

无摩擦带缓冲片网状阀工作过程的模拟与实验

西安交通大学 潘树林 林霖 束鹏程
西安压缩机厂 郭洪祥 史金霞

摘 要 建立了无摩擦带缓冲片网状阀的单质点数学模型,编制了相应的工作过程模拟程序,并通过实验得到验证。

关键词 缓冲 网状阀 单质点 数学模型 实验验证

压缩机 无摩擦带缓冲片

符 号

- α ——相对余隙
 A_s ——阀片迎流面积与密封面积之差, m^2
 A_p ——阀片迎流面积, m^2
 F_s ——阀片弹簧预紧力, N
 M_1, M_2 ——当量运动质量,
 F_{s1}, F_{s1} ——阀片弹性环臂、弹簧总弹力, N
 F_{s2}, F_{s2} ——阀片与缓冲片环臂、弹簧总弹力之和, N
 θ ——曲柄转角, rad
 h ——阀片位移, m
 H_1 ——气阀未开启状态阀片到缓冲片距离, m
 H_2 ——气阀升程, m
 λ ——曲柄半径连杆长度比
 K ——气体绝热指数
 m ——流入气缸气体质量, kg
 n ——膨胀多方指数
 N ——气缸同侧同名气阀数
 P ——气缸内气体压力, Pa
 P_s ——吸气腔内气体压力, Pa
 P_d ——排气腔内气体压力, Pa
 R ——气体常数, J/kg·K
 T_s ——吸气腔内气体温度, K
 V_s ——吸气腔内气体比容, m^3/kg
 V_s ——行程容积, m^3
 V ——气缸工作容积, m^3

ω ——曲柄旋转角速度, rad/s

1 引言

图1所示为压缩机中广泛应用的无摩擦带缓冲片网状阀,图1(a)、(b)分别用于高、低速压缩机中。与环状阀相比,图1所示网状阀具有如下优点:(1)效率高。因为在相同直径时,网状阀可以加工成通道数较多和宽度较小的环,同一升程时,网状阀具有较大的通流面积。(2)可靠性高。因为采用双缓冲片,可大大减小阀片与升程限制器的撞击速度。(3)工作过程无摩擦,可用于无油压缩机中。

对压缩机网状阀工作过程进行模拟,采用的数学模型有两种:一是把阀片当作单质点处理从而得到单质点数学模型;二是把阀片当作平板处理从而得到平板数学模型。网状阀工程设计时,如果不考虑阀片的倾侧运动,则可采用单质点数学模型。本文建立了无摩擦带缓冲片网状阀的单质点数学模型,编制了相应的气阀工作过程模拟程序,并通过L₂-10/8空压机网状阀运动规律的测试结果验证了该数学模型及模拟程序的正确性。

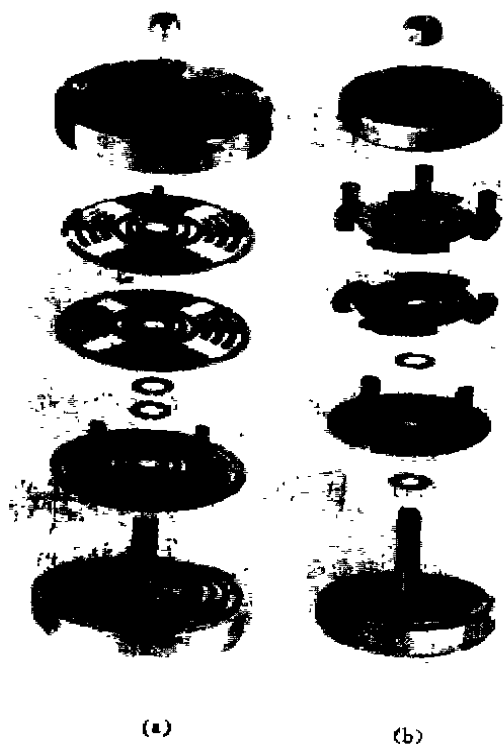


图1 无摩擦带缓冲片网状阀

2 单质点数学模型的建立

无摩擦网状阀片运动可分为刚性和弹性环臂两部分。不考虑阀片的倾侧运动,则其刚性部分可简化为一单质点,受力分析如图2所示。下面以无摩擦带缓冲片盖侧吸气网状阀为例,建立其工作过程单质点数学模型。

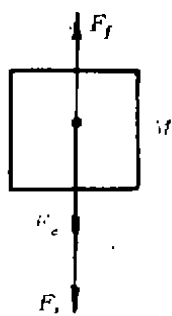


图2 受力图

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

气体流动微分方程^[1]:

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{NA_{ef}}{V\omega} KP_s \left(\frac{P}{P_s}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2kRT_s}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P}{P_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} - \frac{kP dV}{V d\theta} \quad (1)$$

式中气阀有效通流面积 A_{ef} 可通过气阀吹风试验确定,也可参考文献[2,3]。

当气阀在盖侧时,

$$V = V_h \left(\alpha + \frac{1 - \cos\theta}{2} + \frac{\lambda}{4} \sin^2\theta \right)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = V_h \left(\frac{\sin\theta}{2} + \frac{\lambda}{4} \sin 2\theta \right)$$

流过气阀的质量流量微分方程:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{NA_{ef}}{\omega V_s} \left(\frac{P}{P_s}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2kRT_s}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P}{P_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad (2)$$

不考虑气阀运动部件的重力、气体阻力及油的粘滞力,同时由文献[4]可知,气阀工作过程中缓冲片不受气流推力作用,因此可得如下阀片运动微分方程:

当 $h < H_1$ 时,即阀片与缓冲片未接触时:

$$M_1 \omega^2 \frac{d^2 h}{d\theta^2} = F_f - F_{s1} - F_{c1} \quad (3a)$$

当 $h > H_1$ 时,即阀片与缓冲片一起运动:

$$M_2 \omega^2 \frac{d^2 h}{d\theta^2} = F_f - F_{s2} - F_{c2} \quad (3b)$$

式中当量运动质量 M_1 、 M_2 分别为阀片、阀片与缓冲片刚性部分质量、弹性环臂等效质量、弹簧等效质量之和^[5,6];气流推力 $F_f = \beta(P_s - P) a_p$ (β —相对于 a_p 的推力系数,可由气阀吹风试验确定,也可参考有关文献^[2])。阀片弹性环臂总弹力 F_{s1} 参考文献[5]。

由于阀片运动过程中存在与缓冲片、升程限制器及阀座的碰撞,我们引入反弹系数 C_R , C_R 取 0.25^[4],同时把阀片与缓冲片的碰撞当作完全非弹性碰撞^[4],因此可得如下边界条件:

$$\left. \begin{aligned} & \text{当 } h > H_2: \\ & \left(\frac{dh}{d\theta}\right)_{i+1} = -C_R \left(\frac{dh}{d\theta}\right)_i, \quad h_{i+1} = H_2 \\ & \text{当 } h < 0: \\ & \left(\frac{dh}{d\theta}\right)_{i+1} = -C_R \left(\frac{dh}{d\theta}\right)_i, \quad h_{i+1} = 0 \\ & \text{当 } h > H_1: \\ & \left(\frac{dh}{d\theta}\right)_{i+1} = \frac{M_1}{M_2} \left(\frac{dh}{d\theta}\right)_i, \quad h_{i+1} = H_1 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

通过对盖侧吸气阀刚开启状态的分析,可得如下初始条件:

$$\left. \begin{aligned} P_o &= P, \frac{A_o}{A_p} - \frac{F_o}{A_p} \\ \theta_o &= \cos^{-1} \left[1 - 2\alpha \left(\left(\frac{P_d}{P_o} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \right] \\ h_o &= 0 \\ \frac{dh}{d\theta} &= 0 \\ m_o &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式(1)~(5)构成了无摩擦带缓冲片盖侧吸气阀网状阀单质点数学模型微分方程组,采用同样方法可得排气阀或轴侧气阀微分方程组,排气阀或轴侧气阀微分方程组及初始条件与盖侧吸气阀类似,只需在其基础上做较小的变化^[1]。

3 工作过程模拟程序设计

本文以上述建立的无摩擦带缓冲片网状阀单质点数学模型为基础,编制了相应的气阀工作过程模拟程序,程序结构如图3所示。

为了满足计算精度要求,同时又不致于增加计算工作量,本程序采用变步长四阶龙格-库塔法求解式(1)~(5)。

通过此程序,可得各曲柄转角下阀片的位移,气缸内气体压力,压缩机吸入或排出气体量,阀片与缓冲片、升程限制器、阀座的碰撞速度,气阀能量损失及阀片、缓冲片弹性环臂所受最大应力等,从而可全面预测气阀的性能。

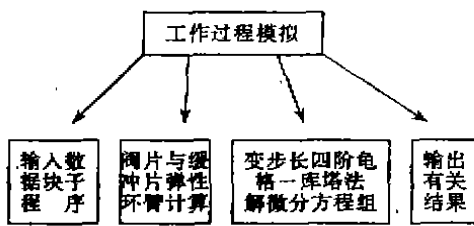


图3 工作过程模拟程序结构图

4 数学模型及模拟程序实验验证

为了验证上述数学模型及相应模拟程序的

正确性,把 L2-10/8 空压机一级吸气阀换上图 1 所示的无摩擦带缓冲片网状阀,在图 4 所示的实验装置上进行试验,测得了网状阀片的运动规律,其中阀片最外圈离气缸中心最近点的运动规律测试结果与模拟结果如图 5 所示。

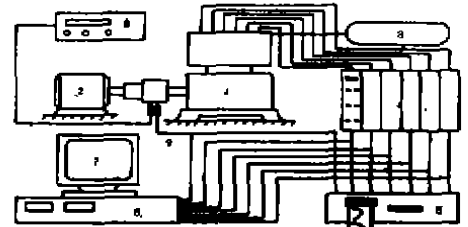


图4 网状阀运动规律测试装置

- 1. L2-10/8 空压机; 2. 电机; 3. 储气罐; 4. 动态电阻应变仪; 5. 光线示波器; 6. PC-LabCard 数据采集系统;
- 7. 显示器; 8. 转速表; 9. 活塞止点信号

由图 5 可知,本文所建立的无摩擦带缓冲片网状阀单质点数学模型及相应的模拟程序基本上反映了阀片的运动规律,可用于气阀工作过程模拟及优化设计。

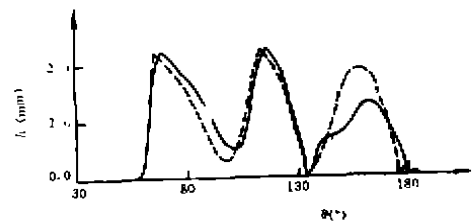


图5 阀片运动规律模拟结果与实测结果比较

——实测值; ---- 计算值

值得指出的是,采用该数学模型及模拟程序进行气阀设计时,不但要使气阀的时间截面最大、阀片关闭及时,还要保证阀片与缓冲片、阀座、升程限制器的撞击速度、阀片与缓冲片弹性环臂所受最大应力不超过允许值。

参考文献

- 1 林霖, 吴业正, 吴丹青. 压缩机环状阀原理. 化学工业出版社, 1982
- 2 Scherzler D D, Hamilton J F. An analytical (下转第 49 页)

配圆体车刀的成形铣刀的具体参数确定和刀刃廓形计算这里就不做专门讨论了。

2 圆磨法成形铣刀设计

圆磨法铣刀的原理是：将铣刀片装在工艺刀体 O_1 中装偏距离 b ，如图 3 所示，在车床或磨床上加工好刀片后再将刀片取出装到铣刀体 O_0 的刀槽中，如图 4 所示，最后两端定位和夹紧，得到刀齿的后角 α_f ，其数值就等于工艺刀体中直线 AO_1 与刀片前刀面 AO_0 的夹角。因此，设计制造圆磨法铣刀的关键就是要根据铣刀的轴向刃形求出铣刀片在工艺刀体 O_1 中的轴向廓形，供车床上或磨床上加工铣刀片用。

为了使刀具的设计制造更方便，我们取铣刀顶圆半径 R 与铣刀片在工艺刀体中的顶圆半径一样大，如图 4 所示，设坐标系 $O_1-x_1y_1z_1$ 为位于工艺刀体中心的固定坐标， $O_0-x_0y_0z_0$ 为位于铣刀中心的定坐标，其中 x_1, x_0 分别为工艺刀体和铣刀体的轴线， $O_2-x_2y_2z_2$ 为与工艺刀体轴线相联的回转坐标系，其位置由回转角 t 确定，则由坐标系 O_0 到 O_1 的变换式为：

$$\begin{cases} x_1 = x_0 \\ y_1 = y_0 - R(1 - \cos\alpha_f) \\ z_1 = z_0 + R\sin\alpha_f \end{cases} \quad (5)$$

由 O_1 到 O_2 的变换式为：

$$\begin{cases} x_2 = x_1 \\ y_2 = y_1 \cos t + z_1 \sin t \\ z_2 = -y_1 \sin t + z_1 \cos t \end{cases} \quad (6)$$

由式(5)、(6)得到刀片在工艺刀体中的后刀面回转表面方程为：

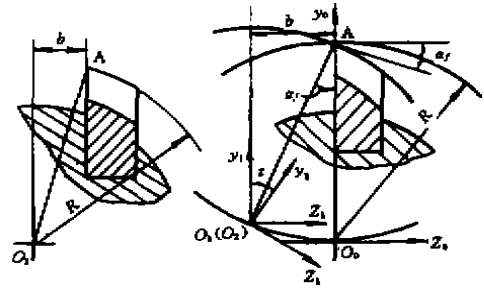


图 3 刀片在工艺刀体中加工 图 4 刀片装在铣刀体槽中

$$\begin{cases} x_2 = x_0 \\ y_2 = [y_0 - (R - R\cos\alpha_f)] \cos t + (z_0 + R\sin\alpha_f) \sin t \\ z_2 = -[y_0 - (R - R\cos\alpha_f)] \sin t + (z_0 + R\sin\alpha_f) \cos t \end{cases} \quad (7)$$

令 $z_2 = 0$ ($z_0 = 0$) 可得过工艺刀体轴线的平面与刀片后刀面回转表面的交线廓形为：

$$\begin{cases} x_2 = x_0 \\ y_2 = R\sin\alpha_f / \sin t \\ \operatorname{tg} t = \frac{R\sin\alpha_f}{y_0 - R(1 - \cos\alpha_f)} \end{cases} \quad (8)$$

如果由文献[1]求得铣刀的轴间刃形坐标 (x_0, y_0) ，代入式(8)即可求得刀片在工艺刀体中的轴向截形供车床或磨床上加工用。

参考文献

1 乐兑谦. 金属切削刀具. 北京: 机械工业出版社, 1992: 86~90

(上接第 23 页)

Method for Determining Effective Flow and Force Areas for Refrigeration Compressor Valving Systems. Purdue Compressors Technology Conf. 1972: 30~36

3 潘树林等. 往复式压缩机网状阀有效流通面积研究. 流体机械, 1994; (7)

4 Коняратьска Т Ф, Исаков В Л. Клапанъ1 поршневалъных Компрессоров. Машиностроение, 1983

5 潘树林等. 无摩擦网状阀片环臂的计算. 流体工程, 1993; 21(11)

6 潘树林等. 气阀弹性元件或弹性部分等效质量的求取. 流体机械, 1994; 22(3)