

(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
2012 年 7 月 5 日(05.07.2012)



(10) 国際公開番号

WO 2012/090657 A1

- (51) 国際特許分類:
F04D 29/30 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2011/078201
- (22) 国際出願日: 2011 年 12 月 6 日(06.12.2011)
- (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 2010-294078 2010 年 12 月 28 日(28.12.2010) JP
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 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 1 6 番 5 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 富田 勲(TOMITA, Isao) [JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP). 星 徹(HOSHI, Toru) [JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人 高橋松本 & パートナーズ(TAKAHASHI, MATSUMOTO & PARTNERS IN-

TELLECTUAL PROPERTY CORP.); 〒1060032 東京都港区六本木 3 丁目 1 6 番 1 3 号 アンバサダー六本木 1 0 0 3 号 Tokyo (JP).

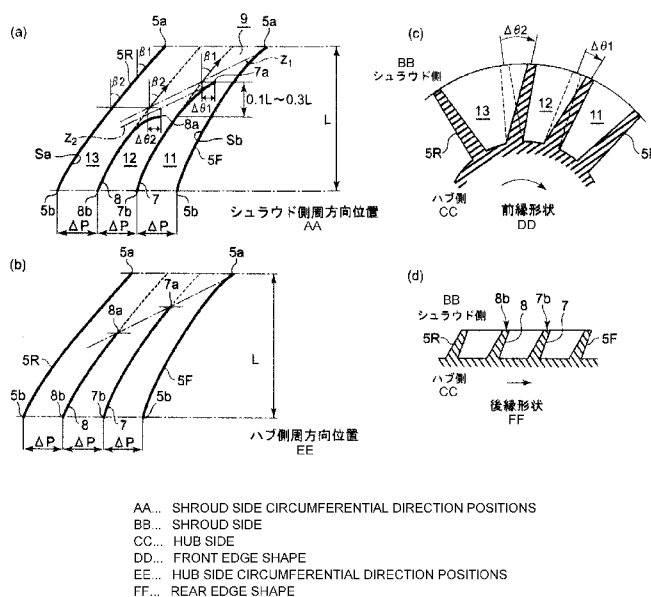
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, 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, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, 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, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: CENTRIFUGAL COMPRESSOR

(54) 発明の名称: 遠心圧縮機

[図2]



(57) Abstract: A centrifugal compressor comprising: a first splitter blade (7) disposed on the side close to the negative pressure surface (Sb) of a full blade (5F) on the upstream side in the compressor rotation direction; and a second splitter blade (8) disposed on the far side of the negative pressure surface (Sb) of the full blade (5F) and which is shorter than the first splitter blade. The centrifugal compressor is characterized by the front edges (7a, 8a) of the shrouds of the first splitter blade (7) and the second splitter blade (8) being closer to the negative pressure surface (Sb) side of the full blade than to positions at intervals between the full blades equally divided by the number of splitter blades.

(57) 要約: 圧縮機の回転方向の上流側のフルブレード 5 F の負圧面 S b に近い側に設けられた第 1 スプリッタブレード 7 と、前記フルブレード 5 F の負圧面 S b より遠い側に設けられ前記第 1 スプリッタブレード 7 より短い第 2 スプリッタブレード 8 と、を備え、第 1 スプリッタブレード 7 および第 2 スプリッタブレード 8 のシュラウド側の前縁 7 a、8 a をフルブレード間のスプリッタブレード数で等間隔に分割した位置よりフルブレードの負圧面 S b 側に寄せたことを特徴とする。

WO 2012/090657 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称：遠心圧縮機

技術分野

[0001] 本発明は、車両用、船用ターボチャージャ等に用いられる遠心圧縮機に関するものであり、特に、互いに隣り合うフルブレード（全翼）の間に２枚以上の複数のスプリッタブレード（短翼）を設けた遠心圧縮機に関するものである。

背景技術

[0002] 車両用、船用ターボチャージャのコンプレッサ部等に用いられる遠心圧縮機は、羽根車の回転を介して流体に運動エネルギーを与えると同時に、径方向外側に流体を吐出することで遠心力による圧力上昇を得るものである。この遠心圧縮機は広い運転範囲において高圧力比と高効率化が要求されるため、図９、１０に示すような互いに隣り合うフルブレード（全翼）０１の間にスプリッタブレード（短翼）０３を設けたインペラ（羽根車）０５がよく用いられる。

[0003] このスプリッタブレード０３を有するインペラ０５は、フルブレード０１とスプリッタブレード０３がハブ０７面上に交互に設置されるが、一般的なスプリッタブレード０３は、フルブレード０１の上流側を単に切除した形状とされている。

一般的なスプリッタブレード０３の場合、図１１のように、フルブレード０１の入口端縁（ＬＥ１）より一定距離下流側にスプリッタブレード０３の入口端縁（ＬＥ２）が位置され、出口端縁（ＴＥ）は一致して設けられ、スプリッタブレード０３の入口端縁の翼角 θ （入口端縁の方向とインペラ０５の軸方向Ｇとの成す角度として示す）は、フルブレード０１間の流路を流れる流体の流れ方向Ｆと同一に設定されている。

[0004] 一方、スプリッタブレード０３の両側に形成される両通路のスロート面積を同一にして流体の均等配分を図る技術が知られており、例えば、特許文献

1（特開平10-213094号公報）に開示されている技術は、図12のように、スプリッタブレード09の入口端縁の翼角 θ を、 $\theta + \Delta\theta$ と大きく取る（流体の流れ方向Fに対して $\Delta\theta$ 大きく設定する）ことで、すなわち、フルブレード01の負圧面Sb側に寄せることで、スプリッタブレード09の両側通路のスロート面積を同一（ $A1 = A2$ ）とする工夫がなされている。

また、スプリッタブレードの入口端部を、フルブレードの負圧面側に傾けたものとして特許文献2（特許3876195号公報）についても知られている。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開平10-213094号公報

特許文献2：特許第3876195号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 前記特許文献1、2に示された技術はいずれも、ブレード（翼）間の流れがフルブレードに沿って流れるとの仮定の基に、スプリッタブレードにより分割される流路の流量配分に着目して、翼形状の改良がなされているものであり、翼端隙間を有するオープン型インペラの場合には、この翼端隙間から通路内に流入、または通路から流出する翼端漏れ流れの影響があり、流れ場は複雑になっており、これら複雑な内部流動に適合するさらなる改良が必要であった。

[0007] その複雑な内部流動を数値解析により評価したところ、フルブレードの入口端縁の先端部（翼のハブ面からの高さ方向（シュラウド側）の先端部）から発生する漏れ渦がスプリッタブレードの入口端縁の先端部（翼のハブ面からの高さ方向（シュラウド側）の先端部）近傍に到達していることが明らかとなった（図8の翼端漏れ流れ渦流、以下翼端漏れ渦Wという）。

[0008] そこで、本出願人は、未公開の特願2009-233183号によって、スプリッタブレードの入口端縁を、フルブレードの負圧面側に傾斜させて、翼端漏れ渦Wとの干渉を回避する技術を出願した。

[0009] しかし、遠心圧縮機のさらなる高圧力比・高効率化、およびワイドレンジ化を達成するうえで、ブレード枚数を増大させることは重要であり、そのためにも2枚以上の複数のスプリッタブレードとすることは重要な技術であるが、前記特許文献1、2や前記先願においては、これら複数のスプリッタブレードの場合の具体的な改良については開示されていない。

[0010] そこで、本発明はこれら問題に鑑みてなされたもので、フルブレード間に2枚以上の複数のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、フルブレードおよびスプリッタブレードの翼端漏れ渦が回転方向の下流側の複数のスプリッタブレードに干渉することを回避して、圧力比および効率向上を達成する遠心圧縮機を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0011] 上記の課題を解決するために、本発明は、ハブ面上に流体の入口部から出口部にかけて周方向に複数枚を均等間隔に立設されたフルブレードと、互いに隣り合わせて設けられた前記フルブレードの間に形成される流路の途中から出口部にかけて設けられるスプリッタブレードとを備えるとともに、前記フルブレード間に2枚以上の複数枚のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、圧縮機の回転方向の上流側のフルブレードの負圧面に近い側に設けられ、且つ該上流側のフルブレードの次に流路方向長さが短い第1スプリッタブレードと、該第1スプリッタブレードの負圧面側に設けられ前記第1スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第2スプリッタブレードと、を備え、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のインペラ数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せたことを特徴とする。

[0012] かかる発明によれば、前記遠心圧縮機は前記フルブレード先端とシュラウドとの間に翼端隙間が形成され、該翼端隙間から前記スプリッタブレードの

前縁部に向かって発生する翼端漏れ渦に対して、第1スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のインペラ数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せたので、翼端漏れ渦が第1スプリッタブレードの前縁部を乗り越えるように、若しくは前記翼端漏れ渦の方向に一致するようになり、第1スプリッタブレードの前縁部と翼端漏れ渦との干渉が回避できる。

[0013] さらに、前記第1スプリッタブレードの負圧面側に設けられ前記第1スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第2スプリッタブレードに対しても、前縁部のシュラウド側をフルブレード間のインペラ数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せたので、前記第1スプリッタブレード先端とシュラウドとの間の翼端隙間から前記第2スプリッタブレードの前縁部に向かって発生する翼端漏れ渦に対しても、第2スプリッタブレードの前縁部との干渉が回避できる。

このように、第1スプリッタブレード、および、第2スプリッタブレードの両方共に翼端漏れ渦を回避できるようになり、複数のスプリッタブレードを備えた遠心圧縮機の効率向上と性能改善を行うことができる。

[0014] また、本発明において好ましくは、前記第2スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量を、前記第1スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量より大きくするとよい。

[0015] 第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、第1スプリッタブレードの前縁によって発生するため、第1スプリッタブレードの前縁部の寄せ量より大きくする必要がある。

さらに、第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、フルブレードによる翼端漏れ渦と、第1スプリッタブレードによる翼端漏れ渦とが重なるため、効果的な翼端漏れ渦の回避を行うには、第2スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量を、前記第1スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量より大きくする必要がある。これによって、さらに確実に漏れ渦の回避が可能になる。

[0016] また、本発明において好ましくは、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの各スプリッタブレードの後縁部のハブ側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの負圧面側に寄せるとよい。

[0017] このように、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの各スプリッタブレードの後縁部のハブ側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの負圧面側に寄せることによって、ハブ側の翼曲率（翼負荷）を上げて、圧縮機としての圧力比を向上できる。

[0018] また、圧力比の向上の際に、前縁部のシュラウド側は、既に前記翼端漏れ渦の回避のためにフルブレードの負圧面側に寄せているため、すでに翼曲率（翼負荷）が大きくなっていて、剥離が発生する危険性があるので、後縁部のハブ側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの負圧面側に寄せることによって、スプリッタブレードのハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均等化できる。

従って、シュラウド側の負荷を下げて剥離等の発生リスクを低減しつつ、ハブ側の負荷増大によってスプリッタブレードのハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均等化して圧縮機のさらなる性能向上および耐久性を向上できる。

[0019] また、本発明において好ましくは、さらに、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードのそれぞれの後縁部のシュラウド側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの正圧面側に寄せるとよい。

[0020] このように、スプリッタブレードの後縁部のシュラウド側について、フルブレードの正圧面側に寄せることによって、シュラウド側の翼負荷を下げることができる。

すなわち、前縁部のシュラウド側は、前述のように翼端漏れ渦との干渉回避のために、フルブレードの負圧面側に寄せたことによってシュラウド側には大きな翼負荷が作用している。この翼負荷のバランスを均等化させるために、後縁部のハブ側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの負圧面側に寄せているが、これだけではシュラウド側の翼負荷の増大負担を

解消できない場合には、シュラウド側の剥離等の危険性が依然としてのこる問題があり、このような場合には、さらに、後縁部のシュラウド側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの正圧面側に寄せることによって、シュラウド側の負荷低減をさらに行うことができる。

[0021] その結果、前述したようにシュラウド側の負荷を下げて剥離等の発生リスクを低減しつつ、ハブ側の負荷増大によってスプリッタブレードのハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均等化して圧縮機のさらなる性能向上および耐久性を向上できる。

[0022] さらに、本発明において好ましくは、前記第2スプリッタブレードの負圧面側であって、前記第2スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第3スプリッタブレードを備え、該第3スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のスプリッタブレード数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せるとよい。

また、前記第3スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量を、前記第2スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量より大きくするとよい。

このように構成することで、第3スプリッタブレードについても、前記第2スプリッタブレードと同様の作用効果が得られ、フルブレード、第1スプリッタブレード、および第2スプリッタブレードの翼端から生じる翼端漏れ渦との干渉を回避できる。

発明の効果

[0023] 本発明によれば、第1スプリッタブレードより短い第2スプリッタブレードに対しても、シュラウド側の前縁部をフルブレード間のインペラ数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せたので、前記第1スプリッタブレード先端とシュラウドとの間の翼端隙間から前記第2スプリッタブレードの前縁部に向かって発生する翼端漏れ渦に対しても、第2スプリッタブレードの前縁部との干渉を回避できる。

[0024] その結果、フルブレード間に2枚以上の複数のスプリッタブレードを設け

た遠心圧縮機において、フルブレードおよびスプリッタブレードの翼端漏れ渦が回転方向の下流側の複数のスプリッタブレードに干渉することが回避されて、圧力比および効率向上を達成できる。

図面の簡単な説明

[0025] [図1]本発明の遠心圧縮機の羽根車の要部を示す斜視図である。

[図2]第1実施形態のフルブレードとスプリッタブレードとの関係を示す説明図である。(a)はシュラウド側周方向位置関係を示し、(b)はハブ側周方向位置関係を示し、(c)は前縁形状の流れ方向に対する正面図を示し、(d)は後縁形状の流れ方向に対する正面図を示す。

[図3]第2実施形態のフルブレードとスプリッタブレードとの関係を示す説明図である。(a)はシュラウド側周方向位置関係を示し、(b)はハブ側周方向位置関係を示し、(c)は前縁形状の流れ方向に対する正面図を示し、(d)は後縁形状の流れ方向に対する正面図を示す。

[図4]第3実施形態のフルブレードとスプリッタブレードとの関係を示す説明図である。(a)はシュラウド側周方向位置関係を示し、(b)はハブ側周方向位置関係を示し、(c)は前縁形状の流れ方向に対する正面図を示し、(d)は後縁形状の流れ方向に対する正面図を示す。

[図5]第4実施形態のフルブレードとスプリッタブレードとのシュラウド側周方向位置関係を示す。

[図6]第5実施形態のフルブレードとスプリッタブレードとのシュラウド側周方向位置関係を示す。

[図7]ブレード枚数に起因するコンプレッサ騒音の関係を示す説明図である。

[図8]スプリッタブレードの入口端部の先端部に形成されるフルブレード先端部からの翼端漏れ流れを示す数値解析結果である。

[図9]従来技術の説明図である。

[図10]従来技術の説明図である。

[図11]従来技術の説明図である。

[図12]従来技術の説明図である。

発明を実施するための形態

[0026] 以下、本発明を図に示した実施形態を用いて詳細に説明する。

但し、この実施形態に記載されている構成部品の寸法、材質、形状、その相対配置などは特に特定の記載がない限り、この発明の範囲をそのみに限定する趣旨ではなく、単なる説明例にすぎない。

[0027] (第1実施形態)

図1は本発明のスプリッタブレードが適用される遠心圧縮機のインペラ（羽根車）の要部を示す斜視図である。インペラ1は、図示しないローター軸に嵌着されたハブ3の上面に複数の互いに隣り合うフルブレード（全翼）5と、そのフルブレード5の間に設けられる第1スプリッタブレード（短翼）7と、第2スプリッタブレード（短翼）8が、周方向に等ピッチ ΔP （図2参照）でそれぞれ立設されている。

そして、第1スプリッタブレード7、および第2スプリッタブレード8は、フルブレード5よりも流体の流れ方向に対して長さが短く、さらに、第2スプリッタブレード8は、第1スプリッタブレード7より短く、前後のフルブレード5の間に形成される流路9の途中から出口部にかけて設けられている。インペラ1は矢印方向に回転し、その中心がOで示される。

[0028] 図2（a）に、第1スプリッタブレード7と、第2スプリッタブレード8と、フルブレード5との関係をシュラウド側位置、すなわち翼先端側位置における配置関係を示す。

第1スプリッタブレード7のリーディングエッジである前縁7aは、フルブレード5のリーディングエッジである前縁5aより流れ方向下流側に位置し、第2スプリッタブレード8のリーディングエッジである前縁8aは、第1スプリッタブレード7のリーディングエッジである前縁7aより流れ方向下流側に位置し、第1スプリッタブレード7のトレーリングエッジの後縁7bと、第2スプリッタブレード8のトレーリングエッジの後縁8bと、フルブレード5のトレーリングエッジの後縁5bとの位置は周方向で一致して設けられている。

[0029] また、フルブレード5の正圧面S a側とフルブレード5の負圧面S b側との間に形成される流路9を第1スプリッタブレード7、および第2スプリッタブレード8によって周方向に3等分割するように位置され、第1スプリッタブレード7とフルブレード5の負圧面S b側の壁面との間に流路11が形成され、第1スプリッタブレード7と第2スプリッタブレード8との間に流路12が形成され、第2スプリッタブレード8とフルブレード5の正圧面S a側の壁面との間に流路13が形成されている。

[0030] また、第1スプリッタブレード7および第2スプリッタブレード8の形状はフルブレード5に沿うようになっていて、第1スプリッタブレード7の前縁7 aの傾斜角度 $\beta 1$ はフルブレード5の傾斜角度と同一になって、第2スプリッタブレード8の前縁8 aの傾斜角度 $\beta 2$ はフルブレード5の傾斜角度と同一になっている。

[0031] このように構成されたインペラ1は、フルブレード5および第1スプリッタブレード7、第2スプリッタブレード8を覆う図示しないシュラウド内に収納され、該シュラウドとこれらブレードとの間に翼端隙間を有するオープン型インペラとして構成されている。

従って、フルブレード5の前縁5 aの先端部分（シュラウド側）とシュラウドとの隙間部分を通して回転方向上流側のフルブレード5（前側フルブレード5 F）の正圧面側の流体がフルブレード5の負圧面側に漏れる翼端漏れ渦Wが生じる。

[0032] この翼端漏れ渦Wは第1スプリッタブレード7の前縁7 aの近傍の流れに影響を与えるため、この翼端漏れ流れWの状態について数値解析を行った。その数値解析結果の流れ線図を図8に示す（図8は第1スプリッタブレード7との関係のみを示す）。

この翼端漏れ渦Wは、強い渦流を伴っており、フルブレード5に沿う流れに対して強いブロック作用を有するため、第1スプリッタブレード7の前縁7 aの近傍では、流れはフルブレード5に沿った流れとはならず、前記渦を核としてスプリッタブレード7の前縁に向かう偏流Mを生じる。

[0033] この翼端漏れ渦Wの向きは、圧縮機の運転状態によって変化するが、効率のピーク時における翼端漏れ渦Wの方向が、第1スプリッタブレード7の前縁7aのシュラウド側を乗り越えるように、またはほぼ対向（一致）するように第1スプリッタブレード7の前縁7aのシュラウド側をフルブレード5の周方向3等分位置からフルブレード5の負圧面Sb側に偏らせる。

広範囲の運転領域への対応のために、効率ピーク時における翼端漏れ渦Wを基準の方向として設定している。

[0034] また、ほぼ対向（一致）するようには、第1スプリッタブレード7の前縁7aのシュラウド側の傾斜角度 β と翼端漏れ渦の流れ方向とがほぼ一致して、渦流れと第1スプリッタブレード7の前縁7aのシュラウド側とが干渉し合わない（交差しない）状態をいう。

[0035] 第1スプリッタブレード7は、前側フルブレード5Fと後側フルブレード5Rとの間の3等分に位置され、その前縁7aの位置についても前側フルブレード5Fと後側フルブレード5Rとの周方向の3等分の位置に設定されている。

この第1スプリッタブレード7の前縁7aの位置、つまり長さ方向の位置の設定には種々の手法がある。

[0036] 例えば、図2に示されるように、効率ピーク点における翼端漏れ渦Wの向きを示す線Z1を数値解析、または実機試験によって算出して、その線Z1と前後のフルブレード5Fと5Rの3等分位置との交点として設定する場合、

または、後側フルブレード5Rの前縁5aから該後側フルブレード5Rに隣接して回転方向前側に設けられる前側フルブレード5Fの負圧面Sb側への最小距離を形成する所謂スロートの中心位置と、前側フルブレード5Fの前縁5aとを結んで形成されるラインを翼端漏れ渦の向きとして線Z1とし、その線Z1と前後のフルブレード5Fと5Rの3等分との交点として設定する場合がある。

何れの手法にしても、基準となる翼端漏れ渦の方向を示す線Z1を求めて

、そのラインと前後のフルブレード5 Fと5 Rの3等分位置との交点として設定される。

[0037] 以上のようにして設定された、基準となるスプリッタブレード7の前縁7 aを基に、シュラウド側の位置を、図2 (a)、(c)に示すように、前側フルブレード5 F側の負圧面S b側に偏らせるように傾斜させる。この傾斜は、図2 (c)に示すように前側フルブレード5 Fや後側フルブレード5 Rのハブ3に対する立設状態より傾斜させる（寝かせる）ものである。また、後縁7 bのシュラウド側については、周方向等間隔位置に配置される。

[0038] 第1スプリッタブレード7の前側フルブレード5 Fの負圧面S b側への寄せ量 $\Delta\theta 1$ (図2 (a)、(c)参照)は、例えば、前後の第1スプリッタブレード7の前後の間の約10%程度、好ましくは10%以上とするとよい。また、寄せ量 $\Delta\theta 1$ の開始点Xは、先端からフルブレード5の軸方向長さLの0.1~0.3の位置としている。

この寄せ量 $\Delta\theta 1$ 及び開始点については、シミュレーションによる数値解析結果、実機確認結果を基に、圧縮機の運転状態が小量運転から大量運転の広い範囲にわたって、第1スプリッタブレード7の前縁7 aと翼端漏れ渦との干渉を回避できる範囲として求められたものである。

[0039] 一方、ハブ側については、図2 (b)、(d)に示すように、第1スプリッタブレード7の前縁7 aおよび後縁7 bについては周方向等間隔位置に配置されている。

[0040] また、第2スプリッタブレード8についても、前記第1スプリッタブレード7の前側フルブレード5 Fとの関係と同様の関係を基に設定されている。

すなわち、基準となる第1スプリッタブレード7の前縁7 aの翼端漏れ渦の方向を示す線Z 2を求めて、そのラインと前後のフルブレード5 Fと5 Rの3等分位置との交点として設定される。

[0041] 以上のようにして設定された、基準となる第2スプリッタブレード8の前縁8 aを基に、シュラウド側の位置を、図2 (a)、(c)に示すように、前側フルブレード5 F側の負圧面S b側に偏らせるように傾斜させる。この

傾斜は、図 2（c）に示すように前側フルブレード 5 F や後側フルブレード 5 R のハブ 3 に対する立設状態より傾斜させる（寝かせる）ものである。また、後縁 7 b のシュラウド側については、周方向等間隔位置に配置される。

[0042] 第 2 スプリッタブレード 8 の第 1 スプリッタブレード 7 の負圧面側への寄せ量 $\Delta \theta 2$ （図 2（a）、（c）参照）は、前記第 1 スプリッタブレード 7 の寄せ量 $\Delta \theta 1$ よりも大きく設定される。

これは、第 2 スプリッタブレード 8 の前縁 8 a のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a によって発生するため、第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a の寄せ量 $\Delta \theta 1$ より大きくする必要がある。

[0043] さらに、第 2 スプリッタブレード 8 の前縁 8 a のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、前側フルブレード 5 F による翼端漏れ渦と、第 1 スプリッタブレード 7 による翼端漏れ渦とが重なるため、効果的な翼端漏れ渦の回避を行うには、第 2 スプリッタブレード 8 の第 1 スプリッタブレード 7 側への寄せ量 $\Delta \theta 2$ を、第 1 スプリッタブレード 7 の前側フルブレード 5 F の負圧面 S b 側への寄せ量 $\Delta \theta 1$ より大きくする必要がある。これによって、第 2 スプリッタブレード 8 での漏れ渦の回避が確実になる。

[0044] また、フルブレード 5、5 間に設置される第 1 スプリッタブレード 7、および第 2 スプリッタブレード 8 が傾斜して配置されるため、それぞれのブレード間隔が周方向で不等ピッチ間隔となることによって、遠心圧縮機の回転数とブレード枚数に起因する圧縮機の騒音低減効果も得られる。

[0045] 例えば、図 7 は縦軸に騒音ピーク値を、横軸に共振周波数をとったグラフであり、スプリッタブレードの周方向位置を 10% 負圧面側に移動させた場合、スプリッタブレード間隔は、一方は従来の 50% から 40% に 2 割狭くなるため、周波数が 2 割高くなる。また、他方は従来の 50% から 60% に 2 割広がるため、周波数は 2 割低下する。結果的には、位相がずれることでピーク値が a から b に低減（図 7（B））する。

[0046] （第 2 実施形態）

次に、図3（a）～（d）を参照して、第2実施形態について説明する。
この第2実施形態は、第1実施形態に対して、第1スプリッタブレード7の後縁7bを前側フルブレード5Fの負圧面Sb側に偏らせ、および第2スプリッタブレード8の後縁8bを第1スプリッタブレード7側に偏らせるものである。

第1スプリッタブレード7の後縁7bを前側フルブレード5Fの負圧面Sb側に偏らせ、および第2スプリッタブレード8の後縁8bを第1スプリッタブレード7側に偏らせることで、図3（d）に示すように、第1スプリッタブレード7の後縁7bおよび第2スプリッタブレード8の後縁8bは、前側フルブレード5Fや後側フルブレード5Rのハブ3に対する立設状態より立った状態になる。

[0047] このように、第1スプリッタブレード7の後縁7bを前側フルブレード5Fの負圧面Sb側に偏らせ、および第2スプリッタブレード8の後縁8bを第1スプリッタブレード7側に偏らせることによって、それぞれのスプリッタブレード7、8におけるハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均等化させるとともに、圧力比の向上を図ることができる。

[0048] 翼負荷のバランスについて説明する。

第1実施形態においては図2（a）のように、第1スプリッタブレード7の前縁7aのシュラウド側を前側フルブレード5Fの負圧面Sb側に偏らせ、第2スプリッタブレード8の前縁8aのシュラウド側を第1スプリッタブレード7側に偏らせることによって、それぞれのスプリッタブレード7、8の前縁7a、8aのシュラウド側における翼端漏れ渦との干渉を回避する。

しかし、それぞれのスプリッタブレード7、8の前縁7a、8aのシュラウド側は回転方向上流側に向かって傾斜することによって、翼曲率（翼負荷）が大きくなっている。

[0049] これに対応させるために、ハブ側においても、前側フルブレード5Fの負圧面Sb側に寄せることによって、翼曲率（翼負荷）を大きくしている。

このようにシュラウド側の翼負荷の増大に対応させるようにハブ側の翼負

荷を増大させることによって、それぞれのスプリッタブレード7、8においてハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均等化させている。

[0050] シュラウド側では図3(a)の矢印P方向への偏りと、ハブ側では図3(b)の矢印Q方向への偏りによって、各スプリッタブレード7、8のハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均一化するとともに、各スプリッタブレード全体としての翼曲率を大きくして翼負荷を増大できる。

[0051] その結果、シュラウド側の翼負荷を下げて剥離等の発生リスクを低減しつつ、ハブ側の負荷増大によって圧縮機全体の圧力比の向上を図り、さらに各スプリッタブレード7、8に作用する負荷のアンバランスを解消してインペラ1の耐久性を向上することができる。

[0052] 本実施形態においては、前記のように翼端漏れ渦との干渉回避のために第1スプリッタブレード7の前縁7aのシュラウド側、および第2スプリッタブレード8の前縁8aのシュラウド側を偏って設定し、加えて、各スプリッタブレード7、8に作用する翼負荷の均一化のために各スプリッタブレード7、8の後縁7b、8bのハブ側を偏った設定を行った。

[0053] さらに加えて、次のように流路面積比を均一にするように設定してもよい。すなわち、各スプリッタブレード7、8の前縁7a、8aのシュラウド側の偏り量 $\Delta\theta 1$ 、 $\Delta\theta 2$ と、各スプリッタブレード7、8の後縁7b、8bのハブ側の位置の偏り量とを、各スプリッタブレード7、8によって分割されたそれぞれの流路11、12、13における入口と出口との面積比が均一化するように設定するとよい。

[0054] 流路11では、入口面積 $A1a$ 、出口面積 $A1b$ で面積比 $A1a/A1b$ となり、流路12では、入口面積 $A2a$ 、出口面積 $A2b$ で面積比 $A2a/A2b$ となり、流路13では、入口面積 $A3a$ 、出口面積 $A3b$ で面積比 $A3a/A3b$ となりこれら面積比 $A1a/A1b$ と $A2a/A2b$ と $A3a/A3b$ とを均等にするように設定される。

なお、入口面積、出口面積は、流路に直交する方向の断面積である。

[0055] このように、入口と出口との面積比を均一化することによって、第1スプ

リッタブレード7、および第2スプリッタブレード8によってそれぞれ分割され、流路11、12、13の流路間における圧力差が生じにくくなり、第1スプリッタブレード7、および第2スプリッタブレード8を超えての流体の漏れがなくなり、圧縮機の性能低下を防止でき、効率が向上して、作動レンジの拡大も見込める。

[0056] (第3実施形態)

次に、図4を参照して、第3実施形態を説明する。

第3実施形態は、第2実施形態に加えてさらに、第1スプリッタブレード7の後縁7bのシュラウド側を第2スプリッタブレード8側へ偏らせ、第2スプリッタブレード8の後縁8bのシュラウド側を後側フルブレード5Rの正圧面Sa側に偏らせて配置することに特徴がある。

[0057] 前記第2実施形態においては、第1スプリッタブレード7、および第2スプリッタブレード8に作用する翼負荷の均一化のために第1スプリッタブレード7の後縁7b、及び第2スプリッタブレード8の後縁8bのハブ側を回転方向上流側（回転方向前側）に偏らせる設定を行った。

[0058] しかし、後縁7b、8bのハブ側を回転方向上流側（回転方向前側）に偏らせるだけではシュラウド側の負翼荷を解消できず、シュラウド側の剥離等の危険性が依然として残る場合には、さらなるシュラウド側の翼負荷を解消するために、本第3実施形態では、第1スプリッタブレード7の後縁7bのシュラウド側を、第2スプリッタブレード8側へ、さらに、第2スプリッタブレード8の後縁8bのシュラウド側を、後側フルブレード5の正圧面Sa側に、図4(a)の矢印S方向への偏りによって、各スプリッタブレード7、8のシュラウド側の翼曲率（翼負荷）を小さくする。

これによって、第2実施形態よりもさらにシュラウド側の負荷低減効果を得ることができ、各スプリッタブレード7、8のハブ側とシュラウド側との翼負荷の均一化を達成できる。

[0059] また、入口と出口との面積比の均一化については、第1実施形態と同様の作用効果を発揮することができる。

[0060] (第4実施形態)

次に第4実施形態について、図5を参照して説明する。第1～第3実施形態は、スプリッタブレードが2枚の場合について説明したが、3枚でも、それ以上であってもよい。第4実施形態は、3枚の場合について説明する。

図5に示すように、第1スプリッタブレード21、第2スプリッタブレード23、第3スプリッタブレード25が前後のフルブレード5F、5Rの間に、3等分位置に配置されている。

[0061] そして、第1スプリッタブレード21、第2スプリッタブレード23、第3スプリッタブレード25の順に短くなっている。

前側フルブレード5Fの前縁5aの翼端漏れ渦に対する干渉を回避するために、第1スプリッタブレード21の前縁21aのシュラウド側は、寄せ量 $\Delta\alpha_1$ に設定され、また、第1スプリッタブレード21の前縁21aの翼端漏れ渦に対する干渉を回避するために、第2スプリッタブレード23の前縁23aのシュラウド側は、寄せ量 $\Delta\alpha_2$ に設定され、また、第2スプリッタブレード23の前縁23aの翼端漏れ渦に対する干渉を回避するために、第3スプリッタブレード25の前縁25aのシュラウド側は、寄せ量 $\Delta\alpha_3$ に設定されている。そして、 $\Delta\alpha_1 < \Delta\alpha_2 < \Delta\alpha_3$ の関係になっている。

[0062] これら寄せ量の関係は前述したように、第2スプリッタブレード23の前縁23aのシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、第1スプリッタブレード21の前縁21aによって発生するため、第1スプリッタブレード21の前縁21aの寄せ量 $\Delta\alpha_1$ より大きくする必要がある。第3スプリッタブレード25においても同様のことが言えるためである。

[0063] さらに、第2スプリッタブレード23の前縁23aのシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、前側フルブレード5Fによる翼端漏れ渦と、第1スプリッタブレードによる翼端漏れ渦とが重なるため、効果的な翼端漏れ渦の回避を行うには、第2スプリッタブレード23の第1スプリッタブレード7側への寄せ量 $\Delta\alpha_2$ を、第1スプリッタブレード21の前側フルブレード5Fの負圧面Sb側への寄せ量 $\Delta\alpha_1$ より大きくすることが必要だからである。

その他の作用効果については、第1実施形態～第3実施形態で説明した2枚のスプリッタブレードの場合と同様である。

[0064] (第5実施形態)

次に第5実施形態について、図6を参照して説明する。第5実施形態は、第4実施形態以外の3枚のスプリッタブレードの配置パターンについて説明する。

図6に示すように、第1スプリッタブレード31、第2スプリッタブレード33、第3スプリッタブレード35が前後のフルブレード5F、5Rの間に、3等分位置に配置されている。

そして、第1スプリッタブレード31が最も短く、第2スプリッタブレード33より第3スプリッタブレード35が短くなっている。

[0065] この場合には、前側フルブレード5Fと第2スプリッタブレード33と第3スプリッタブレード35との間で、前記第1実施形態と同様の翼端漏れ渦の関係が生じる。

寄せ量については、第2スプリッタブレード33の前縁23aのシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、前側フルブレード5Fの前縁5aによって発生し、第3スプリッタブレード35の前縁35aのシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、第2スプリッタブレード33の前縁33aのシュラウド側によって発生する。

第3スプリッタブレード35の前縁35aの寄せ量 $\Delta\gamma_2$ は、第2スプリッタブレード33の寄せ量 $\Delta\gamma_1$ より大きく設定されるとよい。

なお、第1スプリッタブレード31については、翼端漏れ渦の影響がないため、前縁31aの偏る設定は行われず、標準的に前後のフルブレード5F、5R間の3等分位置に配置されている。

作用効果については、第1実施形態～第3実施形態で説明した2枚のスプリッタブレードの場合と同様のことが言える。

産業上の利用可能性

[0066] 本発明によれば、フルブレード間に2枚以上の複数のスプリッタブレード

を設けた遠心圧縮機において、フルブレードおよびスプリッタブレードの翼端漏れ渦が回転方向の下流側の複数のスプリッタブレードに干渉することを回避して、圧力比および効率向上を達成するので、遠心圧縮機に用いることに適している。

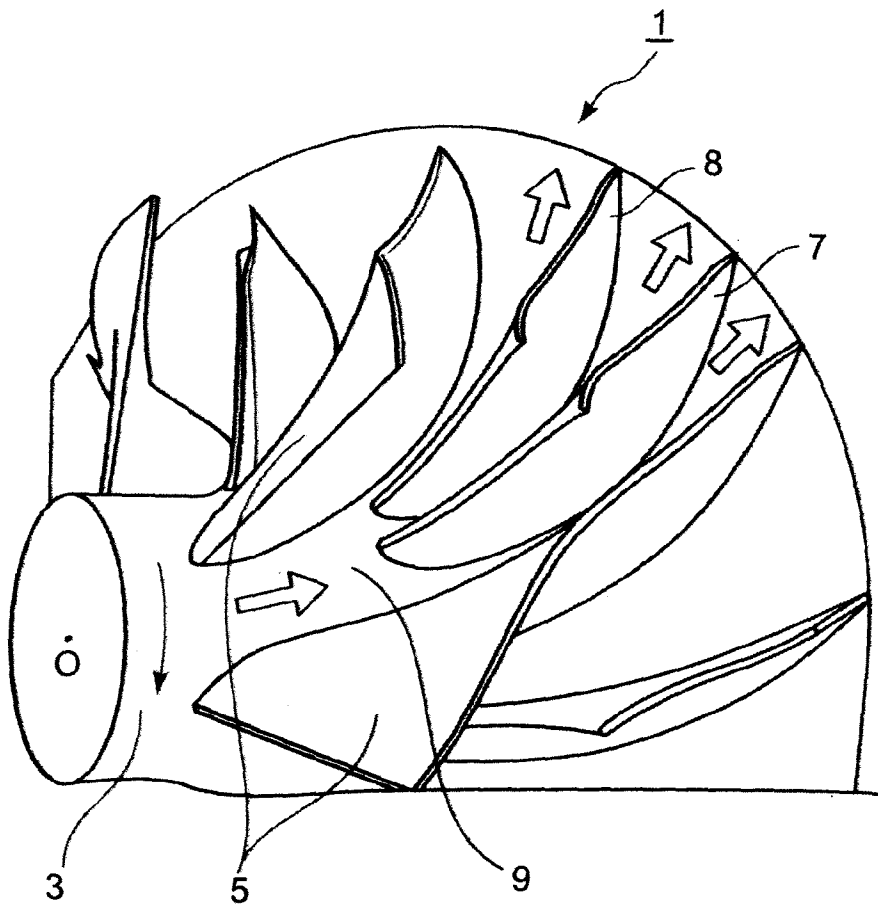
請求の範囲

- [請求項1] ハブ面上に流体の入口部から出口部にかけて周方向に複数枚を均等間隔に立設されたフルブレードと、互いに隣り合わせて設けられた前記フルブレードの間に形成される流路の途中から出口部にかけて設けられるスプリッタブレードとを備えるとともに、前記フルブレード間に2枚以上の複数枚のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、
- 圧縮機の回転方向の上流側のフルブレードの負圧面に近い側に設けられ、且つ該上流側のフルブレードの次に流路方向長さが短い第1スプリッタブレードと、該第1スプリッタブレードの負圧面側に設けられ前記第1スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第2スプリッタブレードと、を備え、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のスプリッタブレード数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せたことを特徴とする遠心圧縮機。
- [請求項2] 前記第2スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量を、前記第1スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量より大きくしたことを特徴とする請求項1記載の遠心圧縮機。
- [請求項3] 前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの各スプリッタブレードの後縁部のハブ側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの負圧面側に寄せることを特徴とする請求項1又は2に記載の遠心圧縮機。
- [請求項4] 前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードのそれぞれの後縁部のシュラウド側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの正圧面側に寄せることを特徴とする請求項3記載の遠心圧縮機。
- [請求項5] 前記第2スプリッタブレードの負圧面側であって、前記第2スプリ

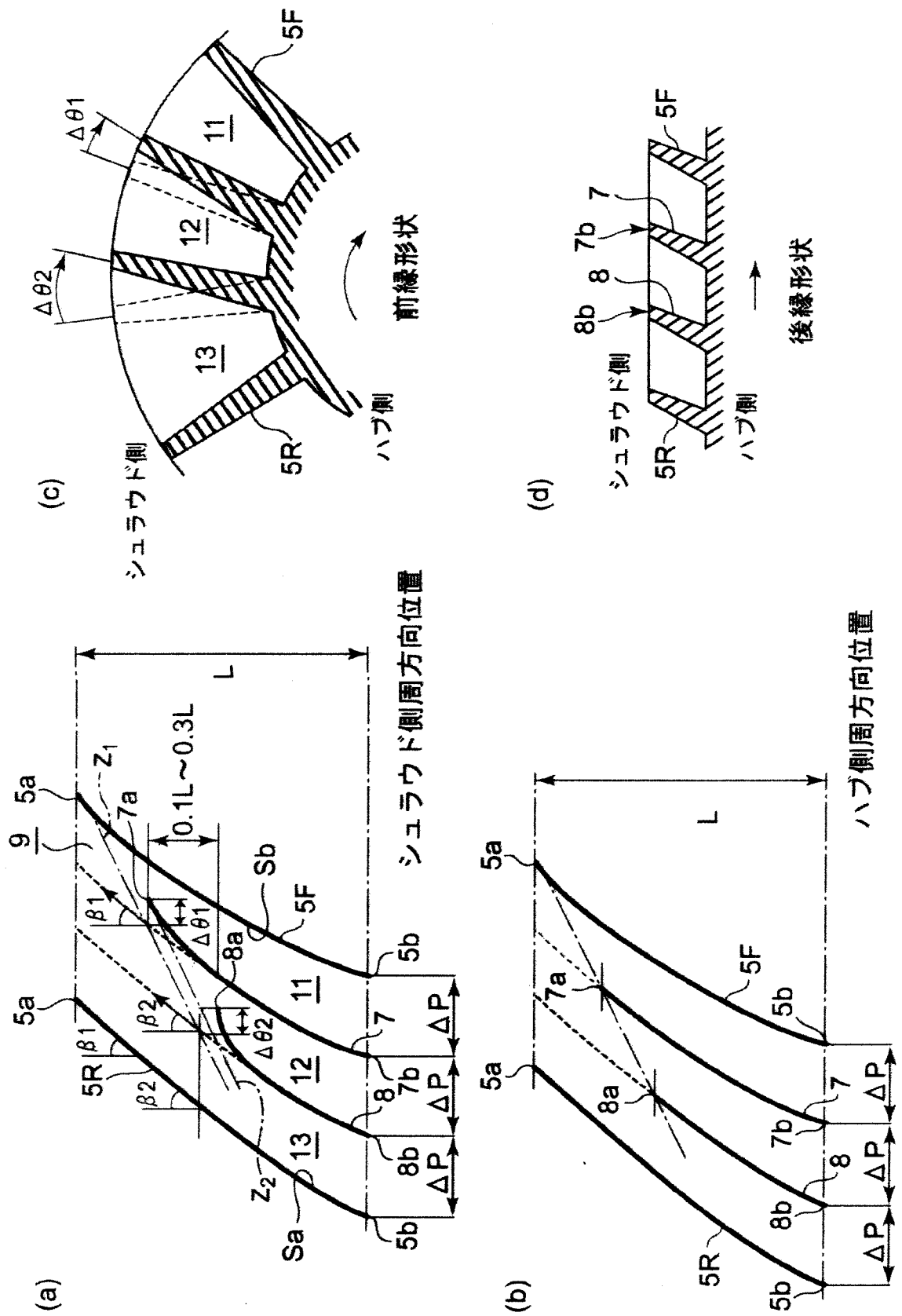
ッタブレードの次に流路方向長さが短い第3スプリッタブレードを備え、該第3スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のスプリッタブレード数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せたことを特徴とする請求項1乃至4のいずれか1項に記載の遠心圧縮機。

[請求項6] 前記第3スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量を、前記第2スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量より大きくしたことを特徴とする請求項5記載の遠心圧縮機。

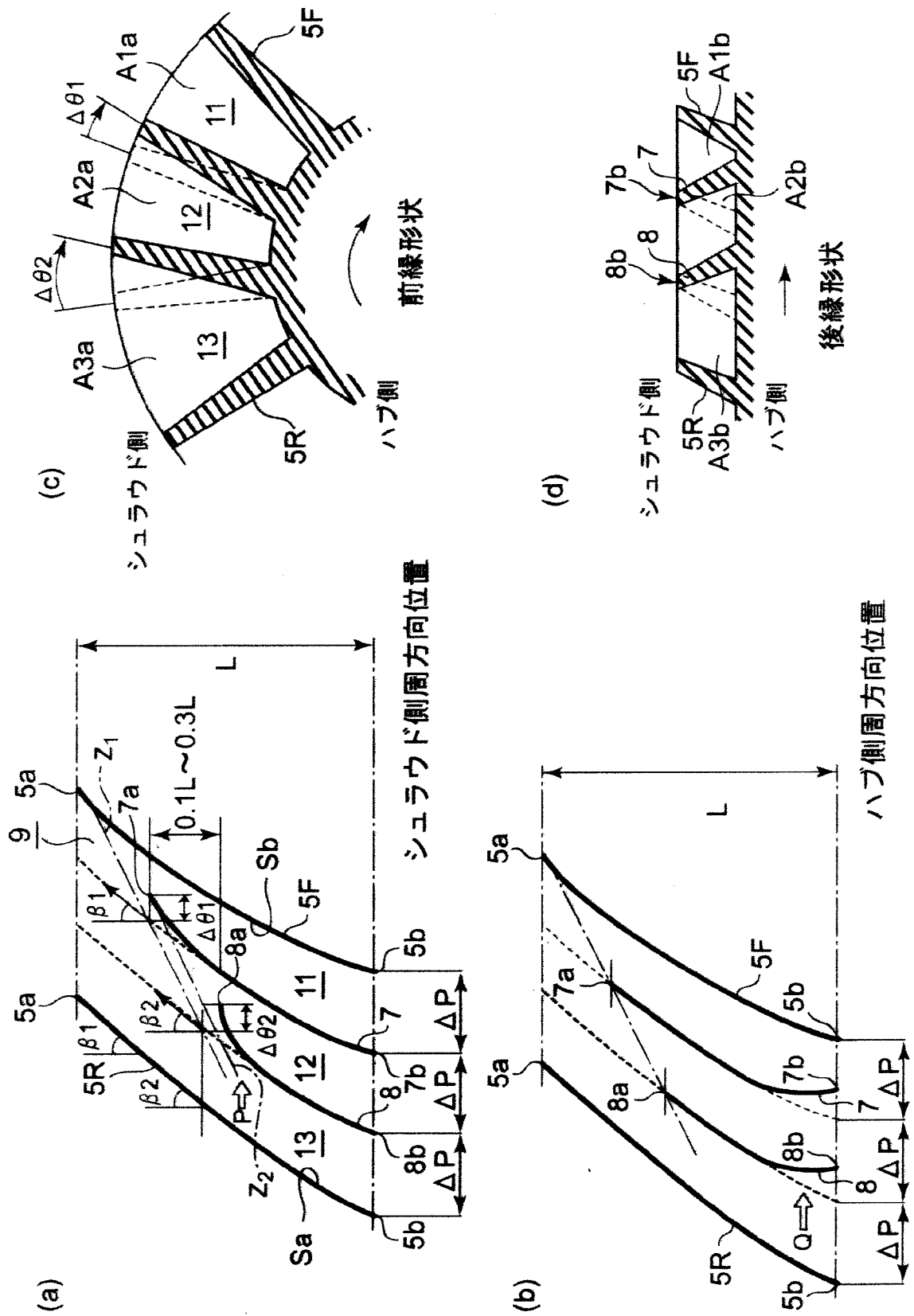
[図1]



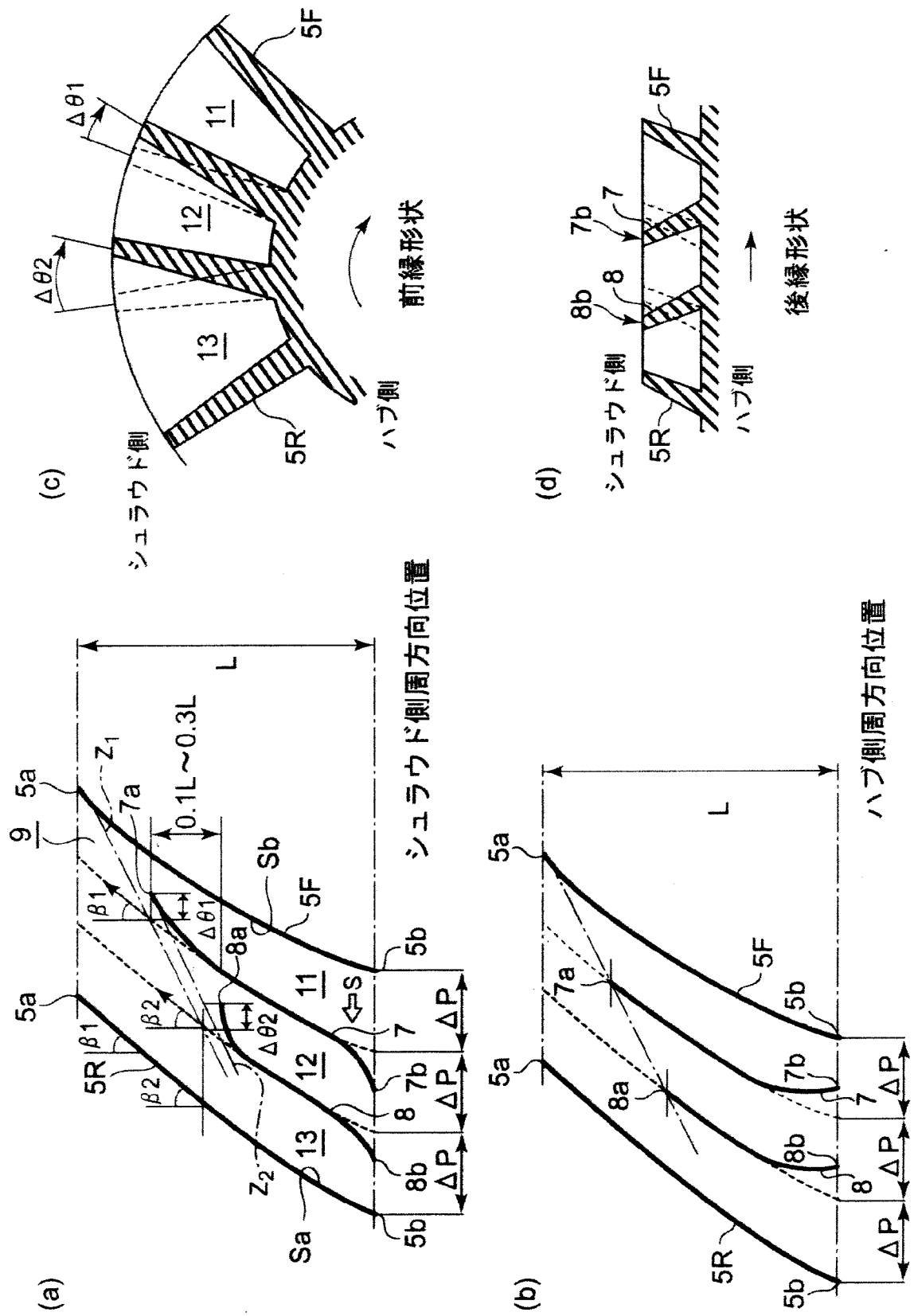
[図2]



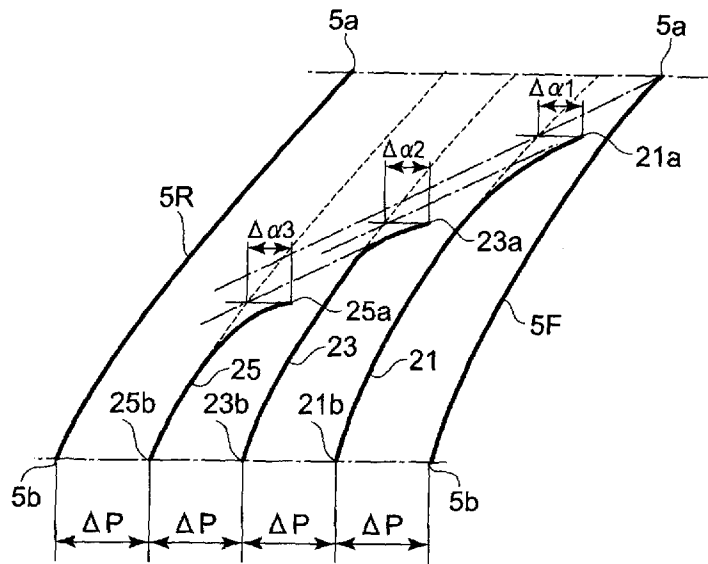
[図3]



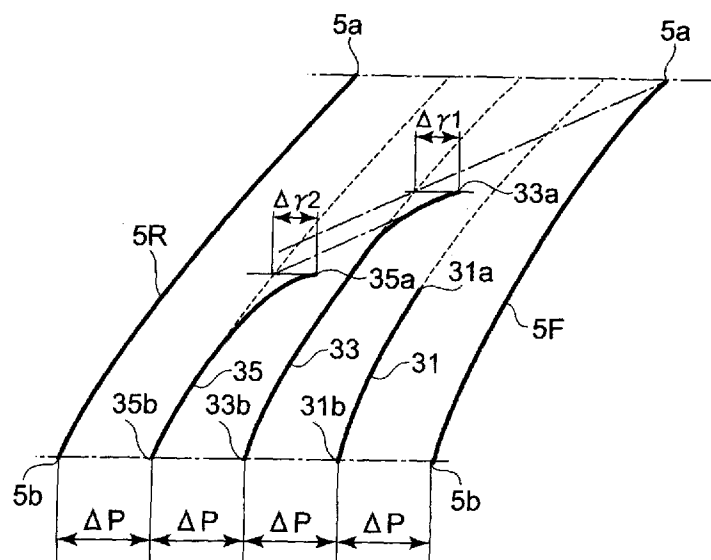
[図4]



[図5]

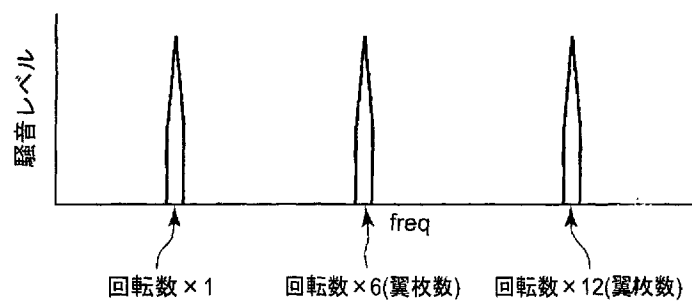


[図6]

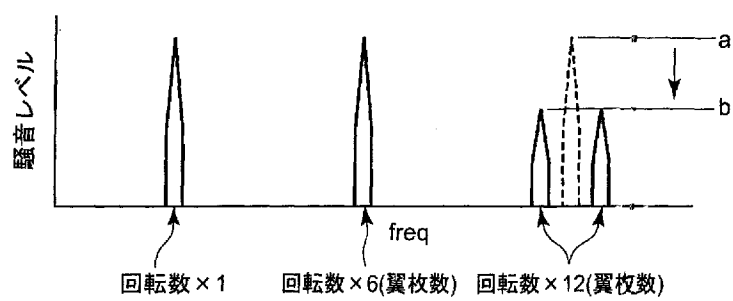


[図7]

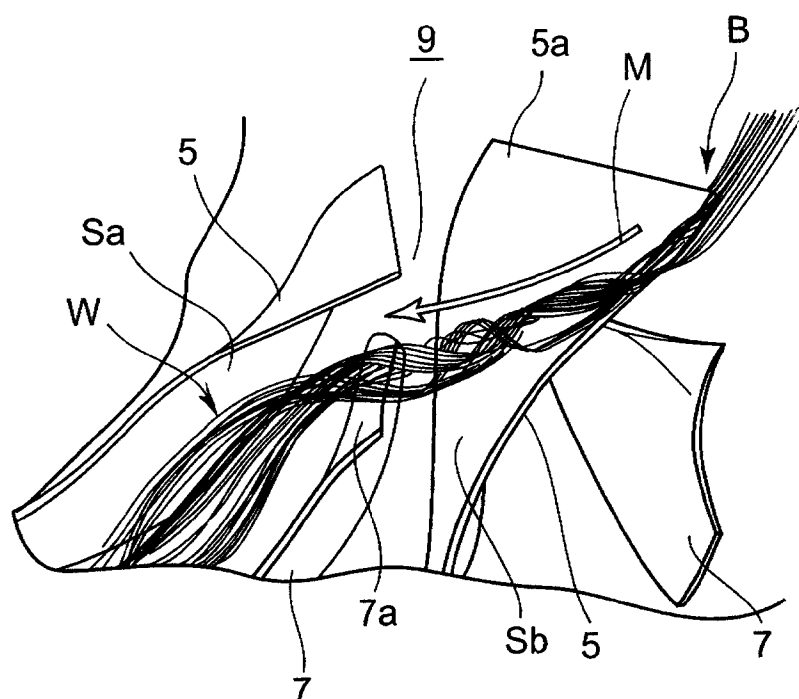
(A)



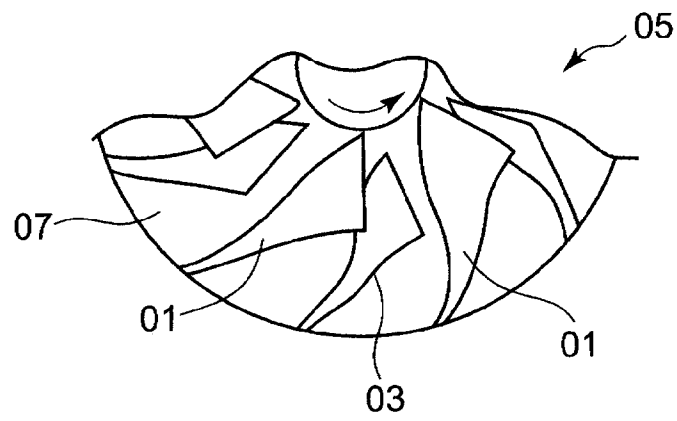
(B)



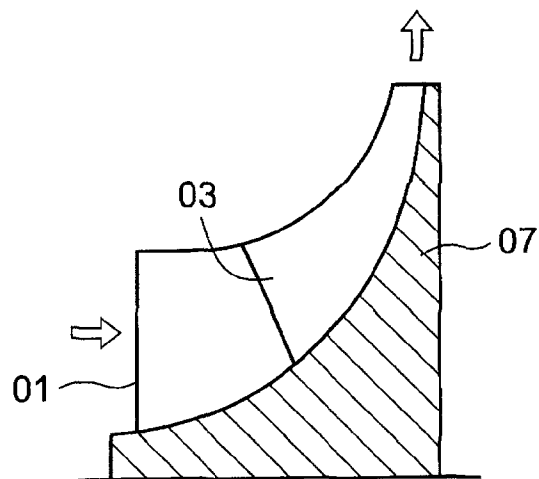
[図8]



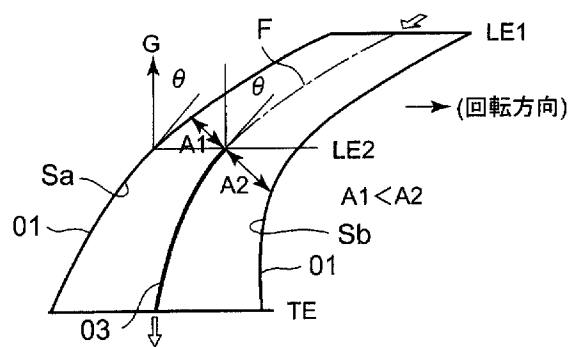
[図9]



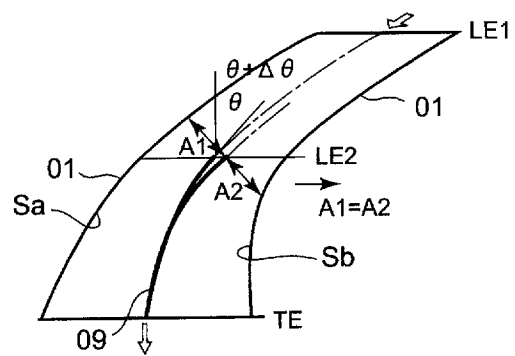
[図10]



[図11]



[図12]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/078201

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04D29/30 (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)

F04D29/30

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 1996-2012

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2012 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2012

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.
Y A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 115400/1988 (Laid-open No. 37297/1990) (Ko Shinraido Hakuyo Suishin Plant Gijutsu Kenkyu Kumiai), 12 March 1990 (12.03.1990), page 1, line 17 to page 2, line 20; fig. 4 to 5 (Family: none)	1, 3 2, 4-6
Y A	JP 2005-180372 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 07 July 2005 (07.07.2005), paragraphs [0020] to [0026]; fig. 1 & WO 2005/054681 A1	1, 3 2, 4-6



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
07 February, 2012 (07.02.12)Date of mailing of the international search report
21 February, 2012 (21.02.12)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/078201

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2002-516960 A (Ebara Corp.), 11 June 2002 (11.06.2002), paragraphs [0002] to [0003], [0012] to [0039]; fig. 5 to 7, 20 & WO 1999/061800 A1	1, 3 2, 4-6
Y A	JP 2002-332992 A (Toyota Central Research and Development Laboratories, Inc.), 22 November 2002 (22.11.2002), paragraphs [0005] to [0008]; all drawings (Family: none)	1, 3 2, 4-6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. F04D29/30 (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 (I P C))

Int.Cl. F04D29/30

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 2 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 2 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 2 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
Y A	日本国実用新案登録出願63-115400号(日本国実用新案登録出願公開2-37297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 (高信頼度船用推進プラント技術研究組合) 1990.03.12, 第1頁第17行-第2頁第20行, 第4-5図 (ファミリーなし)	1, 3 2, 4-6
Y A	JP 2005-180372 A (三菱重工業株式会社) 2005.07.07, 段落【0020】 - 【0026】, 図1 & WO 2005/054681 A1	1, 3 2, 4-6

☒ 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

0 7 . 0 2 . 2 0 1 2

国際調査報告の発送日

2 1 . 0 2 . 2 0 1 2

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (I S A / J P)

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

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)

柏原 郁昭

3 0

4 6 4 6

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 8

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 A	JP 2002-516960 A (株式会社荏原製作所) 2002.06.11, 段落【0002】 - 【0003】, 【0012】 - 【0039】, 図 5-7, 20 & WO 1999/061800 A1	1, 3 2, 4-6
Y A	JP 2002-332992 A (株式会社豊田中央研究所) 2002.11.22, 段落 【0005】 - 【0008】, 全図 (ファミリーなし)	1, 3 2, 4-6