

基于双向流固耦合方法的火箭发动机 输流管路振动研究

苏勇¹, 何江², 张森², 官武旗¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049;
2. 中国航天科技集团公司西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘要: 火箭发动机的液氧煤油输送管路经常发生异常振动, 严重威胁火箭发动机安全, 处理不当将使火箭发射失败, 造成巨大经济损失, 因此必须对输送管路振动进行研究。本文建立了包含波纹管、多段弯管及其他附属结构的高压输送管路三维模型, 采用双向流固耦合方法, 在外源压力脉动激励作用下, 对管路进行了振动研究, 并通过热试车试验验证了计算结果的有效性。分析结果表明, 同一频率下, 振动加速度的幅值分布与流场压力幅值分布有明显的相关性, 表明流体压力脉动是引起管道异常振动的根本原因, 且随着平均压力的升高, 管道的振动加剧。可视化结果表明, 管道振动剧烈位置主要集中在中间管道和波纹管处。波纹管、弯管和支撑处的应力应变值较大, 是容易发生结构失效的危险位置, 应重点关注。

关键词: 火箭发动机; 输流管路; 流固耦合; 高压

中图分类号: V475.1; O327 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2024)04-0717-12

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2024.04.018

引言

液体火箭发动机运行过程中, 剧烈的流体振荡与固体结构耦合会导致输流管路振动, 可能造成结构失效破坏、发动机燃烧不稳定等问题, 严重影响发动机的可靠性。随着发动机推力的日益提高, 管路承压也越来越高, 同时为了降低整体重量, 管壁设计也越来越薄, 导致管路的流固耦合作用愈发显著, 势必严重制约大推力火箭发动机的研究^[1]。因此开展输流管路流固耦合振动特性研究对提升液体火箭发动机动力学认知水平、提高系统稳定性与可靠性具有积极意义。

管道振动在许多领域都很普遍, 包括海洋^[2]、核能^[3]、能源工业^[4-5]、船舶^[6]和航空航天^[7]等。目前, 各行业研究人员针对固体单场的振动问题开展了大量研究^[8-11]。Jung 等^[12]对永磁同步电机的减振方法进行了研究, 利用最新设计方法对转子形状进行设计, 得到的结构比之前结构的振动位移最大减小 88%。Adamkowski 等^[13]研究了支撑结构的刚度对管道振动的影响, 结果表明刚度增大, 管路振动的频率升高, 同时振动幅值减小。另外, 还有许多研究者研究

了布置在振幅较大位置处的局部减振器对管道特定频宽下的振动衰减作用^[14-16]。

以上多数研究仅关注固体单场的分析, 对多物理场作用下管路产生振动的机制认识不足。实际上, 对流场、声场和固体的耦合振动也已有许多研究^[17-20]。Du 等^[21]分析了大推力液体火箭发动机燃烧室在强振动试验条件下的结构振动, 确定了燃烧室声压与振动信号的耦合特性。通过提高燃烧室结构的刚度对燃烧室的声振耦合模式进行解耦, 使热试验时的振动加速度降低了 2/3。Wu 等^[22]对离心压缩机出口管道的振动问题进行了研究, 结果表明, 管道固有频率与流体激励频率未出现耦合, 管道振动原因是流激声引起的共振。依据仿真的结果在现场安装分流板后, 振动幅值减小了 32.0%。Zhang 等^[23]对诱导轮周围空化流动引起的流致振动进行了数值研究。结果表明, 诱导轮空化引起的振动主要表现为一阶弯曲, 叶片的最大位移发生在叶尖前缘, 从叶尖前缘到叶根逐渐减小。Liu 等^[24]采用流固耦合方法对天然气出站管路振动问题进行了研究。结果表明, 管路振动是由于流体激励频率与固体模态频率接近导致, 通过增大管径、增加约束, 有效地对管路实现了减振。

收稿日期: 2022-10-13; **修订日期:** 2023-01-03

基金项目: 中国航发四川燃气涡轮研究院稳定支持项目(GJCZ-0013-19); 国家科技重大专项(2017-V-0012-0064)。

总之,管道振动问题已经受到越来越多的关注,尤其是研究多场耦合振动问题的流固耦合分析方法也已经日趋成熟^[25-28],但是对外源激励作用、承高压的火箭发动机液氧煤油输送管路流固耦合振动的研究仍较少,致使管路的振动机理仍不明确。本文采用双向流固耦合方法,以火箭发动机中包含波纹管、多段弯管及其他附属结构的高压输流管路为研究对象,对流场压力、固体模态和流固耦合结果进行分析,研究了管路的振动问题。

1 计算方法和模型简化

1.1 计算方法

1.1.1 流场瞬态计算

流体控制方程由 Navier-Stokes 方程、湍流输运方程及状态方程组成。控制方程通用形式为^[29]:

$$\frac{d\phi}{dt} + \text{div}(\rho U\phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi} \text{grad}\phi) + S_{\phi} \quad (1)$$

式中 S_{ϕ} 为源项; U 为三维坐标上的速度 u, v, w ; ρ 为流体密度; ϕ 为通用变量; Γ_{ϕ} 为广义扩散系数。

基于有限体积法求解流场的 Navier-Stokes 方程。湍流模型采用 RNG $k-\epsilon$ 模型^[30]。压力和速度耦合计算采用 Coupled 算法,方程的离散均采用迎风格式,使用中心差分技术对扩散项进行离散。流体介质为液态煤油,在管路中最大流速为 45 m/s,煤油中声速为 1300 m/s,可得煤油在管路中最大马赫数仅为 0.03,未达到需要考虑压缩性的马赫数值^[31],且高压下液体的密度变化较小^[32],因此液态煤油计算过程中考虑为不可压缩流体。另外,由于试验过程中介质温度无明显变化,因此不考虑介质煤油的温度变化。

1.1.2 固体瞬态计算

固体瞬态动力学分析求解的基本运动方程为:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (2)$$

式中 M 表示质量矩阵; C 表示阻尼矩阵; K 表示刚度矩阵; \ddot{x} 表示节点加速度向量; \dot{x} 表示节点速度向量; x 表示节点位移向量; F 表示流体激励力。

固体基于有限元法求解,将连续的求解区域离散成有限个单元,每个单元的位移函数采用多项式形式^[33]。基于变分原理求得单元刚度矩阵,然后将单元内刚度矩阵组装成总刚度矩阵,用于计算整体结构的频率、模态、节点位移等。

1.1.3 流固耦合计算

流固耦合控制方程组求解方法可概括为:整体求解方法/直接法、分区单向耦合法和分区双向耦合法三类。整体求解方法/直接法将流体域和固体域

构造在同一控制方程中,所有变量同时求解,求解精度较高。但是形成的耦合控制方程规模较大,非线性特性较强,求解难度极大。相对于整体求解方法,分区耦合方法将计算域分解为流体域(管内流场)和固体域(管段结构),在同一时间步内分别计算,通过耦合界面的数据传递(管壁流体脉动压力和管壁结构位移)更新流体域的位移边界和结构域的压力边界。分区耦合方法一般分为分区单向耦合法和分区双向耦合法。分区单向耦合法一般研究流场对结构场的单向影响,各时间步耦合界面间数据的传递仅由流场传递到结构场,忽略结构场对流场的影响^[34]。分区双向流固耦合方法中,流体和结构分开计算,在流固耦合面上进行数据交换。流固耦合面上固体接收流体传递的压力,流体接收固体在流体压力作用下反馈的位移。流场求解器通过动网格方法对变形后的网格进行光顺和重构,使其能满足仿真计算的要求,至此完成一个时间步的数据交换与计算。将整个流固耦合过程划分为若干时间步的计算,达到计算停止条件后终止耦合计算^[35]。流固耦合面上流体域和固体域满足如下位移协调方程和力平衡方程^[24,36]:

$$d_f = d_s \quad (3)$$

$$\tau_f = \tau_s \quad (4)$$

式中 d 表示位移; τ 表示应力; 下标 s 和 f 分别表示固体和流体。

本文采用双向流固耦合方法,应用 ANSYS 2020 版商业软件进行计算,流场计算采用 Fluent 模块,固体计算采用 Transient Structural 模块,流场和固体数据交换采用 System Coupling 模块,如图 1 所示。流体域采用 Smoothing 动网格方法调整网格。计算时间步长设置为 6.25×10^{-5} s,计算时长为 0.11 s。

1.2 物理模型

发动机整体及管路在发动机中位置如图 2 所示,发动机型号为 YF-100,推力 120 t 级,属于高压补燃的液氧煤油发动机。YF-100 被用于长征五号 3.35 m 直径助推器模块和 2.25 m 直径助推器模块^[37]。本文研究的管路与一级煤油泵和燃气发生器连接。

为建立符合实际情况的管路模型,在管路安装图、发动机安装详图等图纸的基础上,结合现场调研收集的实际参数,建立了管路三维模型。管路中包含直管、弯管和波纹管三种特征管段。其中波纹管段包含多层波纹管、导流板、摇摆支撑和铠装装置。整个管路简图如图 3 所示。

管路包含一个介质入口,三个介质出口和两个

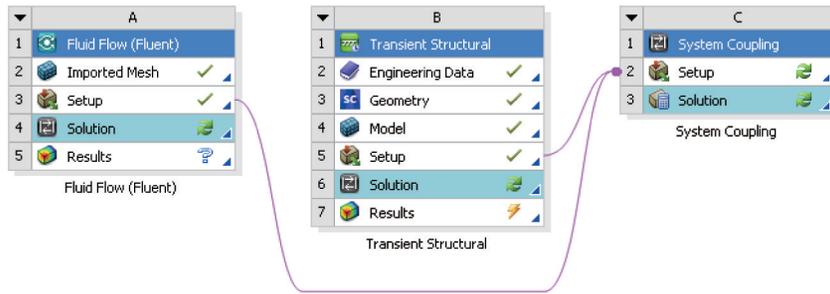


图1 ANSYS 模块示意图

Fig. 1 ANSYS module schematic diagram



图2 发动机主体及管路结构示意图

Fig. 2 Engine body and pipeline structure diagram

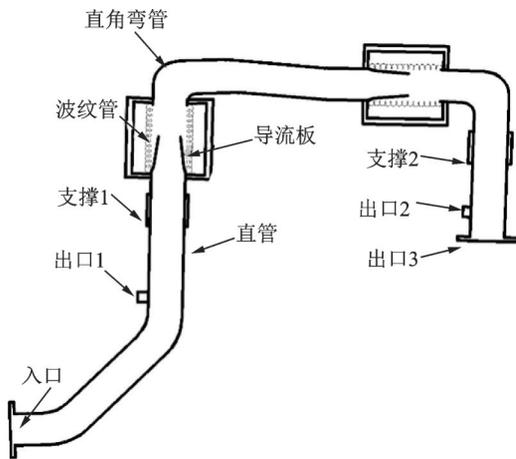


图3 管路结构简图

Fig. 3 Pipeline structure diagram

位置的支撑。通过设置最大网格尺寸,采用四面体生成流场网格。在额定工况下,使用入口-出口1、入口-出口3的压降结果对流场进行网格无关性验证,结果如图4所示。当网格数从410万增加到630万时,压降几乎没有变化,后三种网格数的压降结果最大偏差仅为1.4%,表明410万网格数已满足网格独立性要求,对应最大网格尺寸为4 mm。

通过设置最大网格尺寸,采用3维20节点的Solid186结构单元生成固体网格。以固体网格数对前10阶模态频率的影响进行网格无关性分析,结果如图5所示。网格数大于21万后,固体模态频率无明显变化,为确保计算精度,最终选用的固体网格数为54万,对应最大网格尺寸为5 mm。

划分网格时,在弯管、波纹管处均进行了局部加

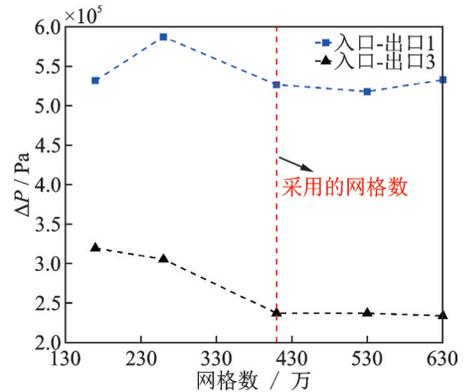


图4 流场网格无关性分析

Fig. 4 Grid independence analysis of flow field

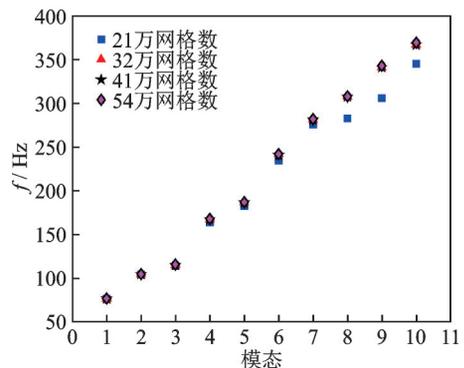


图5 固体网格无关性分析

Fig. 5 Grid independence analysis of solid

密,最终流体和固体分别得到了410万和54万网格单元,部分网格示意图如图6所示。

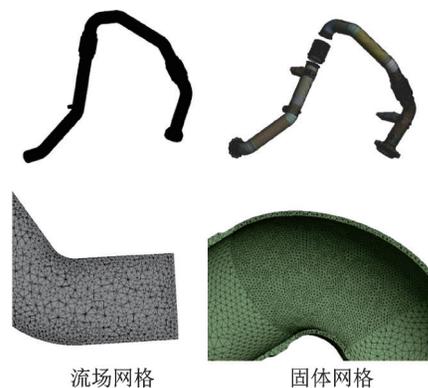


图6 网格示意图

Fig. 6 Grid diagram

1.3 模型简化

在仿真前以刚度、质量等效原则^[17]对模型进行简化,简化位置如图7。去掉铠装装置,将多层波纹管简化为1层,厚度减薄至原总厚度的3/4。对简化后的波纹管段整体刚度进行了计算,并与试验数据进行比较。在刚度计算时,设定波纹管段一端固支,在另一端分别施加轴向和径向1 mm的位移,以计算对应的载荷,利用载荷可得到相应的轴向刚度和弯曲刚度^[38]。

轴向/弯曲刚度仿真值与试验值的对比如表1所示,轴向刚度和弯曲刚度的相对误差分别为2.8%和2.9%,相对误差较小,表明结构简化合理。去掉的铠装装置和波纹管质量仅占整个波纹管段质量的3.1%,占整个管路的比例更小,因此质量变化的影响可以忽略。



图7 模型简化位置示意图

Fig. 7 Model simplified position diagram

表1 轴向和弯曲刚度比较

Tab. 1 Comparison of axial and bending stiffness

	轴向刚度/(N·mm ⁻¹)	弯曲刚度/[N·m·(°) ⁻¹]
仿真值	103970	279
试验值	107000	288
相对误差	2.8%	2.9%

2 结果和讨论

流体在管路中以流体激励力的形式作用于管道结构,当激励力的频率与管道固有频率一致时,管路会出现共振。为了分析火箭发动机输流管路的振动原因,对管路流场、固体结构及流固耦合结果进行分析。

为使流固耦合分析结果更加可靠,利用发动机热试车试验对仿真结果的有效性进行验证。在发动机热试车过程中,监测不同位置的振动加速度,如图8所示。同时监测了管道支撑2附近位置的压

脉动。对比了仿真与试验结果(如图9和表2所示)。由于试验与仿真选取的测点位置难以完全一致,而且仿真很难完全模拟热试车真实情况,导致仿真结果与试验存在差异,但是仿真得到的流场压力和振动加速度的主要特征频率结果与试验一致,验证了数值分析模型的有效性。

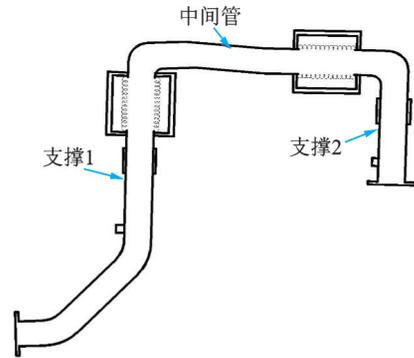
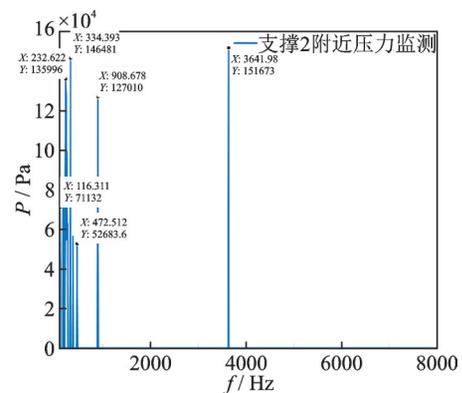
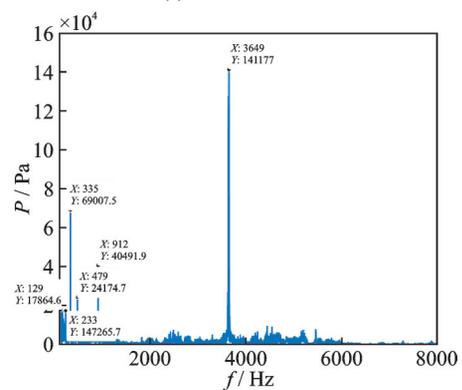


图8 振动加速度监测位置示意图

Fig. 8 Vibration acceleration monitoring position diagram



(a) Simulation result



(b) Experimental result

图9 压力频谱比较结果

Fig. 9 Pressure spectrum comparison results

2.1 流场分析

流场边界条件如表3所示。流场入口为压力,出口为质量流量,计算了无流固耦合流场瞬态结果。入口压力是热试车额定工况下测得的压力数据,去掉均值的脉动压力如图9所示,均值压力为

表2 仿真和试验不同测点三个方向振动加速度频率结果

Tab. 2 The vibration acceleration frequency results of different measuring points in three directions

测点位置	仿真振动频率/Hz	试验振动频率/Hz	相对误差/%
支撑1	335	334	0.2
	3640	3639	0.02
中间管	120	121	0.8
	228	242	5.8
	335	334	0.2
	900	909	1.0
支撑2	3640	3635	0.1
	241	258	6.6
	3640	3635	0.1

36 MPa。计算中设定时间步长为 6.25×10^{-5} s,总时间为 0.11 s。在仿真时,沿流向设置 7 个压力监测点,监测点位置如图 10 所示。

表3 流场边界条件

Tab. 3 Flow boundary conditions

边界类型	质量流量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	压力边界/MPa
入口	—	36+脉动压力
出口1	7.41	—
出口2	8.24	—
出口3	112.27	—

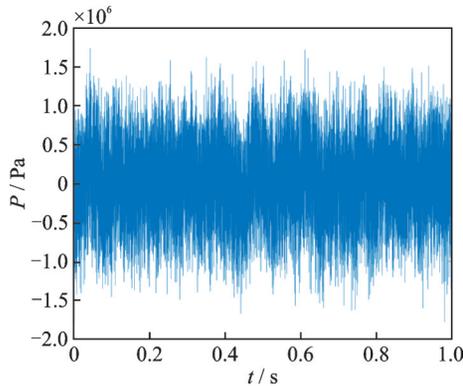


图10 入口压力脉动
Fig. 10 Inlet pressure pulsation

流场瞬态压力结果如图 12 所示,时域压力脉动幅值沿流向变化较小。流场压力频域结果去掉了幅值小于 50 kPa 的频率。监测点 4(其他位置的频率特征与该处一致,仅幅值有区别)的频谱结果中特征频率包含 116,232,334,908 和 3641 Hz。

2.2 固体模态分析

模态计算中设置进出口连接管道法兰、支撑 1 和支撑 2 四个固定支撑。管道包含 16 个螺栓预紧力,结构间的摩擦系数为 0.15,管道材料为结构钢。

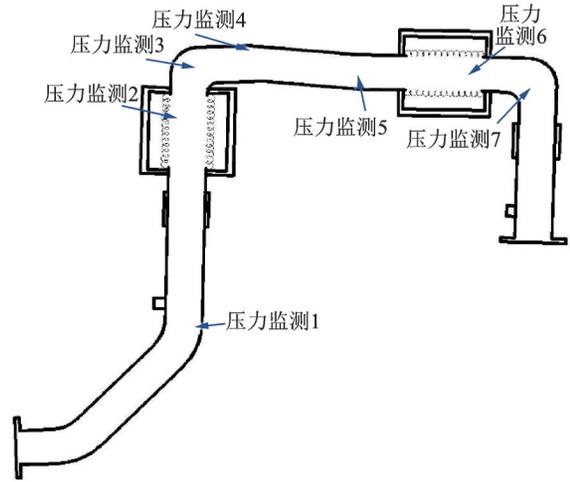
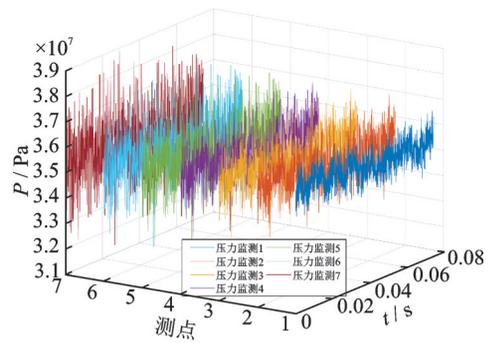
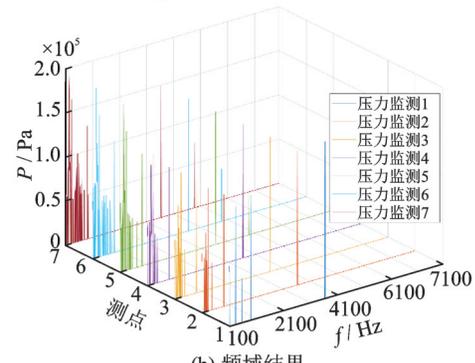


图11 流场监测点示意图

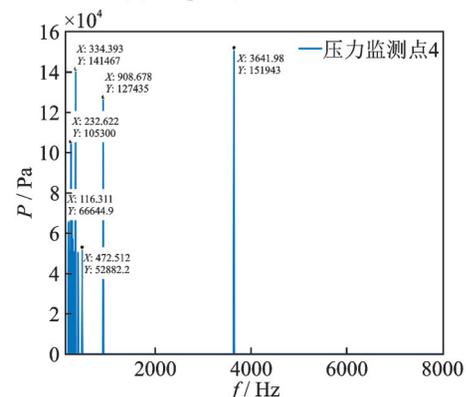
Fig. 11 Flow field pressure monitoring point diagram



(a) 时域结果
(a) Time domain results



(b) 频域结果
(b) Frequency domain results



(c) 压力监测点4频域结果
(c) Monitoring point 4 frequency domain results

图12 流场时域和频域结果

Fig. 12 Flow field pressure time domain and frequency domain results

两处摇摆装置及波纹管使用简化后的模型结构。

比较了干模态、湿模态和预应力模态三种固体模态结果,其中干模态仅包含边界条件,不包含流体质量和流体压力;湿模态在边界条件的基础上,考虑流体质量的影响,但不包含流体压力;预应力模态在边界条件的基础上,将流体的稳态压力结果施加至固体接触面,但不考虑流体质量影响。

模态计算比较结果如图 13 所示。湿模态计算中,流体在管路中静止,只考虑流体质量。文献[39]介绍液体质量使管道模态频率降低,而且对高阶模态频率影响更大。本文得到的湿模态频率相比干模态均出现不同程度的降低,即是由于液体质量的影响。另外,本文研究的管道结构复杂,而且包含四处不同位置的固定支撑和多处螺栓预紧,多种因素影响下管道湿模态的低阶频率相比干模态变化较小。预应力模态是将流体稳态计算得到的压力结果施加

至流固接触面,得到的低阶模态频率结果相比干模态和湿模态变化较大。综合分析可知,流体质量对管道低阶模态结果影响较小,流体稳态压力对管道低阶模态结果影响较大,而低阶模态是重点关注点^[40],因此采用预应力模态进行分析,预应力模态结果如图 14 所示。

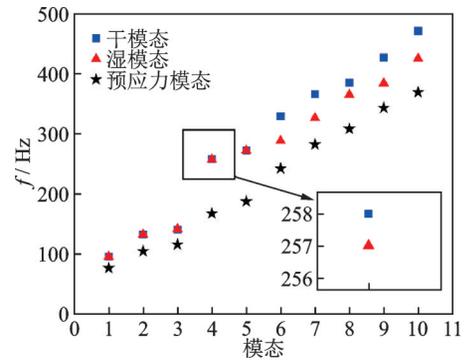


图 13 模态结果比较图

Fig. 13 Modal result comparison diagram

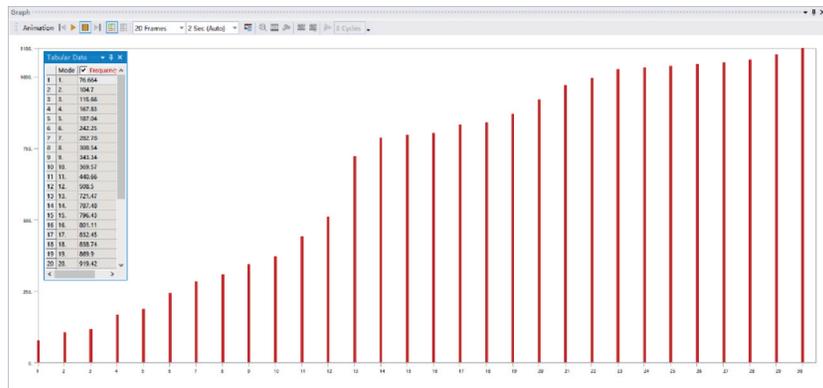


图 14 预应力模态结果

Fig. 14 Prestressed modal results

从预应力模态结果可以看出,其中的 3 阶模态频率为 115 Hz、6 阶模态频率为 242 Hz、9 阶模态频率为 343 Hz 和 20 阶模态频率为 919 Hz,与流场结果中 116, 232, 335 和 908 Hz 的压力频率接近,差值百分比分别为 0.8%, 4.1%, 2.3% 和 1.2%,固有频率和流场压力频率的差值百分比在共振范围(20%)内,因此管道可能发生共振^[17]。

2.3 流固耦合结果分析

热试车过程中,相关数据通过传感器传输至主控室,主控室进行观测记录,如图 15 所示。双向流固耦合计算所需的入口压力条件源于主控室记录的数据。流场边界条件与单独流场计算一致,固体的设置与模态计算时一致。时间步长为 6.25×10^{-5} s,计算总时间为 0.11 s。在计算过程中,监测不同部位的振动加速度数据,监测位置如图 8 所示;同时保

存每一时间步内流场和固体的数据,用于结果可视化分析。

2.3.1 振动结果分析

忽略初始不稳定数据后,对 3 处监测位置的振动加速度数据进行分析。振动加速度频谱结果如图 16 所示,轴向、径向和切向三个方向的频谱结果中,

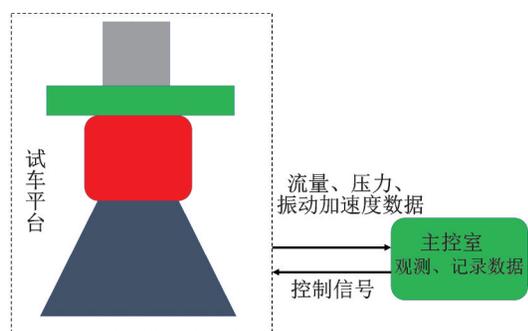


图 15 试车平台简介图

Fig. 15 Test platform introduction diagram

包含 120, 228, 241, 335, 908 和 3640 Hz 五个特征频率, 其中 228 Hz 和 241 Hz 相近, 两者差值百分比仅为 5.3%, 这种偏差与固体结构非线性运动导致的频率漂移相关^[41-43]。因此, 228 Hz 和 241 Hz 认为是同一频率。从图 16 中可以看出, 特征频率大于 335 Hz 后, 振动加速度的幅值较小, 故不做深入分析。

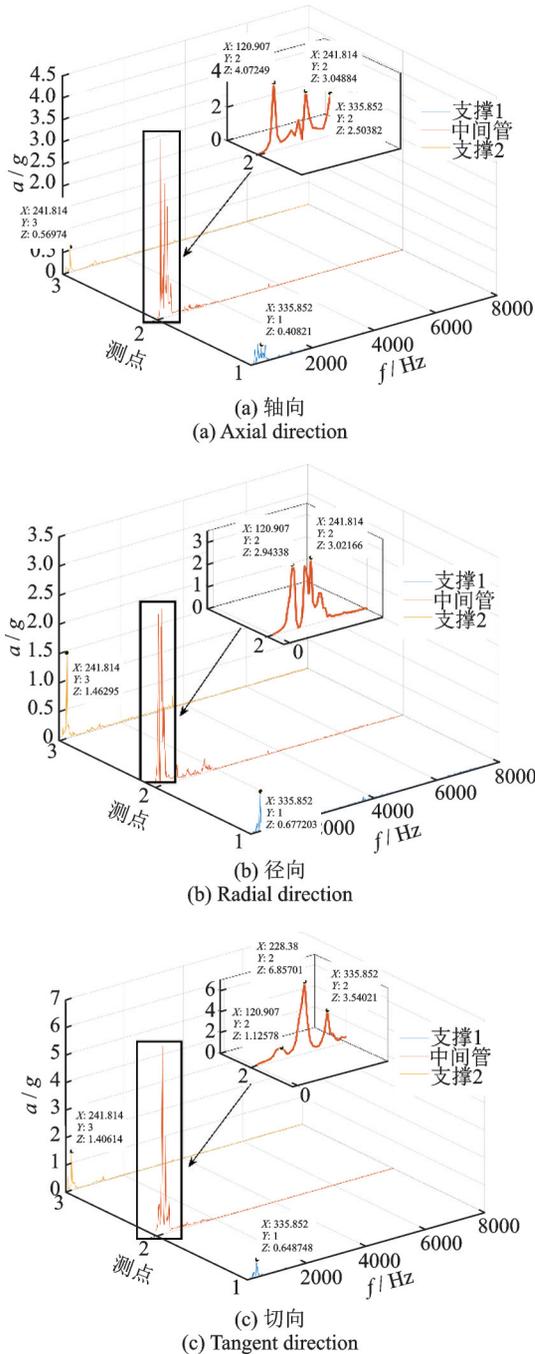


图 16 不同测点不同方向频谱结果

Fig. 16 Spectrum results of different measuring points in different directions

三个振动频率 120, 241 和 335 Hz 分别对应于固体的 3 阶 (115 Hz)、6 阶 (242 Hz) 和 9 阶 (343 Hz) 模态频率, 而流场的特征频率 (116, 232 和 335 Hz) 与固体的 3, 6 和 9 阶固有频率相近, 因此, 固体的振动

加速度频率 120, 241 和 335 Hz 是流体和固体共振产生。

为进一步阐明流场压力引起固体共振的机理, 提取每一时间步流固接触面上所有节点的流场压力和固体数据, 进行可视化分析。

每个节点的压力和振动加速度均值分布结果如图 17 所示, 振动加速度较大的位置集中在两个波纹管之间的中间管道处。流场压力整体沿流向逐渐减小, 但在弯管、波纹管等位置均出现明显压力变化。从均值分布结果可以看出, 流场压力和固体振动加速度无明显相关性。

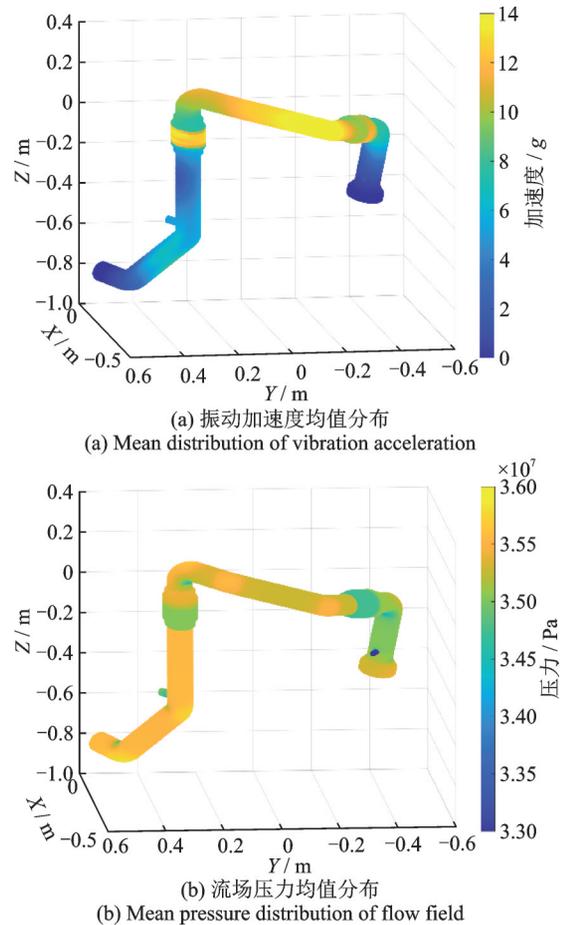


图 17 振动加速度和流场压力均值分布

Fig. 17 The mean value distribution of vibration acceleration and flow field pressure

对每个节点的振动加速度和流场压力数据作频谱分析, 得到 120, 241 和 335 Hz 三个频率下振动加速度和压力的幅值分布, 如图 18 所示。120 Hz 和 241 Hz 频率下振动加速度较大的幅值主要在中间管道和波纹管处, 335 Hz 频率下振动加速度较大的幅值主要在波纹管和靠近出口的直角弯管处。相应频率下流场压力幅值分布中, 120 Hz 频率下压力较大幅值在靠近出口管道和中间管道处, 241 Hz 频率下压力较大幅值在中间管道处, 335 Hz 频率下压

力幅值在第二个波纹管附近较大。对比可以看出, 120 Hz 和 241 Hz 频率下的振动加速度和压力在中间管道处都有较大的幅值, 335 Hz 频率下振动加速度和压力在波纹管 and 弯管处都有较大的幅值。因为支撑 2 的作用, 虽然 120 Hz 和 335 Hz 频率下流场压力在靠近出口附近有较大幅值, 但是相应频率下振动加速度幅值在靠近出口附近并不大。120, 241 和 335 Hz 三个频率下振动加速度在流向第一个波纹管处均有较大幅值, 与管道振型和波纹管吸收变形的特性有关^[44-45]。

虽然 335 Hz 频率下流场压力幅值比 120 和 241 Hz 下的大, 但引起相应频率下振动加速度的幅值却是最小的, 120 Hz 频率下压力幅值最小, 但引起相应频率下振动加速度的幅值最大。可见固体低阶模态频率更易被激发。

从可视化的振动加速度和流场压力结果可以看出, 在相同频率下, 流场压力与振动加速度的幅值分布有明显的相关性。由综合均值分布结果可知, 管道振动加速度与流场压力脉动相关, 与压力均值分布无关, 表明管道振动是由流场压力脉动引起。依

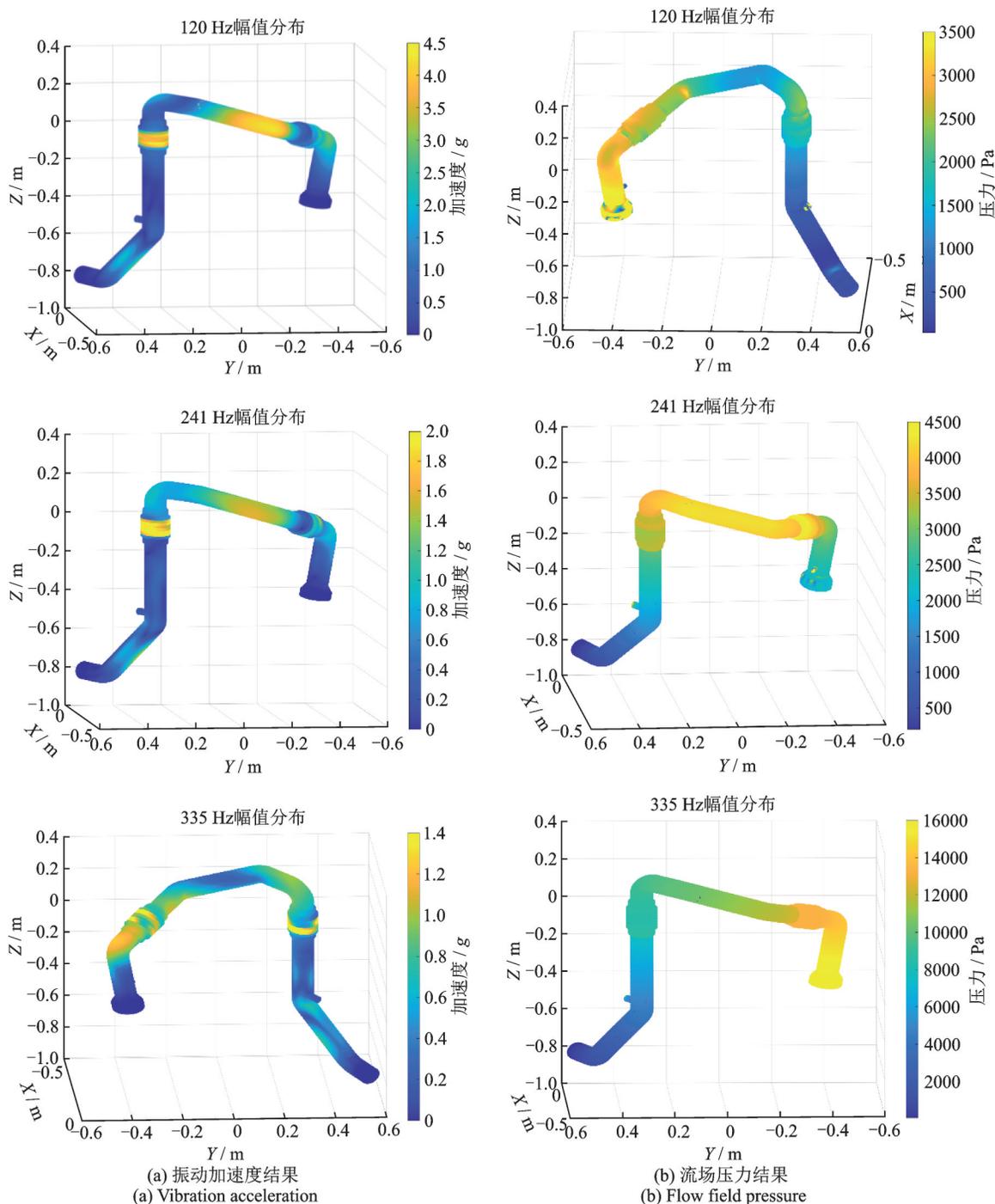


图 18 振动加速度和流场压力频率幅值分布

Fig. 18 Frequency amplitude distribution of vibration acceleration and flow field pressure

据引起管道振动原因和管道振动剧烈位置,可制定相应的减振措施。

2.3.2 应力及应变结果

管道应力及应变分布主要受边界条件、流场压力和振动影响,应力及应变结果能直观反映管道容易出现结构失效的位置。等效应力的均值分布如图19所示,应力较大位置主要集中在两处支撑、弯管内侧和波纹管处。除支撑处外,振动加速度幅值较大的120 Hz频率下的应力幅值分布与均值结果类似,如图20所示。由于应变与应力满足线弹性关系,因此应变分布结果与应力类似。应力及应变较大位置是容易出现结构失效的危险位置,应重点关注。

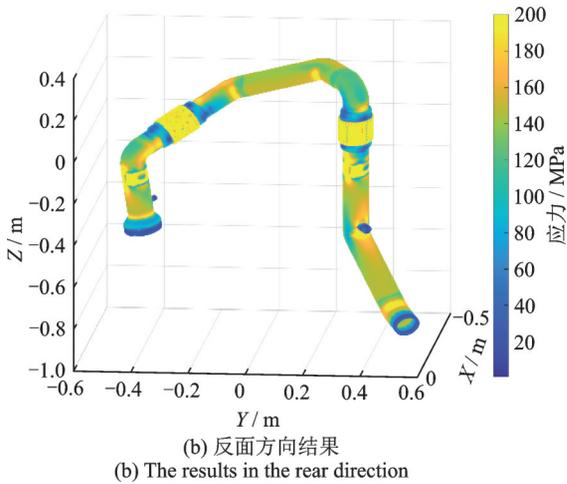
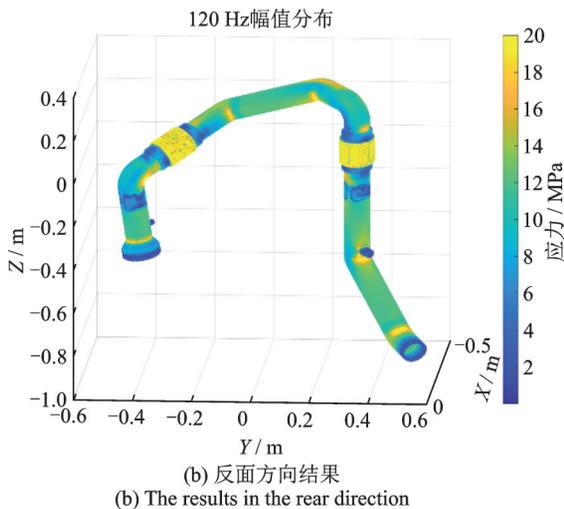
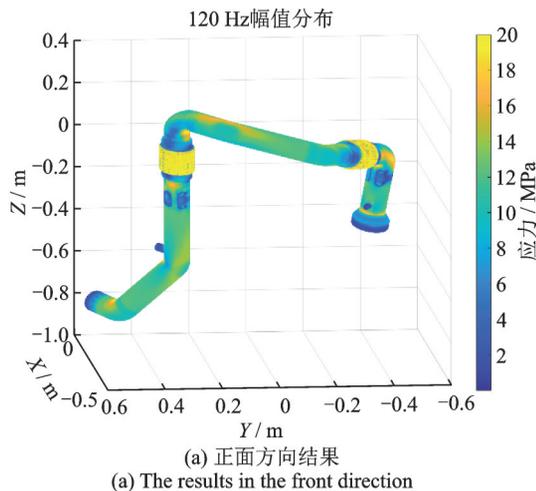
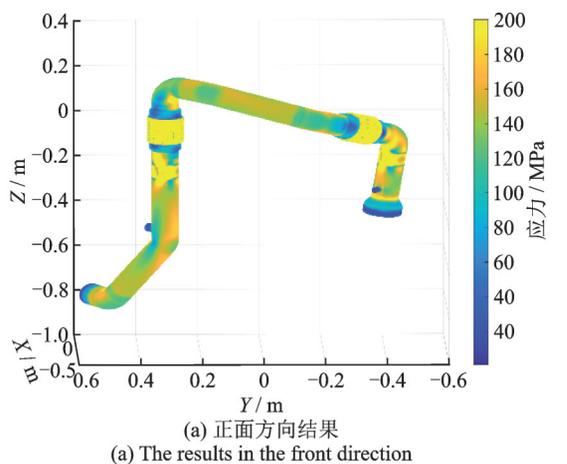
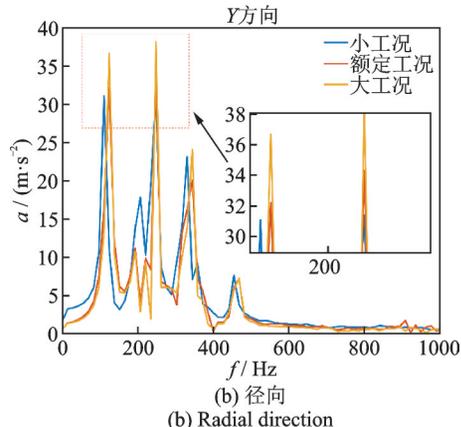
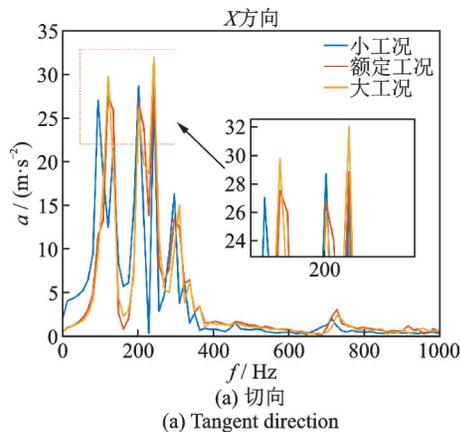


图20 120赫兹下应力幅值分布
Fig. 20 Stress amplitude distribution at 120 Hz frequency

图19 应力均值分布
Fig. 19 The mean stress distribution

2.3.3 压力对振动的影响

使用热试车试验时发动机稳定运行的小工况、额定工况和大工况下的入口压力数据作为流场入口边界,研究压力对流固耦合振动的影响。三种工况的平均压力分别为23.7,36和38.6 MPa。监测中间管道处的振动加速度结果,比较结果如图21所示。可以看出,压力越大,管道振动的最大幅值越大,即管道振动越剧烈。



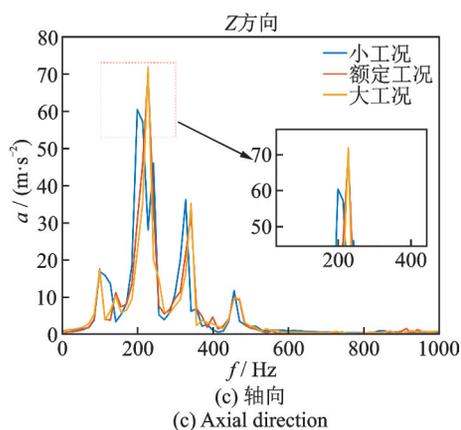


图21 不同工况的振动加速度频谱比较

Fig. 21 Comparison of vibration acceleration spectrum under different working conditions

3 结论

本文通过对火箭发动机液氧煤油输送管路的双向流固耦合数值模拟,研究了管道振动。综合分析了管道流场、固体模态和流固耦合结果,并对流固耦合结果进行可视化,论述了管道振动机理。主要结论如下:

(1)管道内流体压力脉动是引起管道振动的根本原因。管道内流体压力频率、管道固有频率和管道振动加速度频率相近,而且同一频率下,振动加速度的幅值分布与流场压力幅值分布有明显相关性,表明管道振动由管内流场压力脉动引起。

(2)可视化结果表明,管道振动剧烈位置主要集中在中间管道和波纹管处。流场压力均值分布与振动加速度分布无关。另外,随着管道中的平均压力升高,管道的振动加剧。

(3)波纹管、弯管和支撑处的应力和应变值较大,是容易出现结构失效的危险位置,应重点关注。管道振动产生原因、流场压力幅值分布和应力应变分布为下一步提出有效减振措施和管道的安全性评估提供了支撑。

参考文献:

- [1] 徐云飞,李锋,邓长华,等.液体火箭发动机充液导管流固耦合动力学特性[J].航空动力学报,2017,32(6):1523-1529.
Xu Y F, Li F, Deng C H, et al. Dynamic characteristics of fluid-filled pipe in liquid rocket engines considering fluid-structure interaction[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6): 1523-1529.
- [2] Li Z, Song G, Chen Y. Experimental study on bird-

wing-shaped suppression device for vortex-induced vibration of deep water risers [J]. Ocean Engineering, 2020, 213: 107669.

- [3] De Santis D, Shams A. An advanced numerical framework for the simulation of flow induced vibration for nuclear applications[J]. Annals of Nuclear Energy, 2019, 130: 218-231.
- [4] Liang Z, Li S, Tian J, et al. Vibration cause analysis and elimination of reciprocating compressor inlet pipelines[J]. Engineering Failure Analysis, 2015, 48: 272-282.
- [5] Matta L M, Szasz G. Vibration and fatigue failures at pipeline facilities[C]//2018 2nd International Pipeline Conference. Calgary, Alberta, Canada, 2018: 1-13..
- [6] Kim T Y, Yoon S W, Cho J H, et al. Vibration characteristics of filament wound composite tubes applied to the intermediate shaft in ship propulsion system[J]. Modern Physics Letters B, 2019, 33(14-15): 1940029.
- [7] Zhang Xiantao, Wei Liu, Zhang Yamei, et al. Experimental investigation and optimization design of multi-support pipeline system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2021, 34(2): 145-159.
- [8] Gao P, Tao Y, Zhang Y, et al. Vibration analysis and control technologies of hydraulic pipeline system in aircraft: a review[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2021, 34(4): 83-114.
- [9] 周帅,林磊,杜大华,等.液体火箭发动机对接焊管道振动疲劳性能研究[J].火箭推进,2021,47(3):90-97.
Zhou S, Lin L, Du D H, et al. Study on vibration fatigue of butt welded pipe of liquid rocket engine[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2021, 47(3): 90-97.
- [10] 杜大华,黄道琼,黄金平,等.火箭发动机涡轮盘模态影响因素与振动安全性分析[J].火箭推进,2021,47(1):21-28.
Du D H, Huang D Q, Huang J P, et al. Analysis on modal influence factors and vibration safety of rocket engine turbine disk[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2021, 47(1): 21-28.
- [11] 曹登庆,白坤朝,丁虎,等.大型柔性航天器动力学与振动控制研究进展[J].力学学报,2019,51(1):1-13.
Cao D Q, Bai K C, Ding H, et al. Advances in dynamics and vibration control of large-scale flexible spacecraft [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2019, 51(1): 1-13.
- [12] Jung Y H, Park M R, Lim M S. Asymmetric rotor design of IPMSM for vibration reduction under certain load condition[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2020, 35(2): 928-937.
- [13] Adamkowski Adam, Hencliks Slawomir, Janicki Waldemar, et al. The influence of pipeline supports

- stiffness onto the water hammer run[J]. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 2017, 61(Pt.2): 297-303.
- [14] El-Borgi S, Alrumaihi A, Rajendran P, et al. Model updating of a scaled piping system and vibration attenuation via locally resonant bandgap formation[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2020, 194: 106211.
- [15] Hu B, Zhu F L, Yu D L, et al. Impact vibration properties of locally resonant fluid-conveying pipes[J]. *Chinese Physics B*, 2020, 29(12): 124301.
- [16] Chen Y, Jin X, Luo M, et al. Vibration reduction methods of large-scale wind turbines based on system-TMD coupled algorithm[J]. *Ocean Engineering*, 2021, 226: 108832.
- [17] Chen D, Gu C, Fang K, et al. Vortex-induced vibration of a cylinder with nonlinear energy sink (NES) at low Reynolds number[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2021, 104(3): 1937-1954.
- [18] Lin K, Wang J. Numerical simulation of vortex-induced vibration of long flexible risers using a SDVM-FEM coupled method[J]. *Ocean Engineering*, 2019, 172: 468-486.
- [19] Wu J, Li C, Zheng S, et al. Study on fluid-structure coupling vibration of compressor pipeline[J]. *Shock and Vibration*, 2019, 2019: 1-12.
- [20] Wu J, Zheng S, Wang C, et al. Study on pipeline self-excited vibration using transient fluid-structure coupling method[J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2020, 107(9-10): 4055-4068.
- [21] Du D, He E, Huang D, et al. Intense vibration mechanism analysis and vibration control technology for the combustion chamber of a liquid rocket engine[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2018, 437: 53-67.
- [22] Wu J, Zheng S Y. Field measurement and numerical study of the vibration in the pipeline of centrifugal compressor[J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2019, 141(5): 051602.
- [23] Zhang J, Wu Q, Zhang H, et al. Numerical investigation on cavitation instability and flow-induced vibration of liquid rocket engine inducer[J]. *Modern Physics Letters B*, 2020, 34(15): 2050165.
- [24] Liu E, Wang X, Zhao W, et al. Analysis and research on pipeline vibration of a natural gas compressor station and vibration reduction measures[J]. *Energy & Fuels*, 2021, 35(1): 479-492.
- [25] Li S, Karney B W, Liu G. FSI research in pipeline systems—a review of the literature[J]. *Journal of Fluids & Structures*, 2015, 57: 277-297.
- [26] Ahmadi A, Keramat A. Investigation of fluid-structure interaction with various types of junction coupling[J]. *Journal of Fluids & Structures*, 2010, 26(7-8): 1123-1141.
- [27] Ferràs D, Manso P A, Schleiss A J, et al. Fluid-structure interaction in straight pipelines: friction coupling mechanisms[J]. *Computers and Structures*, 2016, 175: 74-90.
- [28] Keramat A, Fathi-Moghadam M, Zanganeh R, et al. Experimental investigation of transients-induced fluid-structure interaction in a pipeline with multiple-axial supports[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2020, 93: 102848.
- [29] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- Tao W Q. *Numerical Heat Transfer*[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001.
- [30] Liu E, Lian D, Zheng H, et al. Research on abnormal vibration and vibration reduction measures of a natural gas compressor station: a case study of the JYG compressor station[J]. *Energy & Fuels*, 2022, 36(2): 897-909.
- [31] 曹雪洁, 胡俊, 于勇. 液体可压缩性对高速射弹超空泡流的影响[J]. *兵工学报*, 2020, 41(增刊1): 72-78.
- Cao X J, Hu J, Yu Y. Effect of liquid compressibility on supercavitation flow of high-speed projectiles[J]. *Acta Armamentarii*, 2020, 41(Sup1): 72-78.
- [32] 王贵, 蒲晓林, 罗兴树, 等. 高温高压水基钻井液静态密度研究[J]. *西南石油大学学报*, 2007, 29(5): 97-99.
- Wang G, Pu X L, Luo X S, et al. The density of water-base drilling fluid at HTHP[J]. *Journal of Southwest Petroleum University*, 2007, 29(5): 97-99.
- [33] 朱竑祯. 充液复合材料管路固耦合振动问题研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.
- Zhu H Z. *Investigation on fluid-structure interacted vibration of fluid-filled composite pipes*[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2019.
- [34] 刘桂祥, 张鲲, 林松. 基于CFD和结构有限元双向耦合方法的载流管路流致振动特性研究[J]. *核动力工程*, 2016, 37(增刊2): 24-27.
- Liu G X, Zhang K, Lin S. Study on flow-induced vibration for pipe conveying fluid based on two way coupling method with CFD and FEM[J]. *Nuclear Power Engineering*, 2016, 37(Sup2): 24-27.
- [35] 郝常乐, 党建军, 陈长盛, 等. 基于双向流固耦合的超空泡射弹入水研究[J]. *力学学报*, 2022, 54(3): 678-687.
- Hao C L, Dang J J, Chen C S, et al. Numerical study on water entry process of supercavitating projectile by considering bidirectional fluid structure interaction effect[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2022, 54(3): 678-687.

- [36] Takizawa K, Tezduyar T E. Multiscale space-time fluid-structure interaction techniques[J]. Computational Mechanics, 2011, 48(3): 2417-267.
- [37] 陈建华, 曹晨, 徐浩海, 等. 长征五号运载火箭助推动力系统[J]. 推进技术, 2021, 42(7): 1449-1457.
Chen J H, Cao C, Xu H H, et al. Booster stage propulsion system for launch vehicle Long March 5[J]. Journal of Propulsion Technology, 2021, 42(7): 1449-1457.
- [38] Zhang W M, Lu X F, Wang Z, et al. Effect of the main cable bending stiffness on flexural and torsional vibrations of suspension bridges: analytical approach[J]. Engineering Structures, 2021, 240: 112393.
- [39] 黄益民, 刘伟, 刘永寿, 等. 充液管道模态的参数灵敏度及其共振可靠性分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(1): 193-195.
Huang Y M, Liu W, Liu Y S, et al. Parameter sensitivity and resonance reliability of a fluid filled pipeline [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(1): 193-195.
- [40] 张建伟, 江琦, 朱良欢, 等. 基于改进HHT的泵站管道工作模态辨识[J]. 农业工程学报, 2016, 32(2): 71-76.
Zhang J W, Jiang Q, Zhu L H, et al. Modal parameter identification for pipeline of pumping station based on improved Hilbert-Huang transform [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2016, 32(2): 71-76.
- [41] 钱志英, 韩世泽, 马为佳, 等. 航天器振动试验中的频率漂移现象研究[J]. 航天器环境工程, 2018, 35(4): 342-347.
Qian Z Y, Han S Z, Ma W J, et al. Natural frequency drift in the vibration test of spacecraft[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2018, 35(4): 342-347.
- [42] An D, Huang W. Inherent mechanism of frequency drift affected by constraint conditions for rotary piezoelectric motors[J]. Review of Scientific Instruments, 2020, 91(3): 035002.
- [43] 申军烽, 周春华, 虞自飞, 等. 卫星飞轮隔振系统频率漂移诱发低频共振现象[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(1): 53-56.
Shen J F, Zhou C H, Yu Z F, et al. Resonance in low frequency range induced by frequency translation of fly-wheel's vibration isolation using for satellite [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(1): 53-56.
- [44] Weaver D S, Ainsworth P. Flow-induced vibrations in bellows [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1989, 111(4): 402-406.
- [45] El-Souhily B M. Transverse vibration of corrugated pipes[J]. Alexandria Engineering Journal, 2018, 57(4): 2921-2928.

Research on vibration of rocket engine pipeline of conveying fluid based on two-way fluid-structure interaction

SU Yong¹, HE Jiang², ZHANG Miao², GONG Wu-Qi¹

(1.School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2.Science and Technology on Liquid Rocket Engine Laboratory, Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Abnormal vibration often occurs in the liquid oxygen kerosene transmission pipeline of the rocket engine, which seriously threatens the safety of the rocket engine. Improper handling will result in a failed rocket launch and enormous economic losses. Therefore, it is necessary to study the vibration of the transmission pipeline. In this paper, a three-dimensional high pressure transmission pipeline model comprising a corrugated pipe, a multi-section bending pipe and other auxiliary structures is established. Using the two-way fluid-solid coupling method, the vibration analysis of the pipeline is performed under external pressure pulse excitation. The accuracy of the computation results is verified by a thermal test. The results show that at the same frequency, the amplitude distribution of vibration acceleration obviously correlates with the amplitude distribution of flow field pressure, which indicates that the fluid pressure fluctuation is the root cause of abnormal vibration of pipeline. And the vibration of pipeline increases with the increase of average pressure. In the visualization results, the location of pipeline vibration is mainly concentrated in the middle pipeline and bellows. The stress and strain of the pipeline are concentrated at the bellows, bends and supports, which is different from the distribution of vibration acceleration. The position with large stress and strain is the dangerous position where the structure is prone to failure, which should be paid more attention to.

Key words: rocket engine; fluid conveying pipe; fluid-structure interaction; high-pressure

作者简介: 苏勇(1991—),男,博士研究生。E-mail: suyong@stu.xjtu.edu.cn。

通讯作者: 宫武旗(1968—),男,博士,教授。E-mail: wqgong@mail.xjtu.edu.cn。