

汽车发动机正时链系统行走轨迹计算与试验

范成岩¹ 许树新¹ 程亚兵² 孟繁忠¹

(1. 吉林大学链传动研究所, 长春 130025; 2. 吉林大学机械科学与工程学院, 长春 130025)

摘要: 在已知汽车发动机配气正时机构三轴坐标的基础上,研究了正时链系统几何布局设计及其行走轨迹、约束边界的设计计算方法,依据曲线的内凹量,采用分段圆弧或直线逼近的方式,提出了张紧边和导向边的长度计算准则。通过发动机缸盖反拖系统试验台,在真实模拟正时链系统交变载荷和工作环境的条件下,研究了张紧板在不同转速条件下的横向振动位移的变化规律,以及不同转速条件下的噪声特性变化规律。分析结果表明,所提出的正时链系统行走轨迹计算方法,在保持该系统的适度张紧的前提下,正时链整链磨损伸长与张紧器柱塞探出量之间具有较好的谐应关系,同时,正时链系统在发动机常用转速工况下,张紧边的横向位移波动情况及噪声特性能够满足汽车发动机的动力性能要求。

关键词: 汽车发动机; 正时链系统; 行走轨迹; 设计方法; 试验

中图分类号: TH132 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)12-0361-06

Calculation and Test on Trajectory of Automotive Engine Timing Chain System

Fan Chengyan¹ Xu Shuxin¹ Cheng Yabing² Meng Fanzhong¹

(1. Chain Transmission Institute, Jilin University, Changchun 130025, China)

2. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: On the basis of three-axis coordinate (crankshaft coordinate, intake and exhaust camshaft coordinate) of valve timing mechanism, the geometric layout of timing chain, design calculation method of trajectory and constraint boundary are studied. By using the method of piecewise arc or straight line approximation, the length calculation formula is presented according to the curve's camber of tension edge and guiding edge. Using the cylinder head of anti drag system test bench, the change rules of transverse vibration displacement of tension plate and noise characteristics at different rotating speeds is studied under the condition of simulating real time chain system alternating load and working environment. With this timing chain system walking trajectory calculation method, under the premise of keeping the system proper tensioning, between the timing chain elongation and the amount of plunger out of tension device has better harmonic relationship. At the same time, the timing chain system is at the normal speed of engine, the transverse displacement of tension edge and noise characteristic of timing chain system can meet the requirements of automotive engine's power performance. The results provide a new method and approach for the design and evaluation of timing chain system of automotive engine. It has important significance to the wide application of the chain transmission in the automobile and other high technology fields.

Key words: automotive engine; timing chain system; trajectory; design method; test

收稿日期: 2016-05-18 修回日期: 2016-06-20

基金项目: 国家自然科学基金项目(51275207)

作者简介: 范成岩(1962—),男,副教授,主要从事链传动理论及应用研究,E-mail: fancy40@163.com

通信作者: 许树新(1964—),男,教授,博士,主要从事链传动理论及应用研究,E-mail: shuxinxu@163.com

引言

配气机构是汽车发动机的重要组成部分,它主要由气门组件、气门驱动机构、凸轮轴组件、凸轮轴传动机构组成,其中正时传动系统是凸轮轴传动机构的核心部件^[1]。正时传动系统一般有3种传动方式,即齿轮传动、齿形带传动、链传动。近年来,随着链传动技术的发展,汽车发动机的正时传动中较多地采用了链传动系统^[2-8]。

正时链系统是汽车发动机机械振动和噪声的主要来源之一,以往更关注齿形链产品本身的设计^[9-10],而正时链系统行走轨迹设计是正时链系统设计的重要组成部分^[11-13],由于此前我国在该领域相关技术积累薄弱,发动机正时链系统总体上还处于引进或仿制阶段,难以满足高性能主机的要求,已成为制约发动机配气机构国产化的瓶颈^[14]。

本文结合我国某自主品牌4缸、四冲程、16气门发动机正时链系统的设计,研究其行走轨迹的设计计算方法,并进行张紧边的横向振动位移测试,以及正时链系统的噪声测试。

1 正时链系统的总体布局

在设计正时传动系统时,发动机整机设计已经确定了三轴坐标的位置,即,曲轴坐标、进、排气凸轮轴坐标,以曲轴链轮中心为正时传动系统的坐标原点,建立传动系统坐标系 xoy , 见图1。进、排气凸轮轴链轮中心的坐标为 (x_1, y_1) 、 (x_2, y_2) 。

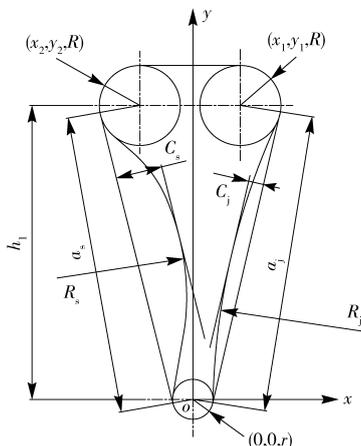


图1 正时链系统的总体布局

Fig. 1 General layout of timing chain system

传动比 i 为

$$i = z_2/z_1 = z_3/z_1 = 2 \quad (1)$$

式中 z_1 ——曲轴链轮齿数

z_2 ——进气凸轮轴链轮齿数

z_3 ——排气凸轮轴链轮齿数

曲轴链轮和凸轮轴链轮分度圆半径为

$$R_i = \frac{1}{2} \frac{p}{\pi} z_i \quad (2)$$

式中 p ——正时齿形链节距

为降低正时系统的振动和噪声,链传动的松边安装有张紧板和张紧器,紧边安装有导向板^[15-16],因此链传动的松、紧边均形成内凹曲线,而不是双轴链传动系统中的与主、从动链轮分度圆相切的直线,松、紧边内凹量分别用 C_s 、 C_j 表示,通常取 $C_s = (8\% \sim 15\%) a_s$ 、 $C_j = (2\% \sim 10\%) a_j$ 。

为保证松、紧边内凹曲线在全寿命周期中无干涉,适当增大松边内凹的距离既可以延缓张紧器柱塞弹出,又可以减小链传动系统所占用的空间,便于总成的合理布局。

2 正时链系统的初始行走轨迹

由图1可见,链传动系统行走轨迹由3个围链区段、进、排气凸轮轴链轮之间的直线段以及松、紧边所形成的内凹曲线段组成。其中,围链区段和直线段的长度可以根据几何布局求解,而松、紧边所形成的内凹曲线段由张紧板和导向板贴附而成,既不是单一圆弧曲线,也不是双轴传动所形成的悬链线。

2.1 内凹曲线段行走轨迹计算

导向板安装在正时链系统的紧边,它的作用主要是在工作中有效防止链条在激励作用下产生的振动和噪声,减小链条紧边的横向振动。

由图2可得

$$\begin{cases} \alpha = \arcsin \frac{R-r}{a_j} \\ \beta = \arccos \frac{a_j^2 + (r+R_j)^2 - (R+R_j)^2}{2a_j(r+R_j)} \end{cases} \quad (3)$$

式中 a_j ——曲轴链轮与进气凸轮轴链轮中心距

R_j ——紧边链条行走轨迹的曲率半径

紧边内凹量与链条运动轨迹曲率半径的关系为

$$C_j = (r+R_j)[1 - \cos(\pi/2 + \alpha - \beta)] \quad (4)$$

当 C_j 已知,根据式(3)、(4)可以求得链条紧边运动轨迹的曲率半径 R_j 。此时计算的是同时与曲轴链轮和进气凸轮轴链轮分度圆相切的链条运行轨迹圆弧的曲率半径,其曲率中心坐标为

$$\begin{cases} x_d = (R_j + r) \cos \theta \\ y_d = (R_j + r) \sin \theta \end{cases} \quad (5)$$

其中

$$\theta = \beta - \gamma \quad (6)$$

$$\gamma = \arcsin \frac{h_1}{a_j} \quad (7)$$

张紧板安装在正时链系统的松边,参照导向板的设计方法确定张紧板的中部曲率半径,将 C_j 、 R_j 分别替换成 C_s 、 R_s ,即可求得张紧板的曲率中心和曲

整为 $L_p = 138$ 节 ($\Delta L = -0.06$ mm)。

计算表明,当链条磨损伸长率 $\varepsilon = 0.62\%$ 时,链条磨损伸长为 6.84 mm,张紧板需要在张紧器的张紧力 F 推动下逆时针旋转 2.5° 才能保证随动张紧,此时,张紧器柱塞探出量为 10.43 mm。当链条磨损伸长率 $\varepsilon = 0.86\%$ 时,链条磨损伸长为 9.5 mm,张紧板需要逆时针旋转 4.0° 才能保证随动张紧,张紧器柱塞探出量为 15.87 mm。此时传动系统各部件仍不会发生干涉,见图 4。



图 4 磨损伸长量对行走轨迹的影响

Fig. 4 Influence of wear elongation on trajectory

目前,正时传动链条还没有一个公认的极限磨损伸长率要求,但一般认为该极限值应在 $0.5\% \sim 1.0\%$ 之间,大体相当于汽车行驶 20 万 km 的水平,而张紧器柱塞探出量最大值则一般在 25 ~ 30 mm 之间,因此,本款正时链系统可以满足设计要求。

4 试验

正时链系统松边的横向位移及整体噪声的测试具有重要意义,相对于常规链传动系统静强度设计或仿真分析等,更能够直接判断链条初始行走轨迹设计是否合理。汽车发动机正时链系统的试验根据不同要求可采用多种方式进行^[18],本文的试验是在汽车发动机正时链系统缸盖反拖试验台上进行的(图 5),选用国产圆销式齿形链 CL05,链板排列为

4×4 ,节距 $p = 8.00$ mm。

试验台所参照的发动机为直列 4 缸 16 气门的汽油机,排量为 2.261 L、标定功率为 120 kW。试验台采用了发动机缸盖作为外载荷系统,因此,更能反映发动机的真实工作状态。

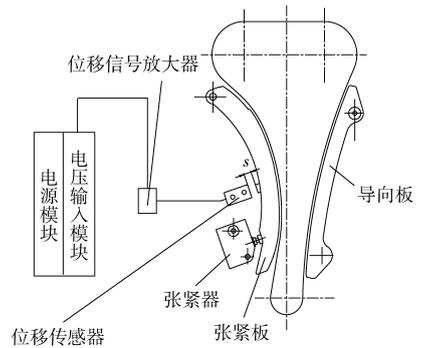


图 5 测试系统简图

Fig. 5 Diagram of test system

利用 AWA6290A 型噪声频谱分析仪在试验台上对正时链系统进行噪声测量。试验采用 A 计权噪声测量指标,采用 1/3 倍频程频谱分析软件包。在实际测量时,周围环境的干扰噪声称为背景噪声。由于背景噪声的影响,使所测得的噪声高于被测对象的实际噪声。为此,必须从测量值中去除背景噪声的影响,背景噪声是将试验台的正时传动链条撤掉后的实测噪声,也即将机油泵开启,在曲轴(链轮)静止,以及曲轴(链轮)在不同转速下实测背景噪声,并通过背景噪声的修正得到正时链传动系统实测噪声。

图 6、7 分别为不同曲轴转速条件下,张紧板横向位移变化曲线,以及噪声特性曲线。

由图 6 可看出,张紧器柱塞探出量最大值在 4 mm 以内。随着转速的不同,张紧板横向波动幅度变化不大,大体维持在 0.20 mm 左右,但是在曲轴转速为 3 000 r/min 的情况下,张紧板的横向波动幅度最小,仅为 0.12 mm,这说明设计的正时链系统在发动机常用转速工况下,具有比较好的动力学特性,

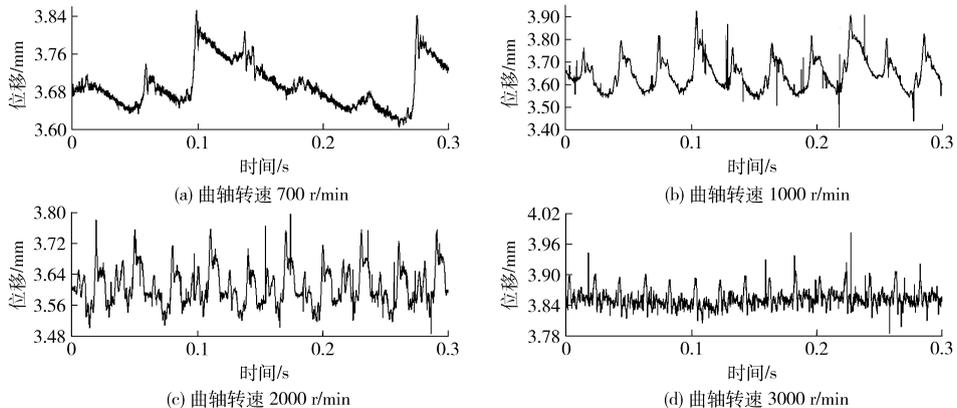


图 6 张紧板横向位移变化曲线

Fig. 6 Changing curves of transverse displacement of tension plate

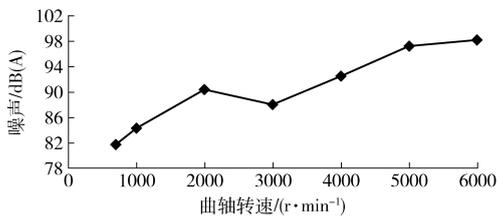


图7 正时链系统噪声变化曲线

Fig.7 Changing curves of noise of engine timing chain system

能够满足发动机对正时传动系统的要求。但是就振动而言,在较低转速时,张紧板振动中心的位置变化并不明显,随着转速的提高,其振动中心位置将有所增大,也就是说,张紧板的几何位置随着转速的提高逐渐外扩,这主要是因为,转速提高导致离心力增大,迫使链条外廓更紧密地与张紧板贴附,迫使张紧板外移倾向增大。

图7是正时链系统转速-噪声变化曲线。噪声测试基本涵盖了发动机常用的转速范围,实测中,随着转速的提高,噪声总体呈现增加的趋势,但系统没有出现异常振动,以及尖锐的噪声,表明该款正时链系统设计能够较好地满足发动机NVH(噪声特性、振动特性、平顺特性)特性的要求。

本试验噪声曲线拐点出现在3000 r/min左右,而在“谷”点的两侧噪声水平基本相同,事实上,试验台所参照的发动机最大扭矩转速为4000 r/min,也就是说,在试验台由冷车启动,随着转速的提高,噪声在其间有一个回落的过程,这个过程大约在最大扭矩转速之前2000 r/min范围之内发生,而封闭力流台架试验台进行的链条噪声试验则一般不会出现类似的拐点现象^[19-20]。

分析表明,封闭力流试验台工作在载荷相对平

稳的工况下,即便模拟发动机进、排气门的负载转矩的变化,也仅是通过机械、电、液、磁等方式对“制动”扭矩实施无级改变,与正时传动系统的高速运动相比,这种改变是缓慢而平稳的,不能有效模拟配气机构其他组件的机械撞击。

进一步分析还会发现,链条在发动机缸盖反拖系统试验台噪声测试值高于封闭力流试验台的测试结果,这说明对于发动机而言,降低其配气正时传动系统噪声的途径不仅在于正时链本身,还有传动路径上的其他组件,如凸轮轴组件以及气门组件,如果脱离凸轮轴组件、气门组件的剧烈机械撞击来考量其噪声水平,得到的结论很容易引起误读。

5 结论

(1)汽车发动机配气正时机构正时链系统三轴坐标确定以后(曲轴坐标、进、排气凸轮轴坐标),松、紧边的内凹量(距离)决定了封闭回路路径的行走轨迹和其他约束边界(张紧边界、导向边界)的结构设计。

(2)在正时链系统链长处理中,封闭路径可有多种处理方式,一般将紧边用单一大曲率圆弧近似代替,即用该圆弧代替导向板与曲轴链轮、进气凸轮轴链轮分度圆之间的两段公切线,在松边则采用分段处理。

(3)正时链系统在整个服役周期内,其磨损伸长是渐进而缓慢进行的,磨损伸长量通过张紧器的柱塞探出,由张紧边来容纳,因此,正时链系统的行走轨迹设计应重视正时链链条磨损伸长量与张紧器柱塞探出量之间的谐应关系。

参 考 文 献

- 1 蔡兴旺. 汽车构造与原理[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- 2 CALABRETTA M, CACCIATORE D, CARDEN P, et al. Development of a timing chain drive model for a high speed gasoline engine[J]. SAE International Journal of Engines, 2011, 4(1): 432-440.
- 3 ZOLTAN K, KRESIMIR M, DENIS G. Interactive visual analysis of a timing chain drive using segmented curve view and other coordinated views[C]//5th International Conference on Coordinated and Multiple Views in Exploratory Visualization (CMV 2007), 2007: 3-15.
- 4 WANG Y. Conjugate meshing roller chain for timing mechanism[J]. Key Engineering Materials, 2011, 455: 92-97.
- 5 WANG K W. Vibration analysis of engine timing chain drives with camshaft torsional excitations[C]//Proceedings of the 1991 Noise & Vibration Conference, 1991: 196-207.
- 6 ENGELHARDT T, HOESI A, LEBRECHT W, et al. Simulation of timing chain drives using ketsim[C]//Proceedings of the 2004 ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2004: 547-553.
- 7 孟繁忠. 齿形链啮合原理[M]. 2版. 北京:机械工业出版社,2015.
- 8 许树新,孟繁忠,冯增铭,等. 汽车变速箱Hy-Vo齿形链磨损特性的研究[J]. 摩擦学学报,2012,32(1):76-81.
- 9 XU Shuxin, MENG Fanzhong, FENG Zengming, et al. Wear characteristics of Hy-Vo silent chain for automobile gearbox [J]. Tribology, 2012,32(1):76-81. (in Chinese)
- 9 孟繁忠,曲郡朋,董成国. 基于多元变异的Hy-Vo齿形链设计方法[J]. 农业机械学报,2012,43(2):230-234.
- MENG Fanzhong, QU Shaopeng, DONG Chengguo. Multi-variation design method of Hy-Vo silent chain[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(2):230-234. (in Chinese)

- 10 王文成,刘晓论,孙威,等. 双节距齿形输送链条设计与试验[J]. 农业机械学报,2013,44(2):243-247.
WANG Wencheng, LIU Xiaolun, SUN Wei, et al. Design and experiment of double-pitch silent chain for conveyors[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(2):243-247. (in Chinese)
- 11 叶斌,邢建恒. 发动机正时链系统优化设计计算[J]. 机械传动,2012,36(1):32-34.
YE Bin, XING Jianheng. Calculation and optimization design of engine timing chain system[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012, 36(1):32-34. (in Chinese)
- 12 程亚兵,王洋,李磊,等. 汽车V型发动机用正时链传动系统的设计[J]. 吉林大学学报:工学版,2015,45(1):139-144.
CHENG Yabing, WANG Yang, LI Lei, et al. Design of V type engine timing chain system[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2015,45(1):139-144. (in Chinese)
- 13 付振明,金玉漠,孟繁忠. 一种V型发动机正时链系统的设计方法[J]. 中国机械工程,2011,22(17):2132-2135.
FU Zhenming, JIN Yumo, MENG Fanzhong. Design method of a V type engine timing chain system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 22(17): 2132-2135. (in Chinese)
- 14 王淑坤,孟繁忠,程亚兵,等. 汽车发动机正时链的多冲特性[J]. 哈尔滨工业大学学报,2005,37(4):495-497.
WANG Shukun, MENG Fanzhong, CHENG Yabing, et al. Multicycle impact property of automotive engine timing chain[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2005,37(4):495-497. (in Chinese)
- 15 李宝林. 发动机正时链系统设计方法与性能试验[D]. 长春:吉林大学,2006.
LI Baolin. Design method and performance experiments of automotive engine timing chain system[D]. Changchun: Jilin University, 2006. (in Chinese)
- 16 董成国. 汽车正时齿形链系统设计与仿真分析及试验研究[D]. 长春:吉林大学,2010.
DONG Chengguo. Design method and study on simulation and experiment of automotive timing silent chain system[D]. Changchun: Jilin University, 2010. (in Chinese)
- 17 孟繁忠,李宝林,吕翔,等. 汽车发动机正时链系统设计方法[J]. 哈尔滨工业大学学报,2009,41(5):121-124.
MENG Fanzhong, LI Baolin, LÜ Xiang, et al. Design method of timing chain system for automotive engine[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2009,41(5):121-124. (in Chinese)
- 18 许树新,周晓勤,李静秋. 链条耐磨损寿命可靠性评定方法[J]. 农业机械学报,2008,39(8):182-185.
XU Shuxin, ZHOU Xiaojin, LI Jingqiu. Evaluation method of chain wear-resistant reliability[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(8):182-185. (in Chinese)
- 19 李启海,孟繁忠,冯增铭. 新型Hy-Vo齿形链的噪声试验研究[J]. 中国机械工程,2009,20(2):131-133.
LI Qihai, MENG Fanzhong, FENG Zengming. Research on noise test of new Hy-Vo silent chain[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009,20(2):131-133. (in Chinese)
- 20 王淑坤,孟繁忠,李启海,等. 汽车发动机滚子链的噪声测试与分析[J]. 兵工学报,2009,30(6):759-763.
WANG Shukun, MENG Fanzhong, LI Qihai, et al. Noise testing and analysis of automotive engine timing chain[J]. Acta Armamentarii, 2009,30(6):759-763. (in Chinese)

~~~~~  
(上接第360页)

- 15 MLADENOV N, KOOP J, TISCHER S, et al. Modeling of transport and chemistry in channel flows of automotive catalytic converters[J]. Chemical Engineering Science, 2010, 65(2): 812-826.
- 16 HUYNH C T, JOHNSON J H, YANG S L, et al. A one-dimensional computational model for studying the filtration and regeneration characteristics of a catalyzed wall-flow diesel particulate filter[C]. SAE Paper 2003-01-0841, 2003.
- 17 SCHEJBAL M, STEPANEK J, MAREK M, et al. Modelling of soot oxidation by NO<sub>2</sub> in various types of diesel particulate filters[J]. Fuel, 2010, 89(9): 2365-2375.
- 18 HARALAMPOUS O A, DARDIOTIS C K, KOLTSAKIS G C, et al. Study of catalytic regeneration mechanisms in diesel particulate filters using coupled reaction-diffusion modeling[C]. SAE Paper 2004-01-1941, 2004.