

Modeling and Simulation Optimization of Hybrid Gas Heat Pump System

Xin Zhang, Hua Zhang, Zilong Wang

University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai
Email: zhangxinzh@126.com

Received: Aug. 6th, 2020; accepted: Aug. 20th, 2020; published: Aug. 27th, 2020

Abstract

For the hybrid gas heat pump system, its working principle and working mode are introduced, the mathematical model of each part of the system is established, and the hybrid gas heat pump system based on logic threshold control strategy is simulated by MATLAB/Simulink simulation software. The simulation results show that the simulation system has great reliability, and the thermal efficiency of the system with CVT is higher than that of the system with constant speed ratio at any compressor speed, and the system with CVT is more energy-saving.

Keywords

Hybrid Power, Gas Heat Pump, Simulink, Thermal Efficiency

混合动力燃气热泵系统建模与仿真优化

张鑫, 张华, 王子龙

上海理工大学, 上海
Email: zhangxinzh@126.com

收稿日期: 2020年8月6日; 录用日期: 2020年8月20日; 发布日期: 2020年8月27日

摘要

对于混合动力燃气热泵系统, 介绍了其工作原理和工作模式, 建立了该系统各部件的数学模型, 并通过 MATLAB/Simulink 仿真软件对基于逻辑门限控制策略的混合动力燃气热泵系统进行仿真。仿真结果表明, 仿真系统具有很大的可靠性, 且采用无级变速器的系统的驱动系热效率在任何压缩机转速下都大于定速比系统的驱动系热效率, 采用无级变速器的系统更加节能。

关键词

混合动力, 燃气热泵, Simulink, 热效率

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着我国能源结构的调整, 天然气的使用在我国能源比重的逐年增加[1], 燃气热泵的研究越来越受到学者们的重视。虽然燃气热泵系统具有能源利用率高、改善电力与燃气的季节不平衡、具有良好的部分负荷特性等优点[2] [3] [4], 但当外界负荷偏离发动机运行最佳经济区时, 这时发动机的热效率将会下降, 余热排放增加, 能源利用率降低[5]。因此有学者将汽车领域的混合动力技术应用到燃气热泵系统中, 从而提出了混合动力燃气热泵系统, 通过能量管理控制策略实现在不同部分负荷情况下, 寻找发动机、电机和压缩机三者最佳匹配, 从而使系统性能最佳。李应林等[6]提出了混合动力燃气热泵空调系统的能量分析模型, 通过模型得出对蓄电池 SOC 和发动机输出功率进行有效的能量管理是获得整个系统最佳经济性的有效途径。姜文秀等[7]对并联式混合动力燃气热泵系统进行了冬季供热实验研究, 得出混合动力燃气热泵系统在低负荷和高负荷时比常规燃气热泵系统更加节能。嵇文秀[8]借助了能耗分析软件, 模拟分析了混合动力燃气热泵系统的制冷/制热和全年能耗情况, 结果得出比电驱动热泵、常规燃气热泵提高了 39.85%、28.35%。万小明[9]建立了等效燃气消耗最小模型, 提出了以等效燃气消耗最小为目标的能量管理优化控制策略。

本文对无级变速器混合动力燃气热泵系统进行数学建模, 并通过 MATLAB/Simulink 仿真软件对基于逻辑门限控制策略的混合燃气热泵系统进行仿真, 分析了转速比、发动机转速、发动机扭矩、电机扭矩和蓄电池 SOC 随压缩机转速的变化, 对比分析了定速比系统与采用无极变速器系统的驱动系热效率随压缩机转速的变化, 得出采用无极变速器的系统具有更高的能源利用效率, 更加节能。

2. 优化目标的选择

混合动力燃气热泵系统包括驱动系统、热泵系统和余热回收系统, 如果仅仅用热泵系统性能系数来评价混合动力燃气热泵系统的性能是不合理的, 还应考虑余热回收系统回收的缸套余热和烟气余热。为了能够反映混合动力燃气热泵系统的综合性能, 因此本文采用一次能源利用率 PER 作为评价混合动力燃气热泵系统的性能指标。

$$\text{PER} = \frac{Q_r + Q_y}{Q} \quad (1)$$

式中 Q_r 为热泵系统的制热量或制冷量, KW; Q_y 是余热回收热量, KW; Q 为整个系统消耗的燃气热能, KW。另外还可以将燃气热泵系统的一次能源利用率 PER 改写成性能系数的函数, 见式(2):

$$\text{PER} = \text{COP} \cdot \eta_{qd} \cdot \eta_{tr} + \alpha \cdot (1 - \eta_{qd}) \quad (2)$$

式中 COP 是热泵系统的性能系数; η_{qd} 是驱动系统的热效率; η_{tr} 是系统的传动效率, 可看作常数; α 是余热回收系数。由上式可知一次能源利用率 PER 的影响因素有 COP、 η 、 α , 为了判断哪种影响因素对一次能源利用率影响最大, 分别对上述影响因素求偏导数, 见式(3):

$$\begin{cases} \frac{\partial \text{PER}}{\partial \eta_{qd}} = \text{COP} \cdot \eta_{tr} - \alpha \\ \frac{\partial \text{PER}}{\partial \text{COP}} = \eta_{qd} \cdot \eta_{tr} \\ \frac{\partial \text{PER}}{\partial \alpha} = 1 - \eta_{qd} \end{cases} \quad (3)$$

结合以往燃气热泵研究中性能参数的取值范围如下式(4)。

$$\begin{cases} \text{COP} > 2.5 \\ \eta_{qd} < 0.4 \\ \alpha < 0.5 \end{cases} \quad (4)$$

将(4)式中关系代入(3)式中得到关系式为 $(\text{COP} \cdot \eta_{tr} - \alpha) > 1 > (1 - \eta_{cd}) > 0.5 > \eta_{cd} \cdot \eta_{tr}$ ，由此关系式表明对一次能源利用率影响最大的因素是驱动系热效率，因此本文选取驱动系热效率作为优化目标，以此来寻找发动机、电机和压缩机的最佳配比。

3. 混合动力燃气热泵系统的原理和工作模式

3.1. 混合动力燃气热泵系统原理

如图1所示，带有无级变速器的混合动力燃气热泵系统由驱动系统、热泵系统和余热回收系统三部分组成。驱动系统组要由燃气发动机、两用电机、蓄电池、离合器等组成，其中燃气发动机与两用电机通过离合器共轴连接，蓄电池和电机采用电气连接，当燃气发动机对蓄电池充电时，电机为发电机；当蓄电池放电时，电机为电动机。驱动系统产生的动力通过无级变速器CTV传给热泵系统中压缩机，使热泵系统工作。热泵系统主要包括压缩机、四通换向阀、室外换热器、室内换热器和膨胀阀等。余热回收系统主要包括烟气热交换器、板式热交换器，其中烟气热交换器回收烟气余热，板式热交换器回收缸套余热，回收的余热用来加热生活热水供用户使用。

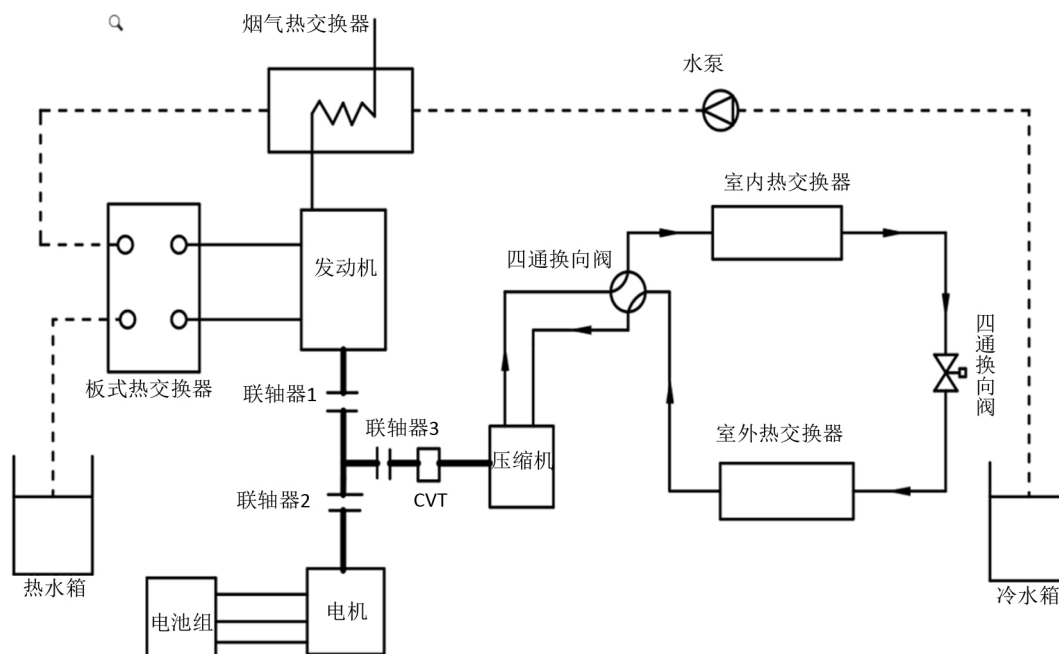


Figure 1. Schematic diagram of a hybrid gas heat pump system with a CVT

图1. 带有无级变速器的混合动力燃气热泵系统原理图

3.2. 混合动力燃气热泵系统工作模式

本文主要对并联共轴式混合动力燃气热泵系统进行了研究, 在外界负荷不断变化下, 为了保持发动机、电机和蓄电池保持在各自最佳经济区内工作, 需要对系统的工作模式进行切换。工作模式主要有以下几种:

1) 发动机驱动压缩机并给蓄电池充电(模式 C)

当系统需求负荷小于发动机在其经济效率区内所提供的负荷, 且蓄电池的荷电量 SOC 小于最大荷电量 SOCmax 时, 发动机产生的多余能量转化为电能储存在蓄电池中, 电机充当发电机, 能量流如图 2 所示, 数学表达式为:

$$\begin{cases} P_c = (P_e - P_m) \cdot \eta_{tr} \\ (T_e - T_m) \cdot i_{cvt} \cdot \eta_{tr} = T_c \\ n_c = n_e / i_{cvt} \end{cases} \quad (5)$$

2) 电机单独驱动压缩机(模式 M)

当系统需求负荷很小, 且蓄电池的荷电量 SOC 大于最大荷电量 SOCmax 时, 系统则改由电机直接驱动压缩机, 此时系统能量流动图如图 2, 数学表达式为:

$$\begin{cases} P_{fang} = P_c / (\eta_{tr} \cdot \eta_{fang}) \\ T_c = T_m \cdot i_{cvt} \cdot \eta_{tr} \\ n_c = n_m / i_{cvt} \end{cases} \quad (6)$$

3) 燃气发动机单独驱动压缩机(模式 D)

当系统需求负荷正好在燃气发动机的经济效率区内时, 此时电机和蓄电池停机, 发动机单独驱动压缩机, 能量流动图见图 2, 数学表达式为:

$$\begin{cases} P_c = P_e \cdot \eta_{tr} \\ T_c = T_e \cdot i_{cvt} \cdot \eta_{tr} \\ n_c = n_e / i_{cvt} \end{cases} \quad (7)$$

4) 发动机和电机联合驱动压缩机(模式 L)

当系统需求负荷大于发动机在其经济效率区时产生的负荷, 且蓄电池的荷电量 SOC 又大于最小荷电量 SOCmin 时, 发动机和电机联合驱动压缩机, 能量流动图如图 2, 数学表达式为:

$$\begin{cases} P_c = (P_e + P_m) \cdot \eta_{tr} \\ T_c = (T_e + T_m) \cdot i_{cvt} \cdot \eta_{tr} \\ n_c = n_e / i_{cvt} \end{cases} \quad (8)$$

5) 发动机驱动电机发电(模式 S)

当蓄电池的荷电量 SOC 小于最小荷电量 SOCmin 时, 发动机带动发电机给蓄电池充电, 能量流动图见图 2, 数学表达式为:

$$\begin{cases} P_m = P_e \\ T_m = T_e \\ n_m = n_e \end{cases} \quad (9)$$

本文着重研究工作模式 C、D、L 模式的切换规律和相关控制参数变化, 因此模式 M、S 不作为研究重点。

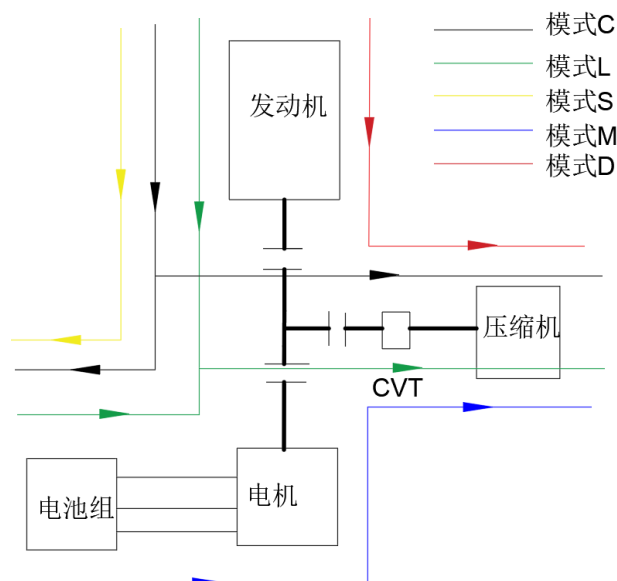


Figure 2. Energy flow diagram in each mode
图 2. 各模式下能量流动图

4. 合动力燃气热泵系统建模

4.1. 驱动系统建模

在对驱动系建模之前，需要对驱动系各部件进行合理选择，其中各设备参数见表 1。

Table 1. Driving equipment parameters of hybrid gas heat pump

表 1. 混合动力燃气热泵驱动系设备参数

设备	参数	值
燃气发动机	型号	LJ267M
	气缸数	2
	转速范围(rpm)	500~4800
	最大输出功率(KW)	18
电机	类型	永磁同步电机
	额定输入电压(V)	60
	额定转速(rpm)	3000
	电机峰值效率	>91%
蓄电池	型号	6FM-100A
	额定容量(Ah)	100
	电池额定电压(V)	12
	电池组额定电流(A)	100
压缩机	电池组额定电压(V)	60
	型号	BIZER 4 FRY
	气缸数	4

Continued

气缸容积(cm ³)	400
转速范围(rpm)	500~2600
制冷剂	R22

4.1.1. 发动机建模

本文着重建立发动机的稳态模型,采用实验建模的方法,通过测量发动机在不同条件运行下的扭矩、转速和发动机热效率参数的变化,然后再拟合发动机热效率关于扭矩和转速的曲面方程,从而建立发动机热效率模型。参考文献得到发动机热效率特性曲线公式[10]。

$$\begin{cases} \eta_e = [1 \ n_e T_e \ n_e^2 n_e T_e T_e^2] \cdot A_6 \\ A_6 = [-1.4115 \ 1.8403e^{-4} \ 0.0931 \\ \quad -2.968e^{-8} \ -2.2888e^{-7} \ -0.0015] \end{cases} \quad (10)$$

其中 n_e 为发动机转速, rpm, T_e 为发动机扭矩, Nm, η_e 为发动机热效率, rpm, A_6 为模型系数。

4.1.2. 电机建模

电机建模与发动机建模相似,都是采用实验建模的方法,通过测量电机效率、转速和扭矩的参数的变化,通过插值拟合,得到电机充放电效率与电机转速和转矩的关系,从而得到电机热效率模型[10]。

放电时的热效率模型:

$$\begin{cases} \eta_f = [1 \ n_m T_m n_m^2 n_m T_m T_m^2] \cdot B_6 \\ B_6 = [0.8317 \ 5.2216 \times 10^{-5} \\ \quad 9.1204 \times 10^{-4} \ -4.7715 \times 10^{-9} \\ \quad 1.8956 \times 10^{-7} \ 1.6382 \times 10^{-5}] \end{cases} \quad (11)$$

充电时的热效率模型:

$$\begin{cases} \eta_c = [1 \ n_m T_m n_m^2 n_m T_m T_m^2] \cdot C_6 \\ C_6 = [0.8318 \ 5.4382 \times 10^{-5} \\ \quad -1.626 \times 10^{-3} \ -6.934 \times 10^{-9} \\ \quad -1.232 \times 10^{-7} \ -2.269 \times 10^{-5}] \end{cases} \quad (12)$$

通过实验建模的方法,还可以得到电机的最大充放电扭矩:

放电时:

$$T_{f-\max} = \begin{cases} -71 & (n_m \leq 1600) \\ -3.1688 \times 10^{-6} \times n_m^2 + 0.0343 \times n_m \times -117.46 & (n_m > 1600) \end{cases} \quad (13)$$

充电时:

$$T_{c-\max} = \begin{cases} 71 & (n_m \leq 1600) \\ 2.7155 \times 10^{-6} \times n_m^2 - 0.0313 \times n_m + 113.17 & (n_m > 1600) \end{cases} \quad (14)$$

其中放电时电机的扭矩为负值,充电时电机的扭矩为正值, η_f 为电机放电效率, η_c 为电机充电效率, n_m 为电

机的转速, rpm, T_m 为电机的扭矩, Nm, $T_{f-\max}$ 为电机最大放电扭矩, Nm, $T_{c-\max}$ 为电机最大充电扭矩, Nm。

4.1.3. 蓄电池建模

本文对蓄电池建模采用的是安时建模法[11], 建模时忽略温度对模型的影响, 将电池看作一个带有内阻的电压源, 其等效电路如图 3 所示。

蓄电池的一个重要参数为荷电状态 SOC, SOC 是电池剩余电量与电池额定容量的比值。其数学表达式为:

$$\text{SOC}(t) = \frac{C_s(t)}{C_0} = \text{SOC}_0 - \frac{\int_0^t I(t) dt}{C_0} \quad (15)$$

其中, C_s 为蓄电池的剩余电量, Ah, C_0 为蓄电池的额定电量, Ah, SOC_0 为蓄电池的初始 SOC, I 为电流 A, 为了保障蓄电池较高的充放电效率和蓄电池的寿命, 本文选取蓄电池的 SOC 的工作范围为 0.2 至 0.8 [10]。

由图 3 得出蓄电池的输入和输出的功率 P_x 和端路电压 U_d 可表示为:

$$P_x = \begin{cases} P_{xf} = I(t) \cdot U_d(t) = P_m / \eta_{xf} \\ P_{xc} = I(t) \cdot U_d(t) = P_m \cdot \eta_{xc} \end{cases} \quad (16)$$

$$U_d = U_x(\text{SOC}(t)) - R_n(\text{SOC}(t)) \cdot I(t) \quad (17)$$

由于本文中选用的是铅酸蓄电池, 蓄电池的内阻 $R_n \leq 4.4 \text{ m}\Omega$, 因此在计算端路电压 U_d 时, 可以忽略内阻 R_n 影响[12] [13], 因此 $U_d = U_x(\text{SOC}(t))$, 又因为蓄电池的 SOC 与开路电压存在线性关系: $U_x = \text{SOC} + U_0$, 所以端路电压可以表示为:

$$U_d = \text{SOC} + U_0 \quad (18)$$

其中 P_{xf} 为蓄电池的放电功率, W; P_{xc} 为蓄电池的充电功率, W; U_0 为蓄电池的额定电压, V; η_{xf} 为蓄电池的放电效率, 其值取 0.93; η_{xc} 为蓄电池的充电效率, 其值取 0.9 [10]。

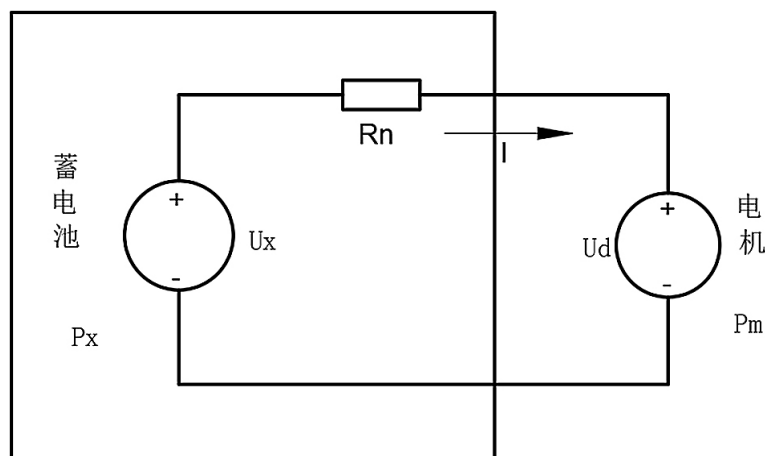


Figure 3. Equivalent circuit diagram of battery and motor

图 3. 蓄电池与电机的等效电路图

4.1.4. 无级变速器建模

本文对无级变速器的研究, 主要是对无级变速器的速比变化范围的研究。压缩机的驱动源为燃气发动机和电机, 燃气发动机的转速范围是根据发动机所在经济区来确定的, 本文将发动机热效率 $\eta_e \geq 0.26$ 的范围作为燃气发动机的经济区, 该区域内转速为 2470~3600 rpm; 如果电机单独驱动压缩机(模式 M), 这时电机在额定转速 3000 rpm 下, 以获得较高的电机效率, 如果电机和发动机同时驱动压缩机, 由于发动机与电机共轴,

所以电机转速等于压缩机转速；压缩机转速范围大致限制在 750~2600 rpm 之间。通过传动比计算公式：

$$\begin{cases} i_1 = n_m/n_c \\ i_2 = n_e/n_c \end{cases} \quad (19)$$

通过计算可得，电机单独驱动压缩机的转速比 i_1 为 2.6~4.0；燃气发动机驱动压缩机的转速比为 0.95~4.8。将上述求得转速比求并集得 0.95~4.8，同时，为简化模型，无级变速器的传动效率 η_r 取 0.9。

4.2. 热泵系统建模

热泵系统是混合动力燃气热泵系统实现供暖的关键部件，而压缩机又是热泵系统与驱动系统耦合部件，所以对热泵系统建模主要对压缩机的建模。

对于混合动力燃气热泵系统，压缩机与驱动系统的耦合参数为转速和轴功率，与蒸发器和冷凝器的耦合参数是压缩机进出口处制冷剂状态和质量流量，因此压缩机稳态仿真模型可以表示为：

$$\begin{cases} P_c = m_r (h_2 - h_1) / \eta_m \\ m_r = \lambda_s \cdot i \cdot V_g \cdot n_c / (60v_1) \\ h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i} + h_1 \end{cases} \quad (20)$$

其中， m_r 为制冷剂流量，kg/s； h_2 为实际压缩机出口制冷剂焓值，kJ/kg； η_m 为压缩机进口制冷剂焓值，kJ/kg； η_m 为压缩机机械效率； λ_s 为压缩机输气系数； V_g 为气缸容积，m³； v_1 为压缩机进口处比容，m³/kg； η_i 为压缩机指示效率； i 为气缸数。

对于单机高速多缸压缩机，当转速大于 720 rpm 时，输气系数可以表示为[14]：

$$\lambda_s = 0.94 - 0.085 \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (21)$$

其中， p_k 和 p_0 为冷凝压力和蒸发压力，kPa； n 为多变指数，取 1.19。本文中，对压缩机模型进行了简化，主要研究压缩机功率与压缩机转速的关系。这样，通过压缩机模型就可以求出压缩机出口制冷剂流量和压缩机轴功率。

4.3. 余热回收系统建模

由于余热回收的热量都是来源发动机余热，所以对于余热回收系统建模可以建立余热回收量的一维函数模型。发动机余热回收量由公式表示为：

$$Q_r = \alpha m_e H (1 - \eta_e) \quad (22)$$

其中， α 为余热回收系数； H 为燃气热值，取 46,200 kJ/kg。

通过实验数据[15]，绘制了余热回收系数随压缩机转速的变化规律(图 4)，利用曲线拟合的方法建立发动机余热回收系数与压缩机转速的关系模型。函数关系式如下：

$$\begin{cases} \alpha = N_c \cdot A_9^T \\ A_9 = [-8.6302 \times 10^{-24} \quad 1.1374 \times 10^{-19} \\ \quad -6.4592 \times 10^{-16} \quad 2.0635 \times 10^{-12} \\ \quad -4.054 \times 10^{-9} \quad 5.0133 \times 10^{-6} \\ \quad -0.0038 \quad 1.6254 \quad -297.5563] \\ N_c = [n_c^8 \quad n_c^7 \quad n_c^6 \quad n_c^5 \quad n_c^4 \quad n_c^3 \quad n_c^2 \\ \quad n_c \quad 1] \end{cases} \quad (23)$$

其中， A_9 为系数； N_c 为压缩机转速数组。

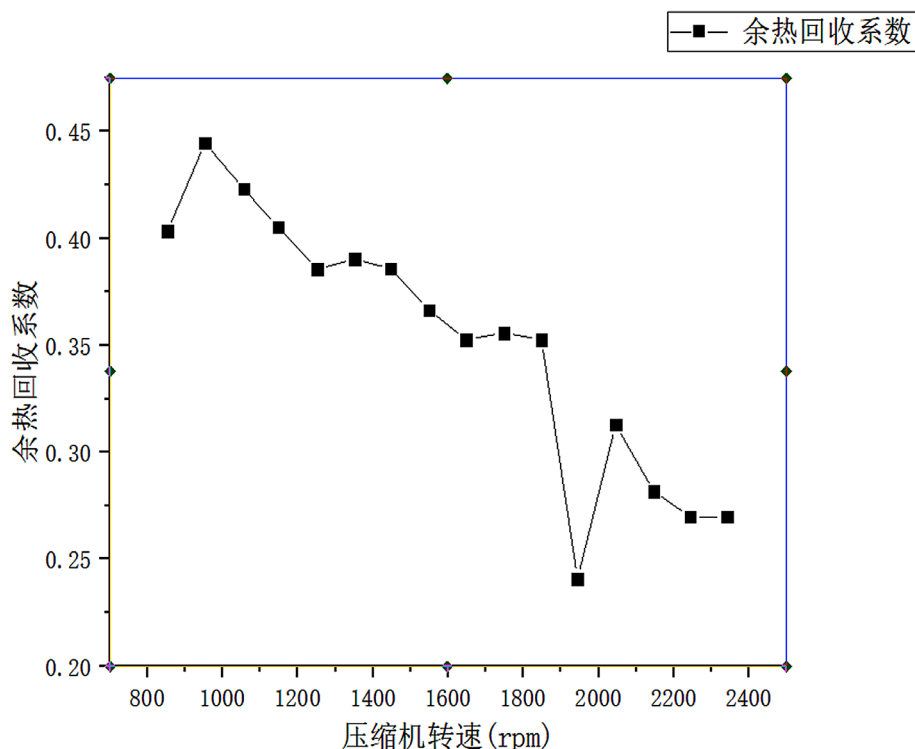


Figure 4. Variation law of waste heat recovery coefficient with compressor speed
图 4. 余热回收系数随压缩机转速变化规律

5. 混合动力燃气热泵系统仿真

5.1. 驱动系统热效率模型

驱动系热效率定义为驱动系提供给压缩机的能量与驱动系所提供的燃气热能之比。在不同的工作模式下，驱动系热效率具有不同的表达式。

1) 模式 D 的驱动热效率

由图 5 系统能量流向图可知，驱动系输入的能量为：

$$P_{ru} = P_e / \eta_e \quad (24)$$

驱动系输出的能量全部用来驱动压缩机：

$$P_{chu} = P_c / \eta_{tr} \quad (25)$$

则模式 D 下的驱动系数效率为：

$$\eta_D = P_{chu} / P_{ru} = \eta_e \quad (26)$$

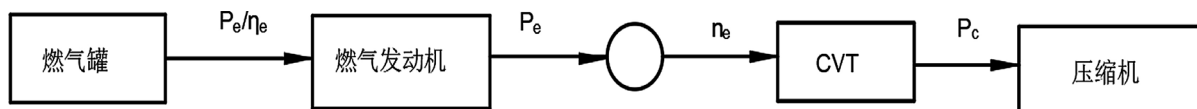


Figure 5. Energy flow diagram under mode D
图 5. 模式 D 下能量流向图

1) 模式 C 的驱动热效率

由图 6 模式 C 下的系统能量流向图可知，驱动系输入的能量为：

$$P_{ru} = P_e / \eta_e \quad (27)$$

驱动系输出的能量分为两部分，一部分用于直接驱动压缩机的能量，另一部分是储蓄在蓄电池所能提供给压缩机的能量：

$$P_{chu} = P_m \cdot \eta_c \cdot \eta_{xc} \cdot \eta_{xf} \cdot \eta_f + P_c / \eta_{tr} \quad (28)$$

转矩和转速的关系：

$$\begin{cases} (T_e - T_m) \cdot i_{cvt} \cdot \eta_{tr} = T_c \\ n_m = n_e = n_c \cdot i_{cvt} \end{cases} \quad (29)$$

这样就可以得到模式 C 的驱动系统热效率：

$$\eta_C = P_{chu} / P_{ru} = \frac{T_e - T_m (1 - \eta_c \cdot \eta_{xc} \cdot \eta_{xf} \cdot \eta_f)}{T_e / \eta_e} \quad (30)$$

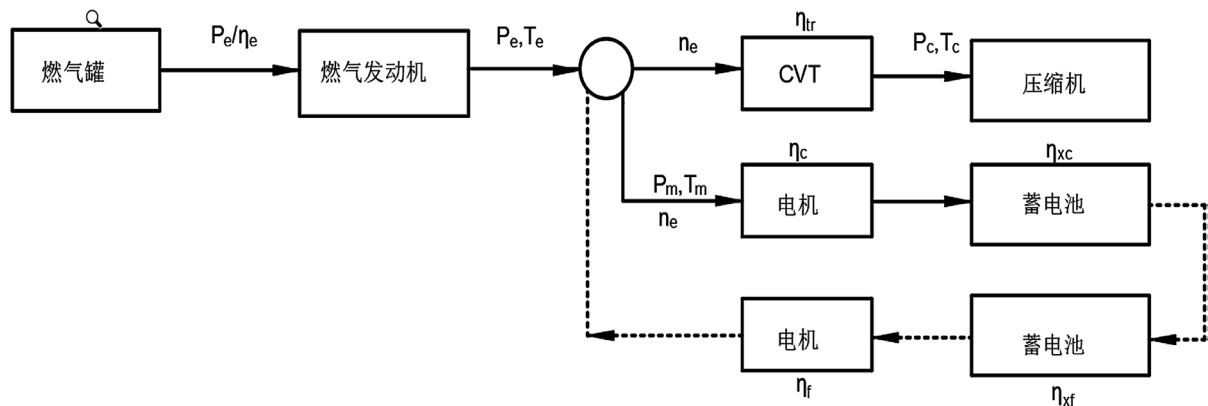


Figure 6. Energy flow diagram under mode C

图 6. 模式 C 下能量流向图

2) 模式 L 的驱动系热效率

由图 7 模式 L 的系统能量流向图可知，驱动系的输入能量来自两部分，一部分燃气发动机直接驱动压缩机的能量，另一部分是蓄电池驱动压缩机的能量，这部分能量也是燃气提供的，所以要转化为燃气热能。

$$P_{ru} = \frac{P_e}{\eta_e} + \frac{P_m}{\eta_c \cdot \eta_{xc} \cdot \eta_{xf} \cdot \eta_f \cdot \eta_e} \quad (31)$$

驱动系输出的能量全部用来驱动压缩机：

$$P_{chu} = P_c / \eta_{tr} \quad (32)$$

转矩和转速的关系为：

$$\begin{cases} T_c = (T_e - T_m) \cdot i_{cvt} \cdot \eta_{tr} \\ n_m = n_e = n_c \cdot i_{cvt} \end{cases} \quad (33)$$

由于蓄电池放电，电机转矩 T_m 为负。可求出模式 L 下的驱动系热效率：

$$\eta_L = P_{chu} / P_{ru} = \frac{T_e - T_m}{T_e / \eta_e - T_m / (\eta_c \cdot \eta_{xc} \cdot \eta_{xf} \cdot \eta_f \cdot \eta_e)} \quad (34)$$

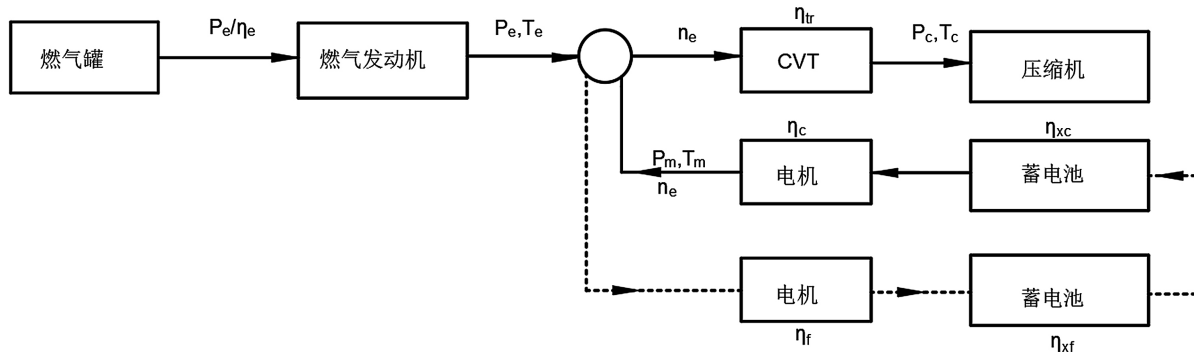


Figure 7. Energy flow diagram under mode L

图 7. 模式 L 下能量流向图

5.2. 逻辑门限能量控制策略

所谓的逻辑门限控制策略就是通过给某些参数设定门限值，当系统中这些参数超过门限值的上下限时，就切换系统的工作模式的一种控制方式。为了让发动机工作在较高的热效率下，本文选取发动机热效率大于等于 0.26 的区域为燃气发动机的经济区，这样可以得到发动机功率的上下限值分别为 11.4 KW 和 7.5 KW。为了保持蓄电池拥有较高的充放电效率，将蓄电池的 SOC 范围控制在 0.2~0.8 之间，因此将蓄电池 SOC 设定为门限值，上限为 0.8，下限为 0.2。这样工作模式的切换是通过热泵需求功率 P_r 和当前 SOC 值与逻辑门限值进行比较判断获得的。逻辑门限控制策略见图 8。

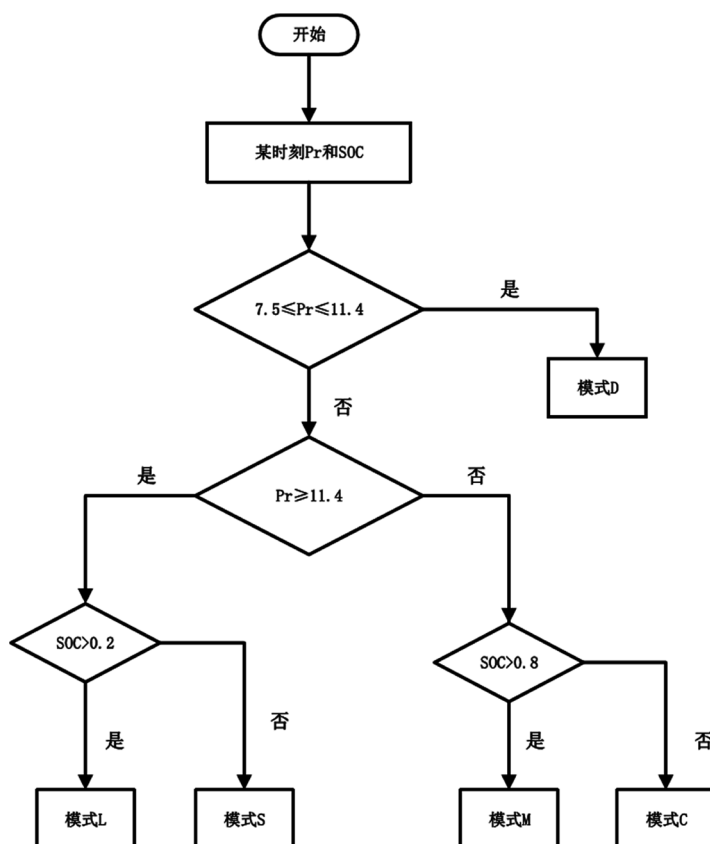


Figure 8. Flow chart of logical threshold control strategy

图 8. 逻辑门限控制策略流程图

能量管理策略的目标就是寻找最高的混合动力燃气热泵系统效率，根据热泵系统的功率需求可以确定在最佳工作点的发动机和电机的输出转矩和转速，从而使混合动力燃气热泵系统的效率最高。根据约束条件建立目标函数如下表示：

$$\begin{cases} \eta = \max(\eta_0) \\ P_r = P_e + P_m = \frac{n_e T_e}{9550} + \frac{n_m T_m}{9550} = \frac{P_c}{\eta_r} \\ n_e = n_m = n_c \cdot i_{cvt} \\ n_{e_min} \leq n_e \leq n_{e_max} \\ T_{e_min}(n_e) \leq T_e(n_e) \leq T_{e_max}(n_e) \\ T_{m_min}(n_e) \leq T_m(n_e) \leq T_{m_max}(n_e) \\ 0.95 \leq i_{cvt} \leq 4.8 \end{cases} \quad (35)$$

其中 η_0 为不同模式下混合动力燃气热泵系统的驱动系热效率； n_{e_min} 、 n_{e_max} 为在功率门限值下的发动机最佳扭矩曲线上的转速上下限值； $T_{e_min}(n_e)$ 、 $T_{e_max}(n_e)$ 为发动机效率为 0.26 下，转速 n_e 时的最小转矩和最大转矩； $T_{m_min}(n_e)$ 、 $T_{m_max}(n_e)$ 为电机转速为 n_e 时电机最小转矩和最大转矩。

5.3. 仿真平台搭建

根据之前建立的数学模型，基于 Matlab/Simulink 构建混合动力燃气热泵系统的仿真平台，见图 9。图 10 为热泵系统仿真平台，该热泵系统的模型根据制冷剂的理想循环建立的。图 11 为燃气发动机仿真平台，图 12 为电机仿真平台，图 13 为蓄电池仿真平台，图 14 为余热回收系统仿真平台。

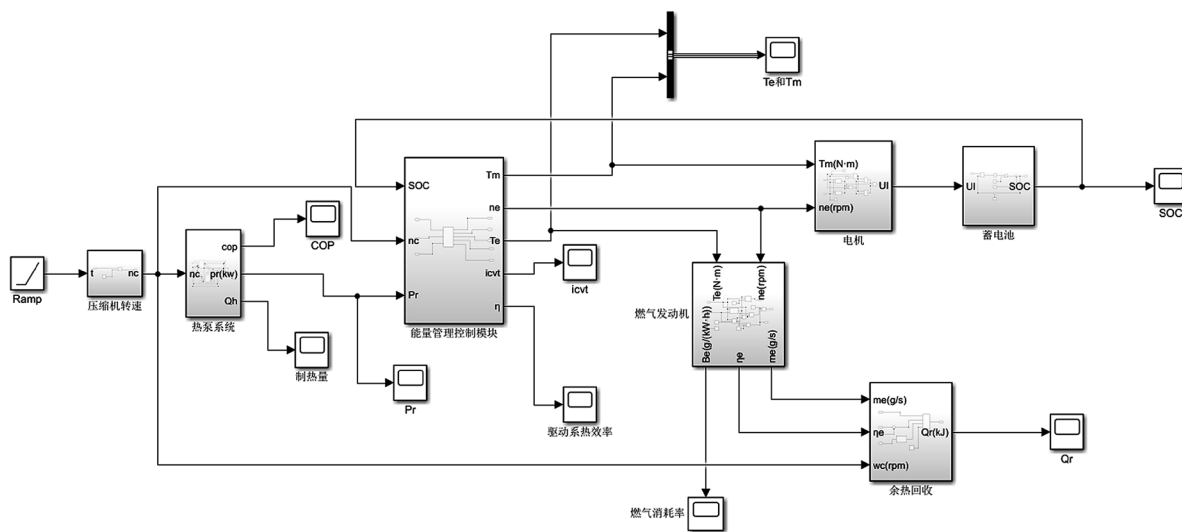


Figure 9. Simulation platform of hybrid gas heat pump system based on logic threshold
图 9. 基于逻辑门限的混合动力燃气热泵系统的仿真平台

5.4. 仿真结果分析

由图 15 所示，随着压缩机转速增加，热泵系统的需求功率也增加，近似呈线性增加，并且理论值与模拟值变化趋势一致，并且两者的绝对误差不大于 1 KW，大部分的数据的相对误差都可以控制在 10% 以内。因此该仿真模型具有很大的可信度。

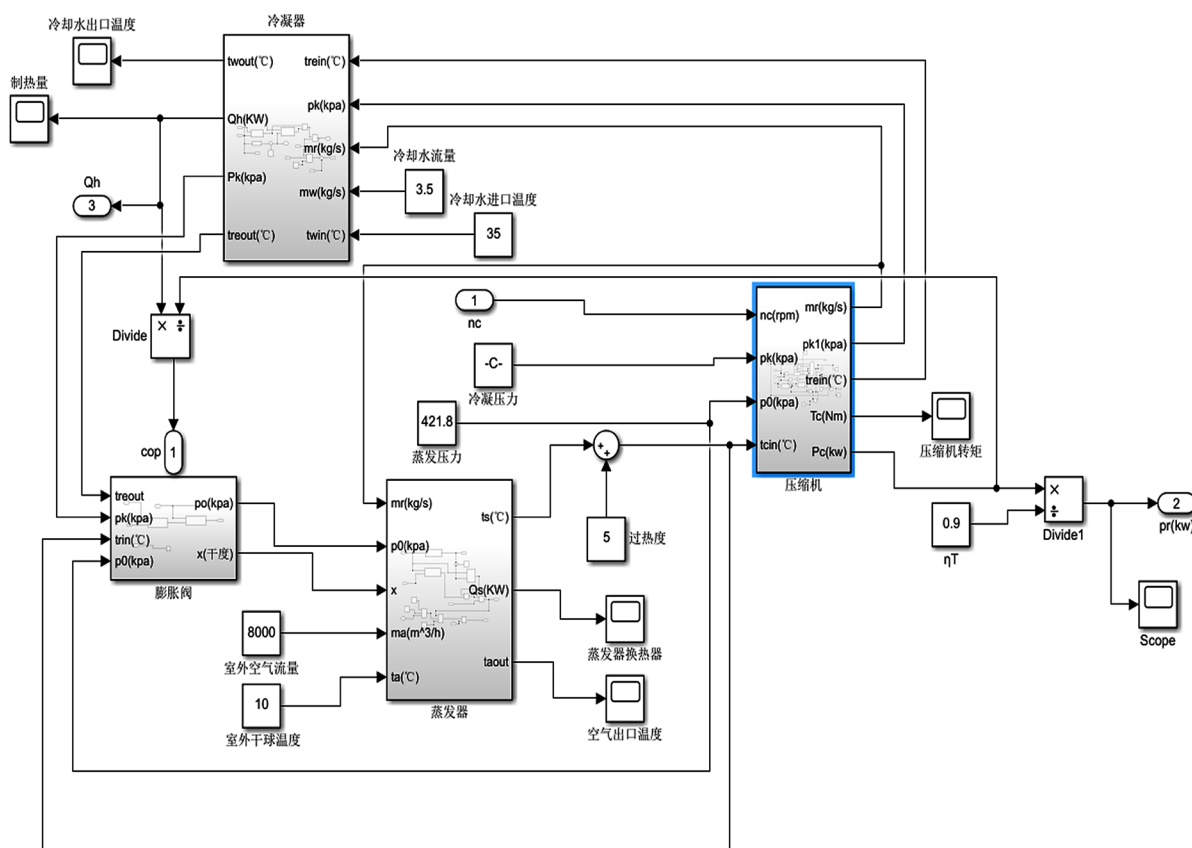


Figure 10. Simulation platform of heat pump system
图 10. 热泵系统仿真平台

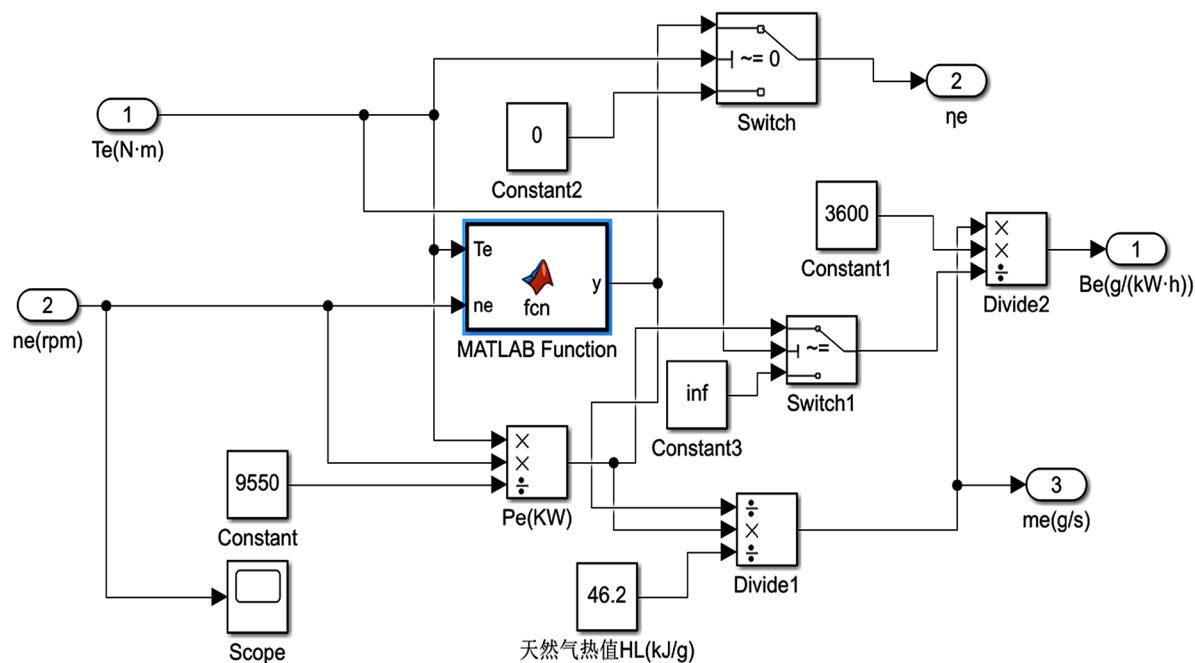


Figure 11. Gas engine simulation platform
图 11. 燃气发动机仿真平台

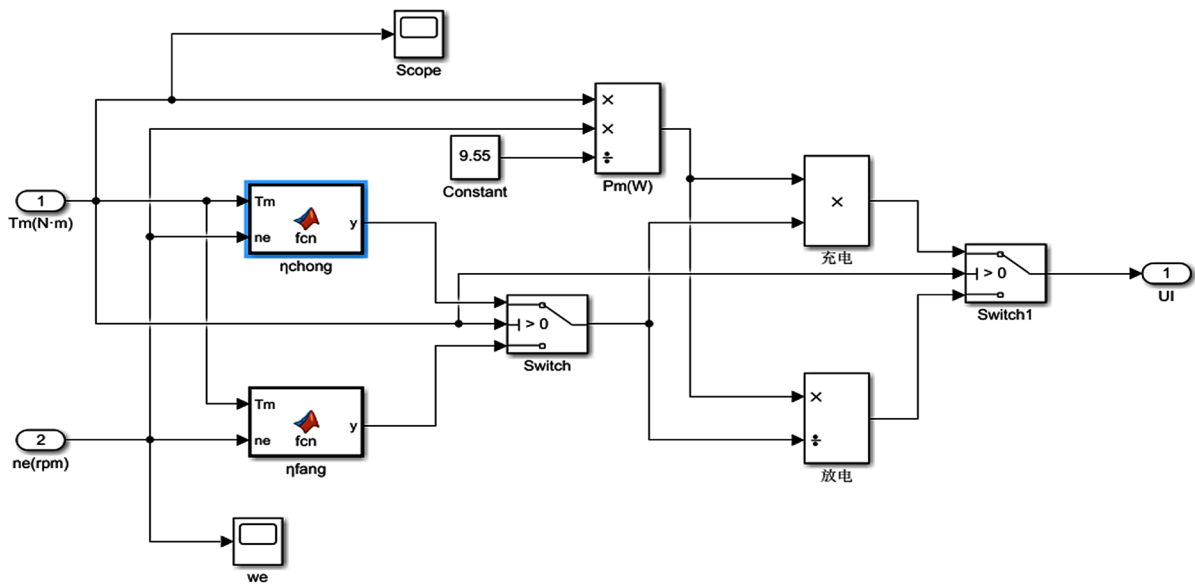


Figure 12. Motor simulation platform
图 12. 电机仿真平台

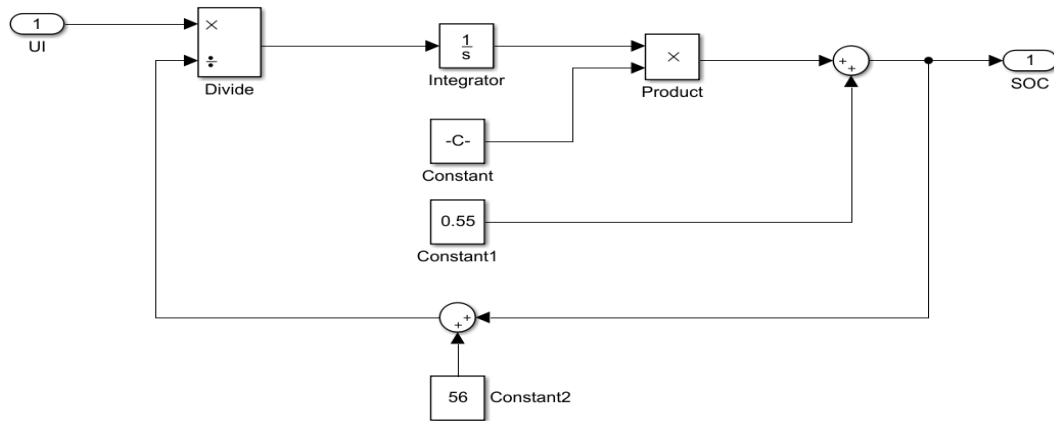


Figure 13. Battery simulation platform
图 13. 蓄电池仿真平台

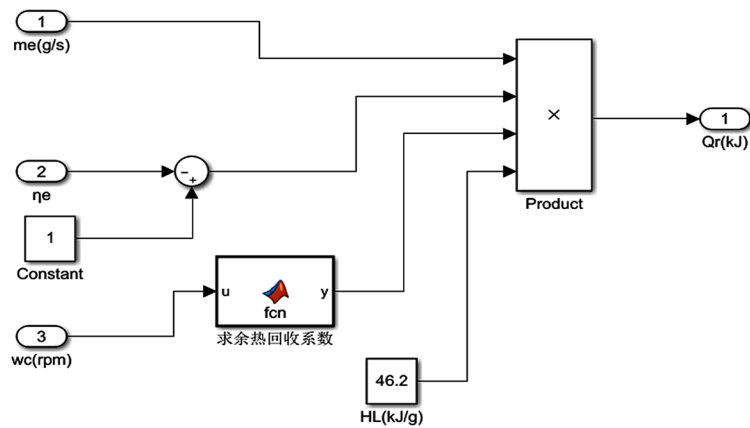


Figure 14. Simulation platform of waste heat recovery system
图 14. 余热回收系统仿真平台

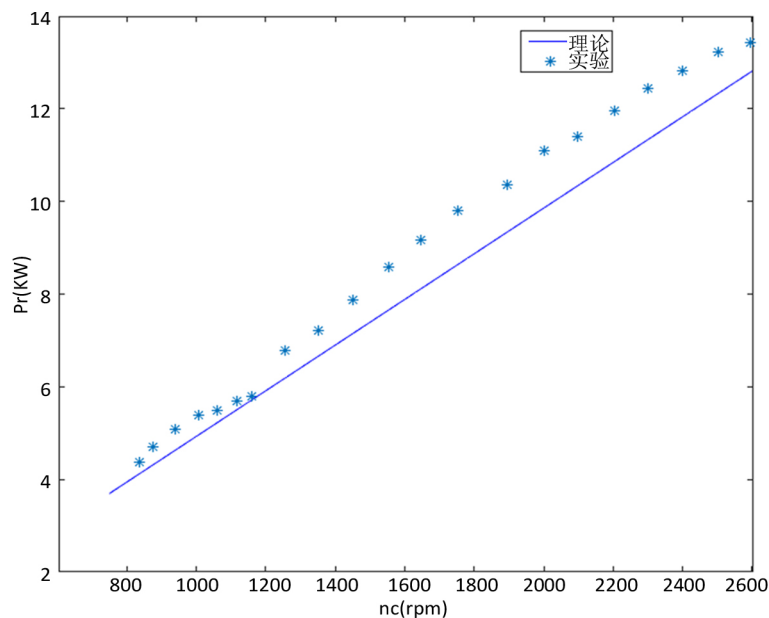


Figure 15. Variation curve of compressor shaft power with compressor speed
图 15. 压缩机轴功率随压缩机转速变化曲线

根据发动机最佳经济区内功率上下限可以确定不同工作模式下压缩机转速范围, 模式 C 下压缩机转速范围为 750~1522 rpm, 模式 D 下压缩机转速范围为 1522~2313 rpm, 模式 L 下压缩机转速范围为 2313~2600 rpm。

由图 16 所示, 在模式 C 下, 由于压缩机转速与发动机经济区的转速相差太大, 为了保持发动机在经济区内工作, 因此在压缩机转速较低时无极变速器的转速比较大, 随着压缩机转速的增加, 转速比跟着减小, 发动机转速也稍微减小; 在模式 D 下, 这时发动机单独驱动压缩机, 为了保持发动机高效运行, 将发动机的工作点调到最佳扭矩曲线上, 通过无级变速器对速比调控使发动机转速维持在最佳发动机转速上, 因此转速比变化较小, 发动机转速呈直线增加; 在模式 L 下, 发动机转速控制在经济区内, 但是压缩机转速越来越趋近发动机经济区内, 所以转速比继续减小, 发动机转速几乎没变。

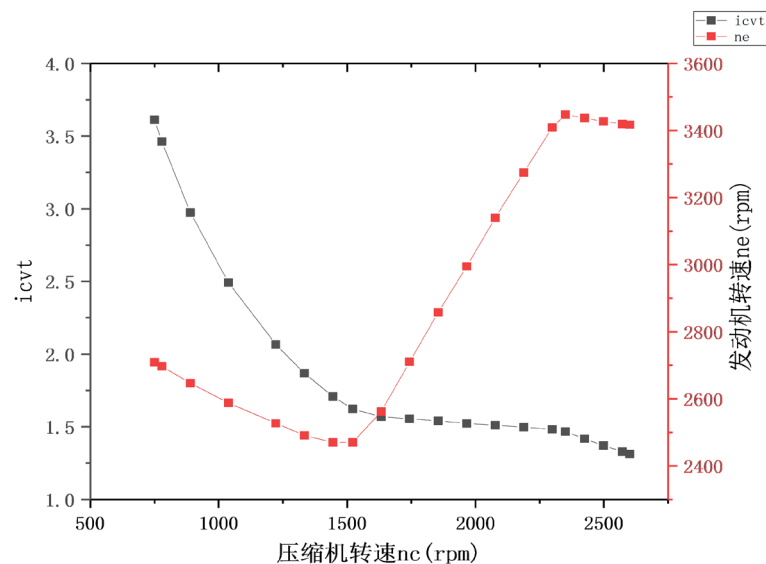


Figure 16. Speed ratio and variation of engine speed with compressor speed
图 16. 转速比及发动机转速随压缩机转速的变化

由图 17~19 所示, 在模式 C 下, 由于发动机在驱动压缩机的同时给蓄电池充电, 发动机的功率维持在经济区内, 因此发动机的扭矩几乎没有发生变化, 但是电机的扭矩随压缩机转速的增加而减小, 这是因为随着压缩机转速增加, 压缩机需求功率增加, 这样发动机给蓄电池充电功率减小, 因此电机扭矩也减小, 由于给蓄电池充电, 蓄电池的 SOC 是不断增加的, 但是增加速率是不断减小的。在模式 D 下, 由于发动机单独驱动压缩机, 所以电机扭矩为零, 发动机的扭矩呈直线增加, 蓄电池不充电也不放电, 因此蓄电池的 SOC 不发生变化。在模式 L 下, 发动机和蓄电池联合驱动压缩机工作, 这时发动机维持在较高经济区内, 蓄电池随压缩机需求功率增加放电量也增加, 因此发动机的扭矩稍微减小, 电机的扭矩逐渐增大, 同时蓄电池的 SOC 则不断减小。

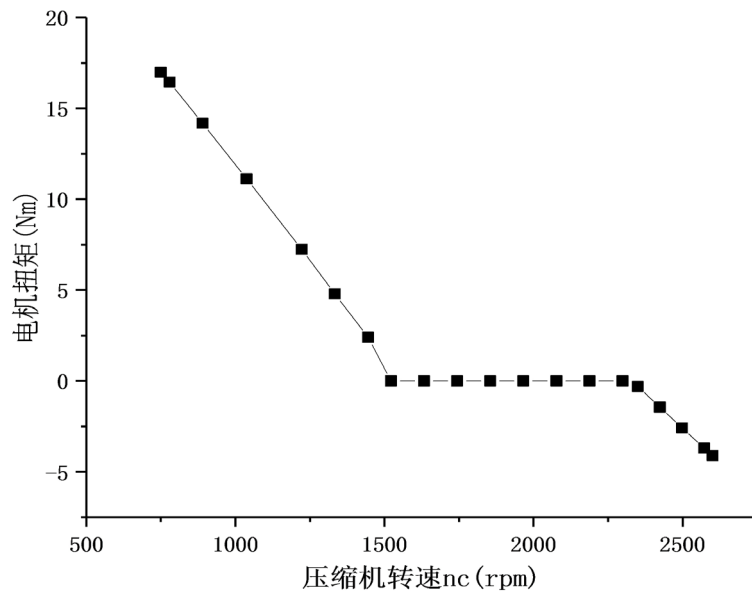


Figure 17. Motor torque varies with compressor speed

图 17. 电机扭矩随压缩机转速变化

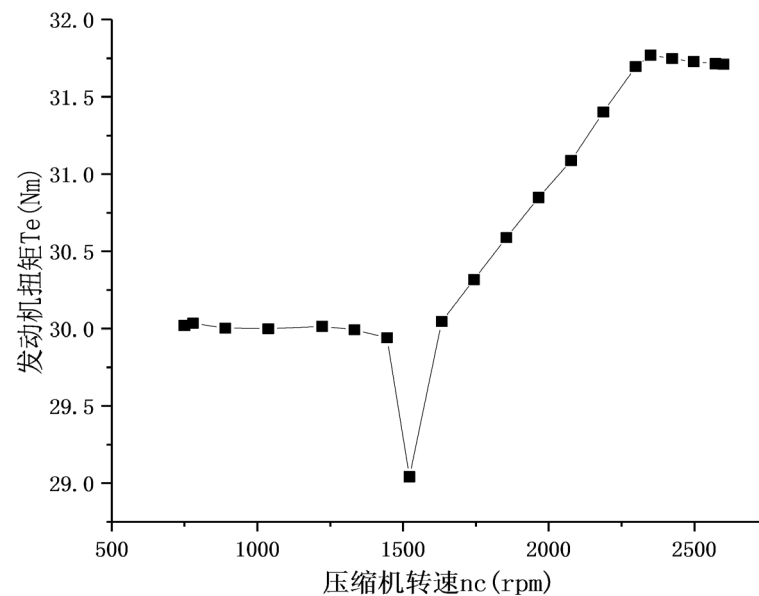


Figure 18. Engine torque varies with compressor speed

图 18. 发动机扭矩随压缩机转速变化

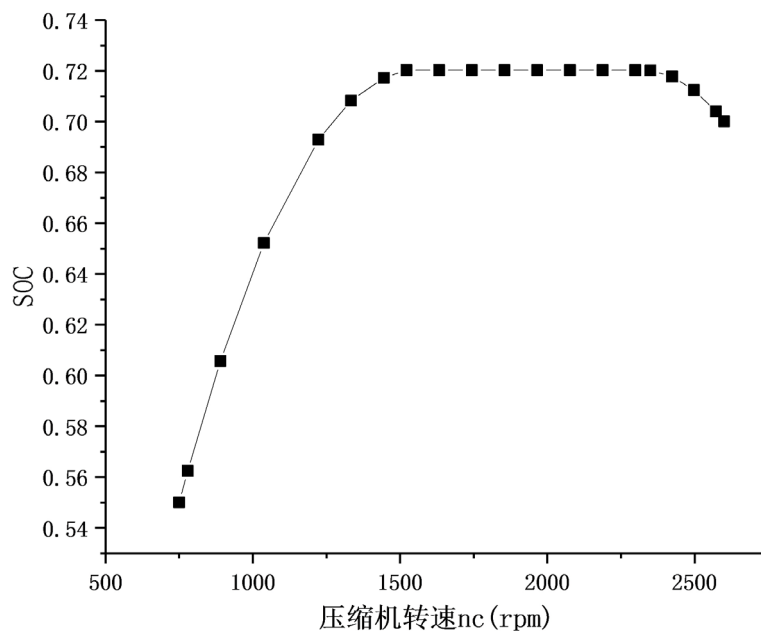


Figure 19. SOC changes with the compressor speed

图 19. SOC 随压缩机转速的变化

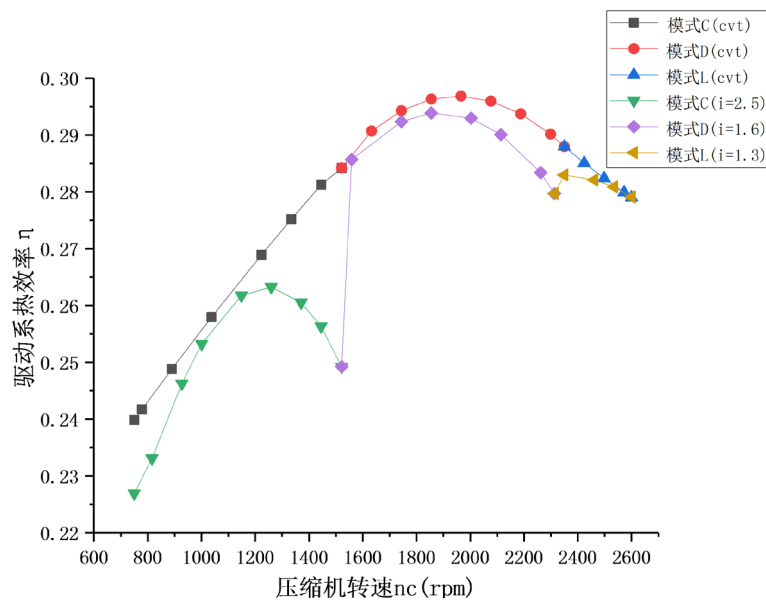


Figure 20. The thermal efficiency of the driving system varies with the speed of the compressor

图 20. 驱动系热效率随压缩机转速变化

图 20 显示了无级变速器的混合动力燃气热泵系统与定速比的混合动力燃气热泵系统的驱动系热效率随压缩机转速变化, 此处选用的定速比分别为: 模式 C 时定速比 $i = 2.5$; 模式 D 时定速比 $i = 1.6$; 模式 L 时定速比 $i = 1.3$ 。从图可知, 定速比系统在每个模式的驱动系热效率都随着压缩机转速不断增大到某一最大值然后逐渐减小, 每个模式下的最大值分别为 0.263, 0.294, 0.283。对于采用无级变速器的系统, 驱动系热效率随压缩机转速增加而不断增大至某最大值, 然后再逐渐减小, 在模式 D 时达到最大值, 最大值为 0.297, 并且采用无级变速器的系统的驱动系热效率在任何压缩机转速下都大于定速比系统的驱动

系热效率。由此可以得出采用无级变速器的混合动力燃气热泵系统的能源利用率比定速比的混合动力燃气热泵系统的更加高，系统更加节能。

6. 结论

1) 模拟热泵需求功与实验测得热泵需求功随压缩机转速变化趋势一致，且两者误差不大于 1 KW，大部分数据误差都控制在 10%以内，因此，仿真系统具有很大可靠性。

2) 在逻辑门限控制策略下，无极变速器的速比在不同模式下随压缩机转速变化的趋势不同，在模式 C 下，速比从 3.6 快速减小到 1.6，在模式 D 下，速比从 1.6 缓慢减小到 1.48，在模式 L 下，速比又从 1.48 缓慢减小到 1.31。而发动机转速变化则是在模式 C 下缓慢减小，在模式 D 下快速增加，在模式 L 下又缓慢减小。

3) 对于电机扭矩和发动机扭矩随压缩机转速变化趋势，在模式 C 下，电机扭矩从 17 Nm 随压缩机转速增加以线性方式减小到 0 Nm，而发动机扭矩则几乎不变，保持在 30 Nm 附近变化，蓄电池 SOC 则随压缩机转速的增加快速增加；在模式 D 下，由于发动机单独驱动压缩机，所以电机扭矩保持为 0 Nm，而发动机扭矩则从 29 Nm 以线性方式增加到 31.7 Nm，蓄电池 SOC 则保持不变；在模式 L 下，电机扭矩开始从 0 Nm 逐渐增加到 4.1 Nm，而发动机扭矩基本保持不变，蓄电池 SOC 开始逐渐减小。

4) 在任何压缩机转速下，采用无极变速器的燃气热泵系统的驱动系热效率都要高于定转速比的燃气热泵系统的热效率，且采用无极变速器的系统在模式 D 下，驱动系热效率最高，其值为 0.297，定速比系统在每个模式的驱动系热效率都随着压缩机转速不断增大到某一最大值然后逐渐减小，每个模式下的最大值分别为 0.263, 0.294, 0.283。

基金项目

国家自然科学基金青年项目(51606126)；上海市地方高校能力建设项目(18060502600)。

参考文献

- [1] 贾承造, 张永峰, 赵霞. 中国天然气工业发展前景与挑战[J]. 天然气工业, 2014, 34(2): 8-18.
- [2] 黄学敏, 詹淑慧, 程建锋, 郑玉龙, 黄葵. 浅析燃气热泵系统的能源利用及特性[J]. 建筑节能, 2011, 39(5): 37-39.
- [3] Hepbasli, A., Erbay, Z., Icier, F., *et al.* (2009) A Review of Gas Engine Driven Heat Pumps (GEHPs) for Residential and Industrial Applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **13**, 85-99. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.06.014>
- [4] Elgendy, E., Schmidt, J., Khalil, A., *et al.* (2010) Performance of a Gas Engine Heat Pump (GEHP) Using R410A for Heating and Cooling Applications. *Energy*, **35**, 4941-4948. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.08.031>
- [5] Xu, Z. and Yang, Z. (2009) Saving Energy in the Heat-Pump Air Conditioning System Driven by Gas Engine. *Energy and Buildings*, **41**, 206-211. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.09.001>
- [6] 李应林, 张小松. 混合动力燃气热泵空调系统的能量分析模型[J]. 暖通空调, 2006, 36(11): 11-13+17.
- [7] 姜文秀, 蔡亮, 邓卫卫. 混合动力燃气热泵冬季运行工况经济性分析[J]. 化工学报, 2014, 65(S2): 195-201.
- [8] 嵇文秀. 基于 LiFePO₄ 电池的混合动力燃气热泵的试验研究与能耗分析[D]: [硕士学位论文]. 南京: 东南大学, 2016.
- [9] 万小明. 混合动力燃气热泵系统研究与能量管理控制策略优化[D]: [硕士学位论文]. 南京: 东南大学, 2017.
- [10] 颜洁. 采用无级变速器的混合动力燃气热泵系统的仿真与优化策略[D]: [硕士学位论文]. 南京: 东南大学, 2017.
- [11] Sun, D., Lin, X., Qin, D., *et al.* (2012) Power-Balancing Instantaneous Optimization Energy Management for a Novel Series-Parallel Hybrid Electric Bus. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, **25**, 1161-1170.
- [12] Hu, X., Murgovski, N., Johannesson, L., *et al.* (2013) Energy Efficiency Analysis of a Series Plug-In Hybrid Electric Bus with Different Energy Management Strategies and Battery Sizes. *Applied Energy*, **111**, 1001-1009. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.06.056>
- [13] Hu, X., Moura, S.J., Murgovski, N., *et al.* (2016) Integrated Optimization of Battery Sizing, Charging, and Power Management in Plug-In Hybrid Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **24**, 1036-1043.

<https://doi.org/10.1109/TCST.2015.2476799>

- [14] 解德强. 单元式燃气压缩式热泵仿真与控制策略研究[D]: [硕士学位论文]. 天津: 天津大学, 2001.
- [15] 孟庆堃. 混合动力燃气热泵系统能量管理优化研究[D]: [硕士学位论文]. 南京: 东南大学, 2016.