

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.2108364

气体涡轮流量计后导流体结构优化设计

邵家存¹, 严微微¹, 林景殿², 章圣意²

(1. 中国计量大学计量测试工程学院 杭州 310018; 2. 浙江苍南仪表集团股份有限公司 苍南 325800)

摘要:通过数值模拟和实验测试相结合的方法,研究了 LWQ80 气体涡轮流量计后导流体的结构优化及其计量性能的变化规律。基于流量计内部流场特征及其流动机理的探究,分析得出造成后导流体压损的主要原因是后导流体区域的壁面边界层分离和流体流向偏转。由此提出了缩小分离区和提升导流片导流效果的优化思路,通过延长后导流体的长度和延后导流片的位置,设计了一种改进型的后导流体结构。研究表明:后导流体结构经过改进后,气体涡轮流量计的计量性能得到了明显提升。在流量为 250 m³/h 时流量计的压损降低了 20.5% 左右,仪表系数的恒定性显著提高,最大示值误差降低了近 2.5 倍,且能有效延长流量计的使用寿命。研究结果有助于为气体涡轮流量计的结构与性能优化提供理论指导和技术支持。

关键词: 涡轮流量计; 后导流体; 数值模拟; 压损; 示值误差

中图分类号: TH814

文献标识码: A

国家标准学科分类代码: 460.40

Structure optimization design of rear deflector for gas turbine flowmeter

Shao Jiacun¹, Yan Weiwei¹, Lin Jingdian², Zhang Shengyi²

(1. College of Metrology and Measurement Engineering, China Jiliang University, Hangzhou 310018, China;

2. Zhejiang Cangnan Instrument Groups Co., Ltd., Cangnan 325800, China)

Abstract: By combining experimental and numerical simulation methods, the structural optimization of the rear deflector for LWQ80 gas turbine flowmeter and the variation law of its metering performance is studied in this article. Based on the investigation of the internal flow field characteristics and flow mechanism of turbine flowmeter, it is found that the separation of boundary layer and the deflection of flow direction are two main causes which influence the pressure loss of the rear deflector. Based on this, the optimization idea of reducing the separation area and improving the diversion effect of the deflector is proposed. An improved structure of rear deflector is designed by extending the length of the rear deflector and posting the position of the deflector. Results show that it is equipped with the selected deflector that the comprehensive performance of the flowmeter is obviously improved. At the detection point of 250 m³/h, the pressure loss is reduced by 20.5%, the constancy of the instrument coefficient is significantly improved, the maximum indication error is reduced by nearly 2.5 times, and the service life of the flowmeter can be effectively prolonged. Research results are helpful to provide theoretical guidance and technical support for the structure and performance optimization of the gas turbine flowmeter.

Keywords: turbine flowmeter; rear deflector; numerical simulation; pressure loss; error of indication

0 引 言

气体涡轮流量计是目前应用最广泛的流量计量装置之一,在石油、能源和航空领域发挥着极其重要的作用^[1]。优化气体涡轮流量计的结构提高其计量性能,对流量计量技术的发展具有非常重要的实际意义。

目前已有不少学者对气体涡轮流量计的叶轮和前导

流体展开了深入研究。在叶轮研究方面,Guo 等^[2]的研究表明适当削减叶轮叶片边缘的尖端,可以提高流量计测量的线性度。刘民杰等^[3-4]结合实验测量和数值模拟分析了 3 种螺旋角叶轮对流量计性能的影响,发现具有 55°螺旋角叶轮的流量计的综合性能最好。方艳等^[5]通过增大叶轮顶隙减小了流体粘度对流量计性能的影响,但同时带来了漏流量增大问题。Svedin 等^[6]优化设计了一种静态叶轮转子,有效延长了流量计的使用寿命。

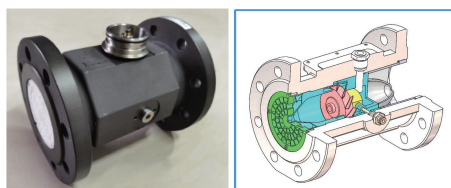
Rivetti 等^[7]用磁悬浮代替叶轮轴承,明显降低了轴承的阻力矩。在前导流体研究方面,Salami 等^[8]分析了上游来流速度分布对流量计特性曲线的影响,比较了不同类型前导流体的整流效果,提出前导流体叶片数和长度是影响流量计性能的主要因素。刘正先等^[9]将传统的半球形前导流体改进为流线型,流量计的压损降低了近 33%。孙宏军等^[10]的研究表明加长前导流体的长度能够明显降低流量计的压损、线性误差和重复性误差。Gu 等^[11]和关松^[12]发现调整前导流叶片安装角能够改变上游流体对叶轮叶片的入射角,提高了流量计测量的灵敏度。

相对于叶轮和前导流体研究,对气体涡轮流量计后导流体的结构优化及其性能研究目前还较为薄弱。陈铄等^[13]运用数值方法分析了流量计的流场信息,发现后导流体的压损可达流量计总压损的 55%。刘正先等^[14]应用实验测量方法证明了后导流体是产生压损的主要原因,但尚未深入探究其背后的物理机理。事实上,后导流体是管道的扩张段,易产生逆压梯度导致明显的流动阻力;且流体经过叶轮后流场的复杂性加剧,增大了后导流体结构优化的难度。因此,本文以 LWQ80 气体涡轮流量计为研究对象,通过数值方法和实验测试相结合的方法,对流量计内部流场特征及其流动机理进行分析,进而提出后导流体结构的改进方案,最后引入压损、仪表系数和示值误差等作为流量计的性能指标,评价优化后的后导流体结构对于提升流量计性能的作用效果。

1 物理模型与性能指标

1.1 流量计物理模型

本文采用浙江苍南仪表集团生产的 LWQ 型号 80 mm 口径气体涡轮流量计作为研究对象,其工作量程为 0 ~ 250 m³/h。流量计实物如图 1(a) 所示,用 Solidworks 机械设计软件建立流量计的三维模型,如图 1(b) 所示。



(a) 实物模型 (a) Physical model
(b) 3D 模型 (b) 3D model

图 1 气体涡轮流量计模型

Fig. 1 Gas turbine flowmeter model

LWQ80 气体涡轮流量计的结构主要由整流栅、前导流体、叶轮、后导流体 4 个部分组成,如图 2 所示。叶轮的叶片数为 12,螺旋角为 45°,如剖面 A-A 所示。后导

流体又可分为前段和后段,两者分别带有 3 片导流叶片。前段和后段的导流片厚度相同且交错排列,如剖面 B-B 和剖面 C-C 所示。

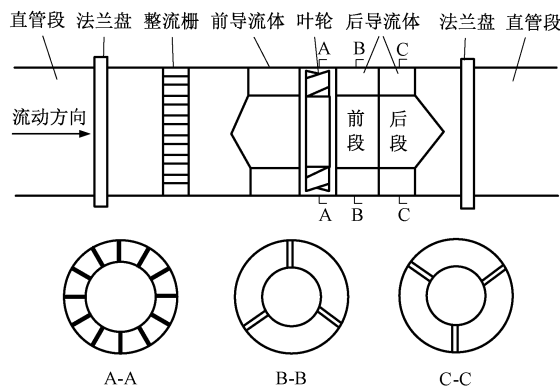


图 2 气体涡轮流量计结构

Fig. 2 Schematic of the gas turbine flowmeter

流量计稳定工作时,流体最先经过整流栅进行稳流。之后在前导流体的作用下,流体的流速因管道缩小而增大,同时动压增大。导流片对流体起导向作用,消除流体自旋影响,确保流体对叶轮的入射角。加速后的气体冲击叶轮旋转,带动磁电感应装置开始计数。经过叶轮后流体以螺旋线型方式沿轴高速向前运动,后导流体降低流体流速,对流体进行导流使其沿直线运动,以达到减小流动阻力的效果。

1.2 流量计性能指标

根据《涡轮流量计检定规程》^[15],流量计的性能指标主要有压损、仪表系数、最大示值误差等。压损表征流体通过流量计的能量损失,降低压损能够降低流量计在使用过程的能耗。流量计压损 ΔP 的计算公式为:

$$\Delta P = \frac{\alpha \rho u^2}{2} \quad (1)$$

式中: α 为压损系数; ρ 为气体密度,kg/m³; u 为流体速度,m/s。

仪表系数是衡量流量计测量准确度和量程比的关键性能指标。流量计在 i 流量点处的仪表系数 K 可以表示为:

$$K_i = \frac{f}{Q} = \frac{Z}{2\pi} \left(\frac{\tan \theta}{rA} \right) \quad (2)$$

$$K = \frac{1}{2} [(K_i)_{\max} + (K_i)_{\min}] \quad (3)$$

其中, f 为流量计发出的脉冲信号,可用叶轮转速来代替; Q 为通过流量计的体积流量; Z 为叶片数; θ 为叶片螺旋角,rad; r 为叶轮半径,m; A 为管道截面积,m²; $(K_i)_{\max}$ 为仪表系数最大值; $(K_i)_{\min}$ 为仪表系数最小值。

理想的流量计仪表系数应为一个恒定值,但受部件惯性力、流体阻力、流动状态、机械阻力等因素的影响,仪

表系数只能某一流量区间内近似恒定。为表征流量计仪表系数的稳定性,引入最大示值误差 E :

$$E = \frac{(K_i)_{\max} - (K_i)_{\min}}{(K_i)_{\max} + (K_i)_{\min}} \quad (4)$$

在量程范围内,最大示值误差越小,流量计越稳定、测量精度越高,计量性能也就越好。

2 数值方法和实验方法

2.1 数值模拟方法

气体涡轮流量计内部气流的马赫数远小于 0.3,因此流体介质被当成不可压流体处理。由于流体所通过的流道较为曲折复杂,流动呈现明显的湍流特征,因此对流量计内部流场的模拟可归为黏性不可压湍流问题,需要用基本方程组和湍流模型描述流体运动。

质量守恒和动量守恒方程是描述流体流动的基本方程组。根据实际工况简化控制方程组,除去了密度梯度、外部源项等部分项,得到简化后的基本方程组为^[16]:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + f_i \quad (6)$$

其中, u_i 为流动速度的分量; x_i 为空间坐标的分量; p 为静压力; f_i 为体积力分量; τ_{ij} 为应力张量,可以表示为:

$$\tau_{ij} = \mu_e \left[\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \frac{u_k}{x_k} \delta_{ij} \right] \quad (7)$$

式中: δ_{ij} 为克罗内克算子; μ_e 为有效粘性系数。

为了实现对湍流运动的求解,需要额外引入湍流模型。本文采用了 Realize $k-\varepsilon$ 湍流模型,该模型对湍流粘性和耗散率各增加了一个补充方程,使控制方程组封闭。该模型在对旋转流动、强逆压梯度的边界层流动、流动分离和二次流的模拟中有很好的效果^[17]。湍流动能 k 的输运方程为:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\varepsilon u_j) = \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (8)$$

式中: G_k 表示平均速度梯度所产生的湍流动能,根据 Boussinesq 假设有 $G_k = \mu_t S^2$; S 为应变率张量的模; σ_k 表示 k 方程的普朗特数,且取为 1。湍流耗散率 ε 的输运方程为:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\varepsilon u_j) = \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (9)$$

其中, $C_1 = \max[0.43, \eta/(\eta + 5)]$, $\eta = Sk/\varepsilon$; ν 为运动粘性系数; C_2 为常数; σ_ε 代表 ε 方程的普朗特数,且取为 1.2。

由于流体与叶轮存在相互作用,需引入扭矩模型。根据力矩平衡原理,分析叶轮受力,建立叶轮的运动方程为^[18]:

$$J \frac{dw}{dt} = M_d - M_1 - M_2 - M_3 \quad (10)$$

其中, J 为叶轮惯性矩; dw/dt 为叶轮旋转角加速度; M_d 为叶轮驱动力矩; M_1 为由于流体粘性所产生的粘性阻力矩; M_2 为轴承摩擦阻力矩; M_3 为磁阻力矩。

当入口体积流量恒定且流量计稳定工作时,等式右边所有力矩之合应为 0,否则叶轮角速度会增大或减小,反过来影响叶轮受力,叶轮无法稳定平衡。在模拟过程中,设置监测点监控叶轮所受力矩,依据叶轮受力情况调整叶轮转速,最终实现对稳定工作状态的模拟^[19]。

2.2 实验测试方法

运用气体流量标准测试装置进行实验测试。实验采用标准表法原理设计,实验装置主要由标准流量计、稳压气罐、待测流量计、气动阀门、气泵和主控终端等组成,如图 3 所示。装置由气泵产生负压驱动,用高精度罗茨流量计作为标准流量计(工作量程为 0~250 m³/h,流量控制精度为 1 级)。稳压气罐接装于标准流量计后,补偿气压损失及稳定气流。LWQ80 气体涡轮流量计作为待测流量计,压差计的两个测压口分别连通待测流量计前、后直管段,测量待测流量计的压损。高频转速传感器嵌入待测流量计,用以测量叶轮的转速。

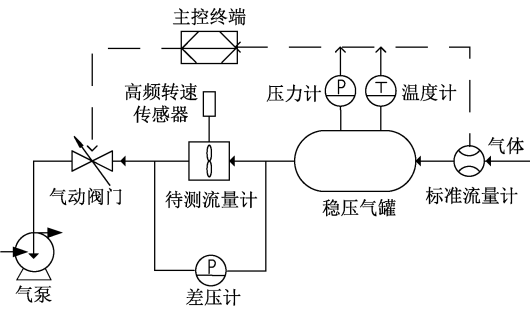


图 3 实验测试装置

Fig. 3 Experimental test device

实验测试的工作原理为:主控终端从标准流量计、压力计和温度计读取测量值,结合理想气体状态方程计算真实流量,与终端提前设定的目标流量进行对比,终端发出指令控制气动阀门调节开度,从而实现流量控制。因待测流量计和标准流量计被串联在同一管路上,流经两者的流量相等。将高精度标准流量计的读

数作为真实流量值,压差计测得待测流量计两端压损,高频转速传感器测得流量计叶轮转速,最后计算得到流量计的综合性能参数。在实验过程中,在 25 ~ 250 m³/h 的流量量程内等比例选取了 10 个特征流量点,依次输入到主控终端,记录每个流量点下的压损、转速、流量等数据。

3 结果分析与讨论

3.1 方法验证

为了消除上下游管段对模拟结果的影响,在待测流量计的上下游分别添加了 800 mm 的直管段,使得流入和流出流量计的流体得到充分发展^[20]。在保持网格质量的前提下,对流体域进行分块划分网格,增加了压力梯度和速度梯度较大区域的网格数,重点增加了叶轮区域的网格密度,网格生成效果如图 4 所示。

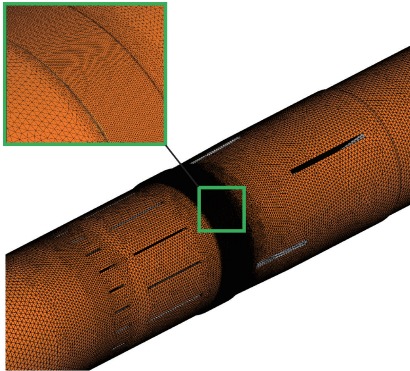


图 4 气体涡轮流量计网格划分

Fig. 4 Mesh generation of the gas turbine flowmeter

为了消除网格数量对模拟结果的影响,我们进行了网格无关性分析。运用数值模拟计算了 5 种网格数量下流量计的压损值。当进口流量为 250 m³/h 时,各网格数量下进出口的压损如图 5 所示。结果表明:当整体网格数量达到 660 万时,继续增加网格数量对流量计压损的影响很小。为了兼顾计算精度和计算效率,我们最终选择 660 万网格作为下面数值模拟工作的网格数量设置。

为了进一步验证数值模拟和实验测试方法的准确性和可靠性,在 25~250 m³/h 流量范围内选取了 10 个特征流量点,进行模拟结果与实验测试数据的对比。图 6 表示数值模拟和实验测试的压损与流量关系曲线。由图 6 可以看出:随着体积流量的变化,数值模拟和实验测试所得压损值的吻合性均十分良好,在量程范围内最大误差控制在 3% 之内,充分说明本文所采用的数值模拟和实验测试方法的准确性和可靠性。

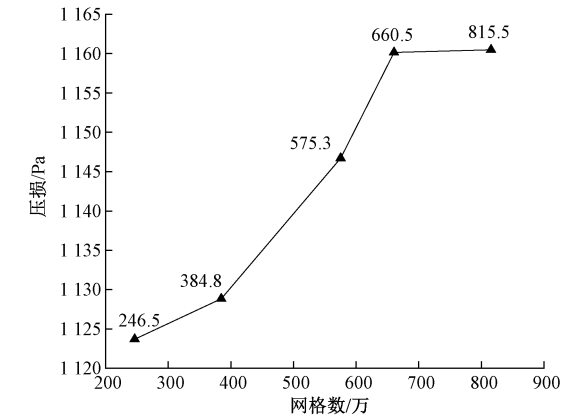


图 5 网格无关性验证

Fig. 5 Verification for grid independence

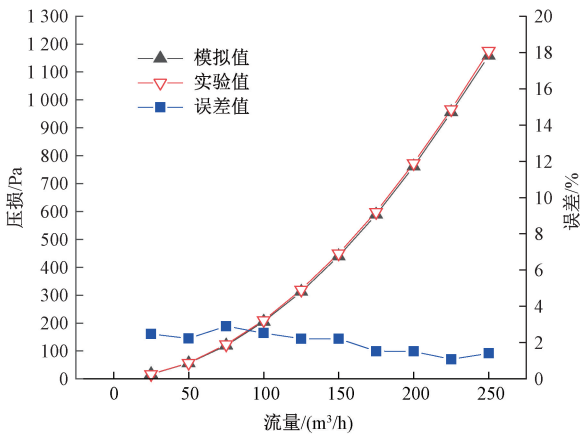


图 6 数值模拟结果与实验测试数据的对比

Fig. 6 Comparison between numerical results and experimental data

3.2 流量计内部流场特征分析

为了实现对气体涡轮流量计后导流体的结构优化,有必要厘清流量计内部流体的流场特征及其流动机理。为此,我们基于数值模拟计算得到了流量计的内部流场信息,并选取了 100 和 200 m³/h 特征流量点的模拟结果进行分析。

图 7 表示沿叶轮旋转主轴做剖切面得到的流体压力云图和速度云图。由图 7(a)和(b)压力云图可见,压力的绝对值随着流量的增大而增大,负压区域也随着流速的增大而变大。沿流动方向上,压力经历了先减小后增大的变化过程。在前导流体处,等压线最为密集,且密集区域随着流速增大沿流向后移。此处压力与流动方向一致,压力做正功,静压被转化为动压。在后导流体处,流体的流道扩大,根据伯努利方程,主流产生压力回升而速度下降。压力梯度和流动方向相反,受到逆向压力和粘性的共同作用,近壁面边界层内容易发生回流而产生边

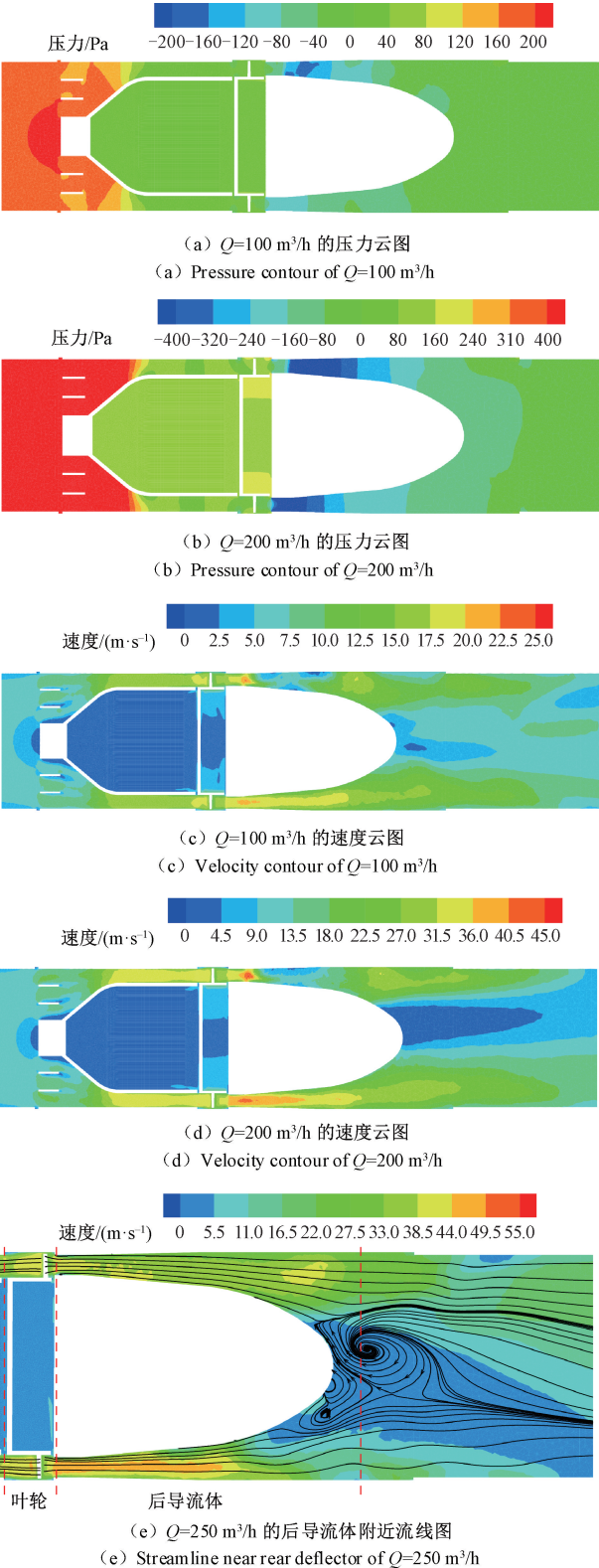


图 7 气体涡轮流量计内部流场特征

Fig. 7 Flow field feature of gas turbine flowmeter

界层分离,导致流动阻力增大和流动损失。因此,对后导流体结构的改进方案可以从延长后导流体长度,缩小小壁

面边界层的渐变式分离的方向进行。

由图 7(c)和(d)速度云图可见,前导流体处流体的流速因流道缩小而增大。前导流体的流通面积最小,而流体的流速却不是最大。最大流速出现在后导流体,流体在通过叶轮后流向发生了偏转,除了保持原有的轴向流动外,还有周向的绕轴旋转运动,因而通过叶轮的流体流速有所增加。流出叶轮后,流动重新变为环状流,在粘性力作用下壁面边界层变厚,真实的流通面积缩小,主流速度进一步增大。进入扩张段后,出现减速增压现象,流速迅速降低。准确地说,最大流速出现在后导流体的直管段与扩张段的交界处。

综上所述,进入后导流体的流体主流以最大速度以螺旋方式沿轴向前运动,这种运动方式会增加流体路径、增大摩擦阻力,因而需要增加导流片以增强后导流体对流体的导流作用。沿着主轴作后导流体剖面的流线图,如图 7(e)所示。由图可看到在后导流体的下游位置产生了明显的涡旋和分离区,分离区会压缩主流流道,增大流体动能耗散,进而造成压损的增大。通过流线图可估计边界层分离点,为后导流体结构的优化设计提供参考。

3.3 后导流体结构优化与性能研究

1) 结构优化

基于气体涡轮流量计内部场分析以及对流动机理的深入探究,设计了一种改进型的后导流体结构,如图 8 所示,图 8(a)表示原模型的后导流体结构,图 8(b)表示改进后的后导流体结构。

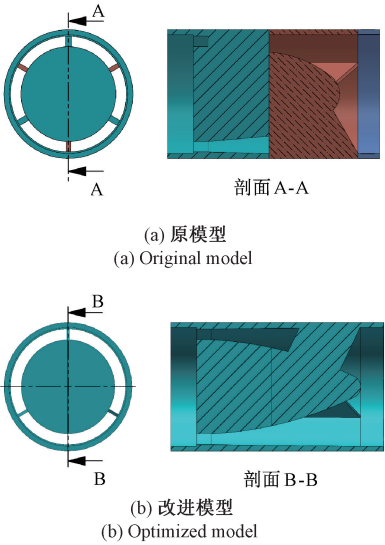


图 8 后导流体结构图

Fig. 8 Structure diagram of rear deflector

改进型延长了后导流体的长度,使流道形状变化更加平缓。其次,将导流片的位置后延,让流体先减速增压再进行导流,这样更有利于提高导流片的整流效果。同

时,应用 3D 打印技术加工制造改进型后导流体的实物模型,如图 9 所示。运用实物模型进行实验测试,检验并对比后导流体结构优化前后的流量计性能指标。

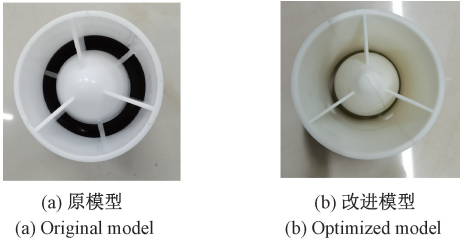


图 9 后导流体实物图
Fig. 9 Physical drawing of rear deflector

2) 性能指标分析

对安装了原型和改进型后导流体结构的流量计进行实验测试,得到了流量、压损、转速、仪表系数、最大示值误差等实验结果。经过 5 次实验测试,计算每个特征流量点下实验结果的平均值。表 1 列出了实验测试所得各个参数的平均值。

表 1 实验测试结果
Table 1 Experimental testal results

	流量 /(m ³ ·h ⁻¹)	压损 /Pa	转速 /rmp	仪表系数 /(m ⁻³)	最大示值 误差/%
原 模 型	250	1 182	10 145. 1	2 434. 8	8. 61
	236	1 056	9 597. 4	2 442. 2	
	204	806	9 258. 4	2 721. 5	
	178	620	8 189. 1	2 761. 3	
	151	458	7 106. 8	2 819. 1	
	101	213	3 977. 2	2 372. 1	
	63	86	2 503. 7	2 402. 7	
	50	57	2 099. 4	2 511. 9	
改 进 模 型	250	940	9 909. 1	2 378. 2	2. 47
	225	779	9 245. 4	2 398. 1	
	203	632	8 045. 7	2 362. 6	
	177	504	7 041. 6	2 383. 7	
	151	377	5 946. 2	2 364. 8	
	101	175	3 938. 1	2 348. 8	
	75	105	2 386. 3	2 282. 7	
	50	47	1 943. 0	2 319. 8	

首先,分析了安装两种后导流体结构的流量计的压损,得到了压损与流量的关系曲线图,如图 10 所示。在小流量区域,两条压损曲线比较接近,压损对后导流体结构的变化不敏感。随着流量的增加,压损曲线间距逐渐

拉开。当流量为 250 m³/h 时,原模型的压损为 1 182 Pa,改进模型的压损为 940 Pa,压损下降了 20. 5% 左右。

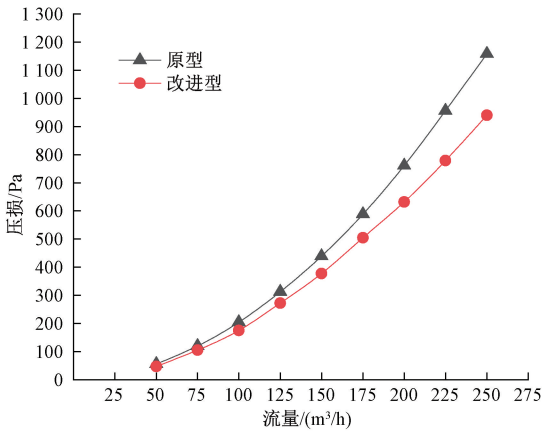


图 10 两种模型下气体涡轮流量计的压损对比
Fig. 10 Comparison of pressure loss of gas turbine flowmeter under two models

其次,分析比较了安装两种后导流体结构的流量计的仪表系数分布。图 11 表示流量计仪表系数与流量的关系曲线。由图可知:后导流体经过改进后,流量计的仪表系数更加恒定。原模型的仪表系数平均值约为 2 558. 21,标准偏差约为 6. 72;优化后导流体模型的仪表系数平均值为 2 354. 84,标准偏差为 0. 67,定量说明了后导流体改进之后流量计的计量精度得到了显著的提高。此外,优化后的流量计整体转速降低,降低了转轴摩擦力矩,减少了主轴磨损,可以预见后导流体结构改进方案也能有效延长流量计的使用寿命。

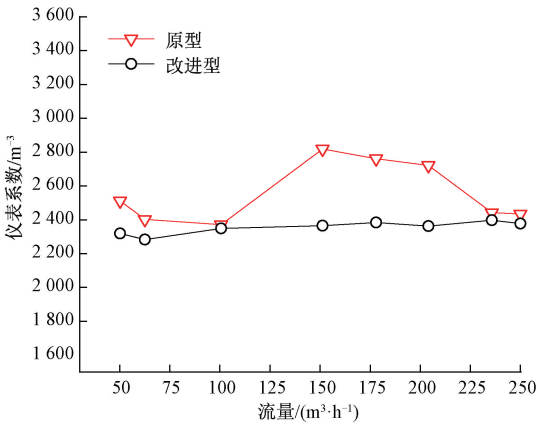


图 11 两种模型下气体涡轮流量计的仪表系数对比
Fig. 11 Comparison of instrument coefficients of gas turbine flowmeter under two models

最大示值误差表征流量计测量的精度和稳定性。最大示值误差越小,表明流量计的计量精度越高、性能越稳定。根据式(4)计算后导流体结构改进前后流量计的最

大示值误差。优化前流量计的最大示值误差约为 8.61%,优化后流量计的最大示值误差为 2.47%左右,最大示值误差降低了 2.5 倍左右。因此,后导流体结构改进方案对降低最大示值误差效果显著,流量计测量的线性度得到了明显提高,极大提高了流量计的计量性能。

4 结 论

本文数值研究了 LWQ80 气体涡轮流量的内部流量特征及其流动机制,提出了改进流量计后导流体结构的优化方案;运用实验测试方法,分析了后导流体结构优化前后流量计的压损、仪表系数和示值误差等变化规律,评估了优化后的后导流体结构对于提升流量计性能的作用效果。研究结果有助于为气体涡轮流量计的结构与性能优化提供理论指导和技术支持。主要研究结论如下:

1) 气体涡轮流量计压损的数值模拟与实验测试结果的吻合性十分良好,两者的误差控制在 3%以内,充分证明所采用数值模拟和实验测试方法的准确性和可靠性。

2) 后导流体区域流体的壁面边界层分离和流体流向偏转是影响流量计计量性能的主要原因。由此提出了一种延长后导流体长度和延后导流片位置的后导流体结构优化思路。

3) 改进的后导流体结构能够显著提高气体涡轮流量计的计量性能。与原模型相比,后导流体结构优化后的流量计的压损减少了约 20.5%,仪表系数的恒定性显著提高,最大示值误差降低了 2.5 倍,且能有效延长流量计的使用寿命。

参考文献

[1] 常季成. 国内外天然气计量技术现状及发展趋势[J]. 仪器仪表标准化与计量, 2019, 206(2): 57-59.
CHANG J CH. Status and development trend on domestic and abroad natural gas flow metering technology [J]. Instrument Standardization and Metrology, 2019, 206(2): 57-59.

[2] GUO S N, ZHANG T, SUN L J, et al. Blade shape optimization of liquid turbine flow sensor [J]. Transactions of Tianjin University, 2016, 22(2): 144-150.

[3] 刘民杰, 阎兵. 气体涡轮流量计旋转部件内流场模拟与性能分析[J]. 机械工程师, 2016, 296(2): 42-45.
LIU M J, YAN B. Simulation and performance analysis on inner flow field of rotating part in the turbine flowmeters[J]. Mechanical Engineer, 2016, 296(2): 42-45.

[4] 刘民杰, 阎兵. 叶片螺旋角对气体涡轮流量计性能影响的分析[J]. 仪表技术与传感器, 2015(11): 18-20, 25.
LIU M J, YAN B. Analysis of blade helix angle effect on performances of gas turbine flowmeter [J]. Instrument Technique and Sensor, 2015(11): 18-20, 25.

[5] 方艳, 孙立军, 郭素娜. 叶轮顶隙影响液体涡轮流量计性能的 CFD 仿真研究[J]. 工业计量, 2013, 23(S1): 39-42, 45.
FANG Y, SUN L J, GUO S N. CFD simulation study on the influence of impeller tip clearance on the performance of liquid turbine flowmeter [J]. Industrial Metrology, 2013, 23(S1): 39-42, 45.

[6] SVEDIN N, STEMME E, STEMME G, et al. A static turbine flow meter with a micromachined silicon torque sensor[J]. Journal of Microelectromechanical Systems, 2003: 208-211.

[7] RIVETTI A, MARTINI G, GORIA R, et al. Turbine flowmeter for liquid helium with the rotor magnetically levitated[J]. Cryogenics, 1987, 27(1): 8-11.

[8] SALAMI L. Effect of upstream velocity profile and integral flow straighteners on turbine flowmeters [J]. International Journal of Heat & Fluid Flow, 1984, 5(3): 155-165.

[9] 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 ZH X, XU L H. Structure and performance of front oriented-body in turbine flowmeter[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(1): 233-237.

[10] 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 H J, FENG Y, WANG B. 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.

[11] GU Y F, ZHAO Y, LV R Q, et al. Theory and structure of a modified optical fiber turbine flowmeter[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2016, 50: 178-184.

[12] 关松. 基于 ANSYS 的高精度涡轮流量计设计[J]. 化工自动化及仪表, 2014, 41(9): 1012-1015.
GUAN S. Design of high-precision turbine flowmeter based on ANSYS [J]. Control and Instruments in Chemical Industry, 2014, 41(9): 1012-1015.

[13] 陈铄, 苏中地, 林景殿. 气体涡轮流量计流道压力损失的数值模拟[J]. 中国计量学院学报, 2015, 26(2): 134-139.
CHEN SH, SU ZH D, LIN J D. Numerical simulation of

the pressure loss of a gas turbine flowmeter's flow channel[J]. Journal of China University of Metrology, 2015, 26(2):134-139.

- [14] 刘正先, 孟庆国, 梁永超, 等. 气体涡轮流量计的改进及实验测量[J]. 流体机械, 2003, 31(5): 8-10, 24.

LIU ZH X, MENG Q G, LIANG Y CH, et al. Improvement and experimental test of gas impeller meter[J]. Fluid Machinery, 2003, 31(5): 8-10, 24.

- [15] 全国流量容量计量技术委员会. JJG 1037-2008 涡轮流量计检定规程[S]. 北京:中国质检出版社, 2008. National Flow & Volume Capacity Measurement Technical Committee. JJG 1037-2008 verification regulation of turbine flowmeter[S]. Beijing: Quality Inspection of China Press, 2008.

- [16] RUBIN M, MILLER R W, FOX W G. Driving torques in a theoretical model of a turbine meter[J]. Mechanical Engineering, 1965, 87(2): 413.

- [17] 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 ZH, ZHANG T, ZHENG D D. 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.

- [18] 赵学端, 应启夏, 沈显明. 涡轮流量计数学模型与优化设计[J]. 上海理工大学学报, 1985(2): 7-21.

ZHAO X D, YING Q J, SHEN Y M. The mathematical model of turbine flowmeters and optimization of parameters[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 1985(2): 7-21.

- [19] GUO S N, SUN L J, ZHANG T, 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.

- [20] 郭素娜, 张涛, 孙立军, 等. 采用流场分析提高涡轮流量传感器性能的研究[J]. 仪器仪表学报, 2015, 36(11): 2473-2478.

GUO S N, ZHANG T, SUN L J, et al. Research on improving the performance of liquid turbine flow sensor

with flow field analysis[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2015, 36(11): 2473-2478.

作者简介



邵家存, 2012 年于中国计量学院获得学士学位, 2015 年于中国计量学院获得硕士学位, 现为中国计量大学实验员, 主要研究方向为流量计量。

E-mail: sjc@cjl. edu. cn

Shao Jiacun received his B. Sc. degree and M. Sc. degree both from China Jiliang University in 2012 and 2015, respectively. He is currently a laboratory technician at China Jiliang University. His research interest is flow measurement.



严微微(通信作者), 2004 年于温州大学获得学士学位, 2007 年于浙江师范大学获得硕士学位, 2011 年于香港理工大学获得博士学位, 现为中国计量大学教授、硕士生导师, 主要研究方向为流量计量、流体机械、多相流动等。

E-mail: yanww@cjl. edu. cn

Yan Weiwei (Corresponding author) received B. Sc. degree from Wenzhou University in 2004, received her M. Sc. degree from Zhejiang Normal University in 2007 and received her Ph. D. degrees from The Hong Kong Polytechnic University in 2011. She is currently a professor and a master advisor at China Jiliang University. Her current research interests include flow measurement, fluid machinery, multiphase flow and so on.



林景殿, 2009 年于北京科技大学获得学士学位, 2019 年于湖北工业大学获得硕士学位, 现为浙江苍南仪表集团, 副总工程师, 主要研究方向为流量计量。

E-mail: ljd@zjcnby.com

Lin Jingdian received his B. Sc. degree from University of Science and Technology Beijing in 2009, and received his M. Sc. degree from Hubei University of Technology in 2019. He currently works at Zhejiang Cangnan Instrument Group Company as deputy chief engineer. His research interest is the flow measurement.