

李占国,陈国平,史尧臣,等.汽车多楔带的力学性能实验测量[J].湖南科技大学学报(自然科学版),2021,36(1):72-76.  
doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2021.01.011  
LI Z G, CHEN G P, SHI Y C, et al. Experimental Test Study on the Material Properties of the Automotive Serpentine Belt [J].  
Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2021, 36(1):72-76. doi:10.13582/j.cnki.  
1672-9102.2021.01.011

# 汽车多楔带的力学性能实验测量

李占国<sup>1,2</sup>,陈国平<sup>1,3\*</sup>,史尧臣<sup>2</sup>,杨许刚<sup>1</sup>

(1.长春理工大学 机电工程学院,吉林 长春 130022; 2.长春大学 机械与车辆工程学院,吉林 长春 130022;  
3.海信(山东)空调有限公司,山东 青岛 266100)

**摘要:**以汽车4PK998多楔带为实验测量对象,测量了多楔带的纵向静态和动态力学性能.通过纵向拉伸实验测量了纵向静刚度、弹性模量;通过横向振动实验,利用三坐标加速度传感器,采集纵向方向上的振动曲线,测量了带的阻尼、动态黏性阻尼系数和纵向动刚度,此种方法避免了实验时施加纵向激励引起质量块-带模型的横向摆动,且具有一定的准确性.

**关键词:**汽车多楔带;刚度;黏性阻尼系数

**中图分类号:**TH122 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-9102(2021)01-0072-05

## Experimental Test Study on the Material Properties of the Automotive Serpentine Belt

LI Zhanguo<sup>1,2</sup>, CHEN Guoping<sup>1,3</sup>, SHI Yaochen<sup>2</sup>, YANG Xugang<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Changchun University of Science and Technology, Changchun 130022, China;  
2. School of Mechanical and Vehicular Engineering, Changchun University, Changchun 130022, China;  
3. Hisense(Shandong) Air Conditioner Co. Ltd., Qingdao 266100, China)

**Abstract:** An automotive serpentine belt with four ribs and K-rib section(4PK998) was used for test belt, and the longitudinal static and dynamic mechanics properties of the serpentine belt were measured. The longitudinal static stiffness, elastic modulus were tested by longitudinal tensile test. By transverse vibration test, three-dimensional accelerometer was used to obtain the vibration curve of longitudinal direction, so the belt's damping, the dynamic viscous damping coefficient and longitudinal dynamic stiffness were measured. This method void lateral wave of mass-belt model which was applied to longitudinal shock, so it had a certain accuracy.

**Keywords:** automotive serpentine belt; stiffness; viscous damping coefficient

多楔带兼有平带带体薄和V带与带轮接触面积大的特点,故具有挠曲性较好、传动比大和传动效率高等优点<sup>[1]</sup>,因此多楔带在汽车发动机前端附件驱动系统中得到广泛的应用.随着对汽车NVH(Noise, Vibration, Harshness)性能要求的不断提高,要求我们对汽车发动机做减振降噪处理<sup>[2-3]</sup>.多楔带传动的振动形式主要为横向振动,纵向振动和扭转振动,其振动特性主要受到带的刚度、阻尼和弯曲刚度的影

收稿日期:2019-04-30

基金项目:吉林省科技厅优秀青年人才基金资助项目(20190103009JH);吉林省发改委产业技术开发专项资助(2019C040-1)

\*通信作者,E-mail: 2454033771@qq.com

响<sup>[4-6]</sup>.多楔带是由强力芯绳、橡胶等黏弹性材料组成,故其实际的振动多为非线性振动,确定多楔带的力学性能对研究黏弹性多楔带的非线性振动特性至关重要,对汽车发动机的减振降噪设计也有非常重要的指导意义.国内外的学者对多楔带的力学性能实验进行了研究,实验测量多楔带的纵向刚度和阻尼,将多楔带简化为质量-弹簧-阻尼系统,通过有阻尼自由振动来确定纵向刚度和阻尼,研究了不同带长和悬挂质量对力学性能的影响<sup>[7-9]</sup>.国内学者上官文斌发现在 G.Cepon 的实验中被测带段上粘贴了 20 g 的小质量块用于激振力的传递,引起横向振动固有频率的实测值与理论值之间产生较大误差,故他直接采用力锤敲击进行实验,更准确得到带横向振动的固有频率<sup>[10]</sup>.以上实验测量多楔带的阻尼,都是在纵向上对质量块施加初始激励来测量自由振动响应曲线来间接得到阻尼,实验发现,由于带是柔性体并且质量块悬垂,纵向激励的施加,并不能完全保证带和质量块做纵向自由振动,会发生较大幅度的摆动,严重影响实验测量效果.

本文以汽车 4PK998 多楔带为实验测量对象,测量了多楔带的纵向静刚度、弹性模量、阻尼和动态黏性阻尼系数.采用力锤激励法在横向方向使带做自由振动,利用三坐标加速度传感器,采集纵向方向上的振动曲线,此种方法避免实验时建立悬垂质量块,从而根本上消除了自由振动时的横向摆动的影响.

## 1 多楔带的截面尺寸

实验所用 4PK998 型多楔带截面形状如图 1 所示<sup>[11]</sup>,其尺寸为楔角  $\alpha$  为  $40^\circ$ ,节距  $P_b$  为 3.56 mm,带宽  $b$  为 14.24 mm,带厚  $h$  为 6 mm,楔高  $h_r$  为 3.2 mm,楔底圆角半径  $r_i$  为 0.25 mm,楔顶圆角半径  $r_b$  为 0.5 mm.

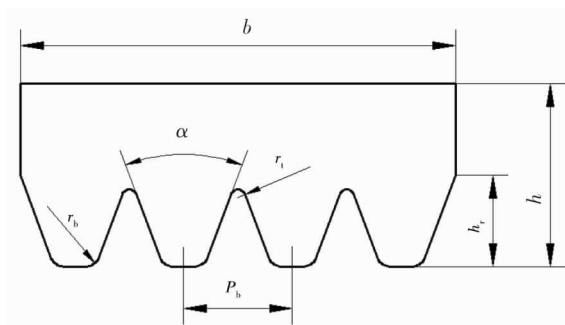


图 1 多楔带截面形状

## 2 纵向静态性能实验

### 2.1 纵向静刚度测量原理

多楔带的纵向静刚度是多楔带力学性能中非常重要的一个参数.描述了多楔带在静载荷下抵抗变形的能力<sup>[12]</sup>,可以通过纵向拉力-位移曲线来求得,实验采用 MZ-5001D<sub>1</sub> 拉伸试验机如图 2 所示.从图 2 中可知多楔带的上下端套在带轮上,下端处的带轮与拉伸试验机固定端上的夹具相连,上端的带轮通过与试验机运动端相连的夹具连接,运动端的移动可以对多楔带施加不同的拉力,拉力大小通过运动端处的力传感器获得,而位移变形量由试验机的数据处理系统进行采集,从而获得多楔带在拉伸过程的拉力-位移变形量数据和曲线.

### 2.2 弹性模量测量原理

多楔带的弹性模量可以通过纵向应力-应变曲线来求得,纵向应力-应变曲线通过纵向拉伸得到的拉力-位移曲线数据来计算得到,计算公式为

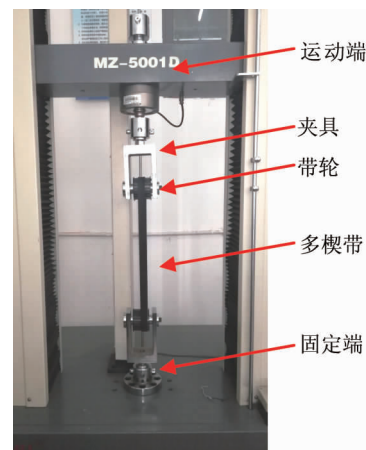


图 2 拉伸试验机

$$E = \left( \frac{F}{A} \right) / \left( \frac{\Delta l}{l} \right). \quad (1)$$

式中: $\Delta l$  为多楔带的变化量,mm; $l$  为多楔带的长度,mm; $F$  为多楔带位移变形量,mm; $A$  为多楔带横截面积,mm<sup>2</sup>;  $E$  为多楔带的弹性模量,MPa;

### 2.3 纵向静态性能实验

实验时,在拉伸试验机上设置最大拉伸载荷为 5 000 N,设置运动端的移动速度为 60 mm/min,得到多楔带的纵向力和位移数据,最后处理得到拉力-位移曲线如图 3 所示.从图 3 中看出:多楔带在拉伸时拉力与位移变形量近似呈线性关系.实验测得的多楔带的刚度  $k$  为 109 N/mm.

为了确定多楔带的弹性模量,对多楔带进行 0~5 000 N 加载和 5 000~0 N 的卸载实验,对拉力和位移数据进行处理,得到应力-应变曲线如图 4 所示.从图 4 中可以看出:多楔带在加载时,应力与应变近似成线性变化,而在卸载过程中,表现出明显的弹性滞后现象,这是由于带的阻尼特性所致,使多楔带表现出一定的黏弹性特性.根据加载曲线和卸载曲线斜率的平均值计算出多楔带的弹性模量  $E$  为 1 700 MPa.

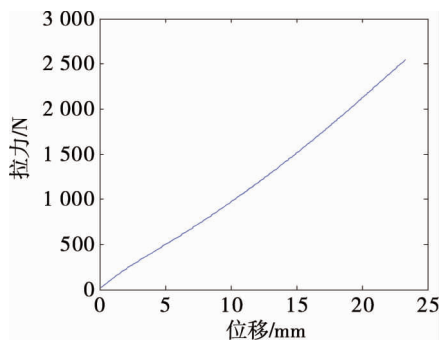


图3 拉力-位移曲线

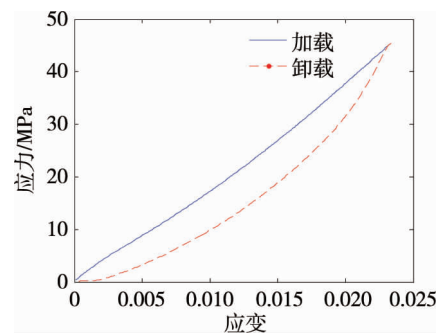


图4 应力-应变曲线

## 3 纵向动态性能实验

### 3.1 多楔带动态性能测量原理

由于多楔带是黏弹性材料,常用 Kelvin-Voit 模型<sup>[13-14]</sup>来描述多楔带的黏弹性力学性能,此时多楔带可以看成单自由度的弹簧-阻尼系统如图 5 所示,实验在非运转的带与带轮组成的传动系统中进行,实验装置如图 6 所示,加速度传感器固连在带的中点,用于采集中点的纵向加速度信号.实验采用力锤激励法对多楔带施加横向方向(垂直于带背方向上)的激励,通过采集纵向上的有阻尼自由振动响应得出系统的阻尼率  $\xi$  和固有频率  $\omega_0$ ,进而测量出多楔带的纵向动刚度  $K$ ,阻尼  $c$  和动态黏性阻尼系数  $\eta$ .

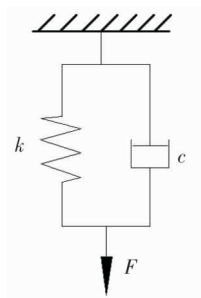


图5 多楔带模型

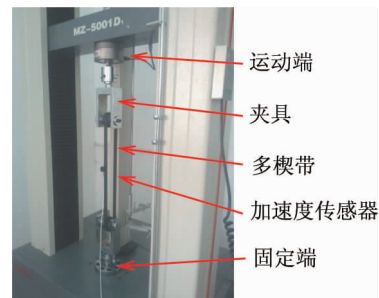


图6 纵向动态性能测量实验装置

### 3.2 多楔带阻尼和动态黏性阻尼系数实验

实验时对多楔带施加 1 个初始激励,加速度计测量有阻尼自由振动响应的加速度曲线如图 7a 所示,取部分加速度曲线做出其指数包络曲线如图 7b 所示,提取出加速度峰值,对峰值进行对数处理,最后对加速度对数峰值进行线性拟合,如图 8 所示,通过直线的斜率  $a$  求出阻尼率;对加速度曲线进行 FFT 变换,得到幅频曲线如图 9 所示,确定共振频率  $f_r$ ,进而得到  $\omega_0 = f_r$ ,最后阻尼和动态黏性系数可由式(2)~式(4)

确定.

$$a = \xi \omega_0; \quad (2)$$

$$c = \frac{2FL\xi\omega_0}{gN}; \quad (3)$$

$$\eta = c/A. \quad (4)$$

式中:  $F$  为固定端的拉力, N;  $L$  为带段的长度, m;  $N$  为多楔带的楔数;  $g$  为重力加速度, 取  $9.8 \text{ m/s}^2$ ;

实验时拉力为 300 N, 带段长度为 0.413 m, 测得固有频率  $\omega_0 = 85 \text{ Hz}$ , 则阻尼率为  $\xi = 0.047$ , 由此可确定阻尼为 25.5, 动态黏性阻尼系数为  $1.65 \times 10^6$ .

此种方法消除了力锤在纵向方向上对悬垂质量块施加激励而引起横向摆动, 同时保证了多楔带的完整性, 避免实验时对多楔带的截断破坏, 从而更好地测量出多楔带的阻尼, 且具有一定的准确性.

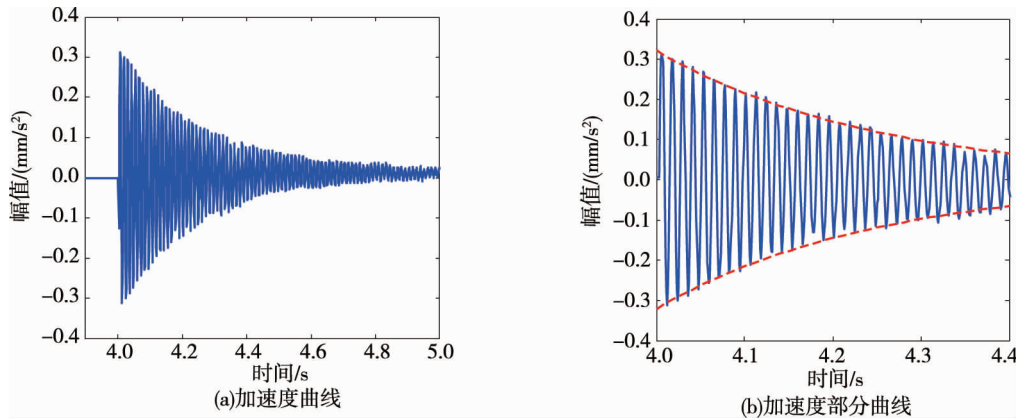


图7 加速度曲线

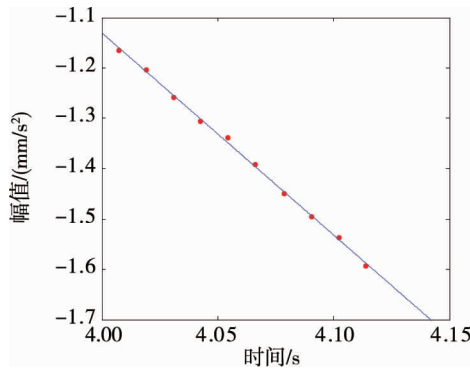


图8 加速度峰值对数拟合曲线

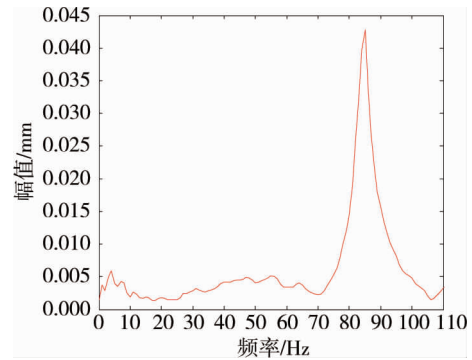


图9 幅频曲线

### 3.3 纵向动刚度测量

多楔带的纵向动刚度是指在动态激励下抵抗变形的能力. 计算公式为

$$EA = mL\omega_0^2; \quad (5)$$

$$Kl = EA. \quad (6)$$

式中:  $K$  为多楔带的纵向动刚度, N/mm;  $l$  为多楔带的长度, mm;

由此力锤激励法可得多楔带的弹性模量为 1 500 MPa, 与静态拉伸实验法测得的 1 700 MPa 相比, 误差为 11.8%. 同时得出多楔带的纵向动刚度为 105 N/mm, 与纵向静刚度 109 N/mm 相比, 误差为 2%, 结果基本保持一致.

## 4 结论

1) 多楔带在纵向拉伸时, 加载时应力-应变曲线近似呈线性, 卸载的应力-应变曲线表现出黏弹性滞后现象. 静态拉伸实验得到的弹性模量和静刚度与横向振动实验得到的弹性模量和动刚度在数值上保持

接近.

2)多楔带的阻尼测量是在非运转的带与带轮组成的传动系统中进行,避免实验建立悬垂质量块-带的模型,从而消除了纵向激励引起质量块和带的横向摆动,同时此种方法避免了对多楔带的破坏,保证了带的完整性,使测量的力学性能更好地反映出整根带的力学参数.

#### 参考文献:

- [1] 黄靖.多楔带及其生产工艺和设备[J].橡胶工业,2002,49(2):94-96
- [2] 徐劲力,潘青姑,陈端滢.基于汽车 NVH 提升的传动轴优化仿真分析与实验验证[J].汽车工程,2018,12(40):1467-1474.
- [3] 郝耀东,潘能贵,何智成,等.基于阻尼特性鲁棒性的车身 NVH 性能设计[J].振动与冲击,2018,19(37):139-145.
- [4] Cepon G. Introduction of damping into the flexible multi-body belt-drive model: A numerical and experimental investigation [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 324: 283-296.
- [5] Zhang L, Zu J W. Non-linear vibrations of viscoelastic moving belts-part I :free vibration analysis [J]. Journal of Sound and Vibration , 1998, 216(1): 75-91.
- [6] ZHANG L, ZU J W. Modal analysis of serpentine beltdrive systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 222(2): 259-279.
- [7] MANIN L, BESSON F, MICHON G, et al. Experimental investigation on the dynamic characteristics and transverse vibration instabilities of transmission belts[J]. Journal of Computational Non-linear Dynamics, 2008(6): 1-19.
- [8] Scurtu P R , Clark M , Zu J W . Coupled longitudinal and transverse vibration of automotive belts under longitudinal excitations using analog equation method[J]. Journal of Vibration & Control, 2012, 18(9):1336-1352.
- [9] 李军强,刘宏昭,王忠民.线性粘弹性本构方程及其动力学应用研究综述[J].振动与冲击,2005,24(2):116-121.
- [10] 王小莉,上官文斌,花正明.单根多楔带传动系统带横向振动的计算方法[J].振动工程学报,2010,23(6): 606-615.
- [11] 国家市场监督管理总局,国家标准化管理委员会.带传动术语第2部分:V带和多楔带传动:GB/T 6931.2 2020 [S]. 2020.
- [12] 上官文斌,曾祥坤,刘泰凯,等.多楔带动态特性及带-轮间摩擦系数的测试分析[J].振动、测试与诊断,2013,33(4): 588-595.
- [13] 路纯红,白鸿柏.粘弹性材料本构模型的研究[J].高分子材料科学与工程,2007,23(6):28-31.