单螺杆膨胀机内有机工质泄漏特性的数值研究

沈丽丽^{1,2,3},王 伟^{1,2,3},吴玉庭^{1,2,3},马重芳^{1,2,3}

(1.北京工业大学环境与能源工程学院,北京 100124; 2.传热强化与过程节能教育部重点实验室,北京 100124;3.传热与能源利用北京市重点实验室,北京 100124)

摘 要:为了研究单螺杆膨胀机内泄漏特性,建立单螺杆膨胀机热力学工作过程的数学模型和油气混合的两相泄漏模型,分析间隙高度对各泄漏通道泄漏量的影响,并比较3种有机工质R123、R134a、R245fa在不同转速和进气压力下对单螺杆膨胀机容积效率和泄漏量的影响.结果表明,9条泄漏通道中,螺杆与壳体之间的泄漏量占主要部分,其次是星轮与螺槽之间的泄漏量,星轮与壳体之间的泄漏量较小.增加转速和进气压力均可增大单螺杆膨胀机的容积效率.在相同的工况条件下,以R123为工质的单螺杆膨胀机容积利用率最高,其次是R245fa,R134a最低.

关键词:单螺杆膨胀机;泄漏量;容积效率;有机工质;数值研究
 中图分类号:TK 123
 文献标志码:A
 文章编号:0254-0037(2018)10-1340-07
 doi: 10.11936/bjutxb2017040019

Numerical Study of Leakage Characteristics of Organic Fluids in Single Screw Expander

SHEN Lili^{1,2,3}, WANG Wei^{1,2,3}, WU Yuting^{1,2,3}, MA Chongfang^{1,2,3}

(1. College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China;
2. Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer and Energy Conservation, Ministry of Education, Beijing 100124, China;
3. Key Laboratory of Heat Transfer and Energy Conversion, Beijing Municipality, Beijing 100124, China)

Abstract: In order to investigate the internal leakage characteristics of the expander, a mathematical model of the thermodynamic working process and a two-phase leakage model for gas-oil flow were established. The influence of clearance height on the leakage path of different leakage path was analyzed, and the influence of rotational speed and inlet pressure on the volumetric efficiency and leakage flow rate under three organic fluids (i. e. R123, R134 and R245fa) was compared. The results show that the leakage through the clearance gap between screw rotor and shell accounts for the most part, followed by the leakage through the clearance gap between screw groove and gate rotor, and the leakage through the clearance gap between screw groove and gate rotor, and the leakage through the rotational speed and shell is relatively small. The volumetric efficiency increases with the rotational speed and the inlet pressure. The volumetric efficiency of the single screw expander using the R123 as the working fluid is the best under the same working conditions, followed by R245fa and R134a. **Key words**: single screw expander; leakage rate; volumetric efficiency; organic fluids; numerical study

随着我国能源危机和环境问题的日益严峻,可

再生能源和各种节能技术的研究与应用受到广泛地

收稿日期: 2017-04-13

基金项目:国家"973"计划资助项目(2013CB228306);北京工业大学研究生科技基金资助项目(ykj-2016-00051)

作者简介: 沈丽丽(1991—), 女, 博士研究生, 主要从事可再生能源利用及先进环境能源理论与技术方面的研究, E-mail: shenlili@ emails. bjut. edu. cn

关注. 在各种节能技术中,工业余能的回收利用是 重要的技术领域. 其中,有机朗肯循环的低温工业 余热回收发电技术得到了高度重视和广泛研究^[1-3]. 单螺杆膨胀机作为一种新型的容积式膨胀机,具有 膨胀比高、受力平衡、振动小、嗓音低、寿命长、容积 效率高和适用压力范围广等多方面的优势^[4],有望 在有机朗肯循环的低温热能发电系统获得应用,为 节能环保贡献力量.

目前,国内外学者对单螺杆膨胀机进行了一些 性能分析和实验研究. Gusev 等^[5]分析了单螺杆膨 胀机有机朗肯循环与热源温度和质量流量的关系. 对常用于低温余热回收利用的两种有机工质 Solkatherm 和 R245fa 进行了测试. Ziviani 等^[6]对单 螺杆膨胀机进行了理论分析计算和实验研究,实验 测得转速在 3 000 r/min 时,绝热效率最大可达到 67%,理论模型与实验结果的质量流率和输出功率 的误差分布在 10% 和 15% 以内. Desideri 等^[7] 以 Solkatherm 为工质,对基于有机朗肯循环的单螺杆 膨胀机进行了性能测试,测得膨胀机最大等熵效率 和功率分别为 64.78% 和 7.8 kW. 北京工业大学传 热强化与过程节能教育部重点实验室开展单螺杆膨 胀机的研发和制造,并开展了一些单螺杆膨胀机性 能方面的理论分析和实验研究[8-14].然而,在单螺 杆膨胀机实际的工作过程中,存在多种不可逆损失, 其中,气体泄漏损失对机器的性能影响非常大. 目 前,虽然已经开展了单螺杆膨胀机的相关研究,但都 不能直接反映泄漏对膨胀机性能的影响.

由于单螺杆压缩机与单螺杆膨胀机具有结构的 相似性,前者内泄漏特性已经得到了较为详细的研 究,Bein 等^[15]和 Boblitt 等^[16]将一维绝热喷管模型 和达西公式分别用于计算单螺杆压缩机气体和油的 泄漏量.西安交通大学的研究者们^[17-19]从单螺杆压 缩机的结构出发,建立各个泄漏通道的理论泄漏模 型,分析泄漏对压缩机性能的影响,并通过实验进行 验证.Wang 等^[20]详细地研究了多列圆柱包络的单 螺杆制冷压缩机泄漏特性,建立了两相流的数学模 型,并与直线包络的单螺杆压缩机泄漏进行了比较. 然而,由于膨胀机和压缩机二者的实际工况相差很 大,因此,单螺杆压缩机的泄漏模型并不能简单地应 用于单螺杆膨胀机.

本文通过建立单螺杆膨胀机热力学工作过程的 数学模型和泄漏模型,采用多次分离求解的思想,应 用四阶龙格库塔法,并通过 MATLAB 软件求解该模 型.分析间隙高度对各泄漏通道泄漏量的影响,并 比较 3 种有机工质 R123、R134a、R245fa 在不同转 速和进气压力下对单螺杆膨胀机容积效率和泄漏量 的影响,为单螺杆膨胀机的性能优化提供理论指导.

1 单螺杆膨胀机的基本结构

单螺杆膨胀机主要由螺杆转子、星轮、机壳、主 轴以及轴承、轴封等零件构成.螺杆、星轮和机壳是 单螺杆膨胀机的主要部件.目前,最常用的是 CP 型,CP型单螺杆膨胀机由1个圆柱螺杆和2个对称 配置的平面星轮组成啮合副,如图1所示.标准 CP 型单螺杆膨胀机为六螺槽结构,由2个星轮将各螺 槽分隔成上、下2个空间,螺杆螺槽、机壳内壁和星 轮齿顶面构成封闭的基元容积,按照一定的相位差 实现周期性吸气、膨胀和排气过程^[21].



图 1 CP 型单螺杆膨胀机的啮合副结构 Fig. 1 Structure of meshing pair of CP single screw expander

螺杆螺槽、机壳内壁和星轮齿顶面构成封闭的 基元容积,由于三者之间存在相对运动关系,因此, 单螺杆膨胀机在工作过程中产生了9条泄漏通 道^[22],如图2所示.星轮齿顶与螺槽底面之间的间 隙为 L_1 ;星轮齿前、后侧与螺槽侧面之间的间隙为 L_2 、 L_4 ;星轮齿前、后侧,螺槽侧面及壳体围成的径向 泄漏孔为 L_3 、 L_5 ;星轮平面与壳体内壁面之间的间 隙为 L_6 ;螺槽前后侧外缘与壳体内壁面之间的间隙 为 L_7 、 L_8 ;螺槽进气端外缘与壳体内壁之间的间隙 为 L_9 .



2 热力学工作过程的数学模型

2.1 模型假设

单螺杆膨胀机工作时,基元容积会通过泄漏通 道与进气孔口、排气腔及其他螺槽的基元容积进行 质量交换,因此,该工作过程为变质量系统的热力学 过程.为了简化计算,需要忽略影响泄漏的次要因 素,抓住主要因素.本文研究的基本假设有以下 几点:

 1)各基元容积在相同的螺杆转子转角位置时, 其内的工质状态参数均相同.

2) 气体在膨胀机内的流动均为绝热稳定流动,

忽略气体的位能和动能,且工质与膨胀机螺杆、机体 等壁面间没有热交换,油、气之间也无热交换.

3) 排气腔比基元容积大得多,且其内气体无脉动,将排气腔按无限大处理,等于名义排气压力.

2.2 热力学工作过程模型

根据以上基本假设,通过变质量系统的质量守 恒方程、能量守恒,可以得出一组有关各热力学参数 的基本微分方程组,它适用于膨胀机的各工作过程. 通过热力学基本关系式化简得到基元容积内质量、 压力和温度变化率方程为

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}\theta} = \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{in}}}{\mathrm{d}\theta} + \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{out}}}{\mathrm{d}\theta} \tag{1}$$

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\theta} = \frac{\frac{1}{v} \left[\left(\frac{\partial}{\partial v} h \right)_{T} - \frac{\left(\frac{\partial}{\partial v} h \right)_{v} \left(\frac{\partial}{\partial p} \rho \right)_{T}}{\left(\frac{\partial}{\partial p} \rho \right)_{v}} \right] \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}\theta} - \frac{1}{V_{c}} \left[\sum \frac{\mathrm{d}m_{in}}{\mathrm{d}\theta} (h_{in} - h) - \frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}\theta} \right]}{1 - \frac{1}{v} \left(\frac{\partial}{\partial p} \rho \right)_{v}}$$
(2)

$$\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}\theta} = \frac{\frac{1}{v} \left[\left(\frac{\partial}{\partial v} h \right)_{T} - \left(\frac{\partial}{\partial v} p \right)_{T} \right] \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}\theta} - \frac{1}{V_{c}} \left[\sum_{v} \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{in}}}{\mathrm{d}\theta} (h_{\mathrm{in}} - h) - \frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}\theta} \right]}{\left(\frac{\partial}{\partial T} p \right)_{v} - \frac{1}{v} \left(\frac{\partial}{\partial T} h \right)_{v}}$$
(3)

2.3 泄漏模型

单螺杆膨胀机内主要泄漏通道的长度及泄漏通 道两壁面的曲率半径远远大于泄漏通道的间隙值, 可看作是狭长形通道内润滑油和有机工质气体的油 气混合物的层流流动^[23],其质量流量的表达式为

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{lea},i}}{\mathrm{d}\theta} = \alpha A_i \rho_{\mathrm{g}} u_{\mathrm{g}} \tag{4}$$

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{lea},\mathrm{l}}}{\mathrm{d}\theta} = (1 - \alpha)A_{i}\rho_{1}u_{1} \tag{5}$$

其中,泄漏通道内气体和油的速度为

$$u_{g} = \sqrt{2(h_{1} - h_{2})}$$
(6)
$$u_{1} = u_{g}/S$$
(7)

且滑移系数和空泡率的计算为

$$S = 0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_g}} + 0.4 \left(\frac{1}{X} - 1\right) \sqrt{1 + 0.4 \left(\frac{1}{X} - 1\right)}$$
(8)

$$\alpha = \frac{1}{1 + S\left(\frac{1}{X} - 1\right)\frac{\rho_g}{\rho_1}} \tag{9}$$

2.4 计算方法

单螺杆膨胀机基元容积内泄漏量的求解不仅与 热力学工作过程参数密切相关,而且单螺杆膨胀机 各个泄漏通道的泄漏均为实时进行,各通道之间也 存在耦合关系.本文采用多次分离求解的思想,应 用四阶龙格库塔法,并通过 MATLAB 仿真计算软件 求解该复杂问题.即:假定初始工作过程无泄漏,求 得的膨胀机热力学工作过程参数作为初值,以启动 迭代,直至迭代收敛.迭代收敛后,分离解既能反映 单螺杆膨胀机热力学工作过程参数对内泄漏的影 响,又能反映泄漏对膨胀机热力学工作过程参数的 影响.

2.5 容积效率

容积效率是评价容积式流体机械性能优劣的重要指标,反映膨胀机几何结构利用的完善程度.容积效率 η_v 是理论排气质量流量 m_t 和实际排气质量流量 m_t 的比值,即

$$\eta_{\rm v} = \frac{m_{\rm t}}{m_{\rm r}} \tag{10}$$

理论排气质量流量可采用进气状态参数获得, 模拟计算的实际排气质量流量由膨胀过程结束时螺 槽内工质的质量决定,表示为

$$m_{\rm t} = 2nz_1 V_{\rm in} \rho_{\rm s} \tag{11}$$

$$m_{\rm r} = 2nz_1 m_{\rm d} \tag{12}$$

式中:n为螺杆转速, $r/\min;z_1$ 为螺头数; V_{in} 为螺槽的最大进气容积, m^3 ; ρ_s 为进气状态气体密度,kg/ m^3 ; m_d 为膨胀终了基元容积内工质的质量.

3 计算结果分析

3.1 模型验证

直接测量每个泄漏通道的泄漏量难度很大,通

常可采用间接验证的方法来证明泄漏模型的可靠性 和准确性.本文数值模拟计算所得的容积效率与文 献[24]中给出的实验数据进行对比,单螺杆膨胀机 的基本结构参数如表1所示,有机工质为R123.当 膨胀比(进气压力与排气压力的比值)在3.8~8.5 范围内变化时,模拟计算的容积效率与实验值吻合 较好,最大误差为2.14%,如图3所示.因此,该泄 漏模型可用于分析各参数对单螺杆膨胀机泄漏特性 的影响.

表 1	单螺杆膨胀机基木结构参数
1X I	

Table 1	Basic s	structural	parameters	of single
	serow	ovnandor		

参数	数值
螺杆直径/mm	117
星轮直径/mm	117
中心矩/mm	93.6
星轮齿宽/mm	17. 1
进气角/(°)	28.7
进气容积/dm ³	0.0102
内容积比	4.85



3.2 间隙高度

图4 给出工质 R123 在转速为 3 000 r/min 时, 不同间隙高度对单螺杆膨胀机内各泄漏通道泄漏量 的影响.计算结果表明,当间隙高度相等时,各泄漏 通道平均泄漏量从大到小依次为 $m_8 > m_7 > m_{2+4} > m_9 > m_6 > m_1$ (需要指出的是由壳体、星轮和螺杆围 成的泄漏孔 L_3 和 L_5 ,其对应的泄漏量较小,本文在 间隙比较不同间隙值时,忽略泄漏量 m_{3+5}).主要 的泄漏为螺杆与壳体之间的泄漏,这是由于膨胀过 程中螺槽前后侧与壳体之间的泄漏线最长.若将螺 杆与壳体之间的间隙高度减小 20 μ m,如图 4 所示, 各通道的平均泄漏量均有明显的降低.由于在实际 的装配过程中,星轮齿与螺槽的啮合间隙相对于螺 杆与壳体的配合间隙可以装配得更紧凑,因此,后续 的研究所采用的泄漏通道间隙高度为星轮与螺槽之 间的间隙值 $\delta_1 = \delta_{2+4} = 40 \ \mu m$,星轮齿与壳体之间的 间隙 $\delta_6 = 50 \ \mu m$,螺杆与壳体之间的间隙 $\delta_7 = \delta_8 = \delta_9 = 60 \ \mu m$.



3.3 有机工质

选择常见的 3 种有机工质 R123、R134a、R245fa 作为单螺杆膨胀机内的工质,工质的基本参数如表 2 所示,由工质在 *T-S* 图(如图 5 所示)的饱和汽化线可 知,R134a 为湿流体,R123 和 R245fa 为干流体.

表 2 有机工质的基本参数 Table 2 Basic parameters of organic fluids

	•	0	
参数	R123	R245fa	R134a
临界温度/℃	183. 68	154.01	101.10
临界压力/MPa	3.66	3.65	4.07
沸点/℃	27.85	15.30	- 26. 10
臭氧消耗潜值	0.02	0.00	0.00
全球变暖潜值	93	820	1 300
安全性	B1	B1	A1

图 6 给出了单螺杆膨胀机在进气压力为 0.6 MPa、温度为 373 K、转速为 3 000 r/min 时,在膨胀过程中基元容积内 3 种有机工质的瞬时泄漏量随着螺杆转角的变化关系.可以看出,在同一螺杆转角下, R123 和 R245fa 的瞬时泄漏量的数值相差不大,在转角在 40~130°时,R123 和 R245fa 的瞬时泄漏量均大于 R134a 的泄漏量;在膨胀接近终了时,即转角在 130~150°时,R134a 的瞬时泄漏量高于 R123 和 R245fa.这是由于相同的进气状态下,R123 和

R245fa的密度大于 R134a的,使得泄漏的质量流量 也高于后者. 而膨胀接近终了时,由于 R134a 为湿 流体,两相流态使得其泄漏质量流量高于干流体 R123 和 R245fa的.



图 6 瞬时泄漏量随螺杆转角的变化关系

Fig. 6 Variation in the instant leakage rate with the screw rotor angle

3.4 转速

单螺杆膨胀机在进气压力为 0.6 MPa、温度为 373 K、转速在 2 000 ~4 000 r/min 变化时, 3 种不同 有机工质 R123、R134a、R245fa 的单螺杆膨胀机的 容积效率随转速的变化关系如图 7 所示. 从图中可 以看出,随着转速的不断增加,各工质单螺杆膨胀机 的容积效率均呈现递增的趋势,前半段增长缓慢,后 半段快速增长. 随着转速快速地增加,单螺杆膨胀 机的理论排气量也相应地增大,同时泄漏量减小 (如图 8 所示),且转速较高时,泄漏量占总排气量 的比重也减少,因而,容积效率不断增大. 相同进气 温度和进气压力的条件下,由于不同工质的密度和 黏度均有所不同,因此,理论排气量和泄漏质量流量 也不同.

在相同进气参数下,有机工质的密度由大到小 依次为 R123、R245fa、R134a,有机工质的黏度由小 到大依次为 R245fa、R123、R134a. 在相同进气参数 下,有机工质 R134a 的密度最小,黏度最大,故其泄 漏量最小,使得膨胀终了基元容积内的质量较大,实 际排气质量流量就较大. 与 R123 和 R245fa 相比, R134a 密度最小,理论质量排气流量最小,二者综合 作用使得容积效率最低. 因此,高转速下 R123 的容 积效率高于 R245fa 的,R134a 的容积效率最低. 实 际工况中,通过提高转速可以提高膨胀机的效率,但 是,由于转速增大后,摩擦功率也会增加,螺杆的受 力状况会较之低转速时加剧,轴承的磨损也会加剧.



Fig. 7 Variation in the volumetric efficiency with rotation speed



Fig. 8 Variation in the leakage rate with rotation speed

3.5 进气压力

图 9 和图 10 所示为 3 种不同有机工质 R123、 R134a、R245fa 的单螺杆膨胀机的容积效率和泄漏 量分别随进气压力的变化关系,膨胀机的进气压力 变化范围为 0.6~1.2 MPa.可以看出,随着进气压 力的升高,单螺杆膨胀机的容积效率呈现直线上升 的趋势.这是由于随着进气压力的增加,导致基元 容积内压力增加,排气压力会增大,泄漏量也逐渐增 大,进气压力增加的同时,使得进气工质的密度增 加,因此,理论排气量也相应增大,但是相对于内泄 漏量的增量,理论排气量增加较小,故二者作用后, 容积效率随着进气压力的增加缓慢增大.同一进气 压力下,容积效率和泄漏量由大到小依次为 R123、 R245fa、R134a,这是由于工质的密度和黏度的不同 而引起的,密度越大,理论排气量和泄漏量越大,黏 度越大,泄漏量越小,二者共同作用使得容积效率越 大.比较3种有机工质,R123的容积效率最高.



图 9 容积效率随进气压力的变化关系

Fig. 9 Variation in the volumetric efficiency with inlet pressure



图 10 泄漏量随进气压力的变化关系

Fig. 10 Variation in the leakage rate with inlet pressure

4 结论

通过质量和能量守恒原理建立单螺杆膨胀机热 力学工作过程的数学模型和油气混合物的两相流泄 漏模型,采用四阶龙格库塔法,并通过 MATLAB 软 件求解该模型.

 1)9条泄漏通道中,螺杆与壳体之间的泄漏量 占主要部分,其次是星轮与螺槽之间的泄漏量,星轮 与壳体之间的泄漏量较小.当间隙高度相等时,各 泄漏通道的平均泄漏量从大到小依次为 m₈ > m₇ > m₂ + m₄ > m₉ > m₆ > m₁.

2)提高转速和进气压力均可以提高单螺杆膨胀机的容积效率,且在单螺杆膨胀机中,干工质比湿工质的容积利用效率更高.其中,高转速下,以 R123为工质的单螺杆膨胀机容积利用率最高,其次

是 R245fa, R134a 最低.

参考文献:

- YARI M. Exergetic analysis of various types of geothermal power plants [J]. Renewable Energy, 2010, 35: 112-121.
- [2] BORSUKIEWICZ-GOZDUR A. Dual-fluid-hybrid power plant co-powered by low-temperature geothermal water[J]. Geothermics, 2010, 39: 170-176.
- [3] 顾伟,翁一武,曹广益,等. 低温热能发电的研究现状和发展趋势[J]. 热能动力工程,2007,22(2):115-119.
 GUW, WENGYW, CAOGY, et al. Research status and development trend of low-temperature thermal power [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and
- [4] 刘林顶. 单螺杆膨胀机及其有机朗肯循环系统研究
 [D]. 北京:北京工业大学, 2010.
 LIU L D. Research on the single screw expander and organic Rankine cycle system [D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2010. (in Chinese)

Power, 2007, 22(2): 115-119. (in Chinese)

- [5] GUSEV S, ZIVIANI D, BELL I H, et al. Experimental comparison of working fluids for organic rankine cycle with single-screw expander [C] // 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. West Lafayette: Purdue University, 2014: 1-10.
- [6] ZIVIANI D, BELL I H, BROEK M V D, et al. Comprehensive model of a single screw expander for ORCsystems [C] // 22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette: Purdue University, 2014: 1-10.
- [7] DESIDERI A, MARTIJN V D B, GUSEV S, et al. Experimental campaign and modeling of a low-capacity waste heat recovery system based on a single screw expander[C] //22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette: Purdue University, 2014: 1-10.
- [8] WANG W, WU Y T, MA C F, et al. Experimental study on the performance of single screw expanders by gap adjustment[J]. Energy, 2013, 62: 379-384.
- [9] HE W, WU Y T, PENG Y H, et al. Influence of intake pressure on the performance of single screw expander working with compressed air [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51: 662-669.
- [10] LU Y W, HE W, WU Y T, et al. Performance study on compressed air refrigeration system based on single screw expander[J]. Energy, 2013, 55: 762-768.
- [11] WANG W, WU Y T, MA C F, et al. Preliminary

experimental study of single screw expander prototype [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31: 3684-3688.

- [12] 刘一萩. 单螺杆膨胀机输出扭矩的理论分析及其性能 指标的研究探索[D]. 北京:北京工业大学,2015.
 LIU Y D. Theoretical study on output torque of single screw expander and analysis of performance evaluation parameters [D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2015. (in Chinese)
- [13] 张业强. 基于单螺杆膨胀机的有机朗肯循环系统性能 研究[D]. 北京:北京工业大学,2015.
 ZHANG Y Q. Study on the performance of ORC system with a single-screw expander [D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2015. (in Chinese)
- [14] 李国强,吴玉庭,赵英昆,等.高压单螺杆膨胀机初步性能试验[J].北京工业大学学报,2018,44(6):926-932.

LI G Q, WU Y T, ZHAO Y K, et al. Preliminary performance study of high pressure single screw expander [J]. Journal of University of Technology, 2018, 44(6): 926-932. (in Chinese)

- [15] BEIN T W, HAMILTON J F. Computer modeling of an oil flooded single screw air compressor [C] // Proceedings of Purdue Compressor Technology Conference at Purdue. West Lafayette: Purdue University, 1982: 127-134.
- [16] BOBLITT W W, MOORE J. Computer modeling of single-screw oil-flooded refrigerant compressor [C] // International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette: Purdue University, 1984: 550-56.
- [17] 金光熹,林强. 单螺杆压缩机的泄漏通道和泄漏量计 算[J]. 流体工程, 1986(1): 19-24.
 JIN G X, LIN Q. Calculation of leakage path and leakage rate in single screw compressor[J]. Fluids Engineering, 1986(1): 19-24. (in Chinese)
- [18] 李红旗,金光熹,吴业正.喷油单螺杆压缩机的泄漏 分析与计算[J].流体工程,1993(8):14-18.

LI H Q, JIN G X, WU Y Z. Analysis and calculation of leakage in oil-injected single screw compressor [J]. Fluids Engineering, 1993(8): 14-18. (in Chinese)

- [19] 吴建华,金光熹,束鹏程.单螺杆压缩机内部泄漏及 其对性能影响的研究[J].西安交通大学学报,1996, 30(4):66-71.
 WUJH, JINGX, SHUPC. Investigation of internal leakage in a single screw compressor and its influence on the performance[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University,
- 1996, 30(4): 66-71. (in Chinese)
 [20] WANG Z L, LIU Z, WU W F, et al. Research of leakage characteristics of single screw refrigeration compressors with the multicolumn envelope meshing pair
 [J]. International Journal of Refrigeration, 2015(49): 1-10.
- [21] 熊则男, 乔宗亮. 回转式压缩机与泵——共轭件啮合动态测试[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.
- [22] 沈丽丽,王伟,吴玉庭. 单螺杆膨胀机泄漏通道长度 变化规律的理论分析[J]. 机械工程学报,2015,51 (24):126-131.
 SHEN L L, WANG W, WU Y T. Theoretical analysis of variation of leakage path in single screw expander [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(24):126-131. (in Chinese)
- [23] 邢子文,彭学院,束鹏程. R134a 螺杆制冷压缩机的 泄漏特性研究[J]. 制冷学报,2000(4):23-28.
 XING Z W, PENG X Y, SHU P C. Study of leakage characteristics in twin screw compressor with refrigerant R134a[J]. Journal of Refrigeration, 2000(4):23-28. (in Chinese)
- [24] LEI B, WANG W, WU Y T, et al. Development and experimental study on a single screw expander integrated into an Organic Rankine Cycle[J]. Energy, 2016, 116: 43-52.

(责任编辑 张 蕾)