

DOI: 10.7652/xjtuxb201401007

涡旋膨胀机改造及试验性能研究

褚晓广^{1,2}, 张承慧¹, 李珂¹, 孔英³, 荆业飞¹

(1. 山东大学控制科学与工程学院, 250061, 济南; 2. 曲阜师范大学电气信息与自动化学院, 276826, 山东日照;
3. 济宁医学院医学信息工程学院, 276800, 山东日照)

摘要: 针对涡旋膨胀机普遍存在输出功率和气动转化效率相对较低的问题,提出了基于涡旋体型线修正和进口面积调整的 2 种涡旋膨胀机结构改造方法。以具有圆弧加直线型线结构的涡旋压缩机为例,采用圆渐开线加过渡直线的组合型线修正方法,结合进口面积调整原则完成了涡旋膨胀机改造。试验结果表明:改造后样机全效率最高可达 53%,输出功率随供气压力升高而增大,其中 550 kPa 供气压力时输出功率可达 780 W;相同工况下,进口面积增大 30%,输出功率增幅可达 100 W,全效率提高 10%。该结果验证了涡旋膨胀机结构改造方法的有效性,为涡旋膨胀机结构设计和实用化奠定了理论和实践基础。

关键词: 涡旋膨胀机;结构改造;型线修正;全效率

中图分类号: TH45 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)01-0037-05

Improvement and Performance Experiment of a Scroll Expander

CHU Xiaoguang^{1,2}, ZHANG Chenghui¹, LI Ke¹, KONG Ying³, JING Yefei¹

(1. School of Control Science and Engineering, Shandong University, Jinan 25006, China; 2. School of Electrical Information Automation, Qufu Normal University, Rizhao, Shandong 276826, China; 3. School of Medical Information and Technology, Jining Medical University, Rizhao, Shandong 276800, China)

Abstract: The scroll profile modification and the inlet port area regulation were proposed to improve power output and the pneumatic conversion efficiency of a scroll expander. The circle involute-line profile modification combining with the inlet port regulation was adopted to modify a scroll compressor with the circle arc line profile. The experiment results show that the whole efficiency of the modified scroll expander would be up to 53%. The power output increased with the supply pressure, reaching 780 W at the supply pressure of 550 kPa. Under the same condition, the power output increased by 100 W and the whole efficiency rose by 10% when the inlet port area increased by 30%. These results confirm the feasibility of the improvement method. The present method may be useful for the structure design of scroll expanders.

Keywords: scroll expander; structure reformation; profile modification; whole efficiency

涡旋膨胀机多为涡旋压缩机改装而成的实验室产品,具有结构紧凑、无污染、泄漏小等优点,已获得众多科研工作者关注,如采用涡旋膨胀机回收废气中的能量^[1],采用涡旋膨胀机对燃料电池排放废

气^[2-3]进行回收,采用涡旋膨胀机回收气动设备排放废气^[4],但它们普遍存在输出功率以及气动转化效率相对较低的问题。涡旋膨胀机改造多集中于外部辅助设施的改进,如针对气体压缩和膨胀的机理差

收稿日期: 2013-04-26。 作者简介: 褚晓广(1975—),男,博士,讲师。 基金项目: 国家“863 计划”资助项目(2009AA05Z212);国家自然科学基金重大国际(地区)合作项目(61320106011);曲阜师范大学校级基金资助项目(2013kj009);曲阜师范大学博士科研启动基金资助项目。

异,去除了主轴上用作压缩降温的制冷风扇^[5],在壳体外部另加封闭壳体以减少外泄漏^[6]。文献[7-10]探讨了涡旋压缩机排气孔位置、形状及面积对排气流速和排气功率的影响,文献[11-12]介绍了涡旋压缩机涡旋型线对排气孔口的侵入现象,并提出了涡旋型线齿端修正方法。

鉴于涡旋膨胀机与压缩机相逆的工作机理,结合涡旋压缩机在增大压缩比和排气孔口方面的相关研究成果,本文提出了涡旋体齿端修正和进口面积调整的2种方法来改造涡旋膨胀机结构,并完成了试验样机的性能测试,以期对涡旋膨胀机的结构设计提供理论和实践支持。

1 涡旋膨胀机改造原理

图1为涡旋膨胀机横截面结构。壳体内多个封闭腔室由动静涡盘啮合而成,高压气体由进气口吸入,并在封闭腔室内膨胀释能,最后以输出轴功率的形式输出。

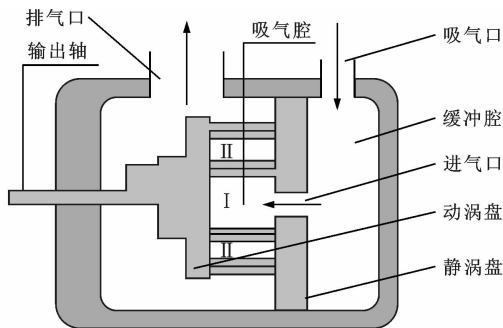


图1 涡旋膨胀机横截面结构

提高气动转化效率和增大输出功率是涡旋膨胀机结构改造的目标,提高气动转化效率必须有效降低气动转化的功率损耗,增大输出功率必须在气动转化效率提高的基础上增加有效气体的输入功率。

图2为膨胀机内部功率损耗,主要包括进气口功率损耗、泄漏损耗、过/欠膨胀损耗、摩擦损耗及排

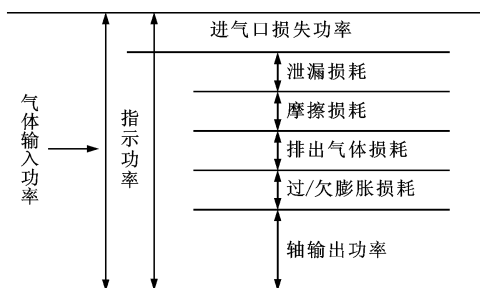


图2 膨胀机内部功率损耗

出气体损耗等。减小泄漏间隙、增加润滑可有效降低泄漏和摩擦损耗,通过优化控制供气压力可解决过/欠膨胀损耗、排出气体损耗,这些损耗无法通过结构设计来解决。进口功率损耗会影响膨胀机有效输入功率和输出功率,其由进口流阻所致,而进口流阻受制于进气口面积,为此调整进口面积是有效降低膨胀机内部功率损耗的关键。

增大输出功率,可通过提高涡旋膨胀机的气体输入功率来实现。涡旋膨胀机气体输入功率^[13]

$$P_{\text{air}} = p_n V_s \ln \frac{p}{p_{\text{atm}}} \quad (1)$$

式中: p 、 n 和 V_s 分别为涡旋膨胀机供气压力、转速及吸气容积; p_{atm} 为标准大气压。

由式(1)可知,气体输入功率取决于气体压力、转速及容积,通过减小吸入流阻来降低气体压力损耗、增大有效吸气容积,可以提高膨胀机的性能。

由涡旋压缩机改造后的涡旋膨胀机继承了涡旋压缩机的内部结构,却降低了膨胀机的吸气容积,为此本文采用涡旋体齿端型线修正、进口面积调整,改善涡旋膨胀机的性能,实现涡旋膨胀机的结构改造。

2 涡旋膨胀机改造型线

一般采用涡旋体齿端型线修正的方法来提高涡旋压缩机的压缩比,型线修正主要包括对称圆弧修正、对称圆弧加直线修正及对称圆渐开线修正等。本文采用圆弧加直线修正的方法将涡旋压缩机(WX86)改造为涡旋膨胀机。

膨胀机吸气容积为腔室I容积,表达式为^[14]

$$V_s = 2h \left[\int (r\varphi)^2 d\varphi - S_L - S_{I_s} \right] \quad (2)$$

式中: h 为涡盘高度; r 为基圆半径; φ 为啮合点B的渐开线展开角; S_L 为动、静涡盘基圆之间所围面积,完全取决于涡旋机基圆半径及偏心轴距; S_{I_s} 为涡旋体壁厚部分面积。为提高压缩比,涡旋压缩机设计时需修正涡旋型线,使得涡旋体齿端壁增厚,涡旋膨胀机吸气容积减小。为此,涡旋膨胀机改造时需对涡旋型线齿端重新修正,以增大膨胀机吸气容积,改善膨胀机的性能。

图3为涡旋膨胀机型线修正示意图。为提高涡旋膨胀机性能,在保持型线连续性、光滑性以及结构稳定性的基础上,采用渐开线加直线的方法对涡旋体进行型线修正,使 S_{I_s} 减小(见图3阴影部分)。型线修正方程描述如下。

设 ϕ 为A点渐开线展开角, α 为渐开线发生角,

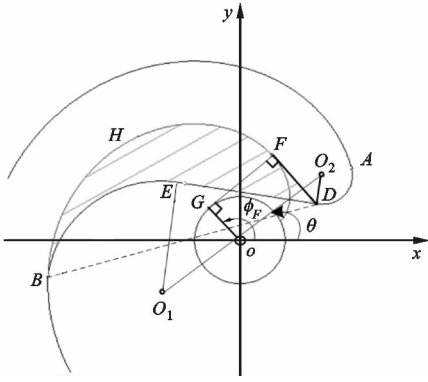


图3 涡旋膨胀机型线修正示意

B为啮合点,则A、B的坐标分别为

$$\begin{cases} x_A = r[\cos\phi + (\phi + \alpha)\sin\phi] \\ y_A = r[\sin\phi - (\phi + \alpha)\cos\phi] \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x_B = r[\cos(\phi + \pi) + (\phi + \pi - \alpha)\sin(\phi + \pi)] \\ y_B = r[\sin(\phi + \pi) - (\phi + \pi - \alpha)\cos(\phi + \pi)] \end{cases} \quad (4)$$

圆弧BE的方程为

$$(x - x_{O_1})^2 + (y - y_{O_1})^2 = R_1^2 \quad (5)$$

圆弧AD的方程为

$$(x - x_{O_2})^2 + (y - y_{O_2})^2 = R_2^2 \quad (6)$$

式中: O_1 、 O_2 分别为圆弧BE和AD的圆心; R_1 、 R_2 分别为相应圆弧半径,均由测绘获得。

两圆弧过渡直线DE分别与两圆弧相切,过渡直线即为两圆弧的共切线,切线的方程为

$$y = k_1 x + b_1 \quad (7)$$

$$k_1 = f_1(x_{O_1}, x_{O_2}, R_1, R_2)$$

$$b_1 = f_2(x_{O_1}, x_{O_2}, R_1, R_2)$$

联立式(5)~(7)可求出点D、E的坐标(x_D , y_D)、(x_E , y_E)。

为了保持型线的连续性、光滑性和涡旋体的厚度,过点D作BF渐开线的切线,假设点F的渐开线展开角为 ϕ_F ,则点F、G的坐标分别为

$$\begin{cases} x_F = r[\cos(\phi_F + \pi) + (\phi_F + \pi - \alpha)\sin(\phi_F + \pi)] \\ y_F = r[\sin(\phi_F + \pi) - (\phi_F + \pi - \alpha)\cos(\phi_F + \pi)] \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} x_G = r\cos\phi_F \\ y_G = r\sin\phi_F \end{cases} \quad (9)$$

由 $k_2 k_3 = -1$ 可求出 ϕ_F ,其中: k_2 为直线GF的斜率, $k_2 = f(x_G, y_G, x_F, y_F)$; k_3 为直线DF的斜率, $k_3 = f(x_D, y_D, x_F, y_F)$ 。

图3中起始端涡旋体去除的面积为

$$S_{\text{rid}} = \int_{x_F}^{x_B} y dx + \int_{x_D}^{x_F} (k_3 x + b_3) dx -$$

$$\int_{x_E}^a (k_1 x + b_1) dx - \int_{x_B}^{x_E} ((R_2^2 - (x - x_{O_1})^2)^{1/2} + y_{O_1}) dx \quad (10)$$

3 涡旋膨胀机进气口面积调整

涡旋膨胀机一般由高压气体驱动,工作在高速和大流量工况下,进气口流阻造成的功率损耗严重影响系统性能。压缩气体在进气口的流动近似看作一维等熵流动,则进气口功率损失^[14]

$$P_{\text{Lin}} = \frac{A_{\text{in}}}{2} f \rho u^3 = \frac{f \rho n^3 V_s^3}{2 A_{\text{in}}^2} \quad (11)$$

式中: u 为气体体积流速, $u = Q/A_{\text{in}} = nV_s/A_{\text{in}}$; f 为气流摩擦系数; ρ 为进气口的气体密度; n 、 V_s 、 Q 分别为涡旋膨胀机的转速、吸气容积和体积流量; A_{in} 为进气口面积。

由式(11)可知,进气功率损失与吸气容积的三次方成正比,与进气口面积的二次方成反比。增大吸气容积可增大涡旋膨胀机的输入功率,因此降低进气口功率损失可在进气口最大开设范围内增大进气口的面积。

进气口调整原则:①始终保持进气口和吸气腔室贯通;②任意时刻进气口不可与膨胀腔室连通;③进气口形状尽量圆滑,尽可能减小气体流阻。

进气口面积开设的最大允许区域:动涡盘旋转至膨胀开始时,吸气腔室面积及外缘线内动涡旋齿占据的区域。

4 性能评价标准

输出功率和全效率可以有效评价涡旋膨胀机的性能,其中输出功率表征了涡旋膨胀机驱动负载的能力,全效率^[15]涵盖了涡旋膨胀机内部的摩擦、泄漏、机械损耗等,可以表征涡旋膨胀机的有效气动能量转化效率,分别为

$$P_{\text{shaft}} = T\omega \quad (12)$$

$$\eta = \frac{P_{\text{shaft}}}{P_{\text{air}}} = \frac{T\omega}{pQ \ln(p/p_{\text{atm}})} \quad (13)$$

式中: T 和 ω 分别为涡旋膨胀机的转矩和旋转角速度; P_{shaft} 和 P_{air} 分别为涡旋膨胀机输出功率和气体输入功率。

5 试验研究

图4为涡旋膨胀机试验测试平台。涡旋膨胀机由WXH-086涡旋压缩机改装而成,结构参数见表1。涡旋膨胀机、永磁发电机、转矩/转速传感器刚性

联接,气罐压力、膨胀机的供气压力和流量、输出转矩和转速等信号由数据采集卡获取,并在 PC 机内进行数据分析。

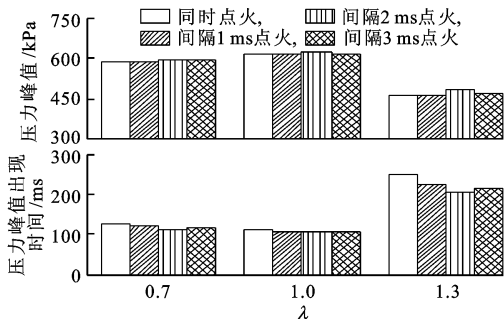


图 4 涡旋膨胀机试验测试平台

表 1 涡旋压缩机结构参数

参数	测绘值	参数	测绘值
r/mm	2.8	涡盘厚度/ mm	4.2
节距/ mm	17.6	h/mm	33.4
$\alpha/(\text{^\circ})$	42.95	涡旋线圈数	2.18

试验 1 研究进口面积调整对涡旋膨胀机性能的影响,以期获得膨胀机优化的进口面积。涡旋膨胀机供气压力由储气罐直接提供,罐内压缩气体起始压力(见图 5)为 600 kPa,永磁发电机为三相交流负载($3\times 160\ \Omega$)提供电能。

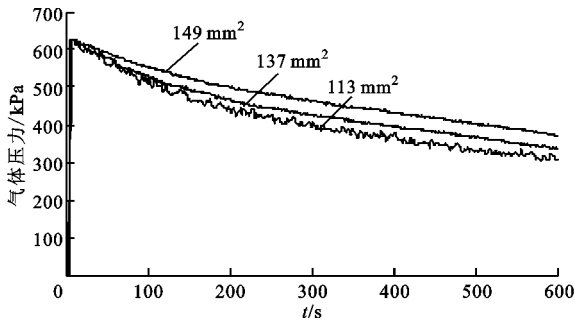


图 5 罐内气体压力变化轨迹

对进口面积进行了 2 次调整($113\ \text{mm}^2\rightarrow 137\ \text{mm}^2\rightarrow 149\ \text{mm}^2$)和性能测试。图 6 为 3 种进口面积的涡旋膨胀机的输出功率对比。从图中看出:涡旋膨胀机的输出功率随进口面积的增大而增大,增加幅度达 200 W;结合图 5 分析可知,涡旋膨胀机消耗的压缩气体功率明显降低,且气罐气体压力降低幅度随进口面积的增大明显减小,即气罐储存的气体内存降低幅度减小。

图 7 为 3 种进口面积的涡旋膨胀机的全效率对比。从图中看出:涡旋膨胀机全效率受进口面积影

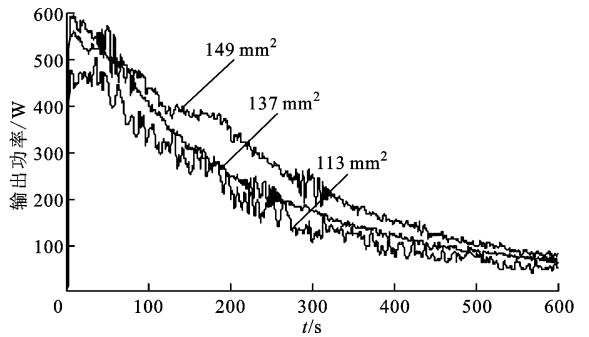


图 6 3 种进口面积的涡旋膨胀机的输出功率对比

响显著,进口面积为 $149\ \text{mm}^2$ 时的全效率远大于 113 、 $137\ \text{mm}^2$ 这 2 种情况,增幅可达 10%,工作性能明显改善,最大全效率已达 40%,远高于传统膨胀机效率(叶轮式气动马达效率仅为 20%);3 种进口膨胀机最大全效率所对应的供气压力(设计供气压力)有所不同,进口面积越大,供气压力越小, 113 、 137 、 $149\ \text{mm}^2$ 对应的供气压力分别为 550、530、500 kPa,这是进口面积增大使得进口流阻减小、气体压力损失减小、获得相同设计供气压力所需实际供气压力降低、功率损耗小的缘故。全效率随供气压力降低呈现出先增大后降低的趋势,表明涡旋膨胀机存在着优化供气压力(设计供气压力)。当供气压力大于优化供气压力时,涡旋膨胀机工作在过膨胀状态,当供气压力小于优化供气压力时,涡旋膨胀机运行在欠膨胀状态,二者均存在额外功率损耗,从而导致全效率降低,而当供气压力为设计压力时,膨胀机全效率最高。

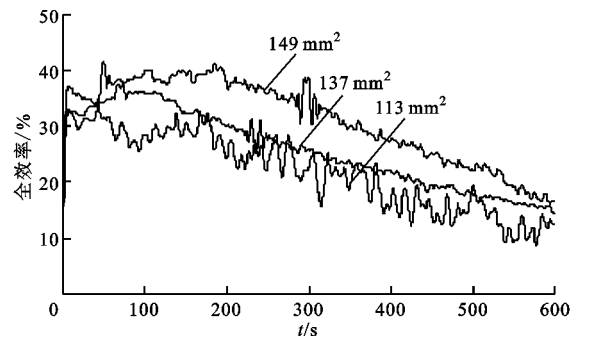


图 7 3 种进口面积的涡旋膨胀机的全效率对比

试验 2 研究涡旋膨胀机多工况下的工作性能。图 8 为试验方案,方案中由 PI 控制器通过调节阀门开度来改变膨胀机的供气压力;发电机负载为直流可调负载,通过转速 PI 控制器调节;供气压力下最大输出功率和全效率通过改变膨胀机转速获取。

图 9 为不同供气压力下涡旋膨胀机性能对比。从图 9a 看出:涡旋膨胀机输出功率随供气压力的升

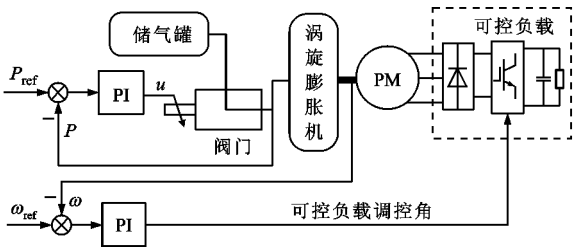
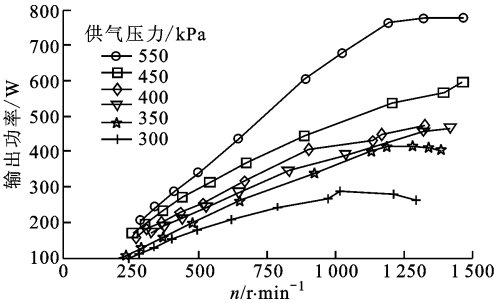
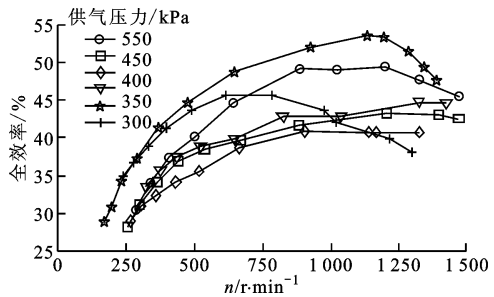


图 8 试验方案

高而增大;当供气压力为 550 kPa 时,最大输出功率可达 780 W,比改造前膨胀机(图 6 中开口面积为 113 mm²,供气压力为 550 kPa)的输出功率 420 W 增加了 360 W,比调整了进口面积而未作齿端型线修正(图 6 中开口面积为 149 mm²,供气压力为 550 kPa)的输出功率增加了 300 W。图 9 结果表明,涡旋膨胀机的改造策略是有效的,通过齿端修正调整涡旋膨胀机的吸气容积,可有效提高涡旋膨胀机输出功率。相同供气压力下,输出功率随转速的升高先增大后小幅下降,表明:转速升高,膨胀机流量增大(nV_s),膨胀机输入功率增大,吸气容积增大,高速运行的膨胀机性能改善明显;输出功率小幅下降是转速升高,机械摩擦损耗增大所致。



(a)输出功率



(b)全效率

图 9 不同供气压力下涡旋膨胀机的性能对比

从图 9b 看出:涡旋膨胀机的全效率随转速的升高先升高后降低,涡旋膨胀机的全效率最大值达

53%,远高于未做型线修正时的 40%;当转速达 750 r/min 时,全效率均达到 40% 以上,具有较宽的高效运行区间;最大全效率对应的供气压力为 350 kPa,该值低于未做齿端修正时的 500 kPa。该结果可为涡旋膨胀机的效率优化控制提供参考。

6 结 论

通过对涡旋压缩机运行机理和涡旋膨胀机气动转化过程的功率分析,提出了基于齿端型线修正和进口面积调整的涡旋膨胀机改造方法。结合课题所选压缩机型线结构,采用圆渐开线加过渡直线的方法增大吸气容积、扩大进口面积。试验结果表明,改造后的涡旋膨胀机的输出功率和全效率大幅提高,其中最大输出功率增加了 360 W,最大全效率达 53%,并具有较宽的高效运行工作区间。

参考文献:

[1] HYUN J K, JONG M A, SUNG O C. Numerical simulation on scroll expander-compressor unit for CO₂ transcritical cycles [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 28(13): 1654-1661.

[2] GAO Xiaojun, LI Liansheng, ZHAO Yuanyang, et al. Research on a scroll expander used for recovering work in a fuel cell [J]. International journal of Thermodynamics, 2004, 7(1): 1-8.

[3] ZHAO Yuanyang, LI Liansheng, SHU Pengcheng. Thermodynamic simulation of scroll compressor expander module in automotive fuel cell engine [J]. Proceedings of IMechE; Part D Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(5): 571-577.

[4] LUO Xing, SUN Hao, WANG Jihong. An energy efficient pneumatic-electrical system and control strategy development [C] // Proceedings of American Control Conference, Piscataway, NJ, USA; IEEE, 2011: 4743-4748.

[5] YANAGISAWA T, FUKUTA Y, OGI T, et al. Performance of an oil-free scroll-type air expander [C] // Proceedings of International Conference on Compressors and Their Systems, Piscataway, NJ, USA; IEEE, 2001: 167-174.

[6] DECLAYE S. Design, optimization and modeling of an organic Rankine cycle for waste heat recovery[D]. Liège, Belgique: Université de Liège, 2009.

(下转第 100 页)