

大推力液体火箭发动机试验用 涡轮流量计结构优化设计

孙鹏飞^{1,2}, 徐鸿鹏³, 李涛³, 李大海³, 李宝童^{1,2}, 洪军^{1,2}

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部
重点实验室, 710049, 西安; 3. 西安航天动力试验技术研究所, 710100, 西安)

摘要: 为提高大推力火箭发动机试验用 DN600 涡轮流量计在液氧中的测量精度,采用六自由度 (6DOF)模型结合流体仿真方法对涡轮叶片进行优化设计。首先,基于水介质下涡轮流量计的仪表系数,构造高保真流体仿真模型。然后,通过热固耦合仿真建立低温液氧下流量计的冷缩等效模型,并利用流体仿真获取水介质和液氧中流量计仪表系数的等效关系。最后,以仪表系数的线性度误差最小化为优化目标,通过正交试验优化涡轮叶片的中径来流角、轴向宽度和重合度。仿真结果表明:涡轮流量计在液氧和水介质中的仪表系数成正相关;优化的中径来流角、轴向宽度和重合度分别为 55°、55 mm、1;相比于原始结构,优化后涡轮流量计的仪表系数线性度误差降低了 0.104 5%,其测量精度显著提升。

关键词: 涡轮流量计;优化设计;六自由度;热固耦合;线性度

中图分类号: TH122 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202205008 **文章编号:** 0253-987X(2022)05-0074-11



OSID 码

Structural Optimization Design of Turbine Flowmeter for Tests of High-Thrust Liquid Rocket Engine

SUN Pengfei^{1,2}, XU Hongpeng³, LI Tao³, LI Dahai³, LI Baotong^{1,2}, HONG Jun^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University,
Xi'an 710049, China; 3. Xi'an Aerospace Propulsion Test Technology Insitute, Xi'an 710100, China)

Abstract: To improve the measurement accuracy of the DN600 turbine flowmeter for tests of the high-thrust rocket engine in the liquid oxygen, the turbine blades are optimized using the fluid simulation method combined with a 6DOF model. Firstly, a high-fidelity fluid simulation model is constructed based on the meter factor of the flowmeter in the water. Then, thermal-solid coupling simulation is used to create the equivalent model of cold shrinkage of the flowmeter in low temperature liquid oxygen, and the constructed fluid simulation model is used to obtain the equivalent relationship of the meter factor of the flowmeter in the water and oxygen liquid. Finally, orthogonal experiments are carried out to optimize the incoming flow angle of the pitch diameter, axial width, and coincidence of turbine blades based on the quantified equivalent relationship. The optimization objective is to minimize the linearity error of the meter factor. Results show that the meter factors of the flowmeter in water and liquid-oxygen are positively correlated; the optimized incoming flow angle, axial width, and coincidence are 55°, 55 mm, and

1 respectively; compared with the original turbine flowmeter, the linearity error of the meter factor for the optimized flowmeter is reduced by 0.104 5%, which significantly improves the measurement accuracy of the flowmeter.

Keywords: turbine flowmeter; optimization design; 6DOF; thermal-solid coupling; linearity

涡轮流量计作为大推力液体火箭发动机燃料供给系统的关键精密测量组件,其测量精度对研制发动机、获取发动机的准确特性具有非常重要的现实意义。作为典型的速度式流量计,涡轮流量计由流体推动涡轮旋转,根据涡轮旋转角速度与流体流速的比例关系,实现对流量的监测。此外,涡轮流量计因具有重复性好、量程范围宽、适应性强、精度高、体积小等特点,被广泛应用于多种领域^[1-2]。目前,涡轮流量计的测量性能通常采用水或柴油进行鉴定,而在大推力液体火箭发动机燃料供给系统中,涡轮流量计的工作环境为低温液氧,介质和温度的转变会导致涡轮流量计的测量偏差。

为提升涡轮流量计的测量精度,常见的方法为优化涡轮流量计的几何构型,例如导流架的类型^[3-4]、导头形状^[5-6]、凹槽宽度^[7]、导程长度^[8]以及涡轮的构型^[9-10]。其中,导流架通过对流体介质的流动方向进行导向,维持了流体介质的稳定运动方向。对具有不同导头的导流架研究结果表明,在大流量条件下,相比于传统球形导流架,流线型导流架因具有更缓的渐变梯度导头,有效降低了涡轮流量计运行管道内的速度梯度,提升了涡轮流量计的测量精度^[5]。此外,合理减小导流架的凹槽宽度还能有效降低涡流引起较大的压力损失^[7],从而保证了流量计的测量精度。然而,在实际应用中,发动机的供液系统通过测量流量计的涡轮转速,实现对流体介质流量的监测。与导流架相比,优化涡轮构型能进一步有效地提升其测量精度。在涡轮的优化中,通常将涡轮的叶片数、轮毂半径、导程等参数作为优化变量^[7,11]。例如,对于小口径涡轮流量计,通过增大涡轮的轮毂半径、轮毂长度和叶片导程,使其仪表系数线性度误差由 5.23%降低到 4.69%,实现了涡轮流量计测量精度的提升^[10]。可以涡轮流量计的涡轮导程、叶片数和前后导流架的轮毂长度为设计变量,在高黏度流体介质下进行响应面 and 正交试验,得到了具有仪表系数线性度误差最小化的优化变量组合,使仪表系数线性度误差下降了 0.12%^[12]。综上所述,现有研究对涡轮流量计的优化设计侧重于小口径流量计涡轮的整体构型和导流构件,且关于大口径涡轮流量计的叶片构型对测量精度影响的研

究较少。因此,有必要对大口径涡轮流量计展开研究,提升其应用价值。

本文以大推力液体火箭发动机供氧系统中的试验用大口径 DN600 涡轮流量计为研究对象,采用六自由度(6DOF)模型^[13-14]结合流体仿真方法,研究了涡轮流量计在水介质和液氧中的仪表系数等效关系,预估了涡轮流量计在液氧中的测量精度,并以仪表系数线性度误差最小化为优化目标,对涡轮叶片进行优化设计。

1 研究对象及方法

1.1 研究对象

图 1 为大推力液体火箭发动机供氧系统。其中, D_n 为管道的内径尺寸。本文以大推力液体火箭发动机中的 DN600 涡轮流量计为研究对象,对涡轮叶片构型进行优化,实现对其测量精度的提升。根据涡轮流量计的平面参数化图形,提取其叶片的基本结构参数,如表 1 所示,并建立涡轮叶片三维结构模型,如图 2 所示。此外,为便于流量计优化中模型重构参数的选定,将其几何参数保留一位有效位数。

表 1 DN600 涡轮流量计叶片基本结构参数
Table 1 The blade parameters of DN600 turbine flowmeter

参数	数值
叶片厚度 a/mm	4.0
叶片宽度 h/mm	45.0
中径来流角 $\alpha_3/(\text{^\circ})$	52.0
叶片数 n	20.0
重合度 k	0.9

叶片的厚度、中径来流角和宽度分别如图 3 所示,中径来流角为涡轮叶片中间段与流体介质流动方向的夹角。叶片宽度为叶片在 x 方向的跨度。叶片重合度即 n 个叶片在 zoy 平面上的投影面积与涡轮工作平面面积的比例系数。

在叶片优化过程中,为便于获得具有不同构型的叶片,根据其几何参数的耦合关系,建立叶片数 n 、叶片重合度 k 、叶根偏角 α_1 、叶顶偏角 α_2 、叶根圆心角 θ_1 、叶顶圆心角 θ_2 、叶根半径 R_1 、叶顶半径 R_1 、中径来流角 α_3 和叶片宽度 h 的函数表征关系,如式

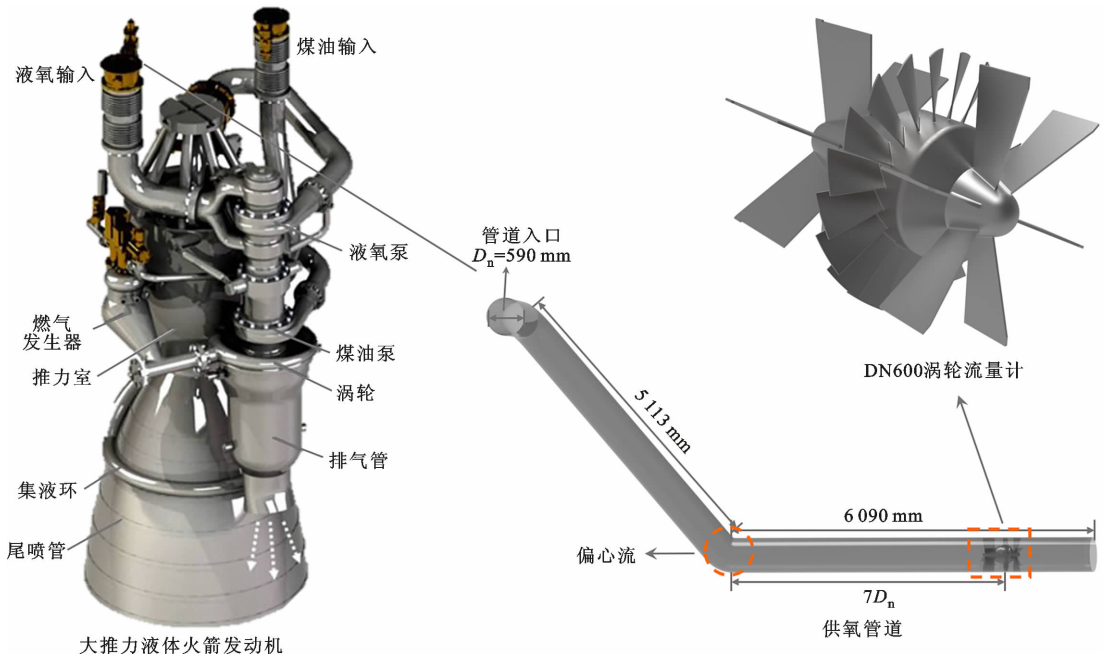


图 1 大推力液体火箭发动机供氧系统

Fig. 1 The oxygen feeding system of high-thrust liquid rocket engine

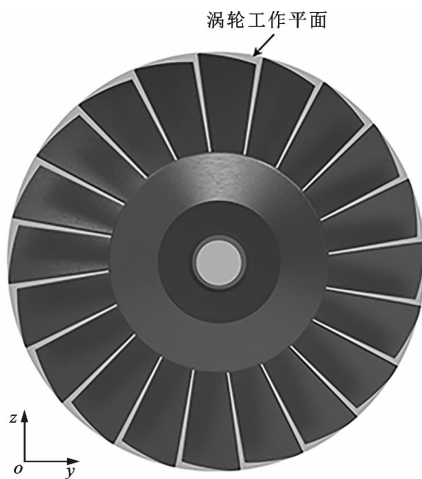


图 2 涡轮叶片三维结构模型

Fig. 2 The three-dimensional model of turbine blades

(1)~式(4)所示。

叶根偏角 α_1 、叶根圆心角 θ_1 、叶根半径 R_1 与叶片宽度 h 的关系为

$$\theta_1 = 2\arcsin(h\tan\alpha_1/2R_1) \quad (1)$$

叶顶偏角 α_2 、叶顶圆心角 θ_2 、叶顶半径 R_t 与叶片宽度 h 的关系为

$$\theta_2 = 2\arcsin(h\tan\alpha_2/2R_t) \quad (2)$$

叶根偏角 α_1 、叶顶偏角 α_2 与中径来流角 α_3 的关系为

$$\alpha_3 = (\alpha_1 + \alpha_2)/2 \quad (3)$$

叶根圆心角 θ_1 、叶顶圆心角 θ_2 及重合度 k 的关系为

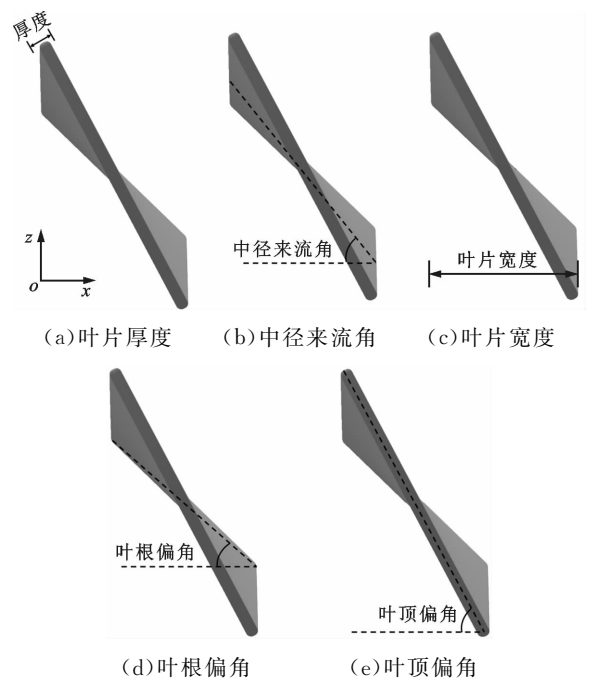


图 3 涡轮叶片俯视图

Fig. 3 The top view of turbine blades

$$\theta_1 = \theta_2 = 360k/n \quad (4)$$

涡轮流量计运行机制为前后导流架固定,涡轮绕中心轴旋转运动,故对仿真流域进行三段式建模,分别为进口上游区域、涡轮区域和出口下游区域,涡轮流量计的局部管道模型如图 4 所示。DN600 涡轮流量计沿 x 方向的总跨度为 811.6 mm,叶顶直径为 588.0 mm。

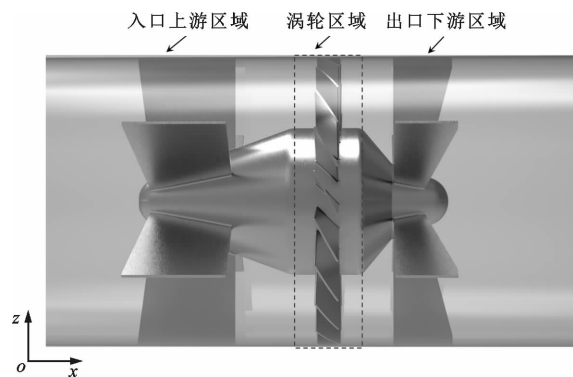


图4 涡轮流量计的局部管道模型

Fig. 4 The local pipeline model of the turbine flowmeter

1.2 数值模拟方法与矫正

涡轮流量计受到流体冲击时,涡轮在流体驱动力矩作用下被动旋转。因此,为得到不同流量下涡轮流量计的转速,分析其仪表系数线性度误差,本文采用 ANSYS/Fluent 商业软件,分别对涡轮流量计模型展开定常与非定常分析。由涡轮的运行机制可知,其初速度为 0,在定常分析中仅需设定入口流速和出口压强进行仿真计算,在本文中出口均定义为自由出口。在非定常分析时,通过 6DOF 模型将流量计涡轮区域的运动形式定义为被动,自由度定义为绕 x 轴的单一转动自由度^[14],并将定常分析结果作为初始值进行求解^[15-17]。

1.2.1 网格无关性验证

在有限元分析中,不同数量级的网格对物理场结果的影响不可忽视。随着有限元网格数增加,分析结果越精确,但是求解过程也越复杂、计算效率越低。因此,需综合考虑仿真计算精度、计算机的运算能力和工时等多方面因素的影响,选取合适的网格数以保证仿真方法的可靠性和经济性。在水介质条件下,本文分别采用 121 万、160 万、200 万、250 万和 334 万 5 种数量级的网格进行有限元仿真分析。水介质仿真网格无关性验证如图 5 所示。

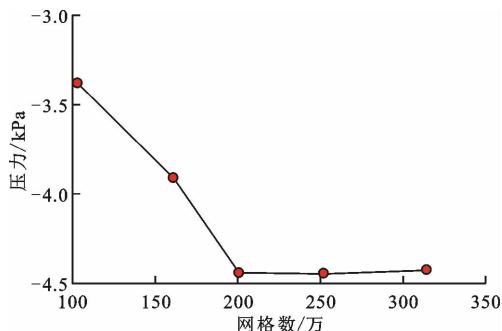


图5 水介质仿真网格无关性验证

Fig. 5 The mesh independence validation

由图 5 可知,出口压力随网格数的增加而逐渐上升,当网格数达到 250 万以后,出口压力趋于稳定,且不断增加网格数对于仿真结果没有实质性的影响,可认为当网格数达到 250 万以后,仿真结果与网格无关。因此,在水介质条件下,均采用 250 万数量级的网格划分策略,管道模型的进口上游区域和出口下游区域采用四面体单元的面网格,网格大小为 35 mm;涡轮区域采用四面体单元的面网格,网格大小为 5 mm;前后导流架的壁面采用四面体单元的面网格,网格大小为 7 mm。涡轮流量计的流体域有限元模型如图 6 所示。

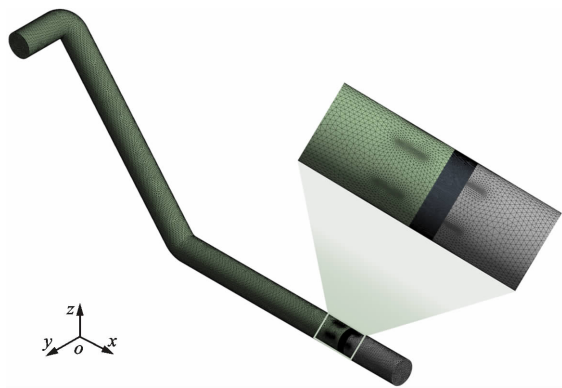


图6 涡轮流量计的流体域有限元模型

Fig. 6 The fluid-field finite element model of the turbine flowmeter

1.2.2 数值模拟方法的矫正

在运行过程中,涡轮流量计的涡轮因流体驱动力矩 T_d 、流体黏性阻力矩 T_{rf} 、轴承摩擦机械阻力矩 T_b 和电磁阻力矩 T_m 的作用而发生旋转运动,其转动的微分方程^[18]如下式

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_d - T_{rf} - T_b - T_m \quad (5)$$

式中: J 为涡轮的转动惯量; ω 为涡轮稳定状态时的转速。

为分析涡轮流量计的力矩,从叶片任意半径 r 处将涡轮展开成直列叶栅,叶片入口和出口的速度三角形如图 7 所示。

叶片沿高度方向受到的驱动力矩微分方程为

$$dT_d = r dF \quad (6)$$

式中: dF 为叶片半径 r 处的驱动力,由动量定理可得知

$$dF = (v \tan \theta_i - r\omega) 2\pi \rho v r dr \quad (7)$$

式中: v 为流体流速; ρ 为流体介质密度。 $\tan \theta_i$ 的表达式如下

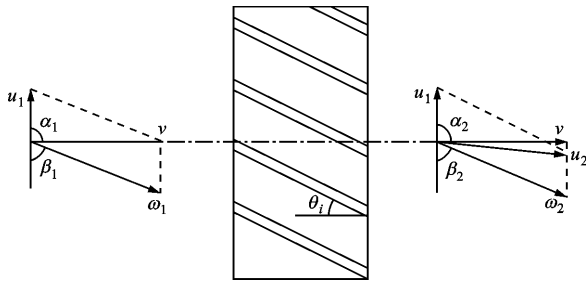


图7 叶片入口和出口的速度三角形

Fig. 7 The velocity triangle of blades in inlet and outlet

$$\tan\theta_i = \frac{2r}{\sin(\pi k/n)h} \quad (8)$$

由式(8)可得

$$dT_d = 2\pi\rho v^2 \left(\frac{2}{\sin(\pi k/n)h} - \frac{\omega}{v} \right) r^3 dr \quad (9)$$

从涡轮叶根半径到叶顶半径对式(9)积分得到总驱动力矩,如下式

$$T_d = \int_{R_1}^{R_t} 2\pi\rho v^2 \left(\frac{2}{\sin(\pi k/n)h} - \frac{\omega}{v} \right) r^3 dr = \frac{\pi}{2}\rho v^2 \left(\frac{2}{\sin(\pi k/n)h} - \frac{\omega}{v} \right) (R_t^4 - R_1^4) \quad (10)$$

引入均方根半径 $\bar{r}$,如下式

$$\bar{r} = \sqrt{\frac{R_t^2 + R_1^2}{2}} \quad (11)$$

由式(11)可得,涡轮流量计所受到的驱动力矩为

$$T_d = \bar{r}^2 \rho Q \left(\frac{Q}{\sin(\pi k/n)hA} - \omega \right) \quad (12)$$

式中: A 为进出口通流面积; Q 为流体流量。

本文流体黏性阻力矩分别为涡轮轮毂表面的黏性阻力矩 T_h 、叶片表面黏性阻力矩 T_s 以及叶顶与管壁间的黏性阻力矩 T_t 。

根据顺流放置平板表面的阻力研究结果,涡轮轮毂表面的黏性阻力矩^[19]为

$$T_h = \frac{1}{2}\rho V_{zh}^2 A_h R_h C_h \frac{\tan\beta_{\infty h}}{\cos\beta_{\infty h}} \quad (13)$$

$$A_h = 2\pi R_h L_h - N t_{bh} c_h \quad (14)$$

$$C_h = \begin{cases} 1.328 Re_h^{-0.5}, & Re_h < 2.5 \times 10^5 \\ 0.074 Re_h^{-0.2}, & Re_h \geq 2.5 \times 10^5 \end{cases} \quad (15)$$

$$Re_h = \frac{U_{\infty ch} c_h}{\nu} \quad (16)$$

式中: V_{zh} 为轮毂位置流体的轴向速度; t_{bh} 为轮毂位置叶片厚度; $U_{\infty ch}$ 为轮毂位置出入口流体的平均相对速度; R_h 为轮毂半径; L_h 为涡轮的导程; c_h 为轮毂位置的弦长。本文中 Re 均表示雷诺数。

叶片表面黏性阻力矩的表达式为

$$T_s = \frac{1}{2}\rho V_{zh}^2 A_t R_h f_h \frac{\tan\beta_{\infty h}}{\cos\beta_{\infty h}} \quad (17)$$

$$A_t = 2N c_t r \quad (18)$$

$$C_h = \begin{cases} 1.328 Re_1^{-0.5}, & Re_1 < 200 \\ 0.455 / (\lg Re_1)^{2.58}, & Re_1 \geq 200 \end{cases} \quad (19)$$

$$Re_1 = \frac{U_{\infty ch} c_t}{\nu} \quad (20)$$

式中 c_t 为叶顶弦长。

根据同轴圆筒壁面间的摩擦力矩,叶顶与管壁间的黏性阻力矩如下

$$T_t = \frac{1}{2}\rho(\omega R_t)^2 c_t R_t t_{bt} N C_{Dt} \quad (21)$$

$$C_{Dt} = \begin{cases} 2/Re_t, & Re_t < 1\,000 \\ 0.016/Re_t^{0.25}, & Re_t \geq 1\,000 \end{cases} \quad (22)$$

$$\text{其中 } Re_t = \frac{\omega R_t (R_0 - R_t)}{\nu}$$

式中 t_{bt} 为叶顶的厚度,本文中即为叶片厚度 h 。

在实际条件下,转轴与轴承间的油膜不充分导致润滑不足,从而存在机械摩擦阻力矩。在涡轮开始旋转或逐渐停止旋转时,轴与轴承间存在黏性与机械摩擦共存的混合状态,且电磁阻力矩相对较小,对涡轮流量计的影响很小,难以精确获取机械摩擦阻力矩和电磁力矩。因此,本文在 6DOF 模型中施加预设阻力矩以等效机械阻力矩和电磁阻力矩,对有限元仿真模型进行矫正。

为获得 DN600 涡轮流量计在不同流量下的仪表系数真实值,在水介质条件下,对不同流量下的 DN600 涡轮流量计仪表系数分别进行多次试验测量,涡轮流量计试验测量平台如图 8 所示。通过数值平均得到流量计仪表系数,如表 2 所示。根据表 2 中的结果,通过下式分别计算仿真模型在不同流量下的入口流速

$$v = \frac{Q}{\pi R^2} \quad (23)$$

式中 R 为流体域入口截面半径。

表2 涡轮流量计试验测量数据

Table 2 The experimental measurement data of the turbine flowmeter

序号	流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	仪表系数/ L^{-1}	仪表系数 重复性/%
1	3 599	0.104 8	0.12
2	3 208	0.104 7	0.11
3	2 901	0.104 9	0.10
4	2 507	0.105 6	0.07

根据下式分别计算不同流速的雷诺数^[20-21],分析流场的状态

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \tag{24}$$

式中: D 为水力直径,对于圆形管道,水力直径即为圆形管道横截面的直径; μ 为流体介质的动力黏度。

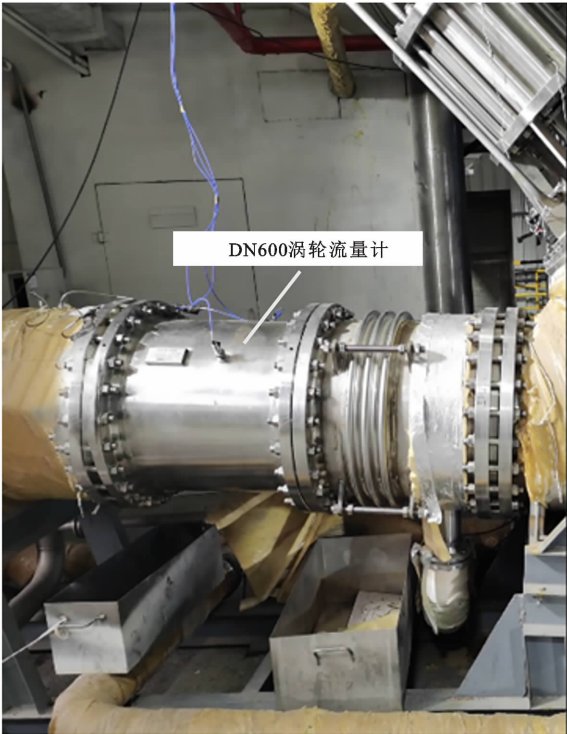


图 8 涡轮流量计试验测量平台

Fig. 8 The experimental measurement platform of the turbine flowmeter

供氧管道的入口流速和雷诺数如表 3 所示。由表 3 可知,所得到的雷诺数的数量级均为 10^6 ,流场状态可视为湍流状态。此外,根据涡轮流量计的运行机制分析,计算模型可选用标准的 $k-\epsilon$ 模型^[22]。

表 3 供氧管道的入口流速和雷诺数

Table 3 The inlet flow speed and Reynolds of pipelines feeding oxygen

序号	流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	入口速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	雷诺 数/ 10^6
1	3 599	3.657	2.157
2	3 208	3.259	1.923
3	2 901	2.947	1.739
4	2 507	2.547	1.503

根据涡轮稳定状态的转速,可计算得到涡轮旋转频率 f ,如下式

$$f = \frac{\omega N}{2\pi} \tag{25}$$

基于涡轮旋转频率与流量 Q 的关系,可得到涡

轮流量计仪表系数 K ,如下式^[23]

$$K = \frac{f}{Q} \tag{26}$$

根据表 3 的入口水介质流速条件,对涡轮流量计进行仿真分析,提取涡轮的稳定转速并计算相应的仪表系数。涡轮流量计仿真与试验结果对比如表 4 所示。

表 4 涡轮流量计仿真与试验结果对比

Table 4 The comparison of simulation and experiment results of the turbine flowmeter

流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	实测仪表 系数/ L^{-1}	仿真仪表 系数/ L^{-1}	仪表系数 误差/%
3 599	0.104 8	0.105 6	0.763
3 208	0.104 7	0.105 6	0.859
2 901	0.104 9	0.105 6	0.667
2 507	0.105 6	0.105 7	0.095

由表 4 可知,本文所采用的方法与实测数据间的误差均小于 0.9%。误差是因为 6DOF 模型中未考虑摩擦阻力矩和电磁阻力矩的作用。然而,根据实际工程需求,仪表系数误差应不超过 0.5%。因此,基于上述数值结果,在 6DOF 模型中施加预载荷力矩对仿真模型进行误差矫正。通过在不同流量条件下施加多组预载荷力矩进行对比分析,得到如表 5 所示的矫正结果。

表 5 不同流量点下的矫正预载荷力矩

Table 5 The corrected pre-load moment under different flow mass

流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	预载荷/ ($\text{N} \cdot \text{m}$)	仿真仪表 系数/ L^{-1}	仪表系数 误差/%
3 599	11	0.104 9	0
3 208	10	0.104 7	0
2 901	7.5	0.104 9	0
2 507	0.5	0.105 6	0

2 水介质和液氧的等效分析

在实际应用中,液体火箭发动机的真实工作环境难以模拟,且采用液氧进行试验以获得涡轮流量计仪表系数的成本高。因此,本文通过数值模拟方法,获得涡轮流量计在水介质和液氧下的仪表系数等效关系,实现对液氧条件下涡轮流量计测量精度的预估。液氧的物性参数如表 6 所示。

表 6 液氧的物性参数

Table 6 The physical parameters of the liquid oxygen

参数	数值
密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	1 142.00
黏度/($\text{Pa} \cdot \text{s}$)	1.96×10^{-4}
温度/ $^{\circ}\text{C}$	-183.00

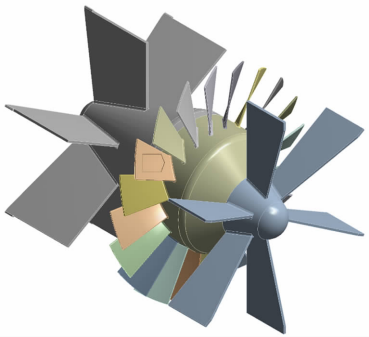
2.1 涡轮流量计热变形分析

由于液氧温度为 $-183\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，涡轮流量计在液氧中会发生冷缩变形，影响其测量精度，需对涡轮流量计进行热变形分析。因此，本文采用热固耦合的仿真方法揭示涡轮流量计的热变形情况。涡轮流量计有限元模型如图 9(a)所示，网格类型为 6 mm 四面体单元的面网格。涡轮流量计的温度载荷边界和约束边界分别如图 9(b)和 9(c)所示，在涡轮流量计外表面施加 $-183\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的温度载荷，并固定其中心轴。

涡轮流量计的热应变云图如图 10 所示。由图 10 可知，涡轮流量计的最大热变形主要集中在导流架的叶片顶部。

2.2 液氧条件下的仿真分析

首先提取热变形模型的几何信息，对其进行模型重构。然后，在液氧环境下，对重构的涡轮流量计模型进行流场有限元分析，获得涡轮流量计的仪表系数。为保证仿真结果的正确性，分别采用了 116



(c)约束边界

图 9 涡轮流量计有限元模型与边界条件

Fig. 9 The finite element model and boundary conditions of the turbine flowmeter

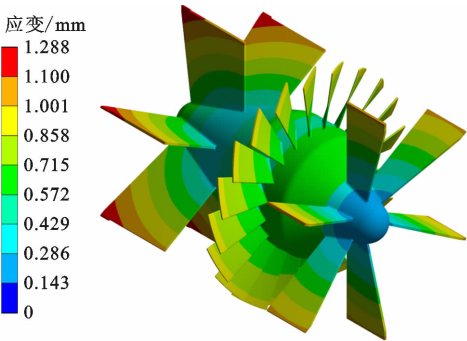
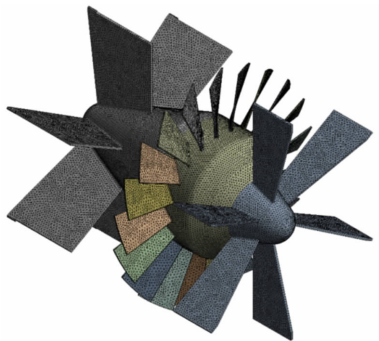
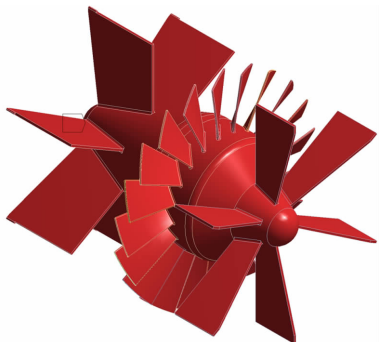


图 10 涡轮流量计的热应变云图

Fig. 10 The total thermal deformation of the turbine flowmeter



(a)涡轮流量计有限元模型



(b)温度载荷边界

万、193 万、252 万、338 万和 400 万 5 种数量级的网格进行有限元仿真，分析出口压力的变化以进行液氧仿真网格无关性验证，如图 11 所示。

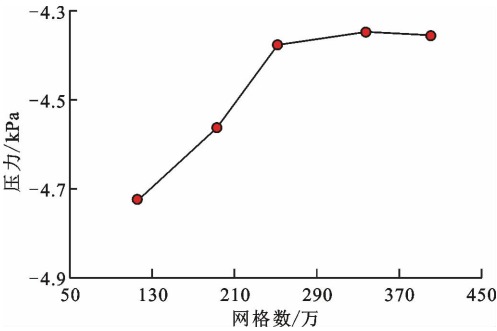


图 11 液氧仿真网格无关性验证

Fig. 11 The mesh independent validation

由图 11 可知，当网格数达到 338 万时，出口压力趋于稳定，且不断增加网格数对于仿真结果没有实质性的影响，可认为当网格数达到 338 万后，仿真结果与网格无关，满足网格无关性的要求。因此，采用 338 万数量级的网格划分策略，分别在流量为

3 599、3 208、2 901和2 507 m³/h 的液氧环境下进行仿真分析,获取相应的仪表系数。在 338 万的网格划分策略中,管道模型的入口上游区域和出口下游区域采用 27 mm 四面体单元的体网格;涡轮区域采用 5 mm 四面体单元的面网格;前后导流架的壁面采用 5 mm 四面体单元的面网格。涡轮流量计在液氧与水介质条件下的仪表系数如图 12 所示。由图 12 可知,在液氧和水介质环境下,DN600 涡轮流量计的仪表系数成正相关,比例系数近似为0.999 5。

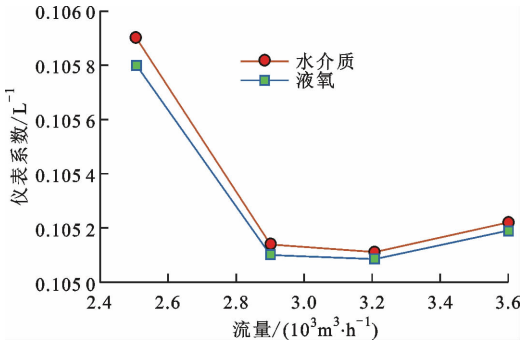


图 12 水介质和液氧介质仿真仪表系数
Fig. 12 The meter coefficient in water and liquid oxygen simulations

3 涡轮流量计叶片优化

为提高涡轮流量计的测量精度,对涡轮叶片的中径来流角、叶片宽度和叶片重合度进行优化。根据实际工程经验,优化参数取值的最大变化范围为 30%,且相较于原始构型,优化的叶片构型变化不宜过大。因此,本文分别取中径来流角为 45°、50°和 55°,叶片宽度为 45 mm、55 mm 和 65 mm,重合度为 0.9、1.0 和 1.1。通过正交试验,分别使用 α_3 、 h 、 k 表示中径来流角、叶片宽度和重合度 3 个因素,如表 7 所示^[24]。每个因素有 3 个水平,分别为 1、2、3。选用 L₉(3⁴) 正交表安排试验,如表 8 所示。

表 7 涡轮叶片参数的因素水平表

Table 7 The factor and level table of turbine blade parameters

水平	中径来流角 $\alpha_3/(^{\circ})$	叶片宽度 h/mm	重合度 k
1	45	45	0.9
2	50	55	1.0
3	55	65	1.1

由图 1 可知,在涡轮流量计的真实管道模型中,存在的偏心流会影响流量计的测量精度。因此,为

避免因偏心流对优化结果的影响,在仿真过程中采用直管道进行有限元仿真分析,将图 4 中的入口上游区域定义为 10.5D_n,出口下游区域定义为 10.5D_n。

表 8 涡轮流量计正交试验表

Table 8 The orthogonal experimental table of the turbine flowmeter

试验号	$\alpha_3/(^{\circ})$	h/mm	k
1	45	45	0.9
2	45	55	1.0
3	45	65	1.1
4	50	45	1.0
5	50	55	1.1
6	50	65	0.9
7	55	45	1.1
8	55	55	0.9
9	55	65	1.0

本文采用仪表系数线性度误差以评估涡轮流量计的测量精度,如下式^[25]

$$\delta = \frac{K_{\max,i} - K_{\min,i}}{K_{\max,i} + K_{\min,i}} \times 100\% \quad (27)$$

式中: $K_{\max,i}$ 为涡轮流量计在不同流量下得到的仪表系数最大值; $K_{\min,i}$ 为涡轮流量计在不同流量下得到的仪表系数最小值。

涡轮流量计正交试验结果与均值如表 9 和表 10 所示。由表 10 可知, α_3 对应的第 3 水平均值最小,表明 α_3 取第 3 水平上的值时线性度误差最小,同理可以得到 h 和 k 的取值均为第 2 水平。根据涡轮流量计在液氧和水介质中的仪表系数比例关系可知,理论上在液氧环境中的最优水平组合为 (α_3)₃ h_2k_2 ,即中径来流角、叶片宽度和重合度的优化组合为 55°、55 mm、1。

表 9 涡轮流量计正交试验结果

Table 9 The orthogonal experimental results of the turbine flowmeter

试验号	$\alpha_3/(^{\circ})$	h/mm	k	误差/%
1	45	45	0.9	0.541 1
2	45	55	1.0	0.300 7
3	45	65	1.1	0.461 3
4	50	45	1.0	0.436 9
5	50	55	1.1	0.486 3
6	50	65	0.9	0.421 9
7	55	45	1.1	0.350 0
8	55	55	0.9	0.363 0
9	55	65	1.0	0.515 2

表 10 涡轮流量计的线性度误差均值
Table 10 The average linearity error of the turbine flowmeter

水平	$\bar{\alpha}_3/(^{\circ})$	$\bar{h}/\text{mm}$	$\bar{k}$
1	0.434 3	0.442 7	0.442 1
2	0.448 4	0.383 4	0.417 6
3	0.409 5	0.466 2	0.432 6

为对比优化前后涡轮流量计的测量精度,分别对优化所得的涡轮流量计进行有限元分析,得到不同流量下的仪表系数,如图 13 所示。根据图 13 中结果计算相应的仪表系数线性度误差,结果表明,优化的涡轮流量计仪表系数线性度误差为0.277 0%,相比于原始结构的0.381 5%,降低了0.104 5%,显著提升了涡轮流量计的测量精度。

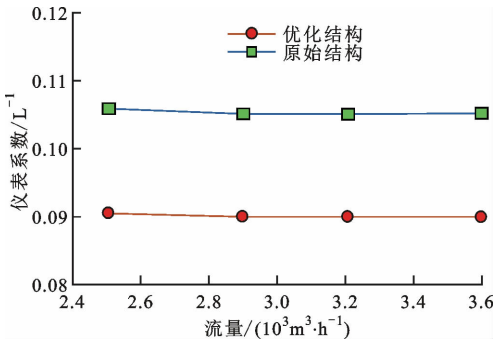
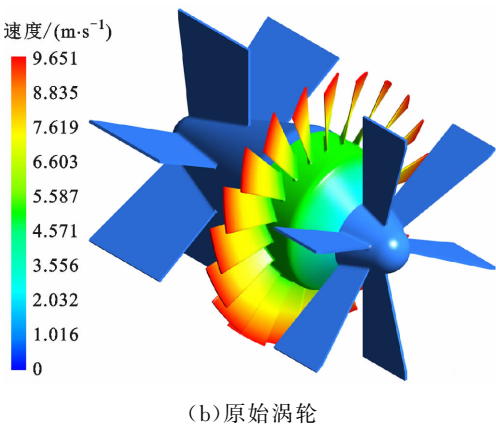
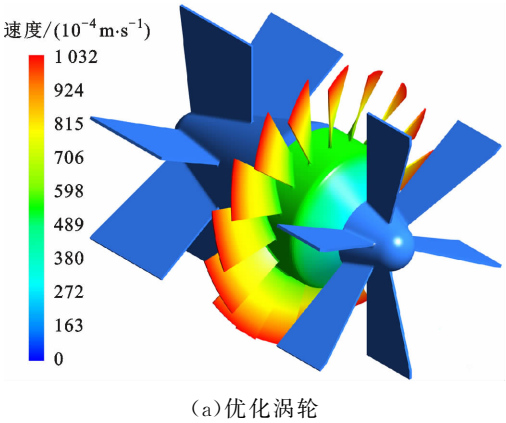


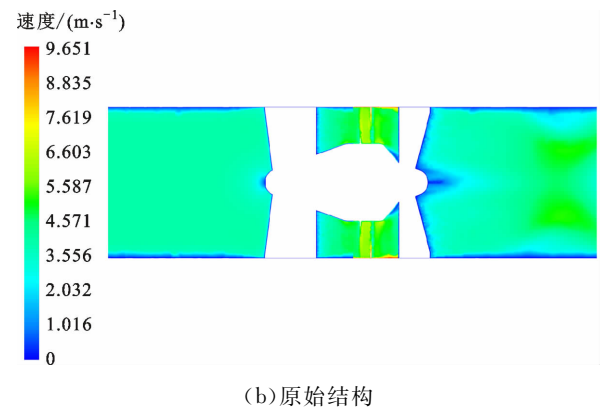
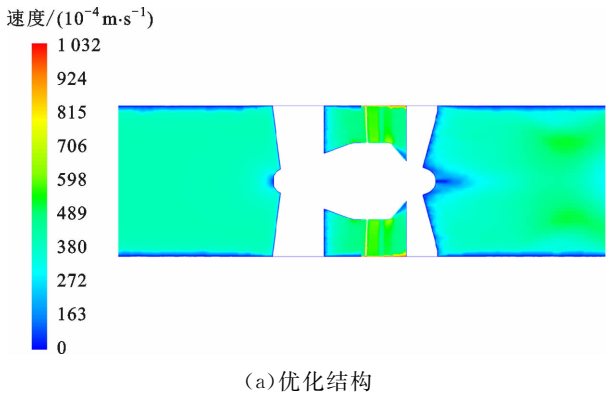
图 13 优化前后不同流量下的仪表系数对比
Fig. 13 The comparison of the initial and optimized meter coefficients

为进一步揭示优化后涡轮流量计的测量精度,优化前后涡轮流量计在 3 599 m³/h 流量下的涡轮速度分布和流场截面速度分布云图分别如图 14 和 15 所示。由图 14 可知,涡轮的最大转速在叶片顶部,相对于原始涡轮流量计,优化的涡轮流量计的转速更大,运转更加顺畅。由图 15 可知,流体在流经



(b)原始涡轮
图 14 涡轮速度分布云图
Fig. 14 The velocity distribution of the turbine

优化的涡轮叶片时,流场速度分布较原始流量计更加均匀。综上所述,优化的流量计涡轮结构在流场中的旋转稳定性更好,从而使测量精度得到提高。



(a)优化结构
图 15 流场截面速度分布云图
Fig. 15 The velocity distribution of the flow field

4 结 论

本文以大推力液体火箭发动机供氧系统中的试验用 DN600 涡轮流量计为研究对象,通过数值模拟获得了涡轮流量计在水介质和液氧环境中仪表系数

的等效关系。以仪表系数线性度误差最小为优化目标,通过正交仿真试验优化了涡轮流量计叶片,主要结论如下。

(1)数值仿真结果表明,涡轮流量计在水介质和液氧环境下的仪表系数呈正相关,为液氧流量计的仪表系数修正提供了数据参考。

(2)涡轮流量计中径来流角、叶片宽度和重合度的优化组合为 55° 、55 mm、1;相比于原始构型,优化的 DN600 涡轮流量计的线性度误差降低了 0.104 5%,测量精度显著提升。

参考文献:

- [1] RAHMATI B, HASHEMABADI S H, SALEMI M M. Development of a new model for prediction of gas turbine flowmeter performance using CFD simulation [J]. *Modares Mechanical Engineering*, 2020, 20(7): 1933-1941.
- [2] HARIRI S, HASHEMABADI S H, NOROOZI S, et al. Analysis of operational parameters, distorted flow and damaged blade effects on accuracy of industrial crude oil turbine flow meter by CFD techniques [J]. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2015, 127: 318-328.
- [3] 冯越,任建强,王彦华. 基于 Fluent 的涡轮流量计前导流体改进研究 [J]. *传感技术学报*, 2021, 34(5): 663-669.
FENG Yue, REN Jianqiang, WANG Yanhua. Research on improvement of front diversion body of turbine flowmeter based on fluent [J]. *Chinese Journal of Sensors and Actuators*, 2021, 34(5): 663-669.
- [4] 汪秋航,刘秀东. 导流器结构对气体涡轮流量计曲线影响的试验研究 [J]. *仪器仪表标准化与计量*, 2008(6): 41-42.
WANG Qiuhang, LIU Xiudong. Experimental research for the influence of the configuration of flow straightener on the gas turbine meter's curve [J]. *Instrument and Metrological Technology*, 2008(6): 41-42.
- [5] 刘正先,徐莲环. 涡轮流量计前导流器的结构与性能 [J]. *机械工程学报*, 2008, 44(1): 233-237.
LIU Zhengxian, XU Lianhuan. Structure and performance of front oriented-body in turbine flowmeter [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(1): 233-237.
- [6] 谭子瑶. 增加导流槽结构对轴流叶轮驱动力矩的影响研究 [D]. 株洲: 湖南工业大学, 2015.
- [7] 王旭龙. 小流量粘性液体用涡轮流量计的研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2019.
- [8] 孙宏军,冯越,汪波. 气体涡轮流量计前导流器的数值模拟与优化设计 [J]. *电子测量与仪器学报*, 2016, 30(4): 550-557.
SUN Hongjun, FENG Yue, WANG Bo. Numerical simulation and optimal design of front diversion body in gas turbine flowmeter [J]. *Journal of Electronic Measurement and Instrumentation*, 2016, 30(4): 550-557.
- [9] 陈曦. 基于 CFD 的涡轮流量计结构优化 [D]. 大庆: 东北石油大学, 2015.
- [10] 葛鑫茹,侯鑫棋,龚世林,等. 固井泥浆涡轮流量计的设计及优化 [J]. *河南科技*, 2020(10): 67-71.
GE Xinru, HOU Xinqi, GONG Shilin, et al. Design and optimization of turbine flowmeter in cementing [J]. *Henan Science and Technology*, 2020(10): 67-71.
- [11] 贾云飞,王振,蒋伟伟. 多变量非线性规划算法下涡轮传感器的优化 [J]. *化工自动化及仪表*, 2009, 36(5): 70-73.
JIA Yunfei, WANG Zhen, JIANG Weiwei. Optimization and design of turbine flowmeter based on planning method of multivariable and nonlinear [J]. *Control and Instruments in Chemical Industry*, 2009, 36(5): 70-73.
- [12] 张晓东,李谨,龚彦. 基于响应面法和正交试验的涡轮流量计优化设计 [J]. *北京化工大学学报(自然科学版)*, 2019, 46(5): 80-86.
ZHANG Xiaodong, LI Jin, GONG Yan. Optimization of the design of a turbine flowmeter based on the response surface method and orthogonal tests [J]. *Journal of Beijing University of Chemical Technology(Natural Science Edition)*, 2019, 46(5): 80-86.
- [13] 张永胜,于小丽,刘彦军. 6DOF 模型在涡轮流量计流体仿真中的应用 [J]. *计量科学与技术*, 2020(8): 55-57.
ZHANG Yongsheng, YU Xiaoli, LIU Yanjun. Application of 6DOF model in fluid simulation of turbine flowmeter [J]. *Metrology Science and Technology*, 2020(8): 55-57.
- [14] MURMAN S M, AFTOSMIS M J, BERGER M J. Simulations of 6-DOF motion with a Cartesian method [C] // *Proceedings of the 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. Reston, VA, USA: AIAA, 2003: 2003-1246.
- [15] 麻乾,刘飞,赵满全. 基于滑移网格技术的揉碎机内流场研究 [J]. *农机化研究*, 2016, 38(12): 1-6.
MA Qian, LIU Fei, ZHAO Manquan. Numerical sim-

- ulation on inner flow field of 9 R-40 rubbing and breaking machine based on sliding meshes [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2016, 38 (12): 1-6.
- [16] 田文龙, 宋保维, 毛昭勇, 等. 水下航行器垂直轴海流发电装置叶轮特性的数值仿真 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(11): 19-24.
TIAN Wenlong, SONG Baowei, MAO Zhaoyong, et al. Numerical analysis on impeller behavior of vertical axis water turbine for underwater vehicles [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(11): 19-24.
- [17] 陈党民, 李新宏, 黄淑娟. 部分流泵非定常流动分析 [J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(9): 954-957.
CHEN Dangmin, LI Xinhong, HUANG Shujuan. Numerical analysis of unsteady flow field for partial emission pump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(9): 954-957.
- [18] GUO Suna, ZHANG Tao, SUN Lijun, et al. Blade shape optimization of liquid turbine flow sensor [J]. Transactions of Tianjin University, 2016, 22(2): 144-150.
- [19] TSUKAMOTO H, HUTTON S. Theoretical prediction of meter factor for a helical turbine flowmeter [C] // Proceedings of the Conference on Fluid Control and Measurement. Oxford, UK: Pergamon Press, 1986: 937-978.
- [20] 赵振, 徐亮, 高建民, 等. 圆台扰流换热器的流动与传热特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55 (10): 131-143.
ZHAO Zhen, XU Liang, GAO Jianmin, et al. A study on the flow and heat transfer characteristics of heat exchanger with cone-type vortex generators [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(10): 131-143.
- [21] 席雷, 徐亮, 高建民, 等. 涡轮叶片厚壁带肋通道冷却性能的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55 (3): 29-36.
XI Lei, XU Liang, GAO Jianmin, et al. Experimental study on the cooling performance of thick-wall ribbed channels in turbine blade [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(3): 29-36.
- [22] 王振, 张涛, 郑丹丹. 涡轮流量传感器内部流场数值模拟中湍流模型比较 [J]. 天津大学学报, 2007, 40 (12): 1447-1452.
WANG Zhen, ZHANG Tao, ZHENG Dandan. Comparison of different turbulence models for numerical simulation of internal flow field of turbine flow sensor [J]. Journal of Tianjin University, 2007, 40 (12): 1447-1452.
- [23] WANG Zhen, ZHANG Tao. Computational study of the tangential type turbine flowmeter [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2008, 19(5): 233-239.
- [24] 邓鸿炳. 正交实验在计量检测的优化应用实例分析 [J]. 上海计量测试, 2019, 46(3): 57-58.
DENG Hongbing. An analysis of the optimal application of orthogonal experiment in metrological testing [J]. Shanghai Measurement and Testing, 2019, 46 (3): 57-58.
- [25] GUO Suna, SUN Lijun, ZHANG Tao, et al. Analysis of viscosity effect on turbine flowmeter performance based on experiments and CFD simulations [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2013, 34: 42-52.

(编辑 武红江 杜秀杰)