

内齿轮泵实体 CAD 的集成方法^{*}

李玉龙 刘 焜

【摘要】 为弥补现行内齿轮泵 CAD 运用上的缺陷,基于 UG 三维开发平台,建立了一个能自行修改参数的通用优化设计模型,并给出离散型、整数型设计变量处理上的技巧;依据该模型的优化结果,驱动该泵实体模型的建立或实时更新过程是全参数化和自动化的;最后实实验证了方法、技巧的正确性和通用性。

关键词: 内啮合齿轮泵 集成开发 优化

中图分类号: TH325; TP391.72

文献标识码: A

Method Research on Solid CAD Applied in Internal Engagement Involute Gear Pump

Li Yulong^{1,2} Liu Kun²

(1. Hefei University 2. Hefei University of Technology)

Abstract

Based on expiating the applied limitation of current CAD on internal engagement involute gear pump, its universal optimal model allowed for user freewill modification under UG software was firstly constituted, and a particular opinion of processing discrete or integral design parameters has been raised; secondly the optimal basic structure parameters of this universal optimal model was formed; its solid model and followed relative analyses, emulation, drawing operations were successively created, the process was all-automatic and all-parametric. Finally the correctness and applicability of the methods and opinions have been proved to be valid by the actual examples.

Key words Internal gear pump, Integrative development, Optimization

引言

渐开线内啮合齿轮泵(称为“内齿轮泵”)相对于外啮合齿轮泵,由于具有流量和压力脉动小、容积效率高、机械噪声小、结构紧凑而体积小等诸多优点,目前在机械工业中得到广泛的应用。内齿轮泵的设计不仅需要考虑到内啮合齿轮传动在安装、加工过程中发生的众多干涉现象和加工刀具的影响,而且还要考虑到该泵本身的众多性能要求。由此可见,该泵的设计较外啮合要复杂得多^[1]。传统的“试凑设计→校核→调整设计”的工作流程繁琐而粗糙,很难得到最佳设计方案,即使目前涉及该泵的少量优化设计

报道,也多局限在求解变位系数的传动设计上,这显然不能满足内齿轮泵的快速要求。目前三维技术已经达到相当高的水平,本文利用其实现内齿轮泵在给定规格要求下集设计、分析和三维建模等参数化和自动化的集成开发。

1 工作原理和集成 CAD 开发流程

内齿轮泵工作原理如图 1 右上角的泵截面结构简图所示^[2],在一对相互啮合的具有渐开线齿形的小齿轮 1 和大齿轮 3 之间,通过月牙板 4 将吸油腔 5 与排油腔 2 隔开,左右两侧配以浮动侧板。当主动轮 1 按图 1 示的角速度 ω_1 方向旋转时,从动轮 3 也

收稿日期:2005-09-16

*安徽省教育厅自然科学基金项目(项目编号:2004KJ317)

李玉龙 合肥学院机械系 副教授 博士生(合肥工业大学),230022 合肥市

刘 焜 合肥工业大学机械与汽车工程学院 教授 博士生导师,230009 合肥市

以相同 ω_2 方向旋转,这样图中上侧齿间的密闭容积将逐渐扩大而通过吸油腔 5 吸油;图中下侧齿间的密闭容积将逐渐缩小而通过排油腔 2 排油。内齿轮泵正是利用这些密闭容积周期性缩小和扩大,从而实现将机械能转化为工作油液的输出压力能。

内齿轮泵的设计,一般以作为其规格参数的输出压力 p (MPa)、流量 Q (mL/min)、转速 n 作为原始的设计要求^[2],虽然描述内齿轮泵结构参数很多,但是决定其形状和大小全局参数,仍是作为其核心部件的一对内啮合齿轮的几何参数和传动参数,即模数 m 、大小齿轮齿数 z_1 和 z_2 、大小齿轮径向变位系数 x_1 和 x_2 (或者为 x_1 与中心距变动系数 y)。

所研究的实体开发集成 CAD,是利用 UG/CAD 的数据主模型,实现内齿轮泵在任意 p 、 Q 和 n 要求下的设计、建模、绘图、CAM 加工、CAE 分析和运动仿真等一体化的参数化和自动化作业,图 1 描述的是该集成 CAD 的流程图。

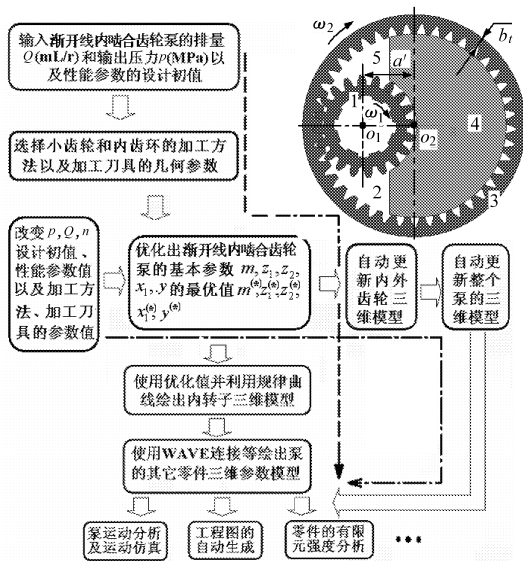


图 1 泵的截面结构简图和集成 CAD 流程图

Fig. 1 Flow chart used for describing the structural section geometry and integrative CAD progress of the pump

2 优化模型

2.1 目标函数

排量是内齿轮泵设计所追求的主要目标之一,就是在给定 p 、 Q 和 n 要求下的符合各种设计要求的泵单位排量的体积 F_V 最小化。从图 1 可以看出,大齿轮 3 的体积 V 决定了该泵的体积。不同加工方法影响着大小齿轮几何尺寸计算的公式不同,目前大齿轮的加工方法主要为插齿,小齿轮主要为滚齿和插齿,就插大齿轮和滚小齿轮,给出单位排量下的大齿轮 3 的体积 F_V 的计算过程中的一些关键公

式^[3],其中本文所有长度的单位均为 mm,角度单位均为 ($^\circ$)。

a'_{02} 、 b 、 b_i 、 V 和 F_V 的计算式为

$$\text{inv}a'_{02} = \text{inv}\alpha + 2(x_2 - x_{02})\tan\alpha / (z_2 - z_{02}) \quad (1)$$

其中 $\text{inv}a'_{02} = \tan\alpha'_{02} - \alpha'_{02}$ $\text{inv}\alpha = \tan\alpha - \alpha$

式中 α'_{02} ——插大齿轮的啮合角 α ——压力角

z_{02} ——插大齿轮的刀具齿数

x_{02} ——插大齿轮的径向变位系数

$$b = Q / \{n\{\pi[2r_1(h_{a1} + h_{a2}) + h_{a1}^2 - r_1h_{a2}^2/r_2 - (1 - r_1/r_2)p_b^2/12]\}\} \quad (2)$$

式中 b ——齿轮的宽度 p_b ——基节

h_{a1} 、 h_{a2} ——小、大齿轮的齿顶高

r_1 、 r_2 ——小、大齿轮的节圆半径

$$b_i = pr_{a2}b / (b[\sigma_b]) = pr_{a2} / [\sigma_b] \quad (3)$$

式中 b_i ——大齿轮的壁厚

r_{a2} ——大齿轮的齿顶圆半径

$[\sigma_b]$ ——齿轮材料的许用抗拉应力

$$V = \pi(br_{a2} + b_i)^2 \quad (4)$$

单位排量下大齿轮 3 的体积为

$$F_V = nV / Q \quad (5)$$

2.2 约束函数

在内啮合齿轮传动的设计过程中,要避免在传动、安装、加工过程中发生各种干涉现象,和满足以下性能方面和几何方面的多种限制条件^[1,3~4],并据此建立其优化模型的约束函数。

2.2.1 传动质量约束

为保证齿轮传动的连续性^[4],对重合度 ϵ 有如下的要求

$$\epsilon = [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha') - z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha')] / (2\pi) \geq 1.2$$

式中 α' ——大、小齿轮传动的啮合角

α_{a1} 、 α_{a2} ——小、大齿轮齿顶圆的压力角

为了提高齿轮副的强度,就必须尽量达到大小齿轮等强度,实现齿轮副的等滑动率(即 $\eta_{21} = 1$),是提高齿轮副齿面强度的重要条件,同时在整个啮合区,齿根部的滑动率为最大,并且小齿轮齿根部的滑动率比大齿轮齿根部的滑动率大。有关许可滑动率 $[\eta_1]$ 和 $[\eta_2]$ 的定义见文献^[4]。

小、大齿轮节圆的圆周速度 v_1 、 v_2 为

$$v_1 = 3.3 \times 10^{-5} \pi n z_1 a' / (z_2 - z_1)$$

$$v_2 = 3.3 \times 10^{-5} \pi n z_2 a' / (z_2 - z_1)$$

式中 a' ——小、大齿轮的实际中心距

小齿轮的滑动率要求为

$$\eta_{1\max} = \frac{(\tan\alpha' - \tan\alpha_{a2})(z_2/z_1 - 1)/(z_2/z_1)}{[(1 - z_2/z_1)/(z_2/z_1)]\tan\alpha' + \tan\alpha_{a2}} \leq$$

$$[\eta_1] = \text{if}(v_1 \leq 1.5)(8) \text{else}(v_1 \leq 3)(6)$$

$$\text{else}(v_1 \leq 10)(4) \text{else}(v_1 \leq 25)(3) \text{else}(1.5)$$

大齿轮的滑动率要求为

$$\eta_{2\max} = \frac{(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha') (z_2/z_1 - 1)}{(z_2/z_1 - 1)\tan\alpha' + \tan\alpha_{a1}} \leq [\eta_2] =$$

$$\text{if}(v_2 \leq 1.5)(8) \text{else}(v_2 \leq 3)(6)$$

$$\text{else}(v_2 \leq 10)(4) \text{else}(v_2 \leq 25)(3) \text{else}(1.5)$$

小、大齿轮的等滑动率要求为

$$\eta_{21} = |\eta_{2\max}/\eta_{1\max}| \approx 1$$

几何压力系数要求两相啮合齿轮在啮合点处有共有的系数,所以大小齿轮具有相同的几何压力系数 φ ,并以大齿轮的齿顶点进入啮合时为最大 $\varphi_{\max}^{[4]}$,则有

$$\varphi_{\max} = a' \sqrt{\tan\alpha' / [r_{b2}^2 \tan^2\alpha_{a2} - r_{b2}(r_{b2} - r_{b1})\tan\alpha' \tan\alpha_{a2}]}$$

式中 r_{b1}, r_{b2} ——小、大齿轮的基圆半径

得几何压力系数的要求为

$$\sigma_{H\max} = 0.564 Z_E \varphi_{\max} \sqrt{b p (r_{a1} - r_{f1}) / L a'} \leq \sigma_{HP}$$

式中 Z_E ——材料的弹性系数,对钢可取 $Z_E = 189.8(\text{N}/\text{mm}^2)^{1/2}$

$\sigma_{H\max}$ ——产生的最大接触应力

σ_{HP} ——材料的许用接触应力,取 $\sigma_{HP} = 1\,000 \text{ N}/\text{mm}^2$

L ——轮齿瞬时接触线的长度,取 $L = 0.8b$

r_{f1} ——小齿轮的根圆半径

2.2.2 疲劳强度约束

为保证齿轮传动的可靠性^[3],必须满足的弯曲强度要求为

$$m - 12.6 \sqrt[3]{m K T_1 Y_{FS} S_{Flim}^2 / (b z_1 \sigma_{Flim})} \geq 0$$

必须满足的接触强度要求为

$$2r_1 - 766 \sqrt[3]{2r_1 z_1 K T_1 (z_2/z_1 - 1) S_{Hlim}^2 / (b z_2 \sigma_{Hlim}^2)} \geq 0$$

其中 $T_1 = 0.5 b p (r_{a1}^2 - r_{f1}^2)$

式中 K ——载荷系数,取 $K = 1.6$

Y_{FS} ——复合齿形系数,取 $Y_{FS} = 5.4$

σ_{Hlim} ——试验齿轮的接触疲劳极限应力,取 $1\,500 \text{ N}/\text{mm}^2$

S_{Hlim} ——接触强度计算最小安全系数,取 1.2

σ_{Flim} ——试验齿轮的弯曲疲劳极限应力,取 $450 \text{ N}/\text{mm}^2$

S_{Flim} ——弯曲强度计算最小安全系数,取 1.5

T_1 ——作用在小齿轮上的扭矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$

2.2.3 避免齿轮传动干涉约束

齿轮传动主要应避免插大齿轮中的范成顶切、插大齿轮中的径向切入顶切、大齿轮啮合传动中的过渡曲线干涉、啮合传动中的齿廓重叠干涉、滚齿小

齿轮中的过渡曲线干涉以及滚小齿轮中的根切,限于篇幅要求,这部分的相关内容和公式描述,请参阅文献[1,3~4]。

2.2.4 必要的几何约束

必要的几何约束主要包括大小齿轮齿顶的厚度要求、大齿轮的齿顶圆必须大于其基圆的要求、模数及刀具与大齿轮的啮合角的取值范围、齿数的取值范围、变位系数的取值范围、中心距变动系数的取值范围等。同样限于篇幅要求,这部分的相关内容和公式描述,请参阅文献[1,3~4]。

2.3 优化模型

考虑到 α'_{02} 的求解以及滑动率的等式约束处理,通过在目标函数中增加适当的罚函数,可以简化对它们的处理。为此,分别构造罚函数

$$F_{\alpha'_{02}} = |\tan\alpha'_{02} - \alpha'_{02} - \tan\alpha + \alpha - 2(x_2 - x_{02})\tan\alpha / (z_2 - z_{02})|$$

$$F_{\eta} = |\eta_{21} - 1|$$

为解决 m 的离散取值和 z_1, z_2, z_{02} 的整数取值与 UG 优化模块只适用于连续变量之间的矛盾,可以利用 UG 的逻辑判断语句,将 m, z_1, z_2, z_{02} 的标准取值转化为以下的 $m_r, z_{r1}, z_{r2}, z_{r02}$ 连续取值,其中 UG 的 $\text{ceil}(z_{r1})$ 与 $\text{floor}(z_{r1})$ 取整函数,分别表示取与 z_{r1} 最为接近的上、下整数,例如: $\text{ceil}(10.3) = 11$, $\text{floor}(10.3) = 10$ 。

$$m = \text{if}((4m_r - \text{floor}(4m_r)) \leq 0.5) (\text{floor}(4m_r)/4)$$

$$\text{else} (\text{floor}(4m_r)/4 + 0.25)$$

$$z_1 = \text{if}((z_{r1} - \text{floor}(z_{r1})) \leq 0.5)$$

$$(\text{floor}(z_{r1})) \text{else} (\text{ceil}(z_{r1}))$$

$$z_2 = \text{if}((z_{r2} - \text{floor}(z_{r2})) \leq 0.5)$$

$$(\text{floor}(z_{r2})) \text{else} (\text{ceil}(z_{r2}))$$

$$z_{02} = \text{if}((z_{r02} - \text{floor}(z_{r02})) \leq 0.5)$$

$$(\text{floor}(z_{r02})) \text{else} (\text{ceil}(z_{r02}))$$

则内齿轮泵优化设计的最终模型可整理为

$$\begin{cases} \min F = C_m F_V + C_{\alpha'_{02}} F_{\alpha'_{02}} + C_{\eta} F_{\eta} \\ \mathbf{X} = [m_r, z_{r1}, z_{r2}, x_1, y, \alpha'_{02}, z_{r02}]^T \\ g(i) \geq 0 \end{cases}$$

式中 $C_{\alpha'_{02}}, C_m, C_{\eta}$ ——对应罚函数的惩罚系数,用以描述各个分目标函数在总目标函数中的重要程度

UG 软件的优化模块,适用于中、小规模优化模型,系统会自动根据优化模型的类型和规模,选择适宜的优化算法。限于篇幅要求,UG 优化模块具体的使用,请参阅文献[5]。

3 大小齿轮参数化实体模型

要创建大小齿轮的参数化实体模型,必须先要

绘制图 2 所示的形成大小齿轮的齿形轮廓。小齿轮齿形轮廓由曲线 1、2、3、4、5、6 封闭组成(图 2a);大齿轮齿形轮廓由曲线 1、2、3、4 封闭组成(图 2b);由它们分别形成的大小齿轮的齿形轮廓可生成相应的齿形面,并进而拉伸成大小齿轮的齿形实体,最后分别阵列出相应 z_2, z_1 齿数的齿形实体^[6]。

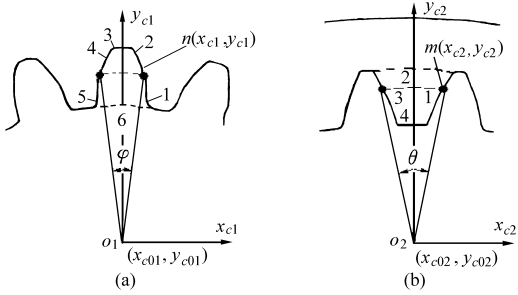


图 2 大小齿轮实体的创建步骤和轮齿几何示意图

Fig. 2 Flowchart used for describing creating process of inner and outer gear's solid model and geometry relation

(a) 小齿轮 (b) 大齿轮

大小齿轮的齿形轮廓是创建实体模型的关键。UG 软件所提供的规律曲线,可以很方便地用于上述曲线的绘制,限于篇幅这里仅以小齿轮的轮齿齿廓 2 和大齿轮的轮齿齿廓 1 的绘制进行说明。在使用规律曲线绘制这些曲线之前,必须在 UG 的表达式窗口中,针对图 2 中小齿轮的 φ 变量和大齿轮的 θ 变量,首先建立它们在图 2 位置下各自的坐标方程式。小齿轮轮齿齿廓 2 上的任一 n 点的坐标方程式的建立过程:设取值范围在 0~1 之间的一个内置变量 t 的初始值为 0,由齿顶点压力角的计算公式

$$\alpha_{a1} = \arccos(r_{b1}/r_{a1})$$

可计算出任一 n 点处的压力角为

$$\alpha_{r1} = t\alpha_{a1}$$

计算出任一 n 点处的半径

$$r_{r1} = r_{b1} / \cos\alpha_{r1}$$

由 α 和 α_{r1} 的渐开线函数

$$\text{inv}\alpha = \tan\alpha - \alpha \quad \text{inv}\alpha_{r1} = \tan\alpha_{r1} - \alpha_{r1}$$

得夹角

$$\varphi = (\pi + 4x_1 \tan\alpha) / z_1 - 2(\text{inv}\alpha_{r1} - \text{inv}\alpha)$$

则可计算出任一 n 点的 x, y, z 轴向坐标值

$$x_{c1} = x_{c01} + r_{r1} \sin(0.5\varphi)$$

$$y_{c1} = y_{c01} + r_{r1} \cos(0.5\varphi) \quad z_{c1} = 0$$

在 UG 的规律曲线操作窗口中,通过分别定义变量 $t, x_{c1}, y_{c1}, z_{c1}$ 后,系统就会自动绘制出一个基于最优设计变量 $m^{(*)}, z_1^{(*)}, z_2^{(*)}, z_{02}^{(*)}, x_1^{(*)}, y^{(*)}$ 的小齿轮轮齿的参数化齿廓 2^[6]。大齿轮齿形轮廓的参数化曲线 1 的创建过程,除 θ 与 φ 的表达有所不同

外,其余的与创建小齿轮的过程完全一致, θ 表达式为

$$\theta = (\pi + 4x_2 \tan\alpha) / z_2 - 2(\text{inv}\alpha_{r2} - \text{inv}\alpha)$$

4 参数化实体装配模型

内齿轮泵装配模型的建立,首先要实现的是内外齿轮的正确啮合关系,图 3 所示的 xoy 坐标系为内齿轮泵的绝对坐标系; $x_2o_2y_2$ 和 $x_1o_1y_1$ 坐标系分别为大小齿轮的相对坐标系。前述大小齿轮的建模,考虑的是如图 2 所示的 $\varphi_1 = \varphi_2 = 0$ 的静态位置。在保证 $x_1o_1y_1$ 与 xoy 的共坐标原点和 $x_2o_2y_2$ 与 $x_1o_1y_1$ 正确的实际中心距 a' 后,再取小齿轮的 y_1 轴与 y 轴间的夹角为 φ_1 ;大齿轮的 y_2 轴与 y 轴间的夹角为 $\varphi_2 = (\varphi_1 z_1 + \pi) / z_2$ 。基于大小齿轮的装配模型,即可“由内向外”逐步展开内齿轮泵的浮动侧板、传动轴、壳体、键、轴承、端盖、联接螺栓等其他部件的设计和建模;不断改变 φ_1 的值,还可得到大小齿轮旋转的运动仿真。

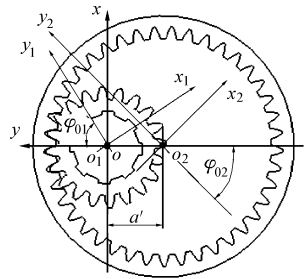


图 3 内齿轮泵的装配设计示意图

Fig. 3 Sketch map used for describing assembly design of internal engagement involute gear pump

5 实例计算

以 VICKERS 公司的 GPA 泵^[7]的技术参数: $p = 10 \text{ MPa}, Q = 25\ 000 \text{ mL/min}, n = 1\ 000 \text{ r/min}$ 作为计算原型,并且大、小齿轮的材料均采用 40 Cr。优化分为 2 种情况进行,表 1 为具体优化结果。

表 1 不同情况下实例优化结果

Tab. 1 Optimal results of a real example in different case

参数	情况 1	情况 2
m	3	2.75
z_1	13	16
z_2	19	26
z_{02}	10	11
y	0.107	0.161
x_1	0.747	0.801
x_2	0.935	0.981
a'_{02}	35.019	31.562
b	35.787	34.163
η_{21}	0.465	0.946
F_V	6.436	8.217

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.