

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2108743

涡轮流量计在不同粘度介质下标定曲线形态的实验研究*

刘夷平^{1,2}, 梁艳争^{1,2}, 朱碧玉^{1,2}, 马力^{1,2}

(1. 上海市计量测试技术研究院 上海 201203; 2. 上海市在线检测与控制技术重点实验室 上海 201203)

摘要: 涡轮流量计的准确度受被测介质及其运动粘度变化的影响。使用体积流量和仪表系数无法从变粘度实验中取得形态一致且可预测的标定结果。应用量纲分析导出雷诺数和斯特劳哈尔数作为描述涡轮流量计性能的无量纲参数。通过改变丙二醇-水溶液的体积浓度得到 5 个不同运动粘度的介质, 分别用于标定一台 DN25 涡轮流量计。对比结果表明, 不同粘度下的标定曲线在雷诺数小于 7 400 区域出现分离, 标定数据最大相差 0.9%。随着雷诺数增加, 仪表系数中轴承阻滞部分的影响相对减小, 标定曲线簇由分散趋于聚拢, 标定数据差异小于 0.1%。叶片表面的流动边界层发生层湍转换时阻力的突变导致标定曲线出现驼峰, 运动粘度越低, 驼峰趋于平缓。轴承阻滞中的静态阻力部分是造成相同雷诺数下仪表系数差异的主要原因, 这种差异随雷诺数减小而增加, 所以, 当校准介质和工作介质的运动粘度有显著差异时, 涡轮流量计要避免工作在低雷诺数区域。

关键词: 涡轮流量计; 标定曲线; 运动粘度; 雷诺数

中图分类号: TH814.1 文献标识码: A 国家标准学科分类代码: 460.40

An experimental study of turbine meter calibration curves with various viscous fluids

Liu Yiping^{1,2}, Liang Yanzheng^{1,2}, Zhu Biyu^{1,2}, Ma Li^{1,2}

(1. Shanghai Institute of Measurement and Testing Technology, Shanghai 201203, China;

2. Shanghai Key Laboratory of On-line Testing and Control Technology, Shanghai 201203, China)

Abstract: The accuracy of the turbine meter is influenced by the measured medium and its changing kinematic viscosity. Predictability and consistency of calibrating meter factor against volume flow rate are unable to be achieved with various viscous liquids. The method of dimensional analysis is applied to derive Reynolds and Strouhal numbers to describe the performance of the turbine meter. A DN25 turbine meter is calibrated with five different mixtures of propylene glycol and water, respectively. The comparison results show that the calibration data for varied kinematic viscosity vary up to 0.9% at Reynolds number lower than 7 400. The scattered calibration curves tend to be collapsed as the Reynolds number increases, and the calibration data vary less than 0.1%. The rise of skin friction drag occurs at the boundary layer transition from laminar flow to turbulent flow on the rotor blade surface, which is responsible for a hump-shaped calibration curve. When the kinematic viscosity is lower, the hump is flatter. The bearing static drag is the main reason for scattered meter factors, and the discrepancy tends to increase with decreasing Reynolds number. Therefore, the turbine meter should not be used for low Reynolds numbers when the kinematic viscosities of the calibration medium and the working medium are significantly different.

Keywords: turbine meter; calibration curve; kinematic viscosity; Reynolds number

0 引 言

涡轮流量计是一种可靠的, 用于测量流体流量的仪表。石油、化工领域大量使用涡轮流量计测量输运天然

气、燃料油和烃类流体的流量, 涡轮流量计的准确度对于涉及能源的贸易交接非常重要。自从 1790 年 Reinhard Woltman 使用第一台涡轮流量计测量水流量以来, 涡轮流量计经历了许多变化和改进, 仍然被认为是一种准确且稳定的工业仪表^[1], 在稳定条件下, 液体涡轮流量计的

收稿日期: 2021-10-21 Received Date: 2021-10-21

* 基金项目: 国家市场监督管理总局科技计划(2017QK081)项目资助

准确度可以达到 0.1%, 气体涡轮流量计的准确度可以达到 0.5%^[2]。

通常情况下, 计量技术机构或校准实验室使用某一种流体(一般是水)校准涡轮流量计, 而实际被测对象常常是另外一种介质。即使校准和工作场合中使用同一种介质, 液体的运动粘度易受温度变化影响, 涡轮流量计性能会有较大的差异, 需要增加额外的校准工作。例如, 在油品或烃类介质的贸易交接中, 如果更换了管道中的介质或介质的物性发生较大变化, 都要对涡轮流量计进行一次现场重新校准^[3]。

以往的研究表明, 涡轮流量计在低粘度流体(1 mm²/s 及以下)和高粘度流体(50~100 mm²/s)下的标定曲线形态有很大不同^[4]。虽然对此已有很多研究和报道^[5], 但粘度影响涡轮流量计性能的流体动力学机理仍未被完全理解^[6]。已经发表的涡轮流量计物理模型大多基于动量和气翼理论, 但这些模型都依赖于实验数据的修正, 还没有一个经过广泛验证的物理模型能够充分解释涡轮流量计的输出响应以及标定曲线的变化细节^[7-8]。

近年来, 研究者借助计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)模拟研究了流量计内部的流场, 分析影响涡轮流量计准确度的因素, 通过优化结构参数来提高流量计的性能^[9]。孙立军等^[10]提出一种针对液体涡轮流量计叶轮的多参数定量优化方法, 以减少粘度对传感器特性的影响。Guo 等^[6]根据 CFD 软件计算得到的流场信息解释流体粘度变化影响传感器性能的机制。Saboo 等^[11]在其提出的数值模型中考虑了轴承阻力矩, 通过 CFD 计算预测涡轮流量计的性能。孙宏军等^[12]通过 CFD 模拟分析了上游整流件的结构参数对涡轮流量计性能的影响, 并提出了整流件结构的优化方案。Guo 等^[13]定义了一个表征叶轮叶片形状的结构参数, 通过 CFD 模拟分析涡轮流量计内部流场, 解释叶片结构对其性能的影响机制。

上述研究都是基于转子系统的力矩平衡, 通过改变流体物性计算相应的流场信息, 进而得到流量计的输出响应。相较而言, 通过实验研究仪表系数和标定曲线的演化规律, 人们能够更直观地了解仪表对实际工况的响应。本文基于动量方法的基本表达式, 应用量纲分析导出雷诺数(Reynolds number, Re)和斯特劳哈尔数(Strouhal number, St)作为描述涡轮流量计性能的无量纲参数。分别使用 5 种运动粘度(1.02~30 mm²/s)介质标定一台 DN25 涡轮流量计, 实验数据揭示了受粘度变化影响的仪表系数在低雷诺数区域出现明显差异, 以及由于层湍转捩时阻力变化所导致的驼峰形标定曲线在粘度影响下的分布规律。

1 研究对象及其出厂标定数据

图 1 所示的是一台 8 个叶片的 DN25 涡轮流量计的转子结构。流量计的流量范围是 0.6~12 m³/h。为了使该流量计适用于多种粘度介质, 制造商在出厂标定时使用 5 种烃类介质, 标定结果用体积流量 q_v 和仪表系数 K 表示如图 2 所示。相对于低粘度介质, 高粘度介质(28~788 mm²/s)下的仪表系数与体积流量呈现高度非线性。标定曲线随粘度的改变出现偏移, 流量越小, 偏移量越大, 以运动粘度 $\nu = 1.09$ mm²/s 的仪表系数为参考, 体积流量 $q_v = 1.2$ m³/h 时其余 4 个粘度的仪表系数分别偏移 0.5%、2.6%、14.6% 和 50.3%, 可见 q_v-K 标定曲线并不适用, 需要重新选择两个参数分别代表来流的标准值和流量计的输出响应。为此, 对涡轮流量计物理模型的表达式作量纲分析。

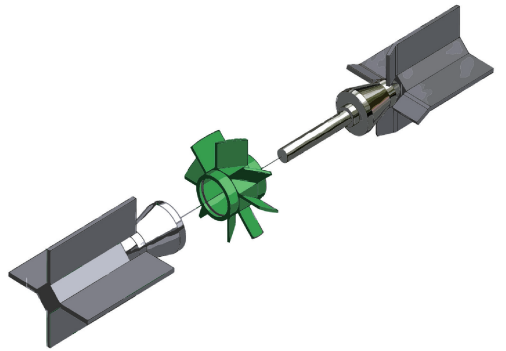


图 1 涡轮流量计转子结构

Fig. 1 The rotor structure of a turbine meter

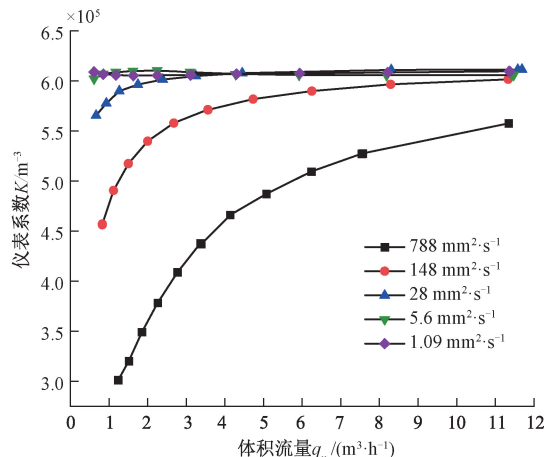


图 2 涡轮流量计出厂标定曲线(q_v-K)

Fig. 2 Calibration curves (q_v-K) provided by turbine meter manufacturer

2 量纲分析

作为体流量的直接体现,涡轮流量计的旋转角速度 ω 和通过流量计区域的流速 V 成正比。理想情况下的流量计仪表系数 K_i 是一个常数,由流量计的几何形状和尺寸决定,与实际流量或流动状态无关,即:

$$K_i = \frac{N\omega_i}{2\pi q_v} = \frac{N \tan\beta}{2\pi Ar} \quad (1)$$

式中: A 是流量计叶片进口处的流道截面积; N 是叶片数; q_v 是体积流量; r 是叶片边缘处的半径和轮毂半径的均方根,即平均有效半径; β 是 r 对应的叶片角度。实际情况下,叶片受到的阻滞力矩 T_r 使转子实际旋转角速度 ω 低于理想角速度 ω_i ,于是,实际仪表系数 K 为:

$$K = \frac{N\omega}{2\pi q_v} = \frac{N}{2\pi} \left(\frac{\tan\beta}{rA} - \frac{T_r}{r^2 \rho q_v^2} \right) \quad (2)$$

式中: ρ 是流体的密度。将式(2)转化为频率 f 的表达式:

$$f = \frac{Nq_v}{2\pi} \left(\frac{\tan\beta}{rA} - \frac{T_r}{r^2 \rho q_v^2} \right) \quad (3)$$

量纲分析的第1步是从所研究方程中确定合适的变量,第2步是选择 π 方程的基本变量,第3步是确定每个 π 表达式中基本变量的指数,最终确定关键的无量纲参数。式(3)中有 f, q_v, r, β, ρ 和 T_r 六个变量,还有一个物性变量——动力粘度 μ 隐含在方程中,动力粘度影响流量计流道中的速度剖面分布,以及流体沿叶片表面和轮毂的流动阻力,所以,量纲分析需要使用7个变量。

从式(3)中选择的第1个变量是频率 f ,量纲单位是 T^{-1} ;第2个变量是流速 V ,相对于体积流量 q_v (包含面积单位),流速是一个更基本的变量,量纲单位是 $L \cdot T^{-1}$;第3个变量是平均有效半径 r ,这里使用更容易确定和标准化的流量计直径 D 代替,量纲单位是 L ;第4个变量是叶片角度 β ,这里使用一个简单的长度 l 代替,量纲单位是 L ;两个流体物性变量密度 ρ 和动力粘度 μ ,量纲单位分别是 $M \cdot L^{-3}$ 和 $M \cdot L^{-1} \cdot T^{-1}$;最后一个变量是阻力矩 T_r ,量纲单位是 $M \cdot L^2 T^{-2}$ 。

7个选定的变量中流速 V 、流量计的尺寸 D 和 l 决定了仪表本身的性能。流体物性 ρ, μ 和阻力矩 T_r 影响仪表的实际性能。7个变量包含3个量纲单位 (L, M 和 T),故选择3个变量 (D, V 和 ρ) 作为基本变量。4个 π 方程 (7个变量-3个量纲单位=4个方程) 如式(4)所示。

$$\pi_1 = D^{x_1} V^{y_1} \rho^{z_1} \mu \Rightarrow L^{x_1} (L \cdot T^{-1})^{y_1} (M \cdot L^{-3})^{z_1} (M \cdot L^{-1} \cdot T^{-1}) = 1$$

$$\pi_2 = D^{x_2} V^{y_2} \rho^{z_2} f \Rightarrow L^{x_2} (L \cdot T^{-1})^{y_2} (M \cdot L^{-3})^{z_2} (T^{-1}) = 1$$

$$\pi_3 = D^{x_3} V^{y_3} \rho^{z_3} l \Rightarrow L^{x_3} (L \cdot T^{-1})^{y_3} (M \cdot L^{-3})^{z_3} (L) = 1$$

$$\pi_4 = D^{x_4} V^{y_4} \rho^{z_4} T_r \Rightarrow L^{x_4} (L \cdot T^{-1})^{y_4} (M \cdot L^{-3})^{z_4} (M \cdot L^2 \cdot T^{-2}) = 1 \quad (4)$$

根据量纲分析的 π 定理,式(4)方程中的量纲指数之和必须等于0。以 π_1 为例,则:

$$L \text{ 方程: } x_1 + y_1 - 3z_1 - 1 = 0$$

$$M \text{ 方程: } 0 + 0 + z_1 + 1 = 0 \quad (5)$$

$$T \text{ 方程: } 0 - y_1 + 0 - 1 = 0$$

解得, $x_1 = -1, y_1 = -1$ 和 $z_1 = -1$,代入 π_1 得到:

$$\pi_1 = \frac{\mu}{DV\rho} \quad (6)$$

进一步可转化为表征流体惯性力与粘性力之比的雷诺数 ($Re = \rho VD/\mu$)。同理,其余3个 π 方程分别为:

$$\pi_2 = \frac{fD}{V} \quad \pi_3 = \frac{l}{D} \quad \pi_4 = \frac{T_r}{D^3 V^2 \rho} \quad (7)$$

长度无量纲数 π_3 和力矩无量纲数 π_4 无法用于衡量仪表性能,故舍去。进一步转化 π_2 得到关于仪表系数 K 的斯特劳哈尔数 (Strouhal number, St):

$$\pi_2 = \frac{fD}{V} = \frac{K\pi D^3}{4} = St \quad (8)$$

将雷诺数作为标定数据的横坐标,代表标准流量值,将斯特劳哈尔数作为标定数据的纵坐标,代表流量计对于标准流量值的输出响应。涡轮流量计出厂标定数据的 $Re-St$ 散点如图3所示,流量计在不同粘度介质下的输出响应被重整为一条和雷诺数有关的曲线,而且在一个阈值 ($Re = 16\ 400$) 以上,斯特劳哈尔数变化范围小于0.5%。这意味着,即使校准和工作场合使用的介质粘度不同,只要雷诺数超过这个阈值,经过校准的流量计示值的不确定度仍然比较低。

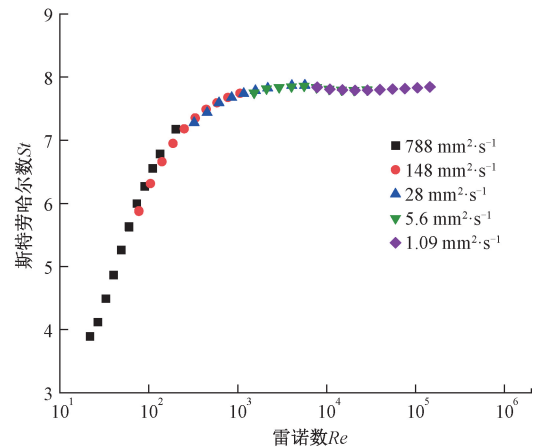


图3 涡轮流量计出厂标定数据 ($Re-St$)

Fig. 3 Calibration data ($Re-St$) provided by turbine meter manufacturer

需要指出的是,有些制造商(特别是北美地区)还提供了以罗什科数(Roshko number, Ro , 表达式如式(9)所示)为横坐标,斯特劳哈尔数为纵坐标的通用粘度曲线(universal viscosity curve, UVC)^[14]。

$$Ro = \frac{fD^2}{\nu} = St \cdot Re \quad (9)$$

罗什科数是流体力学中描述振荡流的无量纲数,但是用于描述流量计的性能缺乏明确的物理意义,而且 $Ro-St$ 通用粘度曲线与 $Re-St$ 曲线的形态也非常相似,其优点是方便仪表用户使用。因为罗什科数不包含体积流量,当用户已知介质的运动粘度并且收到涡轮流量计发出的频率,由 $Ro-St$ 通用粘度曲线直接得到经过标定的仪表系数。对于关注涡轮流量计性能的研究者、制造商以及校准实验室, $Re-St$ 曲线更加直观,不仅含有明确的物理意义,而且可以改善涡轮流量计标定结果的可预测性和一致性。

3 实验装置与标定结果

3.1 实验装置描述

某校准实验室的小型活塞式液体流量标准装置以丙二醇-水溶液为介质,将这台 DN25 涡轮流量计作为期间核查对象。装置使用压缩空气驱动的 18 L 主动活塞作为标准器如图 4 所示,最大流量 260 L/min,装置的扩展不确定度 $U_{rel} = 0.05\%$ ($k=2$)。该装置有“运行”和“返回”两种操作模式。在“运行”模式中,压缩空气被引入到气腔,以恒定的速度推动活塞向右移动,将介质排出液腔并通过被检流量计。光栅及线性编码器负责确定活塞的位移。当活塞完成一次行程后,进入“返回”模式。控制阀切换使压缩空气进入储液罐,推动活塞向左移动,直至液腔完全被介质填满。系统调整后,准备进行下一次检测。

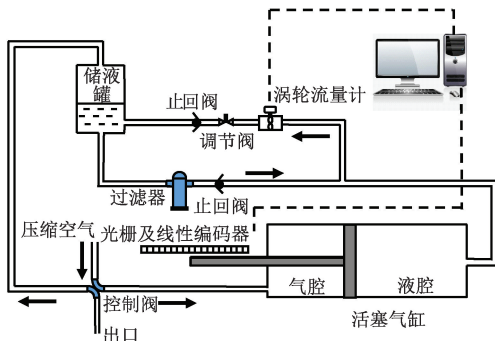


图 4 活塞式液体流量标准装置

Fig. 4 Schematic diagram of the piston prover

3.2 标定结果

首先在运动粘度 $\nu = 2.9 \text{ mm}^2/\text{s}$ 下标定该流量计,按体积流量设定 12 个检测点,所以每一点的雷诺数与出厂标定时雷诺数有一定偏差(小于 7%)。标定结果与流量计的出厂数据对比如图 5 所示,当雷诺数小于 8 000,两者的偏差大于 0.6%,最大偏差为 1%;当雷诺数大于 8 000,两者的偏差在 0.1% 以内。实验结果表明,在流量计量程的低区,即使使用粘度较低的介质,出厂标定数据和实测结果的差异仍然较大。根据校准实验室的工作需求,配置了 5 种不同粘度的丙二醇-水溶液,物理性质如表 1 所示,实验室环境温度 $21^\circ\text{C} \sim 23^\circ\text{C}$,重新标定流量计后,结果分别绘制成 $Re-St$ 曲线如图 6 所示。不同粘度的标定曲线簇以 $Re = 7\ 400$ 为界呈现出分散和聚拢两种特征,在聚拢区域,相同雷诺数下,不同粘度的标定数据两两之间的差异小于 0.1%;而在分散区域,最大相差达到 0.9%。由图 3 可知,在低雷诺数区域,斯特劳哈尔数随着雷诺数减小急剧下降,那么,不同粘度的标定数据差异会越来越大。以下将结合涡轮流量计物理模型分析上述特征。

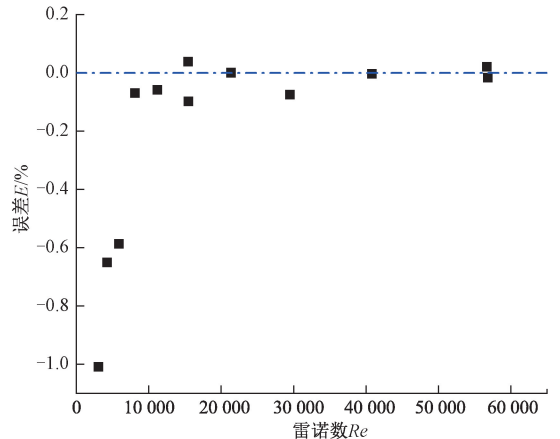


图 5 实验标定数据与出厂标定数据的相对偏差

Fig. 5 Relative deviation of experimental calibration data from manufacturer's calibration data

表 1 丙二醇-水溶液的运动粘度

Table 1 The kinematic viscosities of propylene glycol and water solutions

序号	丙二醇体积浓度/%	运动粘度/($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
1	0	1.02
2	30	2.9
3	50	6.2
4	70	13
5	90	30

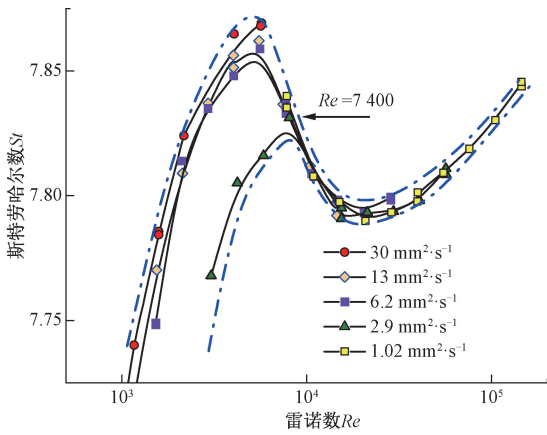


图6 DN25 涡轮流量计在 5 种运动粘度的丙二醇-水溶液下的标定曲线

Fig. 6 Calibration curves of the DN25 turbine meter with 5 kinematic viscosity solutions of propylene glycol and water

4 分析与讨论

Lee 等^[15-16]基于动量和翼面方法推导出仪表系数的表达式(式(2))。参考 Wadlow^[17]关于涡轮流量计的理论综述,将阻滞力矩表示为基于角速度与体积流量之比的仪表系数形式,即 $T_i/(r^2\rho q_v^2)$, i 代表 r 、 D 或 B 。由于各种气体的动力粘度差异很小, Lee 等将模型应用于气体涡轮流量计时,简化了轴承阻力矩的影响,并且认为轴承阻力矩在高雷诺数范围内几乎不变,于是式(2)仅包含流体粘性阻力矩 T_{D_0} :

$$\frac{T_{D_0}}{r^2\rho q_v^2} = \frac{NS \sin\beta}{2\pi^2 r^5} \cdot C_{D_0}(Re) = C'_D(Re) \quad (10)$$

式中: S 为叶片表面积,系数 $C'_D(Re)$ 是仪表几何参数和一个与雷诺数有关的无量纲阻力系数 $C_{D_0}(Re)$ 的乘积,而且,这个无量纲阻力系数取决于叶片表面的流动边界层是层流还是湍流,当发生层湍转换时,叶片表面摩擦阻力急剧变化。忽略轴承阻滞力矩,流体对转子的粘性阻滞力和雷诺数有关,所以在变粘度实验中, Lee 的原始模型无法解释流量计的标定数据为何在相同的雷诺数下存在差异,并且形成分散的曲线簇。

Pope 等^[18]进一步扩展了 Lee 模型,将阻滞力矩 T_i 分成施加在转子上的流体粘性阻力矩 T_{D_0} 和轴承阻力矩 T_B ,其中轴承阻力矩 T_B 包含 3 部分: 1) 与转子转速无关的轴承静态阻力矩 C_{B0} ; 2) 几乎随转子转速线性增加的轴承粘性阻力矩 $C_{B1}\rho\nu\omega$; 3) 随转子转速的平方增加的,由轴向推力和转子系统的动态不平衡引起的阻力矩 $C_{B2}\omega^2$,其中 C_{Bi} , $i = 0, 1, 2$, 是仪表特定常数,令 $C_{Bi}/r^2 = C'_{Bi}$,得到:

$$\frac{T_B}{r^2\rho q_v^2} = \frac{C'_{B0}}{\rho q_v^2} + \frac{C'_{B1}\nu\omega}{q_v^2} + \frac{C'_{B2}\omega^2}{\rho q_v^2} \quad (11)$$

将式(10)和(11)代入式(2),可得:

$$K = \frac{N\omega}{2\pi q_v} =$$

$$\frac{N}{2\pi} \left(\frac{\tan\beta}{rA} - C'_D(Re) - \frac{C'_{B0}}{\rho q_v^2} - \frac{C'_{B1}\nu\omega}{q_v^2} - \frac{C'_{B2}\omega^2}{\rho q_v^2} \right) \quad (12)$$

将式(12)中轴承阻滞部分提取出来逐一分析,则:

$$\frac{1}{\rho q_v^2} = \frac{16}{\rho(\pi D\nu)^2} \cdot \frac{1}{Re^2} \quad (13)$$

$$\frac{\nu\omega}{q_v^2} = \frac{\omega}{q_v} \cdot \frac{4}{\pi D Re} \quad (14)$$

$$\frac{\omega^2}{\rho q_v^2} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\omega}{q_v} \right)^2 \quad (15)$$

式(12)~(15)表明,在流体粘性和轴承阻滞的作用下,涡轮流量计的实际仪表系数不仅取决于雷诺数,而且受到密度、体积流量,运动粘度以及转速的影响,对于同一雷诺数,存在多个仪表系数与之对应,所以标定曲线簇出现分散。尽管随着雷诺数增加,式(13)~(15)所代表的轴承阻滞趋于减小,但是转子转速也在增加,需要结合实验数据分析轴承阻滞中 3 个部分的变化趋势,寻找导致曲线簇分散的主要原因。

1) 图 7 是不同运动粘度的轴承静态阻力部分随雷诺数的变化情况。虽然从式(13)可知其依赖于体积流量,但是实质上,粘度差异引起轴承静态阻力数据相互分离,随着雷诺数平方级增加,轴承静态阻力部分迅速减小,对曲线簇分散所起的作用随之迅速减弱。

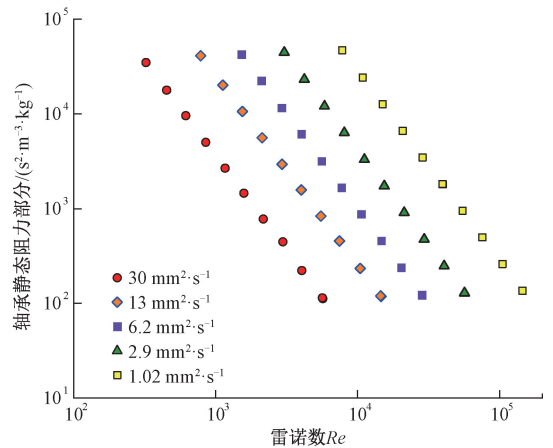


图7 5 种不同运动粘度介质下的轴承静态阻力部分
Fig. 7 The bearing static drag terms for five different kinematic viscosity solutions

2) 如式(14)所示,将轴承的粘性阻滞拆分为两部分:如果第 1 部分 ω/q_v 成比例,各个运动粘度下的粘性阻滞将沿同一条曲线随雷诺数递减,否则,会出现多条随

雷诺数递减的曲线。图8所示的散点及其拟合曲线方程表明,各个运动粘度下的轴承粘性阻滞沿着一条近似于雷诺数倒数的路径递减,没有出现明显的散点分离,因而轴承粘性阻滞不是导致曲线簇分散的主要原因。

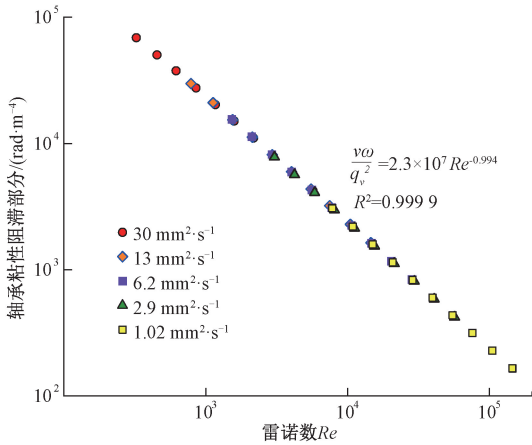


图8 5种不同运动粘度介质下的轴承粘性阻滞部分
Fig. 8 The bearing viscous drag terms for five different kinematic viscosity solutions

3) 图9所示的是轴承阻力中由于动态不平衡引起的阻滞,这部分阻滞由于运动粘度的不同存在明显的差异,由于该项随着角速度的平方而增加,所以差异不会随着雷诺数增加而减少。最终 $Re-St$ 图中曲线簇趋于聚拢,说明这部分阻滞作用占比很小。在高雷诺数区域,不同粘度标定曲线之间存在的差异仍然保留了这部分轴承阻滞的作用。

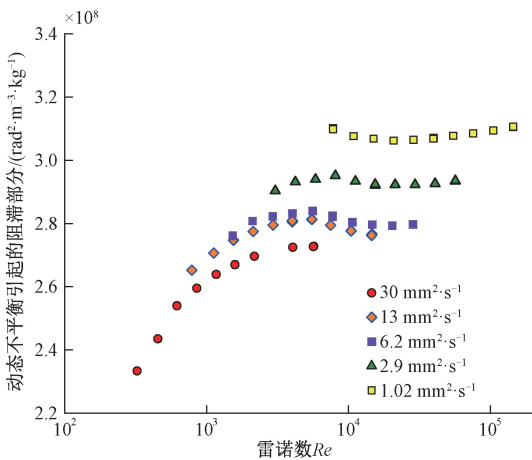


图9 5种不同运动粘度介质下,由轴向推力和转子系统的动态不平衡引起的阻力部分

Fig. 9 The bearing drag terms due to axial thrust and dynamic imbalance for five different kinematic viscosity solutions

由上述分析可知,轴承阻滞中的静态阻力部分在不同粘度下的差异是造成曲线簇分散的主要原因,分

散特征需要具备两个条件:(1)除了雷诺数以外,轴承阻滞各分项中还存在受其他因素(例如,运动粘度)影响的成分;(2)由于轴承阻滞始终随雷诺数增加而递减,只有那些不受雷诺数抑制的部分得以保留其对分散特征的贡献。

需要指出的是,图6中 $Re=7400$ 处的数据同时承载了两方面的信息:(1)分散的曲线簇在雷诺数达到7400后聚拢于一个狭窄的区域,表明轴承阻滞在不同粘度下的差异趋于减小,其在仪表系数中的作用降低,仅和雷诺数有关的流体粘性阻滞成为影响仪表系数的主要部分;(2) $\nu=2.9 \text{ mm}^2/\text{s}$ 的标定曲线在 $Re=7400$ 形成驼峰,驼峰的形成与流动状态有关^[19],直接影响涡轮流量计在有效测量范围的线性度。5个粘度下的标定数据覆盖了层流、湍流、和层-湍过渡区域。若以 $\nu=30 \text{ mm}^2/\text{s}$ 标定曲线作为层流的代表,以 $\nu=1.02 \text{ mm}^2/\text{s}$ 标定曲线作为湍流的代表,将 $4020 \leq Re \leq 10000$ 视为层流向湍流过渡区域。根据式(10),待定系数 $C_D'(Re)$ 和流动阻力有关,层湍转换时,流动阻力突增导致仪表系数下降,标定曲线出现驼峰。Griffiths等^[20]通过锉掉叶片后缘的棱角改变后缘轮廓,提高叶片的旋转速度,使仪表系数上升,逐渐消除驼峰,这是因为流动边界层分离点位置发生变化导致阻力减少。由式(12)和(13)可知,在相同的雷诺数下,介质运动粘度越大,相应的仪表系数越大,高粘度介质的标定曲线位于低粘度介质的标定曲线之上。由于曲线簇随着雷诺数增加趋于聚拢,各条标定曲线在层湍转换后,都将回落到 $\nu=2.9 \text{ mm}^2/\text{s}$ 曲线的驼峰点以下,所以,低粘度介质的标定曲线的驼峰曲率比高粘度介质小,而且发生层湍转换时的雷诺数更高。实验中,量程的上限是 $12 \text{ m}^3/\text{h}$, $\nu=30 \text{ mm}^2/\text{s}$ 标定曲线没有观察到明显的层湍转换,而 $\nu=1.02 \text{ mm}^2/\text{s}$ 标定曲线在量程的下限 $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$ 时已经是湍流状态了,这两条标定曲线都没有驼峰,于是,可以将 $Re=7400$ 作为该流量计的特征驼峰点雷诺数。

由前述分析可知,尽管通过优化叶片或转子系统的结构减缓甚至消除驼峰,能有效改善仪表的线性度,但是,因为轴承静态阻力部分仅受介质的运动粘度和密度影响,优化结构无法减弱标定曲线的分离,所以,当校准介质和工作介质的运动粘度有显著差异时,不能使用特征驼峰点雷诺数以下的标定结果。

5 结 论

当液体涡轮流量计的校准介质和工作介质不同,或者因温度变化导致两者的运动粘度差异较大,若以体积流量作为计量单位,涡轮流量计会表现出显著的性能差异。应用量纲分析,从涡轮流量计的仪表系数

表达式中导出雷诺数和特劳哈尔数作为描述涡轮流量计标定曲线的无量纲数,一台 DN25 涡轮流量计的出厂标定数据被重整为一条 $Re-St$ 标定曲线。按照某校准实验室的实际工作需求,配置了 5 种不同粘度的丙二醇-水溶液作为校准介质,重新标定该流量计。不同粘度的标定曲线在低雷诺数区域有显著差异,标定数据两两之间最大相差 0.9%,随着雷诺数增加,差异减小至 0.1% 以下。分析结果表明,轴承阻滞在不同粘度下的差异导致曲线分离,其中轴承的静态阻力是主要因素,随着雷诺数增加,轴承阻滞对仪表系数的影响减少,曲线簇由分散转为聚拢。轴承阻滞中,由轴向推力和转子系统的动态不平衡引起的阻滞效应也会导致标定曲线的分离,且不受雷诺数的抑制,因而曲线簇始终保留着少部分分散特征。

以往的研究通过优化转子系统的外型和结构,减小阻力,提高转速,增加小流量下的仪表系数,从而提高仪表的线性度^[21]。标定曲线出现驼峰是因为随着流速的增加,叶片表面流动边界层由层流向湍流转捩时阻力突增,作为一种优化涡轮流量计性能的方法,改变叶片的结构轮廓能够减缓驼峰,从而提高仪表的线性度,但是不能减弱多粘度标定曲线簇的分散特征。所以,当校准介质和工作介质的运动粘度有显著差异时,涡轮流量计要避免工作在轴承阻滞作用显著的低雷诺数区域。特别是当介质的运动粘度较大(例如文中 $\nu \geq 13 \text{ mm}^2/\text{s}$)导致涡轮流量计主要运行在特征驼峰点雷诺数以下,如果输运管道中介质发生了改变或工作温度有较大差异,应当配置流量标准装置对涡轮流量计进行一次现场重新校准。

参考文献

- [1] 王菊芬,孟浩龙,岳彬,等. 新型涡轮流量计的理论模型[J]. 力学与实践, 2013, 36(1): 64-75.
WANG J F, MENG H L, YUE B. The theoretical model of a new-type turbine flowmeter [J]. Mechanics in Engineering, 2013, 36(1): 64-75.
- [2] STOLTENKAMP P W. Dynamics of turbine flow meters[D]. Eindhoven, Netherlands: Eindhoven University of Technology, 2007.
- [3] Measurement of liquid hydrocarbons by turbine meter systems: API STD 2534 [S]. American Petroleum Institute, 1970:3.
- [4] 张永胜,刘彦军,赵伯涛. 涡轮流量计变粘度流量计算与校准方法研究[J]. 中国测试, 2019, 45(9): 89-93.
ZHANG Y SH, LIU Y J, ZHAO B T. Research on flowrate calculation and calibration method for turbine

flowmeter under variable viscosity [J]. China Measurement & Test, 2019, 45(9):89-93.

- [5] 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.
- [6] GUO S, SUN L, 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.
- [7] YUAN Y, ZHANG T. Research on the dynamic characteristics of a turbine flow meter [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2017, 55: 59-66.
- [8] DŽEMIC Z, ŠIROK B, BIZJAN B. Turbine flowmeter response to transitional flow regimes [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2018, 59: 18-22.
- [9] 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.
- [10] 孙立军,周兆英,张涛. 液体涡轮流量传感器叶轮几何参数定量优化方法[J]. 仪器仪表学报, 2007, 28(3): 493-498.
SUN L J, ZHOU ZH Y, ZHANG T. Quantitative optimization method for rotor geometric parameters of liquid turbine flow sensor [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2007, 28(3): 493-498.
- [11] SABOOHI Z, SORKHKHAH S, SHAKERI H. Developing a model for prediction of helical turbine flowmeter performance using CFD [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2015, 42: 47-57.
- [12] 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.
- [13] GUO S, YANG Z, ZHU Y, et al. Analysis of blade

- structure impact on turbine flow sensor performance[J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2021, 81: 102011.
- [14] MATTINGLY G E. The characterization of a piston displacement-type flowmeter calibration facility and the calibration and use of pulsed output type flowmeters[J]. *Journal of Research of the National Institute of Standards and Technology*, 1992, 97(5): 509-531.
- [15] LEE W F Z, EVANS H J. Density effect and Reynolds number effect on gas turbine flowmeters[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1965, 87(4): 1043-1051.
- [16] LEE W F Z, KARLBY H. A study of viscosity effect and its compensation on turbine-type flowmeters[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1960, 82(3): 717-725.
- [17] WADLOW D. Turbine and vane flowmeters. In: Webster J G, editor. *The measurement, instrumentation and sensors handbook*[M]. Boca Raton, FL.: CRC Press, 1999:741-757.
- [18] POPE J G, WRIGHT J D, JOHNSON A N, et al. Extended Lee model for the turbine meter & calibrations with surrogate fluids [J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2012, 24: 71-82.
- [19] TSUKAMOTO H, HUTTON S P. Theoretical prediction of meter factor for a helical turbine flowmeter [C]. *Conference on Fluid Control and Measurement*, Tokyo, Japan, 1985.
- [20] GRIFFITHS C, SILVERWOOD P A. Selection and application of flow measurement instrumentation [Z]. HYDRIL Production Technology Division, Bulletin 5126-A, 1986.
- [21] GUO S, YANG Z, WANG F, et al. Optimal design of wide viscosity range turbine flow sensor based on flow field analysis [J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2021, 79: 101909.

作者简介



刘夷平(通信作者),1997年于上海理工大学获得学士学位,2004年于上海理工大学获得硕士学位,2008年于上海交通大学获得博士学位,现为上海市计量测试技术研究院高级工程师,主要研究方向为气、液流量计量与仪表检测。

E-mail: liuy@simt.com.cn

Liu Yiping (Corresponding author) received his B. Sc. and M. Sc. degree both from University of Shanghai for Science and Technology in 1997 and 2004, and received his Ph. D. degree from Shanghai Jiao Tong University in 2008. He is currently a senior engineer at Shanghai Institute of Measurement and Testing Technology. His main research interests include flow measurement and instrument testing.