

大功率艇用发动机振动分析及优化

邵强娟, 赵珍珍, 柳海涛

潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

摘要:针对某大功率艇用发动机试验中出现增压器压端波纹管断裂现象,利用 AVL_PU 软件建立整机仿真模型,并进行仿真计算与振动试验对比分析。结果表明:模型一阶仿真计算与振动试验测试结果一致,误差在 10% 以内;断裂点 x 、 y 方向最大振动速度超出限值为 20 mm/s 的规定,是断裂的主要原因。通过增加飞轮壳厚度及支撑加强筋,提高增压器支撑结构刚度,优化后的发动机断裂点仿真计算和振动试验的最大振动速度均低于限值,满足设计要求。

关键词:艇用发动机;振动;断裂;仿真;刚度

中图分类号:TK427

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2022)04-0092-04

引用格式:邵强娟,赵珍珍,柳海涛. 大功率艇用发动机振动分析及优化[J]. 内燃机与动力装置, 2022, 39(4):92-95.

TAI Qiangjuan, ZHAO Zhenzhen, LIU Haitao. Vibration analysis and optimization of high-power marine engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022, 39(4):92-95.

0 引言

发动机及零部件在使用过程中会出现裂纹、断裂等失效问题,不仅影响用户体验,严重时甚至影响生命安全。研究发现,大部分失效是由于零部件刚度不足,导致发动机在外部载荷激励加载过程中,激励频率与零部件频率重合,发生共振造成破坏^[1-2]。避免共振的方法很多:如提高零部件刚度,使零部件频率避开发动机常用运行工况点的频率等^[3]。

基于理论分析可知,发动机整体可设定为一个自由度系统,存在不同阶次下的固有模态。系统受到外部载荷激励,产生不同阶次下的振动响应,由于自由度系统中各阶振动的广义质量、模态阻尼比和广义载荷不同,各阶次响应值也不同^[4-5]。一般来说,高阶模态对系统的振动响应小,可以忽略,一阶模态对系统的振动响应最大^[6]。在外部缸压载荷激励下,可以根据发动机受迫振动下的一阶模态振动响应,提出解决方案。

某艇用发动机试验过程中出现增压器压端波纹管断裂现象,本文中通过 AVL_PU 软件搭建动力学仿真模型,将发动机各个零部件看成具备质量、刚度、阻尼信息的质量点,分析发动机缸压下的振动响应,确定故障原因,进行结构优化,提高支撑刚度,解决发动机故障。

1 仿真模型

1.1 问题分析

发动机增压器波纹管在性能测试试验过程中出现裂纹,采集波纹管处振动数据,具体测点位置如图

收稿日期:2022-04-08

基金项目:国家重点研发计划项目(2016YFD0700705)

第一作者简介:邵强娟(1985—),女,山东诸城人,工程师,主要研究方向为发动机的应用及配套,E-mail: taiqj@weichai.com。

1所示,在 x 、 y 方向的振动速度分别为34、46 mm/s,均超过通常振动速度限值为20 mm/s的规定,说明 x 、 y 2个方向上增压器支撑刚度不足,导致振动速度超出限值规定。

1.2 发动机柔性动力学仿真模型

某12缸、增压中冷、高压共轨V型艇用发动机基本性能参数如表1所示。以发动机及相关零部件为研究对象,通过连接件传递弹性体之间的力和力矩,基于牛顿动量守恒和欧拉角动量守恒方程^[7-9],连接体的作用力和力矩作为弹性体的约束力和力矩,弹性体的作用力及变形作为连接体动力分析的边界条件,迭代求解连接体与弹性体之间的耦合。

利用AVL_PU仿真软件,建立发动机柔性动力学仿真模型,如图2所示,模型建立过程如下:1)运用动、静矩阵压缩方法得到发动机各部件的柔性体模型(质量矩阵、刚度矩阵),将柔性体模型进行数据转换为多体仿真软件的数据模型;2)在多体动力学仿真软件中定义发动机装配模型整体参数;3)在多体动力学仿真系统中,将活塞组、连杆组可进行简化处理;4)发动机悬置振动分析中,EXCITE可以根据实际悬置类型和分析频率上限选择悬置元件刚度和阻尼参数;5)在多柔性体仿真平台上以曲轴为核心环节搭建发动机系统装配模型,其他部件均按照与曲轴的作用关系定义;6)载荷定义为内燃机整个转速范围内的气缸压力曲线;7)压气机和波纹管网格绘制通过质量点耦合,模型缩减时保留质量点刚度和质量信息。其中,悬置元件刚度采用试验方法测量,测量动态刚度时选择等幅扫频方式。试验频率越高越好,频率间隔不大于5 Hz。

1.3 仿真条件

发动机主要零部件参数如表2所示,其中排气管及缸盖的材料参数为温度500℃时所测数据。

表2 某艇用发动机主要零部件参数

零件	材料	弹性模量/GPa	泊松比	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	零件	材料	弹性模量/GPa	泊松比	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
压气机	ZL	74.0	0.33	4400	排气管	QT400	133	0.28	7100
压气机支架	Q235A	212.0	0.29	7800	缸盖	RuT400	168	0.29	7200
机体	HT280	92.6	0.26	7200	曲轴	QT800	153	0.28	7100

发动机及相关零部件网格模型完成后,统计测量发动机额定工况下曲轴转角与缸压之间的变化,如图3所示,作为发动机总成模型中周期性气体载荷激励条件。

1.4 振动试验

当发动机转速为1000~2500 r/min时,采集发动机左前、左后2个悬置点位置上 x 、 y 、 z 3个方向上的最大振动速度,并与一阶次仿真最大振动速度对比,如图4所示(图中 v 为最大振动速度),2个结果基本吻合,误差在10%以内。

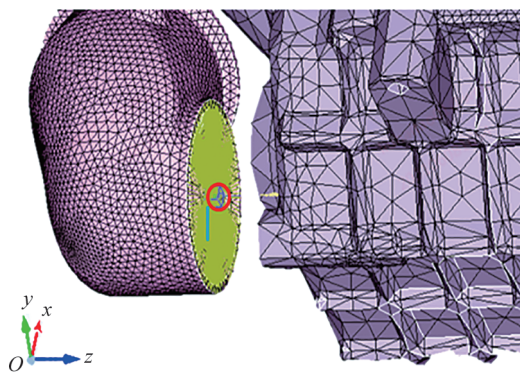


图1 测点位置

表1 艇用发动机基本性能参数

缸径/mm	行程/mm	额定功率/kW	额定转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)
150	226	1080	2500

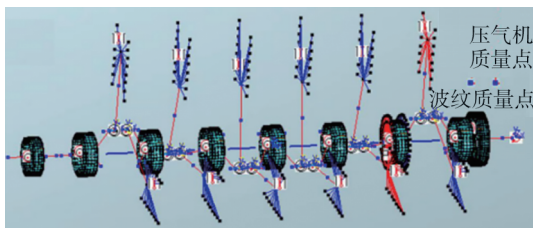


图2 发动机柔性动力学仿真模型

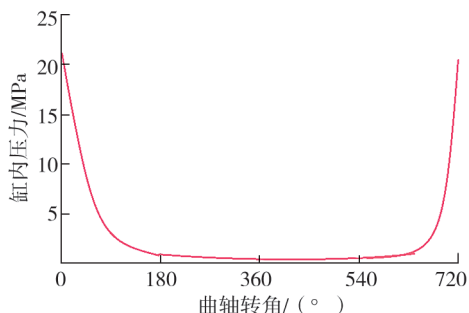


图3 气体载荷激励条件

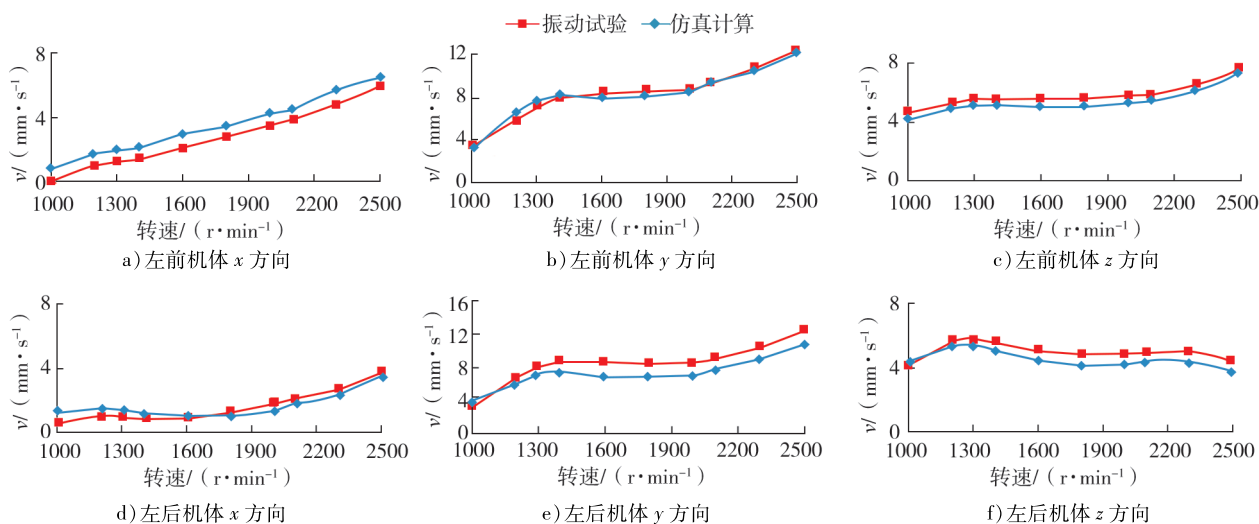


图4 一阶次悬置点仿真最大振动速度与采集试验最大振动速度对比

在发动机额定工况下,即转速为 2500 r/min 时,采集增压器波纹管膨胀节处一阶次 x 、 y 2 个方向、二阶次 x 、 y 2 个方向上的最大振动速度分别记为 v_{1x} 、 v_{1y} 、 v_{2x} 、 v_{2y} ,并将仿真计算结果与振动试验结果对比,如表 3 所示。

由表 3 可知,仿真计算与振动试验下,膨胀节处一阶次 x 、 y 最大振动速度均超出 20 mm/s 的振动限值。

表3 仿真与试验最大振动速度 $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$

结果类型	v_{1x}	v_{1y}	v_{2x}	v_{2y}
仿真	31.9	44.1	9.8	5.5
试验	34.1	46.4	8.6	5.3

2 结构仿真优化

2.1 支撑结构优化

为提高整机的振动可靠性,对增压器主要支撑结构——飞轮壳进行结构优化^[10-12],增加飞轮壳厚度,由 8 mm 增加至 10 mm,且布置更多的加强筋,尽可能提升支撑刚度,降低变形,避开共振点^[13-15],优化对比如图 5 所示。

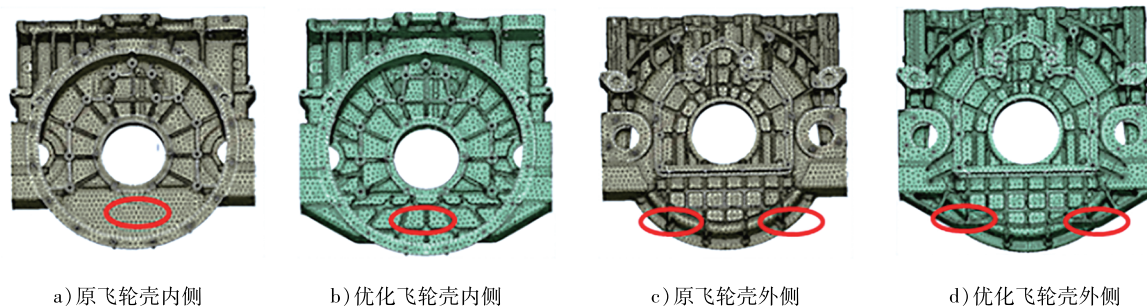


图5 飞轮壳优化前、后对比图

2.2 仿真与振动试验

对采用以上措施优化后的发动机进行试验验证,具体试验过程与额定工况试验相同,再次采集增压器波纹管膨胀节处一阶、二阶 x 、 y 2 个方向上的最大振动速度,并将仿真计算结果与振动试验结果对比,如表 4 所示。由表 4 可知:优

表4 优化后仿真与试验最大振动速度 $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$

结果类型	v_{1x}	v_{1y}	v_{2x}	v_{2y}
仿真	16.7	19.5	8.3	4.5
试验	15.8	18.9	8.6	4.4

化后膨胀节处 x 、 y 方向最大振动速度满足限值要求,仿真计算与振动试验结果基本吻合。

3 结语

1) 利用 AVL_PU 仿真软件对发动机及零部件模型仿真,将一阶仿真计算结果与发动机振动试验对比,2 组数据接近,相对误差小于 10%,保证了振动仿真的精确性。

2) 优化增压器波纹管主要支撑结构,可提升其支撑刚度,降低共振风险。

3) 理论与试验结合分析,可提高振动仿真的准确性,提升发动机零部件可靠性。

参考文献:

- [1] 陈玉华,田富洋,闫银发,等. 切捆除膜机的设计与模态分析[J]. 农机化研究,2019,41(4):101-106.
- [2] 马永列. 结构模态分析实现方法的研究[D]. 杭州:浙江大学,2008.
- [3] 上官文斌,黄志,贺良勇,等. 汽车排气系统吊耳刚度优化方法的研究[J]. 振动与冲击,2010,29(1):100-102.
- [4] 刘志恩,田静,颜伏伍,等. 汽车排气系统悬挂点布置研究[J]. 武汉理工大学学报(信息与管理工程版),2010,32(6):950-953.
- [5] 傅志方,华宏星. 模态分析理论与应用[M]. 上海:上海交通大学出版社,2000.
- [6] 艾曦锋,巴兴强,王冰. 基于 ANSYS Workbench 的 4G1 发动机支架模态分析[J]. 交通标准化,2008(9):225-228.
- [7] 夏景演. 某乘用车排气系统的结构强度分析与改进[D]. 广州:华南理工大学,2016.
- [8] 李岩,胡习之,张兆元,等. 某乘用车排气系统振动性能分析与优化[J]. 机械设计与制造工程,2017,46(9):35-39.
- [9] 杨迪新,周林,马果,等. 某汽车排气系统悬挂位置设计与吊钩优化[J]. 装备制造技术,2017(6):22-25.
- [10] 高晓良,宋志江,崔闻天,等. 长管拖车车架静力分析与模态分析[J]. 机电工程技术,2019(7):88-91.
- [11] 王强,杨东风. 基于 ANSYS 的针状焦破碎机破碎梁的模态分析[J]. 南方农机,2019(13):38-39.
- [12] 陈元华. 柴油发动机气缸盖罩模态分析[J]. 内燃机与配件,2019(13):48-50.
- [13] 孟浩东,白莹. 多信息联合技术缸盖罩结构辐射噪声识别研究[J]. 中国测试,2017(4):140-144.
- [14] 沃德·海伦,斯蒂芬·拉门兹,波尔·萨斯. 模态分析理论与实验[M]. 白化同,郭继忠,译. 北京:北京理工大学出版社,2001.
- [15] 朱轶,张代胜,陆昌年. 半挂牵引车整车模态分析[J]. 噪声与振动控制,2010,30(1):48-50.

Vibration analysis and optimization of high-power marine engine

TAI Qiangjuan, ZHAO Zhenzhen, LIU Haitao

Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: Aiming at the fracture of the bellows at the pressure end of the supercharger in the test of a high-power marine engine, the AVL_PU software is used to establish a simulation model of the whole machine, and the simulation calculation and the vibration test are compared and analyzed. The results show that the first-order simulation calculation of the model is consistent with the vibration test results, and the error is within 10%; the maximum vibration velocity in the x and y directions of the fracture point exceeds the limitation of 20 mm/s, which is the main reason for the fracture. By increasing the thickness of the flywheel shell and the support ribs, the rigidity of the supercharger support structure is improved, the simulation and test results of the optimized maximum vibration velocity at the breaking point of the engine are all lower than the limitation, which meets the design requirements.

Keywords: marine engine; vibration; fracture; simulation; stiffness

(责任编辑:郎伟锋)