

利用声学检测方法估算气体阀门的内漏率

张颖¹, 戴光¹, 韩波², 李国政³, 赵俊茹¹

(1. 大庆石油学院 机械科学与工程学院, 黑龙江 大庆 163318; 2. 吉林石油集团有限责任公司 测井公司, 吉林 松原 138000; 3. 大庆油田有限责任公司 天然气分公司, 黑龙江 大庆 163453)

摘要:根据动态流体源的发声特性,给出了用内漏声源振幅估算气体阀门内漏率的经验公式;通过对不同阀门内漏过程的声学检测,确定了试验阀门内漏率估算的状态因数和形状因数,分析了二次截流现象对内漏声源强度的影响,验证了气体介质在内漏过程中存在的阻塞现象,得到了空气的试验阻塞内漏率。

关键词:阀门;内漏率;声源强度;动态流体源

中图分类号:TG115.285 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-1891(2005)04-0079-04

0 引言

在役承压阀门内漏目前尚无有效的检测手段。阀门内漏过程伴随着动态流体源的发声现象,可利用声学方法检测承压阀门的内漏^[1]。通过声学参量判断阀门是否发生内漏,并估算内漏率。但由于阀门节流处流道的复杂性,以及不同介质、不同流道形式、不同流动状态参数的影响,通过理论方法较难估算内漏率^[2]。以气体阀门内漏率为研究对象,拟给出用动态流体声源振幅估算内漏率的经验公式,以指导阀门内漏声学检测方法的研究与应用。

1 动态流体源的发声机理

阀门内漏为喷射过程,喷射过程中的声源是运动的,可将阀门内漏过程中的声源称为动态流体源。喷射发声是动态流体源的主要组成部分,其效果为增大向下游方向去的声强,频率也随之增大。此外,由于边界层的影响,流动过程会产生涡流区,而涡的非定常流动又会激起声波。

1.1 理论基础

动态流体源发声的理论基础是湍流过程产生的波动压力场,虽然声源的形成机理复杂,但泄漏过程仍然满足流体的质量守恒及动量守恒定律,描述流场产生噪声的 Lighthill 气动力声方程^[3]为

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (\rho v_i v_j) + \nabla^2 (p' - c_0^2 \rho'), \quad (1)$$

式中: ρ 为质量密度; v 为速度场; p 为声波压强; c_0 为均匀介质的声速; ∇^2 为拉普拉斯算子。声波从静止状态($\rho = \rho_0, p = p_0, v = 0$)展开,处于小扰动状态,运动过程是等熵的,密度和压强的脉动分别为 $\rho' = \rho - \rho_0, p' = p - p_0$ 。式(1)表明:均匀声速 c_0 通过静止介质,其右边存在有声源,从该声源中央发出微小振幅的声波,表示它的传播现象。

1.2 理论模型

阀门内漏过程中的主要有效声源是喷流噪声和涡声,利用式(1),建立有效声源的理论模型。

1.2.1 喷流噪声

对式(1)仅采用“流动”的量,同时考虑延迟势的影响,可推导出喷流噪声的解^[3]为

收稿日期:2004-04-21;审稿人:邹龙庆;编辑:任志平

基金项目:黑龙江省教委科学技术研究基金项目(10511127)

作者简介:张颖(1972-),男,博士生,讲师,主要从事声发射检测与评价技术方面的研究。

$$\rho - \rho_0 = \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \iiint T_{ij} \left(y, t - \frac{R}{c_0} \right) \frac{d^3 y}{R}. \quad (2)$$

对于远方场,利用 $p - p_0 \approx c_0^2(\rho - \rho_0)$ 的关系,可得声功率 W 为

$$W = 4\pi r^2 \frac{\rho}{\rho_0 c_0} p'^2 \propto \frac{\rho^2 U^8 l^2}{\rho_0 c_0^5}, \quad (3)$$

式中: r 为声波传播距离; U 为平均速率; l 为特征长度,表征泄漏处的几何尺寸.

1.2.2 涡声

阀门内漏过程中,由于流体经过突然扩大口径处沿程减速增压,紧靠壁面的低速质点因受反向压差作用,速度减少至0,主流遂与边壁脱离,形成涡区.在低马赫数(M)流动的情况下,涡的非定常运动激起声波.根据式(1),采用无量纲分析法,可得涡外部区声压方程^[3]为

$$p = -\frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\prod_i(t - Mr)}{r} - \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \frac{\prod_{ij}(t - Mr)}{r} - \dots \quad (4)$$

其中 $\begin{cases} \prod_i(t) = Q_i(t) = \frac{1}{4\pi} \iiint f_i d^3 r' \\ \prod_{ij}(t) = Q_{ij}(t) - \delta_{ij} \frac{1}{12\pi} \iiint (u_k^2 + f_k x_k') d^3 r' \end{cases}$. 式(4)中右边第1项是偶极子声,外力的合力使偶

极子声声强 $Q_i(t)$ 变化,其影响以声波形式发射出去;第2项表示四极子声,总动能、外力的一次力矩和涡本身的相互作用 $[Q_{ij}(t)]$ 表示声波的发射.

1.3 阀门内漏率与声强的关系式

该理论模型是在理想状态下建立的,而阀门内漏过程的流动状态复杂,可描述为在固体边界约束下的狭窄孔隙的喷射.气体介质内漏过程以喷射发声为主,需要建立气体喷射状态下阀门内漏率与声强的经验公式,以实现对其内漏率的定量估算.将气体阀门内漏流道等效为拉伐尔管,分析气体在此状态下的流动特性.

1.3.1 亚声速状态下

当阀门泄漏孔上下压比(p_1/p_2)小于1.893时,气流在亚声速下流动,与不可压流体相似.引入比例因数 K_1 ,用 Q 表示内漏率,假设特征长度 l 与喷口直径成比例,代入式(3),得声功率 W ^[4] 为

$$W = \frac{K_1 \rho_1^2 Q^8}{\rho_0 c^5 S^7}, \quad (5)$$

式中: ρ_0 为静止状态介质密度; ρ_1 为充分发展的喷注密度; S 为泄漏口面积; c 为介质声速.

式(5)仅考虑喷射发声,没有考虑边界约束、涡声等对动态流体声源的影响,实际泄漏过程声功率 W_1 为

$$W_1 = \frac{K_1 \rho_1^{n_1} Q^{n_2}}{\rho_0^{n_3} c^{n_4} S^{n_5}}, \quad (6)$$

其中 $n_i (i=1,2,3,4,5)$ 为待定常数.对式(6)两边取对数,引入幅度 A 表示声强, $A \propto \lg W$, 将其代入式(6)得

$$\lg Q = a + bA. \quad (7)$$

式(7)即为内漏率与声强的经验公式,其中 a 为状态因数,表征阀门内工作介质的密度、压力和流速等参数对声强的影响; b 为形状因数,表征阀门内漏孔面积、阀门类型、几何尺寸和噪声传播等参数对声强的影响.

1.3.2 阻塞状态下

当阀门内漏孔上下压比(p_1/p_2)=1.893时,此时 $M=1$,气体在内漏孔处达到最大流速,此时出现阻塞现象,内漏率不再增加.

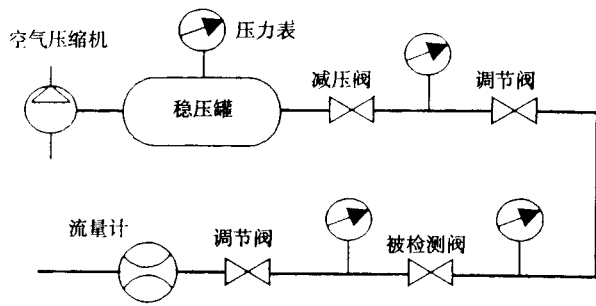
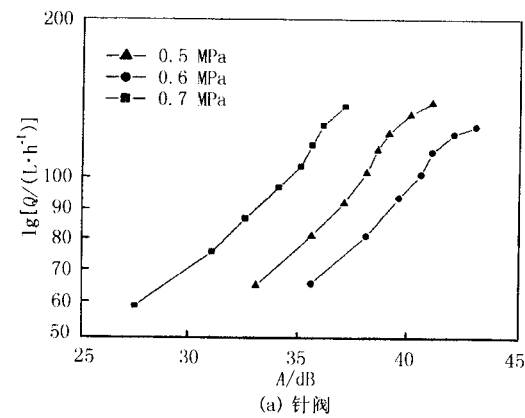


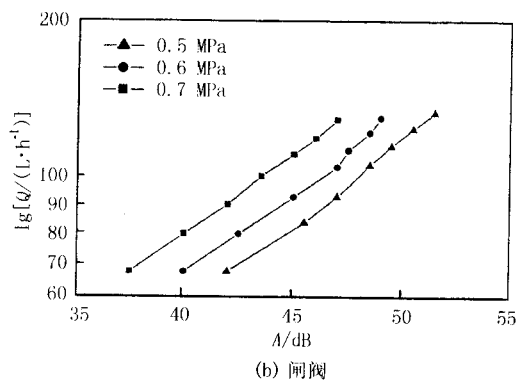
图 1 气体阀门内漏声学检测实验装置

表 1 实验阀门内漏率估算因数拟合

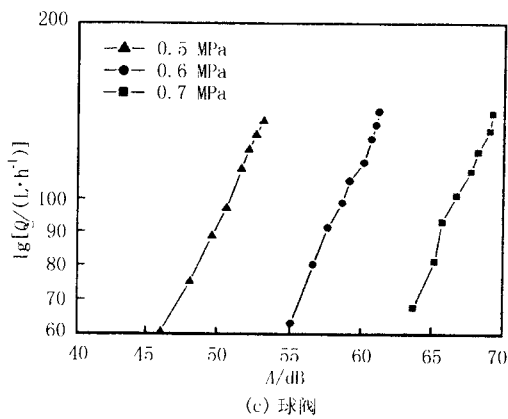
阀门类型	频率范围/kHz	a	b
针阀(J14W-20)	20~100	0.43	0.043
闸阀(Z12W-20)	20~100	0.93	0.031
球阀(Q17W-20)	20~100	0.58	0.054



(a) 针阀

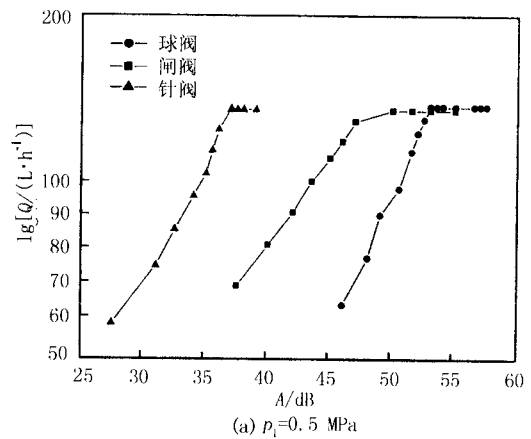


(b) 闸阀

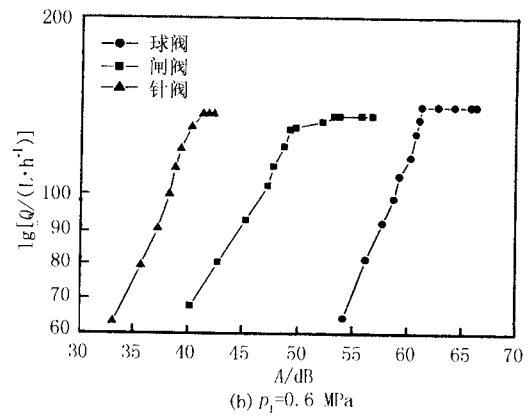


(c) 球阀

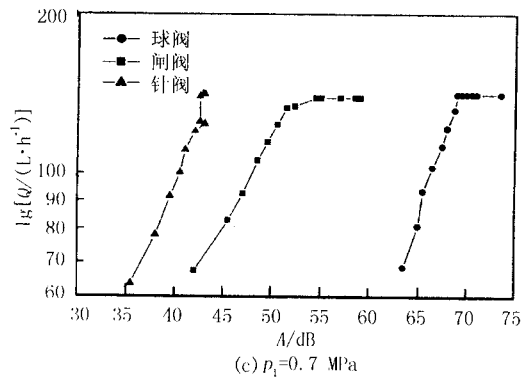
图 2 亚声速状态下 3 种实验阀门幅度与内漏率的常用对数关系曲线



(a) $p_1=0.5 \text{ MPa}$



(b) $p_1=0.6 \text{ MPa}$



(c) $p_1=0.7 \text{ MPa}$

图 3 不同入口压力下 3 种实验阀门幅度与内漏率的常用对数关系曲线比较

2 气体阀门内漏的声学检测实验

由于阀门内漏过程流动状态的复杂性,以及不同阀门结构、不同介质等诸多因素的影响,较难获得 a 和 b 的精确解,可采用实验方法确定 a 和 b ,利用声强估算内漏率.

实验装置见图 1. 用 ZB-0.11/7 型空气压缩机作为供气源,经稳压罐后提供稳定的气流,通过被测阀门后由浮子流量计计量气体内漏量. 声学测试系统由声学检测仪及传感器等组成. 以空气为介质,分别选取 3 种类型阀门,用不同开度模拟阀门内漏过程,确定实验阀门的 a 和 b ,估算阀门内漏率,实验结果见表 1.

3 实验过程及结果

3.1 振幅与内漏率的关系

在泄漏面积一定的条件下,改变阀门入口压力 p_1 ,分别得到不同 p_1 下 3 种实验阀门内漏率与振幅的关系曲线,见图 2. 从图 2 可以看出,截取 $p_1/p_2 < 1.893$ 时的曲线段,振幅与内漏率的常用对数成线性关系. 考虑 p_1 的影响,则式(7)为

$$\lg Q = p_1 a + bA. \quad (8)$$

对实验数据归一化处理,并作一元线性回归,得到各拟合因数,见表 1. 利用拟合因数,在已知阀门入口压力的情况下,利用式(8),通过振幅 A 估算同类型阀门的内漏率 Q .

3.2 不同阀门实验结果

取 p_1 分别为 0.5, 0.6 和 0.7 MPa 时,3 种实验阀门声源振幅与内漏率的常用对数关系曲线见图 3. 分析实验结果,可得:

(1) 阀门入口压力相同时,振幅随内漏率的增加而增加,当达到阻塞后内漏率不再增长,对于空气,最大内漏率 Q_{\max} 约为 140 L/h(换算到标准状态),说明气体介质在内漏过程中存在阻塞现象.

(2) 当达到阻塞后,继续增大压力,3 种阀门的内漏率不再增长,针阀的振幅不再变化,但球阀和闸阀的振幅继续增加,这是 2 种阀门的节流结构造成的二次截流现象引起的.

(3) 对于相同的阀门入口压力和内漏率,球阀的振幅最大,闸阀次之,针阀最小,这与阀门的流道结构有关.

4 结论

(1) 利用泄漏声源振幅可估算气体阀门内漏率,通过实验方法确定出经验公式状态因数 a 和形状因数 b . 气体介质在内漏过程中存在阻塞现象,对于空气,最大内漏率 Q_{\max} 约为 $140 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$ (换算到标准状态下).

(2) 球阀和闸阀在内漏过程中存在二次截流现象,在阀门内漏声学检测过程中需考虑阀门结构影响.

参考文献:

- [1] Dickey J, Dimmick J, Moore P M. Acoustic measurement of valve leakage rate[J]. Materials Evaluation, 1978,36(4):67-77.
- [2] Lord A E, Deisher J N, Koerner R M. Attenuation of elastic waves in pipelines as applied to acoustic emission leak detection[J]. Materials Evaluation, 1997,55(5):49-54.
- [3] 张远君. 流体力学大全[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1991. 336-350.
- [4] 戴光,王新颖,张颖,等. 承压阀门内漏检测方法[J]. 大庆石油学院学报,2003,27(3):70-73.