

往复式压缩机网状阀有效通流面积研究

西安交通大学 潘树林 黎作平 林 霖
西安压缩机厂 许 彬 郭洪祥

摘 要 通过对往复式压缩机网状阀内气体流动特点的分析,把气流通过网状阀时的流动损失分为四个部分:阀座流动损失、气流通过气阀第一次和第二次转弯时流动损失及出口流动损失。通过对气阀的吹风试验,分别得到了各个部分流动损失系数与升程、阀座通道宽度比 H/b 的关系式,进而得到气阀的有效通流面积与 H/b 的关系式,与现有的公式相比较,取得了满意的结果。

关键词 网状阀 流动损失系数 有效通流面积

1 引言

在往复式压缩机工作过程的数值模拟及优化设计中,气阀的有效通流面积是一个很重要的参数,为了得到较精确的气阀有效通流面积关系式,许多研究人员做了大量的工作^[1]。

气流流过气阀时,流动损失主要是由于气体碰撞和旋涡产生的局部损失,沿程损失可以忽略。由于气流流过气阀时流动状态非常复杂,因而这些局部损失系数无法由理论分析解决^[2]。

通过对压缩机网状阀内气体流动特点的分析,本文采用的方法与文献[3]的方法有所不同,即把气流流过气阀时的流动损失分为四个部分:阀座流动损失、气流通过气阀第一次、第二次转弯时流动损失及出口流动损失。以实

验为基础,通过对气阀的吹风试验,得到了各个部分损失系数与升程、阀座通道宽度比 H/b 的关系式,从而得到了气阀有效通流面积与 H/b 的关系式,并把所得的结果与文献[3]得到的结果进行了比较。

本文还分析了气流流过开、闭式气阀的不同之处,对开式气阀的有效通流面积作了修正。

2 各流动损失系数

如图1所示通过气阀的烟气气流表明^[4]:气流流过气阀时,主要损失是阀座流动损失,Ⅰ处气流第一次转弯时流动损失,Ⅱ处气流第二次转弯时流动损失及Ⅲ处出口流动损失。

当气流流过阀座时,如图2所示,在入口处即截面a-a处、截面b-b截面突变处存在

得知,堵塞块放置在最大最小偏心处,其效果最为显著,实际运转中的转子因为事先未知转子的偏心位置,则可在周向上适当地多加几个堵塞块,则更有把握地获得较好的反旋流效果。

参 考 文 献

1 沈庆根. 大型旋转机器的气体动力激振. 流体工程, 1986; (2)

2 沈庆根等. 透平机械迷宫密封气流激振的研究. 流体工程, 1988; (6)
3 沈庆根, 郑水英. 迷宫密封气流激振的试验研究和稳定性分析. 流体工程, 1990; (1)
4 沈庆根. 透平压缩机越亚异步振动的故障机理和特征. 第三届全国机械设备故障诊断学术会议论文集, 1991.5
5 Muszynska A et al. Rotor Active Anti-Swirl Control. J of Vib, Acoustics, Stress and Reliability in Design. Apr 1988. 110

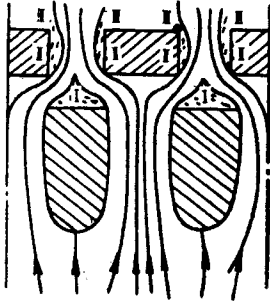


图1 流过网状阀的烟气流

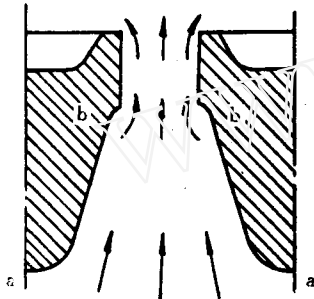


图2 阀座内气流

流动损失，同时由于阀座中连结筋、渐缩通道的存在，也造成了气体流动损失。

气流流过阀座时，流动损失系数 ξ_s 由如图3所示静态吹风试验装置得到。与文献[3]不同，本文不把阀座出口速度当作损失，由伯努利方程可得：

$$\xi_s = \frac{2\Delta P_s A_s^2}{\rho_s Q_s^2} - 1 \quad (1)$$

式中 ΔP_s ——阀座前后压差
 ρ_s ——流过阀座的气体密度
 A_s ——阀座通道面积

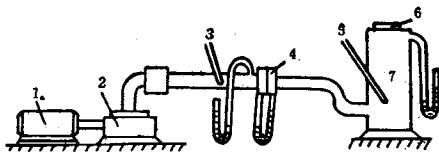


图3 静态吹风试验装置示意图

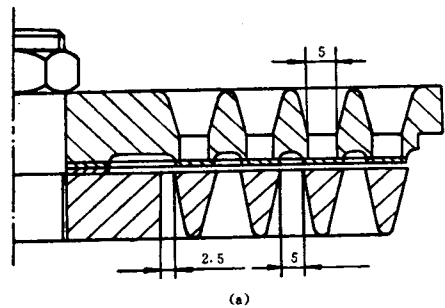
1.电动机；2.压缩机；3、5. 温度计；4. 孔板；
 6. 吹风元件；7. 风室

Q_s ——流过阀座的流量，由试验装置中孔板可以得到^[5]

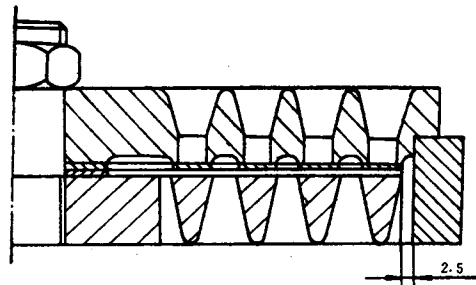
对特定的阀座， ξ_s 为常数。本文测得如图2所示阀座通道 ξ_s 为0.5。

当气流从气阀流入阀腔或气缸时，存在出口流动损失，把阀腔或气缸假想为大容器，故出口流动损失系数为1。

如图1所示，气流流过气阀第一次转弯时，在I处，第二次转弯时，在II处，均存在气体碰撞和旋涡，存在流动损失。为了测得气流第一次转弯时流动损失系数 ξ_1 及第二次转弯时流动损失系数 ξ_2 ，本文设计了开式网状阀，如图4(a)所示，同时设计了一阀罩，当加上阀罩时，开式气阀便成为闭式气阀，如图4(b)所示。



(a)



(b)

图4 实验气阀剖视图

(a) 开式气阀；(b) 闭式气阀

考虑通过最外圈阀隙的气流，当气流通过闭式气阀时，如图5(a)所示，在马赫数不大于0.3时，流动过程中气体密度变化可忽略，由伯努利方程可得：

$$\begin{aligned} \Delta P_{v1} = & \frac{1}{2} \xi_s \rho_{v1} \left(\frac{Q_1}{A_s} \right)^2 \\ & + \frac{1}{2} \xi_r \rho_{v1} \left(\frac{Q_1}{A_r} \right)^2 \\ & + \frac{1}{2} \xi_o \rho_{v1} \left(\frac{Q_1}{A_o} \right)^2 \\ & + \frac{1}{2} \rho_{v1} \left(\frac{Q_1}{A_i} \right)^2 \end{aligned} \quad (2)$$

把阀罩去掉, 当气流通过开式气阀时, 如图 5 (b) 所示, 同样由伯努利方程可得:

$$\begin{aligned} \Delta P_{v2} = & \frac{1}{2} \xi_s \rho_{v2} \left(\frac{Q_2}{A_s} \right)^2 \\ & + \frac{1}{2} \xi_r \rho_{v2} \left(\frac{Q_2}{A_r} \right)^2 \\ & + \frac{1}{2} \rho_{v2} \left(\frac{Q_2}{A_i} \right)^2 \end{aligned} \quad (3)$$

式中 ΔP_{v1} 、 ΔP_{v2} ——闭式或开式气阀前后压差

Q_1 、 Q_2 ——流过闭式或开式气阀最外圈阀隙的流量

A_s 、 A_r 、 A_i ——如图 5 所示各截面面积

ρ_{v1} 、 ρ_{v2} ——通过闭式或开式气阀的气体密度

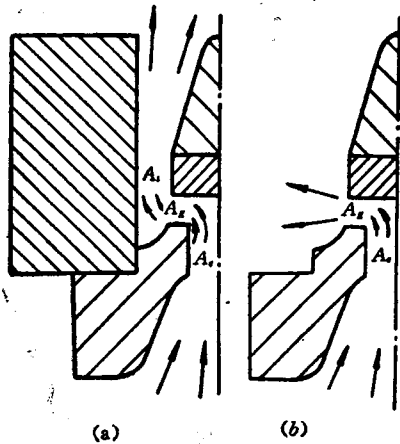


图 5 流过气阀最外圈阀隙气流
(a) 闭式气阀; (b) 开式气阀

流过闭式或开式气阀的流量 Q_{v1} 、 Q_{v2} 均可由试验装置中孔板得到, 假设气流均匀流过各阀隙, 则流过闭式气阀最外圈阀隙的流量为:

$$Q_1 = \frac{A_r}{A_{r'}} Q_{v1} \quad (4)$$

式中 $A_{r'}$ ——闭式气阀总的阀隙面积
流过开式气阀最外圈阀隙的流量为:

$$Q_2 = Q_{v2} - \frac{A_{r'} - A_r}{A_{r'}} \cdot Q_{v1} \sqrt{\frac{\Delta P_{v2}}{\rho_{v2}} \frac{\Delta P_{v1}}{\rho_{v1}}} \quad (5)$$

调整升程垫片的高度, 对气阀进行变升程吹风试验, 而对于同一升程, 又分别对开式及闭式气阀进行吹风试验, 试验装置如图 3 所示。为了消除雷诺数对各损失系数的影响^[4], 试验过程中, 阀隙雷诺数取为 4×10^5 , 保持不变。为了较精确地测得气阀升程 H , 本文采用塞尺测得气阀上均布四个点的升程, 然后取平均值作为气阀升程。

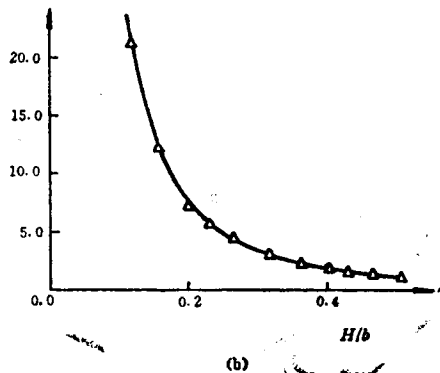
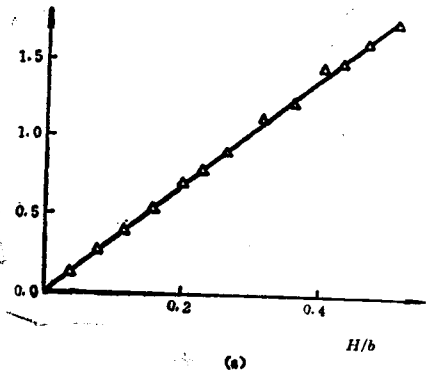


图 6 ξ_s 、 ξ_r 随 H/b 变化曲线
▲ 实验值 — 拟合曲线

对应于每一升程、阀座通道宽度比 H/b ，由式 (1) ~ (5) 可以得到各 H/b 所对应的 ξ_s 及 ξ_c ，试验结果及拟合曲线如图 6。拟合曲线方程如下：

$$\xi_s = K_s \left(\frac{H}{b} \right) \quad (6)$$

$$\xi_c = K_c \left(\frac{b}{H} \right)^2 \quad (7)$$

对于特定的气阀而言， K_s 、 K_c 为常数，本文测得如图 4 所示气阀 K_s 、 K_c 分别为 3.5，0.3。

3 气阀有效通流面积

由有效通流面积的定义^[3]，可得到闭式气阀的有效通流面积 A_{efb} 为：

$$A_{efb} = \frac{A_s}{\sqrt{\xi_s \left(\frac{A_s}{A_c} \right)^2 + \xi_c + (\xi_c + 1) \left(\frac{A_s}{A_c} \right)^2}} \quad (8)$$

对于一般闭式气阀

$$\frac{A_s}{A_c} = \frac{2H}{b} \quad (9)$$

$$\frac{A_s}{A_c} = \frac{2H}{b} \quad (10)$$

把式 (6)、(7)、(9) 和式 (10) 代入式 (8) 得：

$$A_{efb} = \frac{A_s}{\sqrt{(\xi_s + 1) \left(\frac{2H}{b} \right)^2 + 4K_s + K_c \left(\frac{H}{b} \right)}} \quad (11)$$

对于开式气阀，由于气流流过最外圈阀隙时与闭式气阀不同，如图 5 所示，因此需对开式气阀的有效通流面积 A_{efo} 进行修正：

$$A_{efo} = \frac{A_s}{\sqrt{\xi_s \left(\frac{2H}{b} \right)^2 + K_s \left(\frac{H}{b} \right) + 1}} + \frac{A_{efb} - A_s}{\sqrt{(\xi_s + 1) \left(\frac{2H}{b} \right)^2 + 4K_s + K_c \left(\frac{H}{b} \right)}} \quad (12)$$

文献[3]也得到了气阀有效通流面积的关系式如下：

$$A_{efo} = \left[\frac{1}{(\alpha_s A_{efo})^2} + \frac{1}{(\alpha_c A_{efo})^2} \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (13)$$

式中 α_s ——阀座流量系数，通过对阀座的吹风试验可得到

$$\alpha_s = \frac{1}{\sqrt{\xi_s + 1}}$$

α_c ——阀隙流量系数，常常通过对最大升程处气阀进行吹风试验，由式 (13) 计算得到^[3]

闭式气阀的吹风试验结果，由式 (11) 得到的拟合曲线及由式 (13) 得到的曲线如图 7 所示。

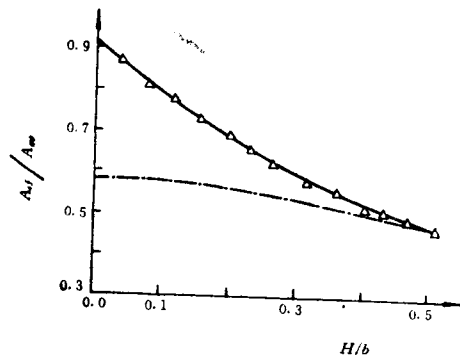


图 7 有效通流面积随 H/b 变化曲线
——式 (11) 计算结果；式 ---- (13) 计算结果；
▲实验值

4 结论

与文献[3]得到的结果相比，本文得到的结果能较精确地反映气阀有效通流面积随升程的变化规律。

对网状阀进行流线型设计，降低 ξ_s 、 ξ_c 及 ξ_c ，能提高气阀有效通流面积。

在网状阀通道数较小，且升程、阀座通道宽度比较大时，开式气阀与闭式气阀的有效通流面积差别较大，需用式 (12) 对开式气阀的有效通流面积进行修正。

离心式通风机前置机防磨叶栅的设计

哈尔滨工业大学 依凤鸣

徐州引燃所 王爱生

摘 要 介绍了前置防磨叶栅的结构、工作原理以及主要结构参数的选择。实践结果表明,对于离心式通风机,采用前置防磨叶栅是一种有效而经济的防磨措施。

关键词 通风机 防磨 叶栅

1 前言

锅炉引风机,除尘风机,水泥厂的窑尾风机、烧结风机等,由于工质中含有大量的固体粒子,并以极高的速度运动与风机零件表面相碰撞、摩擦,致使风机磨损,尤其是叶轮磨损最为严重,常常突发事故。长期以来,人们做了多方努力,研究出了许多防磨、耐磨措施,如:在风机的易磨损处加防磨衬板、渗碳、渗硼、涂防磨材料、堆焊或喷焊耐磨合金等等,但均属于被动防磨,基本上都是从材料方面考虑,且工艺都比较复杂。

考察风机的磨损机理可以知道,其磨损部位很不均匀,其原因是由于气流中固体粒子分布不均匀,浓度大的地方磨损重;浓度小的地方磨损轻。如能从气体动力学角度考虑,设法控制粒子使其均匀分布,则会大大降低风机的

磨损,提高风机的使用寿命,这属于主动防磨。现在有一种装置——前置防磨叶栅,可以达到这个目的,实践证明效果很好。现对该装置作一介绍。

2 结构及工作原理

带有前置防磨叶栅的离心式通风机叶轮如图1所示,图中1是叶轮,2是前置防磨叶栅,它由数个前置叶片4组成,位于叶轮叶片3的进口与轴盘7之间。这些前置叶片既可直

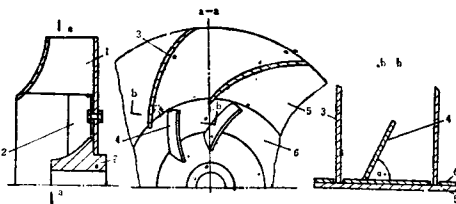


图1 带前置防磨叶栅的叶轮

参 考 文 献

- 1 Rogério T S Ferreira, José L Driesen. Analysis of the Influence of Valve Geometric Parameters on the Effective Flow and Force Areas, Purdue Compressor Technology Conf., 1986:632~640
- 2 江宏俊. 流体力学. 高等教育出版社, 1985
- 3 Scherzler D D, Hamiton J F. An Analytical Method for Determining Effective Flow and Force Areas for Refrigeration Compressor Valving Systems, Purdue Compressor Technology Conf., 1972:30~36
- 4 Böswirth L. Theoretical and Experimental Study on Flow in Valve Channels, Part I and II, Purdue Compressor Technology Conf., 1982:38~53
- 5 林霖, 吴业正, 吴丹青. 压缩机环状阀原理. 化学工业出版社, 1982
- 6 Janusz R Piechna, Meier G E A. Numerical Investigation of Steady and Unsteady Flow in Valve Gap, Purdue Compressor Technology Conf., 1986:1~14

FLUID MACHINERY

Vol. 22 No. 7 1994

ABSTRACTS

● Development of Non-leakage Annular Diaphragm Pump

.....Zhang Shengchang et al (3)

Structural feature, performance characteristics and application of the annular diaphragm pump are introduced, and conclusions are drawn from its research.

● Study of the Effective Flow Area of Plate Valves in Reciprocating Compressors

.....Pan Shulin et al (12)

By the analysis of the behavior of the flow through the plate valve in the reciprocating compressor, the flow losses are divided into four parts: the valve seat loss, the losses due to the first and second turns of the flow and the outlet loss. Based on the blowing tests on the plate valve models, the correlations of the loss coefficients corresponding to the ratio of the valve lift to the width of the valve seat passage have been developed, thus, the formula of the effective flow area of the plate valve is obtained. Compared with the published literatures, the results presented in this paper are satisfactory.

● The Design of Preventing Wear Cascades Placed Ahead in Centrifugal Ventilators

.....Yi Fengming et al (16)

The structure and principle of Preventing wear cascades placed ahead and the selection of main structure parameters in them are introduced. Practical results indicate that using preventing wear cascades placed ahead is an effective and economical preventing wear measure for centrifugal ventilators.

● Critical Area Ratio of Mechanical

Face Seals.....Gu Yongquan (18)

Some important failure modes related to the area ratio (balance ratio) of mechanical face seals are introduced, and also the critical area ratio considering main failures of mechanical face seals are presented. According to the critical area ratio the selected area ratio can be distinguished between the reasonable and unreasonable, and the suitable balance ratio of mechanical face seals can be further determined.

● Measuring of Soft Packing Basic Performance by Piezoelectric Measurement.....Liu Kewang et al (30)

The lateral pressure coefficient, friction coefficient and decay coefficient of three kinds of single-circle packing as well as axial and lateral pressure distributions of 15 combined types from three kinds of packing are measured on the basis of the basic principle of piezoelectric measurement by piezoelectric thin film transducers, which provides a reliable basis for study on combined packing sealing performance under dynamic condition.

● Gemetric Analysis of Scroll Compressors.....Wu Jianhua et al (52)

By selecting the involute wrap angle to the point at the centre line of the outer wrap of a typical chamber corresponding to the outer sealing point of the chamber as a parameter to represent the chamber, its compression and discharge process, the variation of its volume and other variables are investigated. Finally a gemetric theory of scroll compressors, which is understood and used easily, is given.