

(19)日本国特許庁(JP)

## (12)特許公報(B2)

(11)特許番号  
特許第7023091号  
(P7023091)

(45)発行日 令和4年2月21日(2022.2.21)

(24)登録日 令和4年2月10日(2022.2.10)

(51)国際特許分類

F I

F 1 6 C	27/00	(2006.01)	F 1 6 C	27/00	A
F 1 6 C	17/03	(2006.01)	F 1 6 C	17/03	
F 1 6 C	19/52	(2006.01)	F 1 6 C	19/52	
F 1 6 F	1/36	(2006.01)	F 1 6 F	1/36	Y
F 1 6 F	15/08	(2006.01)	F 1 6 F	15/08	Y

請求項の数 9 (全14頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願2017-230535(P2017-230535)  
 (22)出願日 平成29年11月30日(2017.11.30)  
 (65)公開番号 特開2019-100413(P2019-100413  
 A)  
 (43)公開日 令和1年6月24日(2019.6.24)  
 審査請求日 令和2年9月18日(2020.9.18)

(73)特許権者 000006208  
 三菱重工業株式会社  
 東京都千代田区丸の内三丁目2番3号  
 (74)代理人 110000785  
 誠真 I P 特許業務法人  
 (72)発明者 永田 信博  
 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱  
 重工業株式会社内  
 審査官 倉田 和博

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 軸受装置及び回転機械

## (57)【特許請求の範囲】

## 【請求項1】

回転軸を回転自在に支持するための軸受部と、  
 前記軸受部の外周側に設けられ、少なくとも一つの油膜形成隙間を挟んで互いに対向する  
 インナリング及びアウトリング含むスクイズフィルムダンパと、  
 を備え、  
 前記少なくとも一つの油膜形成隙間は、前記回転軸の軸方向に沿った軸方向断面、又は、  
 前記回転軸の径方向に沿った径方向断面において、前記回転軸の中心軸から前記油膜形成  
 隙間までの距離が一定ではない特殊形状隙間を含み、  
 前記軸方向断面における前記特殊形状隙間の軸方向長さを第1基準長さ  $L_{st1}$  とし、  
 前記径方向断面における前記特殊形状隙間の前記中心軸からの最小距離  $r_{min}$  及び最大距  
 離  $r_{max}$  と、前記特殊形状隙間が占める角度範囲  $\theta$  を用いて、 $\theta \times (r_{min} + r_{max}) / 2$   
 で表される第2基準長さを  $L_{st2}$  としたとき、  
 前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面における前記特殊形状隙間の全長  $L_1$  が  $1.1 \times L_{st1}$   
 $L_{st1}$  以上である第1条件、または、前記径方向断面における前記特殊形状隙間の全長  $L_2$  が  
 $1.1 \times L_{st2}$  以上である第2条件の少なくとも一方を満たし、  
 前記軸受部は、テイルティングパッドを含み、  
 前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面において前記スクイズフィルムダンパの軸方向中央  
 部で外側又は内側に凸の曲面形状を有する  
 ことを特徴とする軸受装置。

## 【請求項 2】

回転軸を回転自在に支持するための軸受部と、  
 前記軸受部の外周側に設けられ、少なくとも一つの油膜形成隙間を挟んで互いに対向する  
 インナリング及びアウトリング含むスクイズフィルムダンパと、  
 を備え、  
 前記少なくとも一つの油膜形成隙間は、前記回転軸の軸方向に沿った軸方向断面、又は、  
 前記回転軸の径方向に沿った径方向断面において、前記回転軸の中心軸から前記油膜形成  
 隙間までの距離が一定ではない特殊形状隙間を含み、  
 前記軸方向断面における前記特殊形状隙間の軸方向長さを第 1 基準長さ  $L_{st1}$  とし、  
 前記径方向断面における前記特殊形状隙間の前記中心軸からの最小距離  $r_{min}$  及び最大距  
 離  $r_{max}$  と、前記特殊形状隙間が占める角度範囲  $\theta$  を用いて、 $\frac{1}{2} \times (r_{min} + r_{max}) \times \theta$   
 で表される第 2 基準長さを  $L_{st2}$  としたとき、  
 前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面における前記特殊形状隙間の全長  $L_1$  が  $1.1 \times L_{st1}$   
 $L_{st1}$  以上である第 1 条件、または、前記径方向断面における前記特殊形状隙間の全長  $L_2$  が  
 $1.1 \times L_{st2}$  以上である第 2 条件の少なくとも一方を満たし、  
 前記軸受部は、テイルティングパッドを含み、  
 前記インナリングと前記アウトリングとの間に周方向に離散的に設けられた複数の弾性部  
 を備えることを特徴とする軸受装置。

10

## 【請求項 3】

前記弾性部は前記回転軸の軸方向に延在するように配置されていることを特徴とする請求  
 項 2 に記載の軸受装置。

20

## 【請求項 4】

回転軸を回転自在に支持するための軸受部と、  
 前記軸受部の外周側に設けられ、少なくとも一つの油膜形成隙間を挟んで互いに対向する  
 インナリング及びアウトリング含むスクイズフィルムダンパと、  
 を備え、  
 前記少なくとも一つの油膜形成隙間は、前記回転軸の軸方向に沿った軸方向断面、又は、  
 前記回転軸の径方向に沿った径方向断面において、前記回転軸の中心軸から前記油膜形成  
 隙間までの距離が一定ではない特殊形状隙間を含み、  
 前記軸方向断面における前記特殊形状隙間の軸方向長さを第 1 基準長さ  $L_{st1}$  とし、  
 前記径方向断面における前記特殊形状隙間の前記中心軸からの最小距離  $r_{min}$  及び最大距  
 離  $r_{max}$  と、前記特殊形状隙間が占める角度範囲  $\theta$  を用いて、 $\frac{1}{2} \times (r_{min} + r_{max}) \times \theta$   
 で表される第 2 基準長さを  $L_{st2}$  としたとき、  
 前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面における前記特殊形状隙間の全長  $L_1$  が  $1.1 \times L_{st1}$   
 $L_{st1}$  以上である第 1 条件、または、前記径方向断面における前記特殊形状隙間の全長  $L_2$  が  
 $1.1 \times L_{st2}$  以上である第 2 条件の少なくとも一方を満たし、  
 前記軸受部は、テイルティングパッドを含み、  
 前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面又は前記径方向断面においてジグザグ形状を有する  
 ことを特徴とする軸受装置。

30

## 【請求項 5】

回転軸を回転自在に支持するための軸受部と、  
 前記軸受部の外周側に設けられ、少なくとも一つの油膜形成隙間を挟んで互いに対向する  
 インナリング及びアウトリング含むスクイズフィルムダンパと、  
 を備え、  
 前記少なくとも一つの油膜形成隙間は、前記回転軸の軸方向に沿った軸方向断面、又は、  
 前記回転軸の径方向に沿った径方向断面において、前記回転軸の中心軸から前記油膜形成  
 隙間までの距離が一定ではない特殊形状隙間を含み、  
 前記軸方向断面における前記特殊形状隙間の軸方向長さを第 1 基準長さ  $L_{st1}$  とし、  
 前記径方向断面における前記特殊形状隙間の前記中心軸からの最小距離  $r_{min}$  及び最大距  
 離  $r_{max}$  と、前記特殊形状隙間が占める角度範囲  $\theta$  を用いて、 $\frac{1}{2} \times (r_{min} + r_{max}) \times \theta$

40

50

$x) / 2$  で表される第 2 基準長さを  $L_{st2}$  としたとき、  
前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面における前記特殊形状隙間の全長  $L_1$  が  $1.1 \times L_{st1}$  以上である第 1 条件、または、前記径方向断面における前記特殊形状隙間の全長  $L_2$  が  $1.1 \times L_{st2}$  以上である第 2 条件の少なくとも一方を満たし、  
前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面又は前記径方向断面において波形形状を有することを特徴とする軸受装置。

【請求項 6】

前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面において前記スクイズフィルムダンパの軸方向中央部で外側又は内側に凸の曲面形状を有することを特徴とする請求項 2 乃至 5 の何れか一項に記載の軸受装置。

10

【請求項 7】

前記軸受部は、ティルティングパッドを含むことを特徴とする請求項 5 に記載の軸受装置。

【請求項 8】

前記軸受部は、転がり軸受を含むことを特徴とする請求項 5 に記載の軸受装置。

【請求項 9】

前記回転軸と、  
請求項 1 乃至 8 の何れか一項に記載の軸受装置と、  
を備えることを特徴とする回転機械。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

20

【0001】

本開示は、軸受装置及び該軸受装置を備える回転機械に関する。

【背景技術】

【0002】

コンプレッサや蒸気タービン等の回転機械においては、回転軸系の安定支持が課題の一つとなっている。この課題を解決するためには、回転軸を支持する軸受部の支持特性（減衰、剛性等）を向上させることが効果的であり、この観点からの検討がなされている。特許文献 1 には、インナリングとアウトリングとの間に形成された隙間に油が供給され、回転軸が振動し上記隙間が変位するとき、粘性をもった非圧縮性の油が該隙間を流動することで、回転軸の振動を減衰する効果を発揮させるスクイズフィルムダンパが開示されている。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【文献】米国特許第 5 4 2 1 6 5 5 号明細書

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

上記スクイズフィルムダンパにおいて、油膜形成隙間は、特許文献 1 に示されているように、径方向断面において周方向へ円弧状に配置されているのが一般的であり、油膜形成隙間の形状などについて減衰効果を向上させるための検討はなされていない。従って、現状において、一定以上の減衰効果は得られていない。

40

【0005】

一実施形態は、回転軸系を回転自在に支承し、スクイズフィルムダンパを備える軸受装置において、回転軸系に対するスクイズフィルムダンパの減衰効果を向上させることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

(1) 一実施形態に係る軸受装置は、  
回転軸を回転自在に支持するための軸受部と、

50

前記軸受部の外周側に設けられ、少なくとも一つの油膜形成隙間を挟んで互いに対向するインナリング及びアウトリング含むスクイズフィルムダンパと、  
を備え、

前記少なくとも一つの油膜形成隙間は、前記回転軸の軸方向に沿った軸方向断面、又は、前記回転軸の径方向に沿った径方向断面において、前記回転軸の中心軸から前記油膜形成隙間までの距離が一定ではない特殊形状隙間を含み、

前記軸方向断面における前記特殊形状隙間の軸方向長さを第1基準長さ  $L_{st1}$  とし、前記径方向断面における前記特殊形状隙間の前記中心軸からの最小距離  $r_{min}$  及び最大距離  $r_{max}$  と、前記特殊形状隙間が占める角度範囲  $\theta$  を用いて、 $\frac{\theta}{2} \times (r_{min} + r_{max})$  / 2 で表される第2基準長さを  $L_{st2}$  としたとき、

前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面における前記特殊形状隙間の全長  $L_1$  が  $1.1 \times L_{st1}$  以上である第1条件、または、前記径方向断面における前記特殊形状隙間の全長  $L_2$  が  $1.1 \times L_{st2}$  以上である第2条件の少なくとも一方を満たしている。

#### 【0007】

油膜形成隙間に油を供給し、油膜形成隙間に粘性をもった非圧縮性の油を流動させることで、回転軸から加わる荷重を減衰させる減衰効果を得ることができる。この減衰効果によって回転軸系の振動などを抑制し、回転軸系の安定支持が可能になる。また、油の流動量を調節することで、油膜形成隙間の油膜圧力を調節し、これによって、減衰性能を調節できる。

#### 【0008】

上記(1)の構成によれば、上記特殊形状隙間は、回転軸の軸方向(以下単に「軸方向」とも言う。)に沿った軸方向断面(以下単に「軸方向断面」とも言う。)における全長  $L_1$  が第1基準長さ  $L_{st1}$  の1.1倍以上であり、又は回転軸の径方向(以下単に「径方向」とも言う。)に沿った径方向断面(以下単に「径方向断面」とも言う。)における全長  $L_2$  が第2基準長さを  $L_{st2}$  の1.1倍以上であるために、スクイズフィルムダンパに形成される油膜形成隙間の面積を拡大できる。これによって、スクイズフィルムダンパが生み出す減衰効果を増大できるため、回転軸系で発生する振動等を効果的に減衰でき、回転軸の安定支持が可能になる。

#### 【0009】

(2)一実施形態では、前記(1)の構成において、前記インナリングと前記アウトリングとの間に周方向に離散的に設けられた複数の弾性部を備える。

上記(2)の構成によれば、上記弾性部を備えることで、スクイズフィルムダンパの剛性は上記弾性部の剛性によって決定できる。従って、スクイズフィルムダンパの剛性と減衰性能とを夫々独立して設定できるため、減衰効果を高めるために夫々で最適な設定が可能になる。

#### 【0010】

(3)一実施形態では、前記(2)の構成において、前記弾性部は前記回転軸の軸方向に延在するように配置されている。

上記(3)の構成によれば、複数の弾性部の各々は回転軸の軸方向に延在するように配置されるため、該弾性部により回転軸の軸方向で均等な弾性力で回転軸を支持できる。

#### 【0011】

(4)一実施形態では、前記(1)~(3)の何れかの構成において、前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面又は前記径方向断面においてジグザグ形状を有する。ここで、「ジグザグ形状」とは、複数の直線状の線分が端部又は該端部以外の部位で互いに180度以外の角度で連続的に接続されている形状を言う。

上記(4)の構成によれば、特殊形状隙間が、軸方向断面又は径方向断面においてジグザグ形状を有するため、スクイズフィルムダンパに形成される油膜形成隙間の面積を拡大できるだけでなく、上記ジグザグ形状は直線状の線分が接続されて形成される曲り部を有するため、該曲り部で流路抵抗が増加し、油膜形成隙間の油膜圧が増加する。これら2つの

10

20

30

40

50

要因によって減衰効果を相乗的に増大できる。これによって、回転軸で発生する振動等を効果的に減衰でき、回転軸の安定支持が可能になる。

【 0 0 1 2 】

( 5 ) 一実施形態では、前記 ( 1 ) ~ ( 3 ) の何れかの構成において、前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面又は前記径方向断面において波形形状を有する。上記 ( 5 ) の構成によれば、特殊形状隙間が、軸方向断面又は径方向断面において波形形状を有するため、スクイズフィルムダンパに形成される油膜形成隙間の面積を拡大でき、減衰効果を増大できる。この実施形態では、特殊形状隙間が全体として曲面を有するため、ジグザグ形状の場合と比べて油膜形成隙間の面積を拡大しやすい。

【 0 0 1 3 】

( 6 ) 一実施形態では、前記 ( 1 ) ~ ( 5 ) の何れかの構成において、前記特殊形状隙間は、前記軸方向断面において前記スクイズフィルムダンパの軸方向中央部で外側又は内側に凸の曲面形状を有する。上記 ( 6 ) の構成によれば、特殊形状隙間が、軸方向断面においてスクイズフィルムダンパの軸方向中央部で外側又は内側に凸の曲面形状を有するため、スクイズフィルムダンパに形成される油膜形成隙間の面積を拡大できる。これによって、減衰効果を増大できるため、回転軸系で発生する振動等を効果的に減衰でき、回転軸の安定支持が可能になる。

【 0 0 1 4 】

( 7 ) 一実施形態では、前記 ( 1 ) ~ ( 6 ) の何れかの構成において、前記軸受部は、テイルティングパッドを含む。上記 ( 7 ) の構成によれば、テイルティングパッドを含む軸受部の外周側に上記構成のスクイズフィルムダンパを備え、これらの組合せで回転軸を安定支持できる。また、テイルティングパッドの周囲に形成される油膜による焼付き防止効果によって回転軸を安定して回転できる。

【 0 0 1 5 】

( 8 ) 一実施形態では、前記 ( 1 ) ~ ( 6 ) の何れかの構成において、前記軸受部は、転がり軸受を含む。上記 ( 8 ) の構成によれば、転がり軸受を含む軸受部の外周側に上記構成のスクイズフィルムダンパを備え、これらの組合せで回転軸を支持できる。これによって、転がり軸受を含む軸受部による低摩擦支持とスクイズフィルムダンパの減衰効果との相乗効果によって、高速回転時においても支持側の剛性を確保しつつ回転軸系で発生する振動等の減衰効果を高めることができ、回転軸を安定支持できる。

【 0 0 1 6 】

( 9 ) 一実施形態に係る回転機械は、前記回転軸と、前記 ( 1 ) ~ ( 8 ) の何れかの構成を有する軸受装置と、を備える。上記 ( 9 ) の構成を有する回転機械は、スクイズフィルムダンパが生み出す減衰効果を増大できるため、回転軸系で発生する振動等を効果的に減衰でき、回転軸の安定支持が可能になる。

【 発明の効果 】

【 0 0 1 7 】

幾つかの実施形態によれば、回転軸系に対するスクイズフィルムダンパの減衰効果を向上させることができるため、回転軸系で発生する振動等を抑制でき、回転軸を安定支持できる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 1 8 】

【 図 1 】 一実施形態に係る軸受装置の径方向断面図である。

【 図 2 】 一実施形態に係る軸受装置の径方向断面図である。

【 図 3 】 ( A ) は一実施形態に係る軸受装置の径方向断面図であり、( B ) は ( A ) 中の

10

20

30

40

50

A A線に沿う軸方向断面図である。

【図4】(A)は一実施形態に係る軸受装置の径方向断面図であり、(B)は(A)中のB B線に沿う軸方向断面図である。

【図5】一実施形態に係る軸受装置のスクイズフィルムダンパを示す断面図である。

【図6】一実施形態に係る軸受装置の特殊形状隙間を示す軸方向断面の模式図である。

【図7】一実施形態に係る軸受装置の特殊形状隙間を示す径方向断面の模式図である。

【図8】(A)～(F)は幾つかの実施形態に係る弾性部を示し、(A)及び(B)は断面図であり、(C)～(F)は正面図である。

【図9】一実施形態に係る軸受装置のスクイズフィルムダンパを示す断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0019】

以下、添付図面を参照して本発明の幾つかの実施形態について説明する。ただし、実施形態として記載されている又は図面に示されている構成部品の寸法、材質、形状、その相対的配置等は、本発明の範囲をこれに限定する趣旨ではなく、単なる説明例にすぎない。

例えば、「ある方向に」、「ある方向に沿って」、「平行」、「直交」、「中心」、「同心」或いは「同軸」等の相対的或いは絶対的な配置を表す表現は、厳密にそのような配置を表すのみならず、公差、若しくは、同じ機能が得られる程度の角度や距離をもって相対的に変位している状態も表すものとする。

また例えば、四角形状や円筒形状等の形状を表す表現は、幾何学的に厳密な意味での四角形状や円筒形状等の形状を表すのみならず、同じ効果が得られる範囲で、凹凸部や面取り部等を含む形状も表すものとする。

一方、一の構成要素を「備える」、「具える」、「具備する」、「含む」、又は、「有する」という表現は、他の構成要素の存在を除外する排他的な表現ではない。

【0020】

図1～図4は幾つかの実施形態に係る軸受装置10(10A、10B、10C、10D)を示す。図3及び図4において、(A)は径方向から見た断面図であり、(B)は(A)中のA A線又はB B線に沿う軸方向から見た断面図である。

図1～図4において、軸受装置10(10A～10D)は、回転軸12の外周側に軸受部14を備え、軸受部14の外周側にスクイズフィルムダンパ16を備える。軸受部14は回転軸12を回転自在に支持する。スクイズフィルムダンパ16は、油膜形成隙間Sを挟んで互いに対向するインナリング18及びアウトリング20を有する。油膜形成隙間Sは1個又は複数個形成される。

【0021】

上記構成により、油膜形成隙間Sに油供給部(不図示)から油を供給し、油膜形成隙間Sに粘性をもった非圧縮性の油を流動させることで、回転軸12から加わる荷重を減衰させる減衰効果を得ることができる。この減衰効果によって回転軸系の振動などを抑制し、回転軸系の安定支持が可能になる。また、油の流動量を調節することで、油膜形成隙間Sの油膜圧力を調節し、これによって、減衰性能を調節できる。

【0022】

油膜形成隙間Sは、回転軸12の軸方向(矢印a方向)に沿った軸方向断面又は回転軸12の径方向(矢印b方向)に沿った径方向断面において、回転軸12の中心軸Oから油膜形成隙間Sまでの距離が一定ではない特殊形状隙間Sf(図6及び図7参照)を含む。なお、図1～図4に示す軸受装置10(10A～10D)は、油膜形成隙間Sの全域が特殊形状隙間Sfとなった実施形態である。特殊形状隙間Sfは油膜形成隙間Sの一部に形成されていてもよい。

【0023】

ここで、図6の模式図に示すように、軸方向断面における特殊形状隙間Sfの軸方向長さを第1基準長さ $L_{st1}$ とする。また、図7の模式図に示すように、径方向断面における特殊形状隙間Sfの中心軸Oからの最小距離 $r_{min}$ 及び最大距離 $r_{max}$ と、特殊形状隙間Sfが占める角度範囲 $\theta$ を用いて、 $\frac{1}{2} \times (r_{min} + r_{max})$ で表される第2基準

10

20

30

40

50

長さを  $L_{st2}$  とする。このとき、特殊形状隙間  $S_f$  は、軸方向断面における特殊形状隙間  $S_f$  の全長  $L_1$  が  $1.1 \times L_{st1}$  以上である第 1 条件、又は径方向断面における特殊形状隙間  $S_f$  の全長  $L_2$  が  $1.1 \times L_{st2}$  以上である第 2 条件の少なくとも一方を満たしている。

【0024】

上記構成によれば、特殊形状隙間  $S_f$  は、軸方向断面における全長  $L_1$  が第 1 基準長さ  $L_{st1}$  の  $1.1$  倍以上であり、又は径方向断面における全長  $L_2$  が第 2 基準長さを  $L_{st2}$  の  $1.1$  倍以上であるために、スクイズフィルムダンパ 16 に形成される油膜形成隙間  $S$  の面積を拡大できる。これによって、スクイズフィルムダンパ 16 が生み出す減衰効果を増大できるので、回転軸系で発生する振動等を効果的に減衰でき、回転軸 12 の安定支持が可能になる。

10

【0025】

油膜形成によって発揮される減衰効果を表す油膜減衰常数  $C_\phi$  は次の (1) 式から求められる。

【数 1】

$$C_\phi = \frac{B}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{1/2}} \quad (1)$$

ここで、 $B = 12 \mu L (R/c)^3$ 、 $\mu$ ：油の粘性係数、 $R$ ：ダンパ径、 $L$ ：ダンパ幅、 $c$ ：径方向隙間の大きさ、 $\varepsilon$ ：回転軸の偏心率である。

20

$$\varepsilon = e/c = 1 - \phi_0/c$$

ここで、 $e$ ：回転軸の偏心率、 $\phi_0$ ：回転軸の軸受からの浮上量である。

(1) 式から、油膜形成隙間の面積が大きいほど油膜減衰常数  $C_\phi$  が大きくなり、かつ油膜減衰常数  $C_\phi$  は径方向隙間の大きさ  $c$  の 3 乗に比例することがわかる。従って、回転軸 12 から軸受装置に付加される圧力が大きくなり、油膜形成隙間  $S$  が狭くなると、油膜圧が増加し、油膜減衰常数  $C_\phi$  が増加して減衰効果が増す。

【0026】

一実施形態では、図 5 に示すように、軸受装置 10 (10A ~ 10D) において、スクイズフィルムダンパ 16 の軸方向両端面にサイドプレート 21 が設けられる。サイドプレート 21 は、アウトリング 20 の軸方向両端面との間で油膜形成隙間  $S$  に連通する油排出路  $P_d$  を形成する。油排出路  $P_d$  から油を排出することで、油膜形成隙間  $S$  で油の流動状態を保ち、これによって、回転軸 12 から加わる荷重を減衰させることができる。この減衰効果によって回転軸系の振動などを抑制し、回転軸系の安定支持が可能になる。また、油排出路  $P_d$  からの油排出量を調節することで、油膜形成隙間  $S$  の油膜圧力を調節し、これによって、減衰性能を調節できる。

30

【0027】

一実施形態では、図 1 ~ 図 4 に示すように、インナリング 18 とアウトリング 20 との間に複数の弾性部 22 が周方向に離散的に設けられる。弾性部 22 を備えることで、スクイズフィルムダンパ 16 の剛性は弾性部 22 の剛性によって決定できる。従って、スクイズフィルムダンパ 16 の剛性と油膜形成による減衰性能とを夫々独立して設定できるため、スクイズフィルムダンパ 16 の減衰効果を高めるために、各々で最適な設定が可能になる。

40

【0028】

一実施形態では、弾性部 22 は回転軸 12 の軸方向に延在するように配置されている。この弾性部 22 の配置によって回転軸 12 の軸方向で均等な弾性力を発揮でき、回転軸 12 を回転軸 12 の軸方向で均等な弾性力で支持できる。

【0029】

一実施形態では、図 1 に示す軸受装置 10 (10A) は、特殊形状隙間  $S_f$  は、径方向断面においてジグザグ形状を有する。

この実施形態によれば、特殊形状隙間  $S_f$  が径方向断面においてジグザグ形状を有するため、スクイズフィルムダンパ 16 に形成される油膜形成隙間  $S$  の面積を拡大できる。従っ

50

て、スクイズフィルムダンパ 16 が生み出す減衰効果を増大できるため、回転軸系で発生する振動等を効果的に減衰でき、回転軸 12 の安定支持が可能になる。

また、ジグザグ形状は直線状の線分が接続されて形成される曲り部 B e を有するため、曲り部 B e で流路抵抗が増加し、油膜形成隙間 S の油膜圧が増加する。これら 2 つの要因によって減衰効果を相乗的に増大できる。

【 0 0 3 0 】

一実施形態では、図 3 に示す軸受装置 10 ( 1 0 C ) は、特殊形状隙間 S f は、軸方向断面においてジグザグ形状を有する。これによって、図 1 に示す軸受装置 10 ( 1 0 A ) と同様の作用効果を得ることができる。

一実施形態では、軸受装置 10 ( 1 0 C ) の径方向断面において、油膜形成隙間 S は回転軸 12 の中心軸 O を中心とした円弧形状を有する。

10

【 0 0 3 1 】

一実施形態では、図 2 に示す軸受装置 10 ( 1 0 B ) は、特殊形状隙間 S f は径方向断面において波形形状を有する。

この実施形態によれば、特殊形状隙間 S f が軸方向断面において波形形状を有するため、スクイズフィルムダンパ 16 に形成される油膜形成隙間 S の面積を拡大でき、減衰効果を増大できる。また、特殊形状隙間 S f が全体として曲面を有するため、ジグザグ形状の場合と比べて油膜形成隙間 S の面積を拡大しやすくなる。

【 0 0 3 2 】

一実施形態では、特殊形状隙間 S f は軸方向断面において波形形状を有する。これによって、図 2 に示す実施形態と同様の作用効果を得ることができる。

20

【 0 0 3 3 】

一実施形態では、図 4 に示す軸受装置 10 ( 1 0 D ) において、特殊形状隙間 S f は、軸方向断面においてスクイズフィルムダンパ 16 の軸方向中央部で外側又は内側に凸の曲面形状を有する。

この実施形態によれば、スクイズフィルムダンパ 16 に形成される油膜形成隙間 S の面積を拡大できる。これによって、減衰効果を増大できるため、回転軸系で発生する振動等を効果的に減衰でき、回転軸 12 の安定支持が可能になる。

図 4 に示す実施形態は、特殊形状隙間 S f が軸方向断面においてスクイズフィルムダンパ 16 の軸方向中央部で外側に凸の曲面形状を有する実施形態である。

30

【 0 0 3 4 】

一実施形態では、軸受装置 10 ( 1 0 D ) の径方向断面において、油膜形成隙間 S は回転軸 12 の中心軸 O を中心とした円弧形状を有する。

【 0 0 3 5 】

一実施形態では、図 1 ~ 図 4 に示すように、軸受部 14 はティルティングパッド 24 を含む。ティルティングパッド 24 はピボット 25 を介してインナリング 18 の内側に接続されている。ティルティングパッド 24 はピボット 25 を基点として任意の方向へ傾動可能になっている。ティルティングパッド 24 には内側に開口する潤滑油流路 ( 不図示 ) が形成され、回転軸 12 とティルティングパッド 24 との間に潤滑油が供給される。

この実施形態によれば、ティルティングパッド 24 の周囲に形成される油膜による焼付き防止効果によって回転軸 12 を安定して回転できる。

40

【 0 0 3 6 】

一実施形態では、軸受部 14 は転がり軸受を含む。この実施形態によれば、転がり軸受を含む軸受部の外周側に上記構成のスクイズフィルムダンパ 16 を備え、これらの組合せで回転軸を支持できる。これによって、転がり軸受を含む軸受部による低摩擦支持とスクイズフィルムダンパ 16 の減衰効果との相乗効果によって、高速回転時においても支持側の剛性を確保しつつ回転軸系で発生する振動等の減衰効果を高めることができ、回転軸 12 を安定支持できる。

【 0 0 3 7 】

一実施形態では、図 1 ~ 図 4 に示すように、弾性部 22 は、インナリング 18 とアウトリ

50

ング 20 との間隙に配置される。一実施形態では、弾性部 22 は、油膜形成隙間 S に連通して周方向に離散的に形成された空間 S<sub>0</sub> に弾性部材が收容されて構成される。空間 S<sub>0</sub> は軸方向に沿って延在し、空間 S<sub>0</sub> の径方向寸法は油膜形成隙間 S 又は特殊形状隙間 S<sub>f</sub> の径方向寸法より大きい。一実施形態では、空間 S<sub>0</sub> は四角形断面を有する。

図 8 は、弾性部 22 の幾つかの実施形態を示す。

【0038】

図 8 (A) に示す弾性部 22 (22a) は、断面が四角形状の 1 個の弾性棒状材 26a が空間 S<sub>0</sub> に收容され、軸方向に延在する。

図 8 (B) に示す弾性部 22 (22b) は、断面が四角形状の 1 個の弾性棒状材 26b が空間 S<sub>0</sub> に收容され、軸方向に延在する。

図 8 (C) に示す弾性部 22 (22c) は、断面が皿バネ形状 (円錐台形状) の弾性体を中央が小径となるように 2 枚重ねにした弾性体 26c が空間 S<sub>0</sub> に收容される。一実施形態では、1 個の棒状の弾性体 26c が回転軸 12 の軸方向に延在する。別な実施形態では、複数の弾性体 26c が軸方向に離散的に配置される。この弾性体は中空又は中実であってもよい。

【0039】

一実施形態では、1 個の部材で形成される弾性棒状材 26a、26b 及び弾性体 26c は、スクイズフィルムダンパ 16 の軸方向領域のほぼ全域に配置される。

一実施形態では、弾性棒状材 26a、26b 及び弾性体 26c は、例えば、弾性ゴムで製造される。

1 個の部材で形成される弾性棒状材 26a、26b 及び弾性体 26c は空間 S<sub>0</sub> への收容が容易である。

【0040】

図 8 (D) に示す弾性部 22 (22d) は、複数のコイルバネ 26d を空間 S<sub>0</sub> に回転軸 12 の軸方向に離散的に配置される。

図 8 (E) に示す弾性部 22 (22e) は、断面が S 字形状をした弾性体 26e を空間 S<sub>0</sub> に收容する。一実施形態では、1 個の弾性体 26e を空間 S<sub>0</sub> に軸方向へ延在させる。別な実施形態では、複数の弾性体 26e を空間 S<sub>0</sub> に軸方向に離散的に配置する。

図 8 (F) に示す弾性部 22 (22f) は、断面が Z 字形状をした弾性体 26f を空間 S<sub>0</sub> に收容する。一実施形態では、1 個の弾性体 26f を空間 S<sub>0</sub> に軸方向へ延在させる。別な実施形態では、複数の弾性体 26f を空間 S<sub>0</sub> に軸方向に離散的に配置する。

【0041】

一実施形態では、インナリング 18 とアウトリング 20 とは弾性部 22 を介して一体に形成される。このとき、一実施形態では、弾性部 22 はバネ部材を構成する。

【0042】

図 9 は、一実施形態に係る軸受装置 10 (10E) のスクイズフィルムダンパ 16 を示す。このスクイズフィルムダンパ 16 は、インナリング 18 とアウトリング 20 との間に Oリング 28 が介装されて油膜形成隙間 S が形成される。2 個の Oリング 28 が油膜形成隙間 S の軸方向両端部に設けられ、これら Oリング 28 間で油膜形成隙間 S が形成される。油供給部 (不図示) から油膜形成隙間 S に油が供給され、油膜形成隙間 S に供給された油は、回転軸系から加わる荷重によって油膜形成隙間 S が小さくなると、Oリング 28 とインナリング 18 又はアウトリング 20 との間から排出する。この油の流動によって減衰効果を発揮できる。

【0043】

軸受装置 10 (10E) のインナリング 18 とアウトリング 20 との間に形成される油膜形成隙間 S の少なくとも一部を特殊形状隙間 S<sub>f</sub> とすることで、スクイズフィルムダンパ 16 の減衰効果を向上できる。従って、回転軸系で発生する振動等を効果的に減衰でき、回転軸 12 の安定支持が可能になる。

なお、図 5 及び図 9 に示す油膜形成隙間 S 及び油排出路 P<sub>d</sub> の大きさは誇張して図示されており、実際は微小な隙間を形成している。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 4 4 】

一実施形態に係る回転機械は、回転軸 1 2 と、上記構成を有する軸受装置 1 0 とを備える。この回転機械によれば、スクイズフィルムダンパ 1 6 が生み出す減衰効果を増大できるため、回転軸系で発生する振動等を効果的に減衰でき、回転軸 1 2 の安定支持が可能になる。従って、例えば圧縮機や蒸気タービン等の回転機械に適用できる。

## 【産業上の利用可能性】

## 【 0 0 4 5 】

幾つかの実施形態によれば、スクイズフィルムダンパを備えて回転軸系を回転自在に支承する軸受装置及び該軸受装置を備える例えば圧縮機や蒸気タービン等の回転機械において、スクイズフィルムダンパの減衰効果を向上させることで、回転軸系で発生する振動等を抑制でき、回転軸を安定支持できる。

10

## 【符号の説明】

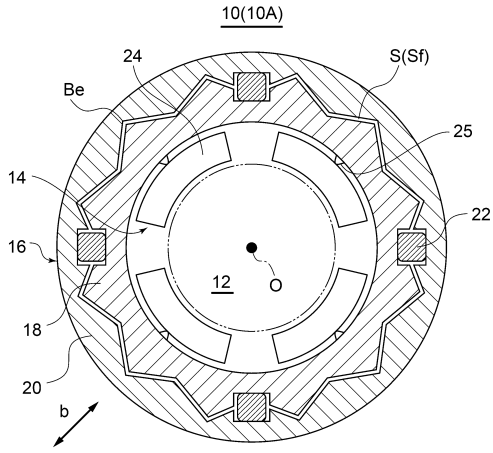
## 【 0 0 4 6 】

1 0 ( 1 0 A、1 0 B、1 0 C、1 0 D、1 0 E )	軸受装置	
1 2	回転軸	
1 4	軸受部	
1 6	スクイズフィルムダンパ	
1 8	インナリング	
2 0	アウトリング	
2 1	サイドプレート	20
2 2 ( 2 2 a、2 2 b、2 2 c、2 2 d、2 2 e、2 2 f )	弾性部	
2 4	ティルティングパッド	
2 5	ピボット	
2 6 a、2 6 b	弾性棒状材	
2 6 c、2 6 e、2 4 f	弾性体	
2 6 d	コイルバネ	
2 8	オリング	
O	中心軸	
S	油膜形成隙間	
S f	特殊形状隙間	30
S 0	空間	

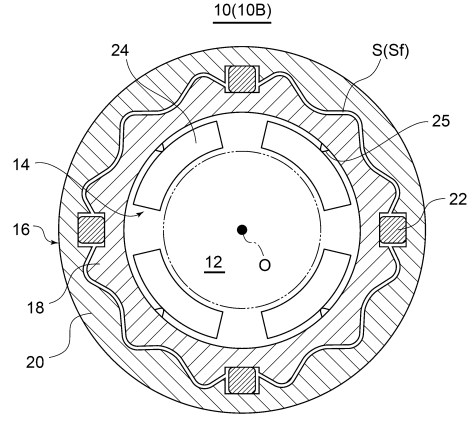
40

50

【図面】  
【図 1】



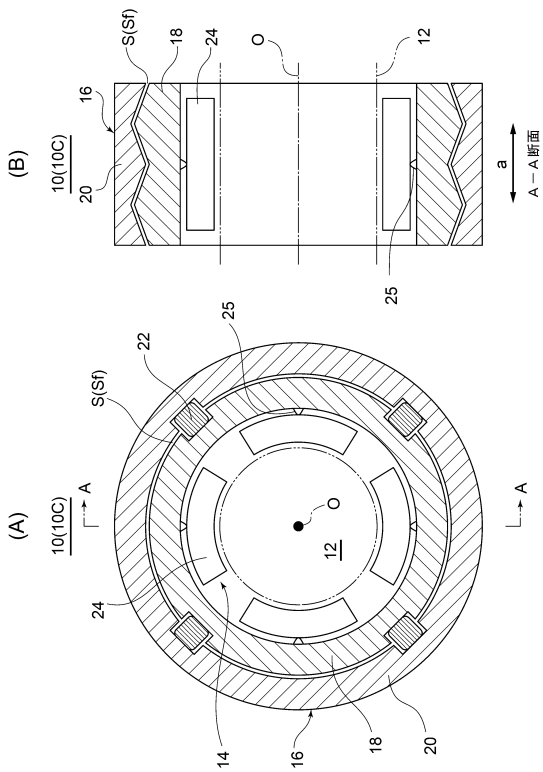
【図 2】



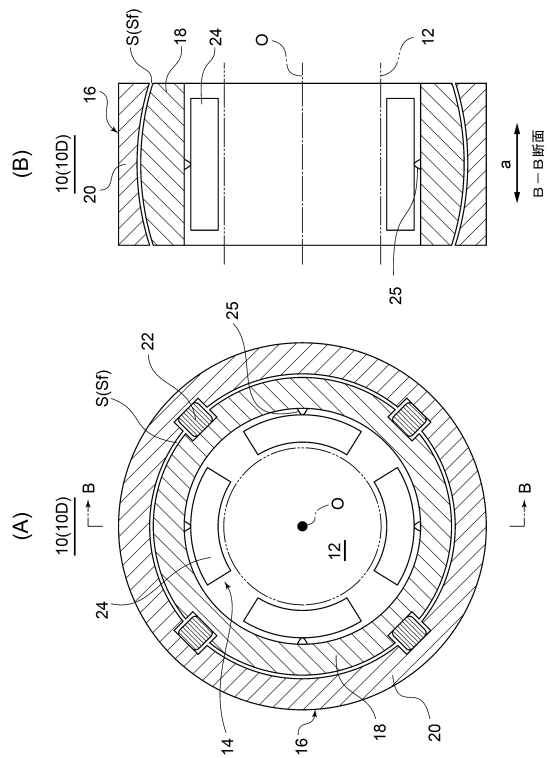
10

20

【図 3】



【図 4】

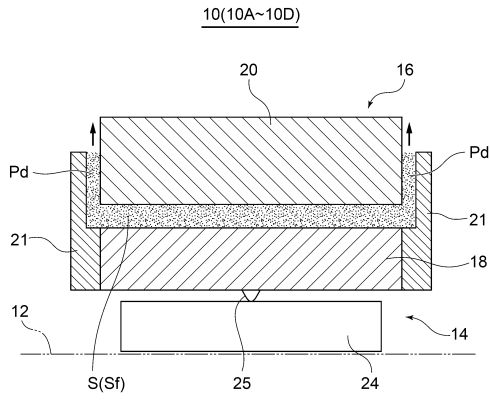


30

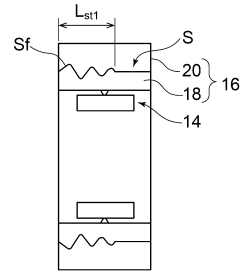
40

50

【 図 5 】



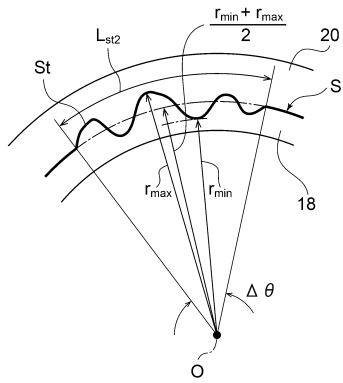
【 図 6 】



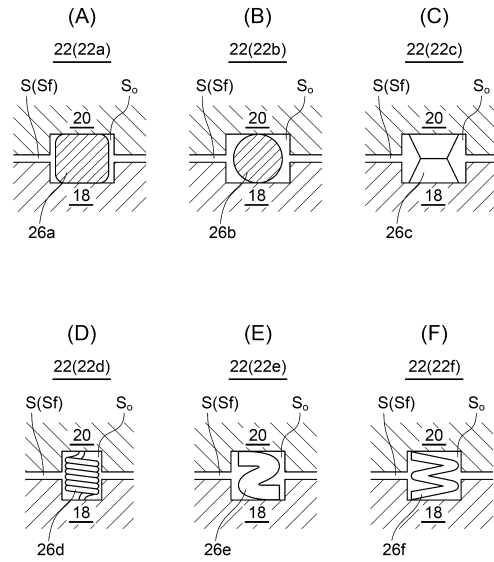
10

20

【 図 7 】



【 図 8 】

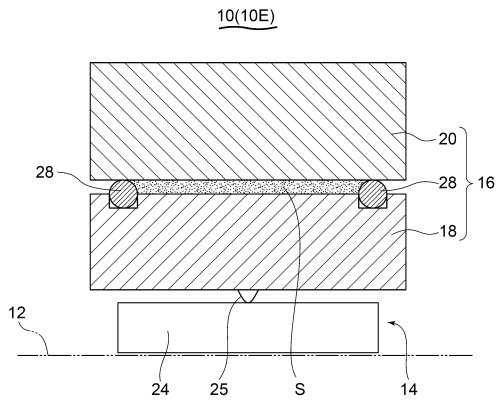


30

40

50

【 図 9 】



10

20

30

40

50

## フロントページの続き

- (51)国際特許分類
- |                |                         |                |        |   |
|----------------|-------------------------|----------------|--------|---|
|                |                         | F I            |        |   |
| <i>F 1 6 F</i> | <b>15/023 (2006.01)</b> | <i>F 1 6 F</i> | 15/023 | A |
| <i>F 1 6 C</i> | <b>17/24 (2006.01)</b>  | <i>F 1 6 C</i> | 17/24  |   |
- (56)参考文献
- 特表 2 0 1 6 - 5 3 6 5 4 2 ( J P , A )  
 特開 2 0 0 7 - 1 1 3 7 0 8 ( J P , A )  
 実開昭 5 3 - 1 3 9 4 4 6 ( J P , U )  
 特開昭 5 2 - 1 0 7 4 5 5 ( J P , A )  
 登録実用新案第 3 0 0 6 5 6 3 ( J P , U )  
 特開 2 0 0 7 - 0 9 3 0 0 7 ( J P , A )
- (58)調査した分野 (Int.Cl. , D B 名)
- F 1 6 C* 2 7 / 0 0 - 2 7 / 1 2  
*F 1 6 C* 1 7 / 0 3  
*F 1 6 C* 1 7 / 2 4  
*F 1 6 C* 1 9 / 5 2  
*F 1 6 F* 1 / 3 6  
*F 1 6 F* 1 5 / 0 8  
*F 1 6 F* 1 5 / 0 2 3