DOI: 10.3901/JME.2015.20.201

涡旋压缩机径向迷宫密封中泄漏气体气动热力行为研究*

刘兴旺^{1,2} 张官正¹ 李超¹ 赵嫚¹

(1. 兰州理工大学石油化工学院 兰州 730050;

2. 兰州理工大学温州泵阀工程研究院 温州 325105)

摘要: 以涡旋压缩机径向迷宫密封为研究对象, 分别用宏观能量法和黏性流动理论计算该密封的泄漏量, 通过泄漏量理论值与实测值的对比, 以期探寻泄漏气体的气动热力行为。在假设无透气效应和泄漏气体在迷宫槽中作等压恒温恢复的条件下, 建立求解泄漏量的数理方程; 在考虑透气效应与非等压恒温恢复的条件下, 利用热力过程方程与黏性流动理论推导出透气流是否达到声速的判别式及临界气速、临界密度、泄漏量的计算式。将两种算法所得泄漏量与实测泄漏量对比研究发现, 直通型迷宫密封中气体泄漏过程是膨胀吸热过程, 膨胀过程指数随相邻压缩腔压差的增大而减小; 泄漏是由透气流与相邻迷宫槽间的二维泊肃叶流共同作用形成的, 透气效应随相邻压缩腔压差的增大而更加明显; 用黏性流动理论求解泄漏量具有较高的计算精度。

关键词: 涡旋压缩机; 径向迷宫密封; 透气流; 泊肃叶流; 泄漏量

中图分类号: TH45

Research on Gas Leakage Pneumatic Thermodynamic Behavior in the Radial Labyrinth of Scroll Compressor

LIU Xingwang^{1,2} ZHANG Guanzheng¹ LI Chao¹ ZHAO Man¹

(1. School of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050;

2. Wenzhou Research Institute of Pump and Valve, Lanzhou University of Technology, Wenzhou 325105)

Abstract: The scroll compressor's radial labyrinth sealing is regarded as the research object, by using the macro energy method and the theory of viscous flow, the leakage for the sealing structure are calculated, to find aerodynamic and thermodynamic behavior of gas leakage. A comparison is made between experimental results and theoretical predictions. Assuming that there is no ventilation effect and the gas do isobaric and isothermal recovery in the labyrinth groove, the mathematical equation of leakage is established; while considering the ventilation effect and non isobaric isothermal recovery, by using thermodynamic equation and the theory of viscous flow, discriminant for judging whether ventilation flow comes up to speed of sound is deduced, and the algorithm to calculate critical velocity, critical density and leakage is proposed. The different between experimental results and theoretical predictions of leakage is analyzed. The result indicates that leakage process in straight through labyrinth sealing is expansion process accompanied with absorption of heat. The thermodynamics index decrease obviously with the increase of the pressure differences of two adjoining pressure chamber, and the leakages is composed of ventilation flow and 2D Poiseuille between in adjoining labyrinth groove, ventilation effect become also clearer with the increase of the pressure differences. The algorithm with theory of viscous flow for leakage has high computational precision.

Key words: scroll compressor; radial labyrinth; ventilation flow; Poiseuille flow; leakage

0 前言

随着工程领域对涡旋压缩机高效、低噪、节能、

环保等要求的日益提高, 迷宫式涡旋压缩机因其在这些方面的独特优势成为研发的热点机型之一^[1-4]。

科研人员对迷宫密封的研究一直比较活跃。杨小龙等^[5]提出了一种磁性液体与迷宫交替式组合密封结构, 利用数值模拟结合试验测试的方法, 研究了该密封结构的密封性能。李超等^[6]利用 FLUENT

* 国家自然科学基金(51265026, 51265027)和浙江省自然科学基金(Y1080079)资助项目。20141018 收到初稿, 20150623 收到修改稿

软件,结合泄漏气体的烟雾示踪试验,分析计算了迷宫槽内流体的流动状态及泄漏损失。一些学者通过模拟计算研究了迷宫密封缝口间隙、槽宽、槽深及齿尖形状对泄漏量的影响规律^[7-8]。丁学俊等^[9]以 CFD 软件为基本工具,对直通式密封进行了数值模拟,并分析了密封齿几何参数对流量系数的影响。

上述研究的研究对象均为结构尺寸较大的迷宫密封,研究方法主要是采用软件对泄漏量进行预测,计算泄漏量时未考虑透气效应的影响。涡旋压缩机迷宫密封的结构尺寸很小,如缝口间隙尺寸的数量级为 10^{-2} mm,透气效应、换热等对泄漏气体的气动热力行为影响较大。

本文在文献[10]的基础上,分别用宏观能量法和黏性流动理论分析了涡旋压缩机径向迷宫密封中泄漏气体的热力过程,计算了泄漏量,并用充罐法测试了泄漏量。将泄漏量的理论值和实测值进行对比研究,以期探明微小尺寸迷宫密封中泄漏气体的气动热力行为,为涡旋压缩机迷宫密封的优化设计提供理论依据。

1 径向迷宫密封结构

涡旋盘中,垂直于动静涡旋齿侧壁面的方向为径向,曲柄销中心线方向为轴向。径向迷宫密封的结构如下:沿径向距离涡旋齿侧壁面为 e 的齿端面为光滑平面,齿端其余表面上沿涡旋型线方向间断地开设矩形迷宫槽,各迷宫槽尺寸相等,深度为 D ,长度为 l ,宽度为 b ,相邻迷宫槽径向间距为 Δr ,型线方向间距为 d ,涡旋齿壁厚为 t ,如图 1 所示。沿涡旋齿径向的任意截面上就形成了具有迷宫齿和迷宫槽的迷宫密封,如图 2 所示,图 2 中 C 为轴向间隙。泄漏气体流经缝口间隙,部分压能转化成动能,这部分动能因在迷宫槽中产生强烈的旋涡而转化为热能耗散,经过若干个迷宫齿后,最后一个迷宫齿前后的压差就大为减小,进而减小了泄漏量。

图 1 涡旋齿端面迷宫槽

图 2 径向迷宫密封

2 泄漏量的理论计算

以一台涡旋压缩机两相邻压缩腔间的径向迷宫密封为研究对象,相关参数如下。

基圆半径 $r=3.5$ mm,型线起始角 $\alpha=0.843$ rad,型齿高度 $h=40$ mm,涡旋齿壁厚 $\delta=5.9$ mm,腔体对数 $N=3$,迷宫槽长度 $l=4$ mm,迷宫槽宽度 $b=0.5$ mm,迷宫槽深度 $D=0.45$ mm,相邻迷宫槽径向间距 $\Delta r=0.8$ mm,型线方向间距 $d=5$ mm,曲柄转角 $\theta=0^\circ$ 时,温度 $T=293$ K,低压压缩腔压力 $p_n=0.084\ 259\times 10^6$ Pa,空气等熵指数 $k=1.4$ 。

图 3 为泄漏气体流经迷宫密封的示意图。迷宫齿数为 z , f_1-f_1 截面为前端迷宫齿前的典型截面, f_0-f_0 截面为该迷宫齿出口截面, f_2-f_2 截面为该迷宫齿后的典型截面, z_1-z_1 截面为末端迷宫齿前的典型截面, z_0-z_0 截面为末端迷宫齿出口截面, z_2-z_2 截面为末端迷宫齿后的典型截面, p_h 为高压腔中气体压力, p_n 为低压腔中气体压力。

图 3 泄漏气体流经迷宫密封示意图

2.1 用宏观能量法计算泄漏量

用宏观能量法计算泄漏量,为计算方便,假设气体流经齿缝的过程为等熵过程,气体在迷宫槽中作完全等压恒温恢复,齿缝中流速以平均流速描述。

图 4 为泄漏气体热力变化压容图。前端迷宫齿前典型截面的气体压力为 p_{f1} ,比体积为 V_{f1} ,速度

为零。靠近该迷宫齿的气体在压差作用下通过齿缝的过程为等熵膨胀过程, 经此过程后, 压力减小为 p_{f0} , 比体积增大为 V_{f0} , 温度降低至 T_{10} 。假设进入齿后迷宫槽, 气体的动能因产生强烈的旋涡而全部转化为热能, 即产生了一个等压恒温恢复过程。经过 $z-1$ 个这样的热力过程后, 末端迷宫齿前后的压差就变得较小, 从而达到密封气体的效果。

图 4 泄漏气体热力变化压容图

用宏观能量法计算泄漏量, 需要先判定泄漏气速是否达到声速。由连续性方程和泄漏气体热力特性可判断, 末端齿缝处最易达到声速, 该齿前后的临界压力比

$$\frac{p_{z2}}{p_{z1}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1)$$

式中 p_{z2} ——末端齿后压力;
 p_{z1} ——末端齿前压力。

若末端齿缝处气速达到声速, 根据能量方程可求得通过该齿缝的泄漏量

$$Q_z = A \rho_{z1} \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_{z1} V_{z1}} \quad (2)$$

式中 Q_z ——末端齿缝处的泄漏量;
 A ——迷宫齿缝截面积;
 ρ_{z1} ——末端齿前的气体密度;
 V_{z1} ——末端齿前的气体比体积。

其余齿缝处气速为亚声速, 求得通过这些齿缝的泄漏量

$$Q_{zb} = A \frac{p_{f1}}{\sqrt{p_{z1} v_{z1}}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{z1}}{p_{f1}} \right)^2} \quad (3)$$

式中 Q_{zb} ——末端迷宫齿前泄漏量;
 p_{f1} ——前端迷宫齿前典型截面处气体压力。
因泄漏气体质量连续, 由式(1)~(3)导出末端齿

缝处泄漏气速达到声速的判据

$$\frac{p_n}{p_h} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{k+1}{(2z-1)k+1}} \quad (4)$$

式中 p_h ——高压腔气体压力;

p_n ——低压腔气体压力。

将算例中参数代入式(4), 计算可得, 泄漏气速未达到声速。

任意迷宫齿前典型截面与该迷宫齿缝出口截面间的能量方程为

$$\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho_1} + gh_1 - w_f = \frac{c_0^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} + gh_0 \quad (5)$$

式中 c_1 ——迷宫齿前典型截面处气速;

p_1 ——迷宫齿前典型截面处压力;

ρ_1 ——迷宫齿前典型截面处气体密度;

h_1 ——迷宫齿前典型截面处位高;

w_f ——气体流经齿缝的摩擦损耗;

c_0 ——齿缝出口处气速;

p_0 ——齿缝出口处压力;

ρ_0 ——齿缝出口处气体密度;

h_0 ——齿缝出口处位高。

依泄漏气体的气动热力特征有: $c_1 = 0$, $gh_1 \approx gh_0$, $\rho_1 \approx \rho_0$, $w_f \approx 0$ 。由式(5)解得齿缝出口截面的气速

$$c_0 = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_0)}{\rho_0}} \quad (6)$$

则通过该迷宫齿的泄漏量

$$Q_i = CL \sqrt{2\rho_0(p_1 - p_0)} \quad (7)$$

式中 Q_i ——通过第 i 个迷宫齿的泄漏量;

L ——通流截面沿涡旋型线方向的长度。

沿径向微元长度的压力降

$$\frac{dp}{dr} = \frac{Q_i^2}{2C^2 L^2 \rho_0 \Delta r} \quad (8)$$

两端同时乘以 pdr 并积分得通过径向迷宫密封的泄漏量

$$Q = CL \frac{p_h}{\sqrt{RT_{f1}}} \sqrt{\frac{1 - (p_n/p_h)^2}{z}} \quad (9)$$

式中 R ——气体常数;

T_{f1} ——前端迷宫齿前典型截面气体温度。

实际上, 在涡旋压缩机径向迷宫密封中, 总有一部分气体未流经迷宫槽, 而是沿涡旋盘槽底直接泄漏到低压腔中了, 这种现象称为透气效应, 另外

泄漏过程并非等熵过程而是多变过程, 气体在迷宫槽中未达到完全等压恒温恢复。用宏观能量法计算泄漏量时, 并未考虑这些因素的影响。

2.2 用黏性流动理论计算泄漏量

根据连续性方程, 流经径向迷宫密封任意截面的泄漏量均相等, 为计算方便, 选取末端迷宫齿出口截面计算泄漏量。该截面上, 除了在相邻迷宫槽压差作用下的压差流外, 还有紧贴涡旋盘槽底的透气流。该截面上的气速分布如图 5 所示。

图 5 临界截面上的透气流与压差流

图 5 中, 曲线 $abmneo$ 为透气流与压差流的速度分布曲线。根据 N-S 方程, 可求得透气流与压差流在固壁上的边界层厚度

$$\delta = 5.0 \sqrt{\frac{\mu x}{\rho c}} \quad (10)$$

式中 δ ——边界层厚度;
 μ ——气体的动力黏度;
 x ——沿流动方向的长度;
 ρ ——气体密度;
 c ——泄漏气流主流区气速。

代入算例中的参数计算可得, 透气流与压差流在固壁上的边界层厚度之和仅为轴向间隙的 1.31%。

目前, 混合区的速度分布尚难以用曲线方程表述, 为了较精确地计算泄漏量, 将速度分布曲线 $abmneo$ 简化为曲线 $abdeo$, 见图 6。即认为透气流与压差流均有二个边界层。根据前面的计算, 简化后的泄漏量计算值的误差小于 1.31%。

图 6 中, 曲线 abd 是透气流的速度分布曲线, 曲线 deo 是压差流在两相邻迷宫槽压差作用下的速度分布曲线。 C_d 为透气流厚度, C_p 为压差流厚度。迷宫密封的泄漏量是上述两种形式泄漏量的叠加。

图 6 临界截面上的透气流与压差流的简化

若透气流在末端齿缝处未达到声速, 在迷宫密封出入口截面列能量方程可得末端迷宫齿出口截面处的气速

$$c_{z0} = \sqrt{\frac{2m}{m-1} p_{f1} V_{f1} \left[1 - \left(\frac{p_{z2}}{p_{f1}} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]} \quad (11)$$

式中 c_{z0} ——末端迷宫齿出口截面气速;
 m ——多变过程指数;

V_{f1} ——前端迷宫齿前典型截面处气体比体积。

若透气流在末端迷宫齿缝处气速达到声速, 在迷宫密封入口截面与临界截面处列能量方程得临界气速

$$c_c = \sqrt{\frac{2m}{m-1} p_{f1} V_{f1} \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_{f1}} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]} \quad (12)$$

式中 c_c ——临界气速;
 p_c ——临界压力。

又由气动热力学有

$$c_c = \sqrt{kRT_c} \quad (13)$$

式中 T_c ——临界温度。

联立式(12)、(13)解得临界压力比和临界气速

$$\beta = \left[\frac{2m}{(2+k)m-k} \right]^{\frac{m}{m-1}} \quad (14)$$

式中 β ——临界压力比。

$$c_c = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{f1} V_{f1} \left\{ 1 - \left[\frac{2m}{(2+k)m-k} \right]^{\frac{m(k-1)}{(m-1)k}} \right\}} \quad (15)$$

代入算例中的参数计算可得, 透气流达到了声速。透气流的热力过程如图 7 所示。图中, 曲线 $h-c$ 是透气流由高压压缩腔中速度为零的典型截面开始加速并达到声速的热力过程曲线, 该过程压力

逐渐降低, 比体积增大, 气流增大, 同时从周边吸热, 多变过程指数 $m < k$ 。曲线 $c-n$ 是透气流从临界截面进入第 3 压缩腔的热力过程, 该过程气体膨胀降压至第 3 压缩腔的压力并放热, 多变过程指数 $m > k$ 。曲线 $h-n$ 是等熵膨胀过程曲线。

图 7 透气流的热力过程

临界截面上, 透气流可简化为以平均速度 φc_c 沿 x 方向的水平流动, 其中 φ 为速度系数。

透气流的容积流量

$$Q_{VD} = \varphi c_c C_d L \quad (16)$$

临界截面前后, 沿 x 方向很短的范围内, 泄漏气体的密度变化很小, 又有, $\frac{\partial c}{\partial z} = 0$, 故可将两相邻迷宫槽间压差流视为二维泊肃叶流动, 其运动方程为

$$\frac{d^2 c}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \quad (17)$$

边界条件如下: $y=0$ 时, $c=0$; $y=C_p$ 时, $c=0$ 。

积分两次并将边界条件代入可得二维泊肃叶流动的速度分布为

$$c = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} C_p y \quad (18)$$

则二维泊肃叶流动的容积流量

$$Q_{Vp} = L \int_0^{C_p} c dy = -\frac{1}{12\mu} \frac{dp}{dx} C_p^3 L \quad (19)$$

通过迷宫密封的容积泄漏量

$$Q_V = Q_{Vd} + Q_{Vp} \quad (20)$$

在临界截面与高压压缩腔的典型截面间列热力过程方程可得临界截面的密度

$$\rho_c = \rho_h \left[\frac{2m}{(2+k)m-k} \right]^{\frac{1}{m-1}} \quad (21)$$

式中 ρ_c —— 临界截面气体密度;

ρ_h —— 高压腔中气体密度。

质量泄漏量

$$Q_m = \rho_c Q_V \quad (22)$$

3 泄漏量测定

涡旋齿线速度和泄漏气流方向的不一致, 导致涡旋齿端面对泄漏气体有扰动效应, 但计算表明, 由于涡旋压缩机曲柄半径很小, 涡旋齿线速度不到泄漏气速的 1%, 所以可忽略扰动效应。模仿作为算例的压缩机的高压腔和低压腔加工了径向迷宫密封模型。

泄漏量测定试验流程如图 8 所示, 压缩腔模型的照片见图 9, 泄漏量测定试验台的照片见图 10。

图 8 径向泄漏量测定试验流程

图 9 径向迷宫密封的压缩腔模型

图 10 泄漏量测定试验台

测定方法为如下: 首先, 在微调阀 1 和微调阀 2 关闭的条件下, 利用空压机向空气储罐中充压, 利用真空泵将真空储罐抽真空到一定压力以便充罐顺畅; 然后, 利用高精度微调阀调节两模拟压缩腔的压力, 使其分别保持在给定曲柄转角对应的压缩机高压腔和低压腔的压力下。测出某一时间段内真空储罐中的压力升值, 便可折算出质量泄漏量

$$\dot{Q}_m = \frac{V_L \gamma}{RTt} (p_{a2} - p_{a1}) \quad (23)$$

式中 Q'_m ——质量泄漏量的测定值;
 V_L ——真空储罐的容积;
 T ——气体温度;
 γ ——空气相对分子质量;
 $\bar{R}$ ——摩尔气体常数;
 t ——泄漏时间;
 p_{a1} ——真空储罐压力初值;
 p_{a2} ——真空储罐压力终值。

4 对比分析

图 11 为用宏观能量法计算所得泄漏量和实测泄漏量与相邻压缩腔压差的关系曲线对比图。图 12 为用黏性流动理论计算所得泄漏量和实测泄漏量与相邻压缩腔压差的关系曲线对比图。图 13 为泄漏气体多变过程指数随相邻压缩腔压差变化的曲线图。

图 11 能量法计算所得泄漏量与实测泄漏量对比

图 12 黏性流动理论计算所得泄漏量与实测泄漏量对比

图 11~13 中, 相邻压缩腔压差是由压缩腔容积变化引起的。从图 11、图 12 中可见, 理论计算所得泄漏量与实测泄漏量均随相邻压缩腔压差的增大而增大。图 11 中, 用宏观能量法计算所得泄漏量-相邻压缩腔压差关系曲线的斜率为 0.73, 实测泄漏

图 13 多变过程指数随相邻压缩腔压差变化曲线

量-相邻压缩腔压差关系曲线的斜率为 0.95, 可见, 用能量法计算所得泄漏量随相邻压缩腔压差增大而增大的速率较实测泄漏量随相邻压缩腔压差增大而增大的速率小。导致这种结果的原因是, 迷宫槽总有一股气体的动能在未转化为热能之前直接进入下一个迷宫槽中了, 且随着相邻压缩腔压差的增大, 相邻迷宫槽间的压差增大, 由压能转化成的动能增大, 这种现象更加明显。另外, 总有一股泄漏气体紧贴涡旋盘底板直接进入最后一个迷宫齿后的腔体。用能量法计算泄漏量时, 未考虑上述两种流动形成的透气流, 认为泄漏气体的动能在迷宫槽中全部转化为热能了, 迷宫槽中的气体总是由速度为零的状态开始加速并进入下一个迷宫槽的。由图 12 可见, 当泄漏气体的多变过程指数 m 值取图 13 中的值时, 用黏性流动理论计算所得泄漏量和实测泄漏量吻合较好, 这进一步说明直通型迷宫密封中泄漏气体是由透气流与压差流形成的。由图 13 可见, m 值小于等熵指数且随相邻压缩腔压差的增大而减小, 原因是当迷宫密封前后的压差增大时, 各迷宫齿前后的压差增大, 每个迷宫槽中动能转化为热能的量随之增大, 泄漏气体在膨胀过程中吸热增多。

5 结论

- (1) 涡旋压缩机径向迷宫密封中的泄漏是由透气流与相邻迷宫槽间的压差流共同作用引起的。
- (2) 透气效应随相邻压缩腔压差的增大将更加明显, 即在相邻压缩腔压差较大的场合, 涡旋压缩机径向迷宫密封的性能会下降。
- (3) 由于用宏观能量法求解泄漏量时未考虑透气流的影响, 所得泄漏量的误差较大, 且泄漏量误差随着迷宫密封前后压差的增大而增大。
- (4) 用黏性流动理论计算径向迷宫密封泄漏量的优点在于同时考虑了透气流和迷宫齿前后的压差

流, 计算结果精确。

(5) 泄漏过程为膨胀吸热过程, 迷宫密封前后压差增大时, 动能转化为热能的量增大, 泄漏气体吸热增多, 泄漏气体的多变过程指数减小。

本研究探明了涡旋压缩机径向迷宫密封中泄漏气体的气动热力基本规律, 在一定程度上完善了迷宫密封理论, 并为优化设计迷宫式涡旋压缩机提供了理论依据。

参 考 文 献

- [1] 高艳. 涡旋压缩机研究概述[J]. 科技资讯, 2013(34): 87-88.
GAO Yan. Research summary of scroll compressor[J]. Science & Technology Information, 2013(34): 87-88.
- [2] 李超, 谢文君, 赵嫚. 不同载荷及结构对涡旋齿强度影响的有限元分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(6): 189-197.
LI Chao, XIE Wenjun, ZHAO Man. Finite element analysis of the influence of different loads and structures on the stress of the scroll wrap[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(6): 189-197.
- [3] 刘兴旺, 余建平, 齐学义, 等. 迷宫式涡旋齿和无迷宫涡旋齿切向密封性能对比[J]. 机械工程学报, 2010, 46(18): 183-188.
LIU Xingwang, YU Jianping, QI Xueyi, et al. Comparison between tangential sealing performances with and without labyrinth scroll wrap[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(18): 183-188.
- [4] 刘兴旺, 刘振全, 齐学义. 基于迷宫效应的涡旋齿的切向密封研究[J]. 中国机械工程, 2009, 20(20): 2411-2413.
LIU Xingwang, LIU Zhenquan, QI Xueyi. Research on scroll compressor's flank sealing structure based on labyrinth effect[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(20): 2411-2413.
- [5] 杨小龙, 李德才, 何新智, 等. 大间隙磁性液体与迷宫交替式组合密封的数值及试验研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(20): 175-179.
YANG Xiaolong, LI Decai, HE Xinzhi, et al. Numerical and experimental studies of alternative combined magnetic fluid and labyrinth seal with large gap[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(20): 175-179.
- [6] 李超, 张官正, 刘兴旺, 等. 涡旋压缩机径向迷宫密封迷宫槽的优化研究[J]. 流体机械, 2014, 42(11): 8-12.
LI Chao, ZHANG Guanzheng, LIU Xingwang, et al. Research on the optimization labyrinth groove of scroll compressor's radial labyrinth[J]. Fluid Machinery, 2014, 42(11): 8-12.
- [7] CHEN Rong, WANG Wen. Discussion on leaking characters in meso-scroll compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(6): 1433-1441.
- [8] 丁学俊, 肖国俊, 杨彦磊, 等. 迷宫密封齿型对密封流场与泄漏量的影响[J]. 华中科技大学学报, 2006, 34(7): 9-10.
DING Xuejun, XIAO Guojun, YANG Yanlei, et al. Influence of labyrinth seal teeth shape on sealed flow field and leakage[J]. J. Huazhong Univ. of Sci. & Tech., 2006, 34(7): 9-10.
- [9] 丁学俊, 杨彦磊, 黄来, 等. 直通式迷宫密封内可压缩流场的CFD数值模拟[J]. 流体机械, 2008, 36(6): 25-29.
DING Xuejun, YANG Yanlei, HUANG Lai, et al. Numerical simulation of compressible flow in straight through labyrinth seal by CFD[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(6): 25-29.
- [10] 刘兴旺, 赵嫚, 李超, 等. 涡旋压缩机的径向迷宫密封研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(21): 97-104.
LIU Xingwang, ZHAO Man, LI Chao, et al. Research on the radial labyrinth of scroll compressor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(21): 97-104.

作者简介: 刘兴旺, 男, 1970 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为气体压缩机械理论及应用。

E-mail: liuxw@lut.cn