

文章编号: 1002-0268 (2005) 03-0111-04

# 电动助力转向系统电动机与减速机构的匹配研究

何仁, 苗立东, 罗石, 商高高  
(江苏大学江苏省汽车工程重点实验室, 江苏 镇江 212013)

**摘要:** 现在的电动助力转向系统都存在助力电动机和减速机构, 而助力电动机的工作状况是复杂多变的, 因此需要电动机和减速机构合理匹配才能够满足要求。在考虑汽车转向功能要求的情况下, 通过分析电动助力转向系统的电动机电气参数和减速机构之间的关系, 提出二者匹配的指标; 依此为依据, 探讨电动助力转向系统设计的程序, 这对电动助力转向系统的开发具有指导意义。

**关键词:** 电动助力转向; 匹配; 电动机; 减速机构

**中图分类号:** U469.72 **文献标识码:** A

## A Study on the Matching of the Motor and Reduction Gear for Electric Power-Assist Steering System

HE Ren, MIAO Li-dong, LUO Shi, SHANG Gao-gao

Jiangsu Province Key Laboratory of Automotive Engineering, Jiangsu University, Jiangsu Zhenjiang 212013, China)

**Abstract:** All electric power-assist steering systems now have electric power-assist motor and reduction gear, and the motor must work in various conditions, so correct matching of them is necessary. The requirements of steering performance are considered, and an index is presented based on the analysis of the electric parameters of the motor and the reduction gear in electric power-assist steering system. According to the study result, the technical route of design process for electric power-assist steering system is discussed, which are useful for development of such system.

**Key words:** Electric power-assist steering; Matching; Motor; Reduction Gear

## 0 引言

电动助力转向 (Electric power-assist steering, EPAS) 系统都具有电动机和减速机构。减速机构的主要作用是增大电动机的助力转矩, 减速比越大, 助力转矩也越大, 但这是有条件的, 而且会使得在同一转向盘转速时电动机转速增加。因此, 在开发电动助力转向系统的时候, 需要合理地设计减速机构, 使得其与电动机相匹配, 否则就会无法满足转向要求。

## 1 减速比对助力性能的影响

减速比是减速机构最重要的参数, 它对电动助力转向系统以及整车的性能都有很大的影响。选择这个参数要同时考虑电动机的性能指标以及转向系统的特殊工况。转向系统的工作特点是: 转向盘速度范围很大, 可以从保舵到每秒数圈。作为助力转向系统, 应该在这个转向速度范围内都能够提供助力, 其最低要求就是至少不能阻碍转向动作。

收稿日期: 2004-02-03

基金项目: 江苏省“六大人才高峰”资助项目 (E-2002-12)

作者简介: 何仁 (1962-), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为汽车机电一体化技术。

根据电动助力转向装置的助力机构的位置不同,可以分为转向轴式、小齿轮式、齿条式。为了便于讨论,以国内外最常见的一种转向轴式电动助力转向装置为例进行讨论,其它的情况也可以采用同样方法进行。图1为我们研制的转向轴式EPAS,它是在转向轴上进行助力的。它由转矩传感器、离合器、蜗轮蜗杆减速装置、电动机和控制器组成,控制器5根据转矩传感器1和车速传感器的信号来控制电动机4,通过离合器3和蜗轮蜗杆减速装置2来实现助力。

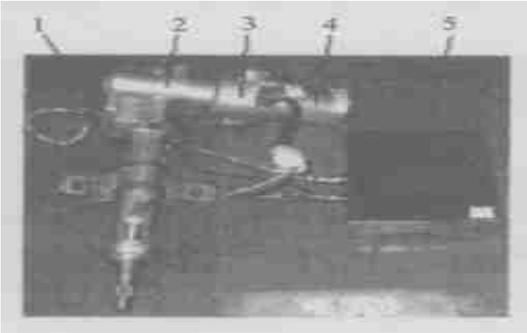


图1 一种EPAS

1-转矩传感器; 2-蜗轮蜗杆减速装置; 3-离合器;  
4-电动机; 5-控制器

由于汽车上一般采用直流电源,所以作为电动助力转向系统的电动机一般也采用直流电动机,电动机回路可以用式(1)来描述

$$U = L \frac{dI}{dt} + K_e \omega_m + R \cdot I \quad (1)$$

式中,  $U$  为电源加在电动机回路两端的电压;  $K_e$  为电动机的反电动势常数;  $R$  为电动机回路的总电阻;  $L$  为电动机电枢电感;  $\omega_m$  为电动机的旋转速度;  $I$  为电动机电流。如无特殊说明,本文中各个参数的单位都采用基本的国际单位来表示。由于电动机的电感一般很小,因此电动机的电磁时间常数也很小,所以在进行动力学性能分析时,可以忽略其存在,即把其作为零处理<sup>[1]</sup>,因此式(1)就变成

$$U = K_e \omega_m + R \cdot I \quad (2)$$

由此得到

$$I = (U - K_e \omega_m) / R \quad (3)$$

电动机的电磁转矩可以用(4)式表示

$$T_m = K_T \cdot I \quad (4)$$

式中,  $T_m$  为电动机的电磁转矩;  $K_T$  为电动机电磁转矩常数。当电动机处于匀速转动,而且电流达到相对稳定状态,通过电动机的平均电流为

$$I = (\alpha U_s - K_e \omega_m) / R \quad (5)$$

式中,  $\alpha$  为占空比;  $U_s$  为电源电压。将式(3)代入式

(4),得到

$$T_m = K_T \cdot (\alpha U_s - K_e \omega_m) / R \quad (6)$$

电动机的旋转速度  $\omega_m$  与转向轴的旋转速度  $\omega_s$  以及助力装置减速机构减速比  $G$  有如下关系。

$$\omega_m = G \omega_s \quad (7)$$

将式(7)代入式(6)得

$$T_m = K_T \cdot (\alpha U_s - K_e G \omega_s) / R \quad (8)$$

占空比  $\alpha$  的取值范围为  $[0, 1]$ , 当  $\alpha = 1$  时,可以得到在各种转向盘转速  $\omega_s$  下能够提供的作用在转向轴上的最大助力转矩为

$$T_{smax}(\omega_s) = G \cdot K_T \cdot (U_s - K_e G \omega_s) / R \quad (9)$$

式(9)是设计的基本依据。  $T_{smax}$  取决于系统的结构和功能参数,而与控制方法无关。

下面探讨几个参数的影响,在讨论一个参数的时候假设其它参数保持不变。在讨论之前,先说明一个概念,  $K_T$ 、 $K_e$  这两个参数虽然在这里表示不同的物理意义,其实质是一个,如果采用不同的单位,两者之间成简单的比例关系,在本文中,由于各个参数的单位都采用基本的国际单位,所以是一样的,为了讨论方便,令  $K = K_T = K_e$ 。

(1)  $\omega_s$  的影响。显然,  $T_{smax}$  随着  $\omega_s$  的增大而线性减小,减小的斜率为  $(GK)^2/R$ , 见图2中粗线所示。理论上,在堵转的时候,电动机可以提供最大的助力转矩  $GKU_s/R$ , 这个比较好满足;实际中,在  $\omega_s$  较小的时候,电动机提供最大助力转矩受本身允许最大电流的限制,如图2的细线所示,也就是断开的粗线是不能够实现的。当  $\omega_s$  达到  $\omega_{sp}$  的时候,  $T_{smax} = 0$ ; 如果  $\omega_s > \omega_{sp}$ , 则出现  $T_{smax} < 0$  的情况,这时候电动机不但不能够提供助力,反而会形成阻力,所以  $\omega_{sp}$  是一个重要的指标,可以称为临界助力转向速度。由式(9)可以得到

$$\omega_{sp} = U_s / KG \quad (10)$$

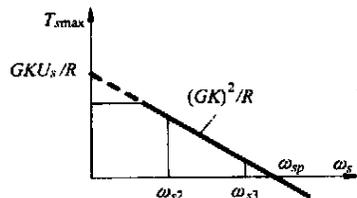


图2  $T_{smax}$  的变化规律

确定  $\omega_{sp}$  时要考虑  $\omega_s$  达到最大时的助力情况。各种设计理念所依据  $\omega_s$  最大值也不同。在我国,操纵稳定性试验标准规定的转速为不小于  $250^\circ/s$ , 而美国的ESV试验为不小于  $500^\circ/s$ <sup>[2]</sup>; 实际试验数据表明,在驾驶员进行紧急避让时,可以比这个还要大很多,例如,

根据美国国家公路交通安全管理局(NHTSA)的调查,驾驶员在进行紧急避让的时候,  $\omega_s$  可以达到  $1000^\circ/\text{s}$  左右。为了讨论方便,分别记:  $\omega_{s1}=250^\circ/\text{s}$ ,  $\omega_{s2}=500^\circ/\text{s}$ ,  $\omega_{s3}=1000^\circ/\text{s}$ , 一般情况,轿车上要保证每秒一圈半的转动速度,大约相当于  $\omega_{s2}$ , 在这个速度时要保证一定的助力能力,而且最好也要保证在转向盘转动速度为  $\omega_{s3}$  时  $T_{s\max} \geq 0$ , 即要

$$U_s - KG\omega_{s3} \geq 0 \quad (11)$$

取  $U_s=12\text{V}$ , 得到  $KG \leq 0.69\text{V}^\circ/\text{s}/\text{rad}$ 。否则就要在电路上采取措施,阻止电流的“倒流”的现象而产生过大阻力。如果  $\omega_s \geq \omega_{s3}$ , 则处于驾驶员的控制之中,所以一般可以取  $\omega_{sp} = \omega_{s3}$ 。

也可以参照液压助力转向系统的有关参数来设计电动助力转向系统。液压助力转向的理论流量一般也是按照  $\omega_{s2}$  确定,而实际转向油泵提供的流量在考虑了泄漏后则为理论流量的  $1.5 \sim 2$  倍<sup>[4]</sup>。根据文献[4]提供的数据,计算得到奥迪轿车的动力转向系统不使转向油泵供油量产生阻碍转向的最大转向速度约为  $3.6 \sim 1.9\text{rad}/\text{s}$ 。

(2)  $K(K_T, K_e)$  的影响。根据式(9),  $T_{s\max}$  与  $K$  成二次曲线关系。令

$$\frac{d}{dK} T_{s\max}(\omega_s) = 0 \quad (12)$$

解得  $KG = U_s / (2\omega_s)$ , 此时能够得到得到的最大助力转矩

$$T_{s\max}(\omega_s) = U_s^2 / (4\omega_s R) \quad (13)$$

因此,减速机构的减速比  $G$  和  $K$  并不是越大所提供的助力也越大,在一定转速下有一个最大值,只有合理选择和匹配二者才能够满足高转向盘转速助力的需要。如果要在  $\omega_s = \omega_{s2}$  也能够提供最大助力,则有

$$U_s - 2\omega_{s2}KG = 0 \quad (14)$$

又因为  $2\omega_{s2} = \omega_{s3}$ , 所以得到

$$U_s - KG\omega_{s3} = 0 \quad (15)$$

比较式(11)和式(15),得到  $KG = 0.69\text{V}^\circ/\text{s}/\text{rad}$ ; 从助力系统的动力性来说,这是一个比较合适的指标,例如国外几种产品的  $KG$  值分别为  $0.69, 0.66, 0.83, 0.74, 0.85, 0.78, 0.64, 0.64$ 。记  $F = KG$ , 注意到  $K = K_T = K_e$ , 所以  $F$  的单位既可以是  $\text{V}^\circ/\text{s}/\text{rad}$  也可以是  $\text{Nm}/\text{A}$ , 所以可以称  $F$  为电流助力系数,它具有明显的物理意义:单位电流所提供的助力转矩(折算到转向轴上)。因为  $F$  的变化范围不大,几乎为常数,为了方便工程应用,取  $F = 0.7\text{V}^\circ/\text{s}/\text{rad} = 0.7\text{Nm}/\text{A}$ , 也就是  $1\text{A}$  的电流提供  $0.7\text{Nm}$  的助力转矩,过大和过小都不好:过大无法满足转向盘高速转动的助力需要;过小将会使得电动机电流增大或者传动比  $G$  的增大,增大电

流会使得电动机和控制电路的制作困难,增大  $G$  的影响将在下面讨论。这样,当确定了需要的助力转矩后,根据上述的  $F$  数值立即就可以算出电动机的电流。

(3)  $G$  的影响。上面的讨论说明  $G$  和  $K$  共同起作用。实际中,  $G$  的大小影响到减速机构的传动效率。一般来讲,  $G$  越小,其传动效率越高,如果其正传动效率高则助力效果好,其逆效率高则其回正性能好。如果  $G$  太大,往往会使得其逆效率太低甚至为零出现自锁现象,这样转向系统就失去了回正功能;即使采用回正控制使转向盘主动回正,也不能够满足助力失效后的回正性能,这是标准所不允许的。所以传动比  $G$  的确定最重要的是满足回正性能,同时还需要满足反应速度的要求;由于采用的传动机构不同,其逆传动效率也不一样,这种效率一般也只能够通过试验得到,而且回正性能还与采用的电动机类型有关;根据现有已知产品,蜗轮蜗杆传动被广泛应用,采用有刷电动机的时候,这种传动机构的传动比一般在  $15 \sim 18$  之间选取;当采用无刷电动机的时候,有的产品的传动比达到  $22$ , 这一方面是因为无刷电动机的转子转动惯量小,反应快,并且由于转子的阻力小,回正性能也好;而且研究发现,电动机的转动惯量会增加汽车不稳定的倾向<sup>[3]</sup>, 无刷电动机的转子转动惯量小,其等效到转向轴上的转动惯量也小,所以可以采用较大的传动比。

$G$  和  $K$  是互相影响的,如何确定两者的关系呢?从上面分析可以知道,  $G$  小会带来很多好处,又因为  $F$  几乎为常数,所以  $G$  小就要求  $K$  大,而  $K$  大的电机不容易做,因为增大  $K$  的途径一方面可以增大电机的直径,另一方面可以采用性能优良的永磁材料(助力电机广泛采用永磁材料);而增大电机的直径会使得电动机转动惯量增加,使得反应速度降低(当然这可以通过减小传动比来得到一些平衡),另一方面电动机直径的增大往往会受到汽车上安装空间的限制。性能良好的永磁材料是材料学研究的热门,但受目前水平的限制;如研究出良好的永磁材料,使得小体积电动机的  $K = 0.7\text{V}^\circ/\text{s}/\text{rad}$ , 从而使得  $G = 1$ , 也就可以取消减速机构,简化系统。总之,确定  $K$  和  $G$  的原则是增大  $K$  和减小  $G$ 。

(4)  $R$  的影响。根据式(9),在各种情况下,减小  $R$  会使得其最大助力能力提高,而且减小  $R$  还有利于节能。所以减小  $R$  会提供电动助力转向系统的动力性和经济性。

## 2 设计程序的探讨

如果是进行全新的设计开发,则首先根据车型的要求确定助力的大小。助力大小一般使得汽车在原地转向的时候,驾驶员作用在转向盘上的最大转矩不超过  $5.5 \sim 7.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。根据这个要求确定电动机的功率。为了留有余量电动机的功率应该选大一点,可以用原地转向时转向盘上的最大转矩和转速  $\omega_{s2}$  来确定电动机功率。接着根据选择的电动机的转矩确定传动比  $G$ ,并校核  $G$  的大小是否满足回正性能,以及  $G$  和  $K$  的关系是否满足要求,如果不满足就要进行重新选择。对电动机的基本要求是低速、大转矩并且反应速度快。可以采用图3所示的设计程序。

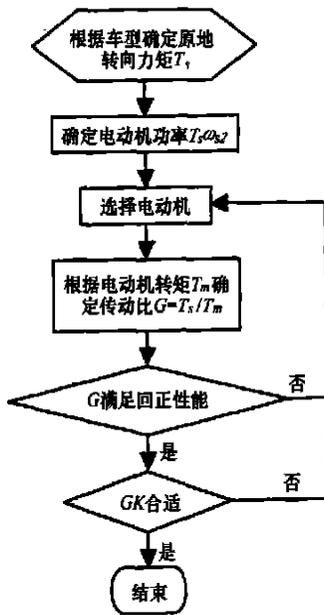


图3 EPAS 的设计程序

如果是对现有 EPAS 进行改造而满足新的车型需要,可以分为两种情况。如果新的车型需要的助力小

于现有车型,可以通过调整控制规律来满足,无需要更改任何硬件。如果新的车型需要的助力大于现有车型,则需要重新进行设计。如果原来减速机构的机械性能能够满足要求,则可以选择更大功率的电动机来满足。因为传动比  $G$  已经确定,所以改变  $K$  的余地不大,一般要增大电动机的额定电流来满足助力要求。

## 3 结语

汽车转向系统性能关系行车安全,电动助力转向系统作为新一代的转向系统具有广阔的发展前途,但是目前还缺乏关于这种系统设计的成熟理论,而不合理的设计往往会导致财产甚至人身损害,我国即将在2004年10月1日起实施的《缺陷汽车产品召回管理规定》无疑对汽车产品的设计提出了更高的要求。本文通过分析电动助力转向系统的电动机和减速机构的匹配问题,指出只有合理匹配电动机和减速比才能够满足助力的需要;并且依照转向系统的要求,提出了匹配的指标。在此基础上,探讨了电动助力转向系统设计的程序,这对电动助力转向系统的开发具有指导意义。

### 参考文献:

- [1] 高国, 余文. 自动控制原理 [M]. 广州: 华南理工大学出版社, 1999.
- [2] 余志生. 汽车理论 (第2版) [M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- [3] Prymak B I Simulation of Electric Power Steering Armature Inertia Effects on Vehicle System Handling Response Using Bondgraph Technology [J]. SAE Paper No. 851639.
- [4] 中国第一汽车集团公司. 奥迪轿车 (第1版) [M]. 北京: 人民交通出版社, 1998.