(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
2017 年 6 月 1 日(01.06.2017)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2017/090396 A1

(51) 国際特許分類:
F04D 23/00 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2016/082583

(22) 国際出願日: 2016 年 11 月 2 日(02.11.2016)

(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:
特願 2015-229104 2015 年 11 月 24 日(24.11.2015) JP

(71) 出願人: 愛三工業株式会社(AISAN KOGYO KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4748588 愛知県大府市共和町一丁目１番地の１ Aichi (JP).

(72) 発明者: 中村 英士(NAKAMURA Eiji); 〒4748588 愛知県大府市共和町一丁目１番地の１ 愛三工業株式会社内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人 快友国際特許事務所(KAI-U PATENT LAW FIRM); 〒4516009 愛知県名古屋市西区牛島町６番１号 名古屋ルーセントタワー９階 Aichi (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, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KW, 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).

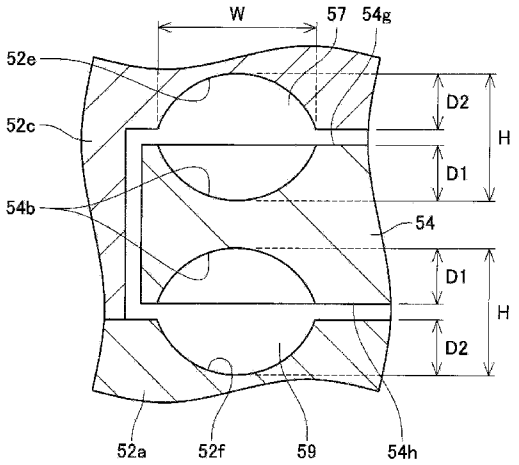
添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

(54) **Title**: VORTEX PUMP

(54) 発明の名称 : 渦流ポンプ

[図6]



(57) **Abstract**: This vortex pump for pumping gas is provided with: a housing provided with an intake flow path and a discharge flow path; and an impeller which is accommodated in the housing, and which rotates around a rotational axis. The impeller has, provided along the rotation direction, to an outer circumferential portion of at least one end surface of two end surfaces thereof in the direction of the rotational axis, a blade groove region which is provided with: a plurality of blades; and a plurality of blade groves which are respectively provided between adjacent blades. Each of the plurality of blade grooves is open at the one end surface side, and closed at the other end surface side. The housing is provided with a facing groove which faces the blade groove region, and extends in the rotation direction of the impeller. The ratio of the depth of the facing groove in an intermediate position of the facing groove excluding both ends in the rotation direction of the impeller, to the depth of each of the blade grooves at the deepest position is not more than 0.7.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2017/090396 A1

気体を圧送する渦流ポンプであって、吸入流路と吐出流路とを有するハウジングと、　ハウジングに収容されており、回転軸回りに回転するインペラと、を備え、インペラは、回転軸方向の両面の少なくとも一方の端面の外周部に、回転方向に沿って、複数の羽根と隣り合う羽根の間にそれぞれ配置される複数の羽根溝とを有する羽根溝領域を有し、複数の羽根溝のそれぞれは、一方の端面側に開口する一方、他方の端面側に閉塞しており、ハウジングは、羽根溝領域に対向しており、インペラの回転方向に延びる対向溝を有し、対向溝のインペラ回転方向の両端を除く中間位置において、各羽根溝の最も深い位置での羽根溝の深さに対する対向溝の深さが０．７以下である、渦流ポンプ。

明　細　書

発明の名称 ： 渦流ポンプ

技術分野

[0001] 本明細書は、気体を圧送する渦流ポンプに関する。なお、渦流ポンプは、ウエスコポンプ、カスケードポンプ、再生ポンプとも呼ばれる。

背景技術

[0002] 実開平５－７３２８７号公報に、加圧された燃料を自動車用の燃料噴射装置に供給する渦流ポンプが開示されている。渦流ポンプは、外周部に複数の羽根を有するインペラと、インペラを収容するハウジングと、を有する。ハウジングとインペラによって、インペラの羽根の周囲に流体通路が形成されている。

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0003] 渦流ポンプでは、インペラの回転によって、流体通路内の流体に、インペラの回転方向に沿った中心軸回りの渦流（旋回流とも呼ばれる）を発生させることによって、流体を昇圧し、吐出する。本明細書では、気体を圧送する渦流ポンプにおいて、ポンプ効率を向上させる技術を提供する。

課題を解決するための手段

[0004] 本明細書は、気体を圧送する渦流ポンプを開示する。渦流ポンプは、吸入流路と吐出流路とを有するハウジングと、ハウジングに収容されており、回転軸回りに回転するインペラと、を備えていてもよい。インペラは、回転軸方向の両面の少なくとも一方の端面のそれぞれの外周部に、回転方向に沿って、複数の羽根と隣り合う羽根の間にそれぞれ配置される複数の羽根溝とを有する羽根溝領域を有していてもよい。複数の羽根溝のそれぞれは、一方の端面側に開口する一方、他方の端面側に閉塞していてもよい。ハウジングは、羽根溝領域に対向しており、インペラの回転方向に延びる対向溝を有していてもよい。対向溝のインペラ回転方向の両端を除く中間位置において、各

羽根溝の最も深い位置での羽根溝の深さに対する対向溝の深さが０．７以下であってもよい。

[0005] 発明者らは、対向溝のインペラ回転方向の両端を除く中間位置において、各羽根溝の最も深い位置での羽根溝の深さに対する対向溝の深さが０．７以下である場合に、渦流ポンプのポンプ効率が良くなることを見出した。上記の構成によれば、気体用の渦流ポンプにおいて、ポンプ効率を向上させることができる。

[0006] 本明細書は、気体を圧送する別の渦流ポンプを開示する。渦流ポンプは、吸入流路と吐出流路とを有するハウジングと、ハウジングに収容されており、回転軸回りに回転するインペラと、を備えていてもよい。インペラは、回転軸方向の両面の少なくとも一方の端面の外周部に、回転方向に沿って、複数の羽根と隣り合う羽根の間にそれぞれ配置される複数の羽根溝とを有する羽根溝領域を有していてもよい。複数の羽根溝のそれぞれは、一方の端面側に開口する一方、他方の端面側に閉塞していてもよい。ハウジングは、羽根溝領域に対向しており、インペラの回転方向に延びる対向溝を有していてもよい。対向溝のインペラ回転方向の両端を除く中間位置において、各羽根溝の最も深い位置での羽根溝の深さに対する対向溝の深さの割合が、インペラの回転中に各羽根溝と対向溝とによって発生する渦流の中心が羽根溝内に位置するように設定されていてもよい。

[0007] 渦流ポンプでは、インペラの回転によって、インペラの羽根溝とハウジングの対向溝とによって形成される空間に、インペラの回転方向に沿った中心軸回りの渦流が発生する。発明者らは、渦流の中心が羽根溝内に位置することによって、ポンプ効率を向上させることができることを見出した。ポンプ効率が向上される理由として、インペラの回転方向に直交する断面（以下では単に「直交断面」と呼ぶ）で見たときに、渦流の中心近傍は、渦流の外周端近傍と比較して気体の圧力が低い。この結果、直交断面で見たときに、気体に、高圧側から低圧側、即ち、渦流の外周端近傍から中心近傍に向かう流れが発生する。

[0008] インペラの羽根溝とハウジングの対向溝とによって形成される空間内の気体の圧力は、インペラの回転に伴って上昇する。即ち、インペラの羽根溝とハウジングの対向溝とによって形成される空間内の気体の圧力は、インペラの回転方向に進むのに従って上昇する。このため、仮に、渦流の中心が羽根溝よりも外側に位置すると、中心近傍の気体は、より低圧側、即ち、インペラの回転方向とは反対向きに逆流する。この結果、渦流の中心が羽根溝よりも外側に位置すると、ポンプ効率が低下する。一方、渦流の中心が羽根溝内に位置すれば、中心近傍の気体は、羽根溝のインペラの回転方向と反対側に位置する羽根によって、逆流することが防止される。これにより、気体の逆流を抑制し、ポンプ効率を向上することができる。

[0009] 本発明者は、上記観点から、渦流ポンプの構造を検討し、羽根溝の深さに対する対向溝の深さを変化させることによって、渦流の中心位置が変動することを見出した。さらなる鋭意検討の結果、羽根溝の深さに対する対向溝の深さを０．７以下に設定すると、渦流の中心がおおむね羽根溝内に収まり、０．７より大きい場合と比較して、流体の吐出流量が多くなることを見出した。

[0010] インペラの回転軸と各羽根溝の最も深い位置を通過する断面で見たときに、羽根溝の底端から対向溝の底端までの距離に対する羽根溝の幅が０．８以上１．０以下であってもよい。この構成によれば、直交断面の渦流の形状を、円形に近づけることができる。この結果、上記の数値範囲であれば、渦流をスムーズに流すことができ、ポンプ効率を向上させることができる。

[0011] インペラの回転軸と各羽根溝の最も深い位置を通過する断面で見たときに、羽根溝の深さに対する対向溝の深さが０．４以上０．７以下であり、かつ、羽根溝の底端から対向溝の底端までの距離に対する羽根溝の幅が０．８以上１．１以下であってもよい。この構成によれば、直交断面の渦流の形状を、円形に近づけることができる。この結果、上記の数値範囲であれば、渦流をスムーズに流すことができ、ポンプ効率を向上させることができる。

[0012] インペラは、外周縁に複数の羽根溝のインペラ外周側を閉塞する外周壁を

有していてもよい。この構成によれば、外周壁によって、インペラの外周方向に向かって流れる気体を渦流の旋回方向に案内することができる。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]実施例の自動車の燃料供給システムの概略を示す。

[図2]実施例のパージポンプの斜視図を示す。

[図3]図２のIII-III断面の断面図を示す。

[図4]実施例のインペラの平面図を示す。

[図5]実施例のカバーを下方から見た底面図を示す。

[図6]図３の領域ＡＲの拡大図を示す。

[図7]対向溝の深さ／羽根溝の深さと流量の関係を表すシミュレーション結果を示す。

[図8]流路幅／流路高さと流量の関係を表すシミュレーション結果を示す。

[図9]対向溝の深さ／羽根溝の深さ及び流路幅／流路高さと流量の関係を表すシミュレーション結果を示す。

[図10]対向溝の深さ／羽根溝の深さが０．６であり、流路幅／流路高さが１．０である場合の渦流のシミュレーション結果を示す。

[図11]対向溝の深さ／羽根溝の深さが０．８であり、流路幅／流路高さが１．０である場合の渦流のシミュレーション結果を示す。

[図12]対向溝の深さ／羽根溝の深さが０．８であり、流路幅／流路高さが０．８である場合の渦流のシミュレーション結果を示す。

[図13]対向溝の深さ／羽根溝の深さが０．６であり、流路幅／流路高さが１．０である場合の渦流中心付近の流れを表すシミュレーション結果を示す。

[図14]対向溝の深さ／羽根溝の深さが０．８であり、流路幅／流路高さが０．８である場合の流れ方向を表すシミュレーション結果を示す。

[図15]変形例のインペラの斜視図を示す。

発明を実施するための形態

[0014] 図面を参照して、実施例のパージポンプ１０を説明する。図１に示すように、パージポンプ１０は、自動車に搭載され、燃料タンク３に貯留される燃

料をエンジン８に供給する燃料供給システム１に配置される。燃料供給システム１は、燃料タンク３からエンジン８に燃料を供給するためのメイン供給経路２とパージ供給経路４を有する。

[0015] メイン供給経路２には、燃料ポンプユニット７と、供給管７０と、インジェクタ５と、が配置されている。燃料ポンプユニット７は、燃料ポンプ、プレッシャレギュレータ、制御回路等を備える。燃料ポンプユニット７では、後述するＥＣＵ(Engine Control Unitの略)６から供給される信号に応じて制御回路が燃料ポンプを制御する。燃料ポンプは、燃料タンク３内の燃料を昇圧して吐出する。燃料ポンプから吐出される燃料は、プレッシャレギュレータで調圧されて、燃料ポンプユニット７から供給管７０に供給される。

[0016] 供給管７０は、燃料ポンプユニット７とインジェクタ５とを連通する。供給管７０に供給された燃料は、供給管７０内をインジェクタ５まで流れる。インジェクタ５は、ＥＣＵ６によって開度がコントロールされる弁を有する。インジェクタ５は、弁が開かれると、供給管７０から供給される燃料をエンジン８に供給する。

[0017] パージ供給経路４には、キャニスタ７３と、パージポンプ１０と、ＶＳＶ（Vacuum Switching Valveの略）１００と、それらを連通する連通管７２，７４，７６，７８と、を備える。キャニスタ７３は、燃料タンク３内で発生した気化燃料を吸着する。キャニスタ７３は、タンクポートと、パージポートと、大気ポートとを備える。図１にパージ供給経路４から吸気管８０までの気体の流れ方向が矢印で示されている。タンクポートは、燃料タンク３の上端から延びる連通管７２に接続されている。これにより、キャニスタ７３は、燃料タンク３の上端から延びる連通管７２に連通する。キャニスタ７３は、燃料を吸着可能な活性炭を収容する。活性炭は、燃料タンク３から連通管７２を介してキャニスタ７３内部に流入する気体から気化燃料を吸着する。キャニスタ７３内部に流入した気体は、気化燃料が吸着された後、キャニスタ７３の大気ポートを通過して大気に放出される。これにより、気化燃料が大気に放出されることを防止することができる。

[0018] キャニスタ７３のパージポートには、連通管７４を介して、パージポンプ１０が接続されている。詳細な構造は後述するが、パージポンプ１０は、気体を圧送する、いわゆる渦流ポンプである。パージポンプ１０は、ＥＣＵ６によって制御される。パージポンプ１０は、キャニスタ７３で吸着されている気化燃料を吸入し、昇圧して吐出する。パージポンプ１０が駆動している間、キャニスタ７３では、大気ポートから大気が吸入され、吸着された気化燃料とともにパージポンプ１０に流入される。

[0019] パージポンプ１０から吐出された気化燃料は、連通管７６とＶＳＶ１００と連通管７８とを通過して吸気管８０に流入する。ＶＳＶ１００は、ＥＣＵ６に制御される電磁弁である。ＥＣＵ６は、ＶＳＶ１００を制御することによって、パージ供給経路４から吸気管８０に供給される気化燃料量を調整する。ＶＳＶ１００は、インジェクタ５よりも上流側で吸気管８０に接続される。吸気管８０は、エンジン８に空気を供給する配管である。吸気管８０のＶＳＶ１００が接続される位置よりも上流側には、スロットルバルブ８２が配置されている。スロットルバルブ８２は、吸気管８０の開度を制御することによって、エンジン８に流入する空気を調整する。スロットルバルブ８２は、ＥＣＵ６によって制御される。

[0020] 吸気管８０のスロットルバルブ８２よりも上流側には、エアクリーナ８４が配置されている。エアクリーナ８４は、吸気管８０に流入する空気から異物を除去するフィルタを有する。吸気管８０では、スロットルバルブ８２が開くと、エアクリーナ８４からエンジン８に向けて吸気される。エンジン８は、吸気管８０からの空気と燃料とを内部で燃焼し、燃焼後に排気する。

[0021] パージ供給経路４では、パージポンプ１０が駆動することによって、キャニスタ７３に吸着された気化燃料を吸気管８０に供給することができる。エンジン８が駆動している場合、吸気管８０内に負圧が発生している。このため、パージポンプ１０が停止されている状態でも、キャニスタ７３に吸着された気化燃料が、吸気管８０内の負圧によって停止中のパージポンプ１０内を通過して吸気管８０内に吸入される。一方で、自動車の停止時にエンジン

８のアイドリングを停止したり、ハイブリッド車のようにエンジン８を停止してモータで走行する場合、言い換えると、環境対策のためにエンジン８の駆動を制御する場合、エンジン８の駆動による吸気管８０内の負圧が発生しない状況が生じる。パージポンプ１０は、このような状況において、エンジン８に替わってキャニスタ７３に吸着された気化燃料を吸気管８０に供給することができる。なお、変形例では、エンジン８が駆動しており、吸気管８０内に負圧が発生している状況でも、パージポンプ１０が駆動し、気化燃料を吸入し吐出してもよい。

[0022] 次いで、パージポンプ１０の構成を説明する。図２は、パージポンプ１０のポンプ部５０側から見た斜視図を示す。図３は、図２のIII-III断面を示す断面図である。以下では、図３の上下方向を基準として「上」、「下」を表すが、図３の上下方向が、パージポンプ１０が自動車に搭載される方向とは限らない。

[0023] パージポンプ１０は、モータ部２０と、ポンプ部５０と、を備える。モータ部２０は、ブラシレスモータを有する。モータ部２０は、上方ハウジング２６と、ロータ（図示省略）と、ステータ２２と、制御回路２４と、を備える。上方ハウジング２６は、ロータと、ステータ２２と、制御回路２４とを収容する。制御回路２４は、自動車のバッテリから供給される直流電力をＵ相、Ｖ相、W相の三相交流電力に変換し、ステータ２２に供給する。制御回路２４は、ＥＣＵ６から供給される信号に従ってステータ２２に電力を供給する。ステータ２２は、円筒形状を有しており、その中心部には、ロータが配置されている。ロータは、ステータ２２に対して回転可能に配置されている。ロータは、その周方向に交互に異なる方向に磁化されている永久磁石を有する。ロータは、ステータ２２に電力が供給されることによって、シャフト３０の中心軸Ｘ（以下では「回転軸Ｘ」と呼ぶ）を中心に回転する。

[0024] モータ部２０の下方には、ポンプ部５０が配置されている。ポンプ部５０は、モータ部２０によって駆動される。ポンプ部５０は、下方ハウジング５２と、インペラ５４と、を備える。下方ハウジング５２は、上方ハウジング

２６の下端に固定されている。下方ハウジング５２は、底壁５２ａとカバー５２ｂとを備える。カバー５２ｂは、上壁５２ｃと、周壁５２ｄと、吸入ポート５６と、吐出ポート５８（図２参照）と、を備える。上壁５２ｃは、上方ハウジング２６の下端に配置されている。周壁５２ｄは、上壁５２ｃから下方に向かって突出しており、上壁５２ｃの外周縁を一巡する。周壁５２ｄの下端には、底壁５２ａが配置されている。底壁５２ａは、ボルトによってカバー５２ｂに固定されている。底壁５２ａは、周壁５２ｄの下端を閉塞している。底壁５２ａとカバー５２ｂとによって、空間６０が画定されている。

[0025] 図５は、カバー５２ｂを下方から見た図である。周壁５２ｄには、それぞれが空間６０に連通する吸入ポート５６と吐出ポート５８とが外側に向かって突出している。吸入ポート５６と吐出ポート５８とは、互いに平行に、かつ、上下方向と垂直に配置されている。吸入ポート５６は、連通管７４を介してキャニスタ７３に連通している。吸入ポート５６は、内部に吸入流路を備え、キャニスタ７３から気化燃料を空間６０に導入する。吐出ポート５８は、内部に吐出流路を備え、下方ハウジング５２内で吸入ポート５６に連通しており、空間６０内に吸入された気化燃料を、パージポンプ１０外に排出する。

[0026] 上壁５２ｃには、吸入ポート５６から吐出ポート５８まで周壁５２ｄに沿って延びる対向溝５２ｅを有する。底壁５２ａも同様に、吸入ポート５６から吐出ポート５８まで周壁５２ｄに沿って延びる対向溝５２ｆ（図３参照）を有する。対向溝５２ｅ及び対向溝５２ｆは、長手方向の両端を除く中間位置、詳細には、インペラ５４に対向する位置において、一定の深さを有し、長手方向の両端では、それぞれ吸入ポート５６、吐出ポート５８に近づくのに従って徐々に浅くなっている。インペラ５４の回転方向Ｒに沿って見たときに、吐出ポート５８と吸入ポート５６との間は、周壁５２ｄによって、隔離されている。これにより、高圧の吐出ポート５８から低圧の吸入ポート５６に気体が流れることを抑制することができる。

[0027] 図３に示すように、空間６０には、インペラ５４が収容されている。インペラ５４は、円板形状を有する。インペラ５４の厚みは、下方ハウジング５２の上壁５２ｃと底壁５２ａとの隙間よりも若干小さい。インペラ５４は、上壁５２ｃと底壁５２ａのそれぞれに対して、小さな隙間を有して対向している。また、インペラ５４と周壁５２ｄとの間には、小さな隙間が設けられている。インペラ５４は、中心にシャフト３０に嵌合される嵌合孔を有する。これにより、インペラ５４は、シャフト３０の回転に伴って、回転軸Ｘを中心に回転する。

[0028] 図４に示されるように、インペラ５４は、上面５４ｇの外周部に、複数の羽根５４ａと複数の羽根溝５４ｂとを有する羽根溝領域５４ｆを有する。なお、図面では、１個の羽根５４ａと１個の羽根溝５４ｂのみに符号が付されている。同様に、インペラ５４は、下面５４ｈの外周部にも、複数の羽根５４ａと複数の羽根溝５４ｂとを有する羽根溝領域５４ｆを有する。なお、上面５４ｇ及び下面５４ｈを、インペラ５４の回転軸Ｘ方向の端面ということができる。上面５４ｇに配置される羽根溝領域５４ｆは、対向溝５２ｅに対向して配置されている。同様に、下面５４ｈに配置される羽根溝領域５４ｆは、対向溝５２ｆに対向して配置されている。各羽根溝領域５４ｆは、インペラ５４の外周壁５４ｃの内側において、インペラ５４の周方向に一巡する。複数の羽根５４ａは、同一の形状を有する。複数の羽根５４ａは、羽根溝領域５４ｆにおいて、インペラ５４の周方向に等間隔で配置されている。インペラ５４の周方向に隣り合う２個の羽根５４ａの間には、１個の羽根溝５４ｂが配置されている。即ち、複数の羽根溝５４ｂは、インペラ５４の外周壁５４ｃの内側において、インペラ５４の周方向に等間隔で配置されている。言い換えると、複数の羽根溝５４ｂは、外周壁５４ｃによって、外周側の端部が閉塞されている。

[0029] 図６は、図３の領域ＡＲの拡大図であり、回転軸Ｘを通過し（即ち回転軸Ｘを含み）、かつ、インペラ５４の両面に配置される羽根溝５４ｂの深さが最も深い位置の断面を表す。図６に示すように、インペラ５４の下面５４ｈ

に配置されている複数の羽根溝５４ｂのそれぞれは、インペラ５４の下面５４ｈ側に開口する一方、インペラ５４の上面５４ｇ側で閉塞している。同様に、インペラ５４の上面５４ｇに配置されている複数の羽根溝５４ｂのそれぞれは、インペラ５４の上面５４ｇ側で開口する一方、インペラ５４の下面５４ｈ側で閉塞している。即ち、インペラ５４の下面５４ｈに配置されている複数の羽根溝５４ｂとインペラ５４の上面５４ｇに配置されている複数の羽根溝５４ｂとは遮断されており、連通していない。

[0030] パージポンプ１０の駆動中では、モータ部２０のロータに伴って、インペラ５４が回転される。この結果、キャニスタ７３に吸着された気化燃料を含む気体が吸入ポート５６から下方ハウジング５２内に吸入される。羽根溝５４ｂと対向溝５２ｅとによって形成される空間５７内では気体の渦流（旋回流）が発生する。羽根溝５４ｂと対向溝５２ｆとによって形成される空間５９内でも同様である。この結果、下方ハウジング５２内の気体が昇圧され、吐出ポート５８から吐出される。

[0031] 次いで、図７から図９を参照して、パージポンプ１０を用いて行われたシミュレーション結果を示す。本シミュレーションでは、パージポンプ１０のポンプ部５０をモデル化し、インペラ５４を回転させたときの吐出ポート５８から吐出される気体の流量を算出した。なお、インペラ５４の回転数を一定とし、ポンプ部５０に入力されるエネルギーを略一定とした。

[0032] 本シミュレーションでは、図６に示される羽根溝深さＤ１に対する対向溝深さＤ２の割合Ｄ２／Ｄ１と、流路高さＨに対する流路幅Ｗの割合Ｗ／Ｈと、を変化させた場合の吐出流量を算出した。ポンプ部５０への入力エネルギーが一定である状況で吐出流量が比較的に大きい場合はポンプ効率が高く、吐出流量が比較的に小さい場合はポンプ効率が低いと言うことができる。なお、羽根溝深さＤ１は、インペラ５４の直径のおよそ１／６の値を採用した。なお、流路高さＨは、羽根溝深さＤ１＋対向溝深さＤ２＋インペラ５４と上壁５２ｃ（又は底壁５２ａ）との隙間の長さに等しい。また、流路幅Ｗは、羽根溝５４ｂの幅及び、対向溝５２ｅ、５２ｆの幅に等しい。

[0033] 図７は、Ｄ２／Ｄ１と吐出流量との関係を示すグラフである。横軸はＤ２／Ｄ１を示し、縦軸は吐出流量（リットル／分）を示す。図８は、Ｗ／Ｈと吐出流量との関係を示すグラフである。横軸はＷ／Ｈを示し、縦軸は吐出流量（リットル／分）を示す。図９は、Ｄ２／Ｄ１とＷ／Ｈと吐出流量との関係を示すマップである。図７及び図８のグラフから明らかなように、流路高さＨに対する流路幅Ｗの割合Ｗ／Ｈがいずれの場合も、羽根溝深さＤ１に対する対向溝深さＤ２の割合Ｄ２／Ｄ１が０．７以下のある値で、吐出流量が最も多くなる。即ち、Ｄ２／Ｄ１が０．７以下のある値で、ポンプ効率が最も良くなる。そして、吐出流量が最も多くなるＤ２／Ｄ１の値からＤ２／Ｄ１＝０．７まで間では、吐出流量が最も多い場合の３／４以上の流量を維持することができ、比較的にポンプ効率が良いと言える。特に、流路高さＨに対する流路幅Ｗの割合Ｗ／Ｈが、０．８以上であり、１．０以下である場合、特にポンプ効率が良いということができる。

[0034] なお、シミュレーション結果では、Ｄ２／Ｄ１が０．６である場合には、Ｗ／Ｈが０．７以上１．２以下の範囲で、吐出流量が大きく低下する事態は見受けられず、ポンプ効率を高く維持することができる。特に、０．４≦Ｄ２／Ｄ１≦０．７であり、０．８≦Ｗ／Ｈ≦１．１では、ポンプ効率を高くすることができる。

[0035] 次いで、ポンプ効率を向上させることができる理由を説明する。パージポンプ１０では、インペラ５４の回転によって、羽根溝５４ｂと対向溝５２ｅ，５２ｆとによって形成される空間５７，５９に、インペラ５４の回転方向Ｒに沿った中心軸回りの渦流が発生する。図１０は、Ｄ２／Ｄ１＝０．６であり、Ｗ／Ｈ＝１．０である場合の羽根溝５４ｂと対向溝５２ｅとの空間５７に発生する気体の流れ（即ち渦流の様子）を表すシミュレーション結果である。図１１は、Ｄ２／Ｄ１＝０．８であり、Ｗ／Ｈ＝１．０である場合の空間５７に発生する気体の流れを表すシミュレーション結果である。図１２は、Ｄ２／Ｄ１＝０．８であり、Ｗ／Ｈ＝０．８である場合の空間５７に発生する気体の流れを表すシミュレーション結果である。なお、図１０～図１

２では、インペラ５４の回転軸Ｘと羽根溝５４ｂの最も深い地点とを通過する断面における渦流を示す。図１０～図１２では、向かって左側がインペラ５４の中心側であり、右側がインペラ５４の外周側である。また、図１０～図１２には、渦流の流れを分かりやすくするために、渦流の流れに沿った矢印が描かれている。

[0036] 図１０に示すように、Ｄ２／Ｄ１＝０．６でありＷ／Ｈ＝１．０の場合では、渦流の中心Ｃ１が羽根溝５４ｂ内に位置している。一方で、図１１に示すように、Ｄ２／Ｄ１＝０．８であり、Ｗ／Ｈ＝１．０の場合では、渦流の中心Ｃ２が羽根溝５４ｂ外に位置している。図１２でも同様に、Ｄ２／Ｄ１＝０．８であり、Ｗ／Ｈ＝０．８の場合では、渦流の中心Ｃ３が羽根溝５４ｂ外に位置している。

[0037] 渦流の中心が羽根溝５４ｂ内に位置する場合、ポンプ効率を向上させることができる。これは、インペラ５４の回転方向Ｒに直交する断面（即ち、図１０～図１２の断面、以下では単に「直交断面」と呼ぶ）で見たときに、渦流の中心近傍は、渦流の外周端近傍と比較して気体の圧力が低い。この結果、直交断面で見たときに、高圧側から低圧側、即ち、気体が渦流の外周端近傍から中心近傍に向かう流れが発生する。空間５７，５９内の気体の圧力は、インペラ５４の回転に伴って上昇する。このため、空間５７，５９内の気体は、回転方向Ｒに進むのに従って上昇する。この結果、渦流の中心近傍の気体は、より低圧側、即ち、インペラ５４の回転方向Ｒと反対側に向かって流れようとする。

[0038] 図１３は、Ｄ２／Ｄ１＝０．６でありＷ／Ｈ＝１．０である場合、即ち、渦流の中心Ｃ１が羽根溝５４ｂ内に位置する場合の中心Ｃ１付近の気体の流れの向きと流速とを上方から見た図である。図１４は、Ｄ２／Ｄ１＝０．８であり、Ｗ／Ｈ＝０．８である場合、即ち、渦流の中心Ｃ３が羽根溝５４ｂ外に位置する場合の中心Ｃ３付近の気体の流れの向きと流速とを上方から見た図である。なお、図１３及び図１４には、羽根溝５４ｂの回転方向Ｒの反対側に位置する羽根５４ａが示されている。曲線が羽根５４ａよりも回転方

向Ｒ側に位置する場合は気体が回転方向Ｒに沿って流れることを表し、曲線が羽根５４ａよりも回転方向Ｒと反対側に位置する場合は気体が回転方向Ｒに対して逆流していることを表し、羽根５４ａから距離によって流速の大きさが表されている。図１４に示すように、渦流の中心Ｃ３が羽根溝５４ｂ外に位置する場合には、中心Ｃ３は、下流側の羽根５４ａの上方に位置する。このため、中心Ｃ３に流れてきた気体は、より低圧側、即ち、回転方向Ｒと反対側に向かって逆流する。これにより、ポンプ効率が低下する。

[0039] 一方、図１３に示すように、渦流の中心Ｃ１が羽根溝５４ｂ内に位置する場合には、中心Ｘ１の反対側には、羽根５４ａが位置している。このため、中心Ｃ１に流れてきた気体は、羽根溝５４ｂによって回転方向Ｒと反対側に向かって逆流することが防止されている。これにより、ポンプ効率を向上することができる。言い換えると、対向溝５２ｅ，５２ｆの回転方向Ｒの両端を除く中間位置において、各羽根溝５２ｂの最も深い位置での羽根溝５４ｂの深さに対する対向溝５２ｅ，５２ｆの深さの割合が、インペラ５４の回転中に各羽根溝５４ｂと対向溝５２ｅ，５２ｆとによって発生する渦流の中心が羽根溝５４ｂ内に位置するように設定されていることによって、ポンプ効率を向上することができる。

[0040] また、インペラ５４が外周壁５４ｃを有するために、空間５７，５９内でインペラ５４の外周方向に向かう気体の流れを案内し、気体をスムーズに旋回させることができる。

[0041] 以上、本発明の実施形態について詳細に説明したが、これらは例示に過ぎず、特許請求の範囲を限定するものではない。特許請求の範囲に記載の技術には、以上に例示した具体例を様々に変形、変更したものが含まれる。

[0042] 例えば、インペラ５４の外周壁５４ｃの形状は、実施例の形状に限られない。例えば、図１５に示すように、外周壁５４ｃは、インペラ５４の上下方向の中央部に配置される一方、上下端部に配置されていなくてもよい。この場合、外周壁５４ｃの上端は、上下方向において、渦流の中心と同じ位置かそれより上方に位置していてもよい。外周壁５４ｃの下端も同様に、上下方

向において、渦流の中心と同じ位置かそれより下方に位置していてもよい。あるいは、インペラ５４は、外周壁５４ｃを有していなくてもよい。

[0043] また、上記の実施例では、インペラ５４の羽根５４ａ及び羽根溝５４ｂは、上下面５４ｇ，５４ｈで同一の形状を有している。しかしながら、羽根５４ａ及び羽根溝５４ｂの形状は、上下面５４ｇ，５４ｈで異なっていてもよい。あるいは、羽根５４ａ及び羽根溝５４ｂは、上下面５４ｇ，５４ｈのいずれか一方の面にのみ配置されていてもよい。

[0044] また、上記の実施例では、ポンプ部５０の吸入ポート５６及び吐出ポート５８は、インペラ５４の回転軸Ｘに垂直な方向に延びている。しかしながら、ポンプ部５０の吸入ポート５６及び吐出ポート５８は、回転軸Ｘに平行に延びていてもよい。

[0045] 本明細書の「渦流ポンプ」は、パージポンプ１０に限られず、他のシステムにも利用することができる。例えば、エンジン８の排気を循環させ、吸気と混合させてエンジン８の燃料室に供給する排気再循環（即ちＥＧＲ（Exhaust Gas Recirculationの略））において、排気を吸気管８０に供給するためのポンプとして利用することができる。また、自動車以外の産業用のポンプとしても利用することができる。

[0046] また、本明細書または図面に説明した技術要素は、単独であるいは各種の組合せによって技術的有用性を発揮するものであり、出願時請求項記載の組合せに限定されるものではない。また、本明細書または図面に例示した技術は複数目的を同時に達成するものであり、そのうちの一つの目的を達成すること自体で技術的有用性を持つものである。

請求の範囲

[請求項1] 気体を圧送する渦流ポンプであって、

吸入流路と吐出流路とを有するハウジングと、

ハウジングに収容されており、回転軸回りに回転するインペラと、を備え、

インペラは、回転軸方向の両面の少なくとも一方の端面の外周部に、回転方向に沿って、複数の羽根と隣り合う羽根の間にそれぞれ配置される複数の羽根溝とを有する羽根溝領域を有し、

複数の羽根溝のそれぞれは、一方の端面側に開口する一方、他方の端面側に閉塞しており、

ハウジングは、羽根溝領域に対向しており、インペラの回転方向に延びる対向溝を有し、

対向溝のインペラ回転方向の両端を除く中間位置において、各羽根溝の最も深い位置での羽根溝の深さに対する対向溝の深さが０．７以下である、渦流ポンプ。

[請求項2] インペラの回転軸と各羽根溝の最も深い位置を通過する断面で見たときに、羽根溝の底端から対向溝の底端までの距離に対する羽根溝の幅が０．８以上１．０以下である、請求項１に記載の渦流ポンプ。

[請求項3] インペラの回転軸と各羽根溝の最も深い位置を通過する断面で見たときに、羽根溝の深さに対する対向溝の深さが０．４以上０．７以下であり、かつ、羽根溝の底端から対向溝の底端までの距離に対する羽根溝の幅が０．８以上１．１以下である、請求項１に記載の渦流ポンプ。

[請求項4] 気体を圧送する渦流ポンプであって、

吸入流路と吐出流路とを有するハウジングと、

ハウジングに収容されており、回転軸回りに回転するインペラと、を備え、

インペラは、回転軸方向の両面の少なくとも一方の端面の外周部に

、回転方向に沿って、複数の羽根と隣り合う羽根の間にそれぞれ配置される複数の羽根溝とを有する羽根溝領域を有し、

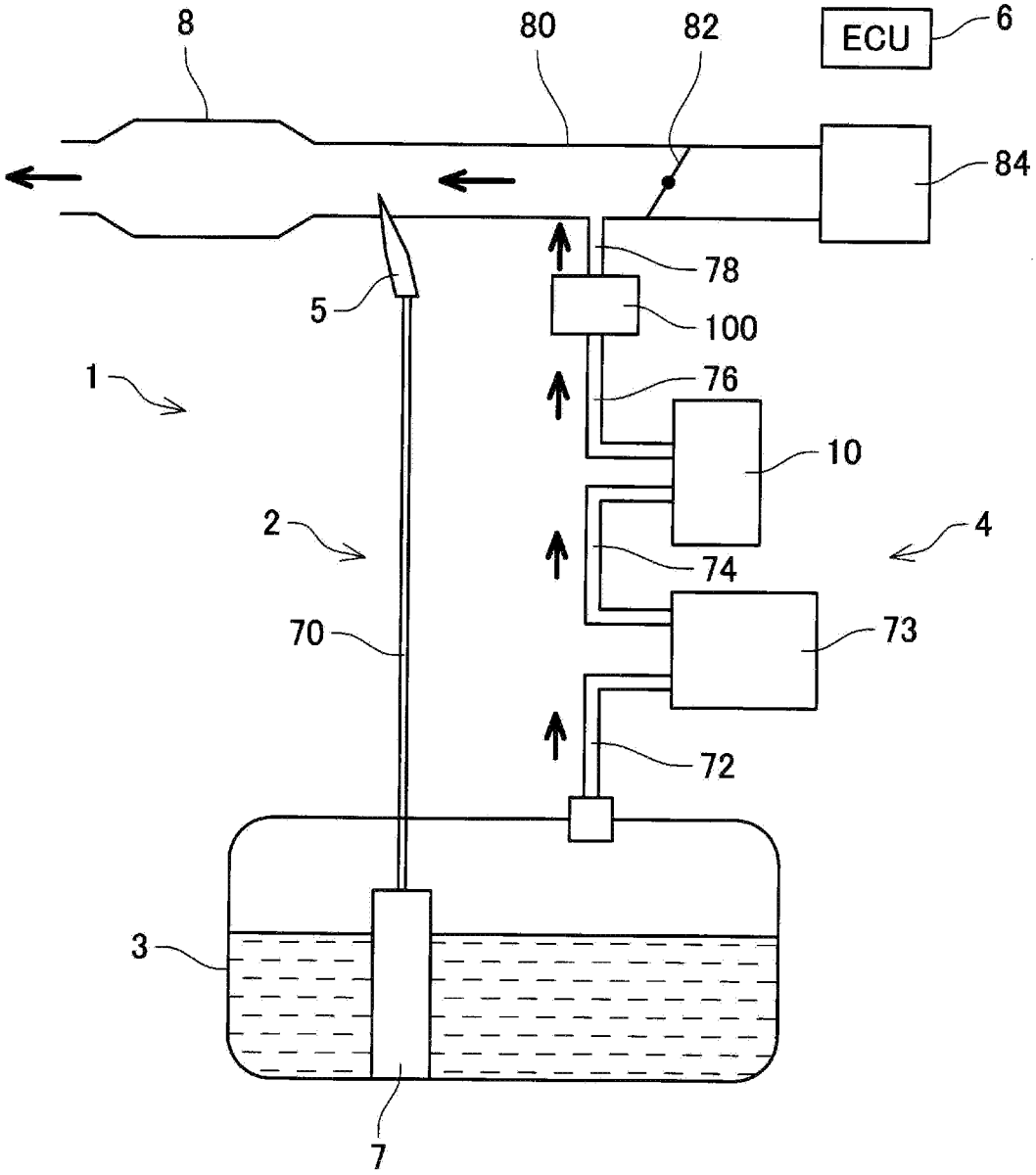
複数の羽根溝のそれぞれは、一方の端面側に開口する一方、他方の端面側に閉塞しており、

ハウジングは、羽根溝領域に対向しており、インペラの回転方向に延びる対向溝を有し、

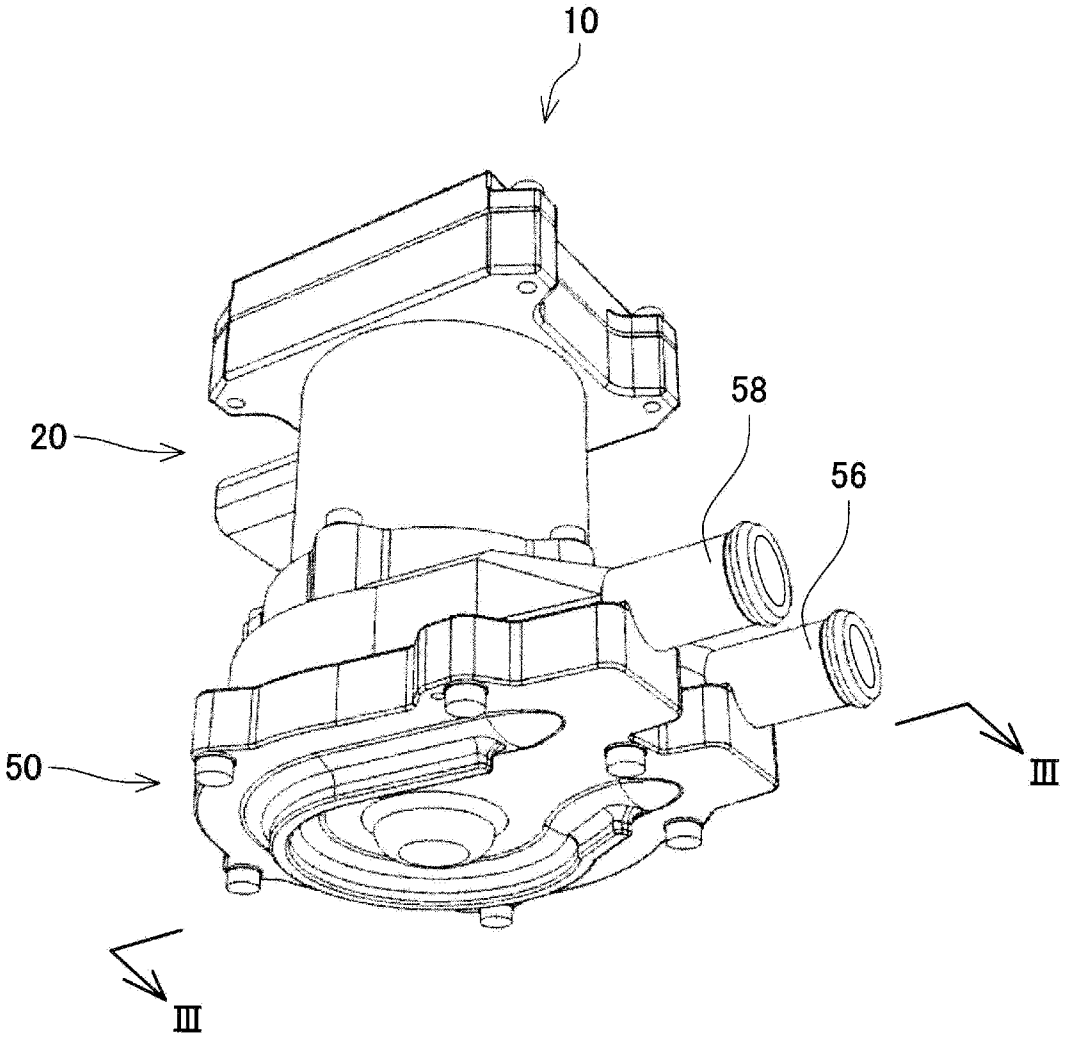
対向溝のインペラ回転方向の両端を除く中間位置において、各羽根溝の最も深い位置での羽根溝の深さに対する対向溝の深さの割合が、インペラの回転中に各羽根溝と対向溝とによって発生する渦流の中心が羽根溝内に位置するように設定されている、渦流ポンプ。

[請求項5] インペラは、外周縁に複数の羽根溝のインペラ外周側を閉塞する外周壁を有する、請求項１から４のいずれか一項に記載の渦流ポンプ。

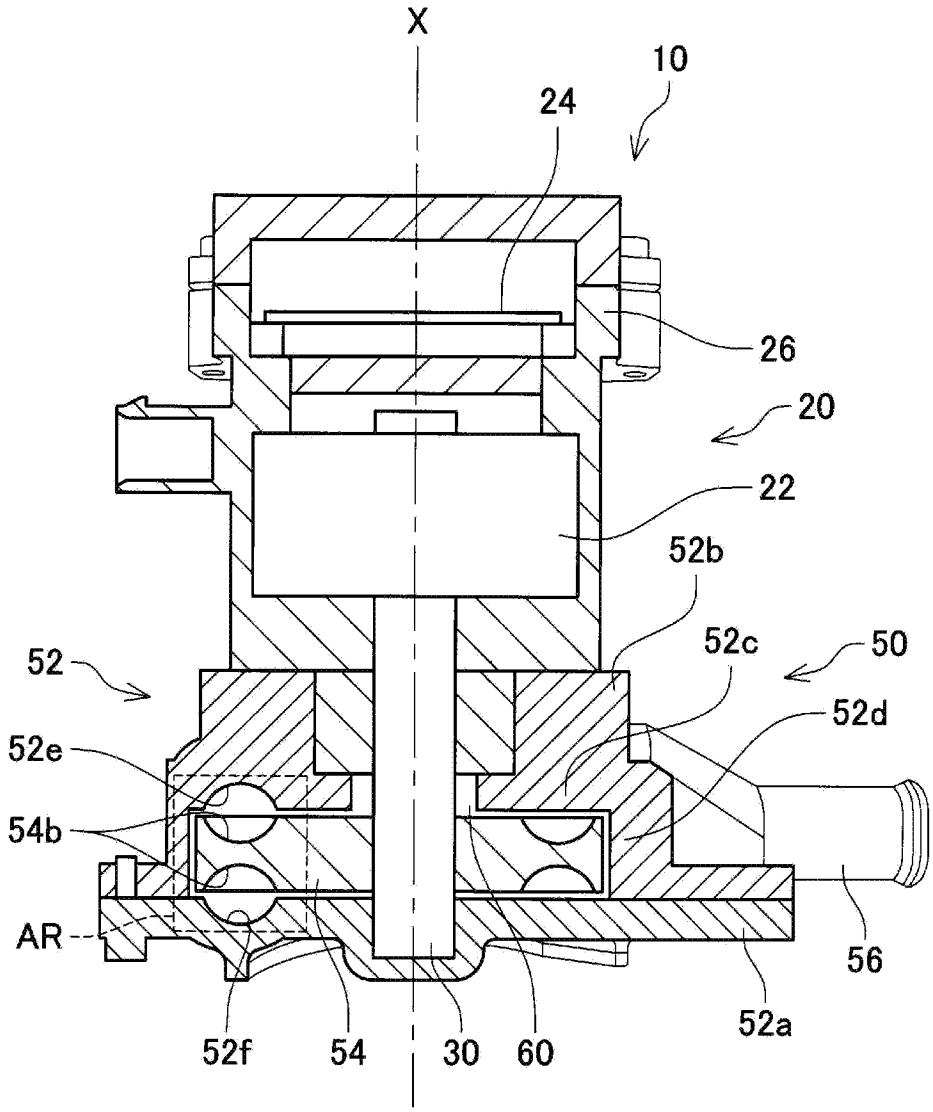
[図1]



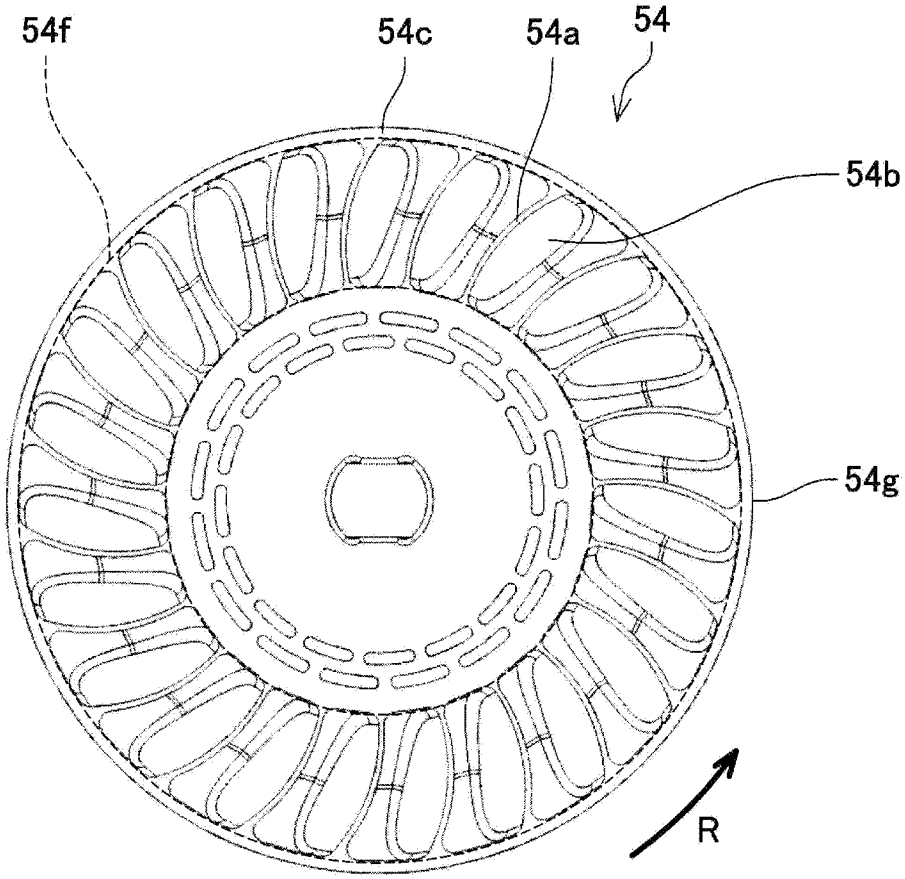
[図2]



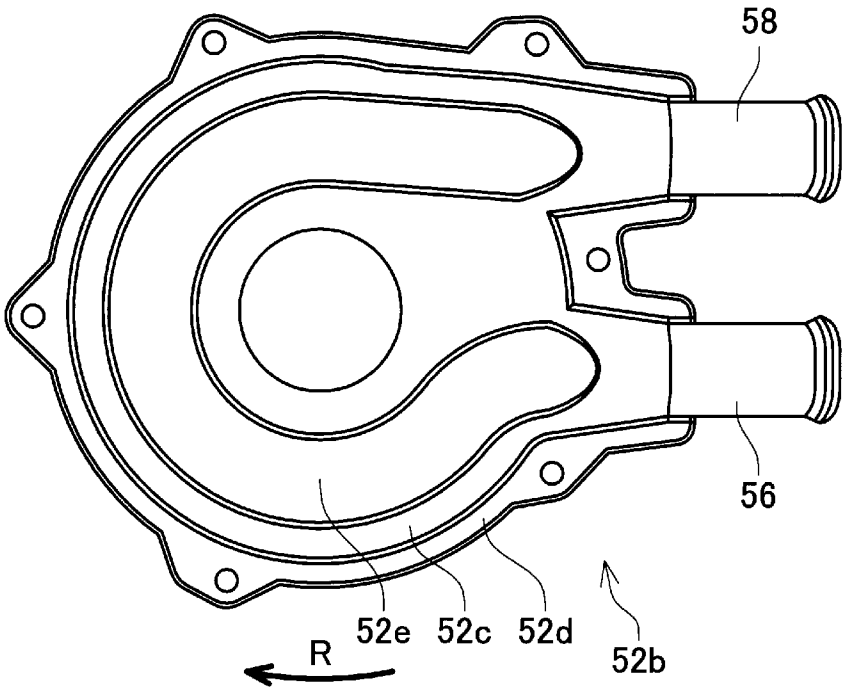
[図3]



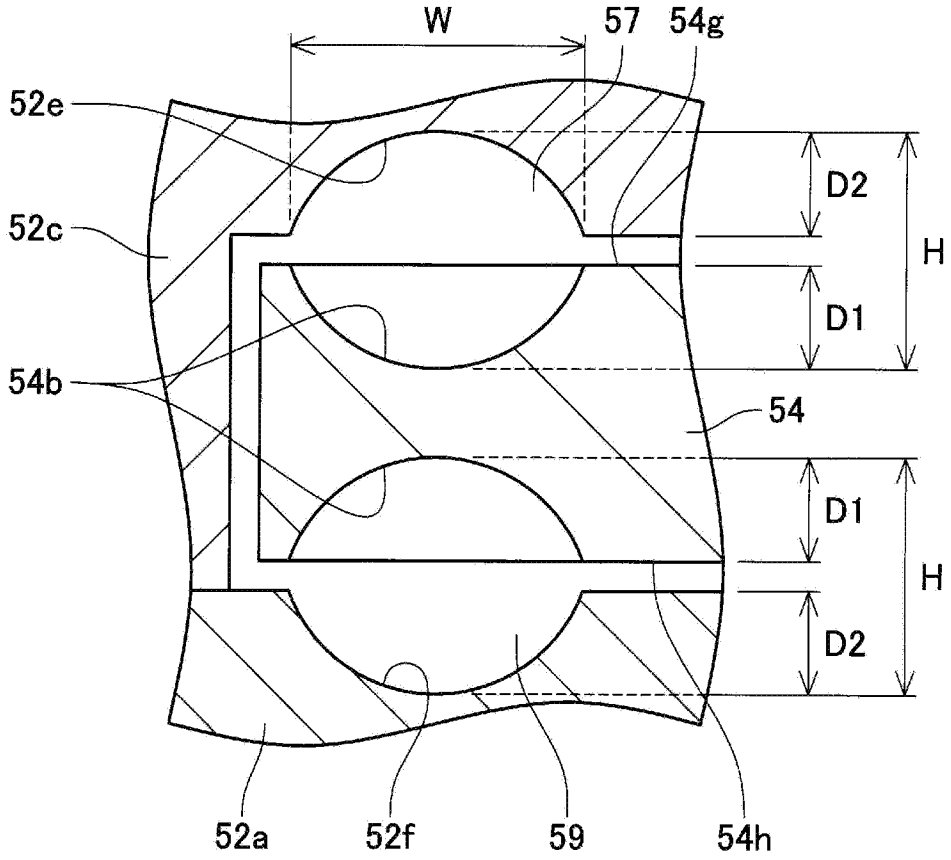
[図4]



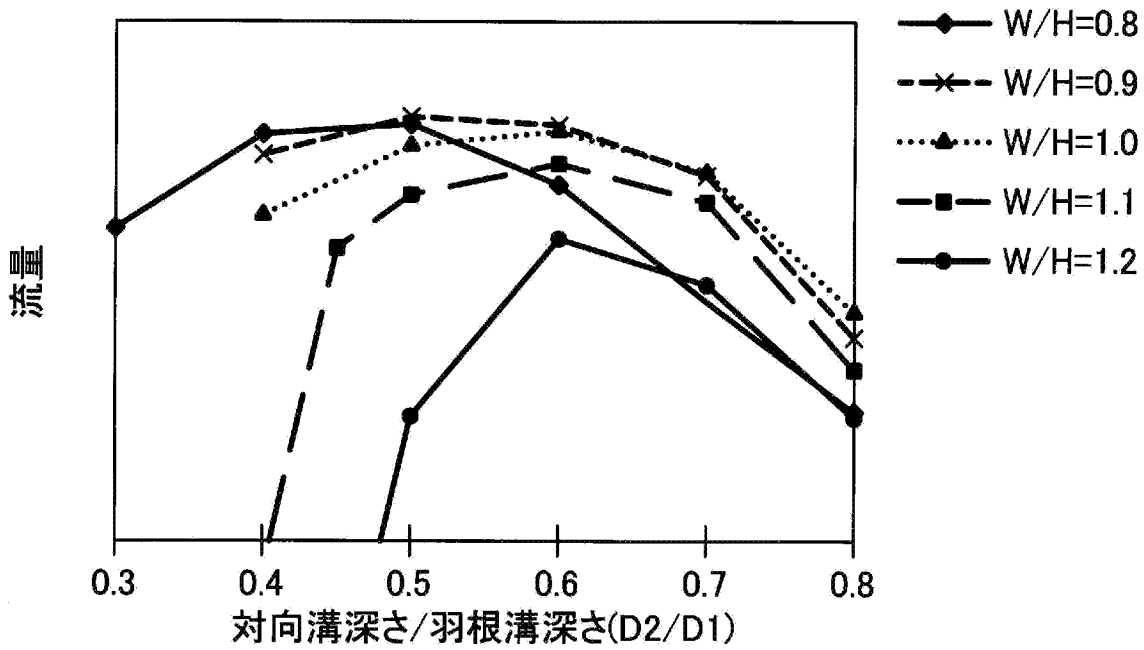
[図5]



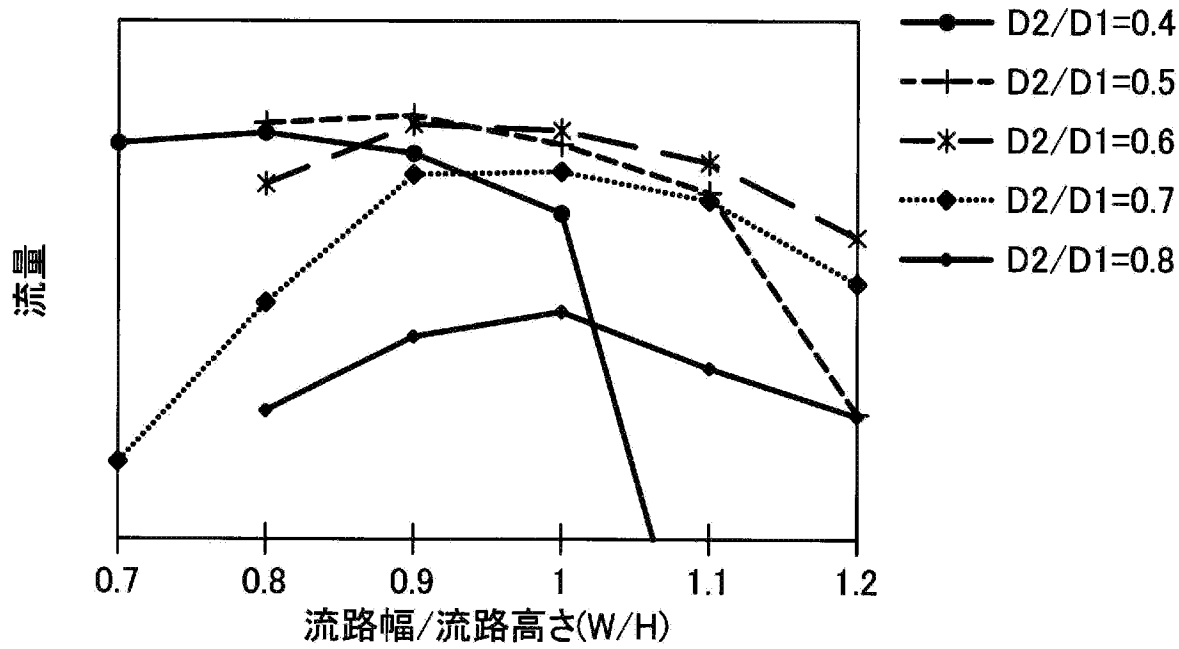
[図6]


W
57
54g
52e
52c
54b
D2
H
D1
54
D1
H
D2
52a
52f
59
54h

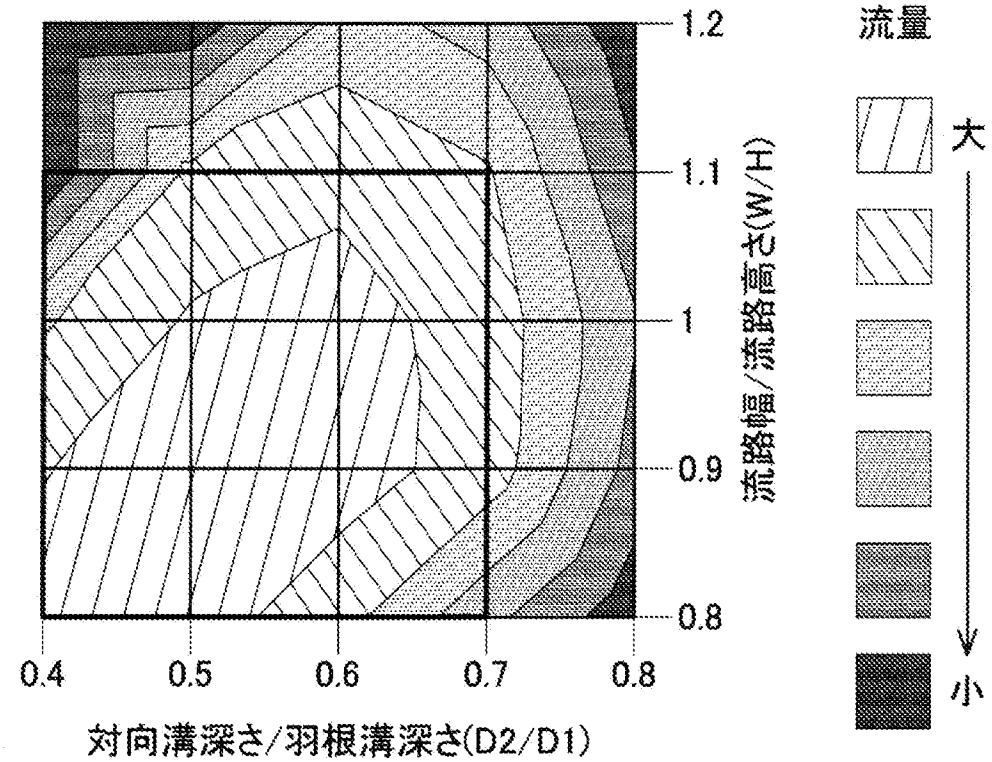
[図7]


W/H=0.8
W/H=0.9
W/H=1.0
W/H=1.1
W/H=1.2
流量
0.3
0.4
0.5
0.6
0.7
0.8
対向溝深さ/羽根溝深さ(D2/D1)

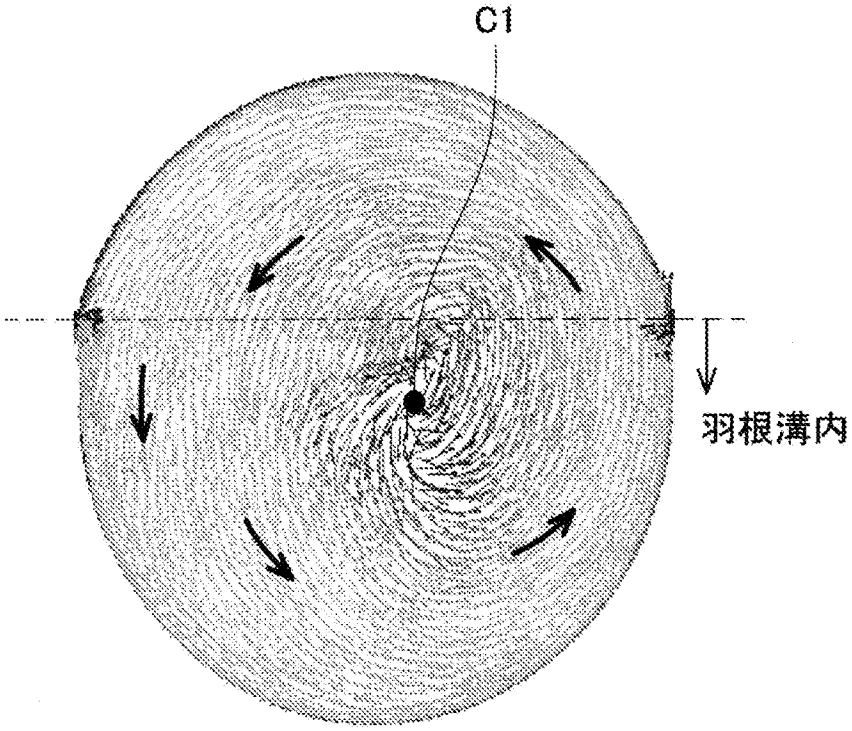
[図8]


D2/D1=0.4
D2/D1=0.5
D2/D1=0.6
D2/D1=0.7
D2/D1=0.8
流量
0.7
0.8
0.9
1
1.1
1.2
流路幅/流路高さ(W/H)

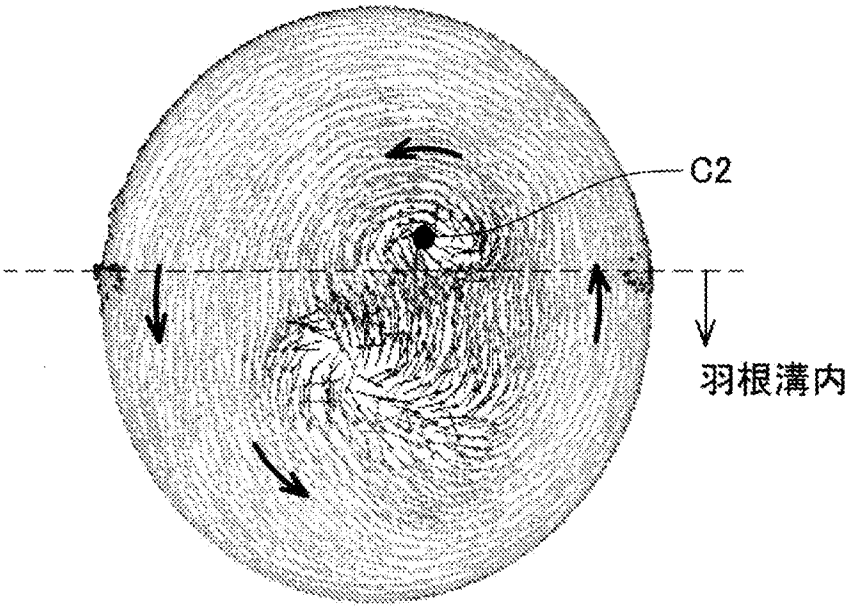
[図9]


流量
大
小
1.2
1.1
1
0.9
0.8
流路幅/流路高さ(W/H)
0.4
0.5
0.6
0.7
0.8
対向溝深さ/羽根溝深さ(D2/D1)

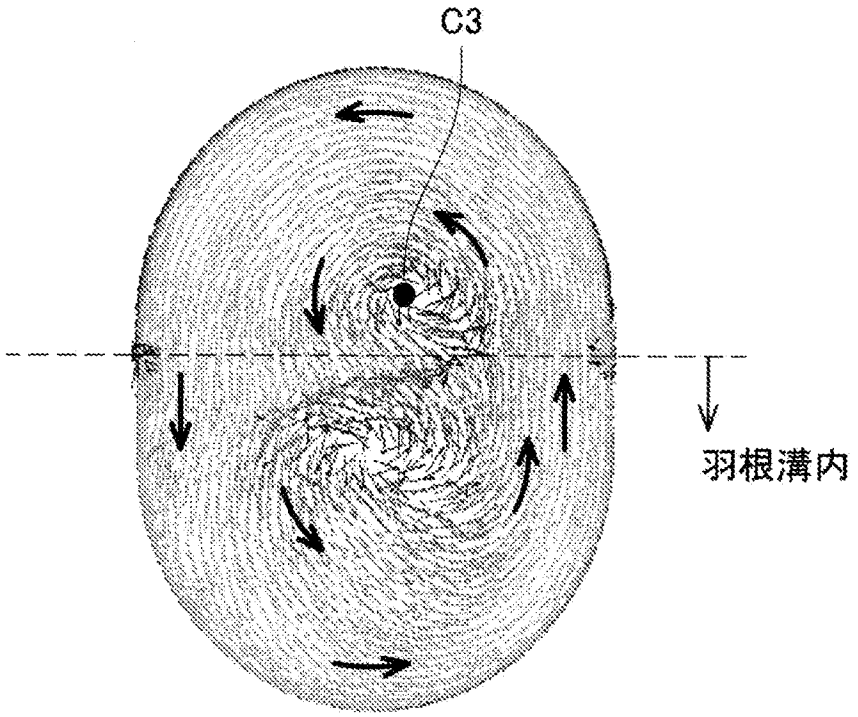
[図10]



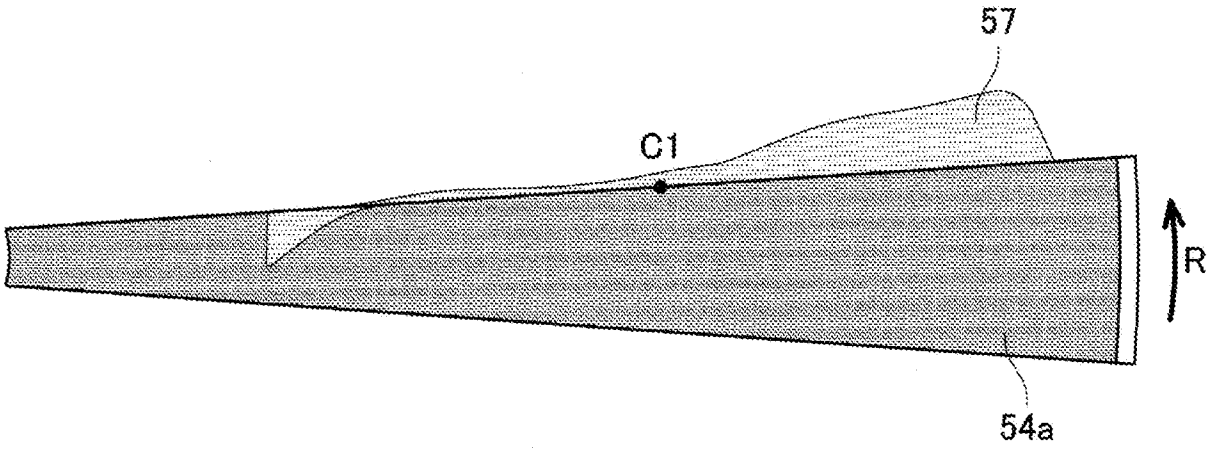
[図11]



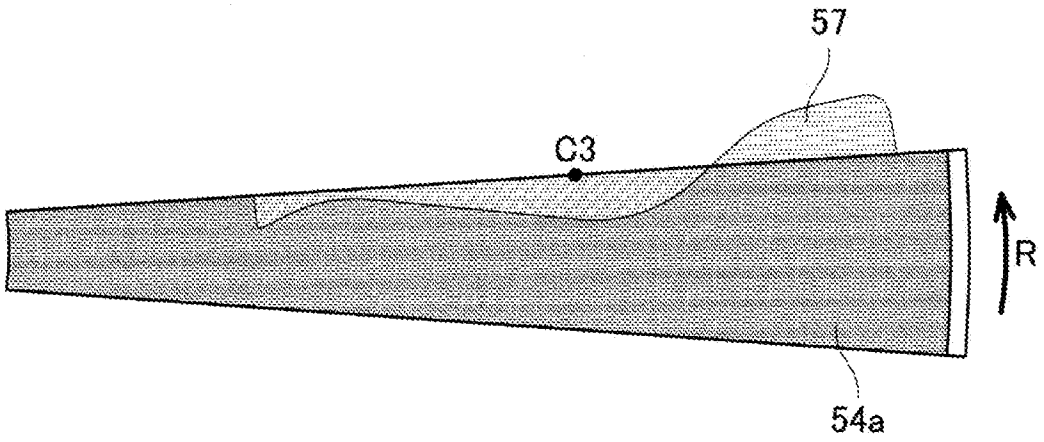
[図12]



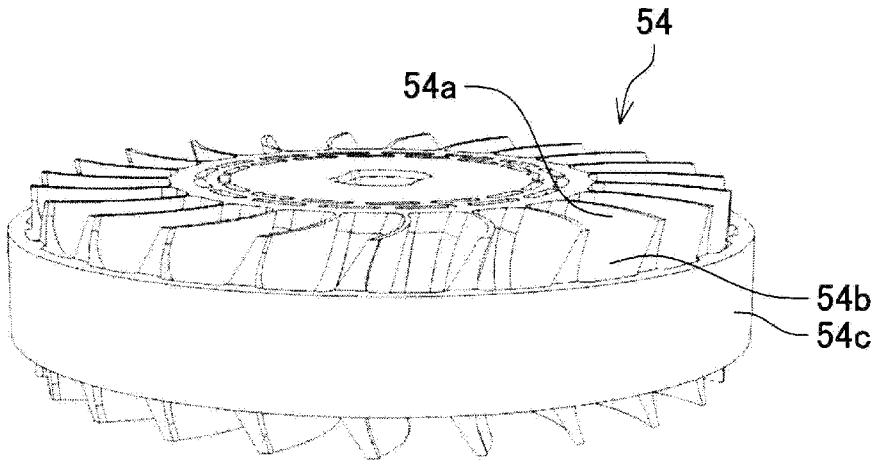
[図13]



[図14]



[図15]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2016/082583

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F04D23/00(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)
F04D23/00

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	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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	JP 51-70512 A (Hitachi, Ltd.), 18 June 1976 (18.06.1976), page 1, lower right column, line 17 to page 2, lower right column, line 14; fig. 2 to 5 (Family: none)	1-5
A	JP 2004-116509 A (Askajapan Inc.), 15 April 2004 (15.04.2004), paragraph [0018]; fig. 5 (Family: none)	1-5
A	JP 2002-540350 A (Werner Rietschle GmbH + Co. KG), 26 November 2002 (26.11.2002), & US 6779968 B1 & WO 2000/058629 A1	1-5

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ 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	Date of mailing of the international search report
11 January 2017 (11.01.17)	24 January 2017 (24.01.17)

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Telephone No.

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１６／０８２５８３

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F04D23/00(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.　F04D23/00

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	１９７１－２０１７年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１７年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１７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	JP 51-70512 A（株式会社日立製作所）1976.06.18, 公報第１頁右下欄第17行-第２頁右下欄第14行,第2-5図（ファミリーなし）	1-5
A	JP 2004-116509 A（株式会社アスカジャパン）2004.04.15, 段落0018,図５（ファミリーなし）	1-5
A	JP 2002-540350 A（ヴェルナー　リートシュレ　ゲーエムベーハーウント　コンパニー　コマンディットゲゼルシャフト）2002.11.26, & US 6779968 B1 & WO 2000/058629 A1	1-5

☐　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。

☐　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の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	国際調査報告の発送日
１１．０１．２０１７	２４．０１．２０１７

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
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）　３Ｏ　３９２５
佐藤　秀之
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３５８