

部分负荷下螺杆制冷压缩机几何特性研究

陈文卿, 邢子文, 唐昊, 吴华根

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 基于螺杆压缩机的工作特点, 确定部分负荷下各工作过程的特征角度, 建立了有效旁通面积和有效径向排气面积的计算模型, 从而可以准确得到不同负荷下任一转角所对应的流通面积, 为部分负荷下螺杆制冷压缩机工作特性研究奠定了基础. 考察了固定块长度以及滑阀相对气缸端面的安装位置等关键设计参数对压缩机部分负荷下内容积比、有效旁通面积和有效径向排气面积的影响. 研究表明, 若运行工况压力比单一, 固定块应选择固定式, 其长度取转子长度的 20%~25% 为宜, 若运行工况压力比多变, 应选择可调式固定块, 而滑阀相对气缸端面的安装角度应在安装空间允许范围内尽可能大, 以提高螺杆制冷压缩机在部分负荷时的性能.

关键词: 螺杆制冷压缩机; 部分负荷; 滑阀; 几何特性

中图分类号: TB652 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)05-0126-07

Geometrical Characteristics of Screw Refrigeration Compressor under Part-Load Conditions

CHEN Wenqing, XING Ziwen, TANG Hao, WU Huagen

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: On the basis of the operating feature of screw compressors, the critical angles of the working chamber in different processes were determined under part-load conditions. A model was established to calculate the effective by-pass area and radial discharge area at a certain rotation angle of the male rotor under various part-load conditions. The influences of key design parameters on the geometrical characteristics of a screw refrigeration compressor under part-load conditions were investigated, such as the slide stop length and slide valve installation position relative to the cylinder. The results show that, in order to improve the performance of screw refrigeration compressors under part-load conditions, the fixed type slide stop with 20%-25% of the rotor length should be adopted for a fixed external pressure ratio while the moveable type should be applied for variable external pressure ratios. Moreover, the slide valve installation angles relative to the cylinder should be as large as possible in the installation space.

Keywords: screw refrigeration compressor; part-load; slide valve; geometrical characteristics

螺杆制冷压缩机主要由机体以及包含在机体中的一对平行配置相互啮合的螺旋转子组成, 具有结构紧凑、可靠性高、动力平衡性好、可多相混输及操作维护方便等一系列独特的优点, 广泛应用于制冷与空调工况中.

通常, 螺杆制冷压缩机的制冷量需要根据最大冷量需求选定. 由于外界气候条件的变化、应用场合的不同等各种原因, 螺杆制冷压缩机经常处于部分负荷下运行^[1]. 研究部分负荷下螺杆制冷压缩机的几何特性以及不同设计参数对几何特性的影响, 可

以为螺杆制冷压缩机部分负荷性能研究和优化设计奠定基础.在已完成的工作中,国内外对螺杆压缩机几何特性和工作过程分析的文献很多,大多集中于额定工况或标准满负荷下的特性研究,而着重于含有冷量调节滑阀的螺杆制冷压缩机部分负荷特性研究的文献较少.文献[2]采用修正系数与名义旁通面积的乘积作为滑阀旁通口的有效旁通面积,文献[3]将径向排气孔口分成若干小型区域分别求解以得到名义径向排气面积,但并不适用于部分负荷特性研究中所要求的以转角和滑阀位置为变量的有效旁通面积和有效径向排气面积参数化.本文根据螺杆压缩机的运转特点,建立了部分负荷下有效流通面积的计算模型,着重讨论不同设计参数对部分负荷内容积比和流通面积的影响.

1 滑阀调节机理

在螺杆制冷压缩机的机体高压侧两内圆的交点处,装一开设有径向排气孔口的调节滑阀和与之相对应的固定块,成为压缩机机体的一部分(图 1).滑阀能沿与气缸轴线平行的方向往复移动,最常用的驱动方式是液压驱动,由压缩机本身的油路系统提供所需的油压.固定块可以是移动的,以实现压缩机满负荷时的内容积比可调,也可做成固定的,通过更换径向排气孔口位置不同的滑阀来改变压缩机满负荷时的内容积比,使压缩机适应不同的工况范围.

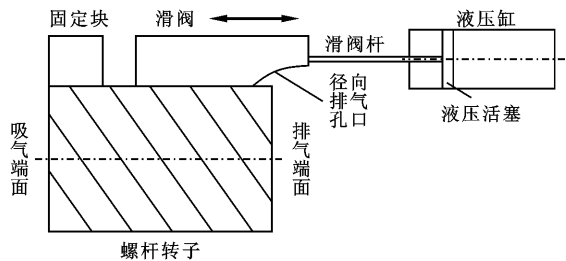


图 1 滑阀调节装置示意图

滑阀调节压缩机的制冷量,是基于螺杆压缩机的工作特点.当滑阀低压端面与固定块贴合时,压缩机处于满负荷状态.吸气过程结束后,工作腔形成封闭容积.随着转子的旋转,工作腔容积减小,气体压力沿轴线方向逐渐升高,在空间位置上,工作腔从压缩机的吸气端逐渐移向排气端.倘若滑阀低压端面与固定块之间存在旁通口,转子有效工作长度减小,压缩机处于部分负荷状态,吸气过程结束后的工作腔试图提高气体压力时,与旁通口连通,部分气体经由旁通口回流至处于吸气压力的低压腔,从而实现

压缩机的冷量调节.当转子接触线扫过旁通口后,工作腔完全封闭,进入正常的内压缩过程.

在螺杆制冷压缩机中,排气端面位置固定的轴向排气孔口所对应的内容积比大于径向排气孔口内容积比.当滑阀向卸载方向移动时,滑阀与固定块之间产生旁通孔口,径向排气孔口也随之后移,工作腔与排气孔口连通的时刻延后,直至径向排气孔口减小到和轴向孔口一样,同时实现冷量调节和内容积比调节,改善由冷量调节引起的内外压力比不匹配现象.

2 特征角度

螺杆压缩机的基元容积由 2 个阳转子齿、2 个阴转子齿和机体包围构成.以转子旋转方向为基准,将基元容积前侧阳转子齿顶和阴转子齿顶分别记作 MF 和 FF,后侧阳转子齿顶和阴转子齿顶分别记作 MB 和 FB.吸气过程开始后, MF 第一次到达转子中心线时,阳转子转角为 0.一般地,在螺杆压缩机的几何特性和热力特性随转角变化的分析中以阳转子转角为准,如无特别说明,下文所提及的转角均指阳转子转角.

如图 2 所示, O_1P_1 与 x 轴的夹角

$$\theta_{mr} = \arccos(X_1/R_1) \tag{1}$$

O_2P_2 与 x 轴的夹角

$$\theta_{lr} = \arccos((A - X_2)/R_2) \tag{2}$$

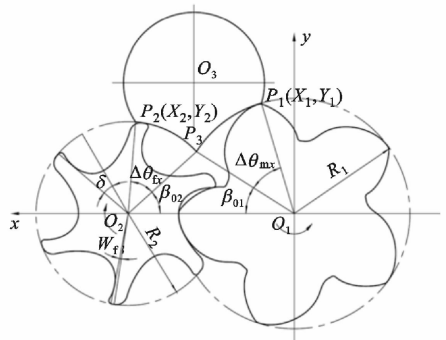
O_1P_1 与 O_1P_3 的夹角

$$\Delta\theta_{mr} = \theta_{mr} - \beta_{01} \tag{3}$$

O_2P_2 与 O_2P_3 的夹角

$$\Delta\theta_{lr} = \theta_{lr} - \beta_{02} \tag{4}$$

式中: R_1 、 R_2 和 A 分别是阳转子齿顶圆半径、阴转子齿顶圆半径和转子中心距; β_{01} 、 β_{02} 分别是 O_1P_3 、 O_2P_3 与转子中心线 O_1O_2 的夹角.



P_1 、 P_2 、 P_3 是滑阀轮廓线与气缸在吸气端面的交点

图 2 吸气端面转子与滑阀的相对位置

由转子型线特点可知,螺杆压缩机运转时,就一对相互啮合的转子齿而言,阳转子齿顶领先于阴转子齿顶^[4]. 如果阴转子齿顶具有一定的宽度,以转子旋转方向为基准,阴转子齿顶前缘领先于齿顶后缘,FF与旁通口、排气孔口连通或脱离应以其齿顶后缘为准,而FB与旁通口、排气孔口连通或脱离应以其齿顶前缘为准. 阳转子齿顶领先于阴转子齿顶前缘的转角可由下式计算

$$\Delta\theta_1 = \frac{2\pi - \beta_{02} - [i_{12}(2\pi - \beta_{01}) + 2\pi/Z_2 - \delta]}{i_{12}} \quad (5)$$

式中: i_{12} 和 Z_2 分别为转子齿数比和阴转子齿数; δ 是阴转子齿顶前缘径线与前方槽底径线的夹角.

阳转子齿顶与阴转子齿顶后缘相差的转角值为

$$\Delta\theta_2 = \Delta\theta_1 + W_f/i_{12} \quad (6)$$

式中: W_f 是阴转子齿顶宽度所对应的圆心角.

MF转到点 P_1 时的转角

$$\theta_{p1} = 2\pi - \theta_{mr} \quad (7)$$

FF后缘到达 P_2 时的转角

$$\theta_{p2} = \frac{2\pi - \theta_{fr} + \delta - (Z_2 - Z_1)2\pi/Z_2 + W_f}{i_{12}} \quad (8)$$

式中: Z_1 为阳转子齿数.

MF行至 P_3 时的转角

$$\theta_{mp3} = 2\pi - \beta_{01} \quad (9)$$

FF后缘与 P_3 重合时的转角

$$\theta_{fp3} = \theta_{mp3} + \Delta\theta_2 \quad (10)$$

MB落后MF的角度

$$\Delta\theta_{mfb} = 2\pi/Z_1 \quad (11)$$

FB前缘落后FF后缘的角度

$$\Delta\theta_{ffb} = 2\pi/Z_1 - W_f/i_{12} \quad (12)$$

根据螺杆转子的运转特点,转子齿顶在轴向推进一定距离 ΔL 所需转过的角度 $\Delta\theta$ 取决于阳转子的螺旋特性数 p_1 (轴节距),即 $\Delta\theta = \Delta L/p_1$. 这样,便可求得基元容积冷量调节和排气过程中的特征角度,如MF、MB、FF后缘和FB前缘进入与脱离旁通口和排气孔口时刻的转角值.

3 有效旁通面积计算

有效旁通面积的大小取决于旁通口长度 L_{bp} 和阳转子转角, L_{bp} 不同时有效旁通面积随转角变化的关系也是不同的,可分两个步骤进行计算. 先计算某转角下基元容积越过固定块端面的旁通面积 S_{bpl} ,再计算基元容积越过滑阀低压端面的旁通面积

S_{bp2} ,两者相减便可得到该时刻的有效旁通面积 S_{bp} . 下文以 S_{bpl} 为例介绍有效旁通面积的计算方法,设阳转子在 t 时刻的转角为 θ_1 . 若 $L_{bp} = 0$, $S_{bp} = 0$;否则,进行以下计算.

如图3所示,将 S_{bpl} 以机体高压侧内孔交线为界分为 S_{bpl1} 与 S_{bpl2} 两部分,在求解 S_{bpl} 过程中的特征角度见表1.

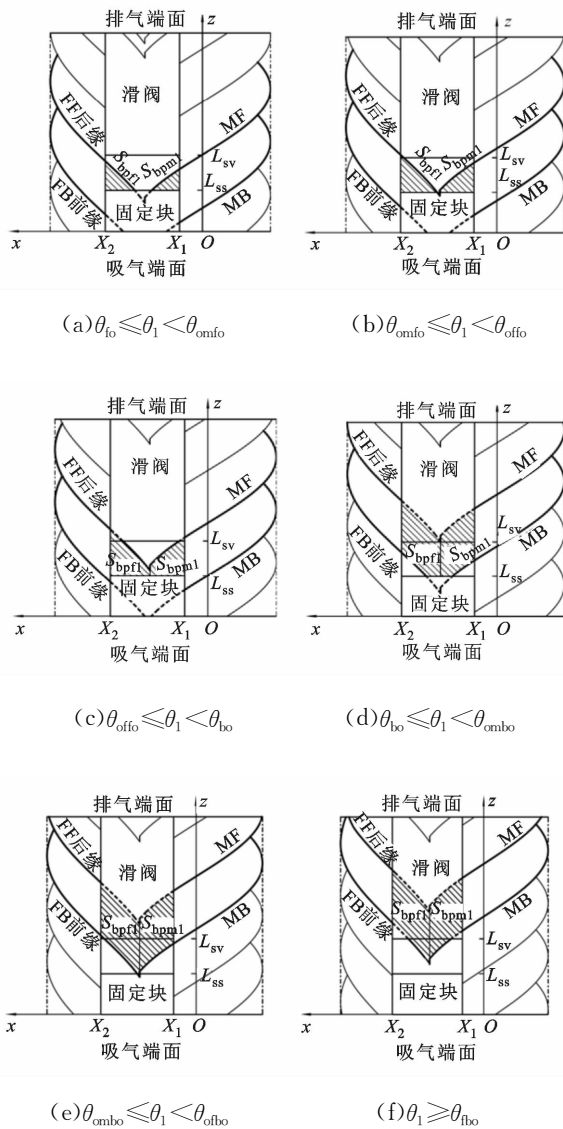


图3 S_{bpl} 计算示意图

(1) $\theta_1 < \theta_{fo}$, 基元容积尚未进入旁通口区域, $S_{bpl} = 0$.

(2) $\theta_{fo} \leq \theta_1 < \theta_{omfo}$, MF进入旁通区域之后,阳转子转过的角度 $\Delta\phi_1 = \theta_1 - \theta_{mfo}$, FF后缘进入旁通区域后阴转子转过的角度 $\Delta\phi_2 = (\theta_1 - \theta_{ffo})i_{12}$,对图3a中阴影部分积分求解

$$S_{bpl1} = p_1 R_1 (-\Delta\phi_1 \cos\theta_{mr} + \sin\theta_{mr} - \sin\lambda_1) \quad (13)$$

$$S_{\text{bpf1}} = p_1 R_1 (-\Delta\phi_2 \cos\theta_{\text{fr}} + \sin\theta_{\text{fr}} - \sin\lambda_2) \quad (14)$$

式中: $\lambda_1 = \theta_{\text{mr}} - \Delta\phi_1$; $\lambda_2 = \theta_{\text{fr}} - \Delta\phi_2$.

表1 特征角度表达式

角度	表达式	物理意义
θ_{mfo}	$\theta_{p1} + \frac{L_{\text{ss}}}{p_1}$	MF 进入旁通区域
θ_{ffo}	$\theta_{p2} + \frac{L_{\text{ss}}}{p_1}$	FF 后缘进入旁通区域
θ_{fo}	$\min(\theta_{\text{mfo}}, \theta_{\text{ffo}})$	基元容积前侧进入旁通区域
θ_{omfo}	$\theta_{\text{mp3}} + \frac{L_{\text{ss}}}{p_1}$	MF 与孔交线交点进入旁通区域
θ_{offo}	$\theta_{\text{fp3}} + \frac{L_{\text{ss}}}{p_1}$	FF 后缘与孔交线交点进入旁通区域
θ_{mbo}	$\theta_{\text{mfo}} + \Delta\theta_{\text{mfb}}$	MB 进入旁通区域
θ_{fbo}	$\theta_{\text{ffo}} + \Delta\theta_{\text{ffb}}$	FB 前缘进入旁通区域
θ_{bo}	$\min(\theta_{\text{mbo}}, \theta_{\text{fbo}})$	基元容积后侧进入旁通区域
θ_{ombo}	$\theta_{\text{omfo}} + \Delta\theta_{\text{mfb}}$	MB 与孔交线交点进入旁通区域
θ_{ofbo}	$\theta_{\text{offo}} + \Delta\theta_{\text{ffb}}$	FB 前缘与孔交线交点进入旁通区域

(3) $\theta_{\text{omfo}} \leq \theta_1 < \theta_{\text{offo}}$, MF 与机体高压侧孔交线交点进入旁通区域后阳转子转过的角度 $\Delta\phi_1 = \theta_1 - \theta_{\text{omfo}}$, 图 3b 中阴影部分的面积为

$$S_{\text{bpm1}} = p_1 R_1 [\Delta\phi_1 \cos\beta_{01} + \sin\theta_{\text{mr}} - \sin\beta_{01} - (\Delta\phi_1 + \Delta\theta_{\text{mr}}) \cos\theta_{\text{mr}}] \quad (15)$$

S_{bpf1} 由式(14)求得.

(4) $\theta_{\text{offo}} \leq \theta_1 < \theta_{\text{bo}}$, FF 后缘与机体高压侧孔交线交点进入旁通区域后阴转子转过的角度 $\Delta\phi_2 = (\theta_1 - \theta_{\text{offo}}) i_{12}$, 图 3c 中阴影部分的面积为

$$S_{\text{bpf1}} = p_2 R_2 [\Delta\phi_2 \cos\beta_{02} + \sin\theta_{\text{fr}} - \sin\beta_{02} - (\Delta\phi_2 + \Delta\theta_{\text{fr}} i) \cos\theta_{\text{fr}}] \quad (16)$$

S_{bpm1} 按式(15)计算.

(5) $\theta_{\text{bo}} \leq \theta_1 < \theta_{\text{ombo}}$, MF 与机体高压侧孔交线的交点进入旁通区域后阳转子转过的角度 $\Delta\phi_{11} = \theta_1 - \theta_{\text{omfo}}$, FF 后缘与孔交线交点进入旁通区域后阴转子转过的角度 $\Delta\phi_{21} = (\theta_1 - \theta_{\text{offo}}) i_{12}$, MB 进入旁通区域后阳转子转过的角度 $\Delta\phi_{12} = \theta_1 - \theta_{\text{mbo}}$, 而 FB 前缘进入旁通区域后阴转子转过的角度 $\Delta\phi_{22} = (\theta_1 - \theta_{\text{fbo}}) \cdot i_{12}$, 则图 3d 中阴影部分的面积为

$$S_{\text{bpm1}} = p_1 R_1 [\Delta\phi_{11} \cos\beta_{01} - (\Delta\phi_{11} + \Delta\theta_{\text{mr}} - \Delta\phi_{12}) \cos\theta_{\text{mr}} - \sin\beta_{01} + \sin\gamma_{12}] \quad (17)$$

$$S_{\text{bpf1}} = p_2 R_2 [\Delta\phi_{21} \cos\beta_{02} - (\Delta\phi_{21} + \Delta\theta_{\text{fr}} i_{12} - \Delta\phi_{22}) \cos\theta_{\text{fr}} - \sin\beta_{02} + \sin\gamma_{22}] \quad (18)$$

式中: $\gamma_{12} = \theta_{\text{mr}} - \Delta\phi_{12}$; $\gamma_{22} = \theta_{\text{fr}} - \Delta\phi_{22}$.

(6) $\theta_{\text{ombo}} \leq \theta_1 < \theta_{\text{ofbo}}$, 基元容积阳转子侧已全部越过固定块端面, S_{bpm1} 达到最大值

$$S_{\text{bpm1}} = p_1 R_1 \frac{2\pi}{Z_1} (\cos\beta_{01} - \cos\theta_{\text{mr}}) \quad (19)$$

S_{bpf1} 由式(18)求出.

(7) $\theta_1 \geq \theta_{\text{fbo}}$, 基元容积阳转子侧与阴转子侧均已全部越过固定块端面, S_{bpm1} 和 S_{bpf1} 均达到最大值

$$S_{\text{bpf1}} = p_2 R_2 \left(\frac{2\pi}{Z_2} - W_f \right) (\cos\beta_{02} - \cos\theta_{\text{fr}}) \quad (20)$$

S_{bpm1} 按式(19)计算.

求出 S_{bpm1} 和 S_{bpf1} 后, 便可得到基元容积越过固定块端面的通流面积

$$S_{\text{bpl}} = S_{\text{bpm1}} + S_{\text{bpf1}} \quad (21)$$

基元容积越过滑阀低压端的通流面积 S_{bp2} 也可分为阳转子侧 S_{bpm2} 和阴转子侧 S_{bpf2} 两部分在不同转角范围内分别求解, 其求解方法与 S_{bpl} 相同.

4 有效径向排气面积计算

滑阀位置改变时, 径向排气孔口位置及有效径向排气面积也随之不同, 从而影响内容积比与排气过程. 当滑阀径向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, 确定影响基元容积与径向排气孔口连通状态的各特征角度后, 有效径向排气面积的计算也可分为两步(图 4): 假设转子无限长, 先计算基元容积越过滑阀径向排气孔口边界的通流面积 S_{rd1} , 再减去 S_{rd1} 中越过排气端面的通流面积 S_{rd2} , 便可得到不同转角下有效径向排气面积 S_{rd} .

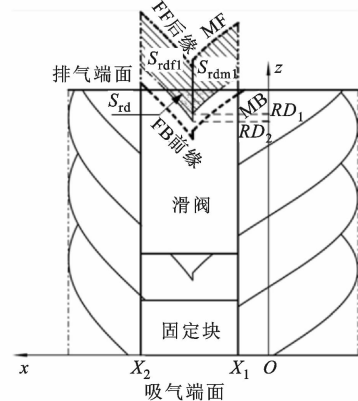


图4 有效径向排气面积计算示意图

总的排气面积等于径向排气面积与轴向排气面积之和. 如果径向排气孔口完全退出排气端面, 将不再存在径向排气面积, 当基元容积与位置固定的螺

蝶形轴向排气孔口连通时,排气过程开始。

5 几何特性

在螺杆制冷压缩机中,固定块长度 L_{ss} 、滑阀相对气缸的安装位置和滑阀在转子长度方向的位置直接影响冷量调节与排气过程的开始时刻、持续时间以及旁通流量的多少,最终影响部分负荷下的机器性能. 因此,研究不同设计参数对部分负荷下压缩机几何特性的影响具有重要意义. 下文将以某一型号的螺杆制冷压缩机(表 2)为例,考察其部分负荷下的几何特性.

表 2 某型号螺杆制冷压缩机主要参数

阳转子齿数 Z_1	5
阴转子齿数 Z_2	6
阳转子外径 D_1/mm	215
阴转子外径 D_2/mm	180
转子长度 L/mm	330
转子中心距 A/mm	160
径向排气孔口距滑阀低压端长度 $\Delta L/\text{mm}$	172.4

5.1 内容积比

内容积比是螺杆压缩机的一个重要几何特性,反映了气体在基元容积中的内压缩程度^[5]. 螺杆制冷压缩机的吸排气压力均由运行工况决定,内压缩终止了压力与排气压力的匹配程度,将直接影响机器的功耗与效率.

不同固定块长度下,内容积比随滑阀位置的变化如图 5 所示. 当滑阀与固定块贴紧时,固定块的长度决定了径向排气孔口的轴向位置以及基元容积与排气孔口的连通时刻,从而可以确定压缩机满负荷下的内容积比. 如果固定块可往复移动,则可实现满负荷时的内容积比可调,使压缩机适用于不同的工况范围. 当滑阀向排气端方向移动时,径向排气孔口后移,内容积比随负荷降低而逐渐增大,直至径向孔口减小到和轴向孔口一样. 之后,内容积比由位置固定的轴向排气孔口决定,随负荷降低而线性减小.

5.2 有效流通面积

冷量调节滑阀旁通口和径向排气孔口尺寸随滑阀的轴向位置不同而异,不同转角下有效旁通面积和有效径向排气面积也因滑阀的轴向位置不同而不同. 图 6 所示为不同滑阀位置对应的有效旁通面积和有效径向排气面积随转角变化的关系曲线. 就有效旁通面积而言,滑阀向卸载方向移动时,基元容积

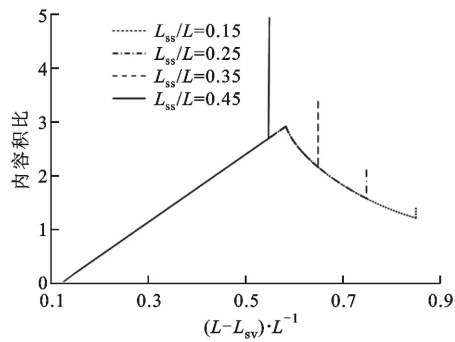
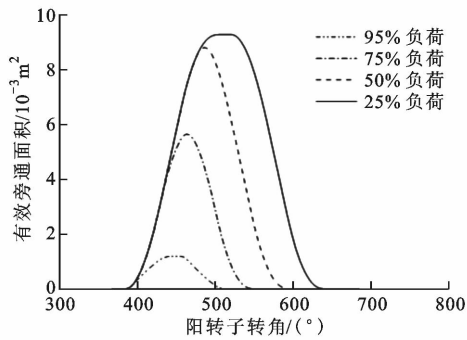


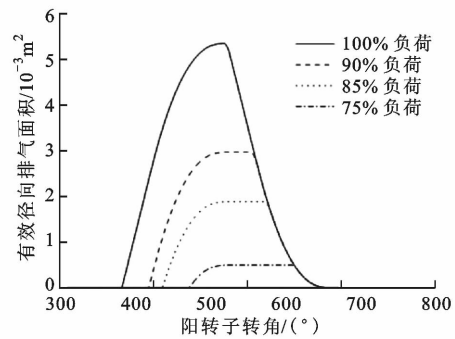
图 5 部分负荷下内容积比变化曲线

与旁通口连通的时刻不变,旁通面积以及基元容积与旁通口的连通时间随负荷降低而增大,旁通量势必因滑阀向排气端方向移动而增大.

从图 6b 中可以看出,当径向排气孔口尚未完全退出转子长度范围时,随着负荷的降低,径向排气面积减小,基元容积与径向排气孔口连通时刻延后. 如果径向排气孔口内容积比仍小于轴向排气孔口内容积比,径向排气孔口必定先于轴向排气孔口与基元容积连通,故排气过程因径向排气孔口后移而被推迟.



(a)有效旁通面积



(b)有效径向排气面积

图 6 不同负荷下有效流通面积($L_{ss}=80\text{ mm}$)

当滑阀处于相同的轴向位置 $L_{sv}=158\text{ mm}$ 时,不同固定块长度所对应的有效旁通面积如图 7 所

示. 滑阀移动距离一定时,随着固定块长度的增加,有效旁通面积与存在时间减小,冷量调节程度减小. 如果压缩机要达到相同的冷量调节程度,固定块长度较大时,势必要求滑阀向卸载方向移动更多的距离,由此引起的内外压力比不匹配程度增加^[3],导致压缩机额外功耗增大,效率降低.

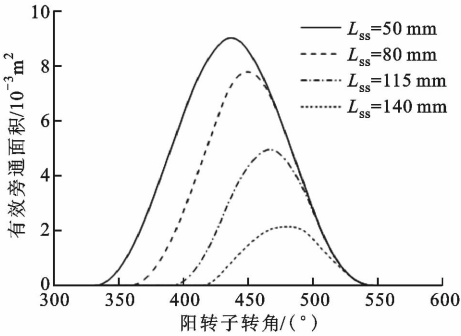


图7 不同固定块长度下有效旁通面积曲线

如果固定块位置不可调,从几何特性及可能导致的压缩机部分负荷下的热力性能考虑,固定块应尽可能短,但固定块过短时,为了满足相同的冷量调节范围,滑阀长度需增加,从而要求为滑阀提供动力的液压缸长度增加,液压缸与排气端面之间的空间加大,导致整个机身长度显著增加(图1). 此外,旁通口在吸气端面附近刚开始形成时,其面积很小,此时气体压力很小,并且基元容积扫过旁通口所需时间也很短,故只会有很少一部分气体被排出^[6]. 统筹考虑几何特性及机身紧凑程度两方面的因素,固定块长度取转子长度的20%~25%为宜.

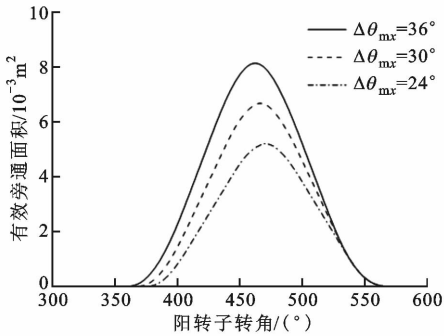
当固定块可往复移动时,无需更换滑阀便可实现满负荷时的内容积比调节,但压缩机运行于高压比工况时,固定块长度较长会导致部分负荷下的性能降低. 在实际压缩机设计中,需根据应用场合选择合适的固定块形式. 当压缩机运行工况压力比单一时,应选择固定式;当运行工况压力比多变时,应选择可调式.

一般地,滑阀相对气缸端面的安装位置可由安装角 $\Delta\theta_{mx}$ 和 $\Delta\theta_{lx}$ (见图2)确定. 安装角受滑阀直径、阴阳转子直径及中心距所限定的安装空间等因素影响. 为研究安装角对部分负荷下螺杆制冷压缩机几何特性的影响,本文假设 $\Delta\theta_{mx}$ 和 $\Delta\theta_{lx}$ 所对应的滑阀位于阴阳转子两侧的圆弧 P_1P_3 和 P_2P_3 相等,则滑阀相对气缸端面的安装位置可由 $\Delta\theta_{mx}$ 唯一确定. 图8是滑阀处于相同的轴向位置时,不同安装角所对应的有效旁通面积和有效径向排气面积曲线. 从图

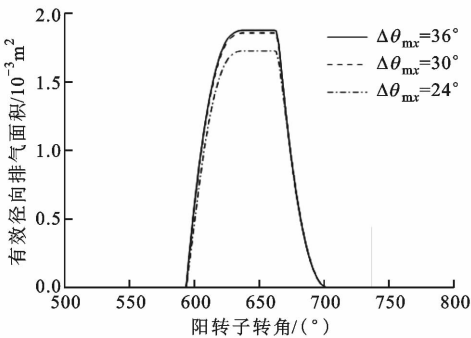
中可以看出,随着安装角的减小,相同转角下的有效旁通面积和有效径向排气面积均减小,经由旁通口和径向排气孔口的流动阻力损失增大,旁通量减少. 若要达到相同的冷量调节程度,小安装角的滑阀需要向卸载方向移动更多的距离,这会造成更多的功率和效率损失. 因此,在安装空间允许的范围内,滑阀安装角应尽可能大,通常可由下式确定

$$\Delta\theta_{mx} = (0.75 \sim 0.90) \left(\frac{\pi}{2} - \beta_{01} \right) \tag{22}$$

$$\Delta\theta_{lx} = (0.75 \sim 0.90) \left(\frac{\pi}{2} - \beta_{02} \right) \tag{23}$$



(a) $L_{sv}=180$ mm 时有效旁通面积



(b) $L_{sv}=110$ mm 时有效径向排气面积

图8 不同安装角下有效流通面积($L_{ss}=80$ mm)

6 结 论

本文介绍了部分负荷下各特征角的计算方法,建立了有效旁通面积与有效径向排气面积的计算模型,从而可以准确得到不同负荷下任一转角所对应的流通面积,为部分负荷下螺杆制冷压缩机的工作特性研究奠定了基础. 通过考察固定块长度和滑阀相对气缸端面的安装位置等设计参数对螺杆制冷压缩机部分负荷下几何特性的影响,发现随着滑阀向排气端方向移动,旁通口尺寸增大,有效旁通面积和存在时间增加,冷量调节程度增大. 固定块长度增加或滑阀安装角减小时,若阀轴向位置一定,则有效旁

通面积减小,冷量调节减弱,要达到相同的冷量调节程度,滑阀需要移动更多的距离,内外压力比不匹配现象加剧,从而导致功率和效率损失。

如果压缩机运行工况压力比单一,固定块应选择固定式,长度取转子长度的20%~25%。当需要改变满负荷下的内容积比时,通过更换径向排气孔口位置不同的滑阀实现。若运行工况压力比多变,固定块应选择可调式,通过固定块的移动改变其在转子长度范围内的长度,完成满负荷下的内容积比调节。滑阀相对气缸的安装角度应在安装空间允许范围内尽可能大,取通过转子腔孔交点的转子径线与中心线夹角的余角的75%~90%为宜。

参考文献:

- [1] CECCHINATO L. Part load efficiency of packaged air-cooled water chillers with inverter driven scroll compressors [J]. *Energy Conversion and Management*, 2010, 51 (7):1500-1509.
- [2] MUJIC E, KOVACEVIC A, STOSIC N, et al. The influence of port shape on gas pulsations in a screw compressor discharge chamber [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part E Journal of Process Mechanical Engineering*, 2008, 222 (4): 211-223.
- [3] FLEMING J S, TANG Y. The twin helical screw compressor; part 2 A mathematical model of the working process [J]. *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers; Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, 1998, 212 (5):369-380.
- [4] O'NEIL P A. *Industrial compressors: theory and equipment* [M]. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann Ltd., 1993:352-367.
- [5] 邢子文. 螺杆压缩机: 理论、设计及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000:218-228.
- [6] 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 investigation of screw refrigeration compressors under part-load conditions [J]. *Chinese Journal of Machinery Engineering*, 2004, 40 (7):195-198.

[本刊相关文献链接]

- 迷宫密封泄漏对小流量离心叶轮气动性能影响的研究. *西安交通大学学报*, 2010, 44(11):23-27.
- 叶轮机械通道内压力的修正方程和数值模拟. *西安交通大学学报*, 2010, 44(11):98-102.
- 具有中间压力调节功能的新型自复叠热泵. *西安交通大学学报*, 2010, 44(9):43-47.
- 室外换热器流路布置对热泵空调器的性能影响分析. *西安交通大学学报*, 2010, 44(7):33-37.
- 不同导叶预旋角下离心压缩机的时序效应. *西安交通大学学报*, 2010, 44(7):120-124.
- 往复压缩机轴系扭振的数值分析. *西安交通大学学报*, 2010, 44(3):100-104.
- 级环境下离心压气机扩压器叶片气动优化设计. *西安交通大学学报*, 2009, 43(11):32-36.
- 带喷射器的跨临界CO₂热泵热水器系统的实验研究. *西安交通大学学报*, 2009, 43(11):51-55.
- 带分流叶片离心叶轮非定常流场的实验研究. *西安交通大学学报*, 2009, 43(9):14-18.
- 丙烯压缩机末级偶极子气动声源识别. *西安交通大学学报*, 2009, 43(9):100-103.
- 内啮合摆线转子压缩机型线连续性条件研究. *西安交通大学学报*, 2009, 43(1):34-37.
- 直线冰箱压缩机活塞位移的模糊控制. *西安交通大学学报*, 2009, 43(1):38-42.
- 室温磁制冷活性蓄冷器多孔介质模型及其数值模拟. *西安交通大学学报*, 2009, 43(3):31-35.
- 离心压缩机叶轮叶片疲劳断裂故障的数值分析. *西安交通大学学报*, 2008, 42(11):1336-1339.
- 涡旋压缩机轴向动态间隙的实验测量. *西安交通大学学报*, 2008, 42(7):795-798.
- 同步回转式压缩机滑片摩擦特性研究. *西安交通大学学报*, 2008, 42(7):843-847.
- 同步回转式制冷压缩机的运动分析. *西安交通大学学报*, 2008, 42(5):565-568.
- 喷油压缩机卧式油气分离器特性的数值模拟及实验研究. *西安交通大学学报*, 2008, 42(5):561-564.
- 直线冰箱压缩机的频率特性. *西安交通大学学报*, 2008, 42(3):277-280.
- 离心压缩机级间加气的出口流场特性. *西安交通大学学报*, 2008, 42(3):273-276.

(编辑 荆树蓉)