

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6468532号
(P6468532)

(45) 発行日 平成31年2月13日(2019.2.13)

(24) 登録日 平成31年1月25日(2019.1.25)

(51) Int.Cl.

F I

F O 4 D 29/58 (2006.01)

F O 4 D 29/58 R

F O 4 D 29/32 (2006.01)

F O 4 D 29/32 J

F O 2 C 7/18 (2006.01)

F O 2 C 7/18 D

F O 1 D 5/08 (2006.01)

F O 1 D 5/08

F O 2 C 3/04 (2006.01)

F O 2 C 3/04

請求項の数 13 (全 38 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2015-90289 (P2015-90289)
 (22) 出願日 平成27年4月27日(2015.4.27)
 (65) 公開番号 特開2016-205308 (P2016-205308A)
 (43) 公開日 平成28年12月8日(2016.12.8)
 審査請求日 平成30年2月7日(2018.2.7)

(73) 特許権者 514030104
 三菱日立パワーシステムズ株式会社
 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3
 番1号
 (74) 代理人 100149548
 弁理士 松沼 泰史
 (74) 代理人 100162868
 弁理士 伊藤 英輔
 (74) 代理人 100161702
 弁理士 橋本 宏之
 (74) 代理人 100189348
 弁理士 古部 智
 (74) 代理人 100196689
 弁理士 鎌田 康一郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 圧縮機ロータ、圧縮機、及びガスタービン

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮機ケーシング内で軸線を中心として回転する圧縮機ロータにおいて、
 前記軸線を中心として、軸方向に延びているロータ軸と、
 前記ロータ軸の外周に固定され、前記軸方向に並んでいる複数の動翼列と、
 を備え、

前記ロータ軸には、複数の前記動翼列の相互間の軸方向における各位置に、前記軸線を中心として環状を成し、前記軸線に対する径方向で互いに離間している複数のキャビティで構成されるキャビティ群が形成され、

前記ロータ軸の外周側であって前記軸方向で複数の前記動翼列が存在する気体圧縮流路中を気体の流れてくる圧力の低い側が前記軸方向における上流側を成し、前記上流側の反対側で気体の圧力が高くなる側が前記軸方向における下流側を成し、

前記キャビティ群を構成する複数の前記キャビティのうちで、最も径方向外側のキャビティが外側キャビティを成し、前記外側キャビティよりも径方向内側のいずれかのキャビティが軸方向連通キャビティを成し、

少なくとも二つの前記キャビティ群のうち、上流側の一以上のキャビティ群が上流側キャビティ群を成し、前記上流側キャビティ群に対して下流側に位置する残りのキャビティ群が下流側キャビティ群を成し、

前記ロータ軸には、さらに、

前記気体圧縮流路中の気体を、前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティに流入さ

10

20

せる入口流路と、

前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティ内に流入した気体が前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに至るよう、前記径方向を含む方向に延びて、該外側キャビティから該軸方向連通キャビティまでの複数のキャビティで、前記径方向で隣り合う二つのキャビティ相互を連通させる径方向流路と、

前記軸方向を含む方向に延びて、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティと前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティとを連通させる軸方向流路と、

前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティ内の気体が前記上流側キャビティ群の前記外側キャビティに至るよう、前記径方向を含む方向に延びて、該軸方向連通キャビティから該外側キャビティまでの複数のキャビティで、前記径方向で隣り合う二つのキャビティ相互を連通させる径方向流路と、

前記上流側キャビティ群の前記外側キャビティ内の気体を前記気体圧縮流路中に流出させる出口流路と、

が形成され、

前記軸方向流路における前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに対する開口である入口開口の径方向外側縁は、環状の該軸方向連通キャビティを画定する内周面のうちの径方向外側内周面よりも径方向内側に位置し、

前記軸方向流路における前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに対する開口である出口開口の径方向外側縁は、環状の該軸方向連通キャビティを画定する内周面のうちの径方向外側内周面よりも径方向内側に位置し、

前記ロータ軸は、前記軸方向で互いに積層されている複数のロータディスクと、前記径方向に延びて、前記軸方向で隣接する前記ロータディスクのそれぞれに係合して、隣接するロータディスク相互の相対回転を規制するトルクピンと、を有し、

前記トルクピンは、前記下流側キャビティ群を構成する複数のキャビティのうちで前記径方向で隣り合うキャビティの相互間の位置と、前記上流側キャビティ群を構成する複数のキャビティのうちで前記径方向で隣り合うキャビティの相互間の位置と、に配置され、

前記トルクピンには、前記径方向に貫通する貫通孔が形成され、前記貫通孔が前記径方向流路を形成する、

圧縮機ロータ。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記軸方向流路における前記入口開口の径方向外側縁は、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティの径方向における中央位置よりも径方向内側に位置し、

前記軸方向流路における前記出口開口の径方向外側縁は、前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティの径方向における中央位置よりも径方向内側に位置する、

圧縮機ロータ。

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記ロータ軸には、前記軸線に対する周方向で互いに離間している複数の前記軸方向流路が形成されている、

圧縮機ロータ。

【請求項 4】

請求項 1 から 3 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、

前記上流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向内側の開口である入口開口が、前記ロータ軸の回転方向側に傾く前記入口開口を含む前記径方向流路の入口側部分と、前記軸方向流路における前記入口開口が、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に傾く前記入口開口を含む前記軸方向流路の入口側部分と、

のうち、少なくともいずれか一つの入口側部分を備える、

圧縮機ロータ。

【請求項 5】

請求項 1 から 4 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、
前記下流側キャビティ群は、3 以上の前記キャビティを有し、
前記 3 以上のキャビティのうち、前記外側キャビティを除く 2 以上の前記キャビティ相互を連通させる前記径方向流路における径方向外側の開口である入口開口を含む該径方向流路の入口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に向かうよう傾いている、
圧縮機ロータ。

【請求項 6】

請求項 1 から 5 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、
前記下流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向内側の開口である出口開口を含む前記径方向流路の出口側部分と、
前記上流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向外側の開口である出口開口を含む前記径方向流路の出口側部分と、
前記軸方向流路における前記出口開口を含む前記軸方向流路の出口側部分と、
のうちいずれか一つの出口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側又は前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に傾いている、
圧縮機ロータ。

【請求項 7】

請求項 1 から 6 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、
前記入口開口を含む流路の入口側部分は、前記入口開口から前記流路の前記入口開口とは反対側の出口開口側に向かうに連れて次第に、流路内径が小さくなる、
圧縮機ロータ。

【請求項 8】

請求項 1 から 7 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、
前記ロータ軸は、前記軸方向に延びて、複数の前記ロータディスク、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティ及び前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティを貫通するスピンドルボルトと、を有し、
前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティと前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティとの間に存在するロータディスクに形成され、前記スピンドルボルトが貫通するボルト貫通孔は、前記スピンドルボルトとの間に前記軸方向に延びる隙間を有し、
前記ボルト貫通孔の前記隙間は、前記軸方向流路を形成する、
圧縮機ロータ。

【請求項 9】

請求項 8 に記載の圧縮機ロータにおいて、
前記ボルト貫通孔のうちで前記軸方向流路を形成する前記隙間は、前記スピンドルボルトに対する径方向内側に位置している、
圧縮機ロータ。

【請求項 10】

請求項 1 から 9 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、
前記キャビティ群を構成する複数の前記キャビティのうち、最も径方向内側のキャビティが前記軸方向連通キャビティを成す、
圧縮機ロータ。

【請求項 11】

請求項 1 から 10 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータにおいて、
前記軸方向で隣り合う二つの前記キャビティ群のうち、前記上流側のキャビティ群が上流側キャビティ群を成し、前記下流側のキャビティ群が下流側キャビティ群を成す、
圧縮機ロータ。

【請求項 12】

請求項 1 から 11 のいずれか一項に記載の圧縮機ロータと、
前記圧縮機ケーシングと、

10

20

30

40

50

を備える圧縮機。

【請求項 13】

請求項 12 に記載の圧縮機と、
前記圧縮機で圧縮された空気中で燃料を燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、
前記燃焼ガスで駆動するタービンと、
を備えるガスタービン。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、圧縮機ケーシング内で軸線を中心として回転する圧縮機ロータ、圧縮機、及びガスタービンに関する。 10

【背景技術】

【0002】

圧縮機は、ケーシングと、このケーシング内で軸線を中心として回転するロータと、を備えている。軸流圧縮機のロータは、軸線を中心として軸方向に延びているロータ軸と、ロータ軸の外周に固定され軸方向に並んでいる複数の動翼列と、を有する。

【0003】

このような軸流圧縮機のロータとしては、以下の特許文献 1 に開示されているものがある。このロータには、ロータの軽量化等のために複数のチャンバ（又はキャビティ）が形成されている。複数のチャンバのうち、第一チャンバと第二チャンバとは、径方向の位置が互いに同じで軸方向に並んでいる。第二チャンバは、第一チャンバに対して軸方向の上流側に位置している。また、複数のチャンバのうち、第三チャンバは、軸方向における第一チャンバと第二チャンバとの間の位置であって第一チャンバ及び第二チャンバよりも径方向内側の位置に形成されている。第一チャンバ及び第二チャンバは、いずれも、ロータ軸の外周側とケーシングの内周側との間の環状の空間で形成される空気圧縮流路と連通している。第三チャンバは、第一チャンバに連通していると共に、第二チャンバにも連通している。 20

【0004】

空気圧縮流路中の空気の一部は、第二チャンバよりも下流側に位置している第一チャンバ内に流入する。この空気は、第一チャンバから第三チャンバ内に流入してから、第二チャンバを経て、空気圧縮流路中に戻る。 30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献 1】特開 2013 - 204593 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

特許文献 1 に開示されている技術では、空気圧縮流路中の空気の一部を各チャンバを経て空気圧縮流路に戻すことで、空気圧縮流路を流れる空気の温度変化に対するロータ軸の熱応答性を高めている。 40

【0007】

本発明は、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対するロータ軸の熱応答性をより高めることができる圧縮機ロータ、この圧縮機ロータを備える圧縮機、及びこの圧縮機を備えるガスタービンを提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記目的を達成するための発明に係る一態様としての圧縮機ロータは、
圧縮機ケーシング内で軸線を中心として回転する圧縮機ロータにおいて、前記軸線を中心として、軸方向に延びているロータ軸と、前記ロータ軸の外周に固定され、前記軸方向 50

に並んでいる複数の動翼列と、を備え、前記ロータ軸には、複数の前記動翼列の相互間の軸方向における各位置に、前記軸線を中心として環状を成し、前記軸線に対する径方向で互いに離間している複数のキャビティで構成されるキャビティ群が形成され、前記ロータ軸の外周側であって前記軸方向で複数の前記動翼列が存在する気体圧縮流路中を気体の流れてくる圧力の低い側が前記軸方向における上流側を成し、前記上流側の反対側で気体の圧力が高くなる側が前記軸方向における下流側を成し、前記キャビティ群を構成する複数の前記キャビティのうちで、最も径方向外側のキャビティが外側キャビティを成し、前記外側キャビティよりも径方向内側のいずれかのキャビティが軸方向連通キャビティを成し、少なくとも二つの前記キャビティ群のうち、上流側の一以上のキャビティ群が上流側キャビティ群を成し、前記上流側キャビティ群に対して下流側に位置する残りのキャビティ群が下流側キャビティ群を成し、前記ロータ軸には、さらに、前記気体圧縮流路中の気体を、前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティに流入させる入口流路と、前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティ内に流入した気体が前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに至るよう、前記径方向を含む方向に延びて、該外側キャビティから該軸方向連通キャビティまでの複数のキャビティで、前記径方向で隣り合う二つのキャビティ相互を連通させる径方向流路と、前記軸方向を含む方向に延びて、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティと前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティとを連通させる軸方向流路と、前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティ内の気体が前記上流側キャビティ群の前記外側キャビティに至るよう、前記径方向を含む方向に延びて、該軸方向連通キャビティから該外側キャビティまでの複数のキャビティで、前記径方向で隣り合う二つのキャビティ相互を連通させる径方向流路と、前記上流側キャビティ群の前記外側キャビティ内の気体を前記気体圧縮流路中に流出させる出口流路と、が形成され、前記軸方向流路における前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに対する開口である入口開口の径方向外側縁は、環状の該軸方向連通キャビティを画定する内周面のうちの径方向外側内周面よりも径方向内側に位置し、前記軸方向流路における前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティに対する開口である出口開口の径方向外側縁は、環状の該軸方向連通キャビティを画定する内周面のうちの径方向外側内周面よりも径方向内側に位置する。前記ロータ軸は、前記軸方向で互いに積層されている複数のロータディスクと、前記径方向に延びて、前記軸方向で隣接する前記ロータディスクのそれぞれに係合して、隣接するロータディスク相互の相対回転を規制するトルクピンと、を有し、前記トルクピンは、前記下流側キャビティ群を構成する複数のキャビティのうちで前記径方向で隣り合うキャビティの相互間の位置と、前記上流側キャビティ群を構成する複数のキャビティのうちで前記径方向で隣り合うキャビティの相互間の位置と、に配置され、前記トルクピンには、前記径方向に貫通する貫通孔が形成され、前記貫通孔が前記径方向流路を形成する。

【 0 0 0 9 】

当該圧縮機ロータでは、気体圧縮流路内の軸方向における圧力差をドライビングフォースとして、気体圧縮流路中の気体の一部が、入口流路を経て下流側キャビティ群の外側キャビティに流入する。外側キャビティに流入した気体は、径方向流路を経て、場合によってはさらに一以上のキャビティを経て、下流側キャビティ群の軸方向連通キャビティに流入する。下流側キャビティ群の軸方向連通キャビティに流入した気体は、軸方向流路を経て、上流側キャビティ群の軸方向連通キャビティに流入する。上流側キャビティ群の軸方向連通キャビティに流入した気体は、径方向流路を経て、場合によってはさらに一以上のキャビティを経て、上流側キャビティ群の外側キャビティに流入する。上流側キャビティ群の外側キャビティに流入した気体は、出口流路を経て気体圧縮流路に戻る。

【 0 0 1 0 】

よって、当該圧縮機ロータでは、空気圧縮流路内の軸方向における圧力差をドライビングフォースとして、下流側キャビティ群の外側キャビティ、下流側キャビティ群の外側キャビティと軸方向連通キャビティとの間のキャビティ、さらに、上流側キャビティ群の外側キャビティ、上流側キャビティ群の外側キャビティと軸方向連通キャビティとの間のキ

ャビティ内を、気体圧縮流路中の気体の一部で効率的に換気することができる。さらに、当該圧縮機ロータでは、下流側キャビティ群の軸方向連通キャビティ内における径方向外側縁から径方向で軸方向流路が開口している位置までの間、さらに、上流側キャビティ群の軸方向連通キャビティ内における径方向外側縁から径方向で軸方向流路が開口している位置までの間も、気体圧縮流路中の気体で効率的に換気することができる。さらに、当該圧縮機ロータでは、キャビティ内を流れる空気とこのキャビティとの周速差により、キャビティを画定する壁面の熱伝達率を高めることができる。

【 0 0 1 1 】

従って、当該圧縮機ロータでは、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対する圧縮機ロータの熱応答性を高めることができる。

10

さらに、当該圧縮機ロータでは、トルクピンに貫通孔を形成すれば、ロータディスクに径方向流路を形成する必要がある。このため、当該圧縮機ロータでは、ロータディスクの加工工数の増加を抑えることができる。

【 0 0 1 2 】

ここで、前記圧縮機ロータにおいて、前記軸方向流路における前記入口開口の径方向外側縁は、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティの径方向における中央位置よりも径方向内側に位置し、前記軸方向流路における前記出口開口の径方向外側縁は、前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティの径方向における中央位置よりも径方向内側に位置してもよい。

【 0 0 1 3 】

20

当該圧縮機ロータでは、下流側キャビティ群の軸方向連通キャビティ内及び上流側キャビティ群の軸方向連通キャビティ内を広い範囲にわたって、気体圧縮流路中の気体で効率的に換気することができる。さらに、当該圧縮機ロータでは、これらキャビティ内を流れる空気とこのキャビティとの周速差により、キャビティを画定する壁面の熱伝達率を高めることができる。従って、当該圧縮機ロータでは、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対する圧縮機ロータの熱応答性をより高めることができる。

【 0 0 1 4 】

また、以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記ロータ軸には、前記軸線に対する周方向で互いに離間している複数の前記軸方向流路が形成されてもよい。

【 0 0 1 5 】

30

当該圧縮機ロータでは、軸方向流路内を流れる気体の周速は、ロータ軸の周速に拘束され、ロータ軸の周速と実質的に同じになる。一方、軸方向流路と連通している各軸方向連通キャビティは、軸線を中心として環状に形成されているため、この軸方向連通キャビティ内を流れる気体は、ロータ軸の周速に基本的に拘束されない。このため、各軸方向連通キャビティを流れる気体は、ロータ軸の周速に対して周速差が生じる。特に、上流側キャビティ群の軸方向連通キャビティ内における径方向外側では、ロータ軸の周速に対して周速差が径方向内側より大きくなる。このため、キャビティを画定するロータ軸構成部材の表面と空気との間の熱伝達率を高めることができる。

【 0 0 1 6 】

従って、当該圧縮機ロータでは、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対する圧縮機ロータの熱応答性をより高めることができる。

40

【 0 0 1 7 】

また、以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記上流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向内側の開口である入口開口が、前記ロータ軸の回転方向側に傾く前記入口開口を含む前記径方向流路の入口側部分と、前記軸方向流路における前記入口開口が、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に傾く前記入口開口を含む前記軸方向流路の入口側部分と、のうち、少なくともいずれか一つの入口側部分を備えてもよい。

【 0 0 1 8 】

また、以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記下流側キャビティ群の前記外側キャビティと該外側キャビティに径方向で隣接する前記キャビティとを連通させる前記

50

径方向流路における径方向外側の開口である入口開口を含む該径方向流路の入口側部分と、前記上流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向内側の開口である入口開口を含む該径方向流路の入口側部分とのうち、少なくとも一の入口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側に向かうよう傾いていてもよい。

【0019】

また、以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記軸方向流路における前記入口開口を含む前記軸方向流路の入口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に向かうよう傾いていてもよい。

【0020】

また、以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記下流側キャビティ群は、3以上の前記キャビティを有し、前記3以上のキャビティのうち、前記外側キャビティを除く2以上の前記キャビティ相互を連通させる前記径方向流路における径方向外側の開口である入口開口を含む該径方向流路の入口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に向かうよう傾いていてもよい。

10

【0021】

当該圧縮機ロータでは、気体と流路とに周速差があっても、この気体が流路の入口開口で向かい受けられるため、この気体をスムーズに流路に流入させることができる。

【0022】

また、以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記下流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向内側の開口である出口開口を含む前記径方向流路の出口側部分と、前記上流側キャビティ群の前記径方向流路における径方向外側の開口である出口開口を含む前記径方向流路の出口側部分と、前記軸方向流路における前記出口開口を含む前記軸方向流路の出口側部分と、のうちいずれか一つの出口側部分は、前記ロータ軸の回転方向側又は前記ロータ軸の回転方向側とは反対側に傾いていてもよい。

20

【0023】

また、以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記入口開口を含む流路の入口側部分は、前記入口開口から前記流路の前記入口開口とは反対側の出口開口側に向かうに連れて次第に、流路内径が小さくなってもよい。

【0026】

以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記ロータ軸は、前記軸方向で互いに積層されている複数のロータディスクと、前記軸方向に延びて、複数の前記ロータディスク、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティ及び前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティを貫通するスピンドルボルトと、を有し、前記下流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティと前記上流側キャビティ群の前記軸方向連通キャビティとの間に存在するロータディスクに形成され、前記スピンドルボルトが貫通するボルト貫通孔は、前記スピンドルボルトとの間に前記軸方向に延びる隙間を有し、前記ボルト貫通孔の前記隙間は、前記軸方向流路を形成してもよい。

30

【0027】

前記ボルト貫通孔が形成されている圧縮機ロータにおいて、前記ボルト貫通孔のうちで前記軸方向流路を形成する前記隙間は、前記スピンドルボルトに対する径方向内側に位置してもよい。

40

【0028】

また、以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記キャビティ群を構成する複数の前記キャビティのうち、最も径方向内側のキャビティが前記軸方向連通キャビティを成してもよい。

【0029】

当該圧縮機ロータでは、キャビティ群を構成する複数のキャビティ内の全てを、気体圧縮流路中の気体で効率的に換気することができる。従って、当該圧縮機ロータでは、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対する圧縮機ロータの熱応答性をより高めることができる。

50

【0030】

また、以上のいずれかの前記圧縮機ロータにおいて、前記軸方向で隣り合う二つの前記キャビティ群のうち、前記上流側のキャビティ群が上流側キャビティ群を成し、前記下流側のキャビティ群が下流側キャビティ群を成してもよい。

【0031】

上記目的を達成するための発明に係る一態様としての圧縮機は、
以上のいずれかの前記圧縮機ロータと、前記圧縮機ケーシングと、を備える。

【0032】

上記目的を達成するための発明に係る一態様としてのガスタービンは、
前記圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された空気中で燃料を燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、前記燃焼ガスで駆動するタービンと、を備える。 10

【発明の効果】

【0033】

本発明に係る一態様によれば、気体圧縮流路を流れる気体の温度変化に対するロータ軸の熱応答性をより高めることができる。

【図面の簡単な説明】

【0034】

【図1】本発明に係る一実施形態におけるガスタービンの要部切欠側面図である。

【図2】本発明に係る第一実施形態における圧縮機の要部断面図である。

【図3】本発明に係る第一実施形態におけるロータディスクを示し、同図(A)はロータディスクの断面図であり、同図(B)は同図(A)におけるB矢視図である。 20

【図4】本発明に係る第一実施形態における圧縮機の動翼及び静翼周りの要部断面図である。

【図5】本発明に係る第一実施形態におけるトルクピンの斜視図である。

【図6】本発明に係る第一実施形態における圧縮機内での気体の流れを示す説明図である。

【図7】本発明に係る第一実施形態におけるロータ軸内での気体の周速変化を示すグラフである。

【図8】本発明に係る第一実施形態に対する比較例におけるロータ軸内での気体の周速変化を示すグラフである。 30

【図9】本発明に係る第一実施形態に対する比較例におけるロータ軸の要部断面図である。

【図10】本発明に係る第二実施形態における圧縮機の要部断面図である。

【図11】本発明に係る第二実施形態におけるロータディスクを示し、同図(A)はロータディスクの断面図であり、同図(B)は同図(A)におけるB矢視図である。

【図12】本発明に係る第二実施形態における圧縮機内での気体の流れを示す説明図である。

【図13】本発明に係る第二実施形態におけるロータ軸内での気体の周速変化を示すグラフである。

【図14】図11におけるXIV矢視図に対応する矢視図であって、本発明に係る第二実施形態の第一変形例におけるロータディスクの矢視図である。 40

【図15】図11におけるXV矢視図に対応する矢視図であって、本発明に係る第二実施形態の第一変形例におけるロータディスクの矢視図である。

【図16】図14における位置P2周りの詳細模式図である。

【図17】図14における位置P3周りの詳細模式図である。

【図18】図14における位置P4周りの詳細模式図である。

【図19】図15における位置P5周りの詳細模式図である。

【図20】図16における位置P6周りの詳細模式図である。

【図21】本発明に係る第二実施形態の第一変形例における下流側キャビティ群のトルクピンの斜視図である。 50

【図 2 2】本発明に係る第二実施形態の第一変形例における上流側キャビティ群のトルクピンの斜視図である。

【図 2 3】本発明に係る第二実施形態の第二変形例であって、図 1 4 における位置 P 7 又は P 8 周りの詳細模式図である。

【図 2 4】本発明に係る第二実施形態の第二変形例における他の例であって、図 1 4 における位置 P 7 又は P 8 周りの詳細模式図である。

【図 2 5】本発明に係る第二実施形態の第二変形例であって、図 1 5 における位置 P 9 周りの詳細模式図である。

【図 2 6】本発明に係る第二実施形態の第二変形例における他の例であって、図 1 5 における位置 P 9 周りの詳細模式図である。

10

【図 2 7】本発明に係る第二実施形態の第二変形例であって、図 1 5 における位置 P 1 0 周りの詳細模式図である。

【図 2 8】本発明に係る第二実施形態の第二変形例における他の例であって、図 1 5 における位置 P 1 0 周りの詳細模式図である。

【図 2 9】本発明に係る第二実施形態の第二変形例であって、図 1 5 における位置 P 1 1 周りの詳細模式図である。

【図 3 0】本発明に係る第二実施形態の第三変形例であって、径方向流路又は軸方向流路の断面図である。

【図 3 1】本発明に係る第二実施形態の第三変形例における他の例であって、径方向流路又は軸方向流路の断面図である。

20

【図 3 2】本発明に係る第一実施形態の他の変形例における圧縮機内での気体の流れを示す説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0035】

以下、本発明に係る各種実施形態について、図面を参照して詳細に説明する。

【0036】

「ガスタービンの実施形態」

ガスタービンの一実施形態について、図 1 を参照して説明する。

【0037】

本実施形態のガスタービンは、図 1 に示すように、外気を圧縮して圧縮空気を生成する圧縮機 1 と、燃料供給源からの燃料を圧縮空気に混合して燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器 2 と、燃焼ガスにより駆動するタービン 3 と、を備えている。

30

【0038】

圧縮機 1 は、軸線 A r を中心として回転する圧縮機ロータ 2 0 と、この圧縮機ロータ 2 0 を覆う筒状の圧縮機ケーシング 1 0 とを有する。なお、以下では、軸線 A r が延びている方向を軸方向 D a とする。また、軸方向 D a の一方側を上流側、この軸方向の他方側を下流側とする。軸線 A r を基準にした径方向を単に径方向 D r とする。また、この径方向 D r で軸線 A r から遠ざかる側を径方向外側とし、この径方向 D r で軸線 A r に近づく側を径方向内側とする。圧縮機ケーシング 1 0 の上流側は、開口が形成されている。この開口は、圧縮機 1 が外部から空気を取り込む取込口 1 1 i を成す。

40

【0039】

タービン 3 は、圧縮機 1 の下流側に配置されている。このタービン 3 は、軸線 A r を中心として回転するタービンロータ 4 と、このタービンロータ 4 を覆う筒状のタービンケーシング 5 とを有する。圧縮機ロータ 2 0 及びタービンロータ 4 は、同一の軸線 A r を中心として回転するもので、相互に連結され、ガスタービンロータ 8 を成している。圧縮機ケーシング 1 0 及びタービンケーシング 5 は、相互に連結されてガスタービンケーシング 9 を成している。燃焼器 2 は、このガスタービンケーシング 9 に固定されている。

【0040】

「圧縮機の第一実施形態」

圧縮機の第一実施形態について、図 2 ~ 図 9 を参照して説明する。

50

【0041】

本実施形態の圧縮機は、先に説明したガスタービンの圧縮機1である。よって、本実施形態の圧縮機1は、軸線Arを中心として回転する圧縮機ロータ20と、この圧縮機ロータ20を覆う筒状の圧縮機ケーシング10とを有している。

【0042】

この圧縮機1は、図2に示すように、軸流圧縮機である。このため、圧縮機ロータ20は、軸線Arを中心として軸方向Daに延びているロータ軸21と、このロータ軸21の外周に固定され軸方向Daに並んでいる複数の動翼列81と、を有している。圧縮機ケーシング10の内周側には、各動翼列81の下流側の位置に静翼列11が固定されている。

【0043】

1つの静翼列11は、複数の静翼12を有している。これら複数の静翼12は、軸線Arを中心として周方向Dcに並んで、1つの静翼列11を構成する。また、1つの動翼列81は、複数の動翼82を有している。これら複数の動翼82は、軸線Arを中心として周方向Dcに並んで、1つの動翼列81を構成する。

【0044】

静翼12は、図4に示すように、径方向Drに延びる翼体13と、翼体13の径方向Dr外側に設けられている外側シュラウド14と、翼体13の径方向Dr内側に設けられている内側シュラウド15と、を有する。外側シュラウド14は、圧縮機ケーシング10の内周側に取り付けられている。内側シュラウド15には、その径方向Dr内側にシールリング16が設けられている。動翼82は、径方向Drに延びる翼体83と、翼体83の径方向Dr内側に設けられているプラットフォーム84と、プラットフォーム84の径方向Dr内側に設けられている翼根85と、を有する。翼根85はロータ軸21に埋め込まれている。

【0045】

この圧縮機1で圧縮過程の空気が通る空気圧縮流路19は、軸線Arを中心として環状を成している。この空気圧縮流路19の外周側は、圧縮機ケーシング10及び静翼12の外側シュラウド14により画定されている。また、この空気圧縮流路19の内周側は、動翼82のプラットフォーム84及び静翼12の内側シュラウド15により画定されている。空気は、圧縮機ロータ20の回転により、この空気圧縮流路19内を圧縮されつつ上流側から下流側に流れていく。

【0046】

ロータ軸21には、図2に示すように、複数の動翼列81の相互間の軸方向Daにおける各位置に、言い換えると、複数の静翼列11の軸方向Daにおける各位置に、軸線Arを中心として環状を成し、径方向Drで互いに離間している複数のキャビティ23が形成されている。軸方向Daで隣接する二つの動翼列81の相互間の軸方向Daにおける位置に形成されている複数のキャビティ23は、一つのキャビティ群22を構成する。よって、ロータ軸21には、複数のキャビティ群22が軸方向Daに並んで形成されている。

【0047】

一つのキャビティ群22は、ロータ軸21内で最も径方向Dr外側に形成されている外側キャビティ24と、この外側キャビティ24よりも径方向Dr内側に形成されている中間キャビティ25と、ロータ軸21内で最も径方向Dr内側に形成されている内側キャビティ26の三つのキャビティで構成されている。

【0048】

ロータ軸21には、さらに、外側キャビティ24と空気圧縮流路19とを連通させる径方向外側流路34と、外側キャビティ24と中間キャビティ25とを連通させる複数の径方向中間流路35と、が形成されている。径方向外側流路34は、軸線Arを中心として環状に広がる流路である。一方、複数の径方向中間流路35は、周方向Dcで互い離間している。

【0049】

ロータ軸21は、軸方向Daで互いに積層される複数のロータディスク41と、複数の

10

20

30

40

50

ロータディスク 4 1 及び複数の中間キャビティ 2 5 を軸方向 D a に貫通するスピンドルボルト 5 1 と、隣り合うロータディスク 4 1 相互の相対回転を規制する円柱状のトルクピン 5 5 と、を有する。

【 0 0 5 0 】

一つのロータディスク 4 1 には、一つの動翼列 8 1 が取り付けられている。よって、ロータディスク 4 1 は、複数の動翼列 8 1 毎に存在する。

【 0 0 5 1 】

図 3 に示すように、一つのキャビティ群 2 2 を構成する複数のキャビティ 2 3、このキャビティ群 2 2 の外側キャビティ 2 4 と空気圧縮流路 1 9 とを連通させる径方向外側流路 3 4、このキャビティ群 2 2 の外側キャビティ 2 4 と中間キャビティ 2 5 とを連通させる径方向中間流路 3 5 は、いずれも、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 4 1 間に形成されている。なお、同図 (A) は、ロータディスク 4 1 の断面図であり、同図 (B) は、同図 (A) における B 矢視図である。

【 0 0 5 2 】

一つのロータディスク 4 1 の上流側には、このロータディスク 4 1 の上流側の外側キャビティ 2 4 を形成するために下流側に向かって凹む上流側第一凹部 4 3 u と、このロータディスク 4 1 の上流側の中間キャビティ 2 5 を形成するために下流側に向かって凹む上流側第二凹部 4 5 u と、このロータディスク 4 1 の上流側に内側キャビティ 2 6 を形成するために下流側に向かって凹む上流側第三凹部 4 7 u と、が形成されている。よって、上流側第一凹部 4 3 u の径方向 D r 外側には、上流側第一凹部 4 3 u の底面に対して、相対的に軸方向 D a 上流側に向かって突出する環状の上流側第一アーム部 4 2 u が形成されている。また、上流側第一凹部 4 3 u と上流側第二凹部 4 5 u との間には、上流側第一凹部 4 3 u の底面及び上流側第二凹部 4 5 u の底面に対して、相対的に軸方向 D a 上流側に向かって突出する環状の上流側第二アーム部 4 4 u が形成されている。また、上流側第二凹部 4 5 u と上流側第三凹部 4 7 u との間には、上流側第二凹部 4 5 u の底面及び上流側第三凹部 4 7 u の底面に対して、相対的に軸方向 D a 上流側に向かって突出する環状の上流側第三アーム部 4 6 u が形成されている。

【 0 0 5 3 】

環状の上流側第二アーム部 4 4 u には、下流側に向かって凹んで、上流側第一凹部 4 3 u と上流側第二凹部 4 5 u とを連通させる複数の上流側ピン溝 4 4 u p が形成されている。

【 0 0 5 4 】

また、一つのロータディスク 4 1 の下流側には、このロータディスク 4 1 の下流側の外側キャビティ 2 4 を形成するために上流側に向かって凹む下流側第一凹部 4 3 d と、このロータディスク 4 1 の下流側の中間キャビティ 2 5 を形成するために上流側に向かって凹む下流側第二凹部 4 5 d と、このロータディスク 4 1 の下流側に内側キャビティ 2 6 を形成するために上流側に向かって凹む下流側第三凹部 4 7 d と、が形成されている。よって、下流側第一凹部 4 3 d の径方向 D r 外側には、下流側第一凹部 4 3 d の底面に対して、相対的に軸方向 D a 下流側に向かって突出する環状の下流側第一アーム部 4 2 d が形成されている。また、下流側第一凹部 4 3 d と下流側第二凹部 4 5 d との間には、下流側第一凹部 4 3 d の底面及び下流側第二凹部 4 5 d の底面に対して、相対的に軸方向 D a 下流側に向かって突出する環状の下流側第二アーム部 4 4 d が形成されている。また、下流側第二凹部 4 5 d と下流側第三凹部 4 7 d との間には、下流側第二凹部 4 5 d の底面及び下流側第三凹部 4 7 d の底面に対して、相対的に軸方向 D a 下流側に向かって突出する環状の下流側第三アーム部 4 6 d が形成されている。

【 0 0 5 5 】

環状の下流側第二アーム部 4 4 d には、上流側に向かって凹んで、下流側第一凹部 4 3 d と下流側第二凹部 4 5 d とを連通させる複数の下流側ピン溝 4 4 d p が形成されている。

【 0 0 5 6 】

外側キャビティ 24 は、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 41 のうちの上流側のロータディスク 41 における下流側第一凹部 43 d と、下流側のロータディスク 41 における上流側第一凹部 43 u とにより画定される。中間キャビティ 25 は、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 41 のうちの上流側のロータディスク 41 における下流側第二凹部 45 d と、下流側のロータディスク 41 における上流側第二凹部とにより画定される。内側キャビティ 26 は、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 41 のうちの上流側のロータディスク 41 における下流側第三凹部 47 d と、下流側のロータディスク 41 における上流側第三凹部 47 u とにより画定される。

【0057】

軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 41 のうちの上流側のロータディスク 41 における下流側第一アーム部 42 d と、下流側のロータディスク 41 における上流側第一アーム部 42 u とは、互いに軸方向 D a で対向し且つ離間している。径方向外側流路 34 は、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 41 のうちの上流側のロータディスク 41 における下流側第一アーム部 42 d と、下流側のロータディスク 41 における上流側第一アーム部 42 u とにより画定される。

【0058】

軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 41 のうちの上流側のロータディスク 41 における複数の下流側ピン溝 44 d p と、下流側のロータディスク 41 における複数の上流側ピン溝 44 u p とは、軸方向 D a で互いに対向している。トルクピン 55 が装着されるピン孔は、下流側ピン溝 44 d p と上流側ピン溝 44 u p とにより画定される。トルクピン 55 が装着されるピン孔は、円柱状のトルクピン 55 の形状に対応して円柱状を成す。

【0059】

ロータディスク 41 には、上流側第二凹部 45 u の底面から下流側第二凹部 45 d の底面に貫通して、スピンドルボルト 51 が挿通されるボルト貫通孔 48 が形成されている。また、ロータディスク 41 の径方向 D r 外側であって、上流側第一アーム部 42 u と下流側第二アーム部 44 d との間には、動翼 82 の翼根 85 (図 4 参照) が装着される動翼装着部 49 が形成されている。

【0060】

円柱状のトルクピン 55 には、図 5 に示すように、円柱の一方の端面から他方の端面に貫通する貫通孔 56 が形成されている。この貫通孔 56 は、径方向中間流路 35 を形成する。

【0061】

ロータ軸 21 で最も下流側の第一キャビティ群 22 と、図 2 に示すように、この第一キャビティ群 22 と軸方向 D a で隣り合う上流側の第二キャビティ群 22 とは、一組を成す。この組では、第一キャビティ群 22 が下流側キャビティ群 22 d を成し、第二キャビティ群 22 が上流側キャビティ群 22 u を成す。第二キャビティ群 22 と軸方向 D a で隣り合う上流側の第三キャビティ群 22 と、第三キャビティ群 22 と軸方向 D a で隣り合う上流側の第四キャビティ群 22 とは、一組を成す。この組では、第三キャビティ群 22 が下流側キャビティ群 22 d を成し、第四キャビティ群 22 が上流側キャビティ群 22 u を成す。第四キャビティ群 22 と軸方向 D a で隣り合う上流側の第五キャビティ群 22 と、第五キャビティ群 22 と軸方向 D a で隣り合う上流側の第六キャビティ群 22 とは、一組を成す。この組では、第五キャビティ群 22 が下流側キャビティ群 22 d を成し、第六キャビティ群 22 が上流側キャビティ群 22 u を成す。

【0062】

下流側キャビティ群 22 d の外側キャビティ 24 と空気圧縮流路 19 とを連通させる径方向外側流路 34 は、空気圧縮流路 19 中の空気を外側キャビティ 24 に流入させる入口流路 34 d を成す。また、上流側キャビティ群 22 u の外側キャビティ 24 と空気圧縮流路 19 とを連通させる径方向外側流路 34 は、外側キャビティ 24 内の空気を空気圧縮流路 19 中に流出させる出口流路 34 u を成す。

10

20

30

40

50

【 0 0 6 3 】

下流側キャビティ群 2 2 d と上流側キャビティ群 2 2 u との間のロータディスク 4 1 には、下流側キャビティ群 2 2 d の中間キャビティ 2 5 と上流側キャビティ群 2 2 u の中間キャビティ 2 5 とを連通させる軸方向流路 3 7 が形成されている。このロータディスク 4 1 のボルト貫通孔 4 8 は、図 3 に示すように、ここに挿通されるスピンドルボルト 5 1 の径方向 D r 内側の面との間に軸方向 D a に延びる隙間 4 8 s を形成する。この隙間 4 8 s が軸方向流路 3 7 を形成する。この軸方向流路 3 7 における下流側キャビティ群 2 2 d の中間キャビティ 2 5 に対する開口は、入口開口 3 7 i を成す。また、この軸方向流路 3 7 における上流側キャビティ群 2 2 u の中間キャビティ 2 5 に対する開口は、出口開口 3 7 o を成す。この軸方向流路 3 7 における入口開口 3 7 i の径方向 D r 外側縁は、下流側キャビティ群 2 2 d の中間キャビティ 2 5 の径方向 D r における中央位置よりも径方向 D r 内側に位置する。同様に、この軸方向流路 3 7 における出口開口 3 7 o の径方向 D r 外側縁も、上流側キャビティ群 2 2 u の中間キャビティ 2 5 の径方向 D r における中央位置よりも径方向 D r 内側に位置する。なお、中間キャビティ 2 5 の径方向 D r における中央位置とは、環状の中間キャビティ 2 5 を画定する内周面のうち、径方向内側内周面から径方向外側内周面までの径方向 D r の高さの $1/2$ の位置を示す。

10

【 0 0 6 4 】

このように、本実施形態では、下流側キャビティ群 2 2 d の中間キャビティ 2 5 と上流側キャビティ群 2 2 u の中間キャビティ 2 5 とを連通させる軸方向流路 3 7 が形成されている。このため、本実施形態において、下流側キャビティ群 2 2 d の中間キャビティ 2 5 と上流側キャビティ群 2 2 u の中間キャビティ 2 5 は、いずれも、軸方向連通キャビティを成す。ロータディスク 4 1 には、スピンドルボルト 5 1 が挿通される複数のボルト貫通孔 4 8 が軸線 A r を中心として周方向 D c に並んで形成されている。よって、ロータディスク 4 1 には、軸方向流路 3 7 も軸線 A r を中心として周方向 D c に並んで複数形成されている。

20

【 0 0 6 5 】

次に、圧縮機ケーシング 1 0 内での空気の流れについて、図 6 を用いて説明する。

【 0 0 6 6 】

圧縮機ケーシング 1 0 の取込口 1 1 i から供給された空気が空気圧縮流路 1 9 内に流入すると、空気は、この空気圧縮流路 1 9 内を下流側に流れつつ、次第に圧縮される。従って、空気圧縮流路 1 9 内の圧力は、下流側の方が高い。このため、一の動翼列 8 1 を基準にして下流側の空気圧縮流路 1 9 に連通する下流側キャビティ群 2 2 d の径方向外側流路 3 4 内の圧力は、この一の動翼列 8 1 を基準にして上流側の空気圧縮流路 1 9 に連通する上流側キャビティ群 2 2 u の径方向外側流路 3 4 内の圧力より高い。よって、下流側キャビティ群 2 2 d の径方向外側流路 3 4 には、空気圧縮流路 1 9 内の空気が流入する。このため、この径方向外側流路 3 4 は、前述したように、入口流路 3 4 d として機能する。

30

【 0 0 6 7 】

入口流路 3 4 d 内に流入した空気は、下流側キャビティ群 2 2 d の外側キャビティ 2 4 に流入する。この空気は、トルクピン 5 5 に形成されている径方向中間流路 3 5 を経て、中間キャビティ 2 5 に流入する。中間キャビティ 2 5 に流入した空気は、ロータディスク 4 1 のボルト貫通孔 4 8 とスピンドルボルト 5 1 との間の隙間 4 8 s で形成される軸方向流路 3 7 を経て、上流側キャビティ群 2 2 u の中間キャビティ 2 5 に流入する。この空気は、トルクピン 5 5 に形成されている径方向中間流路 3 5 を経て、上流側キャビティ群 2 2 u の外側キャビティ 2 4 に流入する。外側キャビティ 2 4 に流入した空気は、上流側キャビティ群 2 2 u の外側キャビティ 2 4 と空気圧縮流路 1 9 とを連通させる径方向外側流路 3 4 から空気圧縮流路 1 9 に流出する。このため、この径方向外側流路 3 4 は、前述したように、出口流路 3 4 u として機能する。

40

【 0 0 6 8 】

すなわち、本実施形態では、空気圧縮流路 1 9 内の軸方向 D a における圧力差をドライビングフォースとして、空気圧縮流路 1 9 中の空気の一部がここから下流側キャビティ群

50

22d及び上流側キャビティ群22uを経て空気圧縮流路19に戻る循環流を生じさせている。この循環流は、ロータ軸21中の各キャビティ内の換気を促進する。

【0069】

ところで、図4に示すように、動翼82の径方向外側端と、この径方向外側端と径方向Drで対向する圧縮機ケーシング10の内周面との間には、クリアランスがある。このクリアランスは、一般的にチップクリアランスCcと呼ばれ、圧縮機性能の観点から、できる限り小さいことが好ましい。

【0070】

圧縮機ロータ20、特にロータ軸21は、径方向Drの寸法が、圧縮機ケーシング10の径方向Drの厚さ寸法に比べて大きい。このため、圧縮機ロータ20は、圧縮機ケーシング10に対して熱容量が大きく、空気圧縮流路19を流れる空気の温度変化に対する熱応答性が圧縮機ケーシング10よりも低い。よって、空気圧縮流路19を流れる空気が温度変化した場合に、圧縮機ロータ20と圧縮機ケーシング10との熱応答性の差により、チップクリアランスCcに変化が生じる。

【0071】

チップクリアランスCcの変化が大きい場合、定常クリアランスを大きくする必要がある。なお、定常クリアランスとは、ガスタービンの安定運転が継続し、且つ圧縮機ロータ20及び圧縮機ケーシング10が共に継続して同じ温度になっているときのチップクリアランスCcである。この定常クリアランスが大きいと、ガスタービンの定常運転時、動翼82の径方向外側端と圧縮機ケーシング10の内周面との間を通過する空気が多くなる。このため、定常クリアランスが大きいと、ガスタービンの定常運転時における圧縮機性能が低くなるばかりか、ガスタービン性能も低くなる。

【0072】

そこで、本実施形態では、前述したように、ロータ軸21中に空気圧縮流路19内の空気を流すことで、空気圧縮流路19を流れる空気の温度変化に対する圧縮機ロータ20の熱応答性を高め、チップクリアランスCcの変化を小さくしている。本実施形態では、このように、チップクリアランスCcの変化が小さくなるので、定常クリアランスを小さくすることができる。よって、本実施形態では、ガスタービンの定常運転時における圧縮機性能を高めることができ、結果としてガスタービン性能を高めることができる。

【0073】

次に、図7及び図8を用いて、本実施形態において、圧縮機ロータ20の熱応答性が向上する理由について説明する。なお、図7及び図8において、横軸は空気の周速を示し、縦軸は径方向Drにおける軸線Arからの距離を示す。また、図7及び図8において、太破線はロータ軸21の周速を示し、細実線はロータ軸21内の空気の周速を示す。

【0074】

図7は、本実施形態におけるロータ軸21内での空気の周速変化を示す。同図に示すように、ロータ軸21は、軸線Ar上の位置での周速が0である。また、ロータ軸21は、軸線Arから遠ざかるに連れて、軸線Arからの距離に比例して周速が増加する。このため、ロータ軸21は、その外周面で最大周速Vになる。

【0075】

空気圧縮流路19の空気は、図6を用いて前述したように、入口流路34dを経て下流側キャビティ群22dの外側キャビティ24に流入する。この外側キャビティ24に流入した直後の空気の周速v1は、ロータ軸21の外周面における周速Vのほぼ半分である0.5Vとすることができる。なお、ここでは、外側キャビティ24に流入した直後の空気の周速v1を0.5Vとしているが、これは一例であり、クリアランス調整等によって、この周速v1を変えることができる。外側キャビティ24に流入した空気は、外側キャビティ24内をこの外側キャビティ24に対して相対的に周方向Dcに流れつつ径方向Dr内側に流れる。この空気の周速は、角運動量保存の法則により、軸線Arからの距離に反比例して大きくなる。このため、空気が外側キャビティ24内を径方向Dr内側に流れるに連れて、この空気の周速は増加する。空気が外側キャビティ24の径方向Dr内側端に

至ると、この空気の周速は v_2 になる。この周速 v_2 は、外側キャビティ24に流入した直後の空気の周速 v_1 よりも大きい。この空気は、ここで開口している複数の径方向中間流路35のうちのいずれかに流入する。径方向中間流路35に流入した空気は、径方向中間流路35内を径方向Dr内側に向かって流れて、中間キャビティ25に流入する。径方向中間流路35内の空気は、軸線Arを中心としてロータ軸21と一体に回転するため、径方向中間流路35内の空気の周速は、径方向中間流路35の周速とほぼ同じになる。

【0076】

なお、外側キャビティ24の径方向Dr内側端に至ったときの空気の周速 v_2 と、径方向中間流路35における径方向外側の開口である入口開口35di（図6参照）の周速 V_2 との間には、周速差（ $v_2 - V_2$ ）がある。このため、空気が外側キャビティ24から径方向中間流路35に流入した直後に、空気の周速が入口開口35diの周速と一致して、この周速差（ $v_2 - V_2$ ）が0になる。

10

【0077】

空気が中間キャビティ25内に流入すると、この空気は、中間キャビティ25内をこの中間キャビティ25に対して相対的に周方向Dcに流れつつ径方向Dr内側に流れる。この中間キャビティ25内でも、空気が中間キャビティ25内を径方向Dr内側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は増加する。このため、空気が中間キャビティ25内を径方向Dr内側に流れるに連れて、中間キャビティ25に対する周速差が大きくなる。空気が複数の軸方向流路37の入口開口37iのうち、いずれかの入口開口37iに至る直前では、この空気の周速は v_3 になる。この空気は、入口開口37iから軸方向流路37内に流入する。空気は、軸方向流路37内を上流側に向かって流れ、上流側キャビティ群22uの中間キャビティ25内に流入する。軸方向流路37内の空気は、軸線Arを中心としてロータ軸21と一体に回転するため、軸方向流路37内の空気の周速は、軸方向流路37の周速 V_3 とほぼ同じになる。

20

【0078】

なお、軸方向流路37の入口開口37i（図6参照）に至る直前の空気の周速 v_3 と、軸方向流路37の入口開口37iの周速 V_3 との間には、周速差（ $v_3 - V_3$ ）がある。このため、空気が中間キャビティ25から軸方向流路37に流入した直後に、空気の周速が入口開口37iの周速と一致して、この周速差（ $v_3 - V_3$ ）が0になる。

【0079】

30

空気が上流側キャビティ群22uの中間キャビティ25内に流入すると、中間キャビティ25内をこの中間キャビティ25に対して相対的に周方向Dcに流れつつ径方向Dr外側に流れる。この中間キャビティ25内では、空気が中間キャビティ25内を径方向Dr外側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は減少する。このため、空気が中間キャビティ25内を径方向Dr外側に流れるに連れて、中間キャビティ25に対する周速差が大きくなる。空気が中間キャビティ25の径方向Dr外側端に至ると、この空気の周速は v_{4a} になる。空気は、ここで開口している複数の径方向中間流路35のうちのいずれかに流入する。空気は、径方向中間流路35内を径方向Dr外側に向かって流れて、上流側キャビティ群22uの外側キャビティ24に流入する。径方向中間流路35内の空気は、軸線Arを中心としてロータ軸21と一体に回転するため、径方向中間流路35内の空気の周速は、径方向中間流路35の周速 V_{4a} とほぼ同じになる。

40

【0080】

なお、中間キャビティ25の径方向Dr外側端に至ったときの空気の周速 v_{4a} と、径方向中間流路35における径方向外側の開口である入口開口35ui（図6参照）の周速 V_{4a} との間には、周速差（ $v_{4a} - V_{4a}$ ）がある。このため、空気が中間キャビティ25から径方向中間流路35に流入した直後に、空気の周速が入口開口35uiの周速と一致して、この周速差（ $v_{4a} - V_{4a}$ ）が0になる。

【0081】

空気が外側キャビティ24内に流入すると、この空気は、外側キャビティ24内をこの外側キャビティ24に対して相対的に周方向Dcに流れつつ径方向Dr外側に流れる。こ

50

の外側キャビティ 24 内でも、空気が外側キャビティ 24 内を径方向 D r 外側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は減少する。このため、空気が外側キャビティ 24 内を径方向 D r 外側に流れるに連れて、外側キャビティ 24 に対する周速差が大きくなる。

【0082】

この空気は、出口流路 34 u を経て、空気圧縮流路 19 内に戻る。

【0083】

このように、本実施形態では、前述したように、空気圧縮流路 19 内の軸方向 D a における圧力差をドライビングフォースとして、空気圧縮流路 19 中の空気の一部がここから下流側キャビティ群 22 d 及び上流側キャビティ群 22 u を経て空気圧縮流路 19 に戻る循環流を生じさせている。すなわち、本実施形態では、空気圧縮流路 19 内の空気の一部が、下流側キャビティ群 22 d の外側キャビティ 24、下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25、上流側キャビティ群 22 u の外側キャビティ 24 内を、以上の順で流れて、空気圧縮流路 19 に戻る。このため、本実施形態では、ロータ軸 21 が回転している限り、下流側キャビティ群 22 d の外側キャビティ 24、下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25、上流側キャビティ群 22 u の外側キャビティ 24 内を流れる空気の循環流により、これらのキャビティ内を換気することができる。

【0084】

また、本実施形態では、空気圧縮流路 19 からの空気が流れる各キャビティ 23 内では、空気とキャビティ 23 との間に周速差がある。このため、キャビティ 23 を画定するロータディスク 41 の表面の熱伝達率を高めることができる。

【0085】

すなわち、本実施形態では、各キャビティ 23 内を空気圧縮流路 19 内を流れる空気です換気することができる。しかも、本実施形態では、ロータディスク 41 の壁面における熱伝達率を高めることができる。従って、本実施形態では、空気圧縮流路 19 を流れる空気の温度変化に対する圧縮機ロータ 20 の熱応答性を高めることができる。

【0086】

なお、ロータディスク 41 には、軸線 A r を中心として周方向 D c に並んで形成されている複数の軸方向流路 37 の軸方向 D a の中間位置で、複数の軸方向流路 37 を互いに連通させる周方向流路を形成してもよい。この周方向流路は、軸線 A r を中心として環状に形成されている。この周方向流路を形成した場合、軸方向流路 37 の入口開口 37 i に流入した空気は、軸方向 D a の上流側に向かって軸方向流路 37 内を流れて周方向流路に到達し、周方向流路を周方向に流れて、いずれかの軸方向流路 37 から上流側の中間キャビティ 25 に流入する。このような形態を採用しても、本実施形態と同様に圧縮機ロータ 20 の熱応答性を高める効果を得ることができる。

【0087】

次に、図 8 及び図 9 を用いて、上記実施形態に対する比較例におけるロータ軸内での空気の周速変化について説明する。

【0088】

本比較例は、図 9 に示すように、上記実施形態における下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25 と上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25 とが一体化し、一つのキャビティ 23 を成しているものである。ここでは、以下の説明の都合上、下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25 と上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25 とを一体化したキャビティを共有キャビティ 25 x とする。

【0089】

本比較例では、空気圧縮流路 19 内の空気が、ロータ軸 21 内の入口流路 34 d、下流側キャビティ群 22 d の外側キャビティ 24、下流側キャビティ群 22 d の径方向中間流路 35、共有キャビティ 25 x、上流側キャビティ群 22 u の径方向中間流路 35、上流側キャビティ群 22 u の外側キャビティ 24、出口流路 34 u を、以上の順で流れて、空

10

20

30

40

50

気圧縮流路 19 に戻る。

【0090】

空気圧縮流路 19 内の空気が共有キャビティ 25x に至る直前までの空気の周速変化は、上記実施形態と同様である。よって、共有キャビティ 25x に至る直前の空気、つまり下流側キャビティ群 22d の径方向中間流路 35 の径方向 Dr 内側端における空気の周速は、この位置でのロータ軸 21 の周速とほぼ同じである。

【0091】

下流側キャビティ群 22d の径方向中間流路 35 から共有キャビティ 25x 内に流入した空気は、上流側キャビティ群 22u の径方向中間流路 35 に流入する。共有キャビティ 25x には、その下流側部分の径方向 Dr 外側縁に下流側キャビティ群 22d の径方向中間流路 35 の出口開口が形成され、その上流側部分の径方向 Dr 外側縁に上流側キャビティ群 22u の径方向中間流路 35 の入口開口が形成されている。一方で、この共有キャビティ 25x の径方向 Dr 内側の領域には、流路の開口が一切形成されていない。このため、下流側キャビティ群 22d の径方向中間流路 35 から共有キャビティ 25x 内に流入した空気は、共有キャビティ 25x 内の径方向 Dr 外側領域を上流側に向かって流れて、上流側キャビティ群 22u の径方向中間流路 35 に流入する。よって、共有キャビティ 25x 内の径方向 Dr 内側領域では、空気が滞留し、空気圧縮流路 19 からの空気の流れがほとんどない。

【0092】

上流側キャビティ群 22u の径方向中間流路 35 に流入した空気の周速変化は、以降、上記実施形態と同様である。

【0093】

本比較例では、空気圧縮流路 19 内の空気が共有キャビティ 25x 内に流入するものの、前述したように、この空気は、共有キャビティ 25x 内の径方向 Dr 外側領域を上流側に向かって流れ、共有キャビティ 25x 内の径方向 Dr 内側領域では、空気が滞留している。このため、本比較例では、共有キャビティ 25x 内に径方向 Dr 内側領域を効果的に換気することができない。さらに、本比較例では、共有キャビティ 25x 内に流入した空気が、その後、共有キャビティ 25x 内であまり径方向 Dr に流れないため、径方向 Dr への流れに伴う空気とキャビティ 23 との間の周速差がほとんど生じない。

【0094】

そこで、上記実施形態では、本比較例の共有キャビティ 25x に対応する下流側キャビティ群 22d の中間キャビティ 25 と上流側キャビティ群 22u の中間キャビティ 25 とを連通させる軸方向流路 37 における入口開口 37i 及び出口開口 37o の位置を前述した位置に形成している。すなわち、上記実施形態では、図 6 に示すように、軸方向流路 37 における入口開口 37i の径方向 Dr 外側縁を、下流側キャビティ群 22d の中間キャビティ 25 の径方向 Dr における中央位置よりも径方向 Dr 内側に位置させると共に、この軸方向流路 37 における出口開口 37o の径方向 Dr 外側縁も、上流側キャビティ群 22u の中間キャビティ 25 の径方向 Dr における中央位置よりも径方向 Dr 内側に位置させている。

【0095】

「圧縮機の第二実施形態」

圧縮機の第二実施形態について、図 10 ~ 図 13 を参照して説明する。

【0096】

上記第一実施形態における圧縮機では、下流側キャビティ群 22d の中間キャビティ 25 と上流側キャビティ群 22u の中間キャビティ 25 とを軸方向流路 37 で連通させている。本実施形態では、図 10 に示すように、下流側キャビティ群 22d の内側キャビティ 26 と上流側キャビティ群 22u の内側キャビティ 26 とを軸方向流路 39 で連通させている。よって、本実施形態において、下流側キャビティ群 22d の内側キャビティ 26 と上流側キャビティ群 22u の内側キャビティ 26 が、軸方向連通キャビティを成す。

【0097】

また、本実施形態のロータ軸 2 1 には、外側キャビティ 2 4 と空気圧縮流路 1 9 とを連通させる径方向外側流路 3 4 と、外側キャビティ 2 4 と中間キャビティ 2 5 とを連通させる複数の径方向中間流路 3 5 の他に、中間キャビティ 2 5 と内側キャビティ 2 6 とを連通させる複数の径方向内側流路 3 8 が形成されている。本実施形態における複数の径方向中間流路 3 5 は、上記第一実施形態における複数の径方向中間流路 3 5 と同様に、周方向 D c で互いに離間している。また、本実施形態における複数の径方向内側流路 3 8 も、上記第一実施形態における複数の径方向中間流路 3 5 と同様に、周方向 D c で互いに離間している。

【 0 0 9 8 】

一つのキャビティ群 2 2 を構成する複数のキャビティ 2 3、このキャビティ群 2 2 の外側キャビティ 2 4 と空気圧縮流路 1 9 とを連通させる径方向外側流路 3 4、このキャビティ群 2 2 の外側キャビティ 2 4 と中間キャビティ 2 5 とを連通させる径方向中間流路 3 5、さらに、このキャビティ群 2 2 の中間キャビティ 2 5 と内側キャビティ 2 6 とを連通させる径方向内側流路 3 8 は、図 1 1 に示すように、いずれも、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 4 1 間に形成されている。なお、同図 (A) は、ロータディスク 4 1 の断面図であり、同図 (B) は、同図 (A) における B 矢視図である。

【 0 0 9 9 】

一つのロータディスク 4 1 の上流側には、上記第一実施形態と同様、上流側第一アーム部 4 2 u、上流側第一凹部 4 3 u、上流側第二アーム部 4 4 u、上流側第二凹部 4 5 u、上流側第三アーム部 4 6 u、上流側第三凹部 4 7 u が形成されている。環状の上流側第二アーム部 4 4 u には、上記第一実施形態と同様、下流側に向かって凹んで、上流側第一凹部 4 3 u と上流側第二凹部 4 5 u とを連通させる複数の上流側ピン溝 4 4 u p が形成されている。さらに、環状の上流側第三アーム部 4 6 u には、下流側に向かって凹んで、上流側第二凹部 4 5 u と上流側第三凹部 4 7 u とを連通させる複数の上流側流路溝 4 6 u p が形成されている。

【 0 1 0 0 】

また、一つのロータディスク 4 1 の下流側には、下流側第一アーム部 4 2 d、下流側第一凹部 4 3 d、下流側第二アーム部 4 4 d、下流側第二凹部 4 5 d、下流側第三アーム部 4 6 d、下流側第三凹部 4 7 d が形成されている。環状の下流側第二アーム部 4 4 d には、上記第一実施形態と同様、上流側に向かって凹んで、下流側第一凹部 4 3 d と下流側第二凹部 4 5 d とを連通させる複数の下流側ピン溝 4 4 d p が形成されている。さらに、環状の下流側第三アーム部 4 6 d には、上流側に向かって凹んで、下流側第二凹部 4 5 d と下流側第三凹部 4 7 d とを連通させる複数の下流側流路溝 4 6 d p が形成されている。

【 0 1 0 1 】

上記第一実施形態と同様、本実施形態でも、外側キャビティ 2 4 は、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 4 1 のうちの上流側のロータディスク 4 1 における下流側第一凹部 4 3 d と、下流側のロータディスク 4 1 における上流側第一凹部 4 3 u とにより画定される。中間キャビティ 2 5 は、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 4 1 のうちの上流側のロータディスク 4 1 における下流側第二凹部 4 5 d と、下流側のロータディスク 4 1 における上流側第二凹部 4 5 u とにより画定される。内側キャビティ 2 6 は、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 4 1 のうちの上流側のロータディスク 4 1 における下流側第三凹部 4 7 d と、下流側のロータディスク 4 1 における上流側第三凹部 4 7 u とにより画定される。

【 0 1 0 2 】

また、径方向外側流路 3 4 は、軸方向 D a で隣接する二つのロータディスク 4 1 のうちの上流側のロータディスク 4 1 における下流側第一アーム部 4 2 d と、下流側のロータディスク 4 1 における上流側第一アーム部 4 2 u とにより画定される。

【 0 1 0 3 】

トルクピン 5 5 が装着されるピン孔は、下流側ピン溝 4 4 d p と上流側ピン溝 4 4 u p とにより画定される。このトルクピン 5 5 には、上記第一実施形態と同様、径方向中間流

10

20

30

40

50

路 3 5 を成す貫通孔 5 6 が形成されている。

【 0 1 0 4 】

ロータ軸 2 1 で組を成すキャビティ群 2 2 のうち、下流側キャビティ群 2 2 d の外側キャビティ 2 4 と空気圧縮流路 1 9 とを連通させる径方向外側流路 3 4 は、空気圧縮流路 1 9 中の空気を外側キャビティ 2 4 に流入させる入口流路 3 4 d を成す。また、上流側キャビティ群 2 2 u の外側キャビティ 2 4 と空気圧縮流路 1 9 とを連通させる径方向外側流路 3 4 は、外側キャビティ 2 4 内の空気を空気圧縮流路 1 9 中に流出させる出口流路 3 4 u を成す。

【 0 1 0 5 】

下流側キャビティ群 2 2 d と上流側キャビティ群 2 2 u との間のロータディスク 4 1 には、下流側キャビティ群 2 2 d の内側キャビティ 2 6 と上流側キャビティ群 2 2 u の内側キャビティ 2 6 とを連通させる前述の軸方向流路 3 9 が形成されている。このため、下流側キャビティ群 2 2 d と上流側キャビティ群 2 2 u との間のロータディスク 4 1 には、第一実施形態のように、下流側キャビティ群 2 2 d の中間キャビティ 2 5 と上流側キャビティ群 2 2 u の中間キャビティ 2 5 とを連通させる軸方向流路 3 7 は形成されていない。

【 0 1 0 6 】

軸方向流路 3 9 における下流側キャビティ群 2 2 d の内側キャビティ 2 6 に対する開口は、入口開口 3 9 i を成す。この軸方向流路 3 9 における入口開口 3 9 i の径方向 D r 外側縁は、下流側キャビティ群 2 2 d の内側キャビティ 2 6 の径方向 D r における中央位置よりも径方向 D r 内側に位置する。軸方向流路 3 9 における上流側キャビティ群 2 2 u の内側キャビティ 2 6 に対する開口は、出口開口 3 9 o を成す。この軸方向流路 3 9 における出口開口 3 9 o の径方向 D r 外側縁も、同様に、上流側キャビティ群 2 2 u の内側キャビティ 2 6 の径方向 D r における中央位置よりも径方向 D r 内側に位置する。なお、内側キャビティ 2 6 の径方向 D r における中央位置とは、環状の内側キャビティ 2 6 を画定する内周面のうち、径方向内側内周面から径方向外側内周面までの径方向 D r の高さの 1 / 2 の位置を示す。

【 0 1 0 7 】

次に、圧縮機ケーシング 1 0 内での空気の流れについて、図 1 2 を用いて説明する。

【 0 1 0 8 】

本実施形態でも、上記第一実施形態と同様、下流側キャビティ群 2 2 d の外側キャビティ 2 4 と空気圧縮流路 1 9 とを連通させる径方向外側流路 3 4 は、入口流路 3 4 d として機能し、ここに空気圧縮流路 1 9 内の空気が流入する。

【 0 1 0 9 】

本実施形態でも、上記実施形態と同様、空気圧縮流路 1 9 内の空気が、ロータ軸 2 1 内の入口流路 3 4 d、下流側キャビティ群 2 2 d の外側キャビティ 2 4、下流側キャビティ群 2 2 d の径方向中間流路 3 5、下流側キャビティ群 2 2 d の中間キャビティ 2 5 を、以上の順で流れる。その後、下流側キャビティ群 2 2 d の中間キャビティ 2 5 に流入した空気は、下流側キャビティ群 2 2 d の径方向内側流路 3 8、下流側キャビティ群 2 2 d の内側キャビティ 2 6 を、以上の順で流れる。下流側キャビティ群 2 2 d の内側キャビティ 2 6 に流入した空気は、軸方向流路 3 9 を経て、上流側キャビティ群 2 2 u の内側キャビティ 2 6 に流入する。上流側キャビティ群 2 2 u の内側キャビティ 2 6 に流入した空気は、上流側キャビティ群 2 2 u の径方向内側流路 3 8 を経て、上流側キャビティ群 2 2 u の中間キャビティ 2 5 に流入する。上流側キャビティ群 2 2 u の中間キャビティ 2 5 に流入した空気は、上記実施形態と同様、上流側キャビティ群 2 2 u の径方向中間流路 3 5、上流側キャビティ群 2 2 u の外側キャビティ 2 4、出口流路 3 4 u を、以上の順で流れて、空気圧縮流路 1 9 に戻る。

【 0 1 1 0 】

次に、図 1 3 を用いて、本実施形態におけるロータ軸 2 1 内での空気の周速変化について説明する。

【 0 1 1 1 】

空気圧縮流路 19 内の空気が下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25 に至るまでの、この空気の周速変化は、上記実施形態と同様である。空気が下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25 内に流入すると、中間キャビティ 25 内をこの中間キャビティ 25 に対して相対的に周方向 D c に流れつつ径方向 D r 内側に流れる。この中間キャビティ 25 内では、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D r 内側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は増加する。このため、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D r 内側に流れるに連れて、中間キャビティ 25 に対する周速差が大きくなる。空気が中間キャビティ 25 の径方向 D r 内側端に至ると、空気は、ここで開口している複数の径方向内側流路 38 のうちのいずれかに流入する。空気は、径方向内側流路 38 内を径方向 D r 内側に向かって流れて、下流側キャビティ群 22 d の内側キャビティ 26 に流入する。径方向内側流路 38 内の空気は、軸線 A r を中心としてロータ軸 21 と一体に回転するため、径方向内側流路 38 内の空気の周速は、径方向 内側流路 38 の周速とほぼ同じになる。

10

【0112】

空気が内側キャビティ 26 内に流入すると、この空気は、内側キャビティ 26 内をこの内側キャビティ 26 に対して相対的に周方向 D c に流れつつ径方向 D r 内側に流れる。この内側キャビティ 26 内でも、空気が内側キャビティ 26 内を径方向 D r 内側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は増加する。このため、空気が内側キャビティ 26 内を径方向 D r 内側に流れるに連れて、内側キャビティ 26 に対する周速差が大きくなる。空気が複数の軸方向流路 39 の開口のうち、いずれかの開口に至ると、この開口から軸方向流路 39 内に流入する。空気は、軸方向流路 39 内を上流側に向かって流れ、上流側キャビティ群 22 u の内側キャビティ 26 内に流入する。軸方向流路 39 内の空気は、軸線 A r を中心としてロータ軸 21 と一体に回転するため、軸方向流路 39 内の空気の周速は、軸方向流路 39 の周速とほぼ同じになる。

20

【0113】

空気が上流側キャビティ群 22 u の内側キャビティ 26 内に流入すると、内側キャビティ 26 内をこの内側キャビティ 26 に対して相対的に周方向 D c に流れつつ径方向 D r 外側に流れる。この内側キャビティ 26 内では、空気が内側キャビティ 26 内を径方向 D r 外側に流れるに連れて、角運動量保存の法則により、この空気の周速は減少する。このため、空気が内側キャビティ 26 内を径方向 D r 外側に流れるに連れて、内側キャビティ 26 に対する周速差が大きくなる。空気が内側キャビティ 26 の径方向 D r 外側端に至ると、空気は、ここで開口している複数の径方向内側流路 38 のうちのいずれかに流入する。空気は、径方向内側流路 38 内を径方向 D r 外側に向かって流れて、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25 に流入する。径方向内側流路 38 内の空気は、軸線 A r を中心としてロータ軸 21 と一体に回転するため、径方向内側流路 38 内の空気の周速は、径方向内側流路 38 の周速とほぼ同じになる。

30

【0114】

以降、空気が、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25、径方向中間流路 35、外側キャビティ 24、出口流路 34 u を経て、空気圧縮流路 19 に戻るまでの空気の周速変化は、上記実施形態と同様である。

40

【0115】

以上、本実施形態では、上記第一実施形態と同様、空気圧縮流路 19 内の軸方向 D a における圧力差をドライビングフォースとして、空気圧縮流路 19 中の空気の一部が、ここから下流側キャビティ群 22 d 及び上流側キャビティ群 22 u を経て空気圧縮流路 19 に戻る循環流を生じさせている。すなわち、本実施形態では、空気圧縮流路 19 内の空気の一部が、下流側キャビティ群 22 d の外側キャビティ 24、下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25、下流側キャビティ群 22 d の内側キャビティ 26、上流側キャビティ群 22 u の内側キャビティ 26、上流側キャビティ群 22 u の中間キャビティ 25、上流側キャビティ群 22 u の外側キャビティ 24 内を、以上の順で流れて、空気圧縮流路 19 内に戻る。このため、本実施形態では、ロータ軸 21 が回転している限り、下流側キャ

50

ピティ群 22d の各キャピティ内及び上流側キャピティ群 22u の各キャピティ内を流れる空気の循環流により、これらのキャピティ内を換気することができる。特に、本実施形態では、下流側キャピティ群 22d の内側キャピティ 26、上流側キャピティ群 22u の内側キャピティ 26 内にも循環流が流れる関係で、これらキャピティ内にも換気することができる。

【0116】

また、本実施形態でも、空気圧縮流路 19 から空気が流れる各キャピティ 23 内では、空気とキャピティ 23 との間に周速差がある。このため、キャピティ 23 を画定するロータディスク 41 の表面の熱伝達率を高めることができる。

【0117】

従って、本実施形態では、上記第一実施形態以上に、空気圧縮流路 19 を流れる空気の温度変化に対する圧縮機ロータ 20 の熱応答性を高めることができる。

【0118】

「第二実施形態の第一変形例」

上記第二実施形態の第一変形例について、図 14 ~ 図 22 を参照して説明する。

【0119】

上記第一及び第二実施形態において、いずれかのキャピティ 23 から径方向流路又は軸方向流路に空気が流入する際、この空気と流路とに大きな周速差があると、この空気が流路内にスムーズに流入しなくなり、空気流に圧力損失が生じる。

【0120】

そこで、本変形例では、空気と流路とに周速差があっても、この空気が流路内にスムーズに流入するようにして、空気流の圧力損失を低減している。このため、本変形例では、流路における入口開口を含む入口側部分は、入口開口に近づくに連れて、この入口開口に流入する空気の周方向 Dc の流れの入口開口に対する相対的な向きと反対側に向かうよう、形成されている。

【0121】

具体的に、図 14 及び図 16 に示すように、下流側キャピティ群 22d の外側キャピティ 24 と中間キャピティ 25 とを連通させる径方向中間流路 35d における径方向 Dr 外側の開口である入口開口 35di を含む入口側部分は、入口開口 35di に近づくに連れて、周方向 Dc のうちロータ軸 21 の回転側に向くよう形成されている。なお、図 14 は、図 11 における XIV 矢視を変形した本変形例のロータディスク 41 の要部矢視図である。すなわち、図 14 は、本変形例のロータディスク 41 を軸方 Da の下流側から上流側に向かって見た図である。また、図 16 は、図 14 における、径方向中間流路 35d の入口開口 35di の位置 P2 周りの詳細模式図である。

【0122】

図 7 を用いて前述したように、空気圧縮流路 19 から入口流路 34d を経て下流側キャピティ群 22d の外側キャピティ 24 に流入した直後の空気の周速 v_1 は、ロータ軸 21 の外周面における周速 V のほぼ半分である $0.5V$ とすることができる。この空気は、外側キャピティ 24 内をこの外側キャピティ 24 に対して相対的に周方向 Dc に流れつつ径方向 Dr 内側に流れる。この空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が外側キャピティ 24 内を径方向 Dr 内側に流れるに連れて増加する。よって、空気が外側キャピティ 24 内を径方向 Dr 内側に流れるに連れて、この空気の周速が径方向中間流路 35d の入口開口 35di の周速に近づく。しかしながら、空気が外側キャピティ 24 の径方向 Dr 内側端に至った時点でも、図 7 及び図 14 に示すように、この空気の周速 v_2 は、径方向中間流路 35d の入口開口 35di の周速 V_2 よりも遅い。

【0123】

従って、図 14 及び図 16 に示すように、この入口開口 35di に流入する空気の入口開口 35di に対する相対周速 v_{r2} ($= v_2 - V_2 < 0$) の向きは、周方向 Dc のうちロータ軸 21 の回転側とは反対側の反回転側となる。空気は、前述したように、外側キャピティ 24 から径方向中間流路 35d に流入する過程で、相対周速 v_{r2} ($= v_2 - V_2$

10

20

30

40

50

< 0) が 0 になるよう、その周速が増加する。そこで、ここでは、入口開口 35 d i に対して相対的に周方向 D c の反回転側に流れる空気が、この入口開口 35 d i で向かい受けられるようにするために、入口開口 35 d i を含む入口側部分を、入口側開口に近づくに連れて、周方向 D c の回転側に向くよう形成している。すなわち、径方向中間流路 35 d の入口部分を残りの部分に対して、回転側（回転方向側）に傾き角 θ_2 で傾ける。具体的に、外側キャビティ 24 内の入口開口 35 d i 付近での空気の相対速度を V_{A2} とし、この径方向成分である空気の径方向 D_r の相対流速を v_{dri} とした場合、 $\tan^{-1} \theta_2 = v_{r2} / v_{dri}$ とすることが好ましい。この傾き角 θ_2 は、相対流速 V_{A2} のベクトルの方向と一致する。このような傾き角 θ_2 を選定すれば、単に入口側部分を傾けるよりも、空気が外側キャビティ 24 から径方向中間流路 35 d に流入する過程での圧力損失をより小さくすることができる。

10

【0124】

なお、前述したように、入口流路 34 d を経て外側キャビティ 24 に流入した直後の空気の流速 V_1 は、入口流路 34 d の構造や圧縮機の運転条件等により、変化する。このため、入口開口 35 d i に対する空気の相対周速 v_{r2} ($= v_2 - V_2$) の向きは、ロータ軸 21 の回転側になる場合がある。この場合、径方向中間流路 35 d の入口開口 35 d i を含む入口側部分を、所定の角度だけ回転側（回転方向側）とは逆の反回転側（反回転方向側）に傾けるのが望ましい。

【0125】

本実施形態では、トルクピン 55 d にこの径方向中間流路 35 d を形成している。このため、この径方向中間流路 35 d を成すトルクピン 55 d の貫通孔 56 d は、図 21 に示すように、径方向 D_r 外側の開口である入口開口 35 d i を含む入口側部分が、入口開口 35 d i に近づくに連れて、周方向 D c の回転側に向くよう形成されている。

20

【0126】

また、本変形例において、図 14 及び図 17 に示すように、下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25 と内側キャビティ 26 とを連通させる径方向内側流路 38 d における径方向 D_r 外側の開口である入口開口 38 d i を含む入口側部分は、入口開口 38 d i に近づくに連れて、周方向 D c のうち反回転側に向くよう形成されている。さらに、図 14 及び図 18 に示すように、軸方向流路 39 における下流側キャビティ群 22 d の内側キャビティ 26 に対する開口である入口開口 39 i を含む入口側部分は、入口開口 39 i に近づくに連れて、周方向 D c のうち反回転側に向くよう形成されている。なお、図 17 は、図 14 における、径方向内側流路 38 d の入口開口 38 d i の位置 P3 周りの詳細模式図である。また、図 18 は、図 14 における、軸方向流路 39 の入口開口 39 i の位置 P4 周りの詳細模式図である。

30

【0127】

図 13 を用いて前述したように、空気が下流側キャビティ群 22 d の中間キャビティ 25 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて、この空気の周速は増加する。このため、この空気が中間キャビティ 25 の径方向 D_r 内側端に至った時点で、この空気の周速 v_3 は、径方向内側流路 38 d の入口開口 38 d i の周速 V_3 よりも速い。

【0128】

40

従って、図 14 及び図 17 に示すように、径方向内側流路 38 d の入口開口 38 d i に流入する空気の入口開口 38 d i に対する相対周速 v_{r3} ($= v_3 - V_3 > 0$) の向きは、周方向 D c の回転側になる。空気は、前述したように、空気が中間キャビティ 25 から径方向内側流路 38 d に流入する過程で、相対周速 v_{r3} ($= v_3 - V_3 > 0$) が 0 になるよう、その周速が減少する。そこで、ここでは、径方向内側流路 38 d の入口開口 38 d i に対して相対的に周方向 D c の回転側に流れる空気が、この入口開口 38 d i で向かい受けられるようにするために、この入口開口 38 d i を含む入口側部分を、入口開口 38 d i に近づくに連れて、周方向 D c の反回転側に向くよう形成している。すなわち、径方向内側流路 38 d の入口部分を残りの部分に対して、反回転側（反回転方向側）に傾き角 θ_3 で傾ける。具体的に、中間キャビティ 25 内の入口開口 38 d i 付近での空気の相

50

対速度を V_{A3} とし、この径方向成分である空気の径方向 D_c の相対流速を $v_{dr i}$ とした場合、 $\tan^{-1} \theta_3 = v_{r3} / v_{dr i}$ とすることが好ましい。この傾き角 θ_3 は、相対流速 V_{A3} のベクトルの方向と一致する。このような傾き角 θ_3 を選定すれば、単に入口側部分を傾けるよりも、空気が中間キャビティ 25 から径方向内側流路 $38d$ に流入する過程での圧力損失をより小さくすることができる。

【0129】

また、図13を用いて前述したように、空気が下流側キャビティ群 $22d$ の内側キャビティ 26 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて、この空気の周速は増加する。このため、この空気が内側キャビティ 26 内で軸方向流路 39 の入口開口 $39i$ に至る直前での空気の周速 v_4 は、軸方向流路 39 の入口開口 $39i$ の周速 V_4 よりも速い。

【0130】

従って、図14及び図18に示すように、軸方向流路 39 の入口開口 $39i$ に流入する直前の空気の入口開口 $39i$ に対する相対周速 $v_{r4} (= v_4 - V_4 > 0)$ の向きは、周方向 D_c の回転側になる。空気は、前述したように、空気が内側キャビティ 26 から軸方向流路 39 に流入する過程で、相対周速 $v_{r4} (= v_4 - V_4 > 0)$ が 0 になるよう、その周速が減少する。そこで、ここでは、軸方向流路 39 の入口開口 $39i$ に対して相対的に周方向 D_c の回転側に流れる空気が、この入口開口 $39i$ で向かい受けられるようにするために、これらの入口開口 $39i$ を含む入口側部分を、入口開口 $39i$ に近づくに連れて、周方向 D_c の反回転側に向くよう形成している。すなわち、軸方向流路 39 の入口部分を残りの部分に対して、反回転側（反回転方向側）に傾き角 θ_4 で傾ける。具体的に、内側キャビティ 26 内の入口開口 $39i$ 付近での空気の相対速度を V_{A4} とし、この軸方向成分である空気の軸方向 D_a の相対流速を v_{da} とした場合、 $\tan^{-1} \theta_4 = v_{r4} / v_{da}$ とすることが好ましい。この傾き角 θ_4 は、相対流速 V_{A4} のベクトルの方向と一致する。このような傾き角 θ_4 を選定すれば、単に入口側部分を傾けるよりも、空気が内側キャビティ 26 から軸方向流路 39 に流入する過程での圧力損失をより小さくすることができる。

【0131】

また、本変形例において、図15及び図19に示すように、上流側キャビティ群 $22u$ の内側キャビティ 26 と中間キャビティ 25 とを連通させる径方向内側流路 $38u$ における径方向 D_r 内側の開口である入口開口 $38ui$ を含む入口側部分は、入口開口 $38ui$ に近づくに連れて、周方向 D_c のうち回転側に向くよう形成されている。さらに、図15及び図20に示すように、上流側キャビティ群 $22u$ の中間キャビティ 25 と外側キャビティ 24 とを連通させる径方向中間流路 $35u$ における径方向 D_r 内側の開口である入口開口 $35ui$ を含む入口側部分も、入口開口 $35ui$ に近づくに連れて、周方向 D_c のうち回転側に向くよう形成されている。なお、図15は、図11における XV 矢視を変形した本変形例のロータディスク41の要部矢視図である。すなわち、図15は、本変形例のロータディスク41を軸方 D_a の上流側から下流側に向かって見た図である。従って、図14に描かれている周方向 D_c の回転側に対して、図15に描かれている周方向 D_c の回転側が逆側になる。また、図19は、図15における、径方向内側流路 $38u$ の入口開口 $38ui$ の位置 $P5$ 周りの詳細模式図である。図20は、図15における、径方向中間流路 $35u$ の入口開口 $35ui$ の位置 $P6$ 周りの詳細模式図である。

【0132】

図13を用いて前述したように、空気が上流側キャビティ群 $22u$ の内側キャビティ 26 内を径方向 D_r 外側に流れるに連れて、この空気の周速は減少する。このため、この空気が内側キャビティ 26 の径方向 D_r 外側端に至った時点で、この空気の周速 v_5 は、径方向内側流路 $38u$ の入口開口 $38ui$ の周速 V_5 よりも遅い。

【0133】

従って、図15及び図19に示すように、上流側キャビティ群 $22u$ における径方向内側流路 $38u$ の入口開口 $38ui$ に流入する空気の入口開口 $38ui$ に対する相対周速 $v_{r5} (= v_5 - V_5 < 0)$ の向きは、周方向 D_c の反回転側である。空気は、前述したよ

10

20

30

40

50

うに、内側キャビティ 26 から径方向内側流路 38u に流入する過程で、相対周速 v_{r5} ($= v_5 - V_5 < 0$) が 0 になるよう、その周速が増加する。そこで、ここでは、径方向内側流路 38u の入口開口 38ui に対して相対的に周方向 Dc の反回転側に流れる空気が、これらの入口開口 38ui で向かい受けられるようにするため、これらの入口開口 38ui を含む入口側部分を、入口開口 38ui に近づくに連れて、周方向 Dc の回転側に向くよう形成している。すなわち、径方向内側流路 38u の入口部分を残りの部分に対して、回転側（回転方向側）に傾き角 θ_5 だけ傾ける。具体的に、内側キャビティ 26 内の入口開口 38ui 付近での空気の相対速度を V_{A5} とし、この径方向成分である空気の径方向 Dc の相対流速を v_{dro} とした場合、 $\tan^{-1} \theta_5 = v_{r5} / v_{dro}$ とすることが好ましい。この傾き角 θ_5 は、相対流速 V_{A5} のベクトルの方向と一致する。このような傾き角 θ_5 を選定すれば、単に入口側部分を傾けるよりも、空気が内側キャビティ 26 から径方向内側流路 38u に流入する過程での圧力損失をより小さくすることができる。

【0134】

また、図 13 を用いて前述したように、空気が上流側キャビティ群 22u の中間キャビティ 25 を径方向 Dr 外側に流れるに連れて、この空気の周速も減少する。このため、この空気が中間キャビティ 25 の径方向 Dr 外側端に至った時点で、この空気の周速 v_6 は、径方向中間流路 35u の入口開口 35ui の周速 V_6 よりも遅い。

【0135】

従って、図 15 及び図 20 に示すように、上流側キャビティ群 22u における径方向中間流路 35u の入口開口 35ui に流入する空気の入口開口 35ui に対する相対周速 v_{r6} ($= v_6 - V_6 < 0$) の向きは、周方向 Dc の反回転側である。空気は、前述したように、中間キャビティ 25 から径方向中間流路 35u に流入する過程で、相対周速 v_{r6} ($= v_6 - V_6$) が 0 になるよう、その周速が増加する。そこで、ここでは、径方向中間流路 35u の入口開口 35ui に対して相対的に周方向 Dc の反回転側に流れる空気が、この入口開口 35ui で向かい受けられるようにするため、これらの入口開口 35ui を含む入口側部分を、入口開口 35ui に近づくに連れて、周方向 Dc の回転側に向くよう形成している。すなわち、径方向中間流路 35u の入口部分を残りの部分に対して、回転側（回転方向側）に傾き角 θ_6 だけ傾ける。具体的に、中間キャビティ 25 内の入口開口 35ui 付近での空気の相対速度を V_{A6} とし、この径方向成分である空気の径方向 Dc の相対流速を v_{dro} とした場合、 $\tan^{-1} \theta_6 = v_{r6} / v_{dro}$ とすることが好ましい。この傾き角 θ_6 は、相対流速 V_{A6} のベクトルの方向と一致する。このような傾き角 θ_6 を選定すれば、単に入口側部分を傾けるよりも、空気が中間キャビティ 25 から径方向中間流路 35u に流入する過程での圧力損失をより小さくすることができる。

【0136】

本実施形態では、トルクピン 55u にこの径方向中間流路 35u を形成している。このため、この径方向中間流路 35u を成すトルクピン 55u の貫通孔 56u は、図 22 に示すように、径方向 Dr 内側の開口である入口開口 35ui を含む入口側部分が、入口開口 35ui に近づくに連れて、周方向 Dc の回転側に向くよう形成されている。

【0137】

なお、本変形例は、第二実施形態の第一変形例であるが、第一実施形態においても同様に変形してもよい。

【0138】

「第二実施形態の第二変形例」

次に、上記第二実施形態の第二変形例について、図 23 ~ 図 29 を参照して説明する。

【0139】

本変形例は、径方向流路又は軸方向流路の出口部分に、ロータ軸 21 の回転方向側、又回転方向側に対して反対側の反回転側に向けて傾きを与えた例である。前述した第一変形例に示す下流側キャビティ群 22d の径方向流路と上流側キャビティ群 22u の径方向流路及び軸方向流路の各流路の出口部分は、回転方向に対して傾くことなく、径方向 Dr 又は軸方向 Da に一致する方向に開口する例である。しかしながら、これらの出口部分を回

10

20

30

40

50

転方向側に又は回転方向側に対して反対側（反回転側）に傾けてもよい。

【 0 1 4 0 】

図 2 3 は、下流側キャビティ群 2 2 d の径方向中間流路 3 5 d の径方向内側の出口開口 3 5 d o を含む出口側部分 3 5 d o p を、回転方向側に傾けた例を示す。また、図 2 4 は、径方向中間流路 3 5 d の出口開口 3 5 d o を含む出口側部分 3 5 d o p を、回転方向側に対して反対側の反回転側に傾けた例を示す。なお、図 2 3 及び図 2 4 は、図 1 4 における径方向中間流路 3 5 d の出口開口 3 5 d o の位置 P 7 周りの詳細模式図である。

【 0 1 4 1 】

図 2 3 に示すように、径方向中間流路 3 5 d の出口側部分 3 5 d o p を径方向中間流路 3 5 d の残りの部分に対して回転方向側に傾き角 α_1 で傾けた場合、径方向中間流路 3 5 d 内の中間部を流れる空気は、周速 V_2 、径方向速度 $v_{dr i}$ で流れる。径方向中間流路 3 5 d の出口側部分 3 5 d o p を、回転方向側に傾き角 α_1 で傾けることにより、傾けた後の出口側部分 3 5 d o p における軸方向速度（出口側部分 3 5 d o p における流路の軸方向速度）は、 $v_{dr i L}$ になる。この出口側部分 3 5 d o p の軸方向速度 $v_{dr i L}$ の周方向 D_c の速度成分（相対周速） $v_{r 2 1}$ が、空気の周速 V_2 に付加される。すなわち、径方向中間流路 3 5 d の出口側部分 3 5 d o p において、空気の周速 V_3 は、 $(V_2 + v_{r 2 1})$ となる。つまり、出口側部分 3 5 d o p から中間キャビティ 2 5（軸方向連通キャビティ）に流入した直後の空気は、中間キャビティ 2 5 との相対周速差 $v_{r 2 1}$ だけ速い周速 V_3 で径方向 D_r 内側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が中間キャビティ 2 5 内を径方向 D_r 内側に流れるに連れて増加する。つまり、空気が径方向 D_r 内側方向に流れるに連れて、中間キャビティ 2 5 との間の周速差が拡大して、空気が径方向内側流路 3 8 d に流入する際の圧力損失は増加するものの、空気と中間キャビティ 2 5 との間の熱伝達率が高まり、熱伝達が促進される。

【 0 1 4 2 】

一方、図 2 4 に示すように、径方向中間流路 3 5 d の出口側部分 3 5 d o p を径方向中間流路 3 5 d の残りの部分に対して反回転側に傾き角 α_2 で傾けた場合、径方向中間流路 3 5 d 内の中間部を流れる空気は、周速 V_2 、径方向速度 $v_{dr i}$ で流れる。径方向中間流路 3 5 d の径方向 D_r 内側の出口側部分 3 5 d o p を回転方向側に対して逆方向の反回転側に傾き角 α_2 で傾けることにより、傾けた後の出口側部分 3 5 d o p における軸方向速度（出口側部分 3 5 d o p における流路の軸方向速度）は、 $v_{dr i M}$ になる。出口側部分 3 5 d o p において、この出口側部分 3 5 d o p の軸方向速度 $v_{dr i M}$ の周方向 D_c の速度成分（相対周速） $v_{r 2 2}$ だけ、空気の周速は減少する。すなわち、径方向中間流路 3 5 d の出口側部分 3 5 d o p において、空気の周速 V_3 は、 $(V_2 - v_{r 2 2})$ となる。つまり、出口側部分 3 5 d o p から中間キャビティ 2 5（軸方向連通キャビティ）に流入した直後の空気は、径方向中間流路 3 5 d 内の空気の周速 V_2 に対して中間キャビティ 2 5 との相対周速差 $v_{r 2 2}$ だけ小さい周速で、径方向 D_r 内側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が中間キャビティ 2 5 を径方向 D_r 内側に流れるに連れて増加する。一方、中間キャビティ 2 5 の周速は、径方向 D_r 内側に向かうに連れて小さくなる。従って、空気が、中間キャビティ 2 5 を径方向 D_r 内側に向かって流れる過程で、空気と中間キャビティ 2 5 との周速差が次第に小さくなる。空気と中間キャビティ 2 5 との間の周速差が小さくなり、中間キャビティ 2 5 との間の熱伝達率は低下する。一方で、中間キャビティ 2 5 から空気が流入する径方向内側流路 3 8 d の入口開口 3 8 d i において、上述の中間キャビティ 2 5 と空気との周速差が小さくなる位置を選定すれば、中間キャビティ 2 5 から径方向内側流路 3 8 d の入口開口 3 8 d i に流入する際の圧力損失を大幅に低減できる。

【 0 1 4 3 】

図 2 3 では、径方向内側流路 3 8 d の出口開口 3 8 d o を含む出口側部分 3 8 d o p を径方向内側流路 3 8 d の残りの部分に対して回転方向側に傾き角 α_3 で傾けた例も示す。なお、図 2 3 では、径方向内側流路 3 8 d に関する各符号に関しては、（ ）内に記している。また、図 2 3 の（ ）内の部分は、図 1 4 における径方向内側流路 3 8 d の出口開口

38 d o の位置 P 8 周りの詳細模式図である。径方向内側流路 38 d から内側キャビティ 26 に流入する空気の周速の考え方は、径方向中間流路 35 d を流れる空気流と同じである。また、径方向内側流路 38 d から内側キャビティ 26 に流入した空気が、径方向 Dr 内側方向に流れる過程で、空気と内側キャビティ 26 との間の周速差が拡大し、熱伝達率が高まる効果も、径方向中間流路 35 d から中間キャビティ 25 に流入する空気流と同様である。

【0144】

図 24 では、径方向内側流路 38 d の出口側部分 38 d o p を径方向内側流路 38 d の残りの部分に対して反回転方向側に傾き角 32 で傾けた例も示す。なお、図 24 では、径方向内側流路 38 d に関する各符号に関しては、() 内に記している。また、図 24 の () 内の部分は、図 14 における径方向内側流路 38 d の出口開口 38 d o の位置 P 8 周りの詳細模式図である。この場合における径方向内側流路 38 d から内側キャビティ 26 に流入する空気の周速の考え方は、径方向中間流路 35 d を流れる空気流と同じである。また、空気が軸方向流路 39 へ流入する際の周速の変化による圧力損失の低減効果も、径方向中間流路 35 d から中間キャビティ 25 に流入する空気流と同様である。

【0145】

図 25 は、下流側キャビティ群 22 d の軸方向流路 39 の上流側（軸方向 Da の上流側）の出口開口 39 o を含む出口側部分 39 o p を、軸方向流路 39 の残りの部分に対して回転方向側に傾けた例を示す。また、図 26 は、軸方向流路 39 の出口側部分 39 o p を回転方向側に対して反対側の反回転側に傾けた例を示す。なお、図 25 及び図 26 は、図 15 における軸方向流路 39 の出口開口 39 o の位置 P 9 周りの詳細模式図である。

【0146】

図 25 に示すように、軸方向流路 39 の出口側部分 39 o p を軸方向流路 39 の残りの部分に対して回転方向側に傾き角 41 で傾けた場合、軸方向流路 39 内の中間部を流れる空気は、周速 V_4 、軸方向速度（軸方向 Da の流路内速度） v_{da} で流れる。軸方向流路 39 の出口側部分 39 o p を回転方向側に傾き角 41 で傾けることにより、傾けた後の出口側部分 39 o p における空気の軸方向速度（出口側部分 35 d o p における流路内の流路方向速度）は、 $v_{da} L$ になる。この出口側部分 39 o p の軸方向速度 $v_{da} L$ の周方向 Dc の速度成分（相対周速） v_{r41} が、空気の周速 V_4 に付加される。すなわち、軸方向流路 39 の出口側部分 39 o p において、空気の周速 V_5 は、 $(V_4 + v_{r41})$ となる。つまり、出口側部分 39 o p から内側キャビティ 26 に流入した直後の空気は、内側キャビティ 26 との相対周速差 v_{r41} だけ速い周速 V_5 で内側キャビティ 26 内を径方向 Dr 外側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が内側キャビティ 26 を径方向 Dr 外側に流れるに連れて次第に小さくなる。一方、内側キャビティ 26 の周速は、径方向 Dr 外側に向かうに連れて大きくなる。従って、空気が、内側キャビティ 26 を径方向 Dr 外側に向かって流れる過程で、空気と内側キャビティ 26 の周速差が次第に小さくなる。空気と内側キャビティ 26 との間の周速差が小さくなることにより、内側キャビティ 26 との間の熱伝達率は低下する。一方で、内側キャビティ 26 から空気が流入する径方向内側流路 38 u の入口開口 38 u i において、上述の内側キャビティ 26 と空気との周速差が小さくなる径方向内側流路 38 d の位置を選定すれば、内側キャビティ 26 から径方向内側流路 38 u の入口開口 38 u i に流入する際の圧力損失を大幅に低減できる。

【0147】

一方、図 26 に示すように、軸方向流路 39 の出口側部分 39 o p を軸方向流路 39 の残りの部分に対して反回転側に傾き角 42 で傾けた場合、軸方向流路 39 内の中間部を流れる空気は、周速 V_4 、軸方向速度（軸方向 Da の流路内速度） v_{da} で流れる。軸方向流路 39 の出口側部分 39 o p を反回転側に傾き角 42 で傾けることにより、傾けた後の出口側部分 39 o p における空気の軸方向速度（出口側部分 39 o p における流路内の流路方向速度）は、 $v_{da} M$ になる。この出口側部分 35 o p の軸方向速度 $v_{da} M$ の周方向 Dc の速度成分（相対周速） v_{r42} だけ、空気の周速は減少する。すなわち、軸

方向流路 39 の出口側部分 39 o p において、空気の周速 V_5 は、 $(V_4 - v_{r42})$ となる。つまり、軸方向流路 39 の出口側部分 39 o p から内側キャビティ 26 に流入した直後の空気は、軸方向流路 39 内の空気の周速 V_4 に対して内側キャビティ 26 との相対周速差 v_{r42} だけ小さい周速で、内側キャビティ 26 内を径方向 D_r 外側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が内側キャビティ 26 内を径方向 D_r 外側に流れるに連れて小さくなる。一方、内側キャビティ 26 の周速は、径方向 D_r 外側に向かうに連れて大きくなる。つまり、空気が、内側キャビティ 26 を径方向 D_r 外側に流れるに連れて、空気と内側キャビティ 26 との周速差が拡大する。すなわち、空気が径方向 D_r 外側に流れるに連れて、空気と内側キャビティ 26 との間の周速差が拡大して、空気が径方向内側流路 38 u に流入する際の圧力損失は増加するものの、内側キャビティ 26 との間の熱伝達率が高まり、熱伝達が促進される。

10

【0148】

図 27 は、上流側キャビティ群 22 u における径方向内側流路 38 u の出口開口 38 u o を含む出口側部分 38 u o p を、径方向内側流路 38 u の残りの部分に対して回転方向側に傾けた例を示す。また、図 28 は、径方向内側流路 38 u の出口側部分 38 u o p を、径方向内側流路 38 u の残りの部分に対して回転方向側と反対側の反回転側に傾けた例を示す。なお、図 27 及び図 28 は、図 15 における径方向内側流路 38 u の出口開口 38 u o の位置 P10 周りの詳細模式図である。

【0149】

図 27 に示すように、径方向内側流路 38 u の出口側部分 38 u o p を径方向内側流路 38 u の残りの部分に対して回転方向側に傾き角 γ_51 で傾けた場合、径方向内側流路 38 u 内の中間部を流れる空気は、周速 V_5 、径方向速度 $v_{dr o}$ で流れる。径方向内側流路 38 u の出口側部分 38 u o p を回転方向側に傾き角 γ_51 で傾けることにより、傾けた後の出口側部分 38 u o p における空気の軸方向速度（出口側部分 38 u o p における流路内の流路方向速度）は、 $v_{dr o} M$ になる。この出口側部分 38 u o p の軸方向速度 $v_{dr o} M$ の周方向 D_c の速度成分（相対周速） v_{r51} が、空気の周速 V_5 に付加される。すなわち、径方向内側流路 38 u の出口側部分 38 u o p において、空気の周速 V_6 は、 $(V_5 + v_{r51})$ となる。つまり、出口側部分 38 u o p から中間キャビティ 25（軸方向連通キャビティ）に流入した直後の空気は、中間キャビティ 25 との相対周速差 v_{r51} だけ速い周速 V_6 で径方向 D_r 外側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D_r 外側に流れるに連れて小さくなる。一方、中間キャビティ 25 の周速は、径方向 D_r 外側に向かうに連れて大きくなる。従って、空気が、中間キャビティ 25 を径方向 D_r 外側に向かって流れる過程で、空気と中間キャビティ 25 との周速差が次第に小さくなる。空気と中間キャビティ 25 との間の周速差が小さくなることにより、中間キャビティ 25 との間の熱伝達率は低下する。一方で、中間キャビティ 25 から空気が流入する径方向中間流路 35 u の入口開口 35 u i において、上述の中間キャビティ 25 と空気との周速差が小さくなる径方向中間流路 35 u の位置を選定すれば、中間キャビティ 25 から径方向中間流路 35 u の入口開口 35 u i に流入する際の圧力損失を大幅に低減できる。

20

30

【0150】

一方、図 28 に示すように、径方向内側流路 38 u の出口側部分 38 u o p を径方向内側流路 38 u の残りの部分に対して反回転側に傾き角 γ_52 で傾けた場合、径方向内側流路 38 u 内の中間部を流れる空気は、周速 V_5 、径方向速度 $v_{dr o}$ で流れる。径方向内側流路 38 u の出口側部分 38 u o p を傾き角 γ_52 で傾けることにより、傾けた後の出口側部分 38 u o p における空気の軸方向速度（出口側部分 38 u o p における流路内の流路方向速度）は、 $v_{dr o} M$ になる。この出口側部分 38 u o p の軸方向速度 $v_{dr o} M$ の周方向 D_c の速度成分（相対周速） v_{r52} だけ、空気の周速は減少する。すなわち、径方向内側流路 38 u の出口側部分 38 u o p において、空気の周速 V_6 は、 $(V_5 - v_{r52})$ となる。つまり、径方向内側流路 38 u の出口側部分 38 u o p から中間キャビティ 25 に流入した直後の空気は、径方向内側流路 38 u 内の空気の周速 V_5 に対して

40

50

中間キャビティ 25 との相対周速差 v_{r52} だけ小さい周速 V_6 で、内側キャビティ 26 内を径方向 D_r 外側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D_r 外側に流れるに連れて小さくなる。一方、中間キャビティ 25 の周速は、径方向 D_r 外側に向かうに連れて大きくなる。つまり、空気が、中間キャビティ 25 を径方向 D_r 外側に流れるに連れて、空気と中間キャビティ 25 との周速差が拡大する。すなわち、空気が中間キャビティ 25 内を径方向 D_r 外側に流れるに連れて、空気と中間キャビティ 25 との間の周速差が拡大して、空気が径方向中間流路 35 u に流入する際の圧力損失は増加するものの、中間キャビティ 25 との間の熱伝達率が高まり、熱伝達が促進される。

【0151】

10

図 29 は、上流側キャビティ群 22 u における径方向中間流路 35 u の出口開口 35 u o を含む出口側部分 35 u o p を、径方向中間流路 35 u の残りの部分に対して回転方向側に傾けた例を示す。なお、図 29 は、図 15 における径方向中間流路 35 u の出口開口 35 u o の位置 P 11 周りの詳細模式図である。

【0152】

図 29 に示すように、径方向中間流路 35 u の出口側部分 35 u o p を径方向中間流路 35 u の残りの部分に対して反回転側に傾き角 θ_6 で傾けた場合、径方向内側流路 38 u 内の中間部を流れる空気は、周速 V_6 、径方向速度 v_{dr0} で流れる。径方向中間流路 35 u の出口側部分 35 u o p で、回転方向側に対して逆方向の反回転側に傾き角 θ_6 で傾けることにより、傾けた後の出口側部分 35 u o p における空気の軸方向速度（出口側部分 35 u o p における流路内の流路方向速度）は、 v_{dr0M} になる。この出口側部分 35 u o p の軸方向速度 v_{dr0M} の周方向 D_c の速度成分（相対周速） v_{r62} だけ、空気の周速は減少する。すなわち、径方向中間流路 35 u の出口側部分 35 u o p において、空気の周速 V_7 は、 $(V_6 - v_{r62})$ となる。つまり、径方向中間流路 35 u の出口側部分 35 u o p から外側キャビティ 24 に流入した直後の空気は、径方向中間流路 35 u 内の空気の周速 V_6 に対して外側キャビティ 24 との相対周速差 v_{r62} だけ小さい周速 V_7 で、外側キャビティ 24 内を径方向 D_r 外側に向かって流れる。空気の周速は、角運動量保存の法則により、空気が外側キャビティ 24 内を径方向 D_r 外側に流れるに連れて小さくなる。一方、外側キャビティ 24 の周速は、径方向 D_r 外側に向かうに連れて大きくなる。つまり、空気が、外側キャビティ 24 内を径方向 D_r 外側に流れるに連れて、空気と外側キャビティ 24 との周速差が拡大する。すなわち、空気が外側キャビティ 24 内を径方向 D_r 外側に流れるに連れて、空気と外側キャビティ 24 との間の周速差が拡大して、外側キャビティ 24 との間の熱伝達率が高まり、熱伝達が促進される。

20

30

【0153】

上述のように、径方向流路の出口部分を回転方向に対して傾ける方向（回転方向側又は反回転方向側）により生ずる効果が、上流側キャビティ群 22 u と下流側キャビティ群 22 d では異なっている。

すなわち、下流側キャビティ群 22 d の径方向中間流路 35 d の出口側部分 35 d o p 又は径方向内側流路 38 d の出口側部分 38 d o p を回転方向側に傾けた場合は、空気と中間キャビティ 25 又は内側キャビティ 26 との周速差が拡大する。このため、この場合、空気と中間キャビティ 25 又は内側キャビティ 26 との間に、熱伝達の促進が図られ、中間キャビティ 25 又は内側キャビティ 26 の熱応答性を改善することができる。

40

【0154】

また、下流側キャビティ群 22 d の径方向中間流路 35 d の出口側部分 35 d o p 又は径方向内側流路 38 d の出口側部分 38 d o p を反回転側に傾けた場合は、空気と中間キャビティ 25 又は内側キャビティ 26 との周速差が小さくなる。このため、この場合、中間キャビティ 25 から径方向内側流路 38 d の入口開口 38 d o 又は内側キャビティ 26 から軸方向流路 39 の入口開口 39 i に流入する際の圧力損失を大幅に低減できる。

【0155】

一方、上流側キャビティ群 22 u の径方向内側流路 38 u の出口側部分 38 u o p 又は

50

軸方向流路 3 9 の出口側部分 3 9 o p を、回転方向側に傾けた場合は、空気と中間キャビティ 2 5 又は空気と内側キャビティ 2 6 との周速差が小さくなる。このため、この場合、中間キャビティ 2 5 から径方向中間流路 3 5 u の入口開口 3 5 u i 又は内側キャビティ 2 6 から径方向内側流路 3 8 u の入口開口 3 8 u i に流入する際の圧力損失を大幅に低減できる。

【 0 1 5 6 】

また、上流側キャビティ群 2 2 u の径方向中間流路 3 5 u の出口側部分 3 5 u o p 又は径方向内側流路 3 8 u の出口側部分 3 8 u o p 又は軸方向流路 3 9 の出口側部分 3 9 o p を、反回転側に傾けた場合は、空気と外側キャビティ 2 4 又は空気と中間キャビティ 2 5 又は空気と内側キャビティ 2 6 との周速差が拡大する。このため、この場合、空気と外側キャビティ 2 4 又は中間キャビティ 2 5 又は内側キャビティ 2 6 との間で、熱伝達の促進が図られ、外側キャビティ 2 4 又は中間キャビティ 2 5 又は内側キャビティ 2 6 の熱応答性を改善することができる。

10

【 0 1 5 7 】

すなわち、上流側キャビティ群 2 2 u 及び下流側キャビティ群 2 2 d の径方向流路（径方向中間流路 3 5 d、3 5 u、径方向内側流路 3 8 d、3 8 u）及び軸方向流路 3 7、3 9 の入口側部分又は出口側部分に関して、回転方向に対して傾ける方向及び傾き角の選定は、圧縮機の性能及び構造を考慮して、熱応答性が最も高くなる組合せを適宜選定可能である。

【 0 1 5 8 】

20

なお、本変形例は、第二実施形態の第二変形例であるが、第一実施形態においても同様に變形してもよい。また、第一変形例と第二変形例を適宜組み合わせてもよい。

【 0 1 5 9 】

「第二実施形態の第三変形例」

図 3 0 及び図 3 1 に示すように、径方向流路（径方向中間流路 3 5 d、3 5 u、径方向内側流路 3 8 d、3 8 u）又は軸方向流路 3 7、3 9 の入口側部分を、入口開口から出口開口に進むに連れて流路内径が小さくように形成してもよい。具体的に、図 3 0 は、入口形状がベルマウス状を成し、これらの流路の長手方向に平行な断面で見た場合、入口流路を画定する面が曲面状に形成された斜面 4 0 i である。また、図 3 1 は、入口形状が漏斗状を成し、これらの流路の長手方向に平行な断面で見た場合、入口形状を画定する面が直線状の傾きで形成された斜面 4 0 i である。このような入口形状であれば、空気が流路に流入する際、空気流の乱れが発生せず、圧力損失の低減ができる。

30

【 0 1 6 0 】

なお、本変形例は、第二実施形態の第三変形例であるが、第一実施形態においても同様に變形してもよい。また、第一変形例と第二変形例と第三変形例を適宜組み合わせてもよい。

【 0 1 6 1 】

「第一実施形態の他の変形例」

上記第一実施形態の他の変形例について、図 3 2 を参照して説明する。

【 0 1 6 2 】

40

上記第一及び第二実施形態では、軸方向 D a で隣り合う二つのキャビティ群 2 2 を一組としている。しかしながら、軸方向 D a で隣り合う 3 以上のキャビティ群 2 2 を一組としてもよい。

【 0 1 6 3 】

例えば、軸方向 D a で隣り合う 3 つのキャビティ群 2 2 を一組とする場合、図 3 2 に示すように、この組を構成する 3 つのキャビティ群 2 2 のうち、最も上流側のキャビティ群 2 2 を上流側キャビティ群 2 2 u とし、残りの 2 つのキャビティ群 2 2 を下流側キャビティ群 2 2 d としてもよい。

【 0 1 6 4 】

この場合、二つの下流側キャビティ群 2 2 d のうち、下流側の第一下流側キャビティ群

50

２２ｄ１と上流側の第二下流側キャビティ群２２ｄ２とにおける中間キャビティ（軸方向連通キャビティ）２５相互を軸方向流路３７で連通させると共に、第二下流側キャビティ群２２ｄ２と上流側キャビティ群２２ｕとにおける中間キャビティ（軸方向連通キャビティ）２５相互を軸方向流路３７で連通させる。

【０１６５】

また、軸方向Ｄａで隣り合う４つのキャビティ群２２を一組とする場合には、この組を構成する４つのキャビティ群２２のうち、最も上流側のキャビティ群２２を上流側キャビティ群とし、残りの３つのキャビティ群２２を下流側キャビティ群としてもよい。また、この組を構成する４つのキャビティ群２２のうち、上流側の２つのキャビティ群２２を上流側キャビティ群とし、残りの２つのキャビティ群２２を下流側キャビティ群としてもよい。

10

【０１６６】

以上のように、軸方向Ｄａで隣り合う３以上のキャビティ群２２を一組とする場合、例えば、最も下流側のキャビティ群２２と、これに軸方向Ｄａで隣接するキャビティ群２２とにおける軸方向連通キャビティ相互を連通させる軸方向流路３７では、この中を空気が上流側に流れなければ、空気圧縮流路１９からの空気がこの空気圧縮流路１９に戻らない。そこで、この軸方向流路３７を含む各流路における流路抵抗を適宜定めて、この軸方向流路３７内を空気が上流側に流れるようにする必要がある。

【０１６７】

なお、本変形例は、上記第一実施形態の変形例であるが、上記第二実施形態やその変形例に適用してもよい。

20

【０１６８】

「その他の変形例」

以上の各実施形態及び各変形例では、いずれも、ロータ軸２１で最も下流側の第一キャビティ群２２から上流側の第六キャビティ群２２までのキャビティ群２２を本発明の適用対象にしている。しかしながら、ロータ軸２１で最も下流側の第一キャビティ群２２から、例えば、上流側の第八キャビティ群２２までのキャビティ群２２を本発明の適用対象にしてもよいし、最も下流側の第一キャビティ群２２から上流側の全キャビティ群２２を本発明の適用対象にしてもよい。また、例えば、ロータ軸２１で最も下流側の第一キャビティ群２２から上流側の第四キャビティ群２２までのキャビティ群２２を本発明の適用対象にしてもよいし、ロータ軸２１で最も下流側の第一キャビティ群２２から上流側の第二キャビティ群２２までのキャビティ群２２を本発明の適用対象にしてもよい。

30

【０１６９】

すなわち、軸方向Ｄａで隣接する複数のキャビティ群２２であって、ロータ軸２１中で最も下流側の第一キャビティ群２２を含む複数のキャビティ群２２であれば、本発明の適用対象にすることができる。このように、本発明の適用対象として、ロータ軸２１中で最も下流側に第一キャビティ群２２を含めている。これは、空気圧縮流路１９中で、この第一キャビティ群２２が存在する軸方向Ｄａの位置での圧力が他の位置に比べて圧力が高くなり、ロータ軸２１中でこの位置での温度変化が他の位置に比べて大きいからである。

【０１７０】

また、以上の各実施形態及び各変形例は、いずれもガスタービンの圧縮機であるが、本発明はこれに限定されない。このため、本発明において、圧縮機に流入する気体は、空気に限らない。

40

【０１７１】

なお、以上の各実施形態及び各変形例では、いずれも圧縮機１の空気圧縮流路１９を流れる圧縮過程の空気の一部をロータ軸２１内に導き、ロータ軸２１の各キャビティ内をこの空気ですり替えている。この方法に対して、圧縮機１の空気圧縮流路１９から流出し、ガスタービンケーシング９内に存在する出口空気をロータ軸２１内に導き、ロータ軸２１の各キャビティ内をこの空気ですり替える方法も考えられる。しかしながら、この方法では、目的の圧力にまで高まって空気圧縮流路１９から流出して空気をロータ軸２１の各キャビ

50

ティ内の換気を利用するため、換気を利用する空気の圧力を高めるために利用させるエネルギーが以上の各実施形態及び各変形例よりも大きくなる。しかも、換気を利用する空気の温度が、ロータ軸 21 中で静翼列 11 が設けられている部分の温度より高いため、以上の各実施形態及び各変形例よりも換気効果が小さい。よって、繰り返すことになるが、以上の各実施形態及び各変形例のように、圧縮機 1 の空気圧縮流路 19 を流れる圧縮過程の空気の一部をロータ軸 21 内に導き、ロータ軸 21 の各キャビティ内をこの空気で換気することが好ましい。

【符号の説明】

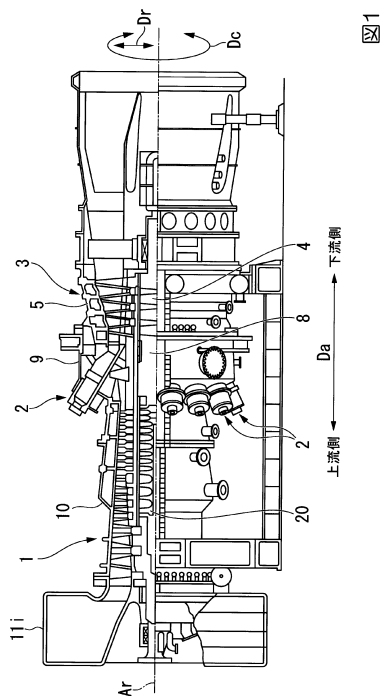
【0172】

1：圧縮機、2：燃焼器、3：タービン、10：圧縮機ケーシング、11：静翼列、12：静翼、19：空気圧縮流路（気体圧縮流路）、20：圧縮機ロータ、21：ロータ軸、22：キャビティ群、22d：下流側キャビティ群、22u：上流側キャビティ群、23：キャビティ、24：外側キャビティ、25：中間キャビティ（軸方向連通キャビティ）、26：内側キャビティ（軸方向連通キャビティ）、34：径方向外側流路、34d：入口流路、34u：出口流路、35、35d、35u：径方向中間流路、35di、35ui、37i、39i：入口開口、37、37a：軸方向流路、35do、37o、38do、38uo、39o：出口開口、35dop、38dop、38uop、39op：出口側部分、38：径方向内側流路、39：軸方向流路、41：ロータディスク、48：ボルト貫通孔、48s：隙間、51：スピンドルボルト、55、55d、55u：トルクピン、56、56d、56u：貫通孔、81：動翼列、82：動翼

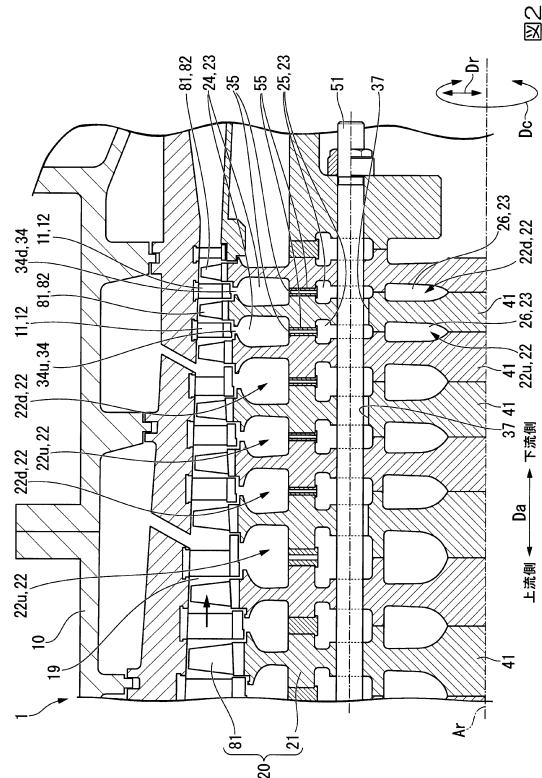
10

20

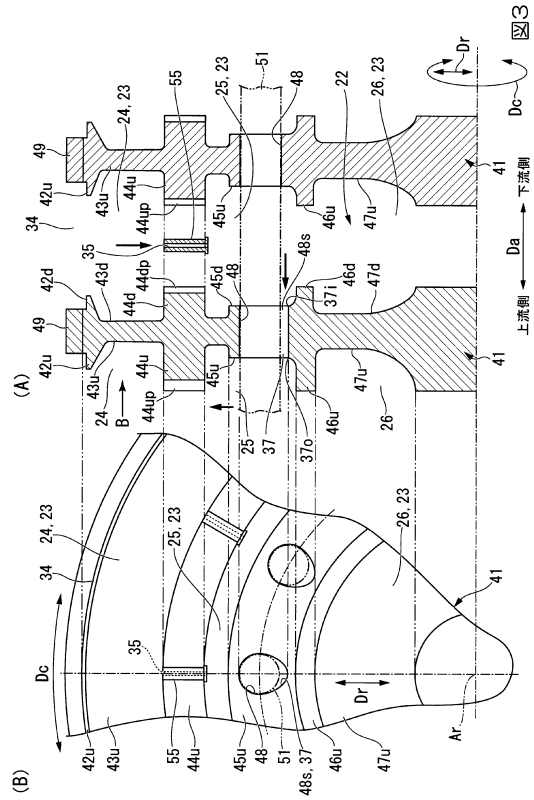
【図 1】



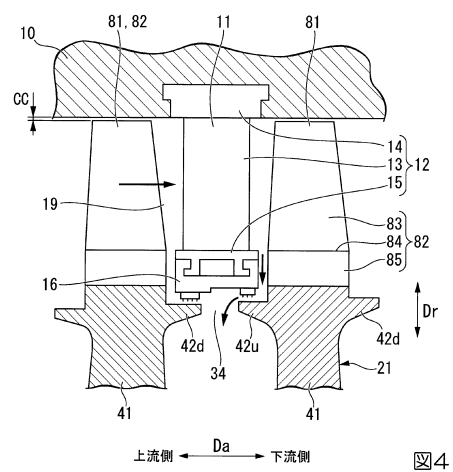
【図 2】



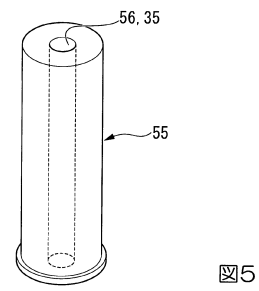
【図3】



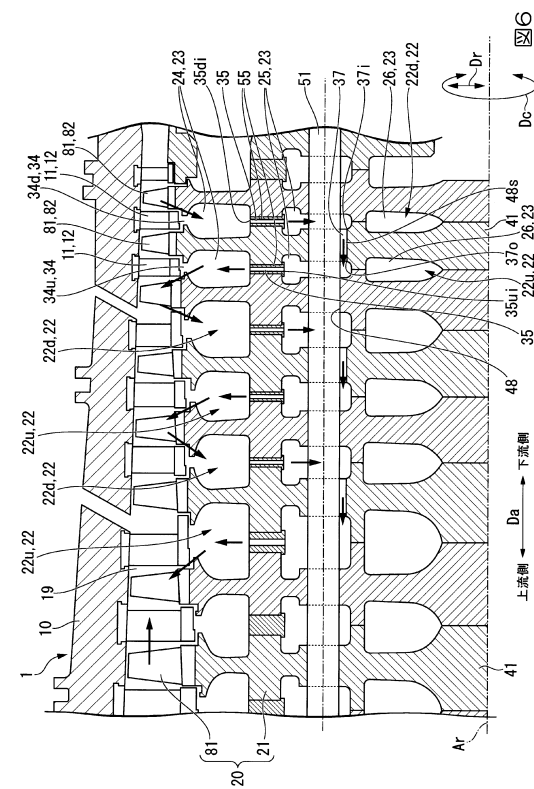
【図4】



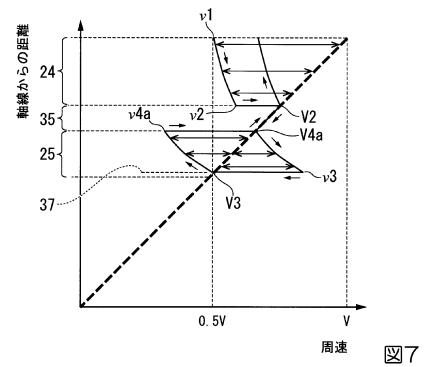
【図5】



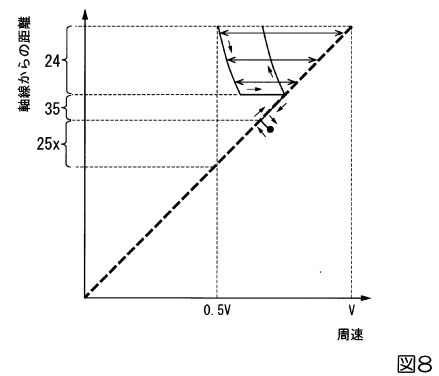
【図6】



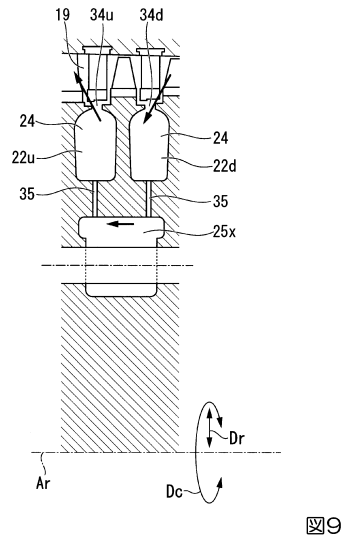
【図7】



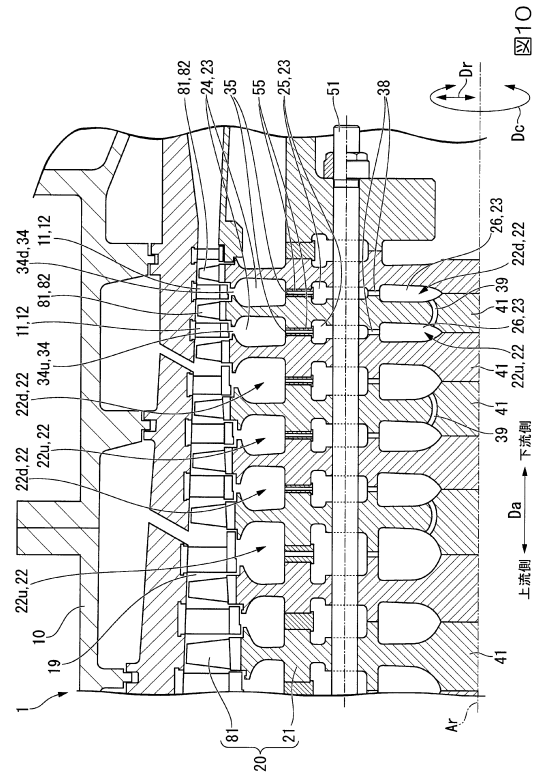
【図8】



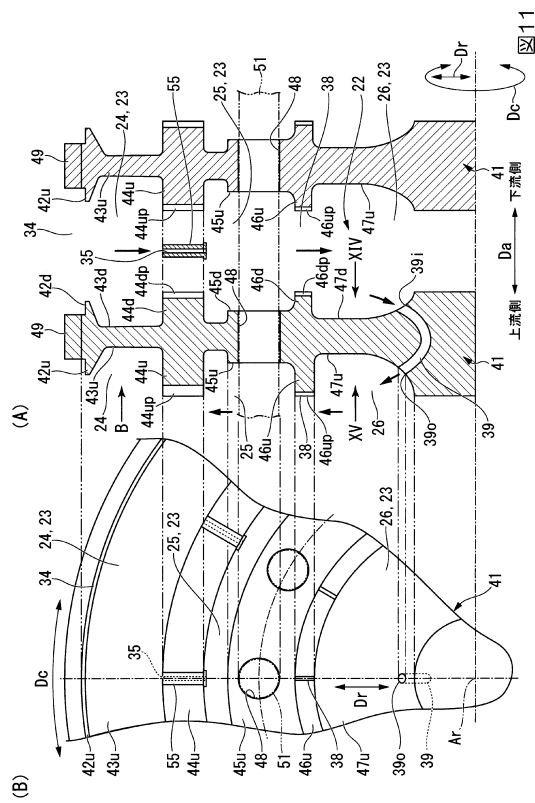
【 図 9 】



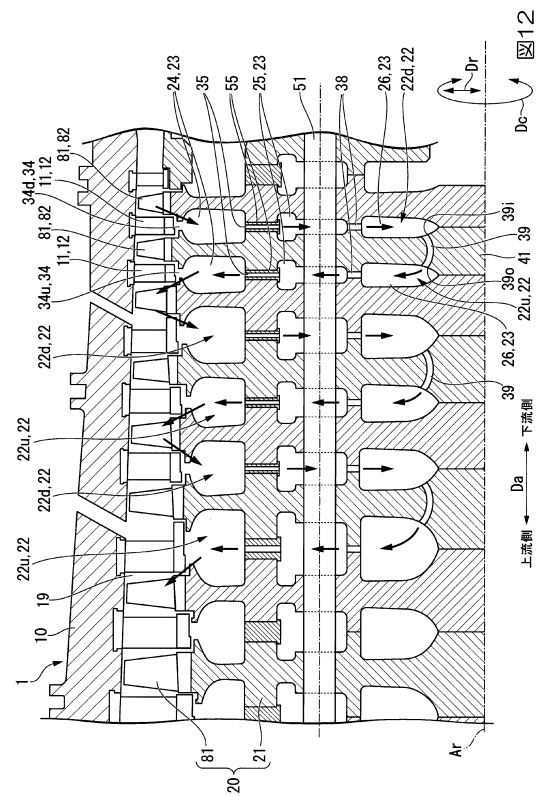
【 図 1 0 】



【 図 1 1 】



【 図 1 2 】



【図 13】

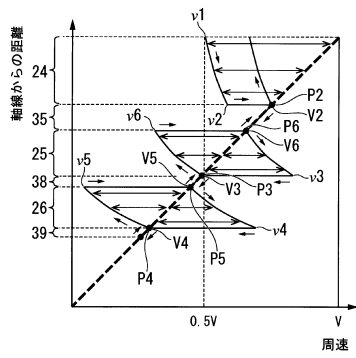


図13

【図 14】

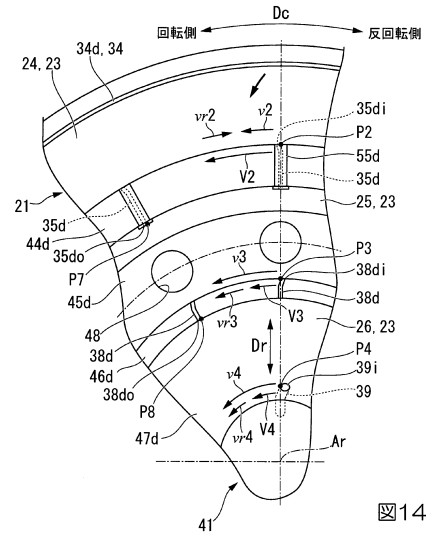


図14

【図 15】

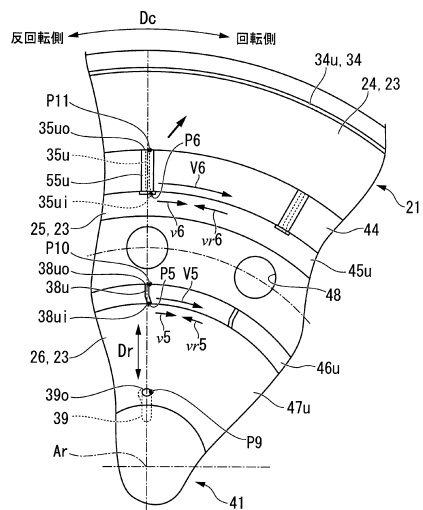


図15

【図 16】

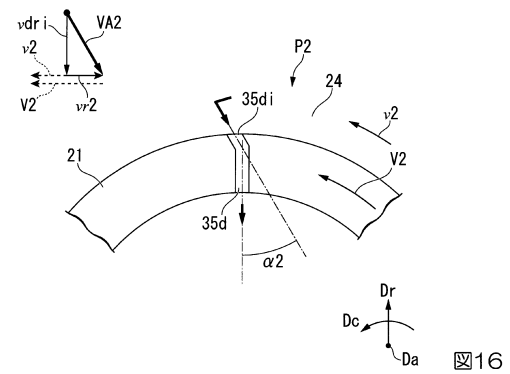


図16

【図 17】

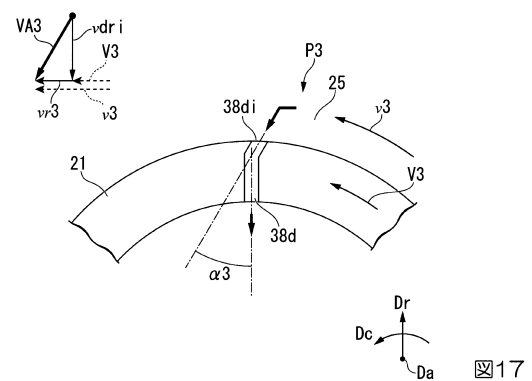


図17

【図18】

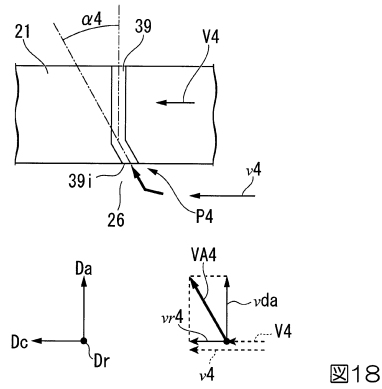


図18

【図20】

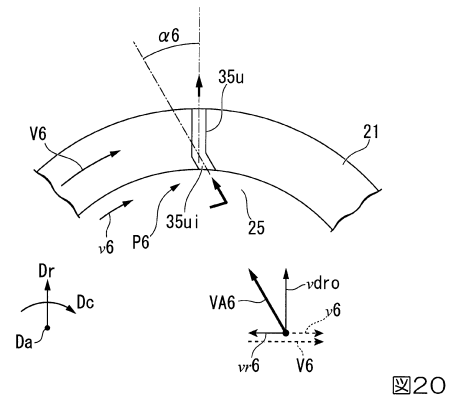


図20

【図19】

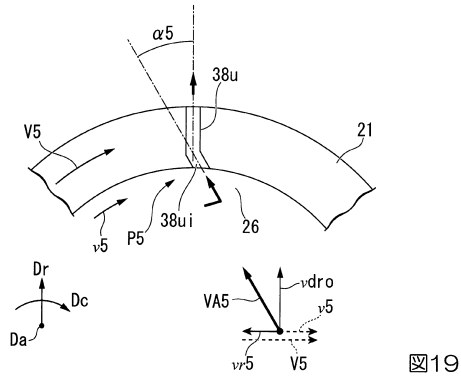


図19

【図21】

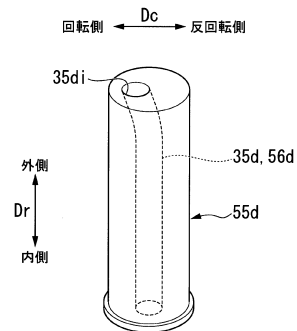


図21

【図22】

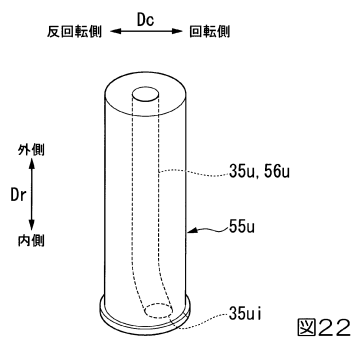


図22

【図23】

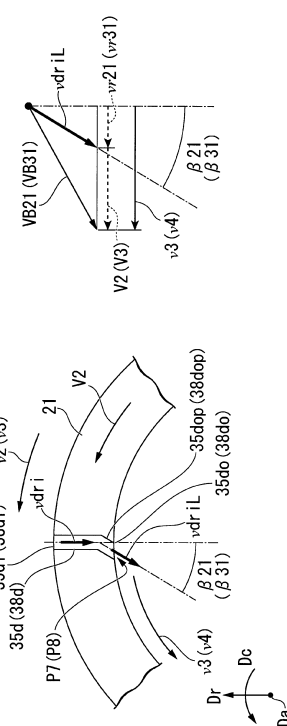


図23

【図 24】

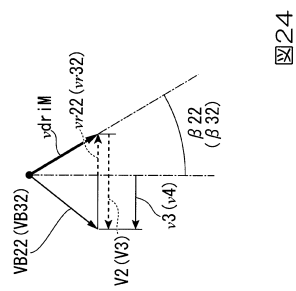
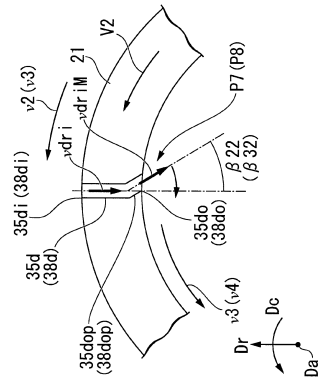


図24



【図 27】

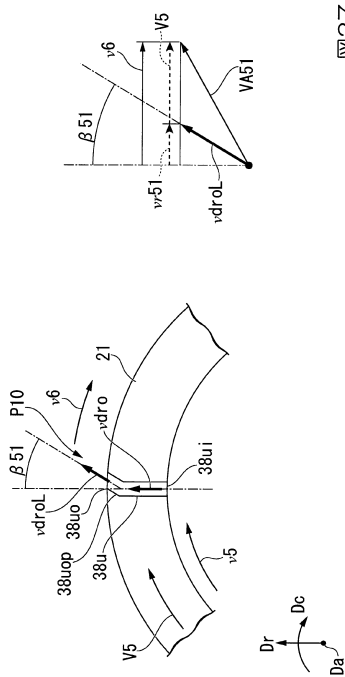


図27

【図 25】

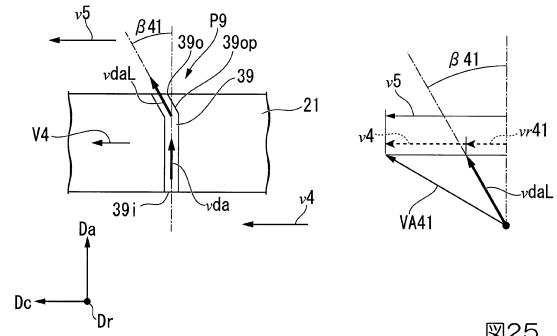


図25

【図 26】

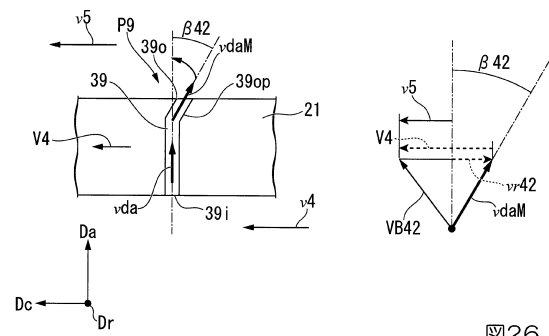


図26

【図 28】

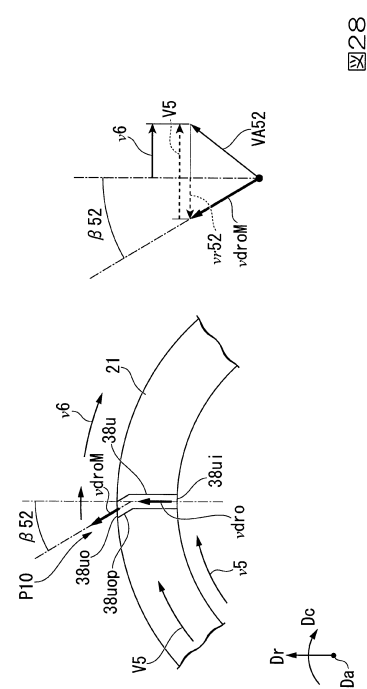


図28

フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 4 D 19/02 (2006.01) F 0 4 D 19/02
 F 0 4 D 29/58 T

(74)代理人 100210572
 弁理士 長谷川 太一

(74)代理人 100134544
 弁理士 森 隆一郎

(74)代理人 100064908
 弁理士 志賀 正武

(74)代理人 100108578
 弁理士 高橋 詔男

(74)代理人 100126893
 弁理士 山崎 哲男

(72)発明者 高 村 啓太
 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 三菱日立パワーシステムズ株式会社内

(72)発明者 由里 雅則
 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 三菱日立パワーシステムズ株式会社内

(72)発明者 橋本 真也
 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 三菱日立パワーシステムズ株式会社内

(72)発明者 正田 淳一郎
 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 三菱日立パワーシステムズ株式会社内

(72)発明者 駒米 勇二
 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 三菱日立パワーシステムズ株式会社内

(72)発明者 荒木 勝人
 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 大瀬 円

(56)参考文献 特開2004-60544(JP,A)
 特公昭22-208(JP,B1)
 特開昭62-29701(JP,A)
 特開2001-214891(JP,A)
 特開平11-311128(JP,A)
 特開昭58-47199(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
 F 0 4 D 29/32、29/58
 F 0 1 D 5/08
 F 0 2 C 3/04、7/18