

主减速器噪声测试台胶带轮系的多目标优化*

李克安

(岳阳大学机电系 岳阳 414000)

唐应时

(湖南大学机械与汽车工程学院 长沙 410082)

摘要 为降低轿车主减速器噪声测试试验台本底噪声,其传动系统采用了四对三角胶带传动。本文论述的三角胶带轮必须满足:传动比要求、重量最轻、转动惯量最小、制造成本最低,故对三角胶带轮采用了多目标优化设计,其优化结果用于试验台的效果令人满意。

关键词 轿车主减速器,噪声测试台,三角胶带轮,多目标,优化设计

分类号 TH132

The Multitarget Optimization Design on V Belt Wheel-system of Noise Experimental Table of Main Carriage Reduction Gear

Li Kean

(Yueyang University, Yueyang, 414000)

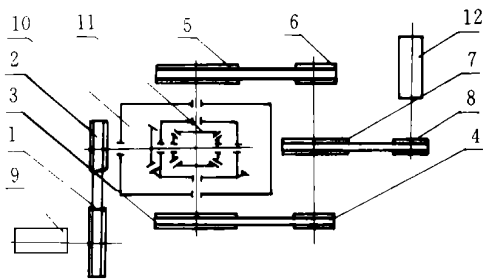
Tang Yingshi

(Hunan University, Changsha, 410082)

Abstract The V belt wheels of noise experimental table of main carriage reduction gear must suit drive ratio, be lightest in weight and least in moment of inertia. Therefore we make use of the multitarget optimization to design the V belt wheels. The better result in the use of engineering reality is obtained.

Key words Main carriage reduction gear, noise experimental table, V belt wheel, multitarget, optimization design.

从减少传动系统噪声和利于整体布局两方面考虑,我们为某齿轮厂研制的轿车主减速器噪声测试试验台的传动系统中,采用了三角胶带传动。该传动系统共有四对三角胶带轮,如图1所示。下面讨论如何设计这个三角胶带轮系。问题涉及多个目标函数,是一个优化设计问题。本文重点讨论用多目标优化方法设计胶带轮的直径。



- | | |
|-------------|------------|
| 1. 电机轴胶带轮 | 7. 驱动轴胶带轮 |
| 2. 主动齿轮轴胶带轮 | 8. 发电机轴胶带轮 |
| 3. 左半轴胶带轮 | 9. 电动机 |
| 4. 左驱动轮轴胶带轮 | 10. 主减速器 |
| 5. 右半轴胶带轮 | 11. 差速器 |
| 6. 右驱动轮轴胶带轮 | 12. 发电机 |

图1 主减速器噪声试验台原理图

Fig. 1 Principle of Noise experimental table

* 1998年10月5日收稿
第一作者:李克安,男,1946年生,副教授

1 三角胶带的设计

主减速器噪声试验台上共有四处采用了胶带传动: 电动机轴与主动齿轮轴一对, 左、右半轴与驱动轴各一对, 驱动轴与发电机轴一对。采用常规的解法对三角胶带进行设计。

考虑到主减速器传递的功率、转速、负载情况、每天运转的时间及三角胶带型号统一等因素, 确定均采用 B 型三角胶带。根据传递的扭矩, 确定三角胶带的根数均为 4, 因此, 胶带轮的宽度 B 等于 85mm。确定胶带轮的最小直径不小于 140mm。

三角胶带在工作时胶带中的应力有拉应力、弯曲应力、离心应力, 且处于交变应力状态, 在设计时应考虑其疲劳失效。三角胶带传动的另一种失效形式是打滑。在设计时也应考虑这个问题。

2 胶带轮的设计

三角胶带确定后, 胶带轮的结构尺寸可参考设计手册, 按表 1 选择其结构形式。胶带轮直径设计的原则是: (1) 满足传动比要求; (2) 尽量减轻胶带轮的质量; (3) 使装在试验台上面的主动齿轮轴胶带轮和左、右半轴胶带轮总的转动惯量较小, 以减小惯性力矩, 减少实验台面的振动; (4) 八个胶带轮的尺寸、结构尽量统一, 以降低制造成本。

轿车主减速器噪声试验台的三角胶带轮系设计必须满足下列条件:

- (1) 主减速器主动齿轮轴的转速为电机轴的 2 倍, 即 $i_{1,2} = 0.5$;
- (2) 差速器半轴与发电机轴的传动比为: $i_{3,8} = 0.56$;
- (3) 左、右半轴胶带轮大小、结构完全相同, 左、右驱动轮轴胶带轮大小、结构完全相同;
- (4) 三角胶带轮的最小计算直径 $D_{\min} = 140\text{mm}$;
- (5) 三角胶带轮的计算直径最好取整为 140, 150, 160, 170, 180, 200, 224, 250, 280, 300, 315, 385mm;

(6) 左、右半轴胶带轮上要装制动鼓, 其直径不能小于 240mm。显然, 从胶带轮直径设计的原则来看, 这是一个以八个胶带轮的直径为设计变量, 求总重量 W 最小, 台面上胶带轮总的转动惯量 J 最小, 制造成本 T 最低的多目标优化设计问题。用数学公式表示为:

$$W = \frac{\pi}{4} B d (\eta_1 D_1^2 + \eta_2 D_2^2 + \dots + \eta_8 D_8^2) = \min \quad (1)$$

$$J = \frac{\pi}{32} B \gamma (\mu_2 D_2^4 + \mu_3 D_3^4 + \dots + \mu_5 D_5^4) = \min \quad (2)$$

$$T = t_1(D_1) + t_2(D_2) + \dots + t_8(D_8) = \min \quad (3)$$

其中 D_1, D_2, \dots, D_8 分别为电机轴、主动齿轮轴、左半轴、左驱动轴、右半轴、右驱动轴、驱动轴、发电机轴的胶带轮。 d, γ 分别表示胶带轮的比重和密度。 $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_8$ 分别为各轮周结构型式不同计算重量需乘的系数(表 1)。 $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_8$ 分别为主动齿轮轴、左、右半轴胶带轮计算转动惯量需乘的系数(表 1)。 $t_1(D_1), t_2(D_2), \dots, t_8(D_8)$ 分别表示各胶带轮的制造成本数, 取值为:

$$t_i(D_i) = 1; 0.9; 0.85 \quad (4)$$

即一种直径计为 1, 重复一次计为 0.9, 再重复以后计为 0.85。

表 1 胶带轮(孔径为 42~45mm)的结构型式

Tab. 1 Structure type of belt wheel

计算直径(mm)	结构形式	重量系数 η	转动惯量系数 μ
125 ~ 180	空心轮	1	1
200 ~ 224	幅板轮	0.63	0.74
236 ~ 265	四孔板轮	0.62	0.72
280 ~ 450	六孔板轮	0.60	0.70

约束条件为等式和不等式约束; 数学表示式为:

$$D_i = 140 \quad (i = 1, 2, \dots, 8) \quad D_3 - D_5 = 0$$

$$\begin{aligned}
 D_3 &= 240 & D_4 - D_6 &= 0 \\
 D_5 &= 240 & D_4 D_8 - 0.35 D_3 D_7 &= 0 \\
 D_2 - 0.5 D_1 &= 0 & D_6 D_8 - 0.35 D_5 D_7 &= 0
 \end{aligned} \tag{5}$$

胶带轮直径的设计就是求解以(1)、(2)、(3)式为目标函数,以(5)式为约束条件的优化设计问题。

3 多目标优化设计计算

目标函数式(1)、(2)、(3)和约束条件式(5)表示一个多目标优化问题。多目标优化在理论上还没有一个成熟的方法。下面采用目前比较通用的方法,即通过协调关系将该问题化为只有一个目标函数来解决。令:

$$S = a_1 W + a_2 J + a_3 T = \min \tag{6}$$

其中 a_1, a_2, a_3 为正数。

这样一来,目标函数式(6)和约束条件式(5)表示的优化问题就是一个单目标优化问题了。我们用直接方法解得的结果见表2。

表2 优化计算结果

Tab.2 Result of optimization design

	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	$W(N)$	$J(\text{kgm}^2)$	T
最优解	280	140	250	140	250	140	224	140	1197	0.891	7.45
T 最优解	280	140	280	140	280	140	200	140	1249	0.585	7.25

注:表中胶带轮直径 D_i 单位为 mm。

对计算过程和结果说明如下:

(1) 表2中的优化计算结果已按设计手册推荐的计算直径圆整。

(2) 函数 a_1, a_2, a_3 的选择对优化计算结果是很重要的,这要由计算经验来决定。因为从表2可知, W, J, T 的量纲不一样,数量级相差很远,需要靠 a_1, a_2, a_3 来协调。

(3) 对于多目标优化问题,一个目标函数的优化可能会引起另一个目标函数的劣化。表2中我们举了设计胶带轮直径的另外一组解(T 最优解)。在这组解中,胶带轮直径只采用280, 200, 140mm三种尺寸,制造成本降低了,但是 W, J 却增大了。因此,我们宁可用280, 250, 224, 140mm四种尺寸的胶带轮。

本文的优化计算结果已用于某厂的轿车主减速度器噪声试验台设计,效果令人满意。该试验台已投入使用。

参考文献

- 1 何季雄主编. 优化设计. 北京: 机械工业出版社, 1991
- 2 刘惟信, 孟嗣宗. 机械最优化设计. 北京: 清华大学出版社, 1986
- 3 刘夏石. 工程结构优化设计. 北京: 科学出版社, 1984