

(19)日本国特許庁(JP)

## (12)特許公報(B2)

(11)特許番号

特許第7123029号

(P7123029)

(45)発行日 令和4年8月22日(2022.8.22)

(24)登録日 令和4年8月12日(2022.8.12)

(51)国際特許分類

F I

F 0 4 D 29/44 (2006.01)

F 0 4 D 29/44

P

F 0 4 D 29/66 (2006.01)

F 0 4 D 29/44

X

F 0 4 D 29/66

H

請求項の数 6 (全14頁)

|          |                             |          |                    |
|----------|-----------------------------|----------|--------------------|
| (21)出願番号 | 特願2019-227529(P2019-227529) | (73)特許権者 | 000005326          |
| (22)出願日  | 令和1年12月17日(2019.12.17)      |          | 本田技研工業株式会社         |
| (65)公開番号 | 特開2021-95882(P2021-95882A)  |          | 東京都港区南青山二丁目1番1号    |
| (43)公開日  | 令和3年6月24日(2021.6.24)        | (74)代理人  | 110001379          |
| 審査請求日    | 令和3年3月29日(2021.3.29)        |          | 特許業務法人 大島特許事務所     |
|          |                             | (72)発明者  | 大島 康司              |
|          |                             |          | 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式 |
|          |                             |          | 会社本田技術研究所内         |
|          |                             | (72)発明者  | 久野 直樹              |
|          |                             |          | 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式 |
|          |                             |          | 会社本田技術研究所内         |
|          |                             | 審査官      | 吉田 昌弘              |

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 遠心圧縮機

## (57)【特許請求の範囲】

## 【請求項1】

軸線方向に沿って延びる入口流路、前記入口流路に連通するインペラ収容部、前記インペラ収容部の外周部に設けられたディフューザ及び、前記ディフューザの下流側にて、軸線回りに渦巻状に延びる出口流路を有するハウジングと、

前記インペラ収容部内で、前記軸線方向に沿って延びる回転軸を介して回転可能に支持されたインペラとを備える遠心圧縮機であって、

前記インペラ収容部に連通する吸込口から径方向外方へ延びる吸込流路部と、前記吸込流路部の下流端から前記軸線方向に前記入口流路の上流側に向けて延びる連結流路部と、前記連結流路部の下流端から径方向内方に向けて延び、前記入口流路に連通する噴出口に至る噴出流路部とを有する循環流路が前記ハウジングに形成され、

前記循環流路の上流端が、前記吸込口に向けて拡開され、

前記吸込流路部と前記連結流路部とが、内側及び外側が共に湾曲する第1湾曲部を介して滑らかに接続され、前記連結流路部と前記噴出流路部とが、内側及び外側が共に湾曲する第2湾曲部を介して滑らかに接続され、

前記吸込流路部が、前記吸込口から前記第1湾曲部にかけて、前記噴出流路部から離反する向きに傾斜しており、

前記噴出流路部が、前記第2湾曲部から前記噴出口にかけて、前記吸込流路部に近接する向きに傾斜しており、

前記吸込流路部の前記ハウジングの内面に対する傾斜角度は、前記噴出流路部の前記ハウ

10

20

ジングの内面に対する傾斜角度よりも小さく設定されており、

前記連結流路部が筒状をなしており、前記連結流路部の下流部に複数の整流ペーンが周方向に間隔を空けて設けられ、

前記循環流路の流路面積が、前記吸込流路部の最小流路面積部から前記整流ペーンに至るまで連続的に増大していることを特徴とする遠心圧縮機。

【請求項 2】

前記吸込流路部が、下流側に向けて漸増する流路面積を有し、前記吸込流路部の前記最小流路面積部が、前記吸込口の流路面積に対して 10% ~ 40% 小さい流路面積を有することを特徴とする請求項 1 に記載の遠心圧縮機。

【請求項 3】

前記連結流路部の前記整流ペーンの上流側の流路面積を A1 とし、前記吸込流路部の前記最小流路面積部の流路面積を A2 としたときに、 $A1 / A2$  で表される流路面積比が 1.5 超且つ 3 未満であることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の遠心圧縮機。

【請求項 4】

前記流路面積比が 2 超であることを特徴とする請求項 3 に記載の遠心圧縮機。

【請求項 5】

前記循環流路が同一流路面積の円形断面を有すると仮定したときに、この仮想の前記循環流路の、前記吸込流路部の前記最小流路面積部に対応する位置から前記整流ペーンの上流側に対応する位置までの区間の広がり角が 30° 以下であることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 4 のいずれかに記載の遠心圧縮機。

【請求項 6】

前記整流ペーンが、上流端及び下流端に R 面を有し、前記軸線方向に沿って延びる平板状をなしていることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 5 のいずれかに記載の遠心圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示は、循環流路を備えた遠心圧縮機に関する。

【背景技術】

【0002】

車両用エンジンに用いられるターボ過給機の圧縮機として遠心圧縮機が広く用いられている。車両用エンジンのターボ過給機には、低流量域から作動することが求められるが、遠心圧縮機においては、空気流量が減少してくると、インペラとハウジングとの隙間から圧縮空気が逆流する現象が発生し、この逆流空気が入口通路を通してインペラに吸い込まれる主流を乱し、サージを引き起こす一因になっている。サージの発生を抑制し、遠心圧縮機の作動領域を広げるため、インペラに吸い込まれた空気の一部をインペラよりも上流側の入口通路に戻すための循環通路をハウジングに形成することが知られている（例えば、特許文献 1 ~ 3 参照）。

【0003】

ハウジングに循環流路が形成されることにより、インペラに吸い込まれる空気量が入口通路に吸い込まれる空気量よりも増えるため、サージ発生の限界域が低流量側へ移動し、遠心圧縮機の低流量側の作動領域が拡大される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【文献】特開平 5 - 60097 号公報

特開 2003 - 314496 号公報

特開 2015 - 63920 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

10

20

30

40

50

しかしながら、従来の遠心圧縮機では、循環流路の上流端をなす吸込流路部がインペラに対峙する部分に開口するようにスリット状に形成されている。そのため、循環流路の圧力損失が大きく、循環流量を効率的に増加させることができない。

【 0 0 0 6 】

ここで、循環流量を増加させるために、吸込流路部の流路面積を拡大することや、循環流路の下流端をなす噴出流路部の流路面積を拡大することが考えられる。しかしながら、吸込流路部の流路面積を拡大した場合、インペラに対峙する部分の開口が大きくなり、入口通路を通してインペラに吸い込まれる空気の圧縮効率の低下を招く。また、噴出流路部の流路面積を拡大した場合、循環流量の流路面積が噴出流路部で拡大することによって循環流量の圧力損失が増大するため、効率的に循環流量を増加させることができない。

10

【 0 0 0 7 】

本発明は、このような背景に鑑み、圧縮効率の低下を抑制しつつ効率的に循環流量を増加させ、遠心圧縮機の低流量側の作動領域を拡大できる遠心圧縮機を提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 8 】

このような課題を解決するために、本発明のある実施形態は、軸線方向（X）に沿って延びる入口流路（23）、前記入口流路に連通するインペラ収容部（24）、前記インペラ収容部の外周部に設けられたディフューザ（25）及び、前記ディフューザの下流側にて、軸線回りに渦巻状に延びる出口流路（26）を有するハウジング（21）と、前記インペラ収容部内で、前記軸線方向に沿って延びる回転軸（4）を介して回転可能に支持されたインペラ（22）とを備える遠心圧縮機（2）であって、前記インペラ収容部に連通する吸込口（31）から径方向外方へ延びる吸込流路部（33）と、前記吸込流路部の下流端から前記軸線方向に前記入口流路の上流側に向けて延びる連結流路部（34）と、前記連結流路部の下流端から径方向内方に向けて延び、前記入口流路に連通する噴出口（32）に至る噴出流路部（35）とを有する循環流路（30）が前記ハウジングに形成され、前記循環流路の上流端が、前記吸込口に向けて拡開されている。

20

【 0 0 0 9 】

この構成によれば、循環流路の入口損失が小さくなり、循環流路の圧力損失が低減することから、循環流路を流通する流体の流量（以下、循環流量という）が増加する。一方、循環流路の全体の流路面積が大きくなっていないので、インペラに対峙する部分の開口が大きくなっても、入口通路を通してインペラに吸い込まれる流体の圧縮効率の低下は抑制される。したがって、圧縮効率の低下を抑制しつつ効率的に循環流量を増加させ、遠心圧縮機の低流量側の作動領域を拡大することができる。

30

【 0 0 1 0 】

好ましくは、前記吸込流路部（33）が、下流側に向けて漸増する流路面積を有し、前記吸込流路部の最小流路面積部（42）が、前記吸込口（31）の流路面積に対して10%～40%小さい流路面積を有する。

【 0 0 1 1 】

この構成によれば、より効果的に、圧縮効率の低下を抑制しつつ循環流量を増加させることができる。

40

【 0 0 1 2 】

好ましくは、前記吸込流路部（33）と前記連結流路部（34）とが、湾曲する第1湾曲部（36）を介して滑らかに接続され、前記連結流路部と前記噴出流路部（35）とが、湾曲する第2湾曲部（37）を介して滑らかに接続されている。

【 0 0 1 3 】

この構成によれば、循環流路の圧力損失を効果的に低減して循環流量を増加させることができる。

【 0 0 1 4 】

好ましくは、前記吸込流路部（33）が、前記吸込口（31）から前記第1湾曲部（3

50

6) にかけて、前記噴出流路部(35)から離反する向きに傾斜している。

【0015】

この構成によれば、吸込流路部の傾斜の向きが入口通路を通してインペラに吸い込まれる流体の流れ(以下、主流という)の向きと一致することから、循環流路の入口損失を小さくして循環流路の圧力損失を効果的に低減できるとともに、インペラに吸い込まれる流体の圧縮効率の低下を抑制することもできる。

【0016】

好ましくは、前記噴出流路部(35)が、前記第2湾曲部(37)から前記噴出口(32)にかけて、前記吸込流路部(33)に近接する向きに傾斜している。

【0017】

この構成によれば、インペラに向かう主流を乱すことなく循環流量を増加させることができる。したがって、遠心圧縮機の低流量側の作動領域を効果的に拡大することができる。

【0018】

好ましくは、前記連結流路部(34)が筒状をなしており、前記連結流路部の下流部に複数の整流ベン(38)が周方向に間隔を空けて設けられている。

【0019】

この構成によれば、循環流路を流れる流体の旋回流を抑制し、インペラに向かう主流の乱れを抑制することができる。また、旋回流が弱くなる連結流路部の下流部に整流ベンが設けられるため、整流による循環流路の圧力損失の増大を抑制することができる。

【0020】

好ましくは、前記循環流路(30)の流路面積が、前記吸込流路部(33)の最小流路面積部(42)から前記整流ベン(38)に至るまで連続的に増大している。

【0021】

この構成によれば、循環流路の拡大損失の増大を抑制しつつ、整流ベンが設けられた連結流路部の下流部における循環流の流速を低減して整流による循環流路の圧力損失の増大を効果的に抑制することができる。

【0022】

好ましくは、前記連結流路部(34)の前記整流ベン(38)の上流側(C位置)の流路面積をA1とし、前記吸込流路部(33)の前記最小流路面積部(42)の流路面積をA2としたときに、 $A1/A2$ で表される流路面積比が1.5超且つ3未満である。

【0023】

この構成によれば、最小流路面積部から整流ベンの上流側部分までに、循環流路を流通する流体の流速が低下し、整流ベンの上流側での動圧が小さくなることから、整流ベンを通る際の流体の圧力損失を低減することができる。

【0024】

好ましくは、前記流路面積比が2超である。

【0025】

この構成によれば、最小流路面積部から整流ベンの上流側部分までに、循環流路を流通する流体の流速が確実に低下し、整流ベンを通る際の流体の圧力損失を確実に低減することができる。

【0026】

好ましくは、前記循環流路(30)が同一流路面積の円形断面を有すると仮定したときに、この仮想の前記循環流路(30')の、前記吸込流路部(33)の前記最小流路面積部(42)に対応する位置から前記整流ベン(38)の上流側(C位置)に対応する位置までの区間の広がり角(2θ)が、30°以下である。

【0027】

この構成によれば、仮想の前記循環流路の上記区間の圧力損失が小さくなることで、整流ベンの上流側での静圧が効果的に回復し、整流ベンを通る際の流体の圧力損失を効果的に低減することができる。

【0028】

10

20

30

40

50

好ましくは、前記整流ベーン（３８）が、上流端及び下流端にＲ面（３９）を有し、前記軸線方向（Ｘ）に沿って延びる平板状をなしている。

【００２９】

この構成によれば、構成が簡単で製造が容易な整流ベーンにより、循環流路の圧力損失の増大を抑制しつつ、循環流路を流れる流体の旋回流を低減して主流の乱れを抑制することができる。

【発明の効果】

【００３０】

このように本発明によれば、圧縮効率の低下を抑制しつつ効率的に循環流量を増加させ、遠心圧縮機の低流量側の作動領域を拡大できる遠心圧縮機を提供することができる。

10

【図面の簡単な説明】

【００３１】

【図１】一部を破断して示すターボチャージャの斜視図

【図２】図１に示される遠心圧縮機の断面図

【図３】図２に示される循環流路の拡大図

【図４】一部の壁を透視して示す遠心圧縮機の斜視図

【図５】図４中の要部拡大図

【図６】仮想循環流路の説明図

【図７】（Ａ）実施形態、（Ｂ）比較例１、（Ｃ）比較例２に係る整流ベーンにおける循環流の流れの説明図

20

【図８】図７に示される実施形態、比較例１、比較例２に係る循環流路における各位置の全圧を示すグラフ

【図９】図７に示される実施形態、比較例１、比較例２に係る循環流路における各位置の循環流のマッハ数を示すグラフ

【発明を実施するための形態】

【００３２】

以下、図面を参照して、本発明の実施形態について詳細に説明する。

【００３３】

図１は一部を破断して示すターボチャージャ１の斜視図である。図１に示されるように、本実施形態では、車両用エンジンの過給機であるターボチャージャ１に遠心圧縮機２が適用されている。ターボチャージャ１は、排気エネルギーを回転エネルギーに変換するタービン３と、タービン３の回転力を出力する回転軸４と、回転軸４により伝達されたタービン３の回転力により駆動されて空気を圧縮する遠心圧縮機２（コンプレッサ）とを備えている。回転軸４は、タービン３と遠心圧縮機２とを連結するセンタハウジング５によりベアリングを介して回転可能に支持されている。以下、回転軸４を基準にして軸線方向Ｘ及び径方向を規定する。

30

【００３４】

タービン３は、センタハウジング５の一端に結合されたタービンハウジング１１と、回転軸４の一端に結合されたタービンインペラ１２（タービン３ホイール）とを備えている。タービンハウジング１１は、タービンインペラ１２を収容するタービン室１３、タービン室１３に接線方向に連通する排気導入通路１４、タービン室１３から軸線方向Ｘに沿って延出するタービン出口通路１５、タービン出口通路１５の出口側に設けられ、ウェイストゲートバルブ１６を収容するウェイストゲート収容部１７、及び、排気導入通路１４とウェイストゲート収容部１７とを連通するバイパス通路１８を画定している。

40

【００３５】

タービンハウジング１１の排気導入通路１４の入口部分には入口フランジ１９が一体形成されている。入口フランジ１９は、図示しない排気マニホールドの下流端にボルトにより結合される。ウェイストゲート収容部１７は、タービン出口通路１５とバイパス通路１８とを合流させる排気合流室をなし、軸線方向Ｘに向けて開口する略半球形をしている。ウェイストゲート収容部１７の出口部分には出口フランジ２０が一体形成されている。出

50

口フランジ 20 には、排気管や三元触媒、DPF などの排気系が接続される。ウェイストゲートバルブ 16 は、バイパス通路 18 を選択的に開閉させるものであり、タービンハウジング 11 に回動可能に支持されてウェイストゲート収容部 17 内にて開閉作動する。

【0036】

タービン 3 に排ガスが流通すると、タービンインペラ 12 が排ガスによって回転駆動され、回転力が回転軸 4 を介して遠心圧縮機 2 に伝達される。

【0037】

図 2 は、図 1 に示される遠心圧縮機 2 の断面図である。図 1 及び図 2 に示されるように、遠心圧縮機 2 は、センタハウジング 5 の他端に結合されたハウジング 21 と、回転軸 4 の他端に結合されたインペラ 22（コンプレッサホイール）とを備えている。ハウジング 21 は、軸線方向 X に沿って延びる入口流路 23、入口流路 23 に連通するインペラ収容部 24、インペラ収容部 24 の外周部に設けられたディフューザ 25 及び、ディフューザ 25 の下流側にて、軸線回りに渦巻状に延びる出口流路 26（スクロール流路）を画定している。インペラ 22 は、インペラ収容部 24 内で、軸線方向 X に沿って延びる回転軸 4 を介して回転可能に支持されている。

【0038】

遠心圧縮機 2 は、エンジンの吸気系の途中に設けられ、圧縮した空気をエンジンに供給する。具体的には、回転軸 4 がタービン 3 によって回転駆動されると、遠心圧縮機 2 のインペラ 22 が回転する。このインペラ 22 の回転により、インペラ収容部 24 の空気が遠心力によって高速且つ低圧の空気としてディフューザ 25 に送られる。この空気の流れはディフューザ 25 において低速且つ高圧の流れに変換され、更に渦巻状の出口流路 26 においてより低速且つより高圧の流れに変換される。出口流路 26 から送られる正圧の空気は吸気系の下流側部分を介してエンジンの燃料室に供給される。一方、インペラ 22 の回転により、インペラ収容部 24 の入口側は負圧になる。そのため、インペラ収容部 24 には、吸気系の上流側部分から入口流路 23 を介して負圧の空気が供給される。このようにして、空気は遠心圧縮機 2 において圧縮されてエンジンに供給される。

【0039】

ハウジング 21 は、センタハウジング 5 の他端に結合される平板状のバックプレート 27 と、バックプレート 27 のセンタハウジング 5 と相反する側に接合されるハウジング主部材 28 とを含んでいる。ハウジング主部材 28 は、入口流路 23 を画定する入口管部 29 を備えており、バックプレート 27 との間にインペラ収容部 24、ディフューザ 25 及び出口流路 26 を画定する。入口管部 29 の内面は漏斗形状をしており、入口流路 23 を下流に向けて縮径させている。入口管部 29 の外面は、入口側が細い段付きの円筒形状をしている。

【0040】

ハウジング 21 には、入口管部 29 からハウジング主部材 28 のインペラ収容部 24 を画定する部分にかけて、インペラ収容部 24 の圧縮空気を入口流路 23 に循環させるための循環流路 30 が形成されている。循環流路 30 は、インペラ収容部 24 に連通する吸込口 31 及び、入口流路 23 に連通する噴出口 32 を有している。また循環流路 30 は、吸込口 31 から径方向外方へ延びる吸込流路部 33 と、吸込流路部 33 の下流端から軸線方向 X に入口流路 23 の上流側に向けて延びる連結流路部 34 と、連結流路部 34 の下流端から径方向内方に向けて延び、噴出口 32 に至る噴出流路部 35 とを有している。

【0041】

このようにハウジング 21 に循環流路 30 が形成されていることにより、空気流量が減少してきたときに、空気が循環流路 30 を流れることで、インペラ 22 に吸い込まれる空気量が入口通路に吸い込まれる空気量よりも増える。したがって、インペラ 22 とハウジング 21 との隙間から圧縮空気が逆流する現象やサージの発生が抑制される。これにより、サージ発生の限界域が低流量側へ移動し、遠心圧縮機 2 の低流量側の作動領域が拡大される。

【0042】

10

20

30

40

50

図 3 は、図 2 に示される循環流路 3 0 の拡大図である。図 3 に示されるように、吸込流路部 3 3 と連結流路部 3 4 とは、湾曲する第 1 湾曲部 3 6 を介して滑らかに接続されている。連結流路部 3 4 と噴出流路部 3 5 とは、湾曲する第 2 湾曲部 3 7 を介して滑らかに接続されている。これらの構成により、循環流路 3 0 の圧力損失が効果的に低減され、循環流路 3 0 を流通する空気の流量（以下、循環流量という）が増加する。

【 0 0 4 3 】

吸込流路部 3 3 は、吸込口 3 1 から第 1 湾曲部 3 6 にかけて、噴出流路部 3 5 から離反する向きに傾斜している。つまり、吸込流路部 3 3 の傾斜の向きが入口通路を通してインペラ 2 2 に吸い込まれる空気の流れ（以下、主流という）の向きと一致している。そのため、循環流路 3 0 の入口損失が小さくなり、循環流路 3 0 の圧力損失が効果的に低減され

10

【 0 0 4 4 】

噴出流路部 3 5 は、第 2 湾曲部 3 7 から噴出口 3 2 にかけて、吸込流路部 3 3 に近接する向きに傾斜している。吸込流路部 3 3 のハウジング 2 1 の内面に対する傾斜角度は、噴出流路部 3 5 のハウジング 2 1 の内面に対する傾斜角度よりも小さく設定されている。このように噴出流路部 3 5 が傾斜していることにより、インペラ 2 2 に向かう主流を乱すことなく循環流量を増加させることが可能になる。したがって、遠心圧縮機 2 の低流量側の作動領域が効果的に拡大する。

【 0 0 4 5 】

図 4 は、一部の壁を透視して示す遠心圧縮機 2 の斜視図である。図 3 及び図 4 に示されるように、吸込口 3 1 はハウジング 2 1 のインペラ収容部 2 4 を画定する部分の内周面に円環状に形成されている。すなわち、吸込流路部 3 3 はインペラ収容部 2 4 から径方向外方に広がる略円錐台形のスリットにより形成されている。同様に、噴出口 3 2 はハウジング 2 1 の入口管路 2 9 の内周面に円環状に形成されている。すなわち、噴出流路部 3 5 は入口流路 2 3 から径方向外方に広がる略円錐台形のスリットにより形成されている。連結流路部 3 4 は、吸込流路部 3 3 の下流端である外縁部と噴出流路部 3 5 の上流端である外縁部とを連結する円筒状のスリットにより形成されている。

20

【 0 0 4 6 】

連結流路部 3 4 の下流部には、複数の整流バーン 3 8 が周方向に間隔を空けて設けられている。整流バーン 3 8 は同一形状の平板状の部材からなり、連結流路部 3 4 において均等間隔に配置されて放射状に延在している。各整流バーン 3 8 は、下流側の端部において上流側の端部よりも大きな高さを有している。このように筒状をなす連結流路部 3 4 の下流部に複数の整流バーン 3 8 が周方向に間隔を空けて設けられることにより、循環流路 3 0 を流れる空気の旋回流が抑制され、インペラ 2 2 に向かう主流に乱れが生じることが抑制される。また、旋回流が弱くなる連結流路部 3 4 の下流部に整流バーン 3 8 が設けられるため、整流による循環流路 3 0 の圧力損失の増大が抑制される。

30

【 0 0 4 7 】

図 5 は図 4 中の要部拡大図である。図 5 に示されるように、各整流バーン 3 8 は、軸線方向 X に沿って延びる平板状をなしており、連結流路部 3 4 に沿う断面（径方向に直交する断面）において上流端及び下流端に R 面 3 9 を有している。

40

【 0 0 4 8 】

図 3 に示されるように、吸込流路部 3 3 は下流側に向けて漸増する流路面積を有しており、吸込口 3 1 に向けて拡開するファンネル部 4 1（漏斗状断面形状部）を上流端に有している。ファンネル部 4 1 は上流端（吸込口 3 1）から下流端に向けて流路面積を縮小させており、ファンネル部 4 1 の下流端は吸込流路部 3 3 において最も流路面積が狭い最小流路面積部 4 2 をなしている。

【 0 0 4 9 】

このように循環流路 3 0 の上流端が吸込口 3 1 に向けて拡開されていることにより、循環流路 3 0 の入口損失が小さくなり、循環流路 3 0 の圧力損失が低減されるため、循環流量が増加する。一方、循環流路 3 0 の全体の流路面積が大きくなってないので、インペラ

50

２２に対峙する部分の開口が大きくなっても、入口通路を通してインペラ２２に吸い込まれる空気の圧縮効率の低下は抑制される。したがって、圧縮効率の低下を抑制しつつ効率的に循環流量を増加させ、遠心圧縮機２の低流量側の作動領域を拡大することができる。

【００５０】

吸込流路部３３の最小流路面積部４２は、吸込口３１の流路面積に対して１０％～４０％小さい流路面積を有するとよい。このような構成により、より効果的に、圧縮効率の低下を抑制しつつ循環流量を増加させることができる。

【００５１】

図３の断面において、循環流路３０の幅或いは高さは吸込流路部３３の最小流路面積部４２から連結流路部３４の下流端まで連続的に増大している。したがって、循環流路３０の流路面積は吸込流路部３３の最小流路面積部４２から整流ペーン３８に至るまで連続的に増大している。また、整流ペーン３８が設けられた部分においても、上流側のＲ部を除く領域では吸込流路部３３の流路面積は下流に向けて連続的に増大している。図３の断面において、噴出流路部３５の幅或いは高さは下流に向けて連続的に減少している。したがって、循環流路３０の流路面積は噴出流路部３５において連続的に減少している。

10

【００５２】

このように循環流路３０の流路面積は吸込流路部３３の最小流路面積部４２から整流ペーン３８に至るまで連続的に増大している。これにより、循環流路３０の拡大損失の増大を抑制しつつ、整流ペーン３８が設けられた連結流路部３４の下流部における循環流の流速を低減して、整流による循環流路３０の圧力損失の増大を効果的に抑制することができる。

20

【００５３】

具体的には、循環流路３０の流路面積は以下のように設定されるとよい。すなわち、連結流路部３４の整流ペーン３８の上流側（整流ペーン３８の手前の位置であり、図３中のＣ位置）の流路面積をＡ１とし、吸込流路部３３の最小流路面積部４２（図３中のＡ位置）の流路面積をＡ２とすると、下式（１）が満たされるとよい。

$$1.5 < A1 / A2 < 3 \quad \cdots (1)$$

このようにＡ１／Ａ２で表される両部分の流路面積比が１．５超且つ３未満に設定されることにより、最小流路面積部４２から整流ペーン３８の上流側部分までに、循環流路３０を流通する空気の流速が低下し、整流ペーン３８の上流側での動圧が小さくなることから、整流ペーン３８を通る際の空気の圧力損失が低減される。

30

【００５４】

また循環流路３０の流路面積は、下式（２）を満たすことがより好ましい。

$$2.0 < A1 / A2 \quad \cdots (2)$$

このようにＡ１／Ａ２で表される両部分の流路面積比が２超に設定されることにより、最小流路面積部４２から整流ペーン３８の上流側部分までに空気の流速が確実に低下する。具体的には、連結流路部３４の整流ペーン３８の上流側における空気のマッハ数が、最小流路面積部４２における空気のマッハ数の１／２以下（例えば、最小流路面積部４２におけるマッハ数が０．６以下の場合、整流ペーン３８の上流側におけるマッハ数は０．３以下）に低下する。これにより、整流ペーン３８の上流側での動圧が十分に小さくなり、整流ペーン３８を通る際の空気の圧力損失が確実に低減される。

40

【００５５】

ここで、流路面積とマッハ数との関係について説明する。下式（３）により表されるように、圧力損失を入口動圧で除して定まる圧力損失係数 $\omega$ は、翼要素（整流ペーン３８の要素）によってその値が略定まり、その他の要素が大きく変化してもその値は大きく変化しない（値が一定である）。

$$\omega = (P_{t\ out} - P_{t\ in}) / (P_{t\ in} - P_{s\ in}) \quad \cdots (3)$$

ここで、 $P_{t\ out}$ ：出口（下流側）全圧、 $P_{t\ in}$ ：入口（上流側）全圧、 $P_{s\ in}$ ：入口（上流側）の静圧であり、 $P_{t\ out} - P_{t\ in}$ ：圧力損失、入口（上流側）動圧、である。したがって、入口動圧が小さければ、圧力損失は小さくなる。つまり、入口圧力

50

すなわち、整流ペーン 3 8 の上流側での動圧が十分に小さくなることにより、整流ペーン 3 8 を通る際の空気の圧力損失が確実に低減される。

【 0 0 5 6 】

或いは、循環流路 3 0 の流路面積は以下のように設定されるとよい。ここでは、循環流路 3 0 が同一流路面積の円形断面を有するものと仮定する。以下、この仮定の循環流路 3 0 を仮想循環流路 3 0' と称する。仮想循環流路 3 0' は、各位置で循環流路 3 0 の対応する位置の流路断面積と同一の流路面積を有する。図 6 は、仮想循環流路 3 0' の説明図である。図 6 に示されるように、仮想循環流路 3 0' は、吸込流路部 3 3 の最小流路面積部 4 2 に対応する位置にて、第 1 半径  $r_1$  を有する第 1 仮想円をなし、連結流路部 3 4 の整流ペーン 3 8 の上流側に対応する位置にて、第 2 半径  $r_2$  を有する第 2 仮想円をなす。仮想循環流路 3 0' は、最小流路面積部 4 2 から整流ペーン 3 8 までに循環流路 3 0 の対応する部分間の長さと同じ流路長さ  $L$  を有する。このとき、仮想循環流路 3 0' は、下式 ( 4 ) を満たす。

$$\tan \theta = (r_2 - r_1) / L \quad \cdots (4)$$

仮想循環流路 3 0' の、吸込流路部 3 3 の最小流路面積部 4 2 に対応する位置から整流ペーン 3 8 の上流側に対応する位置までの区間の広がり角は、 $2\theta (= 2 \cdot \tan^{-1} \{ (r_2 - r_1) / L \})$  で表される。この仮想循環流路 3 0' の当該区間の広がり角、すなわち循環流路 3 0 の当該区間の仮想の広がり角が  $30^\circ$  以下 ( $2\theta < 30^\circ$ ) であるとよい。

【 0 0 5 7 】

このように循環流路 3 0 の仮想の広がり角が  $30^\circ$  以下であることにより、吸込流路部 3 3 の最小流路面積部 4 2 から整流ペーン 3 8 の上流側までの循環流路 3 0 の連続的な面積変化が制限され、この区間の圧力損失が小さくなることで、整流ペーン 3 8 の上流側での静圧 ( $P_{sin}$ ) が効果的に回復する。ここで、効果的とは、仮想循環流路 3 0' の広がり角の制限値である  $30^\circ$  が、流体に剥離を発生させない限界であり、広がり角が  $30^\circ$  以上になると剥離の発生によって静圧が効果的に回復しないことを意味する。このように整流ペーン 3 8 の上流側での静圧 ( $P_{sin}$ ) が効果的に回復することで、 $P_{tin} - P_{sin}$  で表される整流ペーン 3 8 の上流側での動圧が効果的に小さくなり、整流ペーン 3 8 を通る際の空気の圧力損失が効果的に低減される。

【 0 0 5 8 】

図 7 は、( A ) 実施形態、( B ) 比較例 1、( C ) 比較例 2 に係る整流ペーン 3 8、1 3 8、2 3 8 における循環流の流れの説明図である。図 7 ( A ) の実施形態に係る整流ペーン 3 8 は、上記のように上流端及び下流端に R 面 3 9 を有し、軸線方向 X に沿って延びる平板状をなしている。図 7 ( B ) の比較例 1 に係る整流ペーン 1 3 8 は、上流端及び下流端に R 面 3 9 を有さず、軸線方向 X に沿って延びる平板状をなしている。図 7 ( C ) の比較例 2 に係る整流ペーン 2 3 8 は、上流端及び下流端に R 面 3 9 を有し、下流部分が軸線方向 X に沿って延びる一方、上流部分が軸線方向 X に対して循環流の旋回方向に向けて傾斜するように湾曲している。循環流路 3 0 を流れる空気は旋回流を伴って下流へ向けて流れており、整流ペーン 3 8、1 3 8、2 3 8 によって整流される。

【 0 0 5 9 】

図 7 ( A ) に示されるように、実施形態に係る整流ペーン 3 8 では、整流ペーン 3 8 の上流端が R 面 3 9 を有することにより、旋回流を伴って整流ペーン 3 8 の上流端に衝突する空気が矢印で示すように R 面 3 9 に沿って緩やかに偏向する。また、整流ペーン 3 8 の上流端及び下流端が R 面 3 9 を有することにより、整流ペーン 3 8 に沿って流れる空気は緩やかに偏向する。そのため、流速の低下は小さい。

【 0 0 6 0 】

一方、図 7 ( B ) に示されるように、比較例 1 に係る整流ペーン 1 3 8 では、整流ペーン 1 3 8 の上流端が R 面 3 9 を有しないため、旋回流を伴って整流ペーン 1 3 8 の上流端に衝突する空気が矢印で示すように大きく偏向する。また、循環流路 3 0 の流路面積が急激に縮小するため、縮流が生じ、縮小損失が生じる。更に、整流ペーン 1 3 8 の下流端が R 面 3 9 を有しないため、整流ペーン 1 3 8 に沿って流れる空気は整流ペーン 1 3 8 の下

10

20

30

40

50

流側にて大きな剥離を起こし、剥離損失が生じる。また、空気は整流ペーン 1 3 8 の下流側にて渦流を発生させ、拡大損失が生じる。したがって、実施形態の整流ペーン 1 3 8 に比べて流速の低下が大きい。

【 0 0 6 1 】

他方、図 7 ( C ) に示されるように、比較例 2 に係る整流ペーン 2 3 8 では、旋回流を伴って整流ペーン 2 3 8 の上流端に衝突する空気が矢印で示すように R 面 3 9 に沿って緩やかに偏向し、整流ペーン 2 3 8 の湾曲面に沿って流れる。そのため、凸側の湾曲面に沿う部分で流速が高くなる。ただし、流速が高い領域と流速が低い領域とが生じ、実施形態の整流ペーン 2 3 8 に比べて流速変化が大きい。

【 0 0 6 2 】

図 8 は、図 7 に示される実施形態、比較例 1、比較例 2 に係る循環流路 3 0 における各位置の全圧を示すグラフである。横軸は循環流路 3 0 の位置を示している。図 3 に示されるように、A 位置は吸込流路部 3 3 の上流端を、B 位置は第 1 湾曲部 3 6 を、C 位置は整流ペーン 3 8、1 3 8、2 3 8 の上流側を、D 位置は整流ペーン 3 8、1 3 8、2 3 8 の下流側を、E 位置は第 2 湾曲部 3 7 を、F 位置は噴出流路部 3 5 の下流端をそれぞれ示している。図 8 に示されるように、比較例 1 では、C 位置 - D 位置間の圧力低下が大きく、F 位置での全圧が最も小さく（すなわち、循環流路 3 0 の圧力損失が最も大きく）なっている。一方、実施形態及び比較例 2 では、F 位置での全圧が比較例 1 に比べて高く、両者に大差はない。

【 0 0 6 3 】

図 9 は、図 7 に示される実施形態、比較例 1、比較例 2 に係る循環流路 3 0 における各位置の循環流のマッハ数を示すグラフである。横軸は図 8 と同じく循環流路 3 0 の位置を示している。図 9 に示されるように、比較例 1 では、循環流路 3 0 の圧力損失が最も大きいことから、実施形態及び比較例 2 に比べ、位置に関わらず全体的にマッハ数が小さくなっており、循環流の流速が落ちていることがわかる。一方、実施形態及び比較例 2 では、C 位置 - D 位置間においてマッハ数が低下しているものの、A 位置及び F 位置でのマッハ数が比較例 1 に比べて大きく、両者に大差はない。

【 0 0 6 4 】

以上のことから、実施形態及び比較例 2 は、比較例 1 に比べて循環流路 3 0 の圧力損失が小さく、循環流量の低下を抑制しつつ、旋回流を伴って循環流路 3 0 を流れる空気を整流

【 0 0 6 5 】

実施形態の整流ペーン 3 8 は、上流端及び下流端に R 面 3 9 を有し、軸線方向 X に沿って延びる平板状をなすことから、比較例 2 の整流ペーン 2 3 8 に比べ、構成が簡単で製造が容易である。つまり、構成が簡単で製造が容易な整流ペーン 3 8 により、循環流路 3 0 の圧力損失の増大を抑制しつつ、循環流路 3 0 を流れる空気の旋回流を低減して主流の乱れを抑制することができる。

【 0 0 6 6 】

以上で具体的実施形態の説明を終えるが、本発明は上記実施形態に限定されることなく幅広く変形実施することができる。例えば、遠心圧縮機 2 が、車両用エンジンの過給機であるスーパーチャージャの電動圧縮機や、車両以外のエンジン（例えば、船舶用エンジンや汎用エンジンなど）の過給機、過給機以外の圧縮機に適用されてもよい。また、各部材や部位の具体的構成や配置、数量、角度など、本発明の趣旨を逸脱しない範囲であれば適宜変更することができる。一方、上記実施形態に示した各構成要素は必ずしも全てが必須ではなく、適宜選択することができる。

【符号の説明】

【 0 0 6 7 】

- 1 ターボチャージャ
- 2 遠心圧縮機
- 3 タービン

10

20

30

40

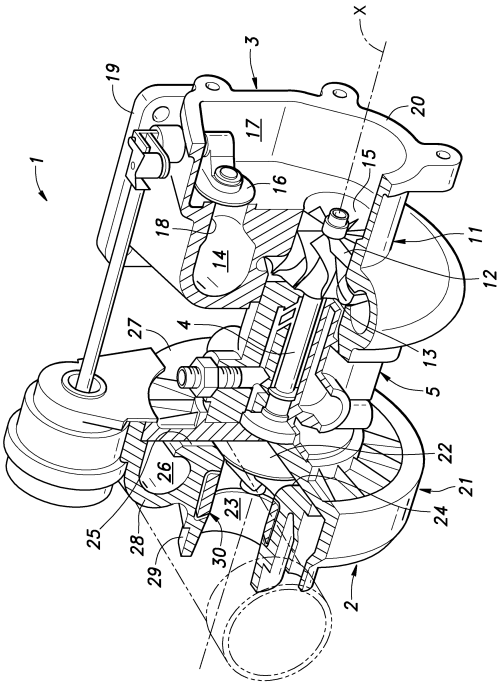
50

- 4 回転軸
- 5 センタハウジング
- 2 1 ハウジング
- 2 2 インペラ
- 2 3 入口流路
- 2 4 インペラ収容部
- 2 5 ディフューザ
- 2 6 出口流路
- 2 7 バックプレート
- 2 8 ハウジング主部材
- 2 9 入口管部
- 3 0 循環流路
- 3 1 吸込口
- 3 2 噴出口
- 3 3 吸込流路部
- 3 4 連結流路部
- 3 5 噴出流路部
- 3 6 第1湾曲部
- 3 7 第2湾曲部
- 3 8 整流ペーン
- 3 9 R面
- 4 1 ファネル部
- 4 2 最小流路面積部
- X 軸線方向

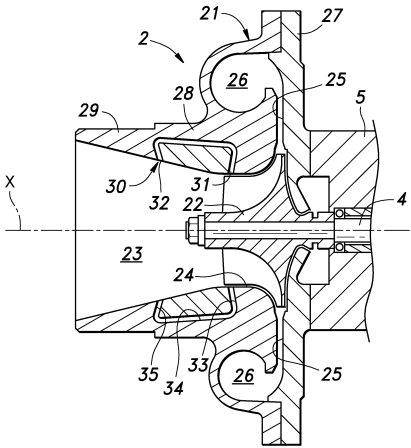
10

20

【図面】  
【図 1】



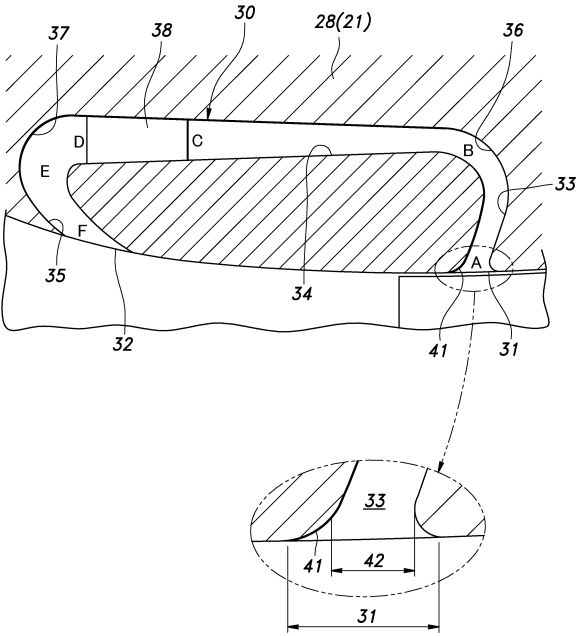
【図 2】



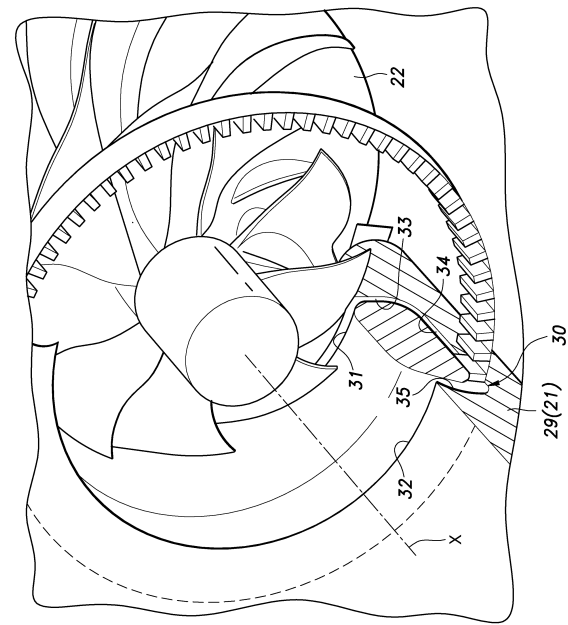
30

40

【図 3】



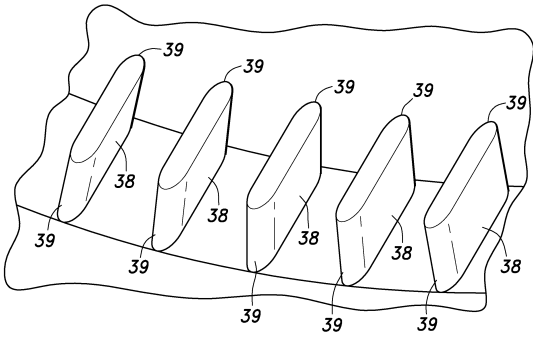
【図 4】



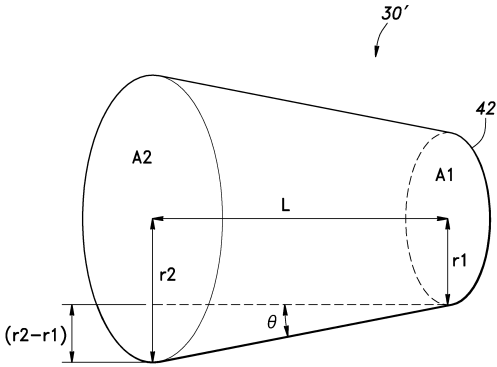
10

20

【図 5】



【図 6】

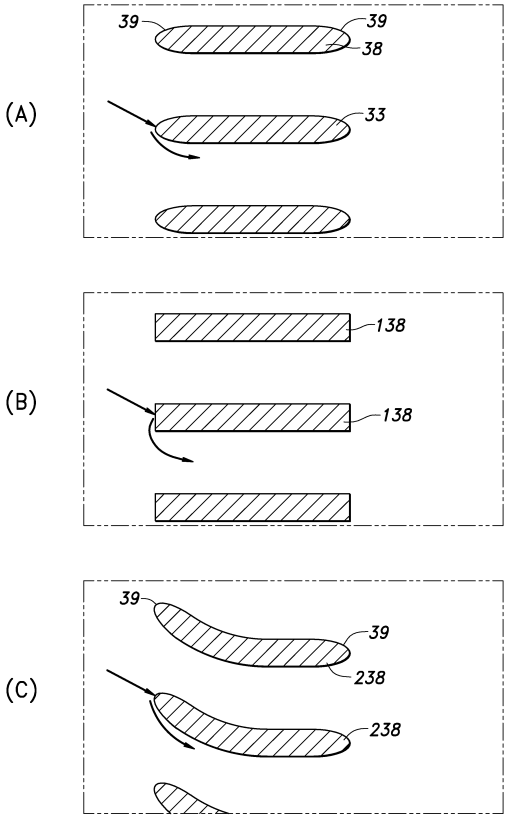


30

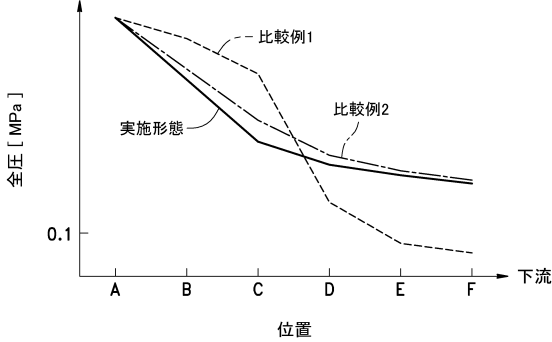
40

50

【図 7】

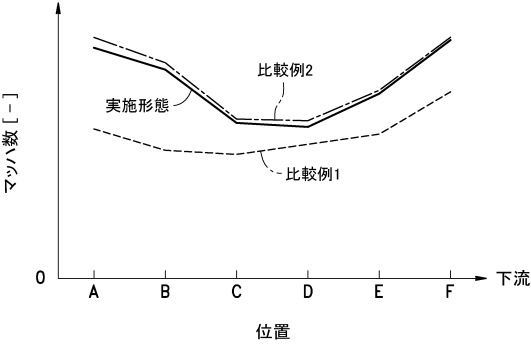


【図 8】



10

【図 9】



30

40

50

---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開 2 0 0 6 - 3 4 2 6 8 2 ( J P , A )  
特開平 0 2 - 1 3 6 5 9 8 ( J P , A )  
国際公開第 2 0 1 0 / 0 2 0 3 2 4 ( W O , A 1 )
- (58)調査した分野 (Int.Cl. , D B 名)
- F 0 4 D 2 9 / 4 4  
F 0 4 D 2 9 / 6 6