

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6865604号  
(P6865604)

(45) 発行日 令和3年4月28日 (2021.4.28)

(24) 登録日 令和3年4月8日 (2021.4.8)

(51) Int. Cl.

F I

F O 4 D 29/66 (2006.01)

F O 4 D 29/66 J

F O 4 D 29/44 (2006.01)

F O 4 D 29/44 P

請求項の数 4 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2017-36011 (P2017-36011)	(73) 特許権者	000006208
(22) 出願日	平成29年2月28日 (2017.2.28)		三菱重工業株式会社
(65) 公開番号	特開2018-141405 (P2018-141405A)		東京都千代田区丸の内三丁目2番3号
(43) 公開日	平成30年9月13日 (2018.9.13)	(74) 代理人	110002147
審査請求日	令和1年12月6日 (2019.12.6)		特許業務法人酒井国際特許事務所
		(72) 発明者	林 良洋
			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	岩切 健一郎
			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	平谷 文人
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 遠心圧縮機および排気タービン過給機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

回転軸と、

前記回転軸に取り付けられて放射状に複数のブレードを有するインペラと、

前記回転軸の延在する軸方向に沿って設けられて空気取入口から前記インペラに至る給気通路、前記インペラの外周部に沿って円環形状に形成された圧縮通路、前記圧縮通路の外周に連通する渦巻き形状のスクロール通路、および前記スクロール通路の一部から接線方向で分岐する排気通路を有し前記回転軸および前記インペラを収容するハウジングと、

前記ハウジングにおいて前記給気通路の内壁面に沿って円環形状に形成され前記インペラ側で前記給気通路に開口する抽気溝と前記空気取入口側で前記給気通路に開口する再循環溝とを有して再循環通路を形成する通路壁と、

前記再循環通路の内部の空間を円環方向で仕切るように前記給気通路の内壁面と前記通路壁との間で軸方向に沿って延在して設けられた複数のストラットと、

を備え、

前記スクロール通路から前記排気通路が分岐する舌部の前記回転軸を中心とした角度位置において、前記ストラットで仕切られた空間の断面積が前記抽気溝から前記再循環溝に向かって減少して形成され、

前記給気通路の内壁面と前記通路壁との間の径方向の幅が前記抽気溝から前記再循環溝に向かって狭くなるように、前記通路壁または前記通路壁に対向する前記給気通路の内壁面に形成された傾斜面により、断面積が前記抽気溝から前記再循環溝に向かって減少して

10

20

形成されている遠心圧縮機。

【請求項 2】

回転軸と、

前記回転軸に取り付けられて放射状に複数のブレードを有するインペラと、

前記回転軸の延在する軸方向に沿って設けられて空気取込口から前記インペラに至る給気通路、前記インペラの外周部に沿って円環形状に形成された圧縮通路、前記圧縮通路の外周に連通する渦巻き形状のスクロール通路、および前記スクロール通路の一部から接線方向で分岐する排気通路を有し前記回転軸および前記インペラを収容するハウジングと、

前記ハウジングにおいて前記給気通路の内壁面に沿って円環形状に形成され前記インペラ側で前記給気通路に開口する抽気溝と前記空気取込口側で前記給気通路に開口する再循環溝とを有して再循環通路を形成する通路壁と、

前記再循環通路の内部の空間を円環方向で仕切るように前記給気通路の内壁面と前記通路壁との間で軸方向に沿って延在して設けられた複数のストラットと、

を備え、

前記スクロール通路から前記排気通路が分岐する舌部の前記回転軸を中心とした角度位置において、前記ストラットで仕切られた空間の断面積が前記抽気溝から前記再循環溝に向かって減少して形成され、

断面積が前記抽気溝から前記再循環溝に向かって減少して形成された部分において、前記抽気溝の溝縁に形成された突起により、前記抽気溝の溝幅の一部が狭く形成されている遠心圧縮機。

【請求項 3】

断面積が前記抽気溝から前記再循環溝に向かって減少して形成された部分において前記抽気溝の溝幅の一部を開閉するシャッタと、

前記排気通路の圧力に基づいて圧力上昇時に前記シャッタを開作動させる一方で圧力下降時に前記シャッタを開作動させる作動機構と、

を備える請求項 1 に記載の遠心圧縮機。

【請求項 4】

請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 つに記載の遠心圧縮機を有する排気タービン過給機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、遠心圧縮機および排気タービン過給機に関する。

【背景技術】

【0002】

例えば、発電用、船用エンジン向けターボチャージャの遠心圧縮機は、近年のエンジン出力増大に伴い、高圧力比の領域にて幅広い作動レンジが要求される。作動レンジ拡大のデバイスのひとつとして、循環流路を設けるケーシングトリートメントが知られている（例えば、特許文献 1 参照）。循環流路は、流量が少ない作動状態で、空気を再循環させることでインペラの失速を抑制し、作動レンジを拡大することが可能である。このような形状の改良により作動レンジ拡大効果が改善される。特許文献 1 には、非軸対称のケーシングトリートメントとして、再循環路の抽気溝（吸引リング溝）の幅を周方向で変化させた構成が示されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特許第 5 4 3 0 6 8 4 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

一般的なケーシングトリートメントは、周方向に軸対称な形状で循環流路を設ける構成

10

20

30

40

50

が多い。しかし、ケーシングのスクロール通路はインペラの回転軸に対して非軸対称に構成されているため、設計範囲を外れる小流量時では、スクロール通路の非軸対称性によって流動にひずみが生じ、スクロール舌部付近での逆圧力勾配が増大するが、周方向に軸対称な循環流路を設けたケーシングトリートメントでは、上記のような圧力勾配のひずみは考慮されない。従来のケーシングトリートメント適用時には、インペラの圧力比が増大し失速が抑制される反面、インペラ出口における半径方向動圧が減少することとなるため、上記のように逆圧力勾配が急峻となる舌部付近では局所的な失速や逆流を生じやすく、結果として作動レンジの拡大効果が得られないリスクが課題として存在する。

【 0 0 0 5 】

本発明は、上述した課題を解決するものであり、スクロール通路の舌部付近での局所的な失速や逆流を抑えることのできる遠心圧縮機および排気タービン過給機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】

【 0 0 0 6 】

本発明の一態様に係る遠心圧縮機は、回転軸と、前記回転軸に取り付けられて放射状に複数のブレードを有するインペラと、前記回転軸の延在する軸方向に沿って設けられて空気取入口から前記インペラに至る給気通路、前記インペラの外周部に沿って円環形状に形成された圧縮通路、前記圧縮通路の外周に連通する渦巻き形状のスクロール通路、および前記スクロール通路の一部から接線方向で分岐する排気通路を有し前記回転軸および前記インペラを収容するハウジングと、前記ハウジングにおいて前記給気通路の外側で円環形状に形成された空間であって前記インペラ側で前記給気通路に開口する環状の抽気溝と前記空気取入口側で前記給気通路に開口する環状の再循環溝とを有した再循環通路と、前記再循環通路の内部の空間を円環方向で仕切るように軸方向に沿って延在して設けられた複数のストラットと、を備え、前記スクロール通路から前記排気通路が分岐する舌部の前記回転軸を中心とした角度位置において、前記ストラットで仕切られた空間の断面積が前記抽気溝から前記再循環溝に向かって減少して形成されている。

【 0 0 0 7 】

また、本発明の一態様に係る遠心圧縮機では、断面積が前記抽気溝から前記再循環溝に向かって減少して形成された空間における径方向の幅が前記抽気溝から前記再循環溝に向かって縮小して形成されていることが好ましい。

【 0 0 0 8 】

また、本発明の一態様に係る遠心圧縮機では、断面積が前記抽気溝から前記再循環溝に向かって減少して形成された空間における前記抽気溝の溝幅の一部が狭く形成されていることが好ましい。

【 0 0 0 9 】

また、本発明の一態様に係る遠心圧縮機では、断面積が前記抽気溝から前記再循環溝に向かって減少して形成された空間における前記抽気溝の溝幅の一部を開閉するシャッタと、前記排気通路の圧力に基づいて圧力上昇時に前記シャッタを開作動させる一方で圧力下降時に前記シャッタを開作動させる作動機構と、を備えることが好ましい。

【 0 0 1 0 】

本発明の一態様に係る排気タービン過給機は、上述したいずれか 1 つに記載の遠心圧縮機を有する。

【発明の効果】

【 0 0 1 1 】

一般的なケーシングトリートメントでは、インペラで加圧された圧縮空気の一部が抽気溝から再循環通路に抽気されて再循環溝から給気通路に戻されて再循環する。このため吸入される空気流量が少ない小流量時に作動流量を再循環によってを増大し失速を抑制するとともに、インペラの圧力比を上昇させることで、コンプレッサの作動レンジを拡大することができる。上記の効果に加え本発明の遠心圧縮機によれば、スクロール通路から排気通路が分岐する舌部の回転軸を中心とした角度位置において、ストラットで仕切られた再

10

20

30

40

50

循環通路の空間の断面積が抽気溝から再循環溝に向かって減少して形成されている。このため、再循環通路で再循環された空気が舌部の角度位置に集められて大流量となり、インペラにより圧縮されてスクロール通路に排出された空気は、舌部の位置では流量が増大することによって動圧が増大する。この結果、スクロール通路の舌部付近での局所的な失速や逆流を抑えることができる。しかも、本発明によれば、再循環して排出される空気流量の周方向分布を、抽気流量ではなく再循環通路の面積分布で変更していることから、インペラにおいて抽気される流量は周方向で一様とすることができ、ある特定の周方向位置で抽気流量が極端に増大し、当該位置でのインペラ出口での半径方向動圧が過小となることを抑制できる。その結果、本発明の排気タービン過給機によれば、遠心圧縮機において、インペラの失速限界を拡大しつつ、スクロール通路の舌部付近での局所的な失速や逆流を抑えることができ、一般的なケーシングトリートメントよりも作動レンジを拡大することができる。

10

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】図1は、本発明の実施形態に係る遠心圧縮機が適用される排気タービン過給機の全体構成図である。

【図2】図2は、本発明の実施形態に係る遠心圧縮機が適用される排気タービン過給機の遠心圧縮機の断面図である。

【図3】図3は、本発明の実施形態に係る遠心圧縮機の軸方向断面図である。

【図4】図4は、本発明の実施形態に係る遠心圧縮機の周方向断面展開図である。

20

【図5】図5は、本発明の実施形態に係る遠心圧縮機の流量分布を示す図である。

【図6】図6は、本発明の実施形態に係る遠心圧縮機の他の例の軸方向断面図である。

【図7】図7は、本発明の実施形態に係る遠心圧縮機の他の例の周方向断面展開図である。

。

【図8】図8は、本発明の実施形態に係る遠心圧縮機の他の例の周方向断面展開図である。

。

【図9】図9は、本発明の実施形態に係る遠心圧縮機の他の例の軸方向断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0013】

以下に、本発明に係る実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。なお、この実施形態によりこの発明が限定されるものではない。また、下記実施形態における構成要素には、当業者が置換可能かつ容易なもの、あるいは実質的に同一のものが含まれる。

30

【0014】

図1は、本実施形態に係る遠心圧縮機が適用される排気タービン過給機の全体構成図である。図2は、本実施形態に係る遠心圧縮機が適用される排気タービン過給機の遠心圧縮機の断面図である。図3は、本実施形態に係る遠心圧縮機の軸方向断面図である。図4は、本実施形態に係る遠心圧縮機の周方向断面展開図である。図5は、本発明の実施形態に係る遠心圧縮機の流量分布を示す図である。

【0015】

図1に示す排気タービン過給機11は、主に、タービン12と、コンプレッサ（遠心圧縮機）13と、回転軸14と、により構成され、これらがハウジング15内に収容されている。

40

【0016】

ハウジング15は、内部が中空に形成され、タービン12の構成を収容する第一空間部S1をなすタービンハウジング15Aと、コンプレッサ13の構成を収容する第二空間部S2をなすコンプレッサハウジング15Bと、回転軸14を収容する第三空間部S3をなすベアリングハウジング15Cと、を有する。ベアリングハウジング15Cの第三空間部S3は、タービンハウジング15Aの第一空間部S1とコンプレッサハウジング15Bの第二空間部S2との間に位置している。

【0017】

50

回転軸 1 4 は、タービン 1 2 側の端部がタービン側軸受であるジャーナル軸受 2 1 により回転自在に支持され、コンプレッサ 1 3 側の端部がコンプレッサ側軸受であるジャーナル軸受 2 2 により回転自在に支持され、かつスラスト軸受 2 3 により回転軸 1 4 が延在する軸方向への移動を規制されている。回転軸 1 4 の回転の中心線 C を図中に一点鎖線にて示している。また、回転軸 1 4 は、軸方向における一端部にタービン 1 2 のタービンホイール 2 4 が固定されている。タービンホイール 2 4 は、外周部に軸流型をなす複数のタービン翼 2 5 が周方向（中心線 C を中心とした回転軸 1 4 の廻り方向）に間隔をおいて設けられている。タービンホイール 2 4 は、ハウジング 1 5 におけるタービンハウジング 1 5 A の第一空間部 S 1 に収容されている。さらに、回転軸 1 4 は、軸方向における他端部に、コンプレッサ 1 3 のインペラ 3 1 が固定されている。インペラ 3 1 は、回転軸 1 4 の中心線 C を中心として放射状に複数のブレード 3 2 が周方向に間隔をおいて設けられている。インペラ 3 1 は、ハウジング 1 5 におけるコンプレッサハウジング 1 5 B の第二空間部 S 2 に収容されている。

10

#### 【 0 0 1 8 】

また、タービンハウジング 1 5 A は、タービンホイール 2 4 に対して排気ガスを取り込む排気ガス取込口 2 6 と、排気ガスを吐出する排気ガス吐出口 2 7 とが設けられている。そして、タービンハウジング 1 5 A は、排気ガス取込口 2 6 とタービンホイール 2 4 との間にタービンノズル 2 8 が設けられており、このタービンノズル 2 8 により静圧膨張された軸方向の排気ガス流が複数のタービンホイール 2 4 のタービン翼 2 5 に導かれることで、タービン 1 2 を駆動回転することができる。

20

#### 【 0 0 1 9 】

また、コンプレッサハウジング 1 5 B は、インペラ 3 1 に対して圧縮用気体を取り込む空気取込口 3 3 と、圧縮空気を吐出する圧縮空気吐出口 3 4 とが設けられている。そして、コンプレッサハウジング 1 5 B は、インペラ 3 1 と圧縮空気吐出口 3 4 との間にディフューザ 3 5 が設けられている。インペラ 3 1 により圧縮された空気は、ディフューザ 3 5 を通って排出される。

#### 【 0 0 2 0 】

コンプレッサハウジング 1 5 B において、空気取込口 3 3 は、回転軸 1 4 の延在する軸方向に沿って設けられた給気通路 1 5 B a の端部に形成されている。給気通路 1 5 B a は、空気取込口 3 3 からインペラ 3 1 に至り設けられている。また、コンプレッサハウジング 1 5 B において、給気通路 1 5 B a に連通しつつインペラ 3 1 の外周部に沿って円環形状に形成された圧縮通路 1 5 B b が設けられている。また、コンプレッサハウジング 1 5 B において、図 1 および図 2 に示すように、インペラ 3 1 における圧縮空気の出口側であって圧縮通路 1 5 B b の外周に連通してディフューザ 3 5 の外側に渦巻き形状に形成されたスクロール通路 1 5 B c が設けられている。また、コンプレッサハウジング 1 5 B において、スクロール通路 1 5 B c の一部から接線方向に分岐する排気通路 1 5 B d が設けられている。排気通路 1 5 B d の開口端に圧縮空気吐出口 3 4 が形成されている。スクロール通路 1 5 B c は、内径が最も小さい巻き始めから周方向に内径が漸次拡大して形成され周方向に 1 周して最も拡大された巻き終わりに接続されている。この内径が最も拡大された巻き終わりに排気通路 1 5 B d が分岐して設けられている。このスクロール通路 1 5 B c において排気通路 1 5 B d が分岐した部分は、上述したように巻き始めと巻き終わりとが接続される部分であり、通路の内向きに突出する舌部 1 5 B e が形成されている。そして、このような構成のコンプレッサ 1 3 では、空気取込口 3 3 から給気通路 1 5 B a に取り込まれた空気は、インペラ 3 1 により圧縮されて圧縮通路 1 5 B b からディフューザ 3 5 にて径方向（中心軸 C に直交する方向）外側に拡散されてスクロール通路 1 5 B c を巡回して排気通路 1 5 B d の圧縮空気吐出口 3 4 から吐出される。

30

40

#### 【 0 0 2 1 】

また、コンプレッサハウジング 1 5 B において、図 1 ~ 図 3 に示すように、給気通路 1 5 B a に再循環通路 1 5 B f が形成されている。再循環通路 1 5 B f は、給気通路 1 5 B a の外側で円環形状に形成された空間である。再循環通路 1 5 B f は、給気通路 1 5 B a

50

の内壁面と、給気通路 1 5 B a の内壁面に沿って設けられた円環形状の通路壁 3 6 との間に設けられた空間であって、軸方向においてインペラ 3 1 における給気の入口側で給気通路 1 5 B a に開口する環状の抽気溝 3 6 a と、空気取込口 3 3 側で給気通路 1 5 B a に開口する環状の再循環溝 3 6 b とを有して給気通路 1 5 B a の外側でインペラ 3 1 側と空気取込口 3 3 側とに通じて形成されている。そして、給気通路 1 5 B a の内壁面と通路壁 3 6 との間に空間を確保して再循環通路 1 5 B f を形成するため、給気通路 1 5 B a の内壁面と通路壁 3 6 との間で軸方向に延在し再循環通路 1 5 B f の空間を仕切るストラット 3 6 c が周方向に複数設けられている。

【 0 0 2 2 】

このように構成された、排気タービン過給機 1 1 は、エンジン（図示せず）から排出された排ガスによりタービン 1 2 が駆動し、タービン 1 2 の回転が回転軸 1 4 に伝達されてコンプレッサ 1 3 が駆動し、このコンプレッサ 1 3 が燃焼用気体を圧縮してエンジンに供給する。具体的に、エンジンからの排気ガスは、排気ガスの入口通路 2 6 を通り、タービンノズル 2 8 により静圧膨張され、軸方向の排気ガス流が複数のタービン翼 2 5 に導かれることで、複数のタービン翼 2 5 が固定されたタービンホイール 2 4 によりタービン 1 2 が駆動回転する。そして、複数のタービン翼 2 5 を駆動した排気ガスは、出口通路 2 7 から外部に排出される。一方、タービン 1 2 により回転軸 1 4 が回転すると、回転軸 1 4 で一体のコンプレッサ 1 3 のインペラ 3 1 が回転し、空気取込口 3 3 から給気通路 1 5 B a を通って空気が吸入される。吸入された空気は、インペラ 3 1 で加圧されて圧縮空気となり、この圧縮空気は、ディフューザ 3 5 およびスクロール通路 1 5 B c を通り、圧縮空気吐出口 3 4 からエンジンに供給される。また、コンプレッサ 1 3 において、インペラ 3 1 で加圧された圧縮空気の一部は、抽気溝 3 6 a から再循環通路 1 5 B f に抽気されて再循環溝 3 6 b から給気通路 1 5 B a に戻されて再循環する。このように再循環通路 1 5 B f にて空気を再循環させることで、例えば、エンジンの低回転時において吸入される空気流量が少ない小流量時にインペラ 3 1 の圧力比を増大させてコンプレッサ 1 3 の作動レンジを拡大する。

【 0 0 2 3 】

上述したコンプレッサ（遠心圧縮機）1 3 において、再循環通路 1 5 B f は、図 2 に示すように、ストラット 3 6 c が周方向に 1 2 0 d e g ごとに 3 つ設けられている。そして、ストラット 3 6 c は、図 4 に示すように、スクロール通路 1 5 B c に形成された舌部 1 5 B e の回転軸 1 4（中心線 C）を中心とした角度位置（図 4 において 3 0 d e g の位置）と、当該舌部 1 5 B e の角度位置から 1 2 0 d e g ごとに設けられている。そして、少なくとも 1 つのストラット 3 6 c は、舌部 1 5 B e の角度位置において、当該ストラット 3 6 c で仕切られた再循環通路 1 5 B f の空間の断面積が抽気溝 3 6 a から再循環溝 3 6 b に向かって減少して形成されるように配置されている。具体的には、図 4 に示すように、舌部 1 5 B e の角度位置にあるストラット 3 6 c に周方向で隣接する 1 5 0 d e g の角度位置にあるストラット 3 6 c において、再循環溝 3 6 b 側を舌部 1 5 B e の角度位置（3 0 d e g の位置）に向けて傾けて配置されている。

【 0 0 2 4 】

また、図には明示しないが、1 5 0 d e g の角度位置にあるストラット 3 6 c において、再循環溝 3 6 b 側を舌部 1 5 B e の角度位置（3 0 d e g の位置）に向くように湾曲して形成されていてもよい。また、図には明示しないが、1 5 0 d e g の角度位置にあるストラット 3 6 c において、舌部 1 5 B e の角度位置側の側面のみが再循環溝 3 6 b 側を舌部 1 5 B e の角度位置に向けて傾けたり湾曲したりして形成されていてもよい。また、図には明示しないが、ストラット 3 6 c の軸方向の途中から再循環溝 3 6 b に向けて傾けたり湾曲したりして形成されていてもよい。また、図には明示しないが、舌部 1 5 B e の角度位置にあるストラット 3 6 c に周方向で隣接する - 9 0 d e g の角度位置にあるストラット 3 6 c において、1 5 0 d e g の角度位置にあるストラット 3 6 c と同様に再循環溝 3 6 b 側を舌部 1 5 B e の角度位置に向けて配置や形成されていてもよい。また、図には明示しないが、舌部 1 5 B e の角度位置にあるストラット 3 6 c に周方向で隣接する 1 5 0

10

20

30

40

50

d e g の角度位置および - 9 0 d e g の角度位置にある各ストラット 3 6 c において、再循環溝 3 6 b 側を舌部 1 5 B e の角度位置に向けて配置や形成されていてもよい。また、舌部 1 5 B e の角度位置にストラット 3 6 c が一致して設けられていなくてもよく、この場合は舌部 1 5 B e の角度位置に最も近い角度位置にあるストラット 3 6 c において、再循環溝 3 6 b 側を舌部 1 5 B e の角度位置に向けて配置や形成されていてもよい。

#### 【 0 0 2 5 】

ところで、コンプレッサ 1 3 において、スクロール通路 1 5 B c は、上述したように、内径が最も小さい巻き始めから周方向に内径が漸次拡大して形成され周方向に 1 周して最も拡大された巻き終わりに接続され、回転軸 1 4 に対して非軸対称に構成されている。このため、小流量時では、ディフューザ 3 5 の出口の空気の流動にひずみが生じ、舌部 1 5 B e 付近における静圧が増大する圧力分布が形成される。そのため、ディフューザ 3 5 の出口から舌部 1 5 B e にかけての逆圧力勾配が増大することとなるため、ケーシングトリートメントによってインペラ 3 1 の出口圧力が増大すると、インペラ 3 1 の出口での動圧が減少することとなり、逆圧力勾配の急峻な舌部 1 5 B e 付近で局所的な失速や逆流を生じてしまう。従来のケーシングトリートメントのように再循環通路が回転軸に対して軸対称に構成されている場合、インペラ出口での動圧は周方向に一樣に減少するため、舌部付近での半径方向動圧を局所的に増大させ、逆流を抑制することは困難である。

#### 【 0 0 2 6 】

この点、本実施形態のコンプレッサ 1 3 によれば、スクロール通路 1 5 B c から排気通路 1 5 B d が分岐する舌部 1 5 B e の回転軸 1 4 を中心とした角度位置において、ストラット 3 6 c で仕切られた再循環通路 1 5 B f の空間の断面積が抽気溝 3 6 a から再循環溝 3 6 b に向かって減少して形成されている。このため、図 5 ( a ) に示す再循環の流量 m の分布のように、再循環通路 1 5 B f で再循環された空気が舌部 1 5 B e の角度位置に集められて大流量となる。そして、図 5 ( b ) に示すインペラ 3 1 出口の流量 m の分布のように、インペラ 3 1 により圧縮されてディフューザ 3 5 を通ってスクロール通路 1 5 B c に排出された空気は、舌部 1 5 B e の位置では流量が増大することによって動圧が増大する。この結果、スクロール通路 1 5 B c の舌部 1 5 B e 付近での局所的な失速や逆流を抑えることができる。しかも、本実施形態のコンプレッサ 1 3 によれば、再循環通路 1 5 B f で再循環して排出される空気の流量を変えていることから、図 5 ( c ) に示す抽気溝 3 6 a の流量 m の分布のように、インペラ 3 1 における給気の入口側であって再循環通路 1 5 B f に抽気する流量は周方向で一樣とすることができ、抽気によるインペラ 3 1 の圧力比の上昇を周方向で一樣にでき、ある特定の位置で極端に圧力比が増大し半径方向動圧が減少した結果逆流が発生することを抑制できる。

#### 【 0 0 2 7 】

図 6 は、本実施形態に係る遠心圧縮機その他の例の軸方向断面図である。図 7 は、本実施形態に係る遠心圧縮機その他の例の周方向断面展開図である。図 8 は、本実施形態に係る遠心圧縮機その他の例の周方向断面展開図である。図 9 は、本実施形態に係る遠心圧縮機その他の例の軸方向断面図である。

#### 【 0 0 2 8 】

本実施形態のコンプレッサ 1 3 の他の例として、図 6 に示すように、舌部 1 5 B e の回転軸 1 4 を中心とした角度位置（図 4 の 3 0 d e g の位置）で、断面積が抽気溝 3 6 a から再循環溝 3 6 b に向かって減少して形成された空間において径方向の幅が抽気溝 3 6 a から再循環溝 3 6 b に向かって縮小して形成されていることが好ましい。

#### 【 0 0 2 9 】

図 6 に示す形態では、再循環通路 1 5 B f の径方向外側の周壁（ハウジング 1 5 のコンプレッサハウジング 1 5 B の内壁面）が径方向で狭くなるように再循環溝 3 6 b の位置に傾斜面 3 6 d が形成されている。図には明示しないが、傾斜面 3 6 d は、再循環通路 1 5 B f の通路壁 3 6 側に設けられていてもよい。また、図には明示しないが、傾斜面 3 6 d は、抽気溝 3 6 a から再循環溝 3 6 b の全体に亘って設けられていてもよい。

#### 【 0 0 3 0 】

このような構成によれば、ストラット 36c で仕切られた空間の径方向の幅が抽気溝 36a から再循環溝 36b に向かって縮小して形成されていることで、スクロール通路 15Bc から排気通路 15Bd が分岐する舌部 15Be の回転軸 14 を中心とした角度位置において、ストラット 36c で仕切られた再循環通路 15Bf の空間の断面積が抽気溝 36a から再循環溝 36b に向かって減少して形成されている。このため、再循環流の排出側で流速を増加させ、再循環の流量分布を舌部 15Be の角度位置で増大させることができるため、上述した効果を顕著に得ることができる。

【0031】

さらに、本実施形態のコンプレッサ 13 の他の例として、図 7 に示すように、舌部 15Be の回転軸 14 を中心とした角度位置（図 6 の 30deg の位置）で、断面積が抽気溝 36a から再循環溝 36b に向かって減少して形成された空間において抽気溝 36a の溝幅の一部が狭く形成されていることが好ましい。

10

【0032】

図 7 に示す形態では、抽気溝 36a の溝幅の一部が狭くなるように抽気溝 36a のインペラ 31 側の溝縁に突起 36e が形成されている。図には明示しないが、突起 36e は、抽気溝 36a の空気取込口 33 側の溝縁に形成されていてもよい。また、図には明示しないが、突起 36e は、複数設けられていてもよい。

【0033】

排気通路 15Bd の圧力が上昇してサージ領域となるような状況においては、再循環流の抽気流量が増加しインペラ 31 の仕事量が増大するため減速が強くなる傾向となる。この点、本実施形態のように、ストラット 36c で仕切られた空間の抽気溝 36a の溝幅の一部が狭く形成されていると、排気通路 15Bd の圧力が上昇してサージ領域となるような状況において、再循環流の抽気流量を抑えることができるため、インペラ 31 の仕事量の増大を抑制して減速を弱めることができる。従って、再循環流の抽気流量とインペラ 31 への再循環流量の周方向分布をそれぞれ個別に制御することができる。

20

【0034】

さらに、本実施形態のコンプレッサ 13 の他の例として、図 8 および図 9 に示すように、舌部 15Be の回転軸 14 を中心とした角度位置（図 8 の 30deg の位置）で、断面積が抽気溝 36a から再循環溝 36b に向かって減少して形成された空間において抽気溝 36a の溝幅の一部を開閉するシャッタ 36f と、排気通路 15Bd の圧力に基づいて圧力上昇時にシャッタ 36f を閉作動させる一方で圧力下降時にシャッタ 36f を開作動させる作動機構 37 と、を備えることが好ましい。

30

【0035】

作動機構 37 は、ディフューザ 35 の圧力で作動する空性アクチュエータが適用される。具体的に、作動機構 37 は、シャッタ 36f を開閉作動させる作動部材 37a と、当該作動部材 37a を駆動する空気圧シリンダ 37b と、圧縮通路 15Bb と空気圧シリンダ 37b とを連通する連通管 37c と、を有している。この作動機構 37 は、排気通路 15Bd の圧力が上昇した場合に当該圧力により空気圧シリンダ 37b が作動部材 37a を駆動してシャッタ 36f を閉作動させる。一方、作動機構 37 は、排気通路 15Bd の圧力が下降した場合に空気圧シリンダ 37b の作動部材 37a の駆動を行わずシャッタ 36f を開作動させる。

40

【0036】

上述したように、排気通路 15Bd の圧力が上昇してサージ領域となるような状況においては、再循環流の抽気流量が増加しインペラ 31 の仕事量が増大するため減速が強くなる傾向となる。この点、本実施形態では、排気通路 15Bd の圧力上昇時にシャッタ 36f を閉作動させることで、再循環流の抽気流量を抑えることができるため、インペラ 31 の仕事量の増大を抑制して減速を弱めることができる。一方、小流量時である排気通路 15Bd の圧力下降時にシャッタ 36f を開作動させることで、図 5 (c) に示す抽気溝 36a の流量分布のように、再循環通路 15Bf に抽気する流量は周方向で一様とすることができ、抽気によるインペラ 31 の仕事量を周方向で一様にすることができる。従って、

50



再循環流の抽気流量とインペラ 3 1 への再循環流量の周方向分布をそれぞれ個別に制御すると共に、排気通路 1 5 B d の圧力に応じて再循環流の抽気流量を制御することができる。

【 0 0 3 7 】

また、上述したコンプレッサ 1 3 を有する排気タービン過給機 1 1 によれば、コンプレッサ 1 3 において、作動レンジを拡大しつつ、スクロール通路 1 5 B c の舌部 1 5 B e 付近での局所的な失速や逆流を抑えることができ、エンジンへの給気効率が向上するため、過給機の高効率化を図ることができる。

【 0 0 3 8 】

なお、本実施形態は、遠心圧縮機として排気タービン過給機 1 1 のコンプレッサ 1 3 に適用される構成について説明したが、この限りではない。回転軸にインペラが取り付けられてハウジング内で圧縮する遠心圧縮機に好適に用いることができる。

【符号の説明】

【 0 0 3 9 】

- 1 1 排気タービン過給機
- 1 3 コンプレッサ（遠心圧縮機）
- 1 4 回転軸
- 1 5 ハウジング
- 1 5 B コンプレッサハウジング
- 1 5 B a 給気通路
- 1 5 B b 圧縮通路
- 1 5 B c スクロール通路
- 1 5 B d 排気通路
- 1 5 B f 再循環通路
- 1 5 B e 舌部
- 3 1 インペラ
- 3 2 ブレード
- 3 3 空気取込口
- 3 4 圧縮空気吐出口
- 3 5 ディフューザ
- 3 6 通路壁
- 3 6 a 抽気溝
- 3 6 b 再循環溝
- 3 6 c ストラット
- 3 6 d 傾斜面
- 3 6 e 突起
- 3 6 f シャッタ
- 3 7 作動機構
- 3 7 a 作動部材
- 3 7 b 空気圧シリンダ
- 3 7 c 連通管

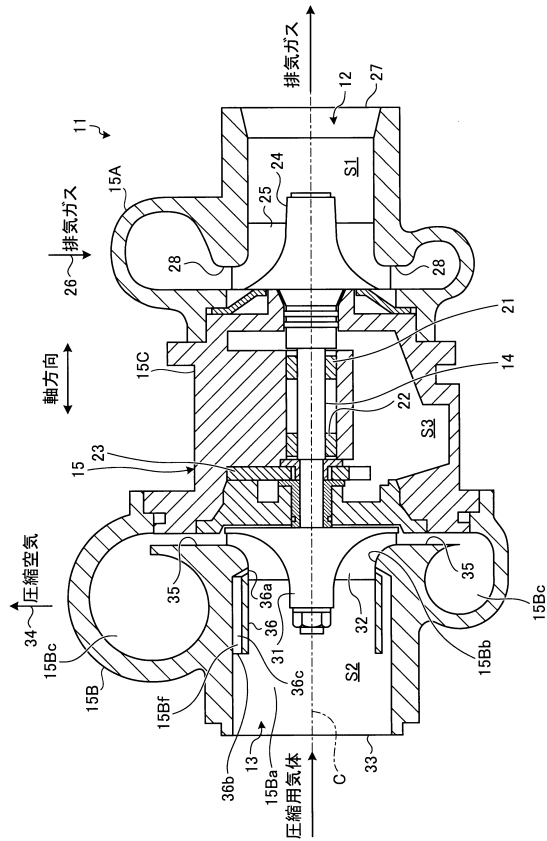
10

20

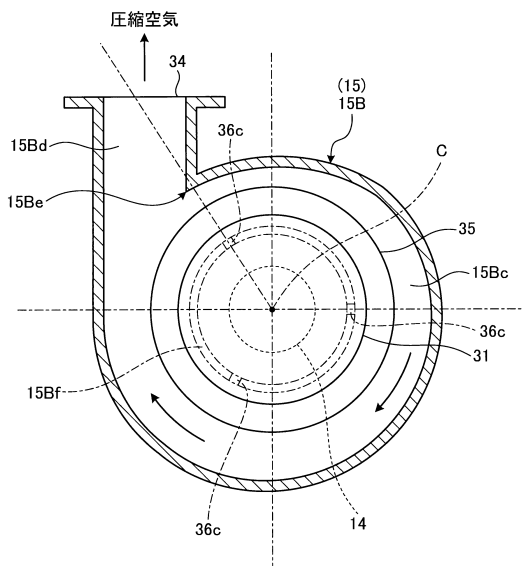
30

40

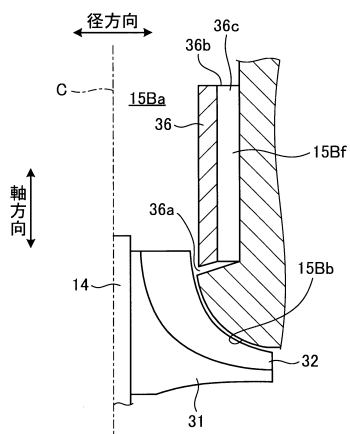
【図 1】



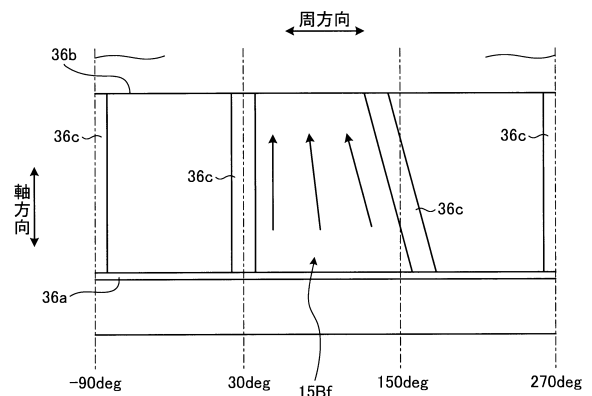
【図 2】



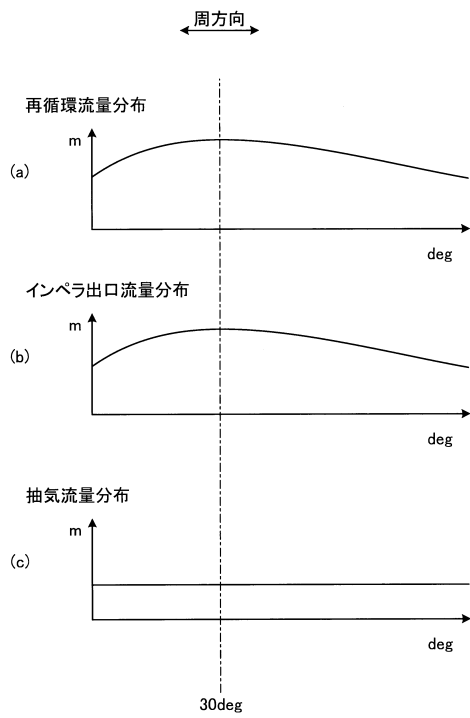
【図 3】



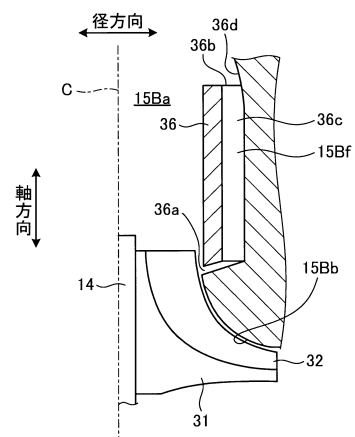
【図 4】



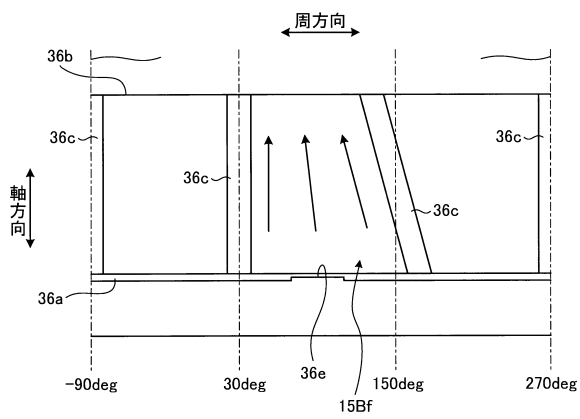
【図 5】



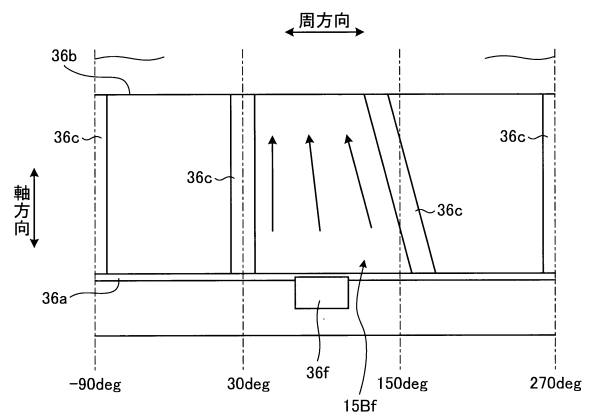
【図 6】



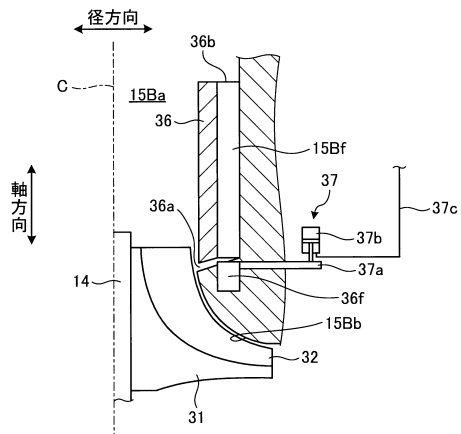
【図 7】



【図 8】



【図 9】



---

フロントページの続き

審査官 山崎 孔徳

(56)参考文献 特開 2 0 0 9 - 0 8 5 0 8 3 ( J P , A )  
国際公開第 2 0 1 1 / 0 9 9 4 1 7 ( W O , A 1 )  
特開 2 0 0 3 - 1 0 6 2 9 3 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)  
F 0 4 D 2 9 / 6 6  
F 0 4 D 2 9 / 4 4