

内燃机气门机构滚轮-销轴副摩擦性能试验研究

许磊宇¹,高园杰¹,刘 妍²,郭 峰¹,晁 琨^{3,4}

(1. 青岛理工大学 机械与汽车工程学院, 青岛 266520; 2. 辛北尔康普(青岛)机器设备有限公司, 青岛 266426;
3. 内燃机与动力系统全国重点实验室, 潍坊 261061; 4. 潍柴动力股份有限公司, 潍坊 261061)

Experimental Study on the Friction Performance of Roller-Pin Pair in the Valve Train of an Internal Combustion Engine

XU Leiyu¹, GAO Yuanjie¹, LIU Yan², GUO Feng¹, CHAO Shen^{3,4}

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, China; 2. Siempelkamp (Qingdao) Machinery and Equipment Co., Ltd., Qingdao 266426, China; 3. State Key Laboratory of Engine and Powertrain System, Weifang 261061, China; 4. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China)

Abstract: In order to investigate the tribological performance of the roller-pin pair, a test rig was designed and constructed to measure the frictional torque of the roller-pin pair during the full cam cycle, to study the effects of cam speed, spring initial load and oil viscosity on the frictional torque of the roller-pin pair, and to calculate the normal load and friction coefficient of the contact area of the roller-pin pair. The results indicate that the friction moment of the roller-pin pair is greater in the cam nose region and smaller and more stable at the cam base circle. The normal load in the contact area of the roller-pin pair is influenced by inertia forces, which are more pronounced at higher cam speeds. The average frictional moment of the roller-pin pair increases with the increase of the initial spring load, increases with the decrease of the lubricating oil viscosity, decreases first and then increases with the increase of the cam speed when lubricated with low-viscosity oils, and gradually increases with the increase of the cam speed when lubricated with higher-viscosity oils.

摘要: 为探究滚轮-销轴副的摩擦学性能,设计搭建了全凸轮周期内滚轮-销轴副摩擦力矩测量试验台,研究凸轮转速、弹簧初始载荷和机油黏度对滚轮-销轴副摩擦力矩的影响,并计算出滚轮-销轴副接触区法向载荷和摩擦系数。结果表明:滚轮-销轴副的摩擦力矩在凸轮鼻部区域较大,在凸轮基圆处较小且稳定。滚轮-销轴副接触区法向载荷受惯性力影响,凸轮转速越大,惯性力的影响越明显。滚轮-销轴副的平均摩擦力矩随着弹簧初始载荷的增加而增大,随着润滑机油黏度的下降而增大,在使用低黏度机油润滑时随着凸轮转速的增加先减小后增大,在使用较高黏度机油润滑时随着凸轮转速的增加逐渐增大。

关键词: 气门机构; 滚轮-销轴摩擦副; 摩擦力矩; 低黏度润滑油

Key words: valve train; roller-pin friction pair; friction torque; low-viscosity lubricants

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2025.02.013

中图分类号: TH117.2

收稿日期: 2024-06-28

修回日期: 2024-08-06

基金项目: 国家自然科学基金项目(52175173); 内燃机可靠性国家重点实验室开放课题项目(skler-202003)

Foundation Item: National Natural Science Foundation of China(52175173); Open Project of the State Key Laboratory of Internal Combustion Engine Reliability(skler-202003)

作者简介: 许磊宇(2000—),男,硕士生,主要研究方向为摩擦学与表界面工程, E-mail: 2043600441@qq.com;

郭 峰(通信作者), E-mail: mefguo01@qut.edu.cn。

0 概述

由于全球环境保护及低碳政策的持续推进,内燃机燃油经济性和控制废气排放的标准不断提高,对内燃机各零部件的可靠性提出更高要求。内燃机气门机构的凸轮从动件经常暴露在恶劣的工作条件下,如润滑不足、接触负载高、工作温度升高及卷吸速度较大,这些都会导致过度磨损,严重影响部件的使用寿命。在内燃机的总摩擦损失中,6%~35%是由气门机构造成的^[1-2]。当内燃机转速较低或工作温度较高时,气门机构的摩擦损失占比通常较高^[1,3]。此外,低黏度润滑油的应用可以有效降低内燃机整体摩擦损耗,但是会导致气门机构中凸轮系统摩擦损耗增加^[4-7]。因此,对内燃机气门机构润滑减摩的研究十分关键。

现代内燃机气门机构中主要采用凸轮平底从动件或者凸轮滚轮从动件两种结构,其中滚轮从动件由于其优越的性能得到更加广泛的应用。许多研究都发现使用滚轮从动件代替平底从动件可以有效减小气门机构中的摩擦损耗,还有利于减少表面磨损^[8-11]。这主要是由于滚轮从动件的使用可以把接触副的滑动摩擦转变为滚动摩擦,并且滚轮旋转有利于均匀分布表面磨损,尽量避免疲劳失效。

凸轮滚轮机构主要包括凸轮-滚轮接触副和滚轮-销轴接触副,过去大多试验研究主要是探究凸轮与滚轮之间的打滑现象及其摩擦磨损^[12-20]。滚轮打滑会导致凸轮与滚轮接触区出现滑动摩擦,增加气门机构的摩擦损耗及凸轮滚轮表面的磨损,降低内燃机的热效率及使用寿命。文献[21]中对滚轮型凸轮系统的润滑机理进行理论研究,表明凸轮系统的功耗多用于克服滚轮与销轴之间的摩擦,并且当滚轮与销轴接触副润滑状态较好时,凸轮与滚轮接触区几乎可以保持“纯滚动”。文献[22]中建立考虑热效应的凸轮-滚轮接触副和滚轮-销轴接触副耦合模型,也发现滚轮与销轴接触区域保持良好的润滑状态有助于抑制滚轮的打滑现象。因此,研究滚轮-销轴副的摩擦性能对降低凸轮-滚轮机构摩擦损耗具有重要意义。

文献[23-25]中在真实发动机内进行试验研究,测量出气门机构中凸轮系统的平均摩擦力矩,在发动机凸轮轴处放置动态扭矩传感器,测量出凸轮轴的驱动扭矩,然后计算出系统的平均摩擦力矩,但这个测量结果无法单独得出滚轮-销轴副的摩擦力矩。综上可知,目前国内外对于内燃机凸轮系统中滚轮-销轴副摩擦力测量的试验研究十分匮乏,需要

搭建一台能够测量内燃机气门机构中滚轮-销轴副摩擦力矩的试验台,为研究滚轮-销轴副的低摩擦润滑提供试验条件。本文中针对某型号内燃机滚轮型气门机构,设计出滚轮-销轴副摩擦力矩测量试验台,探究凸轮转速、弹簧初始载荷及润滑油黏度对于滚轮-销轴副摩擦性能的影响,为实现凸轮系统低摩擦化提供基础数据。

1 试验部分

1.1 试验装置及原理

基于某型号内燃机气门机构,设计滚轮-销轴副摩擦力矩测量试验台,如图1所示。该试验台主要包括凸轮-滚轮机构、摩擦力矩测量装置、加载装置和驱动装置四部分。其中驱动装置包括伺服电机、电控箱、双膜片联轴器、轴承、电机支架和凸轮轴支架,伺服电机通过联轴器将动力传递至凸轮轴,通过PLC控制器控制凸轮轴的转速及初始加速度。

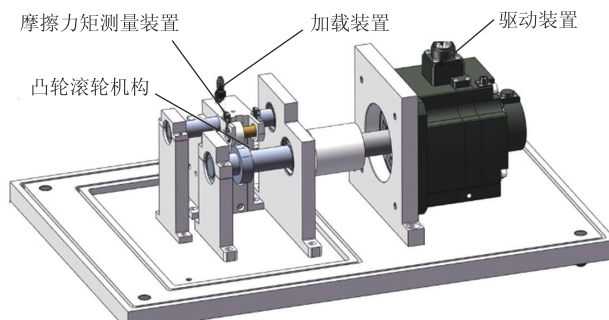
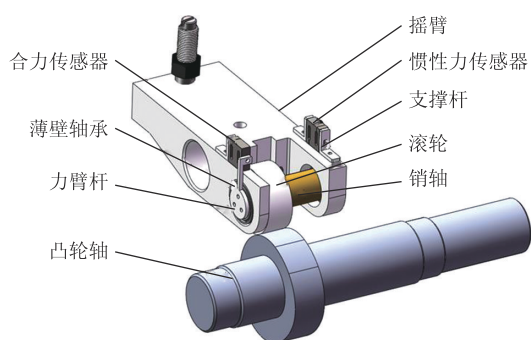


图1 滚轮-销轴副摩擦力矩测量试验台

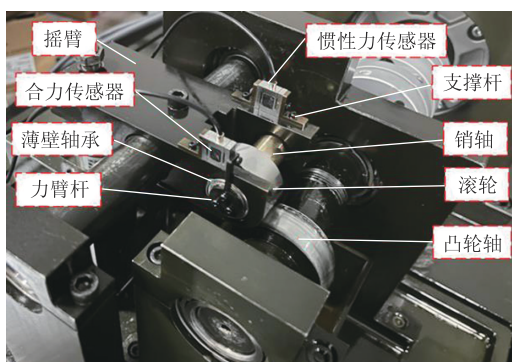
Figure 1 Friction torque measurement test bench for roller-pin joints

凸轮滚轮机构和摩擦力矩测量装置是该试验台的核心部分,其示意图、实物图及测量原理如图2所示。该凸轮滚轮机构的尺寸真实还原某型号内燃机的摇臂式配气机构,主要包括凸轮轴、摇臂、销轴、摇臂轴和滚轮。伺服电机驱动凸轮轴旋转,凸轮轴上的凸轮随之带动滚轮转动。由于滚轮具有升程,摇臂绕摇臂轴上下摆动。销轴内设置油道来实现滚轮-销轴副的供油。

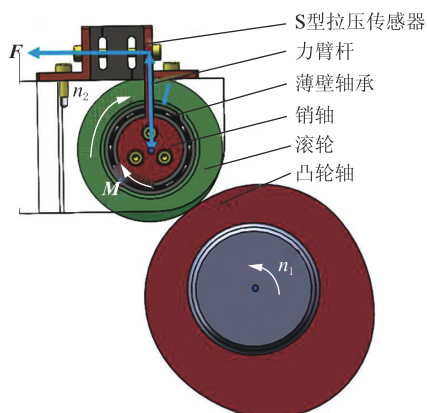
摩擦力矩测量装置主要包括合力传感器、惯性力传感器、支撑杆、力臂杆、螺钉和薄壁轴承。合力传感器和惯性力传感器是两个S型拉压传感器,尺寸较小且可选量程较广,适合试验台紧凑狭小的空间。真实气门机构中销轴以过盈配合的方式固定在摇臂的销轴孔内,为了测量滚轮-销轴副的摩擦力矩,通过两个薄壁轴承将销轴固定在摇臂的销轴孔内。力臂杆一端通过3个等边三角形排列的螺钉固



(a) 三维建模图



(b) 实物图



(c) 测量原理示意图

图2 凸轮滚轮机构和摩擦力矩测量装置

Figure 2 Cam-roller mechanism and friction torque measuring device

定在销轴侧面,另一端通过螺钉连接在合力传感器上。凸轮轴旋转时带动滚轮旋转,滚轮旋转对销轴产生摩擦力矩,使其具有旋转趋势,该摩擦力矩通过力臂杆传递到合力传感器上变成拉力。

力臂杆的受力分析如图2(c)所示。图中, n_1 为凸轮轴转速; n_2 为滚轮转速。力臂杆受到传感器的拉力 F 与滚轮的摩擦力矩 M 。根据理论力学可知,摩擦力矩 M 等于拉力 F 与力臂 l 的积。由于摇臂上下摆动,在合力传感器对称位置放置一个惯性力传感器以抵消传感器自身惯性力的影响,即滚轮-销轴副的摩擦力矩为合力传感器与惯性力传感器的差值乘以力臂。

加载单元包括调整螺钉、摇臂、球头座、压力传感器、加载杆、加载弹簧、加载弹簧座和法兰直线轴承,如图3所示。调整螺钉将球头座安装在摇臂螺纹孔内。压力传感器上下两端分别通过螺栓连接安装两个长度不同的加载杆,上端加载杆与球头座接触,下端加载杆套上加载弹簧,并伸入法兰直线轴承内,使其只能上下往复运动,该压力数值通过数显器实时输出。加载弹簧座用于限制弹簧下端的自由度,使其可以在上端被压缩或释放。凸轮-滚轮摩擦副的加载是通过调节调整螺钉的安装位置实现的,使球头座和压力传感器来压缩加载弹簧,由压力传感器测量实时的加载压力。

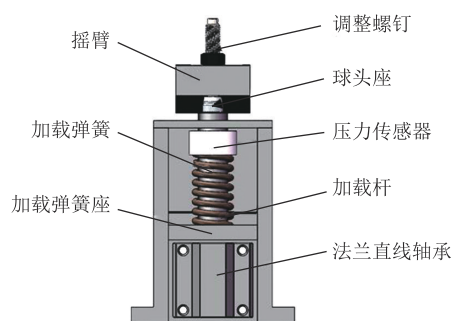


图3 加载装置示意图

Figure 3 Schematic diagram of the loading device

1.2 数据采集及处理

该试验台的采集系统接线示意图如图4所示,两个S型拉压传感器为VS13型号,其中合力传感器量程为100 N,惯性力传感器量程为20 N,该传感器的综合精度不超过0.1% FS(即满量程的0.1%,依此类推)。两个传感器分别连接两个VX201模拟信号放大器,该放大器供电电压为24 V,输出电压为 ± 10 V,既能放大受拉信号,也能放大受压信号,综合精度为 $\pm 0.05\%$ FS。加载装置中的压力传感器为ZNLBM-300KG,该传感器的非线性误差为 $\pm 0.1\%$ FS,连接ZN5S-V数显器以进行显示和放大信号。数显器和两个放大器连接至USB3202N数据采集卡上,该采集卡可以同时采集这3个传感器的输出信号,最后将数据采集卡通过USB插头连接至计算机。其中合力传感器采用AI0和AI4接口,惯性力传感器采用AI1和AI5接口,压力传感器采用AI2和AI6接口,采用单端模式,AGND为接地端。

摩擦力矩采集程序通过C#进行编写,采集界面如图5所示。该界面主要包括传感器力臂、采集频率和采集点数的设置,以及合力、惯性力、摩擦力矩、弹簧载荷的显示、校准和采集。传感器力臂为23.5 mm,由力臂杆的尺寸确定。采集频率可以设置0~500 Hz,采集点数为任意值。此外,所有数据

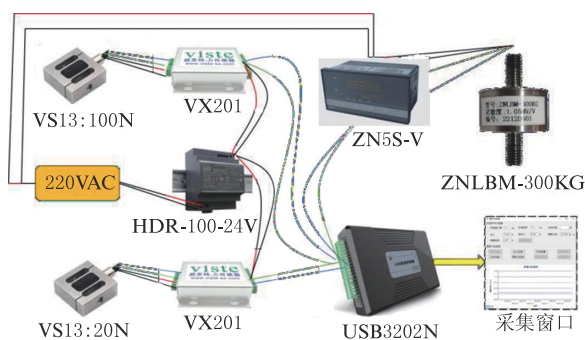


图4 采集系统接线示意图

Figure 4 Wiring diagram of the acquisition system

保存前进行中值滤波处理。

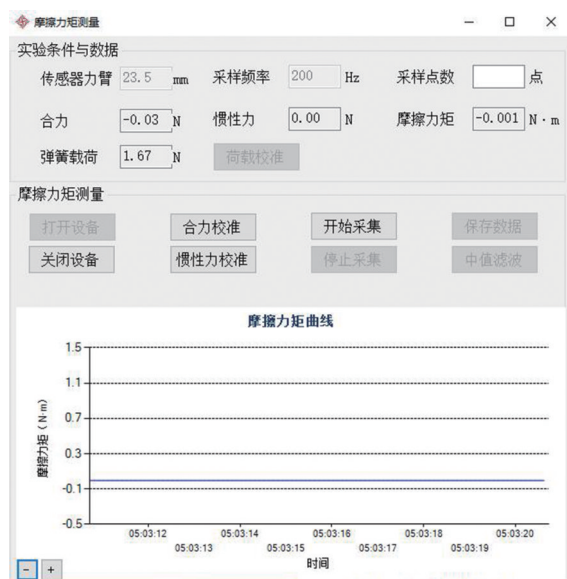


图5 摩擦力矩采集界面

Figure 5 Frictional torque acquisition interface

为得到滚轮-销轴副摩擦力矩随凸轮角度的变化趋势,需要确定采集频率和凸轮转速的对应关系,进而确定不同凸轮转速时每凸轮周期的采集点数。设采集频率为 f ,每凸轮周期采集 m 个点,凸轮转速为 n ,其关系如式(1)所示。

$$n = \frac{60}{m-1} f \quad (1)$$

举例说明,当采集频率为 100 Hz 时,每凸轮周期采集 61 个点,即采集间隔为 6° ,此时凸轮转速为 100 r/min。

1.3 测量结果重复性验证

为验证试验台的测量稳定性,当凸轮转速 250 r/min、初始弹簧载荷 200 N 时,采用 0W-30 机油充分润滑,对滚轮-销轴副的摩擦力矩进行 3 组重复试验,结果如图 6 所示。根据 3 组重复试验数据结果计算其平均相对误差约为 2%,因此可以确定

该试验台测量稳定性较好,且测量精度较高,满足试验要求。

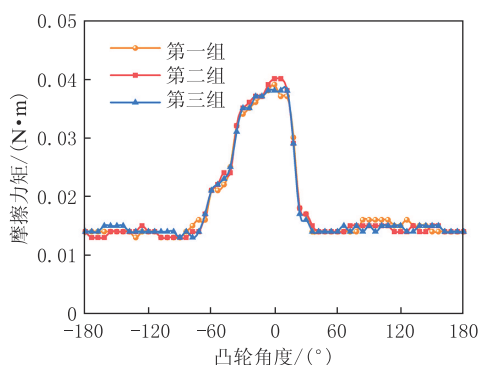


图6 3次重复试验对比图

Figure 6 Comparison chart of three repetitive tests

1.4 试验样品介绍

该试验台的凸轮为某型号内燃机进气凸轮,其基圆半径为 (25.00 ± 0.05) mm,宽度为 17 mm,凸轮 0° 时为凸轮鼻尖。试验所用滚轮的外径为 35 mm,内径为 16 mm,宽度为 14 mm,材料为 GCr15;所用销轴试样尺寸为 $\Phi 16$ mm \times 50 mm,表面粗糙度 R_a 为 $0.8 \mu\text{m}$,材料为 QAI10-5-5。该销轴内部设置油道,进油口注油,出油口为滚轮-销轴摩擦副供油,端部具有 3 个等边三角形排列的 M2 的螺纹孔来固定连接臂杆,其中钻孔深度为 6 mm,螺纹孔深度为 4 mm,如图 7 所示。

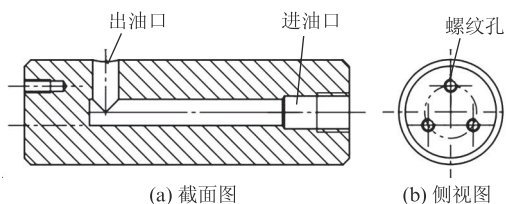


图7 销轴结构示意图

Figure 7 Schematic diagram of pin structure

1.5 试验条件

基于潍柴某型号内燃机的实际工况,确定试验条件如表 1 所示。其中凸轮转速设定为实际工作条件中的起动阶段或怠速状态下的转速,其结果对内燃机在空转或低速运行状态下气门机构滚轮-销轴副摩擦性能的评估具有实际意义,并对其他工况的减摩润滑研究有指导意义。在室温条件下进行该试验,对探究内燃机常温冷起动时滚轮-销轴副的摩擦性能具有参考价值,为后续高温条件下的研究提供了参考和对比基准。

润滑油是壳牌的全合成机油 0W-0、0W-30 和 0W-40,使用安东帕(中国)有限公司生产的 MCR302

表 1 试验条件
Table 1 Test conditions

项目	参数
润滑剂	0W-20、0W-30、0W-40
环境温度/℃	22±1
环境湿度/%	60±5
初始压力/N	100、150、200、250
凸轮转速/(r·min ⁻¹)	250、500、750

型流变仪测量这 3 种机油在 22 ℃温度时的动力黏度,如表 2 所示,这 3 种机油的动力黏度在同温度条件下逐渐增大。弹簧初始载荷是凸轮处于基圆时弹簧的压缩载荷。本文试验均采用充分供油,使用油泵每次注射 2.6 mL 润滑油到进油口,由出油口将润滑油带入到滚轮-销轴副润滑,并以飞溅供油的方式将润滑油带到凸轮-滚轮接触副。

表 2 润滑油黏度
Table 2 Lubricant viscosity

项目	参数		
润滑油型号	0W-20	0W-30	0W-40
动力黏度(22 ℃)/(mPa·s)	82.37	90.67	138.70

为确定每凸轮周期内摩擦力矩的采集点数,根据公式(1)和凸轮转速选择合适的采集频率,具体结果如表 3 所示。每组试验采集 1 000 个数据点,从中选取 3 个完整的数据周期进行平均值计算。每种工况重复 3 遍,再次取平均,以获得最终的结果。

表 3 采集频率与凸轮转速对应关系
Table 3 Correspondence between acquisition frequencies and cam speeds

采集频率/Hz	凸轮转速/(r·min ⁻¹)	每凸轮周期采集点数目
250	250	61
	500	31
	750	21

在室温条件下,使用 0W-30 机油进行试验,测量凸轮转速为 750 r/min 时不同采集频率下的摩擦力矩变化曲线,如图 8 所示。当采集频率为 250 和 500 Hz 时,分别采集 21 个点和 41 个点。可以发现,采集点的增多对摩擦力矩几乎没有影响,两条曲线吻合较好,因此采集频率为 250 Hz 可以满足测量准确性的要求。此外,由于在高采集频率下,每秒的精确采集点数可能无法保证,因此采用统一的采集频率,以最大程度确保采集的稳定性。

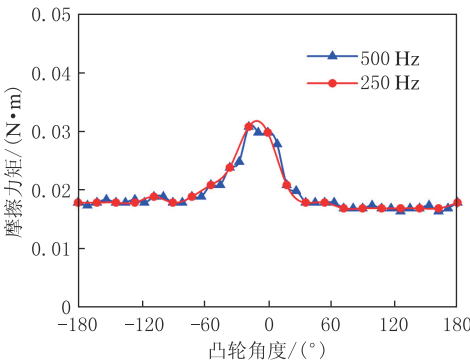


图 8 不同采集频率下滚轮-销轴副摩擦力矩变化曲线
Figure 8 Change curve of friction torques of roller-pin pair under different acquisition frequencies

2 滚轮-销轴副摩擦系数的计算方法

由库伦摩擦定律可知,摩擦系数等于摩擦力与接触区法向载荷的比值,如式(2)所示。

$$f_0 = \frac{M}{rF_n} \tag{2}$$

式中, f_0 为滚轮与销轴之间的摩擦系数; M 为滚轮与销轴之间的摩擦力矩,N·m; r 为销轴半径,m; F_n 为滚轮与销轴接触区的法向载荷,N。

2.1 滚轮与销轴接触区法向载荷 F_n 的求解

根据式(2)可知,计算滚轮-销轴副摩擦系数需算出滚轮-销轴副的法向载荷。凸轮角度为-50°时摇臂受力分析图如图 9 所示。加载装置中弹簧从动件对摇臂的合力 F_a 包括弹簧压缩产生的弹簧力 F_s 和从动件的惯性力 F_i 。摇臂左端受到合力 F_a ,摇臂右端受到凸轮与滚轮接触区的法向载荷 F_n ,这两个力对摇臂轴中心 O 点的力矩差值等于摇臂自身摆动的惯性力矩 M_i 。由此可得出式(3)和式(4)。

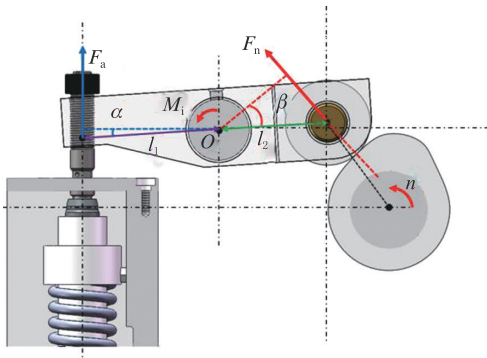
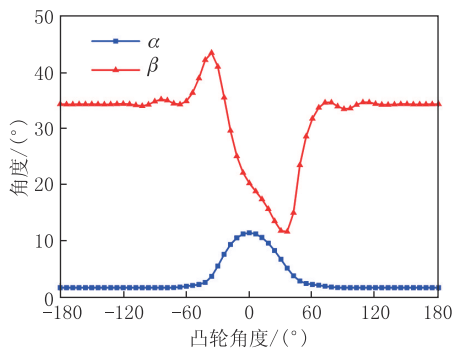
$$F_a l_1 \cos \alpha - F_n l_2 \cos \beta = -M_i \tag{3}$$

$$F_n = \frac{F_a l_1 \cos \alpha + M_i}{l_2 \cos \beta} \tag{4}$$

式中, l_1 为摇臂左端螺丝孔中心至摇臂轴中心的距离,m; l_2 为右端销轴中心与摇臂轴中心的距离,m; α 为 l_1 与水平线方向的夹角; β 为 O 点在 F_n 上的垂线与 l_2 的夹角。

2.2 夹角 α 和夹角 β 的求解

根据不同凸轮角度的升程绘制真实尺寸的凸轮三维模型,通过 SolidWorks 三维建模软件测量出不同凸轮角度时夹角 α 和夹角 β 的变化曲线。凸轮每旋转 6°时测量一次,得到两个夹角随凸轮角度的变化曲线如图 10 所示。

图9 凸轮角度为 -50° 时摇臂受力分析图Figure 9 Rocker arm force analysis at -50° cam angle图10 夹角 α 和夹角 β 随凸轮角度的变化曲线Figure 10 Curves of variation of angle α and angle β with cam angles

当凸轮位于基圆处时,夹角 α 基本保持不变且为极小值 1.72° ;当凸轮位于鼻部区域时,夹角 α 先增大再减小且在凸轮鼻尖处时有极大值 11.49° ;夹角 α 在凸轮 0° 的两端近似对称分布。当凸轮处于基圆处时,夹角 β 基本保持不变,约为 34.36° ;当凸轮处于鼻部区域时,夹角 β 先增加后减小,最后再增加;当凸轮角度为 -36° 时,夹角 β 出现极大值 43.82° ;当凸轮角度为 24° 时,夹角 β 出现极小值 10.29° 。

2.3 弹簧从动件对摇臂合力 F_a 的求解

根据弹簧压缩量计算弹簧力 F_s ,由胡克定律可得式(5)、式(6)。

$$F_s = k\Delta x + F_0 \quad (5)$$

$$\Delta x = l_1 \sin \alpha - l_1 \sin \alpha_0 \quad (6)$$

式中, k 为弹簧的弹性系数, k 为 19.2 N/mm ; F_0 为凸轮位于基圆处弹簧初始载荷, N ; Δx 为已施加初始载荷后弹簧长度为基准的压缩量, mm ; α_0 为凸轮基圆处 l_1 与水平线方向的夹角。

弹簧从动件惯性力 F_i 等于从动件质量与加速度的积,加速度为 Δx 对时间 t 的二阶导数,采用二阶中心差分方程求加速度近似解,计算公式如式(7)~式(9)所示。

$$F_i = ma_y \quad (7)$$

$$a_y(t) = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{\Delta x(t+h) - 2\Delta x(t) + \Delta x(t-h)}{h^2} \quad (8)$$

$$F_a = F_i + F_s \quad (9)$$

式中, m 为弹簧处从动件质量, m 为 0.28 kg ; a_y 为弹簧处从动件线加速度, m/s^2 ; t 为时间, s ; h 为差分间隔。通过上述公式计算,初始载荷 200 N 且凸轮转速 750 r/min 时弹簧力、惯性力和合力,如图11所示。当初始载荷为 200 N 时,得出不同凸轮角度时弹簧处从动件对摇臂的合力,如图12所示。由于惯性力影响,当凸轮位于鼻尖时,转速越大,合力越小;当凸轮处于鼻侧时,转速越大,合力越大;当凸轮处于基圆时合力保持不变。

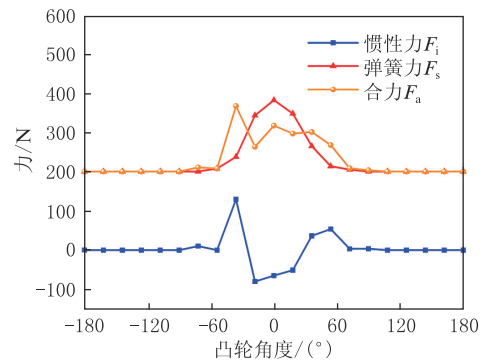
图11 加载区各力随凸轮角度变化曲线($n=750 \text{ r/min}$)

Figure 11 Variation curves of forces in loading zone with cam angle

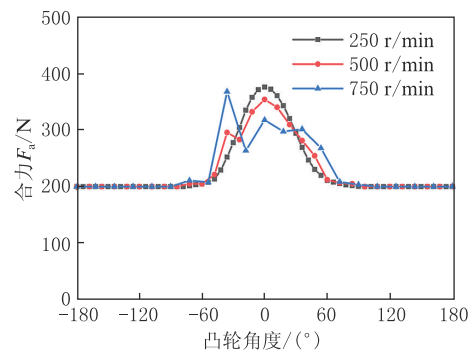


图12 不同凸轮转速时合力随凸轮角度变化曲线

Figure 12 Variation curves of combined forces with cam angles at different cam speeds

2.4 摇臂摆动惯性力矩 M_i 的求解

摇臂自身摆动的惯性力矩 M_i 等于摇臂在摇臂轴中心线的转动惯量与摆动角加速度的乘积,如式(10)所示。

$$M_i = J_o a_o \quad (10)$$

式中, J_o 为摇臂在摇臂轴中心线的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

a_0 为摇臂摆动时的角加速度, rad/s^2 , 设逆时针方向为正方向。

不同凸轮转速时, 摇臂绕旋转中心轴摆动的角加速度 a_0 不同。角加速度 a_0 为摇臂摆动弧度 θ 对时间 t 的二阶导数, 将夹角 α 转化为弧度即为摇臂摆动弧度 θ 。又由于摇臂摆动弧度 θ 为离散点, 所以采用二阶中心差分方程求近似解, 具体公式如式(11)、式(12)所示。

$$\theta = \frac{\pi}{180^\circ} \alpha \quad (11)$$

$$a_0(t) = \theta''(t) = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{\theta(t+h) - 2\theta(t) + \theta(t-h)}{h^2} \quad (12)$$

为保证角加速度的解精度较高, 差分间隔 h 应尽量小。通过上述公式求出不同凸轮转速时, 摇臂绕中心轴摆动的角加速度 a_0 。利用 SolidWorks 建模软件测量摇臂绕旋转中心的转动惯量 J_0 约为 $9.408 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。求解不同凸轮转速时摇臂绕旋转中心的惯性力矩如图 13 所示。摇臂的惯性力矩在凸轮鼻尖区出现极小值, 在凸轮鼻翼两侧区出现极大值, 且转速越大, 极小值越小, 极大值越大。

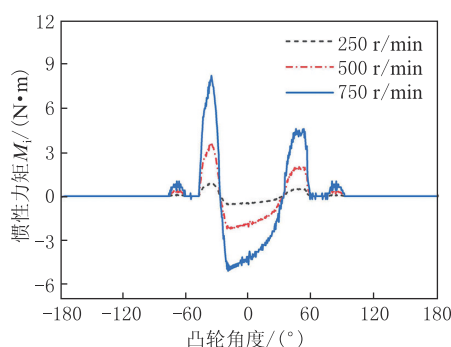


图 13 不同凸轮转速时惯性力矩随凸轮角度的变化曲线

Figure 13 Variation curves of moment of inertia with cam angles at different cam speeds

根据式(3)计算不同凸轮转速时滚轮-销轴副法向载荷随凸轮角度的变化曲线, 如图 14 所示。当凸轮转速为 250 r/min 时, 法向载荷受惯性力的影响较小, 其主要受弹簧压缩力影响, 在凸轮鼻尖处最大, 在凸轮基圆处稳定不变; 当转速为 500 和 750 r/min 时, 弹簧从动件上下移动和摇臂自身摆动的加速度增大, 法向载荷受惯性力的影响较大, 当凸轮位于鼻部区域时, 该法向载荷先增加后减小, 再增加, 最后再减小; 该法向载荷在凸轮位于鼻尖附近时出现极小值, 在凸轮鼻侧区出现极大值, 且在凸轮左侧时出现最大值。此外, 随着转速的增加, 极大值增大, 极小值减小; 当

凸轮位于基圆处时, 法向载荷保持稳定, 不受凸轮转速的影响, 约为 300 N。

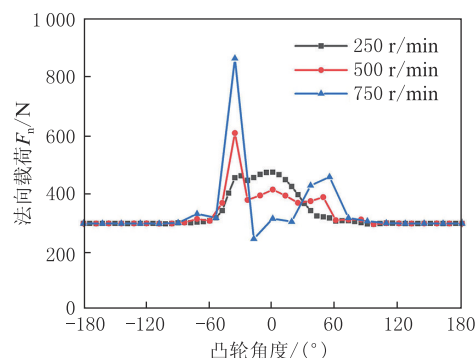


图 14 不同凸轮转速时法向载荷随凸轮角度的变化曲线

Figure 14 Variation curves of normal load with cam angles at different cam speeds

3 结果与讨论

3.1 凸轮转速对滚轮-销轴副摩擦系数的影响

当弹簧初始载荷 200 N 且环境温度 22°C 时, 使用 0W-30 机油充分润滑, 不同转速时滚轮-销轴副摩擦力矩随着凸轮角度的变化曲线如图 15 所示。整体来说, 当凸轮处于鼻部区域时, 滚轮-销轴副的摩擦力矩较大; 当凸轮位于基圆处时, 滚轮-销轴副的摩擦力矩较小, 且基本保持不变。因为当凸轮处于鼻部区域时弹簧压缩量增大, 滚轮-销轴副接触区载荷增大, 固体接触增加, 并且凸轮处于鼻部区域时曲率半径相对于基圆处较小, 滚轮-销轴副的卷吸速度较小, 导致滚轮-销轴副润滑状态向混合润滑状态转变。因此, 当凸轮处于鼻部区域时滚轮-销轴副摩擦力矩较大。

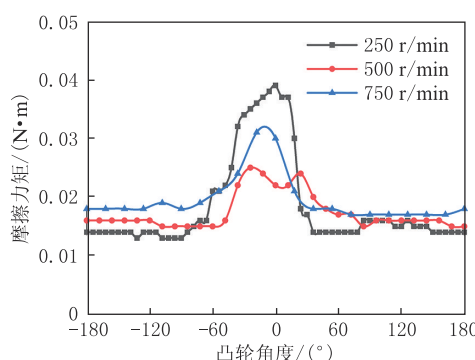


图 15 不同凸轮转速时摩擦力矩随凸轮角度的变化曲线

Figure 15 Variation curves of friction torques with cam angles at different cam speeds

此外, 当凸轮转速为 500 r/min 时, 滚轮-销轴副摩擦力矩在凸轮鼻尖处出现明显凹陷。这是由于受摇臂和弹簧处从动件惯性力的影响, 滚轮-销轴副接

触区法向载荷会在凸轮鼻尖处较小,凸轮鼻翼两侧处较大,载荷越小,固体接触减少,润滑条件改善。因此摩擦力矩在凸轮鼻尖处出现明显凹陷现象。

随着凸轮转速的增加,当凸轮处于鼻部区域时,3条曲线对应的摩擦力矩先减小后增大。这是由于凸轮转速增加,滚轮与销轴之间卷吸速度增加,润滑状态改善,油膜厚度增加,固体接触减少,因此摩擦力矩降低。但是当凸轮转速增加至750 r/min时,润滑油内部的剪切力也随之提高,导致油膜内摩擦力矩增加,滚轮与销轴之间的摩擦力矩随之增大。

计算不同凸轮转速时滚轮-销轴副摩擦系数随凸轮角度的变化曲线,如图16所示。可知,摩擦系数随凸轮转速的变化趋势与摩擦力矩随凸轮转速的变化趋势相似。当凸轮转速增加至750 r/min时,滚轮-销轴副在凸轮鼻尖处的摩擦系数出现一个明显的峰值。这是由于当凸轮转速较大时,在惯性力的影响下滚轮-销轴副接触区法向载荷出现最小值,因此导致摩擦系数骤增。

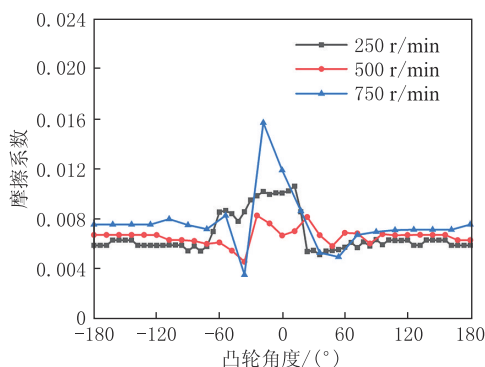


图16 不同凸轮转速时摩擦系数随凸轮角度的变化曲线
Figure 16 Variation curve of friction coefficients with cam angles at different cam speeds

3.2 弹簧初始载荷对滚轮-销轴副摩擦力矩的影响

当凸轮转速250 r/min且环境温度22℃时,使用0W-30机油进行充分润滑,分别测量不同弹簧初始载荷时滚轮-销轴副摩擦力矩随着凸轮角度的变化曲线,如图17所示。随着弹簧初始载荷的增大,滚轮-销轴副摩擦力矩在凸轮全周期都随之增大。

对凸轮全周期测量的摩擦力矩数据点取平均值,得到一个凸轮周期内的滚轮-销轴副的平均摩擦力矩,如图18所示。随着弹簧初始载荷的增大,滚轮-销轴副的平均摩擦力矩逐渐增大,即在气门弹簧处施加较大的初始载荷会导致滚轮与销轴接触区的

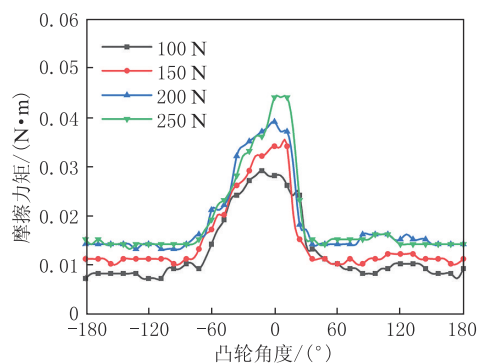


图17 不同初始载荷时摩擦力矩随凸轮角度的变化曲线
Figure 17 Variation curves of friction moment with cam angles at different initial loads

摩擦损失增加。但是较小的弹簧初始载荷可能会导致弹簧回弹不及时,甚至导致凸轮与滚轮脱离,因此应当合理设置气门弹簧的初始载荷。

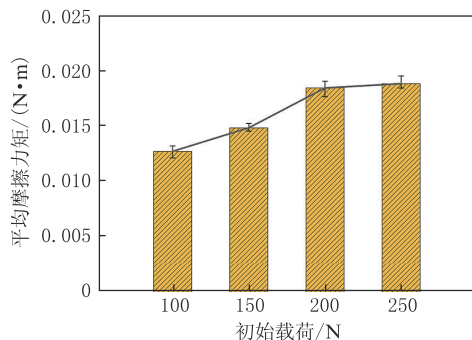


图18 不同初始载荷时滚轮-销轴副的平均摩擦力矩
Figure 18 Average frictional moment of roller-pin pair at different initial loads

3.3 不同黏度机油对滚轮-销轴副摩擦力矩的影响

当弹簧初始载荷200 N且环境温度22℃时,分别使用3种机油充分润滑,在不同凸轮转速条件下,测量滚轮-销轴副摩擦力矩随着凸轮角度的变化曲线,如图19所示。随着润滑油黏度的增加,滚轮-销轴副的摩擦力矩在凸轮全周期内都逐渐减小。低黏度机油增加了气门机构中滚轮-销轴副的摩擦损耗,这与文献[4]中的研究结果一致,有必要采取其他技术降低使用低黏度机油时的摩擦损耗。

除此之外,在不同凸轮转速下,计算不同黏度机油时一个凸轮周期内滚轮-销轴副的平均摩擦力矩,如图20所示。在不同凸轮转速时,使用低黏度机油都会增加气门机构中滚轮-销轴副的摩擦损耗。当使用0W-20和0W-30机油时,随着凸轮转速的增加,滚轮-销轴副的平均摩擦力矩先减小后增大;但是当使用0W-40机油时,随着凸轮转速的增加,滚轮-销轴副的平均摩擦力矩逐渐增大。这是由于高黏度润滑油能够使滚轮-销轴副的润滑状态向流体

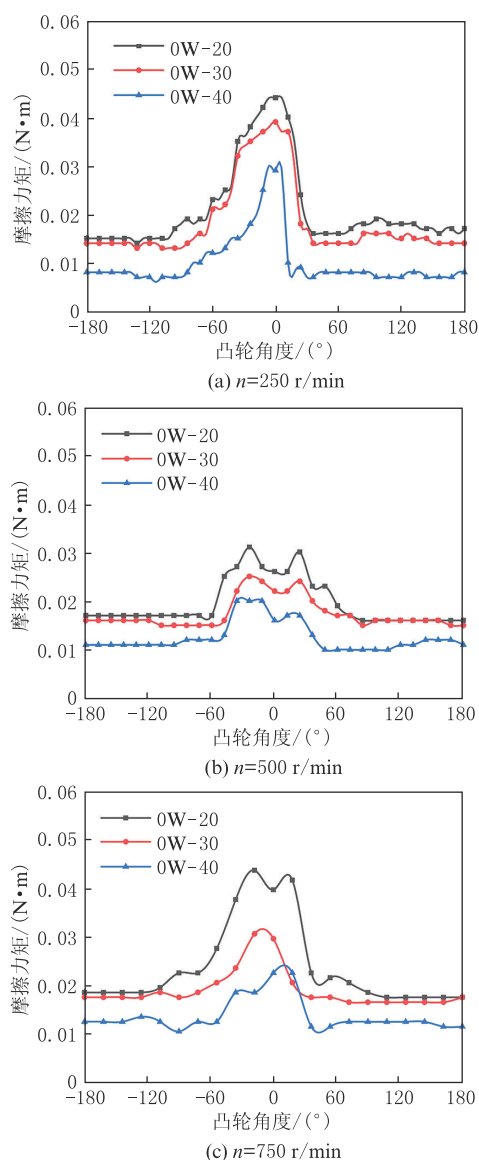


图 19 不同黏度机油时摩擦力矩随凸轮角度的变化曲线
Figure 19 Variation curves of friction torques with cam angle for different viscosity oils

动压润滑转变,由 Stribeck 曲线可知,摩擦系数会随着卷吸速度的增加出现上升趋势。

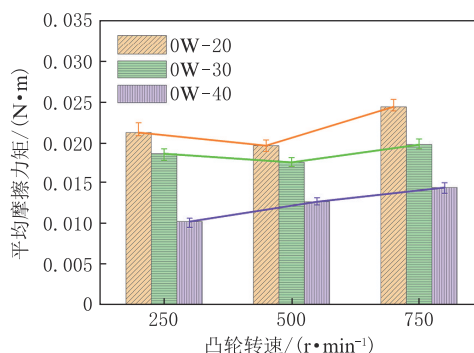


图 20 使用不同黏度机油时滚轮-销轴副的平均摩擦力矩
Figure 20 Mean friction torques of roller-pin pairs when using different viscosity oils

4 结论

(1) 研究表明,基于某型号内燃机气门机构设计搭建的内燃机气门机构滚轮-销轴副摩擦力矩测量试验台能准确测量出凸轮全周期内滚轮-销轴副的摩擦力矩。

(2) 对于滚轮-销轴副接触区的法向载荷,当凸轮转速较大时,由于摇臂和弹簧从动件惯性力的影响,该法向载荷会在凸轮鼻尖区域出现明显的凹陷,且凸轮转速越高,凹陷越明显。

(3) 在一个凸轮周期内,滚轮-销轴副的摩擦力矩在凸轮鼻部区域时较大,在凸轮基圆区域时较小且稳定。滚轮-销轴副的平均摩擦力矩随弹簧初始载荷的增加而增大,随润滑油黏度的增加而减小。当使用低黏度机油时,摩擦力矩随着凸轮转速的增加先减小后增大;当使用较高黏度机油时,摩擦力矩随着凸轮转速的增加逐渐增大。

参考文献:

- [1] MUFTI R A. Total and component friction in a motored and firing engine[M]. Leeds: University of Leeds, 2004:1 - 276.
- [2] ROSHAN R, PRIEST M, NEVILLE A, et al. Friction modelling in an engine valve train considering the sensitivity to lubricant formulation [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2009,223(3):413 - 424.
- [3] MUFTI R, PRIEST M. Experimental and theoretical evaluation of simultaneous piston assembly, valve train and engine bearing friction in a fired engine[C]//Proceedings of the World Tribology Congress III. World Tribology Congress III, Volume 2. Washington, D. C.: American Society of Mechanical Engineers, 2005:599 - 600.
- [4] HERWEG S, HUBER F, ATAMER S, et al. Experimental investigations and simulations on cam-roller-friction [C]//18. Internationales Stuttgarter Symposium: Automotive and Engine Technology. Wiesbaden:Springer Vieweg, 2018:1443 - 1460.
- [5] CARDEN P, PISANI C, ANDERSSON J, et al. The effect of low viscosity oil on the wear friction and fuel consumption of a heavy duty truck engine[J]. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 2013,6(2):311 - 319.
- [6] LEE P, ZHMUD B. Low friction powertrains:current advances in lubricants and coatings [J/OL]. Lubricants, 2021, 9 (8) : 74 (2021-07-27) [2024-06-27]. DOI:10.3390/lubricants9080074.
- [7] SANDER D E, ALLMAIER H, KNAUDER C, et al. Potentials and risks of reducing friction with future ultra-low-viscosity engine oils[J]. MTZ Worldwide, 2018,79(12):20 - 27.
- [8] STARON J T, WILLERMET P A. An analysis of valve train friction in terms of lubrication principles [C/OL]//SAE Technical Paper, 1983: 830165 (1983-02-01) [2024-08-05].

- DOI: 10.4271/830165.
- [9] SUN D C, ROSENBERG R C. An experimental study of automotive cam-lifter interface friction [J]. ASLE Transactions, 1987,30(2):167 - 176.
- [10] BAIR S, GRIFFIOEN J A, WINER W O. The tribological behavior of an automotive cam and flat lifter system[J]. Journal of Tribology, 1986:478 - 486.
- [11] MIYAMURA N. Fuel saving in internal-combustion engines [J]. Journal of Japanese Society of Tribologists, 1991,36(11):855 - 859.
- [12] DUFFY P E. An experimental investigation of sliding at cam to roller tappet contacts [C/OL]// SAE Technical Paper, 1993: 930691 (1993-03-01) [2024-06-27]. DOI:10.4271/930691.
- [13] CHIU Y P. Lubrication and slippage in roller finger follower systems in engine valve trains [J]. Tribology Transactions, 1992,35(2):261 - 268.
- [14] BAIR S, WINER W O. Paper VI(v) a technique for measuring roller follower skidding on automotive camshafts[J]. Tribology Series, 1991,18:157 - 162.
- [15] LEE J, PATTERSON D J, MORRISON K M, et al. Friction measurement in the valve train with a roller follower[J]. SAE Transactions, 1994,103:963 - 969.
- [16] JI F, TAYLOR C M. A tribological study of roller follower valve trains: Part 1: a theoretical study with a numerical lubrication model considering possible sliding [J]. Tribology Series,1998,34:489 - 499.
- [17] KHURRAM M, MUFTI R A, ZAHID R, et al. Experimental measurement of roller slip in end-pivoted roller follower valve train [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2015,229(9):1047 - 1055.
- [18] KHURRAM M, MUFTI R A, ZAHID R, et al. Effect of lubricant chemistry on the performance of end pivoted roller follower valve train[J]. Tribology International, 2016,93:717 - 722.
- [19] KHURRAM M, MUFTI R A, BHUTTA M U, et al. Roller sliding in engine valve train: effect of oil film thickness considering lubricant composition [J/OL]. Tribology International, 2020, 149: 105829 (2020-06-11) [2024-06-27]. DOI: 10.1016/j.triboint.2019.06.022.
- [20] 黄积松,郭峰,栗心明,等. 内燃机凸轮滚轮转速测量系统及滑差特性研究[J]. 内燃机工程,2023,44(2):58 - 63.
- HUANG J S, GUO F, LI X M, et al. Research on the speed measurement system and skidding characteristics of cam-roller of internal combustion engines[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2023,44(2):58 - 63.
- [21] ALAKHRAMSING S S, DE ROOIJ M B, AKCHURIN A, et al. A mixed-TEHL analysis of cam-roller contacts considering roller slip: on the influence of roller-pin contact friction [J/OL]. Journal of Tribology, 2019,141(1):011503 (2018-08-24) [2024-06-27]. DOI:10.1115/1.4040979.
- [22] LI S, GUO F, WONG P L, et al. Skidding analysis of exhaust cam-roller unit in the steady/startup operation of internal combustion engine [J/OL]. Lubricants, 2023, 11(9): 361 (2023-08-25) [2024-07-25]. DOI:10.3390/lubricants11090361.
- [23] ABDULLAH M U, BHUTTA M U, NAJEEB M H, et al. Experimental measurement of frictional torque in end pivoted roller finger follower valve train[C]//6th International Conference on Developments in Engineering and Technology: ICDET-2017, Bangkok, Thailand. 2017 (2017-02-06) [2024-06-27]. DOI: 10.17758/eirai.dir0217004.
- [24] ZAHID R, BHUTTA M U, MUFTI R A, et al. Friction and wear performance evaluation of bio-lubricants and DLC coatings on cam/tappet interface of internal combustion engines[J/OL]. Materials, 2021, 14: 7206 (2021-11-26) [2024-06-27]. DOI: 10.3390/ma14237206.
- [25] BHUTTA M U, NAJEEB M H, ABDULLAH M U, et al. Experimental investigation of engine valve train friction considering effects of operating conditions and WPC surface treatment [J/OL]. Materials, 2023, 16: 3431 (2023-04-28) [2024-06-27]. DOI:10.3390/ma16093431.

(上接第110页)

- LIN Q, HAO Z Y, GUO L. Analysis of crankshaft system's dynamic coupling behavior and hydrodynamic lubrication [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2007,28(3): 45 - 48.
- [11] 王刚志,郝延明,马维忍,等. 内燃机主轴承热弹性流体动力润滑研究[J]. 内燃机工程,2010,31(5):63 - 68.
- WANG G Z, HAO Y M, MA W R, et al. Thermo-elastohydrodynamic lubrication research of main bearings in IC engines[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2010,31(5):63 - 68.
- [12] 王刚志,舒歌群,王养军,等. 增压内燃机主轴承载荷计算方法及其对轴心轨迹的影响[J]. 内燃机工程,2007,28(1):27 - 30.
- WANG G Z, SHU G Q, WANG Y J, et al. Load calculating methods of main journal bearings of turbo charged multi-cylinder IC engine and its effects on orbit [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2007,28(1):27 - 30.
- [13] KRASSER J. Thermoelasto hydrodynamische analyse dynamisch belasteter radialgleitlager[D]. Graz: Graz University of Science and Technology, 1996.
- [14] SPURK J H, AKSEL N. Strömungslehre - einföhrung in die theorie der strömungen[M]. Berlin: Springer Verlag, 2007:7.
- [15] HU K. A Finite element formulation for coupled rigid and flexible dynamic analysis of an internal combustion engine crankshaft system [D]. Ann Arbor: University of Michigan, 2002.
- [16] PARANJPE R S, GOENKA P K. Analysis of crankshaft bearing using a mass conserving algorithm [J]. Tribology Transactions, 1990,33(3):333 - 344.