

杠杆式和内平衡直杆式低 - 低压调压器性能差异研究

叶德才, 林天齐, 林元文, 王丁涛, 肖云选, 杨 威

浙江苍南仪表集团东星能源科技有限公司, 浙江 温州

Email: 1024114617@qq.com

收稿日期: 2020年10月7日; 录用日期: 2020年10月22日; 发布日期: 2020年10月29日

摘 要

本文针对目前市场应用于中 - 低压入户的两种典型结构(杠杆式和内平衡直杆式)的低 - 低压调压器, 对比分析了这两种自力式调压器的结构原理和受力平衡特点及其对关键性能的影响。通过分析和计算, 对杠杆式和内平衡直杆式两种低 - 低压调压器结构原理对安全可靠性的影响、力平衡关系、力平衡与受力情况、弹簧力损失及其与关键性能指标的关系, 找出二者在安全性、稳压精度、关闭压力和流通能力等关键性能指标上的差异, 分析了杠杆式调压器低 - 低压使用工况存在的不足, 并进行了试验验证。结果证明, 在低 - 低压工况下, 内平衡直杆式调压器的安全性、稳压精度等级、关闭压力等级和流通能力优于杠杆式调压器。

关键词

低 - 低压调压器, 内平衡直杆式, 杠杆式, 力平衡关系, 流开力, 流通能力, 稳压精度, 关闭压力

Research on the Lever Type and Internal Balance Bar Type Low to Low Gas Pressure Regulating Installation Performance Difference

Decai Ye, Tianqi Lin, Yuanwen Lin, Dingtao Wang, Yunxuan Xiao, Wei Yang

Zhejiang Cangnan Instrument Group Dongxing Energy Technology Co., Ltd., Wenzhou Zhejiang

Email: 1024114617@qq.com

Received: Oct. 7th, 2020; accepted: Oct. 22nd, 2020; published: Oct. 29th, 2020

文章引用: 叶德才, 林天齐, 林元文, 王丁涛, 肖云选, 杨威. 杠杆式和内平衡直杆式低 - 低压调压器性能差异研究[J]. 机械工程与技术, 2020, 9(5): 498-509. DOI: 10.12677/met.2020.95054

Abstract

This article compares and analyzes the structure principle, the characteristics of the force balance and the impact it has on key performance of the two typical structures (lever type and internal balance bar type) of low to low gas pressure regulating installation currently used in the market for medium to low voltage households. Through analyzing and calculating the influence of the basic structure of the lever type and the internal balance bar type low to low gas pressure regulating installation have on safety and reliability, force balance relationship, force balance and force condition, spring force loss and its key performance, the relationship between the two indicators, finding the differences in key performance indicators such as safety and reliability, voltage stabilization accuracy, closing pressure level, circulation capacity, etc., analyzing the shortcomings of the low to low pressure operating conditions existing in the lever type gas pressure regulating installation, and conducting physical test verification. Results prove that under low to low voltage operating conditions, the internal balance bar type is better than the lever type in terms of safety, reliability, voltage stabilization accuracy, circulation capacity and closing performance.

Keywords

Low-Low Gas Pressure Regulating Installation, Internal Balance Bar Type, Lever Type, Force Balance Relationship, Flow Opening Force, Circulation Capacity, Voltage Stabilization Accuracy, Closing Pressure

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

北方新农村建设的“煤改气”和国内城市商业用气的大幅度推进，在保障安全可靠的前提下，具有性价比优势的低-低压调压器得到越来越广的应用。

按照城镇燃气调压器国家标准 GB 27790-2011 [1]和城镇燃气设计规范 GB 50028-2006 [2]，低-低压调压器一般使用工况为：P1 5~10 kPa，P2 2.16 kPa，流量范围 1~6 Nm³/h，稳压精度等级：AC15，关闭压力等级：SG25 [3]。

目前国内使用较多的低-低压调压器一般分为两种结构形式：杠杆式和内平衡直杆式。从调压器设计角度讲，通常杠杆式调压器设计使用大杠杆比、小阀口、小阀口开度设计，适合大压差，相对流量较小的使用工况。低-低压调压器由于前后压差较小(20 kPa 以下)，一般使用大直径阀口、小开度、带平衡机构的设计理念，达到流通能力、稳压精度和关闭性能等性能指标要求[4]。而杠杆式调压器由于阀口直径和流量小，不适合家庭用户大功率燃气设备使用(如：燃气采暖炉)，也不适用当前的小压差使用环境。但是杠杆式调压器相对结构简单、造价低、易生产，大量出现在像北方农村“煤改气”这样投资有限的应用场合[5]。内平衡直杆式调压器与杠杆式相比，存在平衡机构带来了结构复杂和成本稍高的压力，但在当前低-低压使用环境下，在稳压精度、关闭性能、流通能力、安全性各方面都有明显的优势。

本文针对这两种结构的低-低压调压器，从理论上分析了二者的工作原理(包括基本结构、驱动方式)、力平衡关系、受力分析，并通过试验进行验证，最终得出在低-低压使用工况下内平衡直杆式的安全性、稳压精度等级、关闭压力等级和流通能力优于杠杆式的结论。

2. 结构和原理

两款低 - 低压调压器都属于自力式调压器, 主要由壳体及流道、皮膜、阀口、阀口垫、传动结构组成。从控制形式上属于利用系统内在能量实现闭环控制的经典控制模型。调压器本身能够根据出口侧压力(P_2)的变化, 控制阀口开度弥补出口侧压力变化[6]。并与压力设定弹簧保持相对的受力平衡状态, 维持调压器出口压力的相对稳定, 这就是自力式调压器的基本原理。两者从结构上的核心区别是: 内平衡直杆式调压器多了一张膜片(平衡膜片), 它的作用是为了抵消阀口受到调压器入口侧压力变化对调压器精特性(主要包括: 稳压精度、流量及关闭压力)的影响。

杠杆式低 - 低压调压器主要由封盖、调节机构、阀盖、弹簧、主膜片、阀体、阀口、阀口垫、推杆、杠杆、传动机构等零部件组成(见图 1)。主膜片上端的力为弹簧力 F_{kx} , 主膜片下端的力 P_2 作用到主膜片有效面积上的主膜片力 FP_{2SA} 。在调压器稳定工作时, F_{kx} 一旦确定, FP_{2SA} 将与 F_{kx} 保持平衡, 阀口垫与阀口的开度保持固定。当下游流量增大时, 造成出口压力 P_2 下降, F_{kx} 大于 FP_{2SA} , 主膜片向下移动, 传动机构带动杠杆长力臂下降, 杠杆带动推杆向右移动, 使阀口垫与阀口的开度变大, 从而使 P_2 增大; 相反, 当下游流量减小时, 造成出口压力 P_2 上升, F_{kx} 小于 FP_{2SA} , 主膜片向上移动, 传动机构带动杠杆长力臂上升, 杠杆带动推杆向左移动, 使阀口垫与阀口的开度变小, 从而使 P_2 降低。

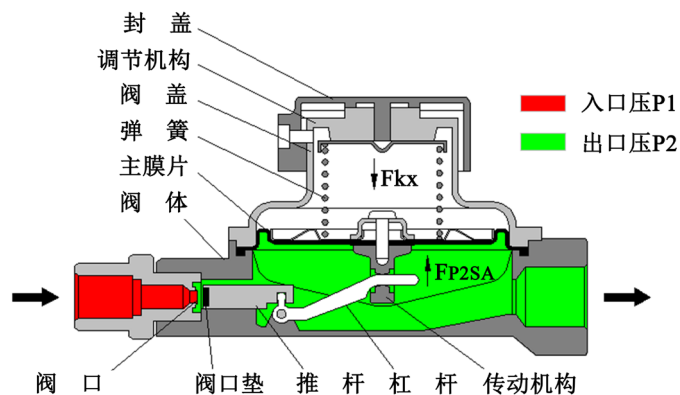


Figure 1. Structure principle of lever type low to low gas pressure regulating installation
图 1. 杠杆式低 - 低压调压器结构原理图

内平衡直杆式低 - 低压调压器主要由封盖、调节结构、阀盖、弹簧、主膜片、平衡膜片、阀体、阀口、阀口垫、阀杆等零部件组成(见图 2)。主膜片上端的力为弹簧力 F_{kx} , 主膜片下端的力为 P_2 作用到主膜片有效面积上的主膜片力 FP_{2SA} 。在调压器稳定工作时, F_{kx} 一旦确定, FP_{2SA} 将与 F_{kx} 保持平衡, 阀口垫与阀口的开度保持固定。当下游流量增大时, 造成出口压力 P_2 下降, F_{kx} 大于 FP_{2SA} , 主膜片向下移动, 带动阀杆向下移动, 使阀口垫与阀口的开度变大, 从而使 P_2 增大; 相反, 当下游流量减小时, 造成出口压力 P_2 上升, F_{kx} 小于 FP_{2SA} , 主膜片向上移动, 带动阀杆向上移动, 使阀口垫与阀口的开度变小, 从而使 P_2 降低。

3. 安全可靠性能分析

对调压器来说调压器阀口关闭性能是调压器的最基本性能, 阀口必须要关得住才能保证下游用气设备的安全。特别是这种户内调压产品, 直接关系到广大人民群众的用气安全。所以它的安全可靠性尤为重要。通过以上两款调压器的结构原理图, 我们可以看到两款调压器的结构差异很大, 特别是阀口的设

计(包括位置、结构)有很大不同,导致阀口的安全可靠性能大相径庭。由于目前我国燃气管道实际施工条件、气质条件、输配系统资金投入等诸多问题,管道内杂质问题严重,这样对末端低-低压调压器产品的适应性(抗污能力)提出很高要求[7]。杠杆式的气流从水平方向冲击阀口(见图1),阀口与流道间隙以及推杆滑动间隙易堆积杂质,从而产生更大的运动阻力,进而影响关闭动作,严重时甚至会导致阀口无法关闭、P2无法控制,存在安全隐患。内平衡直杆式的气流从上而下冲击阀口(见图2),阀口垫多为锥面设计,不易堆积管道杂质,并且阀口位于阀体中隔处,距阀体底部尚有宽裕的杂质沉降空间不易因杂质而影响关闭性能,使用安全可靠性能更高[8]。

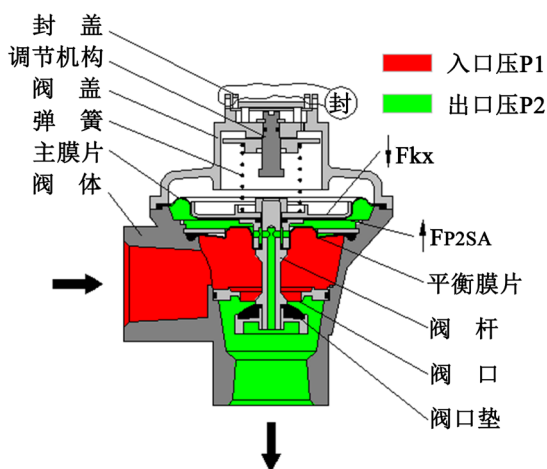


Figure 2. Structure principle of internal balance bar type low to low gas pressure regulating installation
图2. 内平衡直杆式低-低压调压器结构原理图

4. 两种结构调压器的性能分析

4.1. 两种结构调压器的力平衡关系

杠杆式因为杠杆存在短力臂和长力臂的连动和倍数关系,因此其力平衡关系较为复杂(见图3)。主膜片力 $FP2SA$ 分化为两个力: $FP2SA1$ 作用在主膜片上与弹簧力 Fkx 进行力平衡; $FP2SA2$ 作用在阀口垫上与流开力 $FP1Sa$ 进行力平衡。实际的主膜片力 $FP2SA = FP2SA1 + FL1/L2$, 根据杠杆比的力传递比例, 杠杆比力 $FL1/L2 = FP2SA2 * (L1/L2)$ 。因此, 最终起到力平衡作用的是主膜片分力 $FP2SA1$ 、流开力 $FP1Sa$ 和弹簧力 Fkx , 流开力是影响弹簧力的关键所在。

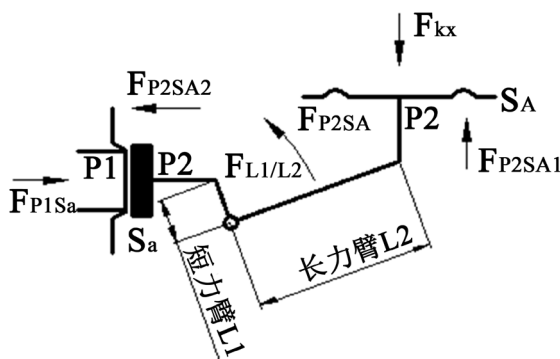


Figure 3. Force balance of lever type low to low gas pressure regulating installation
图3. 杠杆式力平衡关系图

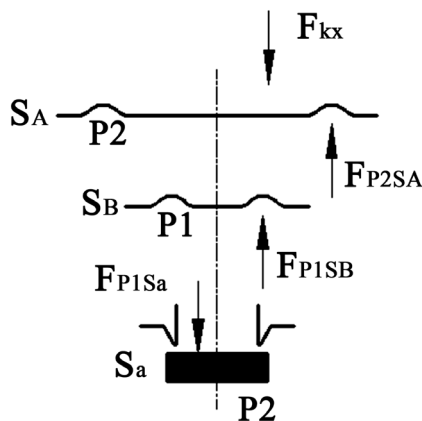


Figure 4. Force balance of internal balance bar type low to low gas pressure regulating installation
图 4. 内平衡直杆式力受力关系图

图 3 和图 4 中:

P1: 进口压力, bar

P2: 出口压力, bar

SA: 主膜片有效受力面积, cm^2

SB: 平衡膜片有效受力面积, cm^2

Sa: 阀口垫有效受力面积, cm^2

Fkx: 弹簧力, N

FP2SA: 主膜片力, N

FP2SA1: 主膜片分力 1, N

FP2SA2: 主膜片分力 2, N

FP1Sa: 流开力, N

FP1SB: 平衡膜片力, N

FL1/L2: 杠杆比力, N

由于内平衡直杆式主膜片、平衡膜片、阀口垫、阀杆同步运动, 因此所有力在一个平衡关系中(见图 4)。主膜片力 FP2SA 与弹簧力 Fkx 进行力平衡, 平衡膜片力 FP1SB 与流开力 FP1Sa 进行力平衡。平衡膜片感应进口气压 P1, 可以获得与流开力相反、近乎相等的力, 即 $FP1SB \approx FP1Sa$, 用来抵消流开力对阀口垫的影响。最终整个力平衡关系中起到力平衡作用的, 只剩下弹簧力 Fkx 和主膜片力 FP2SA。

4.2. 受力分析

1) 条件假设

因为低 - 低压调压器进口压力 P1 和出口压力 P2 之间的差值不是很大(P1 不超过 20 kPa P2: 2.16 kPa), 因此各种力之间的差值也相对较小。要想准确的获得流开力对低 - 低压调压器各关键性能的影响, 需要对力平衡关系中的各种力的大小进行详细的计算。由于不同低 - 低压调压器的主膜片尺寸、阀口尺寸、弹簧配置的不同, 为了在统一的条件下进行计算, 根据目前国内市场上典型的两种低 - 低压调压器的进出口压力、主膜片尺寸、阀口尺寸以及杠杆比等实际情况, 以便得到同条件下的结果, 因此在力平衡关系中的各种力的计算过程中进行了以下条件假设, 见表 1:

Table 1. List of conditional assumption in the calculation of force balance**表 1.** 力平衡关系计算过程中的条件假设

进口压力 P1 范围(kPa)	5~20(分别取 5, 10, 20)
出口压力 P2(kPa)	2.16
主膜片有效受力直径 A(mm)	60
阀口直径 a(cm)	1
公斤力 1 kgf/cm ²	9.8N
受力计算公式	$F = P * S * 9.8$ (F 代表力, P 代表气压, S 代表受力面积)
杠杆比 L1/L2	1:4

2) 计算(见表 2)

Table 2. Summary of the calculation of two structures gas pressure regulating installation**表 2.** 两种结构的计算过程

	计算公式	杠杆式			内平衡直杆式		
		0.05	0.1	0.2	0.05	0.1	0.2
进口压力 P1(bar)	/	0.05	0.1	0.2	0.05	0.1	0.2
出口压力 P2(bar)	/		0.0216			0.0216	
流开力 FP1Sa(N)	$P1 * Sa * 9.8$	0.385	0.769	1.539	0.385	0.769	1.539
主膜片力 FP2SA(N)	$P2 * SA * 9.8$	5.982	5.982	5.982	5.982	5.982	5.982
主膜片分力 FP2SA2(N)	$FP2SA2 = FP1Sa$	0.385	0.769	1.539	0.385	0.769	1.539
杠杆比力 FL1/L2(N)	$FP2SA2 * (L1/L2)$	0.096	0.192	0.385		无	
主膜片分力 FP2SA1(N)	$FP2SA - FP2SA2$	5.886	5.79	5.597		$FP2SA1 = FP2SA$	

4.3. 稳压精度差异

1) 弹簧刚度的估算

由于杠杆式和内平衡直杆式用于主膜片做功所需的力相差不大, 考虑不同压缩量的情况下, 可采用相同刚度的弹簧。根据压簧计算公式, 取相同钢丝线径、直径、圈数等, 估算所需弹簧刚度 $\approx 0.18\text{N/mm}$ (弹簧的不同参数取值会有一定的偏差)。

2) 阀口垫开度与弹簧力损失

在阀口垫渐开的过程中, 随着开度的增大, 弹簧逐渐伸长, 弹簧压缩量逐渐变小, 弹簧力 F_{kx} 也逐渐变小。杠杆式的阀口开度与弹簧伸长量的对应关系是按杠杆比来计算的, 如果按杠杆比 1:4 来计算, 则阀口每开 1 mm, 弹簧伸长 4 mm; 内平衡直杆式由于没有采用杠杆结构, 阀口开度与弹簧伸长量是 1:1 的关系, 即阀口每开 1 mm, 弹簧伸长 1 mm。弹簧力的损失与阀口垫关系见表 3:

Table 3. The relationship between the loss of spring force and the valve pad**表 3.** 弹簧力的损失与阀口垫关系

弹簧力损失: 按刚度 0.18 N/mm, 每伸长 1 mm, 减少 0.18 N			
杠杆式		内平衡直杆式	
阀口垫开度	弹簧力损失(4 倍关系)	阀口垫开度	弹簧力损失(1 倍关系)
1 mm	0.72 N	1 mm	0.18 N

Continued

2 mm	1.44 N	2 mm	0.36 N
3 mm	2.16 N	3 mm	0.54 N
4 mm	2.88 N	4 mm	0.72 N

3) 弹簧力损失对稳压精度的影响

弹簧力 F_{kx} 损失后, 将导致 P2 下降, 其压降计算公式为 $\Delta P_2 = \Delta F / (SA * 9.8)$ 。根据出口压力设定值为 2.16 kPa, 可以推算出压降与稳压精度的对应关系, 见表 4。

Table 4. The relationship between voltage drop and voltage regulation accuracy of two structures gas pressure regulating installation

表 4. 两种结构压降与稳压精度的对应关系

杠杆式				内平衡直杆式			
阀口垫开度	弹簧力损失	P2 压降 kPa	2.16 kPa 对应精度	阀口垫开度	弹簧力损失	P2 压降 kPa	2.16 kPa 对应精度
1 mm	0.72 N	0.26	-12%	1 mm	0.18 N	0.065	-3%
2 mm	1.44 N	0.52	-24.1%	2 mm	0.36 N	0.13	-6.0%
3 mm	2.16 N	0.78	-36.1%	3 mm	0.54 N	0.195	-9.0%
4 mm	2.88 N	1.04	-48.1%	4 mm	0.72 N	0.26	-12.0%

4.4. 关闭压力的差异

为了简单直观, 特将阀口垫橡胶密封力忽略, 假定主膜片提供给阀口垫的推力刚好可以关闭调压器。根据 4.2 的计算, 当 P1 发生增大时, 流开力随之增大。对于杠杆式而说, 杠杆力 FL_1/L_2 也随之增大, 主膜片需要给阀口垫提供更大的推力, 才能保证关闭。而主膜片力来源于 P2 气压值和主膜片有效受力面积, 其中受力面积不变, 因此要获得更大的主膜片力, 就必须要有更高的 P2 气压值, 即 P2 变得更高才能关闭; 换言之, 杠杆式在 P1 增大后, 关闭压力也会随之明显升高。而对于内平衡直杆式来说, 随着 P1 的增大, 流开力也随之增大, 但是平衡膜片力也随之增大, 可以与流开力互相抵消, 因此, P2 不用增大就可以保证关闭, 即关闭压力不变。

5. 试验数据与分析

试验过程中, 在选择试验的低 - 低调压器时, 因内平衡直杆式结构完全抵消流开力, 其阀口尺寸通常比杠杆式更大, 从而无法找到相同阀口尺寸的杠杆式结构产品。因此试验过程中, 选择采用相同公称直径的两款低 - 低压调压器(分别标示为 A 和 B), 特别对于杠杆式调压器尽可能挑选市面上性能口碑最佳的产品。

表 5 为两款试验产品的参数:

Table 5. List of parameters of the two structures samples

表 5. 两种结构试验产品的参数

关键尺寸对比	内平衡直杆式(A)	杠杆式(B)
阀口直径(mm)	11	4
主膜片直径(mm)	71	85
阀口开度(mm)	2.8	1.6
杠杆比	无杠杆	1:5.8

在两款被测产品存在一定关键部件尺寸差异的前提下, 本文将针对相同工况、低压差和大压差等工况进行试验[9]。

5.1. 相同工况试验数据

工况参数: $P_1 = 5\sim 20\text{ kPa}$, $P_2 = 2.16\text{ kPa}$

杠杆式(B)试验静特性曲线(见图 5):

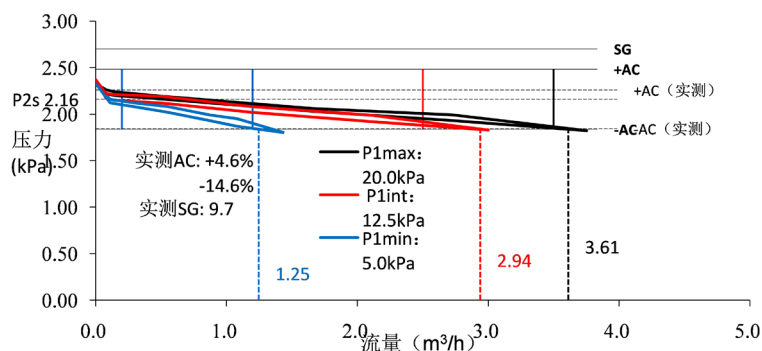


Figure 5. Static characteristic curve of lever type (B) low to low gas pressure regulating installation
图 5. 杠杆式(B)试验静特性曲线

内平衡直杆式(A)试验静特性曲线(见图 6):

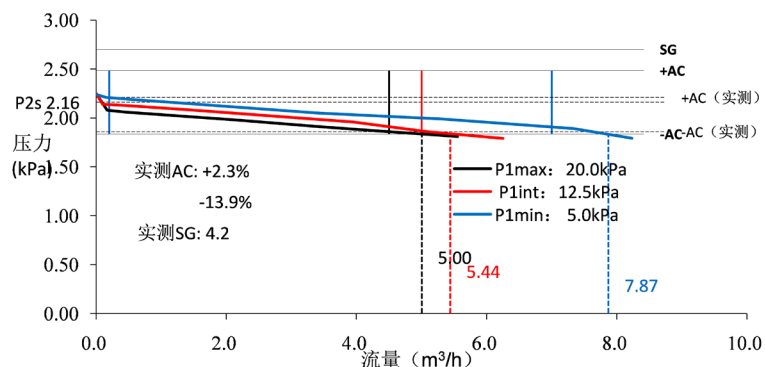


Figure 6. Static characteristic curve of internal balance bar type (A) low to low gas pressure regulating installation
图 6. 内平衡直杆式(A)试验静特性曲线

静特性曲线分析(见表 6):

Table 6. Analysis of two type static characteristic curves

表 6. 两种结构静特性曲线的分析

项目		内平衡直杆式(A)	杠杆式(B)
流通能力(m³/h)	P_1 (kPa)	5	1.25
		12.5	2.94
		20	3.61
稳压精度	上偏差	+2.3%	+4.6%
	下偏差	-13.9%	-14.6%
关闭压力		4.2	9.7

这一试验结果验证了：杠杆式调压器和内平衡直杆式调压器在稳压精度(AC15)范围内流量差异巨大。主要原因是杠杆式调压器的杠杆比的存在放大了弹簧刚度的变化，所以在稳压精度内的流量衰减较快，流量较小。由于没有平衡结构，杠杆式调压器在不同入口压力下流量差异也偏大。

5.2. 小压差试验数据对分析

工况参数: P1 = 3~5 kPa, P2 = 2.16 kPa

杠杆式(B)试验静特性曲线(见图 7):

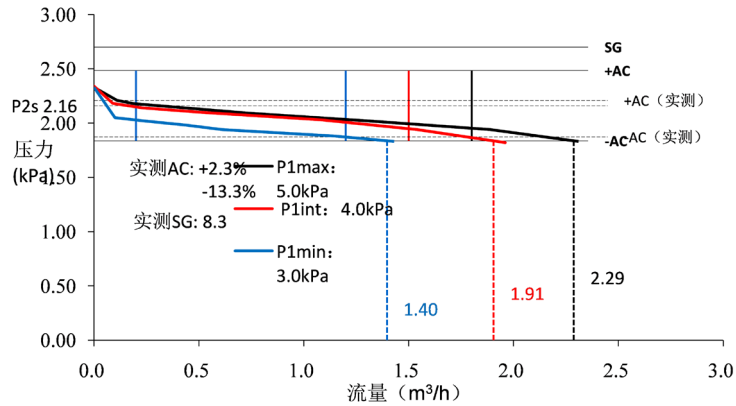


Figure 7. Static characteristic curve of lever type (B) low to low gas pressure regulating installation
图 7. 杠杆式(B)试验静特性曲线

内平衡直杆式(A)试验静特性曲线(见图 8):

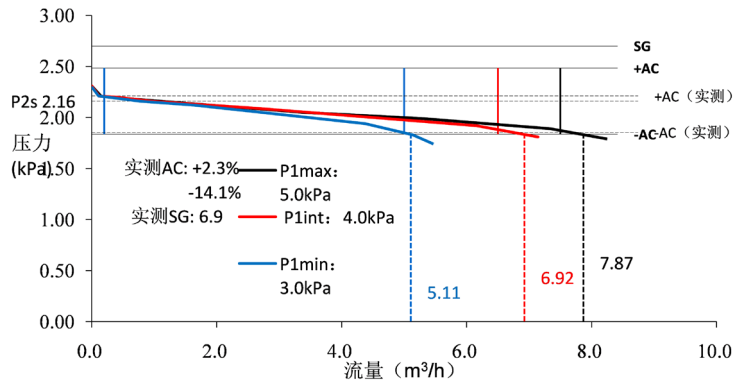


Figure 8. Static characteristic curve of internal balance bar type (A) low to low gas pressure regulating installation
图 8. 内平衡直杆式(A)试验静特性曲线

静特性曲线分析(见表 7):

Table 7. Analysis of two type static characteristic curves

表 7. 两种结构静特性曲线的分析

项目		内平衡直杆式(A)	杠杆式(B)
流通能力(m³/h)	P1(kPa)	3	1.4
		4	1.91
		5	2.29

Continued

稳压精度	上偏差	+2.3%	+2.3%
	下偏差	-14.19%	-13.3%
关闭压力		6.9	8.3

这一试验结果验证了前文 4.4 中对杠杆式在 P1 发生变化对其力平衡产生的影响，即前压越高，杠杆式阀口垫为对抗更高的流开力，需要分掉更多的主膜片推力，从而影响了主膜片与弹簧力之间的力平衡，造成稳压精度降低。同时，杠杆式在 P1 低的情况下，关闭性能更好；反之，P1 越高，杠杆式关闭性能越差。

5.3. 大压差试验数据分析

工况参数：由于杠杆式低 - 低压调压器的最大允许进口压力更高，为了试验数据有对比性，大压差试验，是结合各自适用的进口压力范围，按 P1 量程比 1:4 进行测试。

杠杆式(B)试验静特性曲线(见图 9)：P1 量程比 1:4

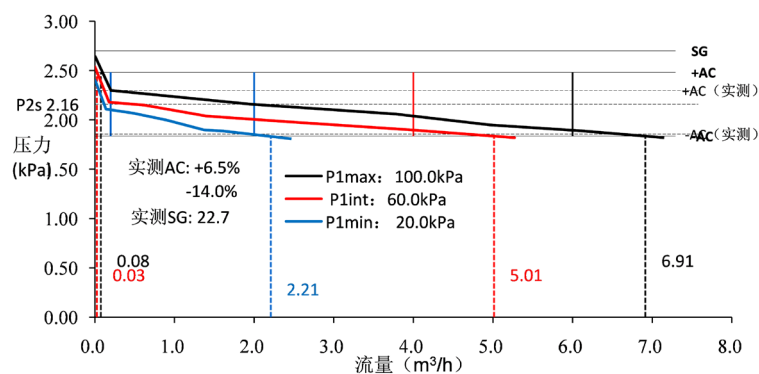


Figure 9. Static characteristic curve of lever type (B) low to low gas pressure regulating installation
图 9. 杠杆式(B)试验静特性曲线

内平衡直杆式(A)试验静特性曲线(见图 10)：P1 量程比 1:4

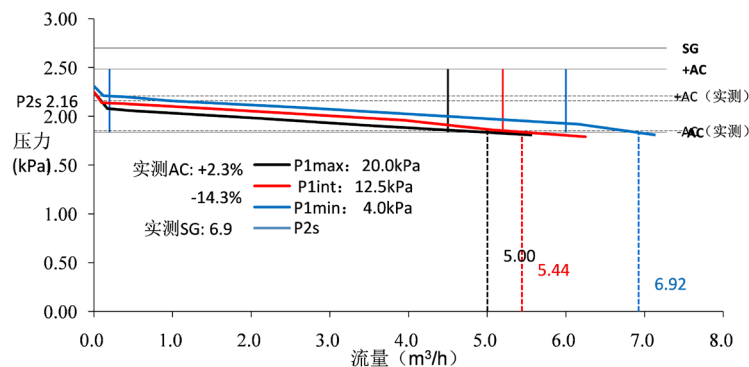


Figure 10. Static characteristic curve of internal balance bar type (A) low to low gas pressure regulating installation
图 10. 内平衡直杆式(A)试验静特性曲线

静特性曲线对比：

1) 流通能力分析(见表 8)

Table 8. Analysis of circulation capacity**表 8.** 流通能力分析

P1 (kPa)	流量(Nm ³ /h)	P1(kPa)	流量(Nm ³ /h)
	内平衡直杆式(A)		杠杆式(B)
4	5	20	2.21
12.5	5.44	60	5.01
20	7.87	100	6.91
结论	相同前压条件下, 内平衡直杆式的流通能力更强。		

通过此组数据, 明显看出杠杆式要获得与内平衡直杆式相近的供气量, 则必须获得远高于内平衡直杆式的 P1 条件。

2) 稳压精度分析(见表 9)

Table 9. Analysis of voltage stabilization accuracy**表 9.** 稳压精度分析

调节精度	内平衡直杆式(A)	杠杆式(B)
精度上偏差	+2.3%	+6.5%
精度下偏差	-14.3%	-14.0%
结论	获得最大流量时的精度下偏差比较接近。	

两种低 - 低压调压器在获得最大流量时的精度下偏差比较接近, 说明两款调压器都有良好的力平衡结构。而内平衡直杆式的精度上偏差明显优于杠杆式, 主要原因是由于杠杆式在承受较高前压时, 流开力更大, 并且已经影响到了杠杆式的开度控制, 即流开力帮助杠杆式获得了更大的开度, 导致所获得的 P2 比设定值更高, 并且该上偏差远高于内平衡直杆式。

3) 关闭压力等级分析(见表 10)

Table 10. Analysis of closing pressure**表 10.** 关闭压力等级分析

关闭精度等级	内平衡直杆式(A)	杠杆式(B)
SG	SG6.9	SG22.7
结论	杠杆式 P1 越高, 关闭性能越差。	

6. 总结

根据以上的结构分析和受力计算与实际试验数据的分析, 很明显可以得出以下结论:

1) 内平衡直杆式调压器有更高的安全可靠性能。

由于内平衡直杆式的气流从上而下冲击阀口, 阀口垫多为锥面设计, 不易堆积管道杂质, 并且阀口位于阀体中隔处, 距阀体底部尚有宽裕的杂质沉降空间不易因杂质而影响关闭性能, 使用安全可靠性能更高。

2) 内平衡直杆式调压器有更高的稳压精度等级、更好的关闭压力等级和更大的流通能力。

杠杆式的省力杠杆结构, 在阀口垫开度相同时, 因杠杆比放大了主膜片的位移, 让主膜片产生了 4 倍开度的位移, 则导致弹簧伸长了 4 倍开度的长度。弹簧伸长越多, 弹簧力损失得也越多。弹簧力减小

后,为了维持低-低压调压器阀口垫开度,主膜片力的力平衡也会随之降低,导致P2下降,从而影响稳压精度。在相同的稳压精度下,内平衡直杆式阀口开度更大,故流通能力更强,获得的流量更大。

由于内平衡杠杆式调压器平衡结构能抵消掉P1变化带来的流开力的变化,所以在调压器运行时P1发生变化后,引起的P2的变化相对杠杆式调压器要小很多。在调压器处于关闭状态时,当P1发生增大时,主膜片需要给阀口垫提供更大的推力,才能保证关闭。而对于内平衡直杆式来说,平衡结构抵消了流开力的变化保证了关闭压力极少变化。

杠杆式调压器相对结构简单、造价低、易生产,大量出现在像北方农村“煤改气”这样投资有限的应用场合。内平衡直杆式调压器与杠杆式相比,存在平衡机构带来了结构复杂和成本稍高的压力,但在当前低-低压使用环境下,在安全可靠、稳压精度、关闭性能、流量范围各方面都有明显的优势。

通过此文的研究,警醒相关使用单位对此类产品给予足够的重视,根据使用场合条件谨慎选择合适的产品,保证中国燃气输配管网的安全、高效运行。

参考文献

- [1] 中华人民共和国建设部. 城镇燃气调压器(GB 27790-2011). 北京: 中国标准出版社.
- [2] 中华人民共和国建设部. 城镇燃气设计规范(GB 50028-2006). 北京: 中国建筑工业出版社.
- [3] Zhang, N.F., Zhai, J., Lin, S.B., *et al.* (2013) Comparison between New and Old Standards for City Gas Pressure Regulator and Pressure Regulating Installation. *Gas & Heat*, **33**, B31-B35.
- [4] 翟军. 低-低压燃气调压器测试装置压力控制研究[J]. 煤气与热力, 2020, 40(5): B01-B14.
- [5] 杜龙飞. 低低压燃气调压器在高层建筑中的应用[J]. 机械管理开发, 2004(5): 60, 62.
- [6] 叶晓杭, 钟奇. 中低压燃气管网智能调压器的试用[C]//2017 中国燃气运营与安全研讨会论文集: 2017 年卷. 天津: 煤气与热力出版社, 2017: 511-520.
- [7] 杨成宇, 谭川东, 唐家辉, 陈浩, 夏有强, 刘小平. 燃气调压器概念式优化设计[J]. 内江科技, 2018(5): 44-45.
- [8] Stautner, E.W. (2016) Systems and Methods for Regulating Pressure of a Filled-In Gas. United States 9330876, 2016-05-03.
- [9] Gerbec, M. (2010) A Reliability Analysis of a Natural-Gas Pressure-Regulating Installation. *Reliability Engineering & System Safety*, **95**, 1154-1163.