

带自弹缓冲片压缩机网状阀研究及应用

潘树林¹ 龚曙光¹ 卢朝霞² 欧胜芳³

1. 湘潭大学机械工程学院,湘潭,411105

2. 广西大学化学化工学院,南宁,530004

3. 温州市浙欧气阀制造有限公司,温州,325027



潘树林 副教授

摘要:提出一种新型结构带自弹缓冲片压缩机网状阀,这种气阀缓冲片中心无弹性臂,自身设计成为一弹性体,因而缓冲片工作过程应力小,自身刚性系数大,缓冲片弹簧力大,气阀的可靠性较高。运用有限元法计算自弹缓冲片刚性系数、工作过程应力及等效运动质量,并建立相应的气阀工作过程数学模型。带自弹缓冲片压缩机网状阀应用于一系列大、中型压缩机气阀设计或改造,效果良好。

关键词:压缩机;网状阀;自弹缓冲片;可靠性;数学模型;应用

中图分类号:TH457 **文章编号:**1004-132X(2004)03-0214-04

Study on Compressor Plate Valves with Self-elastic Damping Plate and Its Applications

Pan Shulin¹ Gong Shuguang¹ Lu Zhaoxia² Ou Shengfang³

1. Xiangtan University, Xiangtan, Hunan, Xiangtan, 411105

2. Guangxi University, Nanning, 530004

3. Wenzhou Zheou Valves Manufacture Limited Company, Wenzhou, 325027

Abstract: A new compressor plate valve with the self-elastic plate was presented. There were not elastic arms in the center of this damping plate and the damping plate was designed as a self-elastic plate. Thus, the larger spring force could be loaded on the damping plate because of its higher stiffness coefficient, but its stresses in the working process were smaller. The reliability of this valve is higher. The stiffness coefficient, stresses and equivalent motion mass of the damping plate were calculated by means of FEM. The relevant mathematical models of this valve were established. The valves with self-elastic plate are used in series of large and middle-sized compressors, and the results are good.

Key words: compressor; plate valve; self-elastic damping plate; reliability; mathematical model;

0 引言

气阀是往复式压缩机中最重要也是最易损坏的部件之一^[1]。网状阀是大中型往复式压缩机普遍采用的阀型。传统无摩擦带缓冲片网状阀其缓冲片靠中心固定部位有弹性臂,缓冲片在弹簧力作用下的弹性变形主要是弹性臂的变形。这种缓冲片弹性臂工作过程应力较大,而自身刚性系数较小。很多场合下,需要缓冲片自身有较高的刚性系数,从而能采用较大的缓冲片弹簧力,以增大缓冲效果,但同时缓冲片工作过程应力又不能太大,以免导致缓冲片可靠性下降,这时,传统缓冲片弹性臂很难设计^[2]。为此,本文提出一种带自弹缓冲片压缩机网状阀^[3]。

1 带自弹缓冲片压缩机网状阀结构

带自弹缓冲片压缩机网状阀结构见图1,其

中从上至下依次为阀座、阀片、升程垫片、自弹缓冲片及升程限制器。升程限制器上有弹簧孔,其中靠外侧略小的弹簧孔内装有压在缓冲片上的弹簧,称之为缓冲片弹簧;靠内侧略大的弹簧孔内装有压在阀片上的弹簧,称之为阀片弹簧。带自弹缓冲片压缩机网状阀与传统无摩擦带缓冲片网状阀不同的是,其缓冲片靠中心固定部位没有弹性臂,缓冲片自身设计成为一弹性体,因而这种缓冲片称之为自弹缓冲片。自弹缓冲片各环之间由筋连接,其在缓冲片弹簧力作用下的弹性变形主要是指各连接筋的变形。自弹缓冲片除最外环外,里面各环由直槽断开。这样,一方面阀片弹簧可以从这些槽中穿过压在阀片上,另一方面可以降低缓冲片自身的刚度。

2 自弹缓冲片计算

图1所示压缩机网状阀自弹缓冲片俯视图见

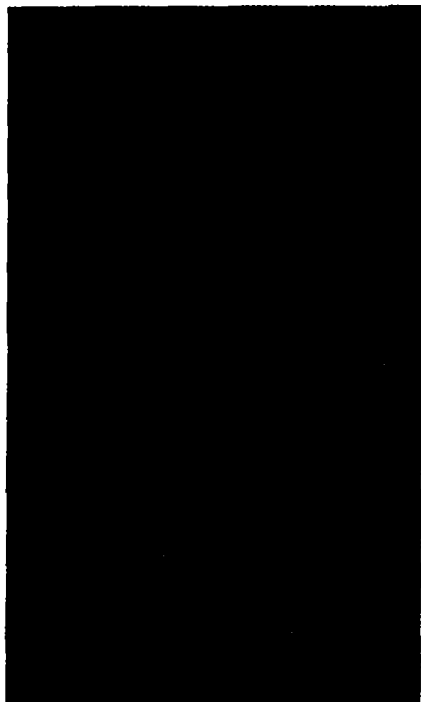


图1 带自弹缓冲片压缩机网状阀

图2,自弹缓冲片中心紧贴升程垫片的部位为固定部位,最外环外圆为自由端,图2中A~H处压有缓冲片弹簧。显然,在缓冲片弹簧力的作用下,缓冲片存在变形与应力。缓冲片的最大挠度在最外环外圆处,最大拉应力在连接筋根部与中心固定环接合部位。

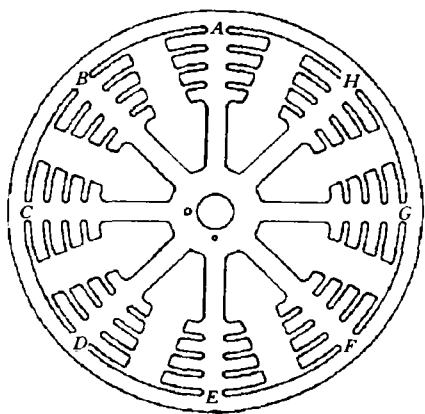


图2 自弹缓冲片

由于缓冲片形状较为复杂,故采用有限元方法计算缓冲片工作过程变形及应力。自弹缓冲片的刚性系数 K_s 为

$$K_s = \frac{F_s}{W_{\max}}$$

式中, F_s 为压在缓冲片上的总弹簧力; W_{\max} 为自弹缓冲片最大挠度。

自弹缓冲片各环挠度不一样,用单质点数学

模型分析气阀的运动规律时,缓冲片的运动质量则需采用等效运动质量^[4]。自弹缓冲片等效运动质量可由瑞利法求得。以自弹缓冲片的静态挠曲面作为振动形状^[5],采用有限元方法计算时,自弹缓冲片的等效运动质量 M_{ed} 为

$$M_{ed} = \rho \sum \left(\frac{W_i}{W_{\max}} \right)^2 \Delta V_i$$

式中, ρ 为自弹缓冲片的密度; W_i 为第 i 个单元的平均挠度; ΔV_i 为第 i 个单元的体积。

对于图1所示自弹缓冲片,其最外环外径为332mm,筋宽为16mm,中心固定环外径为74mm,升程垫片外径为52mm,最外环宽为13mm,中间各环宽为10mm,环与环间槽宽为5mm,缓冲片厚为2mm,缓冲片弹簧中心所在圆直径为312mm,各环切开槽宽为30mm时,通过ANSYS软件进行有限元分析^[6],得到自弹缓冲片的刚性系数为32.4kN/m,等效运动质量为0.318kg。当缓冲片的最大挠度为1mm时,缓冲片最大拉应力为44.6MPa。

与传统存在弹性臂的无摩擦网状阀缓冲片相比而言,自弹缓冲片的刚性系数大许多,因而可以承受较大的缓冲片弹簧力,缓冲效果好,气阀倾侧运动的幅度小;最大挠度相同时,自弹缓冲片最大应力却小得多,因而自身有良好的可靠性^[2]。

自弹缓冲片的刚性系数容易按要求进行调整,如改变自弹缓冲片的厚度、连接筋的数目、宽度以及长度等。

3 带自弹缓冲片压缩机网状阀工作过程的数学模型

带自弹缓冲片压缩机网状阀工作过程的数学模型包括阀片的运动方程、能量守恒方程、连续性方程以及相应的边界条件及初始条件。下面以盖侧吸气阀为例,建立带自弹缓冲片压缩机网状阀工作过程的数学模型。

阀片在开启过程中,与缓冲片碰撞前,或在关闭过程中,与缓冲片脱离后,其运动方程为

$$M_v \omega^2 \frac{d^2 h}{d\gamma^2} = \beta(p_s - p)A_p - F_v$$

式中, M_v 为阀片及阀片弹簧的等效运动质量之和; ω 为曲轴旋转角速度; h 为阀片位移; γ 为曲轴转角; A_p 为有效受力面积; β 为相对于 A_p 的推力系数^[4]; p_s 为吸气腔内气体压力; p 为气缸内气体压力; F_v 为阀片弹性臂及阀片弹簧产生的弹力之和^[4]。

当阀片与缓冲片贴合,一起运动时,其运动方程为

$$(M_v + M_d) \omega^2 \frac{d^2 h}{d\gamma^2} = \beta(p_s - p)A_p - F_v - F_d$$

式中, M_d 为自弹缓冲片及缓冲片弹簧的等效运动质量之和; F_d 为自弹缓冲片及缓冲片弹簧产生的弹力之和。

当被压缩气体可简化为理想气体, 流过吸气阀的气流可简化为一维、稳定、绝热流时, 可得到如下能量守恒方程

$$\frac{dp}{dy} + \frac{Kp}{V} \frac{dV}{dy} - \frac{Kp_s v_s}{V} \frac{dm}{dy} = 0$$

式中, K 为等熵指数; V 为气缸工作容积^[1]; v_s 为吸气腔内气体比容; m 为流过吸气阀的气体质量。

流过吸气阀的气体质量由连续性方程可得

$$\frac{dm}{dy} = \frac{NA_{ef}}{\omega v_s} \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{1}{K}} \sqrt{\frac{2KRT_s}{K-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}$$

式中, N 为同侧同名气阀数; A_{ef} 为气阀有效流通面积^[4]; R 为气体常数; T_s 为吸气腔内气体温度。

盖侧吸气阀工作过程能量损失 W_1 为

$$W_1 = \int_{\gamma_0}^{\pi} (p_s - p) V_h \left(\frac{\sin \gamma}{2} + \frac{\lambda \sin 2\gamma}{4} \right) d\gamma$$

式中, γ_0 为气阀开启角^[1]; V_h 为气缸行程容积; λ 为曲柄半径连杆长度比。

带自弹缓冲片压缩机网状阀工作过程中, 阀片与阀座、升程限制器存在碰撞, 碰撞前后的速度关系为

$$\left(\frac{dh}{dy} \right)_{i+1} = -C_R \left(\frac{dh}{dy} \right)_i$$

式中, C_R 为反弹系数, 可取为 0.25^[4]。

阀片开启过程中, 还存在与自弹缓冲片的碰撞, 把阀片与自弹缓冲片的碰撞当作完全非弹性碰撞^[4], 可得如下边界条件:

采用较小步长进行数值计算, $h_i \geq H_1$ 时, 则

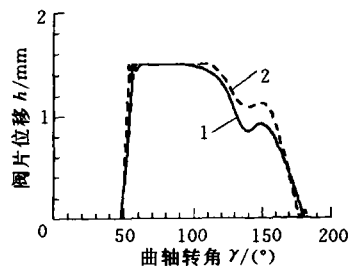
$$\left(\frac{dh}{dy} \right)_{i+1} = \frac{M_v}{(M_v + M_d)} \left(\frac{dh}{dy} \right)_i$$

$$h_{i+1} = H_1$$

式中, H_1 为气阀升程减去静止状态下自弹缓冲片在弹簧力作用下的最大挠度。

带自弹缓冲片压缩机网状阀工作过程的数学模型中, 初始条件与环状阀一样^[1], 此时曲轴转角为开启角, 相应的气缸内气体压力由阀片所受气体力与阀片弹簧力相等这一关系确定, 阀片初始状态下位移、速度、流过气阀的气体质量、气阀能量损失均为 0。

上述数学模型通过四阶龙格—库塔法求解^[1], 这样能获得气阀的运动规律、通流能力以及能量损失。其中运动规律对气阀的经济性及可靠性影响很大。为验证上述数学模型, 本文在 LW—22/8 无油空压机上采用带自弹缓冲片压缩机网状阀。测得的一级盖侧吸气阀运动规律与模拟的气阀运动规律见图 3。从图 3 可知, 采用上述数学模型模拟的气阀运动规律基本上能反映气阀的实际运动规律。



1. 实验曲线 2. 模拟曲线

图 3 带自弹缓冲片压缩机网状阀运动规律

良好的气阀运动规律要求气阀能够及时开启、及时关闭以及有较长的全开期, 同时气阀运动元件碰撞速度小, 可靠性高。

对带自弹缓冲片压缩机网状阀运动规律进行分析, 显然, 自弹缓冲片及缓冲片弹簧的存在能有效降低阀片与升程限制器的碰撞速度。相对传统无摩擦带缓冲片网状阀而言, 带自弹缓冲片压缩机网状阀可以适当提高自弹缓冲片的刚性系数及缓冲片弹簧力, 相应把阀片弹簧力略微降低, 更有利于气阀及时开启、及时关闭, 同时也有利于降低阀片与升程限制器、阀座的碰撞速度。

通过对带自弹缓冲片压缩机网状阀进行优化^[4], 自弹缓冲片在弹簧力作用下的最大静态挠度为升程的 40% 左右较为合适。

4 带自弹缓冲片压缩机网状阀应用

带自弹缓冲片压缩机网状阀已经应用于一系列大中型压缩机气阀设计或改造, 效果良好。下面以 H22 III—165/320 氮氢气压缩机气阀改造为例说明。

H22 III—165/320 氮氢气压缩机是为单机年产 2 万吨合成氨设计的四列对称平衡型压缩机, 它是目前中型合成氨装置中氮氢气压缩机的主要机型, 占中型合成氨企业氮氢气压缩机总数的 1/3 以上。据统计, 这种压缩机原第一级气阀的平均使用寿命约为一个月, 第二级至第四级气阀平均使用寿命约为两个月。采用带自弹缓冲片压缩机网状阀改造后, 第一级气阀使用寿命平均超过 4 个月, 第二级至第四级气阀平均使用寿命超过 6 个月。第一级至第四级气阀自弹缓冲片经过长时间运行, 未出现断裂。带自弹缓冲片压缩机网状阀目前已在全国 20 余家主要 H22 III—165/320 氮氢气压缩机运行企业推广^[7]。

通过带自弹缓冲片压缩机网状阀的大量应用, 同时对其应用效果分析表明, 带自弹缓冲片压缩机网状阀具有较高的可靠性。

基于对等网络的网络化 制造中信息交互模式及其实现

贺德强 鄢萍 刘飞 易润忠

重庆大学制造工程研究所,重庆,400030

摘要:在分析现有网络化制造中企业内和企业间传输大量信息时存在问题的基础上,提出了一种基于对等网络通信机制及网络结构的信息交互模式,建立了其网络拓扑结构,设计了基于此模式的应用软件、信息终端和信息交互系统,分析了其在实际应用中所表现出来的特点。该模式相对于现有网络化制造中以服务器为中心的信息交互模式而言,具有通信效率高、应用广泛、可靠性高及实时性强等特点。

关键词:对等网络;信息交互;网络化制造;信息终端

中图分类号:TH165

文章编号:1004-132X(2004)03-0217-04



贺德强 博士研究生

Information Interactive Models and Implementation Based on P2P Among Networked Manufacturing

He Deqiang Yan Ping Liu Fei Yi Runzhong

Chongqing University, Chongqing, 400030

Abstract: The analyses of existing problems when transferring masses of informations among networked manufacturing were carried out in this paper. A kind of information interactive models among enterprises based on communication mechanism and network architecture of Peer-to-Peer was presented, and its topology structure was built. Application software, information terminals and interactive systems based on above models were designed. Characteristics representing in practical applications were analyzed. Compared with present server-centric style used in networked manufacturing enterprises, the model is characterized by best interactive efficiency, extensive applications, high reliability and strongly real-time communication.

Key words: peer-to-peer; information interaction; networked manufacturing; information terminal

0 引言

目前,网络化制造中以服务器为中心的信息交互模式存在如下问题^[1,2]:①通信效率低,企业

内部及外部的终端与企业内的终端之间的信息交互必须通过服务器中转,容易造成服务器堵塞、信息延迟和数据互锁冲突等;②终端操作复杂、服务器维护和日常管理需要专业人员来完成;③由于自身财力和人力的限制,一般中小型企业无法组建企业专业的门户网站,为企业及时提供与外界在协同产品开发与制造等方面的信息共享与交

收稿日期:2003-04-08

基金项目:国家 863 高技术研究发展计划资助项目(2002AA14080);重庆市科技攻关项目(7211)

参考文献:

- [1] 林梅,郁永章.气阀组件.见:郁永章主编.容积式压缩机技术手册.北京:机械工业出版社,2000
- [2] 潘树林,卢朝霞,张增营,等.压缩机无摩擦网状阀缓冲片改造.压缩机技术,2002(5):43~45
- [3] 潘树林,谢莲花,杨霖.一种压缩机气阀.中国实用新型专利,ZL98217013.0,1999
- [4] 潘树林.往复式压缩机网状阀工作特性研究:[博士学位论文].西安:西安交通大学,1996
- [5] 倪振华.振动力学.西安:西安交通大学出版社,1989

[6] 谭建国.使用 ANSYS6.0 进行有限元分析.北京:北京大学出版社,2002

[7] 潘树林,卢朝霞,张增营,等.H22Ⅲ氮氢气压缩机高效气阀研究与应用.广西大学学报,2002,27(4):284~287

(编辑 郭伟)

作者简介:潘树林,男,1970年生。湘潭大学机械工程学院副教授、博士。研究方向为压缩机工作过程。发表论文22篇。龚曙光,男,1964年生。湘潭大学机械工程学院副教授。卢朝霞,女,1969年生。广西大学化学化工学院讲师。欧胜芳,男,1947年生。温州市浙欧气阀制造有限公司总经理、经济师。