

CO₂ 跨临界循环水源热泵的 封闭式摆动转子膨胀机*

李敏霞 马一太 安青松 苏维诚
(天津大学热能研究所 天津 300072)

摘要: 二氧化碳作为具有环保潜质的自然工质,在最近 10 年越来越受到人们的关注。然而不足的是,二氧化碳的跨临界循环还存在效率低的问题。为了降低由于超临界节流造成的不可逆损失,采用膨胀机代替节流阀,并回收膨胀功,以提高系统的循环效率。开发了二氧化碳跨临界循环水源热泵摆动膨胀机,并进行结构对比和强度分析。对二氧化碳跨临界循环水源热泵系统进行试验测试,分析表明摆动转子膨胀机结构适合在高压下工作,在试验测试条件下,膨胀机的效率可以达到 44%。

关键词: 二氧化碳跨临界循环 摆动膨胀机 水源热泵

中图分类号: TU83

Hermetic Swing Expander in Transcritical Carbon Dioxide Cycle Water Source Heat Pump

LI Minxia MA Yitai AN Qingsong SU Weicheng
(Thermal Energy Research Institute, Tianjin University, Tianjin 300072)

Abstract: Due to the advantage of global environmental protection, carbon dioxide, the natural refrigerant, has been attracting increasing attention over the last ten years. The low performance efficiency of the CO₂ transcritical cycle is the main problem for the practical application. In order to reduce the irreversible loss caused by the throttling process from the supercritical region to the sub-critical and improve the coefficient of performance of CO₂ cycle, an expander is adopted to replace the throttle valve and recover the expansion power. A hermetic swing expander in transcritical carbon dioxide cycle water source heat pump is developed. The structure of swing expander and stress on the swing piston are analyzed. The experiment on CO₂ transcritical cycle water source heat pump is conducted. The results indicate that swing expander is suitable for the operation under high pressure. Under the test condition, the efficiency of the swing expander can reach 44%.

Key words: Carbon dioxide transcritical cycle Swing expander Water source-heat pump

0 前言

近年来,由于氯氟烃和含氢氯氟烷烃产生的臭氧层破坏和温室效应问题,研究和寻求新的替代物是空调制冷领域面临的紧迫问题。在环保制冷剂工质替代研究中用自然界本来存在的物质替代传统的制冷剂,将成为解决环境问题的主导方向。目前国际上已经开展各种自然制冷剂作为替代物的研究,在环保意识强烈的欧洲已开展应用研究;其中自然工质 CO₂ 无毒、不燃以及具有良好的热物理性性质,被认为是最具潜力的替代工质^[1-3],然而替代技

术 CO₂ 跨临界循环存在的主要缺点是 CO₂ 单级压缩跨临界循环的循环性能系数(Coefficient of performance, COP),要低于 R134a、R22 等传统工质的循环效率。但理论研究和分析表明^[4-6],采用膨胀机代替节流阀,CO₂ 跨临界循环的效率要高于常规工质的节流膨胀循环;因此膨胀机的开发有助于大幅度提高 CO₂ 跨临界循环的 COP。

各国著名的制冷研究机构对 CO₂ 膨胀机的研究予以关注。美国马里兰大学环境与能源研究中心 CEE 的制冷剂替代研究协会 RAC 研究小组对 CO₂ 膨胀机进行了试验研究^[7]。研究者选择了涡旋膨胀机为开发形式,主要原因是不需要吸入控制阀。根据 CO₂ 膨胀的特点,对一个涡旋压缩机进行改造,并进行了 CO₂ 膨胀机试验。此膨胀机已被多次改进,

* 国家自然科学基金资助项目(50506019)。20070617 收到初稿,20080124 收到修改稿

目前,样机的内部泄漏还是比较严重,需对结构进行优化设计和提高机械加工精度,使膨胀机达到一个可以接受的运行水平。美国普渡 PURDUE 大学 BAEK 等^[8]对名为可输出功的膨胀器进行了开发。研究借鉴了活塞膨胀机的形式,活塞气缸膨胀器是由 2 个气缸、2 个活塞组和连接杆以及快速反应进气和排气电磁阀组成。研究对活塞气缸膨胀器进行了试验测试,膨胀机的输出功带动一个水泵;试验的绝热效率为 10% 左右。美国伊利诺斯 UIUC 大学的空调制冷研究中心 ACRC,对研制汽车空调 CO₂ 离心式膨胀机作了可行性分析报告^[9],分析认为需利用磁悬浮轴承保证高转速下降低摩擦损失。TONDELL^[10]进行了 CO₂ 透平膨胀机试验研究,该膨胀机由喷管、主轴和涡轮组成,测试结果表明该膨胀机的效率在 5%~20% 之间,造成该机效率低的主要原因在于摩擦损失很大。同时,本文对自行研制加工的二氧化碳摆动膨胀机进行了测试,并对其受力和强度进行了模拟分析。

1 摆动转子膨胀机的特点

1.1 基本结构

从滚动活塞膨胀机的理论分析来看^[11],由于滑板两侧的压差很大,会产生较大的受力变形。滑板与滚动活塞之间的泄漏损失和摩擦损失都很大。从新型滚动活塞膨胀机的理论分析来看,虽然新型的滑板有效地降低了泄漏,但不能杜绝泄漏,同时摩擦损失有所增加。由于增加了运动部件密封柱,该设计的寿命和可靠性还有待研究,因此仍需进一步开发新型高效、可靠的转子式膨胀机。通过对各种形式膨胀机的比较,研究结果表明摆动转子膨胀机具有独特的优点。滚动活塞膨胀机和摆动转子膨胀机可适用于相同的制冷量范围。在结构上摆动转子膨胀机与滚动活塞膨胀机的主要区别是,在滚动活塞膨胀机中,滚动活塞与滑板是两个独立的零件,如图 1 所示,滑板靠背部的作用力压在滚动活塞上;而在摆动转子压缩机中,滚动活塞与滑板做成整体,是一个零件:摆动转子。图 2 中所示摆动转子膨胀机滚环和摆杆是一体,成为摆动转子,二者之间不存在密封和润滑问题,也不需要设滑板弹簧。摆杆为两侧支撑,可以承受较大的压力差;同时导轨又能转动,可减小摆杆的侧向力,并消除了滚环和摆杆间的摩擦,使效率提高。摆杆式的转子膨胀机由于零件少,减少了润滑部件,提高了设备的可靠性。基于以上分析,CO₂ 摆动转子式膨胀机将成为进一步开发的目标。

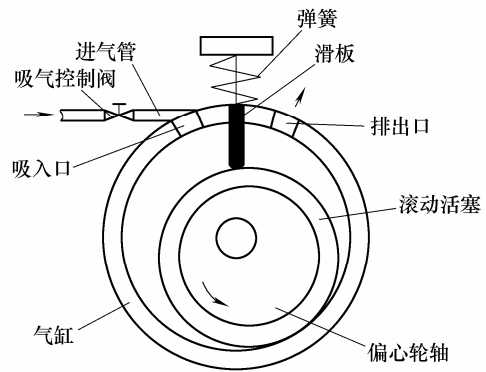


图 1 滚动活塞膨胀机

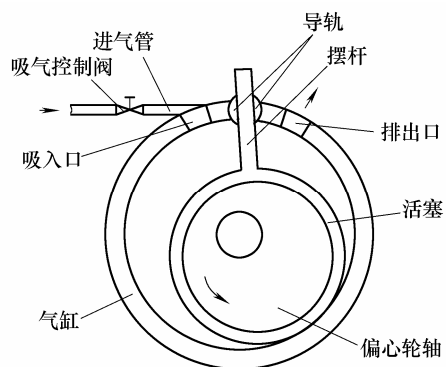


图 2 摆动转子膨胀机

1.2 CO₂ 膨胀机的设计分析

减少泄漏损失。为了减小运行中的泄漏损失,必须减少泄漏通道和泄漏间隙,通过合理的设计气缸和摆动转子,可以使泄漏通道达到最小。同时精细的气缸和摆动转子装配可减小装配的间隙。

摆动转子的受力强度分析。在摆动转子膨胀机中,主要运动部件摆动转子在高压、大压差下工作,必然存在变形,而且局部会存在应力集中,影响转子运行的可靠性和安全性,因此有必要对转子进行应力与变形分析,以便对加工材料进行选择。根据摆动转子的受力情况对该部件进行有限元分析;因为摆动转子受力主要在径向,轴向受力很小,则不进行轴向的分析,利用二维有限元研究摆动转子在载荷下的应力情况。由于摆动转子与偏心轮之间的受力和运动情况比较复杂,将两者作为整体考虑,进行简化近似计算。采用普通钢材进行计算,计算压力条件是高压与低压的比为 10.00/3.97,选择摆动转子在 150° 时的受力情况,此时两个腔的压差最大,而且摆杆深入气缸的内部。

图 3 所示为摆动转子摆杆基部过渡圆角直径为 1 mm 情况时,摆杆的受力图。发现摆杆大部分部位应力都比较小,应力主要集中在摆杆和滚环的连

接处, 此处很容易疲劳, 在交变负荷作用下, 容易发生断裂。摆杆位置最大内应力可达到 102.5 MPa, 要小于一般钢材所能承受的最大内应力。图 4 为摆动转子摆杆细部变形位移图。发现在摆杆基部的变形最大, 达到 2.28 μm 。摆杆将向压力小的方向倾斜, 滚环的上部位移量最大, 而滚环的底部位移量最小。通过受力分析也说明, 摆动转子结构比较适合于在 CO_2 循环高压差下工作。

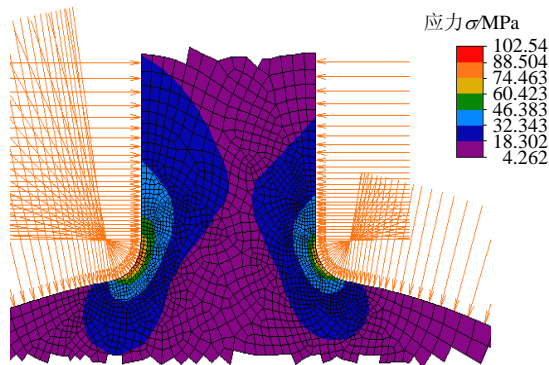


图 3 摆动转子细部应力图

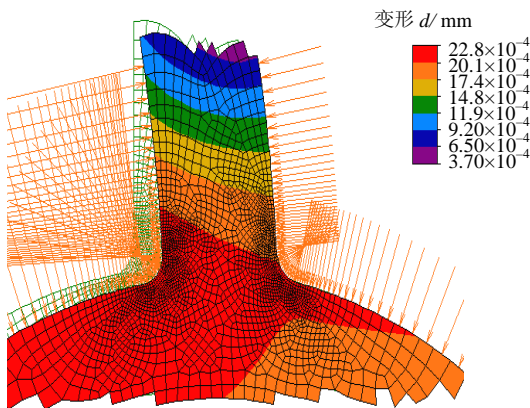


图 4 摆动转子细部变形图

2 CO_2 摆动转子膨胀机试验

图 5 是二氧化碳跨临界循环水源热泵摆动转子膨胀机样机摆动活塞和导轨实物图。



图 5 摆动转子膨胀机摆动转子与导轨实物图

CO_2 跨临界循环膨胀机的试验装置是由 CO_2 跨临界热泵循环系统、冷冻水系统、冷却水系统、数据采集和控制系统几个部分组成。为保持系统流量的稳定性, 增加了储液罐, 为测定膨胀机的运转特性, 增加了膨胀机测试系统。膨胀机与节流阀并联布置, 同时在膨胀机与蒸发器出口管路之间有一个旁通阀, 控制泄漏到膨胀机外壳中的气态工质返回系统进入压缩机, 系统见图 6。膨胀机的测试系统由负载和功率表以及测速仪组成。

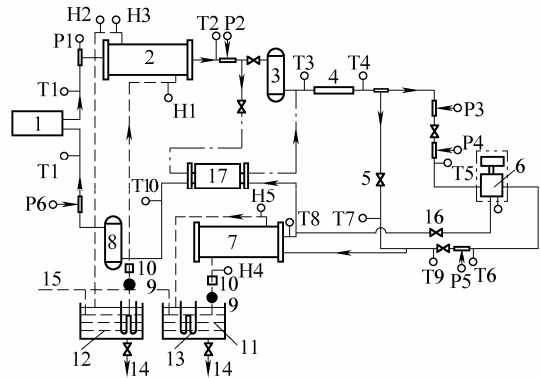


图 6 CO_2 跨临界循环膨胀机热泵试验台流程原理图

1. 压缩机 2. 气体冷却器 3. 高压储液器 4. 质量流量计
5. 节流阀 6. 膨胀机 7. 蒸发器 8. 低压气液分离器 9. 水泵
10. 水流量计 11. 冷冻水水箱 12. 冷却水水箱 13. 电加热器
14. 泻水阀 15. 补水 16. 旁通阀
17. 回热器 T—温度传感器 P—压力传感器 H—热电偶

试验测定时, 通过改变冷却水的温度, 影响气体冷却器的工质的入口温度, 从而改变气体冷却器工质的出口温度, 即膨胀机的工质入口温度, 进而测定膨胀机的运行参数的变化。

3 试验运行结果分析

在测试过程中, 膨胀机外壳内压力保持低压状态, 膨胀机运行平稳, 噪声很小。而且整个系统的压力稳定性很好, 而且膨胀机的内泄漏很小, 如果将膨胀机与压缩机入口间的旁通阀关闭, 观察膨胀机上的压力表, 表压基本保持在低压压力情况, 变化很小。另外, 虽然没有设计特殊的润滑系统, 但运行结束后拆开检查时, 发现活塞内有油膜, 各部件没有明显磨损的情况, 说明润滑情况良好。

图 7 所示为膨胀机转速随膨胀机工质入口温度变化情况, 随着入口温度不断升高, 膨胀机的转速也不断增大, 同时膨胀机的入口压力和出口压力也随之升高, 从图 8 可以看出, 高低压比虽然变化但变化不大。与此同时, 膨胀机输出功会随膨胀机的工质入口温度升高不断增大, 如图 9 所示。但膨胀机的效率并不因此也随之升高, 而是在某一温度达到最大值, 如图 10 所示, 说明膨胀机效率存在最佳

工况点。在测试条件下,工质入口温度为48℃时,膨胀机效率达到44%;此时系统效率并没有增加,主要是随着膨胀机入口温度的增加,压缩机的输入功率也增大,而且增大的幅度要大于膨胀机输出功的增长幅度,从而导致系统的性能系数下降。试验发现在高膨胀机工质入口温度时,膨胀机的效率能超过40%,但希望整个系统是在较低的膨胀机入口温度下运行,以提高整个系统的效率,因此膨胀机的设计仍需要改进,进一步提高在工质入口温度较低情况下的效率。

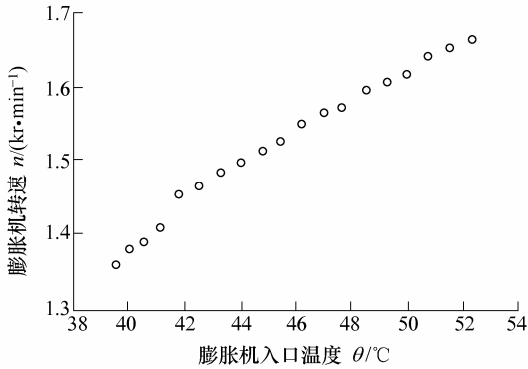


图7 摆动转子膨胀机输出功率随入口温度变化

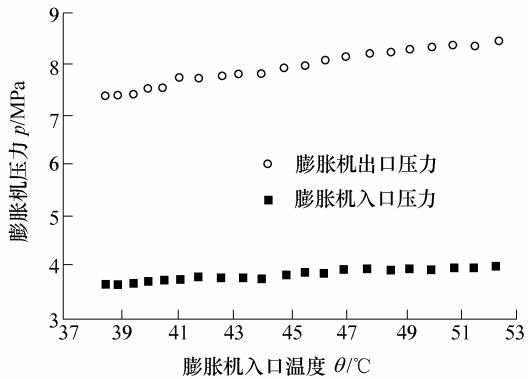


图8 摆动转子膨胀机入口、出口压力随入口温度变化

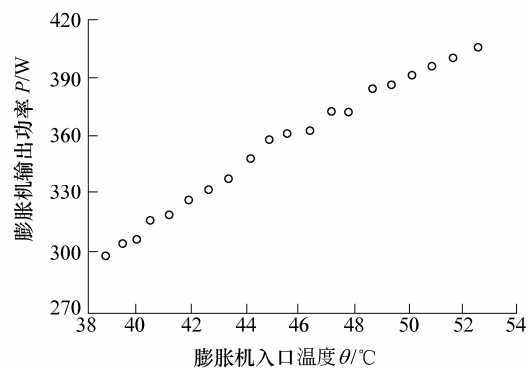


图9 摆动转子膨胀机输出功率随入口温度变化

4 结论

(1) 在跨临界循环运行系统中,摆动转子膨胀

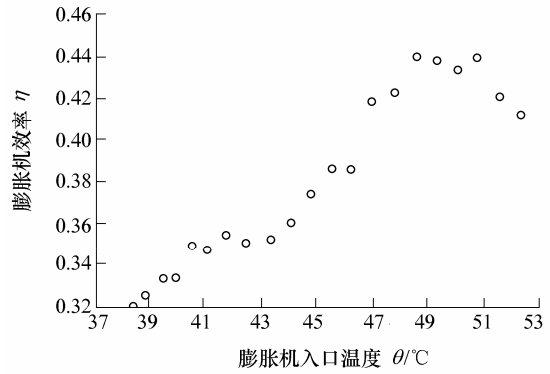


图10 摆动转子膨胀机效率随入口温度变化

机结构上有优势,承压能力很好,适于在高压差下工作。

(2) 在高压情况下,随入口温度升高,膨胀机回收功增加。

(3) 在试验测试条件下,膨胀机的效率范围为32%~44%。膨胀机的效率存在最优入口温度和压力,处于最优条件时,膨胀机的运行效率达到最大。

(4) 膨胀机在较低工质入口温度下,效率还是比较低,需进一步改进入口状态,提高在此温度区域下的作功能力,最大可能地提高二氧化碳跨临界循环系统的膨胀效率。

参 考 文 献

[1] LORENTZEN G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament[J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(3):

[2] LORENTZEN G, PETERSEN J. A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning[J]. International Journal of Refrigeration, 1993, 16(1): 4-21.

[3] KIM Man-Hoe, PETERSEN Jostein, BULLARD C W. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression system[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2004, 30: 119-174.

[4] 马一太, 杨昭, 吕灿仁. CO₂跨临界(逆)循环的热力学分析[J]. 工程热物理学报, 1998, 19(6): 665-668.
MA Yitai, YANG Zhao, LÜ Canren. Thermodynamic analysis of CO₂ transcritical cycle[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1998, 19(6): 665-668.

[5] 马一太, 王侃宏, 杨昭, 等. 带膨胀机的 CO₂跨(超)临界逆循环的热力学分析[J]. 工程热物理学报, 1999, 20(6): 661-665.
MA Yitai, WANG Kanhong, YANG Zhao, et al. Thermodynamic analysis on CO₂ transcritical cycle with expander[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1999, 20(6): 661-665.

- [6] ROBINSON D M, GROLL E A. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1998, 21(7): 577-589.
- [7] PREISSNER M. Carbon dioxide vapor compression cycle improvements with focus on scroll expanders[D]. University of Maryland College Park, 2002.
- [8] BAEK J S, GROLL E A, LAWLESS P B. Piston-cylinder work producing expansion device carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28: 141-151.
- [9] BJORN F. Feasibility study of using centrifugal compressor and expander in a car conditioner working with carbon dioxide as refrigerant, ACRC CR-23 [OL]. <http://acrc.me.uiuc.edu/publications.asp>.
- [10] TONDELL E. Impulse expander for CO₂[C] // 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working fluids, Trondheim, Norway, Trondheim, SINTEF Energy Research Institute, 2006: 107-110.
- [11] 查世彤. CO₂ 跨临界循环膨胀机的研究与开发[D]. 天津: 天津大学, 2002.
- ZHA Shitong. Study and development of CO₂ transcritical expander[D]. Tianjin: Tianjin University, 2002.
- [12] MASAYA T, TOSHIYUKI E, ALSUSHI O, et al. Development of the CO₂ hermetic compressor[C] // The Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue, USA, Purdue University, 2000: 323-330.
-
- 作者简介: 李敏霞, 女, 1971 年出生, 博士, 副教授。研究方向为制冷与热泵节能技术以及自然工质等。
- E-mail: tjmxli@tju.edu.cn