

DOI: 10.7652/xjtuxb201407020

单螺杆制冷压缩机单滑阀能量调节机构的几何特性分析

王增丽, 刘飞龙, 程军明, 余小玲, 冯全科
(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了分析单螺杆制冷压缩机单滑阀能量调节机构的工作特性,基于压缩机的工作过程确定了滑阀在不同负荷下的特征角度,得到了不同负荷下任意转角位置处的有效旁通面积和有效排气孔口面积。分析了旁通口初始位置与排气口初始位置对有效旁通面积、有效排气口面积、气量调节范围和内容积比调节的影响。结果表明:旁通口初始位置越靠近排气端,滑阀在相同的轴向位移下所能调节的气量范围越大,当旁通口初始位置向排气端移动的距离从0增加到15 mm时,气量调节范围增大了20%;排气孔口初始位置影响排气开始时间及内容积比,当排气口初始位置向排气侧移动的距离从0增加到15 mm时,排气开始角延迟了 10° ,内容积比增大至2.25倍。通过对单滑阀调节机构几何特性的分析,为今后滑阀调节过程的研究以及滑阀的优化设计提供了基础。

关键词: 单螺杆制冷压缩机;单滑阀;几何特性

中图分类号: TH45 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)07-0117-07

Geometrical Characteristics of Slide Valve Capacity Control Mechanism in Single Screw Refrigeration Compressor

WANG Zengli, LIU Feilong, CHENG Junming, YU Xiaoling, FENG Quanke
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To analyze the operating characteristics of the slide valve capacity control mechanism in a single screw refrigeration compressor, critical angles of the working chamber in different processes are determined, and then the effective by-pass area and the effective discharge area at a certain rotation angle of the star-wheel are calculated. The effective by-pass area and the effective discharge area changing with the initial position of the by-pass port and the discharge port are discussed. The results show that the closer the initial position of by-pass port is set to the exhaust end, the greater the capacity range controlled by the single slide valve is obtained for the same axial displacement. When the distance of the initial by-pass port position to the exhaust end is increased from 0 to 15 mm, the capacity range increases by 20%. The initial position of the discharge port affects the starting time of discharge process and the built-in volume ratio which usually brings additional energy loss. When the distance of the initial discharge port position to the exhaust end is increased from 0 to 15 mm, the exhaust starting angle delays as 10° and the built-in volume ratio increases by 2.25 times.

Keywords: single screw refrigeration compressor; single slide valve; geometrical characteristics

收稿日期: 2013-11-25。 作者简介: 王增丽(1987—),女,博士生;冯全科(通信作者),男,教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51106121)。

网络出版时间: 2014-04-25

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20140425.0930.009.html>

单螺杆制冷压缩机具有结构简单、受力平衡性好等特点,是制冷设备中使用较多的机型。通常单螺杆制冷压缩机在设计和选用时,都是按照最大制冷量需求进行选配的,但是由于应用场合和外界气候条件的变化,如果单螺杆制冷压缩机继续按照满负荷工况运行,将造成能源的浪费。为了实现节能高效的目的,需要根据负荷的变化来调节压缩机的排气量,使压缩机的容积流量和实际要求的制冷量保持平衡。单螺杆制冷压缩机中,较多采用单滑阀能量调节机构来满足不同负荷工况下对制冷量的要求,因此研究不同负荷下单螺杆制冷压缩机单滑阀能量调节机构的几何特性,对于单螺杆制冷压缩机不同负荷工况下性能的研究以及对滑阀进行优化设计具有重要意义。

国内外学者对于滑阀调节机构的结构及其工作原理已进行了一系列的研究。在单螺杆制冷压缩机中,Zimmern 最早提出了采用滑阀调节机构进行气量调节的方式,并对滑阀调节机构进行了改进^[1-2]。周瑞秋等对 HS 型单螺杆制冷机组中使用的滑阀式调节机构的基本结构及其调节过程进行了介绍^[3]。日本大金株式会社提出了一种在滑阀槽段开设凸台的改造方案来减小滑阀和螺杆转子之间的间隙^[4]。为了实现对压缩机内容积比变化的控制,以减小甚至避免附加能量损失,周雷等提出了一种分体滑阀结构^[5],但其调节机构较复杂,未见其应用。2007 年,美国 VILTER 公司提出了双滑阀气量调节机构,并申请了专利^[6],但这种机构需要用齿轮、齿条等传动机构分别控制滑阀的位移,稳定性差,目前使用较少。在滑阀调节机理方面,Koai 等对带有柱塞式电磁阀辅助调节的双螺杆制冷压缩机滑阀调节机构的调节过程进行了研究,得到了不同滑块位置和滑阀移动距离下对应的旁通口面积及其对内容积比、流量、功耗损失和气流脉动水平的影响^[7]。吴华根和 Widell 等通过试验研究的方法,对大型制冷系统中采用滑阀式能量调节机构的双螺杆制冷压缩机的工作过程进行了研究^[8-9]。周雷等对单螺杆制冷压缩机滑阀式调节装置对于压缩机内容积比、指示功率及比功率的影响进行了研究,发现旁通口的开设位置对于压缩机气量调节的范围、连续性以及压缩机的内容积比都有影响^[10]。随后,王恕清等采用同样的方法对单滑阀调节机构和双滑阀调节机构的工作过程进行了研究^[11]。陈文卿等基于双螺杆压缩机的工作特点,确定了不同负荷下滑阀的有效旁通面积和有效径向排气孔口面积,并在考虑滑阀旁

通口泄漏的情况下,分析了部分负荷工况下双螺杆压缩机的内部热力过程^[12-13]。

通过以上文献,我们看到对单滑阀气量调节机构的调节机理的研究还很不充分,而且在计算滑阀位移对气量和内容积比的影响时,均直接以滑阀移动之后位置处的容积来计算,并没有对调节机构的几何特性进行分析^[11]。虽然在双螺杆压缩机滑阀气量调节的研究中,陈文卿等在这一方面做过一些工作^[12-13],但是由于单螺杆制冷压缩机用滑阀调节机构与双螺杆压缩机中使用的滑阀调节机构在结构上存在明显的差别,故其研究结果并不能直接用于单螺杆压缩机用滑阀调节机构。

因此,本文专门对单螺杆压缩机用滑阀调节机构的几何特性进行研究。根据单螺杆制冷压缩机的工作特性以及螺杆转子齿槽的型线,确定了滑阀移动到不同位置处旁通口边界线与螺杆齿槽齿顶型线相交时的特征角度,得到了不同负荷下任意转角位置处的有效旁通面积和有效排气孔口面积,并分析了单滑阀调节机构的结构参数对有效旁通面积和有效排气口面积变化趋势以及对气量调节和内容积比调节的影响。通过对单滑阀调节机构的几何特性进行分析,为以后滑阀调节过程特性的研究以及对滑阀进行优化设计提供了基础。

1 滑阀式能量调节机构的工作原理

图 1 为滑阀气量调节机构的工作原理简图。图 1a 所示为压缩机处于满负荷运行时的状态,滑阀将旁通口全部遮住,排气孔口全部打开,整个工作容积内的气体被压缩至排气压力时由排气口排出。如图 1b 所示,当压缩机工况从满负荷向部分负荷变化时,旁通口被打开并呈增大趋势,内部气体经此旁通口向进气口回流,当齿槽越过旁通口后,内部气体才开始被压缩,从而减小了排气量。同时,在滑阀另一端的排气孔口边界也相应移动,使得压缩机的排气孔口变小,缓解了由于进气减少带来的基元容积压缩不足而与高压排气管道接通时的倒流问题。反之,滑阀右移,旁通口减小直至关闭,实现加载过程。理论上,滑阀式气量调节机构可在 10%~100% 的范围内实现气量的无级调节。

2 计算模型

2.1 计算原理

在单螺杆压缩机的几何特性和热力学特性的分析中均以星轮的转角 θ 为基准,如无特别说明,下文

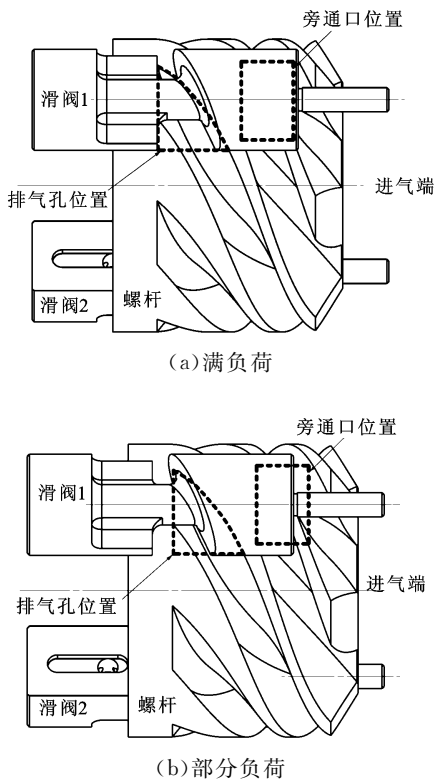


图 1 滑阀工作原理图

中所提及的转角均为星轮转角。以星轮转动方向为基准,将图 1 所示滑阀 1 以及一个螺杆转子齿槽沿转子周向展开,可得滑阀工作过程的计算简图,如图 2 所示。设旁通口初始位置(旁通口与封闭螺旋线上点 N 之间的轴向距离)为 l , $l > 0$ 表示旁通口向螺杆排气端移动, $l < 0$ 表示旁通口向螺杆进气端移动。滑阀沿轴向移动的距离为 Δy 。这里将齿槽右侧螺旋面与螺杆外圆面的交线称为齿后侧螺旋线,记作 VB ,齿槽左侧螺旋面与螺杆外圆面的交线称为齿前侧螺旋线,记作 VF 。

根据滑阀的工作原理可知,滑阀工作过程中的几何特性与滑阀轴向移动距离和星轮转角有关。如图 2 所示:当 VF 越过 $1s$ 点后,旁通口打开,工作腔

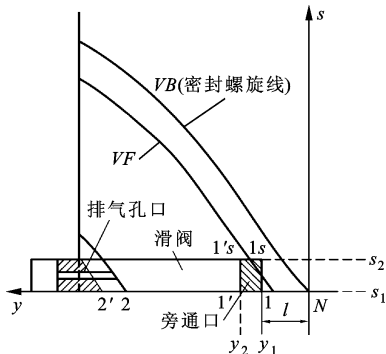


图 2 滑阀工作原理简图

内的气体通过旁通口回流到吸气腔内;当 VB 越过 $1'$ 点后,旁通口关闭,工作腔内剩余的气体开始压缩。在螺杆转系旋转过程中,有效旁通口是由旁通口的 4 个边界线与齿槽的齿前后侧螺旋线组成的,各组成曲线的方程如下。

齿前侧螺旋线方程

$$\left. \begin{aligned} y_{p1}(\theta) &= (a - R_p) \tan \theta + \frac{b}{2 \cos \theta} - \left[(a - R_p) \tan \alpha_{in} - \frac{b}{2 \cos \alpha_{in}} \right] \\ S_{p1}(\theta) &= PR_1 \left(\theta - \alpha_{in} - \frac{\alpha_{\delta}}{P} \right) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

齿后侧螺旋线方程

$$\left. \begin{aligned} y_{p2}(\theta) &= (a - R_p) \tan \theta - \frac{b}{2 \cos \theta} - \left[(a - R_p) \tan \alpha_{in} - \frac{b}{2 \cos \alpha_{in}} \right] \\ S_{p2}(\theta) &= PR_1 \left(\theta - \alpha_{in} - \frac{\alpha_{\delta}}{P} \right) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

滑阀旁通口方程

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= l; \quad y_2 = l + \Delta y \\ s_1 &= 0; \quad s_2 = R_1 \beta \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: a 为螺杆转子与星轮的中心距; R_p 为星轮啮合位置处的等效半径; b 为星轮齿宽; P 为星轮与螺杆转子的齿数比; R_1 为螺杆转子半径; α_{in} 为进气角; α_{δ} 为星轮啮合线位置角; β 为滑阀紧贴螺杆转子圆弧面对应的螺杆转角。

2.2 齿侧螺旋线的特征角度

为了计算该旁通口的面积,需要确定在任意转角位置处旁通口的形状。旁通口的形状主要由齿槽前后侧螺旋线的位置决定,由星轮与转子的啮合特性,转子齿槽螺旋线在轴向推进 Δy 所需要转过的角度 θ 取决于星轮齿侧的螺旋线方程的轴向坐标。根据轴向坐标的位置,即可以求出基元容积冷量调节过程中的特征角度,即 VF 、 VB 与旁通口在不同位置相交的特征角。

如图 2 所示, VF 依此与旁通口的边界点相交,对应的星轮转角为 θ_{1i} ,各交点坐标如下

$$y_{p1}(\theta_{1i}) = y_i; \quad S_{p1}(\theta_{1i}) = s_i \quad (4)$$

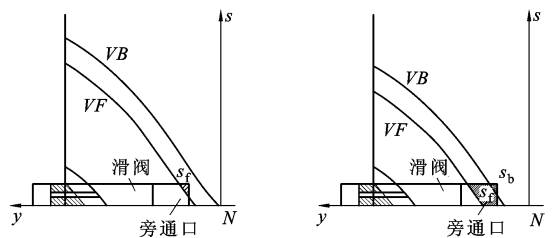
式中: y_i 、 s_i 为式(3)确定的旁通口各边界点的横、纵坐标值。

与 VF 和旁通口相交的位置相似, VB 与旁通口各个边界位置相交时的星轮转角 θ_{2i} 也可通过求解如下坐标方程得到

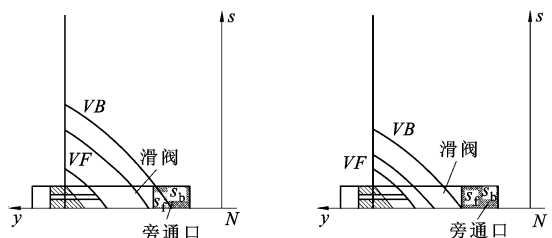
$$y_{p2}(\theta_{2i}) = y_i; \quad S_{p2}(\theta_{2i}) = s_i \quad (5)$$

3 有效旁通面积计算

在任意星轮转角位置处,工作腔与旁通口形成的有效旁通面积由齿槽前后侧螺旋线和旁通口的4条边线组成,不同位置处组成有效旁通面积的曲线不同,有10多种组成方式,在计算有效旁通面积时需要分别进行积分计算,计算过程十分复杂。因此,我们提出对齿前后侧与旁通口相交形成的面积分别进行计算的简化算法,如图3所示,将VF与旁通口靠近进气侧形成的面积记为 s_f ,VB与旁通口靠近进气侧形成的面积记为 s_b 。计算得到 s_f 和 s_b 后,再将这两部分面积组合,即得到不同位置处的有效旁通面积。计算中设 θ_{1a} 、 θ_{1b} 、 θ_{1c} 、 θ_{1d} 分别为VF与 $1s$ 、 $1'$ 、 $1's$ 、 $1'$ 点相交时的星轮转角; θ_{2a} 、 θ_{2b} 、 θ_{2c} 、 θ_{2d} 分别为VB与 $1s$ 、 $1'$ 、 $1's$ 、 $1'$ 点相交时的星轮转角。



(a)VF与旁通口相交 (b)VF和VB均与旁通口相交



(c)VB与旁通口相交 (d)VF和VB均越过旁通口

图3 任意转角位置处有效旁通面积

3.1 齿前侧螺旋线VF与旁通口形成的面积

s_f 的计算过程分为以下几种情况。在 $\theta < \theta_{1a}$ 时,VF与旁通口没有相交,此时面积为0。在 $\theta_{1a} \leq \theta < \theta_{1b}$ 时,组成有效旁通面积的曲线为 y_1 、 s_2 、VF,在 $\theta_{1b} \leq \theta < \theta_{1c}$ 时,组成有效旁通面积的曲线为 y_1 、 s_1 、 s_2 、VF,这两种情况下的 s_f 可通过对曲线围成的面积进行积分计算得到。在 $\theta_{1c} \leq \theta < \theta_{1d}$ 时,组成有效旁通面积的曲线为 y_2 、 s_1 、VF,此时通过积分计算这3条曲线围成的三角形面积,有效旁通面积为旁通口总面积与该三角形面积的差值。在 $\theta \geq \theta_{1d}$ 时,VF与旁通口没有相交,此时有效旁通面积为旁通口的面积。VF与旁通口形成的面积的计算公式如下

$$s_f(\theta, \Delta y) =$$

$$\begin{cases} 0 & (\theta \leq \theta_{1a}) \\ \int_0^{\theta-\theta_{1a}} (y_{p1}(\theta_{1b} + \alpha) - y_1) PR_1 d\alpha & (\theta_{1a} < \theta \leq \theta_{1bb}) \\ \int_0^{\Delta\theta(\theta)} (d_f(\alpha, \theta) - y_1) PR_1 d\alpha & (\theta_{1bb} < \theta \leq \theta_{1bc}) \\ \int_0^{\Delta\theta(\theta)} (y_{p1}(\theta + \alpha) - y_1) PR_1 d\alpha & (\theta_{1bc} < \theta \leq \theta_{1cc}) \\ s_2 \Delta y - \int_0^{\Delta\theta(\theta)} (y_2 - y_{p1}(\theta + \alpha)) PR_1 d\alpha & (\theta_{1cc} < \theta \leq \theta_{1d}) \\ s_2 \Delta y & (\theta > \theta_{1d}) \end{cases} \quad (6)$$

式中: θ_{1bb} 取特征角度计算过程中 θ_{1b} 和 θ_{1c} 中的较小值; θ_{1cc} 取特征角度计算过程中 θ_{1b} 和 θ_{1c} 中的较大值;

$\theta_{1bc} = \theta_{1a} + \frac{s_2}{PR_1}$; $\Delta\theta(\theta)$ 在计算过程中是沿着坐标 s

方向的积分区间; $d_f(\alpha, \theta)$ 在计算过程中是用于判断积分过程中 y 方向的坐标值的函数。

3.2 齿后侧螺旋线VB与旁通口形成的面积

VB与旁通口形成的面积与VF与旁通口形成的面积基本相同,只是特征角度不同,故VB与旁通口形成的面积也可以按照齿前侧的分段计算方法进行计算

$$s_b(\theta, \Delta y) =$$

$$\begin{cases} 0 & (\theta \leq \theta_{2a}) \\ \int_0^{\theta-\theta_{2a}} (y_{p2}(\theta_{2b} + \alpha) - y_1) PR_1 d\alpha & (\theta_{2a} < \theta \leq \theta_{2bb}) \\ \int_0^{\Delta\theta(\theta)} (d_b(\alpha, \theta) - y_1) PR_1 d\alpha & (\theta_{2bb} < \theta \leq \theta_{2bc}) \\ \int_0^{\Delta\theta(\theta)} (y_{p2}(\theta + \alpha) - y_1) PR_1 d\alpha & (\theta_{2bc} < \theta \leq \theta_{2cc}) \\ s_2 \Delta y - \int_0^{\Delta\theta(\theta)} (y_2 - y_{p2}(\theta + \alpha)) PR_1 d\alpha & (\theta_{2cc} < \theta \leq \theta_{2d}) \\ s_2 \Delta y & (\theta > \theta_{2d}) \end{cases} \quad (7)$$

式中: θ_{2bb} 取特征角度计算过程中 θ_{2b} 和 θ_{2c} 中的较小值; θ_{2cc} 取特征角度计算过程中 θ_{2b} 和 θ_{2c} 中的较大值;

$\theta_{2bc} = \theta_{2a} + \frac{s_2}{PR_1}$; $d_b(\alpha, \theta)$ 在计算过程中是用于判断

积分过程中 y 方向的坐标值的函数。

3.3 有效旁通面积计算

分别计算出 s_f 和 s_b 后,通过对有效旁通口的分析可知,当 $\theta \leq \theta_{1d}$ 时,有效旁通面积可由 s_f 减去 s_b 得到,当 $\theta > \theta_{1d}$ 时,VF完全脱离旁通口,此时有效旁通面积仅为VB与旁通口边界线围成,可用旁通口总

面积减去 s_b 得到

$$s(\theta, \Delta y) = \begin{cases} s_f(\theta, \Delta y) - s_b(\theta, \Delta y) & (\theta_{1a} < \theta \leq \theta_{1d}) \\ s_2 \Delta y - s_b(\theta, \Delta y) & (\theta_{1d} < \theta \leq \theta_{2d}) \\ 0 & (\theta > \theta_{2d}) \end{cases} \quad (8)$$

3.4 有效排气口面积计算

如图 2 所示,在满负荷时,滑阀端部顶在 1-1s 上,此时排气孔口完全打开,而当滑阀位置改变时,排气孔口的位置以及有效排气孔口面积也随之变化,从而影响内容积比与排气过程。当滑阀排气孔口未完全退出转子长度范围时,与有效旁通面积计算方法相似,在确定了影响基元容积与排气孔口连通状态的各特征角度后,有效排气孔口面积的计算也可分为两部分计算。先计算 VF 与排气口形成的面积 D_f 以及 VB 与排气口形成的面积 D_b ,然后再计算有效排气口面积

$$D(\theta, \Delta y) = \begin{cases} D_f(\theta, \Delta y) - D_b(\theta, \Delta y) & (\theta_{dn} < \theta \leq \theta_{ds}) \\ d_s - D_b(\theta, \Delta y) & (\theta_{ds} < \theta \leq \theta_{dd}) \\ 0 & (\theta > \theta_{dd}) \end{cases} \quad (9)$$

式中: θ_{dn} 为 VF 与排气口接通瞬间的星轮转角; θ_{ds} 为 VF 脱离排气口瞬间的星轮转角; θ_{dd} 为 VB 脱离排气口瞬间的星轮转角; d_s 为满负荷时滑阀上排气口的总面积。

4 结果和分析

在单螺杆制冷压缩机中,滑阀调节机构的旁通口和排气口的尺寸随滑阀的轴向位置不同而不同,故不同转角下的有效旁通面积和有效排气口面积也随滑阀的轴向位置的变化而变化。同时,滑阀旁通口初始位置 l 以及排气孔口初始位置 l_0 会直接影响制冷量调节过程中旁通流量的多少以及排气过程的开始时刻、持续时间,最终将影响部分负荷下机器的性能,因此研究不同设计参数对压缩机几何特性的影响具有重要意义。 l_0 的方向与 l 方向的定义相同。本文以某型号的单螺杆制冷压缩机为例,对不同负荷下单滑阀调节机构的有效旁通面积和有效排气口面积的计算结果进行了讨论,并对滑阀调节机构的几何特性及结构参数对有效通流面积和风量调节过程的影响进行了研究。该型号压缩机的螺杆齿数为 6,星轮齿数为 11,螺杆直径为 145 mm,星轮直径为 150 mm,中心距为 116 mm,星轮齿宽为 20 mm。

4.1 有效旁通面积

图 4 所示为不同滑阀轴向位置对应的有效旁通

面积随转角的变化关系。由图可见,在 l 一定的情况下,当滑阀沿轴向往排气端移动时,基元容积与旁通口连通时的转角位置是不变的,而有效旁通面积及基元容积完全封闭时的角度则随负荷的降低而增大。

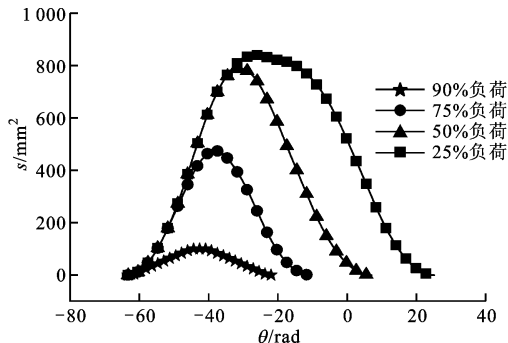


图 4 有效旁通面积随转角的变化关系

图 5 给出了滑阀移动距离一定的情况下, l 不同时有效旁通面积随转角的变化关系。由图可知,随着 l 的增加,旁通口连通的时刻延迟。由于滑阀的移动距离一定,有效旁通面积存在的时间是相同的,那么旁通口的关闭时间将延迟,即滑阀在相同的轴向位移范围内所能调节的气量范围变大。由图 5 还可知,当旁通口初始位置向排气端移动的距离从 0 增加到 15 mm 时,风量调节范围增大了 20%,故压缩机要达到相同的制冷量调节范围, l 越大就要求滑阀在轴向移动的距离越小。如果 l 过大,在旁通口开启之前形成封闭的压缩腔就会对气体产生预压缩,而这部分压缩气体最终将通过旁通口回流泄压,这使得压缩机的额外耗功增加,压缩机的效率降低。因此,在压缩机设计过程中,在机体空间位置要求不大的情况下,旁通口初始位置应尽量靠近排气端。

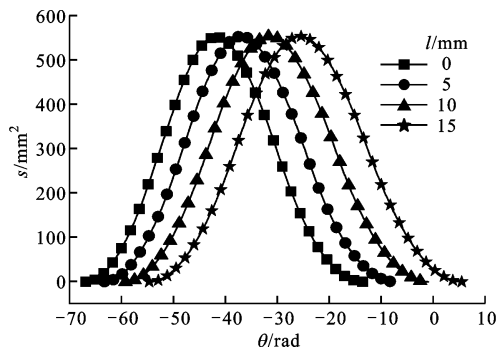


图 5 不同的旁通口初始位置对有效旁通面积的影响

4.2 有效排气口面积

图 6 所示为不同滑阀轴向位置对应的有效排气口面积随转角的变化关系。有效排气口开启的位置决定了压缩机的内容积比,从图 6 可见,在排气孔口

初始位置一定的情况下,当滑阀沿轴向往卸载方向移动时,基元容积与排气孔口连通的转角位置与滑阀的轴向移动距离有关,轴向移动距离越大,排气孔口开启越晚,这在一定程度上补偿了由于气量变化对内容积比的影响。

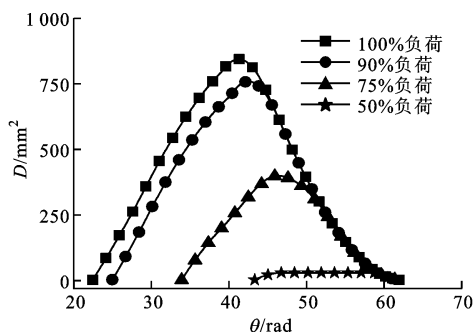


图6 有效排气口面积随转角的变化关系

图7为滑阀移动距离一定的情况下, l_0 不同时有效排气口面积随转角的变化关系。由图可知,排气孔口初始位置越靠近排气端,排气开始时间越晚,内压比越大,由于内外压比不等造成的附加能量损失就越大。当排气口初始位置向排气侧移动的距离从0增加到15 mm时,排气开始角延迟了 10° ,内容积比增大至2.25倍,因此在设计过程中应尽量保证 $l_0=0$ 。

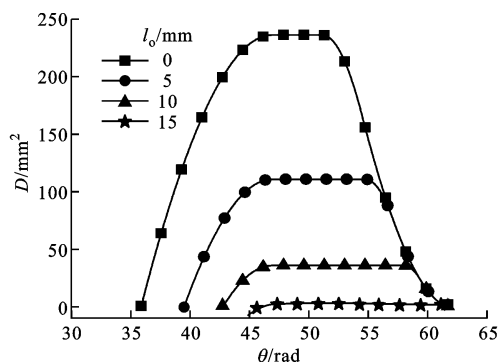


图7 不同的排气孔口初始位置对有效排气口面积的影响

5 结论

本文根据单螺杆制冷压缩机的结构及工作特征,得到了部分负荷下单滑阀调节机构的旁通口和排气口的特征角度,建立了有效旁通面积和有效排气口面积的计算模型,准确地计算了不同负荷下任意转角位置处所对应的通流面积,分析了滑阀结构参数对部分负荷下压缩机工作过程中单滑阀调节机构几何特性的影响。通过分析得到了以下结论。

(1)在单螺杆制冷压缩机采用单滑阀调节机构

进行调节的过程中,基元容积与旁通口连通的角速度只与旁通口初始位置有关。随着 l 的增加,旁通口连通的时刻延迟。在滑阀移动距离一定时,有效旁通面积存在的时间不变,这就导致旁通口关闭的时间延迟,即滑阀在相同的轴向位移范围内所能调节的气量的范围变大。当 l 由0增加到15 mm时,气量调节范围增大了20%。

(2)单螺杆制冷压缩机在部分负荷工况下,排气开始的时间决定于滑阀轴向位移和排气孔口初始位置。排气孔口初始位置一定时,轴向移动距离越大,排气孔口开启越晚,这在一定程度上补偿了由于气量变化对内容积比的影响。在部分负荷下,排气孔口初始位置越靠近排气端,排气开始时间越晚,当向排气端移动的距离从0增加到15 mm时,排气开始角度延迟了 10° ,内容积比增大至2.25倍。

参考文献:

- [1] ZIMMERN B, SUR S N. Process to control the delivery of a single screw compressor; USA, 4373866 [P]. 1983-02-15.
- [2] ZIMMERN B. Single screw compressor with liquid lock preventing slide; USA, 6106241 [P]. 2000-08-22.
- [3] 周瑞秋, 张学山, 黄宏. HS型单螺杆制冷机组分析[J]. 流体机械, 1995, 23(3): 50-54.
ZHOU Ruiqiu, ZHANG Xueshan, HUANG Hong. The analysis of the HS type single screw refrigeration unit [J]. Fluid Machinery, 1995, 23(3): 50-54.
- [4] HARUNORI M, HUSSEIN M A. Screw compressor; Japan, 200880120904. 0 [P]. 2013-07-10.
- [5] 周雷, 金光熹. 节能型滑阀气量调节器的设计[J]. 压缩机技术, 1999(1): 8-11.
ZHOU Lei, JIN Guangxi. The design of the slide valve capacity control mechanism [J]. Compressor Technology, 1999(1): 8-11.
- [6] PIKUTE J L. The compressor with double slide valve; China, 200780052688. 6 [P]. 2010-02-24.
- [7] KOAI K, SOEDEL W. Contributions to the understanding of flow pulsation levels and performance of a twin screw compressor equipped with a slide valve and a stopper for capacity control [C]//Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, Indiana, USA: Purdue University, 1990: 388-397.
- [8] 吴华根, 彭学院, 邢子文, 等. 部分负荷工况下螺杆制冷压缩机特性试验研究[J]. 机械工程学报, 2004, 40(7): 195-198.
WU Huagen, PENG Xueyuan, XING Ziwen, et al.

- Experimental study on the performance characteristics of screw refrigeration compressor under part load conditions [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(7): 195-198.
- [9] WIDELL K N, EIKEVIK T. Reducing power consumption in multi-compressor refrigeration systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33: 88-94.
- [10] 周雷, 林强, 金光熹, 等. 单螺杆制冷压缩机气量调节装置的经济性分析 [J]. 流体机械, 1998, 26(10): 49-53.
- ZHOU Lei, LIN Qiang, JIN Guangxi, et al. Economic analysis of capacity control mechanism used in single screw compressor [J]. Fluid Machinery, 1998, 26(10): 49-53.
- [11] 王恕清, 梁树金. 单螺杆式制冷压缩机内容积比无级调节技术研究 [J]. 制冷与空调, 2012, 12(2): 100-105.
- WANG Shuqing, LIANG Shujin. Study on internal volume ratio stepless regulation technology of single-screw refrigeration compressors [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2012, 12(2): 100-105.
- [12] 陈文卿, 邢子文, 唐昊, 等. 部分负荷下螺杆制冷压缩机几何特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(4): 126-132.
- CHEN Wenqing, XING Ziwen, TANG Hao, et al. Geometrical characteristics of screw refrigeration compressor under part-load conditions [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(4): 126-132.
- [13] CHEN Wenqing, XING Ziwen, TANG Hao, et al. Theoretical and experimental investigation on the performance of screw refrigeration compressor under part-load conditions [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34: 1141-1150.

(编辑 荆树蓉)

(上接第76页)

- [4] 苗中华, 王旭永, 刘成良, 等. 基于滑模变结构控制的液压伺服系统超低速轨迹跟踪 [J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(7): 1182-1186.
- MIAO Zhonghua, WANG Xuyong, LIU Chengliang, et al. The trajectory tracking of hydraulic servo system via sliding mode variable structure control in very low velocity [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008, 42(7): 1182-1186.
- [5] SLOTINE J E, LI Weiping. Applied nonlinear control [M]. Upper Saddle River, New Jersey, USA: Prentice Hall, 1991: 207-271.
- [6] 杨军宏, 尹自强, 李圣怡. 阀控非对称缸的非线性建模及其反馈线性化 [J]. 机械工程学报, 2006, 42(5): 203-207.
- YANG Junhong, YIN Ziqiang, LI Shengyi. Nonlinear modeling and feedback linearization of valve-controlled asymmetrical cylinder [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(5): 203-207.
- [7] AKKAYA A V. Effect of bulk modulus on performance of a hydrostatic transmission control system [J]. Sadhana, 2006, 31(5): 543-556.
- [8] WANG Jing, GONG Guofang, YANG Huayong. Control of bulk modulus of oil in hydraulic systems [C]//Proceedings of the 2008 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2008: 1390-1395.
- [9] KIM S, MURRENHOFF H. Measurement of effective bulk modulus for hydraulic oil at low pressure [J]. Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(2): 1-10.
- [10] YAN Xiaole, GU Lichen. Online measurement of effective bulk modulus in hydraulic system by the soft-sensing model [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(10): 126-132.
- [11] YEO J G, PARK S H, KIM H M, et al. Robust pressure control of hydraulic servo systems with bulk modulus uncertainties [C]//Asian Control Conference. Bali, Indonesia: ASCC, 2006: 460-466.
- [12] ERYILMAZ B, WILSON B H. Improved tracking control of hydraulic systems [J]. ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2001, 123(3): 457-462.

(编辑 赵炜)