

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2012-193708

(P2012-193708A)

(43) 公開日 平成24年10月11日(2012.10.11)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>F02B 37/00 (2006.01)</b>	F02B 37/00 301G	3G005
<b>F02B 37/24 (2006.01)</b>	F02B 37/12 301Q	
<b>F02B 37/12 (2006.01)</b>	F02B 37/12 301Z	

審査請求 有 請求項の数 8 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号 特願2011-59514 (P2011-59514)  
 (22) 出願日 平成23年3月17日 (2011.3.17)

(71) 出願人 000003609  
 株式会社豊田中央研究所  
 愛知県長久手市横道41番地の1  
 (74) 代理人 100079049  
 弁理士 中島 淳  
 (74) 代理人 100084995  
 弁理士 加藤 和詳  
 (72) 発明者 大塚 正義  
 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内  
 (72) 発明者 石野 実  
 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内  
 Fターム(参考) 3G005 EA04 EA15 FA05 FA41 FA45 GA04 GB24 GB26 JB18

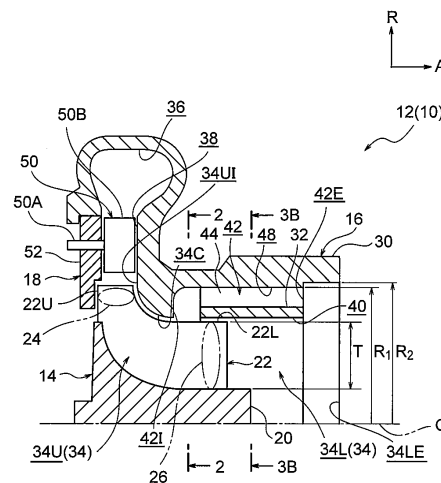
(54) 【発明の名称】 タービン、及びこれを備えたターボチャージャ

(57) 【要約】

【課題】タービン室に流入される流体の流量の増減に起因したタービン効率の低下を抑制しつつ、装置構造を単純化することができるタービン及びこれを備えたターボチャージャを提供することを目的とする。

【解決手段】下流側タービン室34Lには、円筒形状の筒状部32が設けられている。この筒状部32によって、下流側タービン室34Lが径方向にホイール流出部室40とバイパス室42とに仕切られている。バイパス室42内には、軸方向に延びる複数の隔壁部44が設けられている。各隔壁部44は、筒状部32の軸方向の略全長に渡って設けられると共に、筒状部32の周方向に所定の間隔を空けて設けられている。これらの隔壁部44によって、筒状部32とハウジング本体30とが連結されると共に、バイパス室42が筒状部32の周方向に複数のバイパス流路48に仕切られている。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

回転軸と、前記回転軸の径方向外側から流体が流入されるホイール流入部と、前記ホイール流入部から流入された流体を前記回転軸の軸方向へ流出させるホイール流出部を有するタービンホイールと、

前記ホイール流入部が配置されると共に該ホイール流入部の上流側にタービン室入口を有する上流側タービン室と、前記ホイール流出部が配置されると共に該ホイール流出部の下流側にタービン室出口を有する下流側タービン室を内部に備え、前記タービンホイールを回転可能に収容するハウジング本体と、

前記下流側タービン室内に設けられ、内部に前記ホイール流出部を収容するホイール流出部室を形成すると共に、径方向外側に前記下流側タービン室に流入された流体を前記ホイール流出部室を迂回して前記タービン室出口へ流すバイパス室を形成する筒状部と、

前記バイパス室に設けられると共に、前記筒状部と前記ハウジング本体とを連結し、前記バイパス室を周方向に仕切る隔壁部と、

を備えるタービン。

## 【請求項 2】

前記タービン室入口から前記上流側タービン室へ流入される流体の流量を増減する可変ノズルベーン機構を備える請求項 1 に記載のタービン。

## 【請求項 3】

前記バイパス室が、前記筒状部の上流側端部を前記回転軸の径方向に開口するバイパス室入口を有する請求項 1 又は請求項 2 に記載のタービン。

## 【請求項 4】

前記隔壁部が、前記筒状部の軸方向へ延びると共に、該筒状部の周方向に間隔を空けて複数設けられている請求項 1 ~ 請求項 3 の何れか 1 項に記載のタービン。

## 【請求項 5】

前記隔壁部が、前記バイパス室入口に設けられ、該バイパス室入口を周方向に仕切っている請求項 3 に記載のタービン。

## 【請求項 6】

前記バイパス室が、前記回転軸の軸方向に開口するバイパス室出口を有する請求項 1 ~ 請求項 5 の何れか 1 項に記載のタービン。

## 【請求項 7】

前記バイパス室出口が、前記回転軸を中心とした円環形状に形成され、  
前記タービン室出口が、前記回転軸を中心とした円形状に形成され、  
前記タービン室出口の径が、前記バイパス室出口の外径よりも大きい請求項 6 に記載のタービン。

## 【請求項 8】

請求項 1 ~ 請求項 7 の何れか 1 項に記載のタービンを備えるターボチャージャ。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、タービン、及びこれを備えたターボチャージャに関する。

## 【背景技術】

## 【0002】

従来から、タービンホイールが収容されたタービン室に流入する排気ガスの流量を調節する可変ノズルベーン機構を備えた可変容量タービンが知られている（例えば、特許文献 1）。特許文献 1 に開示された可変容量タービンは、タービン室におけるタービンホイールの出口部に対する上流側領域と下流側領域とをバイパスするバイパス通路と、バイパス通路を流れる流体の流量を調節する流量調節機構を備えている。そして、流量調節機構により、タービン室に流入する流体の流量に応じてバイパス通路へ流す流体の流量を増減することで、タービンホイールの出口部を通過する流体の流量が所定量に保たれるようにな

10

20

30

40

50

っている。これにより、タービン室に流入する流体の流量が増減した場合であっても、タービン効率が維持されるようになっている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2009-191639号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、特許文献1に開示された技術では、流量調節機構や当該流量調節機構を制御する制御回路等が必要となるため、構造が複雑化する可能性がある。

10

【0005】

本発明は、上記の事実を考慮し、タービン室に流入される流体の流量の増減に起因したタービン効率の低下を低減しつつ、装置構造を単純化することができるタービン及びこれを備えたターボチャージャ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】

【0006】

請求項1に記載のタービンは、回転軸と、前記回転軸の径方向外側から流体が流入されるホイール流入部と、前記ホイール流入部から流入された流体を前記回転軸の軸方向へ流出させるホイール流出部を有するタービンホイールと、前記ホイール流入部が配置されると共に該ホイール流入部の上流側にタービン室入口を有する上流側タービン室と、前記ホイール流出部が配置されると共に該ホイール流出部の下流側にタービン室出口を有する下流側タービン室を内部に備え、前記タービンホイールを回転可能に収容するハウジング本体と、前記下流側タービン室内に設けられ、内部に前記ホイール流出部を収容するホイール流出部室を形成すると共に、径方向外側に前記下流側タービン室に流入された流体を前記ホイール流出部室を迂回して前記タービン室出口へ流すバイパス室を形成する筒状部と、前記バイパス室に設けられると共に、前記筒状部と前記ハウジング本体とを連結し、前記バイパス室を周方向に仕切る隔壁部と、を備えている。

20

【0007】

請求項1に記載のタービンによれば、タービン室入口から上流側タービン室に流入された流体がタービンホイールのホイール流入部に流入されると、タービンホイールが回転する。このタービンホイールの回転に伴って、ホイール流入部に流入した流体がタービンホイールに沿って下流側タービン室へ流されると共に、ホイール流出部室に収容されたホイール流出部から軸方向下流側へ流出され、タービン室出口からハウジング本体の外部へ流出される。

30

【0008】

ここで、下流側タービン室内には、下流側タービン室に流入された流体を、ホイール流出部室を迂回してタービン室出口から流出させるバイパス室が形成されている。バイパス室は、隔壁部によってハウジング本体と連結されると共に、隔壁部によって周方向に仕切られている。このバイパス室には、タービンホイールから径方向外側かつ斜め方向へ流出した流体が流入される。即ち、バイパス室には、タービンホイールの回転軸の軸方向に対して回転軸の周方向に傾斜する方向に流体が流入される。

40

【0009】

この際、上流側タービン室に流入される流体の流量が小さい小流量（以下、単に「小流量」という）時には、バイパス室を流れる流体の周方向の速度成分が軸方向の速度成分に対して相対的に大きくなる。そのため、流体がバイパス室内の隔壁部に衝突し易くなり、流体がバイパス室内を流れ難くなる。従って、小流量時には、流体がバイパス室へ流入し難くなり、下流側タービン室に流入された流体は、主としてホイール流出部室を通過してタービン室出口へ流出される。

【0010】

50

一方、上流側タービン室に流入される流体の流量が大きい大流量（以下、単に「大流量」という）時には、バイパス室を流れる流体の軸方向の速度成分が、周方向の速度成分に対して相対的に大きくなる。そのため、流体がバイパス室内の隔壁部に沿って流れ易くなる。従って、大流量時には、流体がバイパス室へ流入し易くなり、下流側タービン室に流入された流体は、バイパス室及びホイール流出部室を通過してタービン室出口へ流出される。即ち、大流量時には、流体がバイパス室を流れるため、ホイール流出部室の径、換言すると、ホイール流出部のスロート面積（開口面積）を大きくした場合と同様の効果を得ることができる。

【0011】

従って、小流量時に流体を円滑に流出させることができる大きさにホイール流出部のスロート面積を設定することにより、小流量時に対応した高いタービン効率を確保しつつ、大流量時には、流体がバイパス室及びホイール流出部室を流れるため、ホイール流出部のスロート面積が実質的に拡大し、大流量時に対応した高いタービン効率を確保することができる。よって、上流側タービン室に流入される流体の流量の増減に起因したタービン効率の低下を低減することができる。

10

【0012】

更に、本発明に係るタービンは、従来技術（例えば、特許文献1）のような流量調節機構や当該流量調節機構を制御する制御回路等が不要になるため、装置構造を単純化することができる。

【0013】

このように本発明に係るタービンによれば、上流側タービン室に流入される流体の流量の増減に起因したタービン効率の低下を低減しつつ、装置構造を単純化することができる。

20

【0014】

請求項2に記載のタービンは、請求項1に記載のタービンにおいて、前記タービン室入口から前記上流側タービン室へ流入される流体の流量を増減する可変ノズルベーン機構を備えている。

【0015】

請求項2に記載のタービンによれば、可変ノズルベーン機構によって、タービン室入口から上流側タービン室へ流入される流体の流量が増減される。そして、可変ノズルベーン機構によって上流側タービン室へ流入される流体の流量が小流量に調整されると、下流側タービン室に流入された流体は、主としてホイール流出部室を通過してタービン室出口へ流出される。一方、可変ノズルベーン機構によって上流側タービン室へ流入される流体の流量が大流量に調整されると、下流側タービン室に流入された流体は、バイパス室及びホイール流出部室を通過してタービン室出口へ流出される。

30

【0016】

このように可変ノズルベーン機構によって、タービン室入口から上流側タービン室へ流入される流体の流量を増減することにより、可変ノズルベーン機構に供給される流体の流量が増減した場合であっても、タービン効率の低下を低減することができる。

【0017】

請求項3に記載のタービンは、請求項1又は請求項2に記載のタービンにおいて、前記バイパス室が、前記筒状部の上流側端部を前記回転軸の径方向に開口するバイパス室入口を有している。

40

【0018】

請求項3に記載のタービンによれば、バイパス室のバイパス室入口が、筒状部の上流側端部を径方向に開口している。これにより、大流量時において、タービンホイールから径方向外側かつ斜め方向へ流出された流体がバイパス室入口からバイパス室へ流入し易くなり、バイパス室を流れる流体の流量が増加する。従って、大流量時に、ホイール流出部室へ流入する流体の流量が過大となり、ホイール流出部室において流体の流れが制限されることが抑制されるため、大流量時におけるタービン効率の低下が低減される。

50

## 【 0 0 1 9 】

請求項 4 に記載のタービンは、請求項 1 ~ 請求項 3 の何れか 1 項に記載のタービンにおいて、前記隔壁部が、前記筒状部の軸方向へ延びると共に、該筒状部の周方向に間隔を空けて複数設けられている。

## 【 0 0 2 0 】

請求項 4 に記載のタービンによれば、バイパス室には、筒状部の周方向に間隔を空けて複数の隔壁部が設けられている。これらの隔壁部は、回転軸の軸方向へ延びている。これにより、小流量時において、バイパス室に流入した流体が隔壁部に衝突し易くなり、流体がバイパス室内を流れ難くなる。従って、小流量時に、流体がホイール流出部室を迂回してバイパス室を流れることによるタービンホイールのトルク損失が低減されるため、小流量時におけるタービン効率の低下が低減される。

10

## 【 0 0 2 1 】

請求項 5 に記載のタービンは、請求項 3 に記載のタービンにおいて、前記隔壁部が、前記バイパス室入口に設けられ、該バイパス室入口を周方向に仕切っている。

## 【 0 0 2 2 】

請求項 5 に記載のタービンによれば、バイパス室入口には、当該バイパス室入口を周方向に仕切る隔壁部が設けられている。このようにバイパス室入口を隔壁部で仕切り、バイパス室入口の開口面積を小さくすることより、小流量時にバイパス室へ流入する流体の流量が低減される。従って、小流量時に、流体がホイール流出部室を迂回してバイパス室を流れることによるタービンホイールのトルク損失が低減されるため、小流量時におけるタービン効率の低下が低減される。

20

## 【 0 0 2 3 】

請求項 6 に記載のタービンは、請求項 1 ~ 請求項 5 の何れか 1 項に記載のタービンにおいて、前記バイパス室が、前記回転軸の軸方向に開口するバイパス室出口を有している。

## 【 0 0 2 4 】

請求項 6 に記載のタービンによれば、バイパス室のバイパス室出口が、タービンホイールの回転軸の軸方向に開口している。従って、バイパス室内の隔壁部に沿って流れた流体がバイパス室出口から流出し易くなるため、流体がバイパス室へ流入し易くなる。従って、大流量時に、ホイール流出部室へ流入する流体の流量が過大となり、ホイール流出部室において流体の流れが制限されることが抑制されるため、大流量時におけるタービン効率の低下が低減される。

30

## 【 0 0 2 5 】

請求項 7 に記載のタービンは、請求項 6 に記載のタービンにおいて、前記バイパス室出口が、前記回転軸を中心とした円環形状に形成され、前記タービン室出口が、前記回転軸を中心とした円形状に形成され、前記タービン室出口の径が、前記バイパス室出口の外径よりも大きい。

## 【 0 0 2 6 】

請求項 7 に記載のタービンによれば、タービン室出口の径が、バイパス室出口の外径よりも大きくされている。換言すると、タービン室出口の軸方向下流側に、タービン室出口が形成されている。従って、大流量時にバイパス室へ流入された流体が、バイパス室出口からタービンホイールの回転軸の軸方向に沿ってそのままタービン室出口へ流出されるため、流体がバイパス室内へ流れ易くなる。従って、大流量時に、ホイール流出部室へ流入する流体の流量が過大となり、ホイール流出部室において流体の流れが制限されることが抑制されるため、大流量時におけるタービン効率の低下が低減される。

40

## 【 0 0 2 7 】

請求項 8 に記載のターボチャージャは、請求項 1 ~ 請求項 7 の何れか 1 項に記載のタービンを備えている。

## 【 0 0 2 8 】

請求項 8 に記載のターボチャージャによれば、請求項 1 ~ 請求項 7 の何れか 1 項に記載のタービンを備えたことにより、上流側タービン室に流入される流体の流量の増減に起因

50

したタービン効率の低下を低減することができる。更に、従来技術（例えば、特許文献 1）のような流量調節機構や当該流量調節機構を制御する制御回路等が不要になるため、装置構造を単純化することができると共に、装置コストを削減することができる。

【発明の効果】

【0029】

以上説明したように、本発明に係るタービン、及びこれを備えたターボチャージャは、タービン室に流入される流体の流量の増減に起因したタービン効率の低下を低減しつつ、装置構造を単純化することができる。

【図面の簡単な説明】

【0030】

【図 1】本発明の一実施形態に係るタービン部を示す図 3（B）の 1 - 1 線断面図である。

【図 2】本発明の一実施形態におけるバイパス室入口を示す図 1 の 2 - 2 線断面図である。

【図 3】（A）は本発明の一実施形態に係るタービン部を径方向外側から見た平面図であり、（B）は図 1 の 3 B - 3 B 線断面図である。

【図 4】本発明の一実施形態におけるタービンホイールとノズルベーンとの位置関係を示すタービンホイールを軸方向下流側から見た説明図である。

【図 5】図 2 に示す断面における小流量時の圧力分布、及び排気ガスの速度ベクトルを部分的に示す図である。

【図 6】本発明の一実施形態におけるハウジング本体のバイパス室入口周辺の内周面を平面に展開し、展開された展開図における小流量時の圧力分布、及び排気ガスの速度ベクトルを部分的に示す図である。

【図 7】（A）は本発明の一実施形態に係るタービン部の小流量時の動作を示す図 1 に相当する断面図であり、（B）は本発明の一実施形態に係るタービン部の大流量時の動作を示す図 1 に相当する断面図である。

【図 8】図 2 に示す断面における大流量時の圧力分布、及び排気ガスの速度ベクトルを部分的に示す図である。

【図 9】本発明の一実施形態におけるハウジング本体のバイパス室入口周辺の内周面を平面に展開し、展開された展開図における大流量時の圧力分布、及び排気ガスの速度ベクトルを部分的に示す図である。

【図 10】本発明の一実施形態に係るタービン部の変形例を示す図であり、（A）は図 10（B）の 10 A - 10 A 線断面図であり、（B）は図 10（A）の 10 B - 10 B 線断面図である。

【図 11】本発明の一実施形態に係るタービン部の変形例を示す図 1 に相当する断面図である。

【図 12】比較例に係るタービン部を示す図であり、（A）は図 12（B）の 12 A - 12 A 線断面図であり、（B）は図 12（A）の 12 A - 12 A 線断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0031】

以下、図面を参照しながら、本発明の一実施形態に係るタービン、及びこれを備えたターボチャージャについて説明する。なお、各図に適宜示される矢印 A は、タービンホイールの回転軸の軸方向下流側を示し、矢印 R はタービンホイールの回転軸の径方向外側を示し、矢印 C はタービンホイールの回転軸の周方向（回転方向前側）を示している。

【0032】

（ターボチャージャ、タービン）

図 1 には、本発明の一実施形態に係るターボチャージャ 10 の一部を構成するタービンとしてのタービン部 12 が示されている。ターボチャージャ 10 は、例えば、自動車用のエンジンに好適に搭載されるものである。タービン部 12 は、流体としての排気ガス（気体）を動力としてターボチャージャ 10 の一部を構成する図示しないコンプレッサ部を動

10

20

30

40

50

作させるためのものであり、タービンホイール 14 と、タービンハウジング 16 と、可変ノズルベーン機構 18 を備えている。

【0033】

(タービンホイール)

図 1 及び図 2 に示されるように、タービンホイール 14 は、回転軸 20 と、回転軸 20 の中心 O を中心として径方向外側に放射状に延びると共に、上流側端部 22 U が径方向外側へ向けて湾曲された複数の羽根 22 を備え、図示しないコンプレッサ部のコンプレッサホイールと回転可能に連結されている。このタービンホイール 14 は一般的なラジアルタービンホイールとされており、隣接する羽根 22 における上流側端部 22 U 間に、径方向外側から排気ガスが流入されるホイール流入部 24 が形成され、隣接する羽根 22 における下流側端部 22 L 間に、ホイール流入部 24 から流入されると共に羽根 22 に沿って流れた排気ガスを軸方向下流側へ流出させるホイール流出部 26 が形成されている。このホイール流出部 26 のスロート面積（開口面積）は、ホイール流出部 26 を形成する羽根 22 の下流側端部 22 L の高さ T、及び隣接する羽根 22 の間隔により、後述する可変ノズルベーン機構 18 によって上流側タービン室 34 U に流入される排気ガスの流量が最小とされた最小流量（以下、単に「最小流量」という）時に、ホイール流出部 26 から排気ガスを円滑に流出させることができる値に設定されている。

10

【0034】

(タービンハウジング)

タービンハウジング 16 は、ハウジング本体 30 と筒状部 32 を備えている。ハウジング本体 30 は、その内部にタービンホイール 14 を回転可能に収容するタービン室 34 と、スクロール通路 36 と、ノズル通路 38 を備えている。タービン室 34 は、その上流側を構成すると共にタービン室入口 34 U I を有する上流側タービン室 34 U と、その下流側を構成すると共にタービン室出口 34 L E を有する下流側タービン室 34 L を有している。上流側タービン室 34 U と下流側タービン室 34 L とは、これらの上流側タービン室 34 U と下流側タービン室 34 L との間に形成された接続口 34 C で通じている。

20

【0035】

上流側タービン室 34 U には、タービンホイール 14 の上流側端部が配置されると共に、ホイール流入部 24 が配置されており、このホイール流入部 24 の上流側（径方向外側）にタービン室入口 34 U I が形成されている。また、上流側タービン室 34 U の径方向外側には、渦巻状のスクロール通路 36 が形成されている。このスクロール通路 36 と上流側タービン室 34 U とはノズル通路 38 を介して接続されており、スクロール通路 36 から流入した排気ガスが、ノズル通路 38 を通してタービン室入口 34 U I から上流側タービン室 34 U へ流入するようになっている。また、ノズル通路 38 には、後述する可変ノズルベーン機構 18 が設けられており、この可変ノズルベーン機構 18 によってノズル通路 38 を流れる排気ガスの流量が増減可能になっている。

30

【0036】

一方、下流側タービン室 34 L には、円筒形状の筒状部 32 が設けられている。この筒状部 32 によって、下流側タービン室 34 L が径方向にホイール流出部室 40 とバイパス室 42 とに仕切られている。ホイール流出部室 40 は、筒状部 32 の上流側端部に形成されたホイール流出部室入口と、筒状部 32 の下流側端部に形成されたホイール流出部室出口を有している。このホイール流出部室 40 は、上流側タービン室 34 U と軸方向に連続するように形成されており、その内部にタービンホイール 14 の下流側端部が配置されると共に、ホイール流出部 26 が配置されている。

40

【0037】

ホイール流出部 26 の軸方向下流側には、タービン室出口 34 L E が形成されており、ホイール流出部 26 から軸方向下流側へ流出された排気ガスが、そのままタービン室出口 34 L E へ流れるようになっている。このタービン室出口 34 L E は、タービンホイール 14 の回転軸 20 の中心 O を中心とした円形状に形成されており、その径  $R_2$  が後述するバイパス室 42 のバイパス室出口 42 E の外径  $R_1$  よりも大きくされている。また、ター

50

ピン室出口 34LE の径  $R_2$  は、後述する可変ノズルベーン機構 18 によって上流側タービン室 34U に流入される排気ガスの流量が最大とされた最大流量（例えば、エンジンの最大出力時であり、以下、単に「最大流量」という）時に、排気ガスをハウジング本体 30 の外部へ円滑に流出させることができる値に設定されている。

【0038】

筒状部 32 の径方向外側には、バイパス室 42 が形成されている。バイパス室 42 は、筒状部 32 の外周面とハウジング本体 30 の内周面との間に形成されている。このバイパス室 42 は、ホイール流出部 26 よりも軸方向上流側に設けられたバイパス室入口 42I と、ホイール流出部 26 よりも軸方向下流側に設けられたバイパス室出口 42E を有している。

10

【0039】

バイパス室 42 のバイパス室入口 42I は、図 2 に示されるように、タービンホイール 14 の羽根 22 の径方向外側に設けられ、筒状部 32 の上流側端部を径方向に開口すると共に、筒状部 32 の周方向に沿って環状に形成されている。このバイパス室入口 42I には、タービンホイール 14 の羽根 22 から径方向外側かつ斜め方向（回転を伴って径方向外側）へ流出した排気ガスが流入されるようになっている。即ち、バイパス室 42 には、タービンホイール 14 の軸方向に対して周方向に傾斜する方向に排気ガスが流入される。

【0040】

図 1 に示されるように、バイパス室 42 のバイパス室出口 42E は、筒状部 32 の下流側端部の径方向外側に設けられ、当該下流側端部とハウジング本体 30 との間を軸方向に開口すると共に、筒状部 32 の周方向に沿ってタービンホイール 14 の回転軸 20 の中心 O を中心とした円環形状に形成されている。このバイパス室出口 42E の軸方向下流側にはタービン室出口 34LE が形成されており、バイパス室出口 42E から軸方向下流側へ流出された排気ガスが、そのままタービン室出口 34LE へ流れるようになっている。即ち、タービンホイール 14 に沿って流れた排気ガスの一部が、ホイール流出部室 40 を迂回し、バイパス室 42 を通してタービン室出口 34LE からハウジング本体 30 の外部へ流出されるようになっている。

20

【0041】

図 3 (A) 及び図 3 (B) に示されるように、バイパス室 42 内には、軸方向に延びる複数（本実施形態では、4 つ）の隔壁部 44 が設けられている。各隔壁部 44 は、筒状部 32 の軸方向の略全長に渡って設けられると共に、筒状部 32 の周方向に所定の間隔を空けて設けられている。これらの隔壁部 44 によって、筒状部 32 とハウジング本体 30 とが径方向に連結されると共に、バイパス室 42 が筒状部 32 の周方向に複数（本実施形態では、4 つ）のバイパス流路 48 に仕切られている。

30

【0042】

ここで、バイパス室 42 には、前述したようにタービンホイール 14 の羽根 22 から径方向外側かつ斜め方向へ流出された排気ガスが流入される。そのため、図 3 (A) に示されるように、バイパス流路 48 には、排気ガスが軸方向に対して周方向に傾斜する方向（矢印  $V_1$ ,  $V_2$ ）に流入される。そして、小流量時には、排気ガス  $V_1$  の周方向の速度成分  $V_{1c}$  が軸方向の速度成分  $V_{1a}$  に対して相対的に大きくなり、大流量時には、排気ガス  $V_2$  の軸方向の速度成分  $V_{2a}$  が、周方向の速度成分  $V_{2c}$  に対して相対的に大きくなる。従って、小流量時には、排気ガス  $V_1$  が隔壁部 44 に衝突し易くなり、大流量時と比較して排気ガスがバイパス室入口 42I からバイパス室 42 へ流入し難くなっている。一方、大流量時には、排気ガス  $V_2$  が隔壁部 44 に沿って流れ易くなるため、小流量時と比較して排気ガスがバイパス室入口 42I からバイパス室 42 へ流入し易くなっている。

40

【0043】

（可変ノズルベーン機構）

図 1 に示されるように、可変ノズルベーン機構 18 は、ノズル通路 38 を通して、タービン室入口 34UI から上流側タービン室 34U に流入する排気ガスの流量を増減するためのものであり、複数のノズルベーン 50 と、各ノズルベーン 50 を支持する支持部材 5

50

2を備えている。ノズルベーン50は、ノズル通路38の一部を形成する支持部材52に回転可能に支持された回転軸部50Aと、ノズル通路38内に配置され、回転軸部50Aに支持された羽根形状のベーン本体50Bを備えている。

【0044】

図4に示されるように、隣接するベーン本体50Bの間には、排気ガス(矢印F)が通過するベーン流路54が形成されている。これらのベーン流路54は、回転軸部50Aを中心としたベーン本体50Bの回転に伴って開閉されるようになっている。また、回転軸部50Aには、図示しないアクチュエータが連結されている。このアクチュエータは、エンジンの回転数に応じて車両状態検出センサ(図示省略)から出力された車両状態信号に基づいて各回転軸部50Aを同時に回転してベーン本体50Bを回転させることにより、ベーン流路54を開閉するようになっている。これにより、エンジンの回転数に応じて、ノズル通路38を通過する排気ガスの流量が調整され、タービン室入口34UIから上流側タービン室34Uに流入する排気ガスの流量が増減されるようになっている。

10

【0045】

次に、本実施形態に係る作用について説明する。

【0046】

本発明の一実施形態に係るタービン部12では、スクロール通路36、ノズル通路38を通してタービン室入口34UIから上流側タービン室34Uへ排気ガスが流入される。そして、上流側タービン室34Uに流入された排気ガスが、タービンホイール14のホイール流入部24へ流入すると、タービンホイール14が回転される。この回転に伴って、ホイール流入部24から流入した排気ガスがタービンホイール14の羽根22に沿って流れると共に、ホイール流出部室40内に収容されたホイール流出部26から軸方向下流側へ流出され、タービン室出口34LEからタービン部12の外部へ流出される。

20

【0047】

この際、エンジンの回転数に応じて図示しないアクチュエータが可変ノズルベーン機構18を動作することにより、タービン室入口34UIから上流側タービン室34Uへ流入される排気ガスの流量が増減される。具体的には、図4に示されるように、エンジンの回転数が低回転数のときには、アクチュエータが、ベーン本体50Bがベーン流路54を閉じる方向に回転軸部50Aを回転し、上流側タービン室34Uへ流入する排気ガスの流量を減少させる(小流量)。一方、エンジンの回転数が高回転数のときには、アクチュエータが、ベーン本体50Bがベーン流路54を開く方向に回転軸部50Aを回転し、上流側タービン室34Uへ流入する排気ガスの流量を増加させる(大流量)。このようにエンジンの回転数に応じて上流側タービン室34Uに流入される排気ガスの流量が増減される。

30

【0048】

ここで、下流側タービン室34Lには、当該下流側タービン室34Lに流入された排気ガスを、ホイール流出部室40を迂回してタービン室出口34LEへ流すバイパス室42が形成されている。このバイパス室42は、隔壁部44によって周方向に複数のバイパス流路48に仕切られている。そのため、前述したように小流量時には、排気ガスが隔壁部44に衝突し易くなり、排気ガスがバイパス流路48内を流れ難くなる。従って、小流量時は、大流量時と比較して、タービンホイール14の羽根22から径方向外側かつ斜め方向へ流出した排気ガスがバイパス室入口42Iへ流入し難くなる。

40

【0049】

また、図5には、一例として、タービンホイール14をバイパス室入口42Iの位置で切断した断面における小流量時の圧力分布、及び排気ガスの速度ベクトルが部分的に示されている。なお、羽根22間の圧力は、等圧線Lから等圧線Hへ向けて徐々に圧力が高くなっている。図5から分かるように、小流量時には、タービンホイール14の隣接する羽根22の間に、渦巻き状の2次流れ55が発生する。このように2次流れ55が発生した領域は、その径方向外側に形成されたバイパス室42よりも圧力が低下するため、隣接する羽根22の間からバイパス室入口42Iへ向けて排気ガスが流れ難くなっている。

【0050】

50

更に、図 6 には、一例として、ハウジング本体 30 におけるバイパス室入口 42 I 周辺の内周面を平面に展開し、展開された展開図における小流量時の圧力分布、及び排気ガスの速度ベクトルが部分的に示されている。なお、羽根 22 間の圧力は、等圧線 L から等圧線 H へ向けて徐々に圧力が高くなっている。図 6 から分かるように、バイパス室入口 42 I に対する上流側領域 56 及び下流側領域 58 では圧力が共に低下し、上流側領域 56 と下流側領域 58 との圧力差が小さくなっている。そのため、タービンホイール 14 の羽根 22 に沿って軸方向下流側へ流れる排気ガスが、バイパス室入口 42 I へ向けて流れ難くなっている。

#### 【0051】

従って、小流量時には、図 7 (A) に示されるように、下流側タービン室 34 L に流入された排気ガスは、主としてホイール流出部室 40 を通ってタービン室出口 34 L E へ流出される。従って、排気ガスがホイール流出部室 40 を迂回してバイパス室 42 を流れることによるタービンホイール 14 のトルク損失が低減されるため、小流量時におけるタービン効率の低下が低減される。

10

#### 【0052】

また、本実施形態では、ホイール流出部 26 を形成する羽根 22 の下流側端部 22 L のスロート面積は、最小流量時にホイール流出部 26 から排気ガスを円滑に流出させることができる値に設定されている。従って、小流量時に対応した高いタービン効率確保される。更に、小流量時は大流量時と比較して、ホイール流入部 24 を形成する各羽根 22 の下流側端部 22 L に対する排気ガスの流入角度が大きくなるため、ホイール流入部 24 でのタービンホイール 14 のトルク発生効率が高くなる。従って、ホイール流出部室 40 を迂回してバイパス室 42 へ排気ガスが流れることによるタービンホイール 14 のトルク損失を考慮しても、十分なタービン効率を確保することができる。

20

#### 【0053】

一方、大流量時には、前述したように隔壁部 44 に沿って排気ガスが軸方向下流側へ流れ易くなる。従って、大流量時には、小流量時と比較して、タービンホイール 14 の羽根 22 から回転を伴って径方向外側へ流出した排気ガスがバイパス室 42 へ流入し易くなる。

#### 【0054】

また、図 8 には、一例として、タービンホイール 14 をバイパス室入口 42 I の位置で切断した断面における大流量時の圧力分布、及び排気ガスの速度ベクトルが部分的に示されている。なお、羽根 22 間の圧力は、等圧線 L から等圧線 H へ向けて徐々に圧力が高くなっている。図 8 から分かるように、大流量時には、タービンホイール 14 における羽根 22 の回転方向（矢印 C 方向）と反対側に、バイパス室 42 よりも圧力が高い領域が発生する。従って、隣接する羽根 22 の間からバイパス室入口 42 I へ向けて排気ガスが流れ易くなっている。

30

#### 【0055】

更に、図 9 には、一例として、ハウジング本体 30 におけるバイパス室入口 42 I 周辺の内周面を平面に展開し、展開された展開図における大流量時の圧力分布、及び排気ガスの速度ベクトルが部分的に示されている。なお、羽根 22 間の圧力は、等圧線 L から等圧線 H へ向けて徐々に圧力が高くなっている。図 9 から分かるように、バイパス室入口 42 I に対する上流側領域 56 では圧力が高くなり、バイパス室入口 42 I に対する下流側領域 58 では圧力が低くなり、上流側領域 56 と下流側領域 58 との圧力差が大きくなる。そのため、タービンホイール 14 の羽根 22 に沿って軸方向下流側へ流れる排気ガスが、バイパス室入口 42 I へ向けて流れ易くなっている。

40

#### 【0056】

更にまた、本実施形態では、図 1 に示されるように、タービン室出口 34 L E の径  $R_2$  がバイパス室出口 42 E の外径  $R_1$  よりも大きくされており、バイパス室出口 42 E から軸方向下流側へ流出された排気ガスが、そのままタービン室出口 34 L E へ流れるようになっている。従って、タービン室出口 34 L E の径  $R_2$  がバイパス室出口 42 E の外径  $R$

50

1 よりも小さくされた構成と比較して、排気ガスがバイパス室 4 2 内を流れ易くなると共に、バイパス室入口 4 2 I 付近の圧力が低下する。

【 0 0 5 7 】

従って、大流量時には、図 7 ( B ) に示されるように、下流側タービン室 3 4 L に流入された排気ガスは、バイパス室 4 2 及びホイール流出部室 4 0 を通ってタービン室出口 3 4 L E へ流される。即ち、大流量時には、排気ガスがバイパス室 4 2 を流れるため、下流側タービン室 3 4 L の径、換言すると、ホイール流出部 2 6 のスロート面積を大きくした場合と同様の効果を得ることができる。これにより、ホイール流出部室 4 0 へ流入する排気ガスの流量が過大となり、ホイール流出部室 4 0 において排気ガスの流れが制限されることが抑制されるため、大流量時におけるタービン効率の低下が低減される。

10

【 0 0 5 8 】

また、本実施形態では、タービン室出口 3 4 L E の径  $R_2$  が、大流量時に排気ガスをハウジング本体 3 0 の外部へ円滑に流出させることができる値に設定されている。従って、大流量時に対応したタービン効率が確保される。

【 0 0 5 9 】

このように、本発明の一実施形態に係るタービン部 1 2、及びターボチャージャ 1 0 によれば、小流量時には、排気ガスがホイール流出部室 4 0 を流れるため、小流量時に対応した高いタービン効率を確保することができると共に、大流量時には、排気ガスがバイパス室 4 2 及びホイール流出部室 4 0 を流れるため、ホイール流出部 2 6 のスロート面積が実質的に拡大し、大流量時に対応した高いタービン効率を確保することができる。従って、上流側タービン室 3 4 U に流入される排気ガスの流量の増減に起因したタービン効率の低下を低減することができる。

20

【 0 0 6 0 】

更に、本実施形態では、従来技術（例えば、特許文献 1）のような流量調節機構や当該流量調節機構を制御する制御回路等が不要になるため、装置構造を単純化できると共に、装置コストを削減することができる。

【 0 0 6 1 】

なお、最大流量時にホイール流出部室 4 0 へ流入する排気ガスの流量が過大となり、ホイール流出部室 4 0 において排気ガスの流れが制限される場合には、可変ノズルベーン機構 1 8 によって上流側タービン室 3 4 U へ流入する排気ガスの流量を減少させることも可能である。この場合、タービンホイール 1 4 のホイール流入部 2 4 に流入する排気ガスの速度が上がるため、ホイール流入部 2 4 におけるタービンホイール 1 4 のトルク発生効率が向上する。

30

【 0 0 6 2 】

次に、本実施形態の変形例について説明する。

【 0 0 6 3 】

上記実施形態では、筒状部 3 2 の軸方向に延びる隔壁部 4 4 をバイパス室 4 2 に設けたがこれに限らない。隔壁部 4 4 は、筒状部 3 2 とハウジング本体 3 0 とを連結すると共に、バイパス室 4 2 を周方向に仕切れば良く、隔壁部 4 4 の形状、大きさ、数等は適宜変更可能である。例えば、図 1 0 ( A ) 及び図 1 0 ( B ) に示されるタービン部 7 0 のように、バイパス室入口 4 2 I に複数（本変形例では、4 つ）の隔壁部 6 4 を設けても良い。これらの隔壁部 6 4 は、筒状部 3 2 の周方向に間隔を空けて設けられ、筒状部 3 2 の上流側端部とハウジング本体 3 0 とを連結すると共に、バイパス室入口 4 2 I を周方向に複数の開口に仕切っている。

40

【 0 0 6 4 】

このようにバイパス室入口 4 2 I を隔壁部 6 4 で仕切り、バイパス室入口 4 2 I の開口面積を小さくすることより、小流量時にバイパス室 4 2 へ流入する排気ガスの流量が低減される。従って、小流量時に、排気ガスがホイール流出部室 4 0 を迂回してバイパス室 4 2 を流れることによるタービンホイール 1 4 のトルク損失が低減されるため、小流量時におけるタービン効率の低下が低減される。

50

## 【 0 0 6 5 】

また、上記実施形態では、タービン室出口 3 4 L E の径  $R_2$  をバイパス室出口 4 2 E の外径  $R_1$  よりも大きくしたが、タービン室出口 3 4 L E の径  $R_2$  とバイパス室出口 4 2 E の外径  $R_1$  とを同じにしても良いし、図 1 1 に示されるタービン部 8 0 のように、タービン室出口 3 4 L E の径  $R_2$  をバイパス室出口 4 2 の外径  $R_1$  よりも小さくしても良い。この構成では、バイパス室出口 4 2 E が、筒状部 3 2 の下流側端部を径方向に開口すると共に、筒状部 3 2 の周方向に沿って環状に形成されており、バイパス室 4 2 を流れた排気ガスがホイール流出部室 4 0 の下流側で、ホイール流出部室 4 0 を流れた排気ガスと合流するようになっている。これにより、バイパス室出口 4 2 E から排気ガスを流出し難くし、大流量時におけるタービン効率を調整しても良い。

10

## 【 0 0 6 6 】

更に、上記実施形態では、上流側タービン室 3 4 U に流入する排気ガスの流量を増減する可変ノズルベーン機構 1 8 をノズル通路 3 8 に設けたが、この可変ノズルベーン機構 1 8 は適宜省略可能である。

## 【 0 0 6 7 】

次に、本実施形態に係るタービン部の性能評価について説明する。

## 【 0 0 6 8 】

本性能評価では、CFD (Computational Fluid Dynamics) によって、実施例に係るタービン部と比較例に係るタービン部について、最小流量時及び最大流量時の流体 (空気) の流れを解析し、両者の性能を比較した。

20

## 【 0 0 6 9 】

実施例 1 の構成は図 1 に示されるタービン部 1 2 の構成と同じであり、実施例 2 の構成は図 1 0 (A) 及び図 1 0 (B) に示されるタービン部 7 0 と同じ構成である。一方、比較例 1 の構成は図 1 に示されるタービン部 1 2 からバイパス室 4 2 を省略した構成と同じ構成であり、比較例 2 の構成は図 1 2 (A) 及び図 1 2 (B) に示されるタービン部 1 0 0 の構成である。図 1 2 (A) 及び図 1 2 (B) に示されるタービン部 1 0 0 は、図 1 に示されるタービン部 1 2 から隔壁部 4 4 に省略し、筒状部 3 2 の軸方向中央部を貫通する円柱形状のピン 1 0 2 によって、筒状部 3 2 とハウジング本体 3 0 とを連結した構成である。

## 【 0 0 7 0 】

下記表 1 には、最小流量時の解析結果が示されており、下記表 2 には、最大流量時及び大流量時の解析結果が示されている。表 1 , 表 2 では、比較例 1 の性能を評価基準としている。なお、評価項目は下記の通りである。

30

タービン室出口の流量の増減率 (%) : タービン室出口を通過した流体の流量の増減率。

バイパス流量比 (%) : タービン室出口を通過した流体の流量に対するバイパス室出口を通過した流体の流量の割合。

タービン効率の増減値 : 下記出力の増減等に基づいて数値化したタービン性能の増減値。

出力の増減 (%) : タービンホイールに発生したトルクの増減率

40

バイパス室入口とバイパス室出口の全圧差 (KPa) : バイパス室入口の全圧値とバイパス室出口の全圧値との差分。

ノズルベーンの回転角度 : ノズル流路を全開にするノズルベーンの最大回転角度からノズル流路を閉じる方向にノズルベーンを回転させた角度。

## 【 0 0 7 1 】

【表 1】

	比較例 1	比較例 2	実施例 1	実施例 2
タービン室出口の 流量の増減率(%)	基準	+2.5	±0	±0
バイパス流量比(%)	—	24.5	14.9	11.2
タービン効率の増減値	基準	-1.7	±0	+0.3
出力の増減率(%)	基準	0.021	0.008	0.025
バイパス室入口とバイパス室出口の全圧差(KPa)	—	5.73	8.98	8.17

10

【0072】

【表 2】

	比較例 1	比較例 2		実施例 1	実施例 2
ノズルベーンの 回転角度 (閉じ側)	基準	0°	-8°	-8°	-8°
タービン室出口の 流量の増減率(%)	基準	+2.7	-3.9	-5.0	-4.8
バイパス流量比(%)	—	15.8	13.4	8.5	7.6
タービン効率の増減値	基準	-2.3	+11.1	+10.4	+11.2
出力の増減率(%)	基準	+0.04	+1.8	+1.52	+1.67
バイパス室入口とバイパス室出口の全圧差(KPa)	—	27.13	24.43	28.86	28.9

20

30

【0073】

表 1 から分かるように、実施例 1 では比較例 1 に対するタービン効率の増減値が ±0 となり、実施例 2 では比較例 1 に対するタービン効率の増減値が +0.3 となり、何れの実施例 1, 2 においても比較例 1 と同等若しくはそれ以上の性能が得られた。一方、比較例 2 では、比較例 1 に対するタービン効率の増減値が -1.7 となり、比較例 1 よりも性能が低下したことが分かる。

【0074】

次に、表 2 から分かるように、実施例 1 では、比較例 1 に対するタービン効率の増減値が +10.4 となり、実施例 2 では、比較例 1 に対するタービン効率の増減値が +11.2 となり、何れの実施例 1, 2 においても比較例 1 以上の性能が得られた。なお、実施例 1, 2 では、ノズルベーン 50 (図 4 参照) の回転角度をベーン流路 54 が閉じる方向へ -8° 回転させた状態で解析を行った。一方、比較例 2 では、ノズルベーン 50 の回転角度を 0° にした状態で、比較例 1 に対するタービン効率の増減値が -2.3 となり、比較例 1 よりも性能が低下したが、ノズルベーン 50 の回転角度をベーン流路 54 が閉じる方向へ -8° 回転させた状態で、比較例 1 に対するタービン効率の増減値が +11.1 となり、比較例 1 以上の性能が得られた。

40

【0075】

このように、実施例 1, 2 に係るタービン部 12, 70 では、バイパス室 42 に隔壁部

50

4 4 , 6 4 を設けたことにより、下流側タービン室 3 4 L に流入される排気ガスの流量の増減に起因するタービン効率の低下を低減しつつ、装置構造を単純化することができる。

【 0 0 7 6 】

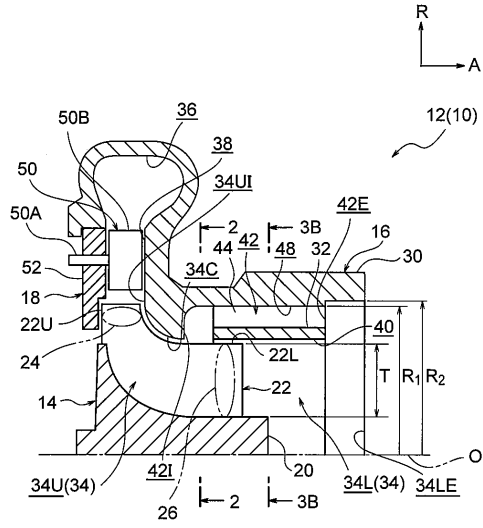
以上、本発明の一実施形態について説明したが、本発明はこうした実施形態に限定されるものでなく、一実施形態及び各種の変形例を適宜組み合わせ用いても良いし、本発明の要旨を逸脱しない範囲において、種々なる態様で実施し得ることは勿論である。

【 符号の説明 】

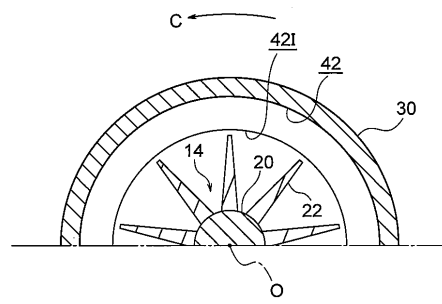
【 0 0 7 7 】

1 0	ターボチャージャ	
1 2	タービン部 (タービン)	10
1 4	タービンホイール	
1 8	可変ノズルベーン機構	
2 0	回転軸	
2 4	ホイール流入部	
2 6	ホイール流出部	
3 0	ハウジング本体	
3 2	筒状部	
3 4 U	上流側タービン室	
3 4 U I	タービン室入口	
3 4 L	下流側タービン室	20
3 4 L E	タービン室出口	
4 0	ホイール流出部室	
4 2	バイパス室	
4 4	隔壁部	
6 4	隔壁部	
7 0	タービン部 (タービン)	
8 0	タービン部 (タービン)	

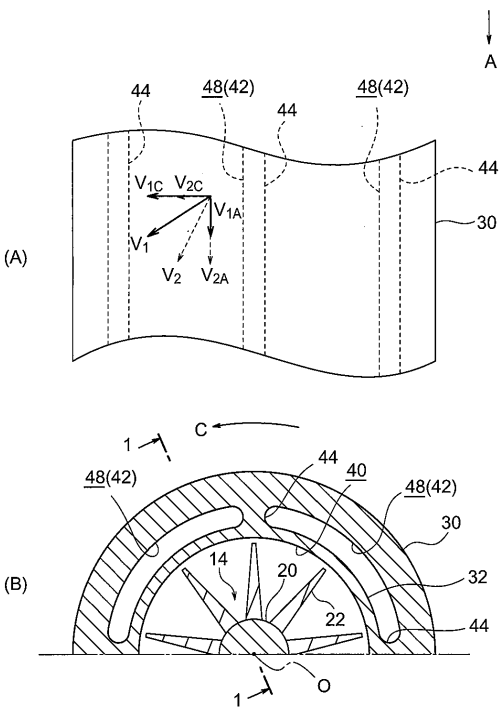
【 図 1 】



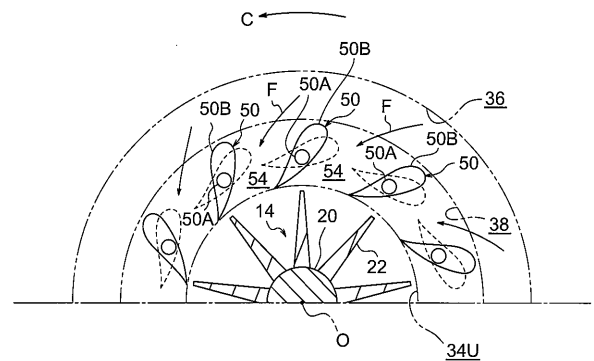
【 図 2 】



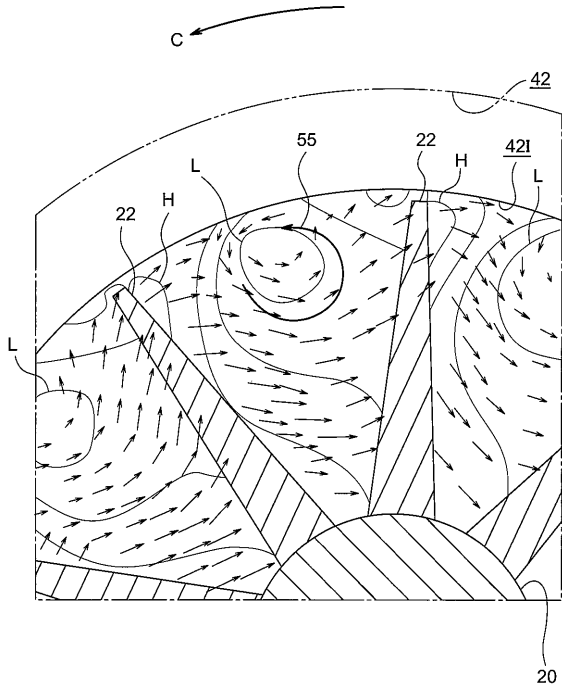
【 図 3 】



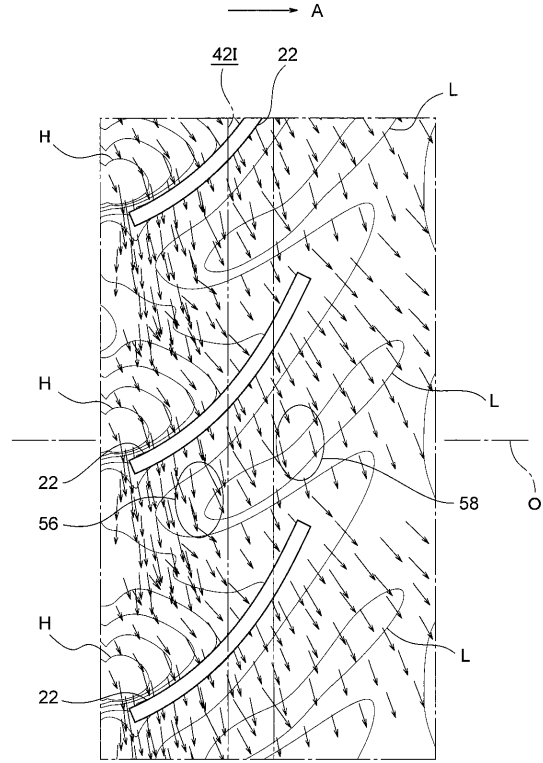
【 図 4 】



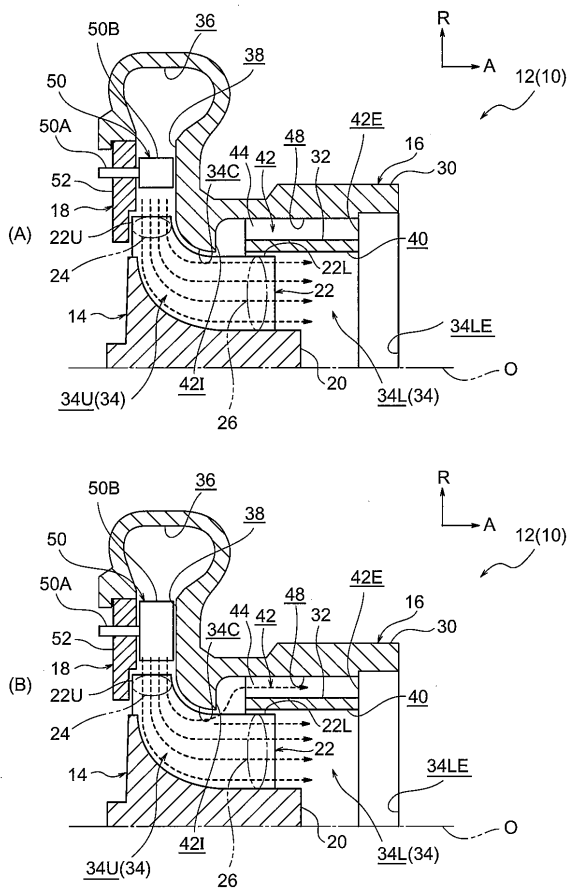
【 図 5 】



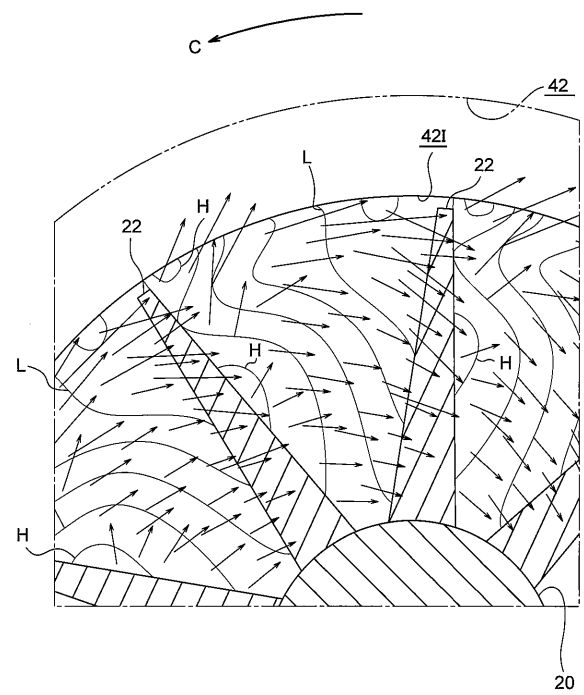
【 図 6 】



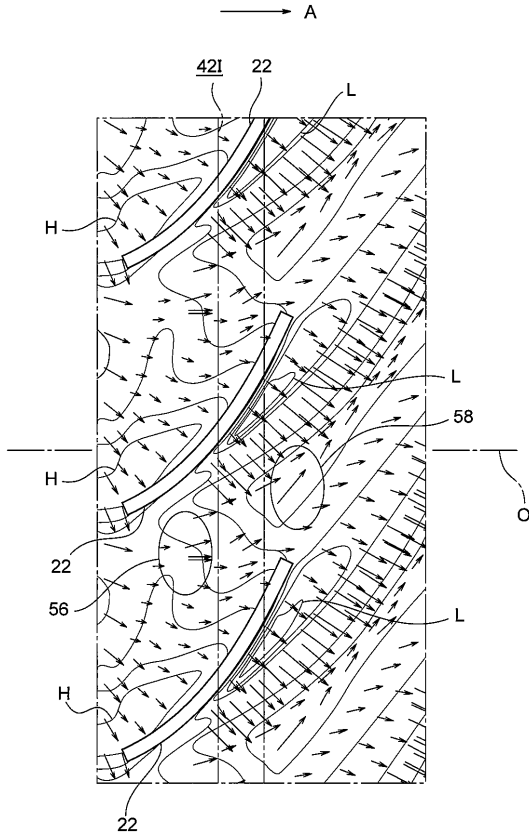
【 図 7 】



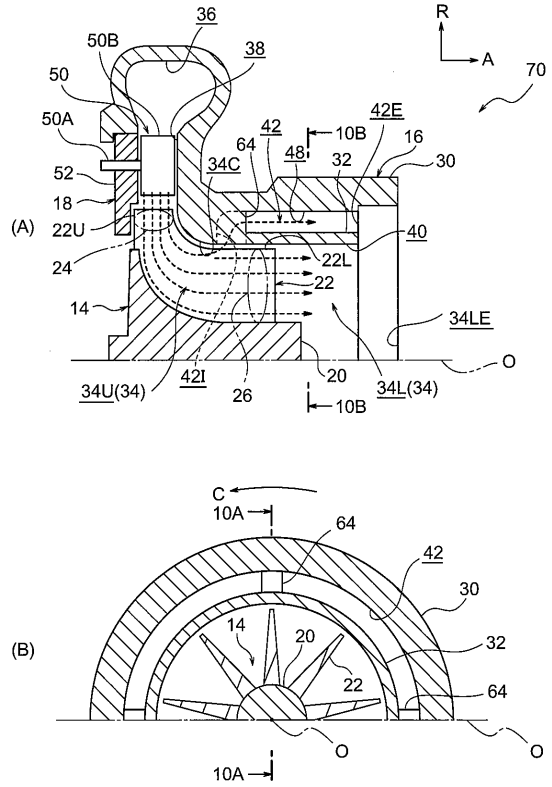
【 図 8 】



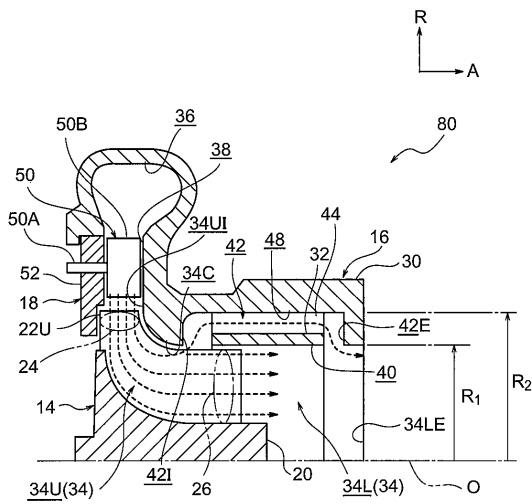
【 図 9 】



【 図 1 0 】



【 図 1 1 】



【 図 1 2 】

