

基于瞬态动力学的某空调支架振动应力计算研究

撰文 / 安徽合力股份有限公司 高静轩 田红周 李戈操 梁长佳

采用瞬态动力学法计算某空调支架发生强迫振动时的应力，并与试验测试应力进行对标，对标的结果验证了此仿真方法正确性与可靠性，可以用于指导结构后续改进设计。改进后的结构再经过 CAE 和试验的双重验证，应力满足设计要求，投入市场后至今没有反馈质量问题。

一、引言

叉车驾驶室空调压缩机通过一个固定支架安装在发动机上，由于发动机本体振动很大，导致此支架会发生振动疲劳断裂，怎样设计、分析此支架一直是困扰 CAE 工程师的难题。基于频域的振动疲劳计算理论和方法已经比较成熟，但是如何获得支架在寿命周期内的载荷谱密度函数同样也是一个工程难题，导致很难在工程上应用；本文主要通过研究

加速度强迫响应的时域瞬态动力学来计算应力的时间历程，并与试验测试应力对标，对标的结果令人满意，所以证明此方法可以指导类似产品的分析、设计工作。

二、瞬态动力学的计算原理和流程

瞬态动力学有限元分析需要结构的质量、刚度和阻尼来表征系统的动态特性，同时也需要获得动载荷的时间历

(4) 基于模型的定义技术 (MBD)。

基于模型的定义技术是当前制造业实现三维设计的优选解决方案，用唯一的模型集成几何、非几何等所有涵盖设计、加工和装配等全部信息，统一产品寿命周期数据源。在虚拟装配过程中，由于传统的预装配仿真模型只能看到产品的几何信息，对于装配技术条件、装配精度等只能通过技术文件进行传递，容易造成信息的失真和不协调。需将产品的全部物理信息定制到模型中，保障了仿真分析结果的准确性和完整，如图 15 所示。

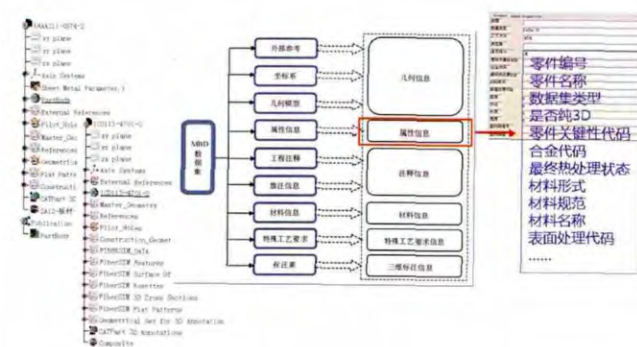


图 15 产品零件模型包含的信息

通过运用工艺过程规划、动画表达等手段，实现三维数字化预装配仿真，对航天器三维数字化装配仿真技术推广和打造工业 4.0 模式下智能工厂生产线具有重要的参考价值。IM

五、结语

本文就使用 DELMIA 在某飞行器动力支架装配仿真的应用过程进行了简要介绍并讨论了其中的关键技术。本文以项目研制需求为牵引，以验证和改善产品的可装配性为目的，

程数据，动载荷可以为力、位移、速度和加速度，在工程中测试基础传到结构的加速度是比较容易实现的，因此可以选择基于加速度强迫响应来计算结构的瞬态动力学特性。瞬态动力学法一般包括直接法和模态叠加法，直接法的最大缺点是在每一个时间步长里求解，占据了大量 CPU 时间，当模型比较大的时候就会令人望而却步，此外也需要很大的硬盘存储空间；模态叠加的瞬态动力学法就比较适合大型结构 CAE 分析，首先计算结构的模态，然后再根据模态叠加原理计算系统响应，这样可以节约大量的计算时间，但是硬盘存储仍然是个难题。一个巧妙的解决方法是，首先在有限元软件（例如 OptiStruct、Nastran）中选择基于加速度强迫响应的瞬态动力学法计算输出模态坐标，然后计算相应约束状态下的结构模态，最后在疲劳计算软件（例如 ncode、LMS Durability）中匹配相应的模态坐标和模态，再提取关键位置处的应力变化时间历程。使用此方法动载荷获得比较容易，计算时间短，也不需要占据大多数的硬盘空间，因此有很高的工程应用价值。

三、空调支架应力测试研究

根据前期市场反馈的空调支架断裂状况，在断裂位置贴了两个应变花，同时检测发动机和空调支架安装处的振动加速度。测试仪器选择 HBM 公司的 eDAQ，测试工况为车辆定置，空调在开启和关闭两种状态下，发动机从低怠速（800rpm）匀加速到高怠速（2400rpm），图 1、图 2 为应变花、加速度放置位置，图 3 为空调关闭状态下两个应变花每个通道测试应力值。数据表明在发动机均加速过程中存在明显的共振现象，共振时的应力峰值很大，因此可判断空调支架断裂是典型振动疲劳问题。表 1 为空调在开启和关闭状态下每个通道应力值峰值对比情况，可观察到这两种工况下应力峰值相差不大，也就是说应力大小与空调开关状态没有太大关系，主要与发动机振动关系最为密切。

四、空调支架的 CAE 模型修正

由于空调支架上安装的压缩机质量和质心位置没有准确的数据，初步建立的有限元模型进行模态分析，有限元模态与试验模态测试结果存在较大差距，试验模态第一阶模态频率为 60Hz、第二阶模态频率为 86Hz。在本文中采用 Optimus 软件驱动 OptiStruct 优化调整 CAE 模型，选



图 1 应变花测试位置



图 2 加速度传感器测试位置

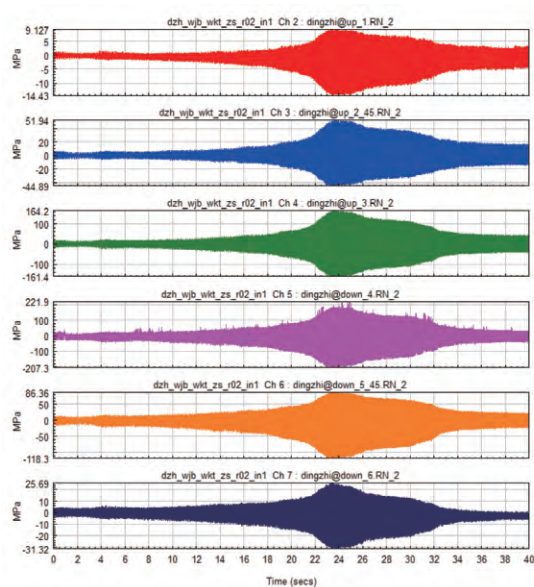


图 3 空调关闭状态原始结构应力测试结果

表 1 空调开关两状态下原始结构测试应力峰值大小比较

不同工况应力峰值 (单位 /MPa)	上测点 通道 1	上测点 通道 2	上测点 通道 3	下测点 通道 4	下测点 通道 5	下测点 通道 6
空调开启	14	52	158	193	113	30
空调关闭	13.6	54	168	197	111	31

取压缩机质量、质心三坐标位置为四个设计变量，优化目标为有限元计算前两阶模态频率分别与试验模态前两阶模态频率之差的绝对值和为最小化目标，图4为Optimus软件中的优化流程图，优化算法选取非线性序列二次规划方法，经过10次迭代优化后的有限元模态的第一阶模态频率为60.03Hz、第二阶模态频率为86.14Hz，图5为优化前后两阶模态的模态振型图。

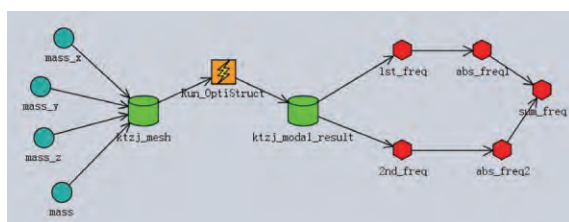


图4 Optimus 驱动 OptiStruct 优化流程图

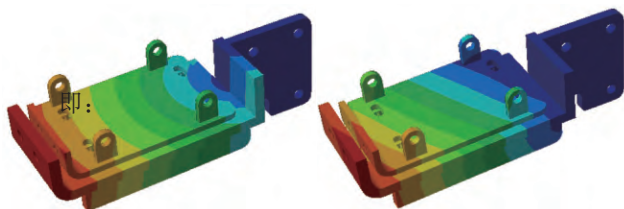


图5 优化后空调支架前两阶模态振型图

五、空调支架振动应力瞬态动力学分析

测得空调支架和发动机安装处的加速度作为强迫激励，在Altair HyperWorks采用瞬态动力学法求解结构的瞬态响应并输出模态坐标结果，空调支架结构的模态阻尼比设置为2.5%，然后在ncode软件中匹配模态坐标和相应模态，再提取与测试应变花相同位置处（图6）的应变时间历程数据如图7所示。表2中仿真与测试应变花各通道应力峰值对标的结果令人满意，在应力峰值较大的3—5通道，仿真与试验值非常相近，最大误差为7.2%，这说明瞬态动力学法计算结构的振动应力精度较高，结果可靠。

六、空调支架结构改进方案及试验验证

依据上述试验和CAE分析可知，原始空调支架结构的第一阶模态频率较低，容易与发动机2阶激励发生共振，因此需要增加原结构的刚度提升第一阶模态频率，图8为改进结构模态分析得到前两阶模态振型图，第一阶模态频率为78.2Hz，第二阶模态频率为99.5Hz。改进后方案再通过瞬



图6 虚拟应变花位置

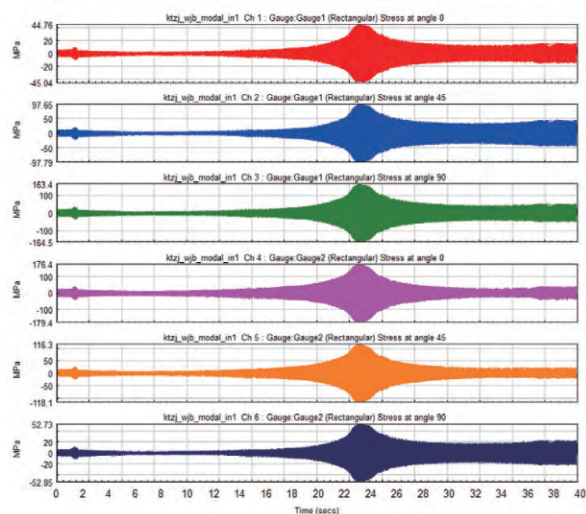


图7 仿真得到虚拟应变花各通道应力值

表2 仿真和测试应变花各通道应力峰值对标

测试与仿真应力峰值 对比（单位/MPa）	上测点 通道1	上测点 通道2	上测点 通道3	下测点 通道4	下测点 通道5	下测点 通道6
试验测试值	14	52	158	193	113	30
有限元分析值	45	98	164	179	118	52
误差（%）	221%	88%	3.7%	7.2%	4.4%	73%

态动力学分析和试验测试得到在发动机匀加速过程中的关键位置处应力峰值，并对比试验与仿真振动应力峰值。图9、图10如改进结构的测试应变花位置和仿真虚拟应变花位置，图11、图12为改进结构测试与仿真得到应变花每个通道的应力值，其中瞬态动力学计算中的模态阻尼比还取2.5%。从结果上看空调支架仍然与发动机2阶激励发生共振，但是共振状态下的应力峰值比原始结构要小很多，实测最大值也就在44MPa，远低于材料的疲劳极限强度，已经满足设计要求。改进后的空调支架结构切换原始结构装车给用户使用一年多，至今没有反馈断裂问题。表3给出改进结构测试与

仿真的应变花各通道应力峰值的对比情况，数据表明仿真与测试应力很接近，误差在可接受的范围内，这更加充分证明瞬态动力学法计算振动应力比较准确、可靠。

七、结语

本文通过应力测试试验和 CAE 仿真分析等手段，针对某叉车空调支架振动疲劳断裂问题，研究基于加速度强迫响应的瞬态动力学法计算振动应力，并通过空调支架改进前后

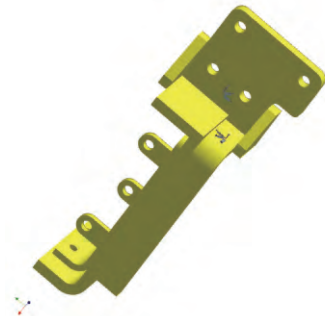


图 8 空调支架结构改进前后两阶模态振型图

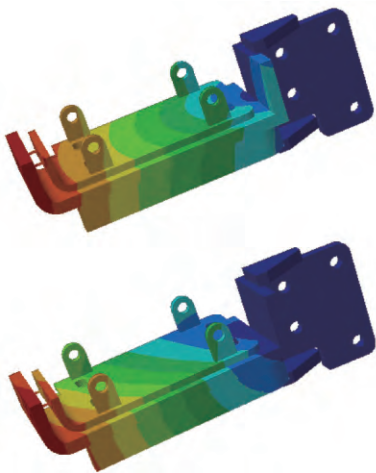


图 9 改进结构应变花测试位置



图 10 改进结构虚拟应变花位置

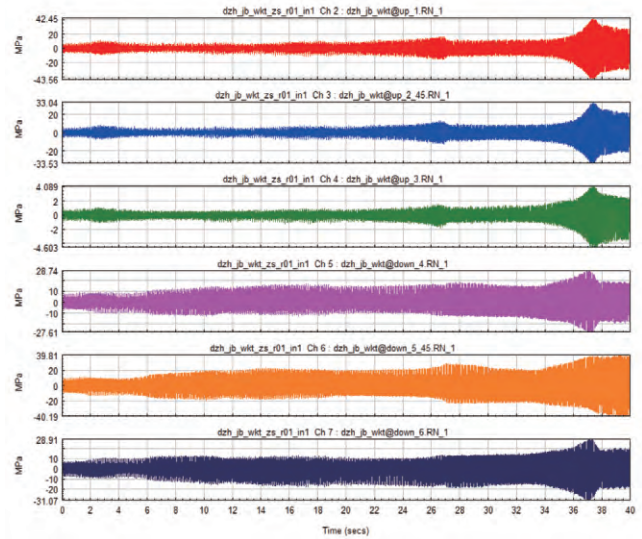


图 11 改进结构测试应变花各通道应力值

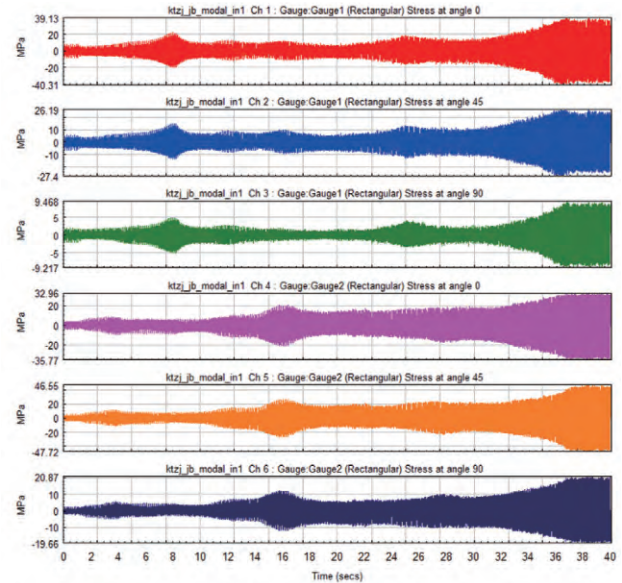


图 12 改进结构虚拟应变花各通道应力值

表 3 改进结构仿真和测试应变花各通道应力峰值对标

测试与仿真应力峰值 对比 (单位 /MPa)	上测点 通道 1	上测点 通道 2	上测点 通道 3	下测点 通道 4	下测点 通道 5	下测点 通道 6
试验测试值	44	34	4.6	28.7	40.2	31
有限元分析值	40	27.4	9.4	35.7	47.7	20.9
误差 (%)	9%	19.4%	104.3%	24.4%	18.6%	32.6%

的测试和仿真的对标分析，充分证明此方法快速、高效和准确，具有很高的工程应用价值，可以用于类似空调支架等发动机安装附件的振动应力分析。IM