www.scichina.com

tech.scichina.com



基于质量工程的电动轮汽车差速转向集成优化方法初探

赵万忠^{©②*}, 王春燕[®], 孙培坤[®], 刘顺[®]

- ① 南京航空航天大学车辆工程系, 南京 210016;
- ② 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100086
- * E-mail: zhaowanzhong@126.com

收稿日期: 2011-06-08; 接受日期: 2011-08-30

国家自然科学基金(批准号: 51005115, 51005248)、机械传动国家重点实验室 2011 年度开放基金和清华大学汽车安全与节能国家重点实验室 开放基金(批准号: KF11201)资助项目

摘要 建立电动轮汽车差速转向和整车三自由度动力学模型,提出电动轮汽车差速转向系统转向路感、转向灵敏度、转向稳定性的概念及量化公式,集成蒙特卡罗仿真的描述取样、带精英解的非劣前沿分级遗传算法和 Taguchi 鲁棒性设计方法,以转向路感和转向灵敏度为优化目标、转向灵敏度和转向稳定性为约束条件,对电动轮汽车差速转向系统参数进行集成优化设计.仿真结果表明:基于质量工程集成优化的电动轮汽车差速转向系统可在保证系统具有较好的转向稳定性、转向灵敏度基础上,有效提高系统的转向路感和转向灵敏度,为电动轮汽车差速转向系统的设计和优化提供理论基础.

关键辆 动速量 质 集成 位 程 化

电动助力转向系统通过助力、回正及阻尼控制,控制系统的力传递特性,使汽车的转向轻便性和路感协调统一;而前轮主动转向系统通过变传动比控制和主动转向干预控制,控制系统的位移传递特性,使汽车获得较理想的转向特性,改善汽车的操纵稳定性^[1,2].但无论是电动助力转向,还是主动转向,都不能使汽车的转向轻便性、驾驶员路感和汽车操纵稳定性得到协调统一^[3-5].

电动轮汽车改变了传统的转向结构,采用差速转向系统^[6].通过改变左右车轮轮毂电机的输出转矩,控制系统的力传递特性,实现助力转向功能;通过轮毂电机提供附加转角,控制系统的位移传递特性,实现主动转向功能^[7,8].通过对左右车轮轮毂电机的耦合控制,使系统能够高效协同工作,同时实

现主动转向和电动助力转向功能,拓展传统动力转向系统的功能,改善驾驶员路感,提高汽车的操纵稳定性.

在电动轮汽车和传统动力转向技术基础上,发展电动轮汽车差速转向系统,不仅能实现汽车转向轻便性和转向路感的完美融合,而且还能将汽车的安全性与灵活性有机的融合在一起,是一种理想的汽车动力转向技术,具有广阔的应用前景. 为了实现上述电动轮汽车差速转向,本文在国家自然科学基金等资助下,开发一种融合主动转向和电动助力转向功能的电动轮汽车差速转向系统,提出其转向路感、转向灵敏度、转向稳定性等性能指标及量化公式^[9],集成质量工程方法对其结构参数进行优化设计,为电动轮汽车差速转向的选型、设计提供理论基础.

英文版发表信息: Zhao W Z, Wang C Y, Sun P K, et al. Primary studies on integration optimization of differential steering of electric vehicle with motorized wheels based on quality engineering. Sci China Tech Sci, 2011, 54: 3047–3053, doi: 10.1007/s11431-011-4565-z

1 数学模型

电动轮汽车差速转向系统的结构如图1所示,其 包含两个安装在车轮内的轮毂电机,提供电动轮汽 车行驶驱动力和转向助力.

1.1 整车三自由度模型

电动轮汽车三自由度车辆运动微分方程为

$$\begin{cases} I_{z}\dot{\omega}_{r} - I_{xz}\ddot{\phi} = 2ak_{1}\alpha_{1} - 2bk_{2}\alpha_{2} + \Delta T_{m}l/d, \\ mu(\omega_{r} + \dot{\beta}) - m_{s}h\ddot{\phi} = 2k_{1}\alpha_{1} + 2k_{2}\alpha_{2}, \\ I_{x}\ddot{\phi} - m_{s}u(\omega_{r} + \dot{\beta})h - I_{xz}\dot{\omega}_{r} = -(D_{1} + D_{2})\dot{\phi}, \\ -(C_{\phi 1} + C_{\phi 2} - m_{s}gh)\phi, \end{cases}$$
(1)

其中,

$$\begin{cases} \alpha_1 = \beta + a\omega_r/u + E_1\phi - \delta, \\ \alpha_2 = \beta - b\omega_r/u + E_2\phi, \end{cases}$$
 (2)

式中,g为重力加速度;u为车速;or为横摆角速度; ϕ 为车身侧倾角; β 为质心侧偏角;l为两前轮之间的距离; $\Delta T_{\rm m}$ 为电动轮前轮驱动力差形成的转向转矩; δ 为前轮转向角; α_1 为前轮侧偏角; α_2 为后轮侧偏角;a为汽车质心至前轴的距离;b为汽车质心至后轴的距离;b为汽车质心至后轴的距离;b为侧倾力臂;m为整车质量; m_s 为簧载质量; I_X 为悬挂质量对X轴的转动惯量; I_Z 为汽车质量对Z轴的转动惯量; I_{XZ} 为悬挂质量对X,Z轴的惯性积; k_1 为前轮侧偏刚度; k_2 为后轮侧偏刚度; E_1 为前侧倾转向系数; E_2 为后侧倾转向系数; E_2 为后悬架侧倾角刚度; D_1 为前悬架侧倾角阻尼; D_2 为后悬架侧倾角阻尼.

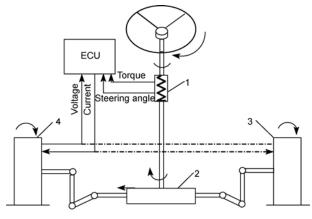


图 1 电动轮汽车差速转向系统

1, 转矩传感器; 2, 齿轮齿条机构; 3, 4, 轮毂电机

1.2 输入轴模型

对转向盘和转向柱输入轴受力分析,这里考虑了转向盘的转动惯量,并且把输入轴的粘性阻尼考虑在内,可以得到如下的运动方程:

$$J_{\mathbf{h}}\ddot{\theta}_{\mathbf{h}} + B_{\mathbf{h}}\dot{\theta}_{\mathbf{h}} = T_{\mathbf{h}} - T_{\mathrm{sen}},\tag{3}$$

式中, J_h 为转向盘、转向柱输入轴的动惯量; B_h 为输入轴的粘性阻尼系数; θ_h 为输入轴的旋转角; T_h 为作用在方向盘上的转向转矩; T_{sen} 为扭杆的反作用转矩.

由于转矩传感器是依靠扭杆的相对转动产生扭 转变形,扭杆受到的转矩与扭杆的扭转角度成正比, 即有

$$T_{\rm sen} = K_{\rm sen} (\theta_{\rm h} - \theta_{\rm e}), \tag{4}$$

式中, K_{sen} 为与输入轴相连的扭杆的刚性系数; θ_{e} 为输出轴的旋转角.

1.3 永磁无刷直流轮毂电机模型

电动轮汽车驱动电机采用三相永磁无刷直流轮 毂电机,则电压存在以下关系:

$$u_{\rm A} - u_{\rm B} = 2\xi U_{\rm d}. \tag{5}$$

由反电动势 $e_A = -e_B = \Phi_t \omega_m$, 则电磁转矩为

$$T_{\rm m} = \frac{n_{\rm p}}{\omega_{\rm m}} (e_{\rm A} i_{\rm A} + e_{\rm B} i_{\rm B}) = 2n_{\rm p} \Phi_{\rm r} i_{\rm A} = K_{\rm a} i_{\rm A}.$$
 (6)

由此可得,转向轮轮毂电机电磁转矩为

$$T_i = K_a i_i$$
 $(i = 1, 2),$ (7)

式中, K_a 电机的转矩系数; T_1 为左转向轮的驱动转矩; T_2 为右转向轮的驱动力矩;

1.4 输出轴子模型

对转向柱输出轴及电机输出轴进行动力学分析, 得到下面的运动学方程:

$$J_{\rm e}\ddot{\theta}_{\rm e} + B_{\rm e}\dot{\theta}_{\rm e} = T_{\rm sen} + \Delta T_{\rm m}/n_1 - T_{\rm r},\tag{8}$$

式中, J_e 为输出轴的转动惯量; B_e 为输出轴的阻尼系数; n_1 为转向螺杆到前轮的传动比; T_r 为作用在输出轴上的反作用转矩; ΔT_m 为左右转向轮驱动力矩之差.

假定车轮在牵引力作用下,滑转率较小,车轮转动角加速度也可以忽略,则 $\Delta T_{\rm m}$ 可表示为

$$\Delta T_{\rm m} = d \left(T_1 - T_2 \right) / r_{\rm w}, \tag{9}$$

式中,d为左、右转向轮的主销横向偏移距; $r_{\rm w}$ 为车轮滚动半径.

1.5 轮胎模型

轮胎的特性可被认为是线性的, 绕转向主销作 用于轮胎的阻力矩等效到转向螺杆上为

$$T_{\rm r} = \frac{2dk_1\alpha_1}{n_1} = \frac{2dk_1}{n_1} \left(\beta + \frac{a\omega_{\rm r}}{u} + E_1\phi - \delta\right).$$
 (10)

2 转向性能指标

2.1 转向路感

本文采用固定方向盘(*q*_n=0)的方法来分析转向路感. 将转矩传感器简化为扭杆弹簧, 得到转矩传感器所受到的转矩为

$$T_{\rm n} = T_{\rm sen} = K_{\rm sen} (\theta_{\rm h} - \theta_{\rm e}). \tag{11}$$

假定轮毂电机采用电流控制策略,则可得

$$i_{\alpha} = K_{m\alpha} T_n \qquad (\alpha = 1, 2), \tag{12}$$

式中, K_{m1} , K_{m2} 分别为左、右轮毂电机转矩增益.

$$T_i = K_a K_{mi} K_{\text{sen}} (\theta_h - \theta_e). \tag{13}$$

轮毂电机车辆转弯时,应不改变车辆纵向运动 速度及加速度,即在分配驱动转矩时应有

$$T_i = \frac{\eta}{2} T_0 \pm \frac{\Delta T}{2},\tag{14}$$

式中, η 为前轴驱动转矩占总驱动转矩的比例; T_0 为总驱动转矩; ΔT 为左右前轮驱动转矩差.

当转换为流控策略时,则可表示为

$$K_{\mathrm{m}i} = K_0 \pm K_{\mathrm{m}},\tag{15}$$

式中, K_0 为左、右轮毂电机总转矩增益; K_m 为左、右轮毂电机转矩差增益.

由(9), (13)和(15)式可得

$$\Delta T_{\rm m} = 2 \frac{d}{r_{\rm m}} K_{\rm a} K_{\rm m} K_{\rm sen} (\theta_{\rm h} - \theta_{\rm e}). \tag{16}$$

把前轮和转向螺杆等效,得到简化的系统模型, 其中从转向螺杆到前轮的传动比为 n₁,则有

$$\theta_{e} = n_{1}\delta. \tag{17}$$

式中, δ 为前轮转向角.

由于方向盘固定(θ_h =0),由(8)和(16)式得到从等效到转向螺杆的主力转矩 T_r 到转向盘输入转矩 T_h 的传递函数(它被定义为转向路感):

$$E(s) = \frac{T_{\rm h}(s)}{T_{\rm r}(s)} = \frac{K_{\rm sen}}{J_{\rm e}s^2 + B_{\rm e}s + K_{\rm sen} + \frac{2dK_{\rm a}K_{\rm m}K_{\rm sen}}{n_{\rm i}r_{\rm se}}}.$$
 (18)

2.2 转向灵敏度

联立(16)和(17)式,对(1)式作 Laplace 变换,得到 从前轮转向角分别到横摆角速度、质心侧偏角和车身 侧倾角的传递函数:

$$\frac{\omega_{\rm r}(s)}{\delta(s)} = \frac{\sum_{i=0}^{3} A_{i} \, s^{i}}{\sum_{i=0}^{4} B_{i} \, s^{i}}, \frac{\beta(s)}{\delta(s)} = \frac{\sum_{i=0}^{3} F_{i} s^{i}}{\sum_{i=0}^{4} B_{i} s^{i}}, \frac{\phi(s)}{\delta(s)} = \frac{\sum_{i=0}^{2} H_{i} s^{i}}{\sum_{i=0}^{4} B_{i} s^{i}}.$$
(19)

由(8), (10), (16), (17)和(19)式得到从转向盘到前轮转向角的传递函数:

$$\frac{\delta(s)}{\theta_{h}(s)} = \frac{K_{s} + \frac{2dK_{a}K_{m}K_{sen}}{n_{l}r_{w}}}{Xs^{2} + Ys + Z + \frac{2dk_{l}}{n_{l}}\left(\frac{a}{u}\frac{\omega_{r}(s)}{\delta(s)} + \frac{\beta(s)}{\delta(s)} + E_{l}\frac{\phi(s)}{\delta(s)}\right)},$$
(20)

式中,

$$X = n_1 J_e, Y = n_1 B_e, Z = n_1 K_{sen} + \frac{2dK_a K_m K_{sen}}{r_w} - \frac{2dk_1}{n_1}.$$

转向灵敏度反应了汽车队转向动作的响应快慢. 它被定义为汽车的横摆角速度和转向盘转角之比, 其传递函数为

$$\frac{\omega_{\rm r}(s)}{\theta_{\rm h}(s)} = \frac{\omega_{\rm r}(s)}{\delta(s)} \frac{\delta(s)}{\theta_{\rm h}(s)}.$$
 (21)

2.3 转向稳定性

研究电动汽车差速转向系统和整车系统必须保证转向稳定性,因此,很有必要研究在什么情况下能保证汽车的稳定性,即必须知道它们满足的稳定性条件.选择转向灵敏度传递函数的分母:

$$Q_6 s^6 + Q_5 s^5 + Q_4 s^4 + Q_3 s^3 + Q_2 s^2 + Q_1 s^1 + Q_0.$$
 (22)

据 Routh 判据, 当 Routh 表中的第一列各值为正时, 系统稳定.

3 集成优化

3.1 设计变量

考虑到整车的一些参数是不可选择的,一些参数对系统性能影响较小,因而选择 $K_{m}(A N^{-1} m^{-1})$, $K_{s}(N m rad^{-1})$, $J_{e}(kg m^{2})$ 和 $B_{e}(N m rad^{-1} s)$ 作为设计变量,即变量为 $X = (K_{m}, K_{s}, J_{e}, B_{e})$,上下限分别为 $X_{min} = K_{m}$

(1,50,0.01,50) 和 $X_{\text{max}} = (50,250,1,150)$,初值为 $X_0 = (25,150,0.1,100)$.

3.2 目标函数

为了使来自路面的信息尽可能多地传递到驾驶员手上,要求转向路感的频域能量在某频域范围内的均值越大越好. 目标函数 $f_1(X)$ 表示路感在路面信息的有效范围 $(0, \omega_0)$ 的频域能量平均值,优化设计中取 ω_0 =40 Hz,即

$$f_1(X) = \frac{1}{2\pi\omega_0} \int_0^{\omega_0} \left| \frac{T_h(s)}{T_r(s)} \right|_{s=i\omega}^2 d\omega.$$
 (23)

为了保证驾驶员获得良好的转向灵敏度,要求转向灵敏度的频域能量在某频域范围内的均值保持在一个合理的区域并越大越好.目标函数 f_2 表示灵敏度在路面信息的有效频域范围 $(0, \omega_0)$ 的频域能量的平均值,优化设计中取 ω_0 =40 Hz.

$$f_2(X) = \frac{1}{2\pi\omega_0} \int_0^{\omega_0} \left| \frac{\omega_r(s)}{\theta_h(s)} \right|_{s=j\omega}^2 d\omega.$$
 (24)

多目标优化时,先将上述目标函数分别单独优化,求出其在可行域 D 内的最优解,然后对 $f_1(X)$ 和 $f_2(X)$ 构造评价函数进行多目标优化:

$$U(X) = \sum_{i=1}^{2} \frac{W_i f_i(X)}{S_i},$$
 (25)

式中, W_i 为权重; S_i 为比例因子.

3.3 约束条件

电动轮汽车必须保证转向稳定性条件(即(22)式的 Routh 表第一列为正):

$$Q_6 > 0, Q_5 > 0, a_1 > 0, b_1 > 0, c_1 > 0, d_1 > 0, Q_0 > 0.$$
 (26)

为了保证驾驶员获得良好的转向灵敏度,要求转向灵敏度的频域能量在某频域范围内的均值保持在一个合理的区域.目标函数 g(X)表示灵敏度在路面信息的有效频域范围 $(0, \omega_0)$ 的频域能量的平均值,优化设计中取 ω_0 =40 Hz.

$$g(X) = \frac{1}{2\pi\omega_0} \int_0^{\omega_0} \left| \frac{\omega_r(s)}{\theta_h(s)} \right|_{s=i\omega}^2 d\omega.$$
 (27)

设定电动汽车差速转向系统的灵敏度 g(X)满足在一定的范围[a,b]之内,即 $g(X) \in [a,b]$.

3.4 质量工程集成优化

本文提出的质量工程集成优化方法,即集成蒙特卡罗仿真的描述取样、带精英解的非劣前沿分级遗传算法(NSGA-II 算法)和 Taguchi 鲁棒性设计方法,以 $K_{\rm m}$, $K_{\rm s}$, $J_{\rm e}$ 和 $B_{\rm e}$ 为设计变量、转向灵敏度和转向路感为优化目标,转向稳定性、转向灵敏度为约束条件,实现系统鲁棒性设计,以达到全局优化的目标.

3.4.1 基于蒙特卡罗仿真的描述抽样

蒙特卡罗仿真是通过随机地仿真一个设计或过程,其基本思路是:首先建立一个概率模型或过程的观察或抽样试验来计算所求参数的统计特征,最后给出所求解的近似值.而解的精确度可用正态随机变量的均方差参数"σ"来表示.

基于蒙特卡罗仿真的描述取样,将变量 $K_{\rm m}$, $K_{\rm s}$, $J_{\rm e}$, $B_{\rm e}$ 所定义的空间分为相等的概率子空间,对变量的每一个概率子空间的分析只进行一次,变量的每一个概率子空间和另外一个子空间结合一次,因此基于蒙特卡罗仿真的描述抽样,能对取样点提供更好地评估,同样的评估只需更少的取样点.基于蒙特卡罗仿真的描述抽样,随机数 η_i 的产生为

$$\begin{cases}
T_i = \int_{-\infty}^{\infty} \phi(\eta) d\eta, \\
\eta_i = F^{-1}(T_i),
\end{cases}$$
(28)

式中, $\phi(\eta)$ 为 η 的概率密度, T_i 为在(0, 1)上均匀分布的随机数, $F(\eta)$ 为 η 的分布函数.

3.4.2 基于 NSGA-II 算法的优化方法

NSGA-II 算法是基于非劣前沿分级遗传算法 (NSGA)改进而来, NSGA-II 算法流程图如图 2 所示. NSGA-II 算法的基本思想为: 首先, 随机产生规模为 N的初始种群, 非劣前沿分级后通过遗传算法的选择、交叉、变异得到第一代子代种群; 其次, 从第二代开始, 将父代种群与子代种群合并, 进行快速非劣前沿分级, 同时对每个非劣前沿分级层中的个体进行小生境密度计算, 根据非劣前沿关系以及个体的小生境密度选择合适的个体组成新的父代种群; 最后, 通过遗传算法的基本操作产生的子代种群^[10].

NSGA-II 对交叉算子和变异算子引入自适应策略,则既可以兼顾全局搜索和局部寻优,其交叉概率的计算为

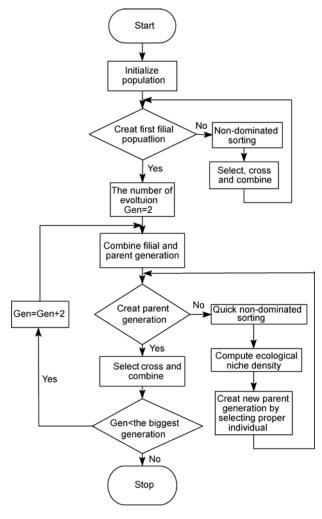


图 2 NSGA-II 流程框图

 $P_{iC} = \min(P_{C}) + \{\max(P_{C}) - \min(P_{C})\} \times i / \text{Gen}, \quad (29)$ 式中, P_{iC} 为第 i 代交叉概率.

变异概率的计算为

 $P_{im} = \min(P_{m}) + \{\max(P_{m}) - \min(P_{m})\} \times i / \text{Gen}, (30)$ 式中, P_{im} 为第 i 代的遗传变异概率.

3.4.3 Taguchi 鲁棒性设计

鲁棒性设计的动机是改进产品或程序的质量, 不仅努力获得性能目标还要最小化性能波动,在对 转向路感与转向灵敏度优化中,优化后的参数要使 优化目标的波动最小.鲁棒性设计的重要参数如下.

①控制因子(x): 设计者可以自由的描述这些参数, 在优化设计中相当于设计变量;

②响应因子(v): 该参数取决于性能特征, 响应

值既为系统的输出值, 也是控制和噪声因子的参数;

③噪声因子(z): 这些参数都是不确定的.

鲁棒性设计的重点是降低由噪声的不确定性造成系统性能响应的波动,或者说是降低系统的灵敏度,系统设计的解决方案即通过设定控制因子来最小化响应的波动并达到既定的性能目标.

Taguchi 鲁棒性设计的参数设计是建立于统计学的实验设计基础上的,平均值性能的评价和性能波动是通过产品阵列实验设计,构造两个交叉的阵列:一个是控制因子阵列,另一个是噪声阵列.其使用的性能特征之一是信号与噪声之比(S/N)和质量损失. S/N 的计算取决于特定的响应值:

- ① 所期望目标响应认为按计划进行的是最好的响应类型"Nominal is best";
- ② 所期望低值的响应值认为低值是最好的响应 类型"Lower is best":
- ③ 所期望高值的响应值认为高值是较好的响应 类型"Higher is better".

其中信噪比 S/N 的计算公式为

Nominal is the better:

$$-10\log_{10}\left[\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(y_i-T)^2\right], -\infty < y < +\infty.$$
 (31)

Lower is the better:

$$-10\log_{10}\left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}e^{y_i/(\max|y|)}\right], \quad -\infty < y < +\infty.$$
 (32)

Higher is the better:

$$-\log_{10} \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} e^{-y_i/(\max|y_i|)} \right], -\infty < y < +\infty.$$
 (33)

信噪比公式中希望其比值越高越好,具有最高信噪比的控制实验被认为是试验中的最好因子集. 公式与信噪比的名称是一致的,即当噪声降低时比值就会升高.

Taguchi 鲁棒性设计中使用的第二种性能特征为损失函数,通常是用来测量与形成目标变量值有关的质量损失,质量损失是逐渐偏离目标值产生的,因此,质量损失是为了测量是否偏离目标值而定义的,损失函数的标准形式 L(y) 为

$$L(y) = k(y - T)^{2},$$
 (34)

式中,y是质量特征,T为质量特征的目标,k为损失常数.

有了噪声因子,通过对交叉阵列中的每一个控制和噪声因子的运算,计算出质量损失值,典型的损失函数式表示为如下.

Nominal is the best:

$$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} k(y_i - T)^2, \quad -\infty < y < +\infty; \tag{35}$$

Lower is the best:

$$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} k y_i^2, \quad 0 \le y < +\infty;$$
 (36)

Higher is the best:

$$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} k \frac{1}{y_i^2}, \quad 0 \le y < +\infty.$$
 (37)

4 优化结果

在 iSIGHT 软件中,设置变量 K_m , K_s , J_e , B_e 的范围,其中 Q_6 , Q_5 , a_1 , b_1 , c_1 , d_1 , Q_0 下边界均设置为 1× 10^{-7} ,灵敏度的范围设置为[0.001, 0.009], 路感和灵敏度的权值分别设置为 2 和 1. 在 iSIGHT 和 MATLAB 软件中进行编程,得到多目标优化前后的路感能量和转向灵敏度如表 1 和图 3 所示.

由表 1 和图 3 可知,多目标优化后的路感能量为 0.006001,是优化前的 4.721 倍;优化后的灵敏度为 0.006924,是优化前的 1.682 倍;优化后的路感函数带宽增加、相位延迟减小.由此可知,基于质量工程集成优化的电动轮汽车差速转向系统可在保证人机工程学和汽车安全性的基础上,使转向路感得到优化.

对 $f_1(X)$ 和 $f_2(X)$ 进行单独优化时,得到优化后的路感能量和转向灵敏度如表 2 所示.

由表 2 可知,对 $f_1(X)$ 单独优化后的路感能量和转向功率分别为 0.0067 和 0.0020,对 $f_2(X)$ 单独优化后的路感能量和灵敏度分别为 0.0010 和 0.0080. 因此,

表 1 多目标优化结果

Parameter	Before optimization	After optimization
$K_{\rm m} \left({\rm A} \left({\rm N} \ {\rm m} \right)^{-1} \right)$	25	11.4408
K_s (N m rad ⁻¹)	150	228.6369
$J_{\rm e}({\rm kg~m^2})$	0.1	0.0248
$B_{\rm e}$ (N m s rad ⁻¹)	100	54.1792
$f_1(X)$	0.001271	0.006001
$f_2(X)$	0.004116	0.006924

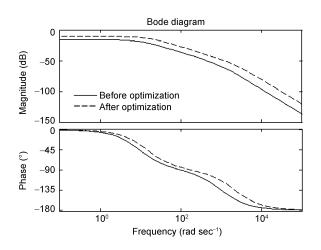


图 3 优化前后的路感 bode 图

表 2 系统优化结果对比

Parameter	f_1 optimization	f_2 optimization	Multi-objective
$K_{\rm m} ({\rm A} ({\rm N} {\rm m})^{-1})$	12.8801	2.0602	11.4408
$K_{\rm s}$ (N m rad ⁻¹)	239.1112	123.0500	228.6369
$J_{\rm e}({\rm kg~m^2})$	0.0750	0.01540	0.0248
$B_{\rm e}$ (N m s rad ⁻¹)	54.7600	58.1305	54.1792
$f_1(X)$	0.0067	0.0010	0.0060
$f_2(X)$	0.0020	0.0080	0.0069

多目标优化可使转向路感和转向灵敏度两者和谐共存,得到更为理想的优化效果.

5 结论

- 1) 建立了电动轮汽车差速转向和整车三自由度 数学模型,提出了转向路感、转向灵敏度和转向稳定 性的概念及量化公式.
- 2) 集成蒙特卡罗仿真的描述取样、带精英解的非劣前沿分级遗传算法和 Taguchi 鲁棒性设计方法,以转向路感和转向灵敏度为优化目标、转向稳定性和转向灵敏度为约束条件,对系统参数进行了基于质量工程的集成优化设计,优化结果表明,基于质量工程集成优化的电动轮汽车差速转向系统可在保证人机工程学、汽车安全性的基础上,使转向路感得到优化.
- 3) 为进一步验证优化结果的可行性,须进行电动轮汽车差速转向系统实车试验,通过试验数据客观分析并结合驾驶员主观感觉评价进行验证.

参考文献_

- 1 Kim J H, Song J B. Control logic for an electric power steering system using assist motor. Mechatronics, 2002, 12(3): 447–459
- 2 Anthony W. Innovation drivers for electric power-assisted steering. IEEE Contr Syst Mag, 2003, 23(6): 30-39
- 3 Zhao W Z, Lin Y, Wei J W, et al. Control strategy of a novel electric power steering system integrated with active front steering function. Sci China Tech Sci, 2011, 54(6): 1515–1520
- 4 Chen D L, Chen L, Yin C L, et al. Active front steering during braking process. J Mech Eng, 2008, 21(4): 64-70
- 5 Mammar S, Koeing D. Vehicle handing improvement by active steering. Veh Syst Dyn, 2002, 38(3): 211-242
- 6 Zhao W Z, Lin Y, Wei J W, et al. Control strategy of a novel electric power steering system integrated with active front steering function. Sci China Tech Sci, 2011, 54(6): 1515–1520
- 7 Wang J N, Wang Q N, Jin L, et al. Independent wheel torque control of 4WD electric vehicle for differential drive assisted steering. Mechatronics, 2011, 21(1): 63–76
- 8 王军年,王庆年,宋传学,等. 四轮驱动电动汽车差动助力转向系统联合仿真与试验. 农业机械学报,2010,41(6):7-13
- 9 赵万忠, 施国标, 林逸, 等. 基于混合 H₂/H_∞控制的电动助力系统转向路感. 机械工程学报, 2009, 45(4): 142-146
- Wang L, Wang T G, Luo Y. Improved non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA)-II in multi-objective optimization studies of wind turbine blades. Appl Math Mech, 2011, 32(6): 739–748