

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2016年3月3日(03.03.2016)



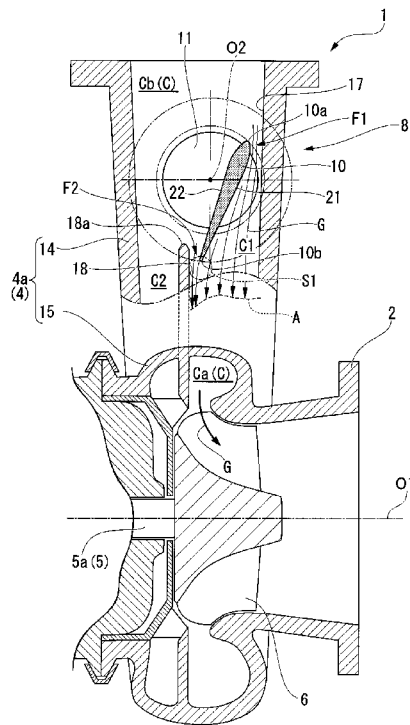
(10) 国際公開番号
WO 2016/031268 A1

- (51) 国際特許分類:
F01D 17/14 (2006.01) F01D 25/24 (2006.01)
F01D 5/04 (2006.01) F02B 39/00 (2006.01)
F01D 17/16 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/055095
- (22) 国際出願日: 2015年2月23日(23.02.2015)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
PCT/JP2014/072460 2014年8月27日(27.08.2014) JP
- (71) 出願人: 三菱重工業株式会社 (MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.) [JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目16番5号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 東森 弘高 (HIGASHIMORI Hirotaka); 〒8510392 長崎県長崎市深堀町五丁目717番地 1 三菱エンジニアリング株式会社内 Nagasaki (JP).
- (74) 代理人: 森 隆一郎, 外 (MORI Ryuichirou et al.); 〒1006620 東京都千代田区丸の内一丁目9番2号 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: ON-OFF VALVE DEVICE AND ROTARY MACHINE

(54) 発明の名称: 開閉弁装置、及び回転機械



(57) Abstract: A turbocharger (1) is provided with a valve body (10) which is disposed in a suction flow path (Cb) leading from an inflow port (14) of a housing (4a) covering a turbine rotor blade (6) to a scroll flow path (Ca) and composed of a single piece or multiple divided pieces to supply a fluid (G) to the turbine rotor blade (6) with the inner surface thereof formed using a first wall surface (17) and a second wall surface (18) facing the first wall surface (17) as part thereof, extends from the upstream side to the downstream side of the flow of the fluid (G), is rotatably provided in the housing (4a) in a direction toward and away from the first wall surface (17) and the second wall surface (18), forms an upstream-side narrowed flow path (F1) with the first wall surface (17) therebetween at an end on the upstream side, and forms a downstream-side narrowed flow path (F2) with the second wall surface (18) therebetween at an end on the downstream side. The valve body (10) has a first surface (21) at the end on the upstream side, which faces the first wall surface (17), gradually approaches the first wall surface (17) from the upstream side to the downstream side and thereafter gradually goes away therefrom, and a second surface (22) which faces the second wall surface (18).

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2016/031268 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

タービン動翼(6)を覆うハウジング(4a)の流入口(14)からスクロール流路(Ca)に至り、単一で構成され、又は複数に分割されて構成されるとともに、第一壁面(17)及び、第一壁面(17)に対向する第二壁面(18)をその一部として内面が形成されてタービン動翼(6)に流体(G)を供給する吸込流路(Cb)内に配置され、流体(G)の流れの上流から下流に向かって延び、第一壁面(17)及び第二壁面(18)に近接離間する方向に回転可能にハウジング(4a)に設けられ、上流側の端部で第一壁面(17)との間に上流側絞り流路(F1)を形成し、下流側の端部で第二壁面(18)との間に下流側絞り流路(F2)を形成する弁本体(10)を備えるターボチャージャ(1)である。弁本体(10)は、上流側の端部に第一壁面(17)に対向して上流側から下流側向かって第一壁面(17)に漸次近接した後に漸次離間する第一面(21)と、第二壁面(18)に対向する第二面(22)と、を有している。

明 細 書

発明の名称：開閉弁装置、及び回転機械

技術分野

[0001] 本発明は回転機械に設けられ、作動流体の流量を調整する開閉弁装置、及びこれを備えた回転機械に関する。

背景技術

[0002] 例えば、流体の運動エネルギーを機械的なエネルギーとして取り出すことのできる回転機械が知られている。

回転機械としては、ターボチャージャ、エキスパンダ、及びガスタービン等が知られており、これらにはラジアルタービンや斜流タービン等が設けられている。

[0003] ターボチャージャには、エンジンの出力変化に合わせて作動流体となる排気ガスの流量を調整する機能を有する可変容量タービンが一般に用いられている。

[0004] また、エキスパンダが排気エネルギーを電気エネルギーに変換する設備に用いられる場合には、発電周波数を一定に保つために回転数を一定に保ちつつ、出力を変化させる必要がある。このような状況に対応するため、エキスパンダは上述の可変容量の機能を有している。

[0005] さらに、ジェットエンジン等に使用されるガスタービンは、航空機の加減速等のため、やはり可変容量の機能を有している。

[0006] ところで、ターボチャージャの可変容量機能を実現するため、現在、様々な技術が知られており、例えば、ノズルの取付角を調整することでスロート面積を可変にするものや（例えば特許文献1）、流量調整弁やバイパス弁を用いるもの等が挙げられる。

[0007] ここで、従来の技術におけるノズルを用いた可変容量機能を有するタービンを図21に示す。このタービン200では、可変容量機能を発揮する構成として、スクロール流路C0a及び吸込流路C0bの分割壁202の上流端

部に設けられて、この上流端を支点として回転することでタービン動翼203に流入する作動流体F0の流量を調整する開閉弁201を有している。

先行技術文献

特許文献

[0008] 特許文献1：特開2012-102745号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0009] しかしながら、上述した従来例である図21に示す構成では、開閉弁の作動流体の流れ方向に対する角度が大きくなると、ディフューザ効果によって下流側で作動流体が剥離して逆流が発生し（図21の破線Yに示す速度分布を参照）、圧力損失が増大してタービンの運転効率低下を招く可能性がある。

特にターボチャージャや小型のガスタービンでは、開閉弁は1000℃レベルの高温ガスに晒された状態となるため、開閉弁の駆動機構における熱応力、熱変形、摩耗等の発生を回避する必要がある。このため、駆動機構を保護するような機構を設けたり、開閉弁とハウジングとのクリアランスを確保したりする必要がある。そしてこのような保護機構や、クリアランスからの漏れ流れによっても運転効率が低下してしまう可能性がある。

[0010] 本発明は、簡易な構造で、運転効率を向上することが可能な開閉弁装置、及びこの開閉弁装置を備える回転機械を提供する。

課題を解決するための手段

[0011] 本発明の第一の態様の開閉弁装置は、タービン動翼を覆うハウジングの流入口から渦巻き状をなして流体の流れの下流に至るに従って流路面積が次第に小さくなるスクロール流路に至り、単一で構成され、又は複数に分割されて構成されるとともに、第一壁面及び、該第一壁面に対向する第二壁面をその一部として内面が形成されて前記タービン動翼に流体を供給する吸込流路内に配置され、流体の流れの上流から下流に向かって延び、前記第一壁面及び前記第二壁面に対して近接離間する方向に回転可能に前記ハウジングに設

けられ、前記上流側の端部で前記第一壁面との間に上流側絞り流路を形成し、かつ、前記下流側の端部で前記第二壁面との間に下流側絞り流路を形成する弁本体を備え、前記弁本体では、前記上流側の端部は、前記第一壁面に対向した端部であり、該上流側の端部は、前記上流側から下流側に向かって該第一壁面に漸次近接した後に漸次離間する第一面で形成されており、前記下流側の端部には、前記第二壁面に対向する第二面を有している。

[0012] このような開閉弁装置によれば、弁本体を回転させることにより、ハウジングの第一壁面との間の隙間、即ち、上流側絞り流路の流路幅を調整することができ、タービン動翼に流入する流体の流量を変化させることができる。

そして、上流側絞り流路では、弁本体の第一面の形状に応じて、徐々に流路幅が小さくなり、その後、徐々に流路幅が大きくなる。このため、上流側絞り流路を通過する流体は、第一面から剥離することを抑制されながら、ディフューザ効果によって圧力回復される。

さらに、下流側絞り流路を流体が通過すると流体は加速されるため、下流側絞り流路周辺の静圧が低下する。このため、第一壁面と弁本体との間の流路を流通する流体は、下流側絞り流路によって形成された静圧低下領域に向かって加速される。従って、第一面からの流体の剥離を抑制することができる。即ち、弁本体の下流側で流体の速度分布が均一化の方向に向かい、圧力損失を抑えることが可能となり全圧低下を抑制することができる。

[0013] また、本発明の第二の態様に係る開閉弁装置では、上記第一の態様における前記弁本体には、前記第二面に開口する上流側開口と、該上流側開口よりも前記下流側で前記第一面に開口する下流側開口と、これら上流側開口と下流側開口とを接続するとともに前記第一面と前記第二面との間を貫通する貫通孔部とが形成されていてもよい。

[0014] このように弁本体に貫通孔部が形成されていることで、貫通孔部に上流側開口から流体が流入し、下流側開口から流出する。この結果、下流側開口の出口周辺で流体の流速が増大して静圧が低下するため、第一面を沿って流れる流体を下流側に向かって、加速させることができる。よって、弁本体の下

流側で流体の速度分布が均一化の方向に向かい、圧力損失を抑えることが可能となり全圧低下をさらに抑制することができる。

[0015] また、本発明の第三の態様に係る開閉弁装置では、上記第一又は第二の態様における前記弁本体は、前記第一面として前記下流側に向かって該第一壁面に漸次近接する凸面、該凸面の下流側に連続して前記第二面に向かって凹状に湾曲する第一凹面、及び、該第一凹面の下流側に連続し、該第一凹面よりも大きな曲率半径で前記第二面に向かって凹状に湾曲する第二凹面と、前記第二面として前記第一面から離間する側に向かって凸状に湾曲する凸面と、を有していてもよい。

[0016] このように、上流側絞り流路を通過した流体は凸面に沿って流通した後に、第一凹面と第二凹面とに沿って下流側へ流通することになる。この際、まず第一凹面によって第一壁面との間の流路幅の増加率を大きくとりつつ流体を流通させることができる。その後、第二凹面によって流路幅の増加率を小さく抑えながら流体を流通させることができる。即ち、より流速が速く、境界層が発達し易い下流側に曲率半径がより大きな第二凹面を設けることで、第一面からの流体の剥離をより効果的に抑制することができる。

さらに、第二壁面側に第二面としての凸面が設けられていることで、上流側で第二壁面との間の流路幅の減少率が急激に大きくなった後に、次第に流路幅の減少率が小さくなる。即ち、下流側絞り流路に向かって第二面に沿って流通する流体は加速され、下流側絞り流路周辺の静圧が低下する。このため、第一壁面と弁本体との間の流路を流通する流体は、下流側絞り流路によって形成された静圧低下領域に向かって加速され、第一面からの流体の剥離を抑制することができる。

よって、圧力損失を抑えることが可能となり全圧低下を抑制することができる。

[0017] 本発明の第四の態様に係る開閉弁装置では、上記第一又は第二の態様における前記弁本体は、前記上流側に位置して前記下流に向かって延びる第一の部分と、前記第一の部分の前記下流側に滑らかに連続して形成され、該第一

の部分よりも前記第二壁面側に位置し、第一の部分の延在方向に沿って前記下流に延びる第二の部分と、を有し、前記第一面として、前記下流側に向かって該第一壁面に漸次近接する凸面、及び、該凸面の下流側に連続して前記第二面に向かって凹状に湾曲する凹面が前記第一の部分と前記第二の部分とにわたって形成されていてもよい。

[0018] このように弁本体が第一の部分及び第二の部分を有することで、弁本体の形状が第一の部分と第二の部分との間で屈曲または湾曲したような形状をなす。従って、このような形状を有する弁本体をターボチャージャに設けることで、第一壁面側では、第一面の凸面によって流体が下流側へ案内された後に、第一面の凹面によってさらに下流側へ案内されて、上流側絞り流路の下流側に形成された下流側拡大流路を通過する。従って、弁本体の第一壁面側では、下流側に向かって流路面積が拡大する際、上流側で面積拡大率が大きく、下流側で面積拡大率が小さくなる。従って、上流側絞り流路を通過した流体は、上流側から下流側に向かって、速度の減少率が小さくなっていく。よって流体の急激な減速を抑えることができ、圧力損失の低減が可能となる。

さらに、吸込流路の幅方向の中心線に、第一の部分の中心線が沿うように弁本体が設けられると、吸込流路からスクロール流路へ至る流体が、吸込流路の幅方向の中心線に平行に流通する。従って、スクロール流路の巻き始め（吸込流路の終わり）に向かって、流体が滑らかに減速しながら到達する事ができ、スクロール流路に流体を効率よく流入させることができる。

さらに、弁本体では第二壁面側に第二の部分が寄っている。よって、弁本体の開度を変化させた際にも、上流側の端部（前縁部）で流体のインシデンス角（流入角）を小さく抑えたとしても、下流側絞り流路の流路面積を小さくでき、下流側絞り流路を通過する流体の流速を増大できる。一方、第一壁面と弁本体との間では上流側絞り流路の下流側で、上記の通り流路面積の拡大率が小さくなるので、第一面からの流体の剥離を抑制することができる。このため、前縁部でのインシデンス角を小さくしても問題なく、流体の圧力

損失をさらに低減することができる。

[0019] また、本発明の第五の態様に係る開閉弁装置は、上記第一から第四のいずれかの態様における前記弁本体を回動させる回動部を、前記ハウジングと別体として備えていてもよい。

[0020] このように回動部を別体で備えることで、ハウジングの製造とは異なる工程で、回動部を別途加工することができ、加工精度を向上させることができる。このため、第一壁面及び第二壁面と弁本体とのクリアランスを可能な限り小さくできるような正確な加工が可能であり、クリアランスからの漏れ流れによる運転効率低下を抑制することができる。

また、回動部と弁本体との取り付け部分の加工精度を向上することが容易となり、取り付け部分の剛性を向上でき、取り付け部分の耐久性を向上でき、開閉弁装置の信頼性の向上につながる。

[0021] また、本発明の第六の態様に係る開閉弁装置は、上記第一から第五のいずれかの態様における前記弁本体を、上流側から下流側に向かって列をなすように複数備え、各々の前記弁本体を個別に回動させる回動部を備えていてもよい。

[0022] このように、弁本体が複数設けられて各々を回動させることで、最も上流側に位置する弁本体と第一壁面との間で上流側絞り流路を形成し、最も下流側に位置する弁本体と第二壁面との間で下流側絞り流路を形成することができる。さらに、これら弁本体を各々に回動させることで、上流側絞り流路及び下流側絞り流路の流路幅を任意に変化させることができる。また、これら弁本体を各々に回動させることで、弁本体同士の間で、上流から下流に向けて流体を流通させることが可能である。即ち、弁本体同士の間を流体が流通し、弁本体の第一面側に流出する。この結果、この流体の流出する位置で静圧が低下する。よって、第一面を沿って流れる流体を、下流側に向かって加速させることができる。従って、弁本体の下流側で流体の速度分布が均一化の方向に向かい、圧力損失を抑えることが可能となり全圧低下を抑制することができる。

また、各々の弁本体の回転角を選択することで、列をなす複数の弁本体全体として、第二壁面へ向かって凸状をなす形状としたり、第一壁面に向かって凸状をなす形状としたり、任意の形状の弁本体を選択することができる。よって、流体の流れ場の状況に応じて、各々の弁本体を回転させることで、剥離等の抑制を効果的に行うことができる。

[0023] 本発明の第七の態様に係る開閉弁装置は、上記第一から第六のいずれかの態様における前記スクロール流路内で、前記タービン動翼よりも該タービン動翼の回転軸の径方向の外側に、該タービン動翼の回転軸の周方向に互いに離間して複数配置されるとともに、前記径方向の内側を向く案内面を有する複数の案内部をさらに備え、前記流体の流れの上流側に位置する前記案内面における前記案内面は、下流側に位置する案内面における前記案内面に向かって前記流体を案内可能に設けられていてもよい。

[0024] 弁本体の開度が小さくなって下流側絞り流路の面積が小さくなると、下流側絞り流路を通過した流体の流速が大きくなるような流速分布が生じる。スクロール流路は渦巻き状になっており、下流側絞り流路を通過した流体による高速流れは、その慣性力によって直線状に流れスクロール流路の壁部に向かって径方向外側に向かうように流れる。ここで複数の案内部を設けることにより、この高速流れを、最も上流側に配置された案内部の案内面によって周方向に向かって流れるように転向させる。そして、次々に下流側の案内部の案内面に案内することができる。よって、周方向に高速流れを案内でき、タービン動翼にこの高速流れを導入することができるので、運転効率の向上につながる。さらに、このような複数の案内部によって、スクロール流路の流路面積を小さくするような効果が得られる。従って、流路面積可変のスクロール流路を有する可変容量タービンのように、高効率化を図ることができる。

[0025] 本発明の第八の態様に係る開閉弁装置では、上記第七の態様における各々の前記案内部は、前記周方向に向かって延びる板状をなし、前記案内面は、前記周方向に沿う曲面状をなし、周方向に隣接する案内部のうち、前記上流

側の案内内部における前記下流側の端部となる後縁部での前記案内面は、該案内面における前記回転軸に直交する断面での接線の延長線が前記下流側の案内内部における案内面を通るように配置されていてもよい。

[0026] このように案内内部を設けることで、下流側の案内内部の案内面に流体を接触させるように案内することで流体を次々に下流側の案内内部に導くことができる。よって、周方向に上記の高速流れを案内でき、タービン動翼にこの高速流れを導入することができるので、さらなる運転効率の向上につながる。

[0027] 本発明の第九の態様に係る開閉弁装置では、上記第七又は第八の態様における各々の前記案内内部は、前記上流側の端部となる前縁部から前記下流側の端部となる後縁部に向かって、前記径方向に沿う厚さ寸法が漸次大きくなった後に小さくなることで、前記タービン動翼の回転軸の延びる方向から見て翼形状をなしていてもよい。

[0028] このように案内内部が断面翼形状をなしていることで、案内面による流体の摩擦損失を低減しながら、滑らかに流体を回転軸の周方向に案内することができ、さらなる運転効率の向上につながる。

[0029] 本発明の第十の態様に係る開閉弁装置では、上記第七から第九のいずれかの態様における前記スクロール流路は、前記流体の流れる方向に向かって流路面積が小さくなる形状をなし、各々の前記案内内部は、前記周方向に向かって延びる板状をなし、前記周方向に隣接する前記案内内部のうち、前記下流側に位置する案内内部における前記上流側の端部となる前縁部の方が、前記上流側に位置する案内内部における前縁部よりも、前記径方向の内側に位置していてもよい。

[0030] スクロール流路の流路面積は、上流から下流側に向かって小さくなっていく。ここで、従来のスクロール流路に新たに案内内部を設けると、案内内部が流路断面の一部の領域を占有することで、ブロッキングが生じる。特にスクロール流路の下流側では流路断面が上流部に比べて小さくなっており、スクロール流路の上流側と同じ案内内部を設置するとその案内内部の断面がスクロール断面に占める割合が大きくなる。そのために下流に所謂ウエイク（後

流)が発生し損失の原因になるが、複数の案内部の前縁部の位置を、下流側に向かって徐々に径方向の内側配置していくことにより、ブロッキングによる圧力損失を減少することができる。これにより損失を増やすことなく、下流側絞り流路を通過した流れをスクロール流路の形状に応じて流体を周方向に導くことが可能となる。

[0031] 本発明の第十一の態様に係る開閉弁装置では、上記第七から第十のいずれかの態様における前記スクロール流路は、前記流体の流れる方向に向かって流路面積が小さくなる形状をなし、各々の前記案内部は、前記周方向に向かって延びる板状をなし、前記周方向に隣接する前記案内部のうち、前記下流側に位置する案内部における前記下流側の端部となる後縁部の方が、前記上流側に位置する案内部における後縁部よりも、前記径方向の内側に位置していてもよい。

[0032] スクロール流路の流路面積は、上流から下流側に向かって小さくなっていく。ここで、従来のスクロール流路に新たに案内部を設けると上述したブロッキングが生じ、下流に所謂ウエイク（後流）が発生し損失の原因になる。そこで、複数の案内部の後縁部の位置を、下流側に向かって徐々に径方向の内側配置していくことにより、ブロッキングによる圧力損失を減少することができる。これにより損失を増やすことなく、下流側絞り流路を通過した流れをスクロール流路の形状に応じて流体を周方向に導くことが可能となる。

[0033] 本発明の第十二の態様に係る開閉弁装置では、上記第七から第十一のいずれかの態様における前記スクロール流路は、前記流体の流れる方向に向かって流路面積が小さくなる形状をなし、各々の前記案内部は、前記周方向に向かって延びる板状をなし、前記周方向に隣接する前記案内部のうち、前記下流側に位置する案内部の方が前記周方向に沿う長さ方向の寸法が小さくなっていてもよい。

[0034] スクロール流路の流路面積は、下流側に向かって小さくなっていく。このため、案内部の厚さ寸法を下流側に向かって徐々に小さくしていくことで、吸込流路内で案内部の占める体積比が増加することを抑制することができる

。この結果、案内部からの後流が吸込流路内で占める割合を低減することができ、後流による圧力損失を低減して、損失を増やすことなく下流絞り流路を通過した流れをスクロール流路の形状に応じて流体を周方向に導くことが可能となる。また、後流によって発生するタービン動翼の加振力を抑えることができる。

[0035] 本発明の第十三の態様に係る開閉弁装置では、上記第七から第十二のいずれかの態様における前記ハウジングは、前記タービン動翼の回転軸の延びる方向に分割されて形成され、前記案内部は、前記分割されたハウジングの一方に一体に形成されていてもよい。

[0036] 例えば鋳造によってハウジングを形成する場合、このハウジングが内部に吸込流路及びスクロール流路を有するように一体に形成される場合には、案内部は中子を用いて形成される必要がある。ここで、ハウジングを分割して形成することで、中子を用いず、分割された一方に立設された部材として案内部を形成することができる。このため、案内部を精度よく形成することができる。また、案内部の案内面も滑らかに仕上げることができる。さらに、吸込流路及びスクロール流路の内面も滑らかに仕上げることができるため、流体が吸込流路及びスクロール流路を流れる際の流動損失の増加を抑えることができる。

[0037] また、本発明の第十四の態様に係る回転機械は、軸線を中心として回転する回転軸と、前記回転軸とともに回転するタービン動翼と、前記回転軸及び前記タービン動翼を覆うとともに、該タービン動翼に流体を供給する吸込流路とスクロール流路とが形成されたハウジングと、前記弁本体が前記吸込流路内に配置されるように、前記ハウジングに設けられた上記第一から第十三のいずれかの態様に記載の開閉弁装置と、を備えている。

[0038] このような回転機械によれば、開閉弁装置を備えていることで、上流側絞り流路では、弁本体の第一面の形状に応じて、徐々に流路幅が小さくなり、その後、徐々に流路幅が大きくなる。このため、上流側絞り流路を通過する流体は、第一面から剥離することを抑制されながら、ディフューザ効果によ

って圧力回復される。さらに、下流側絞り流路を流体が通過すると流体は加速されるため、下流側絞り流路周辺の静圧が低下する。このため、第一壁面と弁本体との間の流路を流通する流体は、下流側絞り流路によって形成された静圧低下領域に向かって加速される。従って、第一面からの流体の剥離を抑制することができ、即ち、弁本体の下流側で流体の速度分布が均一化の方向に向かう。この結果、圧力損失を抑えることが可能となり全圧低下を抑制することができる。

[0039] また、本発明の第十五の態様に係る回転機械では、上記第十四の態様における前記ハウジングでは、前記第二壁面が、前記スクロール流路を前記流体の流通方向に交差する方向に二分割する分割壁面として形成されていてもよい。

[0040] このようにスクロール流路が二分割された回転機械であっても、弁本体の下流側で流体の速度分布が均一化の方向に向かい、圧力損失を抑えることが可能となり、全圧低下を抑制することができる。

[0041] 本発明の第十六の態様に係る回転機械は、軸線を中心として回転する回転軸と、

前記回転軸とともに回転するタービン動翼と、前記回転軸及び前記タービン動翼を覆うとともに、該タービン動翼に流体を供給する吸込流路とスクロール流路とが形成されたハウジングと、前記スクロール流路内で、前記タービン動翼よりも該タービン動翼の径方向の外側に、該タービン動翼の回転軸の周方向に互いに離間して複数配置されるとともに、前記径方向の内側を向く案内面を有する複数の案内内部と、を備え、前記流体の流れの上流側に位置する前記案内内部における前記案内面は、下流側に位置する案内内部における前記案内面に向かって前記流体を案内可能に設けられている。

[0042] 流入口から流入した流体がスクロール流路の壁面（吸込流路の内面）で反射され、径方向内側に向かう二次流れが生じることがある。ここで案内内部を設けることで、入口部からの流体を、スクロール流路の壁面に向かわせることなくスクロール流路で周方向に導くことができる。このため、このような

二次流れの発生を抑制することができる。従って、二次流れの抑制によって、圧力損失の低減を図ることができ、タービン動翼へ流入する際の流体の流れを一様な流れとすることができる。この結果、タービン動翼への流体のインシデンス角（流入角）を最適な状態に保ち、インシデンス損失を低減することで、運転効率を向上することができる。さらに、このような複数の案内部によって、スクロール流路の流路面積を小さくするような効果が得られる。従って、流路面積可変のスクロール流路を有する可変容量タービンのように、高効率化を図ることができる。

発明の効果

[0043] 上記の開閉弁装置、及び回転機械によれば、上流側絞り流路及び下流側絞り流路を形成するとともに、第一面を有する弁本体を設けることによって、簡易な構造で、運転効率を向上することが可能である。

図面の簡単な説明

[0044] [図1]本発明の第一実施形態に係るターボチャージャの全体を示す回転軸の軸線を含む断面図である。

[図2]本発明の第一実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図である。

[図3A]本発明の第一実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図であって、全開時の開閉弁装置を示す。

[図3B]本発明の第一実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図であって、中間開度の開閉弁装置を示す。

[図3C]本発明の第一実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図であって、全閉時の開閉弁装置を示す。

[図4]本発明の第二実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図である。

[図5]本発明の第三実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図である。

[図6]本発明の第四実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸

線に平行な面で切断した断面図である。

[図7A]本発明の第五実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図である。

[図7B]本発明の第五実施形態に係るターボチャージャの要部を示す断面図であって、図7AのX-X断面図を示す。

[図8]本発明の第六実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図である。

[図9]本発明の第一から第六実施形態の第一変形例に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に直交する断面図である。

[図10]本発明の第一から第六実施形態の第二変形例に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に直交する断面図である。

[図11]本発明の第一から第六実施形態の第三変形例に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に直交する断面図である。

[図12]本発明の第七実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に直交する断面図である。

[図13]本発明の第七実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図である。

[図14]仮に、スクロール案内翼が設けられていない場合のターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に直交する断面図である。

[図15]本発明の第七実施形態の第一変形例に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に直交する断面図である。

[図16]本発明の第七実施形態の第二変形例に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に直交する断面図である。

[図17]本発明の第七実施形態の第三変形例に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図である。

[図18]本発明の第八実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図である。

[図19]本発明の第九実施形態に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の

軸線に直交する断面図である。

[図20]本発明の第九実施形態の変形例に係るターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に直交する断面図である。

[図21]従来のターボチャージャの要部を示す回転軸の軸線に平行な面で切断した断面図である。

発明を実施するための形態

[0045] [第一実施形態]

以下、本発明の第一実施形態に係るターボチャージャ1について、図面を参照して説明する。

図1に示すように、ターボチャージャ1（回転機械）は、軸線O1を中心として回転する回転軸5と、回転軸5とともに回転するタービン2及び圧縮機3と、回転軸5を覆うハウジング4と、ハウジング4に設けられて回転軸5を支持する軸受装置7とを備えている。

[0046] 軸受装置7は、回転軸5のラジアル方向の荷重を受けるラジアル軸受7aと、スラスト方向の荷重を受けるスラスト軸受7bとを有している。

[0047] このターボチャージャ1は、図示しないエンジンからの排気ガスG（流体）によりタービン2が回転し、当該回転に伴って圧縮機3が圧縮した空気ARをエンジンに供給する。

[0048] 図2に示すように、タービン2は、タービン回転軸5aと、タービン回転軸5aに取り付けられたタービン動翼6と、タービン動翼6を覆うタービンハウジング4aと、タービンハウジング4aに設けられた開閉弁装置8とを備えている。

[0049] タービン回転軸5aは、上記回転軸5におけるタービン2側の部分である。タービン回転軸5aは、圧縮機3側の圧縮機回転軸5bと一体となって、回転軸5を構成している。

[0050] タービンハウジング4aは、圧縮機3を覆う圧縮機ハウジング4bと一体となってハウジング4を構成している。

[0051] また、このタービンハウジング4aには、排気ガスGをタービン動翼6に

取り込む流路Cが形成されている。

流路Cは、タービンハウジング4aに設けられて軸線O1の径方向外側に向かって延びて開口する流入部が設けられた入口部14と、入口部14に連続してタービンハウジング4aに設けられ、周方向に渦巻き状にタービン動翼6に向かって延びるスクロール部15（タービンハウジング4aを全体として見たときに渦巻き状に見える部分）との内部に形成されている。

即ち、流路Cは、スクロール部15の内部に形成されたスクロール流路Caと、入口部14の内部に形成された吸込流路Cbとによって構成されている。

そしてスクロール流路Caは、排気ガスGの流れの下流に至るに従って流路面積が次第に小さくなっていく。

[0052] 入口部14には、吸込流路Cbの内面を形成する壁面17（第一壁面）と、この壁面17に軸線O1の方向に対向するように配されてタービン動翼6への入口から径方向外側に向かって延びる分割壁面18（第二壁面）とが形成されている。これにより、吸込流路Cb（及びスクロール流路Ca）は軸線O1の方向に二つに分割されている。即ち、本実施形態のターボチャージャ1は、いわゆるツインスクロールターボとなっている。

以下、分割壁面18を挟んで流路Cにおけるタービン動翼6側の部分を第一流路C1とし、圧縮機3側の部分を第二流路C2とする。

[0053] 開閉弁装置8は、壁面17と分割壁面18との間にわたってタービンハウジング4aに設けられた弁本体10と、弁本体10をタービンハウジング4aに取り付ける回動部11とを備えている。

[0054] 弁本体10は、排気ガスGの流れの上流側から下流側に向かって、即ち、回転軸5の径方向に沿って延びる部材である。この弁本体10は、タービンハウジング4aの壁面17側を向く第一面21と、分割壁面18側を向く第二面22とを有しており、回転軸5の周方向から見た形状が翼形状をなしている。

[0055] 弁本体10は、上流側の端部（径方向外側の端部（前縁部10a））で壁

面 17 との間を上流側絞り流路 F1 を形成し、下流側の端部（径方向内側（後縁部 10b））で分割壁面 18 との間を下流側絞り流路 F2 を形成するように設けられている。上流側絞り流路 F1 及び下流側絞り流路 F2 は、排気ガス G の流路幅が小さくなる絞り部である。

[0056] また、弁本体 10 の下流側の端部は、分割壁面 18 の先端部 18a が、回転軸 5 の径方向に重なる位置まで延びている。換言すると、弁本体 10 の下流側の端部と回転軸 5 の軸線 O1 との距離は、先端部 18a と回転軸 5 の軸線 O1 との距離に比べ小さくなっている。

[0057] 弁本体 10 における第一面 21 は、上流側の端部の位置となる前縁部 10a に、後縁部 10b 側に向かって滑らかに湾曲して壁面 17 に漸次近接した後、下流側に向かって壁面 17 から漸次離間するように直線状に形成されている。即ち、第一面 21 は、軸線 O1 の方向に壁面 17 側に向かって凸形状をなしている。

[0058] 弁本体 10 における第二面 22 は、第一面 21 と同様な形状をなしている。即ち、第二面 22 は、分割壁面 18 側に向かって凸形状をなしており、後縁部 10b 側に直線状に延びて形成されている。

[0059] 即ち、第一面 21 と第二面 22 とが後縁部 10b 側に向かって互いに離間した後、近接する。よって、弁本体 10 は、前縁部 10a から後縁部 10b 側に向かって徐々に軸線 O1 方向に沿う方向の厚みが増大した後に徐々に厚みが減少し、前縁部 10a に比べて後縁部 10b では、厚みが小さくなって先細り形状をなしている。

[0060] 回動部 11 は、入口部 14 でタービンハウジング 4a に設けられて弁本体 10 を取り付けている。回動部 11 は、図 2 に示すように、壁面 17 及び分割壁面 18 に近接離間する方向、即ち、回転軸 5 の周方向に沿って延びる軸線 O2 を中心として弁本体 10 を回動可能としている。この回動部 11 は不図示の制御部によって、弁本体 10 を所定の角度、回動させる。

[0061] さらに、この回動部 11 は、弁本体 10 の回動中心となる軸線 O2 が弁本体 10 の外部に位置している。即ち、弁本体 10 の回動中心は、回転軸 5 の

軸線O1の方向に圧縮機3側に、弁本体10から離間して配置されている。

[0062] 次に、図3Aから図3Cを参照して、弁本体10の動作について説明する。

具体的には、図3Aに示すように、全開時は、弁本体10の前縁部10aが壁面17から離間し、第一面21が壁面17に沿うように配置される。また後縁部10bが分割壁面18から離間し、第二面22が分割壁面18に沿うように配置される。

本実施形態では、第一面21が壁面17に略平行になった状態が全開時となり、第一流路C1を通じてタービン動翼6に流入する排気ガスGの流量が最大となる。

[0063] さらに、図3Bに示すように、中間開度の場合には、全開時から開度 θ （弁本体10の後縁部10bにおける壁面17から分割壁面18に向かう方向の傾き角）となって、弁本体10の前縁部10aが壁面17に近接し、後縁部10bが分割壁面18に近接する。この際、弁本体10の前縁部10aと壁面17との間には隙間が形成され、この隙間が上流側絞り流路F1となる。また、後縁部10bと分割壁面18との間にも隙間が形成され、この隙間が下流側絞り流路F2となる。

[0064] そして、図3Cに示すように、全閉時には弁本体10の前縁部10aが壁面17に接触するとともに、後縁部10bが分割壁面18の先端部に接触し、第一流路C1を閉塞する。

ここで、実際には全閉時は、弁本体10が完全に壁面17及び分割壁面18に接触する状態のみを示すのではなく、弁本体10と壁面17及び分割壁面18との間に微小な隙間が形成されている場合も含んでいる。

[0065] ところで、開度 θ を大きくすることによって、弁本体10の翼弦長（前縁部10aから後縁部10bまでの長さ寸法）を小さくすることが可能である。この場合、弁本体10が高温の排気ガスGに晒される表面積が低減される。従って、開度 θ が10度よりも大きくなることが好ましい。またこの開度 θ は、15度から45度の範囲に設定することがさらに好ましい。

- [0066] このようなターボチャージャ1によると、弁本体10を回転部11によって回転させることにより、上流側絞り流路F1の流路幅を調整することができ、第一流路C1及びスクロール流路Caを通じてタービン動翼6に流入する排気ガスGの流量を変化させることができる。
- [0067] そして、中間開度の場合には、上流側絞り流路F1の形状は弁本体10の第一面21の形状に応じて、徐々に流路幅が小さくなり、その後、徐々に流路幅が大きくなる。このため、上流側絞り流路F1を通過する排気ガスGは、第一面21から剥離してしまうことを抑制されながら、ディフューザ効果によって圧力回復される。
- [0068] さらに、下流側絞り流路F2を排気ガスGが通過すると、排気ガスGは加速されるため、下流側絞り流路F2周辺の静圧が低下する。このため、弁本体10における第一面21と壁面17との間を流通する排気ガスGは、下流側絞り流路F2によって形成された上記の静圧低下領域S1（図2参照）に向かって加速される。
- [0069] 従って、第一面21からの排気ガスGの剥離を抑制することができる。即ち、図2の破線Aに示すように、弁本体10の下流側で流体の速度分布が均一化の方向に向かい、圧力損失を抑えることが可能となり第一流路C1での全圧低下を抑制することができる。
- [0070] 本実施形態のターボチャージャ1によると、上流側絞り流路F1及び下流側絞り流路F2を形成するとともに、翼形状をなす弁本体10を設けることによって、簡易な構造で、運転効率を向上することが可能である。
- [0071] ここで、本実施形態では弁本体10は、断面翼形状をなしているが、これに代えて、例えば断面楕円形状や、前縁部、後縁部を頂点とする断面ひし形状をなしていてもよい。即ち、前縁部から後縁部側に向かって第一面が漸次近接した後に漸次離間するように形成されていればよい。このため、第二面は必ずしも分割壁面18側に向かって凸形状をなしていなくともよく、例えば、周方向から見て直線状をなしていてもよい。
- [0072] [第二実施形態]

次に、図4を参照して、本発明の第二実施形態に係るターボチャージャ31について説明する。

なお、第一実施形態と同様の構成要素には同一の符号を付して詳細説明を省略する。

本実施形態では、開閉弁装置30の弁本体32が第一実施形態とは異なっている。

[0073] 弁本体32は、第一実施形態と同様に断面翼形状をなしている。さらに、弁本体32には、第二面34に開口する上流側開口36と、第一面33に開口する下流側開口37と、上流側開口36と下流側開口37とを接続して弁本体32を貫通する貫通孔部38とが形成されている。

[0074] 上流側開口36は、弁本体32の回転中心となる軸線O2を回転軸5の径方向内外の両側から挟むようにして拡がり、第二面34に開口している。

[0075] 下流側開口37は、軸線O2よりも回転軸5の径方向内側の位置で、第一面33に開口している。下流側開口37の開口面積は上流側開口36の開口面積よりも小さくなっている。

即ち、弁本体32の前縁部32aと後縁部32bとを結ぶ直線に対して、上流側開口36は下流側開口37に比べて前縁部32aに近接して第二面34に開口し、下流側開口37は後縁部32bに近接して第一面33に開口している。

[0076] 貫通孔部38は、上流側開口36から徐々に孔径が小さくなる。また、貫通孔部38の内面のうち、弁本体32の後縁部32b側に位置する内面38aが、前縁部32a側に凸となるように円弧状に滑らかに湾曲して下流側開口37に接続されている。換言すると、貫通孔部38は、上流側開口36側では弁本体32の外方に向かって拡径するベルマウス状に形成されている。

[0077] 弁本体32に貫通孔部38が形成されていることで、貫通孔部38に上流側開口36から排気ガスGが流入して下流側開口37から流出する。この際、下流側開口37の出口周辺で排気ガスGの流速が増大して静圧が低下するため、第一面33を沿って流れる排気ガスGを下流側に向かって、加速させ

ることができる。

[0078] この結果、図4の破線Bに示すように、弁本体32の下流側で排気ガスGの速度分布が均一化の方向に向かい、圧力損失を抑えることが可能となり全圧低下をさらに抑制することができる。よって、本実施形態のターボチャージャ31では運転効率をさらに向上することが可能である。

[0079] ここで、貫通孔部38は、弁本体32の回転中心となる軸線O2の方向に離間して複数形成されていてもよいし、一つのみが形成されていてもよい。同様に、弁本体32の延在方向（前縁部32aから後縁部32bに向かう方向）に複数形成されていてもよい。

[0080] また、貫通孔部38の形状は必ずしも本実施形態の場合に限定されず、上流側開口36側がベルマウス状になっていなくともよい。例えば、上流側開口36から下流側開口37まで、断面積が一律となった単純な孔部であってもよい。さらに孔部は断面円形状でもよいし、断面矩形状であってもよい。

[0081] [第三実施形態]

次に、図5を参照して、本発明の第三実施形態に係るターボチャージャ41について説明する。

なお、第一実施形態及び第二実施形態と同様の構成要素には同一の符号を付して詳細説明を省略する。

本実施形態では、開閉弁装置40の弁本体42が第一実施形態及び第二実施形態とは異なっている。

[0082] 弁本体42は、第一面43として、前縁部42aから後縁部42bに連続する凸面43a、第一凹面43b、及び第二凹面43cを有している。また第二面44として凸面44aを有している。

[0083] 第一面43の凸面43aは、弁本体42の前縁部42aに形成されており、後縁部42b側に向かって湾曲しつつ壁面17に漸次近接する。

[0084] 第一凹面43bは、凸面43aに対して後縁部42b側に滑らかに連続し、第二面44に向かって曲率半径R1で凹状に湾曲している。

[0085] 第二凹面43cは、第一凹面43bに対して後縁部42b側に滑らかに連

続し、第一凹面43bよりも大きな曲率半径R2で第二面44に向かって湾曲している。

[0086] 第二面44の凸面44aは、前縁部42aから後縁部42b側に向かって延びるとともに、第一面43から離間する側に向かって凸状に湾曲している。

[0087] 本実施形態のターボチャージャ41によると、上流側絞り流路F1を通過した排気ガスGは、凸面43aに沿って流通した後に第一凹面43bと第二凹面43cとに沿って下流側へ流通することになる。この際、まず、より小さな曲率半径R1の第一凹面43bによって、壁面17との間の流路幅の増加率を大きくとりつつ排気ガスGを流通させることができる。

[0088] その後、第二凹面43cによって流路幅の増加率を小さく抑えながら排気ガスGを流通させることができる。即ち、境界層が発達し易い下流側により大きな、曲率半径R2の第二凹面43cを設けることで、第一面43からの排気ガスGの剥離をより効果的に抑制することができる。

[0089] さらに、第二面44が凸面44aとなっていることで、弁本体42が全閉の場合に近づくと、下流側絞り流路F2における上流側で分割壁面18との間の流路幅の減少率が急激に大きくなった後に、次第に流路幅の減少率が小さくなっていく（図5のD部参照）。即ち、下流側絞り流路F2は、下流側に向かって流路面積が拡大するベルマウス形状となっている。

[0090] この結果、第二面44の凸面44aに沿って流通する排気ガスGは、下流側絞り流路F2で下流側に向かって加速され、下流側絞り流路F2周辺の静圧が低下する。このため、壁面17と弁本体42との間を流通する排気ガスGは、下流側絞り流路F2によって形成された静圧低下領域S2に向かって加速され、第一面43からの排気ガスGの剥離を抑制することができる。よって、第一流路C1での圧力損失を抑えることが可能となり、全圧低下を抑制することができる。

[0091] さらに、弁本体42の第二面44が凸面44aとなって、分割壁面18との間の下流側絞り流路F2がベルマウス状に形成されている。このため、排

気ガスGが流通すると排気ガスGが加速された後に加速度が減少する。従って、排気ガスGの急激な加速によって排気ガスGの流れが乱れ、吸込流路C bにおける第二流路C 2に流入する排気ガスGの流れを乱して損失が生じてしまうことを抑制することができる。

[0092] 〔第四実施形態〕

次に、図6を参照して、本発明の第四実施形態に係るターボチャージャ5 1について説明する。

なお、第一実施形態から第三実施形態と同様の構成要素には同一の符号を付して詳細説明を省略する。

本実施形態では、開閉弁装置5 0の弁本体5 2が第一実施形態から第三実施形態とは異なっている。

[0093] 弁本体5 2は、第三実施形態の弁本体4 2と同様に、第一面5 3として凸面5 3 a、第一凹面5 3 b、及び第二凹面5 3 cを有し、第二面5 4として、凸面5 4 aを有している。さらに、弁本体5 2には、第二実施形態と同様に、上流側開口3 6、下流側開口3 7、及び貫通孔部3 8が形成されている。

本実施形態では、下流側開口3 7は、第一面5 3における第一凹面5 3 bと第二凹面5 3 cとの境界位置近傍に形成されている。

[0094] 本実施形態のターボチャージャ5 1によると、第二実施形態と同様に弁本体5 2の下流側で排気ガスGの速度分布が均一化の方向に向かい、圧力損失を抑えることが可能となり全圧低下をさらに抑制することができる。よって、ターボチャージャ5 1の運転効率をさらに向上することが可能である。

[0095] また、第一面5 3が第一凹面5 3 bと第二凹面5 3 cとによって湾曲して形成されているため、第一面5 3が直線的に形成されている場合に比べ、より第一面5 3に沿って排気ガスGを加速することができる。

即ち、下流側開口3 7よりも上流側（前縁部5 2 a側）での第一面5 3の接線の傾きと、下流側開口3 7よりも下流側（後縁部5 2 b側）での第一面5 3の接線の傾きとの角度差 α が存在する。このため、下流側開口3 7から

流出した排気ガスGを第二凹面53cに押し付けるようにして流通させ、第一面53での境界層流れの剥離を抑制することができる。

[0096]〔第五実施形態〕

次に、図7A及び図7Bを参照して、本発明の第五実施形態に係るターボチャージャ61について説明する。

なお、第一実施形態から第四実施形態と同様の構成要素には同一の符号を付して詳細説明を省略する。

本実施形態では、ターボチャージャ61は第一実施形態と同様の構成を備えているが、弁本体62を回動させる開閉弁装置60の回動部63が第一実施形態から第四実施形態とは異なっている。弁本体62は第一実施形態の弁本体10と同様の形状をなしている。

[0097] 回動部63は、弁本体62の回動中心となる軸線O2の方向の一方側（本実施形態では、図7Aの紙面奥側）で、タービンハウジング4aの入口部14に開口する開口孔65から、吸込流路Cb内に挿入されて設けられている。即ち、回動部63は、タービンハウジング4aとは別体で製造され、タービンハウジング4aに取り付けられている。

[0098] より具体的には、図7Bに示すように、回動部63は、開口孔65にタービンハウジング4aの外側から接触するフランジ部63aを有し、かつ、フランジ部63aがタービンハウジング4aに接触した状態で、吸込流路Cbの内面と面一となる回動部本体63bを有している。

[0099] また回動部63は、軸線O2を中心とした円柱状に形成されて回動部本体63bを軸線O2方向に貫通する軸部材63cと、弁本体62と軸部材63cとの間に介在された円盤状をなす取付板63dとを有している。

[0100] 取付板63dは回動部本体63bに埋め込まれるようにして設けられ、吸込流路Cb側の表面は、回動部本体63bの表面とともに、吸込流路Cbの内面と面一になっている。

また、第一実施形態から第四実施形態と同様に、弁本体62の回動中心が、弁本体62の外部に位置するように取付板63dに弁本体62が取り付け

られている。

[0101] 本実施形態のターボチャージャ 6 1 によると、回動部 6 3 を別体で備えることで、タービンハウジング 4 a の製造とは異なる工程で、回動部 6 3 を別途加工することができる。このため、タービンハウジング 4 a に回動部 6 3 を直接形成する場合に比べて加工が容易となり、加工精度を向上させることができる。

[0102] このため、弁本体 6 2 と壁面 1 7、及び弁本体 6 2 と分割壁面 1 8 とのクリアランスを、可能な限り小さくできるような正確な加工が可能となる。よって、クリアランスからの漏れ流れによる運転効率低下を抑制することができる。

[0103] また、取付板 6 3 d の加工精度を向上することが容易となり、取付板 6 3 d の剛性を向上することが可能となり、取付板 6 3 d と弁本体 6 2 との取り付け部分の耐久性を向上することができ、信頼性の向上につながる。

[0104] ここで、本実施形態での回動部 6 3 を、第一実施形態から第四実施形態の回動部 1 1 に代えて用いてもよい。

[0105] [第六実施形態]

次に、図 8 を参照して、本発明の第六実施形態に係るターボチャージャ 7 1 について説明する。

なお、第一実施形態から第五実施形態と同様の構成要素には同一の符号を付して詳細説明を省略する。

本実施形態では、開閉弁装置 7 0 の弁本体 7 2 が第一実施形態から第四実施形態とは異なっている。

[0106] 弁本体 7 2 としては、第一実施形態の弁本体 1 0 と同様な形状をなすものが、上流側から下流側に向かって列をなすように複数（本実施形態では二つ）設けられている。各々の弁本体 7 2 は、回動部 1 1 によって個別に回動される。

ここで、上流側の弁本体 7 2 を第一弁本体 7 2 A、下流側の弁本体 7 2 を第二弁本体 7 2 B とする。

- [0107] 第一弁本体 7 2 A は、上流側の端部（径方向外側の端部（前縁部 7 2 A a））でタービンハウジング 4 a の壁面 1 7 との間に上流側絞り流路 F 1 を形成している。
- [0108] 第二弁本体 7 2 B は、下流側の端部（径方向内側の端部（後縁部 7 2 B b））でタービンハウジング 4 a の分割壁面 1 8 との間に下流側絞り流路 F 2 を形成している。
- [0109] ここで、複数の弁本体 7 2 が列をなす状態とは、上流側の第一弁本体 7 2 A の後縁部 7 2 A b に隣接して下流側の第二弁本体 7 2 B の前縁部 7 2 B a が配置されている状態をいう。そして、上流側の第一弁本体 7 2 A と、下流側の第二弁本体 7 2 B とが完全に一列になっていない状態、即ち、例えば弁本体 7 2 同士が回転軸 5 の軸線 O 1 の方向に多少ずれた位置に配置されていてもよい。
- [0110] 本実施形態のターボチャージャ 7 1 によると、第一弁本体 7 2 A 及び第二弁本体 7 2 B の各々を回動させることで、上流側絞り流路 F 1 及び下流側絞り流路 F 2 の流路幅を任意に変化させることができる。また、これら第一弁本体 7 2 A、第二弁本体 7 2 B を各々に回動させることで、第一弁本体 7 2 A と第二弁本体 7 2 B との間で、上流から下流に向けて排気ガス G を流通させることが可能である。
- [0111] 弁本体 7 2 同士の間を排気ガス G が流通し、第一弁本体 7 2 A 及び第二弁本体 7 2 B の第一面 7 3 側に流出することで、この流出する位置で静圧が低下する。よって、第一面 7 3 を沿って流れる排気ガス G を下流側に向かって加速させることができる。この結果、図 8 の破線 E に示すように、下流側に位置する第二弁本体 7 2 B の下流側で、排気ガス G の速度分布が均一化の方向に向かい、圧力損失を抑えることが可能となり全圧低下をさらに抑制することができる。
- [0112] また、各々の弁本体 7 2 の回動角を選択することで、列をなす複数の弁本体 7 2 の全体で、分割壁面 1 8 へ向かって凸状をなす形状としたり、壁面 1 7 に向かって凸状をなす形状としたり、弁本体 7 2 の全体を任意の形状とす

ることができる。よって、排気ガスGの流れ場の状況に応じて、各々の弁本体72を回転させることで、剥離等の抑制を効果的に行うことができる。

[0113] 〔第一から第六実施形態の変形例〕

例えば、図9（第一変形例）に示すように、開閉弁装置8（30、40、50、60、70）を、流路C3におけるスクロール流路C3a及び吸込流路C3bが軸線O1に直交する断面において、半径方向に二つに分割された構造のターボチャージャ81に適用してもよい。換言すると、スクロール流路C3a及び吸込流路C3bが排気ガスGの流通方向に交差する方向に二分されている。

[0114] 即ち、スクロール流路C3a及び吸込流路C3bは、軸線O1を中心とした渦巻き状に形成された分割壁84を介して隣接する径方向外側の第一流路C4と、径方向内側の第二流路C5とから構成されている。分割壁84には、第一流路C4から第二流路C5に向かって排気ガスGを流入させる貫通孔86が、周方向に間隔をあけて複数形成されている。

[0115] 貫通孔86は、第一流路C4側で大きく開口し、第一流路C4側に比べて第二流路C5側で小さく開口しており、径方向外側から内側に向かうに従って、タービン動翼6の回転方向に向かって傾斜して形成されている。

開閉弁装置8（30、40、50、60、70）における弁本体10（32、42、52、62、72）は、第一流路C4内に配されて、第一流路C4を形成するハウジング82の壁面83（軸線O1の径方向内側を向く面（第一壁面））と、分割壁84における分割壁面85（軸線O1の径方向外側を向く面（第二壁面））との間に配されている。

この弁本体10（32、42、52、62、72）は、弁本体10の回転軸となる軸線O2が軸線O1に沿うようにハウジング82に設けられている。

[0116] また、上述の実施形態では、流路C（C3）は軸線O1の方向（又は径方向）に二つに分割されている例について説明したが、このように複数に分割されて流路C（C3）が構成されている場合に限定されず、単一の流路とし

て構成されていてもよい。

具体的には、図10（第二変形例）に示すように、ターボチャージャ91では、ハウジング92に単一の流路としての流路C7（スクロール流路C7a及び吸込流路C7b）が形成されている。

[0117] 図10に示す例では、吸込流路C7bは、軸線O1の径方向外側に向かって伸びて開口する入口部93に形成され、スクロール流路C7aは、入口部93に連続して周方向に渦巻き状にタービン動翼6に向かって伸びるスクロール部94との内部に形成されている。

また、吸込流路C7bはハウジング92の壁面である第一壁面95と、第一壁面95に軸線O1に交差する方向で対向する第二壁面96との間に形成されている。

[0118] さらに、入口部93とスクロール部94との接続部分でハウジング92には、スクロール流路C7a内で、軸線O1の周方向に沿って伸びるように舌部92aが形成されている。舌部92aの内面は第二壁面96の端部を形成している。

ここで、本実施形態では、スクロール部94の始まりはハウジング92が渦巻き状に巻き始める位置であるとし、舌部92aの先端を上記の「始まり」として、舌部92aの先端よりも下流側の部分がスクロール部94となっている。

[0119] 開閉弁装置8（30、40、50、60、70）における弁本体10（32、42、52、62、72）は、吸込流路C7b内で第一壁面95と第二壁面96との間に配されている。

[0120] また、弁本体10（32、42、52、62、72）は、弁本体10の回転軸となる軸線O2が軸線O1に沿うようにハウジング92に設けられている。

[0121] 弁本体10が軸線O2を中心として回転すると、弁本体10の後縁部10bが舌部92aに近接、離間するようになっている。

[0122] また、上述の実施形態では、図10に示す弁本体10とは異なり、図11

(第三変形例) に示すような形状を有する弁本体 10A であってもよい。

[0123] 即ち、図 11 に示す例では、弁本体 10A は、排気ガス G の流れの上流側に位置する第一の部分 11A と、第一の部分 11A に連続して下流に延びる第二の部分 12A とを有している。

第一の部分 11A と第二の部分 12A とは、弁本体 10A の延在方向の略中央の位置で接続されている。

[0124] 第一の部分 11A は、弁本体 10A の上流側の端部（径方向外側の端部（前縁部 10Aa））側に配置された部分であって、第一壁面 95 との間に上流側絞り流路 F1 を形成している。

[0125] 第二の部分 12A は、弁本体 10A の下流側の端部（径方向内側（後縁部 10Ab））側に配置された部分であって、第二壁面 96 との間に下流側絞り流路 F2 を形成している。この第二の部分 12A は、第一の部分 11A よりも第二壁面 96 側に配置されている。

[0126] 即ち、第二の部分 12A における周方向に沿う厚さ方向の中央を通る中心線 LC2 が、第一の部分 11A における中心線 LC1 から湾曲して下流側に向かって直線状に延びている。

[0127] また、第二の部分 12A の中心線 LC2 は、後縁部 10Ab に向かうに従って、第一の部分 11A の中心線 LC1 に平行になるように延びている。即ち、第二の部分 12A は第一の部分 11A の延在方向に沿って下流に延びている。

[0128] また、上流側絞り流路 F1 及び下流側絞り流路 F2 がともに最大の流路面積を持つ全開時（図 11 の場合）には、軸線 O1 の延びる方向に直交する方向、即ち、入口部 93 のスクロール流路 C7 の幅方向（排気ガス G の流れに直交する方向）の中心線 LC3 に第二の部分 12A の中心線 LC2 が一致するように弁本体 10A が設けられている。

[0129] 弁本体 10A には、弁本体 10A における第一壁面 95 を向く第一面 33A として、凸面 33Aa、及び凸面 33Aa に連続する凹面 33Ab が形成されている。

- [0130] 凸面33Aaは、弁本体10Aの前縁部10Aaから、後縁部10Ab側に向かって湾曲しつつ、第一壁面95に漸次近接する凸状をなしている。
- [0131] 凹面33Abは、凸面33Aaの下流側に段差のない状態で滑らかに連続して第一壁面95から離間する方向に向かって凹状に湾曲して後縁部10Abに至る形状をなしている。
- [0132] また、弁本体10Aには、弁本体10Aにおける第二壁面96を向く第二面34Aとして、第一凸面34Aa、第一凸面34Aaに連続する凹面34Ab、及び、凹面34Abに連続する第二凸面34Acとが形成されている。
- [0133] 第一凸面34Aaは、弁本体10Aの前縁部10Aaから、後縁部10Ab側に向かって湾曲しつつ、第一面33Aから離間する側に向かって凸状に湾曲している。
- [0134] 凹面34Abは、第一凸面34Aaの下流側に段差のない状態で滑らかに連続して第一面33Aに向かって凹状に湾曲している。
- [0135] 第二凸面34Acは、凹面34Abの下流側に段差のない状態で滑らかに連続して第一面33Aに向かって凹状に湾曲して後縁部10Abに至る形状をなしている。
- [0136] このような形状を有する弁本体10Aが設けられていることで、第一面33A側では、上流側絞り流路F1を通過した排気ガスGが、凸面33Aaによって案内された後に凹面33Abによって下流側へ案内される。
- [0137] ここで、上流側絞り流路F1の下流側の領域（下流側拡大流路）では、下流側に向かって流路面積が拡大する際、上流側で面積拡大率が大きく、下流側で面積拡大率が小さくなっている。従って、上流側絞り流路F1を通過した排気ガスGは、上流側から下流側に向かって、速度の減少率が小さくなっていく。よって排気ガスGの急激な減速を抑えることができ、圧力損失の低減が可能となる。
- [0138] さらに、弁本体10Aの開度を変化させた際にも、下流側では、上述の各種の弁本体に比べて入口部93の中心線LC3との角度差を小さく抑えるこ

とができる。特に全開時で、入口部 93 の中心線 LC3 に第二の部分 12A の中心線 LC2 が一致するように弁本体 10A が設けられることで、入口部 93 からスクロール部 94 へ至る排気ガス G が、入口部 93 の中心線 LC3 に平行に流通する。

[0139] 従って、スクロール部 94 の始まりに向かって、即ち、スクロール流路 C7a の巻き始めに向かって、排気ガス G が減速しながら滑らかに到達することができ、スクロール部 94 の始まりにおける径方向外側の位置で排気ガス G の流速を小さく、径方向内側の位置で排気ガス G の流速を大きくできる。この結果、スクロール部 94 のスクロール流路 C7a に向かって排気ガス G を効率よく流入させることができる。

[0140] さらに、弁本体 10A の開度を変化させた際にも、上述した各種の弁本体と比べて第二壁面 96 側に第二の部分 12A が寄っている。よって、前縁部 10Aa で排気ガス G のインシデンス角（流入角）を小さく抑えたとしても、下流側絞り流路 F2 の流路面積を小さくでき、下流側絞り流路 F2 を通過する排気ガス G の流速を増大できる。一方、第一壁面 95 と弁本体 10A との間では上流側絞り流路 F1 の下流側で、上記の通り流路面積の拡大率が小さくなるので、第一面 33A からの排気ガス G の剥離を抑制することができる。このため、前縁部 10Aa でのインシデンス角を小さくしても問題なく、排気ガス G の圧力損失をさらに低減することができる。

[0141] [第七実施形態]

次に、図 12 から図 14 を参照して、本発明の第七実施形態に係るターボチャージャ 101 について説明する。

なお、第一実施形態から第六実施形態と同様の構成要素には同一の符号を付して詳細説明を省略する。

本実施形態のターボチャージャ 101 は、図 10 に示す第二変形例のターボチャージャ 91 を基本構成として、このターボチャージャ 91 がさらスクロール流路 C7a 内に設けられたスクロール案内翼（案内部）102 を備えている。

ここで、図 12 に示すスクロール流路 C 7 a 内の矢印は、排気ガス G に流れを示す。

[0142] スクロール案内翼 102 は、スクロール流路 C 7 a 内で、タービン動翼 6 よりも径方向の外側に周方向に互いに離間して複数配置され、タービン動翼 6 を径方向外側から取り囲んでいる。

[0143] そして、最も上流側に配置されたスクロール案内翼 102 は、少なくとも上流側（前縁部 102 a 側）の一部が、下部よりも径方向外側に位置している。各スクロール案内翼 102 の後縁部 102 b の位置は、舌部 92 a の先端を通る軸線 O 1 を中心とした仮想円 CL の外側に位置している。

[0144] 各々のスクロール案内翼 102 は、周方向に延びる板状をなし、軸線 O 1 に直交する断面の形状が、即ち回転軸 5 の延びる方向から見た形状が翼形状をなしている。

即ち、スクロール案内翼 102 は、径方向内側を向く案内面 103 と、径方向外側を向く外面 104 とを有している。案内面 103 は回転軸 5 から離間するように凹状に形成された湾曲面であり、外面 104 はスクロール部 94 の壁面 94 a（スクロール流路 C 7 a の内面）に向かって凸状に形成された湾曲面である。

[0145] よって、スクロール案内翼 102 は、上流側の端部となる前縁部 102 a から下流側の端部となる後縁部 102 b に向かって、径方向に沿う厚さ寸法が漸次大きくなった後に小さくなる。

[0146] 排気ガス G の流れの上流側に位置するスクロール案内翼 102 における案内面 103 は、下流側に位置するスクロール案内翼 102 における案内面 103 に向かって、排気ガス G を案内可能に設けられている。

[0147] また、本実施形態では、周方向に隣接するスクロール案内翼 102 のうち、上流側のスクロール案内翼 102 における後縁部 102 b での案内面 103 は、この案内面 103 の回転軸 5 に直交する断面での接線の延長線 L 1 が、下流側のスクロール案内翼 102 の案内面 103 を通るように、各スクロール案内翼 102 が配置されている。

- [0148] ところで、図14に示すように、仮にスクロール案内翼102が設けられていない場合、上流側絞り流路F1を通過した径方向外側の排気ガスGの流速に比べて、下流側絞り流路F2を通過した径方向内側の排気ガスGの流速が大きくなるような流速分布が生じ、径方向内側で、排気ガスGの高速流れGHが生成される。
- [0149] そして、このような径方向内側の高速流れGHは、その慣性力によって、スクロール部94におけるスクロール流路C7aの延在方向、即ち、周方向に向かうことなく、スクロール部94の壁面94aに向かって径方向外側に向かうように流れる。この結果、高速流れGHをタービン動翼6に導くことができず、運転効率の低下につながってしまうという問題がある。
- [0150] さらに、このような高速流れGHが、上流側絞り流路F1を通過した径方向外側の低速流れGLと混合することで圧力損失が生じるといった問題がある。
- [0151] この点、本実施形態では、開度が小さい状態で特に生じ易い径方向内側の高速流れGHを、最も上流側に配置されたスクロール案内翼102の案内面103によって、周方向に向かって流れを転向させるとともに、次々に下流側のスクロール案内翼102の案内面103に案内することができる。よって、周方向に高速流れGHを案内でき、タービン動翼6にこの高速流れGHを導入することができるので、運転効率の向上につながる。
- [0152] さらに、このような複数のスクロール案内翼102によって、スクロール部94におけるスクロール流路C7aの流路面積を小さくするような効果が得られる。従って、流路面積可変のスクロール部を有する可変容量タービンのように、高効率化を図ることができる。
- [0153] さらに、スクロール案内翼102は、断面翼形状をなしていることで、案内面103による排気ガスGの摩擦損失を低減しながら、滑らかに排気ガスGを周方向に案内することができる。
- [0154] 周方向に隣接するスクロール案内翼102のうち、上流側のスクロール案内翼102の案内面103の後縁部102bでは、軸線O1に直交する断面

での案内面103の接線の延長線L1が、下流側のスクロール案内翼102の案内面103を通過している。このため、排気ガスGを下流側のスクロール案内翼102の案内面103に接触させるように案内することができる。

[0155] ここで、本実施形態では、スクロール案内翼102は後縁部102bでは可能な限り径方向の厚さ寸法を小さく形成するとよい。即ち、後縁部102bに向かって先細り形状とするとよい。また、スクロール案内翼102は断面翼形状をなしていなくともよい。例えば、案内面103及び外面104が円弧状に形成されていてもよい。またスクロール案内翼102は、断面楕円状や断面矩形状（整流板形状）をなしていてもよい。

[0156] またスクロール案内翼102では、前縁部102aと後縁部102bとを結ぶとともに径方向に沿う厚さ方向の中心を通る線分L2が、直線や、対数螺旋曲線状、多項式曲線状、及び円弧状等の曲線であってもよい。

[0157] 〔第七実施形態の第一変形例〕

例えば、図15に示すように、スクロール案内翼112のうち、下流側に位置するスクロール案内翼112における前縁部112aの方が、上流側に位置するスクロール案内翼112における前縁部112aよりも、径方向の内側に位置している。即ち、軸線Oから各スクロール案内翼112の前縁部112aまでの距離 α が、下流側に向かって小さくなっていく。

[0158] スクロール部94では、スクロール流路C7aの流路面積が下流側に向かって小さくなっていく。ここで、新たにスクロール案内翼112を設けると、スクロール案内翼112がスクロール流路C7aの流路断面の一部の領域を占有することで、ブロッキングが生じる。特にスクロール流路C7aの下流側では流路断面積が上流部に比べて小さくなっており、スクロール流路C7aの上流側と同じスクロール案内翼112を設置すると、そのスクロール案内翼112の断面積がスクロール断面積に占める割合が大きくなる。

[0159] そのために下流に所謂ウエイク（後流G1）が発生し損失の原因になるが、複数のスクロール案内翼112の前縁部112aの位置を、下流側に向かって徐々に径方向の内側に配置していくことで、上記のブロッキングによる

圧力損失を減少することができる。これにより損失を増やすことなく、下流側絞り流路F 2を通過した排気ガスGを、スクロール流路C 7 aの形状に応じて周方向に導くことが可能となる。

[0160] また、第七実施形態では、同様に、軸線Oから各スクロール案内翼1 1 2の後縁部1 1 2 bまでの距離 β が、下流側に向かって小さくなっていてもよい。

[0161] [第七実施形態の第二変形例]

さらに、図1 6に示すように、周方向に隣接するスクロール案内翼1 2 2のうち、下流側に位置するスクロール案内翼1 2 2の方が、周方向に沿う長さ方向の寸法 γ が小さくなっている。

[0162] スクロール部9 4では、スクロール流路C 7 aの流路面積が下流側に向かって小さくなっていく。このため、スクロール案内翼1 2 2の長さ寸法を下流側に向かって徐々に小さくしていくことで、スクロール流路C 7 a内でスクロール案内翼1 2 2の占める体積比が増加することを抑制することができる。この結果、上述のようなブロッキングを抑制できる。また、スクロール案内翼1 2 2からの後流G 1のスクロール流路C 7 a内の排気ガスGの全体に占める割合を低減することができる。よって、後流G 1による圧力損失を低減するとともに、後流G 1によって発生するタービン動翼6の加振力を抑えることができる。

[0163] さらに、スクロール案内翼1 2 2は、周方向に隣接するスクロール案内翼1 2 2のうち、下流側に位置するスクロール案内翼1 2 2の方が、径方向に沿う厚さ寸法 x の最大値が小さくなっていてもよい。

[0164] このような場合でも、上述のように、スクロール流路C 7 a内でスクロール案内翼1 2 2の占める体積比が増加することを抑制することができる。そして、後流G 1による圧力損失を低減できるとともに、後流G 1によって発生するタービン動翼6の加振力を抑えることができる。

[0165] また、第七実施形態では、スクロール案内翼1 0 2 (1 1 2、1 2 2)の厚さ方向の中心を通る線分L 2の位置を、各スクロール案内翼1 0 2で異なる

る位置、形状にしてもよい。これは、スクロール部 94 におけるスクロール流路 C7a の流路面積によって、最適な対数螺旋曲線が変化するためである。

[0166] また、スクロール案内翼 102 における前縁部 102a の設置角度（回転軸の接線に対する角度）は、スクロール案内翼 102 毎に異なってもよい。

[0167] スクロール案内翼 102 同士の周方向の間隔も一定でなくともよい。

[0168] また、第七実施形態では、図 16 に示すように、各スクロール案内翼 122 の後縁部 122b の位置は、舌部 92a の先端を通る軸線 O1 を中心とした仮想円 CL の内側に位置していてもよい。

[0169] このように、スクロール流路 C7a の設計に応じて、スクロール案内翼 102 を最適な形状、設置位置となるように設計することで、高速流れ GH を周方向に導くとともに、圧力損失をさらに低減することができる。

[0170] [第七実施形態の第三変形例]

また、図 17 に示すように、第七実施形態のスクロール案内翼 102（112、122）は、図 2 に示す第一実施形態のターボチャージャ 1 にも適用可能である。即ち、第二流路 C2 にはノズルとして固定ノズル 125 が設けられ、第一流路 C1 内にスクロール案内翼 102 が設けられている。本変形例では、タービン動翼 6 は斜流動翼である。

[0171] 図 18 の例では、弁本体 10 を全閉とした場合、排気ガス G の流量は固定ノズル 125 からの流量で決定される。この際、固定ノズル 125 を採用し、固定ノズル 125 の翼先端と、固定された分割壁面 18 とに軸線 O1 の方向から押し付けられるように固定された板状の追設分割壁 126 を設置することにより、固定ノズル 125 の翼先端との間の隙間をほぼ無くする事ができる。よって、ノズルからの漏れ損失を抑制することができる。

また、スクロール案内翼 102 も板状の追設分割壁 126 に押し付けられるように固定されるので、スクロール案内翼 102 の翼先端からの漏れ流れも防止できる。

[0172] 〔第八実施形態〕

次に、図 18 を参照して、本発明の第八実施形態に係るターボチャージャ 131 について説明する。

なお、第一実施形態から第七実施形態と同様の構成要素には同一の符号を付して詳細説明を省略する。

本実施形態では、ターボチャージャ 131 は第七実施形態と同様の構成を備えているが、弁本体 10 を回動させる開閉弁装置 60 が第五実施形態と同様のものであり、タービンハウジング 134 とは別体となっている。

[0173] さらに、タービンハウジング 134 は、分割壁面 18（第二壁面）が形成された分割壁 135 を挟んで軸線 O1 の方向の一方側となる壁面 17 側と、軸線 O1 の方向の他方側となる壁面 17 とは反対側とで、二分割されている。即ち、一方側タービンハウジングと 134 a と他方側タービンハウジング 134 b とがボルト等の締結具 136 を用いて結合されている。

[0174] 一方側タービンハウジング 134 a には、軸線 O1 の方向の一方側から回動部 63 が第一流路 C1 内に挿入されて設けられている。また、一方側タービンハウジング 134 a には、スクロール案内翼 102 及び舌部 134 c を軸線 O1 の方向の他方側に向かって突出するように一体に形成する。

[0175] 本実施形態のターボチャージャ 131 では、一方側タービンハウジング 134 a と他方側タービンハウジング 134 b とを別々に製造することができる。

[0176] ここで、例えば鋳造によってタービンハウジングを形成する場合、仮に、一方側タービンハウジング 134 a と他方側タービンハウジング 134 b とが一体に形成される場合には、スクロール案内翼 102 は、スクロール流路 Ca 及び吸込流路 Cb の形成とともに、中子を用いて形成される必要がある。

[0177] 一方、本実施形態のタービンハウジング 134 では、中子を用いず、一方側タービンハウジング 134 a に立設された部材としてスクロール案内翼 102 を形成することができる。このため、スクロール案内翼 102 を精度よ

く形成することができる。また、スクロール案内翼 102 の案内面 103 や外面 104 も滑らかに仕上げることができる。さらに、スクロール流路 C a 及び吸込流路 C b の内面も滑らかに仕上げることができるため、排気ガス G の流動損失の増加を抑えることができる。

[0178] 〔第九実施形態〕

次に、図 19 を参照して、本発明の第九実施形態に係るターボチャージャ 141 について説明する。

なお、第一実施形態から第八実施形態と同様の構成要素には同一の符号を付して詳細説明を省略する。

本実施形態では、第七実施形態のターボチャージャ 101 を基本構成として、第七実施形態の開閉弁装置 8 が設けられていない。

[0179] ここで、仮にスクロール案内翼 102 が設けられていない場合には、スクロール部 94 の壁面 94 a で入口部 93 から流入した排気ガス G が反射され、径方向内側に向かう二次流れ G 2 が生じる（図 19 の破線矢印を参照）。

[0180] しかし、本実施形態のターボチャージャ 141 では、スクロール案内翼 102 によって、第七実施形態で得られる効果と同様に、入口部 93 からの排気ガス G を周方向に導くことができる。このため、このような二次流れ G 2 の発生を抑制することができる。

[0181] 従って、二次流れ G 2 の抑制によって、圧力損失の低減を図ることができる。タービン動翼 6 へ流入する際の排気ガス G の流れを一様な流れとすることができる。この結果、タービン動翼 6 への排気ガス G のインシデンス角（流入角）を最適な状態に保ち、インシデンス損失を低減することで、運転効率を向上することができる。

[0182] 〔第九実施形態の変形例〕

本実施形態では、図 20 に示すように、入口部 93 における吸込流路 C 7 b 内に開閉弁装置 145 が設けられていてもよい。

開閉弁装置 145 は、軸線 O 1 の方向に平行に延びて入口部 93 の第一壁面 95 に取り付けられた回動軸 146 と、回動軸 146 に取り付けられて、

下流側に向かって延びる弁本体 147 とを有している。

[0183] 図 20 の例では、弁本体 147 は、軸線 O1 に直交する断面形状が、下流側に向かって先細りとなる形状をなしているが、特にこの形状に限定されるものではない。

[0184] また、弁本体 147 は、回動軸 146 によって、その先端（下流側の端部）が第一壁面 95 と第二壁面 96 との間で回動することで、入口部 93 における吸込流路 C7b の流路面積を変更可能としている。

[0185] 図 20 の例でも、同様に、入口部 93 からの排気ガス G を周方向に導くことができる。さらに、図 20 の破線矢印に示すように、弁本体 147 と第一壁面 95 との間に回動軸 146 に向かって、剥離流れとなる逆流 G3 が生じる場合がある。このような場合でも、スクロール案内翼 102 によって、弁本体 147 近傍の排気ガス G を周方向に向かうように案内することができるため、このような逆流 G3 の規模を低減することができる。よって、圧力損失のさらなる低減が可能となる。

[0186] 以上、本発明の実施形態について詳細を説明したが、本発明の技術的思想を逸脱しない範囲内において、多少の設計変更も可能である。

[0187] 流路 C（C3、C7）の断面形状（排気ガス G の流れに交差する断面）は、矩形、円形、楕円形等、様々な形状であってもよいが、矩形状であることが好ましい。

[0188] また、上述の各実施形態及び各変形例の構成を組み合わせてもよい。

さらに、上述の各実施形態では、回転機械としてターボチャージャに開閉弁装置 8（30、40、50、60、70）を適用した例について説明を行ったが、ガスタービンやエキスパンダ等の他の回転機械に適用することも可能である。

産業上の利用可能性

[0189] 上記した開閉弁装置、回転機械によれば、上流側絞り流路及び下流側絞り流路を形成するとともに、第一面を有する弁本体を設けることによって、簡易な構造で、運転効率を向上することが可能である。

符号の説明

- [0190] 1 ターボチャージャ（回転機械）
- 2 タービン
- 3 圧縮機
- 4ハウジング
- 4 a タービンハウジング
- 4 b 圧縮機ハウジング
- 5 回転軸
- 5 a タービン回転軸
- 5 b 圧縮機回転軸
- 6 タービン動翼
- 7 軸受装置
- 7 a ラジアル軸受
- 7 b スラスト軸受
- 8 開閉弁装置
- 10 弁本体
- 10 a 前縁部
- 10 b 後縁部
- 11 回動部
- 14 入口部（流入口）
- 15 スクロール部
- 17 壁面（第一壁面）
- 18 分割壁面（第二壁面）
- 18 a 先端部
- 21 第一面
- 22 第二面
- F1 上流側絞り流路
- F2 下流側絞り流路

- C 流路
 - C a スクロール流路
 - C b 吸込流路
 - C 1 第一流路
 - C 2 第二流路
 - O 1 軸線
 - O 2 軸線
- G 排気ガス（流体）
 - A R 空気
 - S 1 静圧低下領域
 - 3 0 開閉弁装置
 - 3 1 ターボチャージャ（回転機械）
 - 3 2 弁本体
 - 3 2 a 前縁部
 - 3 2 b 後縁部
 - 3 3 第一面
 - 3 4 第二面
 - 3 6 上流側開口
 - 3 7 下流側開口
 - 3 8 貫通孔部
 - 3 8 a 内面
 - 4 0 開閉弁装置
 - 4 1 ターボチャージャ（回転機械）
 - 4 2 弁本体
 - 4 2 a 前縁部
 - 4 2 b 後縁部
 - 4 3 第一面
 - 4 3 a 凸面

- 4 3 b 第一凹面
- 4 3 c 第二凹面
- 4 4 第二面
- 4 4 a 凸面
- 5 0 開閉弁装置
- 5 1 ターボチャージャ（回転機械）
- 5 2 弁本体
- 5 2 a 前縁部
- 5 2 b 後縁部
- 5 3 第一面
- 5 3 a 凸面
- 5 3 b 第一凹面
- 5 3 c 第二凹面
- 5 4 第二面
- 5 4 a 凸面
- 6 0 開閉弁装置
- 6 1 ターボチャージャ（回転機械）
- 6 2 弁本体
- 6 3 回動部
- 6 5 開口孔
- 6 3 a フランジ部
- 6 3 b 回動部本体
- 6 3 c 軸部材
- 6 3 d 取付板
- 7 0 開閉弁装置
- 7 1 ターボチャージャ（回転機械）
- 7 2 弁本体
- 7 2 A 第一弁本体

- 7 2 B 第二弁本体
- 7 2 A a 前縁部
- 7 2 A b 後縁部
- 7 2 B a 前縁部
- 7 2 B b 後縁部
- 7 3 第一面
- 8 1 ターボチャージャ（回転機械）
- 8 2ハウジング
- 8 3 壁面（第一壁面）
- 8 4 分割壁
- 8 5 分割壁面（第二壁面）
- 8 6 貫通孔
- C 3 流路
- C 3 a スクロール流路
- C 3 b 吸込流路
- C 4 第一流路
- C 5 第二流路
- 9 1 ターボチャージャ
- 9 2ハウジング
- 9 2 a 舌部
- 9 3 入口部
- 9 4 スクロール部
- 9 4 a 壁面
- 9 5 第一壁面
- 9 6 第二壁面
- C 7 流路
- C 7 a スクロール流路
- C 7 b 吸込流路

- 1 0 A 弁本体
- 1 0 A a 前縁部
- 1 0 A b 後縁部
- 1 1 A 第一の部分
- 1 2 A 第二の部分
- 3 3 A 第一面
- 3 3 A a 凸面
- 3 3 A b 凹面
- 3 4 A 第二面
- 3 4 A a 第一凸面
- 3 4 A b 凹面
- 3 4 A c 第二凸面
- L C 1 中心線
- L C 2 中心線
- L C 3 中心線
- 1 0 1 ターボチャージャ（回転機械）
- 1 0 2 スクロール案内翼（案内部）
- 1 0 2 a 前縁部
- 1 0 2 b 後縁部
- 1 0 3 案内面
- 1 0 4 外面
- L 1 延長線
- L 2 線分
- G H 高速流れ
- G L 低速流れ
- C L 仮想円
- 1 1 2 スクロール案内翼（案内部）
- 1 1 2 a 前縁部

- 1 1 2 b 後縁部
- 1 2 2 スクロール案内翼（案内部）
- 1 2 2 b 後縁部
- G 1 後流
- 1 2 5 固定ノズル
- 1 2 6 追設分割壁
- 1 3 1 ターボチャージャ（回転機械）
- 1 3 4 タービンハウジング
- 1 3 4 a 一方側タービンハウジング
- 1 3 4 b 他方側タービンハウジング
- 1 3 4 c 舌部
- 1 3 5 分割壁
- 1 3 6 締結具
- 1 4 1 ターボチャージャ（回転機械）
- G 2 二次流れ
- 1 4 5 開閉弁装置
- 1 4 6 回動軸
- 1 4 7 弁本体
- G 3 逆流
- 2 0 0 タービン
- 2 0 1 開閉弁
- 2 0 2 分割壁
- 2 0 3 タービン動翼
- F 0 作動流体
- C 0 a スクロール流路
- C 0 b 吸込流路

請求の範囲

[請求項1]

タービン動翼を覆うハウジングの流入口から渦巻き状をなして流体の流れの下流に至るに従って流路面積が次第に小さくなるスクロール流路に至り、単一で構成され、又は複数に分割されて構成されるとともに、第一壁面及び、該第一壁面に対向する第二壁面をその一部として内面が形成されて前記タービン動翼に流体を供給する吸込流路内に配置され、流体の流れの上流から下流に向かって延び、前記第一壁面及び前記第二壁面に対して近接離間する方向に回動可能に前記ハウジングに設けられ、前記上流側の端部で前記第一壁面との間に上流側絞り流路を形成し、かつ、前記下流側の端部で前記第二壁面との間に下流側絞り流路を形成する弁本体を備え、

前記弁本体では、

前記上流側の端部は、前記第一壁面に対向した端部であり、該上流側の端部は、前記上流側から下流側に向かって該第一壁面に漸次近接した後に漸次離間する第一面で形成されており、

前記下流側の端部には、前記第二壁面に対向する第二面を有する開閉弁装置。

[請求項2]

前記弁本体には、前記第二面に開口する上流側開口と、該上流側開口よりも前記下流側で前記第一面に開口する下流側開口と、これら上流側開口と下流側開口とを接続するとともに前記第一面と前記第二面との間を貫通する貫通孔部とが形成されている請求項1に記載の開閉弁装置。

[請求項3]

前記弁本体は、前記第一面として前記下流側に向かって該第一壁面に漸次近接する凸面、該凸面の下流側に連続して前記第二面に向かって凹状に湾曲する第一凹面、及び、該第一凹面の下流側に連続し、該第一凹面よりも大きな曲率半径で前記第二面に向かって凹状に湾曲する第二凹面と、

前記第二面として前記第一面から離間する側に向かって凸状に湾曲

する凸面と、

を有する請求項 1 又は 2 に記載の開閉弁装置。

[請求項4] 前記弁本体は、前記上流側に位置して前記下流に向かって延びる第一の部分と、

前記第一の部分の前記下流側に滑らかに連続して形成され、該第一の部分よりも前記第二壁面側に位置し、第一の部分の延在方向に沿って前記下流に延びる第二の部分と、を有し、

前記第一面として、前記下流側に向かって該第一壁面に漸次近接する凸面、及び、該凸面の下流側に連続して前記第二面に向かって凹状に湾曲する凹面が、前記第一の部分と前記第二の部分とにわたって形成されている請求項 1 又は 2 に記載の開閉弁装置。

[請求項5] 前記弁本体を回動させる回動部を、前記ハウジングと別体として備える請求項 1 から 4 のいずれか一項に記載の開閉弁装置。

[請求項6] 前記弁本体を、上流側から下流側に向かって列をなすように複数備え、

各々の前記弁本体を個別に回動させる回動部を備える請求項 1 から 5 のいずれか一項に記載の開閉弁装置。

[請求項7] 前記スクロール流路内で、前記タービン動翼よりも該タービン動翼の回転軸の径方向の外側に、該タービン動翼の回転軸の周方向に互いに離間して複数配置されるとともに、前記径方向の内側を向く案内面を有する複数の案内内部をさらに備え、

前記流体の流れの上流側に位置する前記案内内部における前記案内面は、下流側に位置する案内内部における前記案内面に向かって前記流体を案内可能に設けられている請求項 1 から 6 のいずれか一項に記載の開閉弁装置。

[請求項8] 各々の前記案内内部は、前記周方向に向かって延びる板状をなし、前記案内面は、前記周方向に沿う曲面状をなし、周方向に隣接する案内内部のうち、前記上流側の案内内部における前記

下流側の端部となる後縁部での前記案内面は、該案内面における前記回転軸に直交する断面での接線の延長線が前記下流側の案内面における案内面を通るように配置されている請求項 7 に記載の開閉弁装置。

[請求項9] 各々の前記案内面は、前記上流側の端部となる前縁部から前記下流側の端部となる後縁部に向かって、前記径方向に沿う厚さ寸法が漸次大きくなった後に小さくなることで、前記タービン動翼の回転軸の延びる方向から見て翼形状をなす請求項 7 又は 8 に記載の開閉弁装置。

[請求項10] 前記スクロール流路は、前記流体の流れる方向に向かって流路面積が小さくなる形状をなし、

各々の前記案内面は、前記周方向に向かって延びる板状をなし、

前記周方向に隣接する前記案内面のうち、前記下流側に位置する案内面における前記上流側の端部となる前縁部の方が、前記上流側に位置する案内面における前縁部よりも、前記径方向の内側に位置している請求項 7 から 9 のいずれか一項に記載の開閉弁装置。

[請求項11] 前記スクロール流路は、前記流体の流れる方向に向かって流路面積が小さくなる形状をなし、

各々の前記案内面は、前記周方向に向かって延びる板状をなし、

前記周方向に隣接する前記案内面のうち、前記下流側に位置する案内面における前記下流側の端部となる後縁部の方が、前記上流側に位置する案内面における後縁部よりも、前記径方向の内側に位置している請求項 7 から 10 のいずれか一項に記載の開閉弁装置。

[請求項12] 前記スクロール流路は、前記流体の流れる方向に向かって流路面積が小さくなる形状をなし、

各々の前記案内面は、前記周方向に向かって延びる板状をなし、

前記周方向に隣接する前記案内面のうち、前記下流側に位置する案内面の方が前記周方向に沿う長さ方向の寸法が小さくなっている請求項 7 から 11 のいずれか一項に記載の開閉弁装置。

[請求項13] 前記ハウジングは、前記タービン動翼の回転軸の延びる方向に分割

されて形成され、

前記案内部は、前記分割されたハウジングの一方に一体に形成されている請求項7から12のいずれか一項に記載の開閉弁装置。

[請求項14]

軸線を中心として回転する回転軸と、

前記回転軸とともに回転するタービン動翼と、

前記回転軸及び前記タービン動翼を覆うとともに、該タービン動翼に流体を供給する吸込流路とスクロール流路とが形成されたハウジングと、

前記弁本体が前記吸込流路内に配置されるように、前記ハウジングに設けられた請求項1から13のいずれか一項に記載の開閉弁装置と、

を備える回転機械。

[請求項15]

前記ハウジングでは、前記第二壁面が、前記スクロール流路を前記流体の流通方向に交差する方向に二分割する分割壁面として形成されている請求項14に記載の回転機械。

[請求項16]

軸線を中心として回転する回転軸と、

前記回転軸とともに回転するタービン動翼と、

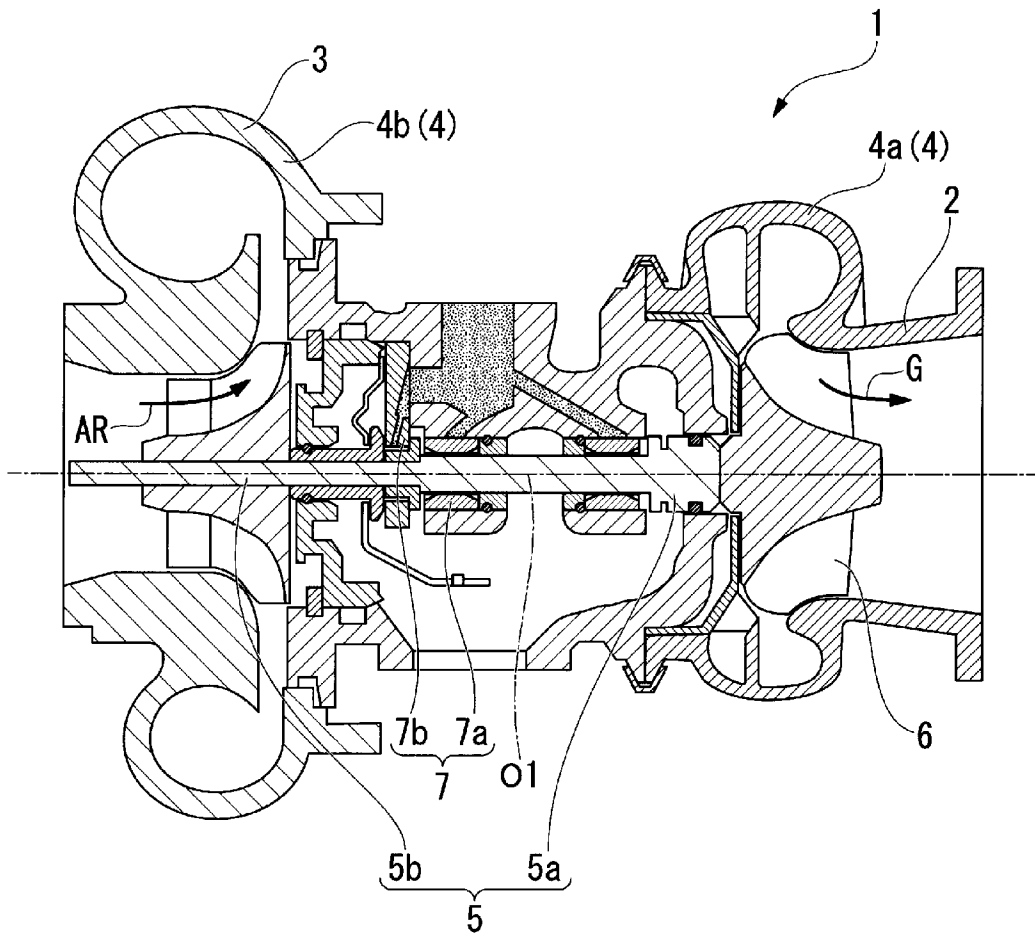
前記回転軸及び前記タービン動翼を覆うとともに、該タービン動翼に流体を供給する吸込流路とスクロール流路とが形成されたハウジングと、

前記スクロール流路内で、前記タービン動翼よりも該タービン動翼の径方向の外側に、該タービン動翼の回転軸の周方向に互いに離間して複数配置されるとともに、前記径方向の内側を向く案内面を有する複数の案内部と、

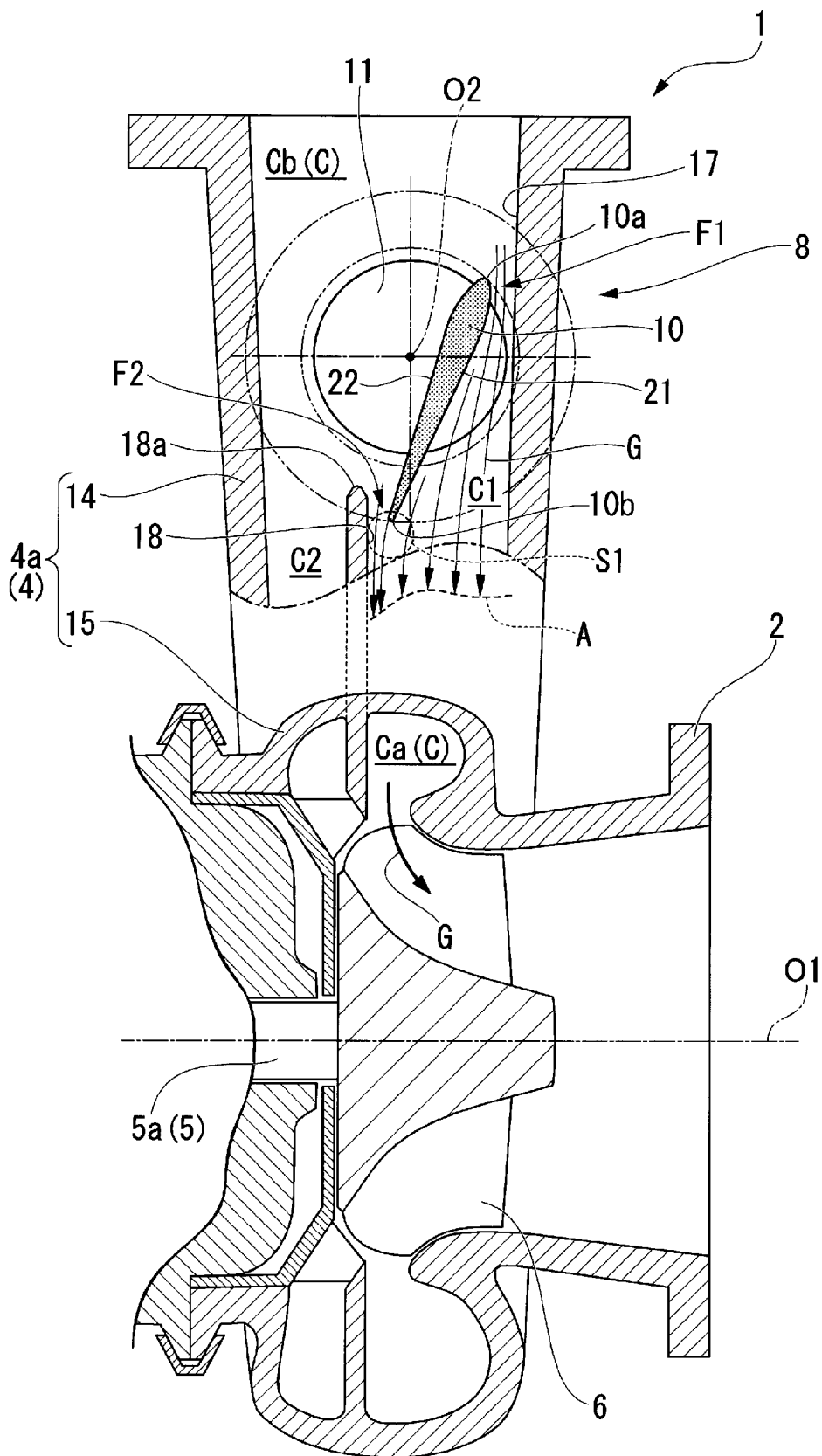
を備え、

前記流体の流れの上流側に位置する前記案内部における前記案内面は、下流側に位置する案内部における前記案内面に向かって前記流体を案内可能に設けられている回転機械。

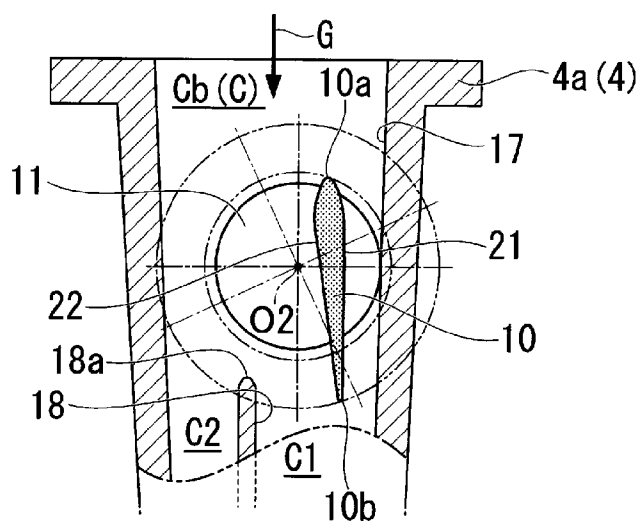
[図1]



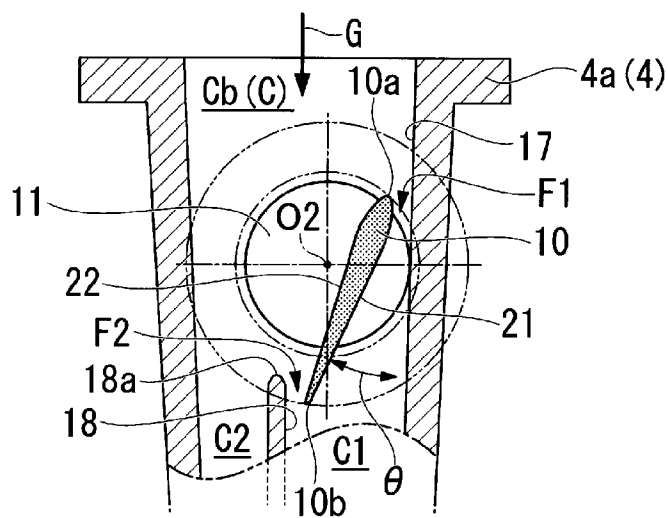
[図2]



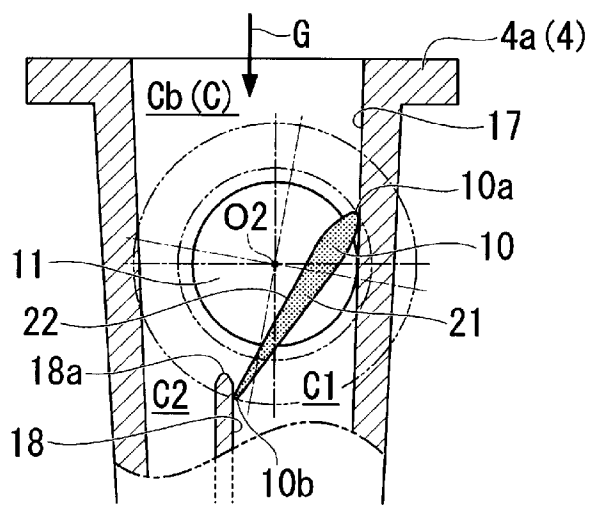
[図3A]



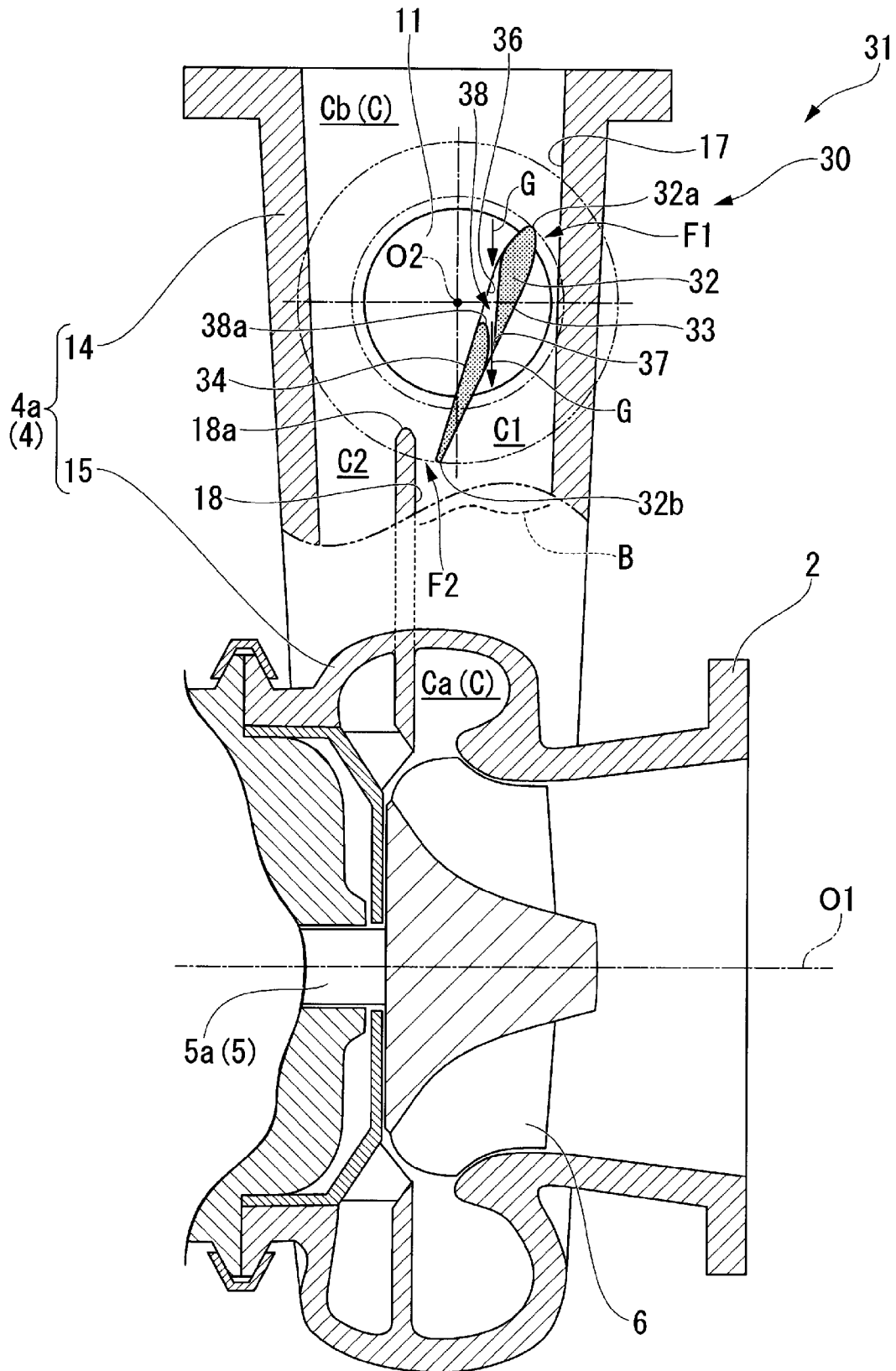
[図3B]



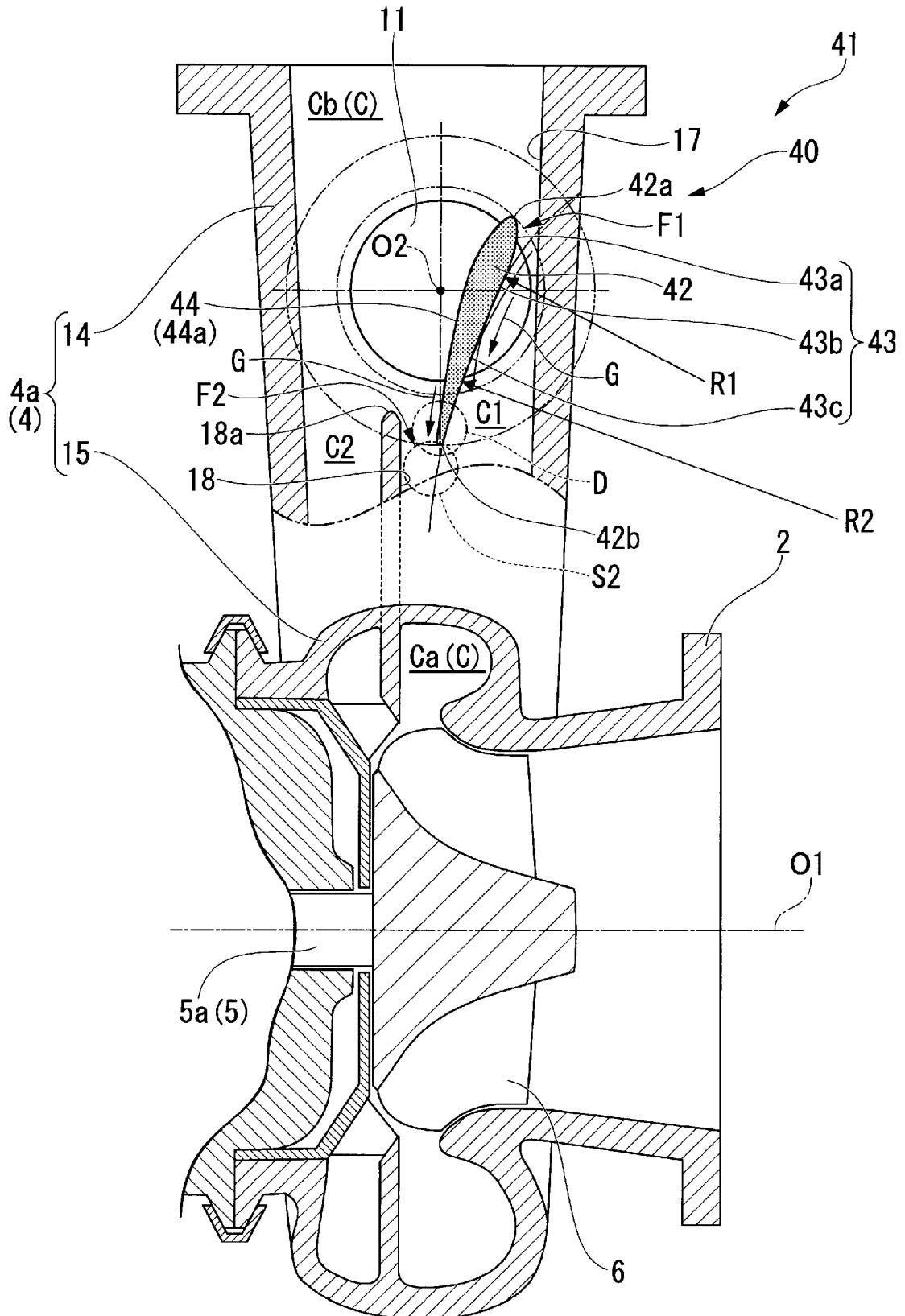
[図3C]



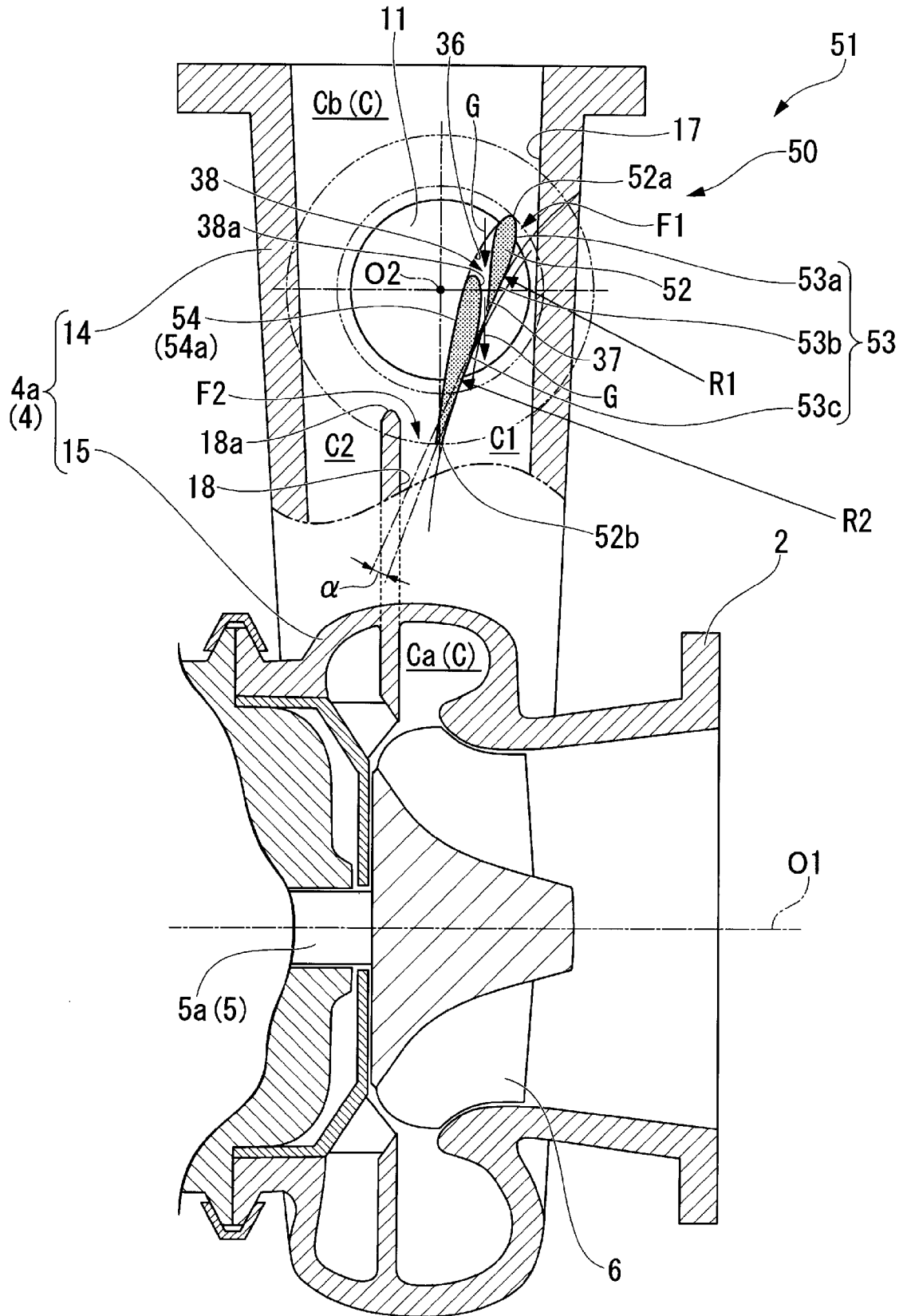
[図4]



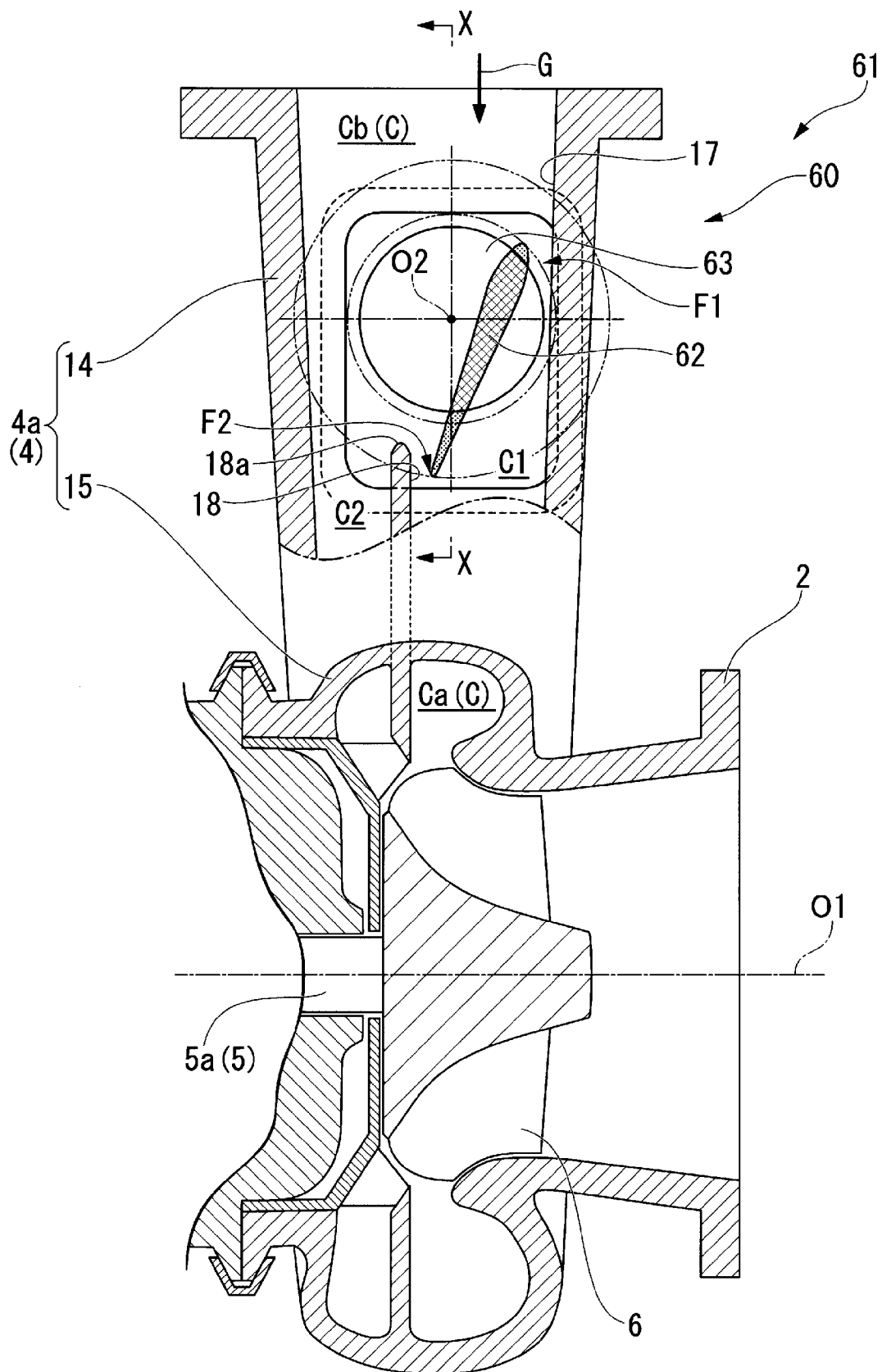
[図5]



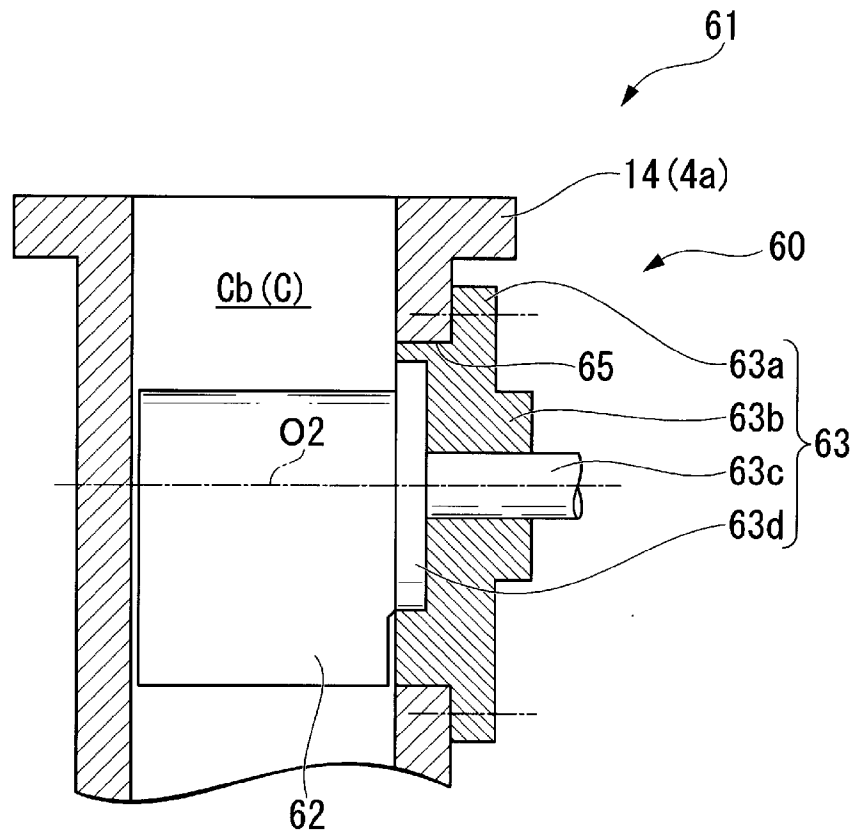
[図6]



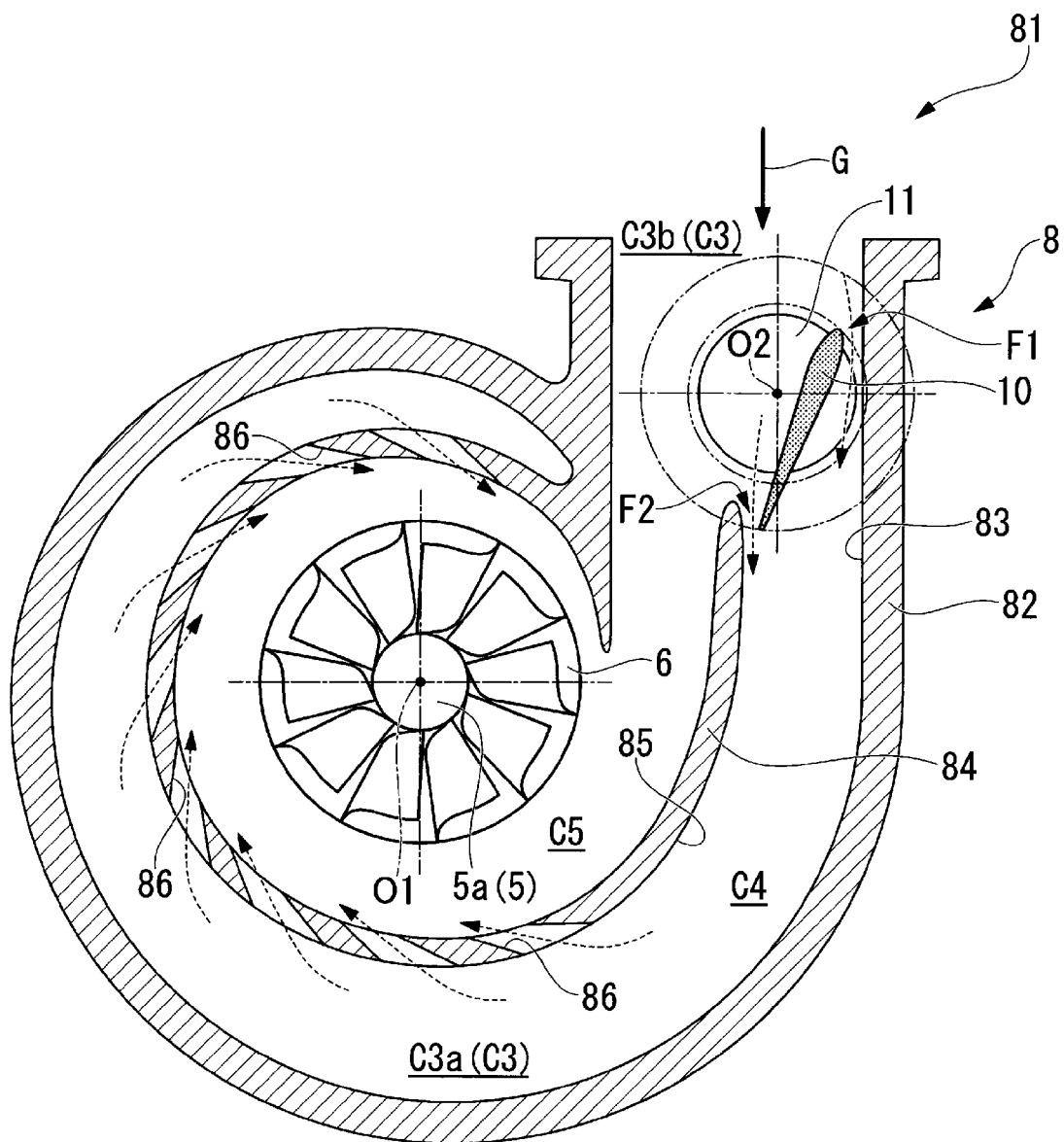
[図7A]



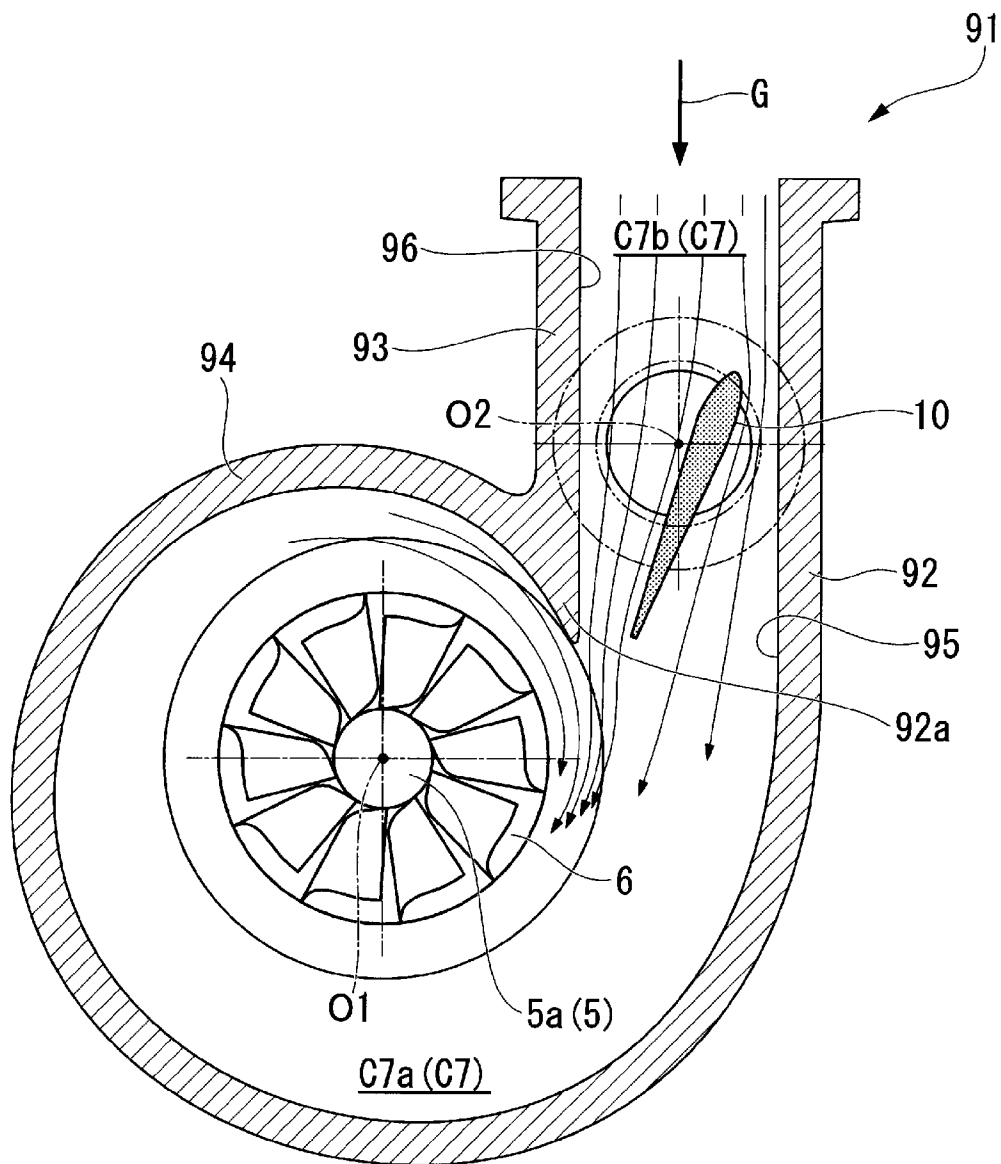
[図7B]



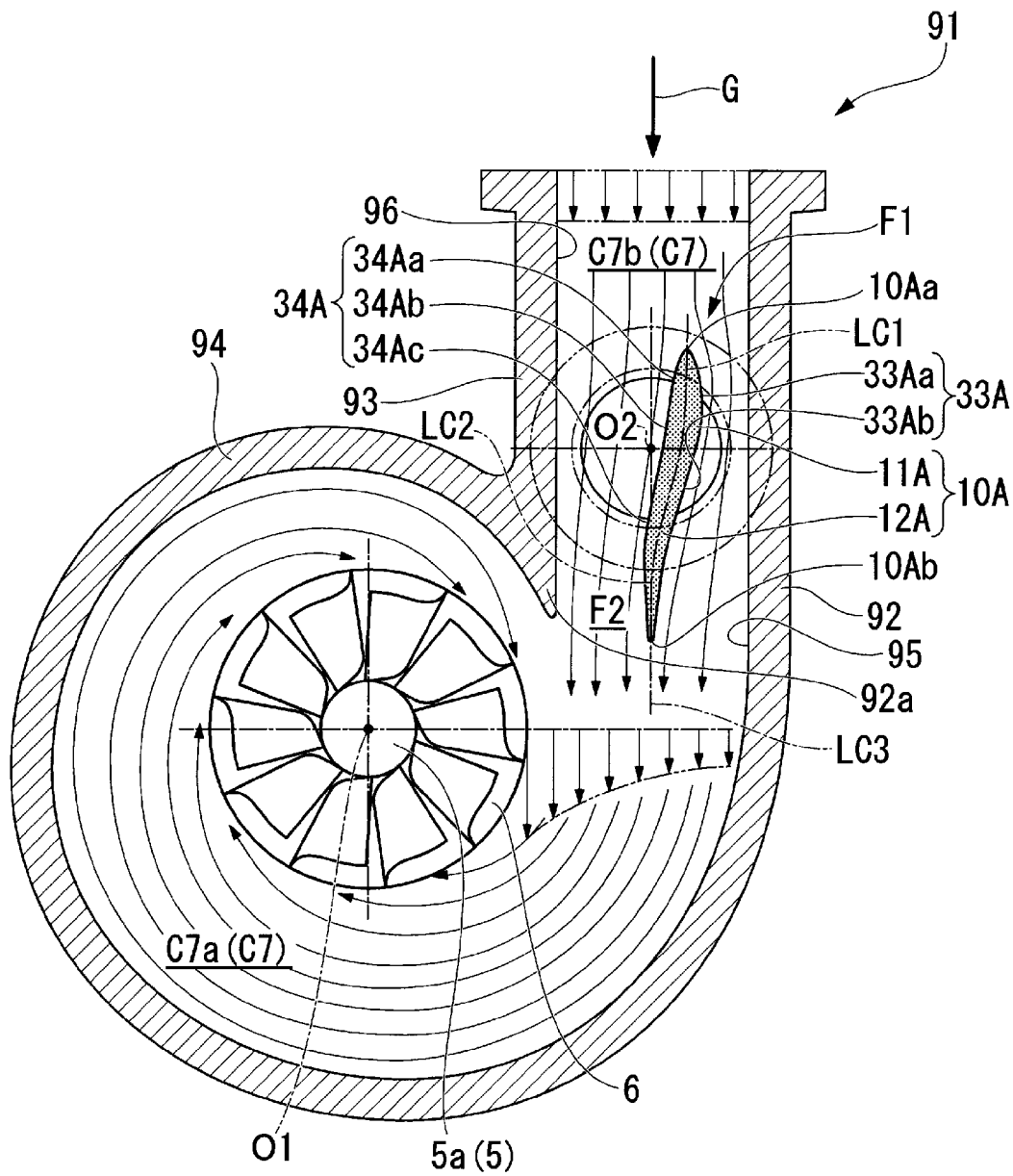
[図9]



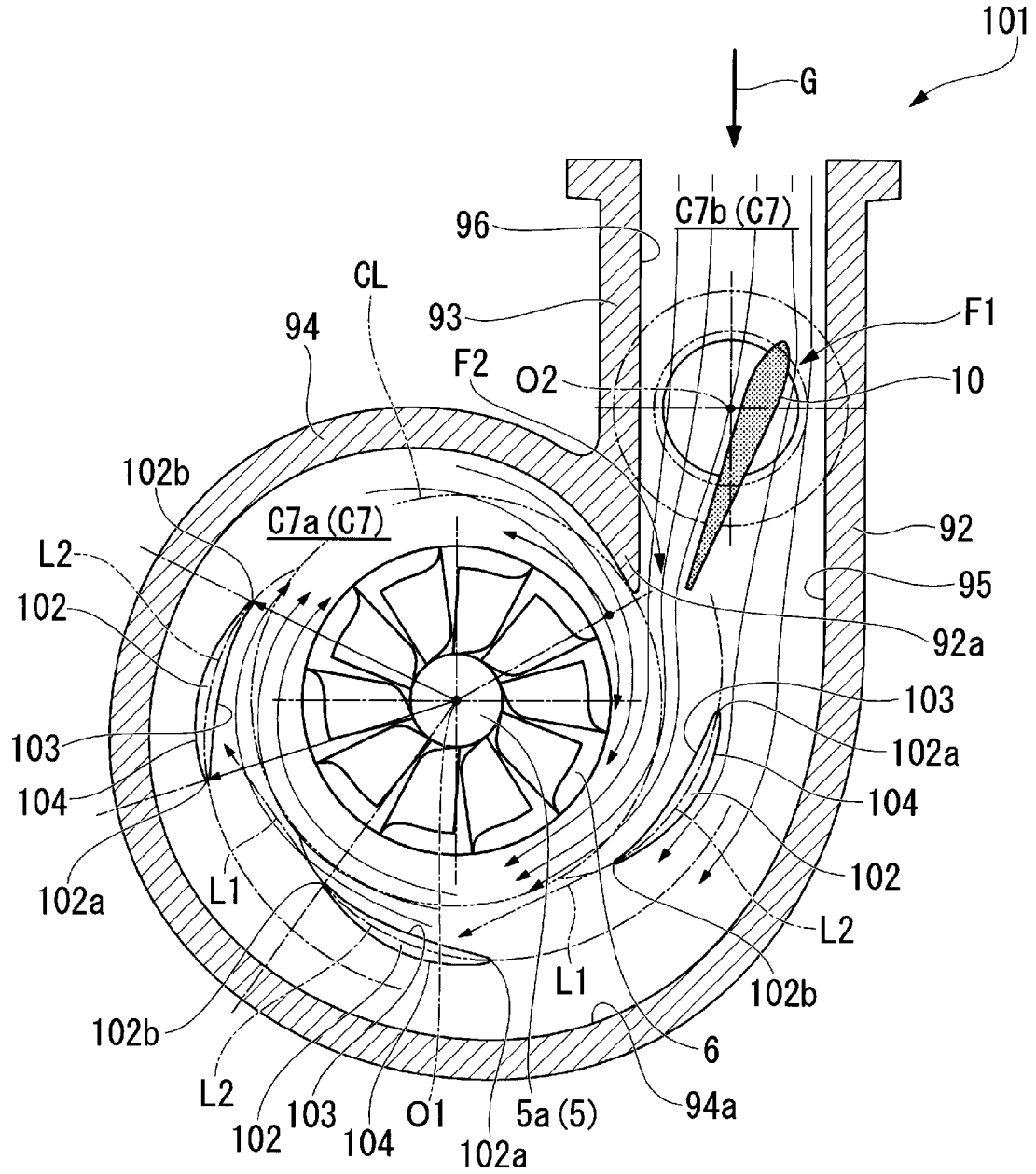
[図10]



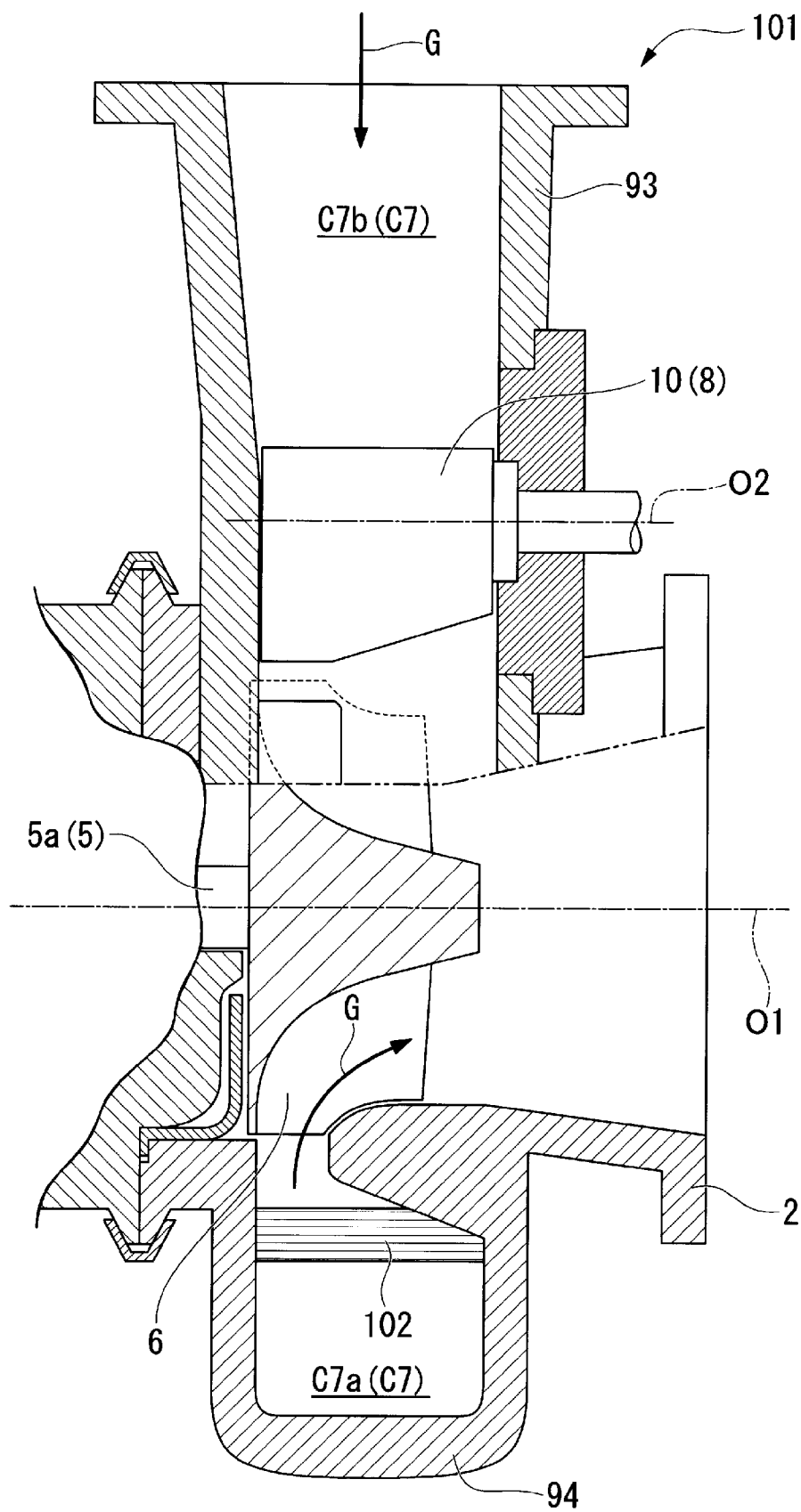
[図11]



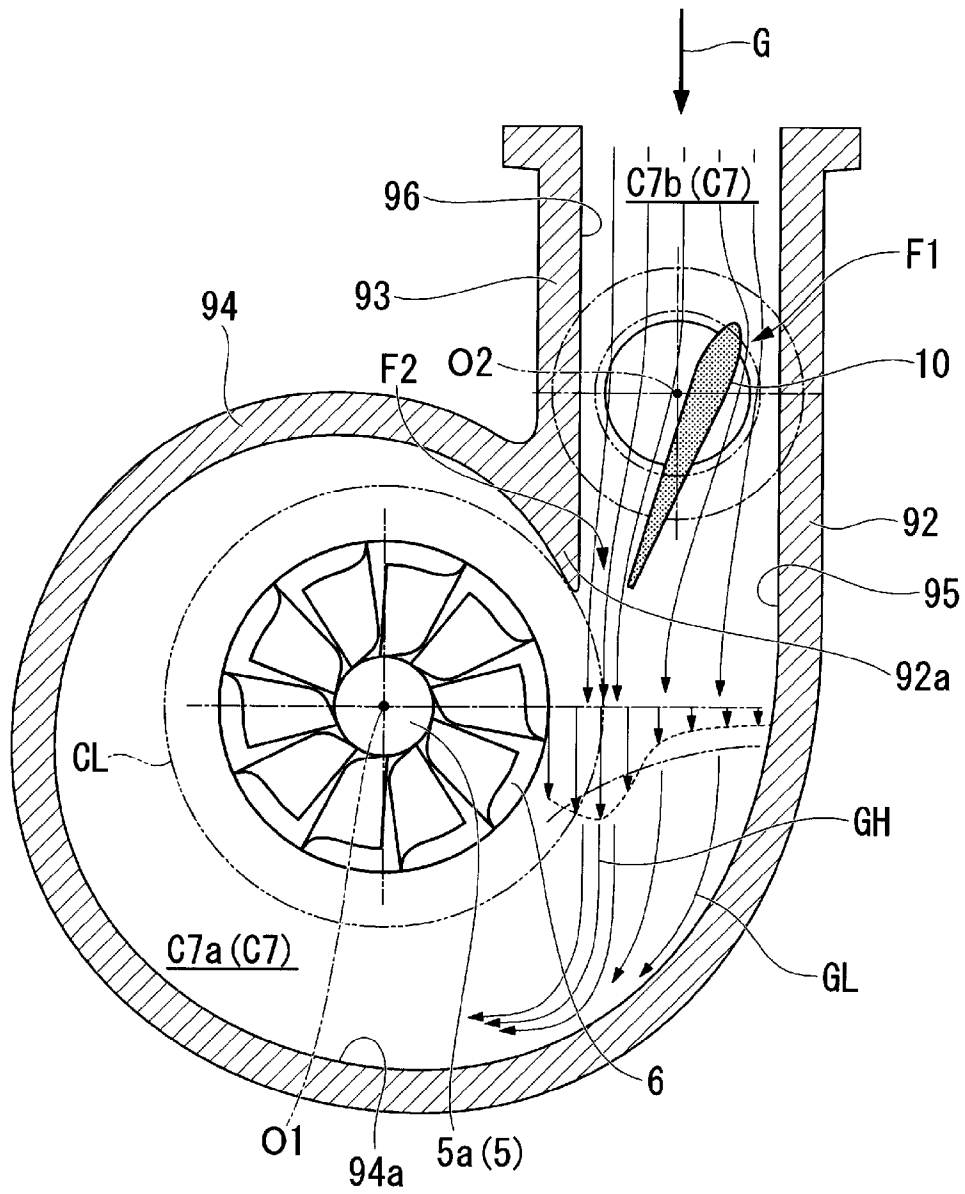
[図12]



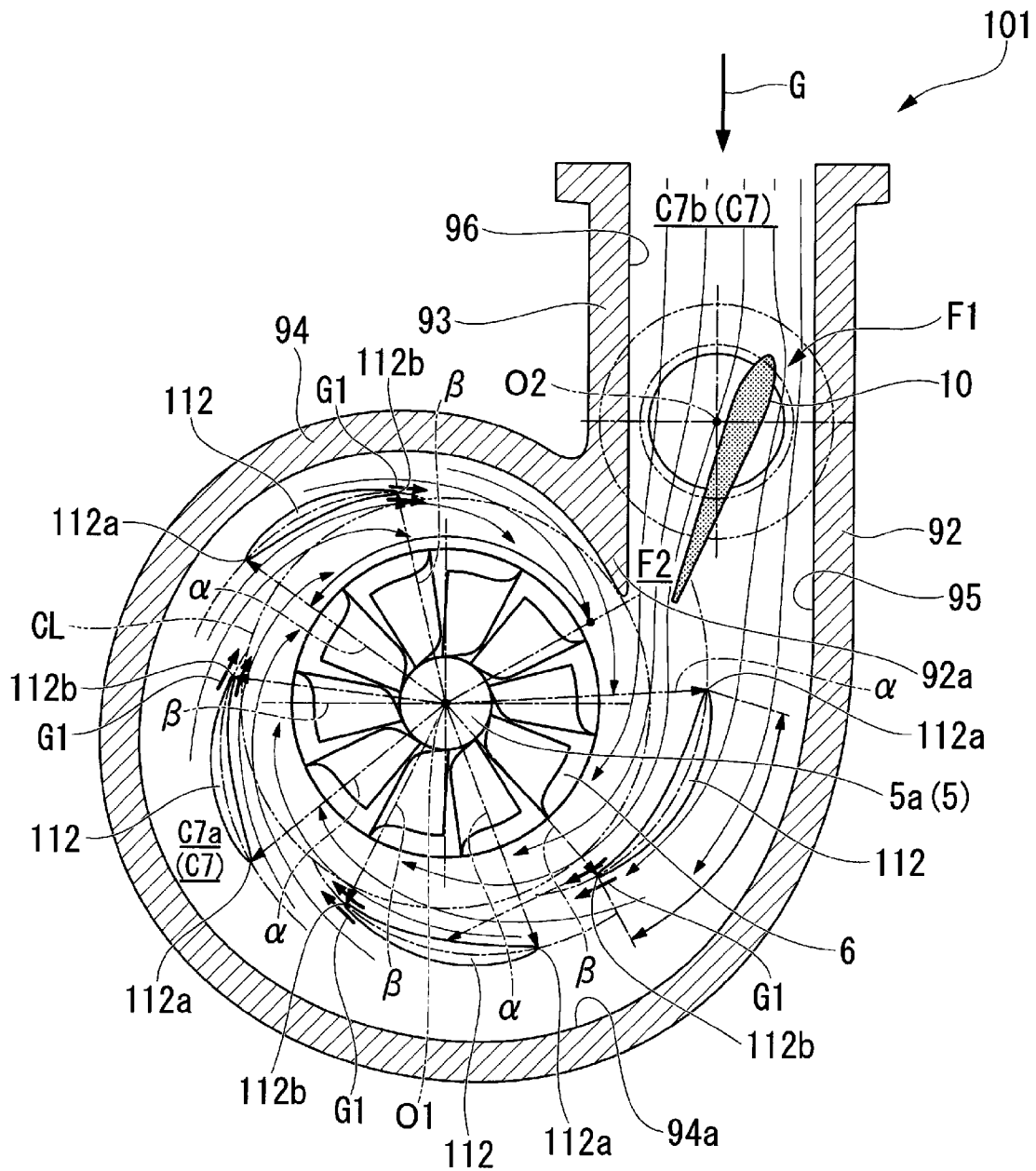
[図13]



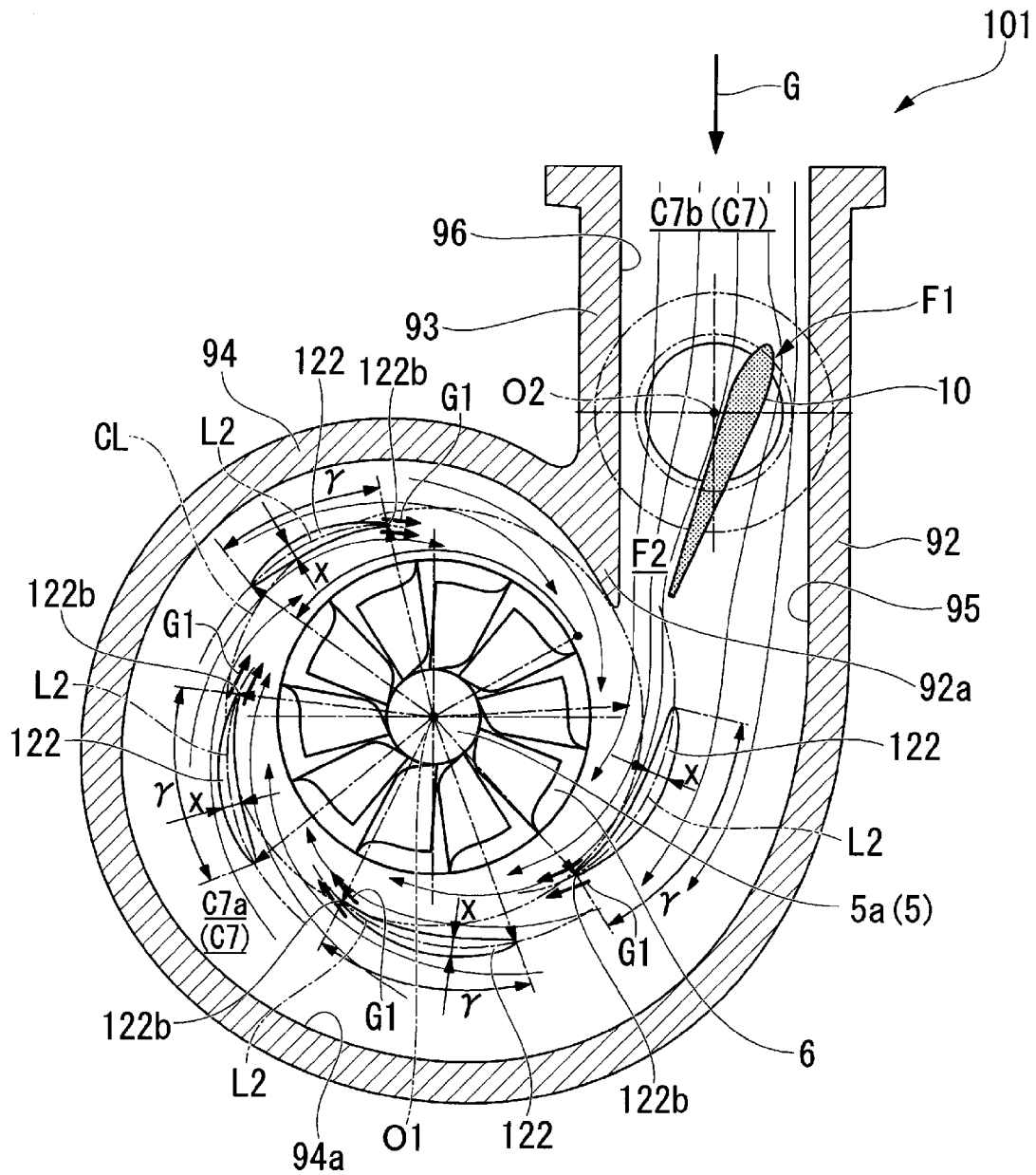
[図14]



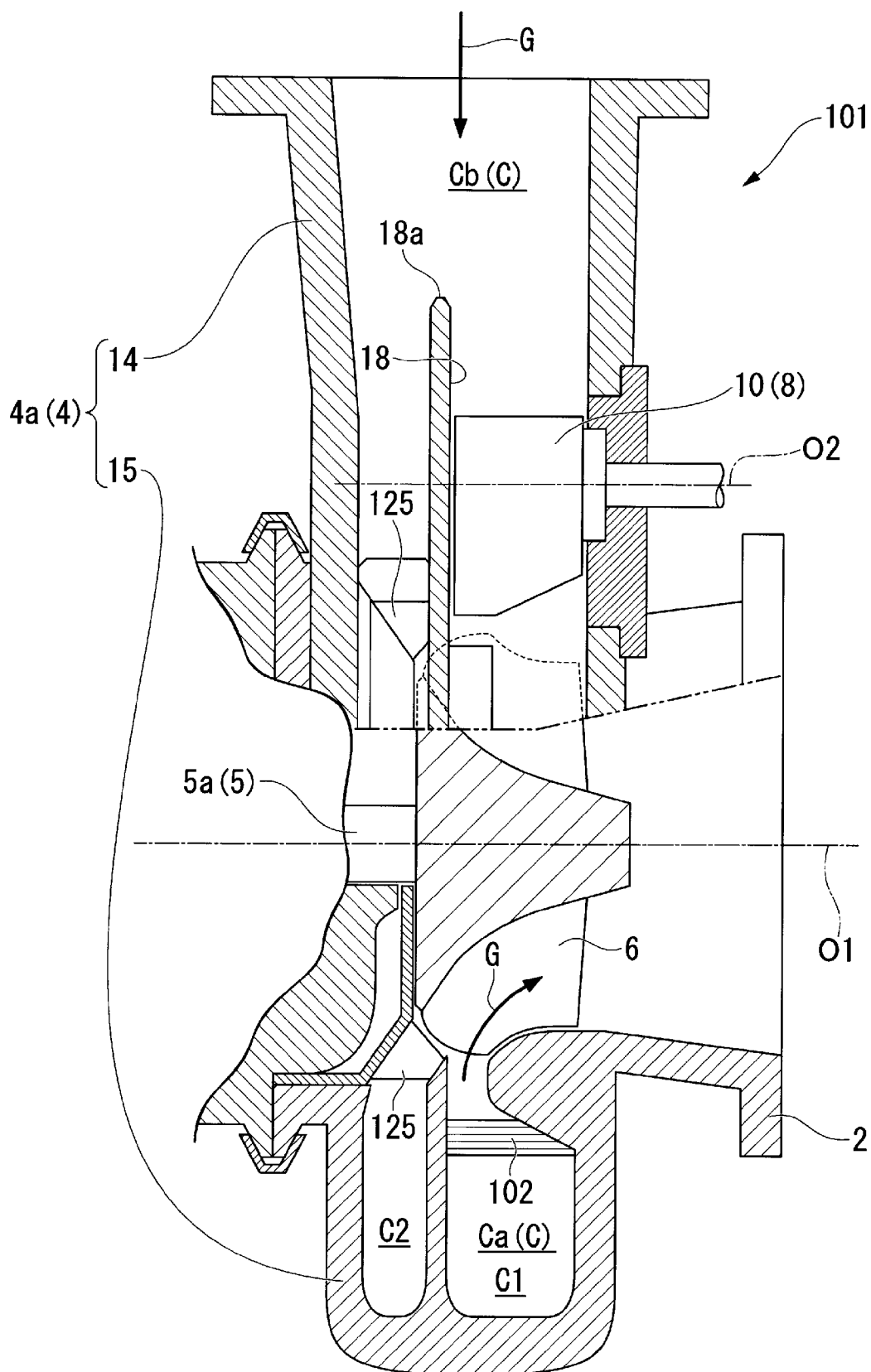
[図15]



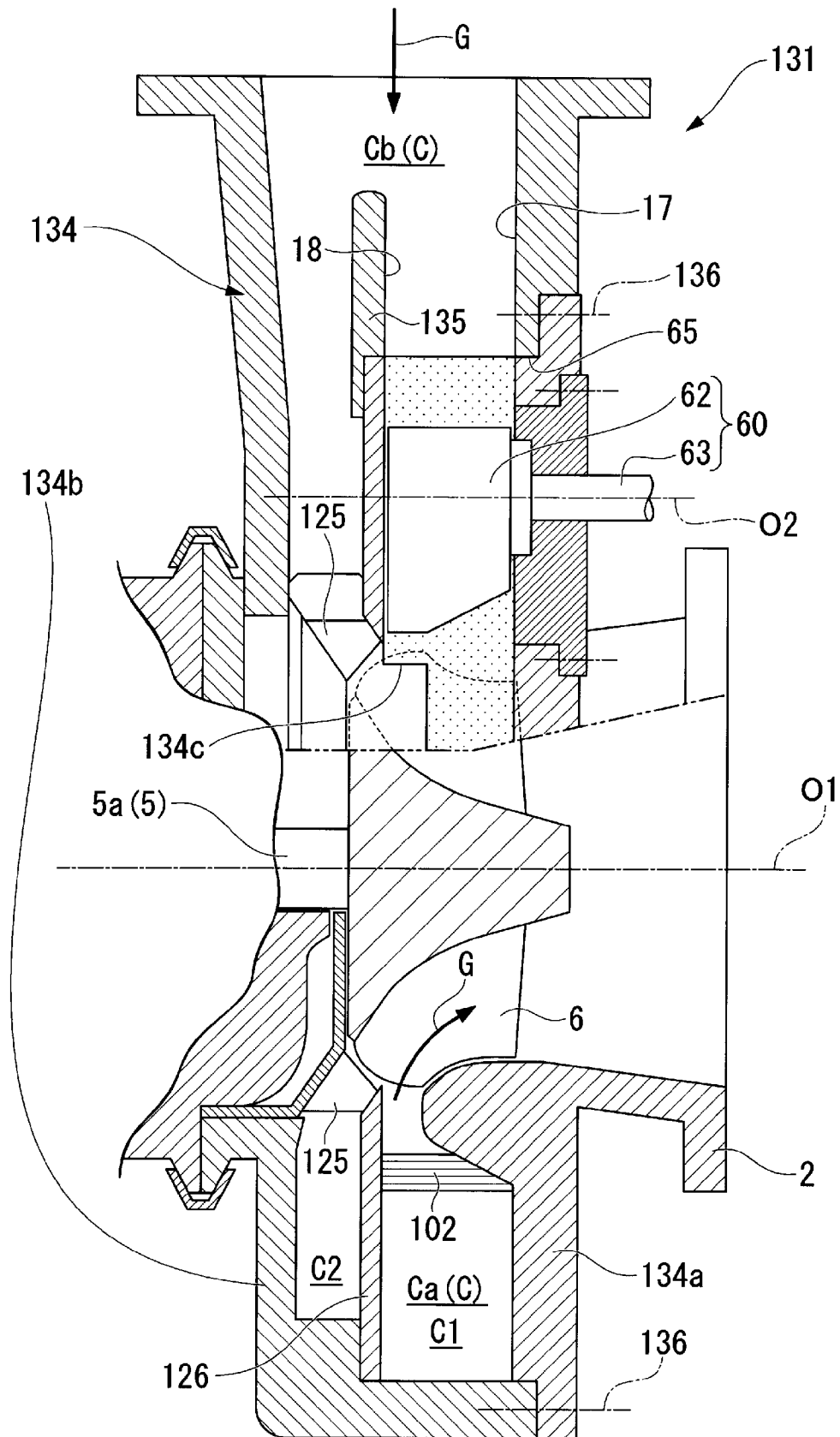
[図16]



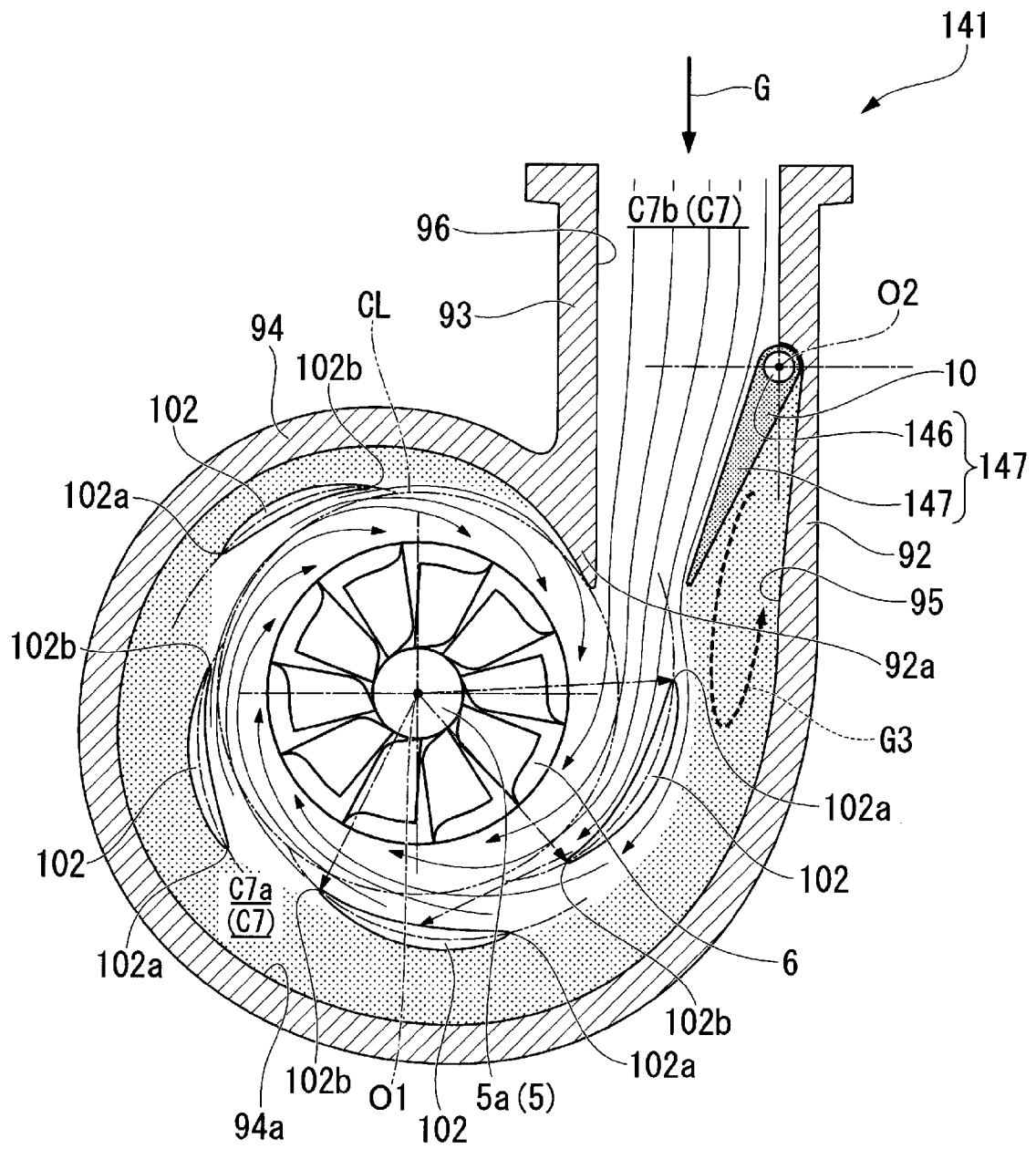
[図17]



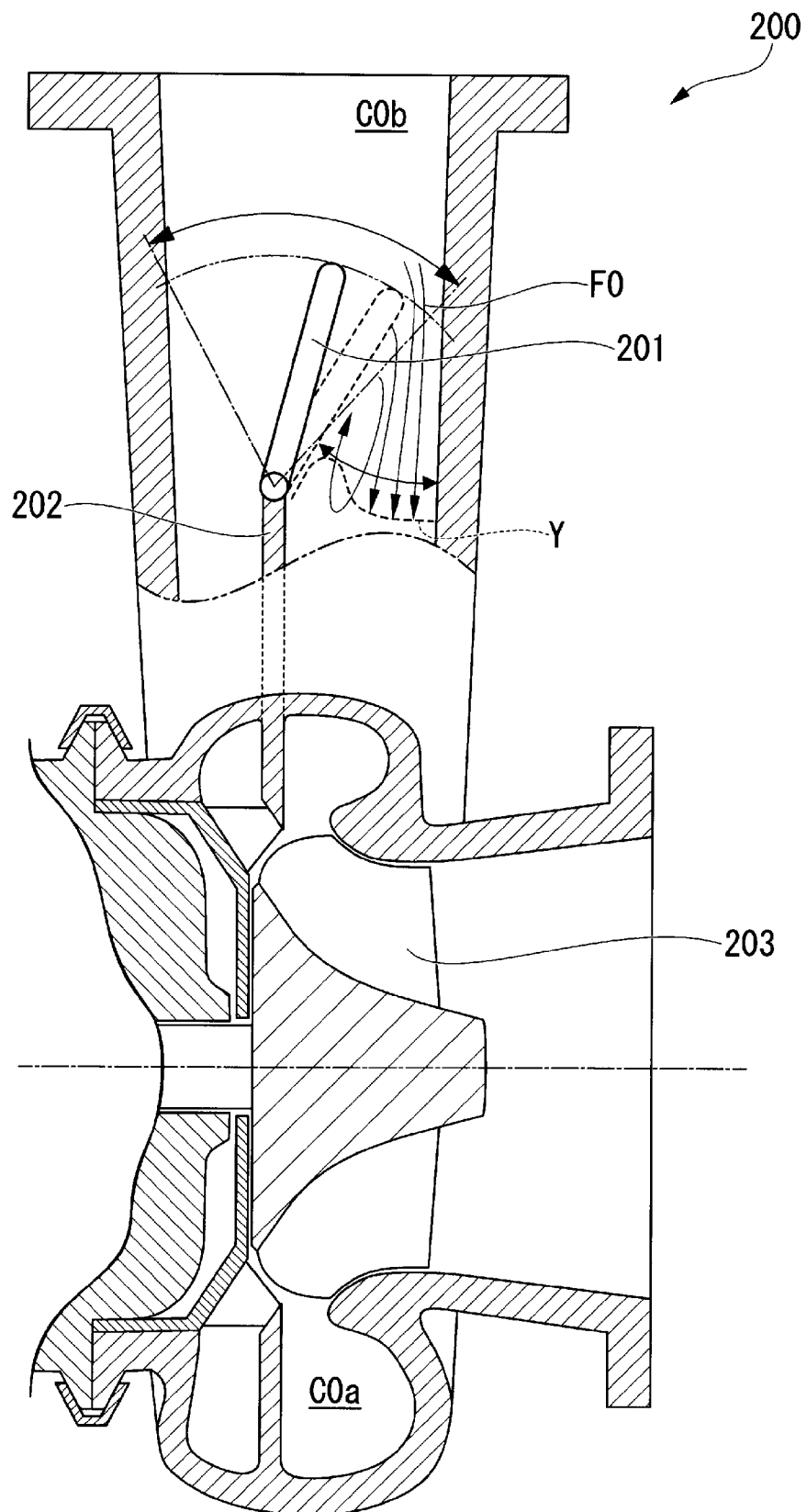
[図18]



[図20]



[図21]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/055095

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01D17/14(2006.01)i, F01D5/04(2006.01)i, F01D17/16(2006.01)i, F01D25/24(2006.01)i, F02B39/00(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F01D17/14-17/16, F01D5/04, F01D25/24, F02B39/00, F02B37/00-37/24

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	JP 2007-192128 A (Toyota Motor Corp.), 02 August 2007 (02.08.2007), claims 1, 9, 11; paragraphs [0038] to [0099]; fig. 3 to 13 (Family: none)	16 1-15
X A	JP 2009-47163 A (Deere & Co.), 05 March 2009 (05.03.2009), claims 1, 5, 7, 14, 18; paragraphs [0008] to [0022]; fig. 2 & US 2009/0047121 A1 & EP 2025871 A2	16 1-15
X A	JP 7-279680 A (Mitsubishi Motors Corp.), 27 October 1995 (27.10.1995), claim 1; paragraphs [0006] to [0029]; fig. 1, 3 to 5 (Family: none)	16 1-15

<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C.	<input type="checkbox"/> See patent family annex.
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search 06 March 2015 (06.03.15)	Date of mailing of the international search report 17 March 2015 (17.03.15)
Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/055095

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2001-263080 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 26 September 2001 (26.09.2001), paragraphs [0015] to [0022], [0029] to [0030]; fig. 3 to 4 (Family: none)	1-16
A	JP 63-16133 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 23 January 1988 (23.01.1988), page 2, upper right column, line 18 to lower right column, line 16; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-16
A	WO 2011/038240 A1 (BLAYLOCK, Jimmy, L.), 31 March 2011 (31.03.2011), description, page 5, lines 2 to 6, 11 to 15; page 6, line 1 to page 8, line 2; claims 1 to 2; fig. 1, 3 (Family: none)	1-16
A	JP 2013-181396 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 12 September 2013 (12.09.2013), paragraphs [0002] to [0004], [0027], [0030] to [0039]; fig. 1 to 2, 8 to 9 & WO 2013/129407 A1 & CN 104136736 A	3-4
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 56661/1988 (Laid-open No. 160128/1989) (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 07 November 1989 (07.11.1989), specification, page 1, line 15 to page 5, line 1; fig. 1 to 3 (Family: none)	5-6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/055095

Box No. II Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 2 of first sheet)

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1. Claims Nos.:
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:

2. Claims Nos.:
because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:

3. Claims Nos.:
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

Box No. III Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 3 of first sheet)

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

The inventions described in claims 1-15 have the same or corresponding special technical feature regarding an "on-off valve device" that is a special technical feature of the invention described in claim 1.

Meanwhile, the invention described in claim 16 does not comprise the "on-off valve device", and therefore does not have the abovementioned special technical feature.

Consequently, the following two inventions (invention groups) are involved in claims.

(Invention 1) claims 1-15:

(Continued to extra sheet)

1. As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.
2. As all searchable claims could be searched without effort justifying additional fees, this Authority did not invite payment of additional fees.
3. As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:

4. No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

Remark on Protest

- The additional search fees were accompanied by the applicant's protest and, where applicable, the payment of a protest fee.
- The additional search fees were accompanied by the applicant's protest but the applicable protest fee was not paid within the time limit specified in the invitation.
- No protest accompanied the payment of additional search fees.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/055095

Continuation of Box No.III of continuation of first sheet(2)

An on-off valve device, and a rotary machine comprising an on-off valve device.

(Invention 2) claim 16:

A rotary machine not comprising an on-off valve device.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F01D17/14(2006.01)i, F01D5/04(2006.01)i, F01D17/16(2006.01)i, F01D25/24(2006.01)i, F02B39/00(2006.01)i		
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F01D17/14-17/16, F01D5/04, F01D25/24, F02B39/00, F02B37/00-37/24		
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2015年 日本国実用新案登録公報 1996-2015年 日本国登録実用新案公報 1994-2015年		
国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X A	JP 2007-192128 A (トヨタ自動車株式会社) 2007.08.02, 【請求項1】, 【請求項9】, 【請求項11】, 段落【0038】-【0099】, 図3-13 (ファミリーなし)	16 1-15
X A	JP 2009-47163 A (ディーア・アンド・カンパニー) 2009.03.05, 【請求項1】, 【請求項5】, 【請求項7】, 【請求項14】, 【請求項18】, 段落【0008】-【0022】, 図2 & US 2009/0047121 A1 & EP 2025871 A2	16 1-15
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。		
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す) 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日 06.03.2015		国際調査報告の発送日 17.03.2015
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		特許庁審査官 (権限のある職員) 西中村 健一 電話番号 03-3581-1101 内線 3355
		3G 3420

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X A	JP 7-279680 A (三菱自動車工業株式会社) 1995. 10. 27, 【請求項1】, 段落【0006】－【0029】, 図1, 3－5 (ファミリーなし)	16 1-15
A	JP 2001-263080 A (アイシン精機株式会社) 2001. 09. 26, 段落【0015】－【0022】, 【0029】－【0030】, 図3－4 (ファミリーなし)	1-16
A	JP 63-16133 A (三菱重工業株式会社) 1988. 01. 23, 第2頁右上欄第18行－同頁右下欄第16行, 第1－3図 (ファミリーなし)	1-16
A	WO 2011/038240 A1 (BLAYLOCK, Jimmy, L.) 2011. 03. 31, 明細書第5頁第2－6行, 同頁第11－15行, 第6頁第1行－第8頁第2行, 請求項1－2, F i g. 1, 3 (ファミリーなし)	1-16
A	JP 2013-181396 A (三菱重工業株式会社) 2013. 09. 12, 段落【0002】－【0004】, 【0027】, 【0030】－【0039】, 図1－2, 8－9 & WO 2013/129407 A1 & CN 104136736 A	3-4
A	日本国実用新案登録出願 63-56661 号(日本国実用新案登録出願公開1-160128号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (三菱重工業株式会社) 1989. 11. 07, 明細書第1頁第15行－第5頁第1行, 第1－3図 (ファミリーなし)	5-6

第II欄 請求の範囲の一部の調査ができないときの意見 (第1ページの2の続き)

法第8条第3項 (PCT17条(2)(a))の規定により、この国際調査報告は次の理由により請求の範囲の一部について作成しなかった。

1. 請求項 _____ は、この国際調査機関が調査をすることを要しない対象に係るものである。つまり、
2. 請求項 _____ は、有意義な国際調査をすることができる程度まで所定の要件を満たしていない国際出願の部分に係るものである。つまり、
3. 請求項 _____ は、従属請求の範囲であってPCT規則6.4(a)の第2文及び第3文の規定に従って記載されていない。

第III欄 発明の単一性が欠如しているときの意見 (第1ページの3の続き)

次に述べるようにこの国際出願に二以上の発明があるときの国際調査機関は認めた。

請求項1-15に記載された発明は、請求項1に記載された発明の特別な技術的特徴である「開閉弁装置」について、同一の又は対応する特別な技術的特徴を有している。一方、請求項16に記載された発明は、「開閉弁装置」を有していないため、上記の特別な技術的特徴を有していない。よって、請求の範囲には、以下に示す2の発明(群)が含まれる。

- (発明1) 請求項1-15: 開閉弁装置、及び開閉弁装置を有する回転機械。
(発明2) 請求項16: 開閉弁装置を有していない回転機械。

1. 出願人が必要な追加調査手数料をすべて期間内に納付したので、この国際調査報告は、すべての調査可能な請求項について作成した。
2. 追加調査手数料を要求するまでもなく、すべての調査可能な請求項について調査することができたので、追加調査手数料の納付を求めなかった。
3. 出願人が必要な追加調査手数料を一部のみしか期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、手数料の納付のあった次の請求項のみについて作成した。
4. 出願人が必要な追加調査手数料を期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、請求の範囲の最初に記載されている発明に係る次の請求項について作成した。

追加調査手数料の異議の申立てに関する注意

- 追加調査手数料及び、該当する場合には、異議申立手数料の納付と共に、出願人から異議申立てがあった。
- 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがあったが、異議申立手数料が納付命令書に示した期間内に支払われなかった。
- 追加調査手数料の納付はあったが、異議申立てはなかった。