

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5787790号
(P5787790)

(45) 発行日 平成27年9月30日(2015.9.30)

(24) 登録日 平成27年8月7日(2015.8.7)

(51) Int.Cl.	F 1
FO4D 29/44 (2006.01)	FO4D 29/44 P
FO4D 29/66 (2006.01)	FO4D 29/66 H
FO2B 37/00 (2006.01)	FO2B 37/00 301F

請求項の数 4 (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2012-44103 (P2012-44103)
(22) 出願日	平成24年2月29日 (2012.2.29)
(65) 公開番号	特開2013-181414 (P2013-181414A)
(43) 公開日	平成25年9月12日 (2013.9.12)
審査請求日	平成26年7月10日 (2014.7.10)

(73) 特許権者	000006208 三菱重工業株式会社 東京都港区港南二丁目16番5号
(74) 代理人	110000785 誠真IP特許業務法人
(72) 発明者	富田 繁 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
(72) 発明者	東條 正希 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
(72) 発明者	横山 隆雄 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】遠心流体機械の吸気管構造

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

回転軸に取り付けられた羽根車と、該羽根車を収容するハウジングとを有する遠心流体機械において、前記回転軸の軸方向に対して略直交方向に流れる流体を、前記回転軸の軸方向に突設する前記ハウジングの吸入管部を介して、前記ハウジングに収容されている羽根車の回転中心に導流するための吸気管構造であって、

前記回転軸の軸方向に対して略直交方向に延伸する流入部と、該流入部と前記ハウジングの吸入管部とを接続する遷移部とを備え、

前記回転軸の軸方向と直交し且つ前記流入部の流路断面を通過するとともに、前記回転軸の軸方向線との交点が前記遷移部の内部に位置するように構成された仮想平面が存在するように構成されているとともに、

前記羽根車の回転中心を正面から視た正面視における前記吸気管構造の形状が、前記流入部側から前記遷移部側に向かって、前記羽根車の回転方向とは反対方向に曲がっていることを特徴とする遠心流体機械の吸気管構造。

【請求項 2】

前記遷移部の全長を L、前記流入部と接続する前記遷移部の一端の流路断面積を A 1、前記吸入管部と接続する前記遷移部の他端の流路断面積を A 2、前記遷移部の一端から距離 L 1 だけ離れた位置の前記遷移部の流路断面積を A 3 とした場合に、前記遷移部の少なくとも一部区間は、下記式(1)の関係を満たすように構成されていることを特徴とする請求項1に記載の遠心流体機械の吸気管構造。

$A_3 > A_1 - (A_1 - A_2) \times L_1 / L \quad \dots (1)$
(但し、 $0 < L_1 < L$)

【請求項3】

前記遷移部の一部区間の流路断面が非円形状に形成されていることを特徴とする請求項1または2に記載の遠心流体機械の吸気管構造。

【請求項4】

前記遠心流体機械は自動車用ターボチャージャの遠心圧縮機であることを特徴とする請求項1から3のいずれかに記載の遠心流体機械の吸気管構造。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

本発明は、流体機械の一つである遠心圧縮機、斜流圧縮機、遠心送風機および斜流送風機（以下、これらを総称して遠心流体機械と称する）の吸気管構造に関する。

【0002】

車両や船舶に搭載されるターボチャージャやターボ冷凍機には、高速で回転する羽根車を備え、遠心力をを利用して流体を昇圧する遠心圧縮機が用いられる。この遠心圧縮機には広い作動レンジが求められるが、遠心圧縮機に導流される流体の流量が減少すると吐出圧力が脈動して運転状態が不安定になるサージングが発生し、作動限界となる。よって、遠心圧縮機において広い作動レンジを確保するためには、サージングが発生する限界流量を低減する必要がある。

20

【0003】

上述した限界流量を低減するには、図13(a)に示したように、羽根車に導流する流体を羽根車の回転方向と同じ方向に旋回（順旋回）させることが有効である。ここで図13(a)は、回転数を一定にした場合において、羽根車に導流する流体を順旋回させた場合の圧縮機の性能特性の変化を示したグラフである。この図13(a)からも分かるように、羽根車に導流する流体を順旋回させると、サージラインがグラフの左側に移動し、サージングが発生する限界流量が小さくなる。しかしながら、羽根車に導流する流体を順旋回させると最大流量も低下するため、作動レンジ自体を広げることはできない。

【0004】

30

一方、大流量時においては高い圧力比が求められる。高い圧力比を実現するためには、図13(b)に示したように、羽根車に導流する流体を羽根車の回転方向と反対方向に旋回（逆旋回）させることが有効である。ここで図13(b)は、回転数を一定にした場合において、羽根車に導流する流体を逆旋回させた場合の圧縮機の性能特性の変化を示したグラフである。この図13(b)からも分かるように、羽根車に導流する流体を逆旋回させると、性能曲線がグラフの右上側に移動し、圧力比が向上する。しかしながら、羽根車に導流する流体を逆旋回させると、サージラインもグラフの右側に移動するため、作動レンジ自体は狭くなってしまう。

【0005】

40

特許文献1には、自動車用ターボチャージャの遠心圧縮機において、空気偏向ベーンからなる可変機構をアクチュエータ等によって作動させることで、羽根車に導流する流体を大流量時には逆旋回させ、小流量時には順旋回させることができる事前旋回発生装置が開示されている。この特許文献1の事前旋回発生装置によれば、図14に示したように、大流量時には逆旋回流を導流することで圧力比を向上させ、小流量時には順旋回流を導流することでサージングを回避することができる。また、作動レンジの最大流量も低下しないため、広い作動レンジを確保することができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特許第4464661号公報

50

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】****【0007】**

しかしながら、上述した特許文献1の事前旋回発生装置は、アクチュエータ等によって可変機構を操作する機械式の事前旋回発生装置であり、装置の大型化や高コスト化を招来するとの問題がある。特に自動車用のターボチャージャにおいては、装置の小型化、低コスト化への要求が強く、機械的手段を採用するのは現実的ではない。

【0008】

本発明は、このような従来技術の課題に鑑みなされた発明であって、機械的手段によることなく、吸気管の形状等を工夫することで、羽根車に導流する流体を大流量時には逆旋回させて圧力比を向上させ、小流量時には順旋回させることでサージングを回避し、且つ広い作動レンジを確保できる遠心流体機械の吸気管構造を提供することを目的とする。10

【課題を解決するための手段】**【0009】**

本発明は、上述したような従来技術における課題及び目的を達成するために発明されたものであって、

本発明の遠心流体機械の吸気管構造は、回転軸に取り付けられた羽根車と、該羽根車を収容するハウジングとを有する遠心流体機械において、前記回転軸の軸方向に対して略直交方向に流れる流体を、前記回転軸の軸方向に突設する前記ハウジングの吸入管部を介して、前記ハウジングに収容されている羽根車の回転中心に導流するための吸気管構造であって、20

前記回転軸の軸方向に対して略直交方向に延伸する流入部と、該流入部と前記ハウジングの吸入管部とを接続する遷移部とを備え、

前記回転軸の軸方向と直交し且つ前記流入部の流路断面を通過するとともに、前記回転軸の軸方向線との交点が前記遷移部の内部に位置するように構成された仮想平面が存在するように構成されていることを特徴とする。

【0010】

本発明の遠心流体機械の吸気管構造は、回転軸の軸方向に対して略直交方向に流れる流体を、羽根車の回転中心に導流するための吸気管構造であって、上述したように、回転軸の軸方向と直交し且つ流入部の流路断面を通過するとともに、回転軸の軸方向線との交点が遷移部の内部に位置するように構成された仮想平面が存在するように構成されている。このように構成される本発明の吸気管構造は、ハウジングの吸入管部の手前で急に曲がった形状となる。30

【0011】

このため、流入部から遷移部を通ってハウジングの吸入管部へと向かう流体の流れ（主流）が、吸入管部の手前にて急激に変化することで、この主流に乱れが生じる。この際、小流量時は圧力比が高いことから、羽根車によって旋回流が与えられた流体が羽根車上流に逆流し、この逆流が遷移部に流れ込んで、流れが乱れた主流に順方向の旋回流を生じせしめる。一方、大流量時は圧力比が低く、また遷移部を流れる主流の流速も速いことから、逆流による旋回流は発生しない。よって、このような本発明の吸気管構造によれば、羽根車に導流する流体に小流量時にのみ順方向の旋回流を生じさせることで、サージングを回避することができる。また、作動レンジの最大流量を低下させずに、広い作動レンジを確保することができる。40

【0012】

上記発明において、前記羽根車の回転中心を正面から視た正面視における前記吸気管構造の形状が、前記流入部側から前記遷移部側に向かって、前記羽根車の回転方向とは反対方向に曲がっている。すなわち、正面視において羽根車が時計回り方向に回転している場合には、流入部側から遷移部側に向かって左側に曲がっており、羽根車が反時計回り方向に回転している場合には、流入部側から遷移部側に向かって右側に曲がっている。

【0013】

10

20

30

40

50

このように、吸気管構造が羽根車の回転方向とは反対方向に曲がっていれば、大流量時において、吸気管構造を流れる主流が羽根車の回転方向に対して逆回転の旋回流となって羽根車に流れ込むため、圧力比を向上させることができる。一方、小流量時では、上述した逆流の影響の方が強く、羽根車に導流される流体は順方向の旋回流のままとなる。よって、このような本発明の吸気管構造によれば、大流量時には羽根車に導流する流体を逆旋回させて圧力比を向上させ、小流量時には羽根車に導流する流体を順旋回させることでサージングを回避することができる。また、作動レンジの最大流量を低下させずに、広い作動レンジを確保することができる。

【0014】

また上記発明において、前記遷移部の全長をL、前記流入部と接続する前記遷移部の一端の流路断面積をA1、前記吸入管部と接続する前記遷移部の他端の流路断面積をA2、前記遷移部の一端から距離L1だけ離れた位置の前記遷移部の流路断面積をA3とした場合に、前記遷移部の少なくとも一部区間は、下記式(1)の関係を満たすように構成されていることが望ましい。

$$A3 > A1 - (A1 - A2) \times L1 / L \quad \dots \quad (1)$$

(但し、 $0 < L1 < L$)

【0015】

このように構成されれば、遷移部の一端と他端との間に流路断面の大きい区間が形成されるため、小流量時において、逆流が遷移部の上流側まで到達し易くなり、主流に対してより強い順方向の旋回流を生じさせることができる。

【0016】

また上記発明において、前記遷移部の一部区間の流路断面が非円形状に形成されれば、小流量時においてより一層逆流が遷移部の上流側まで到達し易くなり、主流により強い順方向の旋回流が生じるようになるため、好ましい。

【0017】

このように構成される本発明の遠心流体機械の吸気管構造は、自動車用ターボチャージャの遠心圧縮機として特に好適に用いることができる。

【発明の効果】

【0018】

本発明によれば、機械的手段によることなく、大流量時には羽根車に導流する流体を逆旋回させて圧力比を向上させ、小流量時には羽根車に導流する流体を順旋回させることでサージングを回避し、且つ広い作動レンジを確保できる遠心流体機械の吸気管構造を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【0019】

【図1】本発明の吸気管構造が適用された自動車用ターボチャージャの遠心圧縮機を示した概略図である。

【図2A】本発明の吸気管構造を示した図であり、(a)は回転軸線を側方から観た側面図、(b)は羽根車を正面から観た正面図である。

【図2B】本発明の吸気管構造を示した斜視図である。

【図3A】比較例における吸気管構造を示した図であり、(a)は回転軸線を側方から観た側面図、(b)は羽根車を正面から観た正面図である。

【図3B】比較例における吸気管構造を示した斜視図である。

【図4】本発明の吸気管構造における流体の流れを示した模式図である。

【図5】図4(a)のx-x断面における流体の速度ベクトル分布を示した図である。

【図6】本発明の吸気管構造における流体の流れを示した模式図である。

【図7】本発明の吸気管構造の流路断面積を示したグラフである。

【図8】本発明の吸気管構造の遷移部における流路断面を説明するための模式図である。

【図9】本発明の吸気管構造の各断面を示した図である。

【図10】比較例の吸気管構造の各断面を示した図である。

10

20

30

40

50

【図11A】本発明の別の実施形態の吸気管構造を示した図であり、(a)は回転軸線を側方から視た側面図、(b)は羽根車を正面から視た正面図である。

【図11B】本発明の別の実施形態の吸気管構造を示した斜視図である。

【図12】本発明の別の実施形態の吸気管構造の流路断面積を示したグラフである。

【図13】(a)は、回転数を一定にした場合において、羽根車に導流する流体を順旋回させた場合の圧縮機の性能特性の変化を示したグラフ、(b)は、回転数を一定にした場合において、羽根車に導流する流体を逆旋回させた場合の圧縮機の性能特性の変化を示したグラフである。

【図14】小流量時には羽根車に導流する流体を順旋回させ、大流量時には羽根車に導流する流体を逆旋回させた場合の圧縮機の性能特性の変化を示したグラフである。 10

【発明を実施するための形態】

【0020】

以下、本発明の実施形態について、図面に基づいてより詳細に説明する。

ただし、本発明の範囲は以下の実施形態に限定されるものではない。以下の実施形態に記載されている構成部品の寸法、材質、形状、その相対配置などは、特に記載がない限り、本発明の範囲をそれにのみ限定する趣旨ではなく、単なる説明例に過ぎない。

また、以下の説明では、本発明を自動車用ターボチャージャの遠心圧縮機の吸気管構造に適用した場合を例にして説明するが、本発明の用途はこれに限定されない。

【0021】

図1は、本発明の一実施例として、本発明の吸気管構造が適用された自動車用ターボチャージャの遠心圧縮機を示した概略図である。この自動車用ターボチャージャ1は、図1に示したように、コンプレッサロータ(羽根車)が収容されたコンプレッサハウジング4(ハウジング)と、回転軸が収容されたベアリングハウジング5と、タービンロータが収容されたタービンハウジング6を備えている。これらコンプレッサロータ及びタービンロータは、回転軸に対して同軸上に取り付けられており、タービンハウジング6に流入した排気ガスによってタービンロータが回転することで、同軸上に取り付けられているコンプレッサロータも回転するように構成されている。 20

【0022】

また、コンプレッサハウジング4の正面(図1のA方向から視認した面)には、吸入管部4aが回転軸の軸方向に突設している。また、この吸入管部4aには本発明の吸気管構造10が接続されており、この吸気管構造10には、回転軸線3(回転軸の軸方向線)に対して略直交方向に延伸する吸気通路18が接続されている。また、コンプレッサハウジング4の周方向に延設されたスクロール部4bには、排気管8が接続されている。本実施形態の遠心圧縮機2は、これらコンプレッサハウジング4、排気管8及び吸気管構造10とから構成されている。そしてコンプレッサロータが回転することで、吸気通路18を流れている空気などの流体fが、吸気管構造10を流れ、吸入管部4aを介して、コンプレッサハウジング4に収容されているコンプレッサロータの正面に導流されるようになっている。 30

【0023】

次に、本発明の遠心圧縮機の吸気管構造について、比較例と対比しつつ詳細に説明する。 40

図2Aは本発明の吸気管構造を示した図であり、(a)は回転軸線を側方から視た側面図、(b)はコンプレッサロータを正面から視た正面図である。また図2Bは本発明の吸気管構造を示した斜視図である。なお、図2A中の矢印f1、f2は、小流量時における主流f1及び逆流f2の流れ方向を示しており、図2A中の二点鎖線110は、比較例における吸気管構造110の形状を示した線である。

【0024】

また図3Aは比較例における吸気管構造を示した図であり、(a)は回転軸線を側方から視た側面図、(b)は羽根車を正面から視た正面図である。また図3Bは本発明の吸気管構造を示した斜視図である。ここで比較例の吸気管構造110は、従来の吸気管構造に対 50

する一般的な設計思想に基づいて、回転軸線 103 に対して略直交方向に流れる流体 f を出来るだけ損失が少なく、且つ速やかにコンプレッサロータ 112 の回転中心 112a に導流することができる吸気管構造として、本発明者らが設計したものである。

【0025】

本発明の吸気管構造 10 は、図 2A および図 2B に示したように、上述した吸気通路 18 と接続する流入部 14 と、一端 16a が流入部 14 と接続し、他端 16b がコンプレッサハウジング 4 の吸入管部 4a の開口端と接続する遷移部 16 とを備えている。また、図 2A (b) に矢印 r で示したように、コンプレッサハウジング 4 に収容されたコンプレッサロータ 12 は、その回転中心 12a を中心として正面視で時計回り方向 r に回転するよう収容されている。

10

【0026】

流入部 14 は、回転軸線 3 に対して略直交方向に真直ぐに延伸しており、その流路断面は変化していない。ここで略直交とは、流入部 14 の延伸方向と回転軸線 3 との交角が、おおむね直角に近い角度をなす場合を意味し、具体的には 75 度 ~ 105 度の範囲にある場合を指すものとする。一方、遷移部 16 は、一端 16a が回転軸線 3 に対して略水平に配向されるとともに、他端 16b が回転軸線 3 に対して垂直に配向されている。またその流路断面は、後述するように、途中の流路断面が拡大されるように形成されている。

【0027】

また図 2A に示したように、本発明の吸気管構造 10 は、比較例の吸気管構造 110 と比べて、側面視において、側面視における湾曲部分の外側および内側の両側に膨出した形状となっている。また正面視において、正面視における湾曲部分の内側に膨出した形状となっている。

20

【0028】

そして本発明の吸気管構造 10 は、図 2B に示されるように、回転軸線 3 と直交し且つ流入部 14 の流路断面を通過するとともに、回転軸線 3 との交点 22 が遷移部 16 の内部に位置するように構成された仮想平面 20 が存在している。図 2B の仮想平面 20 は、流入部 14 の上流端 14a における中心 15 を通過している。これに対して、比較例の吸気管構造 110 では、図 3B に示されるように、回転軸線 103 と直交し且つ流入部 114 の流入断面を通過するとともに、回転軸線 103 との交点 122 が遷移部 116 の内部に位置するように構成された仮想平面は存在しない。図 3B に示されるように、最もコンプレッサハウジング 104 と近接する仮想平面 120 であっても、その回転軸線 103 との交点 122 は、遷移部 116 の外部に位置する。

30

【0029】

このように構成される本発明の吸気管構造 10 は、比較例の吸気管構造 110 と比べて、その遷移部 16 が吸入管部 4a の手前で急に曲がった形状となる。このため、図 4 に模式的に示したように、吸気通路 18 から流入し、流入部 14 から遷移部 16 を通ってコンプレッサハウジング 4 の吸入管部 4a へと向かう流体の流れ（主流 f_1 ）が、吸入管部 4a の手前にて急激に変化し、この主流 f_1 に乱れが生じる。この際、図 4 (a) に示した小流量時は圧力比が高いことから、コンプレッサハウジング 4 に流入した流体がコンプレッサロータ 12 の表面に衝突して旋回流（逆流 f_2 ）が生じ、この逆流 f_2 が遷移部 16 に流れ込む。本実施形態において逆流 f_2 は、図 2A (a) に示したように、遷移部 16 における側面視における湾曲部分の内側の膨出部分に流れ込む。そして、コンプレッサハウジング 4 に流入する流体 f_1 に順方向の旋回流を生じせしめる。なお、ここで図 5 は、図 4 (a) の x-x 断面における流体の速度ベクトル分布を示している。

40

【0030】

一方、図 4 (b) に示した大流量時では、圧力比が低く、また遷移部 16 を流れる主流 f_1 の流速も速いことから、逆流 f_2 による旋回流は発生しない。主流 f_1 は、コンプレッサロータ 12 の回転中心 12 に向かって真っすぐに導流される。すなわち本発明の吸気管構造 10 では、小流量時にのみコンプレッサハウジング 4 に導流される流体に順方向の旋回流が生じるようになっている。

50

【0031】

また本発明の吸気管構造10は、図2A(b)に示したように、正面視における吸気管構造10の形状が、流入部14側から遷移部16の他端16b側に向かって、コンプレッサロータ12の回転方向rとは反対方向、すなわち反時計回り方向に湾曲している。

【0032】

このように、吸気管構造10がコンプレッサロータ12の回転方向とは反対方向に曲がつていれば、図6に模式的に示したように、図6(b)に示した大流量時において、吸気管構造10を流れる主流f1が、コンプレッサロータ12の回転方向rに対して逆回転の旋回流となってコンプレッサロータ12に流れ込む。一方、図6(a)に示した小流量時では、上述した逆流f2の影響の方が強いため、コンプレッサロータ12に導流される流体f1は順方向の旋回流のままとなる。 10

【0033】

すなわち、本発明の吸気管構造10では、機械的手段によることなく、大流量時にはコンプレッサロータ12に導流する流体を逆旋回させ、小流量時にはコンプレッサロータ12に導流する流体を順旋回させることができる。よって、大流量時にはコンプレッサロータ12に導流する流体を逆旋回させて圧力比を向上させるとともに、小流量時にはコンプレッサロータ12に導流する流体を順旋回させることでサージングを回避でき、且つ広い作動レンジを確保できる吸気管構造10を提供することができる。

【0034】

これに対して、図3A, 3Bに示した比較例の吸気管構造110では、大流量時および小流量時のいずれにおいても、コンプレッサロータ112の回転方向rとは逆回転の旋回流がコンプレッサロータ112に流れ込む。このため、大流量時では圧力比を向上させることができるが、小流量時にサージングが生じやすく、また広い作動レンジを確保することも出来ない。 20

【0035】

また本発明の吸気管構造10において、流入部14の流路断面は変化していないが、遷移部16の流路断面は、図7に示したように、下記式(1)を満たすように、その流路断面が変化するように形成されている。ここで図7は、吸気管構造10の各位置における流路断面積を示したグラフである。なお、下記式(1)において、Lは遷移部16の全長、A1は遷移部16の一端16aの流路断面積、A2は遷移部16の他端16bの流路断面積、A3は遷移部16の一端16aから距離L1だけ離れた位置における遷移部16の流路断面積である。 30

$$A3 > A1 - (A1 - A2) \times L1 / L \quad \dots (1)$$

(但し、 $0 < L1 < L$)

【0036】

この図7に示したように、遷移部16の一端16aから距離L1だけ離れた位置における流路断面積A3は、図中の点線7で示される断面積よりも大きく形成されている。すなわち本発明の遷移部16は、図8(a)に模式的に示したように、一端16aと他端16bとの間の流路断面が拡大された、樽状に膨出した形状をなす。これに対して比較例の遷移部116では、図8(b)に模式的に示したように、一端116aの流路断面積A1が一番大きくなっている、他端116bに向かうにつれてその流路断面積が一様に小さくなっている。 40

【0037】

このような本発明の遷移部16によれば、一端16aと他端16bとの間に流路断面が拡大された区間が形成されるため、図8(a)に模式的に示したように、小流量時において逆流f2が遷移部16の上流側まで到達し易くなる。これにより、主流f1により強い順方向の旋回流を発生させることができるようになっている。

【0038】

また図9に示したように、本発明の吸気管構造10では、その遷移部16の流路断面が非円形状に形成されている。これに対して比較例の吸気管構造110では、図10に示し 50

たように、流入部 114 だけでなく遷移部 116 の流路断面も円形状に形成されている。

【0039】

このように遷移部 116 の流路断面が非円形状に形成されていれば、比較例のように遷移部 116 の流路断面が円形に形成されている場合と比べて、遷移部 116 を流れる流体の損失が大きくなり、その分だけ主流 f1 が乱され易くなる。このため、小流量時において、より一層逆流 f2 が遷移部 116 の上流側まで到達し易くなり、主流 f1 により強い順方向の旋回流が生じるようになる。なお、このような非円形状の流路断面は遷移部 116 の全区間に形成されていなくともよく、少なくとも遷移部 116 の一部区間に形成されればよいものである。またこの際、少なくとも上記式(1)の関係を満たす区間において、その流路断面が非円形状に形成されれば、逆流 f2 が遷移部 116 の上流に到達し易くなり、主流 f1 により強い順方向の旋回流を生じさせる上で効果的である。

【0040】

このように本発明の吸気管構造 10 は、機械的手段によることなく、吸気管の形状等を工夫することで、大流量時にはコンプレッサロータ 12 に導流する流体を逆旋回させて圧縮比を向上させ、小流量時にはコンプレッサロータ 12 に導流する流体を順旋回させることでサージングを回避し、且つ広い作動レンジを確保できる。このような本発明の吸気管構造 10 は、装置の小型化、低コスト化への要求が強い自動車用のターボチャージャにおいて、特に好適に用いることができる。

【0041】

以上、本発明の好ましい形態について説明したが、本発明は上記の形態に限定されるものではなく、本発明の目的を逸脱しない範囲での種々の変更が可能である。

【0042】

例えば、図 11A は本発明の別の実施形態の吸気管構造を示した図であり、(a) は回転軸線を側方から視た側面図、(b) はコンプレッサロータを正面から視た正面図である。また図 11B は本発明の別の実施形態の吸気管構造を示した斜視図である。なお、図 11A 中の矢印 f1、f2 は、小流量時における主流 f1 及び逆流 f2 の流れ方向を示している。また、この別の実施形態の吸気管構造は、上述した実施形態と基本的には同様の構成であり、同一の構成には同一の符号を付し、その詳細な説明を省略する。

【0043】

この別の実施形態の吸気管構造 10 は、上述した実施形態と同様、図 11B に示されるように、回転軸線 3 と直交し且つ流入部 14 の流路断面を通過するとともに、回転軸線 3 との交点 22 が遷移部 16 の内部に位置するように構成された仮想平面 20 が存在している。図 11B の仮想平面 20 は、流入部 14 の上流端 14a における中心 15 を通過している。しかしながら、上述した実施形態よりも側面視における湾曲部分が外側に大きく膨出している点が異なっており、図 11A (a) に示されるように、小流量時においては、その側面視における外側の膨出部分に逆流 f2 が流れ込んでいる。なお、正面視においては、上述した実施形態と同様に、図 11A (b) に示されるように、逆流 f2 が正面視における湾曲部分の外側に流れ込み、主流 f1 が正面視における湾曲部分の内側を流れるようになっている。

【0044】

このように構成される本発明の別の実施形態の吸気管構造 10 も、上述した実施形態と同様に、大流量時にはコンプレッサロータ 12 に導流する流体を逆旋回させて圧縮比を向上させ、小流量時にはコンプレッサロータ 12 に導流する流体を順旋回させることでサージングを回避し、且つ広い作動レンジを確保することができるようになっている。

【0045】

また図 12 に示したように、その遷移部 16 の流路断面が、少なくとも他端 16b 側の区間において上記式(1)の関係を満たすようになっている。このように構成されれば、小流量時において、少なくとも上記式(1)を満たす区間まで逆流 f2 が到達し易くなるため、上述した実施形態と同様に、主流 f1 により強い順方向の旋回流を発生させることができるようになっている。

10

20

30

40

50

【産業上の利用可能性】

【0046】

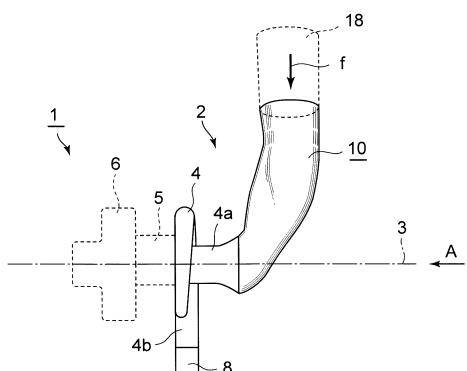
本発明によれば、遠心圧縮機や遠心送風機などの遠心流体機械、例えば、車両や船舶に搭載されるターボチャージャやターボ冷凍機などの遠心圧縮機における吸気管構造として好適に用いることができる。

【符号の説明】

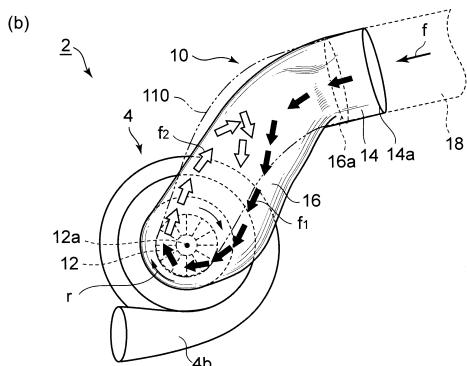
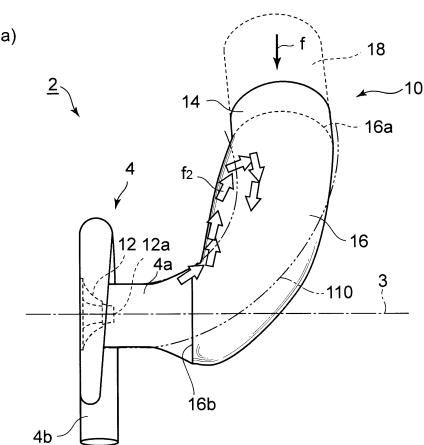
【0047】

1	自動車用ターボチャージャ	
2	遠心圧縮機（遠心流体機械）	
3	回転軸線	10
4	コンプレッサハウジング（ハウジング）	
4 a	吸入管部	
4 b	スクロール部	
5	ペアリングハウジング	
6	タービンハウジング	
8	排気管	
10	吸気管構造	
12	コンプレッサロータ（羽根車）	
12 a	回転中心	
14	流入部	20
16	遷移部	
18	吸気通路	
20	仮想平面	

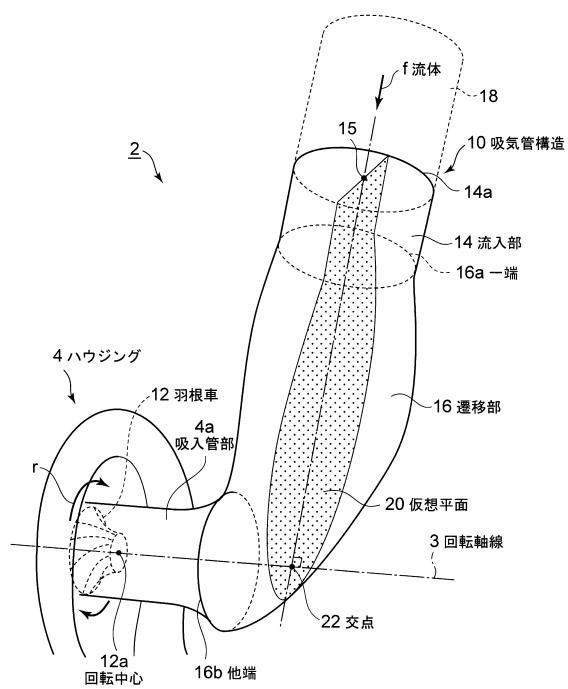
【図1】



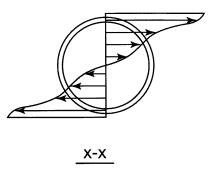
【図2 A】



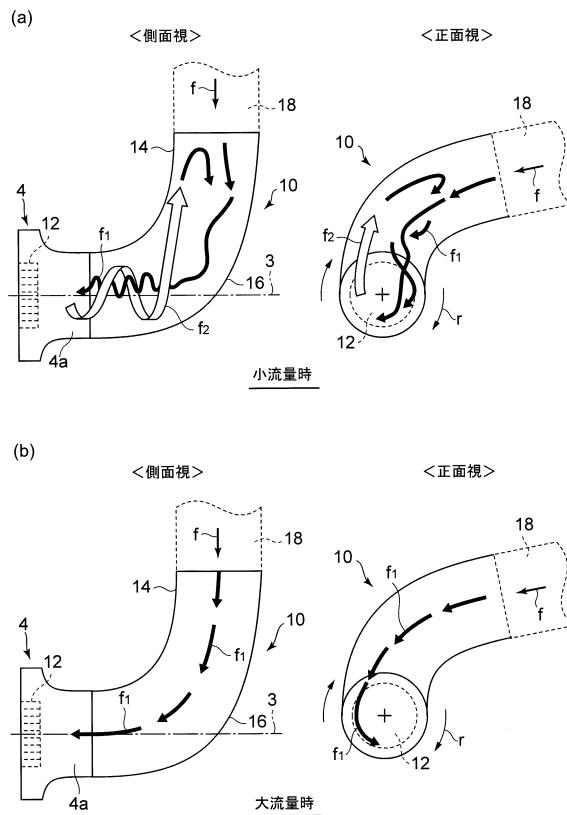
【図2B】



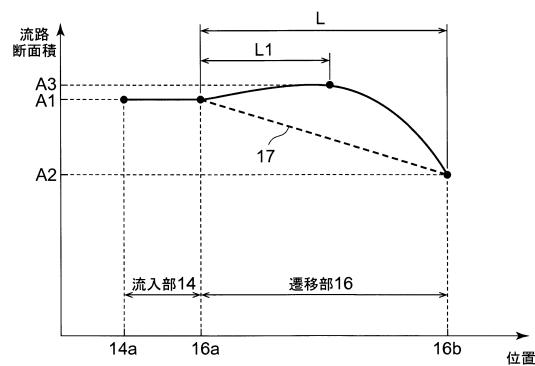
【図5】



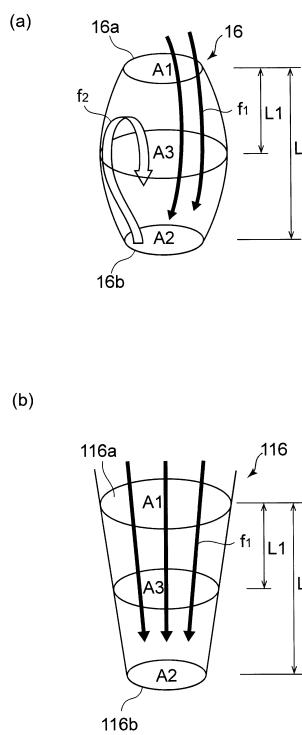
【図6】



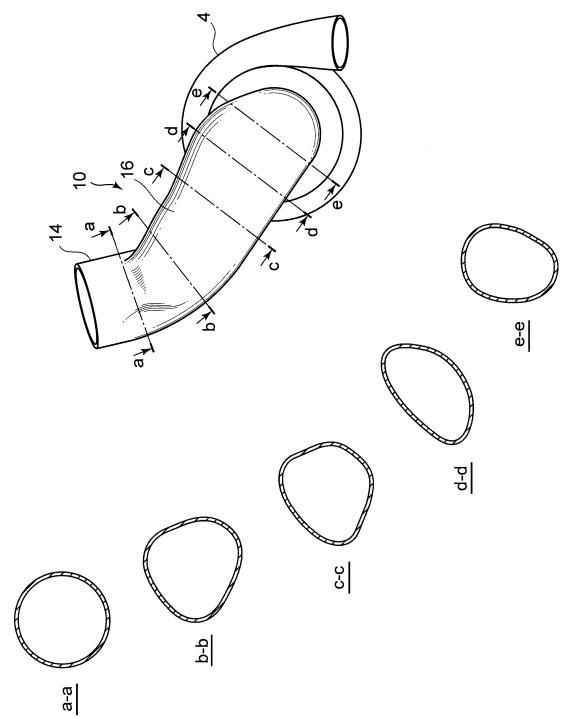
【図7】



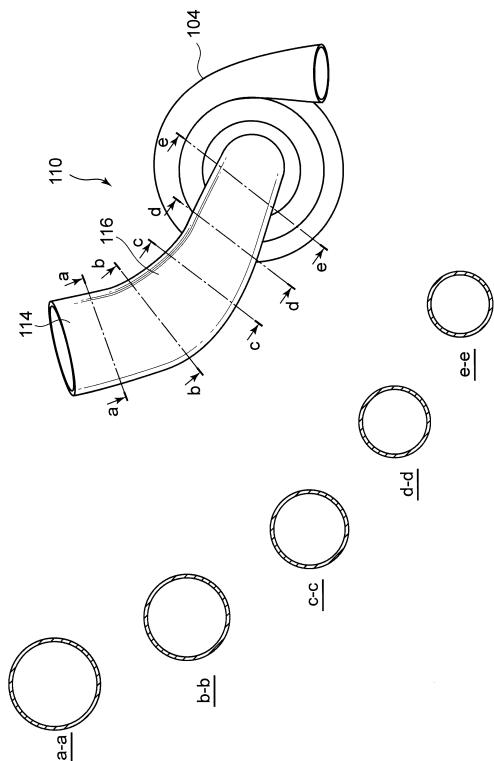
【図8】



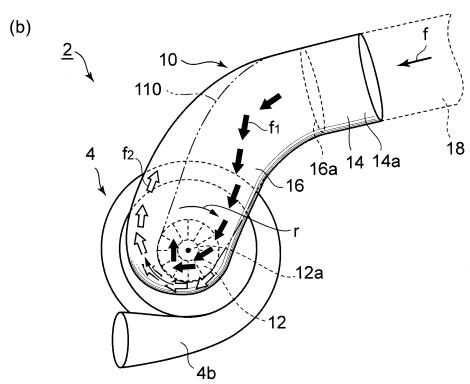
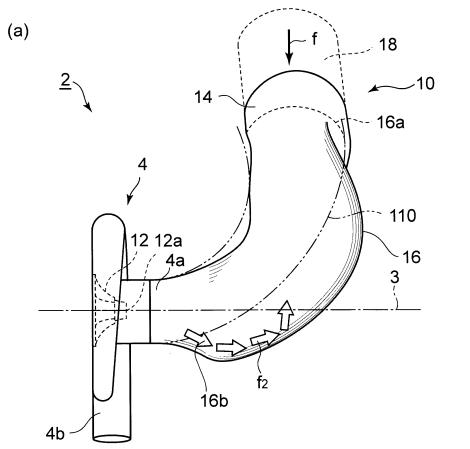
【図9】



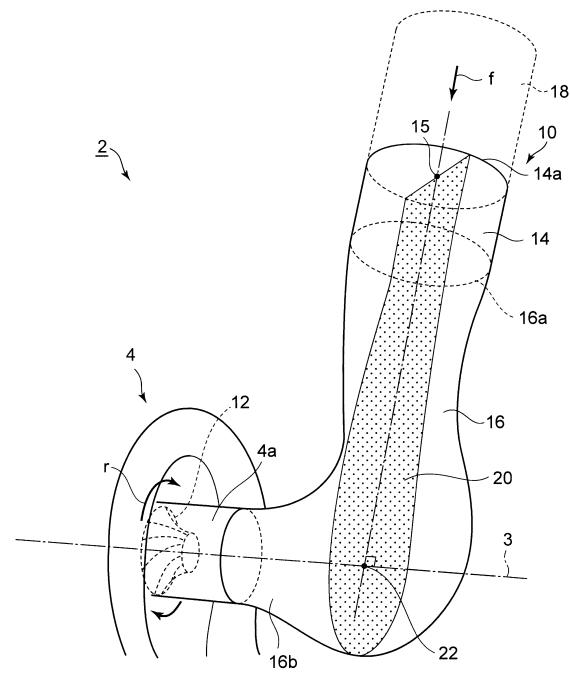
【図10】



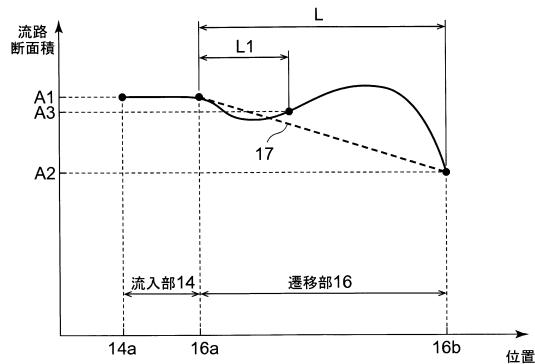
【図11A】



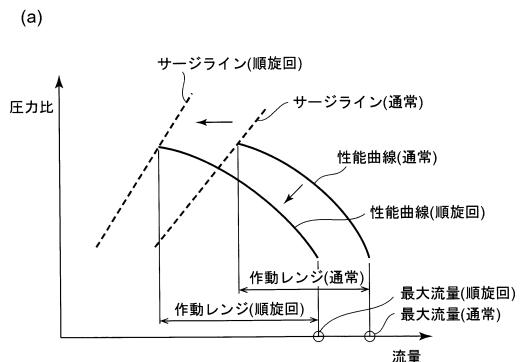
【図11B】



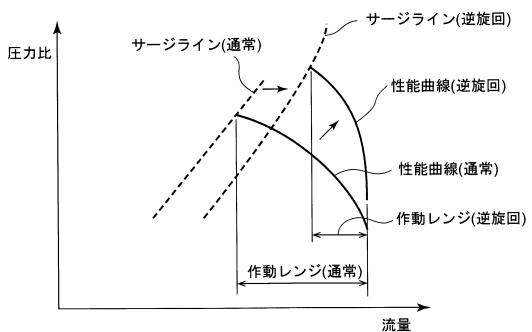
【図12】



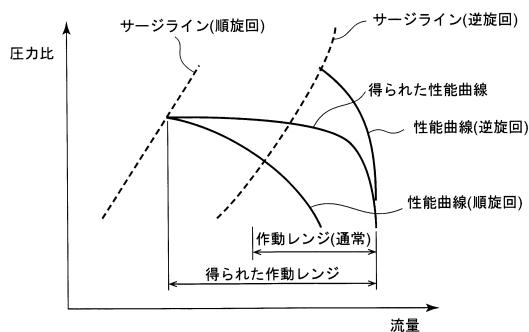
【図13】



(b)



【図14】



フロントページの続き

審査官 加藤 一彦

(56)参考文献 実開昭60-190942(JP, U)
米国特許出願公開第2010/221107(US, A1)
特開2010-65681(JP, A)
特開2007-154895(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 04 D 29/44
F 02 B 37/00
F 04 D 29/66