

# 气驱油源充液状态下随机振动分析及隔振器位置优化布局研究

高红鑫, 赵寿根\*, 余亦豪, 刘欣

北京航空航天大学航空科学与工程学院, 北京

收稿日期: 2024年5月2日; 录用日期: 2024年5月30日; 发布日期: 2024年6月11日

## 摘要

气驱油源是火箭发射系统中的关键设备之一, 其工作过程中常常受到严酷的振动激励, 为了确保气驱油源工作过程中的安全性, 有必要对其在振动环境下的响应进行分析, 进而采取必要的隔振措施。本文基于有限元数值分析方法, 建立了气驱油源在充液状态下的动力学仿真分析模型, 在基于实测基础激励分析其振动响应的基础上, 得到隔振措施的设计方案。通过调整隔振器布置形心与气驱油源重心处于同一竖直平面, 设计了另外三种隔振器布置方案, 以底座三向加速度RMS值, 油测球阀三向加速度RMS值, 管道三向加速度RMS值以及管道应力作为评价准则, 利用层次分析法分析数据得到了相对最优的隔振器布置方案, 进一步提高了系统的隔振性能。

## 关键词

气驱油源, 充液状态, 等效质量法, 隔振器布局优化, 层次分析法

# Random Vibration Analysis and Optimal Layout Study of Vibration Iso-Lator Position of Pneudralic Oil Source under Liquid Filling Condition

Hongxin Gao, Shougen Zhao\*, Yihao Yu, Xin Liu

School of Aeronautic Science and Engineering, Beihang University, Beijing

Received: May 2<sup>nd</sup>, 2024; accepted: May 30<sup>th</sup>, 2024; published: Jun. 11<sup>th</sup>, 2024

\*通讯作者。

文章引用: 高红鑫, 赵寿根, 余亦豪, 刘欣. 气驱油源充液状态下随机振动分析及隔振器位置优化布局研究[J]. 声学 & 振动, 2024, 12(2): 27-42. DOI: 10.12677/ojav.2024.122003

## Abstract

**Pneudralic Oil Source is one of the key equipment in the rocket launching system, which is often subjected to severe vibration excitation during the working process. To ensure the safety of Pneudralic Oil Source during the working process, it is necessary to analyze its response under the vibration environment, and then take the necessary vibration isolation measures. Using finite element analysis, we establish a simulation model for the Pneudralic Oil Source dynamics in liquid-filled state. Through vibration response analysis of measured base excitation, we obtain vibration isolation measures. By adjusting the isolator and oil source centers of gravity to the same vertical plane, we design three isolation schemes to minimize acceleration RMS values in three directions of the base, valve, and pipeline. Using RMS of three-directional accelerations of the base, valve, and pipeline, as well as pipeline stress as evaluation criteria, we analyzed the data by the analytical hierarchy process to obtain the optimal isolator arrangement scheme. This further improved the vibration isolation performance of the system.**

## Keywords

**Pneudralic Oil Source, Liquid-Filled State, Equivalent Mass Method, Isolator Layout Optimization, Analytical Hierarchy Process**

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

气驱油源设备是火箭发射系统中的关键设备之一，其工作过程中设备的基础会受到长达十余秒最高达数十个 G 的加速度激励[1]。为了保证设备工作过程中的安全性和可靠性，对其开展在发射环境激励下的动力学响应分析和采取相应的振动隔离措施，并对隔振方案进行优化，具有非常重要的工程意义[2] [3] [4]。而且气驱油源蓄能器在实际工作完成后每个蓄能器筒体中会剩余油液剩余液压油与蓄能器筒体的液固耦合作用会降低蓄能器筒体的振动频率，当激励频率与蓄能器筒体振动频率相近时，将产生耦合共振，对蓄能器筒体产生不利的影响。因此研究蓄能器筒体充液时流固耦合振动问题，对于保证气驱油源在工作时的安全性具有重要意义。

流固耦合方程中的变量包含固体与流体，且两种变量之间互相影响，理论上无法单独求解。对于充液容器的流固耦合，这种耦合作用仅在壁面上体现，所以当我们不关心固体对流体的影响，而重点关心流体对固体结构影响时，可以对流体适当简化。流固耦合中应用较多的方法包括声固耦合法，虚拟质量法[5]，等效质量法等。李青[6]等在 2008 年考虑了液体推进剂对液体火箭动力学特性的影响，在 NASTRAN 和 ANSYS 有限元软件平台上分别采用虚拟质量法和流体单元法建立起弹性壳充液容器的液固耦合模型，仿真算例取得了与实验一致的结果，验证了方法的有效性。薛杰[7]等在 2015 年开口方槽干状态、湿状态的无阻尼模态仿真分析研究，揭示出流体对结构模态特性影响的变换规律，同时指出了两种方法(虚拟质量法、声固耦合法)对结构湿模态计算结果具有规律性差异。朱丽[8]等在 2017 年利用等效质量法建立了管路结构固液耦合的有限元模型，得到了结构的理论振型和模态频率，以指导管路固定位置和振动数据处理。

本文分别利用声固耦合法和等效质量法建立了蓄能器筒体充液模型并求解湿模态，对比确定等效质

量的数值，并建立气驱油源蓄能器筒体充液模型开展随机振动分析[9]。然后通过调整隔振器布置形心与气驱油源重心处于同一竖直平面设计了三种隔振器布置方案，并以底座三向加速度 RMS 值，油测球阀三向加速度 RMS 值，管道三向加速度 RMS 值以及管道应力作为评价准则利用层次分析法分析数据从而得到相对最优的隔振器布置方案。优化设计后降低了气驱油源设备油测球阀加速度 RMS，管道加速度 RMS 以及管道应力，系统的隔振性能进一步提高。

## 2. 分析对象及有限元模型

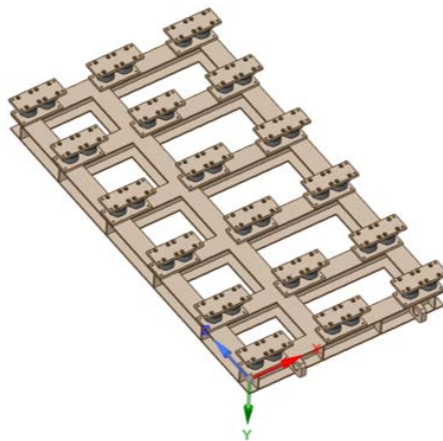
气驱油源设备是一个复杂装配体，主要部件包括结构件支架，65 L 压力容器气瓶，180 L 蓄能器筒体，油测球阀，管路等。主要部件的材料及材料属性如表 1 所示。

**Table 1.** Materials and material properties of major components of Pneumatic Oil Source

**表 1.** 气驱油源主要部件材料及材料属性

名称	材料	密度(kg/m <sup>3</sup> )	弹性模量(Pa)	泊松比
结构件支架	Q235B	7830	2.10E+11	0.274
65 L 压力容器气瓶	34CrMo + 调质处理	7870	2.13E+11	0.286
180 L 蓄能器筒体	34CrMo + 调质处理	7870	2.13E+11	0.286
油测球阀	45 钢锻件	7890	2.09E+11	0.269
管路	304 不锈钢	7930	2.04E+11	0.285

基于 ANSYS 分析平台[10]，建立气驱油源及隔振器的有限元模型，罐体，管道及设备用实体单元模拟，薄板用壳单元 Shell163 模拟[11]。根据气驱油源总体质量和激励频率的频带特点，隔振时隔振器选型为 36 支 GWF-LJ 型无谐峰隔振器，隔振器刚度为 241,500 N/m，阻尼为 420 N/(m/s)。隔振器置于底部，依据底部支座的几何特点均匀布置，初步制定布置方案如图 1 所示。



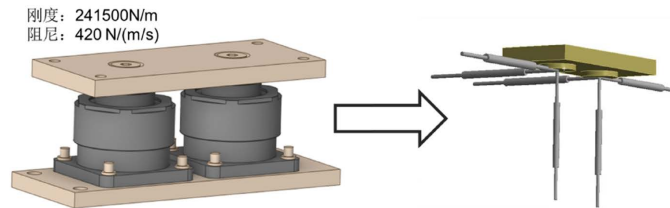
**Figure 1.** Schematic layout of vibration isolator

**图 1.** 隔振器布置示意图

由于隔振器中使用的是螺旋弹簧所以可以认为各方向的刚度和阻尼一样，在有限元模拟中隔振器由三个刚度为 241,500 N/m，阻尼为 420 N/(m/s)的接地弹簧模拟，如图 2 所示[12]。

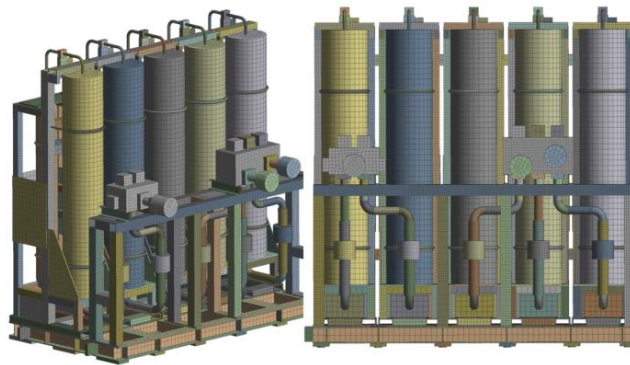
在划分网格时，采用以六面体单元为主划分方式进行，对不同部件采用不同的单元尺寸控制，对重点关心部位采用较小的网格尺寸。有限元分析建立于全局坐标系下，X 轴沿气驱油源模型底座短边，Y

轴正向沿气驱油源垂向与重力方向相反，Z 轴沿气驱油源模型底座长边。坐标系的原点位于俯视气驱油源模型底座的左下角点。仿真时的单位体系如下：长度单位是 mm，应力单为是 Pa，时间单位是 s，质量单位是 t，力的单位是 N。有限元网格模型如图 3 所示。



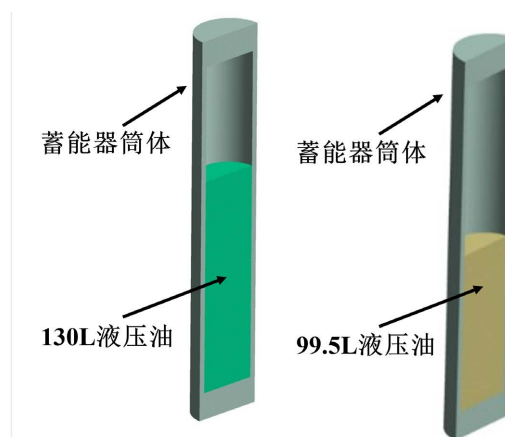
**Figure 2.** Simplified schematic of the finite element of the vibration isolator  
**图 2.** 隔振器有限元简化示意图

管路是保证气驱油源正常工作最重要的部件，其在结构振动中容易破坏，对管道处的网格进行加密处理，保证分析精度。整个气驱油源网格划分结果为 1,189,842 个节点，200,064 个单元。



**Figure 3.** Finite element model diagram of Pneudralic Oil Source  
**图 3.** 气驱油源有限元模型图

### 3. 气驱油源充液状态下随机振动分析



**Figure 4.** Acoustic-solid coupling model of 130 L and 99.5 L accumulator cylinder  
**图 4.** 130 L 及 99.5 L 蓄能器筒体声固耦合模型

气驱油源蓄能器在实际工作完成后每个蓄能器筒体会剩余油液，其中连接较小阀块的两个蓄能器

会剩余 130 L 左右, 连接较大阀块的三个蓄能器会剩余 99.5 L 左右。由于蓄能器筒体中的液压油是被活塞限制, 不能自由流动, 所以可以忽略其晃动质量, 考虑利用等效质量法模拟蓄能筒中的液压油。为了确定等效质量法中的等效质量, 考虑先利用声固耦合法求解蓄能筒的前 4 阶模态, 然后将等效质量范围定为液压油质量的 80%~130% 进行求解, 再与声固耦合法求解的模态进行对比, 找到最符合的等效质量。蓄能器筒体在整个模型中的连接方式可以看成两端固支, 分别建立 130 L 和 99.5 L 的蓄能器筒体声固耦合模型如图 4 所示。

液压油的声学属性如下:

**Table 2.** Hydraulic oil acoustic properties

**表 2.** 液压油声学属性

	密度	声速	粘度
液压油	860 kg/m <sup>3</sup>	1390 m/s	0.001003 Pa*s

在求解其蓄能器筒体湿模态时, 边界条件为固定筒体上下表面, 流固耦合界面定义如图 5 所示。

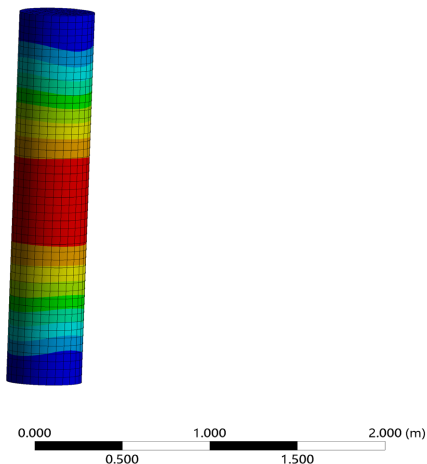


**Figure 5.** Definition of fluid-solid coupling interface in the accumulator barrel

**图 5.** 蓄能器筒体流固耦合界面定义

B: 130L声学  
总变形 3  
类型: 总变形  
频率: 328.77 Hz  
扫描相: 0.°  
单位: m  
2022/5/9 11:41

2.9743e-14 最大  
2.6439e-14  
2.3134e-14  
1.9829e-14  
1.6524e-14  
1.3219e-14  
9.9145e-15  
6.6097e-15  
3.3048e-15  
0 最小



**Figure 6.** 1st modes of 130 L Accumulator barrel

**图 6.** 130 L 蓄能器筒体 1 阶模态

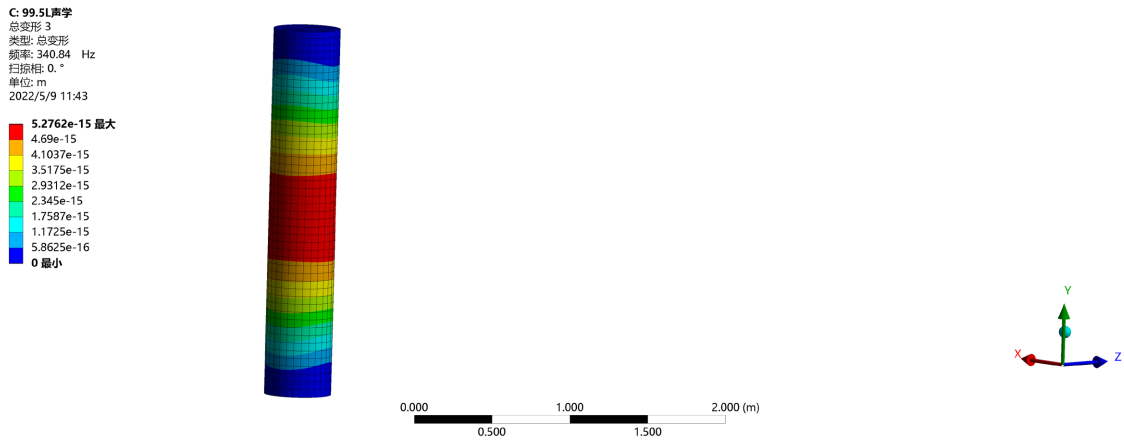


Figure 7. 1st modes of 99.5 L Accumulator barrel

图 7. 99.5 L 蓄能器筒体 1 阶模态

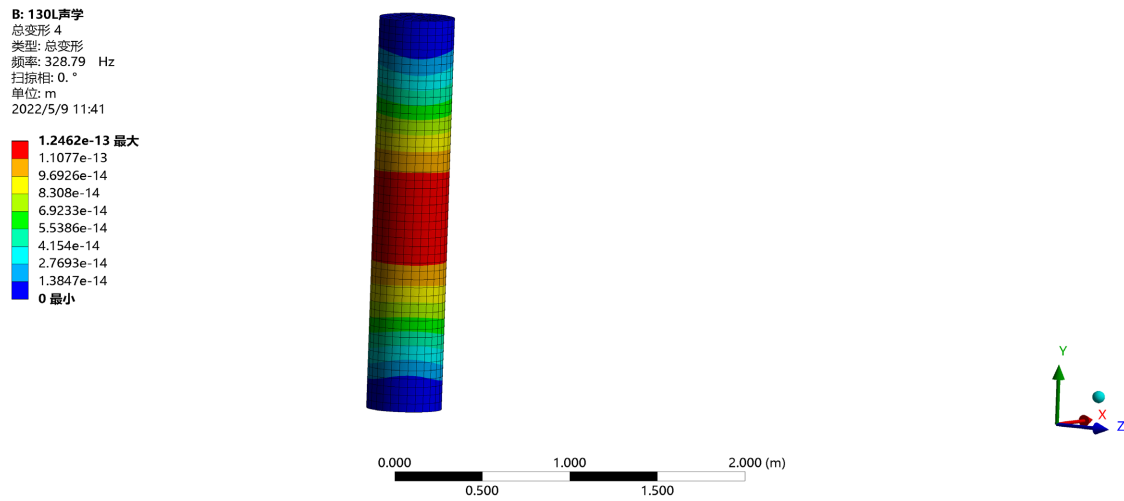


Figure 8. 2nd modes of 130 L Accumulator barrel

图 8. 130 L 蓄能器筒体 2 阶模态

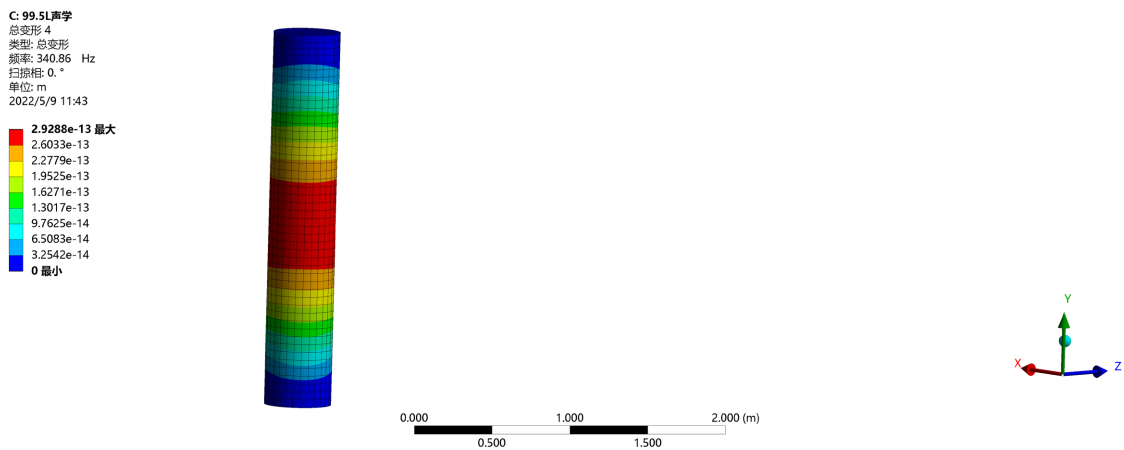


Figure 9. 2nd modes of 99.5 L Accumulator barrel

图 9. 99.5 L 蓄能器筒体 2 阶模态

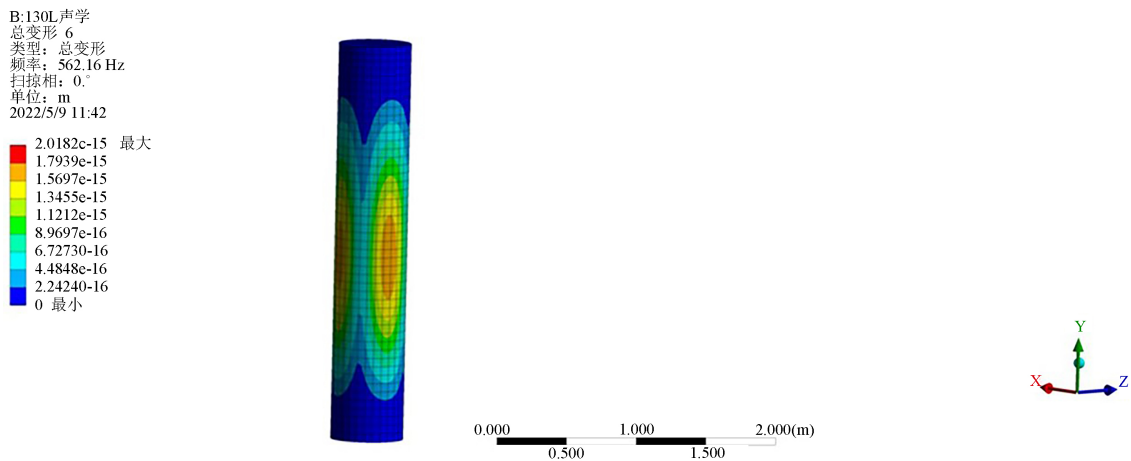


Figure 10. 3rd modes of 130 L Accumulator barrel  
图 10. 130 L 蓄能器筒体 3 阶模态

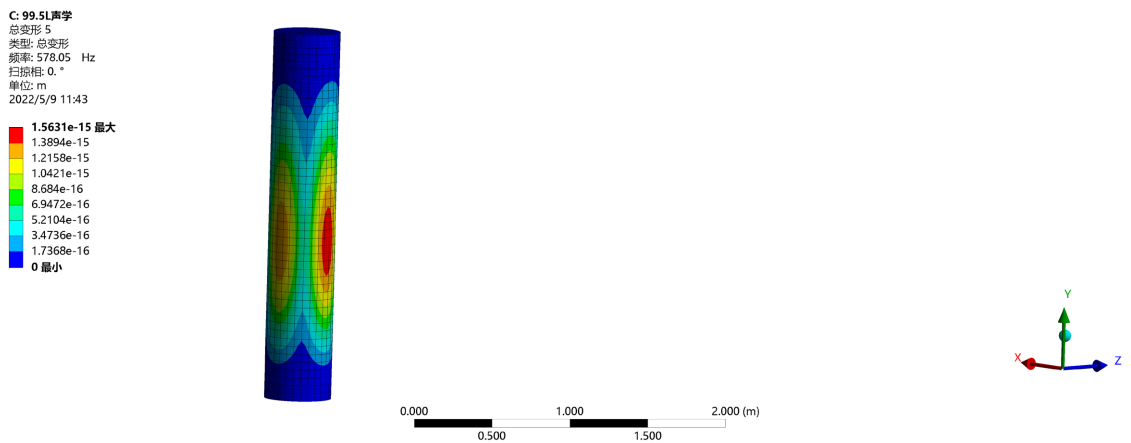


Figure 11. 3rd modes of 99.5 L Accumulator barrel  
图 11. 99.5 L 蓄能器筒体 3 阶模态

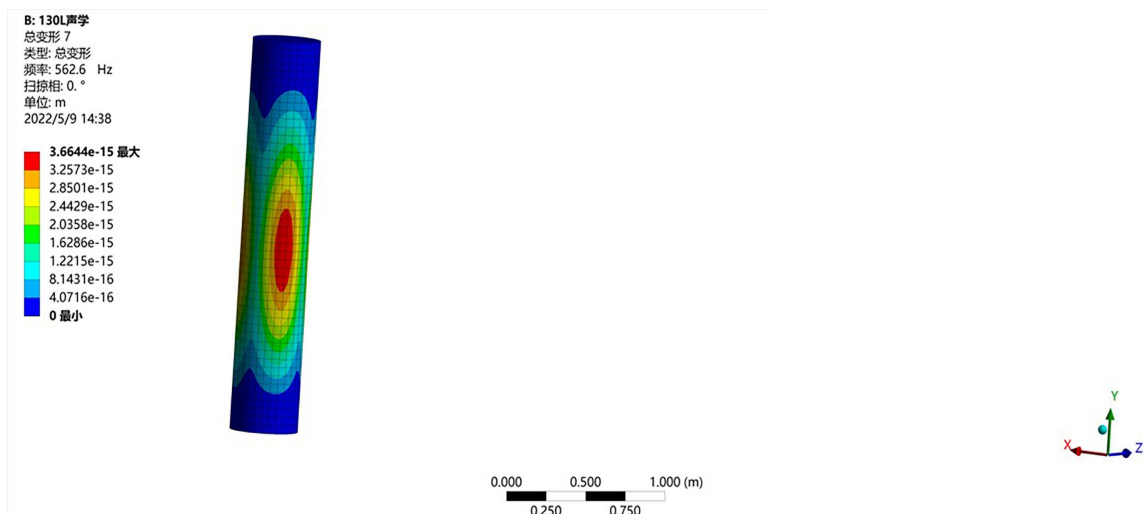


Figure 12. 4th modes of 130 L Accumulator barrel  
图 12. 130 L 蓄能器筒体 4 阶模态

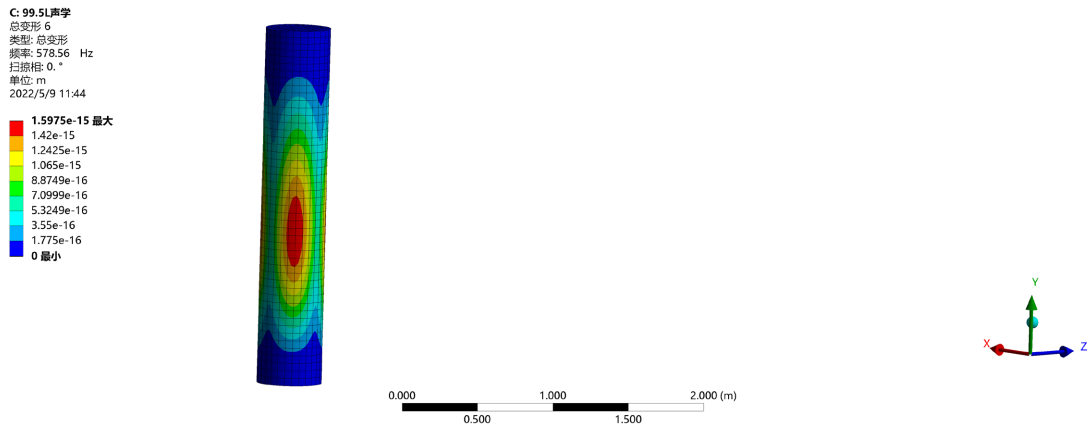


Figure 13. 4th modes of 99.5 L Accumulator barrel

图 13. 99.5 L 蓄能器筒体 4 阶模态

130 L 和 99.5 L 蓄能器筒体前 4 阶湿模态固有频率及振型云图如图 6~14 所示。

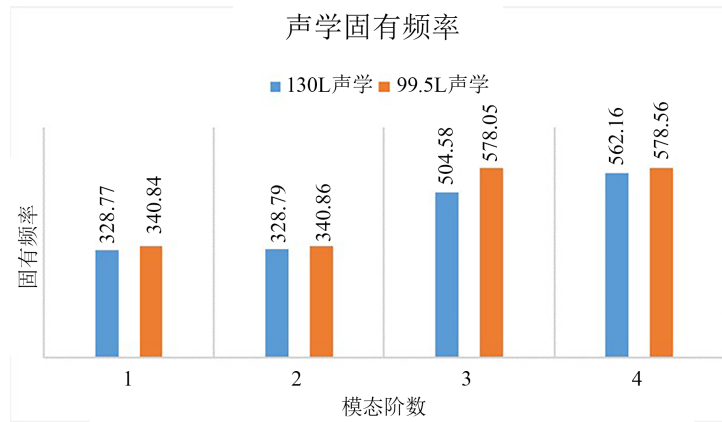


Figure 14. 130 L and 99.5 L accumulator barrel four orders wet mode frequencies

图 14. 130 L 和 99.5 L 蓄能器筒体前四阶湿模态频率

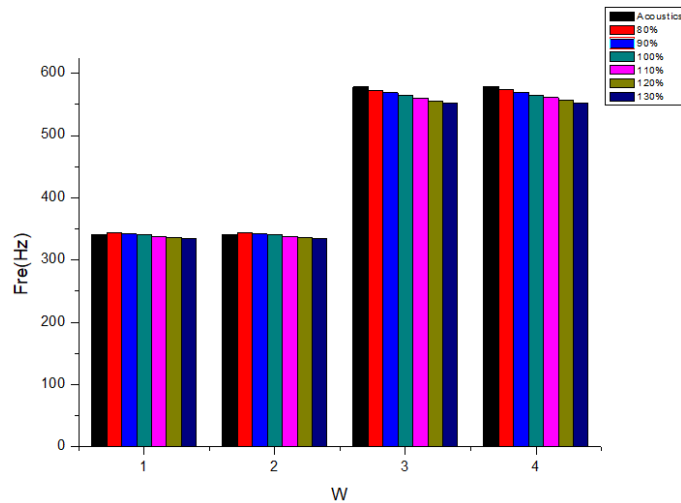
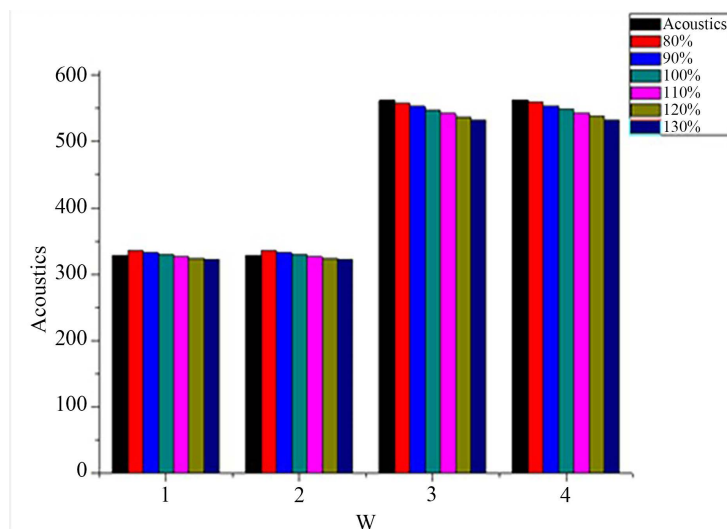


Figure 15. 130 L equivalent mass method first four orders of intrinsic frequency

图 15. 130 L 等效质量法前四阶固有频率



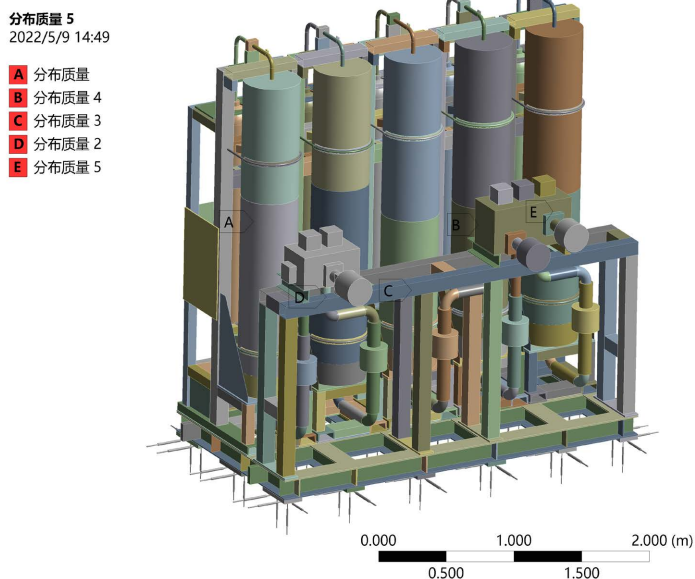


**Figure 16.** 99.5 L equivalent mass method first four orders of intrinsic frequency  
**图 16.** 99.5 L 等效质量法前四阶固有频率

为了确定等效质量，以原液压油质量 80%，90%，100%，110%，120%，130% 赋予等效质量求解蓄能筒的模式，找到与声学模式最符合的等效质量，作为液压油的附加质量。下面给出了 130 L，99.5 L 等效质量法求解的前四阶固有频率。

由图 15 和图 16 可知，等效质量为 100% 液压油质量时，在 1，2 阶模态与湿模态最为符合，在 3，4 阶模态与湿模态误差不大，故取等效质量为 100% 液压油质量，进行接下来的随机振动分析。

由图 17 可知，建立蓄能器筒体充液气驱油源有限元模型，剩油 130 L 蓄能器筒体在液固接触处添加 111.8 Kg 的等效质量，剩油 99.5 L 蓄能器筒体在液固接触处添加 85.57 Kg 的等效质量。



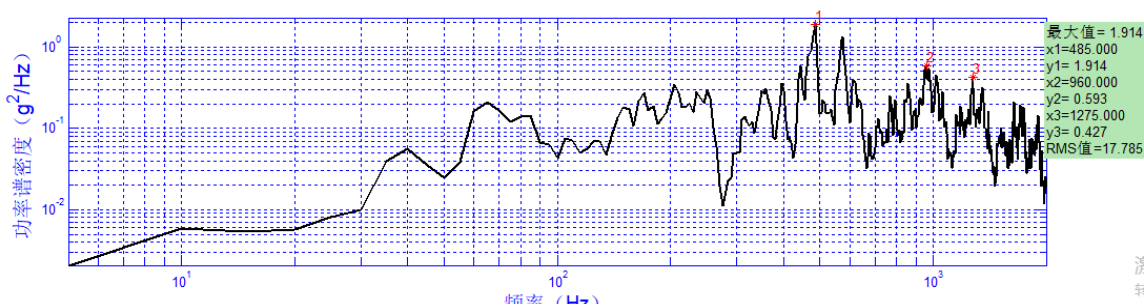
**Figure 17.** Accumulator barrel liquid-filled finite element model  
**图 17.** 蓄能器筒体充液有限元模型

对蓄能器筒体充液气驱油源有限元模型进行模态计算，表 3 为蓄能筒充液气驱油源模态计算结果表。

**Table 3.** Modal calculation results of Pneudralic Oil Source liquid filling state

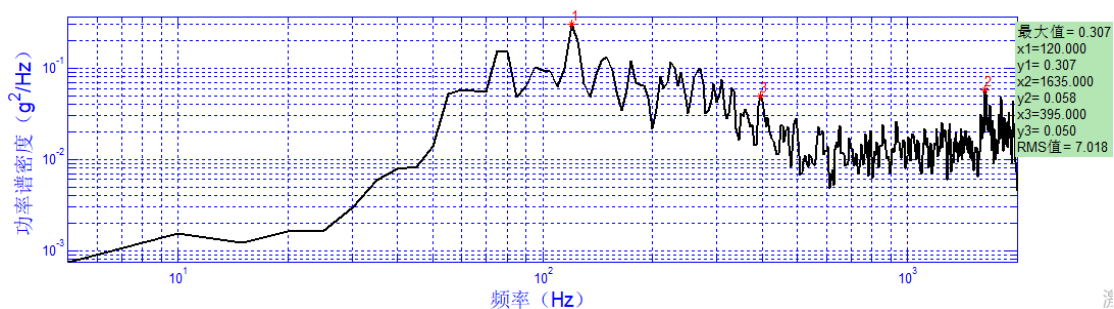
**表 3.** 气驱油源充液状态模态计算结果

阶数	频率(Hz)
1	4.0066
2	4.0497
3	4.2986
4	7.1962
5	12.500
6	12.596
7	13.238
8	13.526



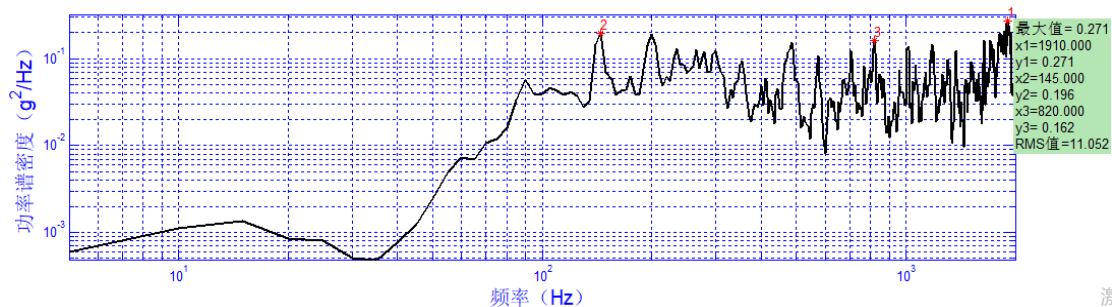
**Figure 18.** PSD of X-direction acceleration of Pneudralic Oil Source

**图 18.** 气驱油源 X 向加速度 PSD



**Figure 19.** PSD of Y-direction acceleration of Pneudralic Oil Source

**图 19.** 气驱油源 Y 向加速度 PSD



**Figure 20.** PSD of Z-direction acceleration of Pneudralic Oil Source

**图 20.** 气驱油源 Z 向加速度 PSD

将如图 18~20 所示的三个方向基础 PSD 加速度激励作为一种惯性载荷施加在弹簧底部, 得到气驱油源整体的等效应力和蓄能器筒体处的应力, 如图 21 和图 22 所示。

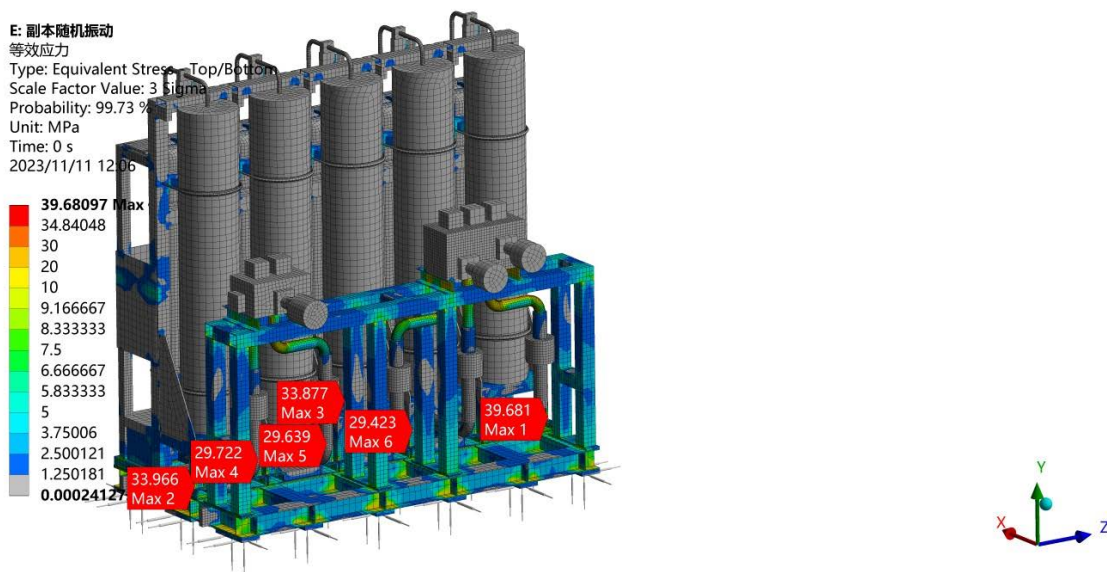


Figure 21. Accumulator barrel liquid-filled Pneudratic Oil Source overall tension

图 21. 蓄能器筒体充液气驱油源整体应力

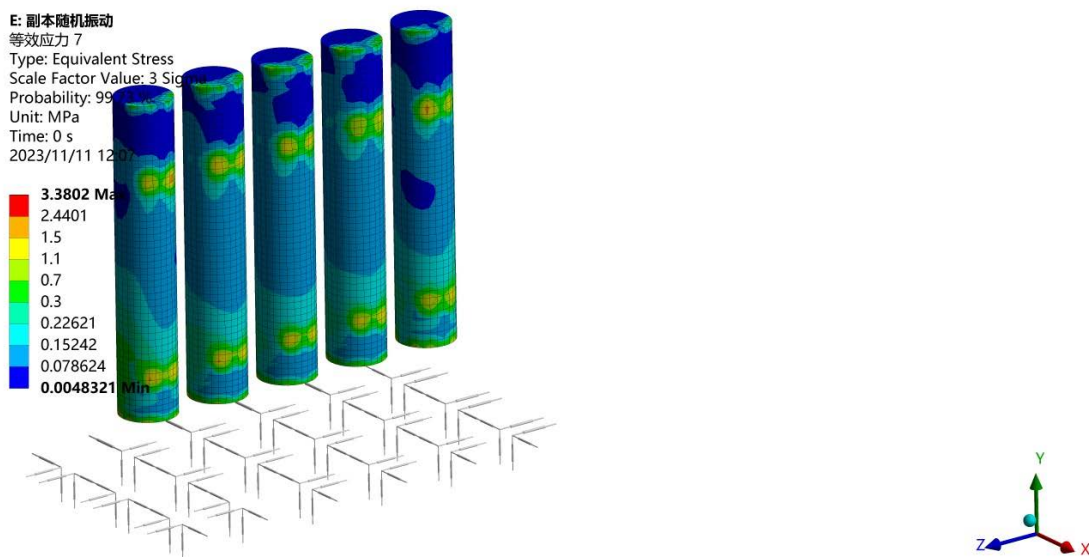


Figure 22. Accumulator barrel fluid filled barrel stresses

图 22. 蓄能器筒体充液筒体应力

由应力云图 21 和图 22 可知, 蓄能器筒体充液状态下气驱油源的最大应力为 39.681 MPa; 蓄能器筒体的最大应力为 3.38 MPa, 根据设备材料的强度极限参数, 在隔振情况下, 气驱油源满足强度安全性要求。

#### 4. 基于层次分析法的隔振器布局优化设计

气驱油源初始的隔振器布置方案是以对称均匀分布为原则，36 个隔振器两个一组等间隔的安装在气驱油源底座上，因为气驱油源设备的重心与隔振器基础平台的形心不是处于同一竖直平面上，所以使各隔振器承受的力不一致，这一方面会导致某些隔振器的实际载荷超过额定载荷，降低其隔振性能，另一方面，载荷的不一致导致隔振器变形量的不同，这会导致气驱油源设备出现倾斜，进而在隔振器上施加额外的载荷，降低了隔振性能，缩短了隔振器的使用周期[13] [14]。本论文在不改变隔振器数目前提下，根据布置形心与气驱油源设备重心在同一平面的原则提出了 3 种隔振器布置方案，然后基于层次分析法[15] [16]综合评价管道处响应，油测球阀处响应，隔振后的基础平台的加速度 RMS 值得到相对最优的隔振器布置位置，见图 23。

在蓄能气筒体充液有限元模型基础上，根据上述隔振器布置原则提出了以下另外 3 种隔振器布置方案。方案 1: 1 排, 3 排隔振器不移动, 2 排隔振器上移 183.15 mm, 使移动后隔振器的布置形心的 x 坐标为 0.86955 m 即气驱油源设备整体质心的 x 坐标。方案 2: 1 排隔振器不移动, 2 排、3 排隔振器上移 91.575 mm, 同样使移动后隔振器的布置形心的 x 坐标为 0.86955 m。方案 3: 1 排不动, 上移 2 排隔振器 61.05 mm 使其通过气驱油源质心的 x 坐标, 上移 3 排隔振器 122.10 mm 使整体布置形心与气驱油源设备整体质心位于同一垂直平面。然后分别建立方案 1, 方案 2, 方案 3 的有限元模型, 输入设备基础承受的随机振动的 PSD 加速度激励, 得到相应的响应结果。图 24~27 给出了初始方案和三个优化方案的布置示意图。

在隔振设计时, 对系统结构参数化设计的依据一般是以提高隔振效率为目的, 常用的隔振效果评价有插入损失, 振级落差, 功率流, RMS 比值等几个方面。而对气驱油源这样一个复杂的装配体, 既要保证整体的隔振效率, 又要保证单个设备上的加速度响应及应力符合要求, 所以不能仅仅一个评价标准作为布置方案优异的评价准则, 需要综合考虑各项指标, 从而找到最优的布置方案。本论文拟定以下指标作为隔振效率评价依据: 气驱油源底座的三向加速度响应, 油测球阀的三向加速度响应, 管道加速度响应, 管道最大应力值, 以这四个依据综合评价隔振效率。

在隔振设计时, 对系统结构参数化设计的依据一般是以提高隔振效率为目的, 常用的隔振效果评价有插入损失, 振级落差, 功率流, RMS 比值等几个方面。而对气驱油源这样一个复杂的装配体, 既要保证整体的隔振效率, 又要保证单个设备上的加速度响应及应力符合要求, 所以不能仅仅一个评价标准作为布置方案优异的评价准则, 需要综合考虑各项指标, 从而找到最优的布置方案。本论文拟定以下指标作为隔振效率评价依据: 气驱油源底座的三向加速度响应, 油测球阀的三向加速度响应, 管道加速度响应, 管道最大应力值, 以这四个依据综合评价隔振效率。

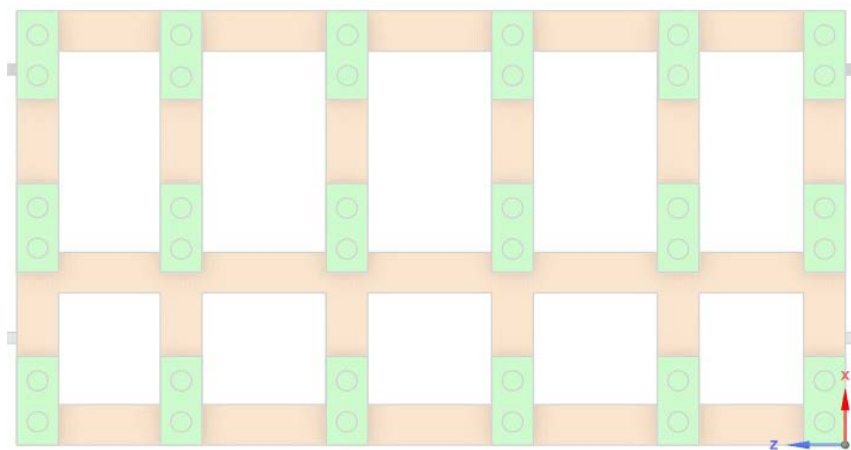


Figure 23. Original arrangement of vibration isolators  
图 23. 隔振器初始布置方案

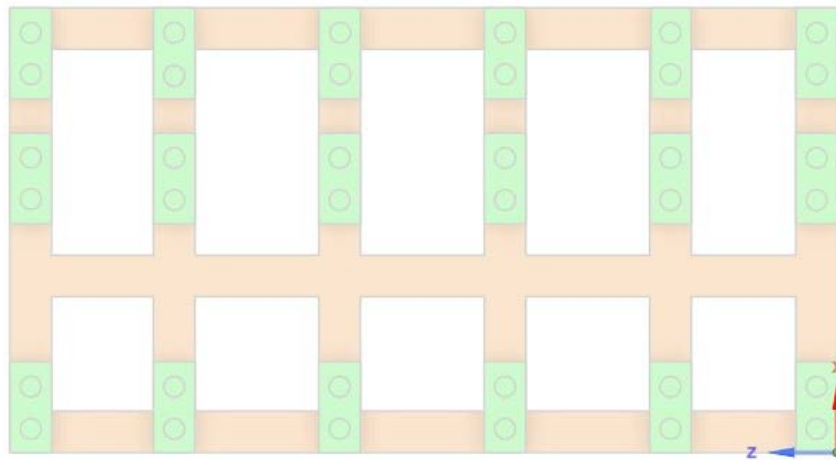


Figure 24. Vibration isolator arrangement option 1

图 24. 隔振器布置方案 1

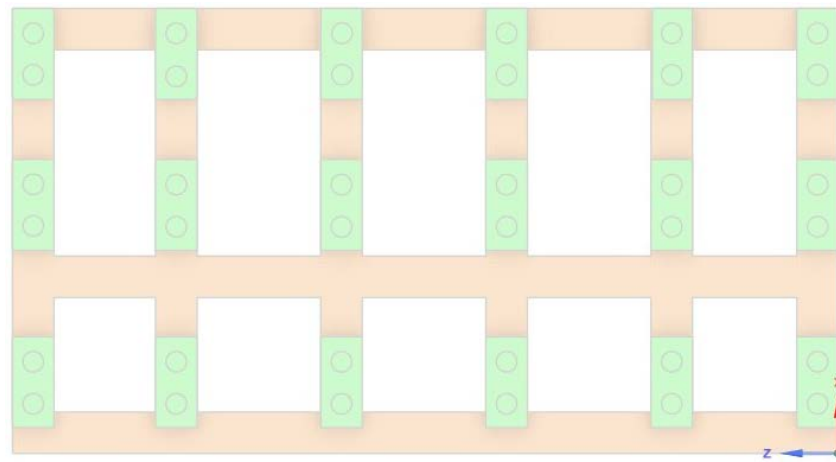


Figure 25. Vibration isolator arrangement option 2

图 25. 隔振器布置方案 2

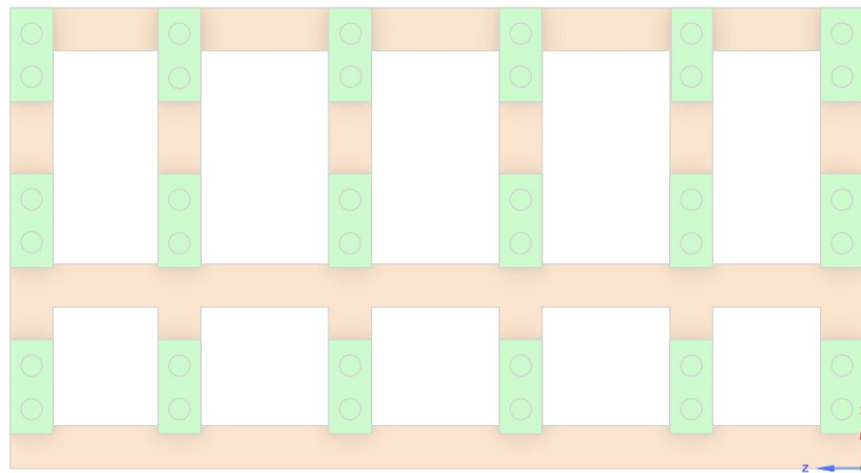
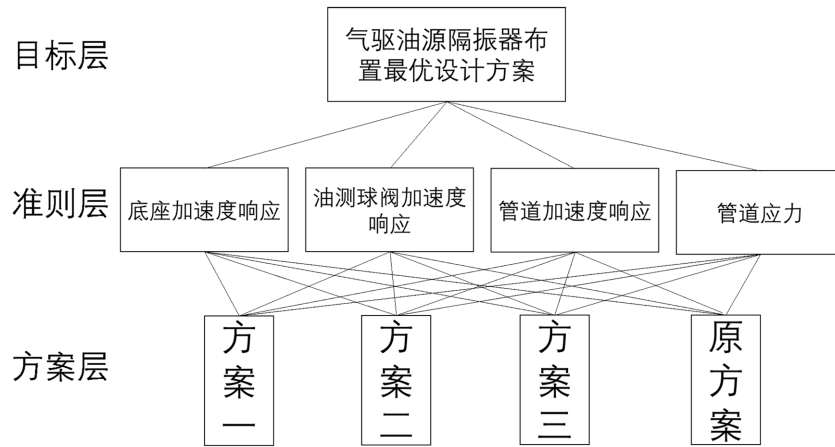


Figure 26. Vibration isolator arrangement option 3

图 26. 隔振器布置方案 3



**Figure 27.** Hierarchy of gas drive oil source vibration isolator arrangement scheme  
**图 27.** 气驱油源隔振器布置方案层次结构

**Table 4.** Comparison of RMS values and stresses for the four schemes  
**表 4.** 四种方案 RMS 值和应力对比

	气驱油源底座	油测球阀	管道	管道应力
方案 1	0.1696 g	0.1910 g	0.1647 g	29.558 MPa
方案 2	0.1721 g	0.1871 g	0.1632 g	34.022 MPa
方案 3	0.1737 g	0.1867 g	0.1629 g	34.415 MPa
初始方案	0.1688 g	0.1972 g	0.1695 g	34.977 MPa

由表 4 可以看出不同的隔振器布置方案在四个评价标准中各有优异，比如方案一中管道应力最小但使油测球阀受到的振动激励较大，所以要综合评价四个标准得到相对最优的布置方案。下面建立层次分析法中的优先级矩阵，以管道应力为例。在同等条件下，管道的应力越小隔振效果越好，也就是管道应力的倒数越大越好。根据表 4 得到上述 4 种方案的管道应力倒数矩阵，即：

$$P = (0.03383, 0.02939, 0.02905, 0.02859)$$

将四种方案的管道应力倒数两两比较，即方案 1 的管道应力倒数除以方案 1 的管道应力倒数得到第 1 行第 1 列的数据，方案 2 的管道应力倒数除以方案 1 的管道应力倒数得到第 2 行第 1 列的数据，以此类推得到矩阵：

$$W = \begin{bmatrix} 1 & 1.1510 & 1.1643 & 1.1833 \\ 0.8688 & 1 & 1.0116 & 1.0281 \\ 0.8589 & 0.9886 & 1 & 1.0163 \\ 0.8451 & 0.9727 & 0.9839 & 1 \end{bmatrix}$$

分别对矩阵  $W$  的各列求和，得到矩阵：

$$Q = [3.5727, 4.1123, 4.1598, 4.2277]$$

用矩阵  $W$  中首行的各列数据除以  $Q$  中相应列的数据，然后做平均化处理，接着依次对矩阵  $W$  的各行做相应的数据数理，得到了 4 种方案中管道应力的优先级矩阵：

$$P_4 = [0.3148, 0.2376, 0.2322, 0.2248]$$

同理可知, 底座加速度 RMS 值, 油测球阀加速度 RMS 值, 管道加速度 RMS 值的优先矩阵为矩阵  $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ 。

$$P_1 = [0.2542, 0.2468, 0.2415, 0.2568]$$

$$P_2 = [0.2486, 0.2591, 0.2601, 0.2331]$$

$$P_3 = [0.2511, 0.2557, 0.2567, 0.2370]$$

在层次分析法中, 利用 Thomas L.Saaty 提出的“1~9”标度法来建立判断矩阵。“1~9”标度法中的数值含义如表 5 所示。

**Table 5.** The “1~9” scale

**表 5.** “1~9” 标度法

标度 $a_{ij}$	含义
1	两个元素同样重要
3	两个元素相比前者稍微重要
5	两个元素相比前者明显重要
7	两个元素相比前者强烈重要
9	两个元素相比前者极其重要
2、4、6、8	介于上述 2 个等级之间
1、1/2、...、1/9	为上述值的倒数

根据设计经验可以确定判断矩阵  $I$  即:

$$I = \begin{pmatrix} 1 & \frac{1}{2} & 2 & 2 \\ 2 & 1 & 5 & 5 \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{5} & 1 & 1 \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{5} & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

由矩阵  $I$  求得  $\lambda_{\max} = 4.0062$ , 一致性检验得  $CI = 0.002067 < 0.1$ , 一致性检验通过。 $\lambda_{\max}$  对应的特征向量为权重向量  $A = (0.3939, 0.8807, 0.1860, 0.1860)$ 。4 种方案对应各评判标准的优先级矩阵组成矩阵  $P$ , 矩阵  $A$  左乘矩阵  $P$  得到四个方案的优劣量化指标为:  $A = 0.002067 < 0.1$

$$AP = (0.4243, 0.4172, 0.4151, 0.3923)$$

**Table 6.** Comparison of parameters after optimization of vibration isolator arrangement

**表 6.** 隔振器布置优化后参数对比

目标函数	底座加速度 RMS 值/g	油测球阀加速度 RMS 值/g	管道加速度 RMS 值/g	管道应力/MPa
优化后	0.1696	0.1910	0.1647	29.588
优化前	0.1688	0.1972	0.1695	34.977
变化率	+0.47%	-3.14%	-2.83%	-5.41%

根据上述分析可知,四个方案从优到劣的排序为方案 1, 方案 2, 方案 3, 原方案, 可得方案 1 为隔振器布置优化设计的最优方案。隔振器布置优化后各参数对比如表 6 所示。其中, 较优化前的初始布置方案, 底座加速度 RMS 值提高了 2.17%, 油测球阀加速度 RMS 值降低了 3.14%, 管道加速度 RMS 值降低了 2.83%, 管道应力降低了 15.41%。布置优化后, 气驱油源隔振系统的隔振性能进一步提高。表 6 给出了隔振器布局优化后各项参数对比。

## 5. 结论

本文以某新型气驱油源为研究对象, 主要研究了充液状态下气驱油源在火箭发射时的动力学响应, 并在此基础上进行了隔振器布局优化设计, 可得到如下结论:

(1) 在考虑气驱油源蓄能器筒体充液状态时, 可以利用声固耦合合法确定等效质量法中的质量值, 由此开展充液状态的动力学响应分析。

(2) 通过调整隔振器布置形心与气驱油源重心处于同一竖直平面设计了三种布置方案, 基于层次分析法分析数据从而得到了相对最优的隔振器布置方案即方案 1。优化的隔振器布置方案降低了气驱油源设备油测球阀加速度 RMS, 管道加速度 RMS 以及管道应力, 系统的隔振性能进一步提高。

## 参考文献

- [1] 吕明亮, 路世奇, 蒙小苏, 等. 基于 AMESim 的一种新型气驱油源建模与仿真研究[J]. 液压气动与密封, 2017, 37(5): 8-12.
- [2] 邢誉峰, 等. 工程振动基础[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2011.
- [3] 朱石坚, 等. 振动理论与隔振技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [4] Paez, T.L. (2012) Random Vibration—A Brief History. *Sound and Vibration*, 46, 52-60.
- [5] 崔高伟, 洪良友, 张冬梅. 虚拟质量法在运载火箭模态分析中的应用[J]. 强度与环境, 2013(5): 43-47.
- [6] 李青, 王天舒, 马兴瑞. 液体火箭液固耦合动力学建模方法研究[C]//全国第十三届空间及运动体控制技术学术会议论文集. 2008: 46-51.
- [7] 薛杰, 何尚龙, 杜大华, 等. 充液容器流固耦合模态仿真分析研究[J]. 火箭推进, 2015, 41(1): 90-97.
- [8] 朱丽, 白雪. 管路结构固液耦合振动有限元仿真分析技术[J]. 中国科技信息, 2017(21): 47-49.
- [9] Peng, G., Zhang, Z. and Bai, L. (2021) Wet Modal Analyses of Various Length Coaxial Sump Pump Rotors with Acoustic-Solid Coupling. *Shock and Vibration*, 2021, Article ID: 8823150. <https://doi.org/10.1155/2021/8823150>
- [10] 夏建芳, 等. 有限元法原理与 ANSYS 应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2011.
- [11] 杨荣鹤, 成凯, 赵二飞, 等. 实体单元与板壳单元连接问题研究[J]. 建筑机械, 2014(4): 74-77.
- [12] 金鼎. 基于有限元法的浮筏隔振系统性能分析及结构优化[D]: [硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2019.
- [13] 韩涛, 聂小华, 段世慧. 隔振器布置对随机振动特性影响对比研究[J]. 工程与试验, 2019, 59(4): 105-107.
- [14] 胡泽超, 何琳, 李彦. 隔振器分布对浮筏隔振系统隔振性能的影响[J]. 舰船科学技术, 2016, 38(21): 48-52.
- [15] 刘广新, 王淑君, 赵玉刚, 等. 冬枣辅助采摘车车架结构优化设计——基于层次分析法[J]. 农机化研究, 2019, 41(8): 22-28.
- [16] 姜淑凤, 贾瑞超, 王俊峰, 等. 基于层次分析法 DVT 系列车床横梁优化设计研究[J]. 制造技术与机床, 2022(2): 80-85.