



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 104279180 A

(43) 申请公布日 2015. 01. 14

(21) 申请号 201410453908. 8

(22) 申请日 2014. 09. 09

(71) 申请人 兰州水泵总厂

地址 730000 甘肃省兰州市城关区民主东路
226 号

(72) 发明人 张涛 吴应德 马柏青 杨德旭
马文生 王成 祁应军

(74) 专利代理机构 北京科亿知识产权代理事务
所(普通合伙) 11350

代理人 汤东风

(51) Int. Cl.

F04D 29/22(2006. 01)

F04D 29/66(2006. 01)

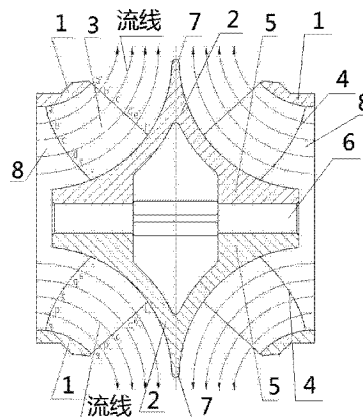
权利要求书1页 说明书3页 附图3页

(54) 发明名称

一种双吸叶轮

(57) 摘要

本发明公开了一种双吸叶轮,包括前盖板、后盖板、叶片、轮毂和轴,出水口的出口边为V字形, V字形的顶点处且在后盖板上设置有向上凸起的隔板,隔板的两边呈向内凹陷的弧形,隔板随流道变化形状光滑过渡。本发明使得叶轮比转速增大,最大限度减小水力损失,结构对称,没有轴向力,运行平稳。



1. 一种双吸叶轮,包括前盖板(1)、后盖板(2)、叶片(4)、轮毂(5)、轴孔(6)和出水口(3),其特征在于,所述出水口(3)的出口边为V字形,V字形的顶点处且在后盖板(2)上设置有向上凸起的隔板(7)。

2. 根据权利要求1所述的双吸叶轮,其特征在于,所述隔板(7)的两边呈向内凹陷的弧形,隔板(7)随流道变化形状光滑过渡。

3. 根据权利要求1或2所述的双吸叶轮,其特征在于,所述隔板(7)的凸起端为圆角。

一种双吸叶轮

技术领域

[0001] 本发明属于机械（泵）技术领域，具体涉及一种双吸叶轮。

背景技术

[0002] 目前按照比转速的范围将泵分为离心泵、混流泵和轴流泵，即当比转速（即比转数）在 30 ~ 300 时属于离心泵，300 ~ 500 时属于混流泵，500 ~ 1000 时属于轴流泵。由比转速 $n_s = 3.65n\sqrt{Q}/H^{0.75}$ 并结合图 5 可以看出在水泵的流量和转速不变，吸入口尺寸大致相等的情况下，比转速越小扬程越高，比转速越大扬程越低。随着 n_s 数值增大， D_2/D_0 值就逐渐减小。对混流泵出口边变成倾斜，因为随着 n_s 提高， D_2/D_0 继续缩小，如果出口边不倾斜，则前盖板处流线就会比后盖板流线短得多，这样两条流线上扬程不同，产生二次回流，另外 D_2 减小到一定程度将受到叶轮进口直径 D_0 的限制。如果再要继续减小，只能将出口做成倾斜的，使出口有较小的平均直径。继续减小，最后就成为轴流泵的叶轮了。

[0003] 现有的双吸泵均为离心泵，比转速一般都在 30 ~ 300。如图 1 所示，大多数双吸泵叶轮包括前盖板 1、后盖板 2、叶片 4、轮毂 5 和轴孔 6，后盖板 2 和轮毂 5 一体成型，出水口 3 的出口边水平设置， D_2/D_0 一般在 1.4 ~ 3 之间，比转速一般在 30 ~ 300，结构对称。

[0004] 该叶轮实际上是由两个背靠背的单级单吸叶轮组合而成，具有流量大、扬程高等特点。结构对称，没有轴向力，运行平稳，因此在工程中得到了广泛的应用。但到目前为止还没有比转速大于 300 的双吸泵。

发明内容

[0005] 本发明的目的是提供一种双吸叶轮，解决了现有技术中存在的叶轮出口的冲击损失大、叶轮的抗汽蚀能力和效率低、双吸泵的适用范围窄的问题。

[0006] 本发明所采用的技术方案是，一种双吸叶轮，包括前盖板、后盖板、叶片、轮毂、轴和出水口，出水口的出口边为 V 字形，V 字形的顶点处且在后盖板上设置有向上凸起的隔板。

[0007] 本发明的特点还在于，

[0008] 隔板的两边呈向内凹陷的弧形，隔板随流道变化形状光滑过渡。

[0009] 隔板的凸起端为圆角。

[0010] 本发明的有益效果是：

[0011] 1)、提供了一种新的双吸叶轮，由于此叶轮的水力结构形式，有效的扩大了双吸泵的比转速范围，拓宽了双吸泵的使用范围。

[0012] 2)、在增加了光滑过渡的隔板之后，叶轮的设计参数并没有改变，而且最大程度的避免了液流之间的内摩擦，减小了液流之间的冲击损失，提高了叶轮的水力效率。

[0013] 3)、在扩大了双吸泵比转速的同时还继承了双吸泵结构对称，外形美观，没有轴向力，稳定性好，便于安装和检修等优点。

[0014] 4)、由于本双吸叶轮的结构，在本叶轮中流线 aa' 与流线 ff' 等长，并从 aa' 流

线到 ff' 流线, 在所有的流线上产生了相等的扬程, 有效地消除了叶轮出口的二次回流, 降低了高比转速 (比转速在 300 ~ 500) 离心泵在小流量工况下的不稳定性, 有效抑制了马鞍形曲线的形成。

[0015] 5)、由于传统高比转速双吸离心泵叶轮为了使特性曲线平坦, 通俗地讲 就是使得叶轮中流线 aa' 与流线 $a''b''$ 等长, 这样使得叶轮叶片进口边靠后, 导致叶轮外径增大, 轴面流线线速度增大, 叶轮冲击损失自然就大。本双吸叶轮不仅很好的满足了流线 aa' 与流线 bb' 等长, 而且可以使得叶片进口边尽可能的前伸, 合理有效的降低了叶轮的冲击损失。

[0016] 6)、本发明双吸叶轮与传统的高比转速叶轮相比, 本新型叶轮宽度大, 提升了叶轮过流容量, 从而可以适当的减小叶轮外径。这样有效地减小了叶轮的圆盘摩擦损失, 提高了叶轮的效率。

[0017] 本新型叶轮叶片出口边下移, 增大了隔舌间隙, 减小了旋转叶片和静止部件互相干扰所产生的压力脉动, 降低了机组的噪声和振动。

附图说明

[0018] 图 1 是现有双吸泵叶轮的结构示意图;

[0019] 图 2 是一种不成立的比转速大于 300 的双吸叶轮的结构示意图;

[0020] 图 3 是本发明双吸泵叶轮的结构示意图;

[0021] 图 4 是传统双吸泵与本发明双吸叶轮进水边前后的比较结构示意图;

[0022] 图 5 是双吸泵的比转速与叶轮形状和性能曲线形状的关系。

[0023] 图中, 1. 前盖板, 2. 后盖板, 3. 出水口, 4. 叶片, 5. 轮毂, 6. 轴孔, 7. 隔板, 8. 流道。

具体实施方式

[0024] 下面结合附图和具体实施方式对本发明进行详细说明。

[0025] 本发明提供一种双吸叶轮, 包括前盖板 1、后盖板 2、叶片 4、轮毂 5 和轴孔 6, 出水口 3 的出口边为 V 字形, V 字形的顶点处且在后盖板 2 上设置有向上凸起的隔板 7, 隔板 7 的两边呈向内凹陷的弧形, 隔板 7 随流道变化形状光滑过渡。本发明使得叶轮比转速增大, 最大限度减小水力损失, 结构对称, 没有轴向力, 运行平稳。

[0026] 本发明双吸叶轮的工作原理是: 轮毂 5、后盖板 2 和隔板 7 的一体成型体与前盖板 1 之间形成双流道 8, 液流进入流道 8, 叶轮随轴孔 6 内做轴转动, 带动液流旋转, 液流随着离心力的作用从出水口 3 流出。

[0027] 如图 5 所示, 随着 n_s 提高, D_2/D_0 继续缩小, 如果出口边不倾斜, 则前盖板处流线就会比后盖板流线短得多, 这样两条流线上扬程不同, 产生二次回流。

[0028] 如图 2 所示, 在这个不成立的比转速大于 300 的双吸叶轮。其结构包括前盖板 1、后盖板 2、叶片 4、轮毂 5 和轴孔 6。由于叶轮出口边是倾斜的斜流泵水力模型, 叶轮两侧处 (A 处) 流体介质出现大面积的交汇, 使得叶轮出口轴面速度方向不一致, 流体之间内摩擦损失严重, 叶轮水力损失增大, 叶轮效率显著降低。

[0029] 与现有技术相区别的是叶轮出口形状参照斜流泵 (比转速为 300 ~ 500) 叶轮水力模型, 将叶片出口边与轴线倾斜形成一定角度, 呈 V 字形, 一般在 $10^\circ \sim 45^\circ$ 。由于将双

吸叶轮做成出口边与轴线倾斜的形状后,叶轮两侧流体介质将会出现大面积的交汇,产生明显的压力梯度,使得后盖板壁面产生边界层,在离心力、哥氏力的作用下产生二次回流,从而使叶轮流道内的流态发生变化,使得旋转叶片和静止部件互相干扰产生压力脉动。由于在叶轮出口处有严重的冲击损失,这严重影响了叶轮的水力效率,从而大幅度的降低了叶轮的水力效率性能。

[0030] 由于传统高比转速双吸离心泵叶轮为了使特性曲线平坦,通俗地讲就是使得叶轮中流线 aa' 与流线 a''b'' 等长,这样使得叶轮叶片进口边靠后,导致叶轮外径增大,轴面流线线速度增大,叶轮冲击损失自然就大。如图 4 所示,本双吸叶轮不仅很好的满足了流线 aa' 与流线 bb' 等长,而且可以使得叶片进口边尽可能的前伸,合理有效的降低了叶轮的冲击损失。

[0031] 由于叶轮的冲击损失 h_v 正比于叶轮出水口 3 的速度水头和叶轮流量,即 $h_v = \gamma Q_1 K V_2^2 / 2g$, 由叶轮出口速度三角形有 $V_2^2 = V_{m2}^2 + V_{u2}^2$, 连续性方程 $V_{m2} = Q / 2\pi R_2 b_2 \phi_2 \eta_v$, 由泵的基本方程 $V_{u2} = gH / \omega R_2^2 \eta_h$, 其中 ω 为叶轮的设计角速度,由泵的设计转速 n 计算,即

$$\omega = 2\pi n / 60, \text{ 综上所述叶轮的冲击损失为 } h_v = \frac{k\gamma}{2g} \left[\left(\frac{Q}{2\pi R_2 b_2 \phi_2 \eta_v} \right)^2 + \left(\frac{gH}{\omega R_2^2 \eta_h} \right)^2 \right] \frac{Q}{\eta_v}, \text{ 其中:}$$

γ 为介质重度,单位为 N/m^3 ; Q 为泵在设计点的流量,单位为 m^3/s ; R_2 为叶轮半径,单位为 m ; b_2 为叶轮出口宽度,单位为 m ; ϕ_2 为叶轮出口排挤系数; H 为泵在设计点的扬程,单位为 m ; η_h 为泵在设计点的水力效率; η_v 为泵在设计点的容积损失。冲击损失与叶轮的半径、出口宽度和水力效率息息相关。为最大程度的避免了两侧叶轮流体介质交汇时的冲击损失,液流之间的干扰,减小流体之间的内摩擦,降低水力损失,提高叶轮的效率。本发明在叶轮出水口 3 中间增设隔板 7, 隔板 7 形状随流道的形状光滑过渡,在隔板 7 交汇末端形成一定的圆角,从而使叶轮沿出口轴面速度方向大小均一致,靠近隔板一侧轴面分速度比以前小得多,从而减小了叶轮出水口 3 的冲击损失,提高了叶轮的水力效率。有效地解决了高比转速双吸泵效率低的问题。本发明提供了一种新型的双吸泵叶轮,有效地增大了双吸泵的比转速,拓宽了双吸泵的使用范围。

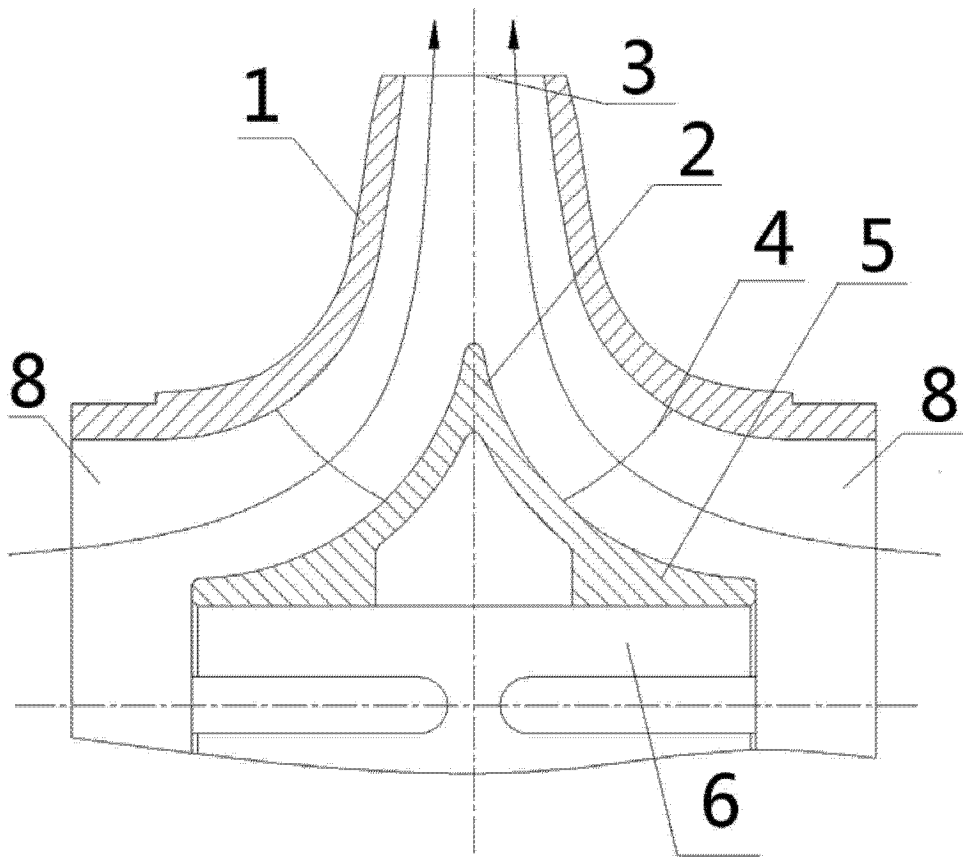


图 1

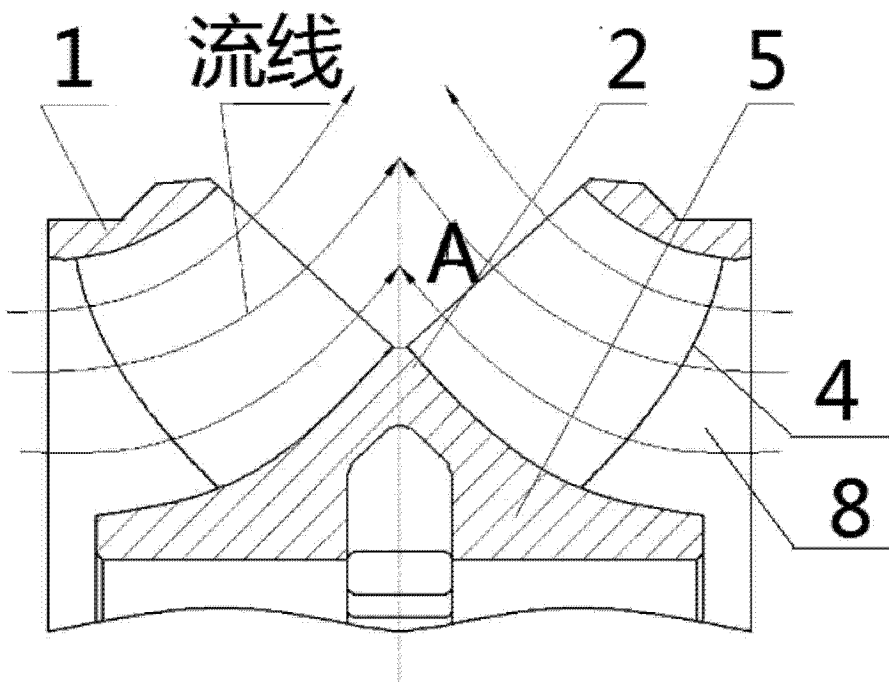


图 2

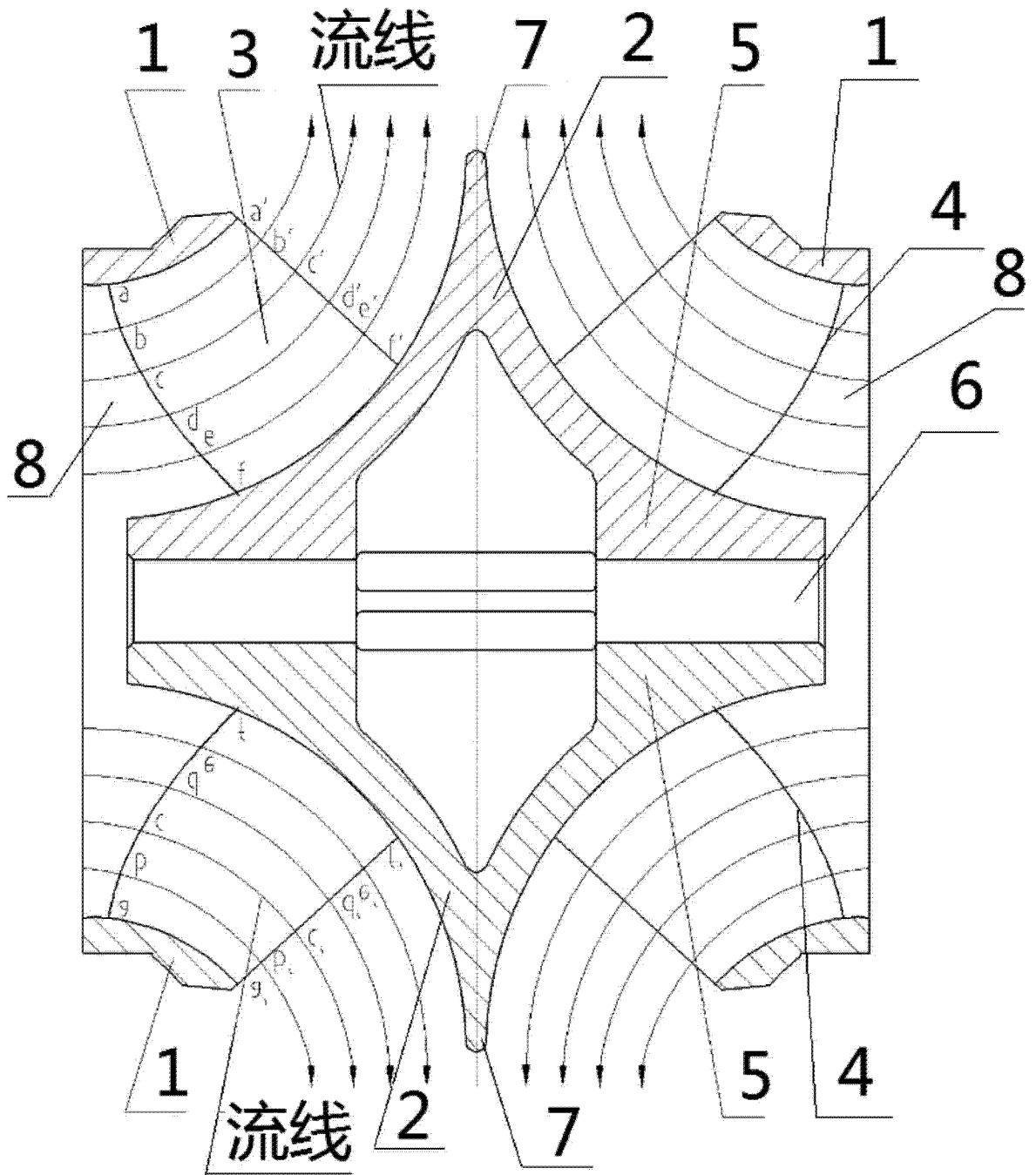


图 3

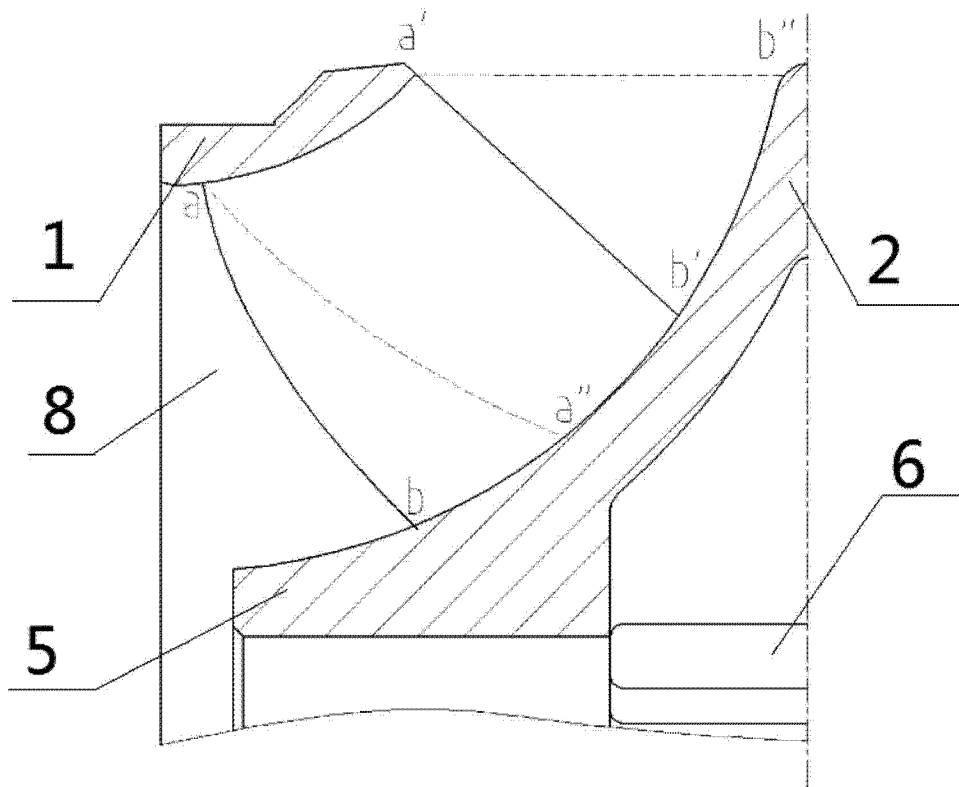


图 4



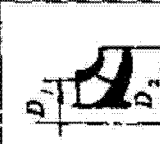
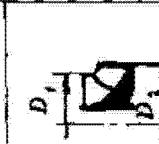
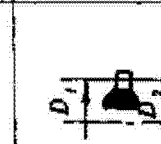
泵的类型	离心泵			混流泵	轴流泵
	低比转数	中比转数	高比转数		
比转数 n_s	$30 < n_s < 80$	$80 < n_s < 150$	$150 < n_s < 300$	$300 < n_s < 500$	$500 < n_s < 1500$
叶轮形状					
尺寸比 $\frac{D_2}{D_1}$	≈ 3	≈ 2.3	$\approx 1.8 \sim 1.4$	$\approx 1.2 \sim 1.1$	≈ 1
叶片形状	圆柱形叶片	入口处扭曲 出口处圆柱形	扭曲叶片	扭曲叶片	轴流泵翼型

图 5