

燃气机热泵容量调节制冷性能试验

王明涛¹, 刘焕卫², 张百浩²

(1. 鲁东大学能源与动力工程系, 烟台 264025; 2. 天津大学机械工程学院, 天津 300072)

摘要: 为了实现燃气机热泵的容量调节和稳定运行, 提高燃气机热泵的能源利用效率, 该文根据燃气机转速知识库和控制规则, 设计了专家比例-积分-微分 (proportion-integration-differentiation, PID) 转速控制器, 对燃气机变容量调节进行试验研究; 利用转速控制器对燃气机转速进行有效控制, 分析测试了燃气机热泵变容量调节的制冷性能规律。试验结果表明: 变容量调节过程中转速没有出现超调, 表现出了良好的动态响应特性; 对于干扰引起的燃气机转速波动, 专家 PID 控制器表现出良好的抗干扰性能, 转速波动小于 ± 50 r/min; 燃气机热泵系统制冷量随着燃气机转速的提高而增加, 制冷性能系数和一次能源利用率随着燃气机转速的增加而减少; 利用燃气机余热提供生活热水, 燃气机热泵的一次能源利用率在 1.23~1.66 之间。该研究可为优化设计燃气机热泵提供参考。

关键词: 泵; 发动机; 控制; 天然气; 燃气机热泵; 转速控制; 制冷性能

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.18.016

中图分类号: TK123

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2015)-18-0107-07

王明涛, 刘焕卫, 张百浩. 燃气机热泵容量调节制冷性能试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(18): 107—113.

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.18.016 http://www.tcsae.org

Wang Mingtao, Liu Huanwei, Zhang Baihao. Performance of cooling capacity adjustment in gas engine-driven heat pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(18): 107—113. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.18.016 http://www.tcsae.org

0 引言

燃气机热泵是利用燃气发动机驱动蒸汽压缩式热泵, 同时回收发动机余热, 实现供冷、供热及提供生活热水的空调装置^[1]。与普通的电动空调相比, 燃气机热泵在制冷的同时可以利用回收的烟气余热和缸套余热提供生活热水, 因此系统的一次能源利用率 (primary energy ratio, PER) 明显提高。王明涛等^[2]的研究表明, 回收的缸套余热和烟气余热超过系统总供量的 1/3, 可以使燃气机热泵系统的整体效率提高 15%~25%。此外, 通过改变燃气机的转速可以间接改变压缩机转速, 实现燃气机热泵系统容量的无级调节, 节能效果明显^[3]; 由于燃气机热泵以清洁能源—天然气为燃料, 夏季使用燃气机热泵可以有效缓解夏季的电力负荷高峰, 填补夏季燃气利用低谷, 起到削峰填谷的作用, 并且可有效减少温室气体和大气污染物的排放^[4]。推广使用燃气机热泵对保护环境和节约能源具有重要意义^[5-7]。

近年来国内外很多学者对燃气机热泵的热力学模型^[8-10]、制冷和制热性能^[11-13]和能源利用率^[14-17]进行了研究, 对于燃气机转速的控制策略主要采用比例-积分-微分 (proportion-integration-differentiation, PID) 控制。由于

燃气机是一个典型的非线性、时滞的动力系统^[18-20], 在过渡工况下 (例如系统负荷变化、热泵变容量调节等), 热泵系统内制冷剂流量和压比的变化, 会引起压缩机扭矩变化^[21-23], 单一的 PID 控制策略对燃气机转速很难取得较好的控制效果^[24]。徐振军等^[25]采用神经网络非线性 PID 对燃气机转速进行控制, 但是控制算法较为复杂, 难以实现燃气机转速的实时控制。

为了实现燃气机转速的有效控制, 提高燃气机热泵的能源利用效率, 本文根据燃气机的特点和热泵的实际运行工况 (稳定工况、过渡工况和干扰工况), 结合专家经验和知识, 设计了专家 PID 转速控制器, 对燃气机热泵系统变容量调节过程转速控制和转速抗干扰性能进行试验研究; 在此基础上, 采用理论分析和试验测试相结合的方法, 分析了燃气机转速对系统制冷量、一次能耗、回收余热量、制冷性能系数 (coefficient of performance, COP) 以及一次能源利用率 PER 的影响关系, 以期得到燃气机热泵不同转速下的制冷性能规律。

1 燃气机热泵试验装置

燃气机热泵制冷流程如图 1 所示, 该系统包括燃气机、热泵系统、余热回收系统和数据采集控制系统, 系统的主要参数见表 1。燃气机热泵试验台如图 2 所示。

燃气机为四缸四冲程电喷发动机; 热泵系统的往复式压缩机通过皮带与燃气机相连; 余热回收系统包括烟气换热器和缸套换热器。利用霍尔传感器测量燃气机转速。选用两相混合式步进电机及其驱动器作为执行机构,

收稿日期: 2015-06-27 修订日期: 2015-08-03

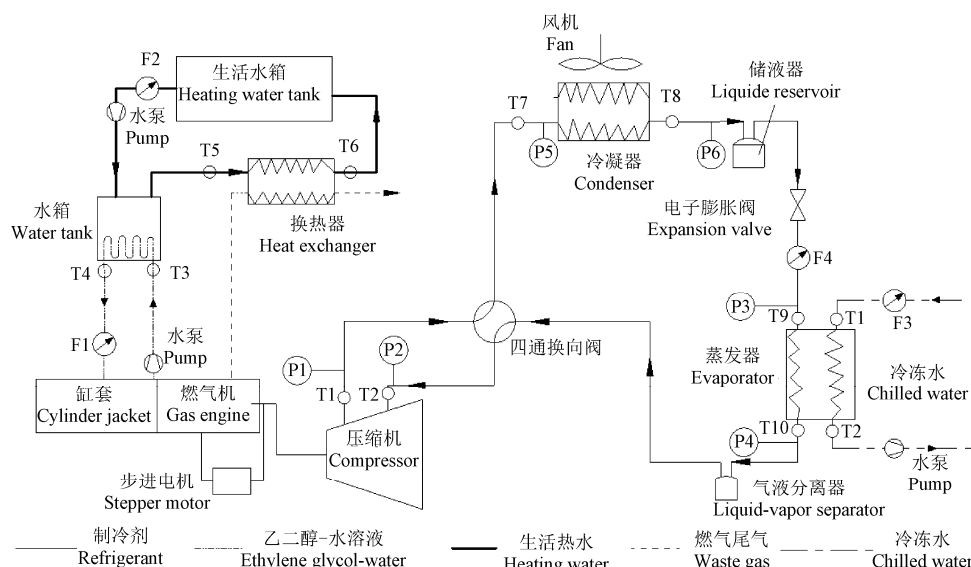
基金项目: 山东省自然科学基金 (ZR2014EEP026); 鲁东大学科研基金资助项目 (27860301)。

作者简介: 王明涛, 男, 山东烟台人, 讲师, 博士, 主要从事新型热力循环及节能研究。烟台 鲁东大学能源与动力工程系, 264025。

Email: wmtldu@163.com

驱动节气门步进电机旋转,控制节气门开度大小,改变燃气机进气量,达到调节燃气机转速的目的。此系统包

括 4 个循环,即:制冷剂循环、燃气机冷却液(乙二醇-水溶液)循环、冷冻水循环和生活热水循环。



注: F1、F2、F3 为水流量计; F4 为制冷剂流量计; T1~T10 为温度传感器; P1~P4 为压力传感器。

Note: F1、F2、F3 are water flow meters. F4 is refrigerant flow meters. T1-T10 are temperature sensors; P1-P4 are pressure sensors.

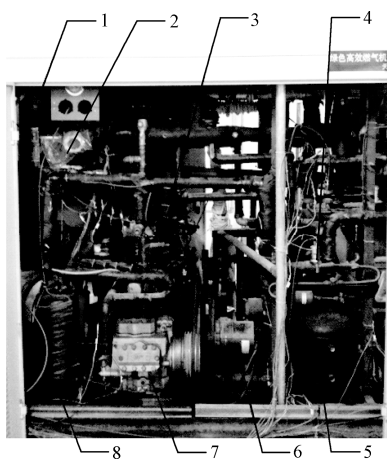
图 1 燃气机热泵系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of gas engine-driven heat pump

表 1 燃气机热泵主要试验部件参数

Table 1 Main test parts parameter of gas engine-driven heat pump

部件 Parts	参数 Specification
燃气机 Gas engine	一汽四环发动机制造有限公司, 型号: CA4G25E
冷凝器 Condenser	天津声光制冷有限公司, 翅片管式换热器, 面积: 180 m ²
蒸发器 Evaporator	阿法拉伐(中国)有限公司, 板式换热器, 面积: 5.8 m ²
电子膨胀阀 Electrical expansion valve	美国艾默生, 型号: ALCO, EX4
烟气换热器 Heat exchanger	阿法拉伐(中国)有限公司, 板式换热器, 面积: 2.3 m ²
压缩机 Compressor	北京比泽尔制冷设备有限公司, 活塞式压缩机, 型号: 比泽尔, 6NFC
步进电机 Stepper motor	日本山社电机, 两相混合步进电机, 型号: SST39D
水流量计 Flow meter of water	天津中环天仪股份有限公司, 涡轮流量计, 型号: LWY-20, 精度: ±0.5%FS
制冷剂流量计 Flow meter of refrigerant	烟台立人仪表有限公司, 电磁流量计, 型号: LDG-DN10, 精度: ±0.5% FS
转速传感器 Speed sensor	上海测振自动化仪器有限公司, 霍尔转速传感器, 型号: YD69, 测量范围: 0~20 000 Hz, 测量精度: ±1 Hz
温度传感器 Temperature sensor	天津市中环温度仪表有限公司, 铂电阻, 型号: Pt100, 精度: ±0.1 °C
压力传感器 Pressure sensor	意大利帝思, 型号: PP11, PP30, 精度: ±1% FS



1. 冷凝器 2. 水流量计 3. 燃气机 4. 电子膨胀阀 5. 储液器 6. 水泵
7. 压缩机 8. 气液分离器

1. Condenser 2. Water flowmeter 3. Gas engine 4. Electrical expansion valve 5. Liquid reservoir 6. Pump 7. Compressor 8. Liquid-vapor separator

图 2 燃气机热泵试验台

Fig.2 Experimental set-up of gas engine-driven heat pump

2 专家 PID 燃气机转速控制策略

2.1 知识库

实现燃气机热泵系统容量调节的前提条件是对燃气机转速进行有效控制。燃气转速控制的优劣直接影响到燃气机热泵的系统性能。根据燃气机的特点和热泵的运行工况,结合专家经验,将燃气机转速控制过程分为 2 种工况: 1) 燃气机转速的抗干扰性能。蒸发器过热度变化、系统负荷波动时,将导致系统制冷剂流量和压比发生变化,从而会引起压缩机的负载扭矩变化,对燃气机转速的稳定性造成干扰; 2) 热泵系统变容量调节时的转速控制。当系统负荷发生变化时,需要实时调节燃气机转速,改变压缩机转速,使热泵系统制冷(热)量与负荷相匹配。

本文采用专家 PID 控制策略调节燃气机转速。由于燃气机热泵系统运行过程中,其运行工况可分为稳定工况、过渡工况(容量调节)和抗干扰工况,每种工况下

燃气机的数学模型呈现不同特点,利用单一的控制策略很难实现较好的控制效果。专家 PID 的思想是在对燃气机热泵系统充分理解的前提下,结合专家的经验和控制理论,根据其不同的运行工况,制定不同参数的 PID 控制策略,满足不同控制工况下的控制要求。燃气机转速专家 PID 控制原理如图 3 所示,控制器包括知识库、控制规则集、推理机和特征识别信息处理部分^[26-27]。专家控制器的输入参数包括:设定转速、测定转速、冷凝压力、蒸发压力、过热度、压缩机离合器开关;PID 专家控制器将上述参数进行特征识别信息处理,根据知识库中的控制经验,确定燃气机所处的运行工况;然后从规则集中选取对应工况的 PID 参数,经过推理机计算,输出步进电机的步数,控制节气门的开度,调节燃气机转速。

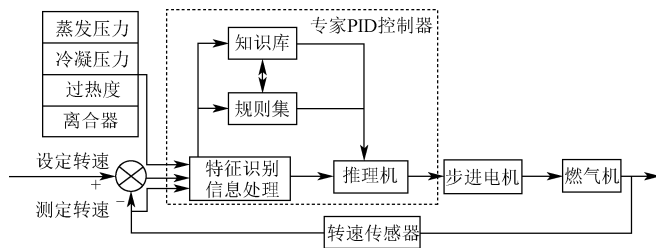


图 3 专家 PID 燃气机转速控制原理

Fig.3 Schematic diagram of expert proportion-integration-differentiation engine rotary speed controller

2.2 控制规则集

控制规则集是根据燃气机转速的上述运行工况、结合历史数据和专家经验总结得到的。燃气机转速专家 PID 控制规则如下:

1) 接通离合器时,表明燃气机突然增加负载,则步进电机输出 n_1 步;

规则 1: IF $Q_{1.0}=0 \Rightarrow Q_{1.0}=1$

THEN $\Delta u_n(i) = n_1$

2) 关闭离合器时,表明燃气机突然卸载,则步进电机同时输出 $-n_1$ 步;

规则 2: IF $Q_{1.0}=1 \Rightarrow Q_{1.0}=0$

THEN $\Delta u_n(i) = -n_1$

3) 当转速设定值不变,燃气机转速偏差在 ± 50 r/min 以内,认为转速进入稳定状态,步进电机输出保持不变;

规则 3:

IF

$n_s(i) = n_s(i-1)$ AND $|\Delta e_n(i)| \leq 50$ r/min

THEN $\Delta u_n(i) = 0$

4) 当转速设定值不变,转速偏差大于 ± 50 r/min,则认为转速受到干扰,启动转速抗干扰控制程序,即:

规则 4:

$n_s(i) = n_s(i-1)$ AND $|\Delta e_n(i)| > 50$ r/min

THEN $\Delta u_n(i) = K_{p4}[e_n(i) - e_n(i-1) + \frac{T_s}{T_{i4}}]$

5) 当转速设定值改变,启动变容量调节控制程序;

规则 5: IF $n_s(i) \neq n_s(i-1)$

THEN $\Delta u_n(i) = K_{p5}[e_n(i) - e_n(i-1) + \frac{T_s}{T_{i5}}]$

规则中, $Q_{1.0}$ 为离合器开关; i 为第 i 次采样; n_1 为接通离合器步进电机输出步数; $\Delta u_n(i)$ 为步进电机输出步数; $n_s(i)$ 为第 i 次采样燃气机设定转速, r/min; $\Delta e_n(i)$ 为第 i 次采样与第 $(i-1)$ 次采样的燃气机转速偏差, r/min; K_{p4} , K_{p5} 分别为规则 4 和 5 的比例系数; T_{i4} , T_{i5} 分别为规则 4 和 5 的积分时间, s; T_s 为转速的采样周期, s。

专家 PID 控制器判断并记忆上述状态,根据状态或它们的逻辑组合,从知识库中提取不同的控制规则。当控制系统性能满足控制要求时,则参数整定结束,否则进入离线整定控制器参数。

3 燃气机热泵的能量利用分析

燃气机热泵系统的温度、压力、流量测量点如图 1 所示。燃气机的一次能耗计算式如式 (1), 燃气机热泵系统的制冷量计算式如式 (2)。

$$Q_{gas} = G_{gas} \cdot e_{gas} \quad (1)$$

$$Q_e = m_w \cdot C_w \cdot (T_2 - T_1) \quad (2)$$

式中: Q_{gas} 为燃气机一次能耗, kW; G_{gas} 为天然气的流量, kg/s; e_{gas} 为天然气的低位热值, kJ/kg; Q_e 为燃气机热泵系统的制冷量, kW; m_w 为冷冻水流量, kg/s; C_w 为水比热容, kJ/(kg·K); T_1 , T_2 为冷冻水进、出水温度, K。

燃气机热泵余热回收包括两部分,缸套余热和烟气余热,其计算公式分别为:

$$Q_w = m_p \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3) \quad (3)$$

$$Q_g = m_g \cdot C_w \cdot (T_6 - T_5) \quad (4)$$

式中: Q_w 为缸套余热回收量, kW; Q_g 为烟气余热回收量, kW; m_p 为乙二醇-水溶液的流量, kg/s; C_p 为乙二醇-水溶液的比热容, kJ/(kg·K); T_3 , T_4 为乙二醇-水溶液在发动机缸套进、出口处的温度, K; m_g 为排烟换热器中水的流量, kg/s; T_5 , T_6 为排烟换热器水进、出口温度, K。

压缩机的输入功率为:

$$P = m_r(h_2 - h_1) / \eta_m = P_w a / \eta \quad (5)$$

式中: P 为压缩机的输入功率, kW; m_r 为 R134a 的流量, kg/s; h_1 与 h_2 为压缩机进、出口制冷剂焓值, kJ/kg; η_m 为压缩机的轴效率; P_w 为压缩机说明书中不同工况下的压缩机输入功率, kW; a 为压缩机不同转速下的功率因数; η 为皮带的传动效率, 取 0.925。

同燃气机热泵系统制冷量和压缩机功耗相比,水泵的功耗所占的比例很少,对系统制冷性能系数 COP 和一次能源利用率 PER 影响较少,因此本文计算 COP 和 PER 时忽略水泵的功耗。制冷性能系数计算式如式 (6), 一次能源利用率计算式如式 (7)^[28]。

$$COP = \frac{Q_e}{P} \quad (6)$$

$$PER = \frac{Q_e + Q_g + Q_w}{Q_{gas}} \quad (7)$$

式中: COP 为系统制冷性能系数; PER 为一次能源利用率。

4 试验结果及讨论

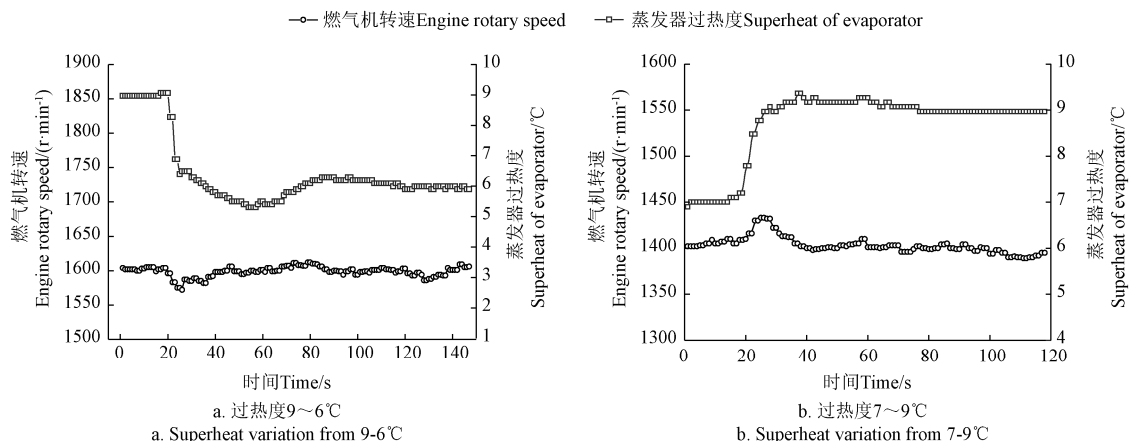
4.1 燃气机转速控制试验

为了测试专家 PID 燃气机转速控制器的控制效果, 将控制方案应用于燃气机热泵的燃气机转速控制。

4.1.1 燃气机转速的抗干扰性能试验

燃气机热泵系统运行过程中, 随着外界环境温度和蒸发器过热度的变化, 热泵系统的制冷剂流量会发生改变, 从而导致压缩机的扭矩产生改变, 使燃气机转速产生波动。图 4 是通过改变蒸发器的过热度, 燃气机转速的抗干扰性能响应过程。从图 4a 中可以看出, 燃气机转速稳定在 1 600 r/min, 在第 22 s, 当蒸发器过热度从 9 变为 6℃时,

燃气机转速有小幅的降低, 主要原因是电子膨胀阀开度增大, 蒸发器过热度降低, 膨胀阀前后阻力减少, 制冷剂流量增加, 压缩机吸气过程进入气缸内的气态制冷剂增加, 因此压缩机扭矩增加, 从而导致燃气机转速出现小幅的降低。随后经过转速控制器的调节, 经过 20 s 后很快达到新的稳态 (1 600 r/min)。从图 4b 中可以看出, 在第 20 s 时, 蒸发器过热度从 7 变为 9℃时, 燃气机转速出现小幅的上升波动, 主要原因是电子膨胀阀开度减少, 蒸发器过热度升高, 膨胀阀前后的阻力增大, 制冷剂流量减少, 压缩机吸气过程进入气缸内的气态制冷剂减少, 因此压缩机的扭矩减少, 从而导致燃气机转速出现小幅的升高。从图 4 可知, 专家 PID 转速控制器具有良好的抗干扰性能, 转速波动范围小于 ± 50 r/min, 达到新的稳态的时间小于 20 s。



注: 环境温度为 32℃, 蒸发器进水流量为 1.3 kg·s⁻¹。

Note: ambient temperature is 32℃; evaporator water flow is 1.3 kg·s⁻¹.

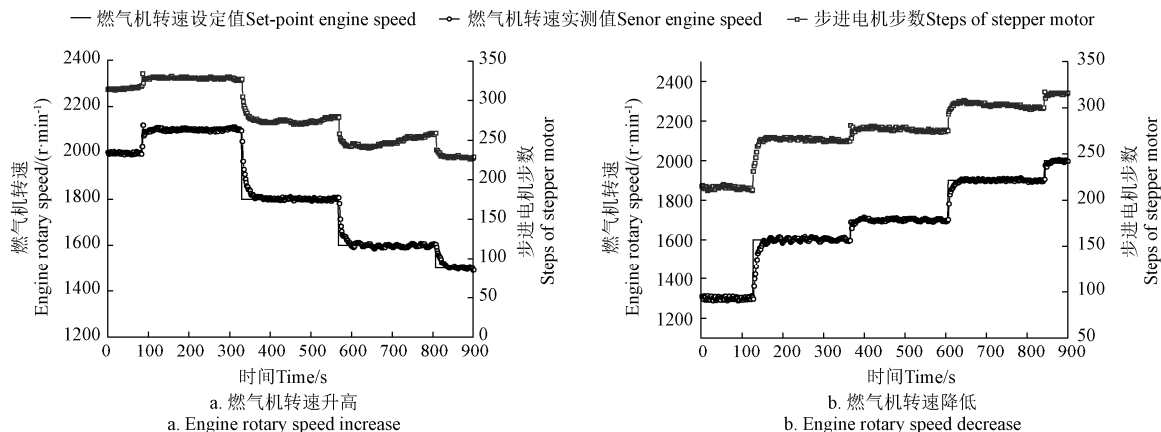
图 4 燃气机转速抗干扰性能响应

Fig.4 Engine rotary speed response of anti-disturbance

4.1.2 燃气机热泵变容量调节试验

随着环境温度和系统负荷的变化, 需要实时调节燃气机转速, 从而实现燃气机热泵系统的变容量调节。图 5 是燃气机转速动态调节响应过程。从图 5a 中可以看出, 在第 329 s, 当转速设定值由 2 100 降为 1 800 r/min 时, 燃气机转速过渡平稳, 没有出现超调, 达到新的稳态 (1 800 r/min) 的时间为 20 s 左右。燃气机转速设定值不

断降低 (从 1 800~1 600 r/min, 再到 1 500 r/min) 的调节过程中, 燃气机转速表现出良好的动态响应特性。图 5b 中, 随着燃气机转速设定值不断升高 (从 1 300~1 600 r/min, 再到 1 700 r/min, 再到 1 900 r/min), 专家 PID 控制器同样表现出良好的动态响应特性, 为燃气机热泵系统的容量调节奠定了基础。



注: 环境温度为 32℃, 蒸发器进水流量为 1.3 kg·s⁻¹。

Note: ambient temperature 32℃; evaporator water flow 1.3 kg·s⁻¹.

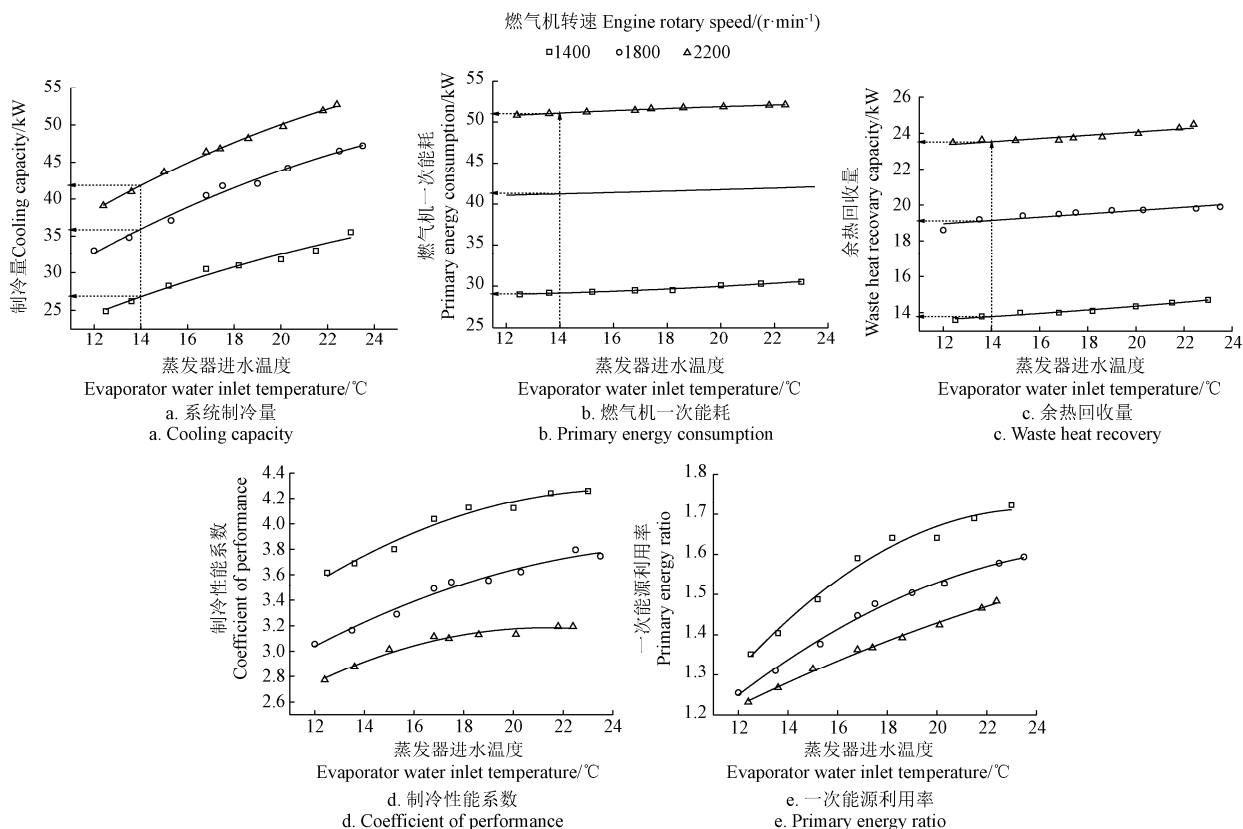
图 5 燃气机转速动态响应曲线

Fig.5 Dynamic response of engine rotary speed

4.2 燃气机转速对系统性能的影响

燃气机热泵可以通过调节燃气机转速间接调节系统制冷(热)量, 因此研究不同转速下系统的性能特点, 对优化燃气机的运行工况, 提高系统运行效率至关重要。图 6 为不同燃气机转速工况下燃气机热泵系统性能曲线。从图 6a、6b 和 6c 中可以看出, 燃气机热泵的制冷量、一次能耗和余热回收量随着燃气机转速的增加而增加。蒸发器进水温度为 14℃ 左右时, 燃气机转速由 1 400 上升

至 1 800 和 2 200 r/min, 制冷量分别增加 32.8% 和 58.4%, 一次能耗分别增加 50.1% 和 82.3%, 余热回收量增加 39.1% 和 71.1%, 主要原因是燃气机转速的提高(压缩机的提高), 使系统的制冷剂流量增多, 因此系统的制冷量和压缩机的功率增加, 从而使得燃气机的一次能耗增加, 并且系统回收的燃气机余热增加。利用燃气机余热提供生活热水, 燃气机热泵的一次能源利用率在 1.23~1.66 之间。



注: 环境温度为 32℃, 蒸发器进水流量为 1.3 kg·s⁻¹。

Note: ambient temperature 32℃; evaporator water flow 1.3 kg·s⁻¹.

图 6 燃气机转速对系统性能系数的影响

Fig.6 Effect of engine speed on the performance index of gas engine-driven heat pump

图 6d 和 6e 是系统的 COP 和 PER 随燃气机转速的变化曲线, 二者都随着燃气机转速的增加而减少, 主要原因是压缩机输入功率和一次能耗增加的比例超过制冷量增加的比例, 因此系统 COP 和 PER 随着燃气机转速的升高而降低, 从而说明燃气机热泵在部分负荷(低转速)工况下, 具有较高的制冷系数和一次能源利用率。

5 结 论

1) 专家比例积分微分 (proportion-integration-differentiation, PID) 燃气机转速控制器可以有效调节燃气机转速, 调节过程平稳, 没有出现超调, 达到稳态的时间为 20 s 左右; 对过热度变化引起的转速干扰, 燃气机转速波动范围小于 ±50 r/min, 专家 PID 控制器表现出良好的抗干扰性能, 为燃气机热泵系统的容量调节奠定基础。

2) 燃气机热泵系统制冷量、一次能耗和余热回收量随着燃气机转速的升高而升高, 而制冷性能系数 (coefficient of performance, COP) 和一次能源利用率 (primary energy ratio, PER) 随燃气机转速的升高而降低。

3) 利用燃气机余热提供生活热水可有效提高燃气机热泵系统的一次能源利用率, 在试验工况下, 一次能源利用率在 1.23~1.66 之间变化, 可为燃气机热泵的应用推广提供理论参考。

[参 考 文 献]

- [1] Cablillo R, Navarro J, Torrella E. Simplified steady-state modelling of a single state vapor compression plant. Model development and validation[J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(11/12): 1740-1752.
- [2] 王明涛, 杨昭, 陈轶光. 燃气机热泵余热利用理论分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(1): 35-38.

- Wang Mingtao, Yang Zhao, Chen Yiguang. Recovery of waste heat of gas engine heat pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(1): 35—38. (in Chinese with English abstract)
- [3] Sanaye S, Chahartaghi M. Thermal modeling and operating tests for the gas engine-driven heat pump systems[J]. Energy, 2010, 35(1): 351—363.
- [4] Yang Zhao, Cheng Heng, Wu Xi. Research on improving energy efficiency and the annual distributing structure in electricity and gas consumption by extending use of GEHP[J]. Energy Policy, 2011, 39(9): 5192—5202.
- [5] 孙维拓, 张义, 杨其长, 等. 温室主动蓄放热-热泵联合加温系统热力学分析[J]. 农业工程学报, 2014, 30(14): 179—188.
- Sun Weituo, Zhang Yi, Yang Qichang, et al. Thermodynamic analysis of active heat storage-release associated with heat pump heating system in greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(14): 179—188. (in Chinese with English abstract)
- [6] 吴集迎, 马益民. 空气源沼气机热泵部分负荷性能[J]. 化工学报, 2014, 65(11): 4551—4556.
- Wu Jiying, Ma Yimin. Partial load performance of biogas engine driven air source heat pump system[J]. CIESC Journal, 2014, 65(11): 4551—4556. (in Chinese with English abstract)
- [7] 刘建禹, 李文涛, 陈泽兴, 等. 基于地下水源热泵的寒区沼气工程加热模式的探讨[J]. 农业工程学报, 2013, 29(5): 163—169.
- Liu Jianyu, Li Wentao, Chen ZeXing, et al. Heating mode of biogas plant in alpine region based on underground water source heat pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(5): 163—169. (in Chinese with English abstract)
- [8] Zhang Rongrong, Lu Xuesheng, Li Shuze, et al. Analysis on the heating performance of a gas engine driven air to water heat pump based on a steady model[J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46(11/12): 1714—1730.
- [9] Lazzarin R, Noro M. District heating and gas engine heat pump: economic analysis based on a case study [J]. Applied Thermal Engineering 2006, 26 (2/3): 193—199.
- [10] 方慧, 杨其长, 张义. 基于热泵的日光温室浅层土壤水媒蓄放热装置试验[J]. 农业工程学报, 2012, 28(8): 210—216.
- Fang Hui, Yang Qichang, Zhang Yi. Experimental study on shallow soil assisted heat release-storage system with water-water heat pump in solar greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(8): 210—216. (in Chinese with English abstract)
- [11] 孔祥国, 杨允国, 林琳, 等. R410 直膨式太阳能热泵热水器制冷剂分布特性[J]. 农业工程学报, 2014, 30(12): 177—183.
- Kong Xiangqiang, Yang Yunguo, Lin Lin, et al. Refrigerant distribution characteristics of direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R410A[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(12): 177—183. (in Chinese with English abstract)
- [12] Elgendy E, Schmidt J, Khalil A, et al. Performance of a gas engine heat pump (GEHP) using R410A for heating and cooling applications[J]. Energy, 2010, 35(12): 4941—4948.
- [13] Elgendy E, Schmidt J. Optimum utilization of recovered heat of a gas engine heat pump used for water heating at low air temperature[J]. Energy and Buildings, 2014, 80: 375—383.
- [14] Sun Zhigao. A combined heat and cold system driven by a gas industrial engine[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(2): 366—369.
- [15] Yanwei Wang, Liang Cai, Xiaowei Shao, et al. Analysis on energy-saving effect and environmental benefit of a novel hybrid-power gas engine heat pump[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(1): 237—246.
- [16] 李应林, 张小松, 吴薇. 基于混合动力燃气热泵的独立供能系统[J]. 东南大学学报: 自然科学版, 2008, 38(6): 1011—1016.
- Li Yinglin, Zhang Xiaosong, Wu Wei. Isolated energy-supply system based on hybrid power gas engine-driven heat pump[J]. Journal of Southeast University: Natural Science Edition, 2008, 38(6): 1011—1016. (in Chinese with English abstract)
- [17] Hepbasli A, Erbay Z, Icier F, et al. A review of gas engine driven heat pumps (GEHPs) for residential and industrial applications[J]. Renewable & Sustainable Energy Review, 2009, 13(1): 85—99.
- [18] 艾维全, 冯启山, 殷承良. 混合动力汽车发动机转速控制策略研究[J]. 内燃机工程, 2006, 27(5): 57—61.
- Ai WeiQuan, Feng Qishan, Yin Chengliang. Study of engine speed control strategy of HEV[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2006, 27(5): 57—61. (in Chinese with English abstract)
- [19] Jimobo T, Hayakawa Y. A physical model for engine control design via role state variables[J]. Control Engineering Practice, 2011, 19(3): 276—286.
- [20] 来晓靓, 管成, 肖扬, 等. 并联油液型混合动力挖掘机发动机转速控制方法[J]. 农业机械学报, 2014, 45(1): 15—20.
- Lai Xiaoliang, Guan Cheng, Xiao Yang, et al. Engine speed control method of parallel hydraulic excavator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(1): 15—20. (in Chinese with English abstract)
- [21] Xu Zhenjun, Wu Huaizhi, Wu Meiling. Energy performance and consumption for biogas heat pump air conditioner[J]. Energy, 2010, 35(12): 5497—5502.
- [22] Wang Mingtao, Yang Zhao, Su Xiangchao, et al. Simulation and experimental research of engine rotary speed for gas engine heat pump based on expert control[J]. Energy and Buildings, 2013, 64(3): 95—102.
- [23] Chen Yiguang, Yang Zhao, Wu Xi, et al. Theoretical simulation and experimental research on the system of air source energy independence driven by internal-combustion engine[J]. Energy and Buildings, 2011, 43(6): 1351—1358.

- [24] Li Shuze, Zhang Wugao, Zhang Rongrong, et al. Cascade fuzzy control for gas engine driven heat pump[J]. *Energy Conversion and Management*, 2005, 46(11/12): 1757—1766.
- [25] 徐振军, 杨昭, 方肇. 燃气机发动机调速控制与试验[J]. *农业机械学报*, 2008, 39(12): 7—9.
Xu Zhenjun, Yang Zhao, Fang Zheng. Experiment on neural network nonlinear PID controller for the natural gas engine[J]. *Transactions of The Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(12): 7—9. (in Chinese with English abstract)
- [26] 赵明旺, 王杰. 智能控制[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2010.
- [27] 史敬灼, 刘玉. 超声电机简单专家 PID 速度控制[J]. *中国电机工程学报*, 2013, 33(36): 120—126.
Shi Jingzhuo, Liu Yu. Simple expert PID speed control of ultrasonic motors[J]. *Proceedings of CSEE*, 2013, 33(36): 120—126. (in Chinese with English abstract)
- [28] 刘焕卫, 杨昭, 王明涛. 燃气机热泵部分负荷特性的实验研究[J]. *热能动力工程*, 2011, 26(5): 523—529.
Liu Huanwei, Yang Zhao, Wang Mingtao. Experimental study of the partial load characteristics of a gas engine-driven heat pump[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2011, 26(5): 523—529. (in Chinese with English abstract)

Performance of cooling capacity adjustment in gas engine-driven heat pump

Wang Mingtao¹, Liu Huanwei², Zhang Baihao²

(1. *School of Energy and Power Engineering, Ludong University, Yantai 264025, China;*

2. *School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)*

Abstract: Gas engine driven heat pump (GEHP), which mainly consists of a gas engine, an evaporator, a condenser and an expansion valve, can make full use of the waste heat from cylinder jacket and exhaust gas and achieve a higher primary energy ratio (PER) than other forms of heating/cooling systems, and therefore has been considered as a preferable choice in the air-conditioning scheme. Compared with the electric-driven heat pump (EHP), the GEHP has two distinguished advantages: 1) the ability to recover the gas engine waste heat from cylinder jacket and exhaust gas; 2) easy modulation of gas engine speed to meet the cooling loads. In the present article, a novel GEHP which could independently provide heating, cooling and hot water for the buildings was presented. The capacity adjustment and stable operation of GEHP could be achieved by controlling engine rotary speed. The goals of engine rotary speed control were to match the rotary speed and cooling/heating capacity, and keep robust to disturbance. In order to control engine rotary speed effectively, the engine rotary speed expert proportion-integration-differentiation (PID) controller was designed according to the engine rotary speed control knowledge base and the controlling rules in this study. Meanwhile, the energy analysis of GEHP was presented as well as the GEHP operating parameters (such as ambient air temperature, evaporator water flow and engine rotary speed). The engine rotary expert PID controller was applied to the engine rotary speed control in a GEHP system experimentally under different conditions (modulation on cooling loads and anti-disturbance), and the cooling performance characteristics of GEHP were investigated experimentally over a wide range of engine rotary speed (1 400–2 200 r/min). The performance of GEHP was characterized by cooling capacity, waste heat amount recovered, coefficient of performance (COP) and PER. The relationships between engine rotary speed and cooling capacity, waste heat amount recovered from cylinder jacket and exhaust gas, COP and PER were studied based on theoretical analysis and experimental data. The experimental results indicate that the expert PID controller of engine rotary speed plays a better performance, i.e. small overshoots, flat output and the time before steady state being less than 20 s. The expert PID controller can effectively suppress the disturbance of superheat change, and improve the control quality observably. Furthermore, the cooling capacity, gas engine energy consumption, waste heat amount recovered from cylinder jacket and exhaust gas have increased by 32.8% and 58.4%, 50.1% and 82.3%, 39.1% and 71.1% respectively when the engine rotary speed increased from 1 400 to 1 800 and 2 200 r/min, but the COP and the PER of GEHP has decreased with the increase of gas engine speeds. Finally, the PER of GEHP is 1.23–1.66 and the COP is 2.77–4.25 under experimental condition. Therefore, the GEHP system can significantly improve energy efficiency, environmental quality and energy consumption structure effectively, and should be promoted by governmental incentive policies. The research results will contribute to the study on the engine rotary speed control of GEHP and provide the theoretical basis for the design and optimization of the GEHP.

Key words: pumps; engines; control; gas; gas engine-driven heat pump; rotary speed control; cooling capacity