

直升飞机机载设备振动特性仿真分析

王和伟,袁学庆,许凯林

(中国科学院 沈阳自动化研究所 辽宁 沈阳 110116)

摘 要 简述了直升机机载设备振动环境的特点,采用能量等效原则将正弦加随机的混合振动转化为宽带加窄带的随机振动,论述了边界条件的设置方式和具体的仿真步骤,该方法的提出使的计算机仿真分析得以应用,以电源箱外壳为例依次对该结构进行了模态仿真分析和随机振动仿真分析,得到了激励谱条件下外壳的振动响应结果和最大等效应力,分析了能量突变的原因并论述了应力结果的判断方式,试验结果也验证了仿真分析的可靠性,为直升机机载设备振动仿真分析提供了理论依据和实现方法。

关键词 直升机振动;混合振动;模态分析;振动仿真分析

中图分类号:TH16;V22;TH114 文献标识码:A 文章编号:1001-3997(2017)02-0043-03

DOI:10.19356/j.cnki.1001-3997.2017.02.012

Simulation Analysis for Vibration Characteristics of Helicopter Airborne Equipment

WANG He-wei, YUAN Xue-qing, XU Kai-lin

(Shenyang Institute of Automation, Chinese Academy of Sciences, Liaoning Shenyang 110116, China)

Abstract In this paper, the characteristics of the vibration environment for helicopter airborne equipment are described briefly. The energy equivalence principle is proposed for the conversion of the sine-random hybrid vibration to the broadband-narrowband random vibration. Then, the setting mode of boundary conditions and the specific simulation steps are discussed in detail. This method makes the computer simulation be available for usage. Modal simulation and random vibration simulation are successfully conducted to the structure of power box shell. Vibration response results and the maximum equivalent stress of the shell under excitation spectrum are obtained. The reason for energy mutation and the judgment method for stress results are analyzed as well. Finally, the reliability of simulation results is verified by experiments. Research results can sever to provide a theoretical basis and realization method for the vibration simulation of helicopter airborne equipment.

Key Words Helicopter Vibration; Mixed Vibration; Modal Analysis; Vibration Simulation Analysis

1 引言

直升飞机相比其它机种有自己独特的优势和特点,从上个世纪被批量制造以来在各行各业得到了广泛的应用,它可以垂直起降不必占用大面积跑道,在险情救援、缉私缉毒、医疗救助、军事打击等各个领域起着重要的作用,国内外学者对其机械系统进行了多个方向的研究,文献^[1]介绍了实验室振动测试在澳大利亚皇家海军直升机传动系统等设备上的应用及成果;文献^[2]建立了直升机转子系统的 CFD 仿真模型,阐述了流体动力学在直升机动力部件振动分析中的应用;文献^[3]采用信号分析的方法将混合振动分离出来并进行均衡处理后输出给振动台的控制系統,上述研究成果很少关注机载设备及相关零部件振动特性仿真分析的实现方法,与固定翼飞机相比,直升机的振动工况有自己独有的特点,它依靠旋翼和尾桨产生的气动力完成各种飞行动作,飞行过程中桨叶在气流的影响下将同时产生挥舞、摆振以及扭转变形,

在桨毂处产生周期性交变力和交变力矩,通过桨毂传至机身。因此,直升机最主要的振源来自旋翼和尾桨系统^[4]。设备包括其固定框架及壳体在振动条件下的强度和刚度能否满足要求是整机良好运转的前提,因此针对直升机的振动特点对其进行动态特性研究是很有必要的。

2 振动参数计算

相比由于机械不平衡引起的不确定性振动,直升机主桨定速转动引起压力场变化进而造成的谐振是可以预测的,具有明显的周期性特征,因此直升机振动实际上是由旋转部件引起的正弦单频尖峰振动叠加了气场流场引起的较低量级随机振动,振动激励谱,如图 1 所示。其中 $F_n(n=1, 2, 3, 4)$ 代表了主旋翼转频及其倍频, F_n 的数值一般由总体厂以技术条件的形式给出,以某型直升机的运动参数举例,依次为 $F_1=17.3\text{Hz}$ 、 $F_2=34.6\text{Hz}$ 、 $F_3=51.9\text{Hz}$ 、 $F_4=69.2\text{Hz}$ 。由于这种混合振动模式的复杂性,产品验证时多采用

来稿日期:2016-08-24

基金项目:国家青年基金(61503369)

作者简介:王和伟(1985-)男,辽宁大连人,硕士研究生,助理研究员,主要研究方向:机载电气装备结构设计及仿真,非标设备研发

物理模型试验研究,在模拟仿真中可以按照公式(1)将正弦振动激励等效转换为窄带随机振动^[5]。这种转换将复杂的混合振动简化为宽带叠加窄带的随机振动。

$$G_q(B) = \frac{4A_{(f_n)}^2 Q_{(f_n)}}{\beta^2 \pi f_n} \quad (1)$$

$$f_n - \frac{\pi f_n}{4Q_{f_n}} < B < f_n + \frac{\pi f_n}{4Q_{f_n}} \quad (2)$$

式中 $G_q(B)$ —正弦振动等效窄带随机振动的自功率谱密度 β —等效窄带带宽,取各激励频率的等效带宽为 $4A(f_n)$ —正弦振动的峰值 $Q(f_n)$ —品质因素 f_n —需要等效转换的正弦振动频率 β —等效因子,在上述转换条件下可以取 $\beta=1.8$ 。计算得到的各主要频率点的功率谱密度值,如表 1 所示。

表 1 主要频率点的功率谱密度值

Tab.1 Power Spectral Density of Main Frequency

频率(Hz)	功率谱密度(g^2/Hz)	频率(Hz)	功率谱密度(g^2/Hz)
10	0.001	53.9	0.3526
15.3	0.4634	67.2	0.3589
19.3	0.4643	71.2	0.3593
32.6	0.9678	100	0.01
36.6	0.9682	300	0.01
49.9	0.3522	500	0.0001

转化后的激励频谱,如图 2 所示。

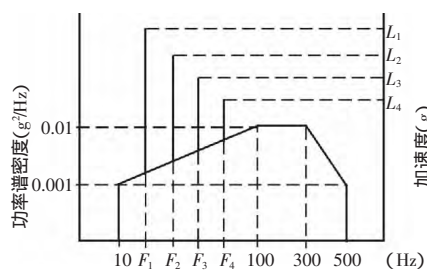


图 1 混合振动激励谱

Fig.1 Excitation Spectrum of Mixed Vibration

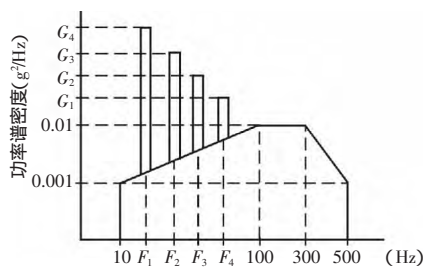


图 2 等效振动激励谱

Fig.2 Excitation Spectrum of Equivalent Vibration

3 振动仿真分析举例

3.1 结构说明

某型直升机启动电源箱作为仿真条件结构,如图 3 所示。外壳材质采用超硬铝合金 2A12,密度 2780kg/m^3 ,弹性模量 73MPa ,泊松比 0.33,设计上采取钣金折弯加焊接的结构形式,盖板配合处采用机加工处理,方便增加必要的密封措施并保证了配合精度。箱体外壳与机架采用螺纹固定的连接方式,机箱内固定有锂电池组成的电源模块,通过侧面及地面的螺纹孔与机架连接,控制电路板固定在外壳两侧的螺柱上,所有引出线缆通过电连接器与外部电路通讯。电源模块在内部所有结构中所占重量比最大,对整体结构有较大影响,因此在结构分析中需要对外壳的结构强度进行分析和论证。

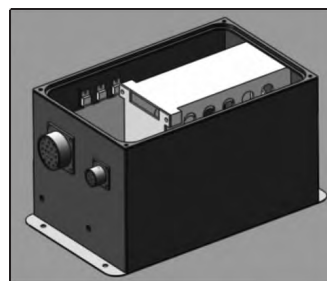


图 3 电源箱结构示意图

Fig.3 Schematic Diagram of Power Box

3.2 有限元模型的建立

仿真分析中需要对不必要的复杂特征进行简化,由于模态分析及随机振动分析不能包含接触,因此电源箱外壳仿真模型删除了影响小的零件及其连接孔和凸台特征,引入集中质量单元等效电源模块对结构造成的影响,通过笛卡尔坐标系设置质量点位置,以电源模块实际重量作为质量点仿真参数,在设置约束时考虑了实际的安装情况,设置虚拟加载面作为约束及载荷施加的对象,将侧面及底部四个连接孔的虚拟面与质量点耦合,由于安装架整体刚性较大,因此将连接耳板处的四个连接孔设置为固定约束,约束模型,如图 4 所示。有限元网格模型,如图 5 所示。

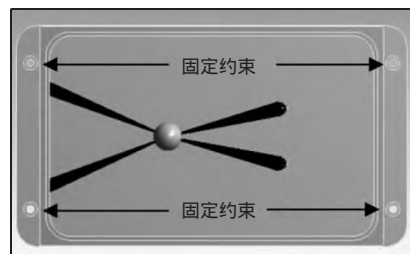


图 4 约束模型

Fig.4 Constraint Model

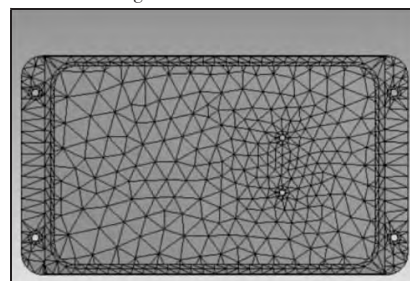


图 5 有限元网格模型

Fig.5 Mesh Model of Finite Element

3.3 仿真结果分析

在时域范围内很难用一个连续的曲线去描述完整的随机振动载荷,而且也不能用确定的函数去表述具体的振动过程,必须借助概率统计的概念在频域范围内对随机振动过程进行模拟仿真,因此随机振动分析必须建立在模态分析的基础上^[6],载荷就是前面计算得到的功率谱密度。

3.3.1 模态分析

采用有限元仿真得到结构固有特性的方法称为计算模态分析^[7],其仿真结果体现了电源箱机壳在设定频率范围内各阶模态的特性,在此基础上加载随机振动载荷就可以模拟出电源箱外壳在给定激励条件下的振动响应,电源箱外壳的前 15 阶固有频率,如表 2 所示。

表2 电源箱外壳前15阶固有频率
Tab.2 The First 15 Natural Frequency of the Power Box Shell

模态	阶数(Hz)	模态	阶数(Hz)	模态	阶数(Hz)
1	89.065	6	563.53	11	849.94
2	292.6	7	616.76	12	1013.2
3	383.47	8	769.56	13	1043.6
4	480.12	9	799.92	14	1115.6
5	515.89	10	844.12	15	1193.1

除了上述固有频率外,振型也是模态分析的重要参数^[7],虽然其位移结果只是一个相对量,却反映了机壳固有的振动形态^[8],参考图1的激励谱,通过观察仿真结果对前五阶振型进行分析描述:一阶振型体现为底板沿Y轴的往复运行及四块侧板的相向运动;二阶振型主要体现为四块侧板的相向运动;三阶振型体现为两块长侧板的同相运动及短侧板的扭转运动;四阶振型体现为两块短侧板的同相运动及长侧板的扭转运动;五阶振型体现为机壳整体的扭转运动。

3.3.2 随机振动分析

根据国军标中的相关规定,直升机随机振动试验方法应该按图1中曲线,沿相互垂直的三个轴向分别进行试验。实际仿真中分别计算得到XYZ三个方向的振动响应结果,仿真结果显示电源箱外壳的最大应力出现在Y轴向,如图6所示给出了578号节点和电源模块质心处的位移功率谱响应曲线,可以看到在17.3Hz、36.2Hz、89Hz三个频率附近存在较强的能量响应。参考图2及前面的理论叙述,前两次的能量突变主要是由于旋翼传动机构转频极其二倍频引起的响应变化,这也体现了直升机振动环境的特殊性,后面的能量突变是由于结构本身一阶固有频率引起的谐振,且激励方向与一阶振型状态相符,在300Hz以后,由于激励量级的减小,位移响应趋于快速减缓的状态。

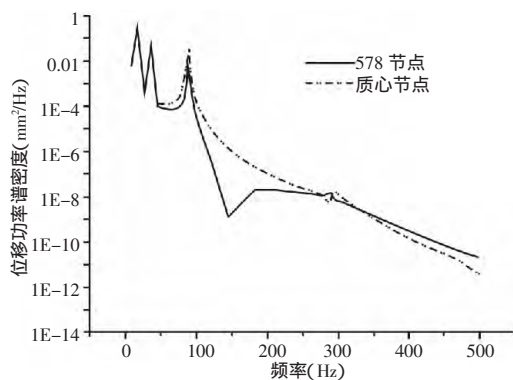


图6 位移功率谱响应曲线

Fig.6 Response curve of Displacement PSD Spectral

机壳结构的瞬态响应在随机振动分析中是通过概率分布函数表述,功率谱密度实际上是功率谱密度和频率的关系曲线且服从高斯正态分布^[8],仿真计算中可认为应力参考区间为 $(-3\sim 3)\sigma^{[9]}$,仿真结果直接可以读取 3σ 条件下电源箱机壳的应力分布云图,如图7所示。结构最大等效应力为166.62MPa,结构的屈服强度 $\sigma_{0.2}=275\text{MPa}$,则安全系数 $K=1.5$ 可以计算得到:

$$166.62\text{MPa} \times 1.5 = 249.93 < \sigma_{0.2} = 275\text{MPa}$$

结构强度可以满足使用要求。

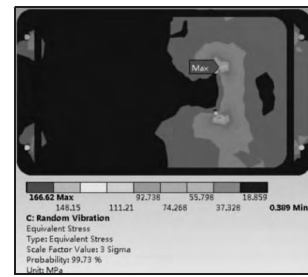


图7 电源箱外壳最大应力分布云图

Fig.7 Maximum Stress Distribution of The Power Box Shell

4 试验验证

工业产品在设计过程中要依次经过方案论证、模型设计、仿真计算、试验验证等几个阶段^[10],因此在产品设计的最后阶段对该电源系统进行了整体的振动环境试验,其中性能试验沿相互垂直的X、Y、Z方向分别进行,每轴向0.5h,耐振试验则沿相互垂直的X、Y、Z方向分别进行,每轴向2h。振动参数如图1所示。振动方向可以通过调整试验台振动方向改变,试验现场如图8所示。



图8 振动试验现场

Fig.8 Site of Vibration Test

试验结束后观察机壳结构发现,仿真分析中应力最大部位无明显变形、裂纹、断裂,其它连接表面及孔位也无摩擦损伤,试验后观察壳体仿真结果中应力最大值部位的照片,如图9所示。

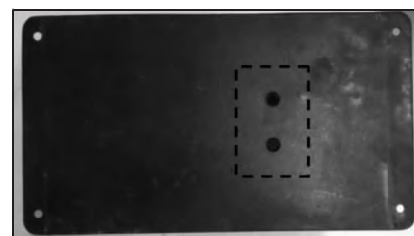


图9 振动试验后壳体照片

Fig.9 Shell Picture After the Vibration Test

打开盖板后查看,电源系统连接件无松脱、变形、接触不良的现象,证明了仿真结果的可靠性。

5 结论

机载设备对电气装置重量及强度要求较苛刻,依据能量等效原则,可以将复杂的混合振动近似等效为单一的随机振动,使得有限元法在机载设备振动强度仿真分析中得到应用;为机载设备的强度校核提供了理论依据,利用该方法以电源箱机壳为例对其进行了振动仿真分析,得到了机壳结构振动响应曲线及等效应力云图,分析结果表明强度满足使用要求,最终通过试验分析验证了仿真结果的可靠性;直升机机载设备所处振动环境复杂,螺旋桨主频及其倍频对结构振动响应及强度影响明显,结合相关标准要求,该方法适用于机载装备的振动分析。

(下转第49页)

从图 11(a)可看出模拟得到的破碎机功耗图与破碎实验得到的功耗图变化规律基本保持一致,均为呈振动波形的曲线,这是由于破碎机在作业时,其瞬态破碎力和主轴的瞬态转速是不断变化的,因此机器在微小的时间间隔内所做的功也在不断变化。通过计算得到该两条振动曲线的线性回归方程分别为 $p = -0.00008t + 1.494$ 和 $p = -0.00007t + 1.597$,发现两直线基本重合,验证了两功率变化曲线的吻合性;从图 11(b)可看出此时动颚受力最大值为 82571.5N,主要集中在动颚中部偏下部分。颚式破碎机最大破碎力计算公式为^[10]:

$$F_{\max} = \sigma_B H L K / 20 \quad (3)$$

式中 σ_B —物料抗压强度 (MPa) H —破碎腔有效高度(mm) L —破碎腔有效宽度(mm) K —物料充填数,可取 $K = 0.24 \sim 0.30$ 。带入数值,得到的最大破碎力为 81900N,与模拟值相差 671.5N,为 0.82%。

4 结论

采用离散元方法,用 EDEM 软件建立破碎腔和物料的离散元模型,有效地模拟了颚式破碎机的破碎过程,得到的主要结论如下:

- (1)建立物料的离散元模型时,粘结小颗粒半径宜采用双峰分布。调节物料 BPM 模型参数,可使物料模型有效地模拟出真实岩石的破碎行为;
- (2)得到破碎机工作过程中的功耗曲线,在破碎机的设计工作中可为选择合适的电机提供依据,避免经验计算造成的颚式破碎机过于笨重或电机功率不能满足破碎机的破碎需求,同时可以有效地节约能源,提高破碎机的生产效率;
- (3)由动颚受力图可知破碎过程中动颚所受的破碎力大小及分布位置,可为确定动颚与定颚载荷、齿板结构形状和几何尺寸、破碎腔腔形提供参考信息。

(上接第 45 页)

参考文献

[1] Rebbechi Brian Forrester David Napier Phil. Development of an advanced vibration analysis capability for Australian defence force helicopters [C]. AHS International Condition Based Maintenance Specialists Meeting 2008. Huntsville, Curran Associates Inc. 2008: 143-162.

[2] Steijl Rene, Woodgate Mark, Barakos George. CFD method for efficient analysis of flapped rotors [C]. AHS Aeromechanics Specialists Conference 2010. San Francisco. American Helicopter Society 2010: 505-517.

[3] 袁宏杰, 李传日. 正弦加随机振动控制技术的研究 [J]. 航空学报, 2000, 21(4): 383-384.
(Yuan Hong-jie, Li Chuan-ri. Research of sine and random vibration control technology [J]. Journal of Aviation 2000, 21(4): 383-384.)

[4] 孙东红, 郭光海, 凌爱民. 直升机振动环境与机载振动设备环境试验若干问题的探讨 [J]. 航空标准化与质量, 2004(4): 47-48.
(Sun Dong-hong, Guo Guang-hai, Ling Ai-min. Discussion on some problems of helicopter vibration environment and environmental test of airborne vibration equipment [J]. Aviation Standardization and Quality, 2004(4): 47-48.)

[5] 季馨, 王树荣. 电子设备振动环境适应性设计 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2012: 120-150.
(Ji Xin, Wang Shu-sheng. Adaptive Design of Vibration Environment For Electronic Equipment [M]. Beijing: Electronics Industry Press, 2012: 120-

参考文献

[1] CUNDALL P.A, STRACK O.D.L.A. Discrete numerical model for granular assemblies [J]. Geotechnique, 1979, 29(1): 47-65.

[2] 孙其诚, 王光谦. 颗粒物质力学颗粒物质力学导论 [M]. 北京: 科学出版社, 2009: 59-70.
(Sun Qi-cheng, Wang Guang-qian. An introduction to granular material mechanics [M]. Beijing: Science Press, 2009: 59-70.)

[3] Paul W. Cleary. Industrial particle flow modelling using discrete element method [J]. Engineering Computations, 2009, 26(6): 698-743.

[4] Quist J.C.E., Evertsson J.M. Simulating capacity and breakage in cone crushers using DEM [J]. Communion 10, 2010, Capetown, South Africa.

[5] Gary W. Delaney, Paul W. Cleary, Matt D. Sinnott, Rob D. Morrison. Novel application of DEM to model comminution processes [J]. Particle Science and Engineering, 2010, 10(1): 1-9.

[6] 胡月, 容幸福, 秦志钰. 基于 ImageJ 对粘连彩色颗粒的分割 [J]. 机械设计与制造, 2013(3): 105-107.
(Hu Yue, Rong Xing-fu, Qin Zhi-yu. Segmentation of color adhesion particles based on ImageJ [J]. Machinery Design and Manufacture, 2013(3): 105-107.)

[7] 岳耀程, 秦志钰, 容幸福. 基于 PFC3D 的颚式破碎机物料破碎行为研究 [J]. 煤炭工程, 2013, 45(12): 94-96.
(Yue Yao-cheng, Qin Zhi-yu, Rong Xing-fu. Study on material crushing behavior of jaw crusher based on PFC3D [J]. Coal Engineering, 2013, 45(12): 94-96.)

[8] D.O. Potyondy, P.A. Cundall. A bonded-particle model for rock [J]. Rock Mechanics and Mining Science, 2004(41): 1329-1364.

[9] Johannes Quist. Cone crusher modeling and simulation [D]. Sweden: Chalmers University of Technology, 2012: 43-45.

[10] 孙康, 李良, 陈俊杰. PE250×400 型复摆颚式破碎机动颚静力学分析 [J]. 机械设计与制造, 2013(5): 102-104.
(Sun Kang, Li Liang, Chen Jun-jie. The statics analysis for the moving jaw of PE250×400 pendulum jaw crusher [J]. Machinery Design and Manufacture, 2013(5): 102-104.)

150.)

[6] 师汉民. 机械振动系统—分析—测试—建模—对策 (下册) [M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2004(3): 50-100.
(Shi Han-min. Mechanical vibration system—Analysis Test Countermeasures Modeling (Part 2) [M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2004(3): 50-100.)

[7] 曹树谦, 张文德, 萧龙翔. 振动结构模态分析—理论实验与应用 [M]. 第 2 版. 天津: 天津大学出版社, 2014: 30-200.
(Cao Shu-qian, Zhang Wen-de, Xiao Long-xiang. Modal analysis of vibration structure—Theoretical experiment and Application [M]. Second Edition. Tianjin: Tianjin University Press, 2014: 30-200.)

[8] 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: 45-245.
(Fu Zhi-fang, Hua Hong-xing. Theory and Application of modal analysis [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2000: 45-245.)

[9] 周建方. 材料力学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2002: 111-124.
(Zhou Jian-fang. Mechanics of materials [M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2002: 111-124.)

[10] 王树荣. 环境试验 [M]. 北京: 北京人民邮电出版社, 1988: 20-110.
(Wang Shu-rong. Environmental test [M]. Beijing: Beijing People's Posts and Telecommunications Press, 1988: 20-110.)