

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200410102178.3

F25B 1/053 (2006.01)

F25B 3/00 (2006.01)

F25B 49/02 (2006.01)

F04D 27/02 (2006.01)

H02P 27/06 (2006.01)

[45] 授权公告日 2007 年 9 月 26 日

[11] 授权公告号 CN 100339663C

[22] 申请日 2004.12.15

[21] 申请号 200410102178.3

[30] 优先权

[32] 2003.12.18 [33] JP [31] 420567/03

[73] 专利权人 三菱重工业株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 上田宪治 长谷川泰士

[56] 参考文献

US 4646530 A 1987.3.3

JP 1-200095 A 1989.8.11

CN 1077659 C 2002.1.9

JP 2000-329418 A 2000.11.30

EP 1243878 A2 2002.9.25

US 5845509 A 1998.12.8

CN 1186209 A 1998.7.1

审查员 齐胜杰

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

代理人 李贵亮 杨 梧

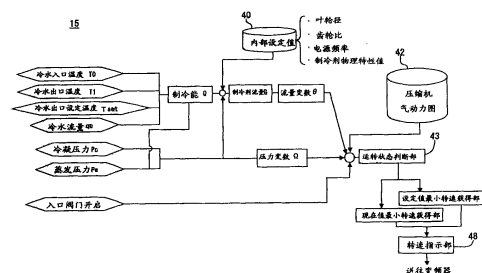
权利要求书 2 页 说明书 13 页 附图 5 页

[54] 发明名称

涡轮制冷机及其压缩机以及它的控制方法

[57] 摘要

提供一种涡轮制冷机的压缩机，其在各运转状态下能稳定且高效运转。通过利用反映根据制冷机输出热量的风量的流量变数和反映根据蒸发器压力与冷凝器压力的压力头的压力变数所表示的图的基础上，具备表示旋转失速的旋转失速线的空气动力特性图，而且获得从现在运转状态的压力变数和空气动力特性图的旋转失速线而得到最小转速，把在最小转速获得部得到的最小转速以上的转速向变频器进行指示。



1、一种涡轮制冷机的压缩机，其特征在于，其包括：变频驱动电动机，其通过变频器进行驱动控制转速；涡轮压缩部，其由该变频驱动电动机驱动旋转而压缩吸入的制冷剂；转速控制装置，其根据送入所述变频器的控制信号控制所述涡轮压缩部的转速，其特征在于，

所述转速控制装置在由第一参数和第二参数所表示的图上，具备表示旋转失速的旋转失速线的空气动力特性图，所述第一参数是反映根据制冷机输出热量的风量，所述第二参数是反映根据蒸发器压力和冷凝器压力以及输出热量的压力头，并且还具有：

最小转速获得部，其获得从现在运转状态的所述第二参数和所述空气动力特性图的所述旋转失速线得到的最小转速；

转速指示部，其向所述变频器指示在该最小转速获得部中得到的最小转速以上的转速。

2、如权利要求1所述的涡轮制冷机的压缩机，其特征在于，所述输出热量，在冷水输出时是根据从蒸发器取出冷水的冷水获得装置的冷水出口温度算出的，在热水输出时是根据从冷凝器取出热水的热水获得装置的热水出口温度算出的，

所述转速控制装置具备：

设定值最小转速获得部，其根据成为设定值的设定冷水出口温度或设定热水出口温度来获得从所述空气动力特性图的所述旋转失速线得到的设定值最小转速；

现在值最小转速获得部，其根据现在的冷水出口温度或设定热水出口温度，获得从所述空气动力特性图的所述旋转失速线得到的现在值最小转速，

所述转速指示部在所述设定值最小转速和所述现在值最小转速之中，把等于或大于其中高的一方的转速的指示转速向所述变频器进行指示。

3、如权利要求1或2所述的涡轮制冷机的压缩机，其特征在于，其具备调整向所述涡轮压缩部流入的制冷剂流量用的入口阀，

所述空气动力特性图是表示所述入口阀的开启度是最大开启度时的数据的最大开启度时图，

所述转速控制装置具备：运转状态判断部，其对照所述最大开启度时图判断现在的运转状态是在没产生旋转失速的稳定区域内，还是在产生旋转失速的不稳定区域内；

阀开启度依赖最小转速获得部，其通过修正从所述最大开启度时图得到的最小转速来得到现在阀开启度的阀开启度依赖最小转速，

所述转速指示部在所述运转状态判断部判断现在的运转状态是在稳定区域时，在所述设定值最小转速和所述现在值最小转速之中，把等于或大于其中高的一方的转速的指示转速向所述变频器进行指示，

在所述运转状态判断部判断现在的运转状态是在不稳定区域时，把由所述阀开启度依赖最小转速获得部得到的阀开启度依赖最小转速向所述变频器进行指示。

4、一种涡轮制冷机，其特征在于，其具备权利要求1或2所述的涡轮制冷机的压缩机。

5、如权利要求4所述的涡轮制冷机，其特征在于，其具备膨胀阀开启度控制装置，用于控制设置在所述冷凝器与所述蒸发器间的膨胀阀的开启度，该膨胀阀开启度控制装置在制冷剂的音速从液相时到气液两相时减少降低比率的音速降低迁移区域对膨胀阀进行控制。

6、一种涡轮制冷机的压缩机的控制方法，其涡轮制冷机的压缩机包括：变频驱动电动机，其通过变频器进行驱动控制转速；涡轮压缩部，其由该变频驱动电动机驱动旋转而压缩吸入的制冷剂，其根据送入所述变频器的控制信号控制所述涡轮压缩部的转速，其特征在于，

所述转速控制装置在由第一参数和第二参数所表示的图上，具备表示旋转失速的旋转失速线的空气动力特性图，所述第一参数是反映根据蒸发器的冷冻能力的风量，所述第二参数是反映根据蒸发器压力和冷凝器压力的压力头，

得到从现在运转状态的所述第二参数和所述空气动力特性图的所述旋转失速线而得到最小转速，

把由该最小转速获得部得到的最小转速以上的转速向所述变频器进行指示。

涡轮制冷机及其压缩机以及它的控制方法

技术领域

本发明涉及避开喘振运转的涡轮制冷机及其压缩机以及它的控制方法。

背景技术

一般地，离心压缩机等的涡轮压缩机在高压力头且低风量的情况下，旋转失速进而产生喘振。

作为这种离心压缩机的控制方法，知道的有预先得到离心压缩机的吸入温度与避开喘振的最小转速之间的关系，根据此来控制离心压缩机的转速的方法（例如参照特开平 1-200095 号公报（4 页右下栏~5 页右上栏，图 1 和图 2））。

但涡轮压缩机在涡轮制冷机中使用时，涡轮压缩机随制冷能力的变动动作点受到大的影响。下面对冷水输出的情况进行表示。例如设置在涡轮制冷机蒸发器上的冷水获得装置的冷水入口温度变化时，为了使设定的冷水出口温度保持恒定而制冷能力变动。当制冷能力变动时，则随之高压侧的冷凝器压力和冷凝器温度也变动。这时如所述特开平 1-200095 号公报记载的现有技术那样，仅根据压缩机的入口温度来控制压缩机转速就不能正确掌握涡轮压缩机的动作点，不能使其在避开旋转失速的稳定区域运转。

因此，现有涡轮制冷机的压缩机转速控制，是在规定的压力比（压力头）所有的容量范围内以不产生旋转失速的转速进行运转。

但在部分负载运转时的转速，其比能避开旋转失速的最小转速高，浪费地消耗了能量。

发明内容

本发明是鉴于上述问题点而开发的，其目的在于提供一种涡轮制冷机及其压缩机以及它的控制方法，其能在各种运转状态下稳定且高效地运转。

本发明为了解决所述课题，采用下面的方法。

本发明涡轮制冷机的压缩机包括：变频驱动电动机，其通过变频器进行驱动控制转速；涡轮压缩部，其由该变频驱动电动机驱动旋转而压缩吸入的制冷剂；转速控制装置，其根据向所述变频器送去的控制信号控制所述涡轮压缩部的转速，其特征在于，所述转速控制装置在由第一参数和第二参数所表示的图上，具备表示旋转失速的旋转失速线的空气动力特性图，所述第一参数是反映根据制冷机输出热量的风量，所述第二参数是反映根据蒸发器压力和冷凝器压力以及输出热量的压力头，而且其具有：最小转速获得部，其根据现在运转状态的所述第二参数和所述空气动力特性图的所述旋转失速线得到最小转速；转速指示部，其向所述变频器指示由该最小转速获得部得到的最小转速以上的转速。

反映压力头的第二参数成为一定的直线与旋转失速线的交点表示不旋转失速的稳定状态的第一参数的最小值。第一参数反映风量，所以第一参数的最小值就意味是压缩机的最小转速。如果以该最小转速以上的转速运转压缩机，则压缩机就经常以稳定状态运转。

第一参数是根据输出热量，第二参数是根据蒸发器压力和冷凝器压力以及输出热量而整理的，所以能掌握与涡轮制冷机的运转条件严密对应的压缩机的运转状态。因此，能决定压缩机现在运转状态的最合适的最小转速。

在此，所说的制冷机输出热量是指，例如是冷水输出时是蒸发器的制冷能力，是热水输出时是冷凝器的放热量。

本发明涡轮制冷机的压缩机，其所述输出热力，在冷水输出时是根据从冷凝器取出冷水的冷水获得装置的冷水出口温度算出的，在热水输出时是根据从蒸发器取出热水的热水获得装置的热水出口温度算出的，所述转速控制装置具备：设定值最小转速获得部，其根据有设定值的设定冷水出口温度或设定热水出口温度，获得从所述空气动力特性图的所述旋转失速线得到的设定值最小转速；现在值最小转速获得部，其根据现在的冷水出口温度或设定热水出口温度，从所述空气动力特性图的所述旋转失速线得到能得到的现在值最小转速，所述转速指示部把所述设定值最小转速和所述现在值最小转速之中，把等于或大于其中高的一方的转速的指示转速向所述变频器进行指示。

得到根据设定值冷水出口温度的设定值最小转速，用不低于该转速的

转速运转压缩机，所以能把压缩机在不旋转失速进而产生湍振的稳定区域进行运转。

得到根据冷水出口温度的现在值最小转速，把该现在值最小转速与所述设定值最小转速进行比较，由于采用超过其中高转速的转速，所以即使冷水出口温度的设定值与现在值有偏离，也能使压缩机不在旋转失速（湍振）的区域运转。

例如现在值冷水出口温度比设定值冷水出口温度高的情况下，更低温度的设定值冷水出口温度则要求大风量，所以比起现在值最小转速来设定值最小转速高。这时通过转速控制装置的转速指示部把高转速的设定值最小转速以上的转速向变频器进行指示，所以使其在稳定区域进行运转的同时，还控制冷水出口温度从现在值向设定值下降。这样来控制冷水出口温度向设定值收敛。

另一方面，在冷水出口温度的现在值比设定值低的情况下，有压力头不足而在不稳定区域运转的倾向。这时为了把不足压力头进行恢复，把更高转速的现在值最小转速以上的转速向变频器进行指示，实现在稳定区域的运转。这样来控制成为在稳定区域的运转。

根据以上所述，冷水出口温度的现在值即使从设定值偏离，也能使压缩机在不旋转失速进而产生湍振的稳定区域运转，而且能使压缩机以需要最小限度的转速，无浪费地进行运转。

本发明涡轮制冷机的压缩机具备调整向所述涡轮压缩部流入的制冷剂流量的入口阀，所述空气动力特性图是表示所述入口阀的开启度是最大开启度时数据的最大开启度时图，所述转速控制装置具备：运转状态判断部，其对照所述最大开启度时图进行判断，该判断的内容是现在的运转状态是在没产生旋转失速的稳定区域内，还是在产生了旋转失速的不稳定区域内；阀开启度依赖最小转速获得部，其通过修正从所述最大开启度时图得到的最小转速来得到现在阀开启度的阀开启度依赖最小转速，所述转速指示部在所述运转状态判断部判断现在的运转状态是在稳定区域时，把所述设定值最小转速和所述现在值最小转速之中，把等于或大于其中高的一方的转速的指示转速向所述变频器进行指示，在所述运转状态判断部判断现在的运转状态是在不稳定区域时，把由所述阀开启度依赖最小转速获得部得到的阀开启度依赖最小转速向所述变频器进行指示。

由于设置运转状态判断部，该运转状态判断部通过最大开启度时图判断压缩机的运转状态在阀开启度最大时是在稳定区域还是在不稳定区域，所以现在的入口阀开启度即使是在最大开启度以下时，也只要参照最大开启度时图进行控制，就能维持稳定区域不变地把阀开启度打开到最大开启度。

现在的运转状态在最大开启度时图上是位于稳定区域时，通过转速指示部把设定值最小转速和现在值最小转速之中，把等于或大于其中高的一方的转速的指示转速向所述变频器进行指示，所以能维持运转状态在稳定区域不变地以需要的最小转速实现最大的阀开启度。

现在的运转状态在最大开启度时图上是位于不稳定区域时，通过转速指示部把阀开启度依赖最小转速向变频器进行指示，所以使压缩机经常在稳定区域内运转。

如上所述，无论现在的压缩机运转状态在最大入口阀开启度时的图上是位于稳定区域还是在位于不稳定区域，都能在不产生旋转失速的不降低最小转速的情况下进行运转，所以能把入口阀开启度尽可能地打开到最大开启度。这样，能把从现在值到最大值的入口阀开启度范围作为冷水出口温度的最终温度调节用而进行使用。

由于能根据各运转状态来指令最大阀开启度，所以能以由入口阀在低开启度时产生的流动阻力所引起的损失最少的高效率进行运转。

根据本发明，能提供具备所述涡轮制冷机压缩机的涡轮制冷机。

本发明的涡轮制冷机具备膨胀阀开启度控制装置，其控制设置在所述冷凝器与所述蒸发器间的膨胀阀的开启度，该膨胀阀开启度控制装置在制冷剂的音速从液相时到气液两相时降低的比例减少的音速降低迁移区域控制膨胀阀。

我们知道沿管路流动的流体的流速是把流体的音速设定为上限。制冷剂的音速有从液相时到气液两相时降低的特点。在气液两相制冷剂的流动状态液相部分的比例降低时，音速显著降低，然后存在其降低比例减少的音速降低迁移区域。本发明由于在该音速降低迁移区域控制了膨胀阀，所以通过膨胀阀的开启度调节能稳定调节制冷剂的量。

相反地，如现有技术谋求维持膨胀阀上流侧液柱的液位控制中用液相控制膨胀阀时，存储在位于膨胀阀上流侧（冷凝器内）的制冷剂的液面

高。当制冷剂的液面高时，则产生需要向冷凝器施加用于仅把高出部分的液体制冷剂向膨胀阀压入的压力，其结果是使冷凝器压力上升，需要多余的压缩机动力。在制冷剂进入气液两相的初期阶段，由于音速急剧下降，所以膨胀阀的控制不稳定。

而在进入气液两相，在进一步超过了音速降低迁移区域的区域，多成为气相在蒸发器内流动，相应地，对制冷能力不起作用的泄漏制冷剂气体变多，能量损失变大。

音速降低迁移区域在制冷剂设定为是 R134a 时，气相对流过膨胀阀的制冷剂整个重量的重量百分率是 0.2~1.0，最好是 0.4 左右。

本发明涡轮制冷机的压缩机的控制方法，其涡轮制冷机的压缩机包括：变频驱动电动机，其通过变频器进行驱动控制转速；涡轮压缩部，其由该变频驱动电动机驱动旋转而压缩吸入的制冷剂，其根据所述变频器送来的控制信号控制所述涡轮压缩部的转速，其特征在于，所述转速控制装置在由第一参数和第二参数所表示的图上，使用表示旋转失速的旋转失速线的空气动力特性图，所述第一参数是反映根据制冷机输出热量的风量，所述第二参数是反映根据蒸发器压力和冷凝器压力以及输出热量的压力头，获得根据现在运转状态的所述第二参数和所述空气动力特性图的所述旋转失速线而得到最小转速，把由该最小转速获得部得到的最小转速以上的转速向所述变频器进行指示。

本发明涡轮制冷机的压缩机及其控制方法有下面的效果。

由于获得从现在运转状态的第二参数和空气动力特性图的旋转失速线而得到的最小转速，所以能把根据现在运转状态的最大阀开启度进行指示，能减少由入口阀在低开启度时产生的流动阻力所引起的损失，能进行有效的运转。因此能谋求扩大部分负载运转时的制冷机运转的范围。

由于使用了利用根据蒸发器的冷冻能力的第一参数和根据蒸发器压力和冷凝器压力以及冷冻能力的第二参数而整理的空气动力特性图，所以能掌握与涡轮制冷机的运转条件严密对应的压缩机的运转状态。因此，能决定压缩机现在运转状态的最合适的最小转速，实现高效率运转。

由于具备在音速降低迁移区域控制膨胀阀的膨胀阀开启度控制装置，所以能稳定调节在制冷循环系统内流动的制冷剂的量。而且是在制冷剂进入了气液两相的区域进行控制，所以与在液相进行控制的情况相比能降低

冷凝器中液体制冷剂的液面高度，因此通过抑制冷凝压力而能节省无效的压缩工作。

附图说明

图 1 是表示具备本发明一实施例压缩机的涡轮制冷机的概略结构图；

图 2 是表示本发明控制装置的方块图；

图 3 是表示本发明空气动力特性图的图；

图 4 是表示旋转失速线的压力变数 Ω 与马赫数关系的图；

图 5 是表示旋转失速线的流量变数 θ 与马赫数关系的图；

图 6 是表示流量系数 ψ_d 与压力系数 μ 关系的图；

图 7 是表示旋转失速线的压力变数 Ω 与流量变数 θ 关系的图；

图 8 是表示对制冷剂（R134a）相变化状态的音速变化的图。

具体实施方式

下面参照附图说明本发明的一实施例。

图 1 表示的是涡轮制冷机 1 的概略结构图。

涡轮制冷机 1 包括：离心压缩机（以下叫作“压缩机”）3、把由该压缩机 3 压缩的高压气体制冷剂进行冷凝的冷凝器 5、使在该冷凝器 5 中冷凝的高压液体制冷剂膨胀的膨胀阀 7 和使通过该膨胀阀 7 而膨胀了的低压液体制冷剂蒸发的蒸发器 9。

压缩机 3 具备由电动机 11 驱动旋转的离心叶轮（涡轮压缩部）。在压缩机 3 的制冷剂入口处设置有调制冷剂量用的入口阀 13。该入口阀 13 的开启度由控制装置 15 控制。

来自电源 19 的输入频率通过变频器 17 而被改变，这样来控制电动机 11 的转速。从变频器 17 向电动机 11 送去的指示频率，通过设置在控制装置 15 内的转速控制部（转速控制装置）15a 进行改变。

冷凝器 5 设置有测量冷凝器 5 内制冷剂压力 P_c 的压力传感器 21。该压力传感器 21 的输出向控制装置 15 输入。冷凝器 21 设置有与冷凝器 21 内的制冷剂进行热交换而得到热水的热水获得装置 21a。在该热水获得装置 21a 的热水出口设置有热水出口温度传感器 21b。热水出口温度传感器 21b 的输出向控制装置 15 输入。

膨胀阀 7 通过设置在控制装置 15 内的膨胀阀开启度控制部 15b (膨胀阀开启度控制装置) 而控制其开启度。

在冷凝器 5 与蒸发器 9 间设置有 HGBP 配管 (热气体旁路配管) 23。冷凝器 5 内的高压制冷剂气体通过该 HGBP 配管 23 向蒸发器 9 流动。在 HGBP 配管 23 上设置有 HGBP 阀。通过调整该 HGBP 阀 25 的开启度来调整 HGBP 配管 23 内流动的制冷剂流量, 确保向低制冷能力时的压缩机 3 吸入的制冷剂气体流量。

蒸发器 9 设置有测量蒸发器 9 内制冷剂压力 P_e 的压力传感器 27。该压力传感器 27 的输出向控制装置 15 输入。

蒸发器 9 设置有了为了从蒸发器 9 得到冷热用的冷水入口、出口喷嘴 (冷水获得装置) 30。蒸发器 9 具备内部有冷水流通的传热管 30a。该传热管 30a 的一部分设置在蒸发器 9 内, 这样, 在其内部流通的冷水被冷却。

在蒸发器 9 上流侧的传热管 30a 上, 设置有测量向蒸发器 9 内流入的冷水流量 q_c 用的流量计 32, 和测量向蒸发器 9 内流入的冷水入口温度 T_0 的冷水入口温度传感器 34。在蒸发器 9 下流侧的冷水出口喷嘴上, 设置有测量从蒸发器 9 流出冷水的出口温度 T_1 的冷水出口温度传感器 36。所述流量计 32、冷水入口温度传感器 34、和冷水出口温度传感器 36 的输出向控制装置 15 输入。

控制装置 15 的转速控制部 15a 根据涡轮制冷机 1 各部的状态量 (压力、温度等), 把对应电动机 11 的指示转速的指示频率向变频器 17 送去。

控制装置 15 的膨胀阀开启度控制部 15b 根据涡轮制冷机 1 各部的状态量 (压力、温度等), 指示膨胀阀 7 的开启度。

当然, 控制装置 15 除此之外还控制入口阀 13 的开启度、HGBP 阀 25 的开启度等。

下面用图 2 说明在控制装置 15 的转速控制部 15a 内进行的指示转速的演算。

在控制装置 15 中作为内部设定值 40, 其存储有: 叶轮的外径 D 、电动机 11 与叶轮间设置的增速机的齿轮比、电源频率 (50Hz 或 60Hz)、制冷剂物理特性值 (热焓、比重、饱和温度和饱和压力等) 和冷水的比重、比热这些数据。

涡轮制冷机 1 的制冷能力 Q , 根据流经蒸发器 9 的冷水的入口温度 T_0

与出口温度 $T1$ 以及冷水流量 q_c 得到。具体说就是如下式 (1) 那样, 将冷水的出入口温度差 $(T0 - T1)$ 乘以冷水流量 q_c 和冷水比热 C_w , 来得到制冷能力 Q 。

$$Q = (T0 - T1) \times q_c \times C_w \quad (1)$$

根据该制冷能力 Q 和压缩机 11 出入口的制冷剂气体热函差 Δh , 通过下式 (2), 能得到制冷剂流量 G (重量流量)。

$$G = k \times Q / \Delta h \quad (2)$$

在此, k 是常数。

另外, 根据从制冷剂流量 G 变换成了体积流量的制冷剂流量 Q_v 、叶轮的外径 D 、蒸发器 9 的压力 P_e 算出的饱和温度 T_e 的音速 a , 通过下式 (3), 能得到流量变数 (第一参数) θ 。该流量变数是根据压缩机 3 吸入风量的无因次项的数。

$$\theta = Q / (a \times D^2) \quad (3)$$

这样, 流量变数 θ 是从制冷能力 Q 和蒸发器压力 P_e 得到的, 在能得到与叶轮的周速无关的这一点上来看, 与后述的流量系数 ψ_d 不同。

压力变数 (第二参数) Ω 是根据压缩机 3 压力头的无因次项的数, 其根据冷凝器压力 P_c 、蒸发器压力 P_e 与从蒸发器压力 P_e 算出的饱和温度 T_e 而得到的制冷剂气体热函差 Δh 、从蒸发器 9 的压力 P_e 算出的饱和温度 T_e 的音速 a , 能通过下式 (4) 得到。

$$\Omega = \Delta h / a^2 \quad (4)$$

这样, 压力变数 Ω 就从冷凝器压力 P_c 和蒸发器压力 P_e 得到, 在能得到与叶轮的周速无关的这一点上来看, 与后述的压力系数 μ 不同。

根据以上的流量变数 θ 和压力变数 Ω , 如下面说明的那样就能推定压缩机 3 的现在运转状态。

控制装置 15 的转速控制部 15a 具备压缩机 3 的空气动力特性图 42。该空气动力特性图 42 是预先周密进行压缩机 3 的运转试验, 在流量变数 θ 相对压力变数 Ω 的图上把压缩机 3 产生旋转失速的旋转失速线 L 进行表示。例如得到如图 3 所示的空气动力特性图 42。该空气动力特性图 42 中, 在旋转失速线 L 下侧的区域设定为不产生旋转失速和湍振的稳定区域 S , 在旋转失速线 L 上侧的区域设定为产生旋转失速和湍振的不稳定区域 NS 。本实施例中该空气动力特性图 42 是入口阀 13 的开启度是最大开启度即 100% (最

大开启度时图)的空气动力特性图。而且该图 42 中表示同一机械马赫数等的机械马赫数线 M 有多个,随着向上方,机械马赫数变大。

转速控制部 15a 根据由蒸发器 9 得到的设定冷水出口温度 T_{set} ,而经常保持得到该设定冷水温度 T_{set} 的设定值最小转速 N_{fixf} 。

具体说就是饱和温度 T_e 变化,使用对应于设定冷水出口温度 T_{set} 的额定制冷剂蒸发温度 T_{eO} ,从式(4)求出额定压力变数 Ω_{set} 。

根据该额定压力变数 Ω_{set} ,根据从空气动力特性图 42 的旋转失速线 L 得到的函数,能得到设定值最小转速 N_{fixf} 。即压力变数 Ω 恒定的线与空气动力特性图 42 的旋转失速线 L 相交的点表示由于得到该压力变数 Ω 的最小机械马赫数。因此,从该最小机械马赫数能得到压缩机 3 的设定值最小转速 N_{fixf} 。所述函数成为如图 4 所示的形状,该图把旋转失速线 L 上的马赫数对压力变数 Ω 进行表示。

转速控制部 15a 在得到所述设定值最小转速 N_{fixf} 的内部演算之外,还具备运转状态判断部 43,其参照空气动力特性图 42,根据从涡轮制冷机 1 的现在状态得到的流量变数 θ 和压力变数 Ω ,判断是位于空气动力特性图 42 上的稳定区域 S 内还是在不稳定区域 NS 内。把在稳定区域 S 内的情况与在不稳定区域 NS 内的情况分开,来决定现在值最小转速 N_{fix} 。

涡轮制冷机 1 的现在状态由运转状态判断部 43 判断为是在稳定区域 S 内时,如下所述地决定现在值最小转速 N_{fix} 。

参照阀开启度 100%的空气动力特性图 42,是在稳定区域 S 内,这意味能把转速进一步下降到旋转失速线 L 。在这种考虑下,根据现在的流量变数 θ 和压力变数 Ω ,在阀开启度 100%的空气动力特性图 42 上得到现在值最小转速 N_{fix} 。

首先,从现在的流量变数 θ 得到维持现在流量变数 θ 用的最高转速 N_{max} 。如从图 3 了解到,该最高转速 N_{max} 由 θ 恒定的直线与旋转失速线 L 的交点是最高机械马赫数而得到。根据该旋转失速线 L 上的机械马赫数和流量变数 θ 得到的函数表示在图 5。

另一方面,从现在的压力变数 Ω 得到维持现在压力变数 Ω 用的最小转速 N_{min} 。如从图 3 了解到,该最小转速 N_{min} 由 Ω 恒定的直线与旋转失速线 L 的交点是最低机械马赫数而得到。根据该旋转失速线 L 上的机械马赫数和压力变数 Ω 得到的函数表示在所述图 4。

把以上得到的最高转速 $N_{\max}$ 与最小转速 $N_{\min}$ 的平均值设定为初期设定的 N_{fix} 。根据该初期设定值进行以下所示的反复计算，来提高现在值最小转速 N_{fix} 的精度。

使用初期设定的 N_{fix} ，得到叶轮的周速 u ，根据该周速 u 从下式算出叶轮的机械马赫数 m 、第一压力系数 μ 和流量系数 ψd 。

$$u = \pi \times D \times N_{\text{fix}}$$

$$m = u / a$$

$$\mu = g H / u^2$$

$$\psi d = G / ((\pi / 4) \times D^2 \times u)$$

在此， D 是叶轮的外径， H 是隔热压力头， G 是吸入制冷剂的体积流量。该第一压力系数 μ 意味现在压缩机的压力系数。

另一方面，参照从压缩机的空气动力特性得到图 6 所示的数据，使用算出的流量系数 ψd 和机械马赫数 m ，求出第二压力系数 μ' 。该图所示的数据是另外通过试验得到的，其表示叶片单体所示的性能。因此，该图的数据在设计叶片时使用，在该数据所示的线上运转压缩机效率最好。因此，从该图得到的第二压力系数 μ' 在视作叶片单体时，可以说是效率最好的压力系数。

为了把以上求得的第一压力系数 μ 和第二压力系数 μ' 的差的部分缩小，适当改变初期设定的现在值最小转速 N_{fix} ，并反复进行计算，这样来决定最终的现在值最小转速 N_{fix} 。即把表示现在压力系数的第一压力系数 μ 与作为叶片单体的性能最理想的压力系数，即第二压力系数 μ' 一致地来决定现在值最小转速 N_{fix} 。

这样，由于是取得压力系数 μ 的整合性地决定的 N_{fix} ，所以压缩机以与作为叶片的性能理想的压力系数即第二压力系数 μ' 极为接近的状态进行运转，能实现高效运转。

然后，把最终决定的现在值最小转速 N_{fix} 与根据设定冷水出口温度得到的设定值最小转速 N_{fixf} 进行比较，把其中大的转速设定为最终的指示转速。

选择大的转速的理由是，即使冷水出口温度的设定值 T_{set} 与现在值 T_1 有偏离，压缩机也不在旋转失速（湍振）区域运转。

例如现在值冷水出口温度 T_1 比冷水出口温度的设定值 T_{set} 高时，更低

温度的冷水出口温度的设定值 T_{set} 要求大风量，所以设定值最小转速 N_{fixf} 就比现在值最小转速 N_{fix} 高。这时，通过设置在控制装置 15 的转速控制部 15a 中的转速指示部 48，把高转速的设定值最小转速 N_{fixf} 以上的转速向变频器 17 进行指示，所以使其在稳定区域 S 运转的同时，把冷水出口温度从现在值 $T1$ 向设定值 T_{set} 下降地进行控制。这样把冷水出口温度向设定值收敛地进行控制。

而当冷水出口温度的现在值 $T1$ 比设定值 T_{set} 低时，压力头不足，有成为在不稳定区域运转的倾向。这时为了恢复不足的压力头，把高转速的现在值最小转速 N_{fix} 以上的转速通过转速指示部 48 向变频器进行指示。这样，以恢复不足压力头地现在值最小转速 N_{fix} 以上的转速进行运转，所以实现了在稳定区域运转。

涡轮制冷机 1 的现在状态由运转状态判断部判断为是在不稳定区域 NS 内时，如下所述地决定最小转速 N_{fix} 。

该状态仅表示了阀开启度 100% 的空气动力特性图 42 上的状态，而在阀开启度 100% 以下的现在的运转状态是不产生湍振地在动作。但维持原状态把阀开启度上升到 100% 时，则一定引起旋转失速进而产生湍振。算出假设把阀开启度上升到 100% 也不产生湍振的最小转速（阀开启度依赖最小转速），不低于该最小转速进行运转。

首先，通过表示空气动力特性图 42 的旋转失速线 L 上相对压力变数 Ω 的流量变数 θ 的函数，求出在压力变数 Ω 的最小流量变数 θ_{min} （参照图 7）。

把从现在冷水出口温度 $T1$ 算出的流量变数 θ 用最小流量变数 θ_{min} 除，算出风量节流比 $k1$ 。

$$k1 = \theta / \theta_{min}$$

利用该风量节流比 $k1$ 得到转速修正系数 $k2$ 。转速修正系数 $k2$ 是为了得到为维持现在风量而下降转速，并且即使把阀开启度上升到 100% 时也不陷入不稳定区域的最小转速，而修正阀开启度 100% 最小转速的系数。该转速修正系数 $k2$ 与风量节流比 $k1$ 的关系，是另外从节流入口阀 13 的试验结果得到的。

用该转速修正系数 $k2$ ，根据图 4 所示的函数，通过修正从压力变数 Ω 得到的最小转速，决定最小转速 N_{fix} 。

下面说明控制装置 15 的膨胀阀开启度控制部 15b。

首先说明流经膨胀阀 7 的制冷剂的状态。流经膨胀阀 7 的制冷剂在膨胀阀 7 被节流时升速到音速，向蒸发器 9 侧流去。这时制冷剂的音速不仅随制冷剂是液相还是气相而变化，而且在气液两相的情况下也有大的变化。图 8 表示该状态。图中横轴表示气相相对全重量的重量百分比，纵轴表示音速 (m/s)。该图是表示把制冷剂设定为是 R134a (常温 25°C) 时的音速。如从该图了解到，液相时音速最大 (502 m/s)，但进入到气液两相区域就显著降低。下降稳定到一定的音速 (约 70 m/s) 后在接近气相时，音速上升，成为气相时的音速 (144 m/s)。

如从该图还了解到，在气液两相区域在音速显著急剧下降后，存在该音速的下降比例减小的音速降低迁移区域 S。该音速降低迁移区域 S 在 R134a 的情况下是 $0.2\sim 1.0\text{wt}\%$ 。

本实施例的膨胀阀开启度控制部 15b 在音速降低迁移区域 S 内控制膨胀阀 7。

具体说就是，涡轮制冷机 1 发货前在工厂进行涡轮制冷机 1 试运转，在制冷机的运转范围使膨胀阀 7 在音速降低迁移区域 S 进行运转，这样来调整膨胀阀开启度控制部 15b 的控制程序。

即从膨胀阀 7 前后的压力 (冷凝器压力和蒸发器压力) 与制冷剂流量的关系预先得到膨胀阀 7 的 C_v 值。这样预先得到在音速降低迁移区域 S 运转的 C_v 值的范围。为了把与在音速降低迁移区域 S 内运转的 C_v 值对应的开启度指令值进行输出，调整算出膨胀阀开启度控制部 15b 指令值的控制程序。

被这样调整过的膨胀阀开启度控制部 15b，指令与希望的冷凝器压力 P_c 、蒸发器压力 P_e 和制冷剂流量 G 对应的阀开启度 (C_v 值)。该指令值由于调整成在音速降低迁移区域 S 内运转的阀开启度，所以其是经常是在音速降低迁移区域 S 内运转。阀开启度控制成气相的重量百分率是 $0.2\sim 1.0$ ，最好是 0.4 。

使用以上的控制装置 15，涡轮制冷机 1 如下所述地进行运转。

启动时，以输入设定的升速比例升速到规格转速。启动开始后经过规定时间后，把入口阀 13 变成最小开启度，把膨胀阀 7 的开启度设定成临时固定 (例如 70% 左右)。

升速到规格转速结束，则开始 HGBP 阀 25、入口阀 13 的控制。

然后经过规定时间，开始膨胀阀 7 的控制。然后通过控制装置 15 开始转速控制。

控制装置 15 根据冷水出口温度 T_{set} ，经常保持设定值最小转速 N_{fixf} 。

另一方面，控制装置 15 根据涡轮制冷机现在的蒸发器压力 P_e 、现在的冷凝器压力 P_c 和现在的冷水出口温度 T_1 ，来演算现在值最小转速 N_{fix} 。

控制装置 15 在设定值最小转速 N_{fixf} 和现在值最小转速 N_{fix} 中选择任意一个大的转速，把对应于该转速的指示频率向变频器 17 指令。

控制装置 15 通过膨胀阀开启度控制部 15b，把对应于希望的冷凝器压力 P_c 、蒸发器压力 P_e 和制冷剂流量 G 的阀开启度（ C_v 值）进行指令。

这样，本实施例的涡轮制冷机 1，使用反映制冷能力 Q 的空气动力特性图 42 就掌握了压缩机的现在运转状态，所以能进行与涡轮制冷机 1 的运转条件严格对应的运转。

由于是根据空气动力特性图 42 的旋转失速线 L 决定的最小转速，所以能使压缩机经常在稳定状态下运转。

由于决定的是现在运转状态的最小转速，所以能实现最大的阀开启度，入口阀 13 不产生随无效流动阻力的增大引起的压力损失。

由于实现了最大阀开启度，所以能进行低噪音的运转。

由膨胀阀开启度控制部 15b 指示的阀开启度，是设定在音速变化的比例比较小的音速降低迁移区域 S 内运转的，所以能稳定地控制制冷剂流量。而且是在气液两相区域进行运转，所以与在液相运转的情况相比，能把冷凝器的制冷剂液面高度尽可能地降低，能抑制冷凝压力的上升。这样能把压缩机的动力损失抑制而降低。

设定冷水出口温度 T_{set} 并不限于被固定，其也可以能任意改变设定。这时，被改变设定的设定冷水出口温度 T_{set} 则成为由控制装置 15 发送的结构。

对冷水输出的情况进行了说明，但热水输出的情况也是一样，根据热水获得装置 21a 的热水出口温度传感器 21b 的输出进行控制。

一
四

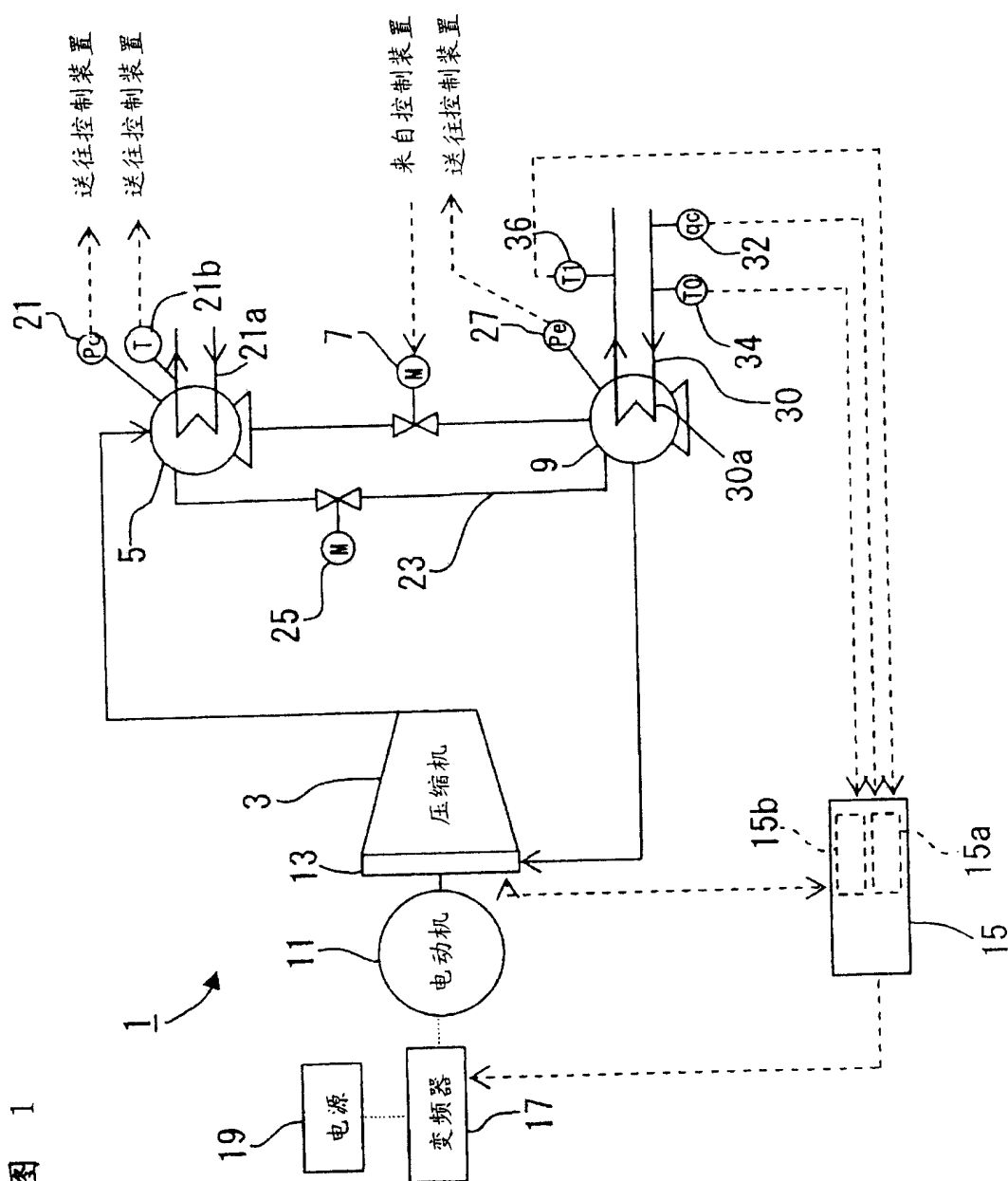


图 2

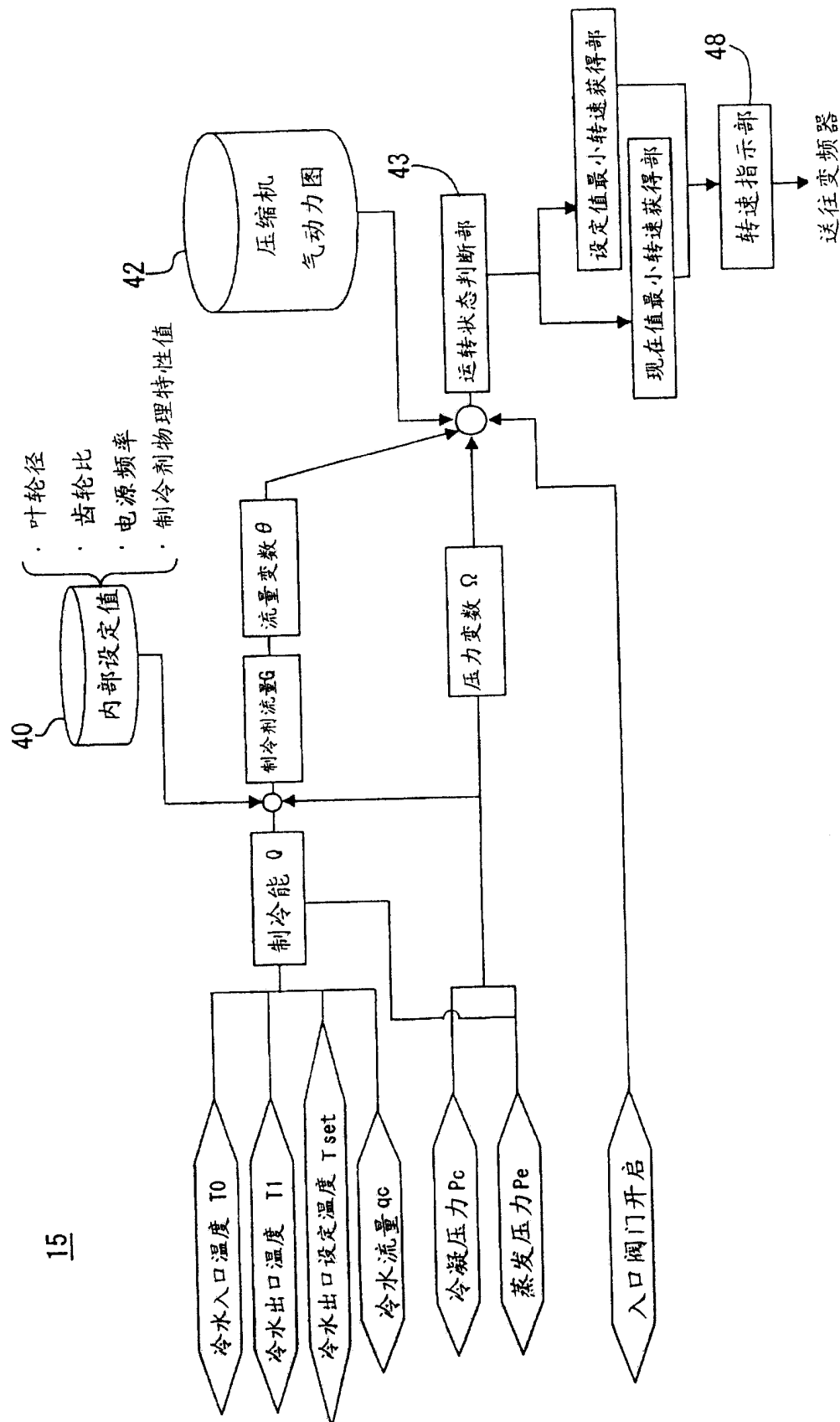


图 3

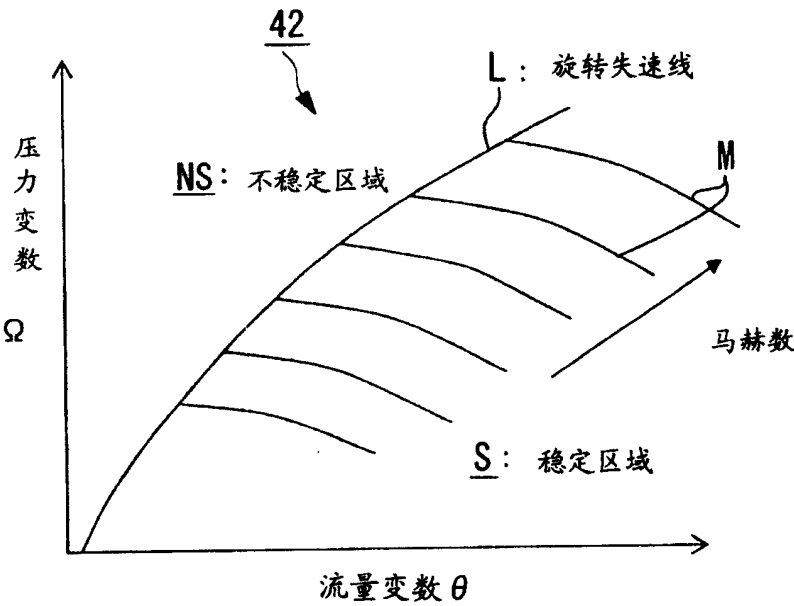


图 4

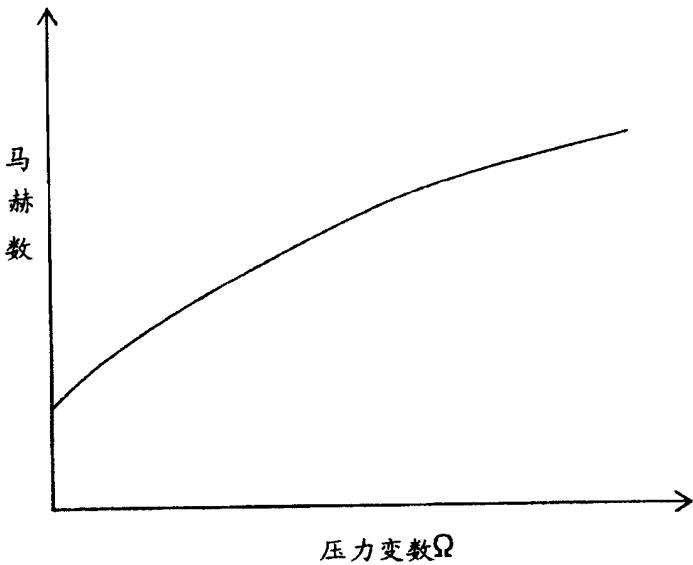


图 5

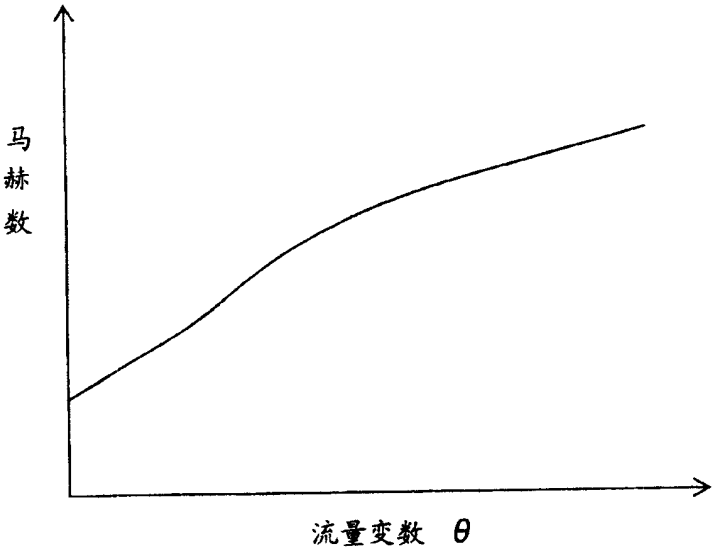


图 6

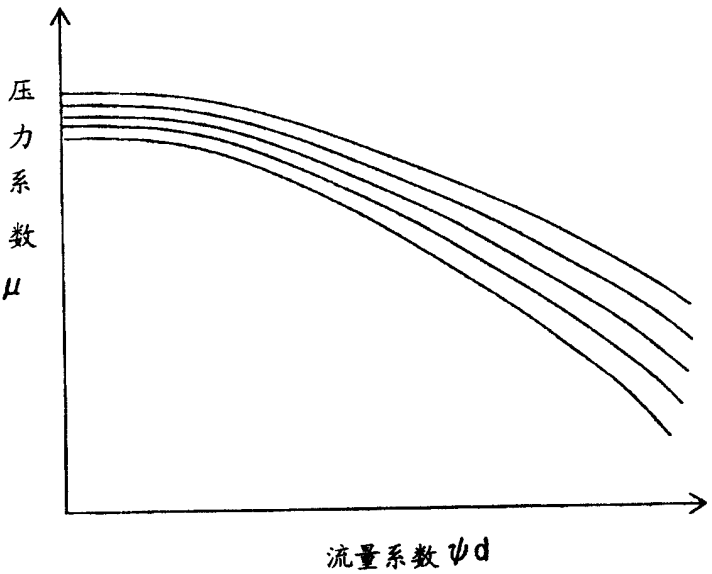


图 7

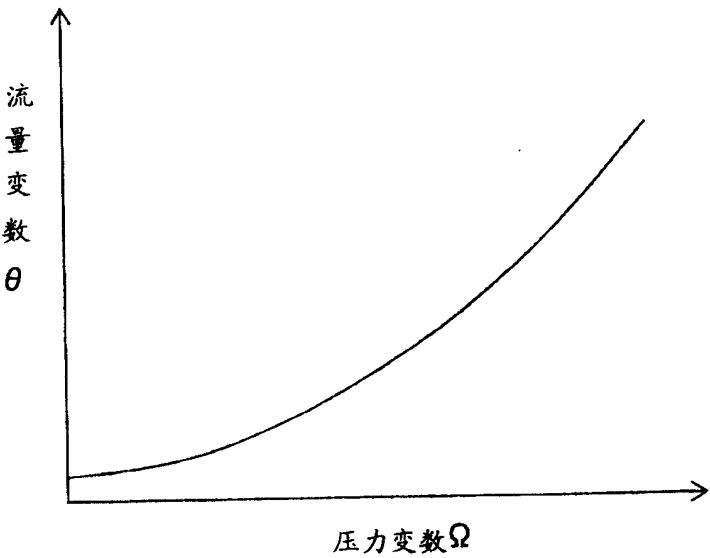


图 8

