

耐高压双向摆线转子流量计设计与试验^{*}

刘 硕 丁 凡 丁 川 满在朋
(浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027)

摘要: 设计了一种使用摆线内啮合转子为计量元件的容积式流量计。该结构流量计具有耐高压,结构简单、精度高,大流量时压力损失小等优点。设计了摆线转子流量计样机,搭建了实验平台对其性能进行测试,给出了其流量系数曲线,并对影响容积式流量计精度的原因进行了分析。针对产生测量误差的原因,提出了对流量系数进行线性补偿的方法来修正计量结果。结果表明,通过修正后实验样机对 1~100 L/min 的流量在 31.5 MPa 以下的计量精度可达 $\pm 0.3\%$ 。

关键词: 容积式流量计 摆线转子 流量系数 精度

中图分类号: TH814⁺.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)08-0339-08

引言

容积式流量计是流量监测仪表中精度最高的种类之一^[1-4]。然而,如今流量计研究的热点集中于科里奥利质量流量计、电磁流量计和超声流量计等新兴流量计^[5-10],对于容积式流量计的研究相对较少。容积式流量计相对于其他流量计有测量精度高,稳定可靠,可以测量高粘度流体,并且对上游流速分布不敏感等优势。广泛用于液压伺服系统流量反馈、内燃机流量监测等^[11-13]。

近年来,容积式流量计向着耐高压、低压差、小流量脉动的方向发展,着重于转子结构的创新^[14-17]。然而椭圆齿轮流量计存在的流量脉动大、噪声大、生产制造成本高等固有问题依然没有解决。德国威仕公司研制的圆柱齿轮流量计采用一对外啮合圆柱齿轮作为计量元件,并采用差分的方法使得测量精度大幅提高^[17]。但是该流量计会因为排量较小而造成较大的压力损失,对被测量系统造成不利影响。美国 Flowdata 公司成功研制了 3 叶螺旋转子流量计,该流量计具有通流能力大、压力损失小、流量脉动小的优点^[19],但是高精度双螺旋转子的设计制造又带来了新的困难。

本文使用摆线内啮合转子为计量元件,设计一种容积式流量计。并设计最高耐压值达 31.5 MPa,测量范围为 1~100 L/min 的流量计样机。搭建实验平台对其性能进行测试,并给出样机的流量系数曲线和泄漏量曲线,对产生相对误差的原因进行分

析,最后通过对流量系数进行补偿的方法,减小相对误差。

1 摆线流量计结构原理

1.1 流量计结构

提出一种以摆线内啮合转子为核心部件的耐高压摆线转子轮流量计结构,其结构原理如图 1 所示,包含上端盖、壳体、下端盖、内外转子、转轴、磁性传感器和螺钉等。其中上、下端盖与中部环形壳体共同构成一个密封容腔,一对内啮合摆线齿轮在容腔内转动。摆线转子流量计中内、外转子偏心布置,分别通过轴承安装于中轴及外壳体上。

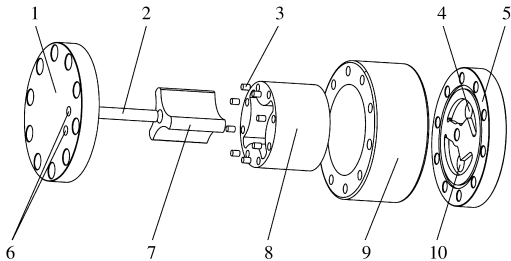


图 1 耐高压双向摆线转子流量计结构示意图
Fig. 1 Structure of high-pressure bi-directional cycloid rotor flowmeter

1. 顶盖 2. 中心轴 3. 永磁体 4. 进油口 5. 底盖 6. 霍尔传感器 7. 内转子 8. 外转子 9. 壳体 10. 出油口

被测液体由进油口进入该密封腔,并推动摆线转子转动,在转动过程中,内、外转子将通过的流体分割为很小的液块。该流量计通过测量内、外转子

的转速测量流体流速。转子的轮廓曲线及啮合转动过程如图 2 所示。在转动过程中,内转子转过 $1/3$ 圈,外转子转过 $1/4$ 圈,通过流量计的流体体积为最小计数容腔容积 V 。该流量计在工作过程中,内转子的一个齿转过一周,即完成一个完成的工作循环,对于有 n 个齿的内转子,每转 1 圈,通过流量计的流体体积为 n 倍最小计数容腔的容积。

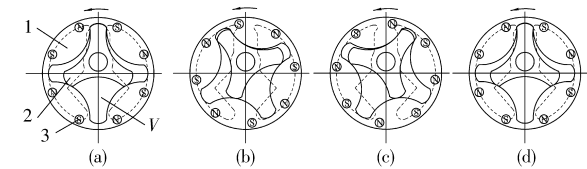


图 2 流量计转子旋转过程示意图
Fig. 2 Rotation of flowmeter rotors
1. 外转子 2. 内转子 3. 永磁体

流量计的环形外壳较内外转子略高,而内外转子均不做轴向限位,可以在上、下端盖与外壳形成的空腔内轴向浮动。这有助于内、外转子转动时在上、下端面与上、下端盖之间形成油膜,减小摩擦。环形壳体与内、外转子的高度差过小,会导致内、外转子转动时与上、下端盖间摩擦力过大,甚至卡死。而高度差过大,会导致流量计内泄漏增大,影响计量精度。

该流量计包括一种用于检测转子转速的非接触式传感器,其结构原理如图 3 所示。传感器由预置于外转子中的永磁体和预置于上端盖小孔中的霍尔传感器组成。外转子中的永磁体南、北极间隔布置,外转子转动时,会在霍尔传感器所在处形成变化的磁场。霍尔原件在交变磁场的作用下,不断被触发,输出与交变磁场变化频率相同的方波。为了增强流量计整体的承压能力,流量计上、下端盖及壳体全部用导磁的钢材制成,为了使磁场可以穿透钢材到达霍尔传感器所在的位置,需要设置如图 3b 所示的隔磁铜套和隔磁铜片。而如果在隔磁铜片中加入可导磁的软铁铁芯,成为如图 3c 所示结构,可以使得霍尔传感器所在位置的磁场强度进一步加强。一个摆线转子流量计上端盖中布置有 2 枚霍尔传感器,2 个传感器以外转子的回转轴为中心成一定角度排列,这使得 2 个开关型霍尔传感器输出的两列方波存在相位差。通过识别分析两列方波的相位差,可以判断流体的流动方向。

为了提高流量计的计量分辨率,可以在外转子中布置多对永磁体,但是当布置多对永磁体时,应当注意因为外转子在不同角度时,通过流量计的瞬时流量并不相同,所以应该准确计算永磁体分布的角度,使得传感器每输出一个方波时,通过流量计的排量相同。

内、外转子在啮合转动过程中,会形成一些容积

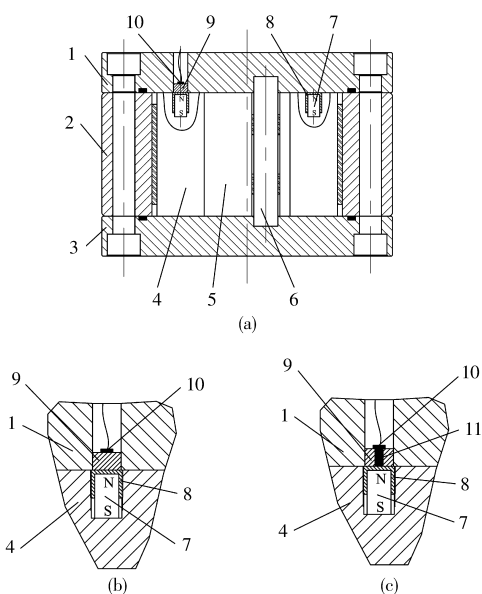


图 3 传感器结构示意图
Fig. 3 Structure of sensors

(a) 整体结构剖视图 (b) 无铁芯传感器结构 (c) 有铁芯传感器结构
1. 顶盖 2. 壳体 3. 底盖 4. 外转子 5. 内转子 6. 中心轴
7. 永磁体 8. 隔磁铜片 9. 隔磁铜套 10. 霍尔传感器 11. 导磁铁芯

周期性变化的容腔。无论内、外转子处于何位置,这些容腔中,总有一半体积不断增大,而另一半体积缩小。为了保证内、外转子能够顺利转动,需要在一个端盖上开两个油槽,其中一个油槽连通进油口和所有容积增大的容腔,而另一个油槽则连通出油口和所有容积缩小的容腔。同时,需保证无论内、外转子处于何位置,都不能有一个油槽同时连通增大和缩小的容腔,也即必须保证进油侧容腔与出油侧容腔相互隔离、密封。本文所述流量计下端盖所开的进、出油槽如图 2 中虚线所示。为了平衡内外转子受到的轴向力,在流量计下端盖开进、出油槽的同时,需要在上端盖上开与下端盖进出油槽形状相同的平衡油槽。

1.2 转子齿形原理

流量计采用一对内啮合的摆线转子作为计量部件。摆线内啮合转子相对于圆柱外啮合转子而言,具有排量大、结构紧凑、噪声小、流量脉动小等优点^[18-20]。而相对于椭圆齿轮而言,加工容易,精度容易保证。

在平面上,一个动圆(发生圆)沿着一个固定圆(基圆)的外侧,作外切或内切的纯滚动时,动圆上任意一点的轨迹称为外摆线。当这一点位于动圆内侧时,所形成的轨迹称为短幅外摆线;而当这一点位于动圆外侧时,所形成的轨迹称为长幅外摆线。摆线转子流量计的内转子曲线为短幅外摆线的等距曲线,而外转子曲线为与其啮合的圆弧曲线。

为了准确描述短幅外摆线以及内、外转子的曲线方程,建立如图 4 所示的 3 个坐标系。图中 O_1 点为基圆圆心, O_2 为动圆圆心, 坐标系 O_f 为以 O_f 为原点, 横坐标过切点 P 的固定坐标系, 而坐标系 O_1 为以 O_1 点为原点与基圆固连的转动坐标系, 坐标系 O_2 为以 O_2 点为原点与动圆固连的转动坐标系。坐标系 O_1 、 O_2 的初始方向与固定坐标系 O_f 相同, 则 A 点在坐标系 O_1 中的轨迹 A_1 即为短幅外摆线。可以由复数矢量法建立短幅外摆线参数方程

$$r_{O_1A} = (l_{O_1O_2} + Le^{i\varphi_2})e^{-i\varphi_1} = -ae^{-i\varphi_1} + Le^{i(\varphi_2 - \varphi_1)}$$

(1)

式中 r_{O_1A} —— A 点在坐标系 O_1 中的轨迹
 a ——内、外转子偏心距
 L ——创成圆半径
 φ_1 ——图 4 中坐标系 O_1 转过的角度
 φ_2 ——图 4 中坐标系 O_2 转过的角度

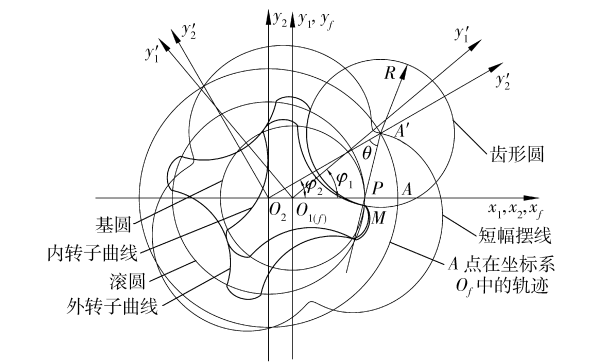


图 4 摆线转子曲线的推导

Fig. 4 Established three-coordinate systems for flowmeter rotors

以曲线 A_1 上任一点为原点, 作无数半径为 R 的圆, 这些圆的内包络线, 就是曲线 A_1 的等距曲线 N_1 , 也即是摆线转子流量计的内转子曲线。外转子曲线即为与转子曲线啮合的半径为 R 的圆弧曲线。由短幅摆线的产生原理, 可知基圆与动圆做纯滚动的速度瞬心是 P 点, 所以直线 $A'P$ 必垂直于曲线 A_1 , 直线 $A'P$ 为曲线 N_1 与外转子齿形圆在啮合点处的公法线。可见, 以短幅外摆线的等距曲线 N_1 和相应的以 R 为半径的齿形圆满足啮合定律, 可以保持定比传动。

用复数矢量法推导内、外转子齿廓曲线以及啮合曲线方程。由以上分析可以, 啮合点 M 在 O_2 坐标系中的运动轨迹即为外转子的齿廓曲线, 点 M 在 O_1 坐标系中的运动轨迹为内转子的齿廓曲线, 而点 M 在固定坐标系 O_f 中的运动轨迹则为内、外转子的啮合线。所以外转子的齿廓轨迹满足

$$r_{O_2M} = L - Re^{i\theta}$$

(2)

式中 θ ——直线 O_2A' 与内外转子啮合点公法线 $A'P$ 的夹角

θ 在以 0 为中心, 左右对称的某一个区间内变化, 因此外转子参与啮合的齿廓为一段圆弧轨迹。对于有 n 个齿的外转子而言, 外转子齿廓曲线为 n 段参与啮合的圆弧曲线以及连接这几段圆弧的过渡曲线。而点 M 在旋转坐标系 O_1 中的运动轨迹即为内转子齿廓曲线, 满足

$$r_{O_1M} = Le^{i(\varphi_2 - \varphi_1)} - Re^{i(\theta + \varphi_2 - \varphi_1)} - ae^{-i\varphi_1}$$

(3)

将该方程改写为直角坐标系参数方程的形式, 可得到内转子齿廓曲线的参数方程

$$\begin{cases} x_{C1} = L\cos(\varphi_2 - \varphi_1) - R\cos(\theta + \varphi_2 - \varphi_1) - a\cos\varphi_1 \\ y_{C1} = L\sin(\varphi_2 - \varphi_1) - R\sin(\theta + \varphi_2 - \varphi_1) + a\sin\varphi_1 \end{cases}$$

(4)

2 流量计特性及精度

设计了耐高压双向摆线转子流量计样机, 图 5 为样机实物图, 并设计实验分析测试耐高压双向摆线转子流量计的特性。该样机理论流量测量范围为 1 ~ 100 L/min, 最高可承压 31.5 MPa, 理论流量系数 (每个输出脉冲对应的流体体积) 为 0.05 L/pulse。表 1 为实验样机主要参数。

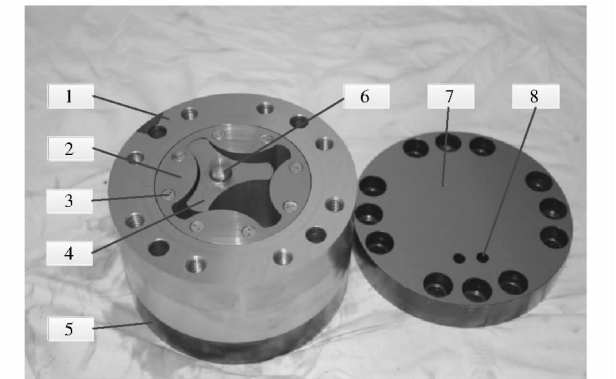


图 5 样机实物图

Fig. 5 Photo of flowmeter

1. 壳体 2. 外转子 3. 永磁体 4. 内转子 5. 下端盖 6. 中心轴 7. 上端盖 8. 传感器位置

表 1 摆线转子流量计样机参数

Tab.1 Cycloid rotor flowmeter design

参数	数值
内转子齿数	3
外转子齿数	4
霍尔传感器夹角/(°)	22.5
偏心距/mm	9.3
齿形圆半径/mm	28.6
创成圆半径/mm	50
转子高度/mm	61.7
每转排量/(L·r ⁻¹)	0.2
永磁体对数/对	4
输出脉冲数/(pulse·L ⁻¹)	2 000

2.1 流量计静压形变量特性

耐高压容积式流量计工作时,内部充满高压油液,相当于压力容器。流量计的壳体、上下端盖会在压力油的作用下,向外拱起变形。过大的变形量一方面会引起流量系数的改变,另一方面会导致上下端盖与转子间的间隙增大,增加流量计的端面泄漏,从而影响流量计的精度。所以,作为计量仪器,除了需要保证流量计壳体能够安全承压之外,还需要保证流量计壳体及端盖在承受高压时形变量足够小。

为了验证流量计壳体的承压特性,选取如图 6 所示的流量计上端盖上的 7 个点,验证其在承受不同压力时的形变情况,其结果如图 7 所示。

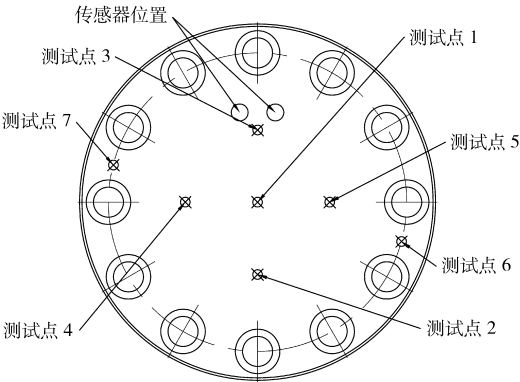


图 6 端盖形变量测试点位置示意图
Fig. 6 Test points of top cover

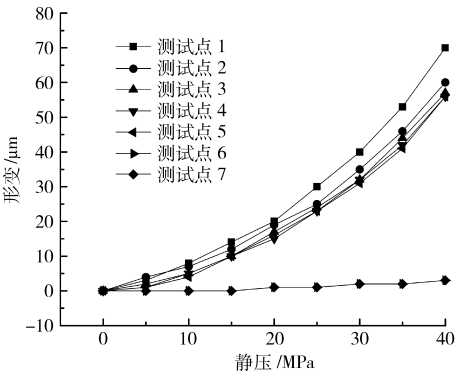


图 7 静压形变曲线
Fig. 7 Deformation of top cover

实验结果显示,在承受压力时上端盖会微微向上拱起,端盖中心形变最大,从中心向边缘形变依次减小,而位于最边缘螺钉附近的测试点在高压下几乎没有形变。而当流量计承受 31.5 MPa 高压时,顶部端盖形变最大仅有 0.04 mm,相对于内外转子的设计高度不到 0.1%,对流量系数的影响可以忽略不计。

综上,本论文所设计的耐高压双向摆线转子流量计可以承受 31.5 MPa 的高压,并且在高压作用下,上、下端盖形变较小,在允许范围之内,不会影响测量精度。

2.2 流量系数的测量与误差分析

为了测量样机的计量精度及压差特性,搭建了如图 8 所示的实验平台。其原理是利用现有的高精度非耐高压流量计对样机进行标定。图 9 为部分实验系统实物图。

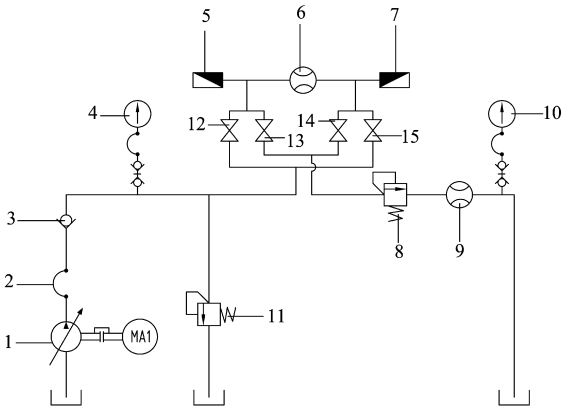


图 8 实验系统原理图
Fig. 8 Schematic diagram of experimental system

1. 泵 2. 软管 3. 单向阀 4、10. 压力表 5、7. 压力传感器
6. 被测流量计 8. 加载阀 9. 标准流量计 11. 安全阀
12、13、14、15. 球阀

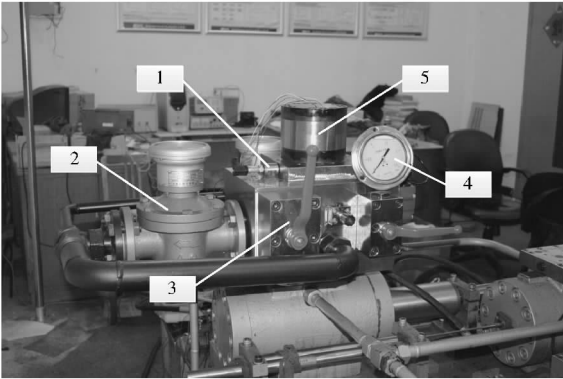


图 9 实验系统实物图
Fig. 9 Photo of experimental system
1. 压力传感器 2. 标准流量计 3. 球阀 4. 压力表 5. 待测流量计

该实验系统主要包括一个可手动调节排量的变量泵,用来观察系统压力和系统背压的两个精度为 0.5% 的压力表,用来校准待测流量计的标准流量计,以及用来检测待测流量计进出口压差的两只线性度小于 0.5% 的压力传感器。该系统中使用计量精度为 $\pm 0.2\%$ 的标准椭圆齿轮流量计与待测流量计串联,因为标准流量计计量精度较高,可以认为其读数即为标准流量。实验系统中,通过改变变量泵的输出流量调节通过 2 个流量计的流量;通过加载阀对待测流量计加压,其可承受的最高压力为 31.5 MPa;如图 8 中所示的 4 只球阀用来改变通过流量计的流量方向,当球阀 12、14 打开时,流体正向通过,而球阀 13、15 打开时,流体反向通过;溢流阀

为系统安全阀。本实验系统使用 46 号抗磨液压油作为被测介质,其弹性模量在 1 000 MPa 左右,由于待测流量计与标准流量计分别位于高压区和低压区,需要考虑油液的可压缩性。本文所述实验结果均在对油液的可压缩性进行补偿后得出。

容积式流量计的流量系数为流量计每向外输出一个脉冲时,通过流量计的流体体积。实际测量时,流量计读数满足

$$Q_m = N v_i$$

(5)

式中 Q_m ——单位时间内流量计的实际读数值
 N ——单位时间内流量计输出的脉冲数
 v_i ——理论流量系数

而通过流量计的真实流量(本试验中标准流量计的读数值)满足

$$Q_s = N v$$

(6)

式中 Q_s ——单位时间内通过流量计流体真实体积
 v ——实际流量系数

则流量测量的偏差为

$$\Delta Q = Q_s - Q_m = N(v - v_i)$$

(7)

由式(7)可得,流量系数 v 直接决定了流量计的测量结果及精度。反映流量系数随流量变化而变化的曲线称为流量计的流量系数曲线,一个容积式流量计的流量系数曲线决定了其性能特点与测量精度。图 10 为一般椭圆齿轮流量计的流量系数曲线^[14]。

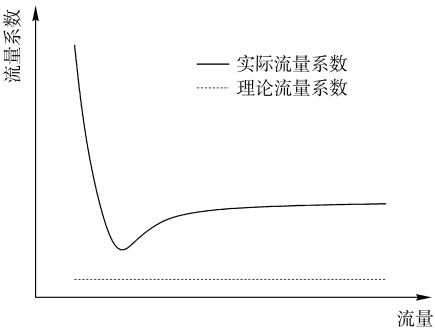


图 10 椭圆转子流量计流量系数曲线

理想的流量系数是不随通过流量计液体的压力和流量变化而变化的,始终与理论流量系数保持一致。然而实际上流量系数必然会随着压力以及流量的变化而变化。引起流量系数变化的原因包括机械结构的变形引起容腔体积的变化以及内泄漏。前文已述,对于摆线转子流量计,在承受高压时,由于机械结构变形导致的流量系数的变化很小,可以忽略不计,所以引起流量系数变化的主要原因在于内泄漏。

图 11 为实际制作的摆线转子流量计样机在不同压力不同流量情况下,实测的流量系数曲线。

理论流量系数曲线应该为一条值为 0.05 L/min

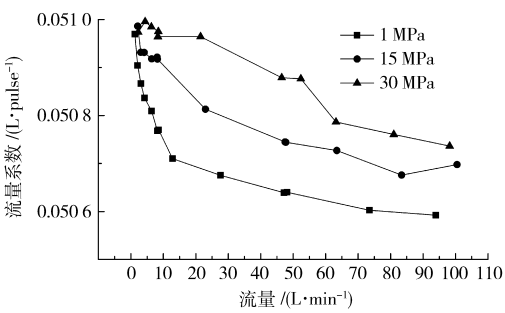


图 11 实测样机流量系数曲线

Fig. 11 Flow coefficient of cycloid rotor flowmeter

的直线,由实验结果可见,实测流量系数较理论流量系数普遍偏大,而实测流量系数越大,说明实际的流量读数值就越小。这一方面是因为样机的实际加工尺寸与理论尺寸存在误差,另一方面也是因为在测量室的高压腔与低压腔间存在内泄漏。

内泄漏可以分为端面泄漏和径向间隙泄漏两种。其中端面泄漏与压差及端面间隙大小等因素有关,而端面间隙又受到端盖形变量的影响;径向间隙泄漏则主要受进出口压差、转速和径向间隙的影响。

如前文所述,因为流量不同时,单位时间内流量计输出的脉冲数 N 不同,流量系数的变化不同于单位时间内流量计的内泄漏量 ΔQ 。假如流量计单位时间内的内泄漏量 ΔQ 保持不变,实际流量系数 v 会随着 N 增大而减小。

图 12 为样机单位时间内的内泄漏量 ΔQ 随压力与流量变化而变化的摆线转子流量计内泄漏曲线。可见,随着流量的增加,样机单位时间内的内泄漏量增加,几乎呈线性相关。这主要是因为随着流量的增大,样机高压腔与低压腔的压差增大,从而导致端面泄漏与径向间隙泄漏都增加。而随着压力的增高,上、下端盖的形变增大,会增大样机的端面泄漏量,这也是随着压力增高,样机内泄漏曲线上移的原因。

观察摆线转子流量计的流量系数曲线与内泄漏曲线,可以看到在大流量与小流量时,曲线特性不同,应采用分段分析的方法。

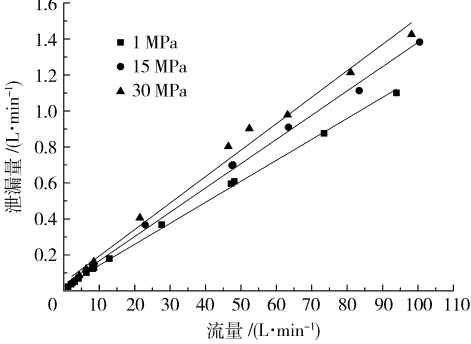


图 12 实测样机泄漏曲线

Fig. 12 Leakage curves of cycloid rotor flowmeter

在小流量时,不同压力情况下的流量系数相差不大,这是因为流量很小,高低压腔之间的压差比较小,即使随着压力的增高,流量计的上、下端盖发生变形,内外转子与上、下端盖的端面间隙加大,也没有引起端面泄漏的明显增大。

而大流量时,随着流量的增大,不同压力时的流量系数开始存在差异。压力越高,泄漏曲线增长越快,而流量系数下降越慢。这是因为流量增大会导致流量计测量室内高压腔与低压腔间的压差增大,使得因压力变高而不断增大的端面间隙对泄漏产生了更加明显的影响。

在实际测量中,需要在测量范围内对流量系数进行标定,以减小测量结果的相对误差。标定的方法是将理论流量系数与校准系数相乘,则实际测量结果为

$$Q_m = \varepsilon N v_t \tag{8}$$

式中 ε 为校准系数。校准系数应根据实测流量系数进行选取,使得所有实测流量系数与校准后的流量系数 εv_t 的相对误差均小于流量计允许的最大相对误差。图 13 为本实验样机经过校准后的相对误差曲线。相对误差定义为

$$e_r = \frac{v_t - v}{v} \times 100\% \tag{9}$$

由结果可见,经过初步校准后,该样机的测量精度达到 0.5 级标准。

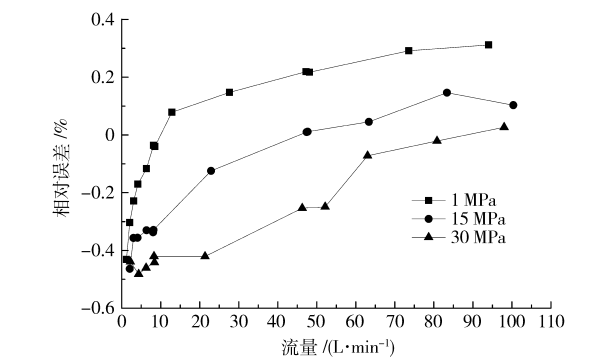


图 13 线性修正后的相对误差曲线

Fig. 13 Relative errors associated with different pressures

2.3 线性补偿提高流量计测量精度

因为流量计输出的数字信号经过二次仪表处理后才转化为读数,为了进一步提高摆线转子流量计的测量精度,减小测量误差,可以在二次仪表中根据当前的流量值对流量系数进行实时修正。本文采用线性拟合的方式对流量系数进行修正。修正后的流量系数 v_c 满足

$$v_c = m + n v_t \tag{10}$$

式中 m 、 n 均为线性拟合系数,则测量结果为

$$Q_m = N(m + n v_t) \tag{11}$$

图 14 为使用最小二乘法对不用压力流量条件下实测的流量系数数据进行线性拟合的结果。图 15 为用修正后的流量系数 v_c 替代理论流量系数 v_t 后,不同压力下,流量计实测值与标准值的比对。图中横坐标为标准流量计读数,纵坐标为修正后的待测流量计读数。图中可见,所有测量结果均位于将两坐标轴平分的 45°角平分线上,说明待测流量计读数准确,线性度较好。图 16 为待测流量计与标准流量计比对后的相对误差曲线。可见,经过对流量系数的线性修正之后,流量计的相对误差从 $\pm 0.5\%$ 以内下降到了 $\pm 0.3\%$ 以内,流量计的测量精度得到提高。

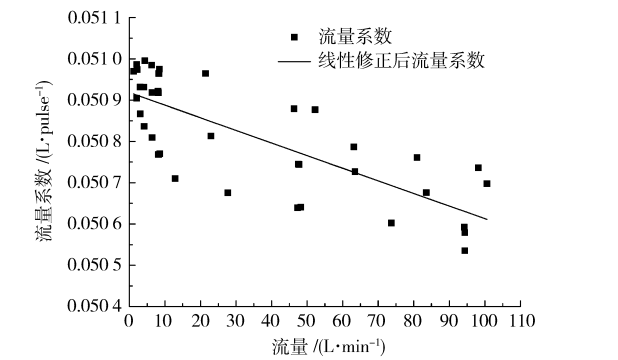


图 14 流量系数的线性拟合

Fig. 14 Linear fitting of flow coefficient

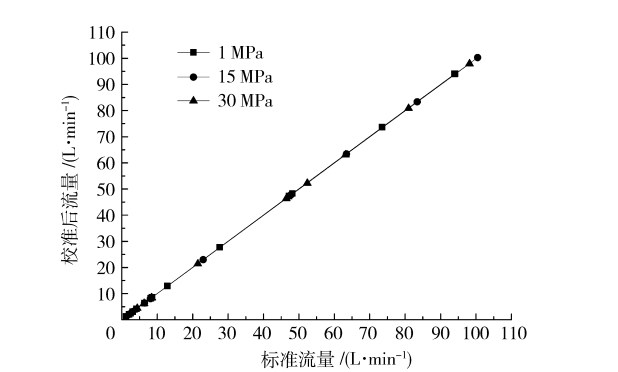


图 15 流量计测得值与标准值对比

Fig. 15 Comparison of measurements from a standard oval flowmeter and PDF

综上,从图 15 和图 16 的实验结果可见,待测流量计在低压及高压情况下,测试结果具有很好的线性度,且没有滞回,在 1 ~ 100 L/min 的测量范围内,测量误差小于 $\pm 0.3\%$,并且当被测流体压力在 0 ~ 31.5 MPa 范围内变化时,不会影响测量精度。

2.4 压差特性的分析

流体通过容积式流量计时,会在进、出口间形成压差。这意味着流体通过流量计时会产生能量损失。此外,根据前述分析可见,较大的进、出口压差会导致流量计内泄漏增加,影响测量精度。如图 8 所示,在实验系统中,用压力传感器测试进、出口处

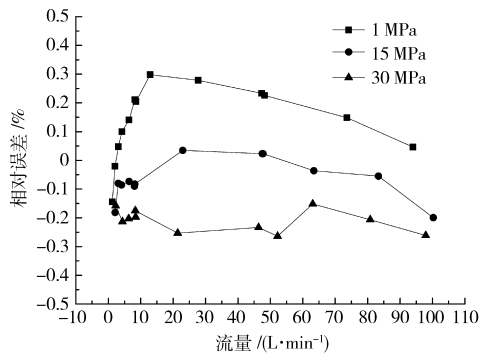


图 16 经过线性修正后的相对误差曲线
Fig. 16 Relative errors after calibration associated with different pressures

的压力,并进行比较就可以得到流体通过耐高压双向摆线转子流量计时的压力损失特性。

本实验使用运动粘度为 50 mm²/s 的抗磨液压油作为被测流体,被测油液油温 20℃。由图 17 可见,当待测流量计通过最大流量 100 L/min 时的进出口压差约为 0.3 MPa。进、出口压差随流量增加而增加,与通过流量值近似线性相关。

3 结束语

提出了一种以摆线内啮合转子为核心计量元件

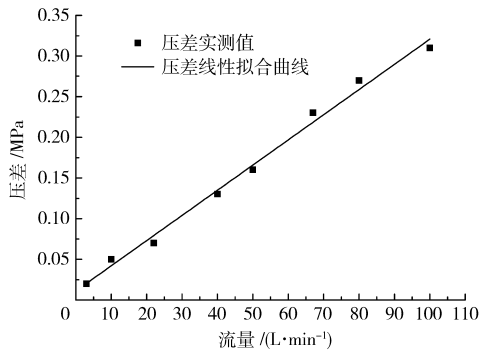


图 17 不同流量时进出口压差值
Fig. 17 Pressure difference between inlet and outlet

的容积式流量计。设计了最高耐压达 31.5 MPa ,测量范围为 1 ~ 100 L/min 的流量计样机,并实验验证其性能特点。实验结果表明,该流量计可用于一般粘性单相流体的流量精确测量,量程比可达 100: 1,测量精度达到 ±0.3%。具有测量精度高、压力损失小、转动平稳的特点。针对测量结果,分析了该流量计流量系数曲线特性及影响容积式流量计计量精度的原因,在此基础上提出通过线性补偿的方法对流量计的流量系数进行修正,从而使得流量计的测量精度进一步提高。

参 考 文 献

1 蔡武昌,孙淮清. 流量测量方法和仪表的选用[M]. 北京:化学工业出版社,2001.
2 朱德祥,张廷柱. 流量仪表原理和应用[M]. 上海:华东化工学院出版社,1992.
3 傅烈堂,陈自明,刘家增,译. 液体流量的精密测量[M]. 北京:计量出版社,1982.
4 Hendrix A R. Positive displacement flowmeters-high performance with a little care[J]. Instrumentation Technology, 1982, 29(12): 47 - 49.
5 Henry M, Tombs M, Zamora M, et al. Coriolis mass flow metering for three-phase flow: a case study[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2013, 30: 112 - 122.
6 O'Banion T. Coriolis: the direct approach to mass flow measurement[J]. Chemical Engineering Progress, 2013, 109(3): 41 - 46.
7 Wang X D, Kolesnikov Y, Thess A. Numerical calibration of a Lorentz force flowmeter[J]. Measurement Science & Technology, 2012, 23(4): 045005.
8 Zhen W, Tao Z. Computational study of the tangential type turbine flowmeter[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2008, 19(5): 233 - 239.
9 刘瑞祥,高希彦,许晓光. 涡街流量计测量柴油机脉动进气的误差分析[J]. 农业机械学报, 2005, 36(10): 20 - 22.
Liu R X, Gao X Y, Xu X G. Error analysis of pulsating flow measurement by vortex flowmeter in diesel engines[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(10): 20 - 22. (in Chinese)
10 刘军,谢文磊,高建立. 测量排气流量的内锥流量计数值模拟与实验[J]. 农业机械学报, 2009, 40(7): 29 - 34.
Liu J, Xie W L, Gao J L. Numerical and experimental study on V-cone flowmeter for the vehicle exhaust gas flow measurement [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(7): 29 - 34. (in Chinese)
11 Garcia-Berrocal A, Montalvo C, Blazquez J. Flow measurement of liquid hydrocarbons with positive displacement meters: the correction for slippage[J]. Measurement Science and Technology, 2013, 24(5): 055306.
12 Li X, Huang Z Y, Meng Z Z. Oil-water two-phase flow measurement using a venturi meter and an oval gear flow meter[J]. Chemical Engineering Communications, 2010, 197(2): 223 - 231.
13 Schumacher J A. Volume sensor for liquids using toothed meter wheels; USA, 5559288[P]. 1995 - 12 - 07.
14 Charles D, Foran Jr. Double helical flowmeter; USA, 5415041A[P]. 1995 - 05 - 16.
15 Hill S L. Positive displacement piston flow meter with damping assembly; USA, US5562002[P]. 1996 - 10 - 08.
16 李宾,丁凡,李勇. 新型耐高压双向椭圆齿轮流量计的研究[J]. 传感技术学报, 2007, 20(1): 220 - 223.

Li Bin, Ding Fan, Li Yong. Research on new-type high pressure bi-directional elliptical gear flowmeter[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators,2007,20(1): 220 – 223. (in Chinese)

17 何君,门金来,陈杰. 容积式流量计性能及应用[J]. 机械设计与研究, 2012,28(3): 119 – 121.

18 何存兴. 液压元件[M]. 北京:机械工业出版社,1982.

19 张利平. 液压泵及液压马达原理、使用与维护[M]. 北京:化学工业出版社, 2009.

20 Choi T H. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2012, 134(1):011005 – 1 – 12.

Design and Experiment of High-pressure Bi-directional Cycloid Rotor Flowmeter

Liu Shuo Ding Fan Ding Chuan Man Zaipeng

(State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: The measurement of the flow rate of various liquids and gases is critical in industrial automation. Positive displacement flowmeters (PDFs) are highly accurate flowmeters that are relatively insensitive to the upstream velocity distribution and fluid viscosity. This paper presents a high-pressure PDF containing a pair of internal cycloid rotors, with the advantages of large displacement, compact structure, high accuracy and small pressure loss. Flow coefficient curve of the prototype fabricated as the part of this research is given, and the reasons influencing the accuracy of the PDF are analysed deeply. In order to further improve the accuracy, the flow coefficient is corrected by linear function. Several experiments were performed to confirm the measurements over a flow range of 1 ~ 100 L/min with relative errors of less than 0.3%.

Key words: Positive displacement flowmeter Cycloid rotor Flow coefficient Accuracy

(上接第 338 页)

6-dimension Control Strategy for Hydraulic Stewart Master-slave System

Hou Jingwei¹ Ni Tao¹ Tang Xinxing² Zhao Dingxuan¹

(1. College of Machinery Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China
2. College of Mechanical Engineering, Changchun University of Technology, Changchun 130025, China)

Abstract: A master-slave system with hydraulic actuated Stewart mechanism in both master and slave sites is built. The system can be used for curved surface grinding work, where the grinding dust may do great harm to the operator. Aiming at the 6-DOF work condition of the system, a new workspace-based four channel bilateral servo control algorithm is designed. The new algorithm may decrease the nonlinear disturbance such as the difference of the cylinders and environment force, thus improve the accuracy of the feedback force. Based on this result, a multi-DOF strategy switch algorithm is proposed. By using different control strategy under the rigid impact time and soft impact, the vibrate problem on the master side during rigid impact on the slave side is solved. An experiment including soft and rigid collisions is implemented to validate the efficiency of the new algorithm.

Key words: Master-slave control Hydraulic control Stewart manipulator Force feedback Multi-DOF