

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. 根据虚拟质量理论, 结合边界元法和有限单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, 并产生一个附加的负阻尼. 系统的振动频率的范围可以通过系统质量的范围确定. 变质量引起的负阻尼的大小与系统的质量变化率成正比. 对比不同质量变化率和不同结构阻尼贮箱变质量的动力响应, 负阻尼对系统的动力学特性影响显著, 减缓振动衰减. 当负阻尼的作用超过系统结构阻尼的作用时, 会使得系统的振动幅值增大, 引起振动的不稳定.

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 negative damping induced by variable mass is proportional to rate of change of the mass. Compared with dynamic response of the mass variation rate and damping tank of different structure, the negative damping affects the dynamic characteristics of system very much, causing the vibration decay slowly. The negative damping can cause the system to vibrate with increasing amplitudes while the effect of the negative damping is larger than the effect of the system structural damping, causing the vibration unstable.

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

收稿日期: 2013-11-05

基金项目: 国家自然科学基金青年科学基金(11302160); 国家自然科学基金(11172225, 11102147)

作者简介: 马驰骋(1989—), 男, 山东潍坊人, 博士生, 主要从事航天器结构的动力学响应分析和振动控制研究.

随着对航天器运载性能要求的提高,航天器所携带的推进剂所占结构的比重不断增大,液体燃料与贮箱的耦合振动对于航天器正常运行的影响越来越大.航天器携带的燃料质量大,整体结构频率比较低,而且随着燃料的消耗,系统的总体质量减少,将引起系统振动频率的显著改变,液体燃料消耗对航天器的运动有着显著的影响.另外,研究液体燃料与贮箱结构之间的流固耦合振动,对于航天器飞行性能与飞行安全也有着重要的意义.近年来,关于含液贮箱动力学问题的研究越来越多.许多学者完成了充液容器流固耦合问题的开创性研究工作,早在 1964 年,Moiseev^[1]根据第 2 类 Green 方程推导了含液贮箱的振形函数和特征方程.Ibrahim 等^[2-3]系统地介绍了关于含液系统的动力学研究方法及其研究进展.Gerrits 等^[4]提出了一种求解含液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.国内很多学者针对含液容器的振动问题也进行了一系列的研究.周思达等^[6]介绍了近年来运载航天器贮箱流固耦合系统的分析方法.苟兴宇等^[7]利用推广形式的驻定压力原理建立了刚-液耦合系统的动力学方程,并研究了其动力学特性.包光伟以油罐车为背景,建立了平放柱形贮箱内液体晃动的等效力学模型^[8].刘文一等^[9]研究了在升空过程中冲击对某姿态控制发动机双层结构含液贮箱振动的影响,利用流固耦合理论,对空载和充液两种条件下的贮箱进行了模态分析、频率响应分析和冲击响应分析.朱琳等^[10]将表征流体运动的节点压力缩聚到自由面,利用主坐标表征流体运动方程,采用等效 Laplace 方程的边值问题求解了流固耦合方程组中的附加质量矩阵、附加刚度矩阵和耦合矩阵,分析并获得了推进剂及贮箱的流固耦合振动特性.高锁文等^[11]重点分析了常重力下矩形贮箱类流固耦合系统的随机振动响应.马钧等^[12]采用流固耦合虚拟质量法(virtual mass model,VMM)计算分析了集装箱流固耦合结构的冲击响应谱.武新峰等^[13]研究了液体推进剂消耗对大型卫星结构振动特性的影响分析,主要研究了大型卫星结构在推进剂消耗时的频率特性.魏鑫等^[14]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,开展了相关动力学响应分析研究.实际情况下,贮箱流固耦合系统在

振动状态下流体与固体之间的相互作用是非常复杂的,在振动状态下,流体是晃荡的,因此在贮箱结构设计当中,防晃板被大量使用,以减少流体的晃荡作用.以往的研究者主要研究了流体一定时的流固耦合系统的动力学响应问题,关于燃料减少过程中贮箱的动力学分析的问题开展得较少.

本文中重点研究了航天器贮箱变质量流固耦合系统(下文简称系统)(燃料消耗)的动力学建模及动力学响应分析.考虑到系统的复杂性,对商业有限元软件 PATRAN-NASTRAN 进行二次开发,建立了贮箱变质量流固耦合有限元模型并得到了其响应.通过比较不同条件下贮箱结构的动力学响应,重点研究了变化的质量对贮箱弹性结构的影响.本文提出的建模及动力学仿真方法,可用于处理类似的变质量结构的动力学问题.

1 运动方程

假设流体为无黏、不可压缩的,固体则考虑为线弹性的.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.

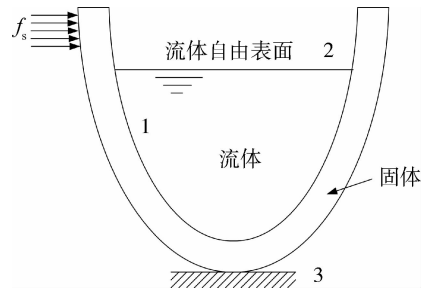


图 1 流固耦合系统模型示意图
Fig. 1 Schematic of fluid-structure coupling system model

对图 1 中的结构,流体力学的基本方程为

$$\nabla p + \rho \ddot{\mathbf{u}}_f = 0 \tag{1}$$

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

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

边界 3 $\mathbf{u}_s = 0$ (4)

流体域内 $\nabla \cdot \mathbf{u}_f = 0$ (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

$$\mathbf{u}_f = \nabla \phi \tag{6}$$

考虑到内流体是不可压缩并且无旋的,可以得到 Laplace 方程:

$$\nabla^2 p = 0 \tag{7}$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u}_f = \nabla^2 \phi = 0 \tag{8}$$

将方程式(6)代入方程式(1),并且对方程积分可以得到

$$p = -\rho \ddot{\phi} \tag{9}$$

一个简化的含液贮箱模型如图 2 所示,圆柱形贮箱半径为 R ,高度为 H ,充液深度为 $h(t)$,是一个随时间减小的函数,支撑弹簧刚度为 K .一方面贮箱中流体与箱体弹性结构相互作用;另一方面又涉及到变质量问题,更增加了该流固耦合系统动力学分析问题的困难性.

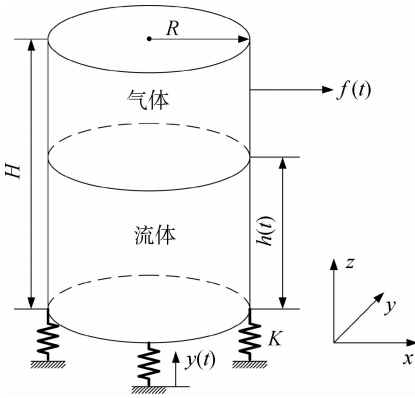


图 2 含液贮箱示意图

Fig. 2 Schematic of a fluid containing tank

为解决该问题,采用虚拟质量法对模型进行简化,即将流体对固体的作用,以固体的附加质量的形式作用在结构上^[15-18].基于虚拟质量法,NASTRAN 采用边界元法得到附加质量矩阵.使用 Helmholtz 边界积分法(边界元法)求解 Laplace 方程,可以得到流体边界上任意一点 $\mathbf{r}_i$ 处的速度向量和压力向量分别为

$$\dot{\mathbf{u}}_i = \sum_j \int_{A_j} \frac{\sigma_j \mathbf{e}_{ij}}{|\mathbf{r}_i - \mathbf{r}_j|} dA_j \tag{10}$$

$$\mathbf{p}_i = \sum_j \int_{A_j} \frac{\rho \dot{\sigma}_j \mathbf{e}_{ij}}{|\mathbf{r}_i - \mathbf{r}_j|} dA_j \tag{11}$$

其中 σ_j 为流场在点 $\mathbf{r}_j$ 处面元 A_j 上的流体通量, $\mathbf{e}_{ij}$ 为从点 j 到 i 的单位向量.对式(10)~式(11)在结构单元表面进行积分,得到

$$\dot{\mathbf{u}} = \boldsymbol{\chi} \boldsymbol{\sigma} \tag{12}$$

$$\mathbf{F} = \boldsymbol{\Lambda} \dot{\boldsymbol{\sigma}} \tag{13}$$

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

$$\mathbf{F} = \mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}} \tag{14}$$

联立方程式(12)~式(14)得到虚拟质量法的附加质量矩阵为

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

式中 $\mathbf{M}_s^f$ 代表流体对固体的作用,现以结构的附加质量的形式出现,称为总体附加质量矩阵.因此流固耦合问题退化为考虑附加质量的固体动力学问题,从而大大简化了流固耦合系统的分析.该方法可以有效地简化流固耦合问题,极大地减小工作量,是处理含液贮箱问题的一种有效手段.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,得到附加质量矩阵后,流固耦合系统的振动模态的有限元方程为

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

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.虚拟质量法避免了流体单元网格的划分,大大简化了建模过程,有利于工程应用.

燃料没有消耗即系统的质量不发生改变时,系统的动能 E_k 和弹性势能 E_p 可以表示为

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

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

在航天器飞行当中,燃料的消耗使得附加质量是一个随时间变化的函数,因此当系统的质量变化时,系统的动能可以写为

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

根据 Lagrange 方程

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

可以得出燃料消耗过程中系统的运动方程

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

假设系统的结构阻尼是质量矩阵和刚度矩阵的线性组合,即 Rayleigh 阻尼:

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

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

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

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

因此系统的振动方程可以为(工况 1)

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

为了与不考虑质量变化引起的负阻尼时系统

的响应比较,计算了另外一种情况(工况 2):

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

假设燃料的消耗速率是均匀的,即液面高度 $h(t)$ 是一个线性函数,可以表示为

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

式中 T 为从满箱至空箱所经历的时间.

如果已知 t_1 和 t_2 时刻的系统的质量矩阵,那么对得到的质量矩阵进行插值,可以得到 t 时刻系统的总体附加质量矩阵($t_1 \leq t \leq t_2$)

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

2 数值仿真

这里采用的模型为一个两端封闭的圆柱壳,其结构参数如下:壳体底面半径为 0.2 m,厚度为 0.002 m,高度为 1 m. 支撑弹簧刚度为 $K = 200 \text{ kN/m}$. 假设圆柱壳结构材料为各向同性材料,弹性模量为 71 GPa,泊松比为 0.3,密度为 2700 kg/m^3 ,贮箱内流体的密度为 1000 kg/m^3 . 使用有限元软件 PATRAN-NASTRAN,采用虚拟质量法,对图 2 所示的含液贮箱建立有限元模型如图 3 所示. 该有限元模型包含 462 个节点和 460 单元. 支撑弹簧采用 BUSH 两节点单元,壳体结构采用 QUAD4 四节点单元. 在虚拟质量法中,通过模型数据卡片 MFLUID 定义不可压缩流体属性,并将流体以附加质量的形式对结构的作用.

系统的第 1 阶横向振动和第 1 阶纵向振动振型如图 4 所示. 图 5 中给出了建模及仿真分析流

程图. 建模的难点在于构建系统的质量变化函数,由于在计算迭代过程中涉及到变化的质量矩阵和刚度矩阵,计算量比较大,耗时长. 使用有限元软件 NASTRAN 得到系统 $t_1, t_2, t_3, \dots$ 时刻的质量矩阵和刚度矩阵后,编写 MATLAB 程序,采用线性插值的方法得到系统 t 时刻的质量矩阵和刚度矩阵,使用 Newmark 直接积分法计算了系统的位移响应,然后使用快速 Fourier 变换得到了系统的频率响应曲线.

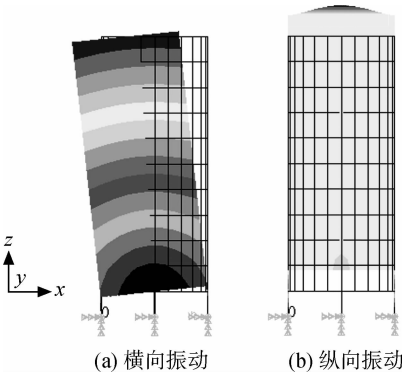


图 4 系统的第 1 阶横向振动和第 2 阶纵向振动
Fig. 4 Lateral vibration and longitudinal vibration of the first order of system

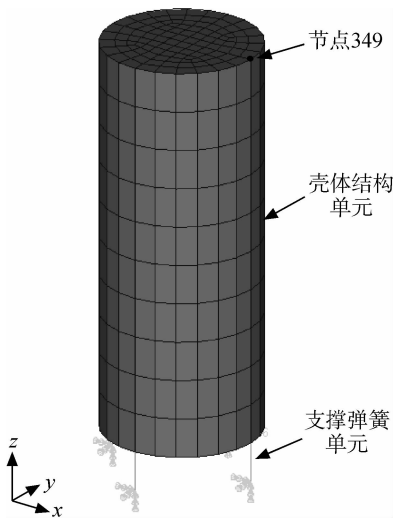


图 3 含液贮箱有限元模型
Fig. 3 Finite element model of a fluid containing tank

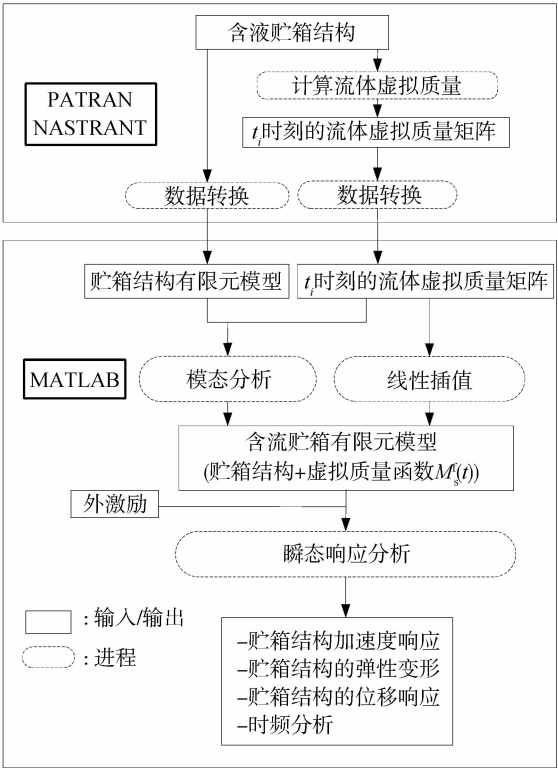


图 5 计算流程图
Fig. 5 Flow chart of modeling and simulation

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 平台中采用 Shell63 壳单元建立贮箱模型,再采用 Fluid30 流体单元建立相匹配的流体网格.其中水的体积模量为 2.56 GPa,密度为1000 kg/m³.在耦合界面处定义法向位移耦合节点对.不同液面高度 $h(t)$ 下,本文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,表中 f_{la} 为横向振动频率, f_{lo} 为纵向振动频率.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,随着燃料的消耗,系统的质量减少,

但是刚度基本不受影响,因此系统的振动频率会随之增大.从图 6 中可以发现,第 1 阶横向振动频率 f_{la} 从 3.3882 Hz 增大到 11.63 Hz,而从图 7 中可以发现,第 1 阶纵向振动频率 f_{lo} 从 8.28 Hz 增大到 49.202 Hz.从图 6 和图 7 中也可以发现,本文使用虚拟质量法和 ANSYS 计算得到的结果计算得到的结果比较一致,说明了本文编写的 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.

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

$h(t)/\text{m}$	f_{la}/Hz		误差/%	f_{lo}/Hz		误差/%
	本文	ANSYS		本文	ANSYS	
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

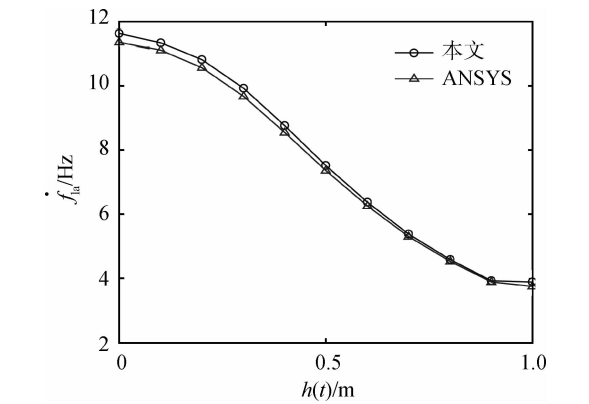


图 6 不同液面高度时系统的第 1 阶横向振动频率
Fig. 6 Lateral vibration frequency of first order at different liquid level height

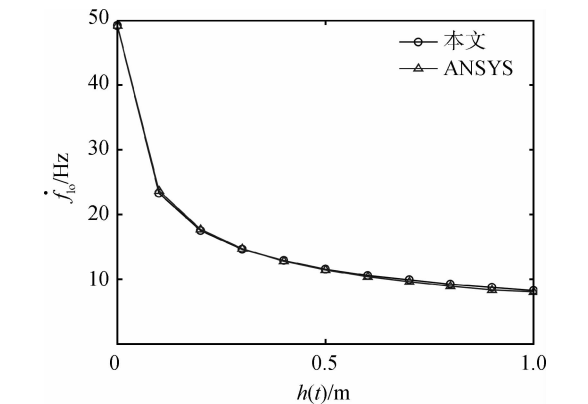


图 7 不同液面高度时系统的第 1 阶纵向振动频率
Fig. 7 Longitudinal vibration frequency of first order at different liquid level height

系统的前 2 阶模态阻尼比在这里分别取为 2%和 1%。根据贮箱为空箱时系统的固有频率,可以求得 Rayleigh 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

$$\mathbf{C}_0 = \alpha \mathbf{M}_0 + \beta \mathbf{K} \tag{28}$$

其中 $\mathbf{C}_0$ 和 $\mathbf{M}_0$ 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

$$\mathbf{C}_H = \alpha \mathbf{M}_H + \beta \mathbf{K} \tag{29}$$

其中 $\mathbf{C}_H$ 和 $\mathbf{M}_H$ 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

得到系统的刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵后,使用 Newmark 直接积分法计算了系统的位移响应。满箱时流体质量约为 125.66 kg,从满箱到空箱历时 8s,因此系统的质量变化率约为 15.7 kg/s。图 8~图 11 分别给出了使用 $\mathbf{C}_0$ 和 $\mathbf{C}_H$ 两组阻尼情况下系统的自由振动位移响应曲线和频率响应曲线。对比图 8 和图 10 中系统位移曲线可以发现,满箱时系统的结构阻尼比空箱时系统的结构阻尼大,因此系统的位移衰减较快,这与实际测量的结论是一致的。对比工况 1 和工况 2 两种情况下系统的位移响应和频率响应,可以看出,变质量引起的负阻尼对系统的影响非常显著,极大地减缓了系统振动的衰减。由于系统的质量是变化的,系统的振动频率也是随时间变化的。从频谱图 9 和图 11 中,可以明显看出,与质量不变系统不同的是,质量时变系统的频响曲线是由一系列的频率值组成的,振动频率的变化范围与图 6 中所示的系统的频率变化范围是一致的,也就是说系统的振动频率的变化范围可以根据系统质量的变化范围确定。

2.3 系统的纵向振动

类似地,使用 Newmark 直接积分法计算了燃料消耗过程中系统的纵向振动的位移响应曲线和频率响应曲线,如图 12~图 15 所示。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。对比工况 1 和工况 2 两种情况下系统的位移响应和频率响应,仍然可以看出,变质量引起的负阻尼对系统的影响非常显著,极大地减缓了系统振动的衰减。相比系统

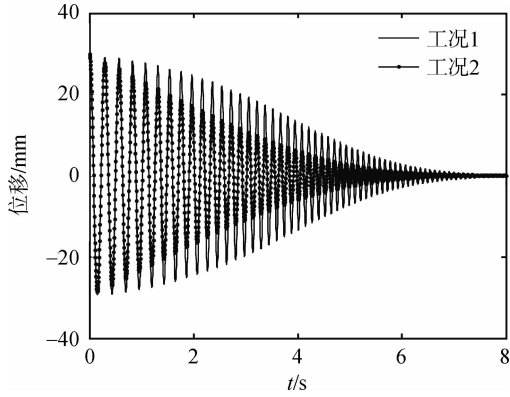


图 8 节点 349 处 x 方向的位移响应曲线
($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

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

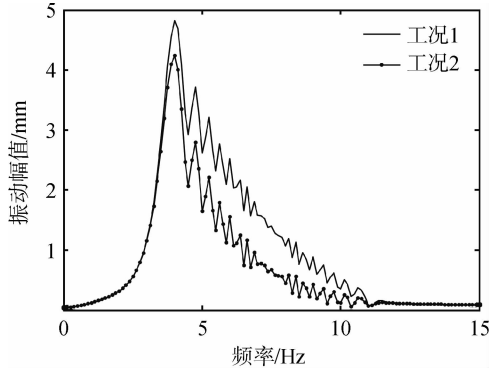


图 9 节点 349 处 x 方向的频率响应曲线
($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

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

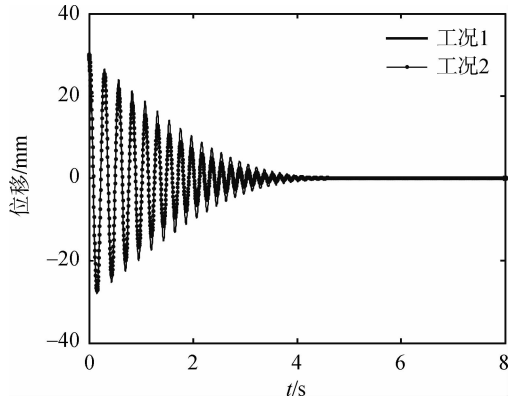


图 10 节点 349 处 x 方向的位移响应曲线
($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

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

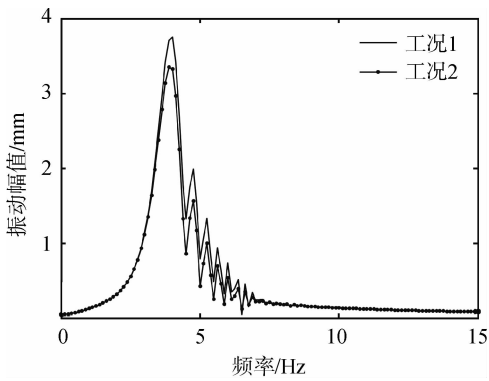


图 11 节点 349 处 x 方向的频率响应曲线
($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)
Fig. 11 Frequency response curves of node 349 in x direction ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

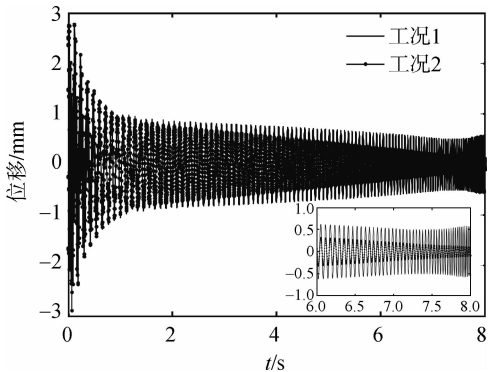


图 12 节点 349 处 z 方向的位移响应曲线
($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)
Fig. 12 Displacement response curves of node 349 in z direction ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

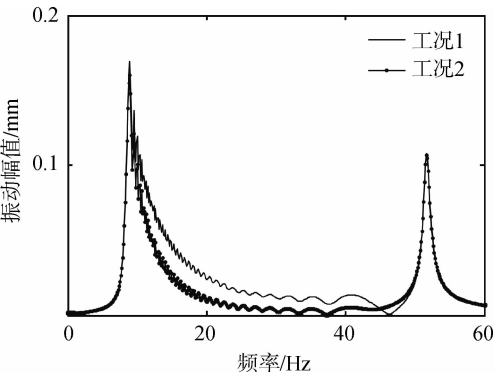


图 13 节点 349 处 z 方向的频率响应曲线
($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)
Fig. 13 Frequency response curves of node 349 in z direction ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

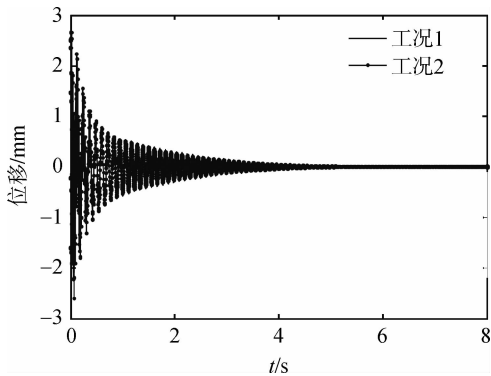


图 14 节点 349 处 z 方向的位移响应曲线
($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)
Fig. 14 Displacement response curves of node 349 in z direction ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

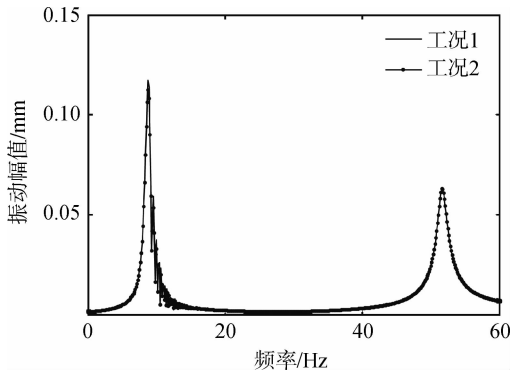


图 15 节点 349 处 z 方向的频率响应曲线
($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)
Fig. 15 Frequency response curves of node 349 in z direction ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

的横向振动,系统的质量变化引起的负阻尼对系统纵向振动的影响更为显著.特别是从图 12 中可以发现,在 7.5~8 s 之间,系统的振动幅值在负阻尼的作用下增大,这是非常危险的.因此,在计算中必须要考虑质量减少引起的负阻尼的影响.在频谱图上,系统的振动频率的变化范围与图 7 中所示的系统的频率变化范围是一致的,从 8.28 Hz 增大到 49.202 Hz.

2.4 质量变化率对系统响应的影响

从方程(21)中可以看出,变质量引起的阻尼与质量变化率(燃料的消耗速度)成正比,如果系统的质量变化率大,那么会产生一个比较大的负阻尼.图 16~图 23 分别给出了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.这里假设系统的质量变化过程只有 4 s,系统的质量变化率约为 31.4 kg/s,因此在系统的振动中,质量引起了一个更大的负阻尼.与图 8~图 15 中的

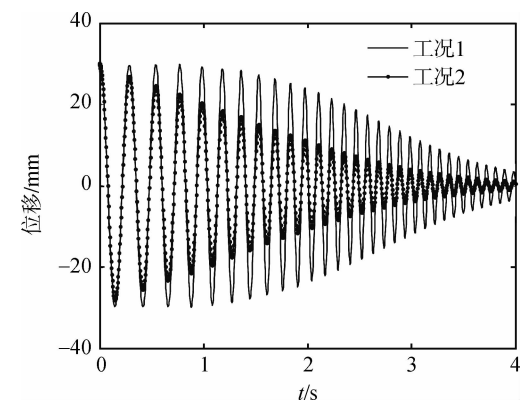


图 16 节点 349 处 x 方向的位移响应曲线
($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)
Fig. 16 Displacement response curves of node 349 in x direction ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

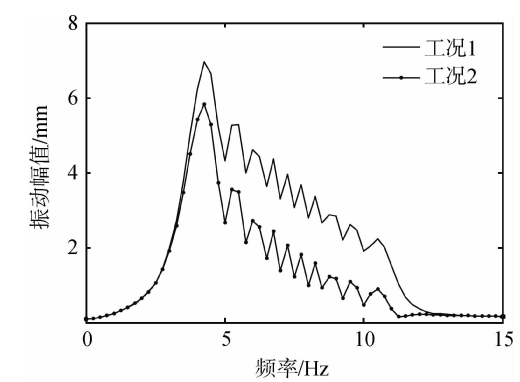


图 17 节点 349 处 x 方向的频率响应曲线
($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)
Fig. 17 Frequency response curves of node 349 in x direction ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

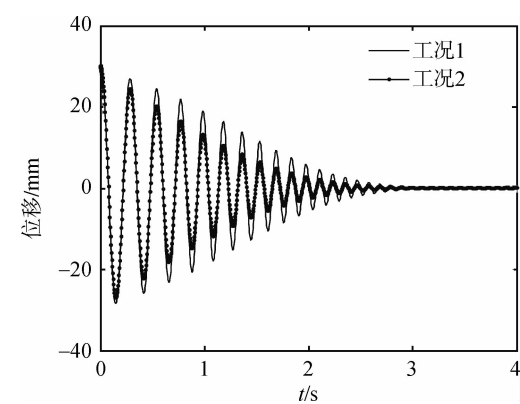


图 18 节点 349 处 x 方向的位移响应曲线
($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)
Fig. 18 Displacement response curves of node 349 in x direction ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

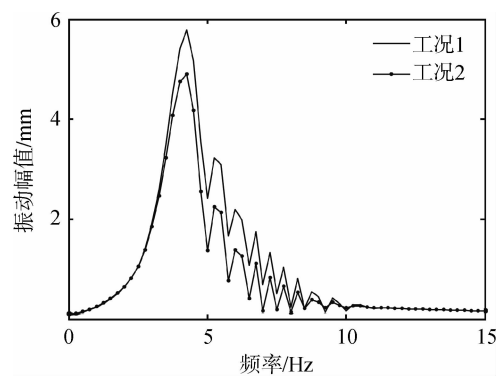


图 19 节点 349 处 x 方向的频率响应曲线
($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)
Fig. 19 Frequency response curves of node 349 in x direction ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

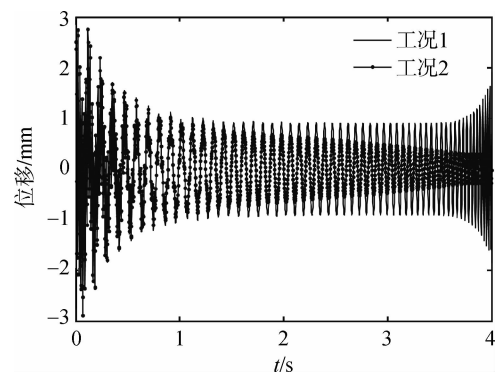


图 20 节点 349 处 x 方向的位移响应曲线
($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)
Fig. 20 Displacement response curves of node 349 in x direction ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

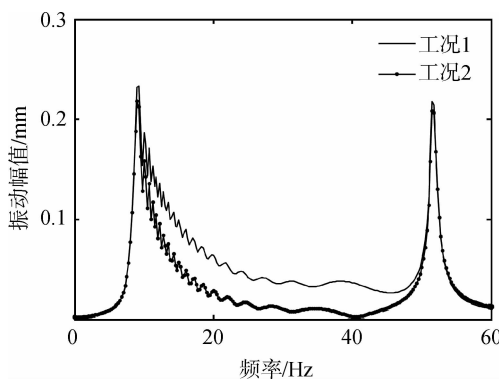


图 21 节点 349 处 x 方向的频率响应曲线
($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)
Fig. 21 Frequency response curves of node 349 in x direction ($\alpha=2.7300, \beta=3.6129 \times 10^{-5}$)

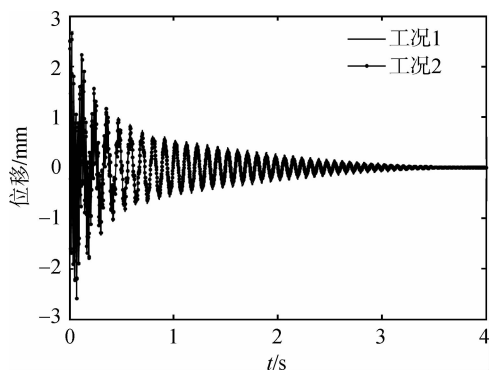


图22 节点349处 x 方向的位移响应曲线
($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

Fig. 22 Displacement response curves of node 349 in x direction ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

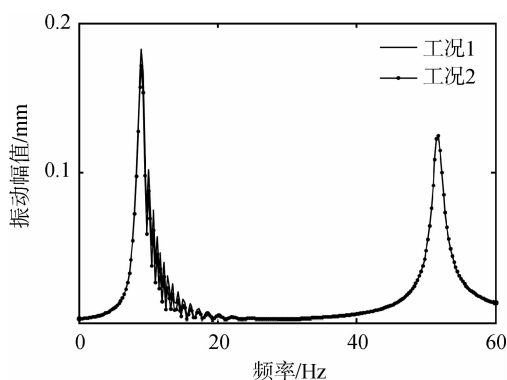


图23 节点349处 x 方向的频率响应曲线
($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

Fig. 23 Frequency response curves of node 349 in x direction ($\alpha=0.8135, \beta=8.3851 \times 10^{-5}$)

曲线相比,可以明显看出质量减少引起的负阻尼对系统的影响增大,使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,质量减少引起的负阻尼对系统振动响应的影响是非常大的,因此在贮箱动力学分析计算中不可忽略质量减少引起的负阻尼的作用.从图16~图19中,可以看出,质量减少引起的负阻尼在整个过程对系统的横向振动影响都比较大,而从图20~图23中则可以看出,质量减少引起的负阻尼对系统的纵向振动的影响随着时间的增加而增大,特别是在3.5~4s时间段内,变质量引起的负阻尼甚至引起了系统振动幅值的增大.说明在3.5~4s这段时间内,变质量引起的负阻尼的作用超过了系统结构阻尼的作用,使得系统振动能量增加,引起系统振动幅值的增大.如果系统的质量变化率继续增大,那么会产生更大的负阻尼,引起系统振动的发散.如果系统的振动幅值超出了结构的弹性

范围,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

基于虚拟质量理论,推导了系统的运动方程,建立了系统的有限元模型,重点考虑了系统的质量变化对系统动力学特性的影响.通过一个附加质量矩阵来表征流体对固体结构的影响,大大简化了建模及数值仿真.本文所编写的MATLAB程序运行的结果与ANSYS计算的结果一致,两组结果的误差在4%以下,说明了编写的MATLAB程序的可行性,计算结果表明:

1) 附加质量矩阵与流体的液面高度有很大的关系.由于系统的质量是随时间变化的,因此系统的振动频率也是随时间变化的.振动频率的变化范围可以通过系统质量的变化范围确定.

2) 质量对系统的另外一个影响主要体现在质量减少引起了一个附加的负阻尼.变质量引起的负阻尼与系统的质量变化率有直接的关系,也就是说,系统质量变化越快,产生的负阻尼越大.特别需要注意的是,当产生的负阻尼的作用超过了系统结构阻尼的作用时,会引起系统振动幅值的增大.如果变形超出了结构的弹性范围,甚至会造成系统的破坏.

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

4) 虚拟质量法和ANSYS中的流体单元法均可用于充液贮箱的流固耦合模态分析,两种方法得到的结果是一致的.由于在此类问题中,流体的可压缩性和自由液面波动效应均属于次要因素,而虚拟质量法抓住了主要因素,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.

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 appli-

- cations [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 Vibration and Shock, 2002, 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] 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)
- [14] 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)
- [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.