



引用格式:王东方,邢艺文. 基于 PSO 算法的 ISG 混合动力汽车传动系参数优化[J]. 轻工学报,2017,32(5):57-65.

中图分类号:TH12 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2017.5.008

文章编号:2096-1553(2017)05-0057-09

# 基于 PSO 算法的 ISG 混合动力汽车传动系参数优化

## Optimization of transmission parameters for ISG hybrid electric vehicle based on PSO algorithm

关键词:

ISG 混合动力汽车;传动系参数优化;粒子群优化算法

王东方,邢艺文

WANG Dong-fang, XING Yi-wen

南京工业大学机械与动力工程学院,江苏南京 211800

*School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211800, China*

Key words:

intergrated starter/generator hybrid electric vehicle;  
optimization of transmission parameters;  
particle swarm optimization (PSO) algorithm

**摘要:**为了进一步提高 ISG 混合动力汽车的整车动力性与燃油经济性,在完成动力系统参数匹配之后,利用 Advisor 软件建立了仿真顶层模型,以验证参数匹配与部件选取的可行性;在此基础上,选取传动系主减速器速比和变速器各档速比为优化变量,动力性能相关要求为约束条件,采用粒子群优化(PSO)算法对传动系参数进行优化. 仿真结果表明,优化后的最大爬坡度增加了 4.3%,100 km 燃油消耗降低了 0.8 L,0~100 km/h 加速时间减少了 1.4 s.

收稿日期:2016-07-03;修回日期:2017-02-23

基金项目:江苏省自然科学基金项目(BK20130941)

作者简介:王东方(1961—),男,江苏省南京市人,南京工业大学教授,主要研究方向为机械 CAD/CAE 技术及机械系统集成设计技术.

**Abstract:** In order to further improve the vehicle dynamic performance and fuel economy of ISG hybrid electric vehicle, after parameters matching of powertrain system, advisor software was used to build the vehicle simulation model to verify the feasibility of parameters matching and parts selection. On this basis, transmission main reduction ratio of transmission ratio and transmission of the file were selected as the optimization variables, the related dynamic performance requirements as the constraint conditions, particle swarm optimization (PSO) was used to optimize transmission parameters. Simulation results showed that the maximum climbable gradient after optimization increased by 4.3%, fuel consumption per 100 km decreased by 0.8 L, 0 ~ 100 km/h acceleration time decreased by 1.4 s.

## 0 引言

集成启动/发电一体化电机 ISG (intergrated starter/generator) 混合动力汽车系统参数的合理匹配,是实现整车高性能而低油耗的关键所在,国内外学者在这方面的研究对于推动混合动力汽车的发展具有重要作用. 宋柯等<sup>[1]</sup>通过对串联式混合动力汽车上电机恒功率区系数的匹配研究,设计出了更加合理的电机类型,使整车的加速和爬坡性能得到了进一步提升. 朱津明<sup>[2]</sup>采用串联式结构对某一微型车进行改进,在完成参数匹配后,利用 Advisor 软件对串联式混合动力汽车进行了仿真计算,然后将试验样车的道路试验结果与软件仿真结果进行对比,结果表明新车型的动力性能良好. 传统的参数匹配方法虽能满足整车的基本需求,但得到的并不是最优结果. 为了改进参数匹配质量,获得更好的整车性能,一些学者开始引入优化思想. X. Z. Li 等<sup>[3]</sup>通过优化主减速器速比和电机参数,有效提高了电机效率,使小型纯电动汽车的整体性能得到了改善. 尹安东等<sup>[4]</sup>利用 NSGA-II 算法对某一轻度混合动力汽车的变速器速比进行优化,动力性和经济性都有所提高. 王昕等<sup>[5]</sup>采用自适应模拟退火遗传算法对静液传动混合动力汽车的驱动元件进行优化匹配,元件性能较之前有明显提升. 可见采用适宜的优化方法对相关参数进行优化能有效提高整车性能.

由于 ISG 混合动力汽车在原有基础上又加入了一套动力源,所以其系统相对传统汽车更

加复杂. 在完成系统性能匹配后,还需从两个方面考虑对系统参数进行优化,一是动力或传动系统中的匹配参数(如发动机功率、电机功率、变速器速比等),二是控制策略中的控制参数<sup>[6]</sup>. 本文拟对 ISG 混合动力汽车进行动力系统设计与参数匹配,并从传动系统的主减速器和变速器入手,对它们的传动比进行基于粒子群优化 PSO (particle swarm optimization) 算法的多目标优化,以期提高整车动力性与燃油经济性.

## 1 ISG 混和动力汽车结构与性能指标

一般情况下,考虑到研发成本和周期,混合动力车型的开发通常以传统内燃机车型为基础,重新设计和改进动力系统,以达到更佳的动力性与燃油经济性<sup>[7]</sup>. 本文所研究的 ISG 混合动力汽车以国内某款紧凑级轿车为基础车型,考虑到原车型的结构特点和技术难度,最终采用并联式混合动力电驱驱动系的单轴结构形式进行布置. 其特点是发动机与电机同轴,电机的转子起着转矩耦合器的作用,运行时发动机和电机拥有相同的转速. 也正因为同轴,所以结构比较紧凑,能够有效节省空间,整车布置更加方便,具体的结构形式如图 1 所示<sup>[8]</sup>.

本文采用单轴并联式混合动力结构形式对所研究的原型车的动力系统进行改进设计,在保证原车动力性能不变的情况下,通过加入电机和电池组,以获得更好的动力性和燃油经济性. 原车型基本技术参数如下:长宽高为 4521 mm × 1788 mm × 1492 mm,轴距 2650 mm,

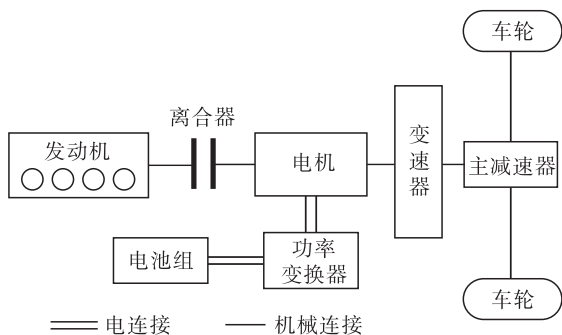


图1 单轴并联式混合动力汽车结构形式

Fig.1 The structure type of single axis parallel hybrid system

前轮距 1543 mm, 满载质量 1714 kg, 迎风面积 2.39 m<sup>2</sup>, 车轮滚动半径 289 mm, 风阻系数 0.317, 滚动阻力系数 0.015, 传动系效率 0.9。

根据原型车的性能和混合动力测试标准, 设定 ISG 混合动力车型的性能指标如下: 最高车速 ≥ 160 km/h, 在 30 km/h 速度时最大爬坡度 ≥ 40%, 在 0 ~ 100 km/h 速度时加速时间 ≤ 13 s, 100 km 燃油消耗量 ≤ 7.6 L。

## 2 ISG 混合动力汽车动力系统参数匹配

### 2.1 发动机参数确定

对于混合动力汽车, 在加速或者爬坡的过程中电机协助发动机工作, 当达到稳定行驶状态后, 由发动机单独提供输出功率。所以对发动机进行参数匹配时, 需要保证的是: 在没有峰值电源协助的状况下, 车辆也能够平坦路面上以最高巡航速度行驶。此时, 发动机初步需求功率

$$P_c = \frac{v_{\max}}{3600\eta_T} \left( Mgf_r + \frac{A_f C_D v_{\max}^2}{21.15} \right)$$

式中, 最高巡航速度  $v_{\max} = 160$  km/h, 传动系效率  $\eta_T = 0.9$ , 车辆满载质量  $M = 1714$  kg, 重力加速度  $g = 9.8$  m/s<sup>2</sup>,  $f_r$  为滚动阻力,  $A_f$  为车辆迎风面积,  $C_D$  为风阻系数。

根据原车型基本技术参数, 计算得到  $p_c =$

57.7 kW。同时, 考虑到车辆上电器设备(如空调压缩机、助力转向泵等)功率消耗和提供电池组充电的功率裕量<sup>[9]</sup>, 计算时附加 10% 的功率需求, 则发动机最终需求功率  $p_c = 63.5$  kW。综合以上各项因素和发动机功率级别, 初步选择最大功率为 65 kW 的自然吸气发动机: 发动机类型为四冲程汽油机, 最大功率 65 kW 时转速为 5500 r/min, 最大扭矩 160 N·m 时转速为 3750 r/min。

### 2.2 ISG 电机参数确定

汽车在起步、加速和爬坡过程中, 电机需要为发动机提供峰值功率以满足并提高整车动力性能。对电机进行参数匹配时, 可以主要考虑以下两个方面的影响。

1) 行驶速度在 60 km/h 以下时, 电机拥有单独驱动车辆的能力, 此时

$$P_{m1} \geq \frac{v_1}{3600\eta_T} \left( Mgf_r + \frac{C_D A_f v_1^2}{21.15} \right)$$

式中,  $P_{m1}$  为低速行驶时电机单独驱动所需功率, 行驶速度  $v_1 = 60$  km/h。

经计算, 车辆以 60 km/h 的速度在纯电动状态下行驶时, 所需电机功率  $P_{m1} = 7.1$  kW。

2) 当车辆在功率需求较大(爬坡、加速或冰雪路况等)的情况下行驶时, 电机的最大功率应该大于车辆总需求功率与发动机额定功率的差值, 此时

$$P_{\max1} = \frac{v_{\max}}{3600\eta_T} \left( Mgf_r + \frac{C_D A_f v_{\max}^2}{21.15} \right)$$

$$P_{\max2} = \frac{v_i}{3600\eta_T} \left( Mgf_r \cos\alpha + Mgs\sin\alpha + \frac{A_f C_D v_i^2}{21.15} \right)$$

$$P_{\max3} = \frac{v}{3600\eta_T} \left( Mgf_r + \frac{C_D A_f v^2}{21.15} + \delta M \frac{dv}{dt} \right)$$

$$P_{\text{total}} \geq \max(P_{\max1}, P_{\max2}, P_{\max3})$$

式中,  $p_{\max1}$  为最高车速时整车最大需求功率;  $p_{\max2}$  为满足最大爬坡度时整车最大需求功率; 爬坡时的车速  $v_i = 30$  km/h; 根据最大爬坡度 40% 的要求, 爬坡角度  $\alpha \approx 23.58^\circ$ ;  $p_{\max3}$  为

根据加速性能确定的整车最大需求功率;完成加速时的车速  $v = 100 \text{ km/h}$ ;旋转质量换算系数  $\delta > 1$ ;  $dv/dt$  为行驶加速度;  $p_{\text{total}}$  为整车需求总功率。

代入相应数据,计算得到  $p_{\text{max1}} = 57.7 \text{ kW}$ ,  $p_{\text{max2}} = 102.1 \text{ kW}$ ,  $p_{\text{max3}} = 114.3 \text{ kW}$ ,取三者中的最大值作为整车需求总功率,即  $p_{\text{total}} = 114.3 \text{ kW}$ . 此时,电机的最大功率  $p_{\text{m2}}$  需要满足

$$p_{\text{m2}} \geq p_{\text{total}} - p_{\text{emax}} \quad (1)$$

将发动机最大功率  $p_{\text{emax}} = 65 \text{ kW}$  代入式①,计算得到  $p_{\text{m2}} \geq 49.3 \text{ kW}$ ,选择满足  $p_{\text{mmax}} \geq \max(p_{\text{m1}}, p_{\text{m2}})$  的最大功率,即  $p_{\text{mmax}} = 50 \text{ kW}$ . 由于电机具有短时间过载能力,所以其额定功率可通过以下公式计算得到:

$$p_{\text{m}} = \frac{p_{\text{mmax}}}{\lambda} \quad (2)$$

式中,  $p_{\text{m}}$  为电机的额定功率,电机过载系数(即峰值转矩与额定转矩的比值)  $\lambda = 2$ .

通过②式计算得到电机的额定功率  $p_{\text{m}} = 25 \text{ kW}$ . 根据以上计算结果并结合目前通行的用于混合动力汽车的电机产品,选择额定功率为  $25 \text{ kW}$ ,峰值功率为  $50 \text{ kW}$  的电机:电机类型为永磁同步电机,最大转速  $7500 \text{ r/min}$ ,最大转矩  $128 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,工作电压  $336 \text{ V}$ .

### 2.3 电池组参数确定

电池组的参数匹配主要是计算电池组总容量的大小. 拥有大容量的电池组可以储存更多的能量,更好地协助发动机工作,但带来的问题是电池组质量和所占空间的增加,因此必须权衡利弊后再选择.

由于车辆在加速和爬坡的过程中电机需要持续输出动力,电池组必须提供足够的能量以满足其运行需求. 电池组所需能量<sup>[10]</sup>

$$E_{\text{ect}} = \frac{p_{\text{mmax}} \cdot t}{(SOC_{\text{high}} - SOC_{\text{low}}) \eta_{\text{ect}}}$$

式中,电机最大功率  $p_{\text{mmax}} = 50 \text{ kW}$ ,车辆爬坡和加速所用时间最大值  $t = 6 \times 10^{-2} \text{ h}$ ,电池组最

高荷电状态  $SOC_{\text{high}} = 0.7$ ,电池组最低荷电状态  $SOC_{\text{low}} = 0.3$ ,电池组放电效率  $\eta_{\text{ect}} = 0.9$ .

其中,  $SOC_{\text{low}} \sim SOC_{\text{high}}$  为电池组的理想工作范围,代入相关数据,计算得到电池组所需能量为  $8.3 \text{ kW} \cdot \text{h}$ ,电池组所需容量

$$C_{\text{ect}} = \frac{1000 \cdot E_{\text{ect}}}{U_{\text{ect}}}$$

式中,电池组工作电压  $U_{\text{ect}} = 336 \text{ V}$ .

电池组工作电压的选取需要以电机的工作电压为依据,两者的电压等级应该保持一致<sup>[11]</sup>. 根据电池组所含能量,计算得到电池组的容量为  $24.7 \text{ A} \cdot \text{h}$ ,最终选择单体电压为  $3.2 \text{ V}$ ,电池容量为  $26 \text{ A} \cdot \text{h}$  的锂离子电池,其工作电压  $336 \text{ V}$ ,组合方式为  $105$  个单体串联.

### 2.4 传动系参数确定

传动系传动比的选择需要根据整车的动力性能来确定,即最大和最小传动比的选择取决于 ISG 混合动力汽车的最大爬坡度与整车的最高车速.

#### 1) 最小传动比设计

传动系最小传动比设计时,需要根据发动机最高转速和汽车最高车速来确定,即

$$\begin{cases} i_{\text{min}} = i_0 \cdot i_{\text{g5}} \\ i_{\text{min}} \leq 0.377 \frac{n_{\text{max}} r_{\text{d}}}{v_{\text{max}}} \end{cases} \quad (3)$$

式中,  $i_0$  为主减速器速比,  $i_{\text{g5}}$  为变速器 V 档传动比,发动机最高转速  $n_{\text{max}} = 5500 \text{ r/min}$ ,车轮滚动半径  $r_{\text{d}} = 0.289 \text{ m}$ ,车辆最高行驶速度  $v_{\text{max}} = 160 \text{ km/h}$ .

#### 2) 最大传动比设计

为满足汽车的最大爬坡度要求,考虑发动机最大输出转矩和爬坡时受到的行驶阻力确定传动系最大传动比:

$$\begin{cases} i_{\text{max}} = i_0 \cdot i_{\text{g1}} \\ i_{\text{max}} \geq \frac{r_{\text{d}}}{\eta_{\text{T}} T_{\text{max}}} (Mg f_{\text{r}} \cos \alpha_{\text{max}} + Mg \sin \alpha_{\text{max}}) \end{cases} \quad (4)$$

式中,  $i_{g1}$  为变速器 I 档传动比, 发动机最高输出转矩  $T_{\max} = 160 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 传动系效率  $\eta_T = 0.9$ , 最大爬坡角度  $\alpha \approx 23.58^\circ$ .

由式③④计算可得, 最小传动比  $i_0 \cdot i_{g5} \leq 4.09$ , 最大传动比  $i_0 \cdot i_{g1} \geq 13.95$ . 原型车主减速器速比  $i_0 = 4.8$ , 变速器各相邻档位比值一般控制在  $1.3 \sim 1.7$  之间, 以保证换挡的平顺性. 根据最小传动比和最大传动比的选取范围, 结合变速器选取注意事项, 可初步设定 I 档到 V 档的速比参数如下: 主减速器速比  $4.8$ ; I, II, III, IV, V 档速比分别为  $4.233, 2.646, 1.707, 1.138, 0.813$ .

### 3 ISG 混和动力汽车建模与仿真

#### 3.1 仿真顶层模型建立

单轴并联式混合动力汽车中存在许多复杂的系统, 若直接将设计的理论模型进行实车试验, 不仅会延长研发周期, 而且成本也会大幅上升. 目前, 基于软件模型的系统开发已趋于成熟, 利用仿真技术对新车型进行前期开发成了设计初期的必备环节, 在汽车研发过程中占据重要的地位. 本文采用 Advisor 软件对完成初步匹配的动力部件进行建模, 为接下来整车性能的研究做准备.

Advisor 软件采取模块化建模方法, 汽车系统各元件都拥有属于自己的图标, 较为形象. 根据单轴并联式混合动力汽车的结构特点, 将这些子系统模块以后向仿真(箭头由左指向右)为主、前向仿真(箭头由右指向左)为辅的方式相联接, 建立起仿真顶层模型, 如图 2 所示.

#### 3.2 仿真结果分析

本文选取美国标准循环工况(CYC\_UDDS)为行驶循环工况, 通过仿真计算, 得到整车燃油消耗、整车排放性能、加速与爬坡试验结果和各部件变量的仿真结果, 如图 3 所示, 具体数据见表 1.

从仿真结果可以看出, 整车动力性能与燃油经济性可满足设计要求, 每 100 km 的油耗为 6.9 L. 可见, 本文的参数匹配和各部件的选取基本能够满足性能指标的要求, 为后续的进一步优化提供了依据和保障.

## 4 传动系参数优化与结果分析

动力性和燃油经济性是提升整车品质的关键, 本文从所研究车辆的动力参数入手, 结合 PSO 算法<sup>[12]</sup>和多目标优化问题解决方案, 对动力参数组合进行优化, 以达到提升整车性能的目的.

### 4.1 优化变量的选择

传动系的传动比是影响整车性能的关键因素, 本文选取主减速器和变速器各档的传动比作为此次优化的变量, 通过调节这些参数以获得更佳的整车动力性和燃油经济性, 用向量可表示为

$$\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6]^T = [i_0, i_{g1}, i_{g2}, i_{g3}, i_{g4}, i_{g5}]^T$$

需要指出的是, 传动系参数中影响整车性能的首要因素为传动系总传动比, 也就是  $i_0$  与  $i_g$  的乘积, 之所以没有选取  $i_0 i_g$  作为变量, 主要是因为如此一来优化的结果为 5 个档位对应的总传动比, 如与主减速器速比混淆在一起则不能反映各档位对汽车性能的影响<sup>[13]</sup>, 所以选择了彼此分开的方式作为优化变量的表达形式.

### 4.2 目标函数确定

目标函数的确定从动力性和燃油经济性两个方面着手, 分别以 100 km 油耗最低和 0 ~ 100 km/h 加速时间最短作为优化目标.

100 km 油耗  $Q_s$  关于主减速器速比和变速器速比的目标函数为

$$Q_s = \frac{T_p b i_0 i_{g1} \eta_T}{3672 u_a \rho g}$$

式中,  $T_p$  为发动机转矩,  $b$  为燃油消耗率,  $u_a$  为

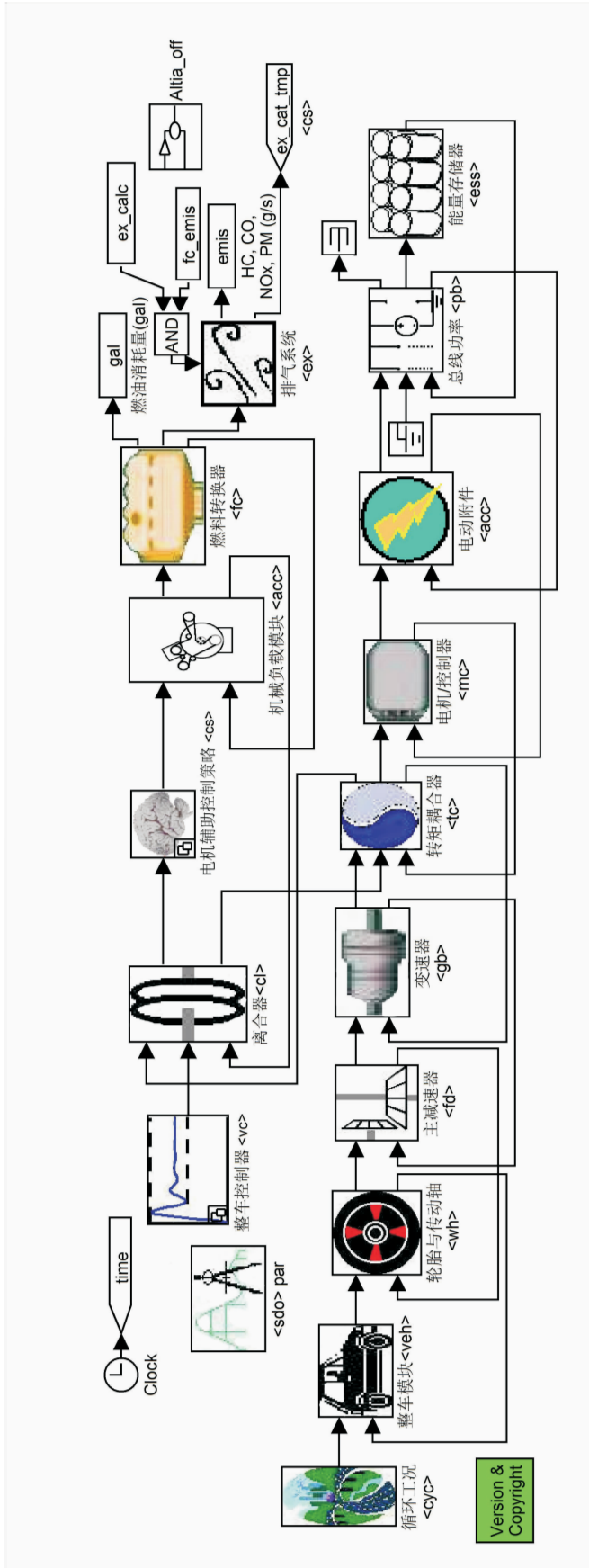


图2 单轴并联式混合动力汽车仿真顶层模型  
Fig.2 The simulation of top model of single axis parallel hybrid electric vehicle



图3 CYC\_UGDS 循环工况下的仿真结果

Fig.3 The simulation results of CYC\_UGDS under cyclic conditions

表1 CYC\_UGDS 循环工况下具体仿真数据

Table 1 The simulation results of CYC\_UGDS under cyclic conditions

性能指标	技术要求	仿真结果
最高车速/(km · h <sup>-1</sup> )	160	190.3
最大爬坡度/%	40	50.3
燃油经济性/(L · (100 km) <sup>-1</sup> )	7.6	6.9
0 ~ 100 km/h 加速时间/s	13	11.2

恒定行驶速度,  $\rho$  为汽油密度.

0 ~ 100 km/h 加速时间  $t$  关于主减速器速比和变速器速比的目标函数为

$$t = \frac{1}{3.6} \int_0^{100} \frac{\delta M}{\frac{T_{\max} i_0 i_{gt} \eta_T}{r_d} - M g f_r - \frac{C_D A_f v^2}{21.15}} dv$$

式中,  $\delta$  为汽车旋转质量换算系数,  $T_{\max}$  为最大驱动力,  $v$  为行驶速度.

根据以上两个目标函数便可以确定此次优化的双目标函数,具体表达式为

$$\min F(x) = [Fuel(X), Time(X)]^T \quad (5)$$

式中,  $X$  为优化变量,  $Fuel(X)$  为 100 km 油耗,  $Time(X)$  为 0 ~ 100 km/h 加速时间.

利用线性加权和法将式 (5) 转化为单目标函数,表达式为

$$\min F(x) = \lambda_1 Fuel(X) + \lambda_2 Time(X)$$

式中,  $\lambda_1$  为动力性权重系数,  $\lambda_2$  为燃油经济性权重系数.

### 4.3 约束条件设定

约束条件是指 ISG 混合动力汽车在经优化获得部分性能提升的过程中必须遵循的前提条件, 本文从动力性方面来设定约束条件.

1) 最高车速  $v_{\max}$  不得低于起初设计指标, 即

$$g_{v_{\max}}(i_{gn}) = 0.377 \frac{n_{\max} r_d}{v_{\max}} - i_0 i_{g5} \geq 0$$

2) 最大爬坡度  $i_{\max}$  满足设计指标要求, 即

$$g_{i_{\max}}(i_{gn}) =$$

$$i_0 i_{g1} - \frac{r_d}{\eta_T T_{\max}} (Mg f_F \cos \alpha_{\max} + Mg \sin \alpha_{\max}) \geq 0$$

3) 为了减轻顿挫感并保证动力传递的连续性, 变速器速比  $i_g$  要按照等比级数排列, 从低档位到相邻高档位之间两者的比值需依次减小, 即

$$\begin{cases} g_{i_g}(i_{gn}) = \frac{i_{g1}}{i_{g2}} - 1.7 \leq 0 \\ g_{i_g}(i_{gn}) = \frac{i_{g4}}{i_{g5}} - 1.3 \geq 0 \\ \frac{i_{g1}}{i_{g2}} \geq \frac{i_{g2}}{i_{g3}} \geq \frac{i_{g3}}{i_{g4}} \geq \frac{i_{g4}}{i_{g5}} \end{cases}$$

#### 4.4 算法实现

Advisor 软件可以与 Matlab 优化工具箱方便地联接, PSO 算法发展至今已经相对成熟, 世界各地的相关研究人员利用 Matlab 语言开发出了许多功能强大且使用方便的 PSO 算法工具箱. 将 Advisor 的精确仿真与 PSO 算法的高效寻优相结合, 可以有效应用到传动系参数优化中(见图 4). 为使用两者进行优化的设计过程, 首先 Advisor 根据初始变量进行仿真, 计算得到约束函数和目标函数相关值, 将结果反馈到 PSO 算法, 通过运算产生一组新的设计变量, 将这组变量再次输入到 Advisor 中进行仿真计算, 如此循环, 直至设定的条件得到满足.

#### 4.5 优化结果分析

本文以主减速器速比和变速器传动比作为优化变量, PSO 算法工具箱中设定粒子群规模为 50, 最大迭代数量为 300, 权重系数  $\lambda_1 = \lambda_2 = 0.5$ . 根据上述设定, 采用 PSO 算法对两个优化变量的最优解进行搜索, 粒子种群经过 150 代左右得以收敛, 最终求得的传动系速比分别为  $i_0 = 4.831, i_1 = 4.383, i_2 = 2.736, i_3 = 1.761, i_4 = 1.151, i_5 = 0.807$ . 利用 Advisor 软件, 在 CYC\_UDDS 循环工况下采用优化后的速比数据进行仿真, 将得到的结果与之前初次匹配的结果进行对比, 如表 2 所示.

通过对比发现, 优化后的最大爬坡度增加了 4.3%, 100 km 燃油消耗降低了 0.8 L, 0 ~ 100 km/h 加速时间减少了 1.4 s. 虽然最高车速略微下降, 但仍远大于设计目标原定的 160 km/h, 总体优化结果令人满意.

#### 5 结语

本文采用单轴并联式混合动力的结构布置形式, 设计了 ISG 混合动力汽车的动力系统, 计算并确定了发动机、ISG 电机、电池组和传动系的性能参数. 结合汽车理论、汽车设计等方面的理论知识对主要的动力部件进行了参数匹配.

利用 Advisor 软件建立仿真顶层模型, 选择 CYC\_UDDS 循环工况进行仿真, 从最高车速、加速性能、最大爬坡度和燃油经济性等方面对整车性能进行评价, 仿真结果表明参数匹配和各部件的选取能够满足性能指标的要求.

为了进一步提升整车性能, 采用 PSO 算法

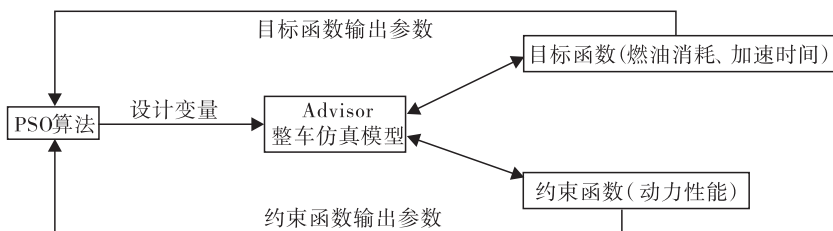


图 4 设计优化过程

Fig. 4 The process of design optimization



表 2 整车优化结果性能对比

Table 2 The performance comparison of vehicle optimization results

相关参数	原设计方案	优化后
最高车速/( $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ )	190.3	188.7
最大爬坡度/%	50.3	54.6
燃油经济性/( $\text{L} \cdot (100 \text{ km})^{-1}$ )	6.9	6.1
0~100 km/h 加速时间/s	11.2	9.8

对传动系速比进行优化,以 100 km 油耗和 0~100 km/h 的加速时间作为两个子目标函数. 优化后的最大爬坡度增加了 4.3%,100 km 燃油消耗降低了 0.8 L,0~100 km/h 加速时间减少了 1.4 s. 优化结果表明,通过 PSO 算法对传动系参数进行优化可以有效提高整车动力性与燃油经济性,为 ISG 混合动力汽车动力系统的参数优化提供了新的可行的方法,拓宽了优化思路.

### 参考文献:

- [1] 宋珂,章桐. 纯电动和串联式混合动力汽车电机传动系参数匹配[J]. 汽车工程,2013,35(6):559.
- [2] 朱津明. 串联式混合动力电动汽车动力系统参数匹配与整车性能仿真[D]. 合肥:合肥工业大学,2012.
- [3] LI X Z,ZHANG J L,ZOU W S,et al. Smart car design and implement based on SCM AT89C55 application[J]. Advanced Materials Research,2012,503:201.
- [4] 尹安东,谌文文,赵韩,等. 基于遗传算法的 ISG 混合动力汽车参数优化[J]. 汽车工程,2011,33(10):834.
- [5] 王昕,姜继海,于安才. 静液传动混合动力车辆驱动系统优化匹配[J]. 哈尔滨工业大学学报,2011,43(7):66.
- [6] BOLONKIN A. AB levitator and electricity storage[J]. Aircraft Engineering and Aerospace Technology,2008,80(4):427.
- [7] 王峰. ISG 型混合动力依维柯汽车控制策略研究及仿真[D]. 镇江:江苏大学,2009.
- [8] 陈辰. 基于路谱识别的并联混合动力客车控制策略研究[D]. 长春:吉林大学,2013.
- [9] 初亮,马文涛,蔡健伟,等. 基于轮缸压力的制动能量回收率的计算方法[J]. 汽车工程,2016,38(2):211.
- [10] 何海波. 混合动力轻客动力参数匹配及控制策略研究[D]. 南京:南京林业大学,2010.
- [11] 张毅. 并联混合动力汽车能量控制策略仿真研究[D]. 重庆:重庆大学,2014.
- [12] 李巧燕,全海燕. 基于改进粒子群的独立分量分析算法研究[J]. 轻工学报,2016,31(2):103.
- [13] 雷嗣军. 汽车动力传动系参数匹配与仿真优化[D]. 杭州:浙江大学,2010.