

发动机连杆拉压模拟疲劳试验台研制

刘震涛¹, 刘宏瑞¹, 叶 晓¹, 李建锋², 刘海军², 俞小莉¹

(1. 浙江大学 能源工程学系, 浙江 杭州 310027; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261001)

摘要: 为了研究发动机连杆在拉压载荷下的疲劳特性, 基于美国 NI 公司的 LabVIEW 开发环境和 CompactRIO 嵌入式控制器, 研制了发动机连杆拉压模拟疲劳试验台, 该试验台采用了液压伺服的加载方式对连杆进行了拉压加载。根据发动机实际运行工况下连杆主要承受着循环交变拉压载荷, 而最大压缩载荷要大于最大拉伸载荷的特点, 采用了非对称的加载方式进行加载, 并对载荷进行了 PID 控制。最后以某型号连杆为例, 在 LabVIEW 中对加载载荷的计算、非对称加载的实现和载荷的 PID 控制进行了仿真。仿真结果表明: 该试验台试验功能可以实现, 试验性能良好。

关键词: 连杆; 疲劳; LabVIEW; CompactRIO; 非对称加载; 比例-积分-微分控制

中图分类号: TH122; TH873.3; U436

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2011)06-0653-06

Development of engine connecting rod tension and compression fatigue simulation test rig

LIU Zhen-tao¹, LIU Hong-rui¹, YE Xiao¹, LI Jian-feng², LIU Hai-jun², YU Xiao-li¹

(1. Department of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261001, China)

Abstract: In order to research the fatigue properties of the connecting rod with tension and compression loads, the test rig was studied based on LabVIEW development environment and CompactRIO embedded controller, and the hydraulic servo loading system was adopted. In engine actual conditions, the connecting rod mainly bears circular alternating tensile and compressed load, and the maximum compressed load is larger than the maximum tensile load, so the asymmetrical loading method and the PID control on the loads were adopted. At last, a certain type of connecting rod for example was taken, the loads calculation, the asymmetrical loading method and the PID control were simulated in the LabVIEW. The results show that the test rig of which the function can be realized has a good performance.

Key words: connecting rod; fatigue; LabVIEW; CompactRIO; asymmetrical loading method; proportion-integral-derivative (PID) control

0 引 言

连杆是往复式内燃机的核心部件, 也是内燃机中承受较大交变载荷的主要部件之一, 其可靠性直接影响内燃机运行的安全。

强度、刚度和疲劳寿命是工程机械机构和零件的主要参数, 其中疲劳破坏是机械机构和零件失效的主要原因之一(据统计, 连杆 60% ~ 90% 的破坏都

是疲劳破坏^[1]), 而引起疲劳失效的主要原因是重复载荷。

目前开展连杆疲劳可靠性研究的主要手段包括仿真计算^[2-6]、实机试验和模拟疲劳试验^[7-8]。仿真计算方便、快捷、成本低, 针对连杆的仿真计算很多, 但只能对疲劳可靠性进行趋势性分析和验证, 并且边界条件不确定。实机试验可以反映连杆的真实工况, 但试验周期长、成本较高, 并且不能对试验进行强化。模拟疲劳试验可以用较短的周期、较高的效率来进行试验, 并

可以对疲劳试验进行强化,更全面地检验连杆的疲劳特性。

在连杆模拟疲劳试验方面,国外 AVL 公司、Schenck 公司等都有相关的疲劳试验台架,试验方法都比较相似,一般采用液压加载方式,加载载荷多为拉压载荷。而国内相关研究的报道还比较少,多为国外引进设备,尚未有自主研发的连杆拉压模拟疲劳试验台。因此,研制发动机连杆拉压模拟疲劳试验台具有较大的意义。

本研究基于美国 NI 公司的 LabVIEW 开发环境和 Compact RIO 嵌入式控制器,研制发动机连杆拉压模拟疲劳试验台。

1 试验台总体介绍

1.1 连杆受力情况

发动机连杆机构示意图如图 1 所示。在发动机运行过程中,连杆的运动状态比较复杂,小头作往复运动,大头作旋转运动,杆身作平面运动。同时,连杆的受力情况也十分复杂,连杆在实际工况中的受力可分为两部分:一部分是工作中产生的气体爆发压力和活塞组件的往复惯性力;另一部分是连杆运动时本身产生的惯性力,包括往复惯性力、摆动离心力和横向弯矩(横向弯矩相对较小,并且其极值不与其他力一同出现,因此忽略不计)。各力计算公式如下:

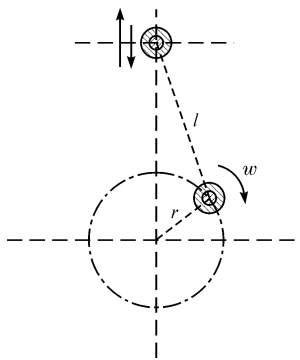


图 1 发动机连杆机构示意图

$$F_g = -\frac{p_g A_0}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \quad (1)$$

$$F_{jh} = \frac{m_p r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \quad (2)$$

$$F_{jl} = \frac{m_{L1} r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \quad (3)$$

$$F_b = -m_{L1} l_1 \lambda^2 \omega^2 \frac{\cos^2 \varphi}{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \quad (4)$$

式中: F_g —气体爆发压力,N; F_{jh} —活塞组惯性力,N; F_{jl} —往复惯性力,N; F_b —摆动离心力,N; p_g —爆发压力,Pa; φ —曲柄转角; λ —连杆比, $\lambda = r/l$; r —曲柄回转半径,m; l —连杆大小头中心距,m; m_p —活塞组质量(活塞、活塞环组、活塞销、活塞销卡环总质量),kg; A_0 —活塞顶投影面积,m²; ω —曲柄运动角速度,rad/s; m_{L1} —计算截面截取至小头端质量,kg; l_1 —计算截面所截小头端质心到小头孔中心距,m。

在以上各力的作用下每一个截面上都会有弯矩、剪力和法向力。但弯矩和剪力与法向力相比都不大,连杆主要承受的是交变的拉压载荷。

1.2 试验原理

试验台的设计主要考虑连杆在实际运行中的拉伸压缩载荷,忽略弯矩与剪力。由于在发动机实际运行工况下连杆承受的最大压缩载荷要大于最大拉伸载荷,试验台采用非对称的加载方式,即负荷比不为-1。

在疲劳试验过程中,试验系统通过采集的应变和压力信号对连杆试件进行实时监控。连杆试件上会有相应的应变采集点,最多可达 12 个,应变信号在监控过程中主要用来判断连杆试件疲劳破坏的发生:当试验中监测应变值连续累积超出上限或低于下限到一定次数时(1 000 次~2 000 次),系统就暂停试验以对连杆试件进行检查,以便及时发现疲劳破坏。而压力信号则主要是作为对加载载荷 PID 控制的反馈信号,同时也作为试验故障的判断信号。

整个试验系统的控制通过美国 NI 公司的 LabVIEW 开发环境和 CompactRIO 嵌入式控制器来实现,主要包括:液压加载控制,数据采集、监测、存储以及分析控制,试验系统的监控和安全控制等任务。

每个连杆试件完成试验后,试验系统都会保存试验数据,包括应变信号、拉压载荷信号、循环次数、疲劳破坏状态等。通过对试验数据的统计分析,实现对连杆疲劳寿命的评估及其可靠性设计。

2 试验台硬件设计

该试验台的硬件主要包括机械台体、液压加载系统和控制系统。

2.1 机械台体

试验台机械结构如图 2 所示,该机械台体采用四立柱的结构,主要功能是固定连杆试件,支撑其他机构进行试验,主要包括连杆试件固定夹具、移动导轨、移动面、支撑面。

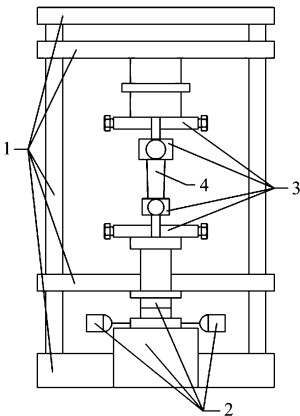


图2 试验台机械结构示意图

1—试验台框架;2—液压加载系统;3—固定夹具;4—连杆试件

2.2 液压加载系统

液压加载系统的主要功能是为模拟疲劳试验提供预先设定的加载载荷。其结构如图3所示,主要包括液压伺服电磁阀、液压放大器、液压油缸、液压泵站和蓄压器,同时还包括滤油器、单向阀、溢流阀等辅助液压器件。

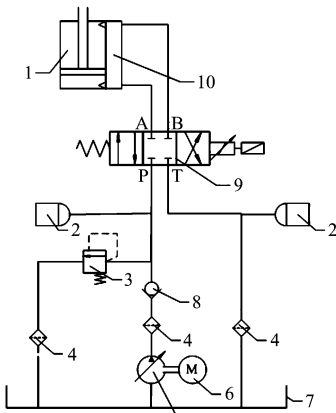


图3 液压加载系统结构示意图

1—液压缸;2—蓄压器;3—溢流阀;4—滤油器;5—液压泵站;6—电动机;7—油箱;8—单向阀;9—伺服电磁阀;10—液压放大器

液压伺服电磁阀采用德国 Rexroth 公司的三位四通阀,其中 P 为高压油路、T 为回油油路、A 与 B 为工作油路;液压放大器用于对液压压力的放大,以提供更大的加载载荷;液压油缸为单杆双作用活塞液压缸,用于执行对连杆试件的加载;蓄压器用于保持试验系统压力稳定,两个蓄压器分别位于两个工作油路;滤油器用于过滤液压油;单向阀用于防止压力油回流到液压泵站;溢流阀用于防止压力过高,使系统压力保持在规定值以下。液压伺服阀通过改变 P、T 与 A、B 的通断状态,使液压缸上下运动进而实现对连杆的拉压加载。

2.3 控制系统

控制系统是与 LabVIEW 开发环境相结合的 NI 硬件,主要包括嵌入式控制器 CompactRIO 9014,NI 9237AD 模块,NI 9201AD 模块,NI 9263DA 模块,NI 9401DI/O 模块,NI 9485SSR 模块。

NI CompactRIO 嵌入式测控系统与 PC 机组成整个试验系统的上、下位机结构,如图4所示。其中 CompactRIO 9014 包含一个实时控制器与 3 000 000 门可重配置的现场可编程门阵列(FPGA)芯片和 8 个热插拔工业 I/O 插槽,具有很好的可靠性和实时性^[9],可容易实现对应变、拉压负荷等信号的测量和伺服电磁阀的控制;NI 9237AD 模块用于采集应变信号,由应变片采集的信号经过应变仪直接连接到 NI 9237AD 模块;NI 9201AD 模块用于采集连杆拉压负荷信号;NI 9263DA 模块输出控制信号控制液压加载系统;NI 9401DI/O 模块监控试验系统状态信息,包括各部分开关状态及液压系统压力、温度、泄漏等信号;NI 9485SSR 模块用于发现故障后切断相应部分的开关以避免发生危险。

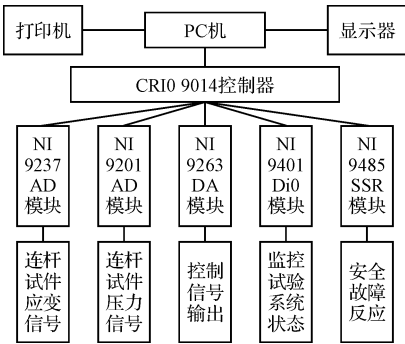


图4 上、下位机结构框图

3 试验台软件设计

该试验台的软件程序是基于 LabVIEW 图形化编程语言的开发环境,结合 CompactRIO 嵌入式控制器开发完成,主要实现了对试验系统液压加载的控制、试验系统监控的控制、数据流处理的控制。试验系统软件功能结构图如图5所示。

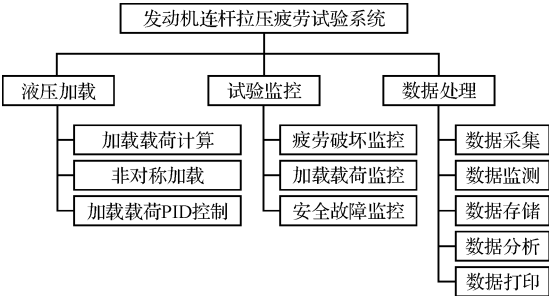


图5 试验系统软件功能结构示意图

3.1 液压加载的控制

3.1.1 加载载荷的计算

基于 1.1 中对连杆受力情况的分析,以拉伸连杆为正,压缩连杆为负,连杆上任何一个截面受力即为 1.1 中各力的代数和:

$$F = F_g + F_{jh} + F_{jl} + F_b \quad (5)$$

以上计算方法是针对各个工况下的各个截面下的通用式计算。对于该试验系统,主要是确定连杆所承受的最大拉压载荷,以确定加载波形的正负幅值。

计算时可进行以下简化:连杆在运动过程中的最大拉压载荷基本在上止点出现,以上止点为计算点,则 $\varphi = 0$ 。同时,可将连杆划分为小头、杆身、大头 3 部分,计算其最大拉压载荷,代替对所有的截面的计算。并且,对于连杆本身的质量也有一定的近似,忽略连杆盖、连杆轴瓦的质量,因为该部分质量与别的质量相比很小,并且折算的惯性力也很小。本研究根据 1.1 中的式(1~4)简化后的计算方法如下:

(1) 最大拉伸载荷下:

$$F_{La} = m_p r \omega^2 (1 + \lambda) \quad (6)$$

$$F_{Lb} = (m_p + m_{Ll}) r \omega^2 (1 + \lambda) + (m_L - m_{Ll}) r \omega^2 \quad (7)$$

$$F_{Lc} = (m_p + m_{Ll}) r \omega^2 (1 + \lambda) \quad (8)$$

式中: F_{La} —小头端最大拉伸载荷, N; F_{Lb} —大头端最大拉伸载荷, N; F_{Lc} —杆身最大拉伸载荷, N。

(2) 最大压缩载荷下:

$$F_{Ya} = p_g \frac{\pi}{4} D^2 - m_p r \omega^2 (1 + \lambda) \quad (9)$$

$$F_{Yb} = p_g \frac{\pi}{4} D^2 - (m_p + m_{Ll}) r \omega^2 (1 + \lambda) - (m_L - m_{Ll}) r \omega^2 \quad (10)$$

$$F_{Yc} = p_g \frac{\pi}{4} D^2 - (m_p + m_{Ll}) r \omega^2 (1 + \lambda) \quad (11)$$

式中: F_{Ya} —小头端最大压缩载荷, N; F_{Yb} —大头端最大压缩载荷, N; F_{Yc} —杆身最大压缩载荷, N; m_L —连杆质量, kg; D —缸径, m (此处为近似,当知道活塞顶直径时,用活塞顶直径更加准确)。

在选择发动机计算工况时,以发动机最高转速工况作为连杆受力计算工况,同时以发动机最大扭矩的最大爆发压力代替最高转速下的最大爆发压力,会得到比较保守的试验结果。

计算完以上数据后就可以计算平均载荷 F_m (单位: N)、载荷幅值 F_A (单位: N) 和负荷比 R :

$$F_m = \frac{F_Y - F_L}{2} \quad (12)$$

$$F_A = \frac{F_L + F_Y}{2} \quad (13)$$

$$R = -\frac{F_Y}{F_L} \quad (14)$$

通过以上各数值的比较,尤其是平均载荷的比较,本研究选择大头端、小头端和杆身载荷较大的作为加载载荷。对于确定的加载载荷,可以设定载荷强化系数进行相应的载荷强化。强化后的载荷作为强化试验的加载载荷。

根据以上计算原理^[10],本研究在 LabVIEW 中某型号的连杆为模型进行了相应的仿真计算,计算结果如图 6 所示。



图 6 某型号连杆试件拉压载荷计算

3.1.2 非对称加载的实现

非对称加载的实现主要是产生控制液压伺服电磁阀的非对称控制波形。

软件通过 CompactRIO 9014 FPGA 模块的 FPGA Memory 实现, FPGA Memory 可以记录设定点数的数值,并按照顺序记录每个数值的地址,索引 FPGA Memory 的地址便得到相应的数值。

首先根据连杆的计算结果制作一个模拟波形,再将模拟波形提取一定数量的定点值导入 FPGA Memory 为其赋值,最后将赋值好的 FPGA Memory 按照索引顺序把数值输入 NI 9263 AO 模块,就可以输出非对称控制波形了。

本研究以上一节连杆试件为例,生成非对称波形:选择连杆小头载荷作为加载载荷。负荷比 $R = -8.70935$,即:

$$-\frac{\text{最大压缩载荷}}{\text{最大拉伸载荷}} = -8.70935$$

本研究应用 LabVIEW 的信号生成和拼接模块,选择幅值比为 8.70935 的两条正弦信号,如图 7 所示,信号 A 和 B 为幅值比为 8.70935 的两个正弦信号,分别截取半个周期的波形。本研究将两个信号连接就得到了所需的模拟波形,每个部分都提取 512 个定点值,则连接后为 1024 点,形成一个周期。

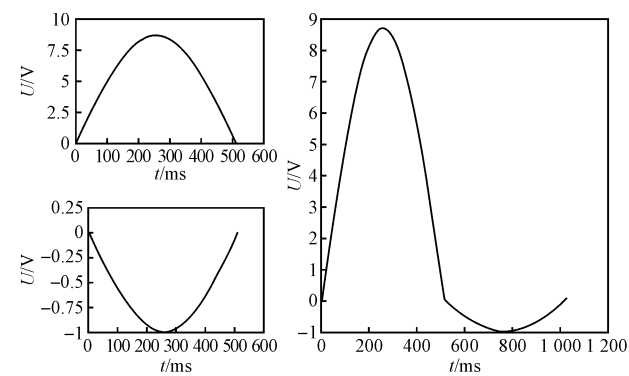


图7 模拟波形的制作

本研究将模拟波形的 1 024 个定点值输入 FPGA Memory。如图 8 ~ 图 9 所示,在 LabVIEW 中创建一个 vi, 将模拟波形的 1 024 点输入指定格式的定点数组;设置好 FPGA Memory 的属性,并导入该 vi 即可完成对 FPGA Memory 的赋值。

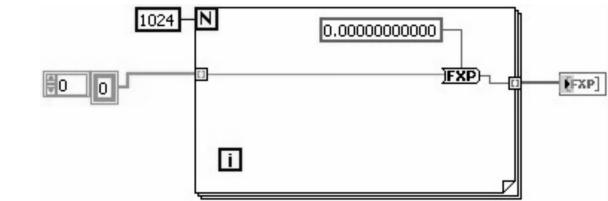


图8 赋值 vi



图9 FPGA Memory 的属性设置

接着按如图 10 所示的 FPGA Memory 输入输出程序框图,通过 For 循环索引 FPGA Memory 地址,并将索引数值输入 NI 9263AO 模块,便可输出控制液压伺服阀的非对称控制波形。示波器上显示的输出波形如图 11 所示。

3.1.3 加载载荷 PID 控制

该试验系统采用常规的 PID 控制方法。因为加载载荷为循环非对称拉压载荷,理论上要保证加载载荷达到所设定的最大拉伸和压缩载荷值,但考虑到最大拉伸载荷相对最大压缩载荷较小,系统把最大压缩载

荷作为 PID 控制的目标量。同时系统实时采集连杆试件负荷信号,并将最大值最为 PID 控制的反馈量。控制原理如图 12 所示。

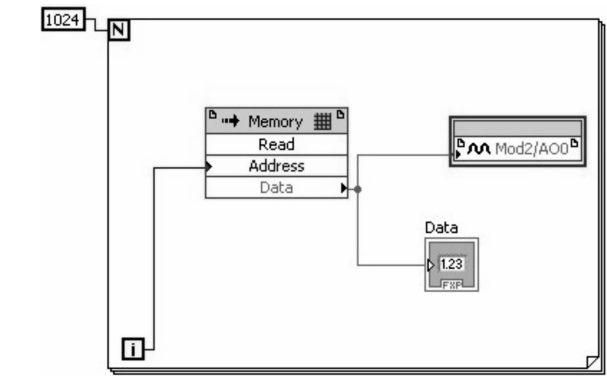


图10 FPGA Memory 输入输出程序框图

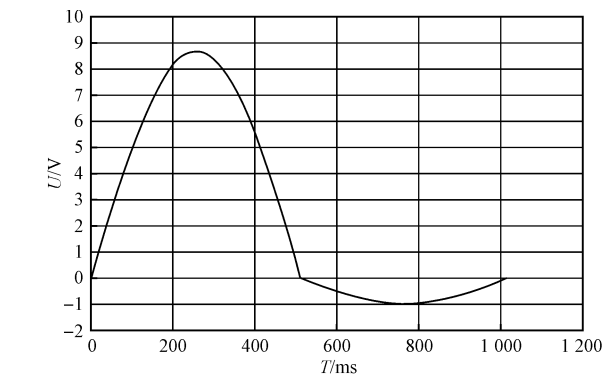


图11 示波器输出波形

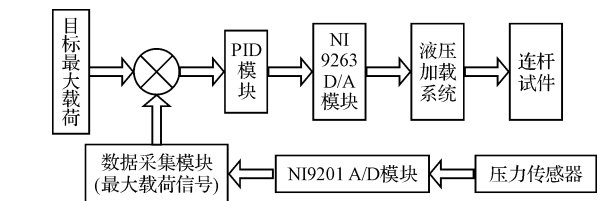


图12 加载载荷 PID 控制原理图

LabVIEW 中的 FPGA PID 控制模块部分程序图如图 13 所示,该模块大大简化了控制过程,设定好各个接口参数后将反馈信号连入最大载荷信号端口,就能得到相应的输出。

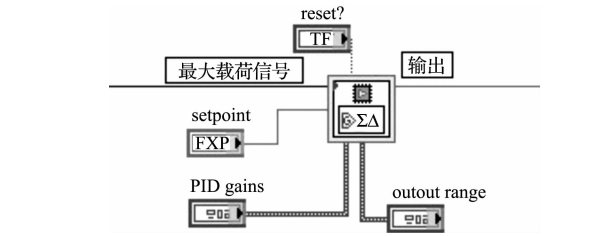


图13 FPGA PID 模块部分程序图

本研究在进行加载载荷 PID 控制仿真时先设定好 LabVIEW 中 PID 模块的各个参数,主要包括:比例 P 、积

分 I 及微分 D 3 个基本参数和设定目标值,并将过程采集值引入反馈端。设定完毕后,在设定值由 0 变为 14.3 的激励下得到的响应特性如图 14 所示。横轴时间单位为每刻度 50 ms,纵轴为仿真电压值,在设定值较大变化的情况下,输出值在 3 s 内达到设定值并保持稳定。

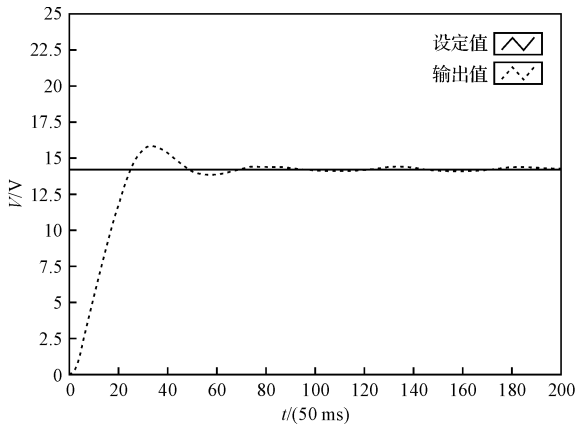


图 14 液压加载系统 PID 控制响应图

仿真结果说明加载载荷 PID 控制满足试验系统的要求。同时,响应特性可以通过改变 PID 参数进行调节。

3.2 试验系统监控的控制

保证试验安全是重中之重,该试验系统针对存在安全隐患的部分进行监控,在发现故障后进行相应的处理。

该功能是由软件通过 NI 9401DI/O 模块和 NI 9485SSR 模块实现的。本研究将液压泵及其电源开关、电动机及其电源开关、试验系统、总开关液压系统压力、温度、泄漏等信号由 NI 9401DI/O 模块实时监控,发现故障后由 9485SSR 模块切断相应部分的开关以避免发生危险。

3.3 数据流的处理

如图 4 所示,试验系统针对每种信号都有相应的 NI 硬件进行采集。CompactRIO 9014 的 RT 和 FPGA 模块保障了数据采集、显示、存储及分析的实时性和可靠性。针对疲劳试验时间长、数据量大的特点,在数据的处理上采用 LabVIEW 中的 TDMS 数据流,保证了数据的完整。

基于以上的设计,整个试验系统的试验流程如图 15 所示,主要分为试验准备和试验监控两大部分。试验准备阶段,试验系统经过初始化、自检后设置好相关的信息和参数;试验监控阶段主要监控连杆试件疲劳状态和安全故障状态,出现问题时可暂停或者结束试验;试验结束后记录试验结果,便完成了连杆的疲劳试验。

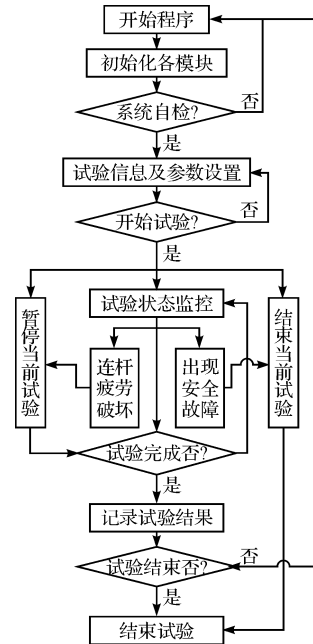


图 15 试验程序框图

4 结束语

(1) 本研究所研制的发动机连杆拉压模拟疲劳试验台是国内首个自主研发、拥有自主知识产权的专用试验台。

(2) 该试验台基于连杆主要承受拉压载荷的试验原理,采用 NI CompactRIO 嵌入式控制器和液压加载系统的硬件设计,使试验系统具有较高的可靠性、准确性和实用性;结合 LabVIEW 开发环境进行软件编程,使试验系统开发周期短、扩展性强。

(3) 该试验台采用非对称加载方式,实现了对连杆实际工况的模拟;液压加载的 PID 控制实现了载荷的精确控制;同时与实机试验相比,可以实现强化试验,既缩短了试验周期、提高了试验效率,又可以更全面地检验连杆的疲劳性能,对连杆新产品的设计和已有产品的优化具有较大的意义。

参考文献 (References):

- [1] 王银燕,张鹏奇,王 善. 柴油机连杆杆身疲劳强度可靠性分析[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2001, 22 (3): 67-71.
- [2] YANG Chen, HAO Zhi-yong, ZHENG Guang-tai. Balance mechanism design of single cylinder engine based on continuous mass distribution of connecting rod[J]. **Transactions of Tianjin University**, 2009 (4): 255-259.
- [3] 戚 刚,吴昌华,张南林. 发动机连杆精细有限元分析模型和算法研究[J]. 中国机械工程, 2001, 12 (3): 50-52.

(下转第 662 页)

7% 计算,则由气动功率公式计算得到 $N_w = 93.0 \text{ kW}$,而此时惯性功率 $N_i = 0$,因此摩擦功率约为 $N_f = 7.0 \text{ kW}$,对应的摩擦力矩为 $M_f = 1.155 \text{ kN} \cdot \text{m}^{[11-12]}$ 。

然后计算总负载转矩和总负载功率。由阶段函数式(17)可确定,式(9)在 $t = 3.272 \text{ s}$ 时有最大值 $1\,353.0 \text{ kN} \cdot \text{m}$,式(13)在 $t = 5.921 \text{ s}$ 时有最大值 $1\,928.9 \text{ kW}$ 。即该动态离心机的最大总负载转矩 $M_{l\max} = 1\,353.0 \text{ kN} \cdot \text{m}$,最大总负载功率 $N_{l\max} = 1\,928.9 \text{ kW}$ 。

最后计算电动机额定转矩和额定功率。考虑到该离心机的动态实验要求,参考文献[5],取过载系数 $\lambda = 2.2$,且已知离心机的最大转速 $\omega_{\max} = 6.062/\text{s}$,从而由式(15)计算得到电动机的额定转矩 $M_{\text{motorN}} = 615.0 \text{ kN} \cdot \text{m}$,由式(16)计算得到额定功率 $N_{\text{motorN}} = 3\,728.1 \text{ kW}$ 。

事实上,若直接取离心机最大总负载功率 $N_{l\max} = 1\,928.9 \text{ kW}$ 作为电动机额定功率 $N_{\text{motorN}} = 1\,928.9 \text{ kW}$,就会出现以前出现过的离心机不能按预定运行曲线工作的情况,因为在转速较大时电动机轴输出的转矩就不满足条件 $M_{\text{motormax}} \geq M_{l\max}$;若直接将离心机最大负载转矩与最大转速之积 $M_{l\max}\omega_{\max} = 8\,201.9 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 作为电动机额定功率,又会导致“大马拉小车”的浪费。因此,按本研究中的方法确定电动机的额定指标来选择的电动机,既能够避免不必要的浪费,又能够使离心机达到预定的工作要求。而以前直接用最大总负载功率或最大负载转矩与最大转速之积来作为电动机额定指标的方法都是不合理的。

3 结束语

本研究介绍了确定旋臂式离心机中驱动电机的额定功率的方法。在现有计算旋臂式离心机气动功率公式的基础上,针对机室没有开通风口和开有通风口的旋臂式离心机,分析了作用于负载的总转矩和由负载

消耗的总功率,然后建立了按照旋臂式离心机的运行曲线,计算离心机总负载功率、最大总负载转矩和总负载转矩、最大总负载功率的公式。在此基础上建立了同时满足功率和转矩要求的驱动电机的额定功率计算公式,基于该公式提出了确定离心机驱动电机额定功率的方法。最后给出了一台机室没有开通风口的旋臂式动态离心机的计算实例,结果表明按本研究方法选择的电动机,既能够避免不必要的浪费,又能够使离心机达到预定的工作要求。

参考文献(References):

- [1] 秦曾煌. 电工学(下册)[M]. 北京:人民教育出版社,1983.
- [2] NICOLAS-FONT J. Design of geotechnical centrifuges[C]//Centrifuge 88, Corte J F (ed.). Paris: [s. n], 1988:9-16.
- [3] SCHOFIELD A N, TAYLOR R N. Development of standard geotechnical centrifuge operations[C]//Centrifuge 88, Corte J F (ed.). Paris: [s. n], 1988:29-32.
- [4] 刘守华. 美国科罗拉多大学 400gt 土工离心机的概括[J]. 水利水电科技情报,1988(3):1-13.
- [5] 向 旭,何 闻,贾叔仕,等. 离心力环境下振动台的控制[J]. 机电工程,2001,18(5):122-124.
- [6] 黄 鹏,尹益辉,徐建国. 振动复合离心机风阻功率及启动过程分析[J]. 工程设计与力学环境,2006(3):38-44.
- [7] 尹益辉,余绍蓉,冯晓军,等. 密闭机室型土工离心机的风阻功率[J]. 绵阳师范学院学报,2010,29(2):1-5.
- [8] 尹益辉,余绍蓉,冯晓军,等. 机室开有通风口的土工离心机的风阻功率[J]. 绵阳师范学院学报,2010,29(5):1-5.
- [9] 沈 鸿. 机械工程手册(第二卷):基本理论[M]. 北京:机械工业出版社,1982.
- [10] 赵 晓,冯 浩. 基于二相模型的三相异步电机机械特性的研究[J]. 机电工程,2010,27(8):30-35.
- [11] 胡 静,丰宋波. 三相混合式步进电机驱动器设计[J]. 机电技术,2010,33(2):70-72.
- [12] 张洪民,胡夏夏,高爱兵. 超声波电机摩擦驱动模型及其有限元仿真[J]. 轻工机械,2010,28(6):82-84.

[编辑:柴福莉]

(上接第 658 页)

- [4] ZHENG Li-ming, YANG Shen-hua, DENG Chun-ping. Dynamics simulation and test of pincers mechanism for fracture splitting of connecting rod[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2010, 40(3): 714-719.
- [5] WEI Zhan-guo, LIU Jin-hao, YU Ying. The Design of Forestry Harvesting, Machines Connecting Rod based on Finite Element Analysis[C]//2010 - 2010 International Conference on Mechanical and Electrical Technology. USA: IEEE Computer Society, 2010:201-204.
- [6] WANG Yan-ju, KOU Shu-qing, YANG Shen-hua, et al.

Effect of connecting rod thickness on fracture split processing[J]. Neiranji Gongcheng/Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2009, 30(3): 80-85.

- [7] 刘耀东,郭金宝,刘 瑞. 发动机活塞液压力冲机械疲劳试验方法研究[J]. 内燃机,2009(4):30-32.
- [8] 李慧远,何 才. 汽车发动机连杆疲劳试验方法[J]. 汽车工艺与材料,2005(10):30-31.
- [9] 张莉瑶,朱 泓,郭正刚,侯永强. 汽车前轴应力采集系统的设计[J]. 汽车零部件,2009(12):66-67.
- [10] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京:中国农业机械出版社,1981.

[编辑:李 辉]