

滑片膨胀机槽底引压结构的研究

贾晓晗, 张波, 浦磊, 彭学院

(西安交通大学能源与动力工程学院压缩机研究所, 710049, 西安)

摘要: 针对滑片膨胀机工作过程中高压进口流体在经过吸气孔口时对滑片冲击而造成滑片被压入槽底且无法与气缸内壁正常接触的问题,提出了一种滑片槽底引压结构.该结构将高压流体引入滑片槽底容积腔内,通过引入槽底的高压气体来削弱进气冲击影响,保证滑片与气缸内壁良好接触.通过理论计算,得出了槽底引压结构的最优结构参数;通过比较无引压和有引压结构的膨胀机在相同工况下的实验结果,得出了引压结构对膨胀机工作过程中动力过程和热力过程的影响机理.研究表明:利用槽底引压结构,膨胀机能够在跨临界 CO_2 制冷系统中稳定运行;滑片与气缸内壁贴合情况大幅改善,膨胀机性能大幅提高,输出功率最高达到了 682 W,绝热效率最高值从无引压时的 23.7%增长到有引压时的 49.8%.

关键词: 膨胀机;跨临界循环;泄漏;高压气体

中图分类号: TB653 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)07-0060-05

Investigation on the Rotary Vane Expander by Introducing High Pressure into Vane Slots

JIA Xiaohan, ZHANG Bo, PU Lei, PENG Xueyuan

(Compressor Research Institute, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: An improved structure was suggested by introducing high pressure gas into the vane slots to ensure the contact between the vane tip and the cylinder wall in a rotary vane expander. The theoretical analyses and calculations were performed to obtain the optimum parameters of the improved structure. The experiments were conducted on the improved expander prototype with and without introducing high pressure gas under the same working conditions to explore the influence of the improved structure on the vane movement and thermodynamic process of the expander. The results show that the expander with the improved structure could run steadily in a trans-critical CO_2 refrigeration system. The contact between the vane tip and the cylinder wall improved well and the leakage between each chambers decreased. The maximum work output was 682 W, and the maximum volumetric efficiency was 35.1%, and the maximum isentropic efficiency reached 49.8% when the rotate speed was 1 200 r/min.

Keywords: expander; trans-critical cycle; leakage; high-pressure gas

在氟利昂引发的环境问题越来越严重的今天,寻找高效环保的制冷工质成为国际社会关注的问题. CO_2 作为一种可以长久使用的环保制冷工质引起了人们的兴趣,但是 CO_2 的运行压力高、系统压差大,特别是普通 CO_2 制冷系统的性能系数(COP)

低于常规制冷系统,所以其推广受到了限制.自从 Lorentzen 在 1994 年首先提出用膨胀机回收膨胀功^[1]来提高 CO_2 跨临界制冷循环的 COP 以来,国内外研究了用各种不同类型的膨胀机来替代节流阀,以减少节流损失,提高系统性能.美国 Purdue 大

学 Baek 开发了一种活塞式膨胀机^[2],实验测得膨胀机的等熵效率为 10%左右. Nickl 等^[3]开发的自由活塞式膨胀机-压缩机采用了三级膨胀的方法,来提高膨胀功的回收率,并通过实验验证了该样机能成功地在 CO₂ 制冷系统中运行.

由于滑片式膨胀机与滑片式压缩机^[4]相似,其结构简单、运转平稳、造价低廉,因此从 2004 年开始,作者对其进行了设计与开发,并在 CO₂ 制冷循环系统中进行了实验研究. 结果表明,膨胀机受进口流体冲击的影响,造成滑片与气缸壁脱离,相邻工作腔相通,由此产生大量的泄漏,从而大大降低了膨胀机的性能.

本文在原有样机^[5]的基础上进行了设计改进,提出了一种将高压流体引入滑片槽底、用气体力使滑片与气缸内壁始终良好接触的滑片槽底引压结构. 通过理论分析^[6]计算,得到了引压结构的最优参数,通过实验研究了带引压结构的膨胀机. 比较结果表明,采用引压结构,解决了由进气冲击产生的滑片与气缸壁不贴合的问题,从而减少了泄漏损失,大幅度提高了膨胀机的性能.

1 槽底引压结构的设计

1.1 原始样机

滑片膨胀机原样机结构简图如图 1 所示. 膨胀机的气缸上有 2 个对称的吸、排气孔口,转子上有 10 个滑片,每转有 20 个工作容积相继完成一个完整循环. 主要参数包括:椭圆气缸长轴 54 mm、短轴 46 mm,转子长度 25 mm,滑片高度 10 mm、厚度 3 mm,吸气口(腰型进气口)长 10 mm、宽 5 mm,位置角度 0°~10°,排气口位置角度 110°~170°.

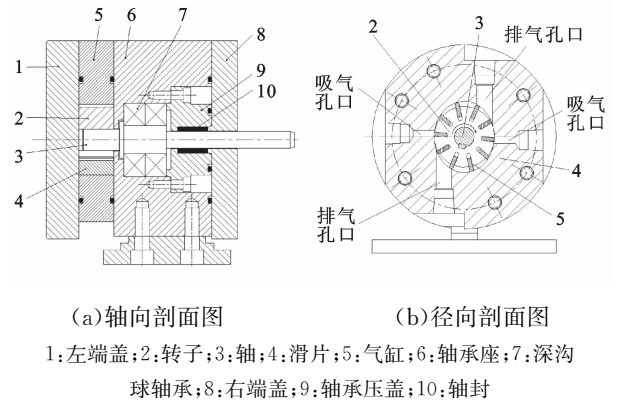


图 1 膨胀机原样机结构简图

膨胀机原样机可以在 CO₂ 制冷循环系统中稳定运行. 在工作过程中,膨胀机滑片通过进气口时会

被高压、高速的进口流体冲入槽底. 由于滑片的离心力远小于滑片顶部流体压力,因此滑片在通过进气口后无法顺利甩出,使得其与气缸壁的接触受到了影响,从而造成相邻的 2 个工作腔相通,由此产生大量的泄漏,大大降低了膨胀机的性能.

1.2 槽底引压结构

为了解决滑片与气缸内壁脱离的问题,本文提出了一种通过气体力使滑片与气缸内壁良好接触的槽底引压结构. 如图 2 所示,在膨胀机左端盖内部加工了一条引压通道,端盖的内端面上共有 2 个孔口,并与引压通道相通. 最右侧的孔口是轴向引压孔口,可将进气口内的高压流体引入到引压通道内. 靠近端盖中心的 2 个孔口是弧形引压孔口,它们对称布置且在膨胀机吸气过程中与滑片槽底相通,作用是将引压通道内的高压流体引入到滑片槽底的容积腔内. 通过这种槽底引压结构,在膨胀机的吸气阶段,高压流体进入滑片槽底部的容积腔并作用在滑片底部,使得滑片能够抵抗部分进气冲击,而在吸气结束后迅速与气缸内壁贴合;在膨胀机的膨胀和排气阶段,高压流体不会进入滑片槽底部的容积腔,因为该容积腔的容积很小,此时依靠泄漏就可以迅速降低腔内压力,而滑片旋转产生的离心力和该容积腔内的残余压力依然可以确保滑片与气缸内壁良好贴合.

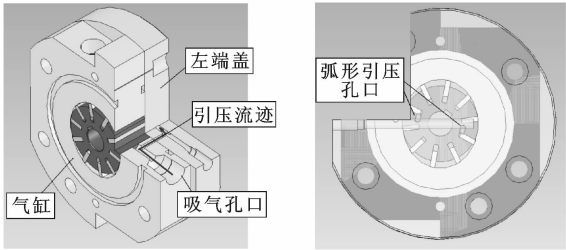
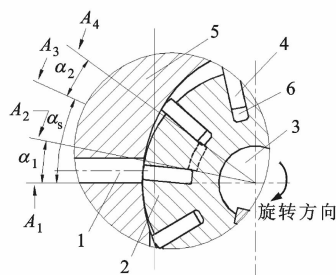


图 2 膨胀机补气通道结构图

1.3 弧形引压孔口的设计

在引压结构中,弧形引压孔口与滑片槽底容积腔相通,因此弧形引压孔口的位置和长度决定着引入的高压流体作用在滑片底部的时间. 若弧形引压孔口过大、过长,则会导致滑片顶部与气缸内壁之间产生很大的摩擦力并持续较长的时间,从而产生大量的摩擦损失,由此降低膨胀机的效率. 相反,若弧形引压孔口过小、过短,则会导致引入的压力不足,出现滑片仍然滞留在滑片槽底、相邻 2 个工作腔依然连通的现象. 因此,设计合理的弧形引压孔口的位置和长度是这种槽底引压结构的关键.

图3是滑片膨胀机弧形引压孔口的位置局部放大图,其中虚线部分为滑片膨胀机安装完成后弧形引压孔口在转子端面上的投影位置.图中 A_1 为膨胀机吸气过程的开始位置, A_2 为滑片槽底与弧形引压孔口开始连通的位置, A_3 为膨胀机吸气过程结束时的位置, A_4 为滑片槽底与弧形引压孔口断开时的位置, α_1 为滑片槽底容积与弧形补气孔口开始连通的位置与膨胀机吸气过程开始时的位置之间的角度, α_2 是滑片槽底与弧形引压孔口开始断开的位置与膨胀机吸气过程结束时的位置之间的角度.由于膨胀机的吸气角度 α_s 是固定不变的,因此 α_1 和 α_2 决定了弧形引压孔口的位置和长度.



1:吸气通道;2:转子;3:轴;4:滑片;5:气缸;6:槽底容积

图3 弧形引压孔口局部放大图

为了分析计算 α_1 和 α_2 的位置在滑片膨胀机的最佳工况下对效率的影响,本文建立了下述的数学模型.

根据热力学第一定律,控制容积内的气体内能变化为

$$dU = \delta Q + \delta E_i - \delta E_o + \delta W \quad (1)$$

根据质量守恒方程,控制容积内的工质质量变化为

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{i=1}^i \frac{dm_i}{dt} + \sum_{j=1}^j \frac{dm_o}{dt} \quad (2)$$

通过弧形引压孔口的工质流动可以模拟成通过喷管的流动,因此此处工质的流量可以根据喷嘴模型计算,即当

$$\frac{p_f}{p_b} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}$$

则

$$\dot{m}_g = \rho_o A_e \left(\frac{2k}{k-1} \frac{p_b}{\rho_o} \left(\frac{p_f}{p_b} \right)^{2/k} \left[1 - \left(\frac{p_f}{p_b} \right)^{(k-1)/k} \right] \right)^{1/2} \quad (3)$$

当

$$\frac{p_f}{p_b} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}$$

则

$$\dot{m}_g = \rho_o A_e \left(\frac{k p_b}{\rho_o} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)} \right)^{1/2} \quad (4)$$

式中: ρ_o 是喷嘴出口工质密度; p_f 、 p_b 分别是喷嘴前后的压力; k 是绝热指数; A_e 是喷嘴流通面积.

当程序运行至 α_1 ,即滑片槽底与弧形引压孔口相通时,程序开始分析计算引入槽底工质的流量及泄漏量,同时计算引入槽底的高压工质作用在滑片底部的气体力;当程序运行至 α_2 ,即滑片槽底与弧形引压孔口断开时,程序停止计算引压流量和泄漏量.

根据滑片的结构和工作原理知,理论吸气量

$$\dot{m}_i = 2N_v V_e \eta \rho / 60 \quad (5)$$

式中: N_v 是滑片数量; V_e 是每转最大吸气容积; n 是转速; ρ 是进口工质密度.

膨胀机的理论输出功率

$$P_a = \dot{m}_a (h_o - h_i) \quad (6)$$

式中: $\dot{m}_a$ 是考虑到了各个泄漏通道泄漏流量后的质量流量; h_i 是进口工质焓值; h_o 是等熵膨胀后出口工质焓值.

在工作过程中,膨胀机每一个工作腔在一个循环中的指示功率

$$P_i^{\text{ind}} = \sum_{\theta=0}^{\theta=\pi+\frac{2\pi}{N_v}} p(\theta) (v(\theta+d\theta) - v(\theta)) \quad (7)$$

式中: $p(\theta)$ 和 $v(\theta)$ 分别表示 θ 角下工作腔工质的压力和比热容.因此,膨胀机的指示功率可定义为

$$P^{\text{ind}} = \frac{2P_i^{\text{ind}} N_v n}{60} \quad (8)$$

膨胀机的效率为

$$\eta_a = \frac{(P^{\text{ind}} - P_f)}{P_a} \quad (9)$$

$$\eta_v = \dot{m}_i / \dot{m}_a \quad (10)$$

式中: P_f 是摩擦功率; η_a 是绝热效率; η_v 是容积效率.

如图4所示,当 $\alpha_1/\alpha_s = 0.2$ 时,槽底引压结构对膨胀机效率的影响较小,随着 α_1/α_s 的增大($0.2 < \alpha_1/\alpha_s < 0.5$),膨胀机的效率不断提高;当 $\alpha_1/\alpha_s \approx 0.5$ 时,膨胀机的效率达到最大值,随着 α_1/α_s 的进一步增大($\alpha_1/\alpha_s < 1$),膨胀机的效率逐渐降低;当 $\alpha_1/\alpha_s \geq 1$ 时,意味着膨胀机在进气阶段并没有采用槽底引压结构. α_2 在 $0^\circ \sim 14^\circ$ 范围内变化,滑片膨胀机的效率表现出先增大再减小的趋势;当 $\alpha_2 = 10^\circ$ 时,膨胀机的效率最大;当 $\alpha_2 = 14^\circ$ 时,膨胀机效率已经低于 $\alpha_2 = 0^\circ$ 时膨胀机的效率.因此,在设计滑片膨

胀机的弧形引压孔口时, α_1 需满足 $1>\alpha_1/\alpha_s\geq0.2$, 同时 α_2 满足 $14^\circ>\alpha_2\geq0^\circ$, 其中最优角度是 $\alpha_1/\alpha_s=0.5, \alpha_2=10^\circ$.

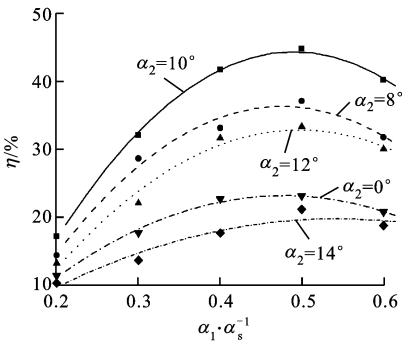


图 4 弧形引压孔口位置与膨胀机效率的关系

2 实验测试系统

根据数学模型计算分析出的最佳弧形孔口位置,对原有样机进行了设计改进,即加入了槽底引压结构,并在 CO₂ 制冷循环系统中进行了实验.图 5 是跨临界 CO₂ 制冷循环系统的工作流程图.从图 5 看出,压缩机排出的高温高压气体先进入气体冷却器,之后经过膨胀机或节流阀分为气液两相流,再经过蒸发器换热后回到压缩机,由此完成一个循环.膨胀机与节流阀并联,膨胀机之后接有发电机和负载,以用于测量消耗膨胀机的输出功.

为了获得膨胀机实际运行过程中滑片的运动规律,特别是滑片与气缸内壁贴合的程度,膨胀机的左端盖用透明的有机玻璃材料加工而成,并且利用高速摄像机通过透明端盖拍摄了膨胀机多个工作周期的滑片运动过程.

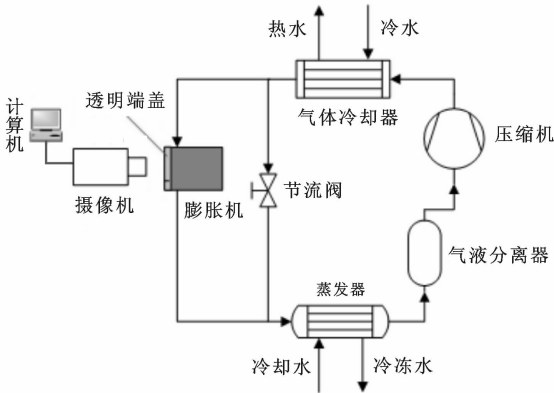


图 5 CO₂ 测试系统的工作流程

实验中的测量误差主要是各种仪器的传递误差,表 1 为各种测量仪器的精度值.

表 1 仪器的测量精度

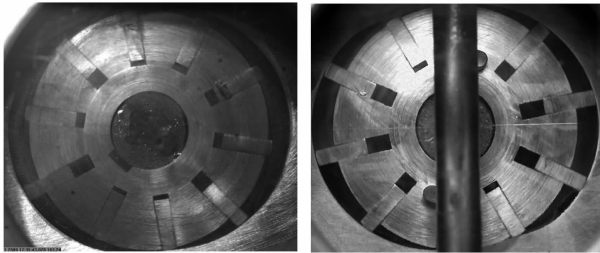
测量精度						
质量流量/ kg·h ⁻¹	Pt100 温 度/℃	水流量/ m ³ ·h ⁻¹	静态压力/ MPa	动态压力/ MPa	钳式功率/ W	扭矩/ N·m
0.2	0.1	0.1	0.4	0.4	3.0	0.2

3 实验结果与讨论

3.1 滑片与气缸内壁接触情况分析

图 6 是在测试过程中利用高速摄像机拍摄到的膨胀机滑片的瞬时位置截图.从图 6a 看到,无引压结构的膨胀机运行过程中,滑片在不同时刻均出现了不同程度的与气缸内壁脱离的现象,尤其在进气结束时,受进气流体的冲击,滑片全部在滑片槽的内部,无法与气缸壁贴合,从而在滑片顶部形成一条严重的泄漏通道.

从图 6b 可以看到,在膨胀机运行的整个过程中,引压结构下的所有滑片与气缸内壁始终贴合得比较好,特别在进气结束时,受滑片槽底引入高压流体的作用,滑片与气缸内壁接触良好,由此避免了工作腔相连通造成的大量泄漏.



(a)无引压结构 (b)带引压结构
图 6 采用引压结构前后膨胀机运行时的滑片位置

3.2 膨胀输出功率分析

图 7 是相同运行工况下采用引压结构前后的 2 种膨胀机的输出功率随膨胀机转速的变化.从图 7 看出,采用引压结构以后,膨胀机的输出功率较之前有大幅提升,最大输出功率达到了 682 W.由于滑片与气缸内壁接触情况得到了改善,使得相邻工作腔之间的压差增大,推动转子的能力加强,因此膨胀机的输出功率明显提高.从图 7 还可以看到,无论是否采用引压结构,膨胀机的输出功率均随着转速的提高先增大后减小,影响它的主要因素是泄漏和摩擦.随着转速的提高,相对泄漏减少,摩擦损失增大.低转速时,泄漏占主导地位,因此输出功率随着转速的提高而增大.当转速超过临界转速时,摩擦的影响将

会超过泄漏的影响,这时随着转速的提高,输出功率将会减小。

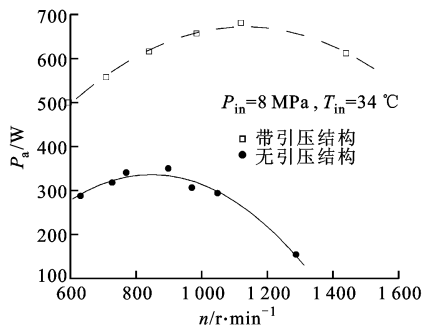


图7 采用引压结构前后的输出功率

3.3 膨胀机效率分析

图8是相同运行工况下采用引压结构前后的2种膨胀机的容积效率和绝热效率随膨胀机转速的变化。从图8看出,采用引压结构前后的容积效率曲线大体相同,均随着转速的提高而增大。采用引压结构后的滑片与气缸内壁的接触得到了大幅改善,因此容积效率相应得到了提高,最高达到了35.1%。由于从进气口引入的高压流体有很大一部分由端面间隙或者其他泄漏通道直接进入排气口,从而导致容积效率增幅较小。

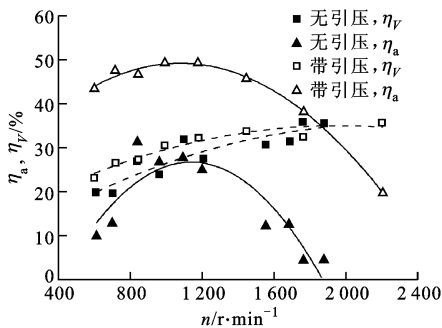


图8 采用引压结构前后的效率

从图8还可以看出,无论是否采用引压结构,在转速为1200 r/min左右时,膨胀机的绝热效率都达到了最大值。滑片与气缸内壁的接触得以改善,使得CO₂气体膨胀过程较为理想,工作腔之间的高低压差推动转子做功的能力得以增强,因此,采用引压结构的最高绝热效率由无引压结构时的23.7%提高到了49.8%。

4 结论

本文为解决滑片膨胀机泄漏问题,提高膨胀机的性能,提出了一种通过气体力使滑片与气缸内壁

良好接触的槽底引压结构,并计算得出了最优结构参数,同时对采用引压结构的膨胀机进行了实验研究和对比分析,结论如下。

(1)引压结构中弧形引压孔口的位置和长度决定着引压的效果,其最优的角度是 $\alpha_1/\alpha_s = 0.5$, $\alpha_2 = 10^\circ$ 。

(2)采用引压结构后,膨胀机的滑片与气缸内壁贴合度得到了大幅改善,从而降低了膨胀机的内部泄漏。

(3)采用引压结构后,膨胀机相邻工作腔压差增大,因此推动转子做功的能力增强,输出功率大幅提高,最高达682 W。

(4)膨胀机在不同转速下的绝热效率均得到了不同程度的提高,采用引压结构的最大绝热效率由无引压结构时的23%提高到了49%。

(5)在引压结构中,由进气口引入的高压流体有很大一部分从端面间隙或者其他泄漏通道直接进入排气口,从而导致容积效率增幅较小。

(6)除了弧形引压孔口的位置和长度以外,引压压力也是引压结构中的重要参数之一,对引压压力的优化将在下一阶段工作中进行。

参考文献:

- [1] LORENTZEN G, PETTERSEN J. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning [J]. International Journal of Refrigeration, 1993, 16 (1): 4-12.
- [2] BAEK J S, GROLL E A, LAWLESS P B. Piston-cylinder work producing expansion device in a trans-critical carbon dioxide cycle: part I experimental investigation [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28 (2): 141-151.
- [3] NICKL J, WILL G, QUACK H, et al. Integration of a three-stage expander into a CO₂ refrigeration system [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28 (8): 1219-1224.
- [4] 郭蓓, 彭学院, 李连生, 等. 旋叶式压缩机的滑片顶部形状研究 [J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(7): 717-721.
GUO Bei, PENG Xueyuan, LI Liansheng, et al. Investigation in vane tip profile of rotary vane compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, 38 (7): 717-721.
- [5] 杨炳春, 郭蓓, 彭学院, 等. CO₂滑片膨胀机热力过程试验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(3): 313-317.

YANG Bingchun, GUO Bei, PENG Xueyuan, et al. Experiment research on the internal working process of the CO₂ rotary vane expander [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42 (3): 313-317.

[6] JIA Xiaohan, ZHANG Bo, YANG Bingchun, et al. Study of a rotary vane expander for transcritical CO₂ cycle; part II theoretical modeling [J]. HVAC&R Research, 2009, 15(4): 689-710.

培尔顿式膨胀机的实验研究. 西安交通大学学报, 2009,43(9):95-99.

低温余热回收用涡旋膨胀机性能模拟研究. 西安交通大学学报, 2009,43(7):88-91.

CO₂ 滑片膨胀机热力过程的试验研究. 西安交通大学学报, 2008,42(3):313-317.

带膨胀机的煤层气液化流程计算及热力学分析. 西安交通大学学报, 2007,41(9):1115-1118.

—120℃小型逆布雷顿空气制冷机—性能的试验研究. 西安交通大学学报, 2007,41(8):986-990.

低温透平制冷机的静压气体润滑轴承研究. 西安交通大学学报, 2007,41(7):792-796.

用于冷中子源系统的氮制冷循环方案分析. 西安交通大学学报, 2007,41(3):316-320.

[本刊相关文献链接]

高速透平膨胀机临界转速的计算与分析. 西安交通大学学报, 2010,44(9):33-37.

微型气浮轴承高速透平膨胀机的研制. 西安交通大学学报, 2010,44(1):61-65.

小型低温余热发电系统膨胀机输出特性试验研究. 西安交通大学学报, 2009,43(11):100-103.

(编辑 苗凌)