

减振与降噪

WP7 柴油机曲轴系的多体动力学分析

段晓霞, 苏铁熊

(中北大学机电工程学院, 山西太原 030051)

摘 要: 采用 AVL/EXCITE-PU 与 ABAQUS 软件, 基于曲轴系多体动力学, 对 WP7 柴油机进行模拟仿真, 计算主轴承座轴瓦的反力; 同时根据扭转振动的计算结果与测试数据的比较, 进行有限元模型的验证与标定, 从而获得机体结构噪声的主要激励源数据; 通过动力学仿真, 得出选用合适、有效的减振器可以降低轴系的最大应力, 从而提高疲劳安全系数的结论。

关键词: 多体动力学; 曲轴系; 扭转振动; 减振器

中图分类号: TK422.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2011)01-0044-4

Analysis on Multi-body Dynamics of WP7 Diesel Engine Crankshaft

Duan Xiaoxia, Su Tiexiong

(Mechanical and Electronic Engineering Institute, North University of China, Shanxi Taiyuan 030051)

Abstract: By using AVL/EXCITE-PU and ABAQUS software, and based on multi-body dynamics of the crankshaft, the WP7 diesel engine was simulated and counter-force of the bearing shell in the main bearing seat was calculated. At the same time, according to the comparison of calculation results and torsional vibration test data, the finite element model's validation and calibration were accomplished, and thus got the main excitation data of body structure noise. Furthermore, through dynamics simulation, it was concluded that the appropriate and effective vibration damper could reduce the maximum stress of the crankshaft system, so as to improve the fatigue safety coefficients.

Keywords: multi-body dynamics; crankshaft system; torsional vibration; vibration damper

0 引 言

振动、噪声指标是发动机曲轴的重要技术指标, 如何准确高效地计算发动机曲轴的扭转振动情况, 获得该发动机结构噪声的主要激励源数据, 受到发动机厂家的高度重视。

多体动力学仿真技术作为一种可以比较精确计算出发动机振动、噪声情况的方法, 在国内外得到了广泛的应用^[1-3]。天津大学的张俊红等人运用多体动力学建立了高质量的有限元模型和仿真模型, 并对内燃机振动、噪声进行了仿真分析^[4]。而如何利用多体动力学规范化的求解, 获得振动噪声的主要激励源数据, 并通过分析选择合适的减振器,

提高疲劳安全系数, 鲜有文献进行详细的论述。本文正是基于此, 以 WP7 柴油机为研究对象, 通过合理的建模和求解过程来加以论述和说明的。

1 WP7 柴油机曲轴系建模

建立 WP7 柴油机机体有限元模型。其中, 主轴承座部分采用一阶六面体网格, 其余为二阶四面体网格。取出主轴承座一阶六面体网格, 计算轴承反力, 作为机体振动的激励载荷。

1.1 模型及网格划分

1.1.1 曲轴系有限元模型

通过三维软件 Pro/E 建立相应的实体 CAD 模型, 导入 Hypermesh 中建模生成有限元模型。此模

收稿日期: 2010-03-11; 修回日期: 2011-05-20

作者简介: 段晓霞(1986-), 女, 研究生, 研究方向为发动机总体设计与动态仿真, E-mail: duanxiaoxia1986@126.com。

型中包括轴系的主要零部件,如平衡重、飞轮、皮带轮等。在计算模型中,采用一阶六面体网格单元对整个轴系进行划分,在网格划分中保留曲轴的轴颈圆角特征,在连杆轴颈和主轴颈圆角处保证足够的单元质量和数量。飞轮、皮带轮部件与轴系联为一体。见图 1。



图 1 轴系的有限元模型图

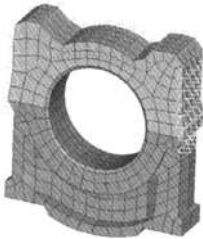


图 2 主轴承座六面体模型

1.1.2 连接件的几何模型

此步计算采用多体动力学方法,曲轴的支承采用简化的主轴承壁,见图 2。与曲轴相连接的部件还有连杆,鉴于连杆在曲轴动力学分析中只起到传力的作用,因此简化成双质量系统(双质量系统是把连杆等效为大头和小头有质量的双质量系统)代替原连杆的传力效果,同时将活塞的质量根据作用效果等效到连杆小头。

1.1.3 主自由度设定

在动力学计算中,为了避免单点加载造成应力集中,因此在主轴颈和连杆轴颈的中心处,分别设定相应数量主节点,其他节点与主自由度节点建立相应的耦合关系。在主节点处分别设定相应的自由度来保留模型的静动态信息,最终将整个模型的静动态信息缩减到主自由度节点上,建立相应的子模型。主自由度节点的设置如图 3 所示。



图 3 曲轴系主自由度设定模型

1.2 多体动力学模型建立

通过上述的有限元前处理软件进行网格划分,再通过有限元软件进行子结构求解,最终得到多体动力学软件 Excite 输入数据,在 Excite 中进行相应的多体动力学模型建模。多体动力学模型分别见图 4、图 5 所示。

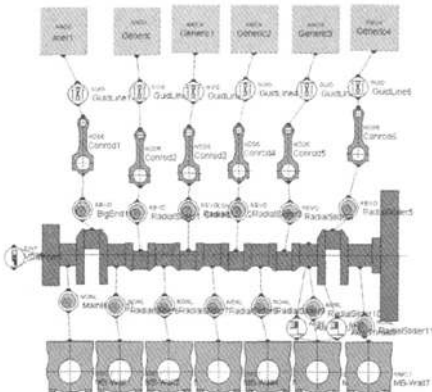


图 4 Excite 中曲轴系多体动力学模型

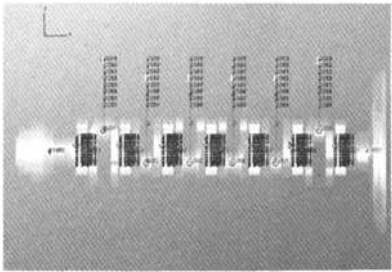


图 5 Excite 中曲轴系多体动力学模型的 3D 显示

1.3 计算的边界条件

在曲轴多体动力学计算仿真中,由于活塞的作用只起传递力的作用,将活塞质量等效到连杆小头质量,因此在施加载荷时,只需将各个转速的燃气压力按照发火顺序施加到相应的连杆小头即可,此燃气载荷由活塞传递到连杆再到曲轴,然后到曲轴的主轴承座支承。

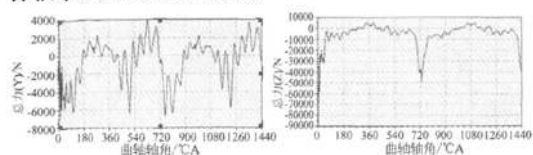
经过计算得到 1 000、1 400、1 600、2 300、2 500 r/min 的缸内压力曲线,并验证了其正确性,可以直接利用。故将缸内压力曲线图输入 Excite 程序,得到活塞传递给连杆的载荷。

2 计算结果

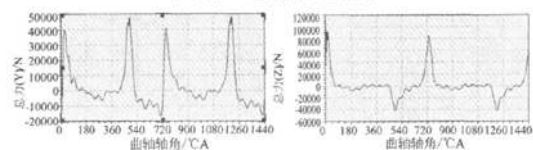
2.1 轴系对主轴承座轴瓦的激励

由 Excite/PU 进行多体动力学计算,得到曲轴子结构各主自由度节点的动力学特性。那么在主轴承瓦表面上设定的主自由度节点上的 y 方向和 z 方

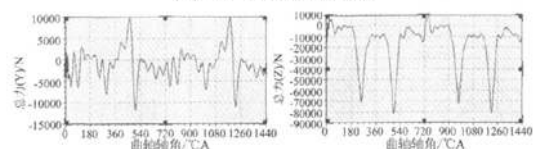
向的总力就是发动机在工作时机体受到曲柄连杆机构的激励,也就是产生噪声的主要激励源。图 6 为各轴承反力的计算结果。



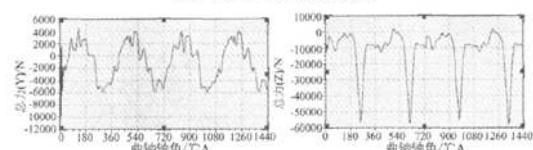
(1) 第一主轴承座反力



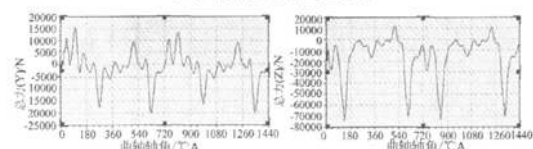
(2) 第二主轴承座反力



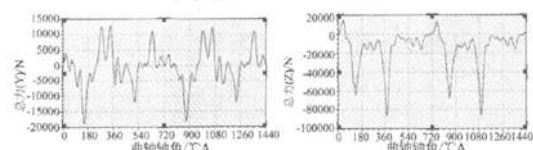
(3) 第三主轴承座反力



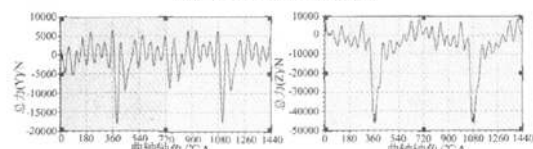
(4) 第四主轴承座反力



(5) 第五主轴承座反力



(6) 第六主轴承座反力



(7) 第七主轴承座反力

图 6 各主轴承座反力

2.2 轴系的扭转振动计算

减振器的阻尼为 $100 \text{ (N} \cdot \text{m} \cdot \text{s)/rad}$, 刚度分别为 5×10^6 、 $3 \times 10^6 \text{ (N} \cdot \text{mm)/rad}$ 时, 轴系 4.5、6、7.5 谐次的转速-振幅仿真曲线见图 7 所示, 表 1 列出

万方数据

了不同谐次下, 角位移振幅/临界转速对比情况。

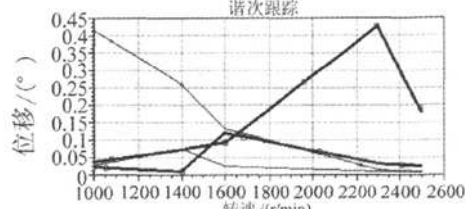
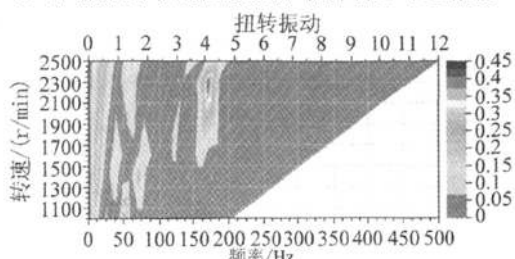
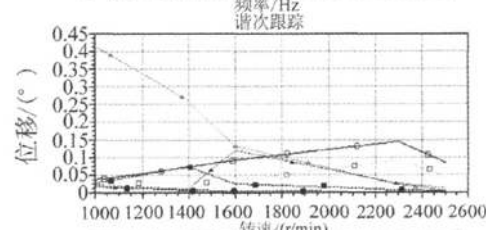
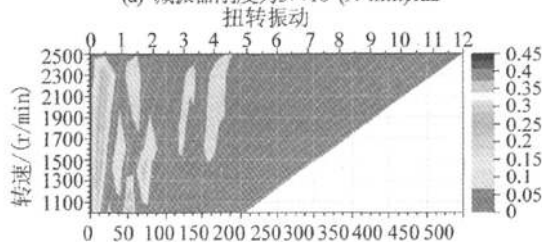
(a) 减振器刚度为 $5 \times 10^6 \text{ (N} \cdot \text{mm)/rad}$ (b) 减振器刚度为 $3 \times 10^6 \text{ (N} \cdot \text{mm)/rad}$

图 7 不同减振器刚度下轴系的 4.5、6、7.5 谐次转速-振幅曲线对比图

表 1 不同减振器刚度时轴系的角位移振幅/临界转速

减振器 刚度 $/(N \cdot mm)$ $/rad$	阻尼 $/(N \cdot mm)$ $/rad$	4.5 谐次 振幅/转速 $/(^{\circ})$ $/2300$ r/min	6.0 谐次 振幅/转速 $(^{\circ})$ $/1600$ r/min	7.5 谐次 振幅/转速 $(^{\circ})$ $/1400$ r/min
5×10^6	100	0.425	0.13	0.08
3×10^6	100	0.15	0.13	0.08

由图 7 和表 1 可知, 当减振器刚度系数变小后, 轴系在 3、6、7.5 谐次幅值曲线变化不大, 说明受减振器刚度变化影响不大; 而在 4.5 谐次下, 其幅值由 0.425° 急剧降至 0.15° , 峰值转速未改变, 为

2300 r/min, 这对系统提高扭振性能并无不利。图8为某 WP7 柴油机减振器测试结果, 经过仿真结果与实测结果的比较可以看出, 二者临界转速的偏差小于6%, 而振幅偏差较大。经过调低阻尼至原设定值的60%, 4.5 谐波振幅峰值为 0.21°, 与测试值较为接近。见图9(减振器刚度为 3×10^6 (N·mm)/rad) 所示。

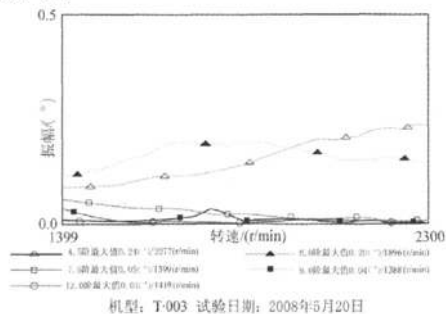


图8 轴系4.5、6、7.5谐次的扭振转速-振幅测试曲线

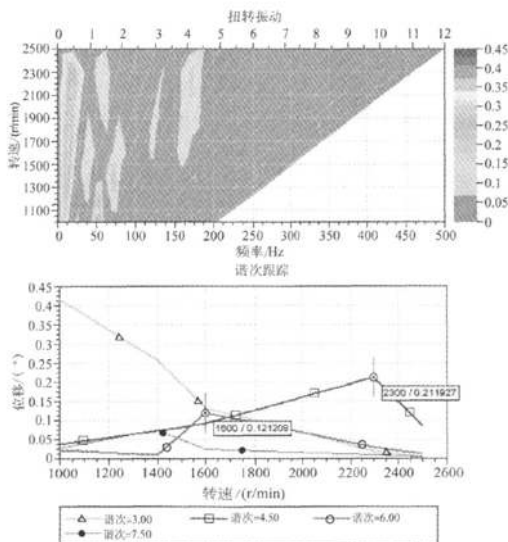


图9 降低减振器阻尼的轴系转速-振幅曲线

2.3 曲轴应力计算

由多体动力学计算得到的主自由度节点的力载荷, 并进行应力恢复, 得到48个工况步(step)下整体曲轴的应力分布, 取减振器刚度为 5×10^6 (N·mm)/rad时, 曲轴的 Von-Mises 应力见图10。

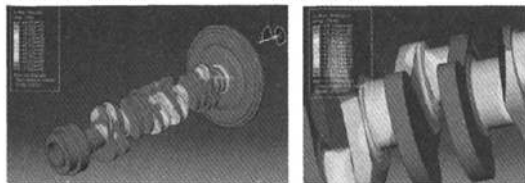


图10 曲轴系的最大主应力分布

由图可知, 曲轴系的最大主应力在第5拐的曲柄

销圆角处。在48个工况步(step)中, 第一主应力的最大值出现在第3步第5曲柄销圆角处, 其值为: 351 MPa; 而该点的第三主应力最小值为: -223 MPa。

相应得到该点最大和最小应力为:

$$\sigma_{\max} = 301.2 \text{ MPa}; \sigma_{\min} = -189.0 \text{ MPa}$$

由此可得该点的应力幅与平均应力为:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 245.1 \text{ MPa};$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 56.1 \text{ MPa}$$

根据曲轴弯曲疲劳试验所得 WP7 曲轴(材料: 42CrMo 热处理: 圆角淬火)的曲柄销圆角的结构疲劳极限 σ_{-1} 为 609 MPa。则疲劳安全系数为:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + 0.456\sigma_m} = 2.25$$

取减振器刚度为 3×10^6 (N·mm)/rad 时, 曲轴的最大主应力分布见图11。

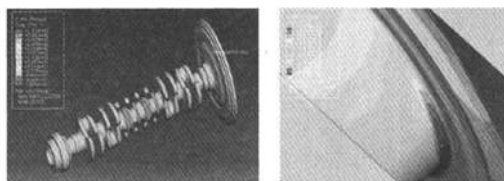


图11 曲轴系的最大主应力分布

由图11看出, 最大主应力在第6拐的曲柄销圆角处。在48个工况步(step)中, 第一主应力的最大值为第25步第6曲柄销圆角处, 其值为: 338 MPa; 而该点的第三主应力最小值为: -190 MPa。

相应得到该点最大和最小应力为:

$$\sigma_{\max} = 273 \text{ MPa}; \sigma_{\min} = -161 \text{ MPa}$$

由此可得该点的应力幅与平均应力为:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 217 \text{ MPa};$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 56 \text{ MPa}$$

则疲劳安全系数为:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + 0.456\sigma_m} = 2.51$$

3 结论

(1) 通过多体动力学方法, 求取了机体振动的激励力, 可以更为真实的模拟机体表面的结构噪声。

(下转第51页)

数控车铣中心。上海船厂改造了一台能两轴联动的大型缸套车床,能够加工外圆、圆弧及大型活塞杆。陕柴重工对缸套生产线进行了改造,建立了由数显镗床等12台数控设备组成的柴油机缸套加工生产线,每年的加工能力为6 000件以上,内外圆同轴度达到0.03 mm,圆度达到0.02 mm,平面度达到0.01 mm。为了防止大功率柴油机缸套拉缸,需改善润滑条件,需要对缸套内表面进行珩磨、软氮化,为此陕柴重工引进了缸套数控珩磨机,珩磨头具有平顶与珩磨两个功能,带有两个油石,并且能够自动转换,数控系统能够自动改变珩磨参数及自动测量珩磨尺寸。陕柴重工还进口了德国的T2000型粗糙度检测仪,能够测量平顶网纹的各项参数,其分辨率达到0.001 mm,而且具有自动打印功能。

1.6 凸轮

在电喷系统全面应用之前,柴油机的喷油定时、进排气定时仍然由凸轮轴系统来完成,是柴油机的重要零件。大功率柴油机的凸轮一般是片状结构,其加工是通过磨削型面的方法进行的。大功率柴油机的凸轮和凸轮轴既有整体结构,也有分体结构。其凸轮片的加工已经由粗车凸轮型面发展到数控铣凸轮,从而杜绝了车削加工带来的凸轮型面变形的问题。凸轮型面磨削也由普通磨床磨削发展到由CNC磨床磨削,精度也大为提高。陕柴重工从德国引进的凸轮轴磨床,最大型面误差可以达到 ± 0.005 mm,加工表面粗糙度 R_a 小于等于0.4,最大磨削长度大于2 000 mm,最大磨削直径620 mm。制动系统为FANUC、SIEMENS或HEIDENHAIN主流数控系统,可实现X、Y、Z轴三轴联动,是目前国内最大、精度最高的凸轮轴磨

床。

凸轮型线检测也由传统的分度头检测发展到电子自动检测和自动打印。陕柴重工从美国引进的三坐标测量仪,在其PHIOMO测头上配置一套ODCAMS检测软件,能够测量凸轮型线及其相位,并自动打印出结果。

1.7 连杆

连杆将活塞的直线往复运动转换为曲轴的回转运动,将气缸内气体对活塞所作的功传递给曲轴并以扭矩的形式通过飞轮向外输出。连杆主要承受交变的气体压力和往复惯性力的作用。大功率柴油机的连杆采用优质碳素结构钢和合金结构钢进行模锻,然后在卧式加工中心上进行连杆螺栓孔、连杆外型、分型面的加工。大功率柴油机连杆杆身与两端盖的连接以锯齿型斜切口或者锯齿型直切口连接,要求贴合面积大于等于75%,因此连杆杆身的锯齿型部位是连杆加工的关键部位。陕柴重工引进瑞士的MGC磨削中心,该中心具有强力磨削功能和X、Y、Z三轴联动功能,砂轮能够自动平衡,用金刚石修正砂轮,以保证锯齿精度。

2 结束语

由此可以看出,目前我国大功率柴油机零件加工及检测技术已经达到或接近世界先进水平,但是也要看到我国柴油机零件加工和检测所采用的设备大部分都是从国外引进的,具有自主知识产权的高、精、尖加工设备还不足以同外国品牌抗衡。这就要求我国广大科技人员在引进、吸收、创新的基础之上设计出具有自主知识产权的高、精、尖机械加工和检测设备,推动我国大功率柴油机零件加工及检测技术的发展。

(上接第47页)

(2)计算了轴系的扭转振动,对减振器的参数进行了初步标定。临界转速计算值与测试值偏差小于6%,而角位移幅值需要做进一步的标定。减振器的扭转刚度由 5×10^6 (N·mm)/rad降低到 3×10^6 (N·mm)/rad,则4.5谐次的振幅由0.43°降至0.15°,但6、7.5谐次的振幅没有影响;阻尼调低时,4.5谐次的振幅随之升高,与测试值接近。

(3)应力计算的结果表明,选用合适、有效的减振器可以降低轴系的最大应力,疲劳安全系数由2.25提高至2.51。

参考文献

- [1] 郭磊,郝志勇等.曲轴强度多体动力学与有限元子模型法仿真[J].浙江大学学报,2009,43(9):1638-1643.
- [2] 李民,舒歌群等.多体动力学建模方法对发动机主轴承载荷计算影响[J].农业工程学报,2008,24(12):57-61.
- [3] 段秀兵,郝志勇.车用柴油机曲轴扭振的仿真[J].农业机械学报,2006,37(7):42-44.
- [4] 张俊红,郑勇.内燃机振动、噪声的多体动力学分析[J].中国机械工程,2006,17(1):25-28.