

新型自动变速器传递原理及试验

张昆¹, 李明昌², 沈修柏³, 杨树忠¹

(1. 昆明理工大学 交通工程学院, 云南 昆明 650051;

2. 昆明市轻工学校, 云南 昆明 650301; 3. 云南金马农用汽车总厂, 云南 昆明 650216)

摘要: 通过动量矩原理的运用, 设计出一种动量矩传动机构与行星周转齿轮机构联合的、能够自动调节速度的机械式行星机构, 一种新型自动变速器, 从而使汽车传动达到无级变速, 并作了传递原理分析. 对试制的样品在 130 汽车上进行了加速、坡度等试验, 获得了试验数据. 得到了一些结论.

关键词: 汽车; 动量矩; 自动变速器; 试验

中图分类号: U46 文献标识码: A 文章编号: 1007-855X(2003)01-0161-04

Transmission Principles and Tests of a New Type Automatic Gearbox

ZHANG Kun¹, LI Ming-chang², SHENG Xiu-bai³, YANG Shu-zhong¹

(1. Faculty of Transportation Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650051 China;

2. Kunming Vocational School of Light Industry, Kunming 650301, China;

3. Agricul Automobile Chief Factory of Yunnan, Kunming, 650216, China)

Abstract: The application of the dynamic torque in designing a kind of dynamic torque and planet mechanism of automatic adjust velocity, which is a new type of automatic gearbox, makes automobile transmission change velocity smoothly. The working principles are analyzed, and some tests are made on 130 sample automobile in the aspects of acceleration and slope degree, and some results are finally got.

Key words: automobile; dynamic torque; automatic gearbox; test

0 引言

现代汽车采用无级变速传动系统的优点主要是: 简化驾驶的操作程序、加速平稳、乘坐舒适、有利于安全和节能. 目前, 我国使用的汽车无级变速器, 是以液力变扭器为核心结构制成的. 其制造工艺复杂、成本高, 使用和维修费用也很大, 而且在货车上的自动变速器就更少.

为此, 我们利用动量矩自动变速器控制原理设计出货车自动变速器(见图 1), 该控制方法巧妙地使用动量矩传动机构与行星周转齿轮机构联合的动力传递方式, 实现了自动无级变速传动的功能. 其传动效率高于液力变扭器, 而且, 自身的结构和性能更为全面和理想, 不需要设置电子辅助系统. 结构简单、制造成本低、使用和维修也很简便, 价格便宜.

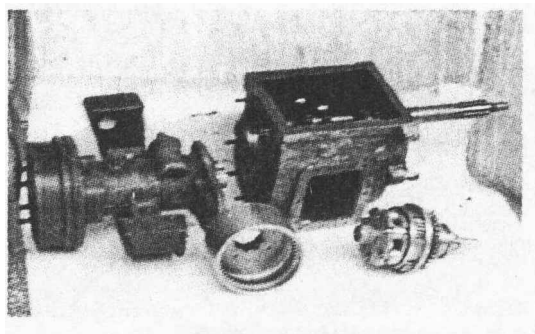


图 1 自动变速器实物结构图

1 动量矩机构的构成与传动过程

1.1 动量矩传动机构的组成(见原理图 2)

槽轮——图中构件 1, 内曲面凸轮——图中构件 2, 冲量动子——图中构件 3.

收稿日期: 2002-03-28; 基金项目: 云南省教委基金资助项目(项目编号: N049926).

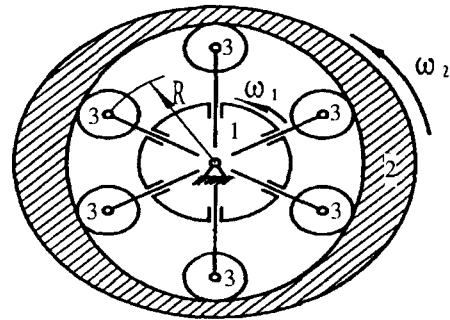
第一作者简介: 张昆(1965.6~), 男, 副教授; 主要研究方向: 汽车系统动力学.

1.2 运动与传动过程

槽轮与主动轴固定连接,沿圆周均匀对称分布有几个径向滑槽.内曲面凸轮与从动轴固定连接,主、从动件绕同一轴线转动.冲量动子其质量为 m ,数目与槽轮的滑槽数目相等,分别安装在槽轮的每一个径向滑槽之中,可以转运和滑移.

由轴承和短轴组成的冲量动子,在槽轮与内曲面凸轮之间产生正弦周期性的循环运动,同时传递了动力.在传动过程中,从动轴凸轮的转动角速度 ω_2 始终会小于主动轴槽轮转动的角速度 ω_1 ,所以,冲量动子得以沿凸轮内表面滚动需要的相对角速度 $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$ 始终存在.冲量动子的质量中心绕主轴线公转的半径 R 在最大值和最小值之间按正弦规律周而复始地循环变动; R 增大时,是冲量动子接受了槽轮施以的切向动力,使其动量矩增大,聚贮了能量; R 减小时,是凸轮内表面限制冲量动子的运动,使其动量矩减小,同时冲量动子对凸轮施以切向力,输出了能量.凸轮在冲量动子的推动下以角速度 ω_2 转动.

由于各个冲量动子的动量矩在不停的、交替的、周而复始地变动,就把槽轮的动力源源不断地传递给了凸轮.结果是主动轴的动力,转矩 T_1 和角速度 ω_1 ,以动能转变的方式传递给从动轴,使从动轴得到转矩 T_2 ,并以角速度 ω_2 运转.



1. 槽轮 2. 内曲面凸轮 3. 冲量动子

图2 动量矩机构原理及运动简图

2 变速器传递原理分析及计算结果

2.1 单个动子每一次循环运动所作的功

在机构运动的一个极短时间 dt 内,动子绕主轴转过的角度 $da = \omega_1 dt$,而槽轮与凸轮的相对角位移为 $d\theta = \Delta\omega dt$,由此得 $dt = \frac{d\theta}{\Delta\omega}$,所以 $da = \frac{\omega_1}{\Delta\omega} \cdot d\theta$,单个动子在时间 dt 内所作的功,可表示为:

$$dA_0 = F_t \cdot R \cdot da = F_t \cdot R \cdot \frac{\omega_1}{\Delta\omega} \cdot d\theta = 2m\omega_1\Delta\omega \cdot (a^2 - b^2) \cdot \frac{\sin\theta \cdot \cos\theta}{\sqrt{a^2 \cdot \sin^2\theta + b^2 \cdot \cos^2\theta}} \cdot \sqrt{a^2 \cdot \sin^2\theta + b^2 \cdot \cos^2\theta} \cdot \frac{\omega_1}{\Delta\omega} d\theta = 2m\omega_1^2(a^2 - b^2) \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta d\theta$$

(1) 当 θ 由 0 转移到 $\frac{\pi}{2}$ 的过程中,槽轮推动动子做功

$$A_1 = \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2m\omega_1^2(a^2 - b^2) \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta d\theta = 2m\omega_1^2(a^2 - b^2) \cdot \frac{1}{2}\sin^2\theta \Big|_0^{\frac{\pi}{2}} = m\omega_1^2 \cdot (a^2 - b^2)$$

(2) 当 θ 由 0 转移到 $\frac{\pi}{2}$ 的过程中,动子推动凸轮做功:

$$A_2 = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} 2m\omega_1(a^2 - b^2) \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta d\theta = m\omega_1^2(a^2 - b^2)\sin\theta \Big|_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} = -m\omega_1^2 \cdot (a^2 - b^2)$$

(3) 显然, $A_1 + A_2 = 0$,说明冲量动子在循环运动的前半周期接受了槽轮做功的能量,而在后半周期时,它又推动凸轮做功,输出了能量,然后再传递给凸轮.每一次循环运动传递的动力值即为:

$$A_0 = m\omega_1^2 \cdot (a^2 - b^2)$$

2.2 动量矩机构传递的功率

设机构中凸轮的圆周周期齿数为 Z ,每个动子在槽轮与凸轮相对转过一周时间内的循环次数也为 Z ;动子的个数为 n ;槽轮与凸轮之间的传动比为 $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$,则:

$$\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2 = \omega_1 \cdot (1 - \frac{1}{i})$$

(1) 每个冲量动子在 1 s 时间内经历的循环次数是:

$$Z \cdot \frac{\Delta\omega}{2\pi} = Z \cdot \frac{\omega_1}{2\pi} \left(1 - \frac{1}{i}\right)$$

所以, 单个动子传递的功率为:

$$P_0 = A_0 \cdot Z \cdot \frac{\Delta\omega}{2\pi} = Zm \cdot \omega_1 \cdot (a^2 - b^2) \cdot \frac{1}{2\pi} \left(1 - \frac{1}{i}\right) = \frac{z}{2\pi} m \cdot (a^2 - b^2) \cdot \omega_1^3 \cdot \left(1 - \frac{1}{i}\right)$$

(2) 动量矩机构中共有 n 个冲量动子, 传递的功率则为:

$$P = n \cdot P_0 = \frac{nz}{2\pi} \cdot m \cdot (a^2 - b^2) \cdot \left(1 - \frac{1}{i}\right) \cdot \omega_1^3$$

(3) 由机构设计确定的主参数, 称为动矩系数, 为:

$$M_t = \frac{nz}{2\pi} \cdot m \cdot (a^2 - b^2) = \frac{nz}{2\pi} \cdot m \cdot (a + b)(a - b) = \frac{nz}{\pi} \cdot m \cdot r \cdot h$$

其中: 动子绕主轴公转半径的平均值: $r = \frac{1}{2}(a + b)$

冲量动子径向行程: $h = (a - b)$

(本例为椭圆轨道内凸 $Z = 2, n = 6$)

(4) 槽轮受到冲量动子的反抗转矩应为:

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{nz}{\pi} \cdot m \cdot r \cdot h \cdot \omega_1 \left(1 - \frac{1}{i}\right) = M_t \cdot \omega_1^2 \left(1 - \frac{1}{i}\right)$$

(5) 因为机构的运动过程中, 对从动凸轮的转速没有固定的限制, 由以上推证得知, 动量矩机构传动是以转入功率与输出功率对等的方式进行的. 即: $\omega_1 T_1 = P = \omega_2 T_2$.

输出的转速 ω 则由外界驱动需要的转矩 T 和递传功率 P 决定:

$$\omega_2 = \frac{P}{T_2} = \frac{\omega_1 T_1}{T_2} = \frac{\omega_1}{i}$$

所以, 凸轮由冲量动子方面取得的转矩为:

$$T_2 = \frac{P}{\omega_2} = \frac{\omega_1 T_1}{\omega_2} = iT_1 = M_t \omega (i - 1)$$

2.3 计算结果

根据发动机的输入以及冲量动子等有关参数(见表1).

计算结果见图3.

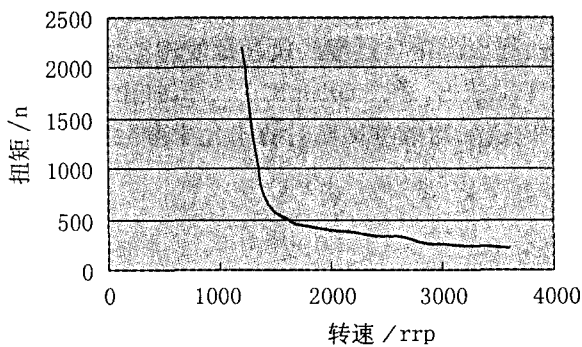


图3 计算结果图

从该计算结果看, 转速与输出扭矩的关系, 接近理想变速的情况.

表1 输出扭矩计算表

发动机输入		变速器输出		其他计算参数
N_1	T_1	N_2	T_2	
1 200	138	41.38	2 202	齿数比 56:24 冲量动子 $\phi 26$ 径向行程 $h = 10 \text{ mm}$ 平均公转半径 $r = 40 \text{ mm}$ 动子质量 $m = 0.088 \text{ kg}$
1 400	146	180	748	
1 600	153	350	506	
1 800	156	508	439	
2 000	163	669	402	
2 200	170	846	373	
2 400	173	1 048	331	
2 600	170	1 221	326	
2 800	176	1 466	282	
3 000	164	1 676	261	
3 200	160	1 893	244	
3 400	157	2 099	232	
3 600	154	2 323	220	

(下转第 172 页)

(2) 若 $J_{ar}^* < r$, 则 $x^* \notin H_a(f, X)$.

证明 (1) 从 $J_{ar}^* \geq r$, 按(7)和(8)有

$$\min_{y \in X} \sum_{i=1}^m Q[f_i(y) - f_i(x^*)] \geq r$$

因为 $x^* \in X$, 所以由定理 3.1(2) 得到 $x^* \in H_a(f, X)$.

(2) 从 $J_{ar}^* < r$, 同样由定理 3.1(2) 可得证.

参考文献:

- [1] 胡毓达. 向量空间的较多序类[J]. 数学年刊, 1990, 11(3): 269 ~ 280.
- [2] 胡毓达. 多目标规划有效性理论[M]. 上海: 上海: 上海科学技术出版社, 1994.
- [3] 顾利勤. 多目标规划的 ar -有效解和 ar -最优解[J]. 云南大学学报(自然科学版), 2001, 23(4A): 19 ~ 21.
- [4] 顾利勤. ar -锥类及其性质[J]. 曲靖师范学院学报, 2001, 20(3): 22 ~ 23.

(上接第 163 页)

3 试验结果

目前该自动变速器在昆明农用汽车厂的 130 型汽车上进行了试验. 取得了成功和一定的效果, 试验结果如下(表 2):

表 2 试验结果

1:20 坡道	行车距离 /m	行驶时间 /s	平均加速度 / $m \cdot s^{-2}$	终点时速 / $km \cdot h^{-1}$
上坡	100	21	0.4535	34
下坡		17	0.692	42

当然, 这台变速器还需要作进一步的改进和完善. 但为今后研制出适用于各种车型的系列化的汽车自动变速器产品打下较好基础.

4 结论

(1) 由以上分析得知, 动量矩机构的主、从动轴之间, 可以通过冲量动子的动量矩变化来传递动力, 并且是以能量的变换方式来传递的, 所以是一种无级变速传动机构;

(2) 当主动方式来传递 ω_1 确定后, 所需主动转矩的最大值为 $T_{1\max} = M\omega_1^2$. 不会给原动机造成过大的载荷. 如果从动轴上的阻抗转矩为 T 时, 传动比由以下公式决定:

$$i = 1 + \frac{T_2}{M\omega_1^2}$$

i 可以随着 T 的变化而相应地变化, 自动地调整主、从动轴之间的转速比, 从而实现了自动无级变速传动的要求.

参考文献:

- [1] 葛安林. 自动变速器控制原理与方法[M]. 北京: 人民交通出版社, 1994. 15 ~ 189.
- [2] M. 米奇克. 汽车动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1972. 7 ~ 154.
- [3] 小田柿浩三. 汽车设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990. 19 ~ 297.
- [4] 陈家瑞. 汽车构造: 下册[M]. 北京: 人民交通出版社, 1997. 3 ~ 77.
- [5] 张洪欣. 汽车设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990. 43 ~ 171.