

文章编号:0253 – 4339(2017) 03 – 0007 – 06
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2017. 03. 007

大功率 CO₂ 压缩机运行效率的实验研究

韩 毅¹ 吴静怡¹ Hafner Armin²

(1 上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240;2 挪威科技大学 特隆赫姆 7049)

摘 要 本文在不同压力和转速工况下,对一台由挪威科技大学与 Sintef 联合研发的 100 kW 大功率单级活塞式 CO₂ 制冷压缩机进行了实验测试,得出压缩机效率、容积效率以及油循环率随压缩比和转速的变化曲线,以及效率最优时各参数的范围。结果表明:当压缩比为 2.1、转速为 2 500 r/min 时,油循环率达到最大值 2.84%;当压缩比为 1.88,转速为 1 000 r/min 时,容积效率达到最大值 85.8%;当压缩比为 1.5~2.5,转速约为 1 500 r/min 时,压缩机效率最优;当转速为 1 500 r/min,压缩比为 2.0 时,可达到最大值 79.1%。针对压缩机效率的实验数据进行了数学拟合,并与两台同类压缩机的产品效率作对比分析,结果表明:大功率压缩机当压缩比为 1.5~3.2 时的效率比同类压缩机约高 11.5%。

关键词 压缩机;CO₂;效率;压缩比;转速

中图分类号:TQ051.5;TB69;TB652 **文献标识码**:A

Experimental Investigation of High-power CO₂ Compressor
Efficiencies at Varied Revolutions

Han Yi¹ Wu Jingyi¹ Hafner Armin²

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 7049, Norway)

Abstract The performance of a new 100 kW single-stage CO₂ piston compressor developed by Norwegian University of Science and Technology and Sintef is investigated in this paper. The oil circulation, volumetric efficiency, and overall efficiency are tested as an overview of the compressor performance. Experimental results with a pressure-ratio range from 1.9 to 4 under compressor revolutions of 1000 to 2500 r/min are reported. The results show that the highest oil circulation rate is 2.84%, acquired with a pressure ratio of 2.1 and a revolution of 2500 r/min, while the volumetric efficiency reaches a maximum value of 85.8% as a pressure ratio of 1.88 and revolution of 1000 r/min are reached. Optimum overall efficiencies of this compressor can be achieved in a pressure-ratio range from 1.5 to 2.5 and a compressor revolution near 1500 r/min. Specifically, the maximum value is obtained up to 79.1% with a revolution of 1500 r/min and a pressure ratio of 2.0. The fitted overall efficiency results are compared with the efficiency data from two commensurate products in a catalog. This illustrates that the overall efficiency of the new compressor is about 11.5% higher than the others when the pressure ratio ranges from 1.5 to 3.2.

Keywords compressor; CO₂; efficiency; pressure ratio; revolution

当今由传统氟氯制冷剂造成的环境问题越来越受到人们的重视,因此友好型工质在制冷系统的应用中逐渐成为重要的发展方向之一。CO₂ 作为替代氟氯制冷剂的新工质由 G. Lorentzen 等^[1-3] 提出,并在 21 世纪的商业和工程发展中得到了广泛的应用。CO₂ 压缩机是 CO₂ 制冷设备中的核心部件,由于 CO₂ 临界温度低但临界压力高,在制冷循环中多采用跨临界压缩循环,所以 CO₂ 压缩机运行的压缩比和转速范围较广。但由于运行在高压压缩比或过低、过高转速时压缩机效率会显著下降,因此在不同压缩比和转速

下实现高效率成为 CO₂ 压缩机的技术关键。以往已有很多针对 CO₂ 跨临界循环的分析和压缩机技术的相关研究。杨亮等^[4],王景刚等^[5],孙志利等^[6],姜云涛等^[7],陈江平等^[8]对 CO₂ 压缩膨胀循环和流动进行了仿真和实验分析,孙玉等^[9],郭蓓等^[10]对近年来 CO₂ 压缩机在国内以及国际上的研发现状做了概括性总结,陆平^[11],薛卫东等^[12]分别对全封闭旋转式及微型 CO₂ 压缩机做了测试研究。吴炯^[13],胡健等^[14],邓帅等^[15]对 CO₂ 压缩机在跨临界及超临界循

环等工程应用中的关键技术进行了模拟研究。

然而,现今涉及 100 kW 大功率 CO₂ 压缩机在变转速和压比方面的实验研究不多,已有的研究主要针对中小型 CO₂ 压缩机的设计细节或仅针对不同压缩比做测试分析,由于压缩比和转速在大功率 CO₂ 压缩机运行中起到显著的影响作用,因此需要大量的效率数据作为压缩机开发和制冷容量设计的支持。本文实验研究了在不同工况下对 NTNU 和 Sintef 研发的一个 100 kW 大功率 CO₂ 压缩机,得出压缩机效率、容积效率以及油循环率随压缩比和转速的变化曲线,以及效率最优时各参数的范围。此外,针对压缩机效率进行了数学拟合,并与两家同类 CO₂ 压缩机产品效率进行了对比分析。实验结果为大功率 CO₂ 压缩机在有变转速需求的大型工程应用中提供了基础数据。

1 实验系统原理

实验所采用的 CO₂ 制冷压缩机测试系统如图 1 所示。图中标明了主要的测量点以及管路。该系统共有两个分离器,分别用于机油循环和保证过热度。油分离器与压缩机出口相连接,气液分离器与蒸发器出口连接。

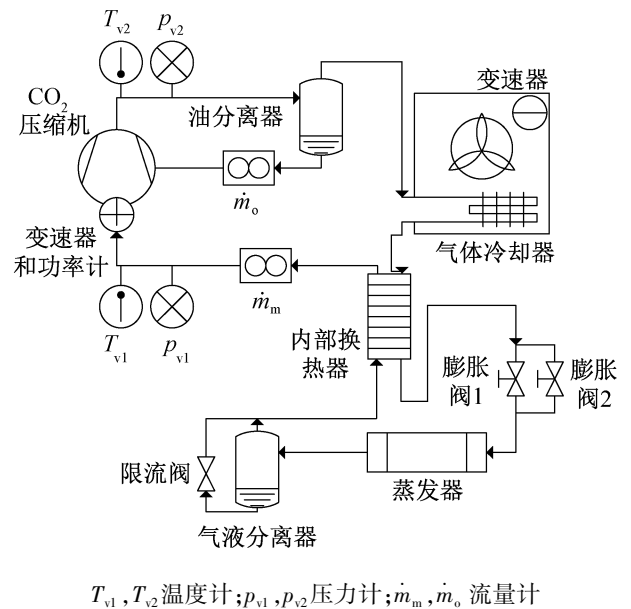


图 1 简化 CO₂ 压缩机测试系统

Fig. 1 Simplified overview of the experimental CO₂ compressor test system

由图 1 可知,CO₂ 从压缩机压缩进入气冷器冷凝,之后油分离器中的压缩机油通过循环支路流回压缩机,CO₂ 则进入内部换热器对气液分离器中的气体进行过热,再经过两个膨胀阀降压后流入蒸发器,最

后不完全蒸发的两相流流入气液分离器。其中膨胀阀的开口大小可以人工调节,用于稳定压缩比。气液分离器中的气体经内部换热器过热后进入压缩机完成一个完整制冷循环。

当多次循环系统内气体量下降时,可通过限流阀从气液分离器中放出少量液体,经内部换热器蒸发进入制冷循环。限流阀和气冷器的风扇变速器用于调控和稳定过热度,其中风扇减速可以增加过热度,而通过限流阀引入液体可以减小过热度,其短暂开启后须关闭以避免液体过热不足进入压缩机。

实验测量中采用两个温度传感器,两个压力传感器和两个流量计。其他部件略(阀门和其他传感器等)。压缩机的基本参数如表 1 所示,表 2 所示为温度、压力传感器以及流量计等装置的量程和精度。所有的传感器都连接于 Obrist 控制器,且每个都可以单独控制显示,并有相应的保护。

表 1 压缩机主要参数
Tab. 1 Main compressor parameters

参数	值/范围
长×宽×高/mm	500×440×830
质量/kg	286
体积流量/(m ³ /h)	18~90
排气量/cm ³	380
最大功耗/kW	100
转速/(r/min)	800~4 000
频率范围/Hz	53~267

表 2 测量装置
Tab. 2 Test facilities

测量参数	测量装置	范围	精度
温度/℃	PT100	0~140	±0.03
压力/MPa	压力计	0~8.0	±0.7
质量流量/(kg/s)	Coriolis 流量计	0~1.4	±0.1%
油流量/(kg/h)	Coriolis 流量计	0~4	±0.25%
电功耗/kW	数字功率计	0~100	±0.5%
转速/(r/min)	Danfoss 变频器	0~4 000	±1.3%

2 实验过程

为了找出压缩机效率和容积效率最佳的工况范围,实验系统中布置了多个测点,主要包括压缩机吸气温度 T_{v1} , 吸气压力 p_{v1} , 排气温度 T_{v2} , 排气压力

p_{v2} , 压缩机油流量 $\dot{m}_o$, 制冷剂循环流量 $\dot{m}_m$, 压缩机频率 n 和压缩机电功耗 P_{elect} 。此外, 压缩机吸气密度 ρ_1 , 吸气焓值 h_{v1} 以及绝热排气焓值 $h_{v2, \text{is}}$ 由吸气温度 T_{v1} , 压力 p_{v1} 和排气温度 T_{v2} , 压力 p_{v2} 经 REFPROP 计算得到。

本文用实验的方法在不同实验点上测试了 6 气缸压缩机在 CO₂ 压缩系统中的工作情况, 得出了压缩机效率最优时各参数的范围。压缩机的吸气温度选取 2.0 MPa, 2.3 MPa, 2.7 MPa, 3.2 MPa, 4.0 MPa 五个值, 排气温度选取 7.5 MPa, 8.0 MPa, 8.5 MPa 三个值, 压缩机转速选取 1 000, 1 500, 2 000, 2 500 r/min 四个值, 过热度保持 10 K 进行实验。为了描述压缩机的工作状态, 压缩比、进出口绝热焓差、容积效率、压缩机效率以及油循环率为:

- 压缩比:
- $$R = \frac{p_{v2}}{p_{v1}} \tag{1}$$
- 进出口绝热焓差:
- $$\Delta h_{\text{is}} = h_{v2, \text{is}} - h_{v1} \tag{2}$$
- 压缩机效率, 容积效率以及油循环率分别由式(3)、式(4)和式(5)确定:

$$\eta_{\text{overall}} = \frac{P_{\text{is}}}{P_{\text{elect}}} \times 100\% = \frac{\dot{m}_{\text{total}} \Delta h_{\text{is}}}{P_{\text{elect}}} \times 100\% \tag{3}$$

$$c\eta_{\text{vol}} = \frac{\dot{m}_{\text{total}}}{\dot{m}_{\text{theoretical}}} \times 100\% = \frac{\dot{m}_{\text{total}}}{\rho_1 V_H n} \times 100\% \tag{4}$$

$$\text{OCR} = \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_{\text{total}}} = \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_o + \dot{m}_m} \tag{5}$$

式中: Δh_{is} 为压缩机进出口绝热焓差, kJ/kg; η_{overall} 为压缩机总效率; η_{vol} 为压缩机容积效率; h_{v1} 为吸气焓, kJ/kg; $h_{v2, \text{is}}$ 为绝热排气焓, kJ/kg; $\dot{m}_o$ 为压缩机油流量, kg/s; $\dot{m}_m$ 为制冷剂循环流量, kg/s; $\dot{m}_{\text{total}}$ 为总质量流量, kg/s; $\dot{m}_{\text{theoretical}}$ 为理论质量流量, kg/s; OCR 为油循环率; R 为压缩比; P_{is} 为压缩机绝热功耗, kW; P_{elect} 为压缩机电功耗, kW; ρ_1 为吸气密度, kg/m³; V_H 为排气量, m³; n 为压缩机频率, Hz。

3 实验结果与分析

对于压缩机而言, 容积效率和压缩机效率是衡量压缩机性能的关键参数, 而油循环率也在一定程度上影响压缩机性能。本文将所有的绝对吸气压力和排气压力化归为压缩比, 实验结果以压缩比为坐标, 转速为对照坐标作图, 得到压缩机效率、容积效率以及油循环率随压缩比和转速的变化曲线, 以及效率最优时各参数的范围。

3.1 压缩比和转速与油循环率

油循环率是影响压缩机运行性能的重要参数。油循环率过高会影响系统换热器的性能, 而循环率过低则会造成润滑不足, 效率下降。

图 2 所示为油循环率与压缩比和转速的关系。图中显示, 转速为 1 500 r/min 以上时, 油循环率均大于 0.6%。可以看出在相同的压缩比下, 油循环率随转速升高显著增大, 这是由于转速升高使流动压降增大, 造成摩擦损失增加, 进而导致油耗增加。例如, 当压缩比为 2.0, 转速为 2 500 r/min 时的油循环率约为转速 1 000 r/min 时油循环率的 70 倍; 另一方面, 相同转速下油循环率随压缩比先增大后逐渐减小, 因为压降随压缩比增大而升高, 压降的增高将增加油耗, 但压缩比较小时流速较小, 所以油耗小, 因此会出现最大值, 并且最大值在各转速下均在压缩比 2.0 ~ 2.1 附近获得, 例如实验中最高的油循环率在压缩比 2.1, 转速 2 500 r/min 时获得。因此压缩比在 2.0 ~ 2.2, 转速 2 500 r/min 及以上的区域为高循环率区域, 这个区域内的工况利于压缩机自身运行所需的润滑, 实际应用时油循环率最优范围则因工况而异。

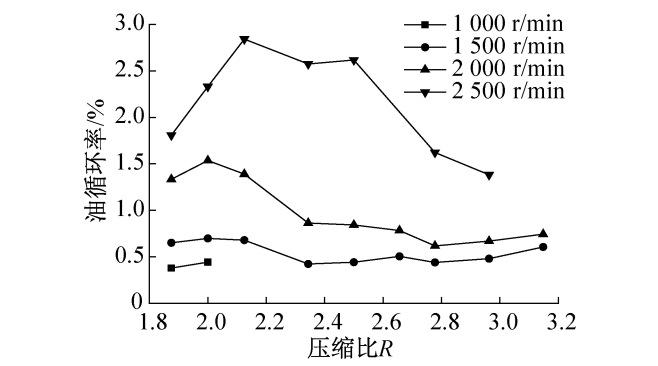


图 2 油循环率与压缩比和转速的变化关系

Fig.2 The correlation between oil circulation rate, pressure ratio and revolution

3.2 压缩比和转速与容积效率

容积效率是衡量压缩机运行排气性能的关键参数。图 3 所示为容积效率与压缩比和转速的相对关系。可知在相同的转速下, 容积效率随压缩比升高而迅速降低, 压缩比增大导致输气系数迅速下降, 所以容积效率下降。例如当转速为 2 500 r/min, 压缩比从 1.88 增大至 3.2 时, 容积效率下降约 11%。

对于压缩比相同的工况, 总体上容积效率随转速增大而下降, 但个别实验点会出现异常。例如在压缩比 2.78 时, 最大容积效率对应的转速并非较低转速 (1 000 r/min) 而是较高转速 (1 500 r/min), 这是由于容积效率与转速呈非线性关系, 转速升高会使气体

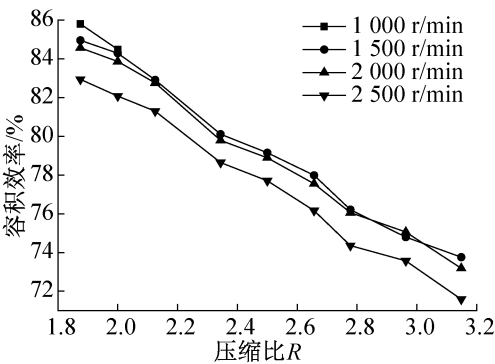


图 3 容积效率与压缩比和转速的变化关系

Fig. 3 The correlation between volumetric efficiency, pressure ratio and revolution

流速加快,而压降与流速平方成正比,高压降会导致机身温度升高和内部泄漏增加,造成转速 1 500 r/min 和 2 000 r/min 时容积效率的差值小于其在 2 000 r/min 和 2 500 r/min 时的差值。

另外,图中每条曲线都呈现出明显周期性波浪形的下降趋势,这是由于实验以工况编组进行,测试组之间对膨胀阀和气冷器的调节会造成过热度和气液分离器内压力的轻微改变,导致容积效率曲线不够平滑。因此实验的环境因素的轻微改变也会造成容积效率的偏高或偏低。

综上所述,当压缩比较小,转速较低时容积效率较高,最大值 85.8% 在压缩比为 1.88,转速为 1 000 r/min 时获得。

3.3 压缩比和转速与压缩机效率

工程应用中常通过变频器改变压缩机转速,以适应不同的制冷量需求。压缩机的制冷容量和效率在最佳转速下达到最高,但使压缩机效率达到最大的转速和压缩比需要大量的实验数据确定。本文将实验结果与 A. Hafner 等^[16]先前的测试结果作对比,两次的测试结果中压缩机的最佳压缩比和转速相符。测量结果的不确定度由 JCGM/WG1 标准^[17]确定。

图 4 所示为压缩机效率随压缩比和转速的变化关系。可知当转速相同时,压缩机效率随着压缩比升

高而先增大后减小,由于压缩比过低时排气阻力损失较大,压缩比过高时实际压缩过程偏离绝热程度增大,导致功耗增加,二者均造成压缩机效率降低。本实验和 Armin 的先前测试中,压缩机效率的最大值均在压缩比为 2.0 ~ 2.1 时获得。另外,在相同的压缩比下,由于压缩机效率和制冷容量在最佳转速下达到最高,所以压缩机效率随着转速升高而先增大后减小,并在转速 1 500 r/min 时获得最大值。但是在压缩比大于 2.8 时,压缩机效率在各转速下非常接近,因此由于误差原因导致测试结果在转速 1 500 r/min 时低于在转速为 2 000 r/min 或 2 500 r/min 的值。

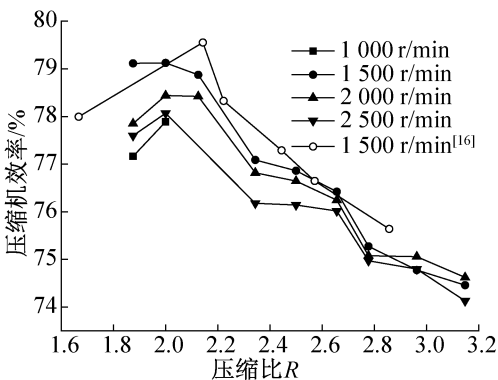


图 4 压缩机效率与压缩比和转速的变化关系

Fig. 4 The correlation between overall efficiency, pressure ratio and revolution

综合先前测试结果,使压缩机效率较高的压缩比为 1.6 ~ 2.5,转速为 1 000 ~ 2 000 r/min,效率最大值在压缩比 2.0,转速 1 500 r/min 左右获得。

3.4 与同类压缩机产品的效率对比

得到实验数据后,进行一些拟合工作。将压缩机效率随不同压缩比变化的实验数据拟合,得到压缩机的效率曲线,并与 Pack Calculation 软件^[18]中 Dorin 和 Bitzer 的大功率 CO₂ 压缩机效率曲线作对比,拟合公式和同类产品效率公式由表 3 所示。对比结果如图 5 所示。结果由四次多项式表示:

$$\eta = a + bR + cR^2 + dR^3 + eR^4 \tag{6}$$

表 3 拟合多项式与已有产品效率公式参数						
Tab. 3 Coefficients of the fitted polynomial and the efficiency formula of existing products						
制造商	a	b	c	d	e	相关系数
Sintef	-0.973	2.78	-1.59	0.394	-3.61E-02	0.989
Bitzer	0.620	2.62E-02	-1.87E-03	-1.32E-03	1.47E-04	-
Dorin	0.571	5.84E-02	-9.50E-03	1.44E-18	-7.64E-20	-

由图5可知,这台100 kW级大功率压缩机在1 500 r/min转速下,最高效率为0.79,比Bitzer的29 kW压缩机在相同压缩比和最佳转速(额定频率)下高17%,在压缩比为3.2时,100 kW压缩机效率为0.73,比相同压缩比下效率较高的Dorin 31.9 kW的压缩机高11.5%。在转速变化时,Sintef压缩机的测试最低效率(0.72)仍高于Bitzer和Dorin,说明该压缩机在压缩比范围1.5~3.2和转速范围1 000 r/min~2 500 r/min时效率远高于同类较小功率压缩机产品。

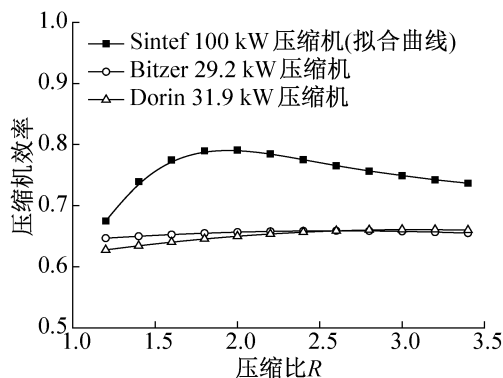


图5 实验数据与两个CO₂压缩机的效率对比

Fig.5 Comparison of experimental data with the efficiency of two CO₂ compressors

本文压缩机以及配套的测试系统中,在压缩机吸气端的电机中实现了压缩机油的彻底分离,提高了压缩机的容积效率;实现了智能的压缩机的排热管理,使压缩机在转速变化时能更快达到稳定工况进行测试;采用了永磁电机;更先进的双膨胀阀及双蒸发器串并联的结构设计使之能够适应大范围的压缩机转速变化;密封性的提升使膨胀阀能够准确调整系统压力,显著提升了压缩机的绝热性能。

4 结论

本文用实验的方法在不同实验点上测试了大功率CO₂压缩机在CO₂压缩制冷系统中工作的情况,转速设定为1 000~2 500 r/min,改变压缩机吸气压力2.0~4.0 MPa,排气压力7.5~8.5 MPa,得到一系列关于压缩机效率,容积效率和油循环率的实验点,进行比较得到最佳工况。最后将实验结果拟合并与市场上同类较大功率CO₂压缩机的效率进行对比,发现在压缩比 $R < 3.2$,最佳转速为1 500 r/min时,该压缩机效率比同类产品约高11.5%。

由实验结果可知,当压缩比为2.1,转速为2 500 r/min时,油循环率达到最大值2.84%;当压缩比为1.88,转速为1 000 r/min时,容积效率达到最大值

85.8%。当压缩比为1.5~2.5,转速为1 500 r/min附近时,压缩机效率最优,压缩机效率最大值79.1%在吸气压力4.0 MPa,排气压力80 MPa,转速为1 500 r/min时获得。这台大功率CO₂压缩机可以为终端用户在大型制冷工厂、大型超市以及包含高温热泵的系统应用中提供更高的COP和能源效率。

参考文献

- [1] Lorentzen G, Pettersen J. New possibilities for non-CFC refrigeration [C]//International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment, Trondheim, Norway, 1992: 147-163.
- [2] Lorentzen G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant [J]. International Journal of Refrigeration, 1994, 17(5): 292-301.
- [3] Lorentzen G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament [J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(3): 190-197.
- [4] 杨亮,丁国良,黄冬平,等.超临界二氧化碳流动和换热研究进展[J].制冷学报,2003,24(2): 51-56. (YANG Liang, DING Guoliang, HUANG Dongping, et al. Review of flow and heat transfer of supercritical carbon dioxide [J]. Journal of Refrigeration, 2003, 24(2): 51-56.)
- [5] 王景刚,马一太,魏东,等.CO₂跨临界双级压缩带膨胀机制冷循环研究[J].制冷学报,2001,22(2): 6-11. (WANG Jinggang, MA Yitai, WEI Dong, et al. Study of CO₂ transcritical two stage compression with turbine cycle [J]. Journal of Refrigeration, 2001, 22(2): 6-11.)
- [6] 孙志利,马一太.单级跨临界二氧化碳带膨胀机循环与四种双级循环的热力学分析[J].制冷学报,2016,37(3): 53-59. (SUN Zhili, MA Yitai. Thermodynamic analysis of one kind of single-stage with expander and four kinds of two-stage transcritical carbon dioxide refrigeration cycle [J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(3): 53-59.)
- [7] 姜云涛,马一太,李敏霞,等.二氧化碳跨临界循环系统用新型膨胀机的研发[J].制冷学报,2010,31(5): 1-4. (JIANG Yuntao, MA Yitai, LI Minxia, et al. Development of newly-designed expander used in CO₂ trans-critical system [J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(5): 1-4.)
- [8] 陈江平,穆景阳,刘军朴,等.二氧化碳跨临界汽车空调系统开发[J].制冷学报,2002,23(3): 14-17. (CHEN Jiangping, MU Jingyang, LIU Junpu, et al. Development of the trans-critical carbon-dioxide automotive air-conditioning system [J]. Journal of Refrigeration, 2002, 23(3): 14-17.)
- [9] 孙玉,任晨曦,张恒,等.二氧化碳制冷压缩机的研究

- 进展[J]. 制冷技术, 2014, 34(5):67-71. (SUN Yu, REN Chenxi, ZHANG Heng, et al. Research progress of CO₂ compressor in refrigeration system[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2014, 34(5): 67-71.)
- [10] 郭蓓, 彭学院, 邢子文, 等. 二氧化碳热泵热水器系统及压缩机的研发现状[J]. 家电科技, 2005, 24(9): 42-44. (GUO Pei, PENG Xueyuan, XING Ziwen, et al. Review on the development of carbon dioxide heat pump water heater system and its compressor[J]. China Appliance Technology, 2005, 24(9): 42-44.)
- [11] 陆平. 全封闭旋转式二氧化碳压缩机研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2007. (LU Ping. Research on hermetic rotary CO₂ compressor[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2007.)
- [12] 薛卫东, 任芳. 微型二氧化碳压缩机的开发[J]. 制冷技术, 2014, 34(2): 55-59. (XUE Weidong, REN Fang. Development of carbon dioxide micro-compressor[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2014, 34(2): 55-59.)
- [13] 吴炯. 超临界二氧化碳压缩机关键技术研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2013. (WU Jiong. Study on key techniques of supercritical carbon dioxide compressor[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2013.)
- [14] 胡健, 张春路. 跨临界二氧化碳压缩机热力性能仿真与分析[J]. 制冷学报, 2015, 36(5):16-21. (HU Jian, ZHANG Chunlu. Modeling and analysis of trans-critical CO₂ reciprocating compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(5):16-21.)
- [15] 邓帅, 王如竹, 代彦军. 二氧化碳跨临界制冷循环过冷却过程热力学分析[J]. 制冷技术, 2013, 33(3): 1-6. (DENG Shuai, WANG Ruzhu, DAI Yanjun. Thermodynamic analysis on sub-cooling process in CO₂ trans-critical refrigeration cycle[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2013, 33(3): 1-6.)
- [16] Hafner A, Christian S, Petter N, et al. High efficient 100 kwel R744 compressor [C]//The 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands, 2012: 421-428.
- [17] Evaluation of measurement data-guide to the expression of uncertainty in measurement. JCGM/WG1 100:2008[S]. Sèvres, France: BIPM, 2008.
- [18] IPU. Compressor DB, Pack Calculation Pro: Version 3.02 [CP/OL]. (2016-06-20) [2016-09-10]. <http://www.en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energy-technology/Pack%20Calculation%20Pro/Pack%20Calculation%20Pro.aspx>.

通信作者简介

吴静怡,女,教授,博士生导师,上海交通大学教务处处长,上海交通大学机械与动力工程学院制冷与低温工程研究所,15021080118,E-mail: jywu@sjtu.edu.cn。研究方向:航天热环境模拟系统及其控制、分布式能源与热泵、制冷空调中的能源利用与环境控制。

About the corresponding author

Wu Jingyi, female, Ph. D., professor, doctoral supervisor, Director of School Council, Institute of Refrigeration and Cryogenic Engineering, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, + 86 15021080118, E-mail: jywu@sjtu.edu.cn. Research fields: aerospace thermal environment simulation systems and control, distributed energy and heat pumps, refrigeration and air conditioning energy use and environmental control.