

(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
2018年6月7日(07.06.2018)



(10) 国際公開番号

WO 2018/101021 A1

- (51) 国際特許分類:
F04D 29/44 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/040847
- (22) 国際出願日: 2017年11月14日(14.11.2017)
- (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 2016-230924 2016年11月29日(29.11.2016) JP
- (71) 出願人: 株式会社日立製作所(HITACHI, LTD.)
[JP/JP]; 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 八木 学(YAGI Manabu); 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式

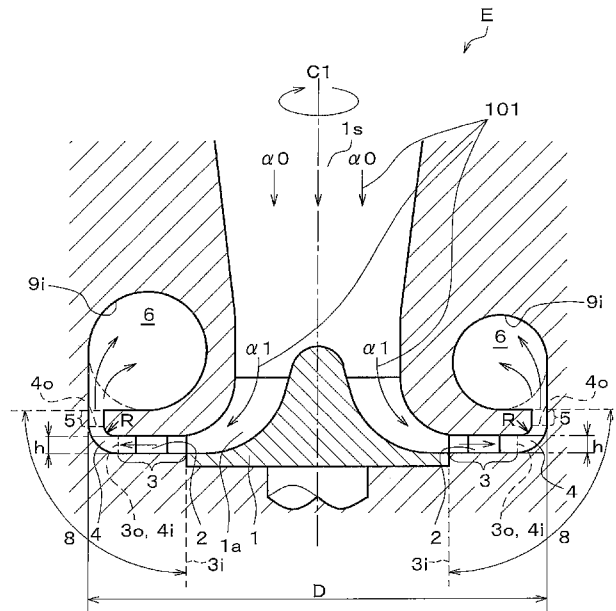
会社日立製作所内 Tokyo (JP). 成田 光裕 (NARITA Mitsuhiro); 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内 Tokyo (JP). 木村 臣吾(KIMURA Shingo); 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内 Tokyo (JP). 橋本 竜一(HASHIMOTO Ryuichi); 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内 Tokyo (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人磯野国際特許商標事務所 (ISONO INTERNATIONAL PATENT OFFICE, P.C.); 〒1050001 東京都港区虎ノ門一丁目1番18号 ヒューリック虎ノ門ビル Tokyo (JP).

(54) Title: DIFFUSER, DISCHARGE FLOW PATH, AND CENTRIFUGAL TURBO MACHINE

(54) 発明の名称: ディフューザ、吐出流路、および遠心ターボ機械

[図1]



(57) Abstract: This diffuser (8) for a centrifugal turbo machine (E) comprises a radial flow path (3) and a bent flow path (4) which connects the radial flow path (3) and a discharge flow path (6) which circumferentially conducts a flow. If the inner peripheral-side radius of the bent flow path (4) is designated as (R), and if the axial flow path width of the radial flow path (3) is designated as (h), then the relationship of $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ is satisfied.

WO 2018/101021 A1

(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, JO, KE, KG, KH, 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 :

一 国際調査報告 (条約第21条(3))

(57) 要約: 本発明の遠心ターボ機械 (E) のディフューザ (8) は、半径方向流路 (3) と、半径方向流路 (3) と周方向に流れを導く吐出流路 (6) を繋ぐ曲がり流路 (4) とで、構成され、曲がり流路 (4) の内周側半径を (R) とし、半径方向流路 (3) の軸方向流路幅を (h) とした場合、 $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ の関係がある。

明 細 書

発明の名称： ディフューザ、吐出流路、および遠心ターボ機械
技術分野

[0001] 本発明は、ディフューザ、吐出流路、および遠心ターボ機械に関する。

背景技術

[0002] 従来の遠心圧縮機のディフューザおよび吐出流路は、例えば特許文献1に記載の一般的なものがある。特許文献1に記載の遠心圧縮機は、軸方向の吸込流路と、遠心型羽根車と、半径方向流路および半径方向流路と吐出流路を繋ぐ曲がり流路で構成されたディフューザと、流路外径が一定で円形の周方向流路断面形状を有する吐出流路で構成される。

[0003] ただし、特許文献1の図1に示すように、半径方向流路と吐出流路を繋ぐ曲がり流路までディフューザベーンを延伸させた従来技術をディフューザに適用することで、ディフューザでの減速効果を従来よりも大きくしている。これにより、圧縮された流体が吐出流路へ流出する際の流速を従来よりも減速できるため、圧力損失を増加させることがなく高い効率を得られる。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2009-264136号公報（段落0024、0025、図1等）

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] ところで、特許文献1に記載のディフューザおよび吐出流路では、半径方向流路と吐出流路を繋ぐ曲がり流路までディフューザベーンを延伸させることで、ディフューザでの減速効果をより大きくしている。しかし、ディフューザベーンによる減速効果を大きくすると設計流量での効率は向上する。一方、遠心圧縮機を設計流量より小流量側で運転する際に、減速が大きいディフューザ部分で逆流が生じ易くなる。そのため、流れが乱れたり、逆流が生

じる旋回失速や、逆流が高じて振動が発生するサージングで制限される設計点流量から小流量にかけての運転可能な流量範囲が狭くなる。

[0006] 本発明は上記実状に鑑み創案されたものであり、簡単な構造により運転可能な流量範囲を狭めることなく、遠心ターボ機械の効率を向上できるディフューザ、吐出流路、および遠心ターボ機械の提供を目的とする。

課題を解決するための手段

[0007] 前記課題を解決するため、第1の本発明の遠心ターボ機械のディフューザは、半径方向流路と、前記半径方向流路と周方向に流れを導く吐出流路を繋ぐ曲がり流路とで構成され、前記曲がり流路の内周側半径をRとし、前記半径方向流路の軸方向流路幅をhとした場合、 $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ の関係がある。

[0008] 第2の本発明の遠心ターボ機械の吐出流路は、半径方向流路と、前記半径方向流路と周方向に流れを導く吐出流路を繋ぐ曲がり流路とで構成され、前記半径方向流路の出口端部の旋回流れ流速を V_{dif} とし、前記吐出流路の周方向断面積が最大となる部分における周方向流速を V_d とした場合、 $1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$ の関係となるように前記吐出流路の周方向流路が形成されている。

[0009] 第3の本発明の遠心ターボ機械は、第1の本発明のディフューザと、羽根車とを具備している。

[0010] 第4の本発明の遠心ターボ機械は第2の本発明の吐出流路と、羽根車とを具備している。

発明の効果

[0011] 本発明によれば、簡単な構造により運転可能な流量範囲を狭めることなく、遠心ターボ機械の効率を向上できるディフューザ、吐出流路、および遠心ターボ機械を提供できる。

図面の簡単な説明

[0012] [図1]本発明の実施形態1に係る遠心圧縮機のディフューザおよび吐出流路を備えた単段遠心圧縮機の流路形状を示す断面図。

[図2]ディフューザの下流の周方向に流れを導く吐出流路を示す模式図。

[図3A]実施形態1に係るディフューザを従来例に係るディフューザと比較して示すディフューザ部の断面図。

[図3B]実施形態1に係るディフューザを従来例のディフューザと比較して示すディフューザの流路長さとの断面積比の相関図の全体。

[図3C]図3Bのディフューザの流路長さとの断面積比の相関図の半径方向流路の後半部から下流側のみを示す図。

[図4]吐出流路における圧力損失の内訳を示すグラフ。

[図5]比較例に係る $R/h=1.18$ の構成のディフューザと比較例に係る $V_{dif}/V_d=2.11$ の流路断面積が比較的大きい周方向流路で構成される吐出流路を備えた単段遠心圧縮機の流路形状を示す断面図。

[図6]実施形態1、実施形態2に係るディフューザおよび吐出流路を採用した場合の損失係数と、比較例の吐出流路の損失係数を質量流量に対してシミュレーションした結果を示す図。

[図7]実施形態1、実施形態2に係るディフューザおよび吐出流路を採用した場合の効率と、比較例の遠心圧縮機の効率を質量流量に対してシミュレーションした結果を示す図。

[図8]本発明の実施形態2に係るディフューザおよび吐出流路を備えた単段遠心圧縮機の流路形状を示す断面図。

発明を実施するための形態

[0013] 本発明は、作動流体を圧縮する遠心圧縮機などの遠心ターボ機械に係り、特にそのディフューザおよび吐出流路に関する。

以下、本発明を実施するための形態について2つの実施形態を例示して詳細に説明する。なお、例示する2つの実施形態1、2は単段遠心圧縮機を例に挙げて説明するが、多段の場合や、類似構造を有するその他の遠心型流体機械にも本発明は適用可能である。

[0014] <<実施形態1>>

本発明の実施形態1に係る遠心圧縮機のディフューザおよび吐出流路につ

いて、図 1 ないし図 3 A～図 3 C を参照しつつ説明する。

図 1 は本発明の実施形態 1 に係る遠心圧縮機のディフューザ 8 および吐出流路 6 を備えた単段遠心圧縮機 E の流路形状を示す断面図である。

図 2 は、実施形態 1 のディフューザ 8 の下流の周方向に流れを導く吐出流路 6 を示す模式図である。

[0015] 実施形態 1 の単段遠心圧縮機 E は、羽根 1 a が複数周状に形成された羽根車 1 が回転中心 C 1 周りに回転自在に設けられている。羽根車 1 の中央には、作動流体 1 0 1 を単段遠心圧縮機 E（以下、遠心圧縮機 E と称す）の内部に吸込む吸込み口 1 s が設けられている。羽根車 1 の外周部には、圧縮された作動流体 1 0 1 の動圧を静圧に変換するためのディフューザ 8 が設けられている。ディフューザ 8 は、上流から半径方向流路 3、曲がり流路 4 および円筒流路 5 の順に構成される。ディフューザ 8 は、上流の流路より流路が狭く形成されている。

[0016] 図 2 に示すように、ディフューザ 8 の下流の吐出流路 6 には、周方向に流れを導く周方向流路 9 が円周状に上流から下流にいくに従って断面積が拡大して形成されている。周方向流路 9 の出口端部 9 o には、直線状の直管流路 1 0 が接続されている。直管流路 1 0 は、直線状に上流から下流にいくに従って断面積が拡大して形成されている。直管流路 1 0 の出口は、圧縮機出口端部 1 0 o となる。

[0017] <遠心圧縮機 E の動作>

遠心圧縮機 E は、図 1 に示すように、羽根車 1 が回転中心 C 1 周りに回転することで、圧縮機外部から中央付近の吸込み口 1 s を介して作動流体 1 0 1 が吸込まれる（図 1 の矢印 $\alpha 0$ ）。吸込まれた作動流体 1 0 1 は、回転する羽根車 1 の羽根 1 a により遠心力で回転中心 C 1 から外方に送られ圧縮される。

[0018] 圧縮された作動流体 1 0 1 は、図 1 の矢印 $\alpha 1$ に示すように、羽根車 1 の外周外方向に旋回流れとして放出される。放出された作動流体 1 0 1 は、半径方向流路 3、曲がり流路 4、円筒流路 5 をもつディフューザ 8 の流路を介

して、図2に示す周方向流路9を有する吐出流路6に排出される。吐出流路6に送られた作動流体101は、周方向流路9、直管流路10を流れて（図2の矢印 $\alpha 2$ ）、遠心圧縮機E（圧縮機出口端部100）に接続される配管h1に排出される（図2の矢印 $\alpha 3$ ）。

[0019] ディフューザ8は、羽根車1の外周外方向に放出された作動流体101の流速を、減速させる効果を有している。ここで、遠心圧縮機Eの運転可能な流量範囲よりも効率を重視する場合は、放出された作動流体101の旋回流れ方向に沿って複数のディフューザベーン2（図1参照）が設けられる。複数のディフューザベーン2間に作動流体101が通過する流路を形成することにより、減速効果を増大させる。

逆に、遠心圧縮機Eの効率よりも運転可能な流量範囲の広さを重視する場合などは、ディフューザベーン2は設けない場合もある。

[0020] なお、実施形態1は、ディフューザベーン2の有無に関わらず、運転可能な流量範囲を狭くすることなく、遠心圧縮機Eの効率を向上できる。例えば、特許文献1に記載の遠心圧縮機のように、従来例のディフューザベーンの後縁部を曲がり流路まで延伸させたディフューザをもつ遠心圧縮機に、実施形態1（本発明）を適用できる。この場合も、運転可能な流量範囲を狭くすることなく、遠心圧縮機Eの効率を向上できる効果を得られる。つまり、流量範囲についても、効率についても良好な効果を得られる。

[0021] 実施形態1の特徴と効果について、従来例の遠心圧縮機と比較するため、図5に示す比較例（従来技術）の半径方向流路出口端1030より内径側に後縁部を有するディフューザベーン102を設けたディフューザ108で構成された遠心圧縮機9Eを用いる。

[0022] <ディフューザ8の曲がり流路4の内周側半径Rと半径方向流路3の軸方向流路幅hとの関係>

図1に示すディフューザ8において、曲がり流路4の内周側（曲率）半径Rを半径方向流路3の軸方向流路幅hで除した値である R/h が0.2以上0.5以下（ $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ ）となるように構成することが望まし

い。ここで、ディフューザ8の流路の最大外径Dは変わらないとする。最大外径Dが変わると、遠心圧縮機Eの大きさが変わり、性能評価が困難になるからである。

[0023] R/h が0.5より大きい場合には、 V_{dif} の減速とディフューザ8の流路全長の短縮が十分でなくなるために、減速と流路全長の短縮の両者の相乗効果で得られる圧力損失の低減は小さなものになる。

[0024] 一方、 R/h が0.2未満と小さい場合には、曲がり流路4の内周側半径Rが半径方向流路3の軸方向流路幅hに対して相対的に小さい。そのため、曲がり流路4において流れ方向が径方向の半径方向流路3から軸方向の円筒流路5に転向する際に、Rが小さ過ぎるために内周側で流れが剥離し易くなり、圧力損失が増加することが懸念される。従って、 R/h が0.2以上0.5以下 ($0.2 \leq R/h \leq 0.5$) となるようにディフューザ8を構成することが望ましい。

[0025] $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ とした場合の効果について図3A～図3Cを用いて説明する。

図3Aは実施形態1に係るディフューザ8を比較例のディフューザ108(図5)と比較して示すディフューザの断面図である。図3Bは実施形態1のディフューザ8を比較例のディフューザ108と比較して示すディフューザ8、108の流路長さとの断面積比の相関図の全体である。図3Cは図3Bのディフューザ8、108の流路長さとの断面積比の相関図の半径方向流路3、103の後半部から下流側のみを示す図である。

[0026] 図3Aに示す半径方向流路3と曲がり流路4とで構成されたディフューザ8の断面図は、 $R/h = 1.18$ ($0.2 \leq R/h \leq 0.5$ の範囲外)の比較例に係る構成のディフューザ108と、 $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ の関係を満足する $R/h = 0.36$ の実施形態1に係るディフューザ8を比較して示している。なお、上記したように、実施形態1と比較例の流路最大外径Dは同一寸法である。

[0027] 図3Bの横軸は、(実施形態1、比較例の流路中央部における半径方向流

路入口端 3 i、1 0 3 i からの距離) / (比較例の流路中央部における半径方向流路入口端 1 0 3 i から曲がり流路出口端 1 0 4 o までの距離)、つまり (実施形態 1 の半径方向流路 3 と曲がり流路 4 の長さ) と (比較例の半径方向流路 1 0 3 と曲がり流路 1 0 4 の長さ) とを比較する。図 3 B の縦軸は、(実施形態 1、比較例の流路距離の流路断面積) / (実施形態 1、比較例の曲がり流路の出口端 4 o、1 0 4 o の流路断面積) をとっている。

[0028] 図 3 B は、図 3 A に示す実施形態 1 の半径方向流路入口端 3 i から曲がり流路出口端 4 o までの流路距離と比較例の半径方向流路入口端 1 0 3 i から曲がり流路出口端 1 0 4 o までの流路距離との比較を行い、各流路距離での流路断面積の比較を行っている。

[0029] 図 3 C の横軸は、(実施形態 1 と比較例の流路中央部の半径方向流路入口端 3 i、1 0 3 i からの距離) / (比較例の流路中央部の半径方向流路入口端 1 0 3 i から曲がり流路出口端 1 0 4 o までの距離) をとって、実施形態 1 と比較例の半径方向流路 3、1 0 3 および曲がり流路 4、1 0 4 の流路長さを比較している。図 3 C の縦軸は、(実施形態 1、比較例の半径方向流路入口端 3 i、1 0 3 i から流路距離の流路断面積) / (実施形態 1、比較例の曲がり流路出口端 4 o、1 0 4 o の断面積) をとっている

[0030] 図 3 C は、比較例と実施形態 1 の半径方向流路入口端 3 i、1 0 3 i (図 3 A 参照) から曲がり流路出口端 4 o、1 0 4 o までの流路距離の後半部分の図 3 B での比較を行っている。すなわち、図 3 C は図 3 B の流路の後半部分の拡大図である。

図 3 B および図 3 C の実施形態 1、比較例のディフューザ 8、1 0 8 の流路長さ と断面積比の相関図は、実施形態 1 と比較例とを比較して示している。

[0031] 図 3 C に示すように、実施形態 1 の半径方向流路出口端 3 o における流路断面積と、比較例の半径方向流路出口端 1 0 3 o における流路断面積とでは、約 0.92 と約 0.84 であり、実施形態 1 の方が比較例よりも相対的に約 9 % 大きくなっている。従って、実施形態 1 は比較例よりもディフューザ 8 の

半径方向流路 3 での断面積拡大率を増加させている。

[0032] ここで、流量が一定で密度が同一の場合、 $A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2$ の関係がある。A₁、A₂は流路の断面積であり、V₁、V₂はそれぞれの断面積A₁、A₂での流速である。

そのため、曲がり流路 4 に流入する際の作動流体 101 の旋回流れ流速 V_{dif} は、実施形態 1 の方が従来技術よりも小さくなる。

[0033] V_{dif} が小さいということは、流速の二乗に比例する下記 (1) 式で表される摩擦損失も小さくなり、作動流体 101 が曲がり流路 4 を通過する際に生じる摩擦損失に起因する圧力損失は、実施形態 1 の方が従来技術よりも小さくなる。

$$\text{摩擦損失に起因する圧力損失} = 1/2 \cdot (\tau_0 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot d / \Delta l) \quad (1)$$

ここで、 τ_0 は摩擦係数、 ρ は入口密度、 v は流速、 d は流路内径、 Δl は流路長さである。

[0034] 図 3 B および図 3 C のディフューザ 8、108 の流路長さとの断面積比の相関図は、従来技術と実施形態 1 を比較して示している。

図 3 C に示すように、流路中央部における半径方向流路入口端 3 i、103 i から曲がり流路出口端 4 o、104 o までの距離において、実施形態 1 の方が従来技術よりも相対的に約 7% 短くなっていることが分る。

[0035] 従って、実施形態 1 は従来技術よりも半径方向流路 3 と前記曲がり流路 4 で構成されたディフューザ 8 の流路全長を短縮しているため、作動流体 101 がディフューザ 8 を通過する際に生じる摩擦損失に起因する圧力損失は、(1) 式に示すように、流路全長に比例して実施形態 1 の方が比較例よりも小さくなる。

[0036] <半径方向流路出口端部 3 o における旋回流れ流速 V_{dif} と吐出流路 6 の周方向断面積が最大となる部分 9 o の周方向断面平均流速 V_d>

遠心圧縮機 E では、ディフューザ 8 と同時に、ディフューザ 8 の半径方向流路出口端部 3 o における旋回流れ流速 V_{dif} を、吐出流路 6 の周方向断面積が最大となる部分 9 o における体積流量を周方向断面積 (部分 9 o の断面積

)で除して求めた周方向断面平均流速(周方向流速) V_d で除した値の V_{dif}/V_d が1.1以上2.0以下となるように、吐出流路6の周方向流路断面形状を形成している。

[0037] ここで、吐出流路6の周方向断面積が最大となる部分90とは、周方向に流れを導く吐出流路6において周方向流路9と直管流路10との接続部分で流路断面積が他の周方向流路9の流路断面積より大きい部分をいう。

[0038] 圧力損失を小さくするためには、周方向に流れを導く吐出流路6の周方向流路9の形状は円形断面が好ましい。

また、図2に示す吐出流路6において周方向流路9と直管流路5(図1参照)との接続部分9iでの流路断面積が小さい部分から、流路断面積が大きい部分90までの間の周方向流路部分(9i~90)は、流路断面積が周方向流路長さに比例や2次関数などの相関をもって漸増するように形成すればよい。

[0039] また、周方向流路9と直管流路5との接続部分9iでの流路断面積が小さい部分からの周方向流路長さ(9i~)が、周方向流路9と直管流路5との接続部分9iで流路断面積が小さい部分から大きい部分90までの間の周方向流路長さ(9i~90)に対して0~15%までの間は、例えば周方向流路9と直管流路10との接続部分での流路断面積が大きい部分90の流路断面積の1/4の面積で同一の流路断面積を有するように吐出流路6の周方向流路形状を形成してもよい。

[0040] 図4は、吐出流路6における圧力損失の内訳を示すグラフである。図4の横軸に吐出流路6における(質量流量)/(設計点の質量流量)をとり、図4の縦軸に吐出流路6の圧力損失をとっている。

吐出流路6における損失には、摩擦損失と減速損失とがある。図4の一点鎖線で示す摩擦損失は、吐出流路6における質量流量が大きくなるに従って増加する傾向をもつ。一方、図4の破線で示す減速損失は、吐出流路6における質量流量が大きくなるに従って減少する傾向をもつ。

[0041] 吐出流路6における損失は、摩擦損失と減速損失との和で表される。その

ため、当該和を最も小さくすると吐出流路6の圧力損失が最小になる。換言すれば、効率が最大となる。

上述の関係を用いて、 V_{dif}/V_d の値に関して評価する。図4の摩擦損失と減速損失の関係から下記のように評価される。

V_{dif}/V_d が1.1未満と小さい場合には、 V_{dif} から V_d の減速が十分でないために、減速損失は減少するものの、 V_d の2乗に比例する吐出流路6の周方向流路面で発生する摩擦損失が増加して、吐出流路6で発生する圧力損失が大きくなる。

[0042] これに対して、 V_{dif}/V_d が2.0より大きい場合には、半径方向流路出口端30から吐出流路6の周方向流路9の間における V_{dif} から V_d の減速が大き過ぎるために、摩擦損失は減少するものの、流れの運動エネルギーの急減に伴う減速損失が増大して、結果として圧力損失が大きくなる。従って、 V_{dif}/V_d が1.1以上2.0以下 ($1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$) となるように、吐出流路6の周方向流路9の断面形状を形成することが、圧力損失を抑えるために適している。

[0043] 次に、実施形態1に係る遠心圧縮機Eの従来例に係る遠心圧縮機9Eに対する効果について、図5、図6、および図7を参照しつつ説明する。

図5は比較例（従来例）に係る $R/h = 1.18$ ($0.2 \leq R/h \leq 0.5$ の範囲外)の構成のディフューザと比較例に係る $V_{dif}/V_d = 2.11$ ($1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$ の範囲外)の流路断面積が比較的大きい周方向流路で構成される吐出流路106を備えた単段遠心圧縮機9Eの流路形状を示す断面図である。図5に示す単段遠心圧縮機9Eは図6および図7に示す比較例に相当する。

[0044] 図6は実施形態1、後記の実施形態2に係るディフューザ8（図1参照）、28（図8参照）および吐出流路6、26を採用した場合の損失係数と、比較例（図5参照）の吐出流路106の損失係数を質量流量に対してシミュレーションした結果を示す図である。

図7は実施形態1、後記の実施形態2に係るディフューザ8、28および

吐出流路6、26を採用した場合の効率と、比較例の遠心圧縮機9Eの効率を質量流量に対してシミュレーションした結果を示す図である。

[0045] ここでは、実施形態1の望ましい $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ を満たす $R/h = 0.36$ の構成のディフューザ8と、望ましい $1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$ を満たす $V_{dif}/V_d = 1.19$ の流路断面積の好適な周方向流路9で構成される吐出流路6を備えた単段遠心圧縮機E（図6の実線）と比較例の遠心圧縮機9E（図6の破線）との比較に着目して説明する。

[0046] 図6の縦軸である吐出流路6、106の損失係数は、曲がり流路出口端40、1040から吐出流路6の出口端60（図2参照）までの全圧差を曲がり流路出口端40（図1参照）、1040（図5参照）における動圧で除した値である。

[0047] 図6において、設計点の質量流量における吐出流路6、106の損失係数は、実施形態1が比較例よりも相対的に38%小さく、設計点の質量流量に対して質量流量割合80~120%の全範囲で実施形態1が比較例よりも小さい。これは、実施形態1の V_{dif}/V_d を比較例（従来技術）の2.11から、好適な1.19に変更したことにより減速を抑え、吐出流路6の周方向流路9における運動エネルギーの急減に伴う減速損失が小さくなった（図4参照）ためと考えられる。

[0048] 図7において、設計点の質量流量における効率は、実施形態1（図7の実線）が比較例（図7の破線）よりも1.5%向上している。また、設計点との質量流量割合80~120%の全範囲で効率が実施形態1が比較例よりも向上している。これは、 R/h を比較例の1.18から、好適な0.36（ $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ の範囲内）に変更したことによりディフューザ8の流路長さが、 R を小さくすることで約7%短縮した（図3C参照）のに加えて、 V_{dif} も約7%減速してディフューザ8の摩擦損失に伴う圧力損失が減少し、図6に示した実施形態1の吐出流路6の損失係数が従来技術よりも相対的に38%小さくなったためと考えられる。

[0049] 実施形態1によれば、 $1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$ を満たす V_{dif}/V

$d = 1.19$ の流路断面積の周方向流路 9 で構成される吐出流路 6 を備える。そのため、吐出流路 6 の損失係数が設計点で比較例よりも相対的に 38% 小さく、設計点の質量流量に対して質量流量割合 80~120% の全範囲で比較例よりも小さい。

[0050] 加えて、 $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ を満たす $R/h = 0.36$ をもつ。そのため、ディフューザ 8 の流路の最大外径 D を比較例と同一とした場合、 R が小さくディフューザ 8 の流路長さが、約 7% 短縮 (図 3C 参照) する。また、 V_{dif} も約 7% 減速して摩擦損失に伴う圧力損失が減少し、効率が比較例よりも向上する。

[0051] ディフューザベーン 2 の下流側に設けられる曲がり流路 4 が、 R/h が 0.2 以上 0.5 以下となるように形成されている。そのため、ディフューザ 8 の最大外径 D を増加させることなく、半径方向流路 3 における断面積拡大率を増加させるとともに、半径方向流路 3 と曲がり流路 4 で構成されたディフューザ 8 の流路全長を短縮することができる。

従って、断面積拡大率の増加によりディフューザ 8 の減速効果を適切に大きくしつつも、ディフューザ 8 の圧力損失を小さくできる。

[0052] 以上より、 $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ または $1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$ を満たす簡単な構造により運転可能な流量範囲を狭くすることなく、効率を向上できる遠心型ターボ機械を得られる。

<<実施形態 2>>

[0053] 図 8 は本発明の実施形態 2 に係るディフューザ 28 および吐出流路 26 を備えた単段遠心圧縮機 2E の流路形状を示す断面図である。

本発明の実施形態 2 に係る遠心圧縮機 2E のディフューザ 28 および吐出流路 26 について、図 8 を参照しつつ、以下説明する。

[0054] 実施形態 2 に係る遠心圧縮機 2E は、基本的な構成は実施形態 1 と同様であるが、ディフューザ 28 における曲がり流路 24 の内周側半径 R が半径方向流路 23 の軸方向流路幅 h で除した値である R/h が、 $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ を満足しない 0.5 より大きいディフューザ 28 で構成されている点

のみが異なる。

その他の構成は、同様であるから同様な構成要素には、同一の符号を付して示し、詳細な説明は省略する。

- [0055] 実施形態2に係る遠心圧縮機2E（図8参照）の比較例に係る遠心圧縮機9E（図5参照）に対する効果について、比較例の図5と、損失係数を質量流量に対してシミュレーションした結果の図6、および遠心圧縮機2E、9Eの効率を質量流量に対してシミュレーションした結果を示す図7を参照しつつ以下に説明する。
- [0056] 実施形態2に係る $R/h=1.18$ （ $0.2 \leq R/h \leq 0.5$ の範囲外）の構成のディフューザ28と $V_{dif}/V_d=1.27$ の流路断面積が最適な周方向流路9で構成される吐出流路6を備えた単段遠心圧縮機2Eと、比較例との比較に着目して説明する。
- [0057] 図6において、設計点の質量流量における吐出流路の損失係数は、実施形態2（図6の一点鎖線）が比較例（図6の破線）よりも相対的に22%小さく、かつ設計点の質量に対して質量流量割合80~120%の全範囲で実施形態2が比較例よりも小さくなっている。これは、実施形態2の V_{dif}/V_d を比較例の2.11から、好適な $1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$ を満足する1.27に変更したことにより吐出流路6の周方向流路9（図2参照）における運動エネルギーの急減に伴う減速損失が小さくなったためと考えられる。
- [0058] 図7において、設計点の質量流量における効率は、実施形態2（図7の一点鎖線）が比較例（図7の破線）よりも0.9%向上しており、設計点の質量に対して質量流量割合80~120%の全範囲で効率が比較例よりも実施形態2で向上している。
- [0059] 実施形態2と比較例との違いは、実施形態2は、 $1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$ の範囲内の $V_{dif}/V_d=1.27$ の流路断面積が好適な周方向流路9で構成される吐出流路6を採用しているのに対して、比較例は、 $1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$ の範囲外の $V_{dif}/V_d=2.11$ の流路断面積が比較的大きい周方向流路で構成される吐出流路106（図5参照）を採用している点のみ

である。従って、0.9%の効率向上は図6に示した実施形態2の吐出流路26の損失係数が比較例よりも相対的に22%小さくなったためと考えられる。

[0060] 実施形態2によれば、 $1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$ の範囲内の $V_{dif}/V_d = 1.27$ としたので、吐出流路6の損失係数が比較例よりも22%向上し、設計点の質量に対して質量流量割合80~120%の全範囲で効率が比較例よりも向上する。

[0061] 従って、 $1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$ を満足する簡単な構造により運転可能な流量範囲を狭くすることなく、効率を向上できる単段遠心圧縮機（遠心型ターボ機械）2Eを得られる。

[0062] なお、前記の実施形態1、2は、本発明の一例を示したものであり、特許請求の範囲内で、様々な具体的形態、変形形態が可能である。

産業上の利用可能性

[0063] 本発明の活用例として、遠心ブロワ（送風機）や遠心圧縮機などに代表される遠心ターボ機械に適用できる。なお、多段の遠心ターボ機械は、最後段に本発明を適用すればよい。

符号の説明

- [0064]
- 1 羽根車
 - 2 ディフューザベーン
 - 3、23 半径方向流路
 - 3i 半径方向流路入口端
 - 3o 半径方向流路出口端
 - 4 曲がり流路
 - 4o 曲がり流路出口端
 - 5 円筒流路
 - 6、26 吐出流路
 - 8、28 ディフューザ
 - 9 周方向流路

9 o 吐出流路の周方向断面積が最大となる部分

1 0 1 作動流体

E、2 E 遠心圧縮機（遠心ターボ機械）

h 半径方向流路の軸方向流路幅

R 曲がり流路の内周側曲率半径（内周側半径）

Vd 吐出流路の周方向断面積が最大となる部分における体積流量を周方向断面積で除する一次元計算で求めた周方向断面平均流速（吐出流路の周方向断面積が最大となる部分における周方向断面平均流速）

Vdif 半径方向流路の出口端部の旋回流れ流速

請求の範囲

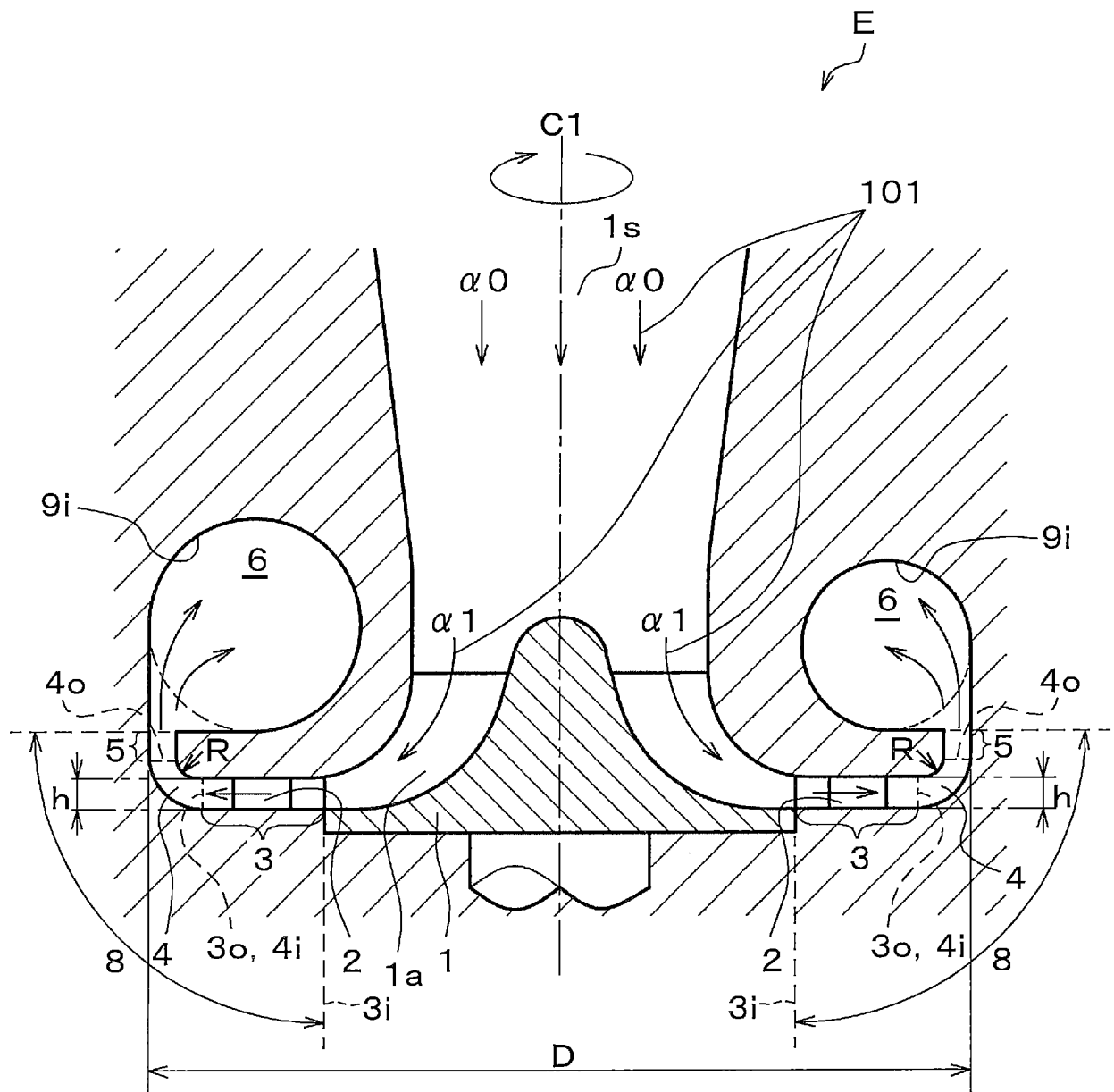
- [請求項1] 半径方向流路と、前記半径方向流路と周方向に流れを導く吐出流路を繋ぐ曲がり流路とで、構成され、
前記曲がり流路の内周側半径を R とし、前記半径方向流路の軸方向流路幅を h とした場合、
$$0.2 \leq R/h \leq 0.5$$

の関係がある
ことを特徴とする遠心ターボ機械のディフューザ。
- [請求項2] 半径方向流路と、前記半径方向流路と周方向に流れを導く吐出流路を繋ぐ曲がり流路とで、構成され、
前記半径方向流路の出口端部の旋回流れ流速を V_{dif} とし、前記吐出流路の周方向断面積が最大となる部分における周方向流速を V_d とした場合、
$$1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$$

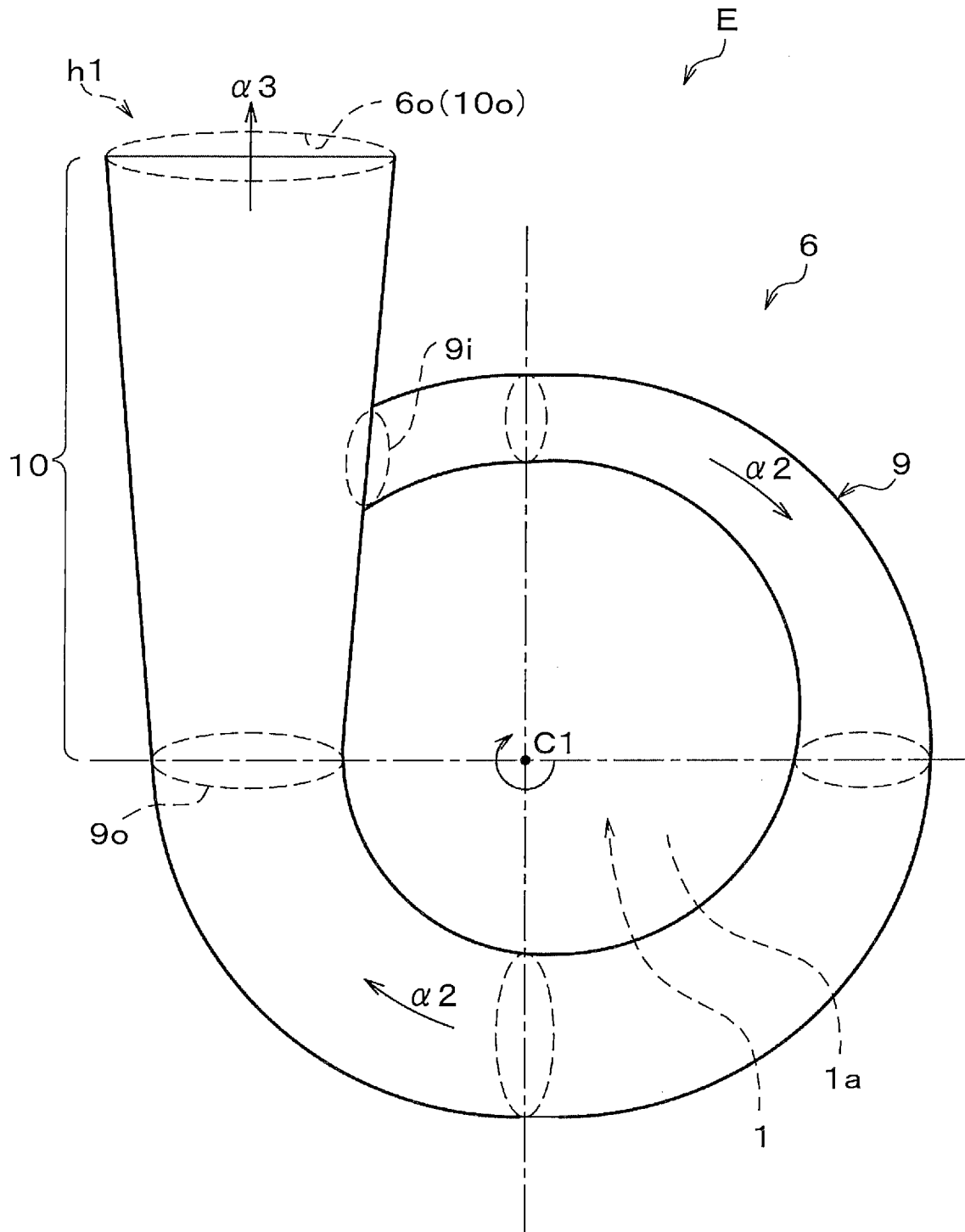
の関係となるように前記吐出流路の周方向流路が形成されている
ことを特徴とする遠心ターボ機械の吐出流路。
- [請求項3] 前記半径方向流路の出口端部の旋回流れ流速を V_{dif} とし、前記吐出流路の周方向断面積が最大となる部分における周方向流速を V_d とした場合、
$$1.1 \leq V_{dif}/V_d \leq 2.0$$

の関係となるように前記吐出流路の周方向流路が形成されている
ことを特徴とする請求項1に記載の遠心ターボ機械のディフューザ。
- [請求項4] 請求項1または請求項3に記載の前記ディフューザを具備することを特徴とする遠心ターボ機械。
- [請求項5] 請求項2に記載の前記吐出流路を具備することを特徴とする遠心ターボ機械。

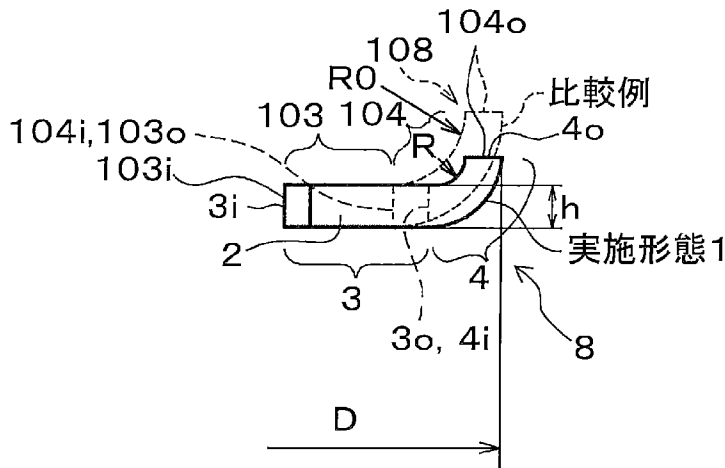
[図1]



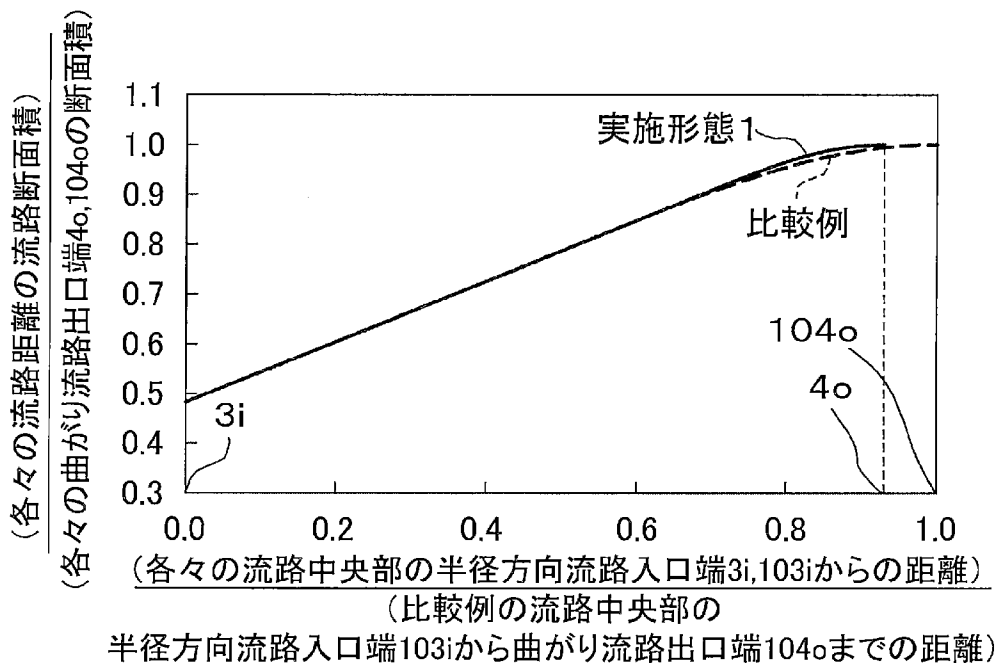
[図2]



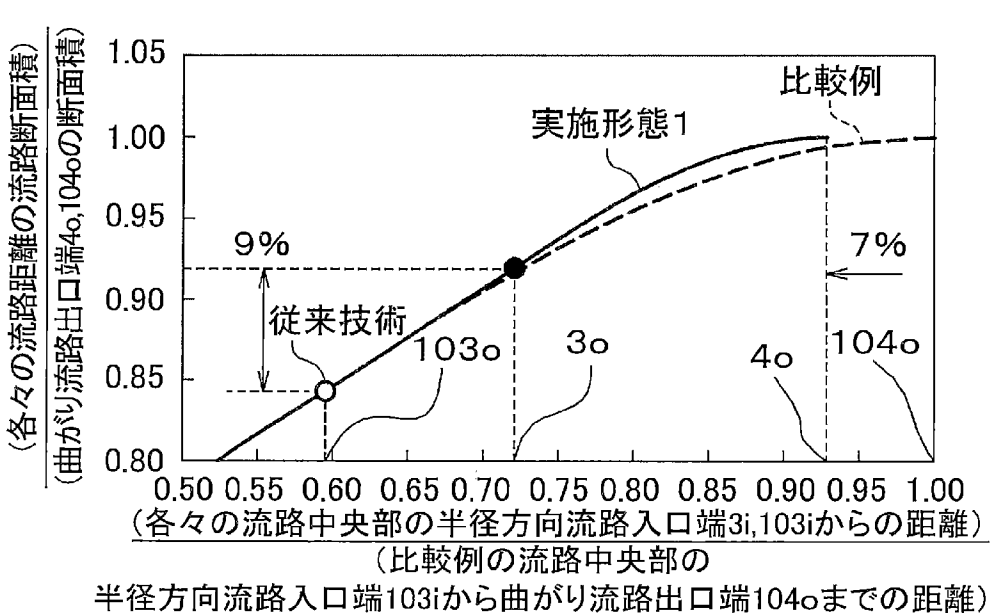
[図3A]



[図3B]

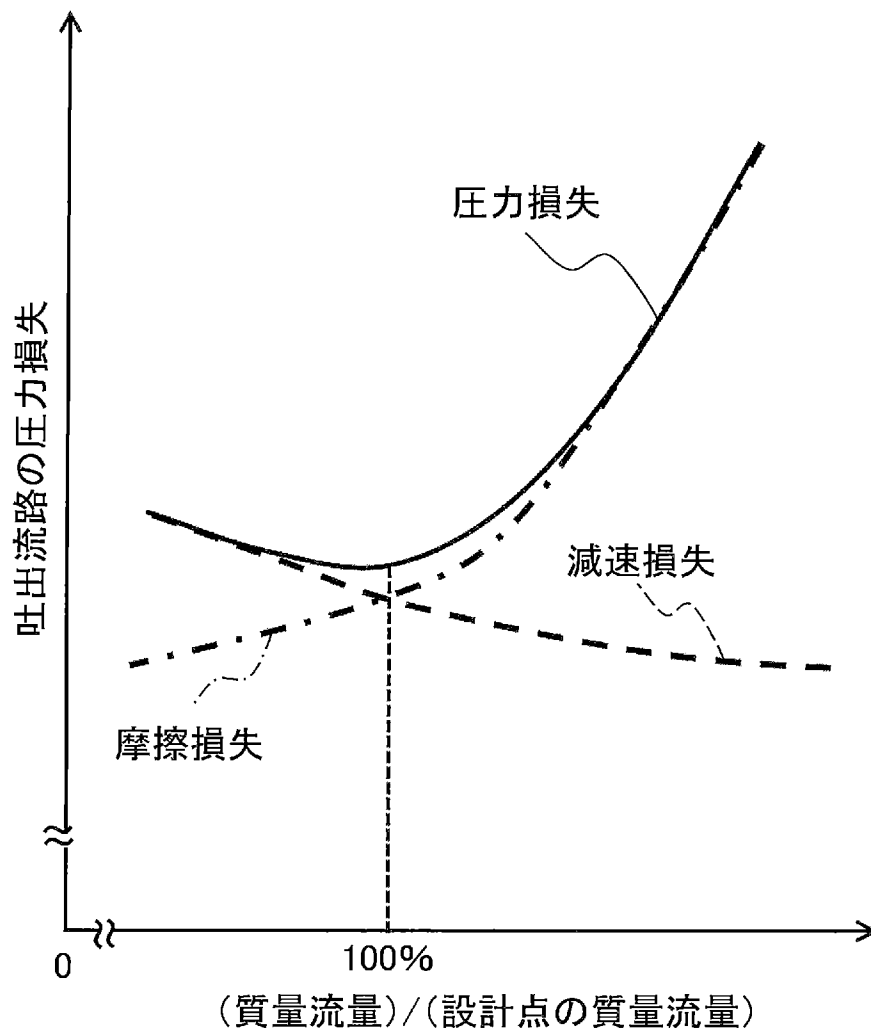


[図3C]

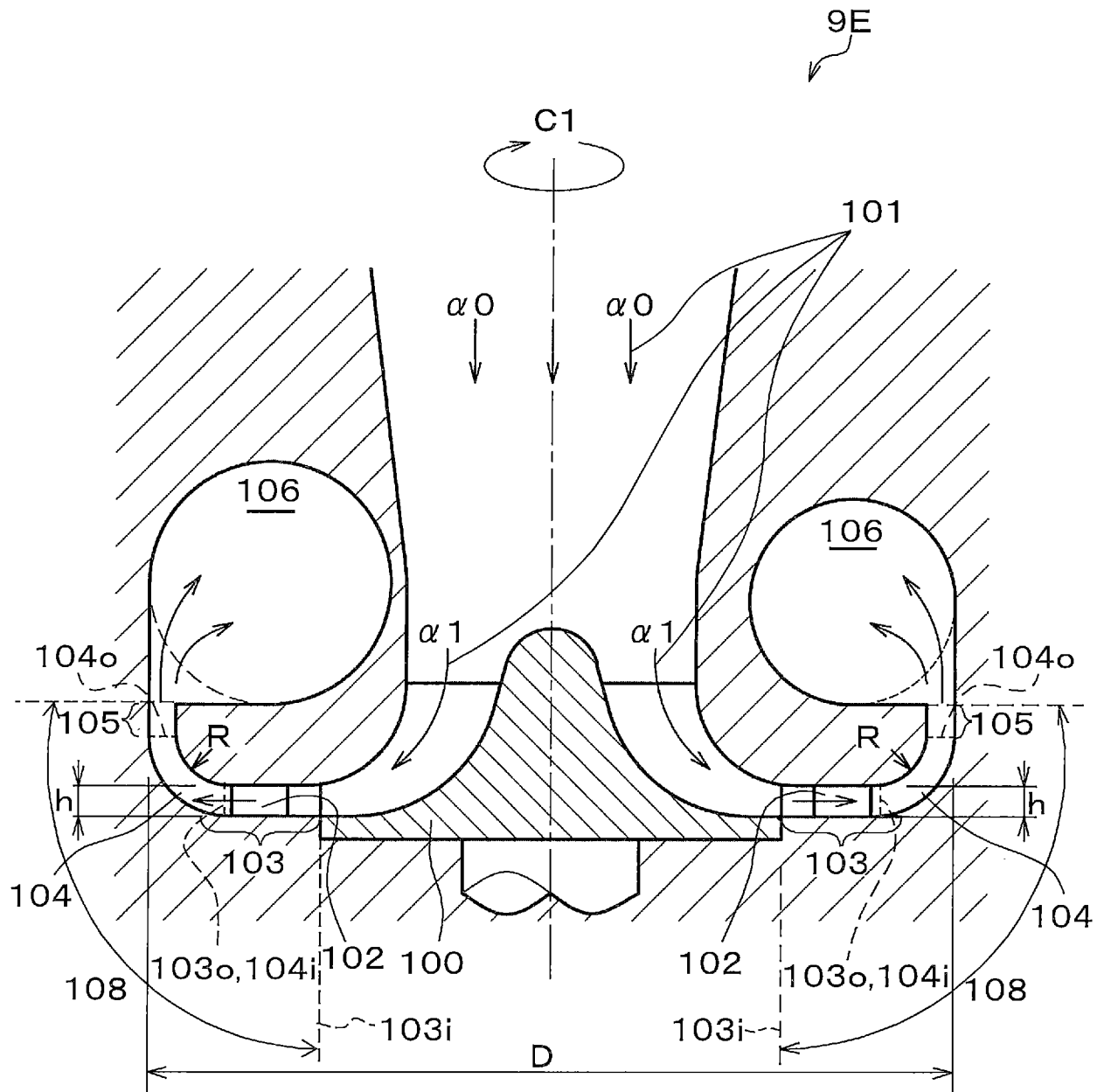


[図4]

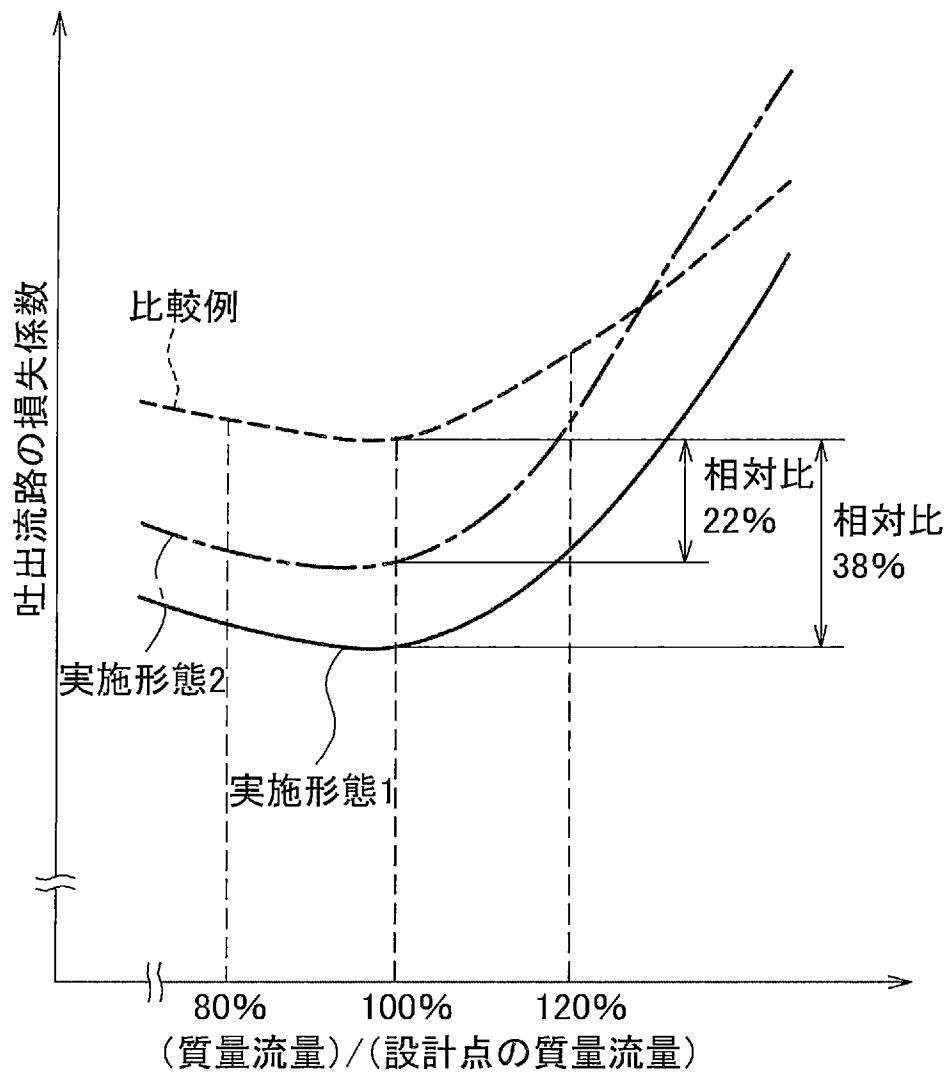
損失内訳の概念図



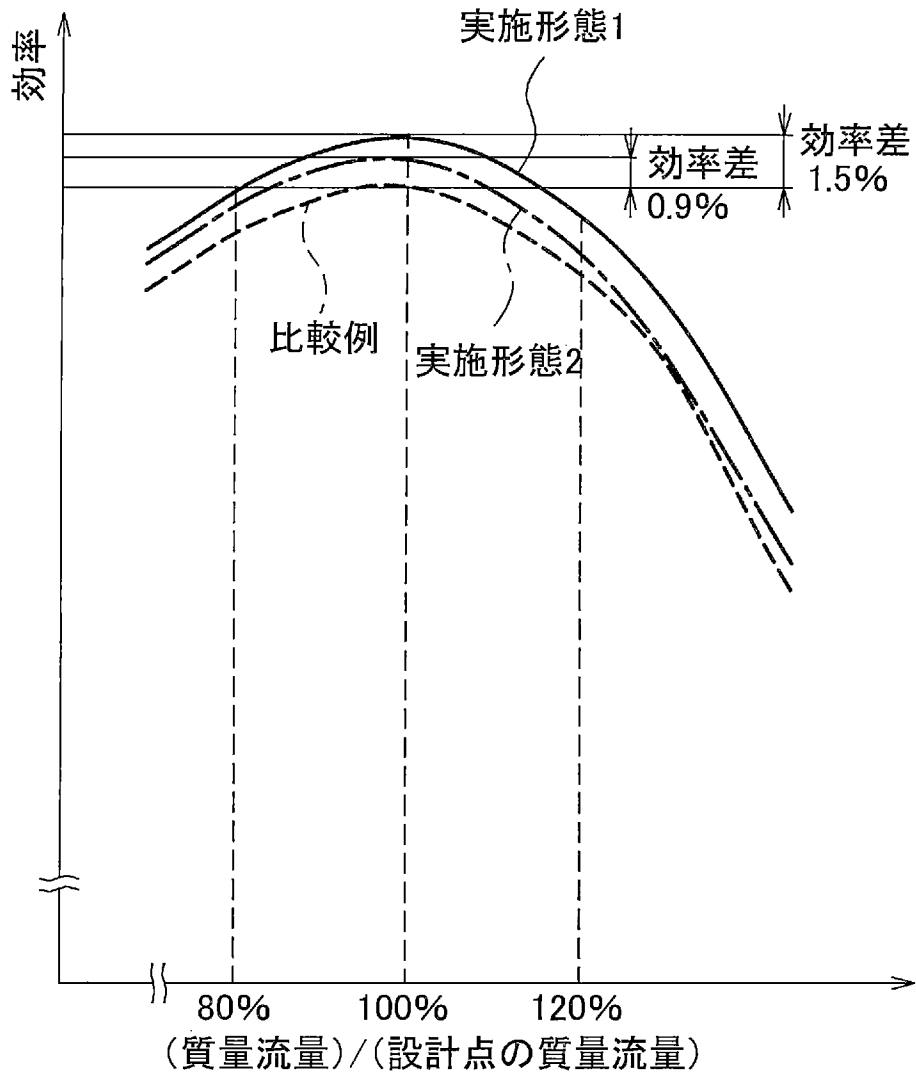
[図5]



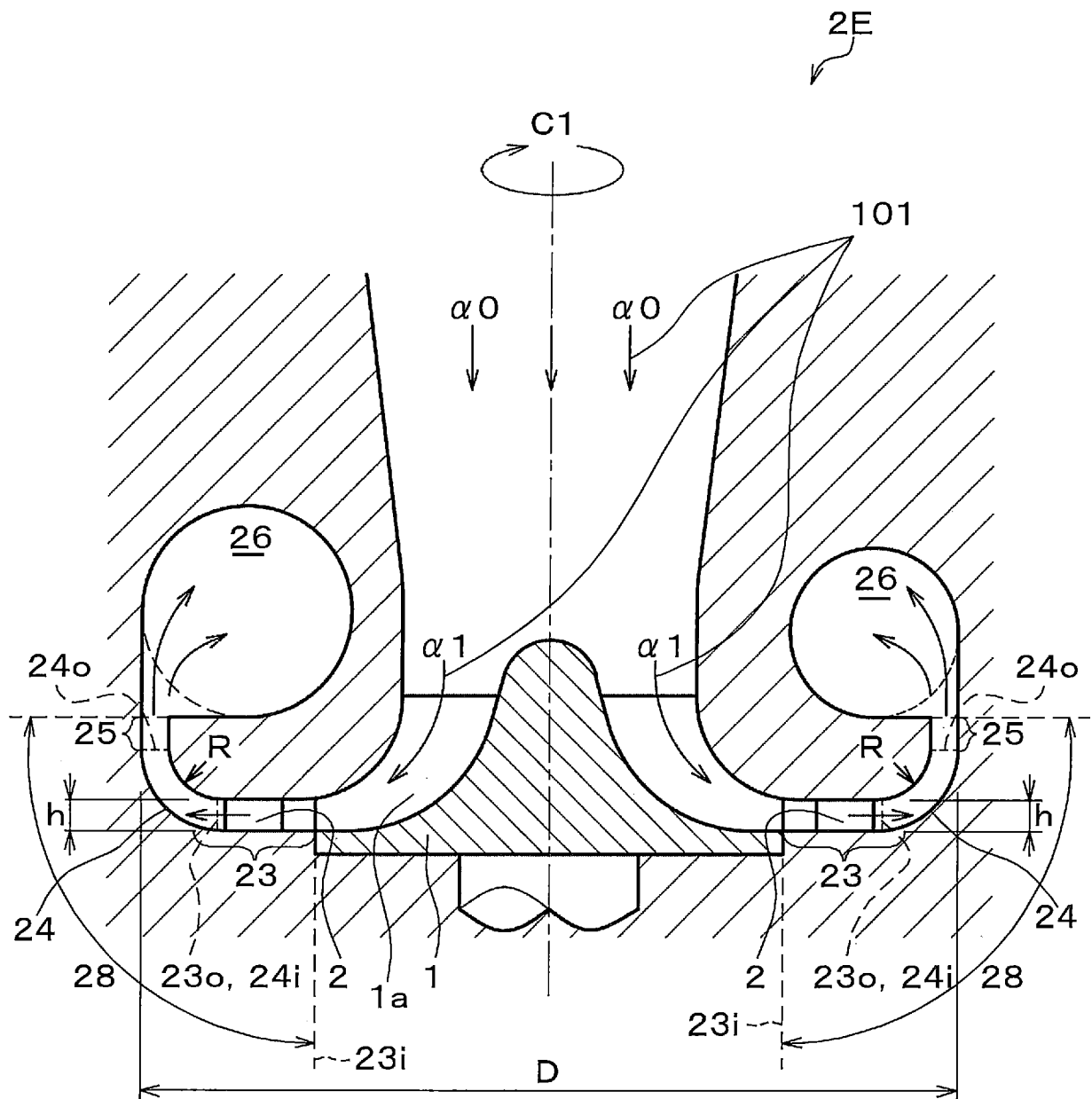
[図6]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No. PCT/JP2017/040847
--

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl. F04D29/44 (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)
Int.Cl. F04D29/44

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

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2018
Registered utility model specifications of Japan	1996-2018
Published registered utility model applications of Japan	1994-2018

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 Y	JP 2000-81000 A (ISHIKAWAJIMA-HARIMA HEAVY INDUSTRIES CO., LTD.) 21 March 2000, paragraphs [0010-0023], fig. 2 (Family: non)	1, 4 2-3, 5
Y	JP 2001-317485 A (MITSUYA FAN MFG CO. LTD.) 16 November 2001, paragraph [0048], fig. 4 (Family: none)	2-3, 5
Y	JP 57-53300 Y2 (MATSUSHITA ELECTRIC INDUSTRIAL CO., LTD.) 18 November 1982, page 1, left column, lines 30-35, fig. 9 (Family: none)	2-3, 5

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"I" 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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search 05 February 2018 (05.02.2018)	Date of mailing of the international search report 02 February 2018 (02.02.2018)
--	---

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/JP2017/040847

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 56-138499 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 29 October 1981, page 3, lower right column, lines 4-13, fig. 3 & US 4382747 A, column 4 lines 48-58, fig. 3	1, 3-4
A	JP 2004-232637 A (DRESSER-RAND CO.) 19 August 2004, fig. 1 & US 2004/0146396 A1, fig. 1 & EP 1443217 A2 & CA 2452927 A1	1, 3-4
A	US 2010/0158722 A1 (SUMSER, Siegfried) 24 June 2010, fig. 1 & WO 2008/155023 A1 & DE 102007028742 A1	1, 3-4
A	JP 3-217699 A (NISSAN MOTOR CO., LTD.) 25 September 1991, page 2, lower right column, lines 3-17, fig. 1 (Family: none)	2-5

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04D29/44(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. F04D29/44

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	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018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 2000-81000 A (石川島播磨重工業株式会社)	1, 4
Y	2000.03.21, 段落0010-0023, 図2 (ファミリーなし)	2-3, 5
Y	JP 2001-317485 A (株式会社ミツヤ送風機製作所)	2-3, 5
	2001.11.16, 段落0048, 図4 (ファミリーなし)	

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

05.02.2018

国際調査報告の発送日

20.02.2018

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)

松浦 久夫

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

30

9613

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
Y	JP 57-53300 Y2 (松下電器産業株式会社) 1982. 11. 18, 第1ページ左欄第30-35行, 第9図 (ファミリーなし)	2-3, 5
A	JP 56-138499 A (トヨタ自動車工業株式会社) 1981. 10. 29, 第3ページ右下欄第4-13行, 第3図 & US 4382747 A, 第4欄第48-58行, 第3図	1, 3-4
A	JP 2004-232637 A (ドレッサーーランド カンパニー) 2004. 08. 19, 図1 & US 2004/0146396 A1, 図1 & EP 1443217 A2 & CA 2452927 A1	1, 3-4
A	US 2010/0158722 A1 (SUMSER, Siegfried) 2010. 06. 24, 図1 & WO 2008/155023 A1 & DE 102007028742 A1	1, 3-4
A	JP 3-217699 A (日産自動車株式会社) 1991. 09. 25, 第2ページ右下欄第3-17行, 第1図 (ファミリーなし)	2-5