

文章编号: 1006-4710(2011)03-0266-05

带/链式无级变速器带轮弹性特性分析

张武, 刘凯, 陈秀盈, 周春国, 原园

(西安理工大学 机械与精密仪器工程学院, 陕西 西安 710048)

摘要: 以弹性力学理论为基础, 对带轮弹性特性进行了分析。分析结果表明: 随着传动比的增大, 主动轮径向和切向应力先减小后增大, 径向位移减小; 从动轮应力增大, 径向位移增大; 半径对带轮变形量的影响大于轴向推力。

关键词: 带轮; 变形; 弹性; 无级变速器

中图分类号: TH132.46 **文献标志码:** A

Analysis of Pulley Flexibility Property of Belt/Chain Type Continuously Variable Transmission

ZHANG Wu, LIU Kai, CHEN Xiuying, ZHOU Chunguo, YUAN Yuan

(Faculty of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: Pulley flexibility property is analyzed on the basis of elasticity theory in this paper. The results indicate that with an increase in transmission ratio, the radial and Tangential stress first decreases and then increases in the driver pulley and the radial displacement decreases while with an increase in the driven pulley, the radial displacement increases. Accordingly, radius has a greater effect on pulley deformation than the axial force.

Key words: pulley; deformation; flexibility; CVT

金属带/摆销链式无级变速器 (Continuously Variable Transmission, CVT) 是迄今为止应用最成功的车用无级变速器。大量实践表明, 装有金属带/摆销链式 CVT 的车辆, 其动力性、舒适性及排放较安装液力自动变速器或手动机械变速器的汽车更佳。Gerbert^[1]认为带轮变形有三种形式: 局部变形, 平面变形和挠曲变形。带轮锥面和金属块的接触部位发生了局部弹性变形; 平面变形与局部作用力无关, 与带轮特性有关; 带轮的制造公差以及相互间的相对移动造成了带轮挠曲变形。由于摩擦磨损的存在, 带轮几何尺寸会发生变化。因此带轮开始安装时存在较小挠曲, 到寿命的后期存在较大挠曲, 所以模拟带轮挠曲变形是比较困难的, 作者仅在理论及可行性上对其进行了描述。Satter^[2]考虑了带轮的轴向变形和挠曲变形及纵向和横向刚度、金属带的

偏斜等因素对带轮变形的影响, 采用有限元分析方法对带轮变形做了类似的研究, 其结果为数值解。S. Akehurst^[3]等采用金属带变速器试验台^[4]测量带轮变形, 其试验结果表明带轮变形和轴向推力有一定的关系趋势, 以及带轮外侧的变形较明显, 但并没有在解析方法上对其进行研究。其他学者也对带轮变形做了一些研究^[5-6]。

本文主要研究关于带轮弹性特性的问题。带轮对于金属带式 CVT 或摆销链式 CVT 而言, 在形状、工作原理以及作用力方式上都是相似的。因此, 文中之后提到的带轮是以金属带式 CVT 为基础进行研究的。文中以弹性理论为基础对带轮弹性特性进行了建模和分析, 结果表明, 随着传动比的增大, 主动轮径向和切向应力先减小后增大, 径向变形减小, 从动轮径向和切向应力增大, 径向变形增大。半径

收稿日期: 2011-05-06

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51105304); 陕西省重点学科建设专项资金资助项目(080204); 陕西省教育厅科学研究计划基金资助项目(2010JK742); 西安理工大学博士科研启动基金资助项目(102-210901)。

作者简介: 张武(1985-), 男, 陕西泾阳人, 博士生, 主要研究方向为无级变速传动系统。E-mail: zhangwu0828@163.com。刘凯(1957-), 男, 陕西西安人, 教授, 博导, 博士, 研究方向为现代传动技术、无级变速传动系统与车辆系统人机工程。E-mail: kliu@mail.xaut.edu.cn。

对带轮变形量的影响大于轴向推力。

1 金属带/摆销链式 CVT 的基本结构及工作原理

金属带/摆销链式 CVT 都是利用主、从动带轮接触处的牵引(摩擦)力,将运动和转矩由主动轮传递给从动轮,并通过改变主、从动带轮的相应位置,进而改变带轮接触处的工作半径来实现无级变速的。金属带/摆销链式 CVT 共有的组成部分是:主动轮固定半片带轮和移动半片带轮、从动轮固定半片带轮和移动半片带轮、加压和调速装置等组成。不同的是:摆销链式 CVT 的传动介质是摆销链,其主要依靠链组件间的拉力来传递转矩;金属带式 CVT 的传动介质是金属带,其主要依靠带组件间的推力来传递转矩,如图 1 和图 2 所示。

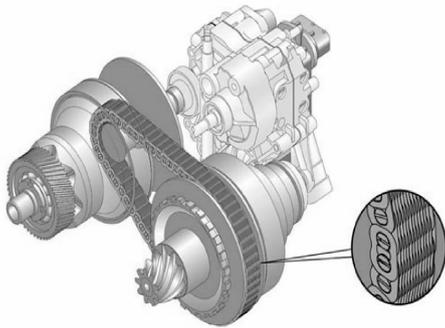


图 1 摆销链式 CVT 的基本结构
Fig. 1 Structure of chain belt CVT

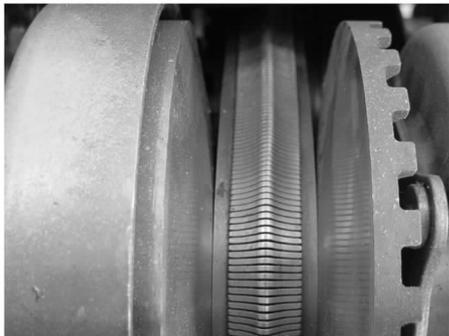
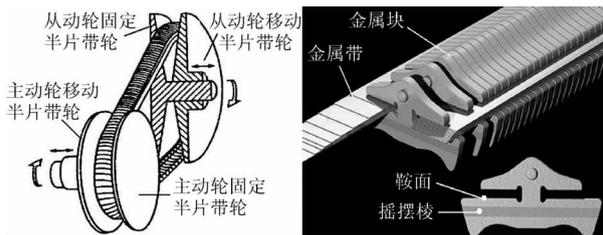


图 2 金属带式 CVT 的基本结构
Fig. 2 Structure of metal belt CVT

金属带式 CVT 的主、从动轮在形状和尺寸上一致,由于变速器在工作过程中力矩有损失,主动轮的

轴向推力较从动轮大^[7]。对于本文所研究的 CVT 模型,主动轮上作用有恒定的角速度和驱动力矩,从动轮上作用有恒定的负载。对于模型的建立和分析还基于以下假设:①金属带组件是连续的;②金属带长度恒定不变;③忽略带的抗弯刚度和抗扭刚度;④带与带轮间的线接触与带轮轴线平行;⑤带轮变形处于弹性范畴内,不涉及粘塑性。

2 带轮模型

移动半片带轮受固定带轮轴的轴向约束,因此只能沿着固定带轮轴的方向运动,其内侧圆锥面受到金属带的反作用力,背面承受轴向液压缸的均布压力作用。因此,根据弹性力学理论以及带轮的工作状况,带轮弹性变形可以简化为“厚壁圆筒外侧受均匀分布压力作用”,对于此问题的研究,选择极坐标较简便,简化后的模型如图 3 所示。图中, x, y, z 为直角坐标, ρ, φ, z 为柱坐标, a 为带轮内半径(mm), b 为带轮外半径(mm),且 b 随着传动比的变化而变化。

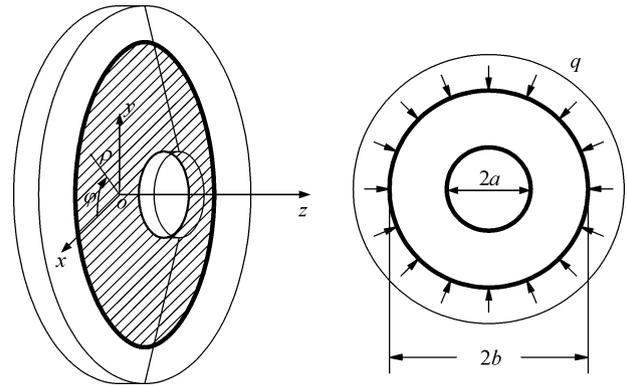


图 3 带轮弹性变形简化模型
Fig. 3 Simplified model of pulley elasticity deformation

作用在带轮外侧的压力 q 为:

$$q = F/(\pi bl) \quad (1)$$

式中, F 为作用在带轮上的轴向压力(N); l 为带轮与金属带接触区宽度,通常取 0.2 ~ 0.3 mm。

带轮模型属于平面应变问题中的轴对称情况,因此其周向位移为零^[8]。

$$\begin{cases} U_{\rho} = \frac{1+\nu}{E} \left[-\frac{A}{r} + 2(1-2\nu)Cr \right] \\ U_{\varphi} = 0 \end{cases} \quad a \leq r \leq b \quad (2)$$

其中:

$$A = \frac{a^2 b^2 q}{b^2 - a^2} \quad (3)$$

$$C = \frac{-b^2 q}{2(b^2 - a^2)} \quad (4)$$

式中, U_r 和 U_ϕ 分别为带轮径向和切向位移 (mm), E 为弹性模量, ν 为波松比, r 为所求某处的带轮工作半径。 A 和 C 均为厚壁圆筒模型特定的函数解。

3 算例分析及讨论

文中数据参考 VDT 公司生产的 P811 型 CVT^[9], 主、从动轮各包括一个固定半片带轮和一个移动半片带轮, 由于移动半片带轮受到均布的液压力及较好的约束条件, 因此, 其工况较固定半片带轮良好。文中对固定半片带轮进行研究, 即以下提到的主、从动轮均指主、从动轮固定半片轮部分。确定整个 CVT 的结构尺寸如下: $a = 22.5$ mm, $b = 31.5 \sim 74.5$ mm, 传动比 $i = 0.42 \sim 2.35$, 最大输入扭矩 $M_1 = 160$ Nm, 最大输入转速 $n = 6000$ r/min, 额定功率 $P = 70$ kW。

图4和图5为变速器传动比由小到大过程中, 相应的主、从动轮工作半径和轴向推力的变化规律, 其中, 主、从动轮最大轴向推力分别为 27 560 N 和 24 930 N, 最小轴向推力分别为 15 500 N 和 10 500 N^[9-10]。

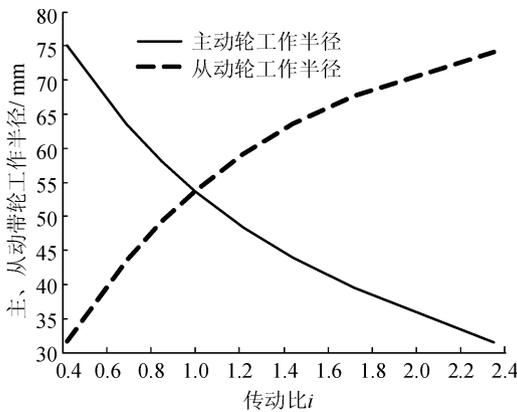


图4 主、从动轮工作半径与传动比的关系

Fig.4 Relation between transmission ratio and radius of driver pulley and driven pulley

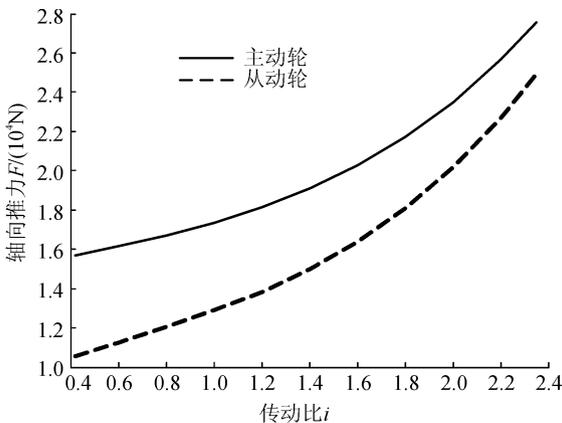


图5 主、从动轮轴向推力与传动比的关系

Fig.5 Relation between transmission ratio and axial force of driver pulley and driven pulley

图6~9所示为主、从动带轮径向和切向应力变化规律。其主要受带轮轴向推力和带轮工作半径的影响, 即图4和图5。计算结果为负值, 说明是压应力, 为了便于描述, 文中将其数值修正为正值。图注表示 r 的变化范围, 其数值始终不大于 b , 由于 b 值是变化的, 所以图中的曲线是不等长的。

主动轮径向和切向应力都是随着传动比的增大而先减小后增大, 拐点发生在传动比为 1.4 (即主动轮工作半径为 44 mm) 附近。

从动轮径向和切向应力都是随着传动比的增大而增大。

主动轮最大径向和切向应力分别为 120 MPa 和 180 MPa, 从动轮最大径向和切向应力分别为 200 MPa 和 330 MPa。

此结论与参考文献[10]的结果基本吻合。

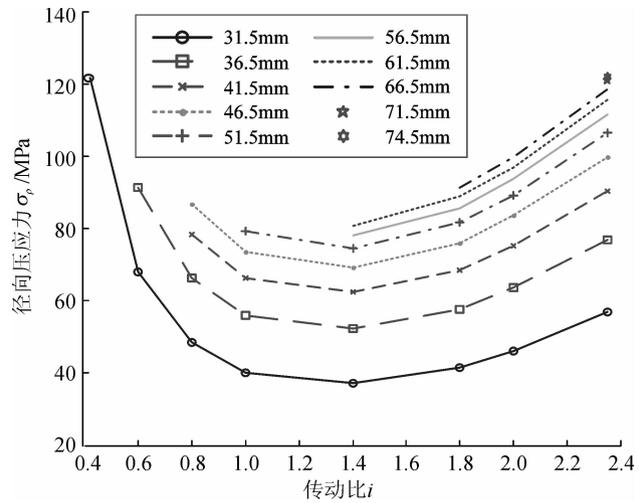


图6 主动轮径向应力变化

Fig.6 Radial stress variation on the driver pulley

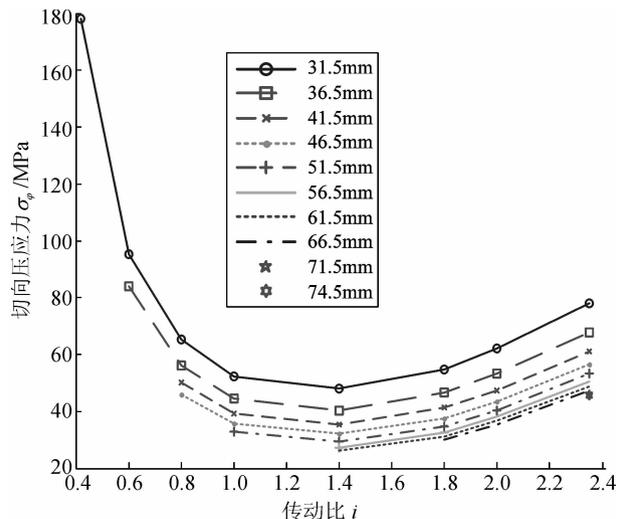


图7 主动轮切向应力变化

Fig.7 Tangential stress variation on the driver pulley

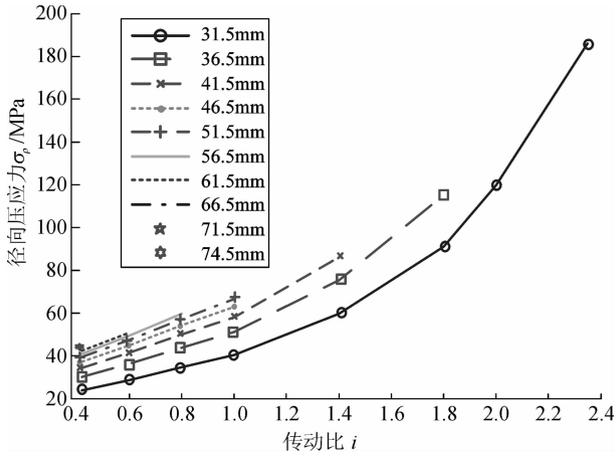


图8 从动轮径向应力变化

Fig. 8 Radial stress variation on the driven pulley

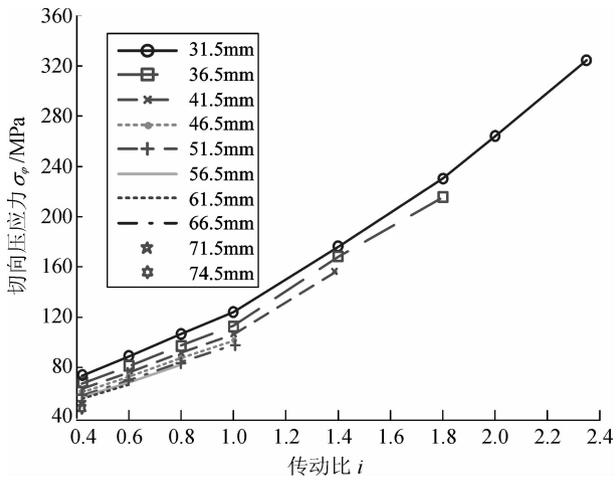


图9 从动轮切向应力变化

Fig. 9 Tangential stress variation on the driven pulley

主动轮上两个方向的应力曲线间距较从动轮大,说明带轮工作半径对其影响较大。相同之处是:①主、从动带轮径向应力曲线上,带轮工作半径最小时应力最小(曲线处于最底层),在切向应力曲线上,带轮工作半径最小时应力最大(曲线处于最顶层);②无论在主动轮上还是从动轮上,切向应力的数值都较径向应力大。

由图10主动带轮径向变形量可以得出:主动轮径向变形量随着传动比的增大而减小。传动比较小时,由于工作半径较大,尽管此时的轴向推力较小,但是,较大的工作半径造成的“悬臂”效应更明显,因此径向位移量大,最大变形量(由于没有切向位移,因此文中径向位移量等同于变形量)为0.14 mm;当传动比较大时,由于小半径处的材料较多以及几乎没有“悬臂”效应,所以变形量较小,最小变形量为0.055 mm。

由图11可以得出:无论 b 值在范围内如何变

化,从动轮的径向位移量都是随着传动比的增大而增大,并且 b 值越小,带轮变形量增加越剧烈,最小变形量为0.048 32 mm,最大变形量为0.377 mm。虽然最大变形量较仿真值^[10] 0.14 mm的两倍还要大,但是本文所得的变形量数值大部分都在0.18 mm以下,因此可以得出所得数值与仿真数据基本一致。图11中的曲线很密集,说明在不同工况时轴向推力的大小对从动轮变形影响较小。图11所示虚框内容放大为图12。同时可以得出:半径对带轮变形量的影响要大于轴向推力。本结论与笔者用仿真方法所得的结果^[10]基本吻合,说明带轮变形被简化为厚壁圆筒模型是正确的。

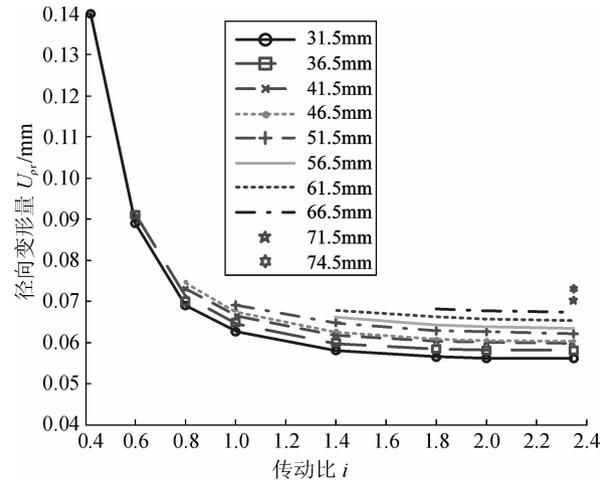


图10 主动带轮径向变形量

Fig. 10 Radial deformation on the driver pulley

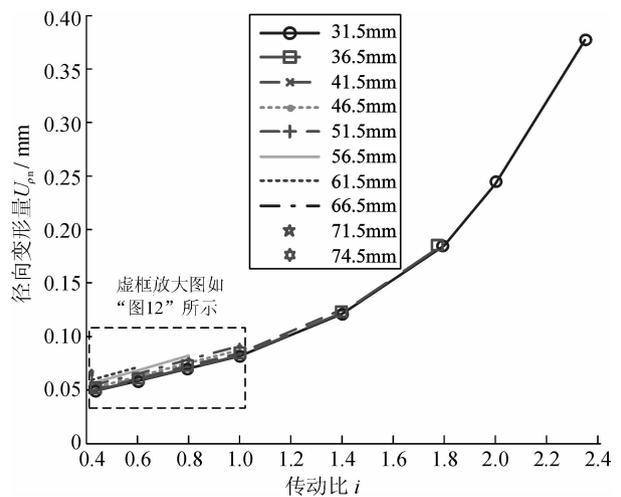


图11 从动带轮径向变形量

Fig. 11 Radial deformation on the driven pulley

S. Akehurst^[3]等采用金属带变速器试验台测量带轮变形,由于考虑了金属带弹性变形和安装造成的挠曲变形两部分,其试验测得的带轮变形数值与本文的计算数值都保持在0.5 mm以内。由于其变

形图选取带轮轴向移动量为横坐标,而本文选择传动比为横坐标,所以在曲线的趋势上是不一样的。但是变形数值的相似性说明,本文所建立的带轮变形模型是可靠的。

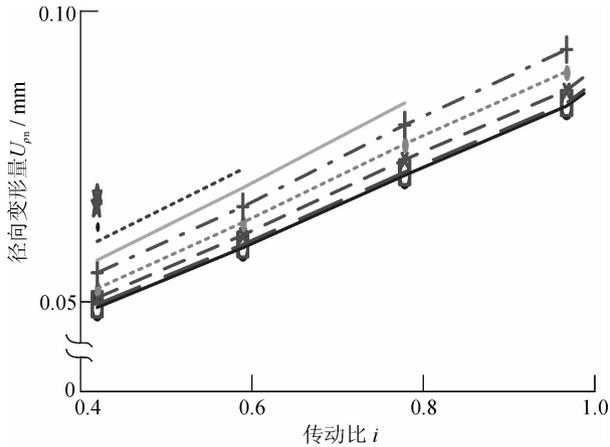


图 12 从动带轮径向变形量

Fig. 12 Radial deformation on the driven pulley

4 结论

1) 主动轮径向和切向应力都是随着传动比的增大而先减小后增大,最大径向和切向应力分别为 120 MPa 和 180 MPa,拐点发生在传动比为 1.4 附近,即主动轮工作半径为 44 mm 附近;从动轮径向和切向应力都是随着传动比的增大而增大。最大径向和切向应力分别为 200 MPa 和 330 MPa。

2) 主动轮变形量随着传动比的增大而减小。传动比较小时,工作半径较大,所以变形量大,最大变形量为 0.14 mm;反之,当传动比较大时,变形量小,最小变形量为 0.055 mm。

3) 从动轮变形量随着传动比的增大而增大,并且 b 值越小,带轮变形量增加地越剧烈,最小变形量为 0.048 32 mm,最大变形量为 0.377 mm。

4) 半径对带轮变形量的影响要大于轴向推力的影响。

参考文献:

[1] Gerbert G. Skew V-belt Pulleys: International Conference

on Continuously Variable Transmissions, CVT'96 [C]. Yokohama, Japan, 1996.

[2] Sattler H. Efficiency of Metal Chain and V-belt CVT: Proceeding of CVT'99 Congress [C]. Eindhoven, Netherlands, 1999.

[3] Akehurst S, Vaughan N D, Parker D A, et al. Modeling of loss mechanisms in a pushing metal v-belt continuously variable transmission. Part I: torque losses due to band friction [J]. Part D: Journal of Automobile Engineering, 2004, 218 (11): 1269-1281.

[4] Akehurst S, Vaughan N D, Parker D A. The effect of lubricant temperature on the loss mechanisms associated with an automotive metal V-belt CVT: 2000 CEC/SAE International Spring Fuels and Lubricants Meeting and Exposition [C]. Paris, France, 2000.

[5] Carbone G, Mangialardi L, Mantriota G. The influence of pulley deformations on the shifting mechanism of metal belt CVT [J]. Journal of Mechanical Design, 2005, 127 (1): 103-113.

[6] Srivastava N, Haque I. Transient dynamics of the metal V-belt CVT: Effects of pulley flexibility and friction characteristics [J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2007, 2(1): 86-97.

[7] 阮忠唐. 机械无级变速器设计与选用指南 [M]. 北京: 化学工业出版社, 1999: 140-176.

[8] 吴家龙. 弹性力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2001: 152-153.

[9] 张武. 车用金属带式无级变速器传动性能分析与形线研究 [D]. 西安: 西安理工大学, 2009.

Zhang Wu. Research on Generatrix and Analysis on Performance of Metal Belt CVT [D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2009.

[10] 张武, 周春国, 刘凯. 金属带式无级变速器带轮变形研究 [J]. 中国机械工程, 2010, 21(15): 1771-1774.

Zhang Wu, Zhou Chunguo, Liu Kai. Research on pulley deformation of metal belt CVT [J]. Chinese Mechanical Engineering, 2010, 21(15): 1771-1774.

(责任编辑 王卫勋)