

家用燃气热泵系统变环境温度性能分析

邓建强, 李文良, 张早校

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了从理论上研究系统在环境温度改变时的运行特性, 需要耦合系统各个部件的数学模型来确定系统的运行性能. 在采用已有数据的基础上, 对系统部件的运行参数进行拟合, 建立起一组表示部件特性的经验关联式, 进而联立求解, 得到系统变工况下的运行特性. 结果表明: 在夏季温度为 33~35 °C、冬季温度为 0~5 °C 时系统的运行性能最佳; 当环境温度向两端偏离最佳温度区域时, 都将导致有效燃气消耗率增加, 一次能源利用率降低; 制热工况一次能源利用率高于制冷工况, 其最大值约是制冷工况最大值的 1.7 倍.

关键词: 燃气热泵; 环境温度; 一次能源利用率; 有效燃气消耗率

中图分类号: TK114 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2007)01-0028-04

Performance Analysis of a Household Gas Engine Driven Heat Pump at Varied Environment Temperature

Deng Jianqiang, Li Wenliang, Zhang Zaoxiao

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

Abstract: In order to analyze system performance, empirical equations were fitted with the operating performance curves of the system parts. By coupling the equations, the relationships of primary energy ratio (PER) and effective gas consume rate (EGCR) with environment temperature were obtained. The result shows that the system had its optimum performance at 33-35 °C in summer and 0-5 °C in winter. When the environment temperature diverged from the appropriate temperature, the EGCR of the system would increase and the PER of the system would decrease. The system PER in heating conditions is higher than that in refrigerating conditions. Its maximum system PER in heating condition is about 1.7 times that in refrigerating condition.

Keywords: gas engine driven heat pump; environment temperature; primary energy ratio; effective gas consume rate

天然气作为一种清洁燃料, 几乎不含硫、粉尘和其他有害物质, 燃烧时产生的二氧化碳少于其他化石燃料, 产生的温室效应较低, 目前在我国城市供暖、汽车和能源生产领域得到了大力推广.

本文所研究的对象是使用天然气燃料的家庭用冷、热、电三联供系统, 其制冷量为 12 kW, 制热量为 27 kW, 以西安地区民用住宅为例, 适用住宅的面积为 150 m². 当燃气发动机同时驱动压缩机和电动机工作、两者的轴功率之和达到发动机的输出功率时, 系统仍可以稳定运行, 满足用户多方面的需求.

环境温度是导致家用燃气热泵系统变工况运行的主要因素, 热、电联供系统优点之一就是可以通过发动机转速的调节, 使燃气热泵系统在很大程度上适应环境温度的变化, 从而达到室内负荷的要求. 本文主要讨论环境温度的变化对系统性能的影响.

为了从理论上研究系统在环境温度改变时的运行特性, 需要耦合系统各个部件的数学模型来确定系统的运行性能. 本文在采用已有数据的基础上, 对系统部件的运行参数进行拟合, 建立起一组表示部件特性的经验关联式, 进而联立求解, 得到系统变工

况下的运行特性。

1 系统构成与特点

系统简图如图1所示。废热回收方案采用四管制系统,冷却水通过机壳换热器和废气热交换器后对用户提供热水,冷凝器采用风冷的方式,发动机与压缩机之间采用皮带连接方式,转速比为2.0。

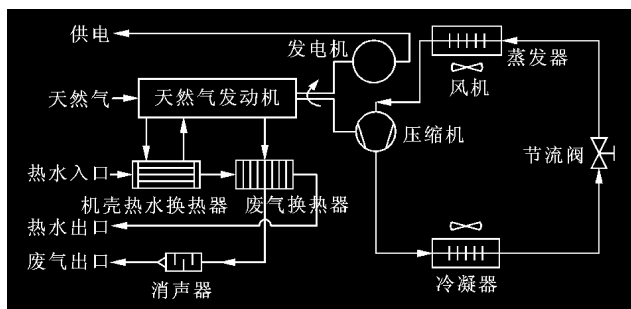


图1 本文所研究的燃气热泵系统

冷凝器与蒸发器采用管片式热交换器,选用丹佛斯 TDEN8.5 型热力膨胀阀,压缩机采用奥特佳 WX-30 涡旋压缩机,使用 R134a 制冷剂。该压缩机的技术参数如表1所示。

表1 WX-30 系列压缩机基本参数

制冷量/kW	输入功率/kW	能效比	排气量/mL·r ⁻¹
12.8	5	2.56	300

表1数据的测试工况如下:吸气过热度为15℃,过冷度为10℃,冷凝温度为55.13℃,冷凝压力为1.496 MPa,蒸发温度为3℃,蒸发压力为0.326 MPa,测试转速为2 000 r/min。

该压缩机满足12 kW的夏季负荷。冬季热负荷大于压缩机的标准制热量(标准制热量等于标准制冷量和标准轴功率之和),但燃气热泵利用燃气机的废热后可以达到供热负荷的要求。

燃气发动机规格为250 mL单缸、水冷、4冲程,缸径为52.4 mm,行程为57.8 mm,压缩比为10.3,额定转速为4 000 r/min。

系统具有以下特点:①可以向用户提供约85℃的高温热水,以满足用户多种水温需求;②水路循环可以通过室内换热器进行供暖,使系统能够更灵活地满足用户的要求;③通过发电机输出的电能,既可以满足燃气热泵系统耗电部件的需求,又可以辅助提供用户的日常用电,以减少开支;④在冬季环境温度较低时,可以将废气引向蒸发器,以保证热泵系统的性能。

2 燃气发动机性能曲线

定义有效燃气消耗率 η_{EGCR} 为燃气发动机单位时间单位功率下的燃气消耗量。采用数值模拟的方法^[1-2],对系统所用燃气发动机分别求解发动机进口和出口燃气的物性参数,建立燃气发动机的单区模型,得到燃气发动机的负荷特性、速度特性等运行特性和燃气发动机的功率 P_m 、有效燃气消耗率 η_{EGCR} 、发动机效率 η_m 等性能参数。该计算过程不再详述,燃气发动机功率、有效燃气消耗率、发动机效率随转速变化的曲线如图2~图4所示。

对燃气发动机性能模拟所获得的性能曲线进行三次方程拟合,得到发动机的功率、有效燃气消耗率和效率等关于转速的经验关联式,即 $y = a + bx + cx^2 + dx^3$,其系数如表2所示。

表2 燃气发动机性能经验式系数表

系数	功率关联式	有效燃气消耗率关联式	效率关联式
a	2.406 35	220.260 95	0.127 38
b	0.001 81	-0.042 37	$1.674 57 \times 10^{-4}$
c	$-1.721 51 \times 10^{-7}$	$1.167 14 \times 10^{-5}$	-4.29×10^{-8}
d	$-2.156 19 \times 10^{-12}$	$-5.820 34 \times 10^{-10}$	$3.285 31 \times 10^{-12}$

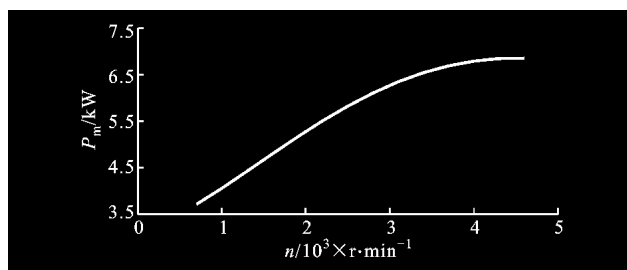


图2 燃气发动机功率随转速的变化

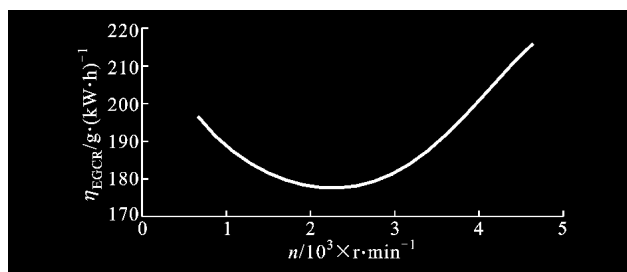


图3 燃气发动机有效燃气消耗率随转速的变化

3 涡旋压缩机的特性曲线

对燃气热泵系统来讲,压缩机的运行功率要求维持在发动机的最大输出功率的60%~70%,如果超出这个范围,发动机容易发生阻塞^[3]。本系统所选

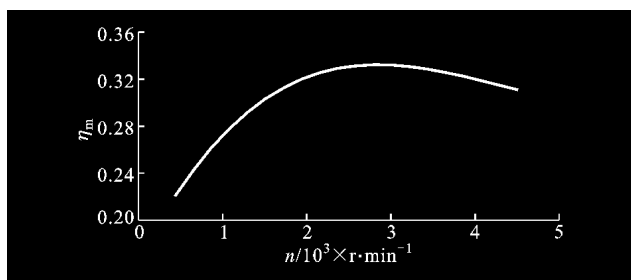


图4 燃气发动机效率随转速的变化

用压缩机的标准轴功率是发动机最大输出功率的65.9%,满足上述要求。该涡旋压缩机输入功率 P_c 和制冷量 Q_c 随转速变化的曲线如图5所示。

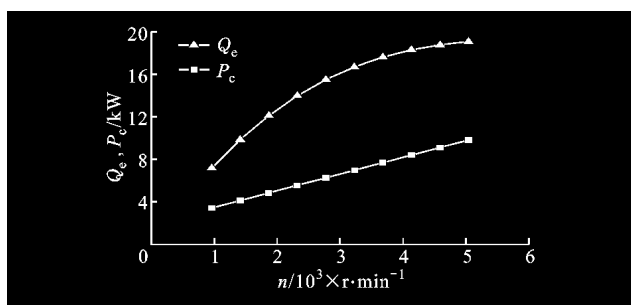


图5 压缩机制冷量与功率随转速的变化

在一定的蒸发温度和冷凝温度下,压缩机的制热量一般等于制冷量与输入功率之和,表达式为

$$Q_h = Q_c + P_c \quad (1)$$

4 转速的变化

当环境温度变化时,室内的负荷也相应地变化,要满足室内负荷的要求,需要改变压缩机的转速以使系统性能与室内负荷变化相匹配,故发动机转速与环境温度满足一定的变化关系式。

室内负荷与环境温度的关系式^[4]:

供热工况

$$Q_H = 18.62 - 0.97t_a \quad (2)$$

制冷工况

$$Q_R = 2.13t_a - 54.47 \quad (3)$$

式中: t_a 为环境温度。

根据本文所选压缩机的性能曲线(参见图5),可以拟合出其制冷量与功耗随转速变化的表达式

$$Q_c = -146.19399 + 8.80963n - 0.00133n^2 + 6.72736 \times 10^{-8}n^3 \quad (4)$$

$$P_c = 1876.5574 + 1.573n \quad (5)$$

由于室内冷、热负荷分别与系统制冷量与制热量相匹配,根据室内负荷与环境温度的变化曲线,可以得到发动机转速与环境温度之间的对应关系,并

将其拟合成数学表达式为:

制冷工况

$$n = -61585.86 + 5827.96702t_a - 187.36858t_a^2 + 2.08097t_a^3 \quad (6)$$

制热工况

$$n = 2113.588 - 143.65274t_a + 2.53327t_a^2 - 0.04265t_a^3 \quad (7)$$

5 系统变工况的分析

根据以上对系统部件性能关系的描述以及制冷和制热2种工况下负荷的假定,可以得出制冷和供热2种工况下整体性能的关系曲线。

5.1 制冷工况

当室外环境温度发生变化时,室内负荷将随之变化。此时,需要改变压缩机和发动机的转速,从而适应室内负荷的变化。由图6可以看出,有效燃气消耗率在环境温度为33~35℃之间存在最小值。随着运行工况的变化,压缩机的输入功率与发动机输出功率的比值不断地变化,该值随环境温度变化的曲线如图7所示,当环境温度在40℃以上时,发动机输出功率基本上全部用来作为压缩机输入功率,此时二者功率比值接近1。

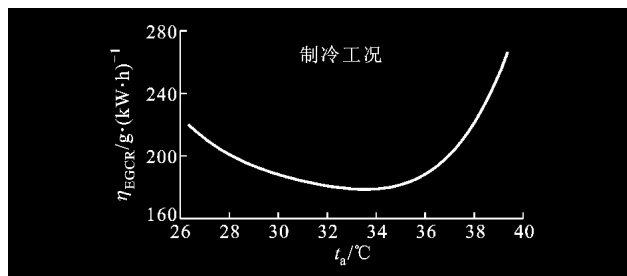


图6 有效燃气消耗率随环境温度的变化

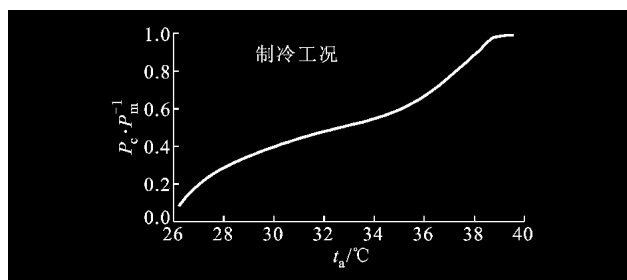


图7 功率比值随环境温度的变化

定义制冷工况一次能源利用率 $\eta_{PER} = (\text{制冷量} + \text{发电量}) / \text{总能耗}$,系统的一次能源利用率与环境温度的变化关系如图8所示。

5.2 制热工况

有效燃气消耗率随环境温度的变化关系如图9所示,在环境温度为0~5℃左右时,有效燃气消耗

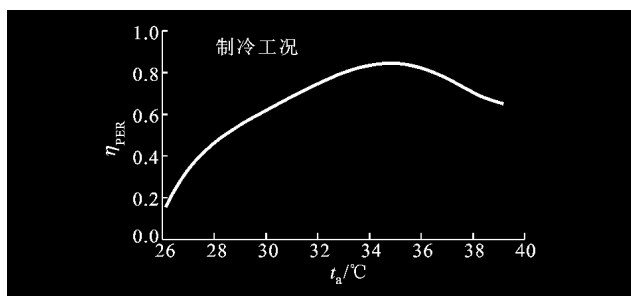


图8 一次能源利用率随环境温度的变化

率存在最小值. 压缩机的消耗功率与发动机的输出功率的比值随环境温度的变化关系如图10所示, 在温度低于 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 其比值接近1, 曲线呈水平状态, 此时发动机的输出功率基本上全部用来作为压缩机的功耗, 不再产电. 在图11中, 随着环境温度低于 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 热泵系统从环境中得到的热量在缓慢减少, 这部分热量占系统总供热量的比例很小, 这部分热量变化的绝对值也很小, 导致一次能源利用率 η_{PER} 随环境温度的降低而缓慢降低, 曲线呈近似水平状态.

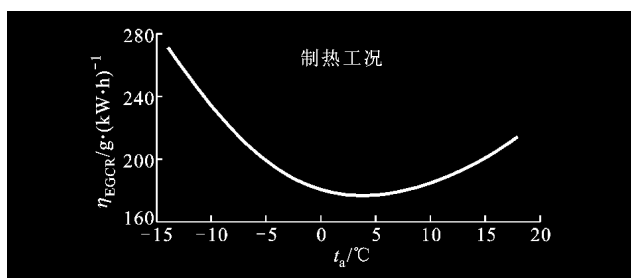


图9 有效燃气消耗率随环境温度的变化

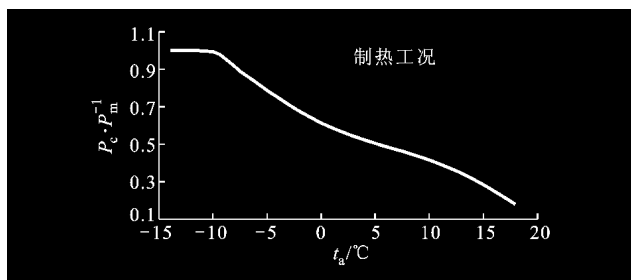


图10 功率比值随环境温度的变化

定义制热工况一次能源利用率 $\eta_{\text{PER}} = (\text{制热量} + \text{发电量}) / \text{总能耗}$, 此时系统的制热量包括2部分: 热泵循环制热和回收发动机尾气及机壳的热量, 因而此时系统的一次能源利用率较制冷工况下有所提高, 如图11所示, 其最大值约是制冷工况最大值的1.7倍.

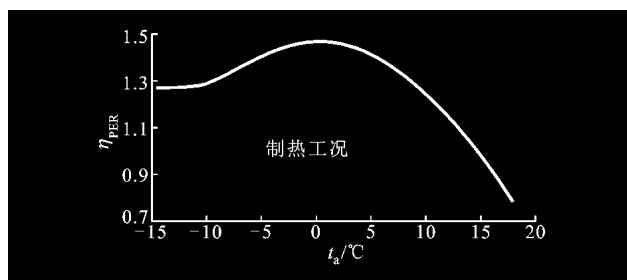


图11 一次能源利用率随环境温度的变化

6 结 论

(1)以环境温度作为变化参数, 分析了系统的一次能源利用率、有效燃气消耗率等性能的变化情况, 可为系统设计、燃气供应、系统经济性评价提供参考.

(2)热电联供系统夏季在环境温度为 $33\sim 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右、冬季在环境温度为 $0\sim 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右运行时, 有效燃气消耗率最小, 一次能源利用率最大.

(3)当实际的环境温度偏离结论(2)的温度范围时, 即制冷工况下环境温度低于、制热工况下环境温度高于结论(2)的温度范围, 其有效燃气消耗率都增加, 造成系统的一次能源利用率随之降低.

(4)制热工况下因回收发动机尾气及机壳的热量, 制热工况一次能源利用率高于制冷工况, 其最大值约是制冷工况最大值的1.7倍.

参考文献:

- [1] Gangopadhyay A, Meckl P. Modeling, validation and system identification of a natural gas engine[C]//Proceeding of the American Control Conference, West Latayette, USA; Purdue University, 1997; 294-298.
- [2] Soylu S, Van Gerpen J. Development of empirically based burning rate sub-model for a natural gas engine[J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(4): 467-481.
- [3] Kazuta H. Development of small gas engine heat pump[J]. ASHRAE Transactions, 1989, 95(1): 982-990.
- [4] 周子成, 美、日变频房间空调器制冷、制热性能考核标准评价[J]. 家用电器科技, 2001(8): 39-41.
Zhou Zicheng. Evaluation of frequency conversion air conditioning cooling and heating performance test standards [J]. Science and Technology of Household Electric Appliance, 2001(8): 39-41.

(编辑 王焕雪)