

[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

F01D 5/12 (2006.01)

F01D 25/24 (2006.01)

F02B 39/00 (2006.01)

专利号 ZL 02147229.7

[45] 授权公告日 2008 年 12 月 31 日

[11] 授权公告号 CN 100447373C

[22] 申请日 2002.10.18 [21] 申请号 02147229.7

[30] 优先权

[32] 2001.10.19 [33] JP [31] 321416/2001

[32] 2001.12.10 [33] JP [31] 376050/2001

[73] 专利权人 三菱重工业株式会社

地址 日本东京

[72] 发明人 大迫雄志 前川昌三 惠比寿幹

内海亮二 御子神隆

[56] 参考文献

US2012570A 1935.8.27

JP62-40231U 1987.3.10

JP11-190201A 1999.7.13

JP63-92002U 1988.6.14

JP10-231706A 1998.9.2

GB2035467A 1980.6.18

JP63-158546U 1988.10.18

US3785128A 1974.1.15

JP54-125318A 1979.9.28

US3734650A 1973.5.22

审查员 韩 薇

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利
商标事务所

代理人 何腾云

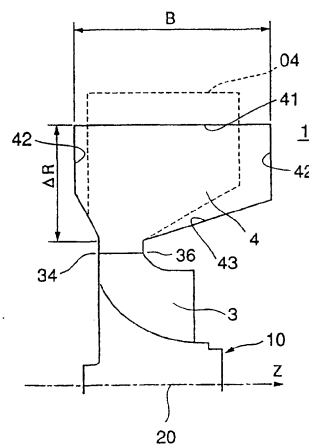
权利要求书 1 页 说明书 15 页 附图 17 页

[54] 发明名称

透平涡形管道和动翼的构造

[57] 摘要

在本发明中对透平涡形管道和透平动翼进行了改进。在径流式透平的涡形管道的构造中，半径方向的宽度(ΔR)与旋转轴心方向的宽度(B)的涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 构成为 $\Delta R/B=0.3 \sim 0.7$ 。另外，动翼在上述作动气体流入的入口端面的覆环侧及轮毂侧具有将角度切落一定量的切落部。



1. 一种径流式透平的涡形管道构造，它是使用于径流式透平的透平涡形管道的构造，它是通过使作动气体从形成在透平汽缸内的涡旋状的涡形管道沿半径方向流入位于涡形管道的内侧的透平转子的动翼并作用于该动翼后沿轴向流出来驱动旋转该透平转子的，其特征在于，半径方向的宽度 (ΔR) 与旋转轴心方向的宽度 (B) 的涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 构成为 $\Delta R/B=0.3 \sim 0.7$ ，上述涡形管道的侧壁形成凹凸面，所述凹凸面是以使所述涡形管道的两侧壁上的半径方向速度 (C_R) 减速的方式沿两侧壁的半径方向形成凹凸的槽的壁面。

2. 如权利要求 1 所述的径流式透平的涡形管道构造，其特征在于，上述涡形管道的上述回转轴心方向的宽度 (B) 从半径方向外周侧朝向内周侧以一定比例扩大。

3. 如权利要求 1 所述的径流式透平的涡形管道构造，其特征在于，上述回转轴心方向的宽度 (B) 将半径方向内周端侧的宽度 (B_2) 形成为外周端侧的宽度 (B_1) 的 $1.2 \sim 1.5$ 倍。

透平涡形管道和动翼的构造

技术领域

本发明涉及一种透平涡形管道和动翼的构造。透平涡形管道使用于内燃机的增压器（废气增压器）、小型气体透平、膨胀式透平等，形成将作动气体从涡旋状的涡形管道径向流入到透平转子的动翼使其作用于该动翼后沿轴向流出，旋转驱动该透平转子这样的构造的径流式透平的气体流路，另外，动翼固定在压缩机的转轴上。

背景技术

使用于汽车用内燃机等的小型增压器（废气增压器）多采用径流式透平，该径流式透平通过使作动气体从形成在透平汽缸内的涡旋状的涡形管道沿径向流入到位于该涡形管道内侧透平转子的动翼，在作用于该动翼后使其沿轴向流出来旋转驱动该透平转子。

图 11 表示使用这样的径流式透平的增压器的一个例子，在图中，1 是透平汽缸，4 是形成在该透平汽缸 1 内的涡旋状的涡形管道，5 是形成在上述涡旋汽缸 1 的内周上的气体出口通路，6 是压缩机壳，9 是连接上述透平汽缸 1 及压缩机壳 6 的轴承套。

10 是透平转子，在其外周上沿周向等间隔地固定着多个透平动翼 3。7 是压缩机，8 是设在该压缩机 7 的空气出口的扩散器，12 是连接该透平转子 10 和压缩机 7 的转子轴。11 是安装在上述轴承套 9 上并支承上述转子轴 12 的一对轴承。20 是上述涡轮转子 10、压缩机 7、及转子轴 12 的旋转轴心。

在具有这样的径流式透平的增压器中，来自内燃机（图中省略）的排出气体进入上述涡形管道 4，沿该涡形管道 4 的涡旋转的同时从多个透平动翼 3 的外周侧入口端面流入该透平动翼 3，在朝向透平转子 10 中心侧沿径向流动后在该透平转子 10 中完成了膨胀工作后，沿

轴向流出而从气体出口通路5被送出到机外。

图12是表示这样的径流式透平中的上述涡形管道4及其附近的构成图。在图中,4是涡形管道,41是该涡形管道4的外周壁,43是内周壁,42是侧壁。3是透平动翼、36是该透平动翼3的覆环(shroud)侧,34是轮毂(hub)侧。

上述涡形管道4的半径方向的宽度 ΔR_0 和旋转轴心方向的宽度 B_0 形成为基本相同的尺寸(涡形管道宽度比 $\Delta R_0/B_0=1$)。

另外,图13(A)、(B)是形成在这样的径流式涡旋机的气体入口内周上的舌部附近的构成图。图13(A)是与旋转轴心垂直的正视图,图13(B)是图13(A)的B—B向视图。

在图13(A)、图13(B)中,4是涡形管道,44是该涡形管道4的入口端面、45是形成在气体入口内周的舌部,45a是作为该舌部45的下游端的舌部端,046是位于上述涡形管道4的该舌部端45a正下游的舌部下游侧壁。

该舌部下游侧壁046间的宽度与上述舌部端45a相同或从该舌部端45a沿涡形管道4的形状圆滑地缩小。

在这样的径流式透平中,一边沿上述涡形管道4的涡旋转一边流入透平动翼3中的气体的气体流入速度在透平动翼3的高度方向(Z方向)具有不同的速度分布。

即如图14所示,上述气体流入速度C由于形成在上述透平动翼3的入口端面31(参照图12)附近的具有上述入口端面31的高度 B_2 的15~20%的宽度的三维分界层,作为上述气体速度C的周方向成分的周向速度 C_θ 。上述入口端面31的中央部大,两端的角部即覆环侧36及轮毂侧34变小。另外,作为半径方向成分的半径方向速度 C_R 如图11所示,成为上述入口端面31的中央部小,两端的角部即覆环侧36及轮毂侧34变大那样的高度方向的分布。

而且,当在上述透平动翼3的入口高度方向上有流入气体的流动分布即流动变形时,在该透平动翼3处的流动损失增加而导致透平效率的降低。即相对于与上述透平动翼3的最佳气体流入相对角度 β_1 吻

合的透平动翼 3 入口中央部, 入口端面 31 的壁侧即上述轮毂侧 34 及覆环侧 36 的气体流入相对角度 β_2 变大, 在上述轮毂侧 34 及覆环侧 36 气体流入相对角度 β 的差即冲撞角度 (入射角度) 变大时, 气体以冲撞角度 (入射角度) 流入上述透平动翼 3 的背侧, 产生动翼入口的冲撞损失, 上述轮毂侧 34 及覆环侧 36 处的冲撞角度 (入射角度) 的增加助长了涡轮动翼 3 的二次流损失的增加, 透平效率降低。

另外, 在构成朝向上述透平动翼 3 的气体入口流路的上述涡形管道 4 中, 由于该涡形管道 4 的形状的原因而产生三维分界面, 因此如图 15 (B) 所示, 在透平动翼 3 的翼高度方向中, 半径方向速度 C_R 构成其上述入口端面 31 的中央部变小、两端的角部即覆环侧 36 及轮毂侧 34 变大那样的流速分布。

但是在图 12 及图 13 所示的现有透平 4 中,

(1) 涡形管道 4 的流路断面形状是半径方向的宽度 ΔR_0 和旋转轴心方向的宽度 B_0 形成为基本相同的尺寸 (涡旋宽度比 $\Delta R_0/B_0=1$) 的大致正方形断面。

(2) 与透平动翼 3 的两端角部即覆环侧 36 及轮毂侧 34 相连的涡形管道 4 的两侧壁面 42 是平滑面。

(3) 形成为涡形管道 4 的流路的旋转轴心方向的宽度 B_0 在半径方向上一定或从外周侧朝向内周侧以一定的比例缩小。

上述的结果产生如下的问题。

由于是上述那样的构成, 在朝向上述透平动翼 3 的气体入口处, 容易形成上述三维分界面。

另外, 在上述舌部 45 处, 由于该舌部 45 厚度的上下压力差, 产生图 13 (A) 所示的尾流 50, 在该现有技术中, 如图 10 所示, 由于舌部下游侧壁 046 间的宽度与舌部端 45a 同宽或从该舌部端 45a 沿涡形管道 4 的形状圆滑地缩小, 因此没有降低上述尾流 50 的作用, 由此, 如图 15 (A) 所示在周方向上, 半径方向速度 C_R 形成散乱的流动变形。

因此, 在这样的现有技术中, 由于上述 (1)、(2)、(3) 那样的涡形管道 4 的形状而生成三维分界面, 由于气体流在透平动翼 3

的高度方向具有流动变形地流入透平动翼 3，透平动翼 3 的流动损失增大，导致透平效率降低。

另外，在这样的现有技术中，有由于上述舌部端 45a 的下游侧壁 046 的构成，没有降低舌部 45 的厚度 T 产生的尾流 50 的作用，而且由于分界层沿周向形成半径方向速度 C_R 散乱的流动变形，涡形流路损失增大，导致透平效率的降低等的问题。

另外，上述透平动翼 3 的形状由于是入口端面 31 的外径如图 16 (A) 的 B 部分所示那样地沿覆环侧 36、中央部、轮毂侧 34 的全高相同，因此动翼周速度 $U_2=U_1$ 。因此在该动翼 3 的高度方向上气体流入相对角度 β 不同，当将图 16 (A) 的 E 部分所示的中央部的气体流入相对角度 β_1 调整为最佳时，图 16 (A) 的 D 部分所示的壁侧即上述轮毂侧 34 和覆环侧 36 的气体流入相对角度 β_2 由于来自上述涡形管道 4 的流动变形而变得比中央部的气体流入相对角度 β_1 大。

而且， W_1 、 W_2 是气体流入相对角度， C_1 、 C_2 是气体流入绝对速度。

因此，在这样的现有技术中，在上述轮毂侧 34 及覆环侧 36，气体以冲撞角度（入射角度）流入上述动翼 3 的背侧（负压面侧），产生动翼入口的冲撞损失，同时上述轮毂侧 34 及覆环侧 36 的冲撞角度（入射角度）的增加助长了动翼 3 内部的二次流损失的增加，导致透平效率的降低。

发明内容

本发明是鉴于这样的现有技术的问题而开发出的。即对透平涡形管道和动翼进行了改良。本发明的目的是提供一种径流式透平的涡形管道构造，该涡形管道构造，抑制由透平动翼入口处的涡形管道的形状引起的三维分界层的生成，通过避免该透平动翼的高度方向中的气流的流动变形的形成来降低该透平动翼的流动损失，并且通过降低涡形管道流路中的半径方向速度的周方向离散产生的流动变形的形成而抑制涡形管道流路损失的增大，提高了透平的效率。

为了达到改善涡形管道的形状的目的,本发明的一种径流式透平的涡形管道构造,它是使用于径流式透平的透平涡形管道的构造,它是通过使作动气体从形成在透平汽缸内的涡旋状的涡形管道沿半径方向流入位于涡形管道的内侧的透平转子的动翼并作用于该动翼后沿轴向流出来驱动旋转该透平转子的,其特征在于,半径方向的宽度(ΔR)与旋转轴心方向的宽度(B)的涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 构成为 $\Delta R/B=0.3 \sim 0.7$,上述涡形管道的侧壁形成凹凸面,所述凹凸面是以使所述涡形管道的两侧壁上的半径方向速度(C_R)减速的方式沿两侧壁的半径方向形成凹凸的槽的壁面。

根据这样的发明,如图1所示,通过将涡形管道的半径方向宽度(ΔR)与旋转轴心方向的宽度(B)的涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 构成为 $\Delta R/B=0.3 \sim 0.7$,合计了涡形管道侧壁部与内外周壁部的摩擦损失是涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 构成为1的现有技术的相同程度,但是由于将涡形管道的旋转轴心方向的宽度(B)以是半径方向的宽度(ΔR)的两倍左右沿旋转轴心方向长长地形成而使涡形管道形状扁平化,因此与动翼两端角度(即覆环侧及轮毂侧)对应的该涡形管道的两侧壁处的半径方向的速度(C_R)比上述涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 大致为1的现有技术的减小。因此,在涡形管道内的二次流损失降低。

另外,由此抑制三维分界层的发展,如图2所示,降低了气流在动翼高度方向上具有流动变形的状态下流入该动翼引起的动翼的流动损失、特别是混合损失,提高了透平的效率。

作为另外的实施例,上述涡轮件其特征在于,上述回转轴心方向的宽度(B)从半径方向外周侧朝向内周侧以一定的比例扩大。

上述回转轴心方向的宽度(B)可以将半径方向内周端侧的宽度(B_2)形成为外周端侧的宽度(B_1)的1.2~1.5倍。

根据这样的发明,通过将涡形管道的回转轴心方向的宽度(B)从半径方向外周侧朝向内周侧以一定的比例扩大,与动翼的两端角部(即覆环侧及轮毂侧)对应的该涡形管道的两侧壁处的半径方向速度(C_R)成为涡形管道的内周侧,随着接近动翼而被减速,比将上述涡形管道宽度构成为一定的现有技术减少,该涡形管道的旋转轴心方向中的半径方向速度(C_R)的分布被均匀化。

由此，抑制三维分界层的发展，降低气流以动翼的高度方向上具有流动变形的状态流入该动翼所产生的动翼的流动损失，提高了透平效率。

作为其它的实施例，其特征是，上述涡形管道的侧壁是凹凸面。根据这样的发明，由于将涡形管道的侧壁形成凹凸面，由上述凹凸面使与动翼的两端角度（即覆环侧及轮毂侧）对应的该涡形管道的两侧壁处的半径方向速度（ C_R ）减速，与将涡形管道侧壁形成平滑面的现有技术相比，该涡形管道的旋转轴心方向上的半径方向速度（ C_R ）的分布均匀化。

由此，抑制了三维分界层的发展，降低了气流在动翼的高度方向上具有流动变形的状态下流入该动翼所引起的动翼的流动损失，提高了透平效率。

另外，作为其它的实施例的使用于径流式透平的透平涡形管道的构造，其中通过使作动气体从形成在透平汽缸内的涡旋状的涡形管道沿半径方向流入位于涡形管道的内侧的透平转子的动翼并且作用于该动翼后沿轴向流出来驱动旋转该透平转子而构成的，其特征在于，形成于气体入口内周的舌部的正下游侧的流路横截面积比舌部端的流路横截面积在宽度方向上局部地小舌部厚度尺寸（ T ）。

上述舌部的正下游侧的侧壁间的宽度也可以形成比舌部端的侧壁间的宽度在宽度方向上局部地小舌部厚度尺寸（ T ）。

根据这样的发明，通过将舌部的正下游侧的流入横截面积形成的比舌部端的流路横截面积局部地小（特别是将舌部的正下游侧的侧壁间的宽度形成比舌部端的侧壁间的宽度在宽度方向上局部地小舌部厚度尺寸（ T ））可以降低在舌部产生的尾流而可以降低涡形管道出口处的流动变形。

另外，通过在宽度方向上将舌部的正下游侧的流路宽度局部地缩小舌部厚度尺寸（ T ），可以抑制三维分界层的发展，与上述实施例相同地降低气流以动翼的高度方向上具有流动变形的状态流入该动翼所产生的动翼的流动损失，提高透平效率。

附图说明

图1是表示本发明的第一实施例的涡旋体及透平转子的沿旋转轴心的上半部分的剖面的构成图。

图2是上述第一实施例的作用说明用线图。

图3(A)是表示第二实施例的与图1对应的图,图3(B)是气体流速分布图。

图4是表示第三实施例,图4(A)是与图1对应的图,图4(B)是图4(A)的A—A向视图。

图5是表示第四实施例,图5(A)是涡形管道的正视图,图5(B)是图5(A)的B—B向视图。

图6(A)、(B)、(C)是上述第四实施例的作用说明图。

图7(A)、(B)是涡形管道内的气体流速分布图。

图8(A)是使用适用本发明的径流式透平的增压器的沿旋转轴心的剖面图。图8(B)是外观图。

图9是本发明的其它实施例的剖面图。

图10(A)、(B)是这样的实施例的抑制透平动翼中的二次流的说明图。

图11是现有技术的例子径流式透平的剖面图。

图12是表示现有技术的例子的径流式透平的涡形管道部分4和附近的构成图。

图13(A)、(B)是这样的径流式透平的气体入口内周上形成的舌部附近的构成图,图13(A)是与旋转中心垂直的正视图,图13(B)是图13(A)的B—B向视图。

图14是表示气体流入速度C的作用说明图。

图15是现有技术的涡形管道内的气体流分布图。

图16(A)是表示现有技术例子的动翼,图16(B)是表示作为透平动翼入口处的气体速度C的周向成分的周向速度 C_{θ} 。

图17是表示动翼入口的周向及高度中的气体流速的变化的曲线

图。

具体实施方式

以下，用图示的实施例详细说明本发明。但是，该实施例中记载的构成零件的尺寸、材质、形状、其相对位置等只要没有特别特定的记载，该发明的范围不限定于此，只不过仅仅是说明例。

涡形管道的构造

带有径流式透平的涡轮增压器的基本构成与图 11 所示的现有的涡轮增压器类似。但是在本发明中对涡形管道的形状进行了改良。

在图 11 中表示了使用了适用本发明的径流式透平的增压器的整体构造。1 是透平汽缸，4 是形成在该透平汽缸 1 内的涡旋状的涡形管道，5 是形成在上述透平汽缸 1 的内周上的气体出口通路，6 是压缩机壳体，9 是连接上述透平汽缸 1 及压缩机壳体 6 的轴承套。

10 是透平转子，在其外周上沿圆周向等间隔地固定着多个透平动翼 3。7 是压缩机，8 是设在该压缩机 7 的空气出口的扩散器，12 是连接该透平转子 10 和压缩机 7 的转子轴。11 是安装在上述轴承套 9 上的用于支承上述转子轴 12 的一对轴承。20 是上述透平转子 10、压缩机 7 及转子轴 12 的旋转轴心。

在这样的具有径流式透平的增压器中，从内燃机（图中未示）出来的排气进入上述涡形管道 4，沿该涡形管道 4 的涡旋一边转一边从多个透平动翼 3 的外周侧入口端面流入该透平动翼 3，在朝向透平转子 10 中心侧沿半径方向流动后在该透平转子 10 中完成了膨胀工作后沿轴向流出而从气体出口通路 5 被送出机外。

即，在表示涡形管道的第一实施例的图 1 中，10 是透平转子，在其外周上沿轴向等间隔地固定着多个透平动翼 3。

4 是形成在透平汽缸 1 内的涡形管道，41 是其外周壁，42 是前侧及后侧的侧壁，43 是内周壁。上述涡形管道 4 前侧及后侧的侧壁 42 间的距离即旋转轴心 20 方向的宽度 B 比外周壁 41 与内周壁 43 的距离即半径方向的宽度 ΔR 形成得大。

而且上述涡形管道 4 的上述半径方向的宽度 (ΔR) 与旋转轴心 20 方向的宽度 B 的涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 是 $\Delta R/B=0.3 \sim 0.7$, 最好是 $\Delta R/B=0.5$ 。

在这样的实施例中, 将涡形管道 4 的半径方向的宽度 ΔR 与旋转轴心 20 方向的宽度 B 的涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 构成为 $\Delta R/B=0.3 \sim 0.7$, 而将该涡形管道 4 的旋转轴心 20 方向的宽度 B 沿旋转轴心 20 的方向长长地形成成为半径方向的宽度 ΔR 的两倍左右, 从而使涡形管道形状扁平化。

由此, 合计了涡形管道 4 的侧壁 42 部与内外周壁 41、42 部的摩擦损失是与涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 构成为大致 1 的现有技术的相同程度, 但是与作为动翼两端角部覆环侧及轮毂侧对应的该涡形管道的两侧壁处的半径方向的速度 C_R 比上述涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 构成为 1 左右的现有技术的减小, 涡形管道 4 的旋转轴心 20 方向中的半径方向速度 C_R 的分布被平均化。因此涡形管道内的二次流损失降低。

图 2 是表示涡形管道 4 及透平动翼 3 的气体流动损失的模拟结果 (上述涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 与压力损失的关系)。如图 2 所示, 像本发明 (N 的范围) 那样, 如果是 $\Delta R/B=0.3 \sim 0.7$, 最好是 $\Delta R/B=0.5$, 则与涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 处于 N_0 的范围的现有技术相比, 气体流动损失显著地变小。

由此, 抑制了三维分界层的产生, 通过了涡形管道 4 的气流在透平动翼 3 的高度方向上具有流动变形地流入该动翼 3 所引起的动翼 3 的流动损失特别是混合损失被降低。

图 3 (A)、(B) 所示的涡形管道的第二实施例中, 如 (A) 所示, 将涡形管道 4 的断面形状形成为旋转轴心 20 方向宽度的 B 从半径方向外周侧的宽度 B_1 朝向内周侧的宽度 B_2 直线或曲线状 (在该例子中表示直线状的情况) 地以一定的比例扩大。

上述旋转轴心 20 方向的宽度 B 将半径方向内周侧的宽度 B_2 形成成为外周端侧的宽度 B_1 的 $1.2 \sim 1.5$ 倍。其它的构成与图 1 所示的第一实施例相同, 与此相同的构件用相同的符号表示。

在这样的实施例中，由于将涡形管道 4 的旋转轴心方向的宽度 B 从外周壁 41 朝向内周壁 43 侧沿半径方向扩大，因此，与透平动翼 3 的两端角部即覆环侧 36 及轮毂侧 34 对应的该涡形管道的两侧壁 42 侧的半径方向速度 C_R 随着靠近处于涡形管道的内周侧的上述透平动翼 3 而被减速，两侧壁 42 侧的半径方向的速度 C_R 比将上述涡形管道的宽度构成为一定的现有技术减少，该涡形管道 4 的旋转轴心方向中的半径方向速度 (C_R) 的分布被均匀化。

即，如图 3 (B) 所示，与涡形管道 4 的外周侧的 M_1 部的半径方向速度 C_R 的旋转轴心方向分布其两侧壁 42 侧比中央部大而不均匀，与此相对，在与透平动翼 3 接近的内周侧的 M_2 部的旋转轴心方向上的半径方向速度 C_R 的旋转轴心方向分布通过减速该两侧壁 42 侧的半径方向速度 C_R 而被均匀化。

由此，抑制了三维分阶层的发展，气流以动翼的高度方向上具有流动变形的状态流入该动翼所引起的动翼的损失被降低。

在图 4 (A)、(B) 所示的涡形管道的第三实施例中，将上述涡形管道 4 的两侧壁 042 形成为凹凸面。上述两侧壁 042 的凹凸面无论是如图 4 (B) 所示地沿半径方向形成多层同心圆状的沟、还是形成螺旋状的沟，只要是起到所需要的后述那样的半径方向速度 C_R 的减速作用的凹凸面即可。其它的构成与图 1 所示第一实施例相同，与其相同的构件用相同的符号表示。

在这样的实施例中，通过将涡形管道 4 的两侧壁 042 形成为凹凸面，由上述凹凸面减速与上述透平动翼 3 的两端角部即覆环侧 36 及轮毂侧 34 对应的该涡形管道 4 的两侧壁 042 处的半径方向 C_R ，比将涡形管道侧壁形成为平滑面的现有技术变小，该涡形管道 4 的旋转中心方向上的半径方向速度 C_R 的分布被均匀化。

由此，抑制了三维分阶层的产生，气流以透平动翼的高度方向上具有流动不变形的状态流入该动翼 3 所引起的动翼 3 的损失被降低。

在图 5 (A)、(B) 所示的第四实施例中，上述涡形管道 4 的、形成在气体入口内周的厚度 T 的舌部 45 的正下游侧的舌部下游侧壁

46 间的宽度比舌部端 45a 处的侧壁 42 间的宽度在宽度方向上局部地缩小舌部宽度尺寸 T , 使上述舌部 45 的正下游侧的流路横截面积比舌部端 45a 的流路横截面积局部地变小。

在上述涡形管道 4 中的气体流动时, 如上所述地由于上述舌部 45 厚度上下压力差产生尾流 50。然而, 在第四实施例中通过将上述舌部下游侧壁 46 间的宽度在宽度方向局部地小舌部厚度尺寸 (T), 而将上述舌部 45 的正下游侧流路横截面积局部地比舌部端的流路横截面积小, 因此, 由舌部端 45a 正下游侧的流路节流作用可以降低在上述舌部 45 产生的尾流 50, 由此可以减少涡形管道 4 出口处的流动变形。

另外, 在这样的实施例中, 如图 6 (C) 所示, 由于使上述舌部端 45a 正下游侧的流路宽度局部地变小了的流路节流作用, 在舌部 45 位置 (L_1) 处, 与由于分界层的产生, 靠近侧壁 42 侧壁的周向速度 C_θ 变小, 涡形管道 4 的旋转中心 20 方向的周向速度分布不均匀相对, 在舌部下游 46 (L_2), 避免了靠近侧壁 42 的上述周向速度 C_θ 的降低而使上述周向分布变均匀。因此, 上述旋转轴心 20 方向的半径方向速度 C_R 的分布也变均匀, 从而可以抑制三维分界层的产生, 降低了气流以动翼的高度方向上具有流动变形的状态流入该动翼所引起的动翼的损失。

图 7 (A)、(B) 表示上述第一~第四实施例的本发明的涡形管道与原来的涡形管道的半径方向速度 C_R 的分布状况, 图 7 (A) 表示周向 (θ) 的分布, 图 7 (B) 表示翼高度方向 (Z) 的分布。从图 7 可知, 半径方向速度 C_R 的周向 (θ) 的分布由于上述第四实施例而从原来的涡形管道中的 A_1 向本发明的涡形管道中的 A_2 那样被均匀化, 并且半径方向速度 C_R 的翼高度方向 (Z) 的分布由于上述第一~第四实施例而从原来的涡形管道中的 B_1 向本发明的涡形管道中的 B_2 那样地被均匀化。

动翼的构造

带有径流式透平的涡轮增压器的基本构成与图 11 所示的现有的涡轮增压器类似。

即，如表示第五实施例的透平动翼的图 8 (A)、(B) 所示，多个动翼 3 有规则地固定在透平转子 10 的周向上。该透平动翼如下那样地被构成着。

31 是构成气体入口的入口端面，35 是轮毂，37 是覆环，32 是出口端面，上述入口端面 31 在将中央部形成为平面并构成高度方向两端部的覆环侧 36 及轮毂侧 34 形成着将角部切落一定量的切落部 33。图 8 的 (B) 表示上述切落部 33 形成部的斜视形状。

上述切落部 33 其断面形成为具有圆度的曲线状，而圆滑地连接入口端面 31 和覆环 37 及轮毂 35。

在图 9 所示的透平动翼的其它的例子中，将上述切落部 33 形成为断面形状是直线状。其它的构成与图 8 (A) 所示的例子相同，与其相同的构件用相同的符号表示，在该实施例的情况下，由于切落部 33 的断面形状是直线状，因此可以容易地调整后述那样的轮毂侧 34 的直径 D_1 及覆环侧 36 的直径 D_2 。

上述切落部 33 的翼高度方向的切落量 c 及半径方向切落量 d_1 及 d_2 如图 16 (B) 所示，由于上述三维分界层的形成宽度小于上述入口端面 31 的高度 B 的 20%，因此与上述三维分界层的形成宽度一致地构成为上述入口端面 31 的高度 B 的 10% ~ 20%。 D_0 是上述入口端面 31 的中央直径， D_1 是轮毂侧 34 的切落部直径， D_2 是覆环侧 36 的切落部直径。上述切落部 33 的切落量如下所述地进行设定。

在图 16 (A) 中，与将入口端面 31 高度的中央部的气体相对流入角度 β_1 调整为最佳值的该入口端面 31 中央部的直径 D_0 ，将轮毂侧 34 和覆环侧 36 的直径相对于上述中央部后退上述切落量 d_1 及 d_2 而分别成为 D_1 及 D_2 。

上述轮毂侧 34 的直径 D_1 及覆环侧 36 的直径 D_2 从图 16 (B) 所示的动翼入口处的气体绝对流速 C 的周向成分 C_0 与动翼入口处的周速 U 的关系求出。即，上述绝对流速 C 的周向成分 C_0 由于当动翼入口直径减小时由自由涡旋的法则 ($C_0 \cdot R = \text{一定}$) 增速，另外周速度 U ($U = \pi DN/60$ ， N 是透平转子的转速) 相反地减小，因此由上述切落部

33 将上述轮毂侧 34 的直径 D_1 和覆环侧 36 的直径 D_2 即上述入口端面 31 的两端部的直径比中央部直径 D_0 后退上述切落量 d_1 和 d_2 ，增速绝对流速 C 的周向成分 C_θ 同时减小周速度 U ，由此使上述两端部的气体相对流入角度 β_2 减小到中央部的气体相对流入角度 β_1 而成为最佳值。

在此，入口端面 31 的中央部及两端部（轮毂侧 34 及覆环侧 36）处的上述绝对流速 C 的周向成分 C_θ 与半径方向成分 C_R 之比从图 16 (A) 速度三角形及图 16 (B) 可知，因此从这样的关系使上述两端部（轮毂侧 34 及覆环侧 36）的动翼入口直径 D_1 及 D_2 比中央部的直径 D_0 成为 90%~99%地后退，获得上述两端部气体相对流入角度 β_2 的最佳值。

图 10 (A)、(B) 表示这样的实施例的透平动翼 3 与现有透平动翼的该透平动翼 3 内的二次流的状态的比较。二次流是相对于主流在垂直方向上产生的流。在图中， S_1 表示原来的二次流状态， S_2 表示本发明的实施例的二次流状态，(A) 表示翼面的二次流所产生的动翼内部的流的影响，(B) 表示覆环面的二次流产生的动翼内部流的影响。在图 10 (A) 中可知，在原来的 S_1 中，产生朝向负压面 F_1 侧的翼出口、向覆环侧（翼顶方向）上升的二次流，但是在这样的实施例中，通过形成上述切落部 33，抑制了二次流在轮毂侧流动 (S_2)。另外，从图 (B) 可知，在原来的 S_1 中，二次流产生在覆环面侧，但是在这样的实施例中通过形成上述切落部 33 抑制了二次流，在压力面 F_2 侧流动。

这样，气体在动翼 3 的入口侧（覆环、轮毂）朝向负压面 F_1 侧的冲撞角度（入射角度）变小，减少了动翼入口的冲撞损失，同时抑制了二次流。

根据这样的实施例，通过透平动翼 3 的入口端面 31 在覆环侧 36 及轮毂侧 34，在角部上形成切落部 33，上述入口端面 31 的两端部直径 D_1 及 D_2 比中央部的直径 D_0 小，通过使上述切落部的切落量变化，使动翼 3 的入口端面 31 的两端部即上述覆环侧 36 及轮毂侧 34 与动翼

入口的气体的流动分布对应地向内周侧后退，可以将流入动翼3的气体的相对流入角度(β)在该动翼的高度方向上调整为最佳角度。

由此，可以将动翼入口处的气体的冲撞角度(入射角度)在动翼3的高度方向上为一定。

在以上所记载那样的本发明中，由于将涡形管道的半径方向的宽度(ΔR)与旋转轴心方向的宽度(B)的涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 构成为 $0.3 \sim 0.7$ ，而使涡形管道的形状扁平化，因此与动翼的两端角部对应的该涡形管道的两侧壁处的半径方向速度比涡形管道宽度比 $\Delta R/B$ 构成为1左右的现有技术减小，由此抑制了三维分界层的发展，降低了气体在动翼的高度方向具有流动变形的状态下流入该动翼所生的动翼的流动损失。

与动翼两端部对应的该涡形管道的两侧壁处的半径方向速度随着接近成为涡形管道的内周侧的动翼而被减速，比将涡形管道宽度构件为一定的现有技术减小，该涡形管道的旋转轴心半径方向的速度分布被均匀化，由此抑制了三维分界层的发展，降低了气流在动翼的高度方向具有流动变形的状态下流入该动翼产生的动翼的流动损失。

与动翼两端部对应的该涡形管道的两侧壁处的半径方向速度由上述凹凸面减速，比将涡形管道侧壁形成为平滑面的现有技术减小，而将该涡形管道的旋转轴心半径方向的速度分布被均匀化，由此抑制了三维分界层的发展，降低了气流在动翼的高度方向具有流动变形的状态下流入该动翼所生的动翼的流动损失。

在本发明中，通过将舌部的正下游侧的流路横截面积比舌部端的流路横截面积局部地变小，可以降低在舌部产生的尾流，可以降低涡形管道出口处的流动变形。

另外，在本发明中通过将舌部的正下游侧的流路宽度局部地缩小舌部厚度尺寸(T)，可以抑制三维分界面的发展，降低了气流在动翼的高度方向具有流动变形的状态下流入该动翼所生的动翼的流动损失。

根据以上所记载的本发明，通过在动翼的入口端面的覆环侧及轮

轂侧的角部形成切落部，使动翼的入口端面的两端部与动翼入口处的气体的流动分布对应地向内周侧后退，可以将流入动翼的气体的相对流入角度 (β) 在动翼高度方向上调整为最佳角度。

由此，可以在动翼的高度方向上使动翼入口处的气体的冲撞角度 (入射角度) 成为一定，避免由于动翼的高度方向的气体相对流入角度的不均匀而产生的动翼入口的冲撞损失和动翼内部的二次流损失增加，可以防止由这样的损失引起的透平效率的降低。

另外，在本发明中，通过将上述入口端面处的切落部的切落量至少与上述三维分界层的形成宽度一致地将该切落部的半径方向切落长度构成为上述入口端面的高度的 10%~20%，消除了该三维分界层的影响所产生的动翼入口的中央部与两端部 (覆环侧及轮轂侧) 的气体相对流入角度的不均匀，可以如上所述地使动翼入口处的气体冲撞角度在动翼的高度方向中一定。

以上，根据本发明，可以降低涡形管道及动翼的气体流动损失，由此可以提高透平的效率。

图1

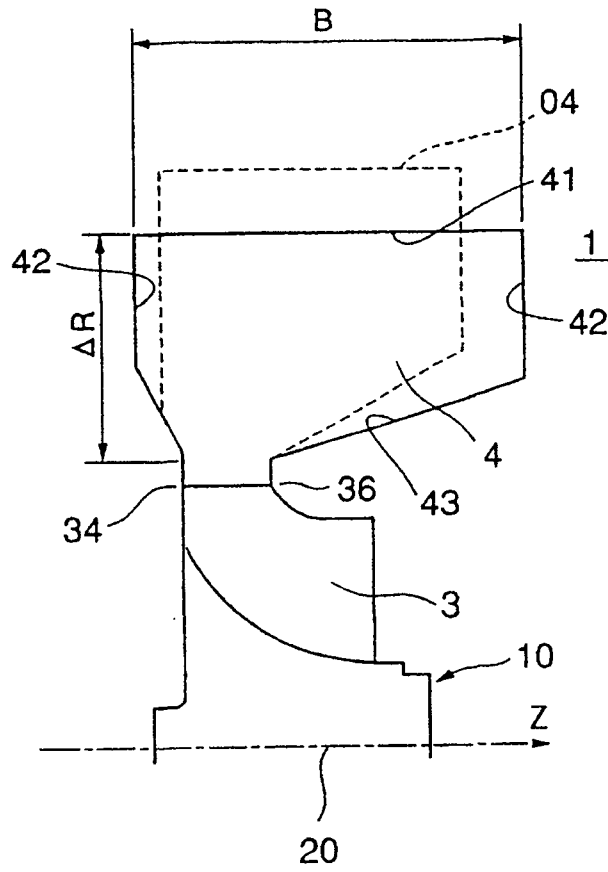


图2

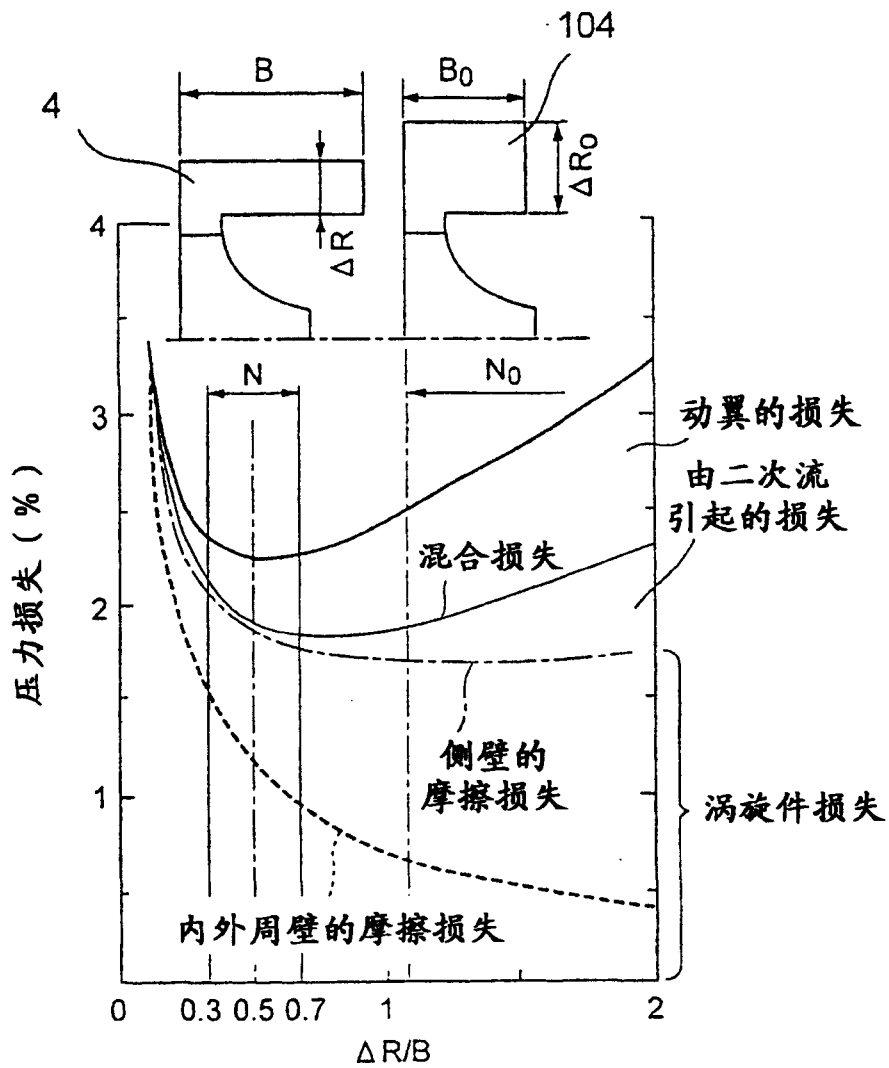


图 3 (A)

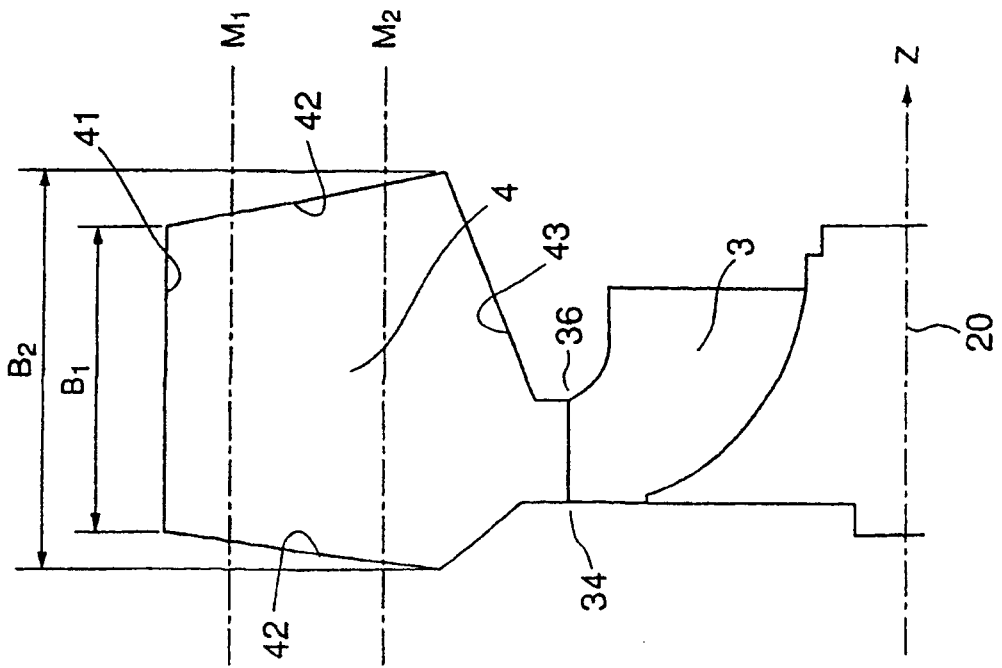
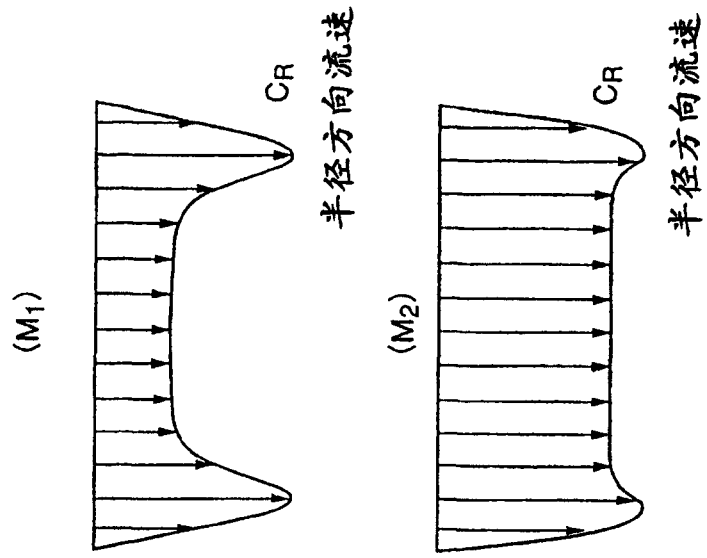


图 3 (B)



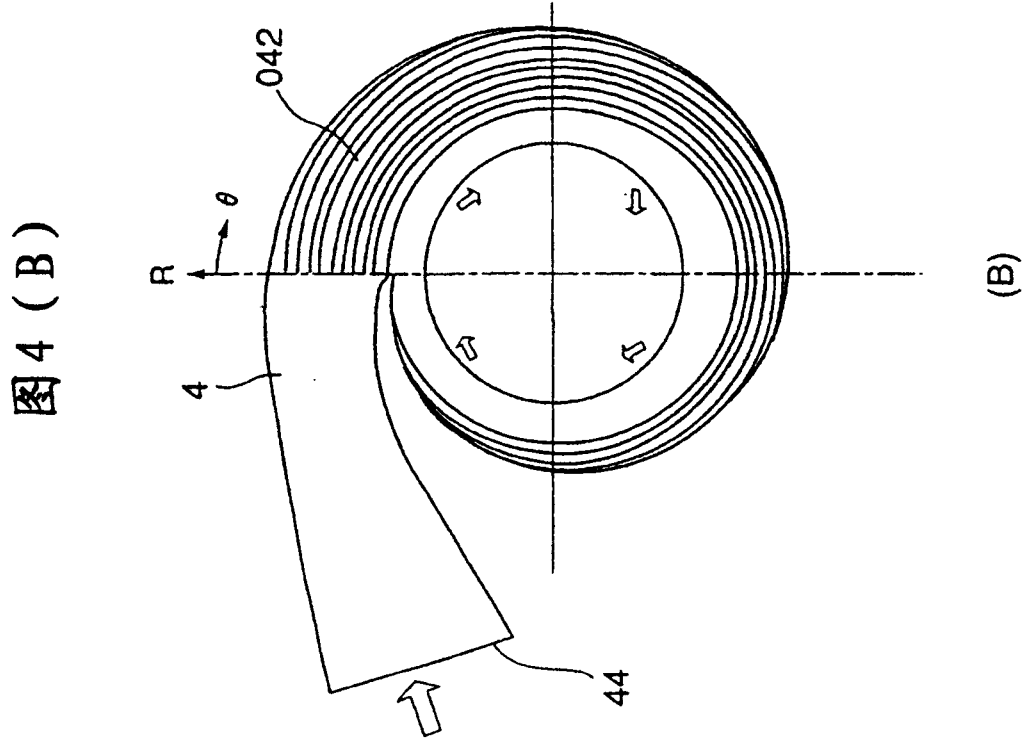
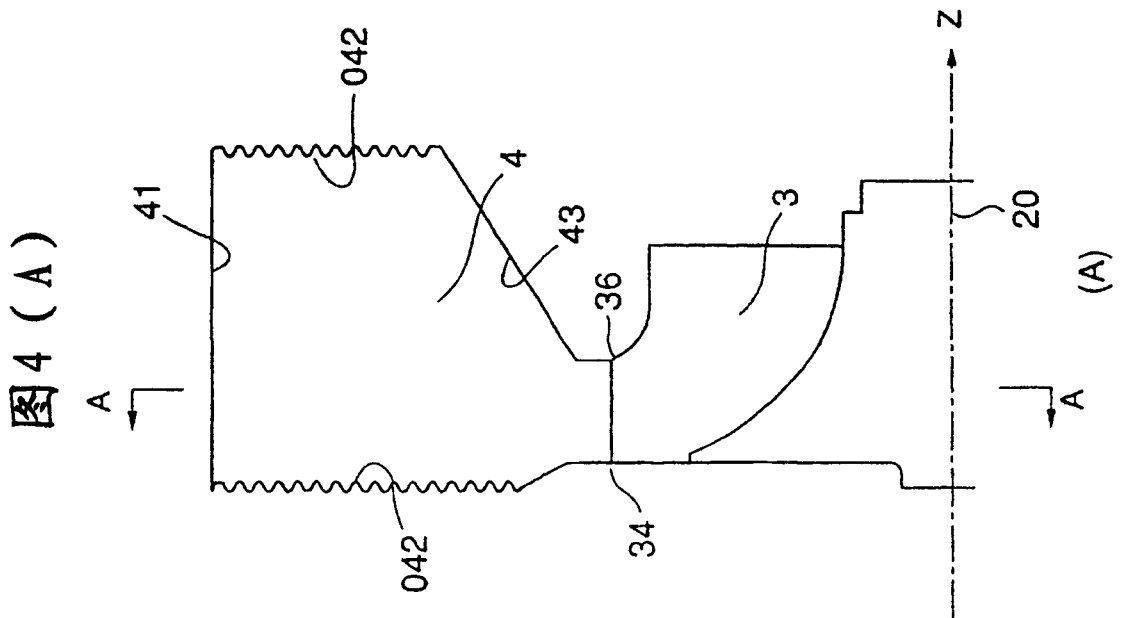


图 4 (A)

图 4 (B)

图5(A)

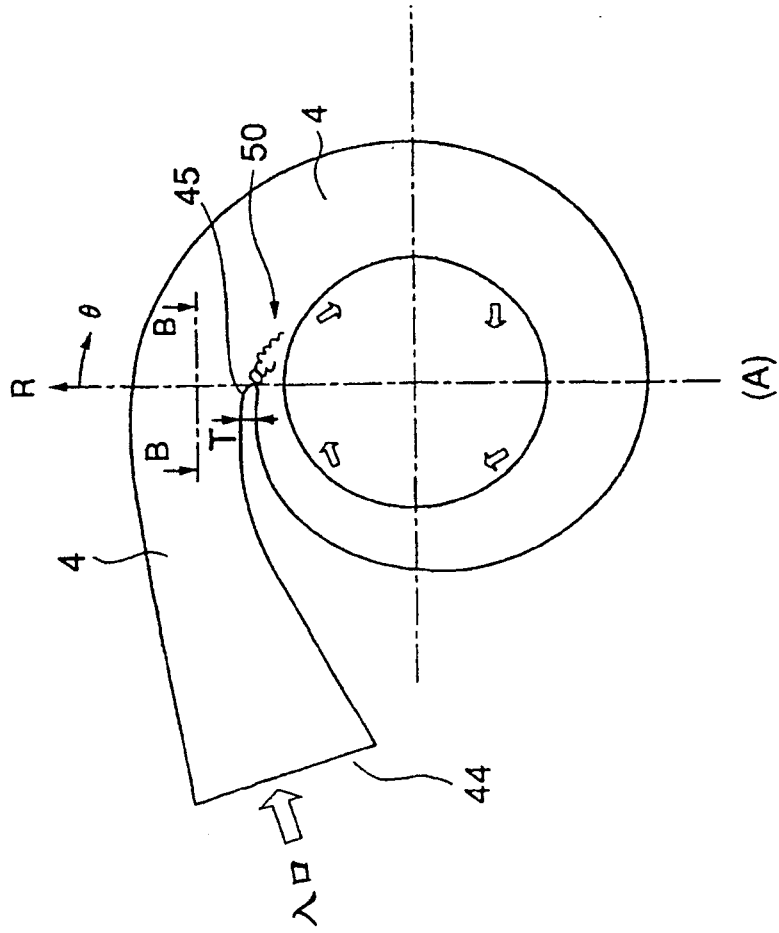


图5(B)

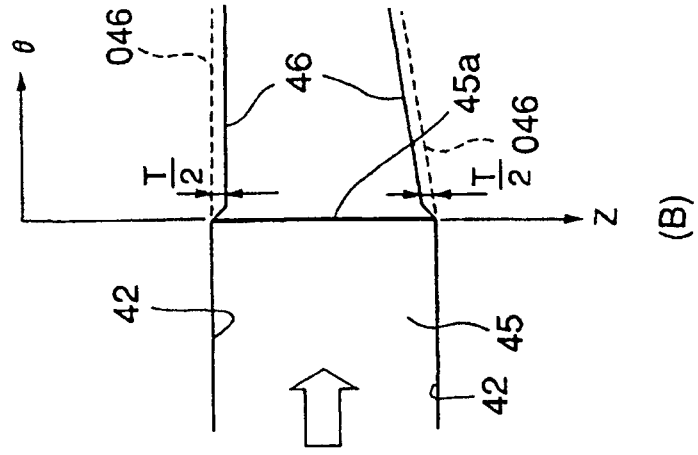


图6 (A)

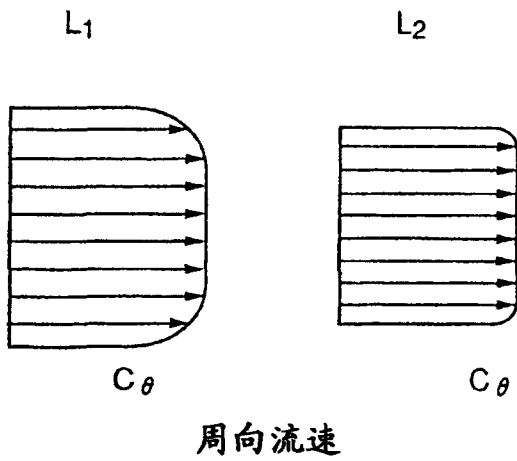
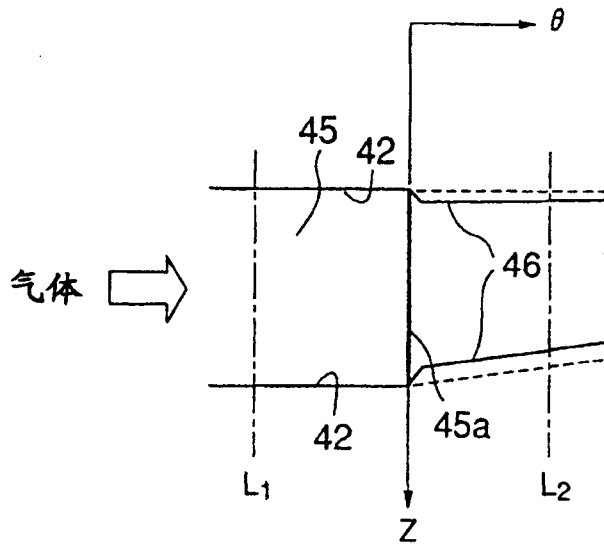


图6 (B)

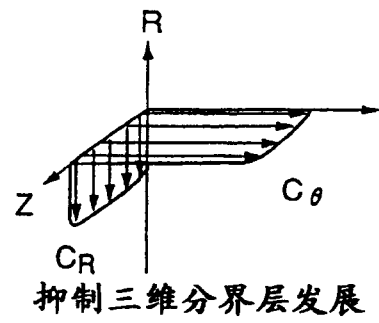


图6 (C)

图7 (A)

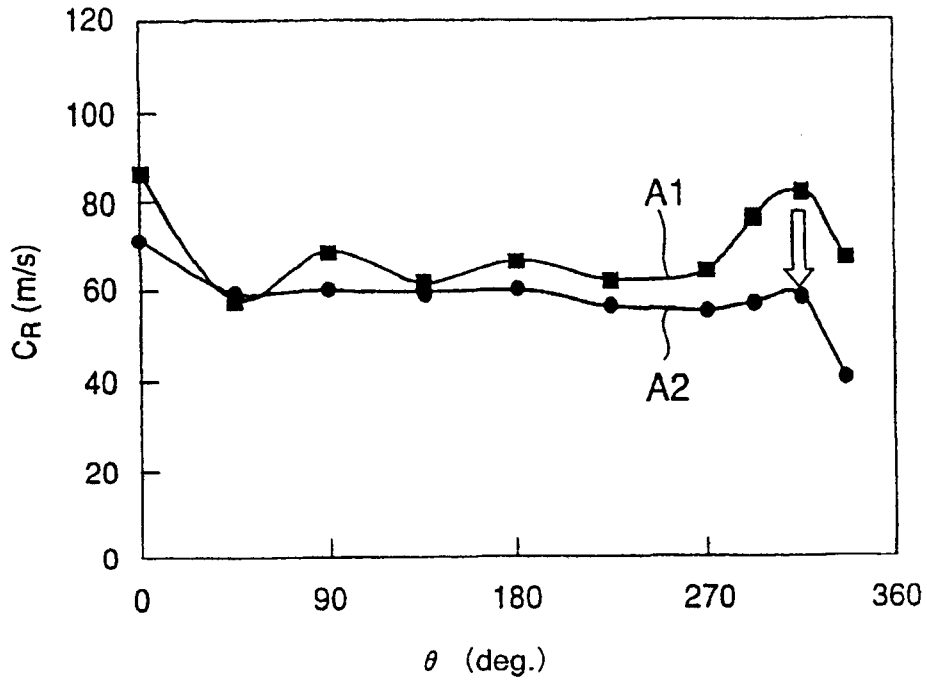


图7 (B)

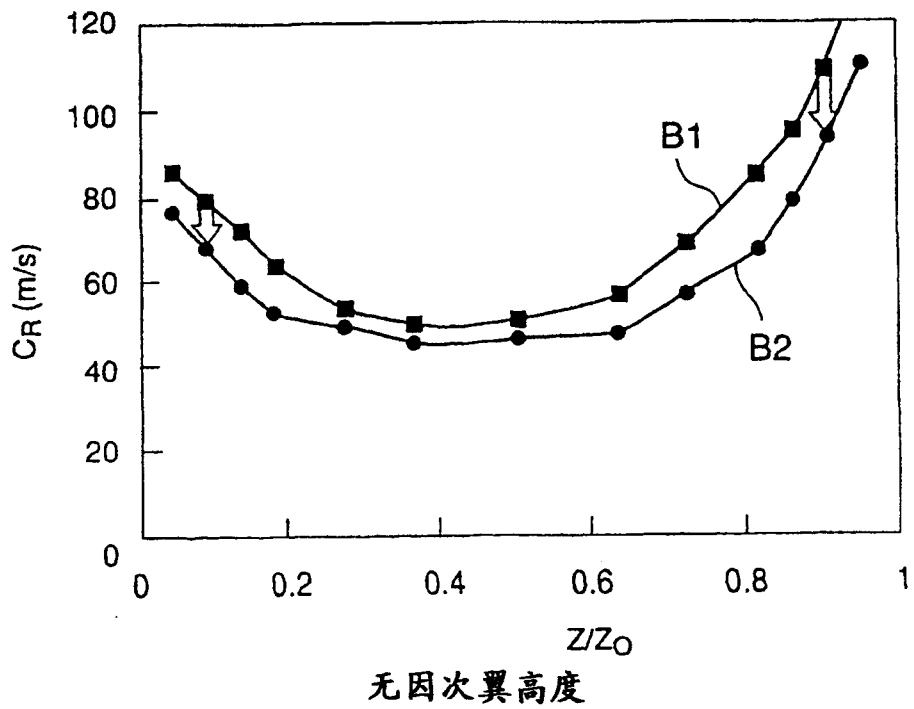


图8 (A)

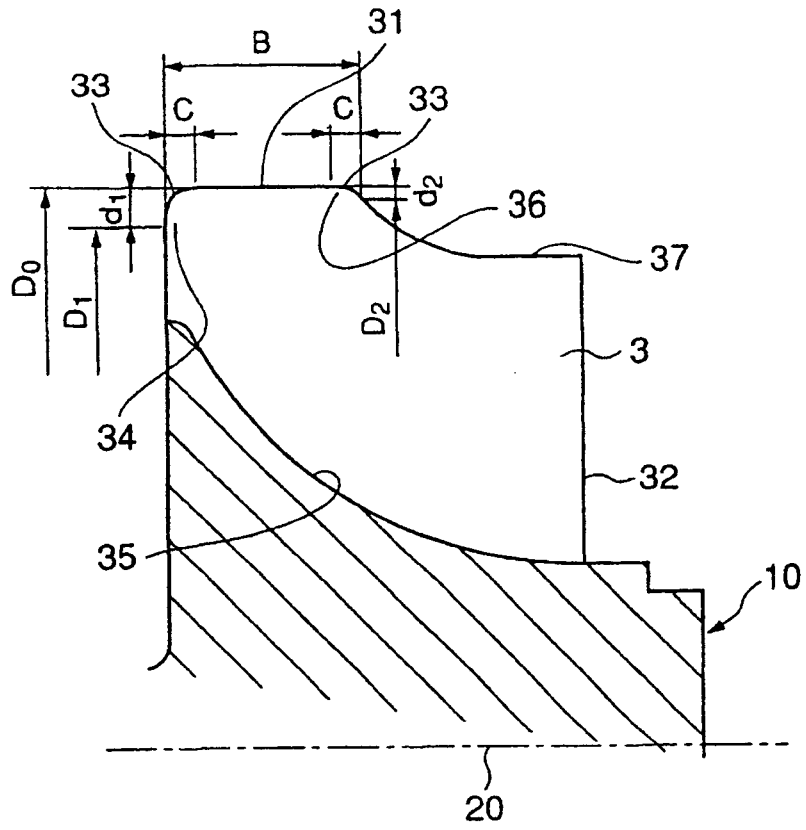


图8 (B)

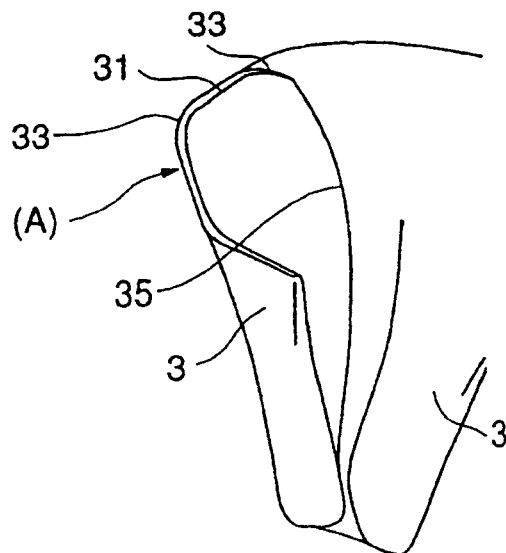
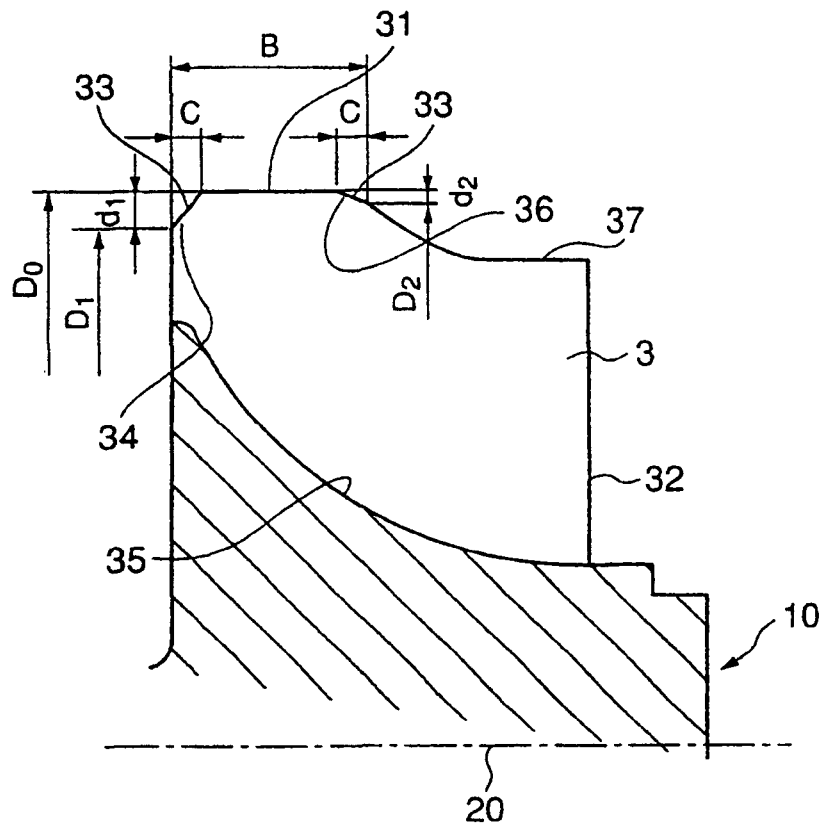


图9



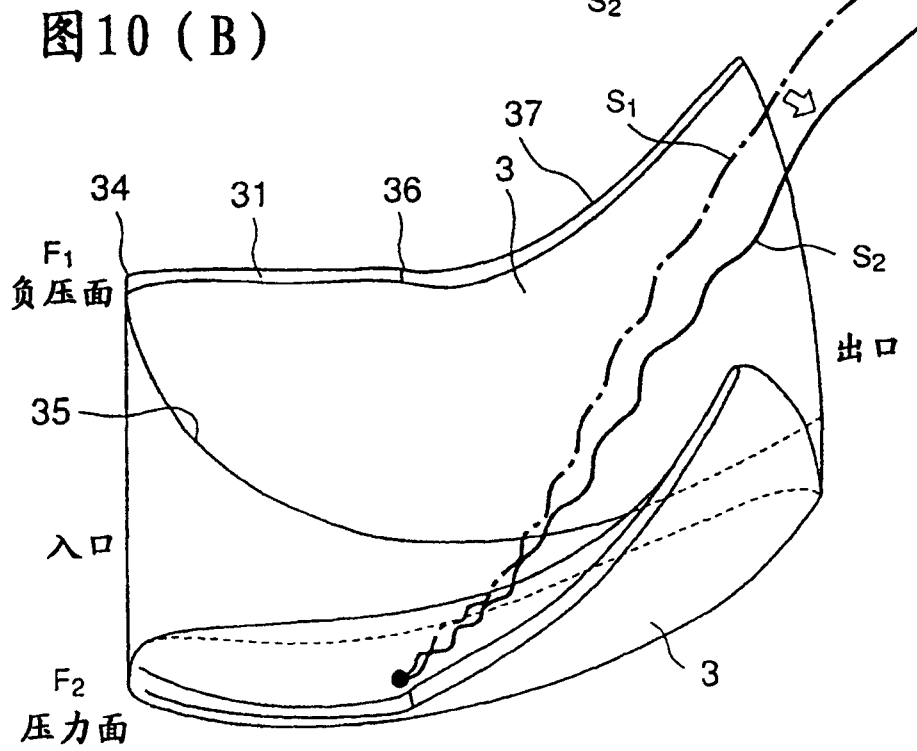
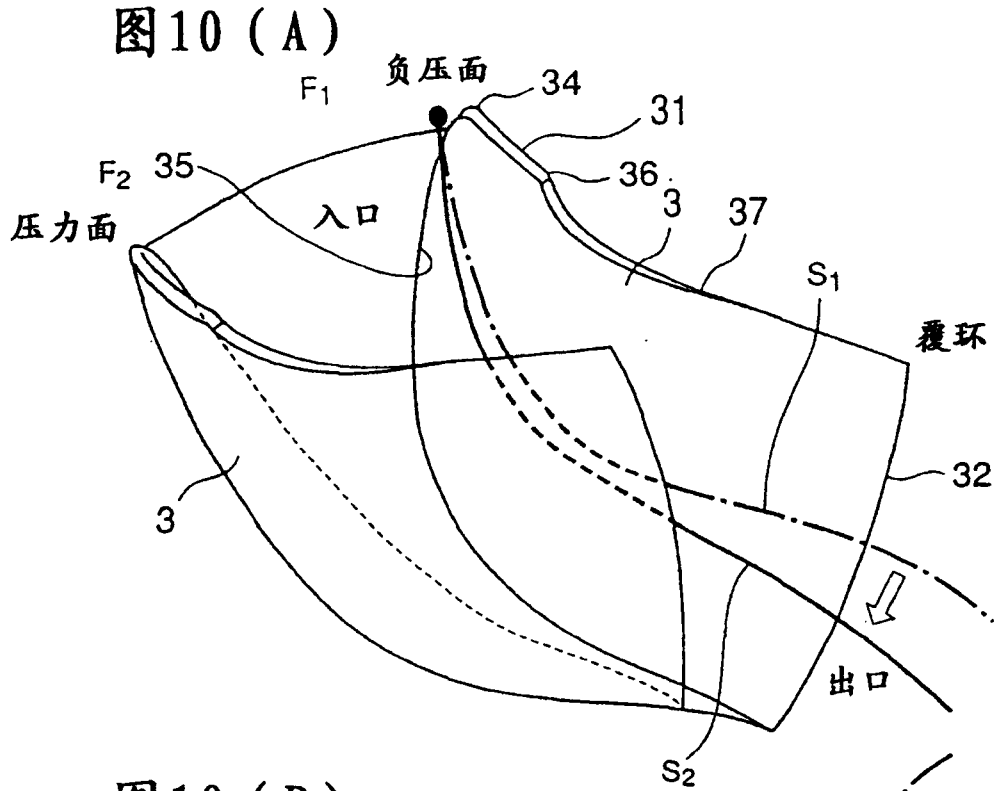


图11

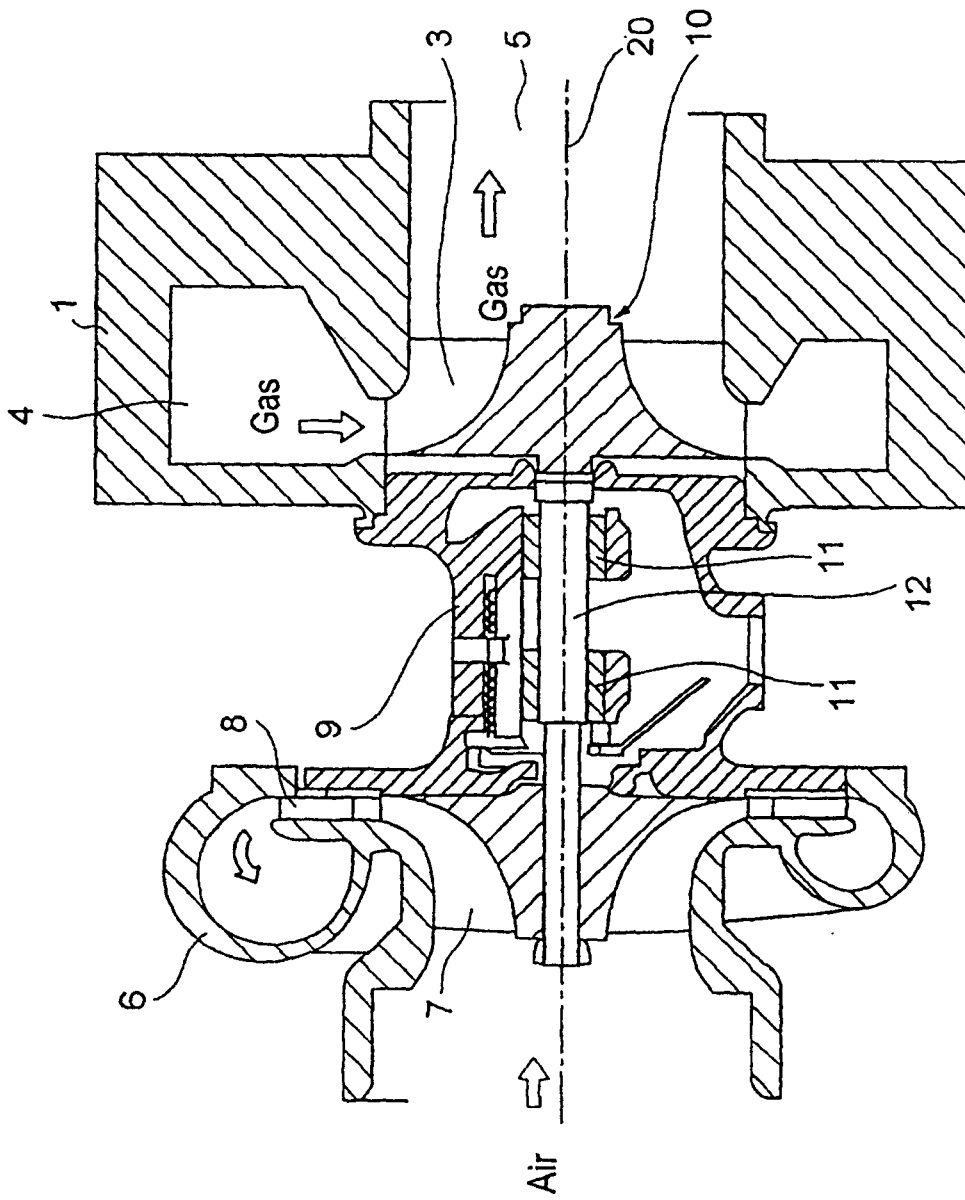


图12

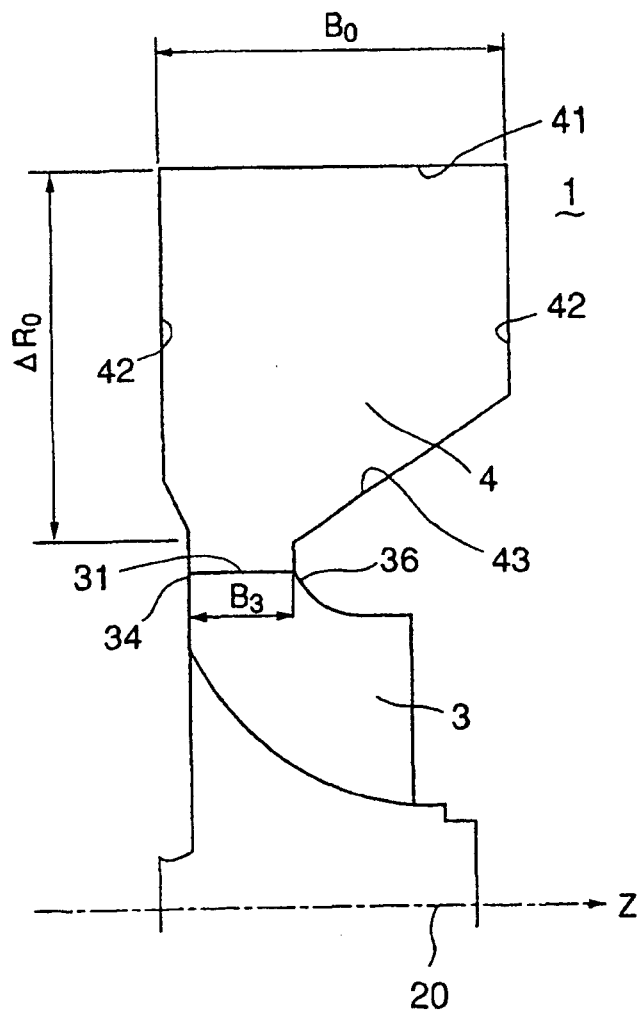


图13(A)

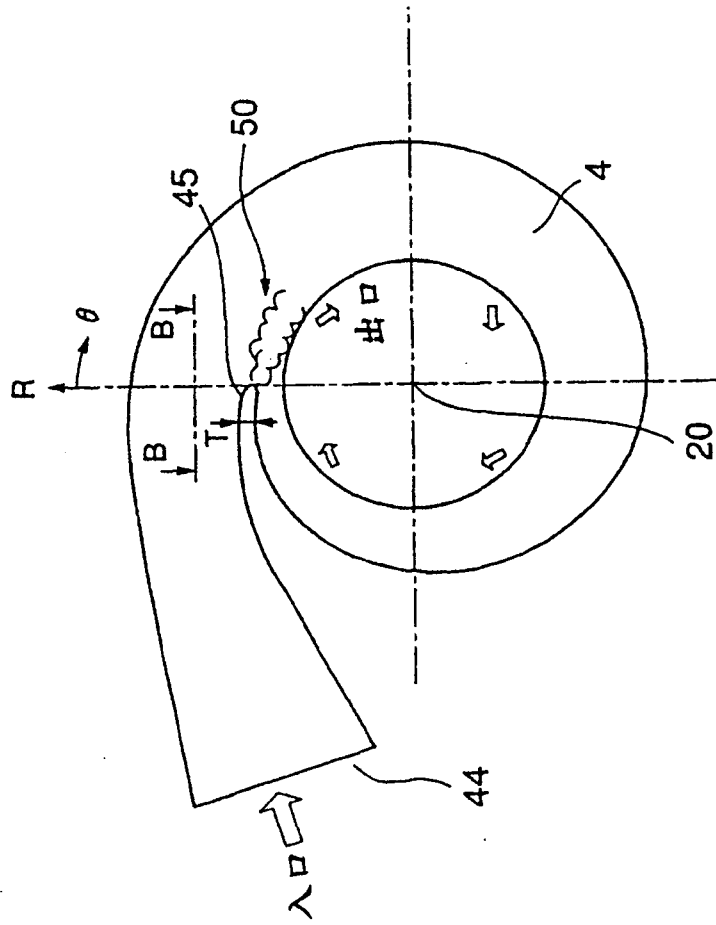


图13(B)

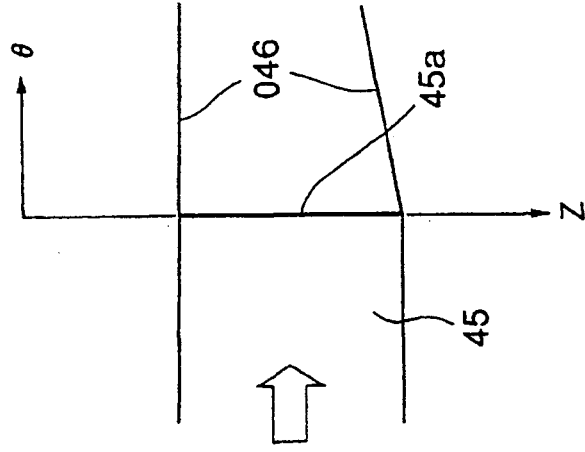


图 14

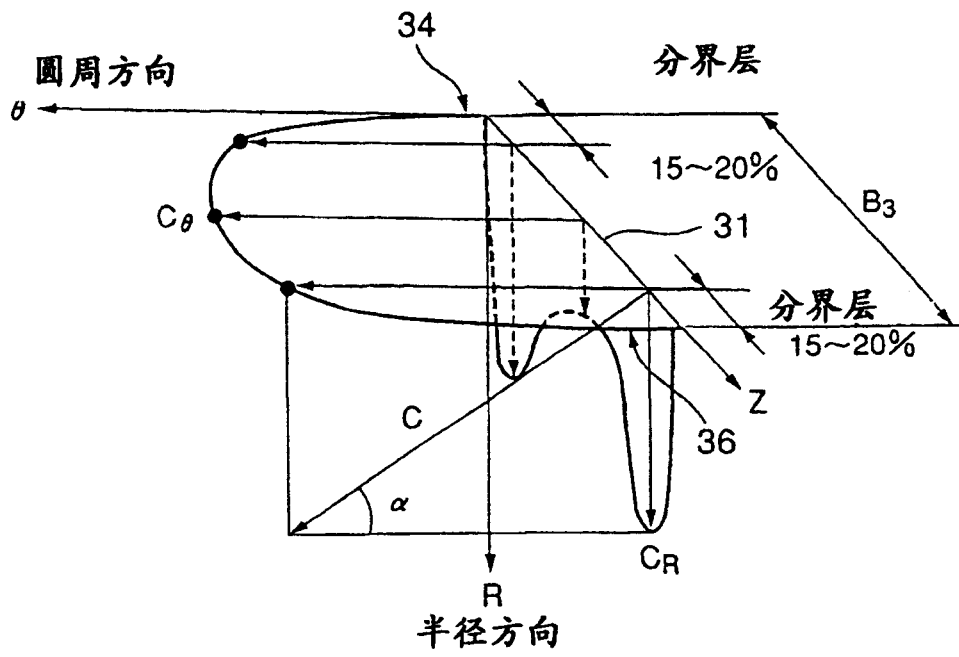


图15 (A)

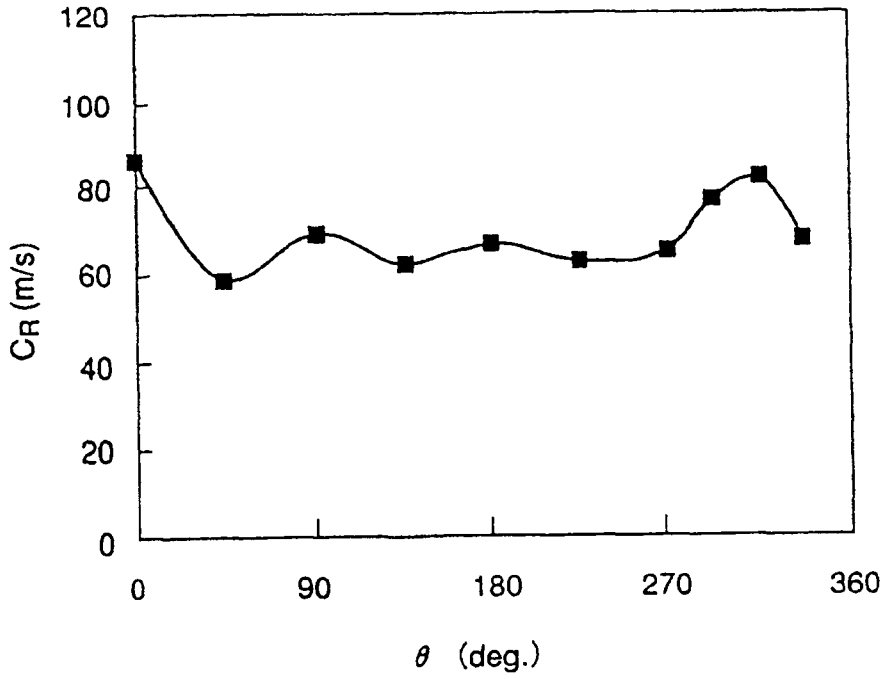


图15 (B)

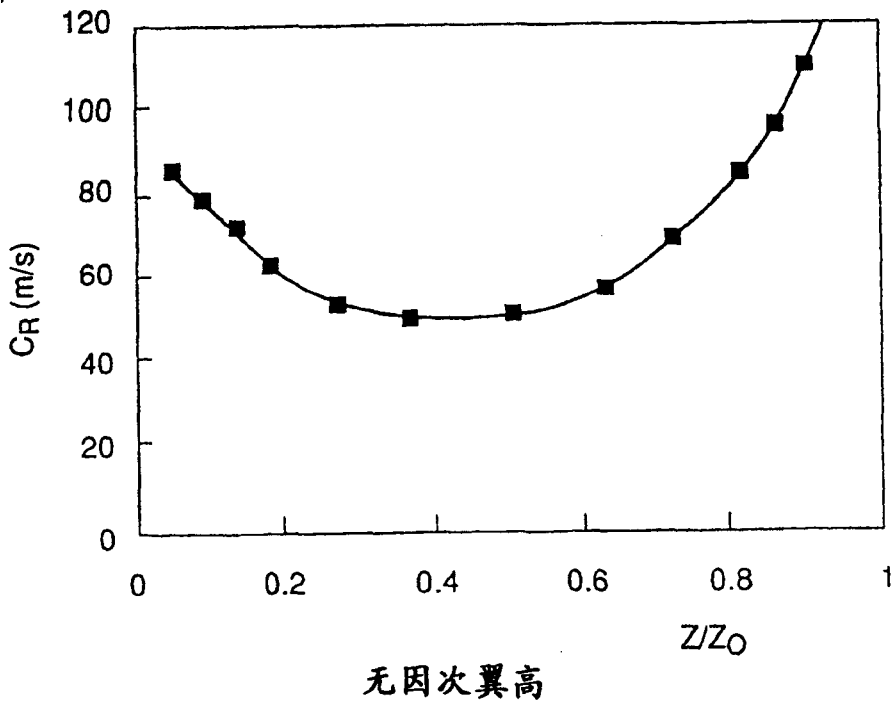


图16 (A)

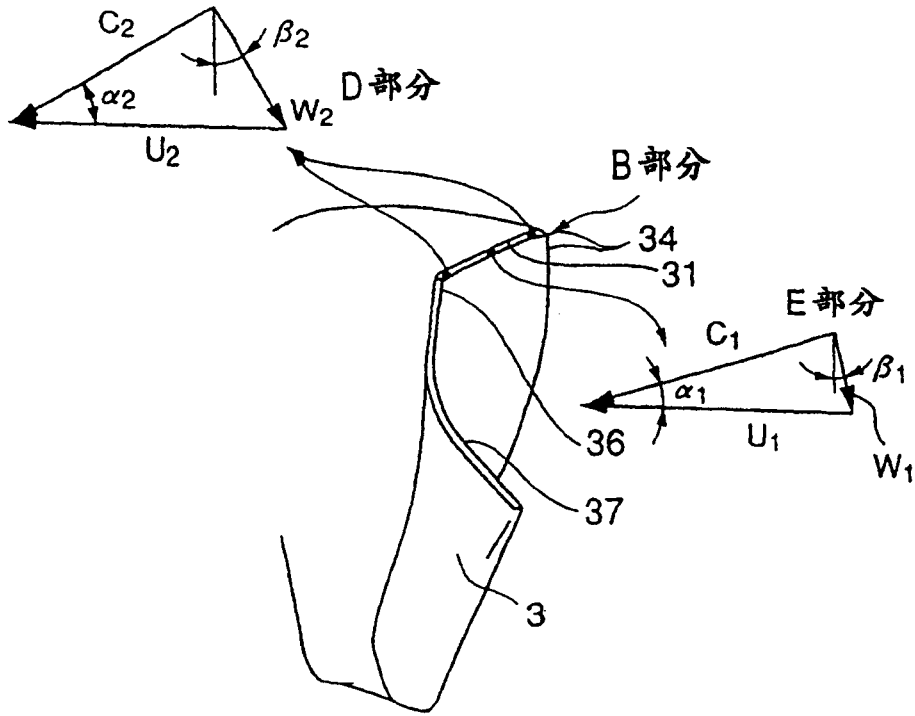


图16 (B)

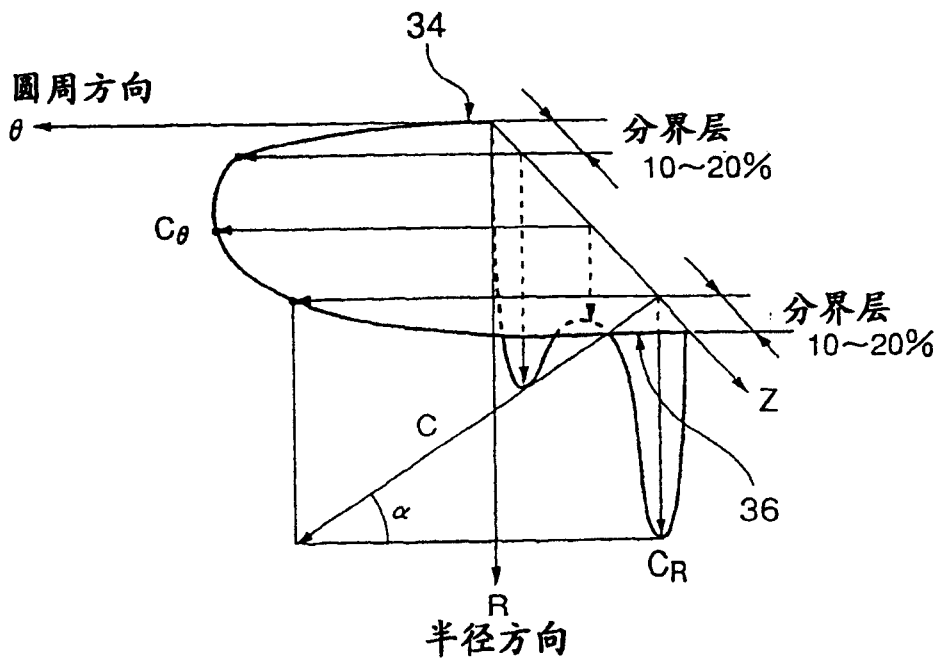


图17 (A)

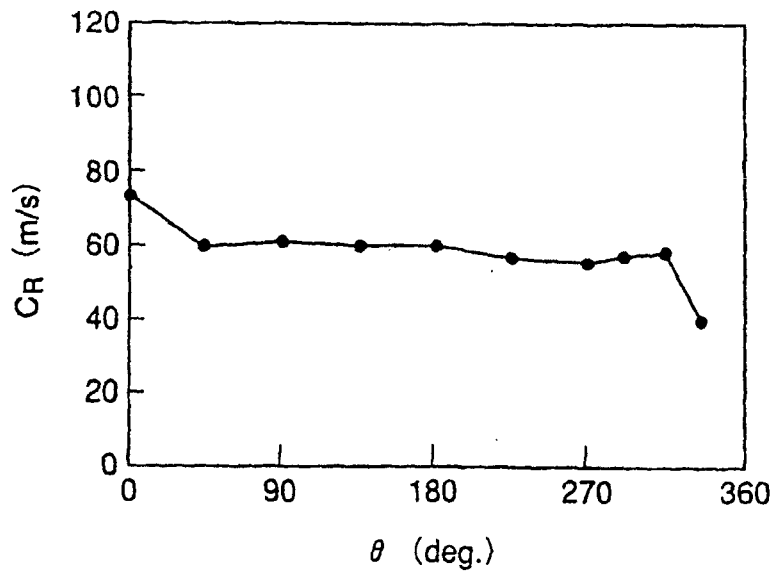


图17 (B)

