

航天器贮箱变质量流固耦合系统的 动力学响应

马驰骋, 张希农, 罗亚军, 张 帅

(西安交通大学 航天航空学院

机械结构强度与振动国家重点实验室, 西安 710049)

摘 要: 研究了航天器贮箱变质量流固耦合系统的动力学特性. 根据虚拟质量法(VMM), 结合边界元法和有限元法构建了系统的动力学模型, 建模过程中着重考虑了质量变化对系统的动态影响. 通过 Newmark 直接积分法计算出贮箱变质量系统的振动响应. 结果表明: 由于系统质量减少, 引起了系统振动频率的增大, 并产生一个附加负阻尼. 系统的振动频率的范围可以通过系统质量的范围确定. 变质量引起的附加负阻尼的大小与系统的质量变化率成正比. 对于系统的横向振动, 质量减少引起的附加负阻尼在整个过程对系统振动的影响比较稳定, 对于系统的纵向振动, 质量减少引起的附加负阻尼对系统振动的影响随时间的增加而增大.

关 键 词: 航天器贮箱; 流固耦合; 变质量; 负阻尼; 动力学特性

中图分类号: V214.3

文献标志码: A

Dynamic responses for a fluid-structure coupling system with variable mass in a tank of spacecraft

MA Chi-cheng, ZHANG Xi-nong, LUO Ya-jun, ZHANG Shuai

(State Key Laboratory for Mechanical Structural Strength and Vibration,
School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Dynamic characteristics of a fluid-structure coupling system with variable mass in a tank of spacecraft were mainly investigated. Dynamic model of system was established by using boundary element method and finite element method based on virtual mass method (VMM). The effect of variable mass on the dynamic response of the system was mainly considered. The vibration responses of the system with variable mass tank were calculated by using Newmark direct integration method. Results show that the decrease of the mass of system induces the increase of the vibration frequencies of the system, and generates an additional negative damping. The frequency range can be determined by the range of the mass of the system. It is derived that the additional negative damping induced by variable mass is proportional to rate of change of the mass. For lateral vibration of the system, the additional negative damping effects the vibration stably in the whole process, while for longitudinal vibration of the system, the influence of additional negative damping increases with time prolonged.

Key words: tank of spacecraft; fluid-structure coupling; variable mass;
negative damping; dynamic characteristics

随着航天工业的迅猛发展,对航天器运载性能和机动性能的要求不断提高,使液体燃料所占的比例越来越大,相应地,燃料贮箱的结构尺寸也越来越大,导致贮箱结构的振动频率越来越低,液体燃料与弹性贮箱之间的耦合振动对于航天器正常运行的影响越来越大,研究含液贮箱(下文简称贮箱)的流固耦合问题对航天器贮箱结构的动态特性和飞行性能意义重大.国外在贮箱的动力学分析方面的研究开展较早,1964年,Moiseev^[1]根据第2类Green方程推导了贮箱的振型函数和特征方程.Ibrahim等^[2-3]系统地介绍了关于含液系统的动力学研究方法, Gerrits等^[4]提出了一种求解贮箱动力学响应的数值方法,通过分别求解流体和固体结构的运动,然后将两种运动耦合起来得到系统的振动响应. Rebouillat等^[5]具体介绍了部分含液容器的研究进展,对比了常见的求解部分含液容器动力学的方法.在国内,关于含液容器的流固耦合振动问题也得到越来越多的关注.周思达等^[6]详细解析法、有限元法和边界元法等方法在火箭贮箱的流固耦合动力学分析中的应用.苟兴宇等^[7]采用解析法研究了窄长方形贮箱的动力学特性,研究当中忽略了液体的表面张力,简化了贮箱的动力学模型.包光伟^[8]使用有限元法建立了柱形贮箱内液体晃动的等效力学模型,分析了贮箱的频率特性.刘文一等^[9]结合虚拟质量法和有限元法,开展了某双层结构燃料贮箱在空载和充液两种条件下的动力学特性分析.朱琳等^[10]根据有限元法建立了推进剂与贮箱的流固耦合运动方程,得到了流固耦合振型和耦合振动频率.高锁文等^[11]通过Lagrange函数建立了常重力下矩形贮箱的运动方程,研究了该类流固耦合系统的随机振动响应.马钧等^[12]从理论和试验两个方面研究了罐式集装箱流固耦合结构的冲击响应谱.魏鑫等^[13]建立了大型运载航天器推进系统中的液氧供应管路流固耦合模型,开展了相关动响应分析研究.从上面的论述当中,可以发现以往的研究者主要分析了液体不变(质量时不变系统)时的贮箱系统的建模技术和振动特性,但是在航天器飞行过程中,燃料不断消耗,因此航天器在飞行过程中属于典型的质量时变系统.武新峰等^[14]研究了大型卫星结构在推进剂消耗时的频率特性,研究发现随着推进剂消耗,卫星整体振型的固有频率逐渐增大,推进剂的消耗对结构的整体频率特性有很大的影响.然而只得到推进剂消耗过程中系统的频率特性远远不能

满足航天工业的需求.本文在上述工作的基础上,开展了推进剂消耗(质量时变系统)过程中贮箱的动力学建模技术研究和动力学特性分析.

考虑到流固耦合系统建模的复杂性,文中采用商业有限元软件和编程开发相结合的手段,对商业软件PATRAN-NASTRAN进行二次开发,建立了航天器贮箱变质量流固耦合系统(下文简称系统)有限元模型并得到了其响应.通过分析不同工况下贮箱结构的响应,得到了质量变化对贮箱结构横向振动和纵向振动的影响.

1 运动方程

研究当中假设固体为线弹性材料,而流体则假设为无黏、不可压缩的.图1为流固耦合系统模型的示意图.边界1,2,3分别表示流固交界面、流体自由表面和固体约束面, f_s 为作用在固体上的力.

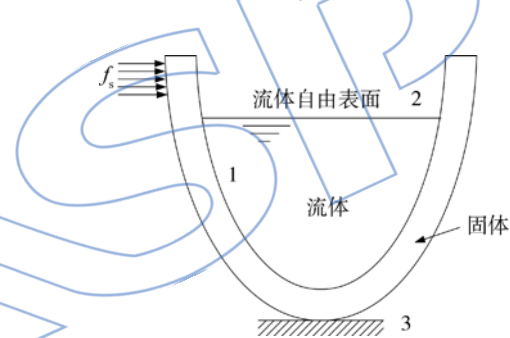


图1 流固耦合系统模型示意图

Fig. 1 Schematic of fluid-structure coupling system model

对图1中的结构,流体力学的基本方程为

$$\nabla p + \rho \ddot{\mathbf{u}}_f = \mathbf{0} \quad (1)$$

$$\text{边界 1} \quad \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_f = \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_s \quad (2)$$

$$\text{边界 2} \quad p = -\rho g \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_f \quad (3)$$

$$\text{边界 3} \quad \mathbf{u}_s = \mathbf{0} \quad (4)$$

$$\text{流体域内} \quad \nabla \cdot \mathbf{u}_f = 0 \quad (5)$$

其中 p 为流体内压强; \mathbf{u}_f 为流体位移; \mathbf{u}_s 为固体位移; ρ 为流体的密度; g 为重力加速度; \mathbf{n} 为法向量; 流体的位移场通过一个势函数 ϕ 来描述

$$\mathbf{u}_f = \nabla \phi \quad (6)$$

考虑到内流体是不可压缩并且无旋的,可以得到 Laplace 方程

$$\nabla^2 p = 0 \quad (7)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u}_f = \nabla^2 \phi = 0 \quad (8)$$

将方程式(6)代入方程式(1),并且对方程积分可以得到

$$p = -\rho \ddot{\phi} \quad (9)$$

图2中给出了一个简化的贮箱模型,其中 $f(t)$ 为作用在固体上随时间变化的力,贮箱的中径为 R ,总高度为 H .充液深度用时间函数 $h(t)$ 来表示,贮箱底部为4个支撑弹簧,其刚度分别为 K .在仿真分析中有两个难点:一方面是贮箱结构的流固耦合问题;另一方面是变质量动力学问题.同时考虑流固耦合问题和变质量问题使得贮箱结构动力学分析更加困难复杂.

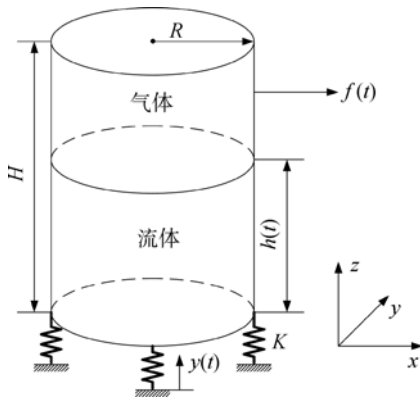


图2 贮箱示意图

Fig. 2 Schematic of tank

为解决该问题,建模过程中采用虚拟质量法.虚拟质量法通过施加一个附加质量矩阵来表示流体对固体的作用^[15-17].基于虚拟质量法,NASTRAN采用边界元法得到附加质量矩阵.根据流体力学的连续方程和运动方程,使用Helmholtz积分法求解Laplace方程可以得到流体边界上任意一点 r_i 的速度势以及压力场函数为

$$\dot{u}_i = \sum_j \int_{A_j} \frac{\sigma_j e_{ij}}{|\mathbf{r}_i - \mathbf{r}_j|^2} dA_j \quad (10)$$

$$p_i = \sum_j \int_{A_j} \frac{\rho \dot{\sigma}_j e_{ij}}{|\mathbf{r}_i - \mathbf{r}_j|} dA_j \quad (11)$$

其中 σ_j 为流场在点 r_j 处面元 A_j 上的流体通量, e_{ij} 为从点 j 到 i 的单位向量^[17-18].在结构单元面对式(10)~式(11)进行积分可得

$$\dot{\mathbf{u}} = \boldsymbol{\chi} \boldsymbol{\sigma} \quad (12)$$

$$\mathbf{F} = \boldsymbol{\Lambda} \dot{\boldsymbol{\sigma}} \quad (13)$$

其中矩阵 $\boldsymbol{\chi}$ 和 $\boldsymbol{\Lambda}$ 为积分系数矩阵; \mathbf{F} 为流体作用在结构上的节点力.由于力矩阵、质量矩阵和加速度矩阵存在关系

$$\mathbf{F} = \mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}} \quad (14)$$

联立方程式(12)~式(14)得到虚拟质量法的总体附加质量矩阵为

$$\mathbf{M}_s^f = \boldsymbol{\Lambda} \boldsymbol{\chi}^{-1} \quad (15)$$

式中 \mathbf{M}_s^f 代表流体对固体的作用,称为总体附加质量矩阵.从式(15)可以看出根据虚拟质量法将流固耦合方程退化考虑附加质量的固体动力学方程,不需要流体方程和固体方程的耦合迭代,因此计算量小,便于工程应用.一般情况下,水对结构形成的刚度相对于结构本身的刚度小得多,得到总体附加质量矩阵后,流固耦合系统的振动模式的有限元方程为

$$(\mathbf{M}_s + \mathbf{M}_s^f) \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_s \mathbf{u} = \mathbf{F}_s \quad (16)$$

其中 \mathbf{M}_s 和 \mathbf{K}_s 分别为固体结构的质量矩阵和刚度矩阵, \mathbf{F}_s 为固体外载荷向量, \mathbf{u} 为位移向量.

对于质量不变的系统,系统的动能 E_k 和弹性势能 E_p 可以表示为

$$E_k = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{u}}^T (\mathbf{M}_s + \mathbf{M}_s^f) \dot{\mathbf{u}} \quad (17)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{K}_s \mathbf{u} \quad (18)$$

在航天器飞行过程中,燃料的消耗使得贮箱系统的整体质量减少,即附加质量是一个随时间变化的函数,而对于质量时变的系统,系统的动能可以写为

$$E_k = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{u}}^T [\mathbf{M}_s + \mathbf{M}_s^f(t)] \dot{\mathbf{u}} \quad (19)$$

根据Lagrange方程

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\mathbf{u}}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \mathbf{u}} = \mathbf{F} \quad (20)$$

可以得出不计阻尼时燃料消耗过程中系统的运动方程

$$[\mathbf{M}_s + \mathbf{M}_s^f(t)] \ddot{\mathbf{u}} + \dot{\mathbf{M}}_s^f(t) \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_s \mathbf{u} = \mathbf{F}_s \quad (21)$$

工程中,结构阻尼通常假设为Rayleigh阻尼,即质量矩阵和刚度矩阵的线性组合

$$\mathbf{C} = \alpha [\mathbf{M}_s + \mathbf{M}_s^f(t)] + \beta \mathbf{K} \quad (22)$$

Rayleigh阻尼的比例系数 α 和 β 可以根据系统的2阶振动固有频率 ω 和模态阻尼比 ζ 求得.

$$\alpha = \frac{2\omega_1\omega_2(\omega_2\zeta_1 - \omega_1\zeta_2)}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \quad (23)$$

$$\beta = \frac{2(\omega_2\zeta_2 - \omega_1\zeta_1)}{\omega_2^2 - \omega_1^2}$$

因此考虑结构阻尼时,系统的振动方程可以为(工况1)

$$[\mathbf{M}_s + \mathbf{M}_s^f(t)] \ddot{\mathbf{u}} + [\dot{\mathbf{M}}_s^f(t) + \mathbf{C}] \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_s \mathbf{u} = \mathbf{F}_s \quad (24)$$

为了定量研究质量变化引起的附加负阻尼对系统振动的作用,同时计算了不考虑附加负阻尼时系统的振动响应.不考虑附加负阻尼时系统的

运动方程为(工况 2)

$$[M_s + M_s^f(t)]\ddot{u} + C\dot{u} + K_s u = F_s \quad (25)$$

假设质量的变化是均匀的, 因此 $h(t)$ 可以表示为

$$h(t) = \frac{H}{T}(T - t) \quad (26)$$

其中 T 为 $h(t)$ 从刚度 H 降至刚度零所需要的时间. 由于系统的质量变化是均匀的, 因此对任何时刻的附加质量矩阵进行线性插值, 可以得到 t 时刻系统的总体附加质量矩阵

$$M_s^f(t) = \left[1 - \frac{t - t_1}{t_2 - t_1}\right] M_s^f(t_1) + \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} M_s^f(t_2) \quad (27)$$

2 数值仿真

数值仿真中, 贮箱结构用一个封闭的圆柱壳模型来表示, 由 4 个基座支撑, 这里基座简化为支撑弹簧. 圆柱壳结构几何参数如下: 底面中径为 0.2m, 高度为 1m, 厚度为 0.002m. 圆柱壳结构材料参数如下: 弹性模量为 71GPa, 泊松比为 0.33, 密度为 2700 kg/m³. 圆柱壳内置液体的密度为 1000 kg/m³. 支撑弹簧刚度为 $K=200$ kN/m. 对图 2 所示的贮箱在商业软件 PATRAN-NASTRAN 中进行有限元建模, 有限元模型如图 3 所示, 其中包含 462 个节点和 460 单元. 在 NASTRAN 中, 分别采用 BUSH 单元和 QUAD4 四节点单元建立支撑弹簧和圆柱壳结构的有限元模型, 流体的不可压缩流体属性通过模型数据卡片 MFLUID 定义, 液体对结构的作用位置通过模型数据卡片 ELIST 定义^[17-18].

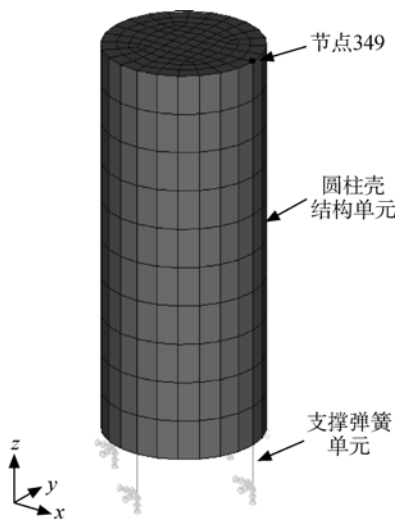


图 3 贮箱的有限元模型

Fig. 3 Finite element model of tank

系统的第 1 阶横向振动和第 1 阶纵向振动振形如图 4 所示. 从图 4 中可以看出, 节点 349 处系统的横向位移和纵向位移都比较大, 因此将节点 349 选为测点. 计算流程图如图 5 所示, 主要分为建模及仿真分析两大模块. 根据虚拟质量法, 首先在 PATRAN-NASTRAN 中建立贮箱结构的有限元模型, 然后导出结构在 t_1, t_2, t_3, \dots 时刻的质量数据和刚度数据. 在 MATLAB 中, 将质量数据和刚度数据处理成可以进行计算的矩阵形式. 采

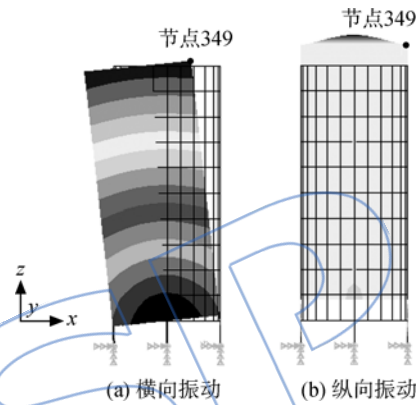


图 4 节点 349 处系统的第 1 阶横向振动和第 2 阶纵向振动

Fig. 4 Lateral vibration and longitudinal vibration of the first order of system at node 349

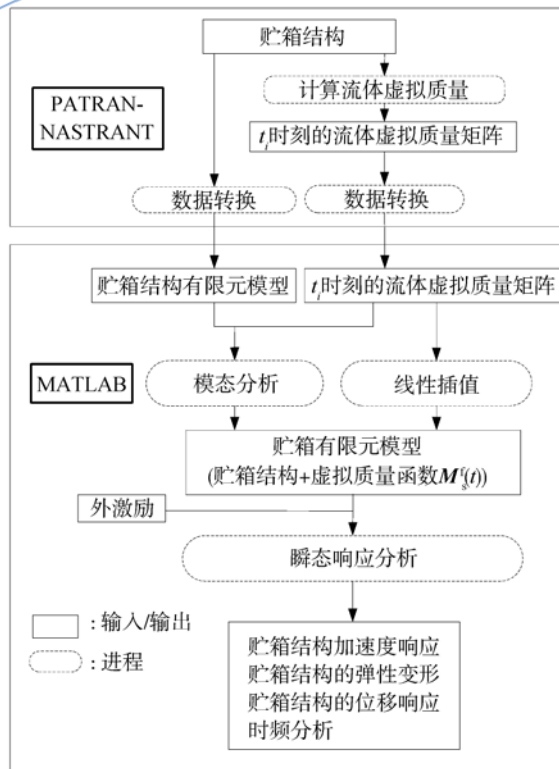


图 5 建模与仿真流程图

Fig. 5 Flow chart of modeling and simulation

用线性插值手段,得到时变的刚度矩阵和质量矩阵,组装后得到系统的有限元动力学方程,通过Newmark 直接积分法求出系统的位移响应,进行相应的信号处理,得到系统的频率响应.由于在计算迭代过程需要不停地更新系统的质量矩阵和刚度矩阵,计算量比较大,耗时长.

2.1 系统的振动频率

为了验证上述方法的有效性,同时在 ANSYS 平台中计算得到了系统的振动频率.建模中不考虑质量的变化,只计算了固定液面高度时系统的振动频率,在 ANSYS 平台中采用 Shell 63 壳单元建立贮箱弹性壁结构模型,然后使用 Fluid

30 流体单元建立与壳单元相匹配的流体网格.其中水的体积模量为 2.56GPa,密度为1000kg/m³.在耦合界面处定义法向位移耦合节点对.不同液面高度下,使用虚拟质量法的数值仿真结果与 ANSYS 的仿真结果对比见表 1.对应的变化曲线分别如图 6 和图 7 所示.在航天器飞行过程中,由于燃料消耗使得贮箱结构的整体质量减少,但是贮箱弹性壁处的刚度基本不受影响,因此系统的振动频率会随时间增大.从图 6 中的频率变化曲线可以发现, $h(t) = H$, 系统的第 1 阶横向振动频率 (f_{1a}) 为 3.88 Hz, 随着质量的减少, 当 $h(t) = 0$ 时, 第 1 阶横向振频率增大到 11.63 Hz, 而从图 7 中

表 1 仿真结果对比
Table 1 Comparison of simulation results

$h(t)/m$	f_{1a}/Hz			f_{1o}/Hz		
	本文	ANSYS	误差/%	本文	ANSYS	误差/%
0	11.63	11.35	2.47	49.20	49.15	0.10
0.1	11.33	11.10	2.07	23.27	23.66	1.65
0.2	10.80	10.55	2.37	17.51	17.67	0.91
0.3	9.92	9.67	2.59	14.62	14.66	0.27
0.4	8.76	8.54	2.58	12.82	12.76	0.47
0.5	7.52	7.36	2.17	11.54	11.41	1.14
0.5	6.37	6.26	1.76	10.59	10.38	2.02
0.7	5.39	5.31	1.51	9.84	9.57	2.82
0.8	4.58	4.53	1.10	9.22	8.91	3.48
0.9	3.92	3.89	0.77	8.71	8.36	4.19
1.0	3.88	3.76	3.19	8.28	8.03	3.11

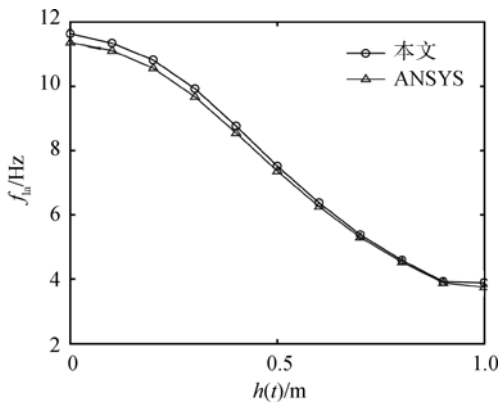


图 6 不同液面高度时系统的第 1 阶横向振动频率
Fig. 6 Lateral vibration frequency of the first order of system at different liquid level heights

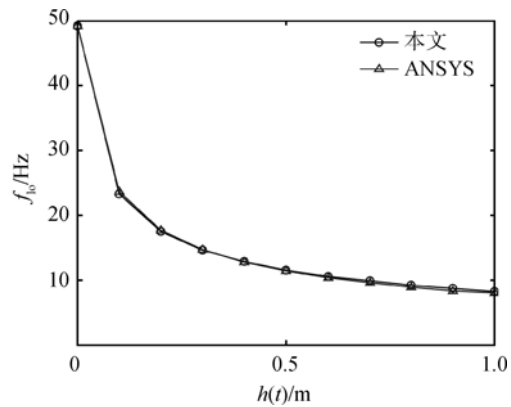


图 7 不同液面高度时系统的第 1 阶纵向振动频率
Fig. 7 Longitudinal vibration frequency of the first order of system at different liquid level heights

可以发现,第 1 阶纵向振动频率(f_{10})从 8.28 Hz 增大到 49.20 Hz. 从图 6 和图 7 中也可以发现,使用虚拟质量法的计算结果和 ANSYS 中的计算结果是一致的,验证了计算中编写的 MATLAB 程序的有效性. 而使用虚拟质量法得到的结果略大于 ANSYS 的计算结果,说明流体的可压缩性和自由液面波动效应对贮箱的含液模态有一定的降低作用.

计算时,系统前 2 阶模态阻尼比 ζ_1 和 ζ_2 分别取为 2% 和 1%. 根据 $h(t)=0$ 时系统的固有频率,可以求得结构阻尼的比例系数分别为 $\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$,因此定义空箱时系统的结构阻尼为

$$C_0 = \alpha M_0 + \beta K \quad (28)$$

其中 C_0 和 M_0 分别表示 $h(t)=0$ 时系统的结构阻尼矩阵和质量矩阵.

当贮箱中装满燃料时,可以求得 Rayleigh 阻尼系数 $\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$,从而贮箱装满燃料时的系统结构阻尼可以定义为

$$C_H = \alpha M_H + \beta K \quad (29)$$

其中 C_H 和 M_H 分别表示 $h(t)=H$ 时系统的结构阻尼矩阵和质量矩阵.

2.2 系统的横向振动

首先研究了质量变化对贮箱横向振动的影响. 满箱时液体质量约为 125.66 kg,从满箱到空箱历时 8 s,因此系统的质量变化率约为 15.7 kg/s. 图 8~图 11 分别给出了两种阻尼条件下系统的振动位移响应曲线和频率响应曲线. 根据图 8 和图 10 中系统位移响应曲线可以看出,满箱时系统的结构阻尼比空箱时系统的结构阻尼大,因此系统的位移衰减更快. 由于实际结构阻尼介于满箱时的结构阻尼与空箱时的结构阻尼之间,因此在计算中必须要考虑质量减少引起的附加负阻尼的影响. 对比图 8 中工况 1 和工况 2 两种工况下系统的横向振动响应曲线,可以看出,考虑质量变化引起的附加负阻尼时系统的振动幅值衰减更慢,说明附加负阻尼对系统的振动作用显著. 从图 9 和图 11 中频率响应曲线上可以看出,质量时变系统没有固有频率,多个共振频率组成了一条频率带,带宽约在 4~12 Hz 之间,与表 1 中所示的横向振动频率变化范围是一致的.

2.3 系统的纵向振动

类似的,图 12~图 15 给出了两种阻尼条件下系统的纵向振动的位移响应曲线和频率响应曲

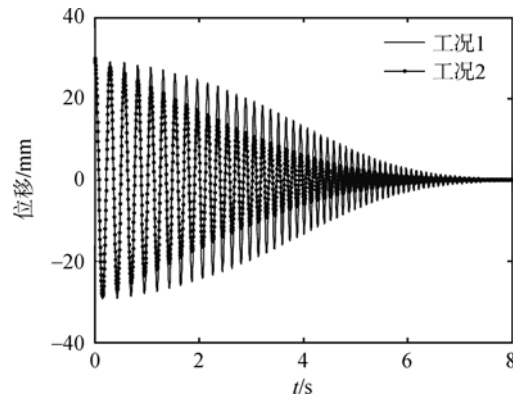


图 8 $T=8\text{ s}$ 时 C_0 条件下节点 349 处 x 方向的位移响应曲线($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

Fig. 8 Displacement response curves of node 349 in x direction with C_0 for $T=8\text{ s}$ ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

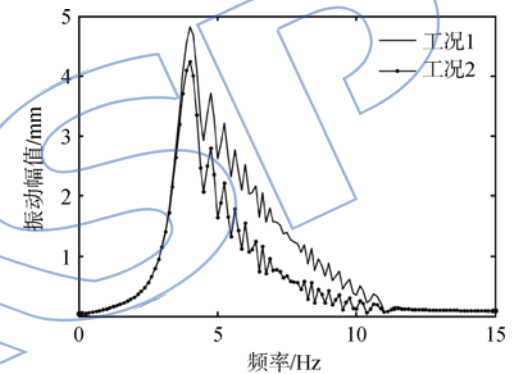


图 9 $T=8\text{ s}$ 时 C_0 条件下节点 349 处 x 方向的频率响应曲线($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

Fig. 9 Frequency response curves of node 349 in x direction with C_0 for $T=8\text{ s}$ ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

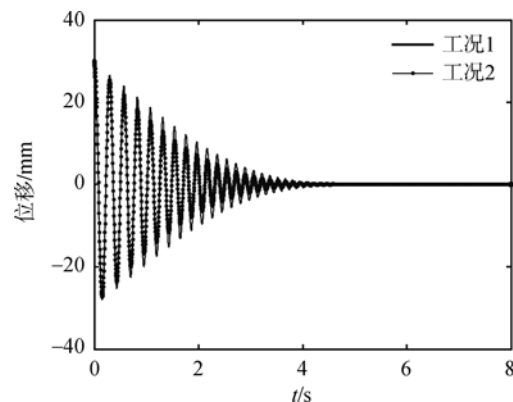


图 10 $T=8\text{ s}$ 时 C_H 条件下节点 349 处 x 方向的位移响应曲线($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

Fig. 10 Displacement response curves of node 349 in x direction with C_H for $T=8\text{ s}$ ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

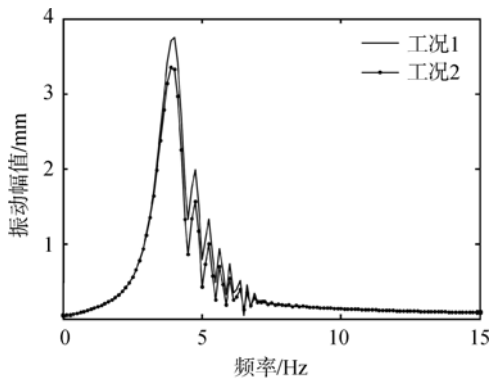


图 11 $T=8\text{ s}$ 时 C_H 条件下节点 349 处 x 方向的频率响应曲线 ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

Fig. 11 Frequency response curves of node 349 in x direction with C_H for $T=8\text{ s}$ ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

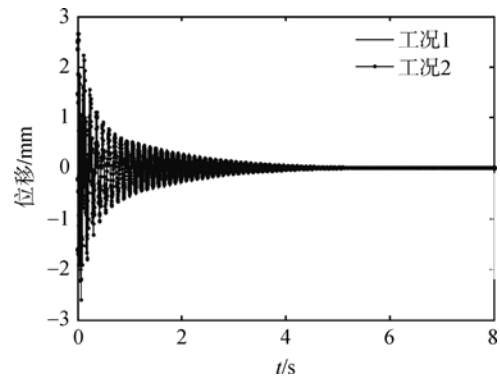


图 14 $T=8\text{ s}$ 时 C_H 条件下节点 349 处 z 方向的位移响应曲线 ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

Fig. 14 Displacement response curves of node 349 in z direction with C_H for $T=8\text{ s}$ ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

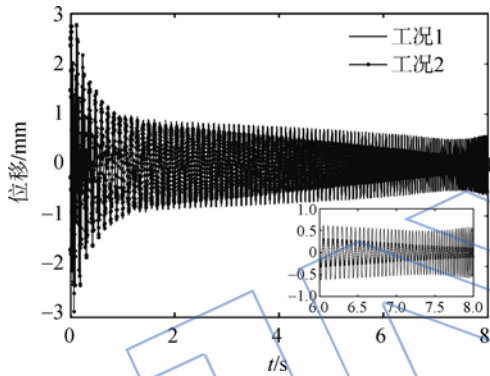


图 12 $T=8\text{ s}$ 时 C_0 条件下节点 349 处 z 方向的位移响应曲线 ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

Fig. 12 Displacement response curves of node 349 in z direction with C_0 for $T=8\text{ s}$ ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

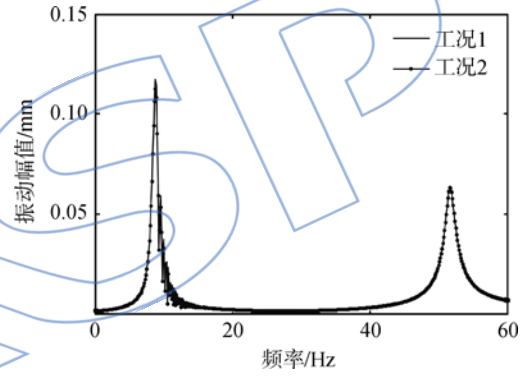


图 15 $T=8\text{ s}$ 时 C_H 条件下节点 349 处 z 方向的频率响应曲线 ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

Fig. 15 Frequency response curves of node 349 in z direction with C_H for $T=8\text{ s}$ ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

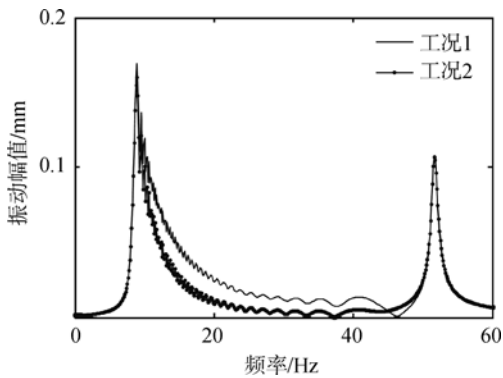


图 13 $T=8\text{ s}$ 时 C_0 条件下节点 349 处 z 方向的频率响应曲线 ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

Fig. 13 Frequency response curves of node 349 in z direction with C_0 for $T=8\text{ s}$ ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

线。从位移响应曲线中同样可以发现,满箱时系统的结构阻尼比空箱时系统的结构阻尼大。对比图 12 中工况 1 和工况 2 两种工况下系统的纵向振动响应曲线,可以看出,质量变化引起的附加负阻尼对系统纵向振动的影响随时间一直增大,特别是在 7.5~8s 之间,系统的振动振幅出现了增大,说明此时附加负阻尼的作用超过了结构阻尼的作用。同样的,在图 13 和图 15 上可以得到变质量贮箱结构的共振频率带,第 1 阶纵向振动的频率变化范围在 8~49 Hz 之间,与表 1 中给出的纵向振动频率变化范围是一致的。

2.4 质量变化率对系统响应的影响

从系统的运动方程式(21)中可以看出,变质量引起的附加负阻尼是质量的导数,也就是说其大小与质量变化率成正比,因此当系统的质量变

化很快时(比如飞行器以最大速度飞行时),会引起一个很大的附加负阻尼. 图 16~图 23 给出了 $T=4\text{ s}$ 时系统的横向振动和纵向振动的位移响应曲线和频率响应曲线. 当 $T=4\text{ s}$ 时,系统的质量变化率约为 31.4 kg/s ,为 $T=8\text{ s}$ 时的 2 倍,因此附加负阻尼也变为 $T=8\text{ s}$ 时的 2 倍. 对比图 16~图 23 和图 8~图 15,可以明显看出由于附加负阻尼的增大,系统的位移衰减变慢. 对比工况 1 和工况 2 两种情况下的响应,可以看出,考虑质量减少引起的附加负阻尼时系统的振动幅值要远大于不考虑该附加负阻尼时系统的振动幅值,因此在变质量系统的动力学分析中不可忽略质量减少引起的附加负阻尼的作用. 从图 16~图 19 中仍然可以看出,附加负阻尼在整个过程对系统的横向振

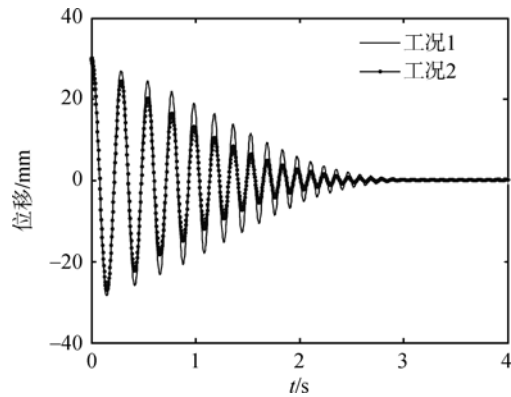


图 18 $T=4\text{ s}$ 时 C_H 条件下节点 349 处 x 方向的位移响应曲线($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)
Fig. 18 Displacement response curves of node 349 in x direction with C_H for $T=4\text{ s}$ ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

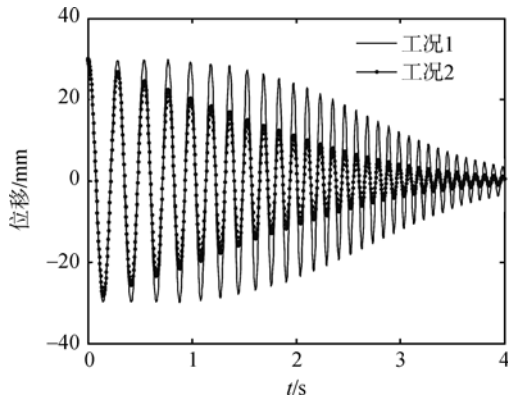


图 16 $T=4\text{ s}$ 时 C_0 条件下节点 349 处 x 方向的位移响应曲线($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)
Fig. 16 Displacement response curves of node 349 in x direction with C_0 for $T=4\text{ s}$ ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

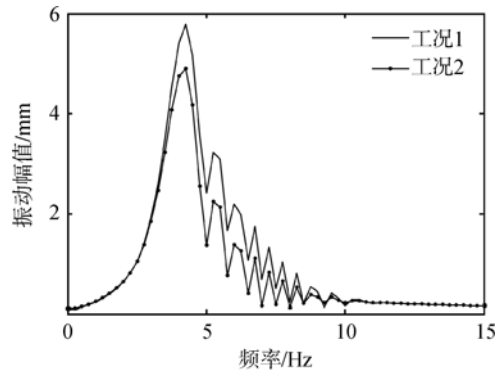


图 19 $T=4\text{ s}$ 时 C_H 条件下节点 349 处 x 方向的频率响应曲线($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)
Fig. 19 Frequency response curves of node 349 in x direction with C_H for $T=4\text{ s}$ ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

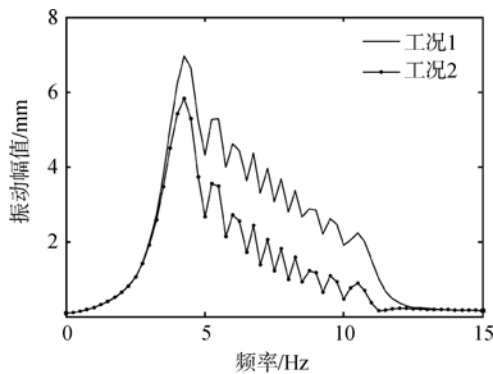


图 17 $T=4\text{ s}$ 时 C_0 条件下节点 349 处 x 方向的频率响应曲线($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)
Fig. 17 Frequency response curves of node 349 in x direction with C_0 for $T=4\text{ s}$ ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

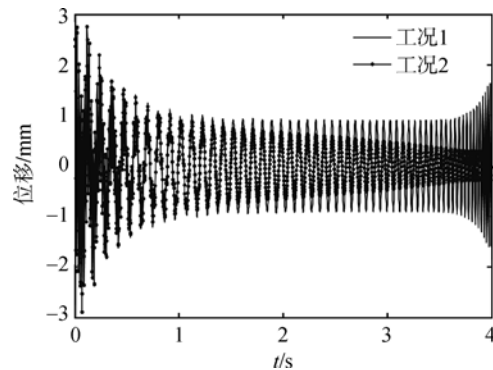


图 20 $T=4\text{ s}$ 时 C_0 条件下节点 349 处 z 方向的位移响应曲线($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)
Fig. 20 Displacement response curves of node 349 in z direction with C_0 for $T=4\text{ s}$ ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

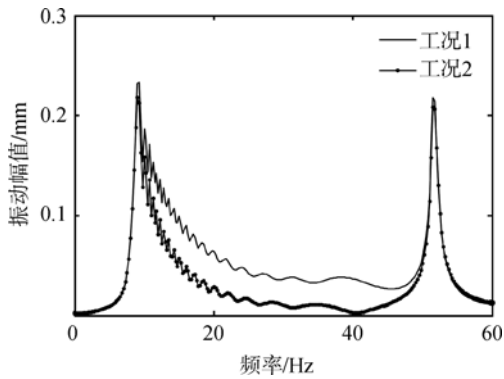


图 21 $T=4\text{ s}$ 时 C_0 条件下节点 349 处 z 方向的频率响应曲线 ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

Fig. 21 Frequency response curves of node 349 in z direction with C_0 for $T=4\text{ s}$ ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

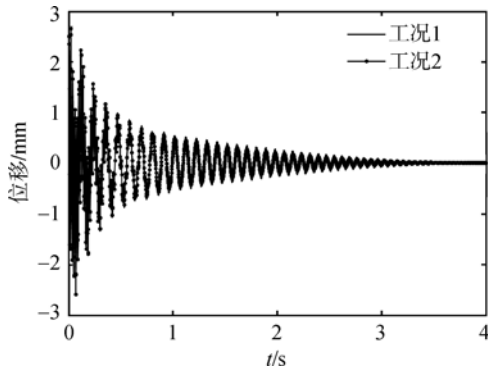


图 22 $T=4\text{ s}$ 时 C_H 条件下节点 349 处 z 方向的位移响应曲线 ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

Fig. 22 Displacement response curves of node 349 in z direction with C_H for $T=4\text{ s}$ ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

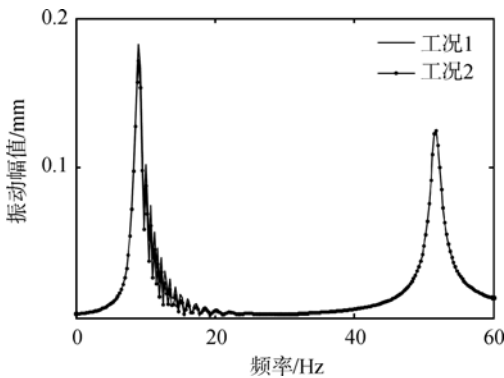


图 23 $T=4\text{ s}$ 时 C_H 条件下节点 349 处 z 方向的频率响应曲线 ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

Fig. 23 Frequency response curves of node 349 in z direction with C_H for $T=4\text{ s}$ ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

动影响比较稳定. 而从图 20 中可以看出, 在 $3.5 \sim 4\text{ s}$ 时间段内, 增大的附加负阻尼使系统振动幅值出现了明显的增大, 引起了系统振动的不稳定, 这是非常危险的. 因为如果系统的质量变化率继续增大, 那么会产生更大的附加负阻尼, 在附加负阻尼的影响下, 如果系统的振动幅值使得结构的弹性变形超出了弹性限度, 会引起航天器贮箱结构的损坏, 造成不可估量的损失.

3 结 论

结合虚拟质量法和有限单元法, 推导了航天器贮箱变质量流固耦合系统的运动方程, 建立了系统的有限元模型, 通过系统的位移响应和频率响应分析了系统的振动特性. 计算结果表明:

1) 虚拟质量法和 ANSYS 中的流体单元法均可用于贮箱的流固耦合模态分析, 两种方法得到的结果是比较一致的, 两组结果的误差在 4% 以下, 说明了编制的 MATLAB 程序的可行性. 由于变质量贮箱结构的动力分析中, 质量变化对系统振动的影响远大于液体的可压缩性和自由液面波动效应对系统振动的影响, 而虚拟质量法在建模中重点考虑了系统的质量特性, 简化了建模工程, 减少了计算量, 并保证了必要的计算精度, 有利于工程应用.

2) 质量的变化除了引起系统共振频率的改变, 还产生了一个附加负阻尼, 该附加负阻尼是质量对时间的导数, 大小与系统的质量变化率成正比. 仿真结果表明, 质量减少引起的附加负阻尼对系统的振动幅值影响显著. 特别是系统质量减少比较快时, 会产生一个很大的附加负阻尼, 如果附加负阻尼的大小超过了系统本身结构阻尼的大小时, 会引起系统振幅的增大, 造成振动的不稳定.

3) 对于系统的横向振动, 质量减少引起的附加负阻尼在整个过程对系统的影响都比较稳定, 对于系统的纵向振动, 质量减少引起的附加负阻尼对系统的影响随时间的增加而增大, 随着时间的延长, 变质量引起的附加负阻尼甚至引起了系统振动幅值的增大.

参考文献:

- [1] Moiseev N N. Introduction to the theory of oscillations of liquid-containing bodies[J]. Advances in Applied Mechanics, 1964, 8: 233-289.
- [2] Ibrahim R A, Pilipchuk V N, Ikeda T. Recent advances in liquid sloshing dynamics[J]. Applied Mechanics Review, 2001, 54(2): 133-199.

- [3] Ibrahim R A. Liquid sloshing dynamics; theory and applications [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2005.
- [4] Gerrits J, Veldman A E P. Dynamics of liquid-filled spacecraft[J]. Journal of Engineering Mathematics, 2003, 45(1):21-38.
- [5] Rebouillat S, Liksonov D. Fluid-structure interaction in partially filled liquid containers; a comparative review of numerical approaches[J]. Computers and Fluids, 2010, 39(5):739-746.
- [6] 周思达, 刘莉. 运载航天器贮箱流固耦合分析方法综述[J]. 强度与环境, 2010, 37(3):53-63.
ZHOU Sida, LIU Li. A review on the analysis methods of fluid-structure coupling for launch vehicle fuel tank[J]. Structure and Environment Engineering, 2010, 37(3):53-63. (in Chinese)
- [7] 苟兴宇, 尹立中, 马兴瑞, 等. 窄长方形贮箱中液体的强迫晃动[J]. 力学与实践, 1998, 20(4):20-22.
GOU Xingyu, YIN Lizhong, MA Xingrui, et al. Forced sloshing of liquid in a narrow rectangular container[J]. Mechanics in Engineering, 1998, 20(4):20-22. (in Chinese)
- [8] 包光伟. 平放柱形贮箱内液体晃动的等效力学模型[J]. 上海交通大学学报, 2003, 37(12):1961-1964.
BAO Guangwei. Equivalent mechanical model of liquid sloshing in horizontal cylindrical container[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2003, 37(12):1961-1964. (in Chinese)
- [9] 刘文一, 李玉龙, 吴训涛, 等. 流固耦合作用下某双层结构燃料贮箱动力学特性分析[J]. 弹箭与制导学报, 2011, 31(5):132-134.
LIU Wenyi, LI Yulong, WU Xuntao, et al. Analysis of dynamic characteristic of double-deck propellant tank under liquid-solid coupling interaction[J]. Journal of Projectiles, Rockets, Missiles and Guidance, 2011, 31(5):132-134. (in Chinese)
- [10] 朱琳, 唐国安, 柳征勇, 等. 推进剂与贮箱液固耦合振动的动力学分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(5):139-143.
ZHU Lin, TANG Guoan, LIU Zhengyong, et al. Dynamic analysis for fluid-structure coupled vibration of propellants and fuel tank[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(5):139-143. (in Chinese)
- [11] 高锁文, 吴孟恒, 柴东红. 矩形贮箱类液固耦合系统的随机响应[J]. 振动与冲击, 2002, 21(1):92-94.
GAO Suowen, WU Mengheng, CHAI Donghong. Random responses of the liquid/structure coupling system with the liquid in a rectangular container[J]. Journal of Vibration and Shock, 2002, 21(1):92-94. (in Chinese)
- [12] 马钧, 孟庆国, 罗永欣. 罐式集装箱流固耦合冲击响应谱分析计算[J]. 计算机辅助工程, 2013, 22(1):37-40.
MA Jun, MENG Qingguo, LUO Yongxin. Impact response spectrum analysis on fluid-structure coupling of tank container[J]. Computer Aided Engineering, 2013, 22(1):37-40. (in Chinese)
- [13] 魏鑫, 孙冰, 于子文, 等. 航天器推进系统充液管路的流固耦合动响应分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(4):852-856.
WEI Xin, SUN Bing, YU Ziwen, et al. Dynamic response analysis of fluid structure interaction in liquid-filled pipes of rocket feed system[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(4):852-856. (in Chinese)
- [14] 武新峰, 雷勇军, 李道奎. 液体推进剂消耗对大型卫星结构动特性的影响分析[J]. 国防科技大学学报, 2012, 34(4):38-42.
WU Xinfeng, LEI Yongjun, LI Daokui. Dynamic analysis of a large scale satellite structure with the liquid propellant consuming[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2012, 34(4):38-42. (in Chinese)
- [15] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京:清华大学出版社, 2003.
- [16] 王永辉. 流体与结构相耦合系统的有限元法研究[D]. 北京:清华大学, 1990.
- [17] MSC. Advanced dynamic analysis user's guide[M]. Santa Ana, US: Mac Neal-Schwendler Corporation, 2004.
- [18] 杨剑. 新编 MD Nastran 有限元实例教程[M]. 北京:机械工业出版社, 2008.