文章编号:0253 - 4339(2015) 05 - 0016 - 07 doi:10.3969/j.issn.0253 - 4339.2015.05.016

# 跨临界二氧化碳压缩机热力性能仿真与分析

胡健1,2 张春路1

(1 同济大学 机械与能源工程学院 制冷与低温工程研究所 上海 201804;2 开利中国研发中心 上海 201206)

**摘 要** 针对跨临界二氧化碳半封闭式往复式活塞压缩机建立了一个通用数学模型,既包括热力学模块,也包括机械模块。热 力学模块主要描述气缸内部的气体压缩过程。机械模块包括运动学模型和曲轴连杆机构模型,考虑了轴承上的功耗损失。采用 一台压缩机样机对模型进行了不同运行工况下的实验验证,结果显示压缩机流量和耗功的最大误差分别不超过 5% 和 8%。通 过仿真分析了变结构和变工况条件下的压缩机性能,结果表明:在不同的运行工况下,存在最佳缸径行程比;容积效率和等熵效 率都随着转速的增加而下降;吸排气阀门内径存在最佳值;对于容积效率的影响,吸气阀间隙比排气阀间隙更大,活塞与汽缸间 隙比活塞环与汽缸间隙更大。

关键词 跨临界二氧化碳;往复式压缩机;模型;仿真;分析 中图分类号:TB652;TP391.9;TB61<sup>+</sup>2

# Modeling and Analysis of Trans-critical CO<sub>2</sub> Reciprocating Compressor

文献标识码: A

Hu Jian<sup>1,2</sup> Zhang Chunlu<sup>1</sup>

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai, 201804, China;2. China R&D Center, Carrier Corporation, Shanghai, 201206, China)

**Abstract** A comprehensive physics-based model for a semi-hermetic  $CO_2$  reciprocating compressor is presented. The model is composed of two major sub modules, the thermal module and the mechanical module. The thermal module is used to simulate the vapor compression process inside the cylinder, while the mechanical module is to simulate the frictional loss happened in the bearing connected to the cylinder. Extensive experimental validation of the compressor model were carried out for a  $CO_2$  prototype compressor under different operating conditions. The maximum deviations of mass flow rate and power consumption are within 3% and 8%, respectively. Furthermore, parametric study was conducted to investigate the compressor performance as a function of the stroke-to-bore ratio and the gap between cylinder and piston under different operating conditions. The results indicated that there is an optimal stroke-to-bore ratio under different operating conditions. Both volumetric efficiency and isentropic efficiency fall with the increasing compressor speed. There are optimal diameters for suction and discharge valves. On the volumetric efficiency, the gap between suction valve and valve seat has heavier impact than the gap between cylinder and cylinder ring. The analysis would help further improvement on the compressor design.

Keywords trans-critical CO2; reciprocating compressor; model; simulation; analysis

压缩机是蒸气压缩式制冷和热泵系统的心脏,对 于系统性能的影响也大于其他部件。往复式活塞压 缩机压力范围广,热效率高,适应性强,应用范围广 泛。近年来,活塞压缩机在跨临界二氧化碳制冷或热 泵系统中得到了广泛应用<sup>[1-3]</sup>。

往复式活塞压缩机的运行过程既有传热流动过 程,又有复杂的机械运动,基于实验研究完成压缩机 优化设计的难度大、费用高。相比之下,采用计算机 建模仿真为主、实验验证为辅的设计方法成本较低, 效率也更高。国内外很多研究者对往复式活塞压缩 机进行了建模仿真研究<sup>[4-5]</sup>,总体上可分为三类模型:第一类是基于效率关联式的模型<sup>[5-9]</sup>。这类模型 通常采用集中参数法,基于能量、质量守恒和实验获 得的容积效率关联式,对活塞压缩机的热力学性能进 行模拟。这类模型只能应用于特定的压缩机,无法简 单推广到其它型号压缩机。第二类模型是基于压缩 机的动态工作过程建立数学方程,对压缩机气缸内部 的能量守恒方程、质量守恒、以及曲轴转动和吸排气 阀片的运动方程进行联立求解<sup>[10-13]</sup>。不仅可以研究 活塞压缩机的宏观特性,而且可以揭示单独过程和现

收稿日期:2015年3月16日

象的物理本质,例如进排气过程的动力特性、气体在 气缸中的热交换特性、气体的泄漏特性等。为了简化 计算、提高模型稳定性,对各状态参数的计算依然采 用集中参数模型,即假设在一个时间步长内,气缸内 制冷剂气体为均匀状态。第三类模型运用计算流体 动力学(CFD)方法,对压缩机内部气体流动的速度 场,压力场和温度场进行详细的数值模拟<sup>[14]</sup>。这类 模型求解复杂、计算耗时,但能更深刻地揭示压缩机 工作机理,能够模拟制冷剂气体流经内部各管道和吸 排气阀门的气流脉动,还可以对气缸内部的不稳定热 交换等各种复杂的物理现象进行模拟和预测。总体 上看,第一类模型计算简单,稳定性好,适用于制冷系 统仿真:第二和第三类模型适用于压缩机的设计计 算。综合通用性、计算成本和与实验的配合度等实际 因素,第二类模型是目前首选的压缩机仿真设计用 模型。

目前,国内外使用第二类模型针对跨临界二氧化 碳往复式活塞压缩机仿真设计的研究还非常少见。 本文在综合前人对于非二氧化碳压缩机建模工作的 基础上,建立了包括热力学模块和机械模块在内的跨 临界二氧化碳压缩机模型。热力学模块主要描述气 缸内部的气体压缩过程。机械模块包括运动学模型 和曲轴连杆机构模型,考虑了轴承上的功耗损失。通 过实验验证了该模型的精度。在此基础上,重点仿真 分析了变结构和变工况条件下的压缩机性能,并由此 对压缩机的优化设计进行讨论。

# 1 压缩机模型

压缩机模型采用模块化设计,将往复式压缩机的 实际循环分解为若干个子过程。这样做,一方面可以 适应不同的压缩机结构,同时也便于程序调试。主体 上包括热力性能模块和机械性能模块。其中,热力性 能模块包括气缸模型、中间冷却器模型、曲轴箱模型 等。机械模块包括曲轴连杆模型、轴承效率计算模型 和电机模型等。特别地,气缸模型和轴承效率模型采 用基于实际物理过程的动态集中参数模型。对主要 过程及部件模型说明如下,更为详尽的模型及求解方 法可以参考文献[15]。

# 1.1 压缩过程

首先将一个完整的压缩过程划分成若干时间步 长,然后在每一步长内计算气缸内部制冷剂温度,压 力和比容随曲轴旋转角度的变化规律。采用 Runge-Kutta 四阶方法计算每一时间步长内气缸的输气量, 制冷剂排气温度和功耗,然后对每一步长的计算结果 积分获得一个完整旋转周期内的输气量和功耗。由 于这是一个周期性问题,所以从一个假定的初始条件 开始(不需要很精确),经过3~4个周期计算,即可 得到与初始条件无关的解,收敛判据为前后两个计算 周期的输气量及功耗的相对偏差小于0.1%。主要 计算方程:

气缸内部制冷剂气体比容:

$$=\frac{V_{\rm c}}{m_{\rm c}}\tag{1}$$

式中: $V_e$ 为气缸内容积,  $m^3$ ; $m_e$ 为气缸内制冷剂 质量, kg。

在某特定活塞位移下,气缸内容积:

$$V_{\rm c} = A_{\rm p} x + V_0 \tag{2}$$

式中: $A_p$ 为气缸截面积,  $m^2$ ; $V_0$ 为气缸的余隙容积,  $m^3$ 。

求导可得:

 $v_{\rm c}$ 

$$\frac{lv_c}{dt} = \frac{A_p}{m_c}\frac{dx}{dt} - \frac{A_px + V_0}{m_c^2}\frac{dm_c}{dt}$$
(3)

根据能量方程,可得气缸内气体温度:

$$\frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}Q}{m_{\mathrm{c}}c_{\mathrm{v}}\mathrm{d}t} - \frac{ZRT}{c_{\mathrm{v}}V} - \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t}$$
(4)

式中:dQ/dt为气缸内制冷剂气体与气缸壁之间的传热速率,W/s;Z为压缩因子, $dV_e/dt$ 为气缸内部容积的变化率, $m^3/s$ ; $c_e$ 为气体的定容比热, $kJ/(kg\cdot K)$ 。

# 1.2 气阀模型

气阀是往复式压缩机的重要部件之一,它控制着 压缩机的吸气、压缩、排气和膨胀四个过程。活塞式 压缩机所使用的气阀都是受阀片两侧气体压力差控 制而自行启闭的自动阀。对气阀建立一维、单自由度 模型。以排气阀为例,当排气腔内部压力高于排气压 力时,排气阀打开。阀片的位移:

$$y = (p - p_{\rm d}) \frac{\pi d^2}{4} \frac{1}{k}$$
(5)

式中:d为排气腔直径, m;p为排气腔体内部压力, Pa; $p_d$ 为排气压力, Pa;k为阀门的弹性系数, N/m; $\pi$ 为圆周率。

阀片的有效流通区域:

$$A_{\rm d} = y\pi$$
 (6)  
流过阀片的制冷剂质量流量:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{d}}}{\mathrm{d}t} = C_{\mathrm{flow}}A_{\mathrm{d}}p \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)RT}} \sqrt{\left(\frac{p_{\mathrm{d}}}{p}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{\mathrm{d}}}{p}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}$$
(7)

式中: κ 为气体绝热指数; R 为气体常数, J/(mol·K); C<sub>flow</sub> 是流量修正因子,对于吸气和排气 过程,分别取 0.58 和 0.6。

# 1.3 泄漏模型

对于活塞式制冷压缩机,影响输气量的泄露发生 在活塞、活塞环和气缸壁面以及吸排气密封面的不严 密处。采用下面的公式计算流过活塞环的制冷剂泄 漏量<sup>[15]</sup>。

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{l}}}{\mathrm{d}t} = C_{\mathrm{flow}} A_{\mathrm{gap}} p_{\mathrm{u}} \sqrt{\frac{2\kappa}{ZRT_{\mathrm{u}}(\kappa-1)} \left[ \left(\frac{p_{\mathrm{d}}}{p_{\mathrm{u}}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{\mathrm{d}}}{p_{\mathrm{u}}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]},$$

$$\frac{p_{\rm d}}{p_{\rm u}} > 0.54 \tag{8}$$

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{l}}}{\mathrm{d}t} = C_{\mathrm{flow}} A_{\mathrm{gap}} p_{\mathrm{u}} \sqrt{\frac{\kappa}{ZRT_{\mathrm{u}}} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}, \frac{p_{\mathrm{d}}}{p_{\mathrm{u}}} < 0.54$$
(9)

式中:流量系数 C<sub>flow</sub>取 0.86。

## 1.4 曲轴连杆模型

为了从物理上考察不同的气缸排布方式对轴承 效率的影响,建立基于物理的曲轴连杆模型,基本方 程如下。

首先,在每一个气缸上建立受力分析坐标(如图 1 所示),作用在气缸上的力 *F*,分解为两个力,即惯性力和气体力。气体力的计算公式为:

$$F_{\rm p} = (p_{\rm c} - p_{\rm b}) \frac{\pi}{4} D^2 \tag{10}$$

式中: $F_p$ 为作用在活塞上的气体力,N; $p_c$ 为气缸 内部压力,Pa; $p_b$ 是曲轴箱内部压力,Pa。



# 图 1 曲轴系统示意图 Fig. 1 Schematic of crank shaft system

活塞在某一曲轴角度[16].

$$a = r\omega^{2} \left[ \cos\theta + \frac{\lambda \cos 2\theta}{\sqrt{1 - \lambda^{2} \sin^{2} \theta}} + \frac{1}{4} \frac{\lambda^{3} \sin^{2} 2\theta}{\left(1 - \lambda^{2} \sin^{2} \theta\right)^{\frac{3}{2}}} \right]$$
(11)

活塞运动加速度:

$$a = r\omega^2 (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) \tag{12}$$

$$F_{\rm rod} = F/\cos\varphi = F \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}}$$
(13)

$$\Gamma = F_{\rm rod} r \sin(\theta + \varphi) = F r \sin(\theta + \varphi) / \cos\varphi \qquad (14)$$
- 18 -

作用在曲轴轴承上的力可以分为两个方向:

X 方向: 
$$F_{\rm cb,x} = \frac{F_{\rm p}}{\cos\beta}\cos\beta = F_{\rm p}$$
 (15)

$$Y \dot{\mathcal{T}} \dot{\square} : F_{cb,y} = \frac{F_{p}}{\cos\beta} \sin\beta = F_{p} \tan\beta \qquad (16)$$

# 1.5 曲轴箱模型

该模型考虑来自电机,轴承以及环境散热对吸入 制冷剂的状态影响。

能量方程:

$$h_{\rm cyl,suc} = (m_{\rm tube,suc} h_{\rm tube,suc} + m_1 h_1) / (m_{\rm suc,tube} + m_1)$$
(17)

动量方程:
$$p_{\text{suc,out}} = p_{\text{suc,tube}}$$
 (18)

连续性方程:
$$m_{\text{suc,cyl}} = m_{\text{suc,tube}} + m_1$$
 (19)

式中: m<sub>tube,suc</sub> 为从压缩机吸气管进入曲轴箱的 制冷剂质量流量,kg/s; m<sub>1</sub> 为压缩过程中从气缸泄漏 到曲轴箱的制冷剂流量,kg/s; m<sub>suc,eyl</sub> 为进入气缸的 制冷剂质量流量,kg/s。

# 1.6 电机模型

采用基于电机效率( $\eta_{motor}$ )曲线计算电机功耗的方法。通过曲轴连杆模型已经计算出由电机传到 压缩机主轴上的功率  $W_{shaft}$ ,整个压缩机消耗的电功 率为:

$$P = W_{\rm shaft} / \eta_{\rm motor} \tag{20}$$

# 2 模型验证与参数分析

# 2.1 模型验证

实验在企业的 CO<sub>2</sub> 压缩机专用测试台架上完成。测试对象为按上述模型仿真设计的一台半封闭 式活塞压缩机样机。测试台使用的热电偶、压力传感 器、质量流量计、体积流量计、功率计的测量精度分别 为 0.05 K, 0.25%, 0.5%, 0.5% 和 1%。实验台架 及测量方法的详细介绍可参阅作者之前的工作<sup>[15]</sup>。

模型计算结果与实验数据对比如图 2 和图 3 所示,流量和功耗与实验结果的偏差分别在 ± 8% 和 ± 5% 以内。二氧化碳压缩机的排气管存在气流脉动现象,因问题复杂且目前的实验条件无法准确测量,在模型中没有考虑,这可能是流量和功耗存在误差的主要原因。此外,模型中采用的文献经验公式对仿真精度也有一定影响,同样受限于实验条件,无法进行局部的精度验证或改进。另一方面,相比于文献模型对于非 CO<sub>2</sub> 压缩机性能的仿真精度(误差通常在 ± 10% 以内),本文模型的仿真精度在同类模型中是可比的,可用于压缩机的初步设计。

# 2.2 参数分析

采用上述模型,仿真研究了某单级压缩机性能在



Fig. 2 Comparison of predicted and measured





图 3 压缩机耗功仿真与实验结果对比 Fig. 3 Comparison of predicted and measured power consumptions

变工况和变结构参数下的变化规律。选择压缩机的 两个关键性能指标容积效率和等熵效率作为设计目 标,针对压缩机的几个主要设计参数(缸径行程比, 吸排气阀门内径)进行参数分析。

图 4 和图 5 反映了缸径行程比(即压缩机的曲 轴直径与压缩机气缸直径的比值)对压缩机性能的 影响。计算过程中保持压缩机气缸体积不变。从仿 真结果可知,在相同运行工况下,当缸径行程比增大 时,容积效率随之增大,而等熵效率随之下降。这主 要是因为缸径行程比较高时泄漏较小、排气量增加; 另一方面,当行程较长时,活塞与气缸壁之间的不可 逆损失较大,耗功增加。因此,缸径行程比的选择要 综合考虑这两方面的因素。同时也可以看出,在不同 的运行工况下,最佳缸径行程比是不同的。因此,从 设计的角度讲,只有事先对二氧化碳压缩机的运行工 况范围有准确的估计,才能根据热力性能和结构设计 的综合考量,获得优化的气缸结构参数。



图 4 容积效率随缸径行程比和蒸发温度的变化

Fig. 4 Volumetric efficiency at different stroke-to-bore ratio and evaporating temperature





图 6 和图 7 反映了电机转速对压缩机性能的影 响。从结果看,容积效率和等熵效率都随着转速的增 加而下降。这主要是因为气缸中的过压缩和排气阀 门的压差脉动在高速工况下会变得更大。同时,较高 的电机转速意味着较大的吸排气阀门运动速度,阀门 的制冷剂流动已经接近壅塞,即流量已经接近定值。 而且,对于高压和行程排量小的二氧化碳压缩机来 说,阀门间隙即使非常小,阀门的泄漏影响仍相当大, 特别是当阀门的运动速度增大时,其泄漏对于容积效 率的影响更加突出。这也说明对于二氧化碳这种工 作压力高而吸排气压比较小的压缩机,采用较高的转 速必然要求减小吸排气阀处的泄漏,这对制造工艺水 平提出了更高的要求。

图 8~图 11 反映了吸排气阀门内径对压缩机性 能的影响。无论是容积效率还是等熵效率,偏小的吸



图 6 容积效率随电机转速和蒸发温度的变化

Fig. 6 Volumetric efficiency at different rotational speed and evaporating temperature





排气阀门内径都会导致效率值的显著下降。当阀门 内径大过一定值后,对效率的影响就会明显减弱,但 过大的阀门内径也会导致效率有所下降。从设计的 角度讲,只有当阀门内径超过某一范围后,压缩机排 气量才能达到设计值。为了避免较大的阀门内径导 致效率下降,一个做法是增加吸排气口数量,但是较 多的孔隙数,又会对阀座的可靠性和稳定性造成一定 的影响。

最后是关于泄漏的讨论。泄漏对压缩机性能影响显著,特别是对于二氧化碳这种工作压力较高的工质。二氧化碳活塞式压缩机造成泄漏的主要原因是 压缩机活塞和气缸,吸排气阀片和阀片基座都存在缝隙。从产品设计的角度,受到机械制造水平和制造成 本的限制,不能无限制地减少缝隙。因此,设计时需 要对造成压缩机泄漏的各个因素进行敏感性分析,确 定各个设计参数允许的波动范围,从而确定哪一部分 对系统性能影响较小,可以接受较大的容差,哪一部 分对性能敏感,对容差要求较高。

二氧化碳活塞式压缩机的泄漏主要由以下几个 - 20 ---



图 8 容积效率随排气阀门直径和蒸发温度的变化 Fig. 8 Volumetric efficiency at different diameter of discharge valve and evaporating temperature



图 9 等熵效率随排气阀门直径和蒸发温度的变化

Fig. 9 Isentropic efficiency at different diameter of discharge valve and evaporating temperature





部分构成:1)排气阀阀片与排气阀基座之间的泄漏; 2)吸气阀阀片与吸气阀底座之间的泄漏;3)压缩机 气缸与活塞环之间的缝隙;4)压缩机气缸与活塞之 间的泄漏。下面分别对这四个因素进行敏感性分析。

从图 12 可以看出,随着阀片与阀片底座之间间 隙的增长,容积效率降低,从大约 87% 降低至 81%。 但是吸排气阀间隙影响容积效率的程度是不同的,吸 气阀的影响更大。图 13 是容积效率分别随活塞与 汽缸间隙、活塞环与汽缸间隙变化的数值仿真结果。 当活塞与汽缸间隙小于 0.13 mm 时,对容积效率影 响较大。当活塞环与汽缸间隙小于 0.10 mm 时,对 容积效率影响较大。相比之下,活塞与汽缸间隙对于 容积效率的影响更大一些。













# 3 结论

建立了一个适用于二氧化碳往复式压缩机设计 的通用模型。通过实验验证了模型,对流量和耗功的 预测误差分别在分别5%和8%以内。

基于模型对二氧化碳压缩机的各个关键设计参数进行参数仿真分析,揭示了压缩机的主要设计参数 (几何参数、电机转速、阀门、泄漏间隙、运行工况)对 压缩机的关键性能指标容积效率和等熵效率的影响。 结果表明:在不同的运行工况下,存在最佳缸径行程 比;容积效率和等熵效率都随着转速的增加而下降; 吸排气阀门内径存在最佳值;吸气阀间隙比排气阀间 隙对容积效率的影响更大,而活塞与汽缸的间隙对于 容积效率的影响大于活塞环与汽缸的间隙。

本文研究对于二氧化碳活塞式压缩机设计有一 定的参考价值。

### 参考文献

- Bansal P. A review-status of CO<sub>2</sub> as a low temperature refrigerant: fundamentals and R&D opportunities [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 41(1): 18-29.
- [2] Austin B T, Sumathy K. Transcritical carbon dioxide heat pump systems: a review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(8): 4013-4029.
- [3] Pearson A. Carbon dioxide-new uses for an old refrigerant
   [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(8): 1140-1148.
- [4] Ribas F A, Deschamps C J, Fagotti F, et al. Thermal analysis of reciprocating compressors-a critical review
   [C]// International Compressor Engineering Conference.
   Purdue University, West Lafayette, USA, 2008.
- [5] Rasmussen B D, Jakobsen A. Review of compressor models and performance characterizing variables [C]// Fifteenth International Compressor Engineering Conferrence. Purdue University, West Lafayette, USA, 2000.
- [6] Rasmussen B D. Variable speed hermetic reciprocating compressors for domestic refrigerators [D]. Denmark: Technical University of Denmark, 1997.
- [7] Pandeya P, Soedel W. A generalized approach toward compressor performance analysis [C]// Compressor Technology Conference. Purdue University, West Lafayette, USA, 1978.
- [8] Singh P J. A digital reciprocating compressor simulation program including suction and discharge piping [C]// International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, USA, 1984.

(下转第29页)

with flow regime transition [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2002, 26(5): 473-485.

### 通信作者简介

李俊明, 男, 博士, 教授, 清华大学热能工程系, (010) 62771001, E-mail: lijm@mail.tsinghua.edu.cn。研究方向:微 细流动与传热, 空调制冷系统可再生能源利用与节能。

### (上接第21页)

- [9] 杨洋. 一个简单实用的压缩机压缩过程数学模型的建立[J]. 北京建筑工程学院学报, 1999, 15(2): 6-13.
  (Yang Yang. A simple and practical compressor mathematical model [J]. Journal of Beijing Institute of Civil Engineering and Architecture, 1999, 15(2): 6-13.)
- [10] Pérez-Segarra C D, Rigola J, Oliva A. Modeling and numerical simulation of the thermal and fluid dynamic behavior of hermetic reciprocating compressors. part I: theoretical basis [J]. HVAC&R Research, 2003, 9(2): 215-236.
- [11] Pandeya P, Soedel W. A generalized approach toward compressor performance analysis [C]// Compressor Technology Conference. Purdue University, USA, 1978.
- [12] Morel T, Keribar R. Comprehensive model of a reciprocating compressor applicable to component design issues [C] // International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, USA, 1988.
- [13] 吴业正. 往复式压缩机数学模型及应用[M]. 西安: 西 安交通大学出版社, 1989:1-309.
- [14] Birari Y V, Gosavi S S, Jorwekar P P. Use of CFD in design and development of R404A reciprocating compressor

#### About the corresponding author

Li Junming, male, Ph. D., professor, Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, + 86 10-62771001, E-mail: lijm @ mail.tsinghua.edu.cn. Research fields: flow and heat transfer in micro and mini channels, renewable energy application and energy conservation in air conditioning and refrigeration engineering.

[C]// International Compressor Engineering Conference. Purdue University, West Lafayette, USA, 2006.

- [15] Hu J, Yang L, Shao L L, et al. Generic network modeling of reciprocating compressors [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 45(1): 107-119.
- [16] 林梅, 孙嗣莹. 活塞式压缩机设计[M]. 北京: 机械工 业出版社, 1987:1-245.

### 通信作者简介

张春路,男,教授,制冷与低温工程研究所所长,同济大学机械 与能源工程学院,13671825133,E-mail:chunlu.zhang@gmail. com。研究方向:制冷空调系统仿真、优化与控制;先进制冷 系统。

### About the corresponding author

Zhang Chunlu, male, professor, Director of Institute of Refrigeration and Cryogenics, School of Mechanical Engineering, Tongji University, + 86 13671825133, E-mail: chunlu. zhang@gmail. com. Research fields: refrigeration and air-conditioning system modeling, optimization and control; advanced refrigeration systems.