

文章编号: 1006-4710(2015)03-0282-07

# 变吸气工况 R32 涡旋压缩机湿压缩过程模拟研究

孙帅辉<sup>1</sup>, 郭鹏程<sup>1</sup>, 孙龙刚<sup>1</sup>, 杨启超<sup>2</sup>

(1. 西安理工大学 水利水电学院, 陕西 西安 710048;

2. 合肥通用研究所 压缩机技术国家重点实验室, 安徽 合肥 230031)

**摘要:** 为降低采用 R32 工质的涡旋制冷压缩机在高温、高压比下的排气温度并提高其性能, 建立了湿压缩模拟的压缩过程模型, 结合两相泄漏模型和传热模型, 对其在不同吸气工况下的工作过程进行了数值模拟。该模型以内能为求解参数, 可自动判断流态, 统一了两相和过热模型, 将控制方程从 5 个降低到 2 个, 简化了编程和求解。结果表明两相和过热工质的压缩特性明显不同, 压缩过程中工质的最高温度高于排气温度。在吸气干度  $\geq 0.96$  时, 两相工质在压缩过程前已变为过热, 不会产生液击。随吸气名义干度的降低, 存在最大制冷量和制冷系数 (COP), 分别位于吸气干度 0.97 和 1.0 处, 相对吸气温度为 35 °C 时, 分别提高了 4.2% 和 2.6%。该模型为预测和优化采用湿压缩的涡旋压缩机提供了一种有效手段。

**关键词:** 涡旋压缩机; 湿压缩; 制冷; 两相流; 模型

**中图分类号:** TB652; TH45      **文献标志码:** A

## Simulation research on wet compression process in R32 scroll compressor under different suction operational conditions

SUN Shuaihui<sup>1</sup>, GUO Pengcheng<sup>1</sup>, SUN Longgang<sup>1</sup>, YANG Qichao<sup>2</sup>

(1. Faculty of Water Resources and Hydroelectric Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China;

2. State Key Lab for Compressor Technology, Hefei General Machinery Research Institute, Hefei 230031, China)

**Abstract:** In order to reduce the discharge temperature and improve the performance of R32 scroll compressor, working under high temperature or high pressure-ratio condition, the simulation model is developed to describe the wet compression. Combined with the two-phase leakage and heat transfer models, the model simulates the compression process of the compressor under different suction operational conditions. With the internal energy as the solution parameters, this model can automatically deduce the fluid state to unify two phases and superheated model to lower the governing equations from 5 to 2, whereby simplifying the programming and solution seeking. The results indicate that the characteristic of two-phase compression is obviously different from that of superheated gas compression. The maximum temperature of refrigerant is higher than the discharge temperature. When the suction nominal quality is not smaller than 0.96, the two-phase work fluid is translated into superheated one before the compression process, so that the liquid slugging does not happen. With the decrease in suction nominal quality, the capacity and COP reach the maximum value at the suction quality 0.97 and 1.0, respectively. Compared to the value when the suction temperature is 35 °C, the capacity and Coefficient of performance (COP) are improved by 4.2% and 2.6%, respectively. Therefore, the model provides an effective method to predict and optimize the performance of scroll compressor with wet compression.

**Key words:** scroll compressor; wet compression; refrigeration; two-phase flow; model

制冷压缩机是制冷及热泵系统的核心设备,其性能决定了制冷及热泵系统的能耗和可靠性。涡旋

收稿日期: 2015-01-17

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51406163); 陕西省教育厅专项科研计划资助项目(14JK1541); 陕西省自然科学研究计划资助项目(2015JQ5197); 压缩机技术国家重点实验室开放基金项目。

作者简介: 孙帅辉,男,博士,讲师,研究方向为流体机械性能优化。E-mail: Shh\_sun@foxmail.com。

通讯作者: 郭鹏程,男,博士,教授,研究方向为水力机械优化设计及其控制技术。E-mail: guoyicheng@126.com。

制冷压缩机由于体积小、效率高而被广泛应用于制冷系统中。采用新型环保制冷剂 R32 的涡旋压缩机在高压比、高环境温度工作时会出现因排气温度过高,而导致压缩机停机甚至损坏<sup>[1]</sup>。而湿压缩是降低压缩机排气温度的一种有效措施。湿压缩时,压缩机吸入含有液体的制冷剂,使吸气温度降低,压缩比功降低,从而降低了排气温度,提高了制冷系统性能和压缩机在高压比、高温环境下的工作可靠性。

目前对于湿压缩的实验研究成果较多,韩磊对滚动转子压缩制冷系统在变干度工况下的实验研究认为在“0”过热度附近时,制冷系统的制冷量和 COP 最高<sup>[2]</sup>。而杨丽辉<sup>[3]</sup>通过实验研究认为当吸气干度为 0.95~0.98 时,滚动转子制冷系统的 COP 和制冷量最大。矢岛龙三郎<sup>[1]</sup>为了解决新型环保制冷剂 R32 制冷系统排气温度超高的问题,认为吸气干度为 0.93 时,压缩机的排气温度可以降低到安全线以下。郑波<sup>[4]</sup>通过实验研究了湿压缩对 R32 系统性能的影响,认为湿压缩可以有效降低压缩机的排气温度,从而保证了压缩机的可靠运行。但实验研究结果缺乏通用性,研究成本较高,而因湿压缩涉及到两相流动的问题,对其进行的理论模拟研究较少。Duta<sup>[5]</sup>针对湿压缩开发了液滴、均相混合和液击等 3 种模型,并对活塞压缩机湿压缩工况进行了实验研究,结果表明,在大喷液量下,液击模型的预测较为准确,而在小喷液量下,均相模型和液滴模型的预测结果和实验值吻合较好。Dutta 和 Wang 对涡旋制冷压缩机中间喷液进行了模拟分析,分别给出了气液两相的控制方程,但因喷液点位于压缩过程的中部,喷液量较小,喷入压缩机中的两相工质瞬间蒸发,不涉及湿压缩过程<sup>[6-7]</sup>。对于吸气含液的涡旋压缩机,工质在吸气过程及部分压缩过程处于两相状态,须建立湿压缩模型才能准确预测其工作状况。

本文利用物性计算程序<sup>[8]</sup>,开发了以内能为求解参数的涡旋压缩机湿压缩模型,研究不同吸气名义干度下,压缩腔内各项参数的变化规律,并分析了吸气名义干度对压缩机性能的影响。

## 1 理论模型

涡旋压缩机的模拟模型由控制方程、几何、换热和泄漏模型组成。本文采用的涡旋制冷压缩机为全封闭高压腔结构,如图 1 所示。制冷剂从吸气口吸入,不冷却电机而直接进入吸气腔,经压缩后,从静盘顶部排气孔流出工作腔,环绕静盘、动盘和支架后从排气口排出。同时图 1 给出了一对工作腔的横截

面图,可以看到所采用的型线、基圆的位置及型线头部截断的位置,型线的参数见表 1。

本文计算了不同吸气名义干度  $x_n$  下涡旋压缩机的压缩过程和性能参数。名义干度<sup>[3]</sup>定义如下:

$$x_n = (h - h_l) / (h_g - h_l) \quad (1)$$

式中,  $h$ 、 $h_l$  和  $h_g$  分别代表当前比焓、饱和液体比焓和饱和气体比焓。

两相状态下,名义干度等同于干度。吸气名义干度的取值如表 1 所示,从过热到两相,共 13 个工况。

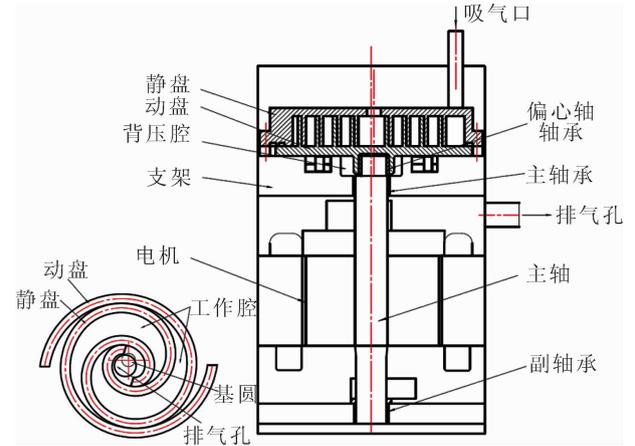


图 1 涡旋压缩机模型结构

Fig. 1 Structure of scroll compressor model

表 1 模拟压缩机型线及工况参数

Tab. 1 Parameters of scroll profile and operation condition

型线参数	描述	工况参数	描述
理论容积/mL	97.1	制冷工质	R32
基圆直径/mm	5.2	蒸发压力/kPa	1 017.7(7.2 °C)
涡圈厚度/mm	3.6	冷凝压力/kPa	3 472.7(54.4 °C)
回转半径/mm	4.5	过冷温度/°C	46.1
涡圈高度/mm	40	吸气温度/°C	35(1.11), 30(1.09), 25(1.07), 20(1.05), 15(1.03), 10(1.01), 7.2(1.0, 0.99, 0.98, 0.97, 0.96, 0.95, 0.94)
涡圈中心线	21.36	$(x_n)$	
终点展角/rad	1.25	转速/(r/min)	2 880
截断修正角/rad	1.25	理论排量/	16.78
静盘直径/mm	140	(m <sup>3</sup> /h)	
内容积比	2.8		

因模型采用均匀模型处理两相状态,该模型要求工质的干度不能太低,最低干度取为 0.94。蒸发压力和冷凝压力按照行业标准设定<sup>[9]</sup>,在模拟时保持不变。

### 1.1 控制方程

涡旋压缩机湿压缩过程是气液两相压缩,选一对工作腔为控制容积,为简化模型,需进行以下

假设<sup>[7]</sup>。

1) 忽略油的影响;

2) 控制容积内的工质为均匀状态,外界对控制容积的泄漏和换热都瞬时均匀地传入控制容积内;

3) 两相流动时,认为液滴被气相包围,控制容积壁面只和气相发生换热,液相通过和气相的换热而蒸发。

根据开口系的能量和质量方程,忽略动能和势能的影响,得到控制容积内制冷剂的能量和质量微分方程为:

$$\begin{cases} \frac{du}{d\theta} = \frac{1}{m} \left[ \frac{\dot{Q}}{\omega} + \frac{h_i}{\omega} \sum \dot{m}_i + \frac{h_o}{\omega} \sum \dot{m}_o - \right. \\ \left. u \left( \frac{\sum \dot{m}_i}{\omega} + \frac{\sum \dot{m}_o}{\omega} \right) - \frac{p dV_c}{d\theta} \right] \\ \frac{dm}{d\theta} = \frac{\sum \dot{m}_i}{\omega} + \frac{\sum \dot{m}_o}{\omega} \end{cases} \quad (2)$$

方程组(2)中  $u$ 、 $m$  和  $p$  分别为控制容积内工质的内能、质量和压力;  $h_i$ 、 $h_o$  分别为流入和流出控制容积工质的焓值;  $V_c$  为控制容积的体积;  $\omega$ 、 $\theta$  分别为主轴的角速度和回转角;  $\dot{Q}$  为控制容积内工质和壁面的换热量,本文定义工质吸热时其为正,工质放热时其为负;  $\dot{m}_i$  和  $\dot{m}_o$  分别代表泄漏入和泄漏出控制容积的质量流量。模型以  $u$  为求解对象,其对于气液两相都适用,求解时可根据内能参数自动判断流态,以调用相应的泄漏与传热模型,统一了两相和过热模型,将方程个数从 5 个降低到 2 个,简化了编程和求解。该方程组还需附加其它方程才能求解,工作腔内状态参数的确定需要附加物性方程,干度  $x(u, v)$ , 温度  $T(u, v)$  和压力  $p(u, v)$ , 其中  $v$  为比容。物性方程可通过调用 Refprop<sup>[8]</sup> 的物性计算程序求解。式中含有泄漏量和换热量的项,需补充泄漏和换热模型。另外,式(2)还存在在工作腔容积随转角变化的导数,该导数必须根据型线参数对压缩机的容积变化进行推导获得,推导过程和结果目前已经比较成熟,可以参考文献[10]。

## 1.2 泄漏模型

根据高压侧工质的状态,控制容积流体的泄漏可以分为单相泄漏和两相泄漏,单相泄漏量的计算请参考文献[11]。两相泄漏量可以采用文献[12]给出的泄漏方程计算:

$$\dot{m}_l = C_d A \left\{ 2 \left[ x \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_u v_{ug} \left( 1 - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right) + (1 - x)(p_u - p_d)v_{dl} \right] \right\}^{0.5} / [xv_{dg} + (1 - x)v_{dl}] \quad (3)$$

式中  $C_d$  为流量系数;  $A$  为泄漏面积;  $\kappa$  为工质的绝热系数;  $p_u$ 、 $v_{ug}$  为泄漏通道上游的压力和气相比容;  $p_d$ 、 $v_{dg}$  和  $v_{dl}$  为泄漏通道下游的压力、气相比容和液相比容。在两相流体泄漏过程中,存在临界压力,此时泄漏工质的流速达到当地音速,泄漏量保持不变。根据文献[13]提供的音速公式可以得到冻结音速  $a_{fp}$ 。在实际计算中,先根据音速公式逐步迭代出临界压力  $p_{cr}$ 。当  $p_d$  小于  $p_{cr}$  时,泄漏量为:

$$\dot{m}_l = C_d A \frac{a_{fp}}{xv_{dg} + (1 - x)v_{dl}} \quad (4)$$

## 1.3 换热模型

传统换热计算中多忽略换热而采用绝热模型。但当吸气为两相时,工质和压缩腔的换热量较大,只有建立换热模型计算换热,才能保证数学模型的准确性。

图 2 是控制容积中一个工作腔的简化模型。结合图 1 工作腔示意图和整机结构示意图,可知工作腔由四个面组成,面 1 和面 4 分别是静盘和动盘的盘面,其内侧为制冷剂,外侧为高温排气,计算换热时需要计算制冷剂侧和排气侧的换热系数。面 2 为静盘涡圈壁面,面 3 为动盘涡圈壁面,其内侧为制冷剂,一般给出制冷剂侧的换热系数和壁面温度。

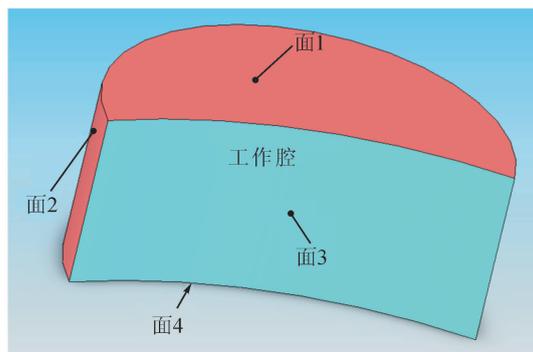


图 2 工作腔的简化模型

Fig. 2 Sketch model of one working chamber

表 2 给出了 4 个面的边界条件,其中制冷剂的温度  $T_{re}$  通过程序计算得出。面 1 和面 4 其排气侧的温度  $T_{dis}$  由迭代获得,面 2 和面 3 为涡圈壁面,其温度假设为沿渐开线线性分布<sup>[11]</sup>,该分布已被实验验证<sup>[14]</sup>。根据线性假设,动静涡圈壁面任一转角温度  $T_{osw}$  和  $T_{sw}$  可以使用吸排气温度计算得出<sup>[11]</sup>。

表 2 边界条件

Tab. 2 Boundary condition of working chamber

边界	制冷剂侧	排气侧
静盘盘面 1	$T_{re}, h_{re}$	$T_{dis}, h_{dis}$
动盘涡圈面 2	$T_{re}, h_{re}, T_{osw}$	—
静盘涡圈面 3	$T_{re}, h_{re}, T_{sw}$	—
动盘盘面 4	$T_{re}, h_{re}$	$T_{dis}, h_{dis}$

表 2 中制冷剂侧的换热系数  $h_{re}$  多采用螺旋管的换热系数来近似计算<sup>[10]</sup>。最近, Jang<sup>[14]</sup> 根据实验结果拟合出一个基于螺旋管换热的换热关联式, 利用此关联式计算的排气温度与实验值较为吻合, 因此本文采用该关联式计算制冷剂侧的换热系数:

$$h_{re} = 0.023 \frac{\lambda_{re}}{D_h} Re_{re}^{4/5} Pr_{re}^{1/3} \left(1 + 3.5 \frac{D_h}{R_c}\right) \times \left\{1 + 8.48[1 - \exp(-5.35St_{re})]\right\} \quad (5)$$

式中,  $\lambda_{re}$  为制冷剂的导热系数;  $Re_{re}$ 、 $Pr_{re}$  和  $St_{re}$  为制冷剂流体的雷诺数、普朗特数和斯特劳哈尔数;  $D_h$ 、 $R_c$  分别为工作腔的当量直径和平均曲率半径。为补偿两相状态下换热的增强量, 在两相换热系数中加入与干度有关的修正系数  $C(q)$ , 其值随干度的下降而升高。

面 1 和面 4 排气侧的换热系数  $h_{dis}$  按照平板对流的换热系数来计算<sup>[15]</sup>。

根据边界条件、换热面积以及制冷剂的温度, 可以计算出方程(2)所需的换热量  $\dot{Q}$ 。

## 2 模型求解

由式(2)可知, 该模型为非稳态模型, 其参数随着压缩机转角变化。模型求解以一对工作腔为研究对象, 在一个周期内, 随着压缩机转角  $\theta$  不断增大, 该工作腔依次经历吸气、压缩和排气过程。吸气开始时转角定义为 0, 排气结束后转角为在整个过程中主轴旋转的角度。微分方程组(2)是初值问题, 本文采用四阶 Runge-Kutta 法对该模型进行求解<sup>[16]</sup>。模型的初值采用理想等熵过程(无泄漏、无换热、无流动损失)根据进出口条件进行计算。主要求解参数为内能  $u$ , 然后使用物性模型求解压力、温度和干度。计算从  $\theta=0$  开始, 设定  $d\theta$  为步长, 排气完全结束时  $\theta=\theta^*$ , 并构成一个周期。每计算一个周期(吸气开始至排气结束后), 计算两次迭代结果间最大的内能误差  $e$  和压力误差  $e_p$ , 直至满足要求, 判定为收敛, 详细流程见图 3。

通过模型求解, 可得各个转角下控制容积内的状态参数, 同时可计算得到该压缩机的指示功率、容积效率、指示效率、制冷量和 COP。

## 3 结果分析与讨论

### 3.1 湿压缩过程分析

图 4 给出 3 个工况的  $p-V$  图曲线。名义吸气干度  $x_n$  越低, 其  $p-V$  图包含的面积越大, 其原因是低吸气干度下, 吸气量增大, 导致压缩后期的压力上

升较快, 因此其  $p-V$  曲线位于最外侧。而在压缩开始阶段, 低吸干度的  $p-V$  曲线处于最内侧, 是由于两相工质吸收了较多的热量, 压力上升较慢。

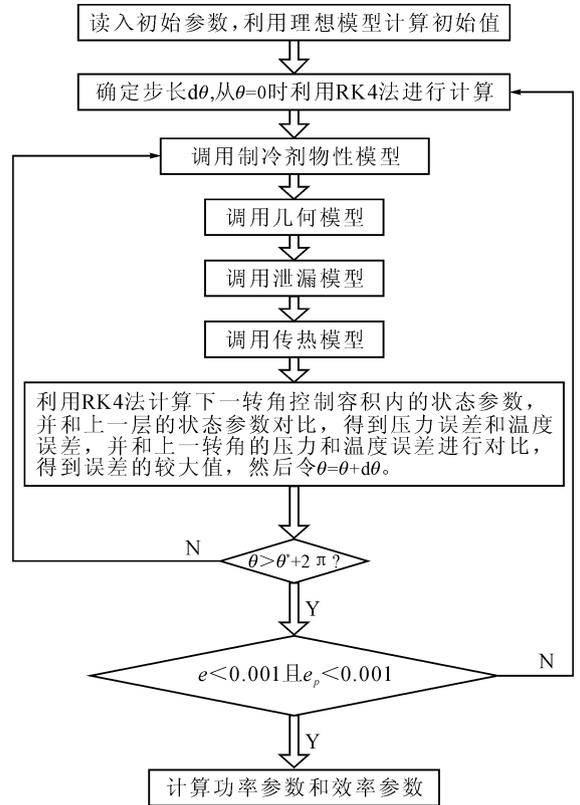


图 3 模型求解流程图

Fig. 3 Flow diagram of model solution

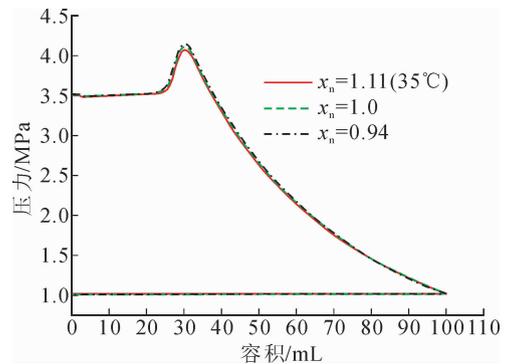


图 4 压缩过程的  $p-V$  图

Fig. 4  $p-V$  diagram of compression process

图 5 给出不同  $x_n$  下, 内能随转角的变化曲线。小转角下, 内能先升高后下降, 是因为此时吸气腔容积较小, 制冷剂质量极小, 模型求解出现振荡。随转角增大, 工质的内能趋于正常, 然后随转角上升不断增大, 在排气开始后达到最大值。当排气孔完全打开时, 排气腔内的气体开始膨胀, 向外界做功, 同时向外界传热, 其内能逐渐降低。由计算可知, 较高名

名义干度进气条件下,压缩过程中内能增加量较大,导致其压缩比功较大。

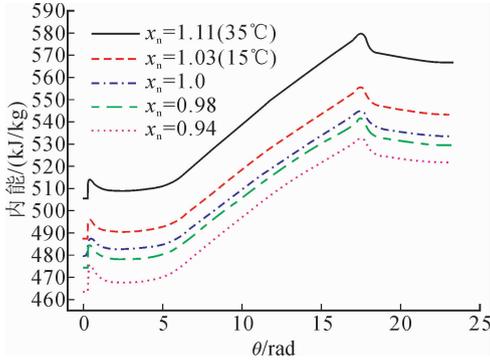


图5 压缩腔内工质内能随转角的变化曲线  
Fig. 5 Relation between internal energy and crank angle under different suction named quality

图6给出不同 $x_n$ 下,温度随转角的变化曲线。温度是内能的外在体现,所以在过热吸气状态下,温度和内能曲线相似。当 $x_n < 0.98$ 时,吸气温度为饱和温度,并且保持不变。当吸气温度为 $35^\circ\text{C}$ 时,工质的最高温度达到 $148^\circ\text{C}$ ,此时,压缩机难以正常工作。说明采用R32工质的压缩机不适于在高吸气温度下工作。随 $x_n$ 的降低,工质最高温度也降低,在过热区, $x_n$ 每降低0.02,最高温度降低 $6^\circ\text{C}$ ,进入两相区后最高温度降低的幅度越来越小,因此须控制 $x_n$ 以满足运行要求。

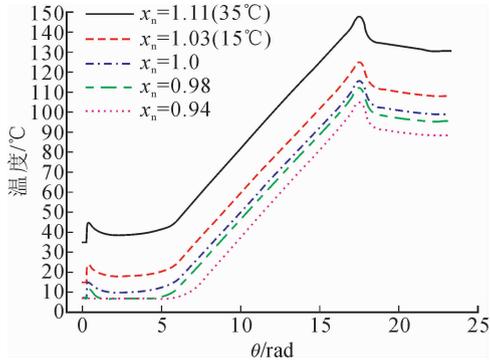


图6 压缩腔内工质温度随转角的变化曲线  
Fig. 6 Relation between temperature and crank angle under different suction named quality

图7给出了 $x_n \leq 1$ 时,名义干度随转角的变化曲线。图中标出名义干度为1的横线,以及吸气结束转角 $6.28(360^\circ)$ 的竖线。当 $x_n = 1$ 时,工质受到吸气腔的加热产生轻微的过热。随 $x_n$ 的降低,工质变为过热的转角不断增大。当 $x_n > 0.96$ 时,工质在吸气过程结束前已变为过热,不会出现液击。当 $x_n = 0.94$ 时,吸气过程结束后,工质仍然处于两相状态,此时,液相制冷剂可以冷却压缩过程,从而降低压缩比功。

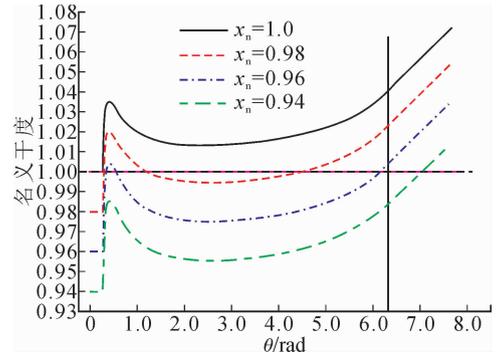


图7 名义干度随转角的变化曲线  
Fig. 7 Relation between named quality and crank angle under different suction named quality

图8给出不同吸气条件下换热量随转角的变化曲线。高压腔压缩机的动静盘在排气的加热下温度较高,在吸气过程和前期压缩过程,工质因温度低于壁面而吸热,在压缩过程后期和排气过程工质因温度较高而放热。因此在各个 $x_n$ 下,均存在不同程度的吸气过热现象,而吸气过热会降低吸气量和容积效率。如图所示,在吸气结束前,换热量达到最大值,此时,换热面积达到最大值,之后随着工质温度的升高和换热面积的减小,换热量不断下降。当 $x_n$ 较低时,换热系数和换热温差都较大,对应的换热量也较大,这将造成低吸气干度下的冷量损失较大,降低了制冷量和COP。

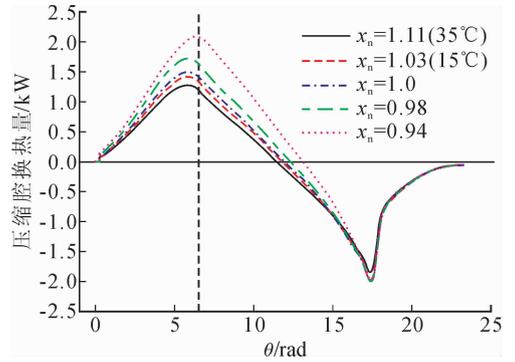


图8 换热量对转角的变化曲线  
Fig. 8 Relation between heat transfer rate and crank angle under different suction named quality

### 3.2 湿压缩性能分析

图9给出吸气温度和吸气名义干度 $x_n$ 的对应关系,同时给出了排气温度随 $x_n$ 的变化曲线。当吸气温度为 $35^\circ\text{C}$ (1.11)时,最高排气温度达 $135^\circ\text{C}$ ,结合图6可知最高工质温度要高于排气温度 $13^\circ\text{C}$ 。排气温度随 $x_n$ 的下降而下降,两相区和过热区排气温度下降的速率是不同的,一方面是由于R32等熵排气温度的变化具有这种特征,另一方面是由于两相区的换热系数较过热区大,使其排气温度下降的速率变慢。

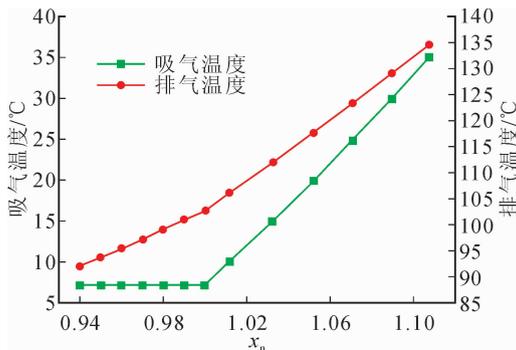


图 9 吸气和排气温度随吸气名义干度的变化

Fig. 9 Variation of suction and discharge temperature with suction named quality

如图 10 所示,随着  $x_n$  的降低(吸气比容降低)理想质量流量上升。容积效率随着  $x_n$  的下降而上升,在过热区变化平缓,进入两相区后,容积效率有明显的提高。容积效率的变化主要受到吸气过热、泄漏以及总吸气质量的影响。由图 8 可知,两相吸气换热热量要大于过热吸气,但由于较高的转速,两者在吸气过程中交换的能量的差异并不大。并且在进入两相区后,工质吸收同样的热量,其比容的变化相对于过热状态变化要小,因此两相吸气过热没有使容积效率出现大幅度的下降。另外,由于含液,两相区泄漏量也较过热区小,对应于较大的理想吸气质量,两相区的容积效率呈现上升的趋势。整体的质量流量也随着容积效率的上升和吸气比容的降低而增大。

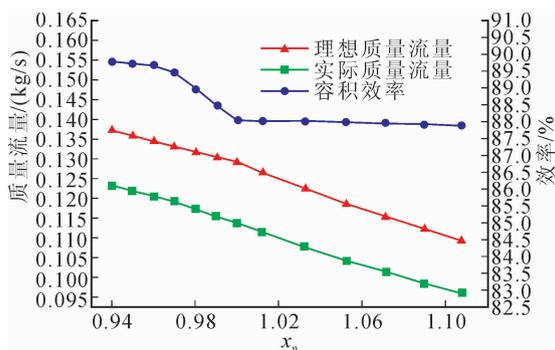


图 10 质量流量和容积效率随吸气名义干度的变化

Fig. 10 Variation of mass flow rate and volumetric efficiency with suction named quality

图 11 给出了指示功率和指示效率随吸气名义干度  $x_n$  的变化曲线。根据 R32 的  $p-h$  图,可知随吸气比焓的降低,理想等熵比功不断下降。在图 11 中,理想功率随着  $x_n$  的下降而下降,说明等熵比功降低的比例大于质量流量增加的比例。实际功率随  $x_n$  的下降而上升,一方面是由于质量流量的增加,另一方面是因为换热的影响。由于两相状态吸气,

工质在整个压缩过程中换热量为正值,导致其比功增加,指示功增大。换热导致实际指示功率和理想指示功率的趋势相反,指示效率随  $x_n$  降低在两相区降低更为明显。

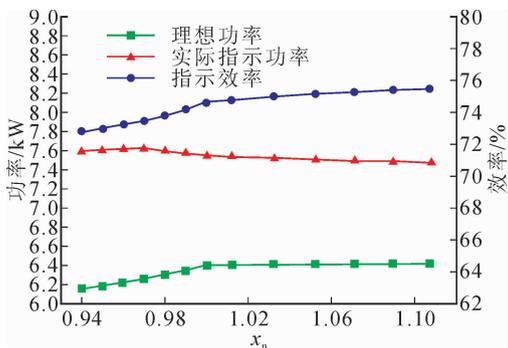


图 11 指示功率和指示效率随吸气名义干度的变化

Fig. 11 Variation of indicated power and efficiency with suction named quality

由图 9~11 可知两相状态下性能参数的变化趋势和过热状态下有明显的不同,原因在于两相工质其泄漏、换热特性、吸热后比容变化的特性与过热工质有明显不同。

如图 12 所示,制冷量随  $x_n$  的降低先升高后降低,在 0.97 处达到最大值,相对于  $x_n$  为 1.11(35 °C) 时,制冷量提高了 4.2%。由于  $x_n$  的降低,吸气质量流量增大,但其制冷焓差减小,使制冷量存在最大值。因制冷量存在最大值,而指示功率随着  $x_n$  的降低而升高,那么 COP 必然出现最大值。图中给出 COP 最大值出现在干度为 1 时,相对于吸气温度为 35 °C 时,COP 提高了 2.6%。此时过热度为 0,处于过热状态和两相状态的转折点。由图 8 的分析可知,当吸气为两相时,工质将吸收更多的热量,导致低于干度下冷量损失较多,使制冷量和 COP 降低。因此 COP 的最大值应位于 0 过热度附近,具体位置受到工质、传热和泄漏条件的影响。

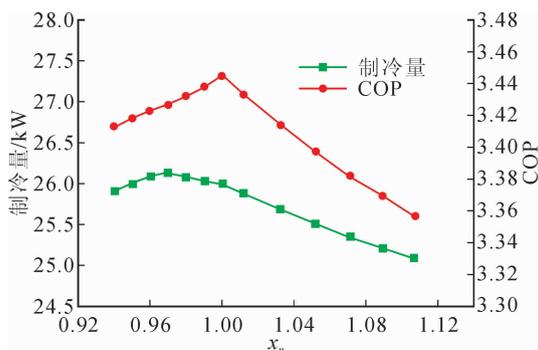


图 12 制冷量和 COP 随吸气名义干度的变化

Fig. 12 Variation of cooling capacity and COP with suction named quality

## 4 结 论

1) 两相工质和过热工质的压缩特性不同,其性能参数随吸气名义干度的变化趋势与过热工质相比有显著的不同。

2) 以 R32 为工质的涡旋压缩机,在吸气温度为 35 ℃ 时,其最高工质温度可以达到 150 ℃,严重危害压缩机的稳定运行。采用湿压缩是一种降低排气温度的有效措施。

3) 对于高干度( $\geq 0.96$ )的湿压缩过程,在吸气过程结束前,工质已经变为过热工质,只通过降低吸气过程的温度和内能来影响压缩过程,不会出现液击。

4) 随着吸气名义干度的降低,指示功增大,指示效率降低,制冷量和 COP 先增大后降低,最大制冷量对应的吸气干度为 0.97,最大 COP 出现在干度为 1.0 处,分别相对吸气温度为 35 ℃ 时,提高了 4.2% 和 2.6%。

### 参考文献:

- [1] 矢岛龙三郎,吉见敦史,朴春成. 降低 R32 压缩机排气温度的方法 [J]. 制冷与空调, 2011, 11(2): 60-64.  
Yajima Ruzaburo, Yoshimi Atsushi, Piao Chunheng. Measure to reduce the discharge temperature of R32 compressor [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2011, 11(2): 60-64.
- [2] 韩磊,陶乐仁,郑志皋,等. 回气带液对滚动转子压缩机制冷系统性能影响实验研究 [J]. 制冷学报, 2010, 31(4): 22-25, 34.  
Han Lei, Tao Leren, Zheng Zhigao, et al. Experiment on effect of liquid-refrigerant return on performance of refrigerant system with rolling rotor compressor [J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(4): 22-25, 34.
- [3] 杨丽辉,陶乐仁,陶宏,等. 滚动转子式压缩机吸气状态与排气温度的实验研究 [J]. 制冷学报, 2014, 35(2): 49-53, 86.  
Yang Lihui, Tao Leren, Tao Hong, et al. Experimental study on suction refrigerant state and discharge temperature for rolling piston compressor [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(2): 49-53, 86.
- [4] 郑波,梁祥飞,吴迎文,等. 湿压缩对 R32 系统性能的影响 [J]. 制冷与空调, 2014, 14(02): 54-58.  
Zheng Bo, Liang Xiangfei, Wu Yingwen, et al. Influ-

- ence of wet compression on R32 system's performance [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2014, 14(2): 54-58.
- [5] Dutta A K, Yanagisawa T, Fukuta M. A study on compression characteristic of wet vapor refrigerant [C]// Proceedings of international compressor engineering conference at purdue. Purdue; Purdue University, 1996: 235-240.
- [6] Dutta A K, Yanagisawa T, Fukuta M. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection [J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(6): 577-587.
- [7] Wang B, Shi W, Li X, et al. Numerical research on the scroll compressor with refrigeration injection [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(5/6): 440-449.
- [8] Lemmon E W, McLinden M O, Huber M L. Refprop7.0 (Computer program for fluid thermodynamic and transport properties) in NIST Standard Reference Database 23[CP]. Boulder Colorado: National Institute of Standards and Technology, 2002.
- [9] 中华人民共和国机械工业部. JB/T 7666-1995 制冷和空调设备名义工况一般规定 [S]. 北京: 机械科学研究院, 1996.
- [10] 顾兆林,郁永章,冯诗愚. 涡旋压缩机及其它涡旋机械 [M]. 西安: 陕西科学技术出版社, 1998.
- [11] Chen Y, Halm N P, Groll E A, et al. Mathematical modeling of scroll compressors; part I compression process modeling [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(6): 731-750.
- [12] Fukuta M, Yanagisawa T, Shimizu T. Compression characteristics of refrigerant-oil mixture in refrigerant compressors [J]. Transactions Japan Society of Mechanical Engineering, 1995, 61(582): 542-548.
- [13] 阎昌琪. 气液两相流 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2009.
- [14] Jang K, Jeong S. Experimental investigation on convective heat transfer mechanism in a scroll compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(5): 744-753.
- [15] 杨世铭,陶文铨. 传热学 [M]. 第3版. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [16] 束鹏程. 压缩机优化设计方法 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1985.

(责任编辑 王卫勋)