

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.02.031

新型液压球头轴承动态特性数字化建模方法

庆旭昆¹, 员海玮¹, 丁镇军²

(1. 南京航空航天大学 航空航天结构力学及控制全国重点实验室, 江苏 南京 210016;

2. 北京强度环境研究所, 北京 100076)

摘要:为开展多维振动系统的虚拟化试验平台研究,需要获得液压球头轴承工作时的动态特性数学模型。通过对液压球头轴承进行流固耦合分析,研究油膜压力对轴承结构的影响并进行动态特性试验。基于试验结果,提出一种有限元模型简化方法,用于拟合液压球头轴承工作状态下的动态特性。通过与不同激励量级下的试验结果对比,验证了该方法的可行性。这个简化方法能够高效建立数学模型,满足多维振动系统虚拟化总体频响函数组装的需求。

关键词: 液压球头轴承; 流固耦合; 模型简化; 数字化建模

中图分类号: TH133.3 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2025)02-0160-05

Method for Digital Modeling of Dynamic Characteristics of New Hydraulic Spherical Bearing

QING Xukun¹, YUN Haiwei¹, DING Zhenjun²

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Aerospace Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China; 2. Beijing Institute of Structure and Environment Engineering, Beijing 100076, China)

Abstract: As developing a virtual testing platform for multi-dimensional vibration systems requires a mathematical model of the dynamic characteristics of a hydraulic ball head bearing during operation, this paper conducts fluid-structure coupling analysis on the hydraulic ball head bearing, investigates the influence of oil film pressure on the bearing structure and performs dynamic characteristic tests. Based on the test results, a simplified finite element model is proposed to fit the dynamic characteristics of the hydraulic ball head bearing during operation. The comparison with the experimental results on different excitation levels verifies the feasibility of the proposed method. The simplified method leads to the efficient establishment of a mathematical model which meets the requirements for assembling overall frequency response functions in the virtualization of multi-dimensional vibration systems.

Keywords: hydraulic spherical head bearing; fluid-structure coupling; model simplification; digital modeling

0 引言

虚拟振动试验以计算机仿真技术为基础,采用低载荷物理试验、模型修正等方法,在计算机上模拟试验件总体结构在真实试验工况及边界条件下的动力学特性,即进行虚拟试验。针对部件级结构的修改验证,对该部件进行低量级的模态振动试验,验证其数学模型准确性后,即可装配到整体结构动力学模型上进行虚拟试验,其求解准确性高于单体仿真,又无需承担整体结构验证试验的成本和风险^[1]。三维振动试验可以更真实地反映振动状态,并激发出真实的振型。在三维振动试验中,为了防止试验件受到过度试验的影响并确保试验结果的准确性,需进行机械解耦,消除另外两个方向连接位置约束的影响。目前很多学者

已经在开展多维振动系统数字化的研究工作^[2-4],但是这些研究大多将运动解耦机构进行了理想化处理,对解耦机构进行精确建模研究的很少。

液压球头轴承是多维振动系统的重要连接部件与解耦机构,本文通过流固耦合、实物试验、模型简化等分析方法,基于试验数据,提出了一种可高效建立较为精确的液压球头轴承数字化模型的方法。

1 液压球头轴承介绍

液压球头轴承的主要部件为大球头、小球头、基座、芯轴和盖板。液压球头轴承工作时大球头和基座之间、大球头和小球头之间都存在着油膜,起到支撑球体和润滑的作用,实物如图1所示。

第一作者简介: 庆旭昆(1998—),男,河南信阳人,硕士研究生,研究方向为仿真分析,913631658@qq.com。



图 1 液压球头组合体与部件图片

工作时轴承大球与小球、大球与基座之间的连接在侧向上不存在约束,而且在液压油的润滑作用下也几乎消除了滑动摩擦力的影响,起到了机械解耦的作用。球头轴承工作原理如图 2 所示。

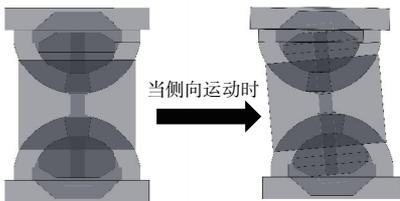


图 2 液压球头轴承工作原理

液压油通过进油管路进入中间轴后分成 4 股,在进油管路两侧对称分布,油路将油供给基座与大球之间形成油膜,再由出油口流出,沿着管路向上的油液再分成 4 股将油供给大球和小球之间形成油膜,油膜底部的油由空隙流出,顶部的油通过出油路引到空隙中流出,内部管路如图 3 所示。

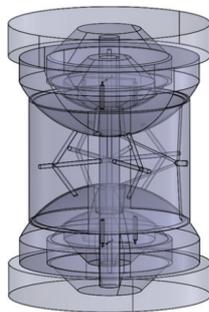


图 3 液压球头轴承内部管路图

利用静压支撑的原理,在基座和大球以及大球和小球之间充满了压力油液。大球和小球的每个油腔进油口都有节流阀。油腔里的油液对球头产生一定的压力,此压力通过球面传递到芯轴,使芯轴产生变形,芯轴的回复力和油膜的液压力相互平衡,液压力与油膜的厚度有关。形成的油膜消除了传动间隙和摩擦力,同时提高了整体轴向刚度^[5]。

本文对此轴承进行数字化建模的流程如图 4 所示。首先进行流固耦合仿真,分析液压球头轴承在正常工作状态下的油膜压力对其结构造成的影响,说明简化的必要性,为数字化建模对象提出一种模型简化方法;通过等效参数化建模分段拟合试验测得的频率响应曲线,得到较为精确的数字模型。

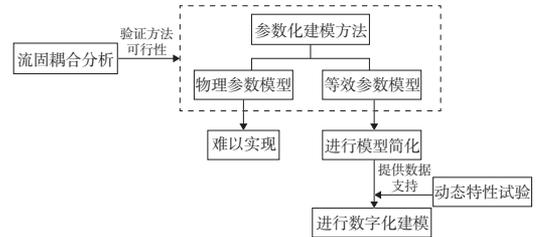


图 4 液压球头轴承数字化建模分析流程

2 油膜压力仿真与流固耦合分析

2.1 液压球头压力场仿真

由于节流阀的存在,进入油膜的油压稳定在一定的范围,因此管道中的压力变化并不会对油腔内的压力造成影响,所以只需重点关注油膜处的压力分布。

根据设计参数,大球油膜和小球油膜的入口压力分别为 9 MPa 和 12 MPa,出口为真空回油槽,油膜的厚度为 0.018 mm。由于油膜的对称性,为提高计算的效率,取油膜的 1/4 部分作为计算模型。油膜是一个极薄的流场,流场出口和入口设置为稳定的压力边界,湍流模型可设置为层流,划分网格时采用致密的结构网格,并且保证在油膜厚度处至少有三层网格^[6-7],网格如图 5 所示。



图 5 致密油膜结构网格

在 Fluent 软件中设置小球和大球油膜的入口压力分别为 12 MPa 和 9 MPa,出口压力为 0,湍流模型为层流,计算结果的压力分布如图 6 和图 7 所示。计算得到小球下表面和大球上表面压力均约为 60 kN,上下油膜力使得大球受力平衡,与液压球头设计参数及工作状态相符。

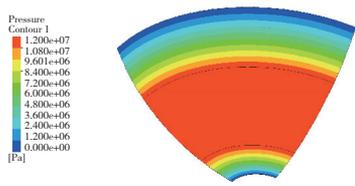


图6 小球油膜压力云图

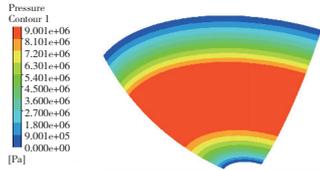


图7 大球油膜压力云图

2.2 液压球头流固耦合分析

利用 Ansys 中的流固耦合模块,分析与振动台连接处的大球头受到两侧油膜压力的影响^[8]。因为工作时此部位连接部分为固定约束,方便设置边界条件而且此处受力更大,可以起到验证作用。大球头的材料为铝合金,弹性模量为 71 GPa,将连接处设置为固定约束,大球受到油膜压力产生的应力和变形如图 8 和图 9 所示。此时,大球的变形量只有 9.8 μm,在实际的工况中此处为最大变形量,其余的部件会发生刚体位移,弹性应变变量级将会更小。

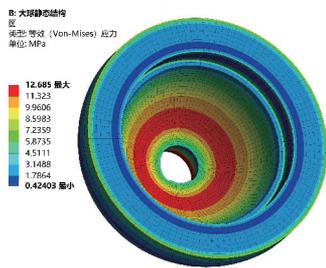


图8 大球头受油膜力影响应力云图

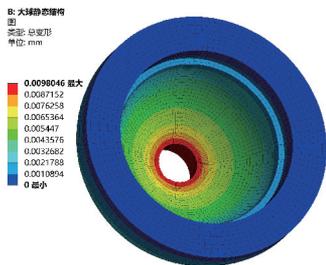


图9 大球头受油膜力影响变形云图

油膜的厚度是 0.018 mm,根据波的传播理论

以及液体的不可压缩性,油膜一侧的扰动传递到另一侧存在一个相位差,这个相位差的值为油膜厚度与液压油中声速的比值。液压油中的声速约为 1 500 m/s,计算可得到这个相位差约为 10^{-8} s,可以忽略不计。因此,液压球头所表现出的复杂动态特性不全是因为球头设计本身引入的,而是由诸多外部因素共同作用的结果。这些因素在有限元计算中是不可控制的,因此建立真实耦合模型难以拟合其动态特性。

3 动态特性数字化建模

3.1 液压球头轴承动态特性试验

在液压球头两侧布置加速度传感器,参考点置于台面钢架的侧面,如图 10 所示。在通入液压油工作的状态下,球头侧向被解耦,处于未被约束的状态,重点研究液压球头轴向的动态特性。

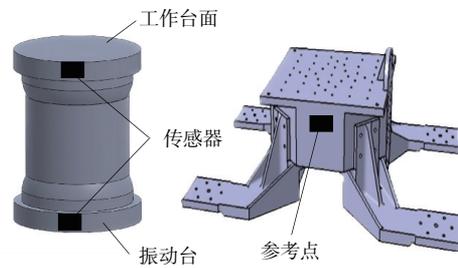


图10 试验测点布置示意图

分别在 0 dB、-6 dB、-12 dB、-18 dB 的激励下,对两个不同厂家生产的同样规格的液压球头轴承进行正弦扫频试验。两厂家生产的轴承频响曲线都体现出复杂的特性,如图 11 和图 12 所示。轴承动态特性的共同点为 0 ~ 400 Hz 和 400 ~ 600 Hz 的频段内出现了较为明显的峰,且幅值接近,可认为这两处的特性为轴承本身所具有,其余特性相差较大,主要受工艺和环境等因素的影响。

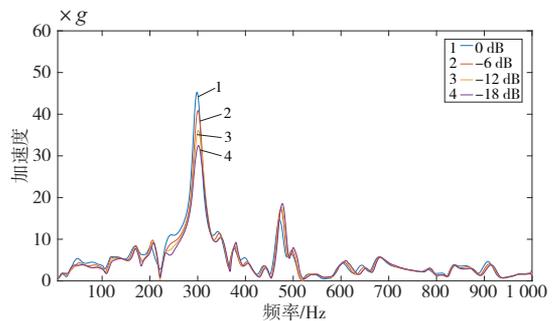


图11 厂家1 液压球头轴承试验频响曲线

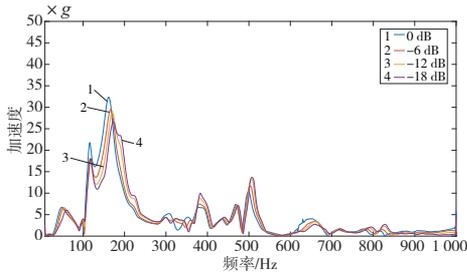


图 12 厂家 2 液压球头轴承试验频响曲线

厂家 2 生产的轴承表现出的非线性特性更加明显,在整个频段内,不同激励下得到的频响曲线差别较大;而厂家 1 生产的轴承在峰值处表现较明显的非线性特征,其余部分一致性较好,因此选取此液压球头作为数字化建模的对象。

3.2 模型简化与数字化建模

参数化模型有两种建模方法。第一种方法考虑油液流动以及弹性元件变形等真实工作状态,建立耦合动力学模型,称为物理参数化模型。第二种方法将轴承抽象成具有某种力学特性的物理元件组合系统,建立等效的力学特性分析模型,称为等效参数化模型。直接参数化模型可行的方法是利用 FEM 和 CFD 等方法建立集总参数和分布参数混合的模型,但是从上述分析可知,液压球头轴承工作时所受的具体影响因素难以定量分析,目前建立和求解完全分布参数模型尚有一定困难^[9]。

液压球头轴承的数字化建模应采用等效参数化模型,图 13 是采用具有不同力学特性的物理元件组合而成的几种等效参数化模型;图 13(a)由弹性元件 k 和阻尼元件 c 串联而成;图 13(b)增加了摩擦元件 Ψ ;图 13(c)在图 13(b)的基础上增加了间隙元件 ε 。等效参数化模型中的物理元件与影响液压球头轴承特性的因素之间具有对应关系:弹性元件 k 对应轴承的弹性元件综合作用的效果;阻尼元件 c 对应液压油流经孔隙产生的阻尼作用;摩擦元件 Ψ 对应运动副之间的摩擦;间隙元件 ε 对应可能出现的空程。

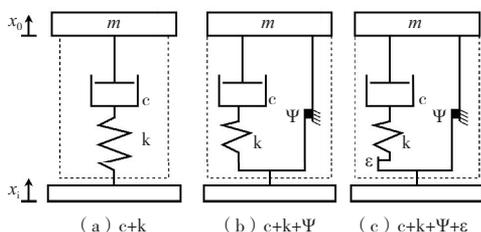


图 13 几种等效参数化力学模型

针对不同的情况可采用不同的元件组合与力学特性参数。对于液压球头轴承,油膜起到了极佳的润滑效果,同时消除了间隙,摩擦和间隙影响并不显著,采用图 13(a)所示的模型也能达到较高的精度。由于油膜的特性在不同激振频率下有明显区别,因此低频工况下参数的取值往往不适用于高频工况。需根据具体工况进行参数拟合,这也是等效参数化建模中的难点问题^[10-11]。

轴承的动态特性主要特征是在 300 Hz 和 470 Hz 附近出现的两处峰值,其余的曲线波动可以用平滑的曲线拟合其趋势。在 Ansys 中建立弹簧-质量块双自由度系统,质量块为轴承真实质量,弹簧的长度为 30 cm,侧向任其为自由状态。

对简化模型施加 0 dB 的基础激励,利用 Ansys Workbench 谐波响应模块与参数化建模方法,寻求拟合特征波形所需的阻尼与刚度参数^[12-13]。在弹簧刚度为 4.28×10^7 N/m、阻尼比为 0.034 9 时,得到 0~450 Hz 频段下的频响曲线。在弹簧刚度为 1.05×10^8 N/m、阻尼比为 0.018 时,得到 470 Hz 下的频响曲线,与试验数据对比如图 14 和图 15 所示。

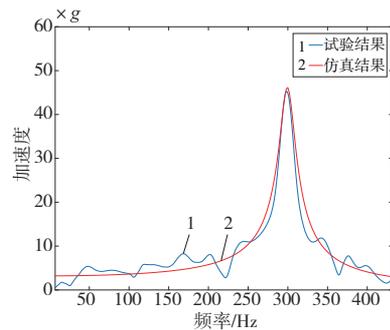


图 14 0~450 Hz 频段数字模型拟合结果

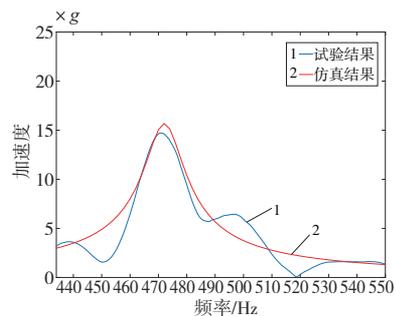


图 15 450~550 Hz 频段数字模型拟合结果

按照表 1 所示的参数将曲线合并,拟合 0~550 Hz 频率内的频率响应曲线,拟合的频响曲线如图 16 所示。

表 1 模型拟合参数

频率范围/Hz	弹簧刚度/(N/m)	阻尼比
0~432	4.28×10^7	0.034 9
432~550	1.05×10^8	0.018 0

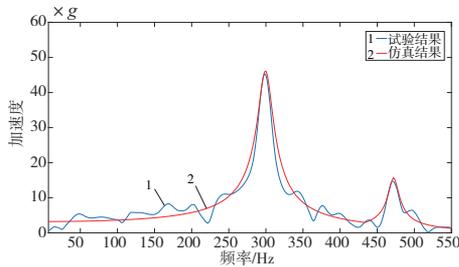


图 16 数字化模型拟合结果

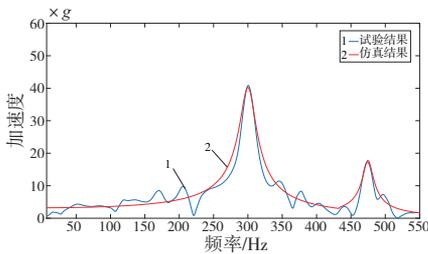


图 17 -6 dB 激励下的频响曲线

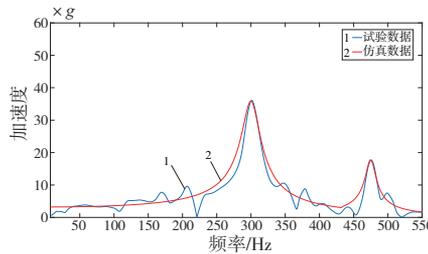


图 18 -12 dB 激励下的频响曲线

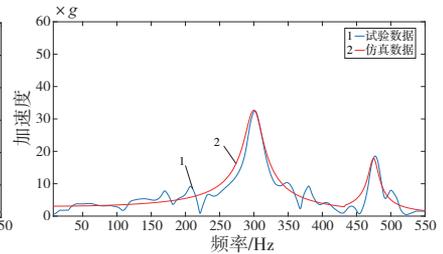


图 19 -18 dB 激励下的频响曲线

利用此方法可高效地建立数字化模型,轴承在峰值处表现出了非线性特征,只需调整此简化模型的参数即可实现拟合。经计算,在 0~432 Hz 内每个试验量级只需将阻尼比增大 0.005 即可实现较为准确的拟合,由此也可估算其他激励量级对应的频响特性。

在 432~550 Hz 的频率范围内,除 0 dB 外的量级对应的频响曲线一致性较好。调整阻尼比至 0.016,弹簧刚度为 1.07×10^8 N/m,除 0 dB 外的量级均使用此参数进行拟合,频响曲线如图 17—图 19 所示。

4 结语

本文利用流体力学计算软件对液压球头轴承进行流固耦合分析,研究油膜对轴承的影响。分析表明,在液压球头轴承正常工作的状态下,油膜对结构的影响不是造成复杂动态特性的主要因素,通过试验也说明了这一点。基于试验结果,本文提出了一种有限元模型简化方法,用于拟合液压球头轴承工作状态下的动态特性。该简化模型可以高效地进行数学模型的建立,通过调整物理参数,实现不同工况下频响曲线的拟合,满足多维振动系统虚拟化试验总体频响函数组装的需要。

参考文献:

- [1] 向树红,晏廷飞,邱吉宝. 400 kN 振动台虚拟试验仿真技术研究[J]. 航天器环境工程,2003,20(4):25-33.
- [2] 孟繁莹. 大型电动振动台动力学分析与数值模拟研究[D]. 北京:北京工业大学,2013.
- [3] 曾国英,刘继光,夏季. 三维振动台的仿真设计[J]. 机械设计,2005,22(4):46-48.
- [4] 韩伟,李敏伟,孙建勇,等. 三轴六自由度闭环虚拟随机振动试验系统建模与仿真[J]. 航天器环境工程,2020,37(5):428-434.

- [5] 周兴广,张巧寿. 多维振动系统部件球形静压轴承: CN201125947Y[P]. 2008-10-01.
- [6] 李祥. 基于 Fluent 的角接触球轴承油膜动压稳定性研究[D]. 长春:吉林大学,2016.
- [7] 刘豪杰,郭红,张绍林. 基于 FLUENT 的深浅腔动静压轴承油膜压力研究[J]. 润滑与密封,2013,38(10):35-38.
- [8] 王兰文,盛选禹,雒建斌. 角接触球轴承流固耦合仿真分析[J]. 机械传动,2021,45(4):94-99.
- [9] 张皓,李东升,李宏男. 有限元模型修正研究进展:从线性到非线性[J]. 力学进展,2019,49(0):542-575.
- [10] 吕振华,李世民. 筒式液阻减振器动态特性模拟分析技术的发展[J]. 清华大学学报(自然科学版),2002,42(11):1532-1536.
- [11] 张旭飞. 三轴向标准振动台运动解耦和控制理论与相关技术的研究[D]. 杭州:浙江大学,2017.
- [12] 杨永彬,程世福,付强. 基于 ANSYS 响应面方法优化泵组电机架固有频率[J]. 化工设备与管道,2019,56(1):52-56.
- [13] 朱阳阳,单兴兰,李张辉. 基于 ANSYS 的航空发动机叶片减振特性分析[J]. 机械制造与自动化,2023,52(1):34-36.

收稿日期:2023-06-29