

文章编号: 1000-8055(2024)10-20220849-13

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220849

联合载荷下燃油泵调节器声振特性分析

胡学满^{1,2}, 侯亮¹, 卜祥建¹, 周毅博³

- (1. 厦门大学 机电工程系, 福建 厦门 361102;
2. 北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191;
3. 中国航发控制系统研究所, 江苏 无锡 214063)

摘 要: 为了探究高集成燃油泵调节器在结构载荷和流体载荷联合作用下的动力学特性, 比较其工作状态与非工作状态的响应差异。根据液压系统工作原理, 建立液压模型, 获得极限工况下燃油主要作用区域的压强。基于 Ploymax 法识别结构系统的阻尼, 由响应控制原理和系统特征重构激励点载荷, 并结合大质量法 (large mass method, LMM) 实现载荷形式的转化。利用声固耦合法求解组合边界下系统的模态和振动响应, 采用间接边界元法 (indirect boundary element method, IBEM) 计算声学响应。研究表明: 相比于非流固耦合结果, 耦合自由模态变化程度小, 考虑机匣振动及燃油预应力作用下的耦合振动噪声峰值响应在低频段明显降低, 第一阶频率降低 17.3%, 该频率下最高噪声值降低约 14.3 dB, 600 Hz 以后响应有增大趋势。

关 键 词: 燃油泵调节器; 联合载荷; 液压系统; 大质量法; 流固耦合; 振动噪声

中图分类号: V233.2

文献标志码: A

Vibration and noise analysis of fuel pump regulator under combined load

HU Xueman^{1,2}, HOU Liang¹, BU Xiangjian¹, ZHOU Yibo³

- (1. Department of Mechanical and Electrical Engineering,
Xiamen University, Xiamen Fujian 361102, China;
2. School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;
3. Aero Engine Control System Institute,
Aero Engine Corporation of China, Wuxi Jiangsu 214063, China)

Abstract: To investigate the dynamics of a highly integrated fuel pump regulator under combined structural and fluid loads, and compare the difference in responses between its working and non-working states, a hydraulic model was established to obtain the pressure of main action area under extreme conditions according to the principle of the hydraulic system. The structural damping was identified by the Ploymax method. The excitation load was reconstructed by the response control principle and system characteristics, and the load form was transformed by the large mass method (LMM). The acoustic-structure interaction method was used to solve the modal and vibration responses under the combined boundary, and the indirect boundary element method (IBEM) was used to calculate the acoustic response. The results indicated that the change of free mode without fuel prestress was little, and the peak response of vibration and noise considering casing vibration and fuel prestress was significantly reduced at low

收稿日期: 2022-11-06

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51975495); 厦门市重大科技项目(3502Z20191019); 中央引导地方科技发展专项(2020L3002)

作者简介: 胡学满(1995—), 男, 博士生, 主要从事复杂装备振动噪声方面的研究。E-mail: huxueman@buaa.edu.cn

通信作者: 侯亮(1974—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事大批量定制、创新设计、振动与噪声和工业大数据等方面的研究。

E-mail: hliang@xmu.edu.cn

引用格式: 胡学满, 侯亮, 卜祥建, 等. 联合载荷下燃油泵调节器声振特性分析[J]. 航空动力学报, 2024, 39(10): 20220849. HU Xueman, HOU Liang, BU Xiangjian, et al. Vibration and noise analysis of fuel pump regulator under combined load[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(10): 20220849.

frequency, the first order frequency was reduced by 17.3%, and the maximum noise value at this frequency was reduced by about 14.3 dB, and the response had a tendency of increase beyond 600 Hz, compared with results of non-fluid-structure interaction.

Keywords: fuel pump regulator; combined loads; hydraulic system; large mass method; fluid-structure interaction; vibration and noise

燃油泵调节器是由多个泵和调节器组成的航空发动机附件, 油泵将机械能转化为液压能, 调节器根据发动机工况, 自动完成燃油供给。其工作时, 主要承受两种性质的激励: 发动机机匣振动引起的外部结构激励和燃油压强诱发的内部流体激励, 相比于单一的外部激励, 装置的振动噪声可能发生不同程度的改变。通过物理实验台同时模拟多种激励下的动态响应, 工作开展困难。所以, 本文探索一种考虑联合载荷条件下的复杂结构的流固耦合动力学响应的研究方法, 对缩短产品的研发周期和保障飞行器安全都具有重要意义。

当前国内外对燃油泵调节器的研究集中在燃油特性, 通过流场数值模拟研究燃油泵的空化特性; 建立调节器液压系统仿真模型, 考虑结构弹性变形, 将流体动力黏度和密度视为非恒定值, 提高泵泄漏量的计算精度^[1-3]。涉及其耦合特性的研究较少, 部分学者采用动网格技术展开内部燃油与结构相互作用下的流场数值计算, 获得的泵结构表面压强脉动信息, 求解结构振动, 并利用 FEM/AML(finite element method/automatically matched layer)声振耦合模型计算液固耦合状态下外场噪声^[4-6]。近年来, 快速动网格技术的发展极大减少了不同域之间的迭代次数^[7]。此外, 流固耦合分析应用常见于充液容器、气泵和管路等场合。王晖等^[8]采用强耦合和附加质量法分析了液体深度对结构频率的影响。杨尚霖等^[9]采用研究油液的晃动效应下的变压力场, 进而联合求解结构应力。Yazic 等^[10]计及容器加速状态下的水动力效应, 结合边界元法构建液体晃动状态下的虚拟质量矩阵, 带入结构模型展开振动求解。李惠彬等^[11]计算了涡轮增压器压气机内部的流速和压力分布, 再通过接口将载荷施加到涡轮增压器结构上进行流固耦合下的模态计算。贾伟等^[12]将不同构件间的动静干涉因素引入流固耦合求解, 从而避免系统共振。Escaler 等^[13]在得出管道附加质量为水位相关函数的结论基础上, 引入附加质量系数求解多场耦合模型。李继世等^[14]将流体的质量、

压强、流速等影响项引入湿模态求解模型。吴江海等^[15]对流固耦合系统进行分割, 利用子系统的阻抗矩阵合成总阻抗矩阵, 获得了较高精度的流固耦合系统的响应。Tijsseling^[16]通过多项时/频实验研究不同边界对充液管路系统动态特性的影响。

以上研究对象以单一或少量结构件形成的装配体为主, 各流体区域尺寸差异小, 流固耦合边界的信息传递易实现。燃油泵调节器的流体域复杂且分支多, 受边界条件不准确, 离散程度要求高等因素限制, CFD 等技术求解其流场过程中, 收敛性和结果精度都无法得到保证, 求解效率低。此外, 上述文献侧重分析不同流体项对结果的影响, 忽略了非流体激励在流固耦合问题中的重要性。调节器的开发过多依赖带油状态(工作状态)下的振动实验, 同时模拟机匣振动和流场压力脉动, 需要在振动实验环境下搭建燃油辅助装置, 实验条件极其苛刻。

针对多体耦合式高集成燃油泵调节器的动力学响应分析问题, 本文提出一种基于分步获取的结构域和流体域边界信息组合求解联合载荷下的复杂系统声振特性的分析方法。根据装置液压系统工作原理, 搭建液压系统仿真模型, 获取燃油主要作用区域压强信息, 建立单向顺序耦合分析模型。按照活门开度大小, 分块提取流体区域, 完成流体域的装配, 然后, 将流体视为声学介质单元, 利用声固耦合法实现装置与燃油的直接耦合, 获取耦合质量、刚度和阻尼矩阵。采用模态法和 LMM 法, 代入随机振动实验识别的系统阻尼, 进行带油状态下的燃油泵调节器振动响应分析, 进一步基于振动响应数据和 IBEM 法完成声学响应分析。最后, 评估结果的差异性, 判断带油装置相关实验的可替代性。研究为高耦合装备流固耦合分析提供方法指导。

1 分析流程与模型输入

燃油泵调节器声振特性分析过程中燃油作用区域及作用大小, 结构所受外载, 系统质量、刚度

和阻尼分布都是影响其分析结果的重要因素。

1.1 模型分类及分析流程

通过对比燃油泵调节器流固耦合前后结构的响应特性, 判断其工作状态下相关动力学实验的可替换性, 分析流程如图 1 所示, 主要步骤为:

- 1) 采用弹簧单元、梁单元、多点约束和集中质量等方式实现燃油泵调节器的整机装配。
- 2) 根据液压系统工作原理, 初步抽取流体域, 细化流体模型并完成装配。选择流体和结构有限元模型的包络网格面, 进行耦合面处理。
- 3) 可行性实验: 通过简单充液薄壁容器的振动仿真与实验对比研究, 验证声固耦合合法处理流

固耦合界面方式的有效性; 通过无油燃油泵调节器振动仿真与实验对比研究, 验证复杂结构建模的有效性。

- 4) 振动响应分析模型参数获取: 由各油腔压强大小和零件结构特点, 筛选出主要燃油压强作用区域; 通过拟合采集的随机响应功率谱密度, 识别结构阻尼比; 基于载荷重构技术和大质量原理, 获得流固耦合模型外部激励力。
- 5) 外场噪声分析模型的输入参数获取: 导入振动响应分析结果, 映射到声学边界元网格。
- 6) 最后, 根据分析结果对流固耦合前后装置的动力学特性进行差异性评估。

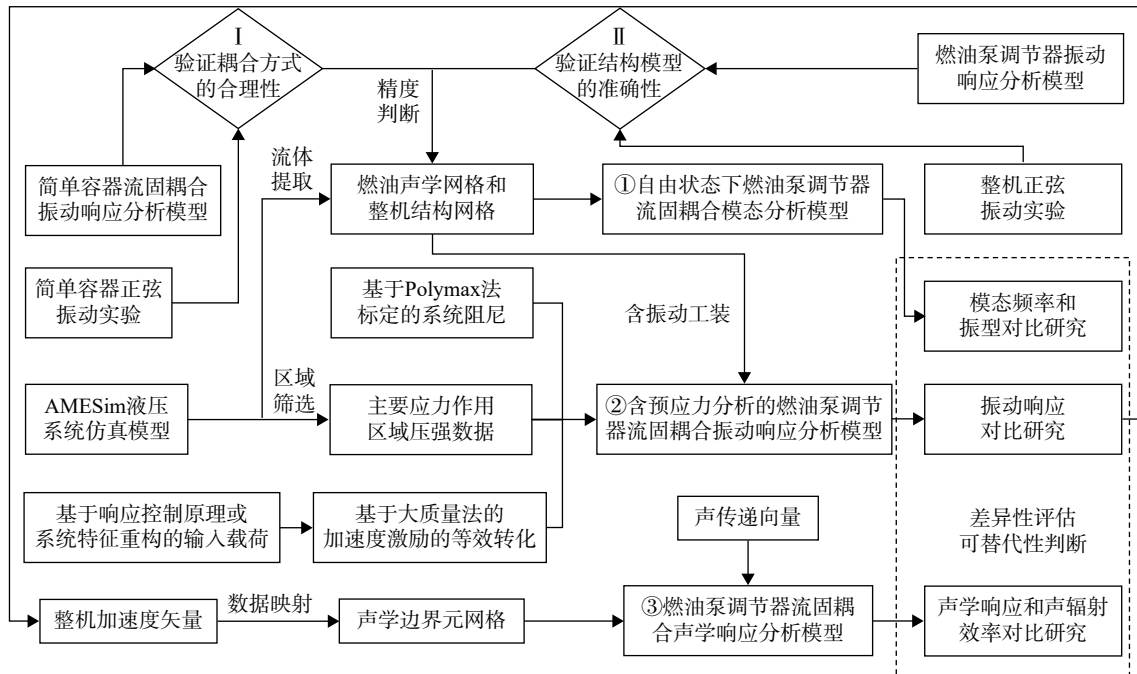


图 1 燃油泵调节器声振特性分析流程

Fig. 1 Process of vibration and noise analysis of fuel pump regulator

1.2 燃油压强主要作用区域筛选

装置的工作原理如图 2 所示, 根据原理搭建液压分析模型。燃油经离心泵吸油后进入齿轮泵, 齿轮的吸油室与低压腔相连, 排油室的增压油流经自冲刷油滤后, 按工况需求先后流入计量活门和压差活门, 部分燃油通过增压活门使系统压强大于某恒定值, 保证燃油进入燃烧室时达到所需压强, 当停车活门开启, 燃油流向出口。

为了研究装置极限工况下的动力学特性变化, 选取极限工况: 计量活门开度为 100%, 活塞运动至作动筒顶端, 停车活门关闭。该工况下燃油泵调节器内部燃油区域模型如图 3 所示。

计前油和计后油的压强相对较高, 由图 3 初步确定压强作用明显区域为: 压差活门(A)、计量活门(B)和冲刷油滤(C)。

受零件材料、结构及装配位置等因素, 可以对压强作用区域进行二次筛选, 筛选结果如图 4 所示。

各活门阀芯结构尺寸小, 材料为高铬马氏体不锈钢, 其刚度受压强影响程度弱, 回油腔和阀芯中间油腔压强小, 忽略以上位置的压强作用。活门衬套为薄壁零件, 燃油和壳体的作用区域面积较大, 保留这些位置压强作用。最终确定了 6 个燃油压强作用位置, 通过液压系统仿真模型分

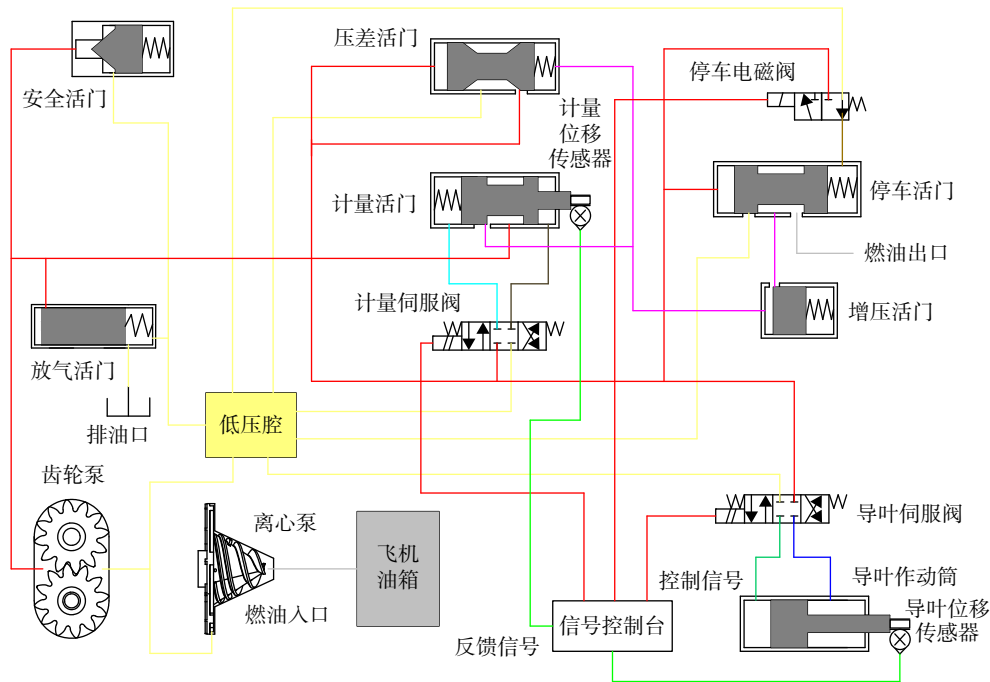


图 2 液压系统原理

Fig. 2 Principle of hydraulic system

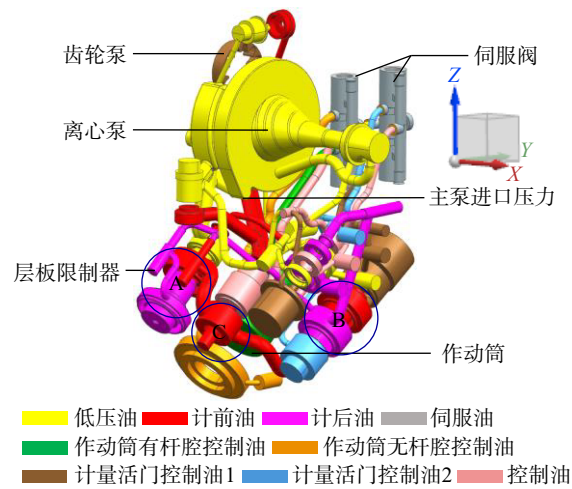


图 3 燃油模型

Fig. 3 Modal of fuel

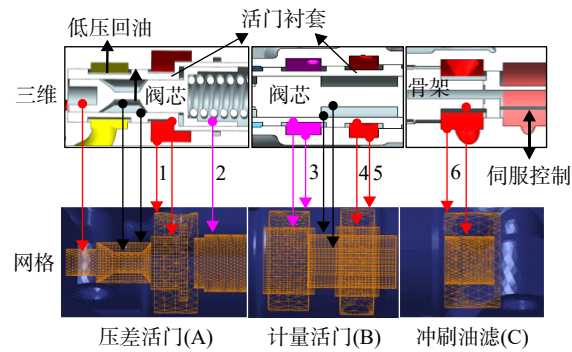


图 4 预应力作用区域二次筛选

Fig. 4 Secondary screening of prestress action area

析得到计量活门开度最大时,主要作用位置的流体压强信息如表 1 所示。

表 1 流体压强信息		
Table 1 Fluid pressure information		
序号	作用位置	压强/MPa
1	压差入口-壳体	6.8
2	弹簧腔-阀芯	6.3
3	计后腔-壳体	6.3
4	计量衬套	6.8
5	计前腔-壳体	6.8
6	油滤腔-壳体	7

1.3 基于 Polymax 法的系统阻尼标定

为了获得装置在真实振动边界下的各阶模态阻尼比,以常数随机功率谱下的输出半功率谱(后文简称半谱)为拟合目标,采用最小二乘复频域法获得稳态图,确定工作模态参数。

半谱的极点-留数模型为

$$\hat{X}_{yy}(\omega)^+ = \sum_{r=1}^n \left(\frac{\varphi_r \eta_r^T}{j\omega - Q_r} + \frac{\varphi_r^* \eta_r^H}{j\omega - Q_r^*} \right) \tag{1}$$

式中 φ_r 、 η_r 分别表示 r 阶振型和模态参与因子向量, Q_r 为极点,由固有频率 ω_r 和阻尼比 ξ_r 决定,*表示共轭,H 表示 Hermite 阵转置。

Polymax 法用分子多项式 β_r 和分母多项式矩

阵 α_r 构成的分式表示响应自谱模型:

$$X_{yy}(\omega)^+ = \left(\sum_{r=0}^q Z^r \beta_r \right) \cdot \left(\sum_{r=0}^q Z^r \alpha_r \right)^{-1} \quad (2)$$

式中 q 为模型阶次; $Z = e^{-j\omega\Delta t}$, Δt 为采样周期。

结合最小二乘法, 利用测量的响应自谱, 构建超静定方程, 便可求解多项式系数。与频响函数极点求取相似^[17], 对式(2)分母多项式 α_r 扩展的西矩阵进行特征值分解:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\alpha_0^T & -\alpha_1^T & \cdots & -\alpha_{q-2}^T & -\alpha_{q-1}^T \end{bmatrix} \mathbf{V} = \mathbf{V} \mathbf{\Lambda} \quad (3)$$

式中 $\mathbf{\Lambda}$ 为对角特征值矩阵, 对角线元素 $\lambda_r = e^{-Q_r \Delta t}$, $Q_r, Q_r^* = -\omega_r \xi_r \pm j\omega_r \sqrt{1 - \xi_r^2}$, $\mathbf{V}$ 是包含工作模态参与因子信息的特征矩阵。

1.4 结构加速度载荷反演

线性时不变振动系统的频域响应和激励之间存在确定的比例关系, 频谱之间满足

$$X(\omega) = T(\omega) L(\omega) \quad (4)$$

式中 $X(\omega)$ 为响应加速度谱, $T(\omega)$ 为传递率, $L(\omega)$ 为激励加速度谱。

采用多点平均控制方式进行振动实验, 令 N 为控制点数, 则控制点响应为

$$\bar{X}_k(\omega) = \frac{\sum_{k=1}^N a_k X_k(\omega)}{\sum_{k=1}^N a_k} \quad (5)$$

式中 a_k 为第 k 个控制点的权重。

同理, 激励源到控制点的平均传递率为

$$\bar{T}_k(\omega) = \frac{\sum_{k=1}^N a_k T_k(\omega)}{\sum_{k=1}^N a_k} \quad (6)$$

式中 $T_k(\omega)$ 为激励到控制点的传递率函数。

由多点平均控制原理, 反演激励源加速度

$$L(\omega) = \frac{\bar{X}_k(\omega)}{\bar{T}_k(\omega)} = \frac{\sum_{k=1}^N a_k X_k(\omega)}{\sum_{k=1}^N a_k T_k(\omega)} \approx \frac{R(\omega)}{\bar{T}_k(\omega)} \quad (7)$$

式中 $R(\omega)$ 为实验给定控制点的参考谱。

按 RTCA/DO-160G 对燃油泵调节器进行功能性振动实验, 采用的正弦参考谱线频率范围为 15.6~725 Hz, 如图 5 所示, 根据式(7)采用均匀权重计算出实际激励载荷, 如图 6 所示。

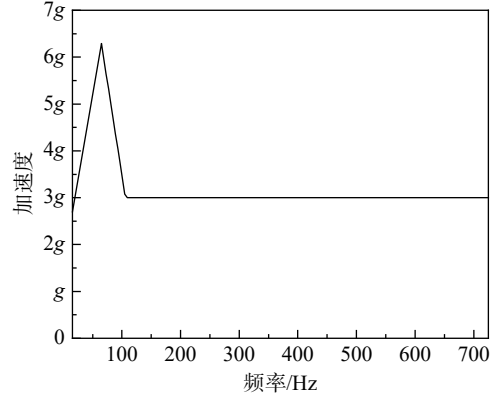


图 5 参考谱

Fig. 5 Reference spectrum

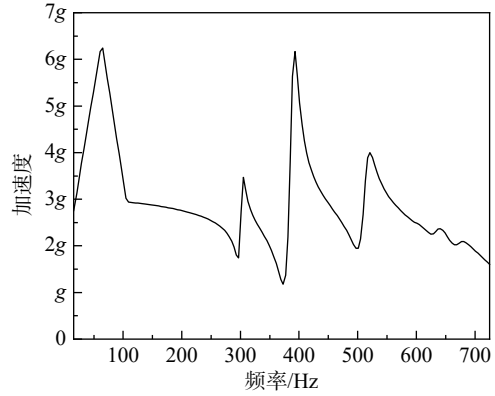


图 6 载荷谱

Fig. 6 Load spectrum

1.5 基于 LMM 法的流固耦合振动原理

为了模拟流固耦合系统在振动台上的强迫运动, 结合 LMM 法将加速度激励转化为力进行载荷施加, 其简化模型示意图, 如图 7 所示。

在流体压强 p 和大质量位置激励力 F 的作用下, 结构的运动微分方程为:

$$m_s \ddot{z}_s + c(\dot{z}_s - \dot{z}_1) + k(z_s - z_1) + p \cdot S = m_1 \ddot{z}_e \quad (8)$$

式中 m_s 、 m_1 分别为结构质量和大质量, c 、 k 分别为连接阻尼和刚度, z_s 、 z_1 和 $\ddot{z}_e$ 分别为结构位移、基座位移和施加在大质量处的加速度。

拓展到多自由度大质量模型, 系统流固耦合振动方程矩阵形式为:

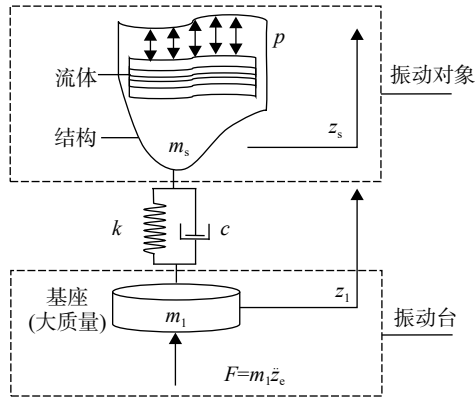


图 7 流固耦合振动的简化大质量数学模型

Fig. 7 Simplified LMM model of FSI vibration

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{M}_{ls} & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_{ls}^T & \mathbf{M}_l & \mathbf{0} \\ \rho \mathbf{D} & \mathbf{0} & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{z}}_s \\ \ddot{\mathbf{z}}_l \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & \mathbf{C}_{ls} & \mathbf{0} \\ \mathbf{C}_{ls}^T & \mathbf{C}_l & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{C}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{z}}_s \\ \dot{\mathbf{z}}_l \\ \dot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & \mathbf{K}_{ls} & -\mathbf{D}^T \\ \mathbf{K}_{ls}^T & \mathbf{K}_l & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{z}_s \\ \mathbf{z}_l \\ \mathbf{p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_\sigma \\ \mathbf{M}_l \ddot{\mathbf{z}}_e \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵，下标 s、f、l 和 ls 分别代表结构、流体、大质量的自由度和结构与大质量耦合自由度， ρ 为流体密度， $\mathbf{D}$ 为流固耦合矩阵， $\mathbf{z}_s$ 是结构节点位移矢量， $\mathbf{z}_l$ 是大质量节点位移矢量， $\mathbf{p}$ 是流体节点声压矢量， $\mathbf{F}_\sigma$ 为耦合面预应力矢量， $\ddot{\mathbf{z}}_e$ 为施加在大质量处的加速度矢量。

将式(9)的第 3 行展开

$$\rho \mathbf{D} \ddot{\mathbf{z}}_s + \mathbf{M}_f \ddot{\mathbf{p}} + \mathbf{C}_f \dot{\mathbf{p}} + \mathbf{K}_f \mathbf{p} = \mathbf{0} \quad (10)$$

等式两边同乘 $(\rho \mathbf{D})^{-1}$ ，令流体载荷矢量 $\mathbf{F}_f = \mathbf{M}_f \ddot{\mathbf{p}} + \mathbf{C}_f \dot{\mathbf{p}} + \mathbf{K}_f \mathbf{p}$ ，式(10)可以写为：

$$\ddot{\mathbf{z}}_s = -(\rho \mathbf{D})^{-1} \mathbf{F}_f \quad (11)$$

结构与大质量耦合项 $\mathbf{M}_{ls} = \mathbf{0}$ ，将式(11)代入式(9)第 1 行的展开式中，并与第 2 行的展开式累加得到：

$$-\mathbf{M}_s (\rho \mathbf{D})^{-1} \mathbf{F}_f + \mathbf{M}_l \ddot{\mathbf{z}}_l + (\mathbf{C}_{ls}^T + \mathbf{C}_s) \dot{\mathbf{z}}_s + (\mathbf{C}_l + \mathbf{C}_{ls}) \dot{\mathbf{z}}_l + (\mathbf{K}_{ls}^T + \mathbf{K}_s) \mathbf{z}_s + (\mathbf{K}_l + \mathbf{K}_{ls}) \mathbf{z}_l - \mathbf{D}^T \mathbf{p} = \mathbf{M}_l \ddot{\mathbf{z}}_e + \mathbf{F}_\sigma \quad (12)$$

将式(12)同时左乘 $\mathbf{M}_l^{-1}$ ，振动台激励下，结构节点位移及速度相对加速度都非常小，且 $\mathbf{M}_l^{-1}$ 的对角元素趋于 0，略去较小项，得到：

$$\ddot{\mathbf{z}}_l \approx \ddot{\mathbf{z}}_e + \mathbf{M}_l^{-1} [\mathbf{F}_\sigma + \mathbf{D}^T \mathbf{p} + \mathbf{M}_s (\rho \mathbf{D})^{-1} \mathbf{F}_f] \quad (13)$$

式中 $\mathbf{D}^T \mathbf{p}$ 为结构表面的压力载荷项， $\mathbf{M}_l^{-1}$ 与各节

点力相乘后的项也是微量，与施加的加速度量级相比，可忽略这些项的影响，所以式(13)进一步简化为：

$$\ddot{\mathbf{z}}_l \approx \ddot{\mathbf{z}}_e \quad (14)$$

大质量应该是振动目标质量的 $10^3 \sim 10^8$ 倍，建议取值 10^6 倍，带燃油燃油泵调节器总质量为 31.7 kg，所以大质量为 3.17×10^7 kg。

2 实验验证

依次开展无油状态下的燃油泵调节器和带油状态下的简单容器振动实验，分别验证复杂装配体结构建模和流固耦合处理方式的准确性。

根据实验对象尺寸和关心频带，燃油泵调节器的实验在 LE-2016/DSA10-200K 大型电磁振动台上完成，以 $0.01 \text{ g}^2/\text{Hz}$ 的常数谱进行随机振动扫频，扫频频段为 $10 \sim 2000 \text{ Hz}$ ；以正弦扫频结果作为对比参照，正弦扫频频段为 $15.6 \sim 725 \text{ Hz}$ ，频率分辨率为 4 Hz ，扫频速率约为每分钟 1 个倍频程。简单容器的实验在 MPA403/M124M 小型电动振动台上完成，扫频频段为 $1000 \sim 2000 \text{ Hz}$ ，频率分辨率为 5 Hz ，扫频时间约为 3 min 。振动系统如图 8 所示，控制信号通过功率放大器传输给振动台，PCB 型加速度传感器（灵敏度约为 50 mV/g ）实现信号采集，传递路径测试系统 SCM209 将采集的电信号转化为数字信号输出，最后，进行数据分析。

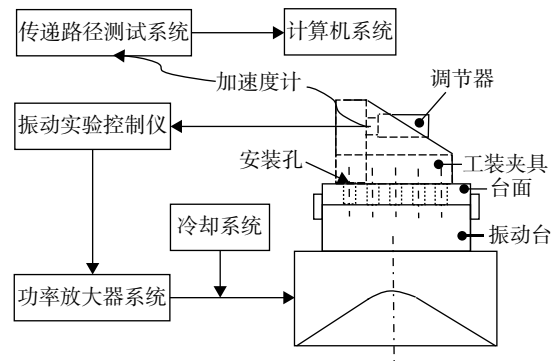


图 8 振动系统

Fig. 8 Vibration system

调节器的振动实验采用三点平均控制，各控制点的距离不宜太近，否则容易造成局部欠实验。简单容器的振动实验采用单点控制，控制点位于振动台台面。控制传感器采集到的信号转化频谱，并与设定的参考谱对比，实时计算误差信号，调节激励信号直至满足控制要求。对于正弦振动，

采用在线峰值平均, 遍历各频率点的采样数据, 保留信号最大值作为正弦信号的幅值, 以获得扫频频带内完整的响应曲线。

选取燃油泵调节器上距离泵头近端和远端两测点(测点 *a* 为转接座; 测点 *b* 为保护罩)和简单容器顶部中心测点进行主振方向上的响应数据对比, 实验现场如图 9 所示。

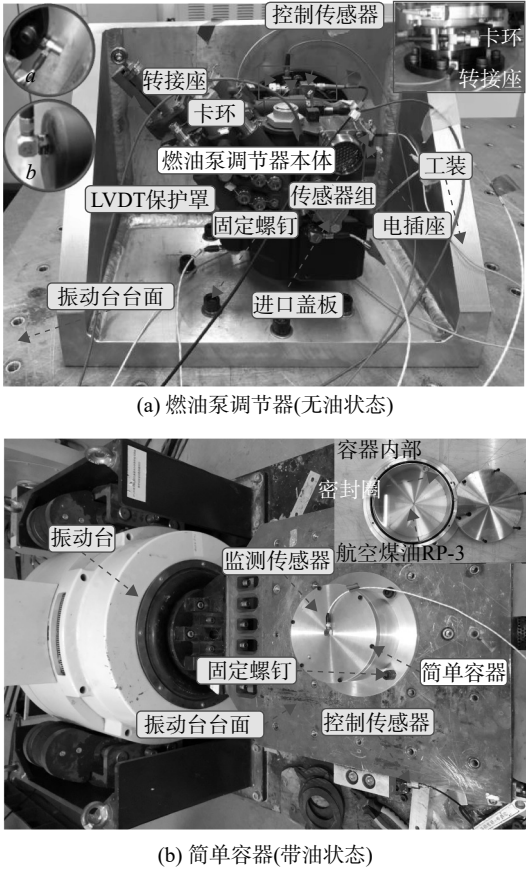


图 9 实验装置

Fig. 9 Experimental site

采用短时傅里叶变换对时域信号加窗, 窗函数为汉宁窗。为降低频谱泄漏, 选择带通滤波, 上限为 725 Hz。函数形式为峰值频谱, 实验和仿真的结果对比如图 10 所示。

对比结果来看, 测点 *a* 的实验 1 阶频率相对误差仅为-0.97%, 测点 *b* 的 1 阶频率相对误差约 3%。1 阶响应的平均相对误差为 6.7%。300 Hz 内, 曲线基本吻合, 大于 300 Hz 频段, 曲线间存在一定偏移, 但维持在相同振动量级且曲线走势一致。由于本文研究对象的特殊性, 部分设计参数在建模环节经过模糊处理, 再考虑到高集成复杂装配体模型涉及因素庞大, 所以该分析场景下的模型具有较高可信度, 可用于后续分析。

随机振动实验在相同环境下进行, 增加多个

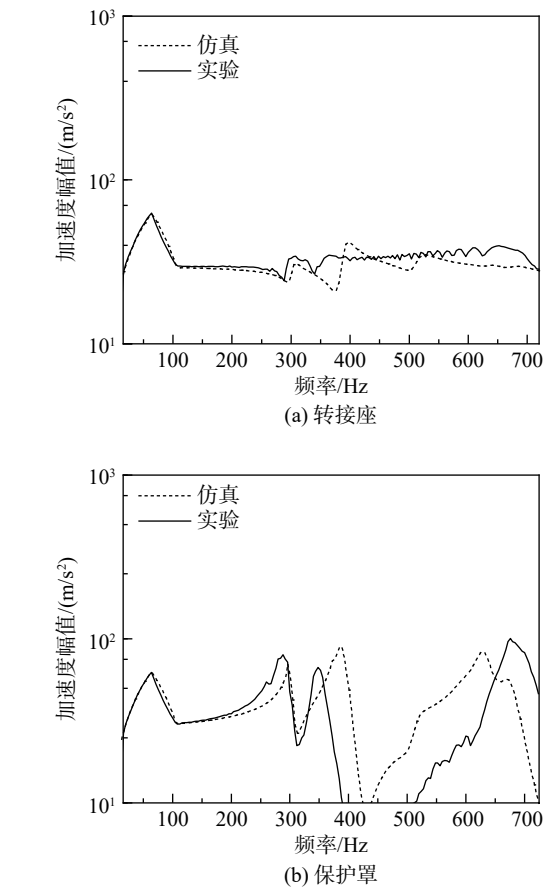


图 10 燃油泵调节器响应计算值与实验值对比

Fig. 10 Comparison of the calculated and experimental results of the fuel pump regulator's response

测点, 计算各测点完整带宽下的自谱, 结合式(3)进行工作模式参数识别, 仿真与实验相近模态频率点的阻尼比, 如表 2 所示。燃油阻尼受较多因素影响, 后续分析中一般设置为全局声学阻尼, 取值范围为 0.1~0.5。

容器振动实验和仿真对比如图 11 所示。

无油状态的实验 RMS(root mean square)值为 10.5 m/s², 仿真 RMS 值为 10.5 m/s², 有油状态的实验 RMS 值为 13.1 m/s², 仿真(DIFF)RMS 值为 13.3 m/s², 耦合前后的实验变化水平为 2.8 m/s², 仿

表 2 工作模式参数

Table 2 Parameters of working modal

阶数	频率/Hz		模态 阻尼比/%
	实验模态	仿真模态	
1	293	298.6	2.76
2	351	375.9	3.58
3	567	505.4	4.00
4	711	654.1	3.42
5	911	870.5	3.20
6	980	910.0	1.27

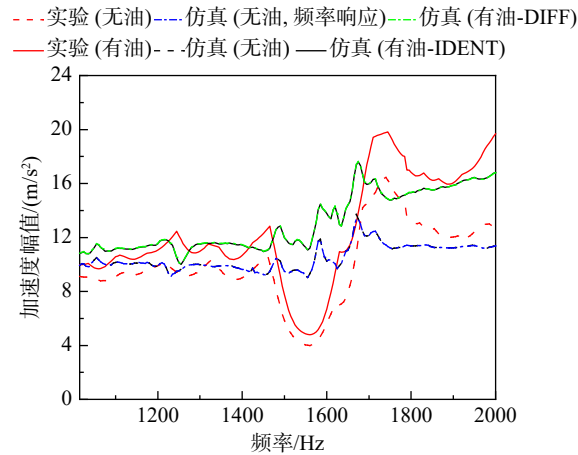


图 11 容器响应计算值与实验值对比
Fig. 11 Comparison of calculated and experimental results of vessel

真变化水平为 2.6 m/s^2 。从高频数据可以看出,实验和仿真曲线在 $1\,560\text{ Hz}$ 和 $1\,740\text{ Hz}$ 附近的误差较大,实验结果出现较大的波峰和波谷,这是因为单点控制响应方式在高频存在严重超差现象,振动台未达到预设振动量级造成欠实验或叠加带外高频成分造成过实验,改善实验条件有利于提高实验准确性。整体上,仿真和实验曲线趋势相同,共振频率点接近,耦合前后变化程度基本一致。有油状态下,非协调网格(DIFF)和协调网格(IDENT)的计算结果完全一致,验证了耦合面处理方式的可行性。无油状态下,基于 LMM 法的力载荷受迫振动模型和采用加速度激励的频率响应分析模型所得结果基本一致,验证了前者在计算振动响应中的可行性。

3 声振特性对比分析

通过模态分析结果对比,评价耦合前后燃油泵调节器的频率和振型的差异性。进一步研究特定工况下装置的振动响应变化,并基于整机振动响应数据对耦合前后装置的噪声水平进行比较,以此,全面地对装置各项动态指标进行差异性评价。具体有限元建模方法见文献 [18]。

3.1 模态差异评价

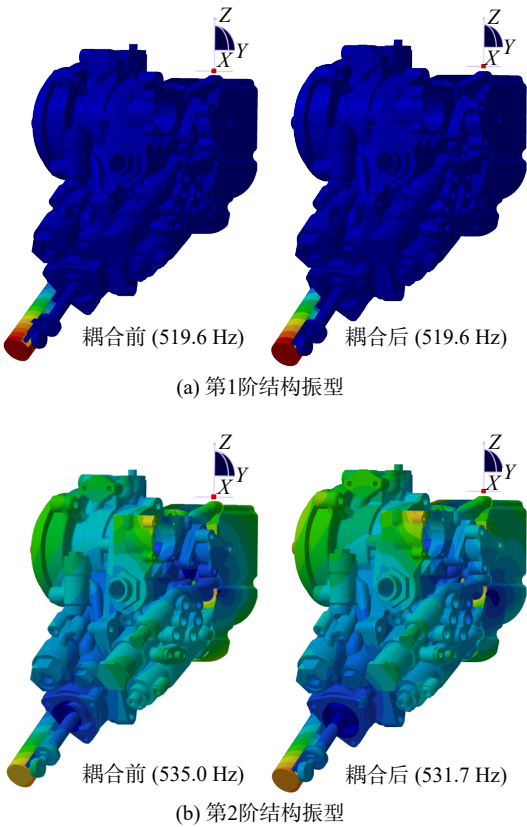
不考虑预应力分析、流体阻尼和附加吸能材料的情况下,对燃油泵调节器进行自由模态分析,模态实验验证参考文献 [18]。燃油为航空煤油 RP-3,声速为 $1\,324\text{ m/s}$,密度为 764.6 kg/m^3 ,耦合界面参数选择非协调节点,设置合适的流体法向容差。 $1\,000\text{ Hz}$ 以内以结构模态变化为主的非零模态频率对比如表 3 所示, 850 Hz 以内,模态频率比

表 3 结构模态频率对比				
Table 3 Comparison of structural modal frequencies				
阶次	模态频率/Hz		绝对变化/ Hz	相对变化/ %
	耦合前	耦合后		
1	519.6	519.6	0	0
2	535.0	531.7	-3.3	-0.6
3	659.2	647.8	-11.4	-1.7
4	808.4	803.2	-5.2	-0.6
5	852.7	855.5	2.8	0.3
6	974.4	990.6	16.2	1.7

耦合前平均降低 0.66% , $850\sim1\,000\text{ Hz}$, 模态频率比耦合前平均升高 1% 。耦合前后第 1 阶频率均为 519.6 Hz 。

耦合前后低频模态振型基本相似,越往高阶,模态振型略有差异,篇幅限制,图 12 给出耦合前后部分典型结构模态振型的对比,图中振型下方频率均为对应的模态频率。

耦合前后结构的第 1 阶模态均为 LVDT (linear variable differential transformer) 保护罩的弯曲模态,该位置位于距离装置中心的最远端,局部无其他附加流体域存在,燃油对该阶模态频率和振型几乎没有影响。 $1\,610.7\text{ Hz}$ 和 $1\,619.3\text{ Hz}$ 处耦合前后结构振型均为保护罩各面不同程度上的弯曲。



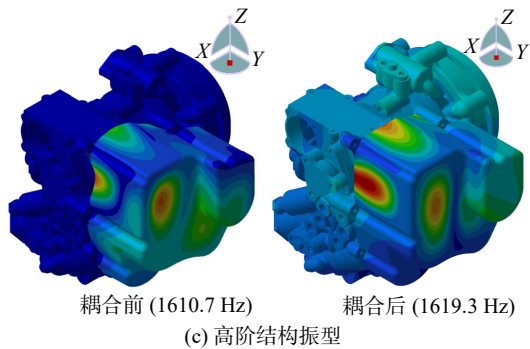


图 12 结构振型对比

Fig. 12 Comparison of structural mode

结果表明,燃油降低了低阶频率,提高了高阶频率,无论是低阶还是高阶模态,随着频率升高,流固耦合前后频率差异缩小。燃油对低阶的振型几乎无影响,对高阶振型的影响表现为铝合金保护罩的弯曲程度差异。

3.2 振动响应差异评价

流固耦合振动分析还需要考虑极限燃油压强下的预应力分析。为了探究相同频率下或者相同频段内各点的响应变化,令流固耦合前后燃油泵调节器振动响应结果分别为函数 A 和 B , A 、 B 的函数值形式为复数,包含实部 r 和虚部 i ,对比方式如下:

1) 结果之差的最大值

j 频段,两种状态下的结果之差为

$$\Delta = (A_{jr} - B_{jr}) + (A_{ji} - B_{ji})i \quad (15)$$

当 Δ 的模最大时,视作两者差的最大值。

2) 结果之差的有效值

取 n 个频率,用各频率下结果之差的平方和开均方值来衡量分析频段内绝对振动量的变化水平,计算公式为

$$R = \sqrt{\frac{\sum [(A_{jr} - B_{jr})^2 + (A_{ji} - B_{ji})^2]}{n}} \quad (16)$$

关键位置主振方向响应结果的对比,如表 4 所示,可以得出,301、389 Hz 和 633 Hz 处耦合前后响应差值最大,15.6 Hz 和 229 Hz 响应差值最小,最大有效值出现在 LVDT 保护罩顶部,该零件结构特点(薄壁长筒状)以及安装位置(远离装配体中心)导致该处结构刚度和稳定性差,响应相比于其他位置大,其他薄壁件(保护罩和盖板)的有效值次之。

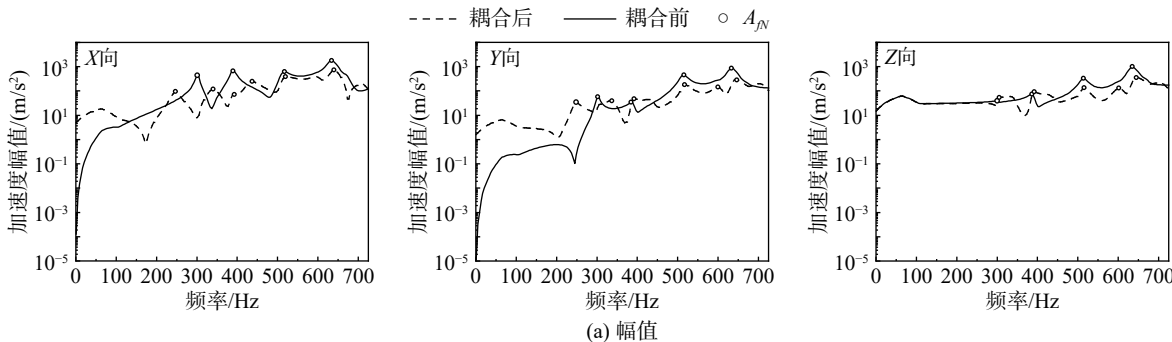
表 4 振动响应对比(Z 方向)

Table 4 Comparison of vibration response (Z direction)

位置名称	绝对差值最大值频率点/Hz		有效值/(m/s ²)
	最小值	最大值	
LVDT 保护罩顶部	15.6	633	11.3
保护罩远端	521	301	3.0
壳体中部	229	301	2.8
泵头	229	389	1.2
电插座	15.6	389	3.7
进口盖板	589	389	6.0
压差活门端盖	15.6	389	2.4

为了直观描述响应大小和快慢,分别从幅值和相位两方面进行结果的对比。图 13 中黑色实线为燃油泵调节器无油状态下的响应结果,黑色虚线为充满油状态下的响应结果, A_{fN} 表示第 N 共振峰值点, f_N 为各峰值点对应的频率。

从幅频曲线可以看出,耦合后,原 301 Hz 处峰值消失,其两侧各出现一个峰值,对应频率约为 249 Hz 和 341 Hz,原 389 Hz 处峰值有轻微的向左偏移现象,389 Hz 右侧出现新的峰值频率 437 Hz。耦合后的第 1、2 阶频率分别降低了 17.3% 和 12.3%,越往高频,模态频率越接近。从相频曲线可以看出,模态频率附近但非严格重合处容易引起相位的剧烈变化,200 Hz 内,耦合前后相位差为 0 、 π 或者 2π 。200~550 Hz 频段,耦合后的相位函数曲线发生整体向左偏移。频率越高,燃



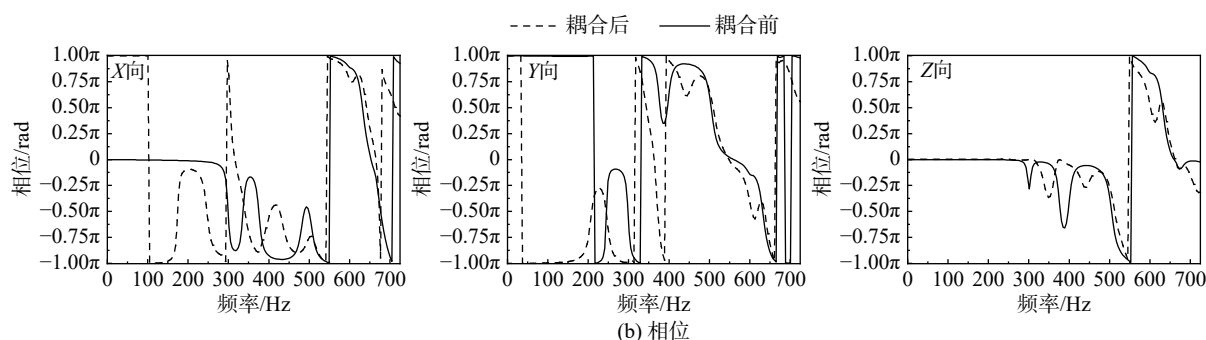


图 13 LVDT 保护罩顶端响应对比

Fig. 13 Comparison of LVDT cover response

油对相频特性的影响程度越小。

其他振动较大位置以电插座为例,如图 14 所示。耦合后各方向的响应峰值更丰富,原峰值点

附近可能出现多个峰值。170~550 Hz 频段内,燃油在耦合系统中起到了吸收振动能量的效果。550 Hz 以后,燃油介质的吸振能力衰弱趋势。

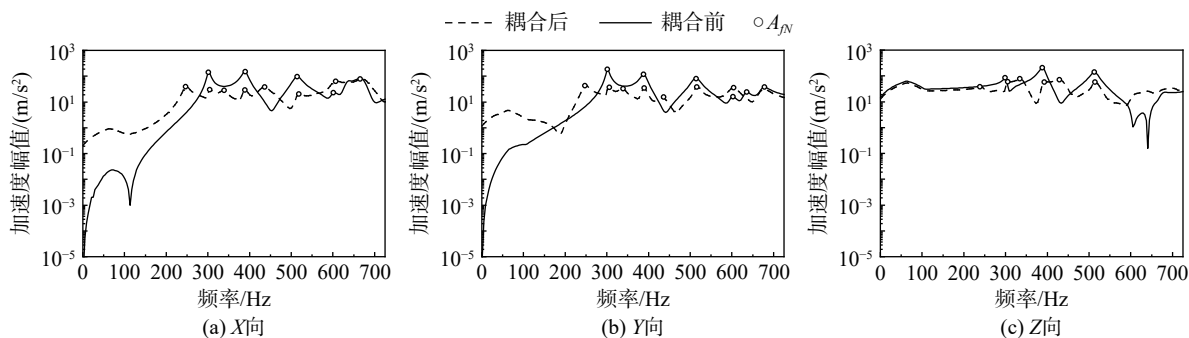


图 14 电插座响应幅值对比

Fig. 14 Amplitude comparison of electrical socket

3.3 声学响应差异评价

采用 Maximum Distance 法对最大距离阈值下搜寻到的结构网格节点数据加权平均,并作为声学边界数据传递给声学网格,映射文中第 3.2 节振动响应数据,权重和节点距离成反比。

空气的密度为 1.225 kg/m^3 ,声速为 340 m/s ,建立声学包络网格。以装置中心为球心建立半径为 1000 mm 球形场点网格,燃油泵调节器作为噪声源,过装置中心创建 3 个横剖面,剖面间两两垂直,用于指向性分析,模型如图 15 所示。

采用 IBEM 法求解场点声压级,前两阶共振频率处声压级云图的对比,如图 16 所示。图中 4 个频率分别为:耦合前振动响应第 1 个峰值频率 (301 Hz),耦合后振动响应第 1 个峰值频率 (249 Hz),耦合前振动响应第 2 个峰值频率 (389 Hz),耦合后振动响应第 3 个峰值频率 (341 Hz)。

可以看出,耦合后第 1 阶模态频率处最高噪声值降低约 14.3 dB ,第 2 阶模态频率处最高噪声

值降低约 12 dB ,燃油对装置低阶频率下的最高辐射噪声起到明显的抑制作用。

噪声指向性结果如图 17 所示,耦合前后 3 个面内噪声指向均呈对称分布,随着指向面的选取的改变,指向形状可能发生改变。前两阶频率处,考虑燃油作用的外场噪声指向形状整体向平面中心缩聚,但燃油作用并未改变 YZ 和 XZ 面内外场噪声的指向特征,而 XY 面上指向形状有所差异,

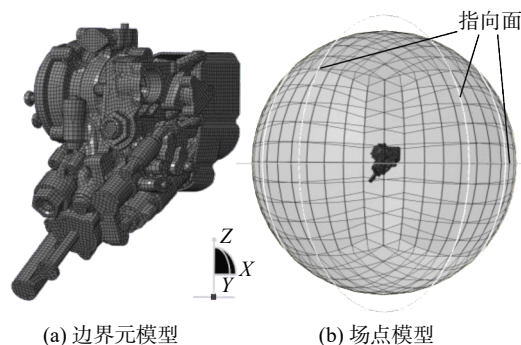


图 15 边界元模型和场点模型

Fig. 15 Boundary element and field point model

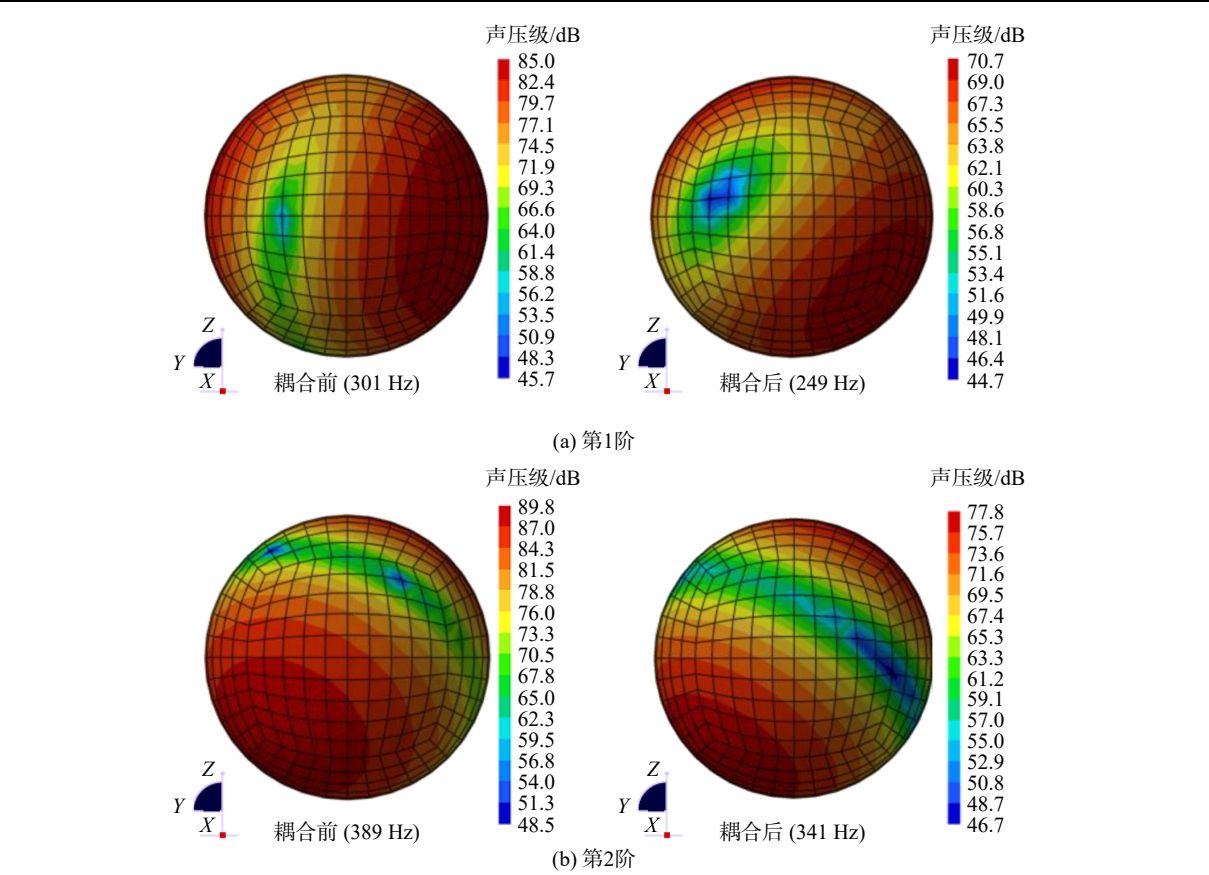


图 16 声压级云图

Fig. 16 Cloud chart of sound pressure level

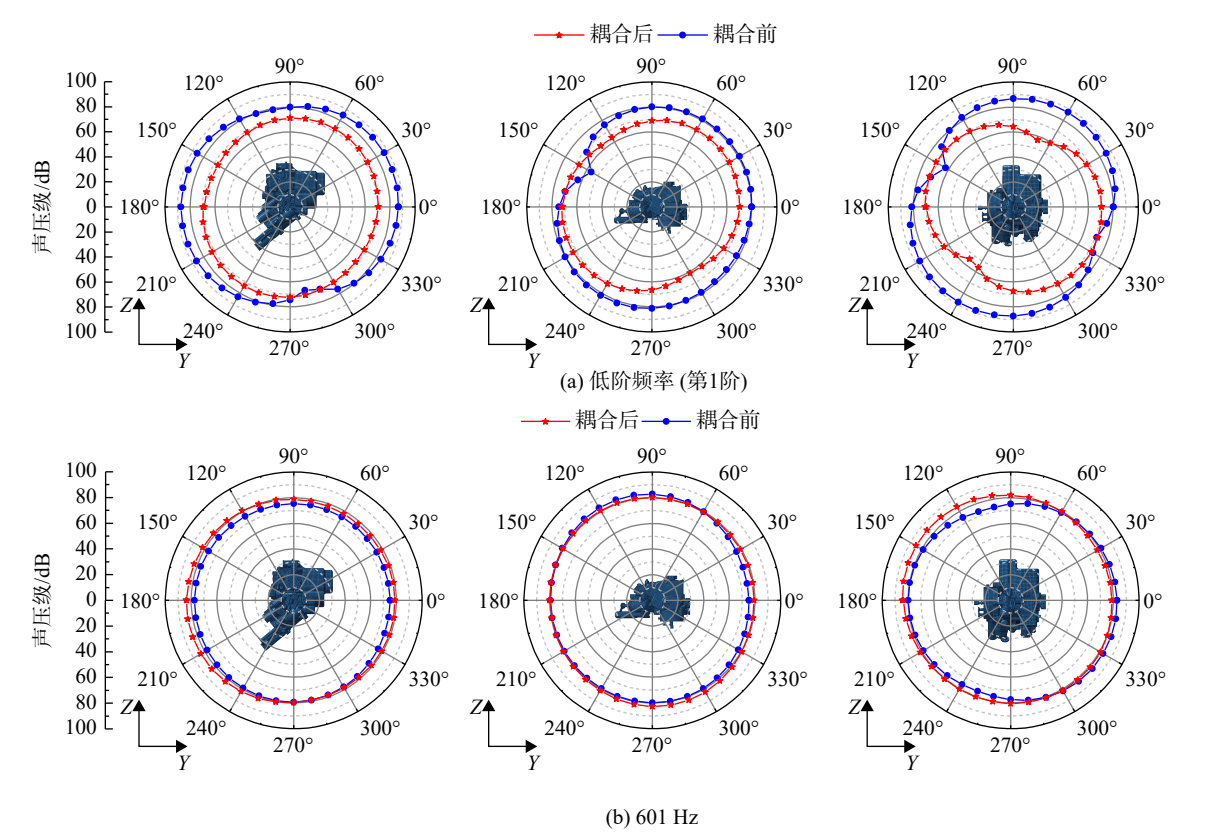


图 17 外场噪声指向性

Fig. 17 Directivity of external noise

耦合前后的噪声极小值位置之间相位角差为 90° 。燃油引起的附加弯曲效应, 导致装置边缘噪声降低不明显。601 Hz 处的各方向噪声水平相当, 燃油作用下的外场噪声指向形状有向外扩张的趋势。

4 结 论

本文综合燃油主要作用区域压强数据、系统阻尼、结构模态、流体模态和重构的外界激励载荷等信息, 展开燃油泵调节器在机匣振动和燃油压强联合作用下的动力学特性分析。

1) 基于声固耦合法的自由模态求解结果表明, 燃油降低了结构的低阶模态频率, 提高了高阶模态频率, 对结构振型影响很小。

2) 考虑燃油预应力和工装边界条件下, 模态频率变化程度增大, 振型更加丰富, 低阶峰值频率处表现出较强的吸振作用。基于 IBEM 法的声学响应求解结果表明, 燃油对低阶频率下的最高辐射噪声起到明显的抑制作用, 601 Hz 处的噪声值呈放大趋势。

3) 600 Hz 内带油极限工况下的燃油泵调节器振动噪声水平小于无油状态下的水平, 可用无油状态下的实验代替有油状态下的实验, 燃油会增大系统高频响应, 需要对无油状态下的分析结果设置合理的安全系数代替工作状态下的实验。

参考文献:

- [1] 熊英华, 刘影, 李述林, 等. 基于替代燃料的航空燃油泵内部空化特性[J]. 航空动力学报, 2015, 30(11): 2607-2615.
XIONG Yinghua, LIU Ying, LI Shulin, et al. Cavitation characteristic in aviation fuel pump based on surrogate fuel[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11): 2607-2615. (in Chinese)
- [2] 王珂. 航空发动机燃油调节器建模与故障诊断[D]. 辽宁大连: 大连理工大学, 2018.
WANG Ke. Modeling and fault diagnosis of aero-engine fuel regulator[D]. Dalian Liaoning: Dalian University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [3] QIAN Dexing, LIAO Ridong, XIANG Jianhua, et al. Thermal fluid-structure interaction analysis on the piston/cylinder interface leakage of a high-pressure fuel pump for diesel engines[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology*, 2017, 231(6): 791-798.
- [4] QIU Tao, DAI Hefei, LEI Yan, et al. Dynamic flow behavior during fuel-offloaded process in control valve for unit pump fuel system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 106: 153-160.
- [5] 董亮, 代琴, 孔繁余, 等. 离心泵作透平流体诱发外场噪声特性及贡献分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(5): 168-174.
DONG Liang, DAI Cui, KONG Fanyu, et al. Flow-induced exterior noise characteristics of a centrifugal pump as a turbine and different noises' contribution analysis[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(5): 168-174. (in Chinese)
- [6] 郭荣, 李仁年, 张人会, 等. 射流离心式自吸泵外场流体动力噪声特性分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2018, 46(6): 43-48.
GUO Rong, LI Rennian, ZHANG Renhui, et al. Characteristic analysis of exterior hydrodynamic noise of jetting centrifugal self-priming pump[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2018, 46(6): 43-48. (in Chinese)
- [7] 仲继泽, 徐自力. 采用快速动网格技术的时空同步流固耦合算法[J]. 振动工程学报, 2017, 30(1): 41-48.
ZHONG Jize, XU Zili. Time-space synchronizing fluid structure coupling method using a fast dynamic mesh technique[J]. Journal of Vibration Engineering, 2017, 30(1): 41-48. (in Chinese)
- [8] 王晖, 陈刚, 张伟, 等. 储液容器三维流固耦合模态分析[J]. 特种结构, 2007, 24(2): 52-54.
WANG Hui, CHEN Gang, ZHANG Wei, et al. Analysis of Coupled Modes of Fluid-filled container with Strong-interaction Method [J]. *Special Structures*, 2007, 24(2): 52-54. (in Chinese)
- [9] 杨尚霖, 陈晓峰, 杜发喜, 等. 机动行为下飞机油箱晃动流固耦合动力学分析[J]. 航空学报, 2019, 40(3): 222471.
YANG Shanglin, CHEN Xiaofeng, DU Faxi, et al. Dynamic analysis of fluid-structure interaction on aircraft fuel tank sloshing during maneuver[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2019, 40(3): 222471. (in Chinese)
- [10] YAZICI G, KILIÇ S A, ÇAKIROĞLU K. Experimental and numerical study of the sloshing modes of liquid storage tanks with the virtual mass method[J]. *Acta Physica Polonica: A*, 2019, 135(5): 1068-1071.
- [11] 李惠彬, 周鹏麟, 孙恬恬, 等. 涡轮增压器叶轮流固耦合模态分析[J]. 振动、测试与诊断, 2008, 28(3): 252-255, 302.
LI Huibin, ZHOU Lilin, SUN Tiantian, et al. Modal analysis of turbocharger impeller considering fluid-solid interaction[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, 28(3): 252-255, 302. (in Chinese)
- [12] 贾伟, 刘晶石, 庞立军, 等. 抽水蓄能电站水泵水轮机的动静干涉与振动分析[J]. 振动工程学报, 2014, 27(4): 565-571.
JIA Wei, LIU Jingshi, PANG Lijun, et al. Analysis on rotor-stator interaction and vibration of pump turbine in pumped storage power station[J]. Journal of Vibration Engineering, 2014, 27(4): 565-571. (in Chinese)
- [13] ESCALER X, DE LA TORRE O, GOGGINS J. Experimental and numerical analysis of directional added mass effects in partially liquid-filled horizontal pipes[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2017, 69: 252-264.
- [14] 李继世, 张大义, 王立, 等. 考虑流体介质影响的管路模态特性分析[J]. 航空动力学报, 2019, 34(3): 671-677.
LI Jishi, ZHANG Dayi, WANG Li, et al. Modal characteristics analysis for pipelines considering influence of fluid medium[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(3): 671-677. (in Chinese)
- [15] 吴江海, 尹志勇, 孙凌寒, 等. 船舶充液管路振动响应计算与试验[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(4): 832-837, 908.
WU Jianghai, YIN Zhiyong, SUN Linghan, et al. Vibration response prediction and experiment of ship liquid piping system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(4): 832-837, 908. (in Chinese)
- [16] TIJSSELING A S. An overview of fluid-structure interaction experiments in single-elbow pipe systems[J]. *Journal of Zhejiang University: Science A*, 2019, 20(4): 233-242.

- [17] 董磊, 宋汉文, 郑铁生. 频响函数曲线拟合与模态分析精细化[J]. 振动与冲击, 2016, 35(2): 69-75.
DONG Lei, SONG Hanwen, ZHENG Tiesheng. Refinement of FRFs curve fitting and modal analysis[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(2): 69-75. (in Chinese)
- [18] 何立强, 王鹏, 胡学满. 基于 Virtual. Lab 的燃油泵调节器结构的模态分析[J]. 南京航空航天大学学报, 2021, 53(4): 537-545.
HE Liqiang, WANG Peng, HU Xueman. Modal analysis of fuel pump regulator structure based on Virtual. Lab[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2021, 53(4): 537-545. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)