるまいのため、および被膜厚さの大きく急激な増加の特徴のため、望ましくなく、これはしばしば空気の引きずりを伴う ( 効率的に被膜の密度を減少させて、それにより「かさ」を大きくする ) 。

40

#### 【 0 0 1 3 】

実験を通じて、図 2 のスクープタイプ構成において、内部減速を備える超音速吸気の不始動に類似するプロセスが生じることが分かった。波動システムにより、二相流れは最初はスクープ内で形成されるがスクープ内で減速し、スクープ内で内部減速プロセスが注意深く制御されない場合、波動システムは開口 11 の後ろに移動し、チャンバ内に入る傾向

50

があることが分かった。

【 0 0 1 4 】

超音速吸気に類似する場合において、衝撃波または等エントロピー圧縮波の組み合わせを介する制御された内部減速を達成する技術はよく知られている。しかし、超臨界二相流のための内部減速システムの設計は、いまだ問題がある。オイル減速波がスクープの外へ移動する場合、スクープは結果として生じる波をのみ込むのに十分な高さではなく、主流れ 1 2 に近づく一部はスクープ開口に捕獲されずに、「反対」流れにさらに寄与し、上述のような望ましくない効果を発生させ得る。さらに、結果として生じる大きなスクープ寸法は、チャンバノギアボックス内の空気の流れに強い乱流を発生させ、ウィンデージ熱生成レベルへの効果をもたらし得る。

10

【 0 0 1 5 】

米国特許出願 US 2 0 0 6 / 0 0 3 7 3 0 2 号明細書は、スクープタイプ構成の修正された形態を開示しており、穴が空いた蓋が、主流れと反対流れが排出パイプに入る前の混合される領域の上に設けられている。この穴の空いた蓋の意図は、反対流れが排出パイプに入ることを許容することであり、またそのため、この穴の空いた蓋は、波の捕獲を支援するために主流れをスクープから分離することができない。さらに、この蓋の穴は規則的に間隔が開いた穴であり、概ね、高温用途において望ましくない。高温用途では、局所的なオイル劣化物が形成されうる再循環領域の発生を促進し得る。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 6 】

20

それゆえ、本発明の目的は、改良された潤滑剤排出システムを提供することである。従って、本発明の第 1 の側面は、チャンバ上の潤滑剤排出構成を提供し、チャンバは、外壁を有し、軸を中心に回転する潤滑される回転要素を収容するように構成される。この排出構成は、壁の実質的にアーチ領域に設けられる実質的に細長いチャンネルを有し、このチャンネルは、入口端部と出口端部との間の実質的に全体の長さにわたってチャンバに対して開いており、この入口端部と出口端部は、軸の周りに角度方向に隔てられる。

【 0 0 1 7 】

好ましい構成において、チャンネルの入口端部は、チャンバ内の回転要素の回転方向に関して出口端部の前にある。

【 0 0 1 8 】

30

好ましくは、入口端部および出口端部は、角度方向に 5 0 ° から 1 0 0 ° 隔てられる。

【 0 0 1 9 】

チャンネルは好ましくは軸に実質的に平行な方向に測って幅方向にテーパが設けられており、出口端部に向かって狭くなる。

【 0 0 2 0 】

一実施形態において、入口端部におけるチャンネルの幅は、チャンバの長さに実質的に等しく、一方、他の実施形態において、入口端部におけるチャンネルの幅はチャンバの長さよりも小さい。

【 0 0 2 1 】

チャンネルは好ましくは実質的に凹状の側壁を備える。

40

【 0 0 2 2 】

凹状の側壁は、入口端部および出口端部のところで曲率ゼロの領域を備えるように構成してもよい。

【 0 0 2 3 】

凹状の側壁は、コサインプロファイルを備えるように構成してもよい。

【 0 0 2 4 】

好ましい実施形態において、チャンネルの出口端部のところの凹状の側壁の接線は、チャンネルの入口端部のところの凹状の側壁の接線に対して約 3 0 ° の角度をなす。

【 0 0 2 5 】

チャンネルは、実質的に凸状の側壁を備えてもよく、好ましい構成において、この凸状の

50

側壁は、チャンネルの一方の側に沿って設けられ、凸状の側壁は、チャンネルの反対側に沿って設けられる。

【0026】

好ましくは、チャンネルの出口端部はチャンネルの入口端部に対して側方にずれている。

【0027】

好ましい構成において、チャンネルの深さは、軸に対して実質的に半径方向に測って、入口端部から出口端部へチャンネルに沿って移動するにつれて増加する。

【0028】

出口端部の領域におけるチャンネル深さの、入口端部の領域におけるチャンネル深さに対する比は、好ましくは約4である。

10

【0029】

ある実施形態において、チャンネルは、底部表面を備えるように構成され、この底部表面は、チャンバ壁の隣接する領域に対して鋭角の形成するようにバンクが設けられている。

【0030】

チャンネルにバンクが設けられるところの底部表面における角度は、好ましくは、チャンネルの長さに沿って変化する。

【0031】

好ましい実施形態において、バンク角度は、チャンネルの入口端部および出口端部のところでゼロになる傾向がある。

【0032】

20

好ましくは、チャンネルの出口端部は、チャンバ壁に設けられた漏斗凹部に直接的に流体接続され、漏斗凹部は、実質的に半径方向外側に向いた、排出パイプに流体接続するための漏斗出口を備える。

【0033】

好ましい構成において、漏斗凹部はチャンバに対して開いている。

【0034】

随意選択で、漏斗出口はチャンネルの出口端部に対して側方にずれている。

【0035】

好ましくは、漏斗凹部は、実質的に円形ボウルの形態である。

【0036】

30

好ましい構成において、ボウルの最大直径は、漏斗出口の直径の約3倍である。

【0037】

本発明の他の側面によれば、上述の構成の潤滑剤排出構成を備えるチャンバを有するガスタービンエンジンが提供される。

【0038】

このようなガスタービンエンジンの1つにおいて、チャンバは、チャンバの軸を中心とする反対回転のために取り付けられた潤滑される1対の回転要素を収容し、潤滑剤排出構成は、一対のチャンネルを有し、各チャンネルは、それぞれの回転要素に関連付けられ、各チャンネルは、チャンネルの入口端部が、各回転要素の回転方向に関してチャンネルの出口端部よりも前にあるように方向付けられる。

40

【0039】

本発明の他の側面によれば、ガスタービンエンジンのためのベアリングチャンバが提供される。このベアリングチャンバは、軸を中心とする回転のために潤滑されるベアリングを収容するように構成され、ベアリングチャンバは、潤滑剤排出構成を有し、潤滑剤排出構成は、ベアリングチャンバに直接的に流体連通する渦巻きチャンバを有し、渦巻きチャンバは、ベアリングチャンバから軸方向に外側に延び且つ排出パイプへの流体接続のための出口を有し、この出口は、軸に対して実質的に半径方向に延び且つベアリングチャンバから軸方向にずれている。

【0040】

本発明をより容易に理解できるように、また、本発明のさらなる特徴を理解できるよう

50

に、本発明の実施形態が例として添付図面とともに以下に説明される。添付図面は以下の通りである。

【図面の簡単な説明】

【0041】

【図1】（上述された）従来技術によるオイル排出構成を含むチャンバの断面図である。

【図2】（上述された）他の従来技術によるオイル排出構成を含むチャンバの断面図である。

【図3】本発明による潤滑剤排出構成を含むチャンバの概略断面図である。

【図4】図3の点Aと点Bとの間を延びる排出チャンネルを示す展開図である。

【図5】概ね図4に類似する図であり、本発明により他の排出チャンネルを示す図である。

【図6】図5の排出チャンネルをより詳細に示す図である。

【図7】チャンバの他の概略的な断面図であり、本発明の実施形態の排出チャンネルの深さの変化を示す図である。

【図8】図5に示される排出チャンネルを通る線分Z-Zに沿う断面図である。

【図9】本発明の一実施形態により、排出チャンネルの端部に形成される漏斗凹部を示す図である。

【図10】図9の漏斗凹部を示す断面図である。

【図11】本発明の他の実施形態による排出チャンネルの端部における他の漏斗凹部を示す図である。

【図12】図11の漏斗凹部を示す断面図である。

【図13】本発明による排出構成を含むチャンバの内側領域を示す斜視図である。

【図14】図13に示すチャンバ領域の外側を示す斜視図である。

【図15】他の実施形態によるガスタービンエンジンを示す部分断面側面図である。

【図16】図15の矢印Aで示される方向から見たときの、図15に示す構成の部分断面端部図である。

【図17】図15の矢印Bで示される方向から見たときの、図15に示す構成の上から見た部分断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0042】

以下により詳細に説明するように、本発明の好ましい実施形態の潤滑排出構成は、回転要素からこぼれたオイルの主流れを、回転要素を収容するチャンバの内側容積に対して開いた排出チャンネルを用いて制御下で減速することを意図した多くの特徴を採用する。これは、主流れが、図2に示される従来の構成の狭いスクープ内での内部減速とは異なり、または、図1に示される重力タイプの構成の無秩序な外部減速とは異なり、排出パイプのような任意の閉じた区間の外に対して注意深く減速されることを許容する。減速における他の性質および捕獲プロセスは、排出システム内の反対流れの導入をできるだけ制限しないことを確保する。

【0043】

まず、添付図面の図3を参照すると、概ね円筒形の外壁16（半径 $R_c$ ）を備えるガスタービンベアリングチャンバ15が示されており、外壁16は、シャフト17の形態の回転要素を収容する。シャフト17は、ハウジングの長手方向軸18を中心とする高速ベアリングの回転のために取り付けられる。図3に示されているシャフト17は、矢印19で示される反時計回り方向の回転のために取り付けられることが分かるであろう。

【0044】

シャフト17にはオイルの形態の液体潤滑剤が供給され、そのこと自体は公知であるので詳述しない。既に述べたように、従来技術の構成の文脈において、シャフト17はチャンバ15内で高速で回転するので、使用済みオイル20はシャフトからこぼれる。このオイルの主流れは、図3の矢印21により概略的に示され、チャンバ壁16の内側表面上での薄膜の形態になり、図示の方向に移動する。オイルの反対流れは、図3の矢印22で概略的に示され、反対方向に移動する。

## 【 0 0 4 5 】

以下に説明するように、チャンバ 1 5 は、図 3 に概略的に示されるように、基本的に 2 つの別個の区域を有する排出システムを備える。図示の壁 1 6 の点 A と点 B との間のアーチ形の領域の周りを延びる領域は、チャンバの内部容積に対して開いたチャネルを用いて超臨界主流れを減速するように、また、適当な「等価」フルード数の流れになるように設計される。点 B から点 C の間を延びる図示の領域は、結果として生じる、A - B 区域を出る亜臨界主流れを、概略的に符号 2 4 で示される壁の領域に設けられる入口を介して排出パイプ 2 3 に入るように方向付けるように設計される。図 3 において、1 は、超臨界減速区域 A - B の角度広がりを示し、2 は、亜臨界ノ排出パイプ入口区域 B - C の角度広がりを示す。

10

## 【 0 0 4 6 】

多くの高速度構成において、主流れ 2 1 は回転要素からこぼれた大多数のオイルを含む。ガスタービンベアリングチャンバの幾何形状の実験研究は、オイル供給は十分であると想定すると、回転要素からはねとばされるオイルは、チャンバ壁の内側表面上に、典型的には 1 mm から 2 mm の範囲の厚さの膜を比較的迅速に形成し、典型的には 1 m / s から 2 m / s のバルク速度を備えることを示した。このオイルの膜は、しばしば、ベアリングチャンバ構造の冷却に依存する。

## 【 0 0 4 7 】

さらに、実験研究は、粘性および表面張力の効果にもかかわらず、バルク薄膜のふるまいは、浅水波理論により近似できることを示した。しかし、素直な計算が示すよりも非常に小さい超臨界フルード数での流れに対応した。なお、ここで、浅水理論のフルード数は、

20

## 【 0 0 4 8 】

## 【数 1】

$$Fr = \frac{U}{\sqrt{d \cdot g^*}}$$

で与えられ、

U = バルク速度

g \* = チャンバ壁に垂直な有効加速度成分（すなわち、壁に垂直な重力成分と、チャンバ壁の曲率に関連する遠心加速の合成）

30

d = 壁に垂直な膜厚

である。

## 【 0 0 4 9 】

上述のパラメータ（すなわち、1 - 2 mm の厚さおよび 1 - 2 m / s のバルク速度）を備える典型的なオイル薄膜において、主薄膜 2 1 の流れのふるまいは、（基本的な流れパラメータにより推測されるおよそ 10 のフルード数ではなく）およそ 3 から 4 の範囲の「等価」なフルード数における流体理論を用いた予測に似ていることが分かった。

## 【 0 0 5 0 】

この情報により、たとえば超臨界余水路の設計要素は、臨界的（フルード数 1）な条件への滑らかな減速をもたらす幾何形状を備える排出チャネルを設計するために採用できる。点 A の角度位置は、臨界状態への減速が達成されるところでの割合（rate）により選択される。点 A と点 B との分離を大きくすると（すなわち 1 を大きくすると）、主流れ 2 1 がより急激でなく減速され、強い波が形成される見込みが減少するであろうことがわかるであろう。実験を通して、大まかにチャンバ径 R c に等しい点 A と点 B との円周方向の分離は、満足な結果を与えることが分かり、つまり、本発明の（以下に説明する）排出チャネルはほぼ R c に等しい長さを備えることが好ましいことを意味する。

40

## 【 0 0 5 1 】

上述したように（減少した「等価」フルード数にも関わらず）双曲線開口チャネル水力学流れに類似することが認識されると、本発明による排出構成を設計するために、多くの

50



可能なアプローチを用いることができるようになる。単純な波領域の使用から導かれる方法は、このような１つのアプローチを提供し、また、図４に示されるようなチャンネルプロファイルを導出するのに用いることができる。

【００５２】

図４は、本発明によるチャンバに対して開いている排出チャンネル２５の１つの可能なプロファイルを示しており、図３に示されるチャンバの軸１８から半径方向に見た場合の、チャンネルを上から見た図である。図４に示されているように、チャンネルは長細く、また（地点Ａにおいて）入口端部２６を備え、（地点Ｂにおいて）出口端部２７を備える。図３との比較により分かるとおり、入口端部２６はシャフト１７の回転方向１９に対して出口端部２７より前にある。

10

【００５３】

図４に示す構成において、入口端部２６は幅 $w$ を備え、この幅 $w$ は、チャンバ１５の長さ $L$ に等しく、チャンネル２５の入口端部２６は、実質的にチャンバの全長に延びる。

【００５４】

チャンネル２５の一方の側部は、凹状の側壁２８により画定され、側壁２８は、オイルの主流れ２１に対する湾曲した圧縮表面を備える。また、側壁２８は、解析目的のため、一連の直線区域により近似され、ここで、不連続の表面はほぼ連続な一連の弱い圧縮波を生成すると仮定される。図４に示される構成において、チャンネル２５の反対側の側部は、実質的に真っ直ぐな側壁２９により画定され、チャンバ１５の端部壁により効果的に形成される。

20

【００５５】

図５は図４に示すチャンネルプロファイルの変形例を示しているおり、ここで、入口端部２６におけるチャンネル幅 $w$ は、チャンバの長さ $L$ よりも小さい。また、図５に示されるチャンネル２５は、凹状の側壁２８の反対側のチャンネルの側部に沿って凸状の湾曲側壁３０を備えることが見て取れる。以下でより詳細に説明するが、凸側壁３０は、側壁２８で画定される湾曲圧縮表面の反対に、オイルの主流れに対する湾曲相殺表面を画定する。

【００５６】

図５から分かるように、減少した幅の入口２６の外側のチャンバ壁からチャンネルに向かって流れる主流れ２１の一部は、湾曲した側壁３０上に落ちることによりその後チャンネル２５に入る。主流れのこの部分は、入口２６を通過してチャンネル２５に入る主流れ２１の他の部分と同様には減速されないが、波の発生に与える効果は最小であり許容できる。

30

【００５７】

約３の「等価」な入口フルード数において、臨界状態に達するために圧縮表面が必要とする回転角度（すなわち、図４に示される、出口端部２７と入口端部とにおける凹状側壁２８の接線の間の角度）は、約３０°である。

【００５８】

ガスタービンベアリングチャンバ応用において、超臨界区域（Ａ－Ｂ）の長さを最小化することが望ましく、従って、排出チャンネル２５の長さは、強い波が発生する見込みを最小化するようにされる。最小長さ問題解決アプローチ（しかし、いくつかのマージンは保持する）は、中心に位置する波に対応している。超臨界減速のために最小長さのチャンネルを使用することは、従来の土木水力学の技術よりもより超音速吸気の技術に従っており、超臨界流れの減速を変え、必要的でない臨界流れの減速は、実際の応用の主要な関心である。

40

【００５９】

ガスタービンベアリングチャンバ応用において、図４から分かるように、チャンバ１５は一般に長さが短く、幾何学的パラメータ $L/R_c$ は、典型的には、０．５から１．０の範囲になる。そのため、排出チャンネル２５の最小角度長１は、約５０°から１００°であり、これは、チャンネルがチャンバの円周の約１５％から２５％にわたって延びることを意味する。

【００６０】

50

典型的なガスタービン構成において、排出パイプ 23 がチャンバの円周の周りに配置できる場所において、実的な制限があり、超臨界減速区域の開始点 A が位置決めされる場所でのロックオン効果を備える。典型的には、排出パイプ 25 は、制限された数の羽根の 1 つを通過するように位置決めされなければならない。ここで、羽根はパイプの通過のために設計され、また、チャンバ 15 の周りの回転子アセンブリの一部を形成する。これらの制限内で、本発明の好ましい構成は、こぼれたオイルの反対流れ 22 が信頼性を持って排出されることを確保するために、排出パイプ 25 への入口 24 は、底死中心 (bottom-dead-center, BDC) 点を通過する 90° 内に配置される。

#### 【0061】

チャンネル 25 内での強い波を形成するポテンシャルを最小化するために、湾曲した側壁 28 により画定される圧縮表面の形状は、超臨界区域の初期位置および終端位置において (すなわち、点 A と点 B において) 曲率がゼロになるように選択されるべきであることが分かり、これは、凹状側壁 25 が、好ましくは、入口端部 26 および出口端部 27 において曲率ゼロの領域を備えるように構成されることを意味する。

#### 【0062】

また、コサインプロファイルを備える凹状側壁 25 が、波を生成することなく超臨界主流を減速させるのに特に効果的であることが分かった。しかし、他の湾曲形状を用いることができることを理解されたい。対応する単純な波の流れ場は、段階的な手法で約 1.1 のフルード数の水力学理論を用いて計算される。流れラインの追跡は、たとえば図 5 に示す構成の凸状側壁 30 により画定される反対波相殺表面の幾何形状を見つけるために用

#### 【0063】

もし、主流が湾曲圧縮表面 28 にぶつかることにより生じる隣接する圧縮波 (図 6 の波線 31 により示される) が、反対の相殺表面 30 に到達する前に交差することが分かっているなら、圧縮表面 30 のプロファイルまたは長さを、交差が発生しなくなるまで修正する必要がある。この設計は、弱い圧縮波が強い波に増強されるポテンシャルを最小化する。増強は、許容できないまた望ましくない流れ深さの増加をもたらす。典型的な計算された圧縮表面および相殺表面、および波の幾何学形状が図 6 に示されており、ここで、流れの中間流れラインは符号 32 で示されている。

#### 【0064】

チャンネル 25 の側壁 28、30 のプロファイル (それゆえ圧縮表面および相殺表面) が画定されると、チャンネルの 3D 幾何形状を画定できる。図示の目的のため、これらのプロセスの単純化された方法は、中間点流れライン 32 の解析に基づいている。しかし、チャンネルの幅を横方向に横切るように位置する複数の流れラインを考慮する、より包括的な解析を実行することもできる。

#### 【0065】

主流 21 は、チャンネル 25 内で減速され、主流の深さは増加する傾向になるので、チャンバの軸 18 に関して実質的に半径方向の測ったチャンネル 25 の深さは、減速された流れを収容できるように、チャンネル 25 に沿って増加するように構成される。出口端部 27 の領域におけるチャンネル深さの、入口端部 26 におけるチャンネル深さに対する理想的な比は、約 4 であることが分かった。これは、地点 A での 1 mm から 2 mm の最初の膜厚の状態、地点 B での膜厚が約 4 mm から 8 mm になることを意味している。チャンネルの底表面 33 は、図 7 に概略的に図示されている中間流れライン 32 に沿って予測される局所的な膜厚の増加に等しい大きさだけ半径方向外側にずれる。図 7 に示される線 33 は、中間流れライン 32 に沿うチャンネル 25 の深さ変化を示している。

#### 【0066】

チャンネル 25 を通るオイルの流れが、湾曲表面により横方向の慣性力を受けないことを保証するために、チャンネル 25 は、バンクを持つプロファイルを備えるように構成される。図 8 は、チャンネルの長さに沿うある点におけるチャンネルのバンク付きプロファイルを点線で示しており、バンクの無いプロファイルは比較のために実線でしめされている (チャ

ンバの端部壁は符号 35 および 36 により示されている)。図から分かるように、チャンネルの底表面 34 には、チャンバ壁の隣接領域に対して鋭角を形成するようにバンクが設けられる。チャンネルの底部 34 にこのようにバンクを設けることは、相殺表面 30 において、地点 37 のチャンバの局所的な半径を増加させ、圧縮表面の領域において、地点 38 のチャンバの局所的な半径を減少させることを必要としてもよい。

【0067】

遠心力を相殺するのに必要とされるバンク角は、局所的な(横方向の)曲率半径および流れ速度に関連する。近似法において、局所的なバンク角は、中間流れライン 32 に沿う間隔で評価される。コサイン反らせプロファイルを備える圧縮表面 28 に関して、バンク角は、好ましくは、排出チャンネル 25 の入口端部 26 および出口端部 27 においてゼロになる傾向をもつ。図 6 の線 42 は、中間流れライン 32 に沿う横方向のバンク角の変化を示している。

【0068】

ここから、本発明の排出構成の亜臨界区域 B - C の構成をより詳細に検討する。超臨界区域 A - B の開放チャンネル 25 の出口端部 27 において、オイルの流れは、ほぼ臨界点でありまた実質的に一次元であることを理解されたい。亜臨界区域 B - C は、この流入する流れを、滑らかに、排出パイプ 23 の入口 24 に導くように機能する。また、亜臨界区域 B - C の幾何形状は、反対流れ 22 の排出パイプ入口 24 への実質的に制限されない流入を可能にするように構成されることが好ましい。

【0069】

図 9、10 および図 11、12 は、亜臨界区域の代替的な 2 つの形態を示しており、両者は、開放排出チャンネル 25 の端部のところでチャンバ壁 16 内に設けられた、概ねボウル形状の漏斗凹部 39 を有する。両者の構成において、漏斗凹部 39 は、チャンネル 25 の出口端部 27 に直接的に流体接続し、排出パイプへの流体接続のための実質的に半径方向外側を向いた出口 40 を有する。

【0070】

図 9 および図 10 は、漏斗凹部 39 が実質的に円形の形態で、チャンネル 25 を出る流れの中間流れライン 32 について対称になるような構成を示している。チャンネルの出口端部 27 は、漏斗凹部 39 の上領域に設けられた開口 41 に接続される。

【0071】

漏斗凹部 39 の正確な設計は、漏斗凹部は亜臨界流体のみを扱うので、チャンネルの設計よりも決定的ではないことが分かるであろう。しかし、凹部の深さは、チャンネル 25 の出口端部 27 における深さよりも深いことが好ましく、また、深さおよび/または断面プロファイルの急激な変化は避けることが好ましい。

【0072】

排出パイプの直径は、排出オイル流れのバルク速度が所定の値を超えないように寸法決めされることを想定し、また、漏斗凹部により画定される排出パイプ入口の全周の周りで流れが堰き止められると想定すると、適切な凹部深さ  $d_b$  は次式により計算される。

【0073】

【数 2】

$$\frac{d_b}{D_s} = 3 \sqrt{\frac{U_s^2}{16 D_s g}}$$

ここで、 $d_b$  = 漏斗深さ

$D_s$  = (入口における) 排出パイプのボア径

$U_s$  = 排出パイプを寸法決めするのに用いられる排出オイルのバルク速度

$g$  = 重力加速度

である。

【0074】

典型的なガスタービンベアリングチャンバ応用において、排出パイプ 25 は  $U_s \sim 1.5 \text{ m/s}$  に対応する寸法であると想定すると、 $d_b / D_s$  は約 1 である。

【0075】

経験的な結果は、ボウル形状の漏斗凹部の最小直径  $D_b$  が、基本的な排出パイプの直径  $D_s$  の約 3 倍であることを示している。

【0076】

大きな直径の凹部は、大きな堰き止め境界を備えることにより、反対流れが凹部 39 に落ちることを容易に許容する。また、これは、排出パイプ入口を中心とする半径方向に対称な流れの傾向を増加させることにより、排出パイプへの安定な堰き止めタイプ流れを促進する（すなわち、入口における望ましくない「ゆっくり」な流れの可能性を低減する）。

10

【0077】

図 11 および図 12 は代替構成を示しており、ここで漏斗凹部 39 は排出チャンネル 25 の出口端部 27 から横方向にずれている。図から分かるように、排出パイプ入口の中心は、中間流れラインの方向から距離  $x$  だけ横方向にずれている。このようなチャンネル 25 と漏斗凹部 39 との間の横方向のずれは、漏斗凹部のボウル内の堰き止めを促進するために用いることができる。これは、追加の遠心力水頭を保持するためのボウルの深さ要求の僅かな増加を犠牲にして、より半径方向に均一な堰き止め流れを促進するという利点がある。前者の効果は、入口における排出パイプの半径を増加させることである程度相殺でき、図 12 の符号 42 で概略的に示される領域における、ボウルと排出パイプとの間のなめらかな移行をもたらす。

20

【0078】

概ね図 11 および図 12 に示されるタイプのずれた漏斗凹部 39 に関して、オイル中の残りの運動エネルギーは、ボウルの内側壁での薄膜の回転を構成する。理想的には、薄膜は、ボウル (B) の入口から渦を巻き、ボウルを中心とする 1 回転以内に排出パイプに入る。壁上の均一な薄膜が発生し、これは、パイプのパイプ内壁に貼り付いたままである。排出パイプ内への空気およびそれによるオイルの引き込みは減少し、不連続 / 不安定な飲み込み効果 (gulping effect) を大きく低減する。

【0079】

図 13 および図 14 は、本発明によるガスタービンベアリングチャンバの一例を示し、このチャンバはチャンネル 25a、25b で示される 2 つの別個の排出チャンネルを備えている。図 13 はチャンバの内側からのチャンネルを示し、図 14 はチャンバの外側からのチャンネルを示している。

30

【0080】

図 13 および図 14 に示されるチャンバ 15 は、ガスタービンエンジンのベアリングチャンバであり、2 つの反対回転するシャフト（図示せず）を収容するように構成される。このように、チャンバは下環状壁 43（図 13 において仮想線で示される）により内側で分割されて、2 つのチャンバ区域 15a、15b を形成する。チャンバ区域 15a 内の主流れは、矢印 21a で概略的に示され、シャフトの 1 つの回転により生成される。一方、他方のチャンバ区域 15b 内の主流れは、矢印 21b で概略的に示され、他方のシャフトの反対方向の回転により生成される。下環状壁 43 の機能は、2 つの主流れ 21a、21b が互いに分離された状態を維持することである。

40

【0081】

チャンバ区域 15a 内に設けられた第 1 の排出チャンネル 25a は、第 1 の主流れ 21a を減速することを意図しており、この流れを、チャンバから離れてチャンバから概ね半径方向外側に延びる第 1 の排出パイプを通るように導く。図示の構成において、排出パイプ 23a を配置できる場所の実際的な制限は、パイプが第 1 のチャンネル 25a の入口端部 26a および出口端部 27a から横方向にずれることを意味している。このずれに対処するために、図 14 に最も明瞭に図示されているようにチャンネル 25a 自身は大きく湾曲しており、凹部漏斗 39a は図 11 および図 12 に示されるような横方向に非対称にオフセッ

50

トした設計である。

【0082】

また、排出パイプ23aを設置するときの横方向の制限により、パイプ23aは、実際にチャンバから主流れを操作する第1のチャンバ15aではなくむしろ第2のチャンバ区域15bの領域内に半径方向外側に延びる。これは、カバー44を備える閉じた漏斗凹部39aを排出チャンネル25aの出口端部上に設けることを要求する。このタイプの構成は、第1のチャンバ区域15a内のあらゆる反対流れの排出パイプ23aへの流入を妨害し、チャンネル25aを通る減速された主流れが、隣接するチャンバ区域15bのチャンネル25bに入る主流れ21bに干渉しないことを確保するであろう。

【0083】

第2のチャンネル25bの排出パイプ23bは第2のチャンバ区域15bの側方の領域内に配置されるので、第2のチャンネル25bは、第1のチャンネル25aのようにオフセットさせる必要はない。従って、第2のチャンネルは有意に横方向に湾曲しておらず、概ね図9および図10に示されるような対称設計の漏斗区域39bを備える。

【0084】

本発明を上記のように、超臨界チャンネル区域(区域A-B)および亜臨界区域(区域B-C)の両方を有する特定の実施形態を参照しながら説明されてきたが、いくつかのガスタービンベアリングチャンバにおいて、十分なオイル排出構成は、先行する超臨界チャンネル区域を備えずに、オイル排出構成の亜臨界区域(B-C)を用いることで提供することができる。このタイプの例示的な構成は、図15から図17に示されており、これらの図は、側方から見たベアリングチャンバ45が図15に、一方の端部から見たベアリングチャンバ45が図16に、上から見たベアリングチャンバ45が図17に示されている。

【0085】

ベアリングチャンバ45は高速ベアリング46を収容し、高速ベアリング46には連続的に液体潤滑剤が提供され、高速ベアリング46は、軸47を中心とする(図16の矢印Rで示される方向の)回転のために取り付けられ、ガスタービンエンジンの回転シャフト48を支持する。特に図15から分かるように、ベアリングチャンバは、2つの反対方向の端部壁49、50の間を延びる長さ(L)が相対的に短い。

【0086】

渦巻きチャンバ51が提供され、これは、ベアリングチャンバ45から軸方向および横方向の両方にずれるようにベアリングチャンバ45から外側に延びる。図15および図16に示されるように、渦巻きチャンバ51は好ましくは概ね漏斗形状であり、図11および図12に示される漏斗凹部39に類似する内部構成を備える。

【0087】

渦巻きチャンバ51は、比較的大きな口領域(符号52で概略的に示される)を介してベアリングチャンバ45と直接的に流体連通するように設けられる、口領域は、ベアリングチャンバ45の全長Lに実質的に沿って、また、渦巻きチャンバ51の直径の有意な比率でベアリングチャンバ45の内側に対して開いている。

【0088】

渦巻きチャンバ51は、実質的に半径方向外側に向いた、排出パイプへの接続のための出口53を備え、これは図11および図12に示す漏斗凹部39の場合と概ね同様である。出口53は、ベアリングチャンバの中心点と出口53の中心点との間を(長さLに沿って)測定したときに距離xだけベアリングチャンバ45からずれている。それゆえ、ベアリングチャンバ45内で回転するベアリング46からこぼれるオイルは、ベアリングチャンバ51の内側壁に沿った薄膜として渦巻きチャンバの口52に入るように流れ、渦巻きチャンバのオフセットした(ずれた)構成はオイルの流れに渦巻き運動を付与し、それにより、出口53を介する排出パイプへの輸送が改良されることが分かるであろう。

【0089】

本明細書および特許請求の範囲において用いられる場合、「有する」、「有している」との語および語尾変化したこれらの語は、特定の特徴、ステップ、または数値が含まれる

10

20

30

40

50

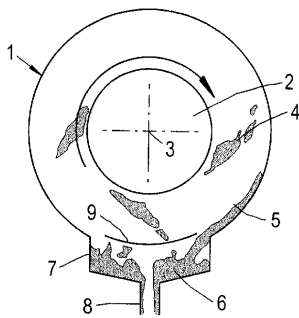
ことを意味している。これらの語は、他の特徴、ステップ、または要素の存在を排除するようには解釈されない。上述の説明、または添付の特許請求の範囲、あるいは図面において開示された特徴は、本発明を異なる形態で実現するために用いることができる。これらの開示された特徴は、特定の形態で、または開示された機能を実現するようなで表現されており、または開示された結果を得るための方法あるいはプロセスとして表現されている。

【 0 0 9 0 】

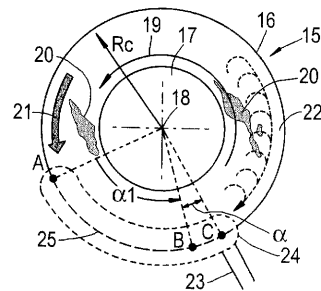
本発明が上述のように例示的な実施形態と関連付けられて説明されてきたが、本開示が与えられたときに、当業者には多くの均等な修正形態および変形形態が自明であろう。従って、前述の本発明の例示的な実施形態は、説明的なもので制限的なものではないことが理解される。本発明の趣旨および範囲を逸脱せずに説明された実施形態の様々な変形が可能である。

10

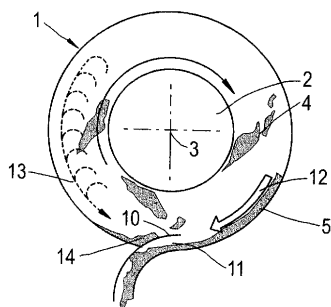
【 図 1 】



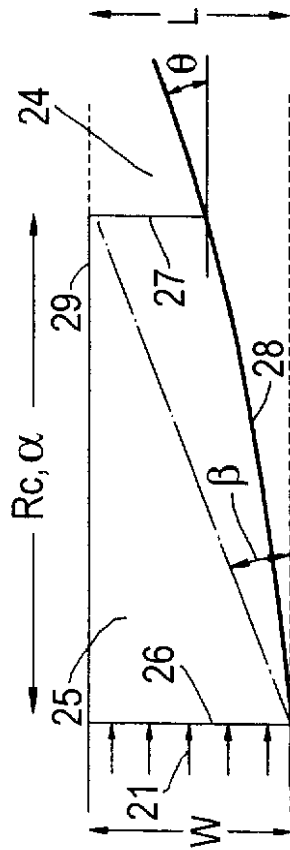
【 図 3 】



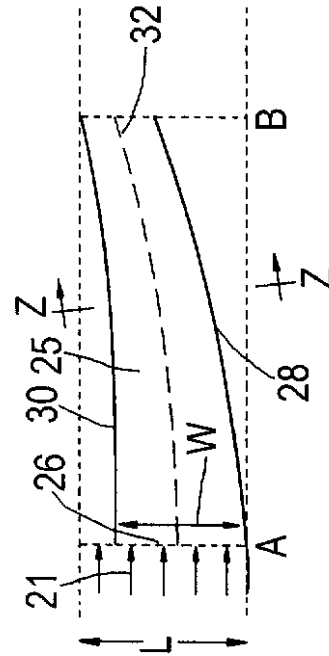
【 図 2 】



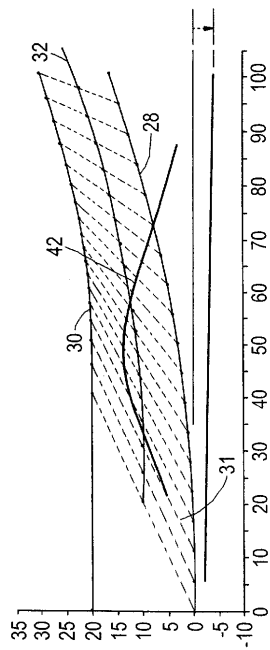
【図 4】



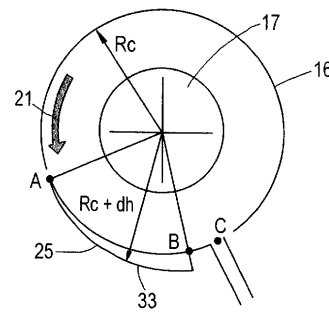
【図 5】



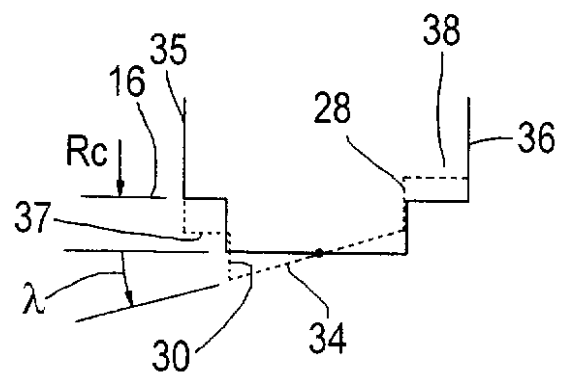
【図 6】



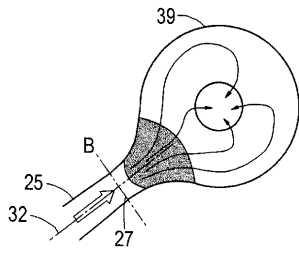
【図 7】



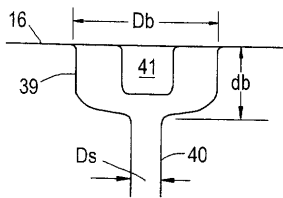
【図 8】



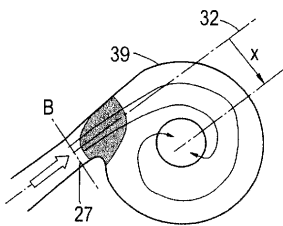
【図 9】



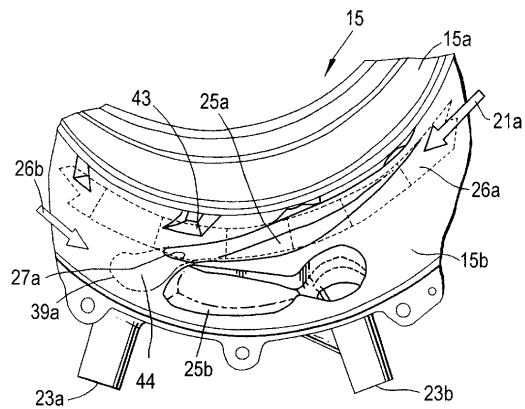
【図 10】



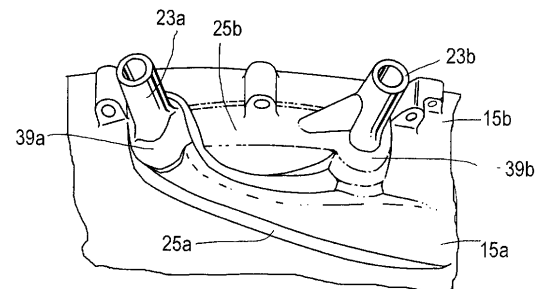
【図 11】



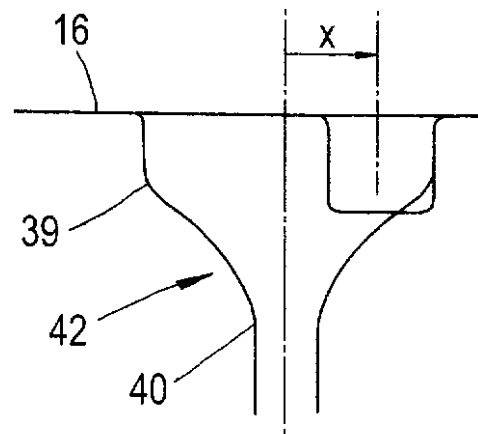
【図 13】



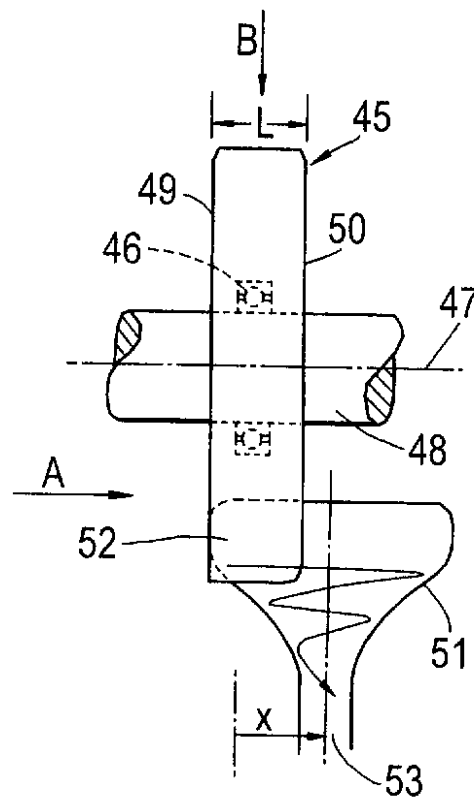
【図 14】



【図 12】

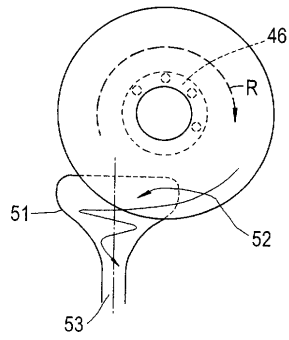


【図 15】

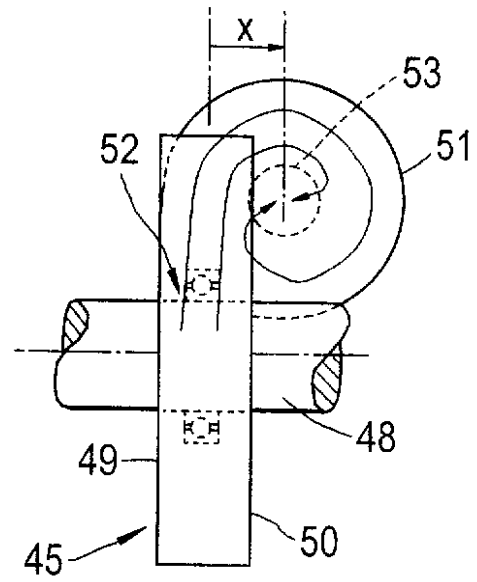




【図 16】



【図 17】



## フロントページの続き

(74)代理人 100096013

弁理士 富田 博行

(74)代理人 100146710

弁理士 鐘ヶ江 幸男

(72)発明者 ニール・ロバート・フォミソン

イギリス国 ダービー ディーイー 2 2 ・ 2 ピーエイ, アレストリー, フェアウェイ・クレッセン  
ト 5 2

(72)発明者 マーク・ティッテル

イギリス国 ダービー ディーイー 2 4 ・ 8 ユーエル, アルバストン, エイボンマウス・ドライブ  
1 1

審査官 米澤 篤

(56)参考文献 欧州特許出願公開第 1 9 2 3 5 4 1 ( E P , A 2 )

特開 2 0 0 9 - 1 8 0 2 2 4 ( J P , A )

特開 2 0 0 9 - 1 3 3 3 1 1 ( J P , A )

特開 2 0 0 7 - 2 2 4 9 1 2 ( J P , A )

特表 2 0 0 7 - 5 3 0 8 4 8 ( J P , A )

特開 2 0 0 3 - 1 8 4 5 1 0 ( J P , A )

特開 2 0 0 3 - 0 1 3 7 0 3 ( J P , A )

特開 2 0 0 5 - 3 1 5 2 5 9 ( J P , A )

特開 2 0 0 8 - 0 3 2 0 0 9 ( J P , A )

特開 2 0 0 8 - 2 4 0 5 2 2 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F 0 1 D 2 5 / 1 6

F 0 1 D 2 5 / 1 8

F 0 2 C 7 / 0 6

F 1 6 N 3 1 / 0 2