

复合发电系统的沼气热泵供能特性研究*

徐振军^{1,2}

(1. 青岛农业大学建筑工程学院, 青岛 266109; 2. 北京大学工学院, 北京 100871)

【摘要】 建立了包括沼气发动机模型、压缩机模型、换热器模型、膨胀阀模型、发电机模型的沼气热泵复合发电系统各部件数学模型,利用该模型,研究了不同转速下的热泵系统特性、发电系统特性以及整体性能。计算和实验结果均表明,复合发电系统的沼气热泵系统最高总制热性能系数在5.0以上,并且在低转速下,制冷和制热系数较高,具有较好的部分负荷特性和节能环保效果。系统的发电电压为28.8 V,其发电能够满足自身用电需求。

关键词: 沼气 热泵 复合发电 供能特性

中图分类号: TK11 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)07-0144-04

Energy Supply Performance for Biogas Heat Pump with Generator

Xu Zhenjun^{1,2}

(1. Architectural Engineering College, Qingdao Agricultural University, Qingdao 266109, China

2. College of Engineering, Peking University, Beijing 100871, China)

Abstract

The mathematic model of biogas heat pump with generator was established. It included biogas engine model, compressor model, heat exchanger model, generator model and etc. Energy supply performance for biogas heat pump with a generator was studied by using the models. The results show that the system has good power generation performance, heat supply performance and refrigeration performance. When the system runs at low speed, the efficiency of energy utilization is more, and the max COP of the system is about 5. The results prove that the system is with a high actively and fully utilizing energy technology. It has good partial load characteristic and good effects for energy saving and environment protection. The voltage of the generator is 28.8 V, which is enough for the system operating.

Key words Biogas, Heat pump, Composite generator, Energy supply performance

引言

农村电网整体水平仍比较落后,不能够满足供电要求^[1],不适合大规模推行电动空调。沼气作为一种可再生能源,具有资源广泛、废物利用、价格便宜、排放清洁等特点,已愈来愈受到重视^[2],但是沼气利用还存在技术单一、利用率不高等问题。沼气热泵(biogas heat pump,简称BHP)^[3~4]是在燃气热泵^[5~8]基础上发展起来,以沼气机为动力源,驱动压缩式热泵系统运行的供热制冷装置。该系统通过回

收废气余热和缸套散热量,可显著提高能源利用率。本文研究复合发电系统的沼气热泵空调实现供暖、制冷和空气热湿处理的功能。

1 复合发电系统的沼气热泵原理

图1为复合发电系统的沼气热泵空调系统结构图。本系统的主机是一个沼气发动机带动一套压缩式热泵系统和一套发电系统。发电系统可以产生电能,压缩式热泵系统可以向室内供暖或者供冷,发动机系统的废热收集,可以向室内辅助供暖或者提供

收稿日期:2010-08-01 修回日期:2011-02-08

* 国家自然科学基金资助项目(50976002)、青岛市公共领域科技支撑计划资助项目(09-1-1-91-nsh)和青岛农业大学高层次人才基金资助项目(631019)

作者简介:徐振军,讲师,北京大学博士后,主要从事新能源热力循环系统与节能技术研究,E-mail: xuzhenjun@yahoo.com.cn

生活热水。室内风处理设备由两个换热器、一个喷水室以及风机风管等辅助设备构成。夏季,热泵系统向室内的一次换热器提供冷水,将部分发动机热水送入再热换热器,喷水室关闭。室外新风和室内回风在一次换热器前混合,经过一次换热器实现降温除湿过程,然后经过二次换热器向室内送风。冬季,热泵系统向室内的一次换热器提供热水,将部分发动机热水送入喷水室。室外新风和室内回风在一次换热器前混合,经过一次换热器实现升温过程,然后经过喷水室升温加湿,向室内送风。发电机向蓄电池提供充电电流,并向沼气热泵系统的用电设备如风扇、水泵、阀等供电。发电机不工作的时候,蓄电池代替发电机向系统供电。

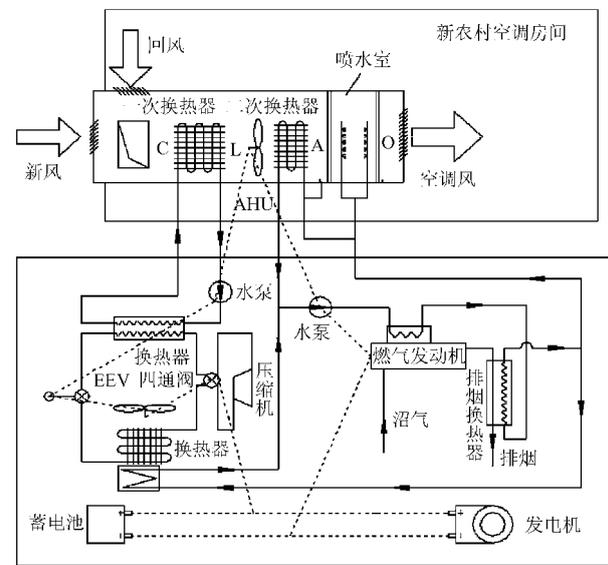


图1 复合发电系统的沼气热泵空调系统结构图

Fig.1 Biogas heat pump air conditioning system with generating system

2 数学模型

2.1 发动机模型

发动机的理论模型是建立在工质在燃气机中燃烧的热力学、传热学和质量守恒等原理的基础上,是曲轴转角的高阶、复杂函数,不方便应用。文献[8]通过对发动机实验所得的内燃机性能曲线总结了表征内燃机性能的经验公式,并对此经验公式进行了论证,通过计算发现经验公式和理论公式的输出误差大部分点小于2%,最大误差为6%。经验公式为

$$y = c_1 + c_2 \omega + c_3 \omega^2 + c_4 W + c_5 W^2 + c_6 \omega W + c_7 \omega W^2 + c_8 \omega^2 W + c_9 \omega^2 W^2 \quad (1)$$

式中 y ——通用变量,代表空气质量流率、通过汽缸壁的能量损失率、单位时间发动机中燃料燃烧发热量和进气管压力

ω ——转速, r/s

W ——压缩机所需的轴功率, kW

$c_1 \sim c_9$ ——常系数,其系数选取见文献[8]

为简化分析计算过程,本文采用此经验公式。应用式(1)可得发动机中燃料燃烧发热量 Q , 于是可得燃气消耗量

$$B = Q/H_{LHV} \quad (2)$$

式中 H_{LHV} ——沼气热值,取 21 000 kJ/m³

2.2 压缩机模型

压缩机稳态仿真模型

$$m_r = \eta_v i V_g n_c / (60 v_1) \quad (3)$$

$$N_e = m_r (h_{2a} - h_1) / \eta_e \quad (4)$$

$$h_2 = \eta_m (h_{2a} - h_1) / \eta_e \quad (5)$$

式中 η_v ——输气系数 i ——气缸数

m_r ——压缩机内工质质量流量, kg/s

h_2 ——压缩机内出口工质焓, kJ/kg

V_g ——气缸容积, m³

n_c ——压缩机转速, r/min

v_1 ——压缩机进口工质比容, m³/kg

N_e ——压缩机轴功率, kW

h_{2a} ——理想等熵压缩出口工质焓, kJ/kg

h_1 ——进口工质焓, kJ/kg

η_e ——轴效率 η_m ——机械效率

2.3 换热器模型

假设换热器制冷剂与冷却水在各自通道中均匀分布,制冷剂压力不变,只考虑沿板片法线方向导热,采用均相模型即制冷剂液相与气相以相同的速度移动。制冷剂侧主要的方程包括质量、能量和动量守恒方程

$$\frac{d(\rho_r w_r)}{dx} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{d(\rho_r w_r^2)}{dx} = -\frac{dp_r}{dx} - \frac{\tau_w l_{fo}}{A_c} \quad (7)$$

$$\pi d_{eq} \alpha_r (t_r - t_p) - A_c \frac{d(\rho_r w_r h_r)}{dx} = 0 \quad (8)$$

水侧和管壁的能量方程为

$$\alpha_w b (t_p - t_w) - c_{p,w} \frac{dt_w}{dx} = 0 \quad (9)$$

$$\alpha_r (t_r - t_p) - \alpha_w (t_p - t_w) = 0 \quad (10)$$

式中 ρ_r ——制冷剂密度, kg/m³

x ——流动坐标, m l_{fo} ——流道周长, m

p_r ——制冷剂压力, Pa

τ_w ——壁面剪切应力, Pa

A_c ——制冷剂流道横截面面积, m²

w_r ——制冷剂流速, m/s

h_r ——制冷剂焓, kJ/kg

d_{eq} ——当量直径, m t_w ——水侧温度, °C

t_r ——制冷剂温度, $^{\circ}\text{C}$
 t_p ——换热器壁面温度, $^{\circ}\text{C}$
 b ——换热器宽度, m
 α_r ——制冷剂侧换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 α_w ——水侧换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 $c_{p,w}$ ——水比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

α 和压降的计算公式参见文献[9~10]。风冷换热器数学模型参照上述模型建立。

2.4 膨胀阀模型

稳定工况下,膨胀阀进口处一般为过冷态,出口处为两相态。电子膨胀阀的流量公式为

$$m_v = C_v A_v [\rho_{v,i} (p_{v,i} - p_{v,o})]^{1/2} \quad (11)$$

式中 C_v ——流量系数

A_v ——阀流通面积, m^2

$\rho_{v,i}$ ——制冷剂密度, kg/m^3

$p_{v,i}$ ——电子膨胀阀进口压力, Pa

$p_{v,o}$ ——电子膨胀阀出口压力, Pa

2.5 发电机模型

发电机转子为爪极结构,定子上有三相对称绕组,三相交流电流通过桥式整流变为直流供给负载。为简化计算做如下假设:空载磁场正弦分布;气隙均匀,即等效为隐极同步发电机;磁路不饱和。该电路为非线性电路,线性化处理后可用数值积分法进行暂态分析。

在 abc 坐标系内,建立三相电势 e 的方程^[11]为

$$e_a = 4.44 \sqrt{2} f W_e K_w \varphi_0 \sin(\omega_e t) \quad (12)$$

$$e_b = 4.44 \sqrt{2} f W_e K_w \varphi_0 \sin(\omega_e t - 120^{\circ}) \quad (13)$$

$$e_c = 4.44 \sqrt{2} f W_e K_w \varphi_0 \sin(\omega_e t + 120^{\circ}) \quad (14)$$

线性电感数学模型为

$$\frac{di_l(t)}{dt} = \frac{1}{L} u_l(t) \quad (15)$$

$$I_d = I_s [\exp(qV_d / (nkT)) - 1] \quad (16)$$

式中 f ——相电势的频率, Hz

W_e ——定子绕组每相串联匝数, 匝

K_w ——基波绕组系数

φ_0 ——空载时每极磁通

ω_e ——转子旋转角速度, rad/s

t ——时间, s L ——自感系数

$i_l(t)$ ——流过电感电流, A

$u_l(t)$ ——电感两端电压, V

I_d ——通过二极管电流, A

I_s ——反向饱和电流, A

q ——电子电荷量, C

V_d ——二极管两端电势差, V

n ——发射系数 k ——玻尔兹曼常数

T ——热力学温度, K

上述方程组通过伴随模型法^[12]进行求解。对输出电压和电流的瞬时值积分求平均值,即得输出电压和电流。程序中采用复合梯形求积式进行计算。

3 计算与实验结果分析

图2为复合发电系统的沼气热泵制冷和制热特性曲线图。离散点为实验结果,连续曲线为计算结果。从图2可以看出,计算结果与实验结果吻合较好。热泵的冷凝放热量、制冷量和压缩机的功耗受压缩机转速影响明显,随之增大而增大,这表明可以通过提高发动机转速,带动压缩机转速的提高,以适应热泵负荷变大的要求;也可以通过降低发动机转速,满足热泵负荷变小的要求。但是压缩机转速对系统的制热性能系数 COP 影响不大,可以从图2b中看出,整个测试范围内, COP 变化均不大,这一特点,使得系统在变负荷运行时能保证稳定的效率,有利于系统的变负荷调节。随着压缩机转速的升高,热泵的制热量随之增大,而系统的性能系数 (COP) 和能效比 (EER) 都有降低。从整个计算过程来看,系统的 COP 可达 5.0。

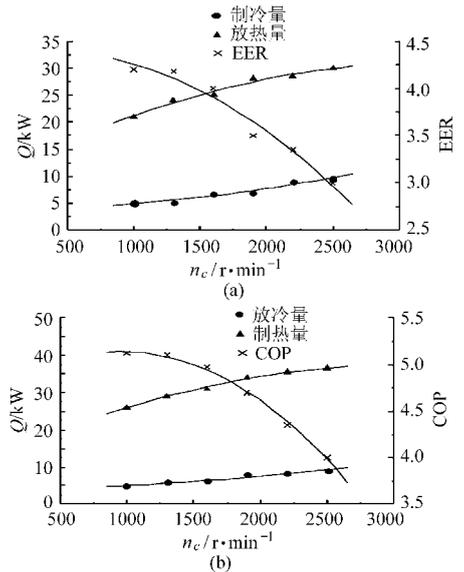


图2 复合发电系统的沼气热泵特性曲线

Fig.2 Heat characteristics for biogas heat pump with generating system

(a) 制冷特性 (b) 制热特性

图3为复合发电系统的沼气热泵发电特性曲线。图中风机是实验台的主要用电器,离散点为实验结果,连续曲线为计算结果。可以看出,计算结果与实验结果吻合较好,发电机发电电压 U 为 28.8 V ,且不随转速的变化而变化。系统的用电设备要求供电电压比较稳定,本系统的发电特性满足这一要求,能够满足系统的用电电压要求。从图中还可以看出,系统的发电电流 I 随着转速也基本不变。但其

没有呈现严格线性,不同转速下电流有所波动,这主要是因为用电器负荷变化,而引起功率消耗变化所致。发电机和蓄电池是并联的,当发电机输出电压大于蓄电池端电压时,发电系统就会向系统供电,并将多余的电充到蓄电池里保存。发电机输出电压与发电机的本身特性有关,不随外部风机的运

行状态变化而变化。而输出电流是受外界电阻影响的,风机的不同运行状态影响了系统电流,从而也影响了发电机向蓄电池充电。

4 结论

(1) 该系统最大制热系数最大可达 5.0,随着发动机转速的增加,系统的供热性能系数和制冷性能系数虽有下降,但下降不多,且在很大范围内保持不变。这说明系统部分负荷特性好,可以良好地实现变速调节。

(2) 发电机发电电压为 28.8 V,能够在复杂情况下提供实时连续电供应,所发电力能够满足自身用电。

(3) 复合发电系统的沼气热泵空调只需要沼气一种输入能源,不依赖外部供电而独立运行,实现供暖、制冷的功能。复合发电系统的沼气热泵空调扩展了沼气热泵的功能以及应用范围,尤其适合沼气资源丰富而电力相对缺乏的特殊地区。

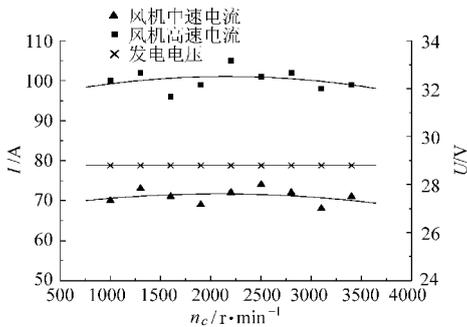


图3 复合发电系统的沼气热泵发电特性曲线

Fig.3 Generation characteristics for biogas heat pump with generating system

参 考 文 献

- 卢继平,叶全强,唐朝,等. 新农村建设中农村电网建设的探讨[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2007,30(7):50~54.
Lu Juping, Ye Quanqiang, Tang Chao, et al. Discussion in the rural power network construction in the new rural construction [J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2007, 30(7):50~54. (in Chinese)
- 许传国,宋伟杰,刘东. 12V190 系列沼气发动机的研制开发[J]. 中国沼气,2003,21(增刊):204~207.
Xu Chuanguo, Song Weijie, Liu Dong. Research on 12V190 biogas engine [J]. China Biogas, 2003, 21(Supp.):204~207. (in Chinese)
- 吴集迎. 沼气热泵系统设计及其经济性分析[J]. 农业机械学报,2006,37(12):114~117.
Wu Jiyong. System design and economic analysis of absorption heat pump driven by biogas [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006,37(12):114~117. (in Chinese)
- 吴集迎. 沼气发动机驱动的热泵能源利用率计算[J]. 可再生能源,2007,25(5):49~52.
Wu Jiyong. PER calculation of a biogas engine driven heat pump system [J]. Renewable Energy Resources, 2007, 25(5):49~52. (in Chinese)
- Li Y L, Zhang X S, Cai L. A novel parallel-type hybrid-power gas engine-driven heat pump system [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(11):34~42.
- Li S Z, Zhang W G, Zhang R R. Cascade fuzzy control for gas engine driven heat pump [J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46(11~12):1757~1766.
- Lian Z W, Park S R. Conception of combination of gas-engine-driven heat pump and water-loop heat pump system [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6):810~819.
- Rusk R P, Gerpen Van J H, Nelson R M, et al. Development and use of a mathematical model of an engine-driven heat pump [J]. ASHRAE Transactions, 1990,96(2):282~290.
- Yan Y Y, Lio H C, Lin T F. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1999, 121(1):118~127.
- Yan Y Y, Lin T F. Condensation heat transfer and pres-SulFe drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(6):993~1006.
- 李光友,孟传富,王秀和. 汽车交流发电机输出特性的计算机仿真[J]. 山东工业大学学报,1994,24(4):341~346.
Li Guangyou, Meng Chuanfu, Wang Xiuhe. Computer simulation of automotive alternator output characteristic [J]. Journal of Shandong University of Technology, 1994,24(4):341~346. (in Chinese)
- 任良,甘淑贞. 电路的计算机辅助分析与设计[M]. 北京:北京理工大学出版社,1989:93~102.