

DOI: 10.7652/xjtuxb201908010

三轮一带传动系统噪声仿真与试验验证

史尧臣¹, 陈国平², 李占国^{1,2}, 赵希禄³

(1. 长春大学机械与车辆工程学院, 130022, 长春; 2. 长春理工大学机电工程学院, 130022, 长春;
3. 琦玉工业大学工学部, 369-0293, 日本深谷)

摘要: 为了研究张紧器对同步带传动噪声的影响规律, 针对 ZA 型汽车同步带建立了三轮一带传动系统的有限元分析模型。首先分析了三轮一带传动系统在啮合冲击激励作用下的动态响应, 并以动态响应结果作为边界条件, 其次基于声学边界元理论直接边界元法建立了三轮一带传动系统的声学边界元仿真模型, 得到同步带表面声压分布云图及场点辐射噪声。设计了三轮一带噪声试验台, 并对三轮一带传动系统进行了噪声测试, 比较辐射噪声的测试结果与数值仿真结果。结果表明: 在非共振区, 4 个场点噪声变化规律一致, 且随着啮合频率增加, 噪声幅值增加; 在共振区, 共振噪声的噪声幅值会有不同程度的增加, 与理论分析结果相同; 共振频率下的噪声源主要集中在带段中间, 非共振频率下的噪声源集中在主、从动轮及张紧器位置附近。研究验证了仿真计算结果的准确性与可行性, 得到张紧轮对同步带传动系统噪声的影响规律。

关键词: 声学边界元; 张紧器; 同步带; 噪声

中图分类号: TH132.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)08-0076-06

Noise Simulation and Experimental Verification of Three-Pulley One-Belt Drive System

SHI Yaochen¹, CHEN Guoping², LI Zhanguo^{1,2}, ZHAO Xilu³

(1. College of Mechanical and Vehicular Engineering, Changchun University, Changchun 130022, China;
2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Changchun University of Science and Technology,
Changchun 130022, China; 3. Saitama Institute of Technology, Fukaya 369-0293, Japan)

Abstract: Aiming at the influence of tensioner on transmission noise of the synchronous belt, a finite element analysis model of three-pulley one-belt transmission system for a ZA type synchronous belt is established. The dynamic response of the three-pulley one-belt transmission system under meshing impact is analyzed, and the result is taken as the boundary condition. Following the acoustic boundary element theory, an acoustic boundary element simulation model of the three-pulley one belt transmission system is established by the direct boundary element method. A noise test bench is designed and test is conducted to compare the testing results of radiated noise with numerical simulation results. It is found that: in the non-resonance zone, the four field points obey the same rule of noise change, and with the increasing meshing frequency, the noise amplitude increases. In the resonance zone, the amplitude of the resonance noise increases to different degrees, which coincides with the theoretical analysis result. At resonance

收稿日期: 2019-03-20。 作者简介: 史尧臣(1985—), 男, 博士, 讲师; 陈国平(通信作者), 男, 硕士生。 基金项目: 教育部春晖计划资助项目(2018JB301L08); 吉林省科技厅优秀青年人才基金资助项目(20190103009JH); 吉林省教育厅十三五科技项目(JJKH20180942KJ)。

网络出版时间: 2019-05-08 网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20190505.0945.004.html>

frequency, the noise sources are mainly concentrated in the middle of the belt. At non-resonance frequencies, the noise sources are concentrated near the driving pulleys and the tensioner. This research verifies the accuracy and feasibility of the simulation results and reveals the influencing rule of tensioner on the noise of synchronous belt transmission system.

Keywords: acoustic boundary element; tensioner; synchronous belt; noise

张紧器组成原件包括张紧轮、阻尼件、轴承及弹簧等^[1-2],因具有保持同步带张紧力、改变同步带跨距等作用而广泛应用于汽车发动机正时传动系统中^[3-5]。随着对汽车振动、噪声性能要求的不断提高,国内外学者针对张紧器对同步带传动系统的影响规律方面进行了大量研究。Barker 等研究了张紧器输出扭矩的动态性能,测试了张紧器在不同激励频率、激励幅值下的动态响应,建立了张紧器扭矩随频率、振幅变化的数学模型^[6]。上官文斌等基于 Hamilton 原理建立了轮带耦合振动模型,分析了自动张紧器的设计参数对皮带横向振动的影响,并以皮带横向振动量最小和维持皮带张力恒定的能力,对张紧器的设计参数进行优化设计^[7]。然而,国内外学者对于张紧器对同步带传动系统噪声的影响仍处于空白阶段。

本文针对张紧器对同步带传动系统噪声影响规律进行研究,基于有限元和直接边界元相结合的方法进行声学仿真,得到三轮一带传动系统表面的声压分布云图及噪声幅频特性曲线。设计三轮一带噪声试验台,进行三轮一带传动系统的噪声试验。通过试验结果与仿真结果的对比,验证仿真分析结果的正确性,得出张紧器对同步带传动系统噪声的影响规律。

1 三轮一带传动系统噪声分析

三轮一带传动系统在传动过程中受到的激励形式非常复杂,包括传动啮入啮出过程中轮齿对带齿的激励、传动过程中张紧器扭簧对带背的激励等,因此三轮一带传动系统噪声来源十分复杂。本节对三轮一带传动系统的噪声产生机理进行分析。

(1) 啮合冲击噪声:在啮入与啮出过程中,带齿与轮齿发生啮合而产生啮合冲击噪声。啮合冲击噪声的大小与啮合频率有关^[8]。啮合频率与主动轮转速有关,转速越大,产生的啮合冲击噪声越大。

(2) 横向振动噪声:同步带传动过程中,带的横向振动会引起振动噪声。当啮合频率与同步带固有频率耦合时,同步带会产生尖锐的共振噪声^[9]。共振噪声一般发生在同步带带段中间,噪声幅值比一

般噪声明显增加。

(3) 张紧器噪声^[10-11]:在工作过程中,张紧器组成元件都会产生噪声。在传动过程中,张紧轮会持续与同步带带背接触,产生摩擦噪声;为保证在传动过程中同步带的张紧力,阻尼件与弹簧会持续给同步带施加激励,该激励导致同步带产生振动噪声;张紧器作为回转体,内部轴承高速回转的同时,滚动体和轴承内圈振动产生振动噪声。

2 声学边界元分析

2.1 声学边界元理论

声学仿真软件 LMS Virtual. Lab 中,根据计算声场是否封闭将声学边界元法分为直接边界元法和间接边界元法^[12]。直接边界元法为封闭腔内噪声的仿真分析方法,间接边界元法为开口腔噪声的仿真分析方法,本文采用直接边界元法,建立了基于 LMS Virtual. Lab 软件的声学计算有限元模型^[13]。

直接边界元是把声学边界 Ω_a 离散成多个单元 Ω_{ae} 和节点 i ,任意单元内部的声压 p 和法向速度 v_n 可以通过节点上的声压 a_{pi} 、法向加速度 a_{vi} 和单元形函数 N_i^e 表示

$$p(r_a) = \sum_{i=1}^{n_e} N_i^e(r_a) a_{pi}, \quad r_a \in \Omega_{ae} \quad (1)$$

$$v_n(r_a) = \sum_{i=1}^{n_e} N_i^e(r_a) a_{vi}, \quad r_a \in \Omega_{ae} \quad (2)$$

式中: n_e 为边界元网格的节点数量。

在直接边界元中,一般已知某些节点的声压和振动速度,设未知声压和振动速度的节点为 b ,则

$$\mathbf{A}_b \mathbf{p}_i = j\rho_0 \omega \mathbf{B}_b \mathbf{v}_m, \quad b = 1, 2, \dots, n_a \quad (3)$$

式中:系数矩阵 $\mathbf{A}_b$ 和 $\mathbf{B}_b$ 都是 $1 \times n_a$ 矩阵; $\mathbf{p}_i$ 为第 i 点内部声压矩阵。

由于声压也作用在结构上,同时引起结构振动,则动力学方程可以表示为

$$(\mathbf{K}_s + j\omega \mathbf{C}_s - \omega^2 \mathbf{M}_s) \mathbf{u}_i + \mathbf{L}_c \mathbf{p}_{i1} = \mathbf{F}_s \quad (4)$$

式中: $\mathbf{K}_s$ 为有限元刚度矩阵; $\mathbf{C}_s$ 为有限元阻尼矩阵; $\mathbf{M}_s$ 为有限元质量矩阵; $\mathbf{u}_i$ 为结构位移向量; $\mathbf{F}_s$ 为结构外载荷矩阵; $\mathbf{p}_{i1}$ 为声压作用在结构上的载荷向量; $\mathbf{L}_c$ 为耦合矩阵。

在结构与声音耦合面 Ω_s 处,结构网格节点与声场网格节点相互重合,由结构网格振动速度与声场网格振动速度连续性可得

$$\mathbf{v}_{m1} = \mathbf{j}\omega(\mathbf{T}_s \mathbf{u}_i + \mathbf{T}_u \overline{\mathbf{u}_i}) \tag{5}$$

式中: $\overline{\mathbf{u}_i}$ 为已知位移。 $\mathbf{T}_s = -\mathbf{n}^{\text{T}} \mathbf{N}_s(r_{i1})$, $\mathbf{T}_u = -\mathbf{n}^{\text{eT}} \mathbf{N}_u(r_{i1})$, $\mathbf{n}^{\text{e}}$ 为单位法向向量。将式(5)代入式(4),可得

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{p}_{i1} \\ \mathbf{p}_{i2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\rho_0 \omega^2 (\mathbf{T}_s \mathbf{u}_i + \mathbf{T}_u \overline{\mathbf{u}_i}) \\ \mathbf{j}\rho_0 \omega^2 \mathbf{v}_{m2} \end{bmatrix} \tag{6}$$

联立式(4)和式(5),可得结构的有限元与直接边界耦合方程为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_s + \mathbf{j}\omega \mathbf{C}_s - \omega^2 \mathbf{M}_s & \mathbf{L}_c & 0 \\ \rho_0 \omega^2 B_{11} \mathbf{T}_s & A_{11} & A_{12} \\ \rho_0 \omega^2 B_{21} \mathbf{T}_s & A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_i \\ \mathbf{p}_{i1} \\ \mathbf{p}_{i2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_{a1} \\ \mathbf{F}_{a2} \end{bmatrix} \tag{7}$$

式中

$$\mathbf{F}_{a1} = -\rho_0 \omega^2 B_{11} \mathbf{T}_u \overline{\mathbf{u}_i} + \mathbf{j}\rho_0 \omega B_{12} \mathbf{v}_{m2}$$

$$\mathbf{F}_{a2} = -\rho_0 \omega^2 B_{21} \mathbf{T}_u \overline{\mathbf{u}_i} + \mathbf{j}\rho_0 \omega B_{22} \mathbf{v}_{m2}$$

2.2 声学仿真分析

为了分析三轮一带传动系统噪声,建立了同步带传动噪声仿真分析流程如图 1 所示。首先通过静力分析得到三轮一带传动系统在张紧力作用下的应力应变云图;然后以应力应变结果作为边界条件进行预应力模态分析,得到各阶模态和振型;在传动系统啮入啮出处施加激励,得到三轮传动系统的频响结果。将得到的频响结果作为声学仿真的边界条件,设置场点位置及仿真参数^[14-15],通过声学边界元仿真得到声压分布云图和场点的频响曲线。

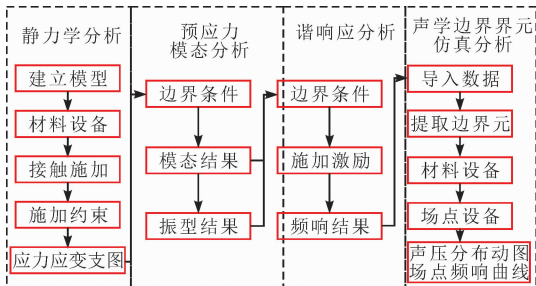


图 1 同步带传动噪声仿真分析流程

2.2.1 有限元仿真分析 本文针对 ZA 型汽车同步带,建立带齿数为 99、主从动带轮齿数均为 20 的同步带传动系统。张紧轮放置在两带轮中间,设置张紧力 $T=450\text{ N}$ (20 mm 宽同步带标准张紧力);设置同步带材料属性,弹性模量 $E=5\,342\text{ MPa}$,密

度 $\rho=1.78\times 10^3\text{ kg/m}^3$,泊松比 $\mu=0.4$;设置带轮材料属性,弹性模量 $E=209\text{ GPa}$,密度 $\rho=2.09\times 10^3\text{ kg/m}^3$,泊松比 $\mu=0.27$ 。采用自动网格划分,划分后的模型如图 2 所示,共包括 8 931 个单元和 55 317 个节点。设置带与带轮、张紧轮之间接触,约束带和带轮的除横向振动方向以外的自由度,通过仿真得到带的前 6 阶固有频率如表 1 所示,一阶和二阶振型如图 3 所示。

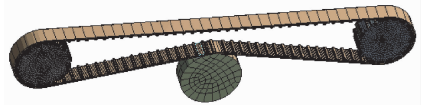


图 2 三轮一带传动系统网格划分图



(a)1 阶振型 (b)2 阶振型

图 3 三轮一带传动系统振型图

表 1 三轮一带传动系统固有频率

阶次	1	2	3	4	5	6
频率/Hz	88	245	456	459	480	643

计算得到同步带横向振动频响曲线如图 4 所示。从中可以看出,在频率 88 Hz 左右出现峰值,该频率与系统的一阶固有频率接近,引起了同步带的共振,而且该频率下的振动峰值最大,说明此频率激起的共振响应较为剧烈。在频率 480 Hz 左右也出现振动峰值,该频率很接近系统的第 5 阶模态频率。由以上分析可知,当激励频率等于固有频率或其倍频时,同步带可能发生不同程度的共振,导致横向振动的产生。

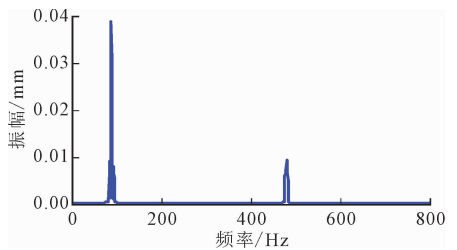


图 4 同步带横向振动频域响应曲线图

2.2.2 边界元模型 将谐响应仿真分析的结果作为声学计算的边界条件,导入到声学仿真软件 LMS Virtual. Lab 中。设置参考声压为 $2\times 10^{-5}\text{ Pa}$,空气密度为 1.225 kg/m^3 ,声速为 340 m/s ;设置场点网格的尺寸为 $100\text{ mm}\times 500\text{ mm}\times 240\text{ mm}$ 。在靠近同步带前方 50 mm 处进行声场分析,选取靠近主动

轮啮入点 1、从动轮啮出点 2 和张紧轮啮入点 3、啮出点 4 共 4 个场点,如图 5 所示,并计算该场点 0~800 Hz 范围内的声压级辐射噪声。

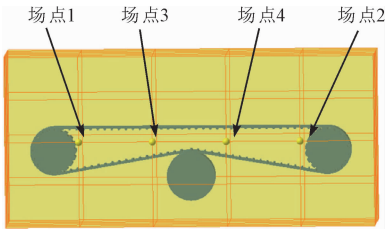


图 5 设置的场点位置

2.2.3 声学计算结果 4 个计算场点的声压幅值随频率变化的曲线如图 6 所示。从中可以看出,4 个场点在啮合频率为 90、250、460 及 650 Hz 附近均产生不同程度的峰值,这是因为峰值对应的啮合频率与仿真分析得到的同步带 1 阶、2 阶、4 阶及 6 阶固有频率耦合产生共振,产生较大的横向振动和共振噪声。在非共振区,4 个场点的声压级变化情况基本一致,声压幅值随着频率的增加而增大,这是由于随着啮合频率的增加,主动轮转速增加,导致啮合冲击噪声增大引起的。

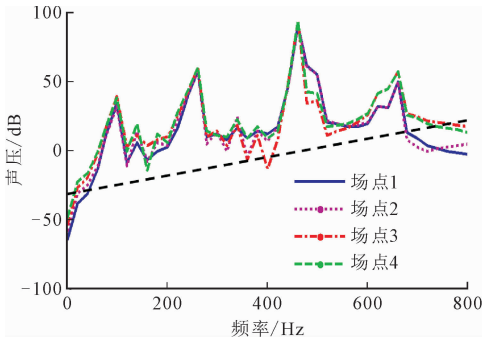
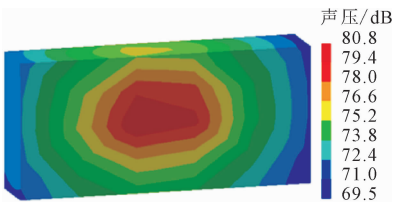
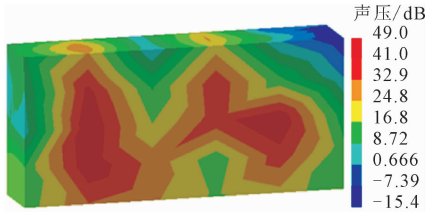


图 6 场点声压随啮合频率变化曲线

声学仿真得到的三轮一带系统声压分布如图 7 所示,可以看出:480 Hz 时的传动噪声主要集中在带段中间,噪声幅值为 80.8 dB。这是由于 480 Hz 是同步带固有频率的 5 倍频,同步带因共振产生较大的振动噪声。667 Hz 时的噪声源不光出现在带段中间,也出现在主、从动轮的啮入啮出点,噪声幅值为 49 dB。这是因为 667 Hz 不与同步带固频耦合,产生的振动噪声相对减小,噪声源以啮合冲击噪



(a)480 Hz 声压



(b)667 Hz 声压

图 7 不同频率下的声压分布云图

声为主。由不同频率下的声压分布云图可知,噪声仿真结果与噪声产生机理吻合。

3 噪声试验

3.1 试验装置

为了验证仿真分析结果的正确性,基于声阵列测量原理^[16-19]设计了三轮一带噪声试验台,并在试验台上进行了 ZA 型汽车同步带的噪声试验。三轮一带噪声试验如图 8 所示,主动轮转速为 300~3 000 r/min,噪声测量是用北京东方振动与噪声技术研究所的 INV9206 声压传感器进行的。传感器测量范围 0.016~100 kHz。同步带齿数为 99,主、从动带轮齿数均为 20。为了减小背景噪声对测量结果的影响,在被测带周围布置有隔绝声音功能的隔音棉。假设主、从动轮连线中点为声阵列测量原点,主、从动轮连线的平面组成被侧面。为了模拟仿真分析,8 个声压传感器按图 6 场点的方式布置在离同步带表面 50 mm 处。

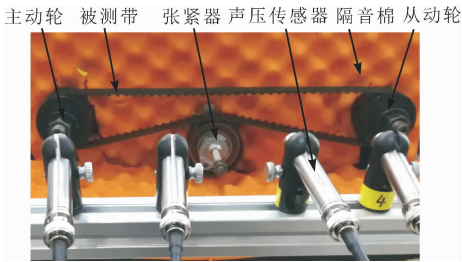


图 8 三轮一带噪声试验示意图

3.2 试验结果

当主动轮转速为 1 350 r/min、啮合频率为 480 Hz、张紧力为 450 N 时,进行三轮一带噪声测试,得到的噪声时域曲线如图 9 所示。对噪声时域信号进行傅里叶变换后得到的频响曲线如图 10 所示,可以看出,噪声声压随带齿的啮合呈周期性变化,并且在啮合频率 480 Hz 及其倍频处产生明显的啮合噪声峰值。

基于声阵列技术进行三轮一带噪声源识别试验,得到的声压分布云图如图 11 所示。从中可以看

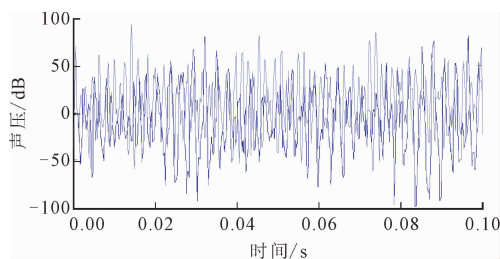


图9 噪声时域信号曲线

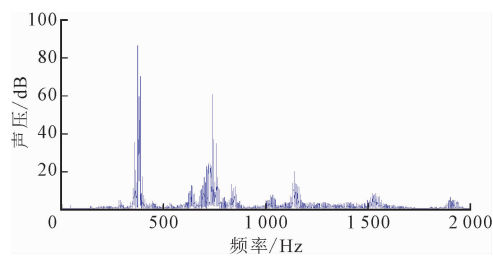


图10 傅里叶变换后的噪声频响曲线

出,三轮一带噪声源主要分布在张紧器附近的带背,噪声幅值为 83.8 dB。这是由于 1 350 r/min 转速下的啮合频率为 480 Hz,与三轮一带传动系统固有频率 88 Hz 耦合,是其 5 倍频。此时,同步带产生共振,发出尖锐的共振噪声,是三轮一带传动系统的主要声源。

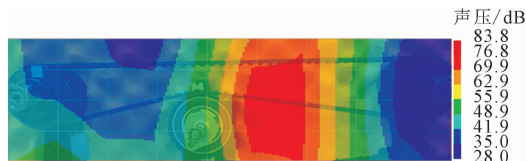


图11 1 350 r/min 时声压分布云图

当转速为 2 000 r/min 时,三轮一带传动系统的频域特性曲线如图 12 所示。从中可以看出,在其啮合频率 667 Hz 的 2 倍频 1 333 Hz 附近产生明显的峰值。

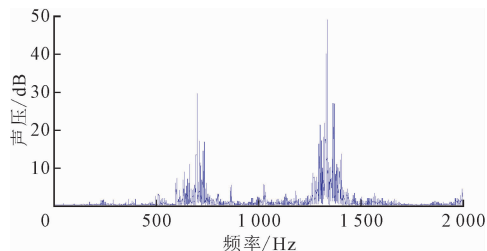


图12 2 000 r/min 时系统频域特性曲线

对 2 000 r/min 下的系统进行噪声源分析,试验得到的声压分布云图如图 13 所示。由图可以看出,三轮一带传动系统的主要声源不仅集中在张紧器附近,在主、从动轮啮入啮出处也存在主要声源,噪声幅值为 51 dB。这是由于此时系统啮合频率 667 Hz

没有与同步带固有频率 88 Hz 耦合,系统不产生共振。随着转速的升高,带齿与轮齿的啮合频率增加,啮合冲击噪声增加。由于张紧轮与带背之间的摩擦以及张紧器内部轴承滚动物体与内圈振动产生振动噪声,声源相对较大,故中间部分也产生主要噪声源。

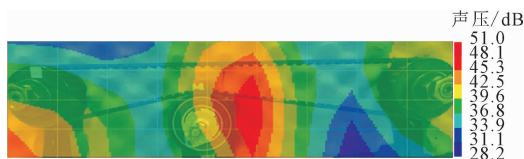


图13 2 000 r/min 时声压分布云图

4 结 论

(1)本文系统地分析了三轮一带传动系统噪声机理,包括啮合冲击噪声、振动噪声、张紧器扭簧引起的振动噪声、张紧轮与带背的摩擦噪声与内部轴承的振动噪声。

(2)由三轮一带传动系统声学仿真结果可以得到:在非共振区,4 个场点噪声变化规律一致,且随着啮合频率增加,噪声幅值增加;在共振区,共振噪声的噪声幅值会有不同程度的增加。仿真结果与理论分析结果相同。

(3)由声阵列技术的噪声源试验结果得到:共振频率下噪声源主要集中在带段中间,非共振频率下噪声源集中在主、从动轮及张紧器位置附近。该结论和声学仿真结果相同。

参考文献:

- [1] 曾祥坤,王红云,刘建荣. 附件驱动系统中自动张紧器的动态特性实测与建模分析 [J]. 振动与冲击, 2014, 33(18): 149-155.
ZENG Xiangkun, WANG Hongyun, LIU Jianrong. Dynamic characteristics measurement and modeling analysis of automatic tensioner in accessory drive system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33 (18): 149-155.
- [2] 胡玉梅,韩鲁强,刘进,等. 某液压张紧器阻尼特性的数学建模与有限元验证 [J]. 汽车工程, 2014, 36 (2): 204-209.
HU Yumei, HAN Luqiang, LIU Jin, et al. Mathematical modeling and finite element verification of damping characteristics of a hydraulic tensioner [J]. Journal of Automotive Engineering, 2014, 36(2): 204-209.
- [3] 曾祥坤,陈链,喻菲菲,等. 车用发动机自动张紧器静态力学特性实测分析 [J]. 力学与实践, 2015, 37

- (1): 100-103.
- ZENG Xiangkun, CHEN Lian, YU Feifei, et al. Measurement and analysis of static mechanical characteristics of automotive engine automatic tensioner [J]. Journal of Mechanics and Practice, 2015, 37(1): 100-103.
- [4] MICHON G, MANIN L, DUFOUR R. Hysteretic behavior of a belt tensioner: modeling and experimental investigation [L]. Journal of Vibration and Control, 2005, 11(9): 1147-1158.
- [5] PARKER R G, KONG Lingyuan. Mechanics of serpentine belt drives with tensioner assemblies and belt bending stiffness [J]. Journal of Mechanical Design, 2005, 127: 957-966.
- [6] ZHAO J, BARKER C, OLIVER L, et al. Experimental testing and modeling of automotive automatic belt tensioners [EB/OL]. [2019-02-22]. <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/980839/>.
- [7] 李利平, 李广龙, 上官文斌, 等. 自动张紧器固有频率测试探索性实验研究 [J]. 实验技术与管理, 2017, 34(9): 60-65.
- LI Liping, LI Guanglong, SHANGGUAN Wenbin, et al. Exploratory experimental study on natural frequency test of automatic tensioner [J]. Journal of Experimental Technology and Management, 2017, 34(9): 60-65.
- [8] CHEN Gang, ZHENG Hui, QATU M. Decomposition of noise sources of synchronous belt drives [J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(9): 2239-2252.
- [9] SANTE R D, REVEL G M, ROSSI G L. Measurement techniques for the acoustic analysis of synchronous belts [J]. Measurement Science and Technology, 2000, 11(10): 1463-1472.
- [10] 上官文斌, 张智, 许秋海. 多楔带传动系统轮-带振动的实测与计算方法研究 [J]. 机械工程学报, 2011, 11(47): 27-31.
- SHANGGUAN Wenbin, ZHANG Zhi, XU Qiu hai. Measurement and calculation of wheel-belt vibration in multi-wedge belt drive system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 11(47): 27-31.
- [11] WANG Hongyun, ZHAO Jiyong, SHANGGUAN Wenbin. Dynamic performance measurement and modeling for a prototype accessory drive system with three pulleys and one tensioner [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 318: 200-206.
- [12] 李增刚, 詹福良. Virtual Lab Acoustics 声学仿真计算高级应用实例 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2010: 104-126.
- [13] 庄超, 刘汉光, 康凯旋, 等. 基于点云数据的声学边界元分析方法 [J]. 振动与冲击, 2018, 37(18): 231-235.
- ZHUANG Chao, LIU Hanguang, KANG Kaixuan, et al. Acoustic boundary element analysis method based on point cloud data [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(18): 231-235.
- [14] 史尧臣. 汽车同步带传动振动与噪声研究 [D]. 长春: 长春理工大学, 2016: 75-84.
- [15] 史尧臣, 李占国, 李水清, 等. 汽车同步带传动噪声仿真分析与试验研究 [J]. 机械传动, 2016, 40(9): 145-149.
- SHI Yaochen, LI Zhanguo, LI Shuiqing, et al. Simulation analysis and experimental study of automobile synchronous belt transmission noise [J]. Mechanical Transmission, 2016, 40(9): 145-149.
- [16] 司春棣, 陈利恩, 杨绍普, 等. 基于声阵列技术的汽车噪声源识别试验研究 [J]. 振动与冲击, 2009, 28(6): 171-176.
- SI Chundi, CHEN Li'en, YANG Shaopu, et al. Experimental study on vehicle noise source identification based on sound array technology [J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(6): 171-176.
- [17] 刘松林, 李才良, 马吉胜, 等. 近场声压法在定位柴油机故障中的应用 [J]. 应用声学, 2002, 21(4): 41-43.
- LIU Songlin, LI Cailiang, MA Jisheng, et al. Application of near-field acoustic pressure method in locating diesel engine faults [J]. Application of Acoustic, 2002, 21(4): 41-43.
- [18] DONAVAN P R, RYMER B, BLAKE W. Localization of truck noise sources under passby conditions using acoustic beamforming methods [J]. SAE International Journal of Commercial Vehicles, 2009, 2(1): 128-139.
- [19] 褚志刚, 杨洋. 基于波束形成缩放声强的声源局部声功率计算 [J]. 声学学报, 2013, 38(3): 265-271.
- ZHU Zhigang, YANG Yang. Local sound power calculation of sound source based on beamforming zooming sound intensity [J]. Journal of Acoustics, 2013, 38(3): 265-271.

(编辑 杜秀杰)