

DOI: 10.7652/xjtuxb201702020

单螺杆压缩机工作腔喷液过程几何特性 及工作机理研究

王增丽¹, 申迎峰¹, 王振波¹, 王君¹, 冯全科²

(1. 中国石油大学(华东)化学工程学院, 266580, 山东青岛; 2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了分析工作腔喷液单螺杆压缩机喷液过程的几何特性及喷液机理, 基于单螺杆压缩机的工作特性, 确定了螺槽与喷液孔连通时的特征角度, 在此基础上, 建立了工作腔喷液的几何模型, 得到了任意星轮转角位置处的有效喷液面积, 分析了不同喷液孔初始位置及喷液孔径对有效喷液面积的影响。基于工作腔喷液的几何模型提出了喷液过程理论计算方法, 对单螺杆压缩机工作腔喷液的机理进行了研究, 结果表明: 压缩机工作过程中, 喷液孔面积随星轮转角呈现先增大后减小的趋势; 喷液孔初始位置和喷液孔径两者共同影响喷液开始角度和喷液持续时间, 喷液量受喷液面积和喷液孔前后压差这两个因素共同影响, 且在喷液孔面积最大的起始位置存在一个最大单位角度喷液量。通过对工作腔喷液机理进行分析, 可为以后单螺杆压缩机工作腔喷液过程的优化设计提供理论基础。

关键词: 喷液单螺杆压缩机; 工作腔喷液; 几何特性; 工作机理

中图分类号: TH45 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)02-0128-07

Geometric Characteristic and Working Mechanism of Injection Process in Single Screw Compressor with Injection

WANG Zengli¹, SHEN Yingfeng¹, WANG Zhenbo¹, WANG Jun¹, FENG Quanke²

(1. College of Chemical Engineering, China University of Petroleum, Qingdao, Shandong 266580, China;

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

Abstract: To analyze the working cavity injection mechanism and geometric characteristic of the injection process in single screw compressor (SSC), the critical angles as the injection hole connecting with the screw groove are determined according to the working properties of SSC. Analyzing the critical angles, a geometry model of working cavity injection is established, and the effective injection area at a certain rotation angle of the star-wheel is evaluated. A influences of the initial position and the diameter of the injection hole on the effective injection area are discussed with this model. A theoretical calculating model of the injection process is also presented to reveal the working cavity injection mechanism in SSC. The analysis shows that the injection area increases firstly and then decreases with the star-wheel angle. The starting injection angle and the injection duration time are commonly affected by the initial position and diameter of injection hole, and the injection amount is affected by both the injection area and pressure difference before and after injection hole. There exists a biggest injection quantity per angle at the

收稿日期: 2016-07-29。 作者简介: 王增丽(1987—), 女, 博士, 讲师。 基金项目: 山东省自然科学基金资助项目(ZR2015EL032); 中国博士后科学基金资助项目(2015M572094); 青岛市博士后基金资助项目(2015232)。

网络出版时间: 2016-11-04

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20161104.1940.010.html>

original position of the largest injection area.

Keywords: single screw compressor with injection; working cavity injection; geometric characteristic; working mechanism

单螺杆压缩机依靠螺杆和对称布置的两个星轮形成周期性变化的工作腔容积,实现对气体的增压和输送,如图 1 所示。这种独特的结构使其具有结构紧凑、力学平衡性能好、振动小、噪声低、容积效率高等优点,是目前制冷、空调和石化领域常用机型。在上述领域应用时,受应用场合和外界气候条件变化的影响,压缩机的工作负荷和压比会发生改变。当工作负荷和压比增大时,排气温度相应升高。单螺杆压缩机中排气温度是影响性能的重要因素,过高的排气温度会导致润滑失效,相对运动部件间摩擦磨损加剧,进而引起压缩机效率的降低,并最终造成能源的浪费。

目前,为了保证单螺杆压缩机运行的可靠性并实现节能高效的目的,一般采用工作腔喷液的方式来有效地降低单螺杆压缩机的排气温度,改善其润滑状态,并提高机器运行的效率和可靠性。因此,对采用工作腔喷液的单螺杆压缩机的工作过程进行理论分析,研究喷液过程工作机理,对于合理设计单螺杆压缩机、实现节能降耗都具有重要意义。

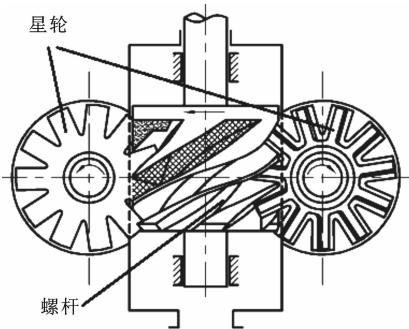


图 1 单螺杆压缩机结构简图

目前,国内外学者对于制冷系统喷液过程及其对压缩机性能的影响等方面都进行了相应的理论和实验研究。压缩机喷液最早由文献[1]基于往复式压缩机提出,并很快被推广应用到滚动活塞压缩机和涡旋压缩机中^[2-3]。受液击的影响,目前喷液技术在体积压缩最慢的涡旋压缩机中应用最广泛^[4]。文献[3]基于理论和实验的方法,研究了工作腔喷液及吸气喷液对涡旋压缩机排气温度的影响。文献[5]分析了吸气喷液对涡旋压缩机性能的影响。文献[6]针对高压比涡旋压缩机补气、喷液过程开展了研究,并分析了喷液孔位置对压缩机性能的影响。

文献[7]通过理论结合实验的方法,研究了喷液、补气过程对涡旋压缩机性能的影响。文献[8]对比研究了不喷液、经济器补气以及喷液等 3 种方式对涡旋压缩机性能的影响。

除此之外,在单螺杆压缩机中,也会采用向压缩腔内喷入润滑油或者其他液体的措施来降低排气温度、减少泄漏。在单螺杆压缩机喷液过程的研究方面,国内外学者们也开展了一定的研究工作,但大都是针对喷油过程展开的。文献[9-10]分析了喷油过程中喷油参数对单螺杆压缩机效率的影响。文献[11-12]建立了喷油压缩机工作过程热力学模型,并分析了喷油参数对压缩机性能的影响。文献[13]分析了喷油雾化装置的结构参数对油滴雾化效果及压缩机性能的影响。文献[14]分析了喷油单螺杆压缩机工作腔内油滴运动规律及其对工作腔内部换热的影响。文献[15-16]根据喷油雾化理论,引入韦伯数来评价压缩腔中润滑油的雾化程度,为合理选择喷油参数提供了依据。

综上所述,目前对压缩机喷液过程的研究还大都集中在涡旋压缩机,在单螺杆压缩机中,对喷油过程及油滴的雾化规律的研究较多,而对于工作腔内喷液机理及其对压缩机性能的影响方面的研究还很少。因此,本文基于单螺杆压缩机的工作特性,对其工作过程中工作腔喷液机理进行研究。确定压缩机工作过程中螺槽与喷液孔连通时的特征角度,并建立工作腔喷液几何模型,得到任意星轮转角位置处的有效喷液面积,据此分析不同喷液孔初始位置及喷液孔径对有效喷液面积的影响。基于工作腔喷液几何模型及喷液过程的工作原理,提出喷液过程理论计算模型,分析单螺杆压缩机工作腔的喷液机理。通过对喷液过程的分析,以为以后单螺杆压缩机工作腔喷液过程的优化设计提供理论基础。

1 喷液过程几何模型

1.1 计算原理

图 2 所示为单螺杆压缩机中喷液孔的开设位置。在压缩机工作过程中,当螺杆螺槽与工作腔内表面的喷液孔连通时,喷液过程开始。液态工作介质通过喷液孔喷入工作腔,与内部高温气体换热。喷液过程会一直持续,直到螺槽脱离喷液孔。根据

单螺杆压缩机的工作特性,压缩机工作过程中喷液孔几何特性与喷液孔的初始位置以及星轮转角有关。

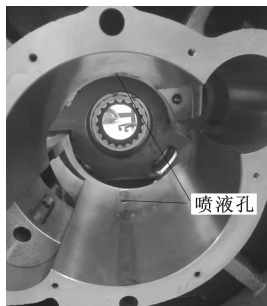


图2 喷液孔几何位置

为了简化喷液过程分析模型,沿星轮的转动方向,将一个螺杆转子齿槽以及相应的一侧机壳部分沿着螺杆转子的周向展开,得到喷液过程的计算简图,如图3所示,图中 Δy 表示喷液孔轴线与封闭螺旋线上点 N 的轴向距离。

为了便于描述,将螺槽齿前侧螺旋线记作 TF ,螺槽齿后侧螺旋线记作 TB 。当 TF 越过 1_s 点后,喷液孔与螺槽连通,由冷凝器出来的低温高压液态工作介质经过连接管道经节流后直接喷入工作腔内,实现与工作腔内气体的换热,达到冷却降温的目的;当 TB 越过 $1'_s$ 点后,当前工作腔容积与喷液孔脱离,喷液过程结束。

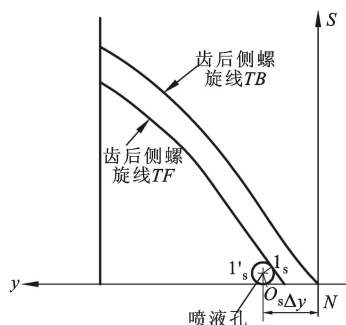


图3 喷液过程分析几何模型

在螺杆转子旋转过程中,有效喷液孔是由机壳上开设的喷液孔以及螺槽齿前后侧螺旋线的相对位置决定的。为了计算有效喷液面积,需要得到螺槽齿前后侧螺旋线以及机壳上喷液孔边界线的方程(如无特别说明本文所用角度均为星轮转角)。

齿前侧螺旋线 TF 的方程为

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

齿后侧螺旋线 TB 的方程为

$$\left. \begin{aligned} y_{p2}(\theta) &= (A - R_{1p}) \tan \theta - \frac{b}{2 \cos \theta} - \left[(A - R_{1p}) \tan \theta_{2in} - \frac{b}{2 \cos \theta_{2in}} \right] \\ S_{p2}(\theta) &= PR_1 \left(\theta - \theta_{2in} - \frac{\theta_\delta}{P} \right) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

机壳上开设喷液孔边界线方程为

$$\left. \begin{aligned} y(\beta) &= \Delta y - R_s \sin \beta \\ s(\beta) &= R_s - R_s \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: θ 为任意时刻星轮转角; A 为螺杆转子与星轮的中心距; R_{1p} 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; θ_{2in} 为进气角; θ_δ 为星轮啮合线位置角; R_s 为喷液孔半径; β 为喷液孔上各点的圆心角。

1.2 特征角度

为了计算有效喷液面积,需要确定在任意星轮转角位置处有效喷液孔的形状。有效喷液孔的形状主要由齿前后侧螺旋线与机壳上喷液孔的相对位置决定。

根据单螺杆压缩机啮合副的啮合特性,螺杆转子齿侧螺旋线在轴向推进的一定距离所需要转过的角度 θ 取决于螺旋线方程的轴向坐标。根据轴向坐标的位置,即可以求出喷液过程中的特征角度。

如图3所示,当齿前侧螺旋线 TF 与喷液孔的边界点相切时,对应的星轮转角为 θ_{fi} , θ_{fi} 为齿前侧螺旋线与喷液孔上所有坐标值相等的各点中星轮转角最小和最大的点,计算方程如下

$$\left. \begin{aligned} y_{p1}(\theta_{fi}) &= y(\beta) \\ S_{p1}(\theta_{fi}) &= s(\beta) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: $y(\beta)$ 、 $s(\beta)$ 为式(3)确定的喷液孔边界点的横、纵坐标值。

当齿前侧螺旋线 TF 与喷液孔的圆心点相交时,对应的星轮转角为 θ_{fmid} ,计算方程如下

$$\left. \begin{aligned} y_{p1}(\theta_{fmid}) &= \Delta y \\ S_{p1}(\theta_{fmid}) &= R_s \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

齿后侧螺旋线 TB 与喷液孔的边界点相切及圆心点相交时,星轮转角 θ_{bi} 的求解方法同齿前侧螺旋线的求解方法相似,只需在求解过程中将式(4)和式(5)左侧的函数替换为齿后侧螺旋线方程 $y_{p2}(\theta)$ 和 $S_{p2}(\theta)$ 即可。利用计算得到的齿前后侧螺旋线与喷液孔连通时的特征角度如表1所示。

表 1 计算喷液孔面积所需要的特征角度

特征角度	位置
θ_{fmin}	TF 与 1_s 相切
θ_{fmid}	TF 与 O_s 相交
θ_{fmax}	TF 与 $1'_s$ 相切
θ_{bmin}	TB 与 1_s 相切
θ_{bmid}	TB 与 O_s 相交
θ_{bmax}	TB 与 $1'_s$ 相切

1.3 有效喷液孔面积

根据表 1 中所列的特征角度,及喷液孔与齿前后侧螺旋线的相对位置关系,可建立齿前后侧螺旋线与喷液孔分别形成的通流面积的计算模型。齿前侧螺旋线 TF 与喷液孔形成的通流面积计算式如下

$$S_f(\theta) = \begin{cases} 0, & \theta \leq \theta_{fmin} \\ \frac{(\beta_{f2}(\theta) - \beta_{f1}(\theta))\pi R_s^2}{2\pi} - \sin\left[\frac{(\beta_{f2}(\theta) - \beta_{f1}(\theta))}{2}\right] \cos\left[\frac{(\beta_{f2}(\theta) - \beta_{f1}(\theta))}{2}\right] \frac{R_s^2}{2}, & \theta_{fmin} < \theta < \theta_{fmid} \\ \frac{(\beta_{f2}(\theta) - \beta_{f1}(\theta))\pi R_s^2}{2\pi} + \sin\left[\frac{(\beta_{f2}(\theta) - \beta_{f1}(\theta))}{2}\right] \cos\left[\frac{(\beta_{f2}(\theta) - \beta_{f1}(\theta))}{2}\right] \frac{R_s^2}{2}, & \theta_{fmid} < \theta < \theta_{fmax} \wedge \beta_{f2}(\theta) \geq 0 \\ \pi R_s^2 - \left[\frac{(\beta_{f1}(\theta) - \beta_{f2}(\theta))\pi R_s^2}{2\pi} - \sin\left[\frac{(\beta_{f2}(\theta) - \beta_{f1}(\theta))}{2}\right] \cos\left[\frac{(\beta_{f2}(\theta) - \beta_{f1}(\theta))}{2}\right] \frac{R_s^2}{2}\right], & \theta_{fmid} < \theta < \theta_{fmax} \wedge \beta_{f2}(\theta) < 0 \\ \pi R_s^2, & \theta \geq \theta_{fmax} \end{cases} \quad (6)$$

齿后侧螺旋线 TB 与喷液孔形成的通流面积为

$$S_b(\theta) = \begin{cases} 0, & \theta \leq \theta_{bmin} \\ \frac{(\beta_{b2}(\theta) - \beta_{b1}(\theta))\pi R_s^2}{2\pi} - \sin\left[\frac{(\beta_{b2}(\theta) - \beta_{b1}(\theta))}{2}\right] \cos\left[\frac{(\beta_{b2}(\theta) - \beta_{b1}(\theta))}{2}\right] \frac{R_s^2}{2}, & \theta_{bmin} < \theta < \theta_{bmid} \\ \frac{(\beta_{b2}(\theta) - \beta_{b1}(\theta))\pi R_s^2}{2\pi} + \sin\left[\frac{(\beta_{b2}(\theta) - \beta_{b1}(\theta))}{2}\right] \cos\left[\frac{(\beta_{b2}(\theta) - \beta_{b1}(\theta))}{2}\right] \frac{R_s^2}{2}, & \theta_{bmid} < \theta < \theta_{bmax} \wedge \beta_{b2}(\theta) \geq 0 \\ \pi R_s^2 - \left[\frac{(\beta_{b1}(\theta) - \beta_{b2}(\theta))\pi R_s^2}{2\pi} - \sin\left[\frac{(\beta_{b2}(\theta) - \beta_{b1}(\theta))}{2}\right] \cos\left[\frac{(\beta_{b2}(\theta) - \beta_{b1}(\theta))}{2}\right] \frac{R_s^2}{2}\right], & \theta_{bmid} < \theta < \theta_{bmax} \wedge \beta_{b2}(\theta) < 0 \\ \pi R_s^2, & \theta \geq \theta_{bmax} \end{cases} \quad (7)$$

式中: $\beta_{f1}(\theta)$ 、 $\beta_{f2}(\theta)$ 分别为齿前侧螺旋线与喷液孔相交时在第一、二象限和第三、四象限的交点的圆心角; $\beta_{b1}(\theta)$ 、 $\beta_{b2}(\theta)$ 分别为齿后侧螺旋线与喷液孔相交时在第一、二象限和第三、四象限的交点的圆心角。

利用式(6)和式(7)分别计算了齿前后侧螺旋线与喷液孔所形成的通流面积 S_f 和 S_b 后,有效喷液面积可按式(8)计算

$$S(\theta) = \begin{cases} 0, & \theta \leq \theta_{fmin} \\ S_f(\theta) - S_b(\theta), & \theta_{fmin} < \theta < \theta_{bmax} \\ 0, & \theta \geq \theta_{bmax} \end{cases} \quad (8)$$

2 喷液过程理论模型

2.1 喷液过程分析

单螺杆压缩机在运行过程中,为了降低排气温度,提高压缩机的容积效率和运行可靠性,常需要增

设工作腔喷液的装置。图 4 所示即为带工作腔喷液装置的单螺杆压缩机工作循环系统。压缩机工作过程中,将从冷凝器出来的一部分高压低温液态工作介质经毛细节流后直接喷入压缩机工作腔,与压缩

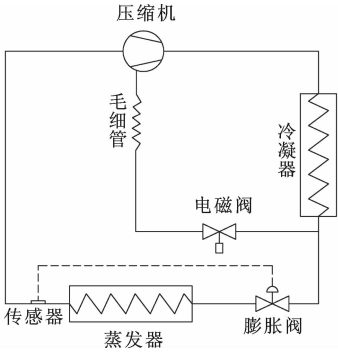


图 4 工作腔喷液循环流程图

腔内正常压缩的高温制冷剂气体进行热交换,实现冷却降温。

2.2 理论模型

如图 4 所示,液态工作介质喷入工作腔后,在压缩过程中与工作腔内的高温气体进行热交换,实现冷却降温。在单螺杆压缩机工作过程中,影响喷液过程的因素有很多,包括介质在管道内的流动阻力损失,工作腔内气体压力等。为了简化分析过程,现作如下假设:

- (1)忽略喷液过程中由电磁阀出来的工作介质在管道内的流动阻力损失;
- (2)工作腔内气体压力为理论压力;
- (3)喷入工作腔的液态工作介质与内部高温气体混合充分。

在单螺杆压缩机工作过程中,工作腔内喷入的液态工作介质主要通过位于机壳壁面上的喷液孔口进行喷液。由于毛细管的节流作用,在喷入工作腔之前一部分液态工作介质会闪蒸成蒸气,但由于流经喷液孔的流体中蒸气所占比例远小于液体,故喷液过程可看作是液态工作介质流经喷管的流动模型。喷液量可用带有修正系数的喷管模型计算

$$dm_{inj}(\theta) = \xi dS(\theta)(2\rho_{inj}(p_{inj} - p(\theta)))^{1/2} \quad (9)$$

式中: ξ 为喷液孔流量系数,一般取 0.6~0.8; ρ_{inj} 为流经喷液孔的气液混合物的密度; p_{inj} 为喷液孔前介质压力,由图 2 中的电磁阀控制; $p(\theta)$ 为任意星轮转角位置处工作腔内的气体压力,其值可按式计算

$$p(\theta) = p_s \left[\frac{V_s}{V(\theta)} \right]^n \quad (10)$$

其中 p_s 为吸气压力, V_s 为吸气结束时刻工作腔容积, $V(\theta)$ 为星轮转角为 θ 时的工作腔容积^[17]。

3 结果和分析

在单螺杆压缩机中,有效喷液面积随喷液孔的轴向位置及喷液孔径的变化而变化,同时会影响喷液过程的持续时间及喷液量的变化,最终将影响压缩机的性能,因此研究不同设计参数对压缩机喷液过程几何特性及喷液机理的影响具有重要意义。

本文将以某一型号的单螺杆压缩机为例,对喷液过程及机理进行研究。表 2 为该型号压缩机的主要参数。

3.1 喷液孔几何特性分析

3.1.1 喷液孔面积 图 5 所示为喷液孔半径为 10 mm、喷液孔中心初始位移 $\Delta y=60$ mm 时,喷液孔面积随星轮转角的变化关系。由图中曲线的变化趋势可知:喷液孔只在一定的转角范围内与工作腔连通,实现喷液过程;喷液过程中任意时刻喷液孔面积

表 2 单螺杆压缩机的主要参数

参数	数值
螺杆齿数	6
星轮齿数	11
螺杆直径/mm	181
星轮直径/mm	181
中心距/mm	144.8
星轮齿宽/mm	26.5

均不同,且随星轮转角呈现先增大后减小的趋势,因此在喷液过程分析时要考虑喷液孔面积变化对喷液量产生的影响。

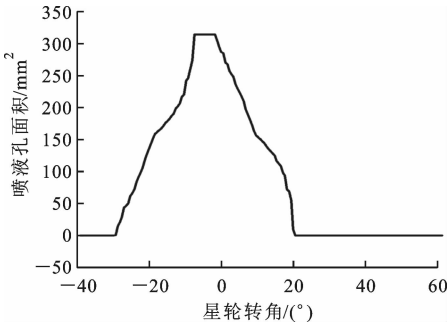


图 5 喷液孔面积随星轮转角的变化关系

3.1.2 喷液孔结构参数对喷液过程的影响 图 6 和图 7 所示为喷液孔结构参数对喷液过程的影响。图 6 为喷液孔半径一定时,喷液孔初始位置对喷液面积和喷液开始时间的影响。对比图中 3 条曲线可见,由于喷液孔半径保持不变,故随着喷液孔初始位置向排气方向移动,喷液孔面积基本保持不变,但喷液开始时间延迟。为了防止喷液过程对工作腔实际进气量的影响,必须满足喷液开始角度大于吸气结束角,即对任意喷液孔半径,都存在一最小喷液孔初始位置以保证工作腔封闭后才开始进行喷液过程。喷液孔半径为 10 mm 时,最小喷液孔初始位置为 $\Delta y=50$ mm。

当喷液孔轴向初始位置一定时,喷液孔半径对喷液面积和喷液开始时间的影响见图 7。由图中曲线可知,随着喷液孔半径的增大,喷液面积最高值逐渐增大,喷液开始角度逐渐减小,喷液过程持续时间延长。对比图 6 和图 7 的曲线可知,随着喷液孔半径的增加,最小喷液孔初始位置 Δy 逐渐减小。

3.2 喷液机理

对于单螺杆压缩机,工作腔喷液过程除了受喷液孔面积影响外,还有喷液孔内外压差的影响。因此,研究单螺杆压缩机工作腔喷液机理对于合理设计喷液孔具有重要意义。

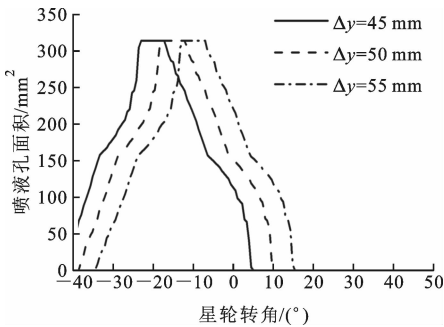


图 6 喷液孔面积随喷液孔初始位置变化关系

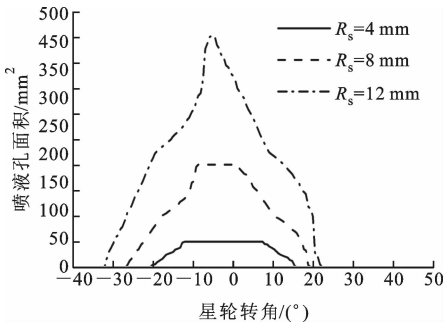


图 7 喷液孔面积随喷液孔半径变化关系

在单螺杆压缩机工作过程中,不同星轮转角位置处通过喷液孔喷入工作腔的制冷剂液体量见图 8。由图可见,喷液量随星轮转角的增大呈现先增大后减小的趋势,且喷液孔面积最大的起始位置存在一最大单位角度喷液量。这是由于喷液过程与喷液孔面积和喷液孔两侧压差成正比,随着星轮转角逐渐增大,喷液孔面积增大,但喷液孔两侧压差逐渐降低,故存在一最大单位角度喷液量。

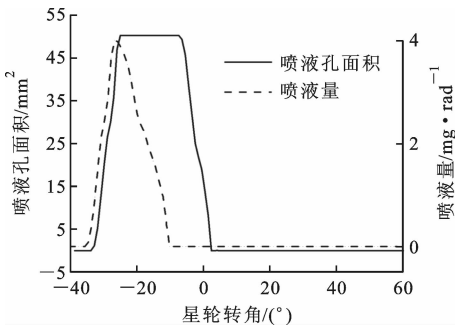


图 8 单位角度喷液量变化趋势

对比图 8 中喷液孔面积曲线和单位角度喷液量曲线可见,随着星轮转角的增大,单位角度喷液量在达到最大值后立即下降,下降速率远大于喷液面积的下降速率。这是由于在压缩过程后期,压差变化率对喷液量影响远大于喷液孔面积变化率。而且,当工作腔尚未与喷液孔脱离,但工作腔内压力超过喷液压力时,喷液过程结束。

4 结 论

本文根据喷液单螺杆压缩机的结构特征及工作原理,得到了喷液过程中的螺杆转子螺槽与喷液孔连通的特征角度,建立了有效喷液面积的计算模型及喷液过程的理论计算模型。基于上述模型对喷液过程的几何特性及工作机理进行了研究,得到了以下结论。

- (1)在单螺杆压缩机工作过程中,喷液孔只在一定的转角范围内与工作腔连通,且任意时刻喷液孔面积均不同,随星轮转角呈现先增大后减小的趋势。
- (2)当喷液孔径一定时,且随着喷液孔初始位置向排气方向移动,喷液孔面积基本保持不变,但喷液开始时间延迟。对任意喷液孔半径,存在一最小喷液孔初始位置以保证工作腔封闭后才开始进行喷液过程。喷液孔初始位置一定时,随着喷液孔半径的增加,喷液面积最高值逐渐增大,喷液开始角度逐渐减小,喷液过程持续时间延长,且随着喷液孔半径的增加,最小喷液孔初始位置逐渐减小。
- (3)喷液量随星轮转角的增大呈现先增大后减小的趋势,且在喷液孔面积最大的起始位置存在一最大单位角度喷液量。在单位角度喷液量达到最大值后喷液量立即下降,喷液量下降速率远大于喷液面积的下降速率,当工作腔尚未与喷液孔脱离,但工作腔内压力超过喷液压力时,喷液过程结束。

参考文献:

[1] UMEZU K, SUMA S. Heat pump room air-conditioner using variable capacity compressor [J]. ASHRAE Transactions, 1984, 90(1a): 335-349.

[2] HOLTZAPPLE M T. Reducing energy costs in vapor-compression refrigeration and air conditioning using liquid recycle: part 2 Performance [J]. ASHRAE Transactions, 1989, 95(1): 179-205.

[3] HIRANO T, HAGINOTO K, MATSUDA S. Study on scroll compressor behavior in case of liquid refrigerant injection [J]. Transactions of Japanese Association of Refrigeration, 1993, 10: 227-238.

[4] 李强, 李涛, 郝亮, 等. 喷液在制冷系统中的应用 [J]. 制冷与空调, 2005, 5(3): 31-34.

LI Qiang, LI Tao, HAO Liang, et al. Application of the liquid injection in refrigeration system [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2005, 5(3): 31-34.

[5] AFJEI T H, SUTER P, FAVRAT D. Experimental analysis of an inverter-driven scroll compressor with liquid injection [C] // Proceedings of International

- Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, Indiana, USA: Purdue University, 1992: 541-550.
- [6] AYUB S, BUSH W J, HALLER K D. Liquid refrigerant injection in scroll compressors operating at high compression ratios [C]// Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, Indiana, USA: Purdue University, 1992: 561-567.
- [7] DUTTA A K, YANAGISAWA T, FUKUTA M. A study on compression characteristics of wet vapor refrigerant [C]// Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, Indiana, USA: Purdue University, 1996: 235-240.
- [8] WINANDY E L, LEBRUN J. Scroll compressors using gas and liquid injection: experimental analysis and modeling [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25: 1143-1156.
- [9] HUNDY G. The development of the single screw compressor and oil reduced operation [C]// Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, Indiana, USA: Purdue University, 1982: 222-228.
- [10] BLAISE J, DUTTO T. Influence of oil injection and pressure ratio on single screw performances at high temperatures [C]// Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, Indiana, USA: Purdue University, 1988: 338-345.
- [11] 周瑞秋, 朱雪忠. 螺杆式压缩机喷油参数对气体温度影响的计算机模拟 [J]. 流体工程, 1987(11): 13-17.
ZHOU Ruiqiu, ZHU Xuezhong. Computer simulation of the effects of oil injection parameters on gas temperature in screw compressor [J]. Fluid Engineering, 1987(11): 13-17.
- [12] DE PAEPE M, BOGAERT W, MERTENS D. Cooling of oil injected screw compressors by oil atomization [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(17/18): 2764-2779.
- [13] 李红旗, 冯俊鸿, 金光熹. 润滑油雾化及其对单螺杆压缩机排气温度影响的研究 [J]. 流体工程, 1992(8): 14-16.
LI Hongqi, FENG Junhong, JIN Guangxi. Research on the effects of lubricating oil atomization on the single screw compressor exhaust temperature [J]. Fluid Engineering, 1992(8): 14-16.
- [14] 周雷, 金光熹. 喷液单螺杆压缩机内液滴运动规律及其对传热的影响 [J]. 流体机械, 1998(6): 3-7.
ZHOU Lei, JIN Guangxi. The law of the droplet motion and its influence on heat transfer of the single screw compressor with liquid injection [J]. Fluid Machinery, 1998(6): 3-7.
- [15] 林强, 樊灵, 金光熹. 单螺杆压缩机喷油雾化的理论分析和实验研究 [J]. 西安石油学院学报(自然科学版), 2000, 15(2): 41-44.
LIN Qiang, FAN Ling, JIN Guangxi. Theoretical analysis and experimental study of oil atomizing in a single screw compressor [J]. Journal of Xi'an Petroleum Institute (Nature Science Edition), 2000, 15(2): 41-44.
- [16] 吴修闻, 李军, 陈焕新, 等. 螺杆压缩机喷油参数的理论分析与仿真研究 [J]. 压缩机技术, 2011(2): 1-4.
WU Xiwen, LI Jun, CHEN Huanxin, et al. Theoretical analysis and simulation research on oil injection parameters of screw compressor [J]. Compressor Technology, 2011(2): 1-4.
- [17] 吴伟烽. 单螺杆压缩机啮合副的多圆柱包络啮合理论及加工技术的研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2010: 75-77.

[本刊相关文献链接]

- 焦玉龙, 殷翔, 王驿凯, 等. 多领域统一建模仿真下压缩机测试系统的 PI 参数整定. 2016, 50(8): 137-142. [doi:10.7652/xjtuxb201608022]
- 宋明毅, 吴伟烽, 李直. 汽车空调压缩机气阀运动规律模拟. 2015, 49(12): 144-150. [doi:10.7652/xjtuxb201512023]
- 孙晔晨, 田玉宝, 席光, 等. 三元叶片型面造型对离心压缩机叶轮气动性能影响的数值研究. 2015, 49(11): 135-141. [doi:10.7652/xjtuxb201511022]
- 周俊安, 刘立军, 肖萍, 等. 带叶片扩压器离心压缩机模型级内流研究. 2015, 49(9): 30-35. [doi:10.7652/xjtuxb201509006]
- 吴华根, 唐昊, 王养浩, 等. 间隙对双螺杆制冷压缩机性能的影响. 2015, 49(2): 130-134. [doi:10.7652/xjtuxb201502022]
- 王增丽, 刘飞龙, 程军明, 等. 单螺杆制冷压缩机单滑阀能量调节机构的几何特性分析. 2014, 48(7): 117-123. [doi:10.7652/xjtuxb201407020]

(编辑 杜秀杰)