

(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 8 月 2 日(02.08.2012)



(10) 国際公開番号
WO 2012/102145 A1

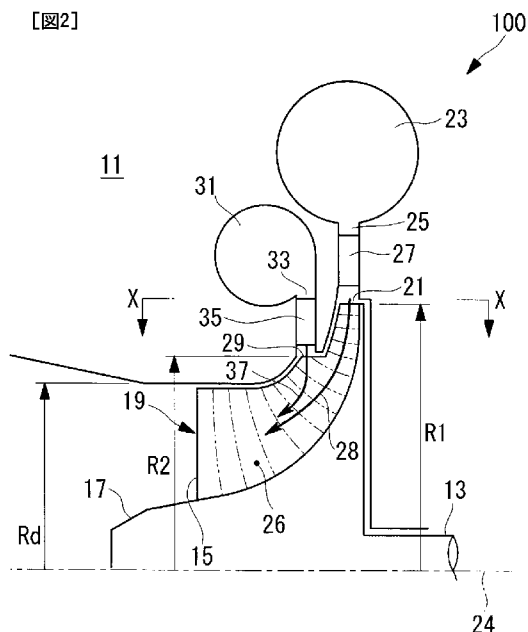
- (51) 国際特許分類:
F01D 5/04 (2006.01) *F01D 1/08* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/050945
- (22) 国際出願日: 2012 年 1 月 18 日(18.01.2012)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2011-015584 2011 年 1 月 27 日(27.01.2011) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 三菱重工業株式会社 (MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, 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): 東森 弘高 (HIGASHIMORI, Hirotaka) [JP/JP]; 〒8510392 長崎県長崎市深堀町五丁目 7 1 7 番地 1 長菱エンジニアリング株式会社内 Nagasaki (JP). 川見 雅幸 (KAWAMI, Masayuki) [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: 藤田 考晴, 外 (FUJITA, Takaharu et al.); 〒2208137 神奈川県横浜市西区みなとみらい 2-2-1 横浜ランドマークタワー 3 7 F Kanagawa (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: RADIAL TURBINE

(54) 発明の名称: ラジアルタービン



(57) Abstract: Provided is a radial turbine with a reduced number of parts and reduced cost which is capable of handling fluids having multiple pressures with a single or an integrated turbine wheel. This radial turbine (100) is equipped with a radial turbine wheel (15), which is equipped with a main passage (26) the blade height of which increases gradually as the main passage curves from the radial direction to the axial direction, and the radial turbine wheel converts revolving energy, from a fluid which flows into the main passage (26) from an outer circumferential-side main inlet (21) and the main component of which is a radial flow, into rotative power. A secondary inlet (29), through which flows a fluid having a pressure (P2) that differs from the pressure (P1) of the fluid supplied from the main inlet (21), is formed on the shroud side of the radial turbine wheel (15) at a position separated from the main inlet (21) in the radial direction and the axial direction. As for the shape of the blade forming the secondary inlet (29), the center line of the blade (19) at the surface perpendicular to the axis of radial turbine wheel (15) slants toward the direction of rotation at a prescribed angle with respect to the radial direction.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2012/102145 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

複数の圧力を持つ流体を単一あるいは一体のタービンホイールで取扱い、部品点数を削減して低コスト化したラジアルタービンを提供する。半径方向から軸方向に湾曲しつつ順次翼高さが高くなる主通路 (26) を備え、外周側の主入口 (21) から主通路 (26) に半径方向の流れを主成分として流入する流体から、旋回エネルギーを回転動力に変換し、流体を軸方向に吐出するラジアルタービンホイール (15) を備えるラジアルタービン (100) であって、ラジアルタービンホイール (15) のシュラウド側に、主入口 (21) に対し半径方向および軸方向に離隔した位置に主入口 (21) から供給される流体の圧力 (P1) とは異なる圧力 (P2) の流体が流入する従入口 (29) が形成され、従入口 (29) を構成する翼形状は、ラジアルタービンホイール (15) の軸線に直交する面において翼 (19) の中心線が半径方向に対し回転方向に向けて所定角度傾斜されている。

明 細 書

発明の名称：ラジアルタービン

技術分野

[0001] 本発明は、ラジアルタービンに関するものである。

背景技術

[0002] 半径方向の流速成分を主要成分として持ってタービンホイールに流入する旋回する流体から、流れの旋回エネルギーを回転動力に変換し、そのエネルギーを放出した流れを軸方向に吐出する単一のタービンホイールを備えているラジアルタービンは、中低温・高温、高圧の流体からエネルギーを回転動力に変換するものであり、各種産業用プラントから高温、高圧の流体で排出される排出エネルギーの動力回収、船舶や車両用の動力源、等の熱サイクルを経由して動力を得るシステムの排熱回収、地熱・O T E C等の中低温熱源を利用するバイナリーサイクル発電の動力回収、等において広く用いられている。

[0003] 各種エネルギー源が複数の圧力を有する場合には、たとえば、特許文献1に示されるように、複数のタービン、すなわち、それぞれの1つの圧力源に対して1つのタービンが用いられている。あるいは、同一軸に2つのタービンホイールを設ける場合もある。

これは、ラジアルタービンが流体のそれぞれの圧力に対し最適な条件に設計されるからである。たとえば、ラジアルタービンの入口半径 R は、重力加速度を g 、ヘッドを H 、タービンホイール入口周速を U とすると、 $g \cdot H \doteq U^2$ の関係で決まる。すなわち、タービンホイールの回転数を N (r p m) とすると、入口半径 R は、 $R \doteq U / 2 \cdot \pi / (N / 60)$ の近傍の値が設定される。

[0004] また、流量変動の大きな流体を扱うラジアルタービンでは、たとえば、特許文献2に示されるように、1個の入口流路を隔壁で仕切って、分割するものが知られている。しかしながら、これは同一圧力の流体を流量に応じて入

口の大きさを变化させるものである。

しかしながら、これは両方の入口流路が同一圧力の流体を扱うものである。また、両方の入口流路が隣接して設けられ、隔壁によって区切られているだけのものであるので、異なる圧力の流体を取り扱う場合、高圧の流体が低圧の流体の方へ漏れ、タービン効率を低下させる。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開平1－285607号公報

特許文献2：特開昭63－302134号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] ところで、特許文献1に示されるように複数のタービンを用いるものは、製造コストが大きくなるし、設置スペースが大きくなる。

また、同一軸に複数のタービンホイールを設ける場合、タービン部品点数が多く、構造が複雑となるし、製造コストが大きくなる。

[0007] 本発明は、このような事情に鑑み、複数の圧力を持つ流体を単一あるいは一体のタービンホイールで取扱い、部品点数を削減して低コスト化したラジアルタービンを提供することを目的とする。

また、本発明では、タービン効率の低下を抑制し、あるいは、軸受箱等の空間を十分に確保できるラジアルタービン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

[0008] 上記課題を解決するために、本発明は以下の手段を採用する。

すなわち、本発明の第一態様は、半径方向から軸方向に湾曲しつつ順次翼高さが高くなる主通路を備え、外周側に位置する主入口から前記主通路に半径方向の流れを主成分として流入する旋回する流体から、流れの旋回エネルギーを回転動力に変換し、そのエネルギーを放出した流れを軸方向に吐出するタービンホイールを備えているラジアルタービンであって、前記タービン

ホイールのシュラウド側に、前記主入口に対し半径方向および軸方向に離隔した位置に前記主入口から供給される流体の圧力とは異なる圧力の流体が流入する従入口が形成され、該従入口を構成する翼形状は、前記タービンホイールの軸線に直交する面において前記翼の中心線が半径方向に対し回転方向に向けて所定角度傾斜されているラジアルタービンである。

[0009] 本態様によると、流体は、主入口からタービンホイールの主通路の外周端に導入される。主入口から導入された流体は、半径方向から軸方向に湾曲しつつ順次翼高さが高くなる主通路を通して順次圧力を低減されつつタービンホイールから吐出され、タービンホイールが取り付けられている回転軸に動力を発生させる。

タービンホイールのシュラウド側に、主入口に対し半径方向および軸方向に離隔した位置に従入口が形成され、従入口には、主入口から供給される流体の圧力とは異なる圧力、具体的には主入口に流入する流体よりも低い圧力の流体が流入する。従入口から導入された流体は、上流側の主入口および従入口から導入された流体と混合され、順次圧力を低減されつつタービンホイールから流出し、タービンホイールが取り付けられている回転軸に動力を発生させる。

主入口と従入口との間および各従入口間には、ケーシングが存在しているので、明確に区別され、流体の漏出を防止することができる。

このように、複数の圧力を有する流体を、単一のタービンホイールによって回転動力として取り出すことができる。これにより、部品点数を低減することができ、製造コストを低減することができる。

[0010] このとき、従入口を構成する翼形状は、タービンホイールの軸線に直交する面において翼の中心線が半径方向に対し回転方向に向けて所定角度傾斜されているので、流入する流体の旋回流速成分の大きさは、その位置におけるタービンホイール、すなわち、翼の周速よりも小さくなる。

タービンホイールへ流入する流体の圧力であるヘッドは、流体の旋回流速成分と翼の周速とを乗算した値に比例する。タービンホイールの軸線に直交

する面において翼の中心線が半径方向に対し回転方向に傾斜していないタービンホイールでは、一般に設計点として、タービンホイールの出口での流体の旋回流速成分をゼロとし、入口におけるヘッドを流体の旋回流速成分と翼の周速とが等しくなるようにされている。

本態様では、流入する流体の旋回流速成分の大きさは、その位置におけるタービンホイール、すなわち、翼の周速よりも小さくなるので、同一ヘッド、すなわち、流体の旋回流速成分と翼の周速との積を一定とする場合、翼の周速を一般のものよりも大きくすることができる。言い換えれば、従入口の半径方向位置を主入口により近い位置にすることができる。

従入口の半径方向位置を主入口により近い位置にすると、主入口から流入する流体と従入口から流入する流体との流れ方向が交差する角度がより小さくなり、なめらかに合流することができるので、両者の衝突によって生じる圧力損失をより小さくすることができる。これにより、ラジアルタービンのタービン効率の低下を抑制することができる。

[0011] 前記態様では、前記従入口を構成する翼の前縁を結ぶ線が、前記タービンホイールの軸線中心を中心とする円筒面において、前記軸線中心に対して前記翼の先端側に開くように傾斜して構成されていてもよい。

[0012] このようにすると、従入口を構成する翼の主入口側が、主入口を構成する翼に近づくようにすることができる。したがって、従入口を構成する翼の主入口側を、主入口を構成する翼に連続するようにすることができる。

この場合、主入口からの翼をタービンホイールの軸線中心を中心とする円筒面において、軸線中心に対して従入口の翼側に開くように傾斜させることによってよりなめらかに連続させることができる。

このように、主入口を持つ翼と、従入口を持つ翼とが連続した翼面を構成するようにすると、従来の手法にて、あたかも1枚の翼面が連続する翼であるかのように設計することができるし、従来の翼製作技術にて一体に製作することができる。

[0013] 本発明の第二態様は、半径方向から軸方向に湾曲しつつ順次翼高さが高く

なる主通路を備え、外周側に位置する主入口から前記主通路に半径方向の流れを主成分として流入する旋回する流体から、流れの旋回エネルギーを回転動力に変換し、そのエネルギーを放出した流れを軸方向に吐出するタービンホイールを備えているラジアルタービンであって、前記タービンホイールには、前記主入口よりも半径方向内側位置に、前記主通路のハブ面から分岐され前記主通路の背面側に向かい延在する従通路が備えられ、該従通路の外周端には、前記主入口と異なる半径方向位置とされ、前記主入口から供給される流体の圧力とは異なる圧力の流体が供給される従入口が形成され、該従入口を構成する翼形状は、前記タービンホイールの軸線に直交する面において前記翼の中心線が半径方向に対し回転方向に向けて所定角度傾斜されているラジアルタービンである。

[0014] 本態様によると、流体は、主入口からタービンホイールの主通路の外周端に導入される。主入口から導入された流体は、半径方向から軸方向に湾曲しつつ順次翼高さが高くなる主通路を通して順次圧力を低減されつつタービンホイールから吐出され、タービンホイールが取り付けられている回転軸に動力を発生させる。

主入口から供給される流体の圧力とは異なる圧力の流体が、従入口から従通路の外周端に導入される。この流体は、従通路を通して主通路のハブ面から主通路に供給され、主入口から導入された流体と混合される。混合された流体は、順次圧力を低減されつつタービンホイールから流出し、タービンホイールが取り付けられている回転軸に動力を発生させる。

明確に区別され、流体の漏出を低減するために、主入口と従入口との間は、主通路を構成するタービンホイールの背板とケーシングとの間で調整された間隙で区切られていることが好適である。

このように、複数の圧力を有する流体を、単一あるいは一体のタービンホイールによって回転動力として取り出すことができる。これにより、部品点数を低減することができ、製造コストを低減することができる。

[0015] このとき、従入口を構成する翼形状は、タービンホイールの軸線に直交す

る面において翼の中心線が半径方向に対し回転方向に向けて所定角度傾斜されているので、流入する流体の旋回流速成分の大きさは、その位置におけるタービンホイール、すなわち、翼の周速よりも小さくなる。

タービンホイールへ流入する流体の圧力であるヘッドは、流体の旋回流速成分と翼の周速とを乗算した値に比例する。タービンホイールの軸線に直交する面において翼の中心線が半径方向に対し回転方向に傾斜していないタービンホイールでは、一般に設計点として、タービンホイールの出口での流体の旋回流速成分をゼロとし、入口におけるヘッドを流体の旋回流速成分と翼の周速とが等しくなるようにされている。

本態様では、流入する流体の旋回流速成分の大きさは、その位置におけるタービンホイール、すなわち、翼の周速よりも小さくなるので、同一ヘッド、すなわち、流体の旋回流速成分と翼の周速との積を一定とする場合、翼の周速を一般のものよりも大きくすることができる。言い換えれば、従入口の半径方向位置を主入口により近い位置にすることができる。

従入口の半径方向位置を主入口により近い位置にすると、従入口に流入させる流体通路を回転軸からより離れた位置に設置することができるので、回転軸の回りに設置される軸受箱等の空間を十分に確保することができる。

[0016] 上記各態様では、前記所定角度は、 10° 以上とされていることが好適である。

発明の効果

[0017] 本発明によれば、タービンホイールのシュラウド側に、主入口に対し半径方向および軸方向に離隔した位置に複数の従入口が形成され、あるいは、主通路のハブ面から分岐され主通路の背面側に向かい延在する従通路および従入口が備えられているので、複数の圧力を有する流体を、単一あるいは一体のタービンホイールによって回転動力として取り出すことができる。これにより、部品点数を低減することができ、製造コストを低減することができる。

このとき、従入口を構成する翼形状は、タービンホイールの軸線に直交す

る面において翼の中心線が半径方向に対し回転方向に向けて所定角度傾斜されているので、ラジアルタービンのタービン効率の低下を抑制することができる、あるいは、回転軸の回りに設置される軸受箱等の空間を十分に確保することができる。

図面の簡単な説明

[0018] [図1]本発明の第一実施形態にかかるエキスパンジョンタービンが用いられているバイナリー発電システムの構成を示すブロック図である。

[図2]図1のエキスパンジョンタービンにラジアルタービンを適用した部分断面図である。

[図3]図2のラジアル翼を軸線方向に見た正面図である。

[図4]図2のラジアル翼を示すX-X視図である。

[図5]図2の従入口における速度三角形を示す図である。

[図6]本発明の第一実施形態にかかるラジアルタービンの比較例を示す部分断面図である。

[図7]図6の従入口における速度三角形を示す図である。

[図8]本発明の第一実施形態にかかるエキスパンジョンタービンが用いられているバイナリー発電システムの別の構成を示すブロック図である。

[図9]本発明の第一実施形態にかかるエキスパンジョンタービンが用いられているプラントシステムの構成を示すブロック図である。

[図10]本発明の第二実施形態にかかるラジアルタービンを示す部分断面図である。

[図11]図10のラジアル翼を軸線方向に見た正面図である。

[図12]図10のラジアル翼を示すY-Y視図である。

発明を実施するための形態

[0019] 以下、本発明の実施形態を、図面を用いて詳細に説明する。

[第一実施形態]

以下、本発明の第一実施形態にかかるラジアルタービン100について図1～図5を参照して説明する。

図 1 は、本発明の第一実施形態にかかるエキスパンジョンタービンが用いられているバイナリー発電システムの構成を示すブロック図である。図 2 は、図 1 のエキスパンジョンタービンとして本発明のラジアルタービンが使用される場合のラジアルタービン形状を示す部分断面図である。図 3 は、図 2 のラジアル翼を軸線方向に見た正面図である。図 4 は、図 2 のラジアル翼を示す X-X 視図である。図 5 は、従入口における速度三角形を示す図である。

[0020] バイナリー発電システム 3 は、たとえば、地熱発電を行うシステムとして使用されるものである。バイナリー発電システム 3 には、複数の熱源を有する熱源部 5 と、2 個のバイナリーサイクル 7 A、7 B と、エキスパンジョンタービン 1、エキスパンジョンタービン 1 の回転動力によって電力を発生する発電機 9 とが備えられている。

[0021] 熱源部 5 は、地熱によって加熱された蒸気や熱水をバイナリーサイクル 7 A、7 B に供給する。熱源部 5 は、温度 T_1 、 T_2 が異なり圧力が異なる 2 種類の蒸気や熱水を供給するように構成されている。

バイナリーサイクル 7 A、7 B は、作動流体である低沸点媒体（流体）を循環させるランキンサイクルで構成されている。低沸点媒体としては、たとえば、イソブタン等の有機媒体、フロン、代替フロン、またはアンモニアやアンモニアと水の混合流体、等が用いられる。

[0022] バイナリーサイクル 7 A、7 B では、熱源部 5 からの高温蒸気や熱水によって、低沸点媒体が加熱され、高圧流体とされ、これがエキスパンジョンタービン 1 に供給される。エキスパンジョンタービン 1 から排出された低沸点媒体は、バイナリーサイクル 7 A、7 B に戻され、再度高温蒸気や熱水によって加熱され、これを順次繰り返す。

このとき、2 つのバイナリーサイクル 7 A、7 B では、同じ低沸点媒体が用いられている。バイナリーサイクル 7 A、7 B に供給される高温蒸気や熱水の温度が異なるので、それらからエキスパンジョンタービン 1 に供給される低沸点媒体の圧力 P_1 、 P_2 は異なっている。圧力 P_1 が圧力 P_2 よりも

大きい。

[0023] ラジアルタービン 100 には、ケーシング 11 と、ケーシング 11 に回転可能に支持された回転軸 13 と、回転軸 13 の外周に取り付けられたラジアルタービンホイール（タービンホイール） 15 と、が備えられている。

ラジアルタービンホイール 15 は、回転軸 13 の外周に取り付けられたハブ 17 とハブ 17 の外周面に放射状に間隔を空けて備えられた複数の翼 19 とで構成されている。

[0024] ラジアルタービンホイール 15 の外周端には、半径 R1 の位置に全周に亘る主入口 21 が形成されている。主入口 21 の外周側には、環状の空間である入口流路 25 が形成されている。入口流路 25 の外周側端部には、バイナリーサイクル 7A から供給される圧力 P1 の低沸点媒体が導入される主流入路 23 が形成されている。

入口流路 25 には、周方向に間隔を空けて配置された複数の翼から構成され高速旋回流を発生させるノズル 27 が設けられている。

また、ノズル翼を有しないスクロールなどの高速旋回流発生流路により高速旋回流を発生させるようにしても良い。

ラジアルタービンホイール 15 には、主入口 21 からタービンホイール出口 21 に向かって流れが流出するように半径方向から軸方向に向かい湾曲した主通路 26 が形成されている。

[0025] ラジアルタービンホイール 15 のシュラウド側に、主入口 21 に対し半径方向および軸方向に離隔した半径 R2 の位置に従入口 29 が形成されている。

従入口 29 の外周側には、環状の空間である入口流路 33 が形成されている。入口流路 33 の外周側端部には、バイナリーサイクル 7B から供給される圧力 P2 の低沸点媒体が導入される従流入路 31 が形成されている。

入口流路 33 には、周方向に間隔を空けて配置された複数の翼から構成されるノズル 35 が設けられている。

[0026] 図 2 には、ラジアルタービンホイール 15 内を通る流体の等圧線が一点鎖

線で示されている。

半径 R_2 は、従入口 29 から供給される流体の圧力が、ラジアルタービンホイール 15 内でこの位置を通る流体の圧力と略同一となるように設定されている。

[0027] 翼 19 は、主入口 21 のハブ 17 側は軸線中心 24 に対してほぼ同一の角度の放射状の翼形状を有し、ラジアルタービンホイール 15 の出口に向けて放物線状に回転軸 13 に対して翼の角度が大きくなるという翼形状とされている。

従入口 29 を構成する翼形状は、図 3 に示されるように、回転軸 13 の軸線に直交する面において翼 19 の中心線が半径方向に対し回転方向 20 の下流側に角度（所定角度） β_2 傾斜されている。角度 β_2 は、 10° 以上とされていることが好適である。

そして、前縁を結ぶ線 22 は、図 4 に示されるように回転軸 13 の軸線中心 24 を中心とする円筒面において、軸線中心 24 に対して翼 19 の先端側に開くように傾斜して構成されている。線 22 の回転軸 13 の軸線中心 24 に対する傾斜角は角度 γ_2 とされている。

[0028] 主入口 21 は半径 R_1 の位置に、従入口 29 は半径 R_2 の位置に設けられている。

翼 19 の主入口 21 近傍における翼形状は、回転軸 13 の軸線に直交する面において翼 19 の中心線が半径方向に略沿うように構成されている。したがって、主入口 21 の半径 R_1 は、次のように設定される。入口圧 P_1 およびヘッド H_1 に対して $g \cdot H_1 \doteq U_1^2$ の関係がある。ラジアルタービンホイール 15 の回転数を N (rpm) とすると、主入口 21 の半径 R_1 は、 $R_1 \doteq U_1 / 2 \cdot \pi / (N / 60)$ の近傍の値に設定される。

これをさらに厳密に表示すると、 $g * H_1 = C_{u1} * U_1 - C_{ud} * U_d$ (C_{u1} ; 主入口 21 での流れの旋回流速成分、 C_{ud} ; ラジアルタービンホイール 15 出口の代表旋回流速成分、 U_d ; ラジアルタービンホイール 15 出口の代表周速) であり、設計点では一般に $C_{ud} \doteq 0$ 、 $C_{u1} \doteq U_1$ に

設定されるために、結果として前述した関係で主入口 2 1 の半径 R_1 が設定される。

[0029] 一方、従入口 2 9 近傍の翼形状は、回転軸 1 3 の軸線に直交する面において翼 1 9 の中心線が半径方向に対し回転方向 2 0 の下流側に角度（所定角度） β_2 傾斜されている。

この場合、従入口 2 9 における速度三角形は図 5 に示されるようになる。すなわち、従入口 2 9 に流入する流体の絶対流速 C_2 は、子午面流速成分 C_{m2} と旋回流速成分 C_{u2} とに分解される。また、絶対流速 C_2 は、翼面に沿う相対流速 W_2 と、ラジアルタービンホイール 1 5 の周速 U_2 とに分解される。

従入口 2 9 の近傍における角度 β_2 傾斜した翼面に沿う相対流速 W_2 によって流入する流体の旋回流速成分 C_{u2} の大きさは、その位置におけるラジアルタービンホイール 1 5 の周速 U_2 よりも小さくなる。言い換えれば、旋回流速成分 C_{u2} と周速 U_2 とは異なる大きさとなる。

[0030] したがって、従入口 2 9 の半径 R_2 は、次のように設定される。従入口 2 9 における入口圧 P_2 およびヘッド H_2 に対して $g \cdot H_2 \doteq C_{u2} \cdot U_2$ の関係がある。ラジアルタービンホイール 1 5 の回転数を N (rpm) とすると、従入口 2 9 の半径 R_2 は、 $R_2 \doteq U_2 / (2 \cdot \pi / (N / 60))$ の近傍の値に設定される。

これをさらに厳密に表示すると、 $g \cdot H_2 = C_{u2} \cdot U_2 - C_{ud} \cdot U_d$ であり、設計点では一般に $C_{ud} \doteq 0$ に設定されるために、結果として前述した関係で従入口 2 9 の半径 R_2 が設定される。

[0031] 比較例として、図 6 に示される回転軸 1 3 の軸線に直交する面において翼 1 9 の中心線が半径方向に略沿うように構成されている翼形状を持つ従入口 3 0 を備え、それ以外は本実施形態と同様な構成とされているラジアルタービンホイール 1 5 について説明する。図 7 には、図 6 のラジアルタービン 1 5 の従入口 3 0 における速度三角形が示されている。

従入口 3 0 が設置される位置の半径 R' は、主入口 2 1 の半径 R_1 と同様

に、入口圧 P_2' およびヘッド H_2' に対して $g \cdot H_2' \cong U_2'^2$ ($\cong C_{u2}' \cdot U_2'$) の関係がある。ラジアルタービンホイール 15 の回転数を N (rpm) とすると、従入口 30 の半径 R_2' は、 $R_2' \cong U_2' / 2 \cdot \pi / (N / 60)$ の近傍の値に設定される。

[0032] 従入口 29 においては $g \cdot H_2 \cong C_{u2} \cdot U_2$ と示されるのに対し、従入口 30 では、 $g \cdot H_2' \cong U_2'^2$ ($\cong C_{u2}' \cdot U_2'$) と示される。

この関係において、従入口 29 のヘッド H_2 および従入口 30 のヘッド H_2' が同一とされる場合、上述のように従入口 29 では、旋回流速成分 C_{u2} が周速 U_2 よりも小さいので、 $C_{u2}' \cong U_2'$ である従入口 30 の旋回流速成分 C_{u2}' および周速 U_2' に対して、たとえば、1 以上の定数 α を用いて $C_{u2} = C_{u2}' / \alpha$ 、 $U_2 = U_2' \cdot \alpha$ とすることで行うことができる。この時、回転数が一定とすれば、従入口 29 の半径 R_2 と従入口 30 の半径 R_2' との関係は、半径 $R_2 = R_2' \cdot \alpha$ となる。

したがって、ヘッド H が同一である場合には、従入口 29 の半径 R_2 は、従入口 30 の半径 R_2' よりも大きくすることができる。

[0033] 従入口 29 の前縁を結ぶ線 22 は、回転軸 13 の軸線中心 24 を中心とする円筒面において、軸線中心 24 に対して翼 19 の先端側に角度 γ_2 だけ開くように傾斜して構成されているので、従入口 29 を構成する翼 19 の主入口 21 側が、主入口 21 を構成する翼 19 に近づくようにすることができる。したがって、図 4 に示されるように従入口 29 を構成する翼 19 の翼面を、主入口 21 を構成する翼 19 の翼面と連続するようにすることができる。

このように、主入口 21 と、従入口 29 とが連続した翼面を構成するようにすると、従来の手法にて、あたかも 1 枚の翼面が連続する翼 19 であるかのように設計することができるし、従来の翼製作技術にて一体に製作することができる。

この場合、軸線中心 24 を中心とする円筒面において、主入口 21 からの翼 19 部分を軸線中心 24 に対して従入口 29 側に開くように傾斜させるようにしてもよい。これによって、主入口 21 と、従入口 29 とをよりなめら

かに連続させることができる。

[0034] 以下、このように構成された本実施形態にかかるラジアルタービン100の動作について説明する。

バイナリーサイクル7Aから供給される圧力 P_1 の低沸点媒体は、主流入路23から入口流路25を通してノズル27によって流量、流速を調整され、流量 G_1 の低沸点媒体が主入口21から主通路26に供給される。この低沸点媒体は、主通路26に沿って流れ28のように湾曲しつつラジアルタービンホイール15の出口に向かい流れる。このとき、ラジアルタービンホイール15に供給される低沸点媒体の圧力は P_{N1} である。この圧力 P_{N1} の低沸点媒体は、主通路26を通してラジアルタービンホイール15の出口圧 P_d まで連続的に圧力が低下しながらラジアルタービンホイール15から流出し、ラジアルタービンホイール15が取り付けられている回転軸13に回転動力を発生させる。

[0035] このとき、バイナリーサイクル7Bから供給される圧力 P_2 の低沸点媒体は、従流入路31から入口流路33を通してノズル35によって流量、流速を調整され、流量 G_2 の低沸点媒体が従入口29からラジアルタービンホイール15に供給される。

このとき、この従入口29からラジアルタービンホイール15内に供給される低沸点媒体の圧力 P_{N2} は、ラジアルタービンホイール15を流れるラジアルタービンホイール15出口に向かい順次、言い換えれば連続的に低下する低沸点媒体の従入口29位置における圧力に一致するようにされている。

従入口29に供給された低沸点媒体は、流れ37のように流れて主入口21から導入された低沸点媒体と合流する。

[0036] ラジアルタービンホイール15の出口の半径 R_d は、流量が大きい場合、主入口21の半径 R_1 の0.6~0.7倍程度の大きさに設定されるものが多い。たとえば、図6に示される従入口30を備えたラジアルタービンホイール15を用いる場合、従入口30に流入する低沸点媒体のヘッド H_2 が

主入口 21 でのヘッド H_1 の 0.5 倍であるとする、従入口 30 が設置される半径 R_2 は、主入口 21 の半径 R_1 の $\sqrt{5}$ 倍、すなわち、0.707 倍となる。

このような状態では、主入口 21 から流入した流れ 28 と、従入口 30 から流入した流れ 37 と、の子午面における流れの代表速度のベクトルが平行に流れることができず、流れ 28、37 が互いに衝突するため、流れの圧力損失が増加することになる。

[0037] 本実施形態では、同じヘッドの場合、回転軸 13 の軸線に直交する面において翼 19 の中心線が半径方向に対し回転方向 20 の下流側に角度 β_2 傾斜されている翼形状を持つ従入口 29 が設置される半径位置は、回転軸 13 の軸線に直交する面において翼 19 の中心線が半径方向に略沿うように構成されている翼形状を持つ従入口 30 の半径位置に比べて大きくできるので、主入口 21 から流入する低沸点媒体の流れ 28 と従入口 29 から流入する低沸点媒体の流れ 37 とが交差する角度を、従入口 30 のそれと比べて小さくすることができる。したがって、主入口 21 から低沸点媒体と従入口 29 からの低沸点媒体とが従入口 30 よりもよりなめらかに合流することができるので、両者の衝突によって生じる圧力損失をより小さくすることができる。これにより、ラジアルタービン 100 のタービン効率の低下を抑制することができる。

[0038] 従入口 29 から流入した流量 G_2 の低沸点媒体は、主入口 21 から供給された流量 G_1 の低沸点媒体と混合され、一体となってラジアルタービンホイール 15 の出口から流出される。流量 G_1 および流量 G_2 が合わさった流量の低沸点媒体が、ラジアルタービンホイール 15 を介して回転軸 13 に回転動力を発生させる。

回転軸 13 の回転駆動によって発電機 9 が電力を発生させる。

[0039] このように、バイナリーサイクル 7A、7B からの圧力の異なる低沸点媒体を、それぞれラジアルタービンホイール 15 の主入口 21 および従入口 29 に供給することによって、単一のラジアルタービンホイール 15 によって

回転動力として取り出すことができる。

これにより、本実施形態にかかるラジアルタービン100は、複数のエキスパンジョンタービンあるいは複数のラジアルタービンホイールを備えるエキスパンジョンタービンに比べて部品点数を低減することができ、製造コストを低減することができる。

[0040] なお、本実施形態では、ラジアルタービンホイール15にシュラウドが設けられていないが、これに限定されない。

たとえば、主入口21と従入口29との間に位置するラジアルタービンホイール15にシュラウドを取り付けてもよい。また、シュラウドに加えて従入口29からラジアルタービンホイール15の出口の間にシュラウドを設けるようにしてもよい。

このようにすると、主入口21と従入口29との間における翼先端のクリアランスによる低沸点媒体の漏れ損失を低減することができ、タービン効率を高くすることができる。

[0041] さらに、本実施形態では、従入口29は一箇所とされているが、複数箇所に設けるようにしてもよい。

このようにすると、3以上の異なる圧力の低沸点媒体を単一のラジアルタービンホイール15によって回転動力として取り出すことができ、より部品点数を低減することができ、製造コストを低減することができる。

[0042] 本実施形態では、2つのバイナリーサイクル7A、7Bを持つ、バイナリー発電システム3に適用するとして説明したが、エキスパンジョンタービン1の用途はこれに限定されない。

たとえば、図8に示されるように、1つのバイナリーサイクル7Cを有するバイナリー発電システム3にも適用できる。これはバイナリーサイクル7Cから圧力の異なる低沸点媒体を取り出してエキスパンジョンタービン1によって動力を回収する。

[0043] また、図9に示されるプラントシステム2でエキスパンジョンタービン1を用いるようにしてもよい。プラントシステム2には、たとえば、ボイラプ

ラント４で、複数、たとえば、３つの圧力の異なる蒸気（流体）を取り出してエキスパンジョンタービン１によって動力を回収するものである。

プラントシステム２としては、各種産業プラントであり、たとえば、化学プラントにおいて分離や混合が行われるプロセスの混合過程に使用されても良い。

[0044] [第二実施形態]

次に、本発明の第二実施形態にかかるラジアルタービン１００について、図１０～図１２を用いて説明する。

本実施形態は、タービンホイールの構成が第一実施形態のものと異なるので、ここではこの異なる部分について主として説明し、前述した第一実施形態のものと同じ部分については重複した説明を省略する。

なお、第一実施形態と同じ部材には同じ符号を付している。

[0045] 図１０は、本発明の第二実施形態にかかるラジアルタービン１００を示す部分断面図である。図１１は、図１０のラジアル翼を軸線方向に見た正面図である。図１２は、図１０のラジアル翼を示すＹ－Ｙ視図である。

[0046] 本実施形態では、主通路２６のハブ面に、背面側に向かい延在する従通路３２が備えられている。主通路２６と従通路３２とは、一点鎖線で示される主通路２６のハブ面の仮想線である合流部３４で流れが合流する。言い換えれば、従通路３２は、合流部３４から分岐され、主通路２６の背面側に向かい延在するように形成されている。

従通路３２の背面側の外周端には、主入口２１と異なる半径Ｒ２の位置に全周に亘る従入口３６が形成されている。

[0047] 半径Ｒ２の位置に設置された従入口３６の外周側には、環状の空間である入口流路３８が形成されている。入口流路３８の外周端には、バイナリーサイクル７Ｂから供給される圧力Ｐ２の低沸点媒体が導入される従流入路４０が接続されている。

入口流路４０には、周方向に間隔を空けて配置された複数の翼から構成されるノズル４２が設けられている。

[0048] ラジアルタービンホイール 15 の翼 19 には、合流部 34 で分岐され、従通路 32 の周方向を区画する分岐通路壁（翼）44 が形成されている。

主入口 21 から合流部 34 に至る翼 19 の背面と、分岐通路壁 44 のシュラウド側には、背板 46 が設けられている。

隣り合う翼 19 と、ハブ 17 と、背板 46 と、ケーシング 11 とで、主通路 26 が形成される。隣り合う翼 19 の分岐通路壁 44 と、ハブ 17 と、背板 26 の半径方向内向きの面とで、従通路 32 が形成される。

[0049] 翼 19 の後縁は、図 10 に示されるように、低沸点媒体がほぼ軸向きの成分を持って流出するように、ほぼ半径方向の線からなるように構成されている。

翼 19 の後縁は、流れが半径内向きの成分を持って流出するように傾斜して構成されていてもよい。

[0050] 主通路 26 を構成する翼 19 は、図 12 に示されるように主入口 21 において回転軸 13 の軸線中心 24 に対してほぼ同一の角度の放射状の翼形状を有し、ラジアルタービンホイール 15 の出口に向けて、回転軸 13 に対して翼の中心線 X_L が放物線状に大きくなるという翼形状とされている。この轉向点は、合流部 34 の近傍である。

従通路 32 を構成する分岐通路壁 44 は、翼 19 の主入口 21 側の部分である主入口部および背板 26 の遠心力を受け止めるため、合流部 34 に位置する翼 19 をハブ側へ延長した位置に設置されている。

なお、遠心力による翼 19 の分岐通路壁 44 に作用する応力が十分小さい場合には、翼 19 の主入口部の角度と分岐通路壁 44 の角度とが食い違うようにされてもよい。

[0051] 従入口 36 を構成する分岐通路壁 44 の形状（翼形状）は、図 11 に示されるように、回転軸 13 の軸線に直交する面において分岐通路壁 44 の中心線が半径方向に対し回転方向 20 の下流側に角度（所定角度） $\beta 2$ 傾斜されている。なお、角度 $\beta 2$ は、 10° 以上とされていることが好適である。

これにより、第一実施形態における従入口 29 と同様に、従入口 36 の近

傍における角度 β 2 傾斜した翼面に沿う相対流速によって流入する流体の旋回流速成分 C_{u2} の大きさは、その位置におけるラジアルタービンホイール 15 の周速 U_2 よりも小さくなる。言い換えれば、旋回流速成分 C_{u2} と周速 U_2 とは異なる大きさとなる。

[0052] したがって、従入口 36 の半径 R_2 は、次のように設定される。従入口 36 における入口圧 P_2 およびヘッド H_2 に対して $g * H_2 \div C_{u2} * U_2$ の関係がある。ラジアルタービンホイール 15 の回転数を N (rpm) とすると、従入口 36 の半径 R_2 は、 $R_2 \div U_2 / 2 \cdot \pi / (N / 60)$ の近傍の値に設定される。

これをさらに厳密に表示すると、 $g * H_2 = C_{u2} * U_2 - C_{ud} * U_d$ であり、設計点では一般に $C_{ud} \div 0$ に設定されるために、結果として前述した関係で従入口 36 の半径 R_2 が設定される。

[0053] 従入口 36 が、回転軸 13 の軸線に直交する面において分岐通路壁 44 の中心線が半径方向に略沿うように構成されている場合には、従入口 36 が設置される位置の半径 R' は、主入口 21 の半径 R_1 と同様にして設定される。すなわち、入口圧 P_2' およびヘッド H_2' に対して $g * H_2' \div U_2'^2$ ($\div C_{u2}' \cdot U_2'$) の関係がある。ラジアルタービンホイール 15 の回転数を N (rpm) とすると、半径 R_2' は、 $R_2' \div U_2' / 2 \cdot \pi / (N / 60)$ の近傍の値に設定される。

[0054] この関係において、ヘッド H_2 およびヘッド H_2' が同一とされる場合、たとえば、1 以上の定数 α を用いて $C_{u2} = C_{u2}' / \alpha$ 、 $U_2 = U_2' * \alpha$ とすることで行うことができる。この時回転数が一定とすれば、半径 R_2 と半径 R_2' との関係は、 $R_2 = R_2' * \alpha$ となる。

したがって、ヘッド H が同一である場合には、図 10 に示されるように半径 R_2 は、半径 R_2' よりも大きくすることができる。

[0055] このように、従入口 36 の設置される半径 R_2 が大きくできるので、従流入路 40 の位置を回転軸 13 からより離隔した位置に配置することができる。言い換えると、従流入路 40 の下端から回転軸 13 までの空間 54 の高さ

を大きくすることができる。

回転軸 13 の周囲には、ラジアルタービンホイール 15 の軸受けや、シール構造等が設置されるが、空間 54 の高さを大きくできるので、軸受けや、シール構造等が設置される場所を十分に確保することができる。

言い換えると、軸受けや、シール構造等と干渉しないように従流入路 40 を設置できるヘッド H2 の範囲を拡大することができる。

[0056] 主通路 26 および従通路 32 はタービンホイール出口 21 に向かうに連れて主通路 26 の翼 19 の高さと同通路 32 の分岐通路壁 44 の高さとは共に高くなるように構成されており、主通路 26 を流れる低沸点媒体の流れ 48 および従通路 32 を流れる低沸点媒体の流れ 50 は、ラジアルタービンホイール 15 の出口に向かうに連れて流量容積が増加しながら順次低圧になる。

図 10 には、ラジアルタービンホイール 15 内を通る流体の等圧線が一点鎖線で示されている。

半径 R2 は、従入口 36 から供給され、合流部 34 に至る流体の圧力が、主通路 26 の合流部 34 を通る流体の圧力と略同一となるように設定されている。

[0057] ケーシング 11 には、主入口 21 と従入口 36 との間に、一面が入口流路 39 の通路壁を構成し、他面が背板 26 との間隙が小さくなるように調整されたケーシング壁 52 が備えられている。

[0058] 以下、このように構成された本実施形態にかかるラジアルタービン 100 の動作について説明する。

バイナリーサイクル 7A から供給される圧力 P1 の低沸点媒体は、主流入路 29 から入口流路 31 を通ってノズル 33 によって流量、流速を調整され、流量 G1 の低沸点媒体が主入口 27 から主通路 23 に供給される。このとき、ラジアルタービンホイール 15 に供給される低沸点媒体の圧力は P_{N1} である。この圧力 P_{N1} の低沸点媒体は、ラジアルタービンホイール 15 の出口圧 P_d まで連続的に圧力が低下しながらラジアルタービンホイール 15 から流出し、ラジアルタービンホイール 15 が取り付けられている回転軸 1

3に回転動力を発生させる。

[0059] このとき、バイナリーサイクル7Bから供給される圧力 P_2 の低沸点媒体は、従流入路40から入口流路38を通過してノズル42によって流量、流速を調整され、流量 G_2 の低沸点媒体が従入口36から従通路32に供給される。このとき、この従入口36から従通路32に供給される低沸点媒体の圧力 P_{N2} は、低沸点媒体が従通路32を流れる間に減圧され、主通路26における合流部34位置における圧力に略一致するようにされる。

主入口21と従入口36との間は、主通路26の背板46との間でクリアランスが小さくなるように間隙調整されたケーシング壁52が備えられているので、ホイール入口にて圧力 P_{N1} と圧力 P_{N2} との圧力の異なる低沸点媒体を用いても主入口21からの圧力の高い低沸点媒体が従入口36の方へ漏れるのを抑制し、漏れを低減することができる。

[0060] 合流部34において従入口36から流入した流量 G_2 の低沸点媒体は、主入口21から供給された流量 G_1 の低沸点媒体と混合される。主通路26と従通路32とは、翼19および分岐通路壁44によって連続して形成されるので、これらの通路を通る流体は滑らかに混合されることができる。

混合された低沸点媒体は、ラジアルタービンホイール15から流出される。流量 G_1 および流量 G_2 が合わさった流量の低沸点媒体が、ラジアルタービンホイール15を介して回転軸13に回転動力を発生させる。

回転軸13の回転駆動によって発電機9が電力を発生させる。

[0061] このように、バイナリーサイクル7A, 7Bからの圧力の異なる低沸点媒体を、それぞれラジアルタービンホイール15の主入口21および従入口36に供給することによって、単一のラジアルタービンホイール15によって回転動力として取り出すことができる。

これにより、本実施形態にかかるラジアルタービン100は、複数のエキスパンジョンタービンあるいは複数のラジアルタービンホイールを備えるエキスパンジョンタービンに比べて部品点数を低減することができ、製造コストを低減することができる。

[0062] なお、本実施形態では、ラジアルタービンホイール 15 にシュラウドが設けられていないが、必要に応じてシュラウドを取り付けるようにしてもよい。

このようにすると、主通路 26 における低沸点媒体の漏れ損失を低減することができ、タービン効率を高くすることができる。

[0063] 本実施形態では、2つのバイナリーサイクル 7A, 7B を持つ、バイナリー発電システム 3 に適用するとして説明したが、エキスパンジョンタービン 1 の用途はこれに限定されない。

たとえば、図 8 に示されるように、1つのバイナリーサイクル 7C を有するバイナリー発電システム 3 にも適用できる。

また、図 9 に示されるプラントシステム 2 でエキスパンジョンタービン 1 を用いるようにしてもよい。プラントシステム 2 としては、各種産業プラントであり、たとえば、化学プラントにおいて分離や混合が行われるプロセスの混合過程に使用されても良い。

[0064] なお、本発明は以上説明した各実施形態に限定されるものではなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲で種々の変形を行ってもよい。

符号の説明

- [0065] 1 エキスパンジョンタービン
13 回転軸
15 ラジアルタービンホイール
19 翼
21 主入口
26 主通路
29 従入口
36 従入口
44 分岐通路壁
100 ラジアルタービン

請求の範囲

[請求項1] 半径方向から軸方向に湾曲しつつ順次翼高さが高くなる主通路を備え、外周側に位置する主入口から前記主通路に半径方向の流れを主成分として流入する旋回する流体から、流れの旋回エネルギーを回転動力に変換し、そのエネルギーを放出した流れを軸方向に吐出するタービンホイールを備えているラジアルタービンであって、

前記タービンホイールのシュラウド側に、前記主入口に対し半径方向および軸方向に離隔した位置に前記主入口から供給される流体の圧力とは異なる圧力の流体が流入する従入口が形成され、

該従入口を構成する翼形状は、前記タービンホイールの軸線に直交する面において前記翼の中心線が半径方向に対し回転方向に向けて所定角度傾斜されているラジアルタービン。

[請求項2] 前記従入口を構成する翼の前縁を結ぶ線が、前記タービンホイールの軸線中心を中心とする円筒面において、前記軸線中心に対して前記翼の先端側に開くように傾斜して構成されている請求項1に記載のラジアルタービン。

[請求項3] 半径方向から軸方向に湾曲しつつ順次翼高さが高くなる主通路を備え、外周側に位置する主入口から前記主通路に半径方向の流れを主成分として流入する旋回する流体から、流れの旋回エネルギーを回転動力に変換し、そのエネルギーを放出した流れを軸方向に吐出するタービンホイールを備えているラジアルタービンであって、

前記タービンホイールには、前記主入口よりも半径方向内側位置に、前記主通路のハブ面から分岐され前記主通路の背面側に向かい延在する従通路が備えられ、

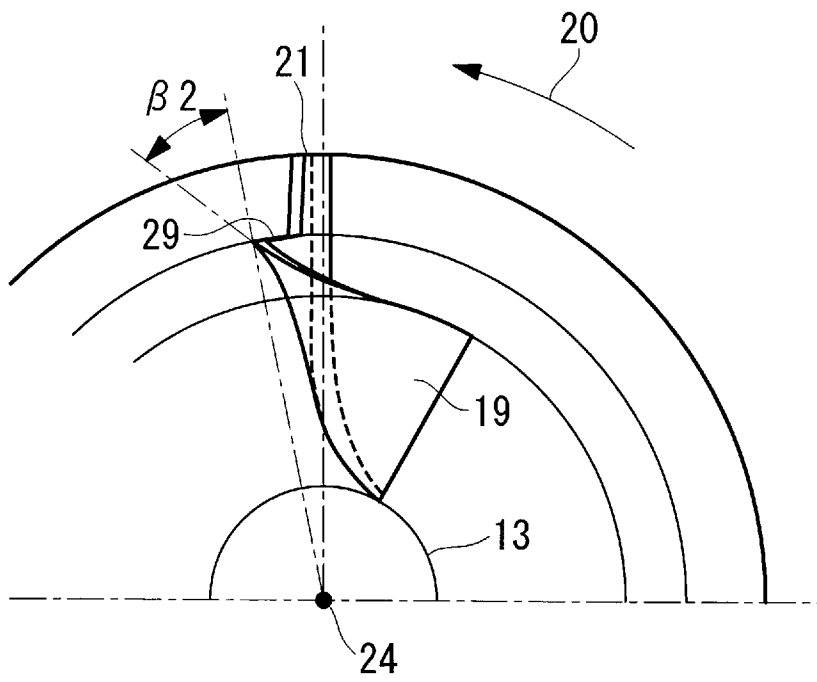
該従通路の外周端には、前記主入口と異なる半径方向位置とされ、前記主入口から供給される流体の圧力とは異なる圧力の流体が供給される従入口が形成され、

該従入口を構成する翼形状は、前記タービンホイールの軸線に直交

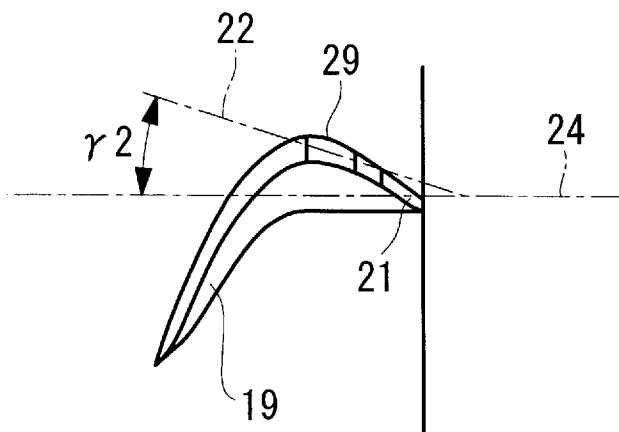
する面において前記翼の中心線が半径方向に対し回転方向に向けて所定角度傾斜されているラジアルタービン。

[請求項4] 前記所定角度は、 10° 以上とされている請求項 1 から 3 のいずれかに記載のラジアルタービン。

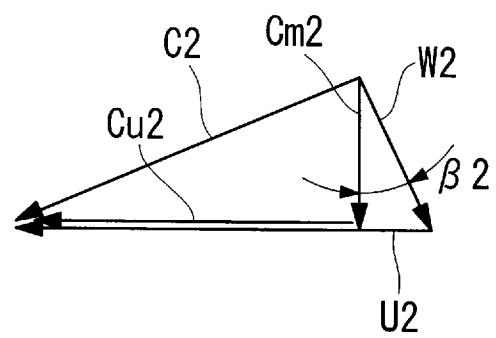
[図3]



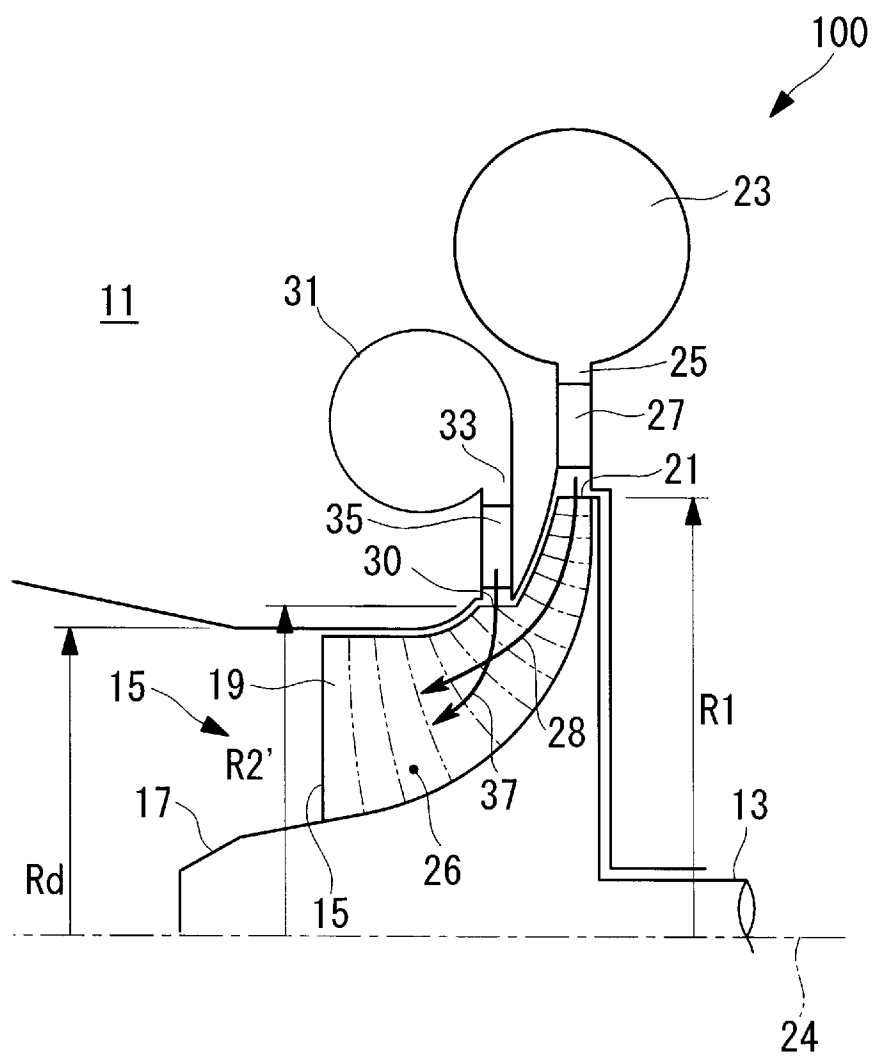
[図4]



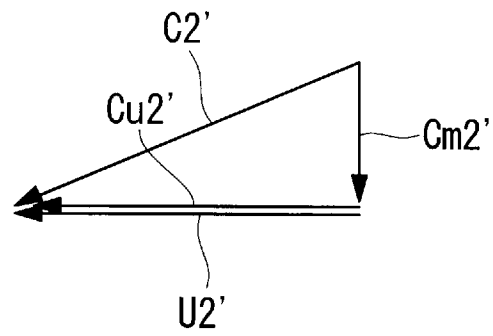
[図5]



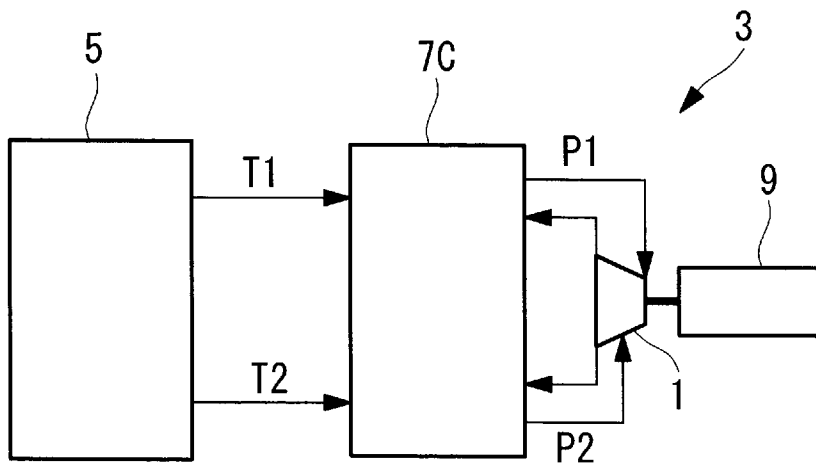
[図6]



[図7]

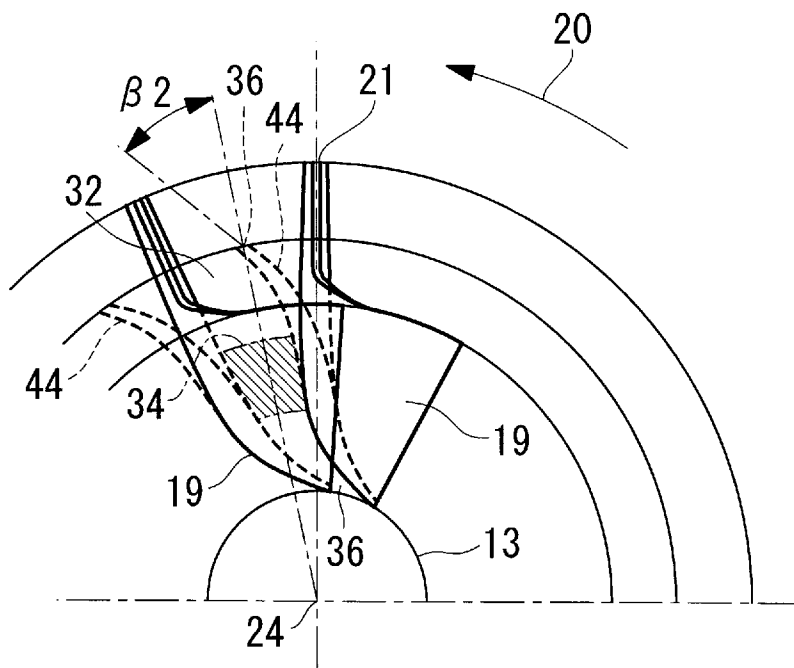


[図8]

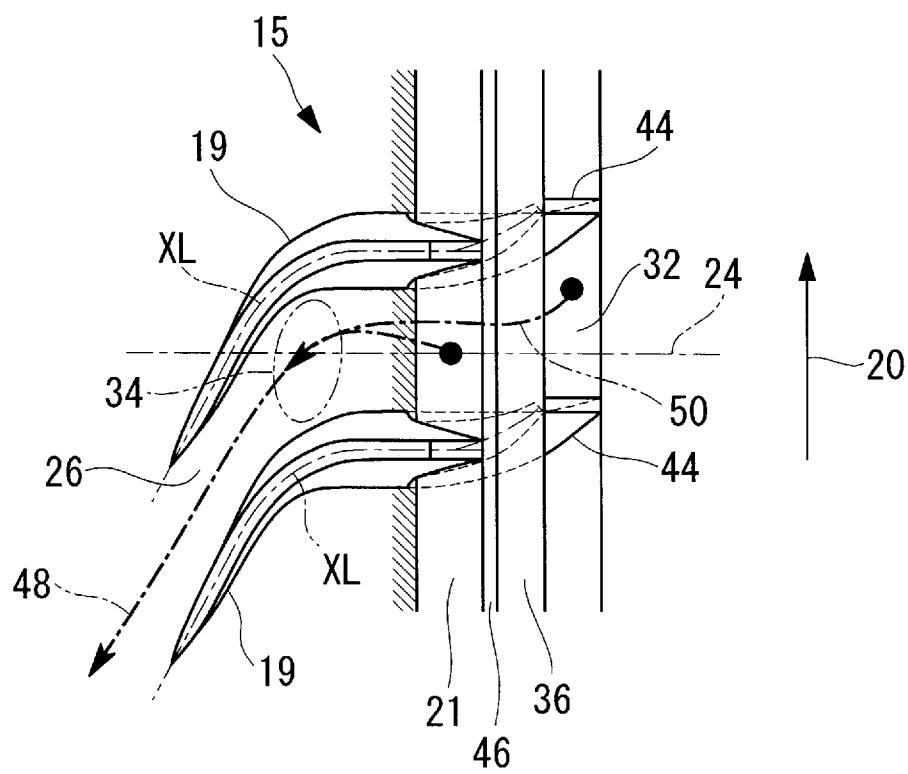


[illegible]

[図11]



[図12]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/050945

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01D5/04(2006.01) i, F01D1/08(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)

F01D5/04, F01D1/08

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.
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 11635/1982 (Laid-open No. 114844/1983) (Isuzu Motors Ltd.), 05 August 1983 (05.08.1983), page 3, line 10 to page 9, line 14; fig. 1 to 4 (Family: none)	1-4
A	JP 1-277627 A (Daimler-Benz AG.), 08 November 1989 (08.11.1989), page 2, lower left column, line 10 to page 3, upper right column, line 1; fig. 1 to 4 & EP 0336064 A1 & DE 3811007 A1	1-4



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

05 April, 2012 (05.04.12)

Date of mailing of the international search report

17 April, 2012 (17.04.12)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F01D5/04(2006.01)i, F01D1/08(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. F01D5/04, F01D1/08

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	1971-2012年
日本国実用新案登録公報	1996-2012年
日本国登録実用新案公報	1994-2012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
A	日本国実用新案登録出願 57-11635 号 (日本国実用新案登録出願公開 58-114844 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 (いすゞ自動車株式会社) 1983.08.05, 第3頁第10行-第9頁第14行, 第1-4図 (ファミリーなし)	1-4
A	JP 1-277627 A (ダイムラー - ベンツ アクチエンゲゼルシャフト) 1989.11.08, 第2頁左下欄第10行-第3頁右上欄第1行, 第1-4図 & EP 0336064 A1 & DE 3811007 A1	1-4

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

05.04.2012

国際調査報告の発送日

17.04.2012

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)

寺町 健司

3 T

3727

電話番号 03-3581-1101 内線 3395