

变螺距诱导轮的设计计算^{*}

孙建 孔繁余 季建刚 孔祥花

【摘要】 为了有效降低泵的必须汽蚀余量,泵的吸入口可加装前置变螺距诱导轮。但变螺距诱导轮的设计方法还在摸索阶段。本文从分析变螺距诱导轮螺距变化规律入手,以诱导轮入口无汽蚀,出口扬程满足离心叶轮进口能量要求为计算依据,推导了诱导轮基本结构参数的计算方法。按照该方法设计的诱导轮可获得良好的汽蚀性能。

关键词: 变螺距 诱导轮 计算

中图分类号: TK311

文献标识码: A

Design Calculation on Variable-pitch Inducers

Sun Jian Kong Fanyu Ji Jianguang Kong Xianghua
(Jiangsu University)

Abstract

Variable-pitch inducers can be fixed before impellers to lower the NPSHr of pumps efficiently. But their design method is still in groping stage. Starting with analyzing the variation regularities of pitch for variable-pitch inducers, considered that no cavitation in its inlet and the head could satisfy centrifugal impeller's intake energy, the computational method of the basic-structure parameters of an inducer has been deduced. Moreover, satisfactory cavitation performances were achieved by using the proposed method to design the variable-pitch inducer.

Key words Variable-pitch, Inducer, Calculation

引言

实践证明,在改善低汽蚀余量泵汽蚀性能的诸多措施中,在泵的吸入口加装诱导轮效果最为显著,因为诱导轮不仅结构简单、易于制造安装,而且造价低、通用性强、维修更换方便。目前大都采用的是等螺距诱导轮,可以通过车削加工制造,但为满足诱导轮本身的汽蚀性能要求以及泵主叶轮入口能量要求,诱导轮应设计为变螺距结构,即较小的叶片入口角以获得较小的进口流量系数,以及较大的叶片出口角以产生足够的扬程。本文主要对变螺距诱导轮的设计计算公式进行推导。

1 螺距变化规律的选择

变螺距诱导轮任意直径处叶片展开图,如图1所示,图中 β_1 是入口叶片安装角, β_2 是出口处叶片安装角。

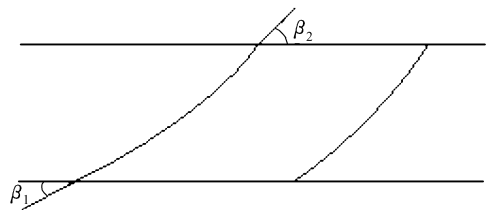


图1 变螺距诱导轮任意直径处叶片展开图

Fig.1 Curves of expanding blade at arbitrary diameter

收稿日期: 2005-08-12

^{*} 江苏省科技建设计划项目(项目编号:BM2002805)

孙建 江苏大学流体机械工程技术研究中心 硕士生, 212013 镇江市
孔繁余 江苏大学流体机械工程技术研究中心 教授
季建刚 江苏大学流体机械工程技术研究中心 硕士生
孔祥花 江苏大学流体机械工程技术研究中心 硕士生

诱导轮叶片安装角由入口处最小逐渐增至出口处最大,体现在螺距上由入口到出口沿轴向也是渐增的,其变化规律有如下几种形式:

(1) 螺距与叶片弧长是线性关系(图 2 中 a 线)

这种结构的诱导轮螺距变化比较平缓,但轴向尺寸要求长些。

(2) 螺距沿叶片弧长是非线性关系

非线性关系变化的规律有两种情况:①螺距的增量从入口到出口逐渐增大,诱导轮在其出口处螺距变化较快(见图 2 中 b 线),但由于这种变化太快,实际流体因惯性作用不可能完全沿叶片安装方向流动,螺距的急剧增加不能起到使扬程也随之急剧增加的作用;②螺距在诱导轮出口处的增加是平缓的(见图 2 中 c 线),相比而言,这种螺距变化较合理。

(3) 螺距沿弧长变化曲线是条折线(图 2 中 d 线)

不难理解,按照这种变化规律设计的诱导轮相当于由几个变化梯度递增的、螺距沿叶片弧长线性变化的诱导轮直接串联而成。但是为了防止由前一段叶片流出的流体在进入后一段叶片时因叶片安装角不同而引起冲击,每两段叶片之间应该留一定间距,否则,诱导轮的效率会大大降低,而间距大小又很难掌握,会导致轴向尺寸过长。为了获得更好的汽蚀性能,目前国内有关学者已经对变螺距诱导轮的串联使用展开了研究工作^[1~2]。

(4) 采用几段等螺距叶片串联的结构

同样,按此形式设计的诱导轮,可看作是几个螺距不同的等螺距诱导轮直接串联起来使用。但等螺距诱导轮固有的弊端^[1~3]仍然存在,且上述间距问题仍然需要解决。

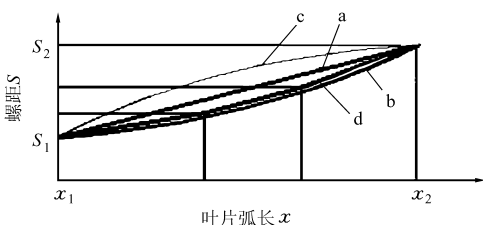


图 2 几种螺距变化规律图

Fig. 2 Several variation regularities of pitch

现今 S 为螺距, x 为螺旋叶片旋转某一角度后的弧长。

设 $S = ax^{\frac{1}{m}} + b$ (1)

利用进出口条件 ($x = x_1 = 0$ 时, $S = S_1$; $x = x_2$ 时, $S = S_2$), 可得

$$S = \frac{S_2 - S_1}{\frac{1}{x_2^{\frac{1}{m}}}} x^{\frac{1}{m}} + S_1 \quad (2)$$

式(2)中,当 $m=1$ 时,对应于 a 线;当 $0 < m < 1$ 时,

对应于 b 线;当 $m > 1$ 时,对应于 c 线。

通过上述分析,应取 $m \geq 1$,显然,选取 m 值后,只要确定了诱导轮入口和出口处的螺距值,就可由式(2)计算出任意轴向位置处的螺距值。以下将着重研究入口和出口螺距值的计算方法。

2 入口螺距 S_1 的计算

计算依据:诱导轮入口无汽蚀。

由定义可知

$$NPSH = \frac{p_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (3)$$

式中 NPSH——净正吸入压头, m

p_0 ——泵入口压强, Pa

ρ ——流体密度, kg/m^3

C_0 ——诱导轮入口处吸入管内平均流速, m/s

p_v ——流体的饱和蒸汽压, Pa

衡量泵汽蚀性能的一个常用准则是汽蚀比转数 C , 定义为

$$C = \frac{5.62n \sqrt{Q}}{(NPSH)^{3/4}} \quad (4)$$

式中 Q ——流量, m^3/s

n ——泵机组转速, r/min

在计算过程中,汽蚀比转数可先根据经验选取,它与泵的吸入管结构形式、诱导轮入口轮毂处的轴伸情况以及入口流体的流态有关。对于轴向进口和无轴穿过的诱导轮, C 值约为 2 500~4 500, 对于径向进口并有轴穿过的诱导轮, C 值约为 1 500~3 000。考虑一定的安全裕度,可以用 0.75NPSH 值代替 NPSH 值代入式(4)计算 n 。兼顾泵机组转速 n 和汽蚀比转数 C , 可确定 n 、 C 的值。

假定诱导轮入口流体的流动是均匀、无预旋且稳定的,则诱导轮汽蚀余量 $NPSH_i$ 可计算如下

$$NPSH_i = \frac{C_{m1}^2}{2g} + \lambda \frac{W_{t1}^2}{2g} \quad (5)$$

式中 C_{m1} ——诱导轮进口前液流的轴向速度, m/s

λ ——汽蚀数

W_{t1} ——液体进入叶片的相对速度, m/s

$$C_{m1} = \frac{Q}{F_1} = \frac{4Q}{\pi(D_{t1}^2 - d_{h1}^2)} = \frac{4Q}{\pi D_{t1}^2 (1 - \xi_1^2)} \quad (6)$$

式中 F_1 ——诱导轮入口过流断面面积, m^2

D_{t1} ——诱导轮入口叶尖直径, m

d_{h1} ——诱导轮入口轮毂直径, m

ξ_1 ——入口轮毂比, $\xi_1 = d_{h1}/D_{t1}$

由诱导轮入口叶尖处速度三角形可知

$$W_{t1} = \sqrt{C_{m1}^2 + U_{t1}^2} \quad (7)$$

式中 U_{t1} ——入口圆周速度

$$U_{t1} = \frac{\pi D_{t1} n}{60} \quad (8)$$

联立式(4)~(8),可得

$$C = \frac{4\ 369 \left(\frac{Q}{n D_{t1}^3} \right)^{\frac{1}{2}}}{\left\{ 591 \left[\frac{Q}{n D_{t1}^3 (1 - \xi_1^2)} \right]^2 (1 + \lambda) + \lambda \right\}^{\frac{3}{4}}} \quad (9)$$

令 $\phi_{t1} = \frac{C_{m1}}{U_{t1}}$ 为入口流量系数,则

$$\frac{Q}{n D_{t1}^3} = \frac{C_{m1} \pi (D_{t1}^2 - d_{h1}^2)}{4 n D_{t1}^3} = \frac{\pi^2}{240} (1 - \xi_1^2) \phi_{t1} \quad (10)$$

将式(10)代入式(9),则 C 可改写为

$$C = \frac{886 \sqrt{(1 - \xi_1^2) \phi_{t1}}}{[(1 + \lambda) \phi_{t1}^2 + \lambda]^{3/4}} \quad (11)$$

为获取最大汽蚀比转数 C 值,可把 ξ_1 、 λ 看作常数,由 C 对 ϕ_{t1} 求导并令其结果为零,可得

$$\phi_{t1opt} = \sqrt{\frac{\lambda}{2(1 + \lambda)}} \quad (12)$$

$$\text{即} \quad \lambda = \frac{2\phi_{t1opt}^2}{1 - 2\phi_{t1opt}^2} \quad (13)$$

将式(13)代入式(11)得

$$C = 389 \sqrt{1 - \xi_1^2} (1 - 2\phi_{t1opt}^2)^{3/4} / \phi_{t1opt} \quad (14)$$

诱导轮入口轮毂比 ξ_1 可根据经验选取,其值大小与入口结构有关,并要满足强度要求,通常当诱导轮入口处无轴穿过时, $\xi_1 = 0.2 \sim 0.3$; 有轴穿过时, $\xi_1 = 0.3 \sim 0.4$ 。选定 C 值后, ϕ_{t1opt} 可由式(14)直接算出,对应的 λ 值由式(13)计算。

将 ϕ_{t1opt} 值代入式(10),可计算出诱导轮最佳入口叶尖直径 D_{t1opt} 为

$$D_{t1opt} = \sqrt[3]{\frac{240Q}{\pi^2 n (1 - \xi_1^2) \phi_{t1opt}}} = 2.897 \sqrt[3]{\frac{Q}{n (1 - \xi_1^2) \phi_{t1opt}}} \quad (15)$$

为便于加工,将计算得到的 D_{t1opt} 值圆整为 D_{t1} ,再代入式(15),反算出 ϕ_{t1} 值。

由式(5)、(6)、(7)、(8)、(15)可得

$$NPSH_i = 0.003\ 52 (1 - \xi_1^2)^{-\frac{2}{3}} Q^{\frac{2}{3}} (n \phi_{t1})^{\frac{4}{3}} (1 - 2\phi_{t1}^2)^{-1} \quad (16)$$

由诱导轮入口速度三角形可知: $\phi_{t1} = \frac{C_{m1}}{U_{t1}} = \tan \beta_{i1}$, 则诱导轮入口液流角 β_{i1} 可计算为

$$\beta_{i1} = \arctan \phi_{t1} \quad (17)$$

将 ϕ_{t1} 值代入式(17),可算出 β_{i1} 值。考虑诱导轮入口叶片安装角 β_{i1} 应比液流角大一攻角 α_{t1} , 即

$$\beta_{i1} = \beta_{i1} + \alpha_{t1} \quad (18)$$

一般攻角取 $\alpha_{t1} = 2^\circ \sim 3^\circ$ 。

根据螺旋线定义,可计算出诱导轮入口螺距 S_{t1} 值为

$$S_{t1} = \pi D_{t1} \tan \beta_{i1} \quad (19)$$

用式(19)计算出的入口螺距值必须圆整为整数,并考虑工艺可能性,进行适当调整。

3 出口螺距 S_2 的计算

计算依据:诱导轮产生的扬程满足泵主叶轮进口能量要求。

为使泵不发生汽蚀,诱导轮产生的扬程 H_y 应大于装置汽蚀余量 $NPSH_a$ 与泵主叶轮必需汽蚀余量 $NPSH_r$ 的差,即

$$H_y > NPSH_r - NPSH_a \quad (20)$$

为了不在诱导轮内发生汽蚀,诱导轮本身的必需汽蚀余量 $NPSH_i$ 应小于或等于装置汽蚀余量 $NPSH_a$, 由于诱导轮允许在一定程度的汽蚀工况下工作,可按两者相等进行计算,则

$$H_y = NPSH_r - NPSH_i \quad (21)$$

考虑到适当增加诱导轮扬程可以进一步提高泵叶轮的汽蚀性能,通常诱导轮产生的扬程应满足如下经验公式^[3]

$$H_y = NPSH_r - NPSH_i + 0.08 \frac{U_{2p}^2}{2g} \quad (22)$$

式中 U_{2p} ——诱导轮出口计算直径 D_p 处的圆周速度, m/s

$$D_p = \sqrt{0.5(D_{t2}^2 + d_{h2}^2)} = \sqrt{0.5 D_{t2}^2 (1 + \xi_2^2)} \quad (23)$$

通常取 $D_{t1} = D_{t2} = D_t$, $\xi_2 = 0.3 \sim 0.4$ 。

$$U_{2p} = \frac{n \pi D_p}{60} \quad (24)$$

必需汽蚀余量 $NPSH_r$ 可采用下式计算^[3]

$$NPSH_r = \frac{1}{2g} [C_{m0}^2 (1 + \lambda_k) + \frac{U_0^2 \lambda_k}{1 + \lambda_k}] \quad (25)$$

式中 C_{m0} ——离心叶轮进口前液流的轴向速度

U_0 ——离心叶轮进口前液流的圆周速度

λ_k ——离心叶轮汽蚀系数,一般 $\lambda_k = 0.1 \sim 0.2$

式(16)已给出 $NPSH_i$ 的计算公式,则泵机组不产生汽蚀所需的诱导轮扬程值可通过式(22)算出。

计算诱导轮实际扬程 H_y 值,由假定条件,诱导轮进口液流为无预旋、均匀、稳定的流动,则其理论扬程为

$$H_t = \frac{U_{2p} C_{u2p}}{g} \quad (26)$$

由诱导轮出口处速度三角形可知

$$C_{u2p} = U_{2p} - C_{m2p} \cot \beta_{2p} \quad (27)$$

于是有

$$H_t = \frac{U_{2p}^2 - U_{2p} C_{m2p} \cot \beta_{2p}}{g} \quad (28)$$

式中 C_{m2p} ——诱导轮出口计算直径处液流轴向速度, m/s

β_{2p} ——诱导轮出口计算直径处叶片安装角

诱导轮出口处轴向平均速度 C_{m2} 为

$$C_{m2} = \frac{Q}{F_2} \quad (29)$$

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_{h2}^2) - \frac{1}{2} (D_i - d_{h2}) z \delta / \sin \beta_{2p} \quad (30)$$

$$\text{则} \quad C_{m2} = k \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_{h2}^2)} \quad (31)$$

$$k = \left[1 - \frac{2z\delta}{\pi(D_i + d_{h2}) \sin \beta_{2p}} \right]^{-1} \quad (32)$$

式中 k 为诱导轮出口排挤系数, 一般 $k \approx 1.03$, z 和 δ 为诱导轮的叶片数和出口计算直径处的叶片法向厚度。

对变螺距诱导轮, 其轴向截面各半径处的导程是相等的, 则在诱导轮出口轴向截面处有

$$2\pi r \tan \beta_{2r} = S_2 \quad (33)$$

由出口轴向截面任意半径处的速度三角形可知

$$C_{m2r} = (U_{2r} - C_{u2r}) \tan \beta_{2r} \quad (34)$$

根据诱导轮出口轴向任意半径 r 处的周向速度环量 Γ 相等的原则

$$C_{u2r} r = \Gamma \quad (35)$$

$$\text{则} \quad C_{m2r} = \left(U_{2r} - \frac{\Gamma}{r} \right) \tan \beta_{2r} \quad (36)$$

诱导轮出口轴向截面的流量 Q 为

$$Q = \int_{\frac{d_{h2}}{2}}^{\frac{D_i}{2}} C_{m2r} 2\pi r dr = C_{m2} F_2 / k \quad (37)$$

联立式(33)、(36)、(37)可得

$$\Gamma = \frac{\frac{\pi}{4} D_i^2 (1 - \xi_2^2) \left(\frac{n S_2}{60} - \frac{C_{m2}}{k} \right)}{S_2 \ln \frac{1}{\xi_2}} \quad (38)$$

于是有

$$C_{m2r} = \frac{n S_2}{60} - \left(\frac{n S_2}{60} - \frac{C_{m2}}{k} \right) \frac{D_i^2 (1 - \xi_2^2)}{2 D_i^2 \ln \frac{1}{\xi_2}} \quad (39)$$

将式(23) D_p 值代入上式 D , 得 C_{m2p} 值, 再代入式(28)就可求得变螺距诱导轮的理论扬程 H_t 的表达式。其实际扬程可计算为

$$H_y = \eta_h H_t \quad (40)$$

式中 η_h 为诱导轮的水力效率, 对于匹配低比转数高速离心泵机组而言, 一般 $\eta_h \approx 0.3$ 。

结合式(24)、(28)、(33)、(39)、(40)进行分析, 可以发现, 诱导轮实际扬程 H_y 的表达式中只含有出口排挤系数 k 和出口螺距 S_2 这两个未知量。将由

式(22)算得的诱导轮扬程值代入式(40), 再选择合理的排挤系数值, 就可计算出诱导轮出口螺距 S_2 。

4 设计实例

应用上述设计方法为腓纶装置用屏蔽泵设计了变螺距诱导轮, 泵性能参数为: 流量 $Q = 12 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H = 25.6 \text{ m}$, 转速 $n = 2850 \text{ r/min}$, 比转数 $n_s = 53$, 装置有效汽蚀余量 $\text{NPSH}_a = 0.8 \text{ m}$ 。

首先根据本文推导的计算公式计算出 β_{r1} 、 S_1 、 S_2 、 β_{r2} 的值, 然后分别取 $m = 1, 2, 3$, 可将诱导轮设计成3种不同螺距变化曲线。经计算选取, 可得诱导轮有关结构参数为: 轮缘直径 $D_{r1} = D_{r2} = 64 \text{ mm}$, 轮毂比为 $\xi_1 = \xi_2 = 0.31$, 叶片进、出口角分别为 $\beta_{r1} = 11^\circ$ 和 $\beta_{r2} = 30^\circ$, 3个叶片, 圆周包角 $\varphi = 225^\circ$, 前缘包角 $\theta_1 = 90^\circ$ 。

其轮缘处 ($\phi = 64 \text{ mm}$) 叶片展开图如图3所示。

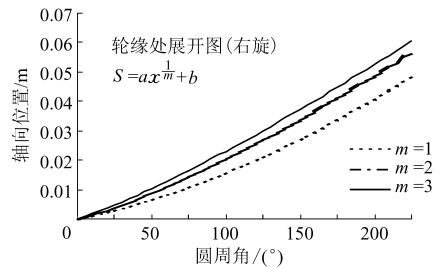


图3 轮缘处 ($\phi = 64 \text{ mm}$) 叶片展开图

Fig. 3 Curves of expanding blade rim ($\phi = 64 \text{ mm}$)

现实取 $m = 1$, 经试验, 其汽蚀性能曲线如图4所示。

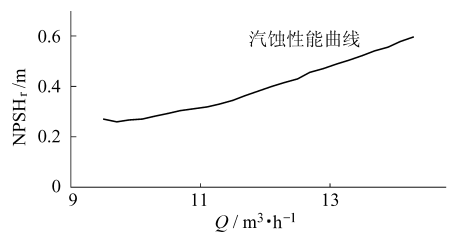


图4 诱导轮泵的汽蚀性能曲线

Fig. 4 NPSH_r vs flow rate, tested pump with inducer

由图4可知, 设计流量点处 $\text{NPSH}_r = 0.4 \text{ m}$ 。由于装置有效汽蚀余量 $\text{NPSH}_a = 0.8 \text{ m}$, 可见, 设计泵流量点及工作范围内有效汽蚀余量均达到了设计要求。该诱导轮的设计满足了腓纶装置用屏蔽泵小流量、高汽蚀性能的特殊要求。

5 结论

(1) 为改善泵汽蚀性能, 诱导轮应该设计成较小叶片进口角逐渐增至较大叶片出口角的变螺距结构, 以满足以下两个条件: 诱导轮本身具有较低的汽蚀余量; 诱导轮产生足够的扬程。 (下转第110页)

情况 1:考虑设计变量的离散、整数型取值及不考虑 η_{21} 。

情况 2:考虑设计变量的离散、整数型取值及考虑 η_{21} 。

本文在有关疲劳强度的约束方面,采用的是弯曲强度和接触强度的简化计算公式,还应进行强度校核,并根据校核结果重新调整相应的约束条件,但由于在表 1 所示的最终参数下,弯曲强度和接触强度均符合要求,故本实例省略了强度的校核部分。

6 结论

(1) 实例计算情况 1 下,齿数比的优化结果为 13:19,这与 GPA 泵的齿数比完全一致^[7];并与德国 VOITH 公司 IP 泵的 13:20 的齿数比也基本一

致^[7]。

(2) 情况 2 下,因兼顾到 η_{21} 的约束要求,所以其单位排量的体积将有所增加,并且基本参数的优化值也有较明显的变化。为此,可以认为 GPA 泵和 IP 泵的设计中,虽然 $\eta_{1\max}$ 和 $\eta_{2\max}$ 各自都在许可范围内,但显然没有将等滑动率的设计要求作为产品设计的主要目标。

(3) 结合 UG 优化模块的开放性,所描述的优化模型在现有的优化模型基础上,用户可以很方便地自行增删分目标函数和通过惩罚系数改变相关权重(例如增加流量脉动控制等)、约束函数(例如删除滑动率要求等)、设计变量(例如将刀具的变位系数 x_{02} 增加为设计变量和把 z_{02} 作为固定变量等)以及修改它们的具体定义。

参 考 文 献

- 1 王志,谢华锬,王贵成. 齿轮传动系统仿真[J]. 农业机械学报, 2005, 36(12): 110~113.
- 2 何存兴. 液压元件[M]. 北京:机械工业出版社, 1985.
- 3 蔡春源. 新编机械设计手册[M]. 沈阳:辽宁科学技术出版社, 2000.
- 4 张展,朱景梓,秦立高. 渐开线内齿轮副的设计与计算[M]. 北京:国防工业出版社, 1991.
- 5 王学军,李玉龙. CAD/CAM 应用软件——UG 训练教程[M]. 北京:高等教育出版社, 2003.
- 6 李玉龙,许泽银,徐强. 齿轮泵补偿面设计的参数化研究[J]. 农业机械学报, 2005, 36(8): 70~74.
- 7 李玉龙,刘焜,王学军. 齿轮泵扭矩计算的动态再现[J]. 农业机械学报, 2006, 37(3): 142~144.

(上接第 105 页)

(2) 选择诱导轮螺距变化规律应主要考虑两个方面:出口螺距变化应比较平缓;诱导轮圆周包角不宜过大。

(3) 经验证,本文以结论(1)中两个条件为依据,推导出的诱导轮基本结构参数(叶片进口角、入口螺距、叶片出口角、出口螺距、轮缘直径等)的计算方法是可行的。

参 考 文 献

- 1 朱祖超. 提高高速泵汽蚀性能的理论分析与试验研究[J]. 机械工程学报, 1999, 35(6): 85~88.
- 2 朱祖超. 高速离心泵串联诱导轮的设计理论及工程实现[J]. 工程热物理学报, 2000, 21(2): 182~186.
- 3 朱祖超,王乐勤. 高速泵诱导轮的设计分析[J]. 流体机械, 1997, 25(6): 19~23.
- 4 潘中永,关醒凡. 泵诱导轮理论与设计[J]. 农业机械学报, 2000, 31(5): 45~47.
- 5 王立祥,朱为民. 诱导轮的设计原理及其在喷水推进泵上的应用[J]. 水泵技术, 1996(1): 3~12.
- 6 靳治礼. 低比转速泵的设计研究[J]. 水泵技术, 1985(3): 1~7.
- 7 [苏]切巴耶夫斯基. 高速诱导轮的汽蚀特性[J]. 水泵技术, 1977(3): 32~48.
- 8 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社, 1995.