

航空液压管路系统动力学特性研究*

张胜发¹ 杨乐^{2,3} 邵敏强^{1†}

(1. 南京航空航天大学 机械结构力学及控制国家重点实验室, 南京 210016)

(2. 中国航空工业集团公司金城南京机电液压工程研究中心, 南京 210001)

(3. 航空机电系统综合航空科技重点实验室, 南京 210001)

摘要 随着航空液压系统的高压、高功率化发展, 液压管路的振动问题愈加不容忽视, 降低液压管路的振动, 对提高飞机航行过程中的安全性具有重要意义。本文将对泵源脉冲条件下航空液压管路的振动特性进行研究, 建立流体压力和流速影响下液压管路振动特性的数学模型, 利用有限元软件 ANSYS 对实际液压管路系统进行建模和流固耦合仿真, 获得相应的振动响应。结果表明: 液压管路在不同的流体流速和流体压力条件下, 其固有频率存在一定的变化; 当流体脉动频率与弯管系统的固有频率接近时, 系统会发生共振, 振动幅值大幅度增大。

关键词 液压管路, 流固耦合, 有限元分析, 动力学响应, 伽辽金法

中图分类号: V19

文献标志码: A

引言

液压系统是飞机上广泛存在且必不可少的部分, 它是飞机控制、起飞着陆操作系统以及导弹发射等负载的动力源, 而液压管路主要承担着燃油、液压油和空气等介质的输送, 所以液压系统的安全性对于飞机的正常飞行有着不容忽视的作用^[1]。

飞机液压系统主要由液压泵、滤油器及其之间的管路组成^[2]。系统在工作过程中不可避免地会产生不规则振动, 振动的根源主要在于液压泵在工作时的旋转运动和往复吸油过程, 引起液压管路和液压油发生谐振。液压泵脉动式流量输出会使管路和管内流体产生强迫振动, 而当脉动频率与流体的谐振频率比较接近时, 振动会进一步增强。当脉动频率与管路系统的固有频率接近时, 还会产生流固耦合振动, 这通常是导致结构损伤和破的主要原因。因此, 研究航空液压管路的流固耦合振动特性, 以及飞机液压系统的可靠性设计, 对于飞机发动机系统的振动抑制都是非常重要的。弄清楚飞机液压系

统管道流固耦合振动的机制, 对于设计安全可靠的新型液压系统和制定现有飞机液压系统的振动抑制对策都是非常重要的^[3]。

1974年, Paidoussis等^[4]提出了描述流体流动的柔性管道的非线性动力学一般式方程, 其中考虑了重力和材料阻尼的影响, 并对系统在高速流体过程中的发散现象进行了分析。随后 Holmes和Marson^[5]从可微动力学的角度研究了液压管路系统的非线性特性, 结果表明输流管道的稳定性受约束条件影响很大, 而且非线性分析中得到的固有频率高于线性分析中的固有频率, 随着流速的增加, 差别也逐渐增大。1994年, Paidoussis等^[6]在之前的基础上推导出了更加完整的模型, 此模型考虑轴向应变, 但没有考虑泊松流固耦合效应对系统特性的影响。之后, Ashle等^[7]研究了考虑流速影响的管路横向弯曲振动模型。张立翔等^[8]通过传递矩阵法研究了管道的轴向振动, 而初飞雪^[9]等利用哈密顿原理推导出了管道流固耦合自由振动方程, 讨论了流速、压力和简支长度的变化对管道固有频率的

2021-07-08 收到第1稿, 2021-09-21 收到修改稿。

* 航空科学基金资助项目(202028052012)。

† 通信作者 E-mail: m. q. shao@nuaa.edu.cn

影响.

本文以航空液压管路为研究对象,建立管路的流固耦合动力学模型,再通过伽辽金法推导出简支条件下管道的固有频率表达式,利用 ANSYS Workbench-fluent 软件对飞机液压管道进行双向流固耦合仿真,再通过理论和仿真结果分析飞机液压管道的动力学特性.

1 管路流固耦合数学模型的建立

1.1 管路的能量法描述

由于飞机液压管路的管径远小于其长度,所以可以基于 Bernoulli-Euler 模型利用能量法建立管道横向振动的动力学方程.假设管体产生变形时垂直于中心线剖面仍保持为平面,管路本体结构具有完全弹性、连续性、各向同性和均匀性.

①流体质量的影响可以考虑为附加质量.

②均匀定常流体压强 P 对管路横向弯曲振动有两方面的影响,其一是横向压差影响;其二是轴向张力影响.

③流体速度对管路横向弯曲振动也有两方面的影响,一方面是由于管路的弯曲导致的流体离心力项 $m_0 v^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$;另一方面是在横向振动时会产生科里奥氏力项 $2m_0 v \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t}$.

考虑以上因素,系统动能、势能和功的变分可以写为

$$\delta U = \int_0^L EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \delta w dx \quad (1)$$

$$\delta T = \int_0^L \left((m + m_0) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2m_0 v \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} + m_0 v^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \delta w dx \quad (2)$$

$$\delta W = - \int_0^L AP \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \delta w dx \quad (3)$$

其中 L 为管路长度; E 为管材弹性模量; I 为管路截面惯性矩; m 为单位长度管路的质量; m_0 为单位长度流体质量; v 表示流体流速; P 表示流体压力.根据哈密顿原理有

$$\int_0^L (\delta T - \delta V + \delta W) dx = 0 \quad (4)$$

将 $\delta V, \delta T, \delta W$ 代入式(4)得管路流固耦合振动的控制方程:

$$\int_{t_1}^{t_2} \int_0^L \left((m + m_0) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2m_0 v \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} + m_0 v^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + AP \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \delta w dx dt = 0 \quad (5)$$

利用伽辽金法得到简支条件前二阶直管得固有频率表达式

$$\omega_1^2 = 97.396 \frac{EI}{(m + m_0)L^4} - 9.8726 \frac{m_0 v^2 + PA}{(m + m_0)L^2}$$

$$\omega_2^2 = 1557.96 \frac{EI}{(m + m_0)L^4} - 39.4577 \frac{m_0 v^2 + PA}{(m + m_0)L^2} \quad (6)$$

1.2 算例

以一输油管道为例,材质为 APIX52,简支支撑,长度 $L = 10\text{m}$,弹性模量 $E = 184\text{GPa}$,管外径为 24mm ,壁厚为 2mm ,管截面流体流动面积 $A = 314\text{mm}^2$,管截面惯性矩 $I = 8.43 \times 10^{-9}\text{m}^4$,油品密度为 775kg/m^3 ,单位长度管道的质量 $m = 1.092\text{kg/m}$,单位长度油品质量 $m_0 = 0.243\text{kg/m}$.分别只在改变流体流速和流体压力的情况下,使用伽辽金法和 ANSYS 计算管道的固有频率结果如图 1、图 2 所示.

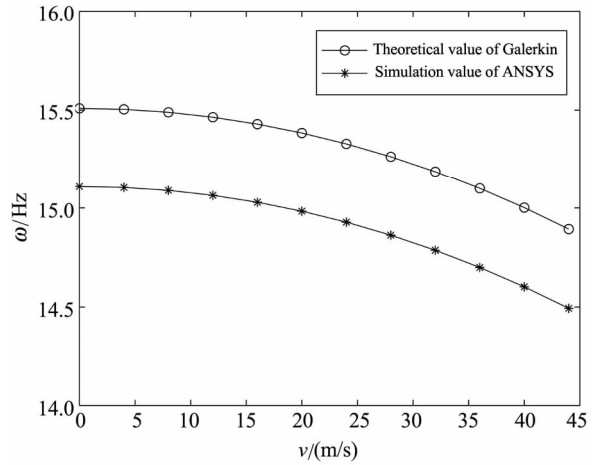


图 1 考虑流体流速影响的固有频率计算结果与仿真结果对比

Fig. 1 The calculation results are compared with the simulation results considering the influence of fluid velocity

使用流固耦合理论计算结果与 ANSYS 有限元仿真结果在趋势上保持一致,数值上也相差不到 1Hz , Galerkin 法计算的模态频率结果略高,这是由于公式的推导过程中忽略了剪切效应.由图中曲线可知,在流体压力不变时,管道的固有频率会随着流速的增加而减小;而在流体流速不变时,管道的固有频率会随着流体压力的增加而减小.

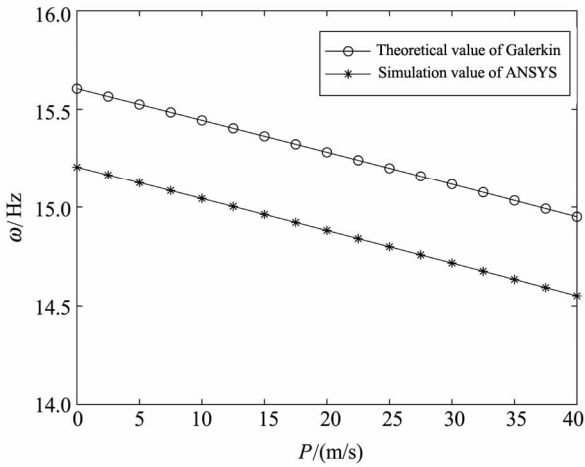


图2 考虑流体压力影响的固有频率计算结果与仿真结果对比
Fig. 2 Considering the influence of fluid pressure, the calculated results are compared with the simulation results

2 飞机液压管路的有限元模型

根据实际飞机液压管路系统,针对管路系统振动明显的位置进行测绘,获得管路局部几何参数,具体模型如图3所示.管道材料为21-6-9不锈钢,其中管道外径为31.75mm,内径为30.5mm,涉及7处弯折,管道的密度为 $7750\text{kg}/\text{m}^3$,弹性模量为 $1.9 \times 10^{11}\text{Pa}$,泊松比为0.31;系统使用Skydrol LD-4液压油(密度: $1.006\text{g}/\text{mL}$,运动黏度: $139\text{mm}^2/\text{s}$,动力黏度: $0.14\text{Pa} \cdot \text{s}$),介质声速为 $1400\text{m}/\text{s}$.

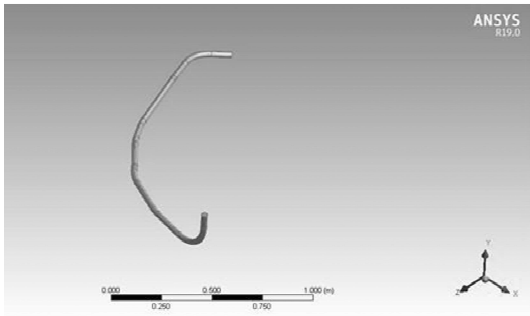


图3 空间管道的三维模型
Fig. 3 Three-dimensional model of space pipe

管路系统根据管道和内部流体分为固体域和流体域,分别采用不同的网格划分方式进行有限元建模,管道在Mechanical中进行网格划分,内部流体在Fluent中进行网格划分,分别采用四面体和六面体单元,具体结果如图4所示.

3 仿真结果分析

3.1 流固耦合固有频率和振型计算

在ANSYS Workbench-fluent软件中对此液压

管道模型进行流固耦合分析,先在Fluent中求解流场,将Fluent的运算结果以荷载的形式导入Static Structural中进行求解,然后通过Model模块提取模型的前5阶固有频率,分析不同条件下管道的振动特性,系统的前5阶振型如图5所示.

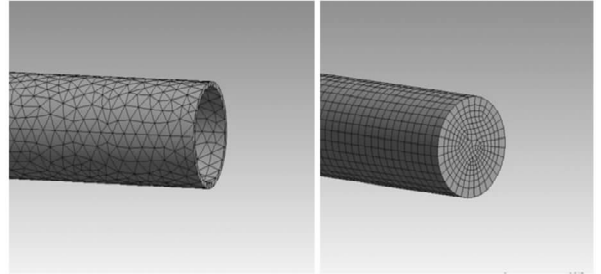


图4 管道与管道内流体部分网格划分
Fig. 4 Meshing of pipe and fluid part in pipe

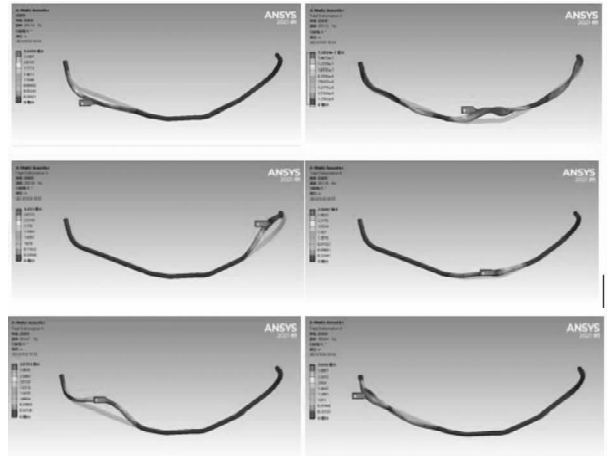


图5 前六阶湿模态振型
Fig. 5 The first six wet mode shapes

通过改变管道内的状态为空管或充液条件,得到系统的前六阶固有频率如表1所示.

表1 液压管道的固有频率
Table 1 Natural frequency of hydraulic pipe

Modal frequency	atc/Hz	Fluid pipe/Hz
Mode 1	308	295
Mode 2	404	355
Mode 3	405	365
Mode 4	490	381
Mode 5	761	454
Mode 6	882	295

保持入口的压力不变,改变管道入口速度,分析在不同流体流速下管道的固有频率变化,表2为管道入口流体流速分别在 $0\text{m}/\text{s}$ 、 $1\text{m}/\text{s}$ 、 $2\text{m}/\text{s}$ 、 $3\text{m}/\text{s}$ 、 $4\text{m}/\text{s}$ 时的前两阶固有频率.

表 2 液压管道在不同流体流速下的固有频率

Table 2 Natural frequency of hydraulic pipe at different flow rates

The fluid flow velocity/(m/s)	A first order frequency/Hz	The second order frequency/Hz
0	295.55	355.43
1	295.13	354.43
2	294.54	352.64
3	293.07	351.24
4	291.82	349.12

保持入口的速度不变,改变管道入口压力,分析不同流体压力下管道的固有频率变化,表 3 为管道入口流体压力分别在 0MPa、10MPa、20MPa、30MPa 时的前两阶固有频率。

表 3 液压管道在不同流体压力下的固有频率

Table 3 Natural frequency of hydraulic pipe under different fluid pressure

Fluid pressure/MPa	A first order frequency/Hz	The second order frequency/Hz
0	295.55	355.43
10	292.74	351.87
20	288.31	347.64
30	282.42	341.93

由表 1 可知,流固耦合作用对液压管道的固有频率有着较大的影响,含液管道的各阶固有频率都要比空管的固有频率偏低,甚至在高阶会出现一些新的振动模态.表 2 反映了管道内流体流速会引起液压管道系统固有频率的变化,液体流速从静止到 4m/s 逐级增加,前两阶固有频率均呈下降趋势,其中一阶固有频率从 295.55Hz 下降至 291.82Hz,下降 1.3%.表 3 反映了管道内流体压力的改变也会引起液压管道系统固有频率的变化,当流体压力从 0 增加到 30MPa,前两阶固有频率均呈下降趋势,其中一阶固有频率从 295.55Hz 下降至 282.42Hz,下降了 4.4%。

3.2 液压管道双向流固耦合瞬态分析

管道采用铰接支撑,入口速度由液压泵的出口流量决定,仿真所选的液压泵为一个恒压变量泵,流量为 130L/min,稳态工作时流体压力为 21MPa,脉动率为 6%,通过公式 $v = Q/A$ 计算其入口速度为 $v = 2.97 + 0.18\sin(2f\pi t)$,单位为 m/s, f 为流体脉动的频率.选取液压管道变形最大的一点作为观测点,如图 6 所示。



图 6 选择位移最大时的特征点

Fig. 6 Select the feature point at the maximum displacement

(1) 分别对管道共振时和非共振时两个工况的仿真结果进行分析

工况 1:入口速度的脉动频率取 295Hz,此时系统处于共振状态;

工况 2:入口速度的脉动频率取 250Hz,此时系统处于非共振状态。

其响应结果如图 7、图 8 所示。

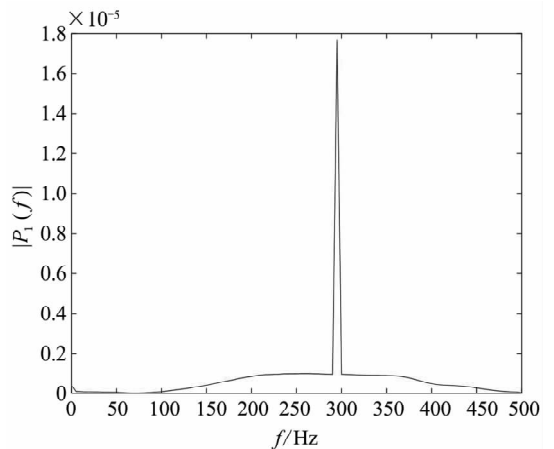
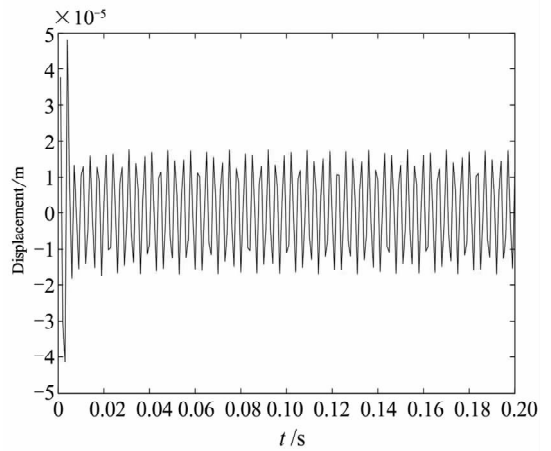


图 7 工况 1 特征点 y 方向位移响应与频域响应

Fig. 7 Displacement response and frequency domain response of feature point in y direction under condition 1

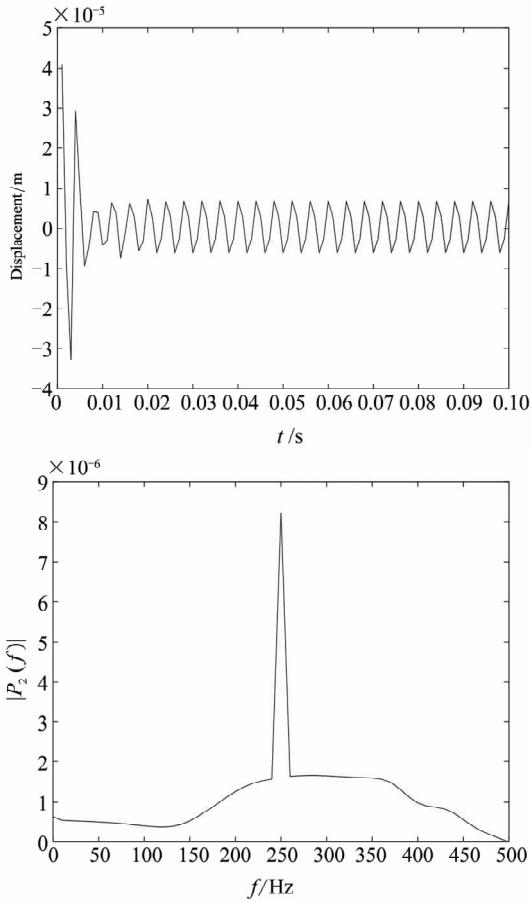


图8 工况2特征点y方向位移响应与频域响应
Fig.8 Displacement response and frequency domain response of feature point in y direction under condition 2

图7和图8的振动响应表明,液压管道在脉动流体激励下,初始时刻会经历幅值较大的瞬态过程,然后进入稳定振动阶段.在工况1中,系统处于共振状态,其稳态振动位移幅值为0.016mm;在工况2中,脉动频率远离系统固有频率,此时系统处于非共振状态,其稳态振动位移幅值为0.006mm,比工况1中大幅减小.

(2)保持脉动幅值不变,脉动频率取295Hz,分别对管道内的流体流速发生改变和流体压力发生改变两种工况进行仿真分析

工况3:流体压力取6MPa保持不变,流体流速分别取1m/s、2m/s、3m/s、4m/s;

工况4:流体流速取1m/s保持不变,流体压力分别取10MPa、20MPa、30MPa、40MPa.

其响应幅值结果如表4所示.表4表明,液压管道的振动响应会受到液压管道内流体流速和流体压力的影响.在工况3中,管道的流体流速由1m/s逐级增加到4m/s,管道的稳态位移幅值从0.0175mm下降到了0.0172mm,减小了1.7%;在工况4中,管道的流体压力由5MPa增加到了30MPa,稳态位移幅值由0.0175mm下降到了

0.0085mm,减小了51.4%.原因主要在于流体流速和流体压力的变化引起了系统固有频率的变化,流体流速对系统固有频率的影响较小,系统仍处于共振状态,幅值的变化比较小;流体压力的变化对系统固有频率的影响更大,使得系统固有频率和脉动频率之间的比值开始慢慢远离1,系统开始脱离共振状态,位移幅值大幅度减小.

表4 工况2、3液压管道特征点y方向位移响应幅值
Table 4 Displacement response amplitude in y direction of characteristic points of hydraulic pipelines in working conditions 2 and 3

The fluid flow velocity/(m/s)	Amplitude / ($\times 10^{-5}$) m	Fluid pressure /MPa	Amplitude / ($\times 10^{-5}$) m
1	1.75	5	1.75
2	1.75	10	1.63
3	1.74	20	1.25
4	1.72	30	0.85
Rate of change	-1.7%	Rate of change	51.4%

4 结语

(1)本文以Euler梁模型为基础,考虑横向和扭转振动建立了管道的数学模型,再通过伽辽金法推导出简支条件下管道的固有频率表达式.

(2)通过一个直管的算例,将管道固有频率的理论解与ANSYS仿真结果进行对比,结果表明管道的固有频率受到管道内的流体流速和流体压力的影响,当管道内流体流速从0增加到5m/s时,管道固有频率从23.44Hz减少到23.40Hz,减少1.7%;当管道内流体压力增加时,管道的固有频率从23.6Hz减少到22.6Hz,减少4.2%.

(3)根据实际飞机液压管路系统,针对管路系统振动明显的位置进行测绘,获得管路局部几何参数,再通过CATIA建模并导入ANSYS Workbench中进行双向流固耦合瞬态仿真,获取实际液压管道的动力学特性,结果表明当管道入口脉动频率与系统固有频率接近时管道系统会发生共振,共振时的振动幅值是非共振状态下的振动幅值的2.67倍;管道内流体流速和流体压力的变化会改变系统的固有频率,从而使系统的振动响应发生变化,其中流体压力变化的影响要远高于流体流速变化的影响,管道的流体流速由1m/s逐级增加到4m/s,管道的稳态位移幅值减小了1.7%,管道的流体压力由5MPa增加到了30MPa,稳态位移幅值减小51.4%.

参 考 文 献

- 1 杨莹, 陈志英. 航空发动机管路流固耦合固有频率计算与分析. 燃气涡轮试验与研究, 2010(01):42~46 (Yang Y, Chen Z Y. Natural frequency calculation and analysis of fluid-structure interaction in aero-engine pipeline. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2010(01):42~46 (in Chinese))
- 2 吕振. 基于 ANSYS Workbench 的航空发动机液压管路系统流固耦合振动研究[硕士学位论文]. 沈阳: 东北大学, 2014 (Lv Z. Study on fluid-structure coupling vibration of aero-engine hydraulic pipeline system based on ANSYS workbench [Master Thesis]. Shenyang: Northeastern University, 2014 (in Chinese))
- 3 范晓宇. 航空发动机液压管路系统耦合振动有限元分析[硕士学位论文]. 沈阳: 东北大学, 2014 (Fan X Y. Finite element analysis of coupled vibration of aero-engine hydraulic pipeline system [Master Thesis]. Shenyang: Northeastern University, 2014 (in Chinese))
- 4 Paidoussis M P, Issid N T. Dynamic stability of pipes conveying fluid. *Journal of Sound and Vibration*, 1974, 33(3):267~294.
- 5 Holmes P J. Bifurcations to divergence and flutter in flow-induced oscillations; a finite dimensional analysis. *Journal of Sound & Vibration*, 1977, 53(4):471~503
- 6 Paidoussis M P, Li G X. Pipes conveying fluid; a model dynamical problem. *Journal of Fluids and Structures*, 1993, 7(2):137~204
- 7 Housner G W. Bending vibrations of a pipe line containing flowing fluid. *Journal of Applied Mechanics*, 1952, 19(2):205~208
- 8 张立翔, 杨柯. 流体结构互动理论及其应用. 北京: 科学出版社, 2004: 3 (Zhang L X, Yang K. Fluid structure interaction theory and its application. Beijing: Science Press, 2004:3 (in Chinese))
- 9 初飞雪. 两端筒支输液管道流固耦合振动分析. 中国机械工程, 2006, 17(3):248~251 (Chu F X. Fluid-structure coupling vibration analysis of simple supported infusion pipeline at both ends. *China Mechanical Engineering*, 2006, 17(3):248~251 (in Chinese))

DYNAMIC CHARACTERISTICS OF AVIATION HYDRAULIC PIPING SYSTEM*

Zhang Shengfa¹ Yang Le^{2,3} Shao Minqiang^{1†}

(1. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structure, Nanjing 210016, China)

(2. AVIC Jincheng Nanjing Engineering Institute of Aircraft System, Nanjing 210001, China)

(3. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical System Integration, Nanjing 210001, China)

Abstract With the development of high pressure and high power of aviation hydraulic system, the vibration problem of hydraulic pipeline is increasingly not to be ignored. Reducing the vibration of hydraulic pipeline is of great significance to improve the safety of aircraft during flight. In this paper, the vibration characteristics of aviation hydraulic pipeline under pump source pulse condition are studied, and the mathematical model of vibration characteristics of hydraulic pipeline under the influence of fluid pressure and flow rate is established. The actual hydraulic pipeline system is modeled and fluid-structure coupling simulation is carried out by using finite element software ANSYS, and the corresponding vibration response is obtained. The results show that the natural frequency of hydraulic pipeline varies with different fluid velocity and pressure. When the fluid pulsation frequency is close to the natural frequency of the pipeline system, the system will have resonance and the vibration amplitude increases greatly.

Key words hydraulic pipeline, fluid-structure interaction, finite element analysis, dynamic response, Galerkin method

Received 8 July 2021, revised 21 September 2021.

* Aviation Science Foundation of China(202028052012).

† Corresponding author E-mail:m. q. shao@nuaa.edu.cn