

多缸柴油机机体试验模态研究

王 忠, 王小哲, 袁银南, 李健康
(江苏大学)

摘 要: 用试验模态分析方法确定了 CZ480 柴油机机体各阶振动频率, 运用动态分析软件对机体在各阶振动频率下的变形进行了计算。结果表明: 第一、四阶模态的振型以机体的扭转振动为主要特征; 第二、三、五、六阶模态以机体弯曲、弯曲与扭转相结合振动为主要振型特征, 这几阶振型对发动机的正常工作影响较大。振动频率较高时, 在机体的上部(即活塞在缸套内的运动位置处)平面会产生沿机体轴向的振动, 表现为椭圆振型特征。机体在该处的振动变形会导致气缸漏气、窜机油等现象, 也是产生拉缸的主要因素之一。

关键词: 机体; 试验模态分析; 频率

中图分类号: TK427

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2003)02-0126-04

1 引 言

机体是发动机结构的主体部件, 其刚度、强度以及动态特性对于发动机的正常工作、发动机的性能以及汽车的排放性能有很大的影响。通过对机体的试验模态分析得出模态参数, 运用动态结构分析软件对机体在实际工作状态下的动态特性进行模拟, 对产生机体变形和以及造成发动机漏气、拉缸的原因进行了分析是十分有效的。由于发动机机体的形状和承受载荷方式十分复杂, 按经典弹性的力学方法获得解析解是十分困难的。一般地, 国内外对机体有限元模态的研究, 大都采用无约束状态下的自由模态分析方法来获得机体的振动模态参数, 对机体的结构进行板元- 实体元的组合, 必然对机体的进行较多的结构简化, 对于单缸柴油机来说, 这种方法比较方便、简单, 得到的结果在一定程度上也能反映出发动机机体的动态特性。但在发动机的实际工作中, 机体并非处于完全自由状态, 尤其对于多缸柴油机来说, 机体的受力状态更加复杂, 在工作过程中受到的激振力比较多。因而, 有必要对多缸柴油机机体的动态特性进行研究, 本研究采用三维实体元方法, 对机体模态、变形进行了分析。

模态分析技术是结构动力学中的一种“逆问题”分析方法, 它与传统的“正问题”方法不同, 是建立在实验基础上, 采用实验与模拟计算相结合的方法, 通过相应的计算软件可以很好地解决工程中的实际问题^[1]。

2 试验模态分析基本理论

在结构动力学中, 振动系统的特性可以用模态来描述。试验模态分析的基本理论就是: 把复杂的多自由度系统分解为若干个子系统, 先求出各个子系统的若干低阶模态, 再根据相邻系统的位移协调关系或力的平衡关系把各个子系统组装成整体运动微分方程组, 导出减缩

自由度的综合特征值问题。通过对实际结构的振动测试, 对机械施加激振力, 测量响应, 得到识别振动系统的模态参数, 求出各个子系统的传递函数, 最终计算出固有频率、振动模态和振型^[2,3]。

2.1 基本理论

对于具有 n 个自由度的线性系统, 可用二阶微分方程组来表示为:

$$[M]\ddot{x}(t) + [C]\dot{x}(t) + [K]x(t) = \{f(t)\} \quad (1)$$

式中 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ ——质量、阻尼和刚度矩阵, 对式

$$[Z(s)]\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (2)$$

式中 $\{X(s)\}$ ——系统响应;

$$[Z(s)] = s^2[M] + s[C] + [K] \quad \text{——阻抗矩阵。}$$

系统阻抗矩阵 $[Z(s)]$ 的逆矩阵为导纳矩阵 $H(s) = [Z(s)]^{-1}$, 即为系统的传递函数矩阵。

对于比例粘性阻尼结构在 p 点激励, 在 l 点响应的传递函数的实模态展开式应为

$$H_{lp}(s) = \frac{X_l}{F_p} = \sum_{i=1}^n \frac{\varphi_l \varphi_i}{m_i s^2 + c_i s + k_i} \quad (3)$$

式中 φ_l, φ_i ——第 i 阶主模态向量中第 l 和第 p 个元素, 也称 l 点和 p 点的主振型向量。

对结构阻尼有

$$H_{lp}(s) = \sum_{i=1}^n \frac{\varphi_l \varphi_i}{m_i s^2 + k_i + j g k_i} \quad (4)$$

式中 g ——结构阻尼系数。

对于复模态, 其传递函数式为

$$[H(s)] = \frac{\text{adj}[Z(s)]}{\det[Z(s)]} \quad (5)$$

上式中 $[H(s)]$ 每一个元素均可写成

$$H_{lp} = \frac{a_0 + a_1 s + a_2 s^2 + \dots + a_{2n-2} s^{2n-2}}{b_0 + b_1 s + b_2 s^2 + \dots + b_{2n-2} s^{2n-2}}$$

式中 $a_i (i = 0, 1, 2, \dots, 2n-2)$, $b_i (i = 0, 1, 2, \dots, 2n-2)$ ——实常数。

按复变函数理论, 也可写成留数形式

$$H_{lp}(s) = \sum_{i=1}^n \left[\frac{A_{lpi}}{s - s_i} + \frac{A_{lpi}^*}{s - s_i^*} \right] \quad (6)$$

式中 A_{lpi} ——复变函数 $H_{lp}(s)$ 在极值点 s_i 处的留数,

收稿日期: 2002-06-03 修订日期: 2002-12-10

基金项目: 国家自然科学基金项目(50276026)

作者简介: 王 忠, 博士, 教授, 镇江市 江苏大学汽车与交通工程学院, 212013

也称模态常数; A_{lp_i} —— A_{pi} 的共轭; s_i, s_i^* —— 频响函数的分母多项式, $\det[Z(s)] = 0$ 时的根, 即传递函数的极点, 也是系统第 i 阶模态的特征值, 即第 i 阶固有频率。

若系统的传递函数为已知, 从而计算出各阶的固有频率、阻尼比、振型、模态质量等模态参数^[4~6]。

2.2 STAR5.0 试验模态分析软件

STAR5.0 结构动态分析软件是美国 SD 公司开发的用于结构的试验模态分析和结构的动力修改的测试分析软件, 该软件可以根据结构的几何尺寸, 对能反映结构特点和关键部位进行测点的选择, 建立各个测点的坐标, 对结构的计算机模型进行网格化, 建立结构的计算机模型。也可以通过与各种 FFT 分析仪的 IEEE488 接口, 在 FFT 分析仪上测量得到各个测点传递函数。这个软件可以分析各个测点传递函数, 确定结构的模态频率、识别模态参数。在确定模态频率的基础上, 可以通过选择适当的拟合方法对各点的传递函数进行自动拟合, 得到结构的模态频率、模态阻尼、模态振型等主要模态参数, 并运用三维模态的模拟计算方法, 计算出机体的振型和变形, 对机体的振动特性进行进一步研究^[7~10]。

3 柴油机机体的试验模态分析

试验机是常柴股份有限公司生产的 CZ480 柴油机, 该型号的柴油机广泛用于农业和交通的各个领域。机体的结构强度对于发动机的正常工作、发动机的性能以及汽车的排放性能有很大的影响。通过对机体的试验模态分析得出模态参数, 运用动态结构分析软件对机体在实际工作状态下的动态特性进行了模拟, 得到机体的各阶振动频率, 对机体的强度、变形和以及造成发动机漏气、拉缸的原因进行了分析。

3.1 机体的模态试验方案

考虑到机体结构的特点和与有限元模型对比的需要, 在机体上共布置了 221 个测点。图 1 是机体结构网格图。

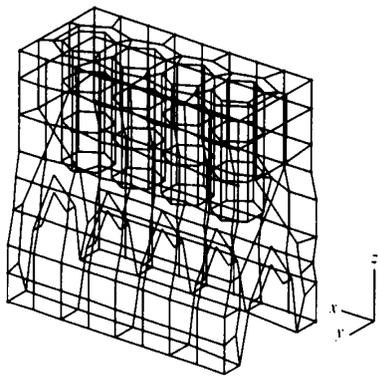


图 1 机体结构网格图

Fig 1 Structure grid of engine body

3.2 传递函数的确定

传递函数的确定采用单点激励和响应信号的锤击法, 响应信号经电荷放大器后输入 SD380 动态分析, 由 SD380 动态分析仪得到 0~2 000 Hz 范围内的传递函

数, 再通过 STAR 软件的 IEEE-488 接口, 将信号经 A/D 转换器进行采样后输入计算机, 这些数据经快速 FFT 变换, 计算出激励点与响应点的传递函数。图 2 为测试系统框图。

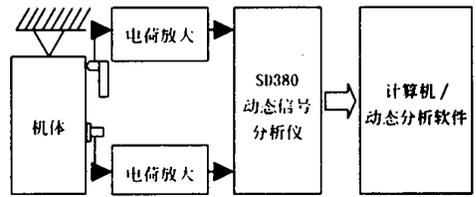


图 2 测试系统框图

Fig 2 Measuring system

根据 FFT 原理, 传递函数是等频率间隔内的离散型数据。因此, 对机体的固有频率、阻尼比、模态振型等模态参数需要在等间隔的数据之间作传递函数曲线拟合。图 3 为机体测点上得到的典型传递函数曲线。通过用 STAR 模态软件的模态指示函数, 确定机体的模态阶数, 取前 9 阶模态用单自由度多项式拟合法, 拟合出的各阶模态频率和阻尼见表 1。

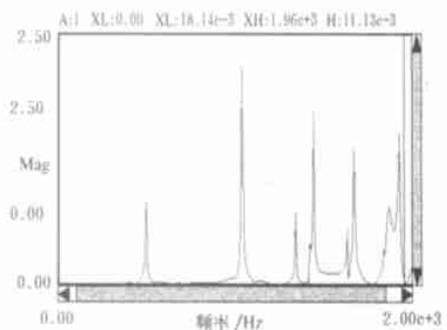


图 3 机体典型传递函数曲线

Fig 3 Transfer function curve of engine body

表 1 机体模态频率、阻尼表

Table 1 Modal frequency and damping of the engine body

模态阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
模态频率/Hz	493	1 030	1 330	1 410	1 430	1 630	1 670	1 830	1 930
阻尼	0.76	1.10	1.29	0.92	2.27	1.62	4.01	2.97	4.44
阻尼比/%	0.15	0.10	0.09	0.06	0.15	0.09	0.24	0.16	0.23

4 计算与试验结果分析

4.1 模态参数的分析

由表 1 可以看出, 柴油机机体第一阶振动频率为 493 Hz, 第二振动频率为 1 030 Hz, 是第一阶的一倍多, 而第三阶和第二阶仅相差 300 Hz, 第四阶和第五阶相差无几, 第六阶和第七阶相差也不多。考虑到发动机的标定转速为 3 000 r/min, 由于每个气缸燃烧产生的激振频率仅为 200 Hz 左右, 低于机体的第一阶模态频率, 但二阶模态频率接近燃烧的激振频率的倍数, 容易引起机体的振动, 同样四阶和五阶模态频率也是燃烧激振频

率的倍数, 往往也是产生振动的主要原因。其他阶数的频率对机体的影响较小, 特别注意的是四阶频率的阻尼较小, 对机体的影响不可忽视。

4.2 机体试验模态振型特征

从机体的模态分析结果可以看出机体的第一、四阶模态是机体以扭转振动为主的振形特征; 第二、三、五、六阶模态是机体以弯曲或弯曲与扭转相结合为主的振形特征。这几阶振型对发动机工作时影响较大。考虑到发动机额定转速 3 200 r/min, 即 53.3 Hz, 爆发压力的爆发频率约为 200 Hz, 一般认为振动频率高于十倍以上的爆发压力的高阶频率(1 500 Hz)谐波对机体的影响很小, 故可着重分析前 3 阶频率的模态振型和变形。前 3 阶机体模态的振型图及模态振型特征见图 4~7。第一阶模态频率为 493 Hz, 振型特征以机体的整体扭转振动为主, 机体的裙部变形较大, 说明机体裙部的刚度比较低。第二阶模态频率: 1 030 Hz, 振型特征: 整体弯曲振动, 裙部的变形依然较大, 但整个机体均成沿

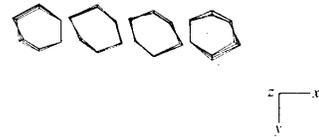


图 7 缸套处椭圆振型

Fig 7 Ellipse vibration of engine body at cylinder line

曲轴轴线方向的弯曲, 由于二阶模态的频率是燃烧爆发压力激励频率的倍数关系, 这种变形和燃烧的发火次序的激励有一定的关系。第三阶模态频率: 1 330 Hz, 振型特征: 前端裙部弯曲振动但振幅不大, 可以看出发火燃烧的激励对在这种频率的振动影响不大。计算的结果可以看出: 在更高阶的振动模态频率下, 机体的变形均不大, 说明高阶频率的激励对机体的振动、变形影响不大。

4.3 机体拉缸的原因分析

通过对机体不同截面的有限元计算分析, 可以看出: 振动频率较高时, 在机体的上部(即活塞在缸套内的运动位置处)平面会产生沿机体轴向的振动, 表现为椭圆振型特征。这种振型使得气缸套失圆, 机体在该处的振动变形会导致气缸漏气、窜机油等现象, 也是产生拉缸的主要因素之一, 其主要原因是机体的上、下部分的刚度变化较大, 产生较大的刚度梯度, 高频段时机体的上半部, 缸套处有椭圆振型出现, 如 7 所示。

5 结 论

1) 第一阶模态的固有频率(493 Hz)比一般的四缸机(400 Hz 左右)高 10%~20%, 且低阶振型机体的各点变形比较均匀, 说明机体的总体刚度良好, 结构较为合理。

2) 虽然 CZ480Q 发动机, 额定转速为 3 200 r/min, 即其活塞运动的工作激励频率为: 106.66 Hz, 远低于第一阶模态频率, 但由于发动机燃烧压力的激励力近似为脉冲激励力, 在其工作激励频率周围有着丰富频率成分, 故在高频段的振型特征是不能忽略的。

3) 在频率较高时, 气缸套会产生椭圆振型。从模态试验分析和有限元计算的几个高阶振型看, 在机体的上半部(即活塞在缸套的运动位置处)的平面会产生沿机体轴向的椭圆振型特征。机体在该处的变形会导致缸套的变形, 影响活塞环与缸套间的密封, 从而产生漏气、烧机油等现象, 机体在上半部发生的椭圆振型特征也是产生活塞环拉缸的主要因素之一。

[参 考 文 献]

- [1] 邵慰严, 杨杰. 用有限元法计算柴油机零部件的机械应力和热应力[A]. 柴油机设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1984, 577~590
- [2] 李健康. 发动机缸体离散数学模型的研究[J]. 内燃机学报, 2000, (2): 180~183
- [3] 曹茉莉, 卜安珍, 李德桃等. 6100 型柴油机机体组件的有限

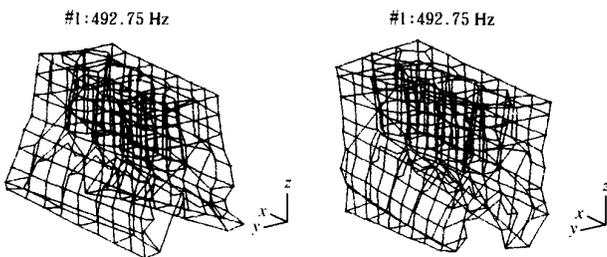


图 4 第一阶模态振型

Fig 4 Vibration of the first stage model

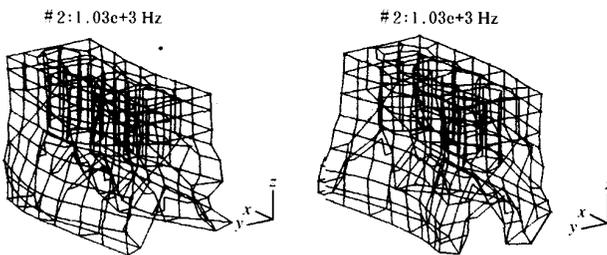


图 5 第二阶模态振型

Fig 5 Vibration of the second stage model

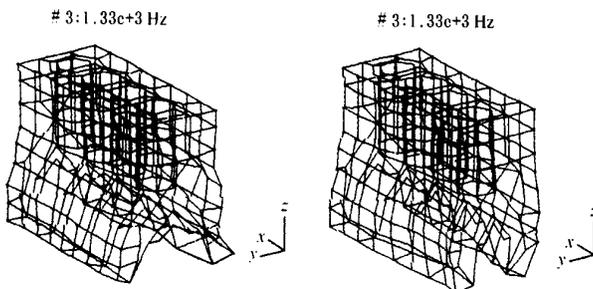


图 6 第三阶模态振型

Fig 6 Vibration of the third stage model

- 元分析[J]. 内燃机学报, 2002, (5): 447~ 451.
- [4] 张标标, 张宗杰, 陈正翔等. 柴油机机体试验模态分析[J]. 兵工学报, 1998, (2): 6~ 10.
- [5] 傅志方. 振动模态分析与参数辨识[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991, 350~ 380.
- [6] 左正新, 蔡 平, 陈云彪等. 6135 柴油机机体刚度和模态有限元分析[J]. 内燃机工程, 1999, (2): 77~ 81.
- [7] 袁成浩. CA 6102 柴油机机体有限元分析[J]. 汽车技术, 1999, (2): 25~ 29.
- [8] Twomey W J. A general method for modifying a finite element model to correlate with model test data[J]. Journal of the American Helicopter Society, 1991, 36(3).
- [9] Allem an R B row n. A coefficient for model vector analysis[A]. Fifteen International Model Analysis Convergence [C]. Florida, Nov. 1994.
- [10] Sung Shung H, Nefske Donald, Chen Francis H K, et al. Development of an engine system model for predicting structural vibration and radiated noise of the running engine [J]. SAE Transaction, Section 3, Journal of Engine, 1997, 3175~ 3180.

Experimental model analysis of CZ480 engine body

Wang Zhong, Wang Xiaozhe, Yuan Yinnan, Li Jiankang

(College of Automobile and Communication Engineering, Jiangsu University, Jiangsu, Zhenjiang 212013, China)

Abstract Experimental model analysis was used to determine the different frequencies of the CZ480 diesel engine body and the deformation of the body was calculated by software STAR 5.0. The results show that there is a torsion deformation of the engine body in the first and the fourth models, and there is also a bend torsion deformation in the second, third, fifth and sixth stage models. These deformations have significant effects on engine performance. There is also a vibration along the axes of the engine body, and the shape of the vibration is elliptical. This causes the leakage of gas and lubricating oil from cylinder. This is also the main reason that damage to the cylinder line and the engine body occurs. This provides a basis for analysis of the vibration of engine body by FM model analysis. It also provides a theoretical basis for design improvement of the engine body.

Key words: engine body; model analysis method; frequency