

双螺杆膨胀机的发电特性试验研究

徐明照 杨小强 刁安娜 杨毅

(中国船舶重工集团公司第七一一研究所, 上海 200072)

摘要: 针对用螺杆膨胀机取代工业减温减压装置的问题进行了理论分析和试验研究,对欠膨胀过程建立了理论模型,经过理论计算及与试验结果的对比和分析,结果表明:欠膨胀过程会导致发电量损失,且损失量随着进气压力的升高而增大;由于换热、泄露等因素的影响,实际的膨胀过程为偏向等温膨胀的多变过程;在试验工况内,当进气压力高于0.238 MPa后,发电量误差最大为18%,最小为10%,理论计算值与试验值吻合较好。

关键词: 减温减压; 螺杆膨胀机; 欠膨胀

中图分类号: TK05 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.10.011

引言

在石油化工、电力钢铁等行业中存在大量的减温减压装置,用于平衡工艺使用和热量平衡,但在减温减压的过程中,造成大量的焓损失,即有用能的浪费。为了合理利用资源,实现能源的梯级利用,采用膨胀机替代减温减压器,将其压力能转化为电能,是一种能量综合利用的有效方法。在各种类型的膨胀机中,螺杆膨胀机因适用于气液两相膨胀而备受业界关注。近年来,对螺杆膨胀机的研究工作主要可以分为三个方面:一方面是针对螺杆膨胀机主机结构进行优化的研究^[1-2];其次是将螺杆膨胀机应用于ORC(有机朗肯循环)来进行余热回收的研究^[3-4];最后是将螺杆膨胀机应用于制冷(热泵)系统来回收节流损失的研究^[5-6]。

虽然上述领域的研究工作都取得了非常大的进展,但主要集中在理论研究和对小型螺杆膨胀样机的试验研究,对应用于工业上取代减温减压阀的中大型螺杆膨胀机的研究较少。本文针对应用于钢铁厂减温减压场合,额定输出功率为400 kW螺杆膨胀机进行了理论和试验研究。

1 理论分析

用螺杆膨胀机替代减温减压阀,回收气体的压差能进行发电,首先应计算出膨胀机的理论输出功率。为简化分析气体的膨胀过程,作如下假设:(1)气体膨胀过程中不存在因换热、摩擦耗散等引起的各种不可逆损失;(2)膨胀过程进行迅速,忽略气体向外界散失的热量;(3)将气体作理想气体考虑。

由上述假设可推导出膨胀过程满足过程方程:

$$pv^\gamma = C \quad (1)$$

式中: p —气体压力,MPa; v —气体比体积, m^3/kg ; C —常量, γ —气体的比热比, $\gamma = c_p/c_v$,其中: c_p —气体的定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; c_v —气体比定容热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。试验中膨胀气体为空气,取空气的比热比 $\gamma = 1.4$ 。

气体膨胀过程输出的技术功通过膨胀功与流动功的差值进行计算,并利用过程方程进行化简后可得:

$$w_t = \int_{in}^{out} -vdp = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_{in} v_{in} \left[1 - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (2)$$

式中: w_t —气体膨胀过程输出的技术功, kJ/kg ; 下标 in、out—螺杆膨胀机进口和出口。

由于螺杆膨胀机出口背压 p_d 低于膨胀终了压力 p_{out} ,因而实际的膨胀过程为欠膨胀过程,用 $p-v$ 图如图1所示。对于欠膨胀过程,气体首先膨胀到由内容积比决定的膨胀终了压力 p_{out} ,在工作腔与排气孔口连通瞬间,齿间容积内的气体迅速等容膨胀到背压 p_d ,最后以背压完成排气过程。

欠膨胀过程的输出功等于膨胀到 p_{out} 的技术功(曲边梯形1-2-3-7-1面积)加上在 p_{out} 和 p_d 压

收稿日期: 2015-11-26; 修订日期: 2015-12-29

基金项目: 上海市闵行区人才发展专项资金资助项目(QYPZJ-KY-2014-001)

作者简介: 徐明照(1979-),男,山东平度人,中国船舶重工集团公司第七一一研究所高级工程师。

通讯作者: 杨小强(1988-),男,中国船舶重工集团公司第七一一研究所工程师。

差下产生的技术功(矩形3-5-6-7-3面积),由此可得计算式(3)。从图1可以看出,相比于完全膨胀到背压,欠膨胀过程损失的功即为曲边三角形3-4-5(阴影部分所示)面积。

$$W_{tq} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_{in} q_{vin} \left[1 - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] + (p_{out} - p_d) \cdot q_{vout} \quad (3)$$

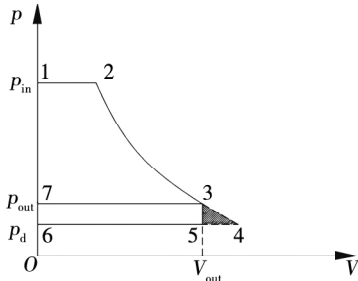


图1 欠膨胀过程

Fig. 1 P - V diagram of under - expansion

螺杆膨胀机的进气量:

$$q_{vin} = C_{\varphi} C_{n1} n \lambda D_1^3 \quad (4)$$

式中: W_{tq} 一欠膨胀过程的输出功, kW; q_{vin} 一螺杆膨胀机进气体积流量 m^3/s ; q_{vout} 一齿间容积与排气孔口连通瞬间的容积流量值 m^3/s ; C_{φ} 一型线扭角系数, 取 0.971 1; C_{n1} 一型线的面积利用系数, 取 0.500 9; n 一阳转子转速 r/min ; λ 一转子长径比; D_1 一阳转子外径 μ 。

在实际的膨胀过程中, 气体从高压侧向低压侧的泄露及气体流动摩擦会损失一部分输出功; 轴承、同步齿轮等的机械摩擦会产生一部分的机械损失; 发电机存在一个发电效率, 会损失一部分输出功。螺杆膨胀机实际输出净功率为:

$$W_n = W_{tq} \eta_{ad} \eta_m \eta_g \quad (5)$$

式中: W_n 一螺杆膨胀机的实际输出净功率, kW; η_{ad} 一螺杆膨胀机的绝热效率, %; η_m 一机械效率, %; η_g 一发电机的发电效率, %。

2 试验系统

针对某钢铁厂的减温减压项目, 设计选用 LGP321 系列螺杆膨胀机, 额定发电功率 400 kW, 对其进行出厂试验时, 选用 LG408 喷液压缩机作为低压气源。

2.1 试验系统

试验系统流程及试验台分别如图2、图3所示, 利用喷液螺杆压缩机为螺杆膨胀机提供低压气源, 压缩机及产生的带压湿空气首先进入储气罐, 储气罐为螺杆膨胀机提供稳定气源的同时, 也起到气液分离的作用。通过气动调速阀和手动旁通阀调节进入螺杆膨胀机的气体流量, 保证在接入不同负载(即实现不同发电量)时螺杆膨胀机的转速恒定。螺杆膨胀机通过齿轮箱与发电机相连, 发电机发出的电通过干式负载箱消耗掉。在膨胀机和压缩机进出口均布置有测点, 用来检测膨胀机和压缩机进出口的压力、温度值。

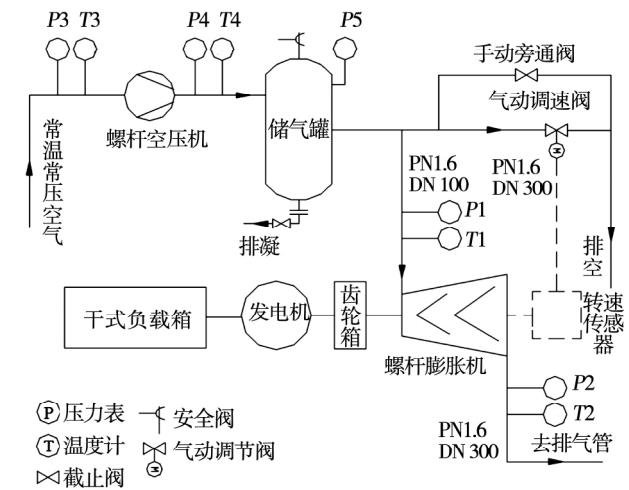


图2 螺杆膨胀机组试验流程图

Fig. 2 Schematic of the twin-screw expander unit test system



图3 螺杆膨胀发电机组试验台

Fig. 3 Picture of the experimental facility

2.2 试验方法

机组开机前, 确认手动旁通阀和气动调节阀均位于全开位置; 然后, 开启油冷器冷却水泵, 开启油泵向螺杆膨胀机、螺杆压缩机及齿轮箱供油, 待油系

统稳定运行后,开启螺杆压缩机向系统供气;接着,关闭手动旁通阀,逐渐关小气动调节阀,当螺杆膨胀机进气压力达到冲转压力后,螺杆转子开始转动。转速随着气动调节阀开度的减小而增加,直至到达设计转速 3 600 r/min,空载运行 10 min;对螺杆膨胀机组运行各参数进行监测,若无异常则开始接入载荷,待运行稳定再继续以 10 kW 为一档进行加载,直至气动调速阀全关,记录不同载荷工况下的试验数据。

量由气动调节阀进行调节,当气动阀开度越小,说明旁通流量越小,进入膨胀机气量越多。试验工况按不同发电量进行分组,参数如表 1 所示,在相应发电量下进行数据记录。

表 1 试验工况参数

Tab. 1 Parameters of the experimental conditions

试验参数	工况								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
发电量/kW	0	10	20	30	40	50	60	70	80

3 试验结果与讨论

由于压缩机供气量恒定,进入螺杆膨胀机的气

在实现不同发电量时,试验测得机组各参数如表 2 所示。

表 2 试验测试结果

Tab. 2 Experimental results

试验参数	发电量/kW								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
膨胀机进气压力/MPa(A)	0.210	0.218	0.227	0.232	0.238	0.243	0.250	0.254	0.259
膨胀机进气温度/°C	50	50	50	50	50	50	50	50	50
膨胀机出口背压/MPa(A)	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
膨胀机排气温度/°C	39.0	39.0	39.0	38.8	38.9	38.5	38.1	37.6	38.2

对应试验测试的膨胀机进气状态,用建立的理论模型分别进行了理论计算,将实验测试值与理论计算值进行了对比分析。

图 4 为不同工况下欠膨胀过程损失,即欠膨胀发电量占完全膨胀发电量的比值。从图中可以看出,随着进气压力的增加,因欠膨胀损失的发电量逐渐增加。

这是因为随着进气压力升高,由内容积比决定的膨胀终了压力也不断升高,而出口背压始终不变,膨胀终了压力 p_{out} 与背压 p_d 之间的压差不断增大,从 p_{out} 等容膨胀到 p_d 是典型的不可逆热力过程,压差越大,不可逆损失越多,导致损失的功率不断增多。

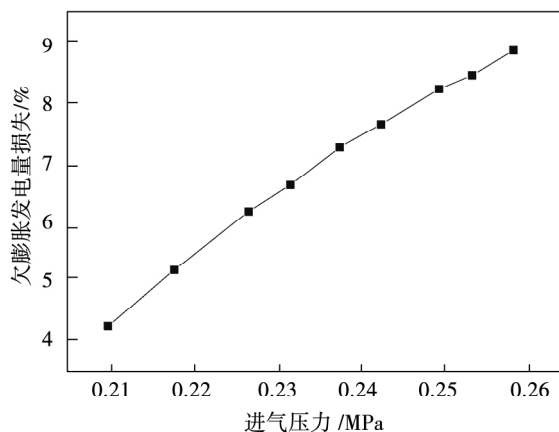


图 4 欠膨胀发电量损失

Fig. 4 Electricity loss of the under-expansion

图 5 为试验测试排气温度与理论计算排气温度的对比关系。从图中可以看出,试验测得的排气温度远高于计算的排气温度,这是由于本实验中用作供气的压缩机采用喷水冷却形式,气源虽然经过储气罐的气液分离,其中仍然会含有部分水蒸气,即膨胀机的实际进气为湿饱和空气。水作为一种湿式工质,膨胀过程极易进入两相区,因而在膨胀过程中会不断产生凝水,凝水温度会远高于空气温度,凝水与不断膨胀降温的空气进行热交换,将热量传递给空气,使空气吸收热量后温度升高,从而出现实测排气温度高于计算值。

图 6 为不同工况下理论计算发电量与试验值的对比。从图中可以看出,在整个试验工况内理论计

算值与试验值吻合较好,随着进气压力的升高,计算值与试验值之间差值不断减小。当进气压力达到 0.238 MPa 时,误差小于 18%,当进气压力为 0.259 MPa 时,误差最小,为 10%。

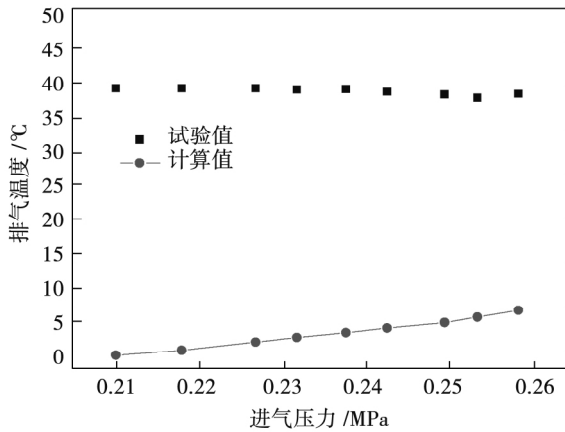


图 5 实验测试排温与计算排温的对比
Fig. 5 Comparison of the measured and calculated discharge temperatures

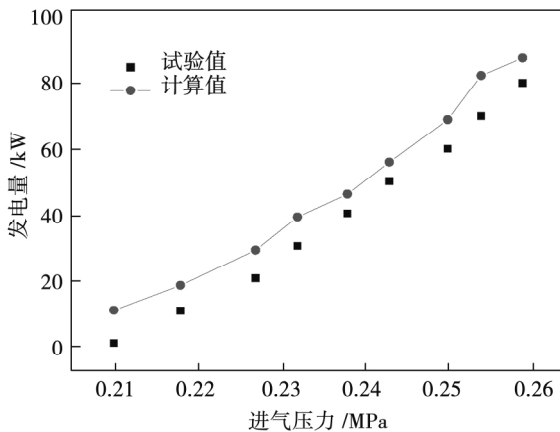


图 6 理论计算发电量与试验值的对比
Fig. 6 Comparison of the calculated and measured electricity output

4 结 论

(1) 欠膨胀过程会导致发电量损失,且损失量随着进气压力的升高而增大,因此,在设计运行工况时,应尽量将膨胀过程设计成近完全膨胀过程;

(2) 由于换热、泄露等因素的影响,实际的膨胀过程为偏向等温膨胀的多变过程,因而实际的排气温度会远高于等熵膨胀出口温度;

(3) 在试验工况内,当进气压力高于 0.238 MPa 后,误差均小于 18%,最小为 10%,说明所使用的理论模型可以较好的与实际膨胀过程吻合;

(4) 本文通过理论及试验研究,对应用于工业减温减压的螺杆膨胀发电机组的运行效果进行了验证,为改进和优化螺杆膨胀机产品提供了参考。

参考文献:

[1] Ahmed Kovacevic , Nikola Stosic , Elvedin Mujic , et al. Analysis of clearances in combined screw machines//ASME. International Mechanical Engineering Congress and Exposition [C]. Florida : IMECE 2005: 1 - 7.

[2] Elvedin Mujic , Ahmed Kovacevic , Nikola Stosic , et al. Advanced design environment for screw machines// Purdue University. International compressor engineering conference [C]. London: School of Mechanical Engineering , 2010: 1 - 9.

[3] MUSTHAFAH B ,NOBORU Y. Characteristics of small ORC system for low temperature waste heat recovery [J]. Journal of Environment and Engineering 2009 4(2) : 375 - 385.

[4] SOTIRIOS K ,ANDREAS S. Supercritical fluid parameters in organic Rankine cycle applications [J]. Journal of thermodynamics , 2008 ,11(3) : 101 - 108.

[5] 马一太,魏东,王景刚,等. CO₂ 跨临界制冷循环中应用两相螺杆膨胀机的理论分析 [J]. 工程热物理学报. 2001 ,22(2) : 137 - 140.

MA Yi-tai ,WEI Dong ,WANG Jing-gang ,et al. A theoretical analysis of the application of the two-phase flow screw expander in CO₂ trans-critical refrigeration cycle [J]. Journal of Engineering Thermo-physics 2001 22(2) : 137 - 140.

[6] 杨金焕,夏葵,姚艳霞,等. 两相螺杆膨胀机的发展及在制冷系统中的应用 [J]. 制冷 2003 22(1) : 23 - 27.

YANG Jin-huan ,XIA Kui ,YAO Yan-xia ,et al. The development of two-phase screw expander and its application in refrigeration field [J]. Refrigeration 2003 22(1) : 23 - 27.

(单丽华 编辑)

consumption rate. **Key words:** fuel efficiency μ net efficiency μ coal consumption rate μ heat balance

中小型火电机组凝汽余热利用供热系统集成研究 = **Configuration Research on Waste Heat Utilization System of Condensing Steam for Middle and Small-sized Thermal Power Unit** [刊, 汉] LI Yan, MA Yi-feng, ZHANG Yong-gui (College of Civil Engineering & Mechanics, Yanshan University, Qinhuangdao, China, Post Code: 066004), FU Lin (School of Architecture, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100083) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -54~58

There is tremendous energy saving potential in the waste heat recovery of condensing steam for middle and small-sized thermal power unit. Aiming at middle and small-sized water-cooled unit, this paper combines the low-vacuum operation and the absorption heat pump technologies, and then puts forward a new system of condensing steam waste heat utilization. This system overcomes the high investment and the large-scale occupation of the absorption heat pump, and therefore increases the feasibility to recover the waste heat of condensing steam. Taking the 135 MW water-cooled unit as research object, for the ratio of the extraction and the exhausted stem of the turbine, and its back pressure, we set the security constraints, through the safety analysis on the last-stage blade of the steam turbine. Also, the system is optimized through analyzing its energy efficiency and economy. Results above can be used to guide the design of condensing steam waste heat utilization system for middle and small-sized thermal power unit. **Key words:** turbine unit, waste heat recovery of condensing steam, system optimization

双螺杆膨胀机的发电特性试验研究 = **Experimental Study on Electricity Output Characteristics of Process Gas Twin Screw Expander** [刊, 汉] XU Ming-zhao, YANG Xiao-qiang, DIAO Anna, YANG Yi (Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -59~62

The problem of using the screw expander to replace the industry pressure and temperature reducing device was theoretically analyzed and experimentally investigated. Thermodynamic model of the under-expansion working process in twin-screw expander was proposed in this paper. Through the analysis of the theoretical and experimental data, the results indicate that under-expansion can lead to the reduction in electrical generation, and the losses increases with the suction pressure. Due to the influence of heat exchange and leakage, the actual expansion process is close to isothermal expansion. The theoretical calculation results agree reasonably well with the experimental data when the suction pressure is up to 0.238 MPa, and the maximum and minimum deviations are 18% and 10%, respectively. **Key words:** pressure and temperature reduction, twin-screw expander, under-expansion

不同堆放条件下煤堆压实最低不适用风速研究 = **Study on the Minimum Inapplicable Wind Velocity of Coal Stockpile Compaction under Different Conditions of Stacking** [刊, 汉] DONG Zi-Wen, WU Xian, QI Qing-Jie, ZHENG Dan (College of Safety Science and Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin Liaoning, China, Post Code: 123000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -63~71