

考虑流体介质影响的管路模态特性分析

李继世¹, 张大义^{1,2}, 王立³, 林丹⁴, 洪杰^{1,5}

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 航空发动机结构强度北京市重点实验室, 北京 100191;
3. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;
4. 中国船舶工业集团有限公司 系统工程研究院, 北京 100036;
5. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 针对航空发动机外部管路的动力学设计需求及湿模态特性求解问题。应用铁摩辛柯梁理论和能量法推导得到流体质量、压强、流速等综合影响下的管路湿模态振动方程,并基于软件 ANSYS 现有管单元,通过引入自定义附加刚度和阻尼单元建立了流体压强和流速影响项的等效方法,实现了考虑流体因素影响的管路模态特性计算。结果表明:流体压强引起的横向压力差会降低管路弯曲刚度,而压强引起的轴向张力会提高弯曲刚度,压强作用效果与管支点的轴向约束程度和管材泊松比有关。流体速度对管路湿模态影响与边界条件、振型和管路轴向伸长有关,在高流速时,模态频率可能为零,即出现屈曲失稳现象。

关 键 词: 管路; 航空发动机; 湿模态; 有限元; ANSYS 软件

中图分类号: V233

文献标志码: A

Modal characteristics analysis for pipelines considering influence of fluid medium

LI Jishi¹, ZHANG Dayi^{1,2}, WANG Li³, LIN Dan⁴, HONG Jie^{1,5}

- (1. School of Energy and Power Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Beijing Key Laboratory of Aero-Engine Structure and Strength, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
3. Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;
4. Systems Engineering Research Institute, China State Shipbuilding Corporation Limited, Beijing 100036, China;
5. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: According to the requirement for the dynamic design of the external pipelines of aero-engine, and for solving the wet modal characteristics of complex pipelines, the Timoshenko beam theory and the energy method were used to derive the equation of the vibration of pipeline, in consideration of the effects of mass, pressure and velocity of fluid. Based on

收稿日期: 2018-08-07

基金项目: 国家自然科学基金(11772022, 51475021)

作者简介: 李继世(1995—),男,硕士生,研究领域为航空发动机振动分析及抑制。

通讯作者: 张大义(1979—),男,副教授、博士生导师,博士,研究领域为航空发动机振动分析及抑制。E-mail: dayi@buaa.edu.cn

引用格式: 李继世,张大义,王立,等. 考虑流体介质影响的管路模态特性分析[J]. 航空动力学报, 2019, 34(3): 671-677. LI Jishi, ZHANG Dayi, WANG Li, et al. Modal characteristics analysis for pipelines considering influence of fluid medium[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(3): 671-677.

the existing pipe element in the ANSYS, an equivalent method to consider the pressure and velocity of fluid was established by using the stiffness and damping element, and it can be used in wet modal calculation of pipelines in ANSYS. Results showed that, the lateral force difference caused by the pressure of fluid could reduce the bending stiffness of the pipeline, and the axial tension caused by pressure could increase the bending stiffness; the effect of the pressure was related to the degree of axial constraint of the supports, and the Poisson's ratio. The effect of the fluid velocity on the wet modal of the pipeline was related to the boundary conditions, the modes of vibration and the axial elongation of the pipeline. At high velocity, the modal frequency was zero, that was, the buckling instability occurring.

Key words: pipeline; aero engine; wet modal; finite element method; ANSYS software

航空发动机外部管路系统由导管及其连接元件和支承元件组成^[1],是发动机中使用最多的零部件之一,被称为航空发动机的“心血管”^[2],其能否在整个寿命周期内可靠工作,决定着发动机的安全性^[3]。管路振动引起的高周疲劳破坏是管路系统的常见失效模式之一^[4],发动机机匣振动和管路内流体压力波动是管路系统振动的主要激励源,此外,安装应力和机匣变形等带来的预应力也会诱发疲劳裂纹的产生^[5]。为进行管路系统的减振设计,首先需要准确获取其在实际工作状态下的模态特性。

管路的模态求解问题貌似简单,但实际上涉及到流固耦合、非线性振动等复杂的动力学前沿理论,迄今在实际工程计算中仍缺少高效、准确的流体介质影响考虑方法,尚难以实现管路模态特性“背靠背”的准确预测。目前在管路模态特性分析中考虑流体介质影响主要有两种思路^[6-7],其一是考虑可压缩流体的波动引起的管路声-固耦合振动;其二是考虑不可压流的流速、压强引起的管路的液-固耦合振动。本文基于第二种思路考虑流体介质的影响。

关于流管的流固耦合模态特性,国内外学者开展了诸多研究,但应用于工程实际问题时仍有所不足,一直以来在不断地改进和完善。1950年 Ashle 等^[8]研究了考虑流速影响的管路横向弯曲振动模型,随后 Stein 等^[9]分析了流体压强的影响机理,Huang 等^[10]则针对 Ashley 的数学模型发展了不同边界条件下管路模态的伽辽金解法。流管流固耦合振动也涉及到非线性以及系统稳定性等问题,Modarres-Sadeghi 等^[11]研究了两端固支管的非线性振动,Zhang 等^[12]研究了一般边界条件直流的非线性振动。PaiDoussis 等^[13-14]则综合前人工作,考虑诸多因素全面研究了流管振动问题,并在2014年出版了管路流固耦合动力学

的专著^[15]。以上工作主要在理论层面研究了考虑流体介质影响的管路振动特性,而工程应用中由于航空发动机外部管路系统结构复杂,常采用 ANSYS 等商用有限元软件进行模态计算,因此需要将现有理论成果改进后发展出基于商用软件的考虑流体介质影响的模态特性分析方法。

ANSYS 目前是众多有限元软件中求解多物理场问题较常用的软件,可使用 Fluid+Solid 单元或者单独采用管单元分析管路模态,但无法考虑内流流速影响,虽可以考虑流体压强影响,但计算成本较高^[16],而 ANSYS 和 CFX 联合求解的方法为时域顺序耦合法,并不适用于求解模态。为了在管路模态计算中考虑流体速度和压强影响,李占营等^[17-18]基于 ANSYS 二次开发三维流管单元,较准确地考虑了压强和流速影响,但其摒弃了 ANSYS 内置的 Pipe 289、Elbow 290 等管单元,无法充分利用 ANSYS 已有优势,在使用中具有一定的局限性。

本文借鉴上述工作,首先对流体介质的影响机理进行理论分析,并应用铁摩辛柯梁理论和能量法推导得到流体质量、压强、流速等综合影响下的等截面直管横向弯曲振动方程;在此基础上,在 ANSYS 中引入自定义刚度和阻尼单元等效流体压强项和速度速度项;进而发展一种适用于工程问题的,使用 ANSYS 现有管单元与自定义刚度和阻尼单元结合,考虑流体介质影响的管路模态特性的求解方法。

1 流体介质影响机理

1.1 流体质量影响

流体质量的影响可简单的考虑为附加质量,在 ANSYS 仿真计算中可以将流体质量折算到管路材料密度中^[17]。

1.2 流体压强影响

均匀定常流体压强 p 对管路横向微幅弯曲

振动有两方面的影响,本节推导 p 在弯曲振动中引起的作用于管路微段的横向力的数学表达。

其一是横向压力差影响,如图 1 所示^[9],管路横向弯曲变形造成内壁面拉伸侧与压缩侧沿轴向的弧长不同,因此压强 p 在拉伸侧与压缩侧的作用面积不同,从而造成横向压力差。图 1 中内壁面的压强 p 与作用于管路微段沿管路轴线弯曲曲率半径方向的压力差 dF_r/ds 有式(1)所示关系

$$\frac{dF_r}{ds + (r/R)ds} = p dy \quad (1)$$

其中 s 为管路轴线弧长; R 为管路轴线弯曲曲率半径; y 轴方向垂直于管路振动平面; r 轴在管路横截面内,沿管路轴线弯曲曲率半径方向。式(1)沿内壁面周向积分并应用格林公式得到式(2)

$$\frac{dF_r}{ds} = \oint p(1 + r/R) dy = -\frac{pA}{R} \quad (2)$$

其中 A 为管路流通面积。

进一步可以求得作用于管路微段的横向压力差 dF_z/dx 如式(3)所示

$$\frac{dF_z}{dx} = \frac{dF_r \cos \theta}{ds \cos \theta} = -\frac{pA}{R} = -pA \left(\frac{d^2 z}{dx^2} \right) \quad (3)$$

其中 θ 为弯曲振动弯角; x 轴方向沿未变形时管路的轴向; z 轴方向为横向振动方向。

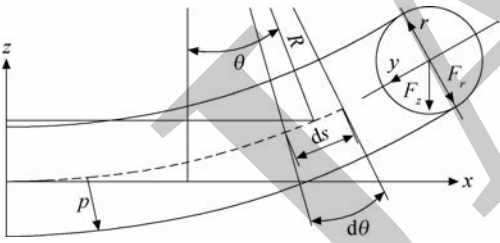


图 1 流体压强引起管路横向压力差

Fig. 1 Lateral force difference of pipeline caused by fluid pressure

其二是轴向张力的影响,如果管路两端支点存在轴向约束,由泊松效应,管路在流体压强 p 作用下径向扩张会引起管路轴向张力,这种轴向张力会增强管路的弯曲刚性,作用于管路微段沿管路横向表现为恢复力 F_b 。

$$F_b = 2pA\epsilon\mu z'' \quad (4)$$

其中 $z'' = \partial^2 z / \partial x^2$; μ 为管材泊松比; ϵ 表征管路支点的轴向约束程度,轴向完全约束时 $\epsilon = 1$, 完全自由时 $\epsilon = 0$ 。

根据式(3)和式(4),得到均匀流体压强在微幅横向弯曲振动中引起的横向非有势力 F_{nc}

$$F_{nc} = -Ap(1 - 2\epsilon\mu)z'' \quad (5)$$

1.3 流体速度影响

认为流体在管内为柱塞式流动,流速沿横截面均匀分布。流速对横向弯曲振动有两个方面的影响,一方面由于管路弯曲,存在流体离心力项 $\rho v^2 z''$; 另一方面,由于管路弯曲振动,流体的速度会引起科里奥氏力项 $2\rho v \dot{z}'$ 。其中 v 为流速; $\dot{z} = \partial z / \partial t$; ρ 为单位长度流体质量;

1.4 管路横向振动控制方程

基于铁摩辛柯梁模型利用能量法建立流管横向振动的动力学方程。考虑等截面管路弯曲应变能和剪切应变能,系统总势能的变分 δU

$$\delta U = \int_0^L \{ [EI\varphi'' - \kappa AG(\varphi - z')] \delta\varphi - \kappa AG(\varphi' - z'') \delta z \} dx \quad (6)$$

其中 L 为管路的跨度; E 为管材弹性模量; G 为切变模量; I 为管路截面惯性矩; φ 为弯矩引起管路弯曲角; κ 为铁摩辛柯剪切系数。

考虑流体动能和管路振动的动能,系统总动能的变分 δT

$$\delta T = \int_0^L \{ \rho_0 I \ddot{\varphi} \delta\varphi + m \ddot{z} \delta z + 2\rho v \dot{z}' \delta z + \rho v^2 z'' \delta z \} dx \quad (7)$$

其中 ρ_0 为单位长度管路质量; m 为单位长度管路与流体总质量。

根据式(5)求解在虚位移 δz 中流体压强 p 引起的非有势力的虚功 δW_{nc} , 利用哈密顿原理得到的管路横向振动模型的积分形式

$$\int_{t_1}^{t_2} \int_0^L \{ [\rho_0 I \ddot{\varphi} - EI\varphi'' + \kappa AG(\varphi - z')] \delta\varphi + [m \ddot{z} + 2\rho v \dot{z}' + \rho v^2 z'' + \kappa AG(\varphi' - z'')] \delta z - Ap(1 - 2\epsilon\mu)z'' \delta z \} dx dt = 0 \quad (8)$$

或根据变分边界条件得到微分方程组形式

$$\begin{cases} m \ddot{z} + 2\rho v \dot{z}' + [\rho v^2 + pA(1 - 2\epsilon\mu)]z'' + \kappa AG(\varphi' - z'') = 0 \\ \rho_0 I \ddot{\varphi} - [EI\varphi'' - \kappa AG(\varphi - z')] = 0 \end{cases} \quad (9)$$

为了得到流管基频的解析表达,基于欧拉梁模型忽略剪切效应,使用 Galerkin 法得到两端简支、两端固支以及悬臂边界条件下的直管基频表达式分别如式(10)、式(11)和式(12)所示

$$\omega_1 = \beta_1^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{1 - \frac{\rho v^2 + pA(1 - 2\epsilon\mu)}{EI\beta_1^2}} \quad \beta_1 L = 3.14 \quad (10)$$

$$\omega_1 = \beta_1^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{1 - \frac{0.55[\rho v^2 + pA(1 - 2\epsilon\mu)]}{EI\beta_1^2}} \quad (11)$$

$$\beta_1 L = 4.73$$
$$\omega_1 = \beta_1 \operatorname{Re} \left[j \frac{1.0666 \rho v}{m} \pm \sqrt{\frac{EI \beta_1^2}{m} + 0.24 \frac{\rho v^2 + (1 - 2\varepsilon\mu) p A}{m}} - 1.14 \left(\frac{\rho v}{m} \right)^2 \right]$$
$$\beta_1 L = 1.88$$

(12)

其中 $\operatorname{Re}(\cdot)$ 表示取复数实部。

2 流体影响项的等效方法及其在商用软件中的实现

控制方程(式(8))表明,在弯曲振动中,流体速度和压强影响系统的刚度和阻尼,从而影响系统模态特性,即可认为,在管路模态特性计算中考虑流速和压强的影响可以通过引入附加刚度和阻尼的方法实现。因此本节推导在有限元计算中,代表流体压强和速度影响的附加刚度和阻尼矩阵。具体到 ANSYS,可使用管单元(Pipe 289)结合自定义刚度阻尼单元(Matrix 27)进行模态计算。

下面基于变分原理^[19-20],推导流速和压强影响项的等效单元刚度和阻尼矩阵。以 z 轴方向为例,管单元(如图 2 所示)形函数写成矩阵形式见式(13)^[16]。

$$z = \frac{1}{8} \begin{bmatrix} 4 - 6X_{nd} + 2X_{nd}^3 \\ 4 + 6X_{nd} - 2X_{nd}^3 \\ -L_e(1 - X_{nd}^2)(1 - X_{nd}) \\ L_e(1 - X_{nd}^2)(1 + X_{nd}) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} z_I \\ z_J \\ \theta_{y,I} \\ \theta_{y,J} \end{bmatrix} =$$
$$N \begin{bmatrix} z_I \\ z_J \\ \theta_{y,I} \\ \theta_{y,J} \end{bmatrix}$$

(13)

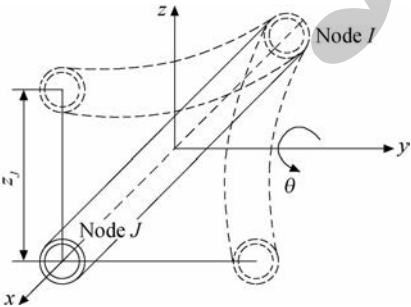


图 2 2 节点管单元
Fig. 2 Pipe element with two nodes

其中 $X_{nd} = x/L_e$, L_e 为单元长度的一半,正方向同图 2 的 x 轴正方向; z_I, z_J 分别为节点 I 和节点 J 在 z 方向的位移,正方向同图 2 的 z 轴正方向, $\theta_{y,I}, \theta_{y,J}$ 分别代表节点 I 和节点 J 在 y 轴方向转

角,正方向同图 2 的 y 轴正方向。 y 轴方向的附加刚度和阻尼矩阵求解,位移和转角的正方向均与图 2 中对应坐标轴正方向相同。

得到 z 轴方向的附加刚度矩阵 K_b (式(14))、阻尼矩阵 C (式(15))

$$K_b = \int_{-1}^1 [\rho v^2 + pA(1 - 2\varepsilon\mu)] L_e N''^T NdX_{nd}$$
$$NdX_{nd} = [\rho v^2 + pA(1 - 2\varepsilon\mu)]$$

$$\begin{bmatrix} -\frac{6}{5L_e} & -\frac{1}{10} & \frac{6}{5L_e} & -\frac{1}{10} \\ -\frac{11}{10} & -\frac{2L_e}{15} & \frac{1}{10} & \frac{L_e}{30} \\ \frac{6}{5L_e} & \frac{1}{10} & -\frac{6}{5L_e} & \frac{1}{10} \\ -\frac{1}{10} & \frac{L_e}{30} & \frac{11}{10} & -\frac{2L_e}{15} \end{bmatrix}$$

$$C = \int_{-1}^1 2\rho v L_e N'^T NdX_{nd} =$$

$$2\rho v \begin{bmatrix} -\frac{1}{2} & -\frac{L_e}{10} & -\frac{1}{2} & \frac{L_e}{10} \\ \frac{L_e}{10} & 0 & -\frac{L_e}{10} & \frac{L_e^2}{60} \\ \frac{1}{2} & \frac{L_e}{10} & \frac{1}{2} & -\frac{L_e}{10} \\ -\frac{L_e}{10} & -\frac{L_e^2}{60} & \frac{L_e}{10} & 0 \end{bmatrix}$$

(15)

y 轴方向的附加刚度和阻尼矩阵解法与 z 轴方向类似,叠加 x, y, z 轴方向的单元矩阵为三维单元矩阵,据此在 ANSYS 中自定义刚度阻尼单元 Matrix 27,应注意考虑从节点坐标系到单元坐标系的坐标变换,该部分内容在此不赘述。

考虑流体介质影响,应用 ANSYS 进行管路模态分析的求解流程如下:①采用 Pipe 289 和 Elbow 290(3 节点单元)单元建立有限元模型;②使用 Matrix 27 单元在每个 Pipe 289 和 Elbow 90 单元的两个节点之间生成相应的附加刚度单元、阻尼单元;③采用 Qrdamp 或 Damp 模态提取方法进行计算分析(本文使用 ANSYS 17.0)。

3 流体影响项等效方法可行性验证

考虑流体影响的管路模态计算中,流体质量等效为附加质量,流体压强和速度等效为附加刚度和阻尼。在 ANSYS 中使用 Pipe 289+Matrix

27 单元计算模态,且对于一些特定边界条件的直管,依据式(10),式(11),式(12)的显式公式可直接获得基频。下面验证该等效方法的可行性。

3.1 流体压强项等效方法验证

等截面直管算例的参数:壁厚为 2.0 mm,外半径为 12.0 mm,长为 500.0 mm,材料密度为 7900.0 kg/m³,弹性模量为 184.0 GPa,泊松比为 0.3。流体选取 20℃ 燃油,密度为 775.0 kg/m³,声速为 1324.0 m/s。

使用 ANSYS 中 Shell 281+Fluid 220 单元流固耦合仿真结果验证等效方法的准确性。为了考虑压强影响,需要使用预应力模态分析。流体压强为 0~15 MPa 变化,计算导管的基频与压强的关系,结果对比如图 3 所示。其中空心点代表管路两端简支点轴向自由度完全约束(图中记为 restrained),实心点代表管路两端简支点轴向自由度完全释放(图中记为 released)。

使用刚度阻尼单元等效流体压强影响的计算结果与流固耦合仿真结果具有良好的一致性,相比于流固耦合仿真方法,自由度数目大幅减少,且避免了预应力模态分析,计算效率大幅提高。Galerkin 法(式(10))的模态频率结果略高,这是因为式(10)的推导忽略了剪切效应影响。

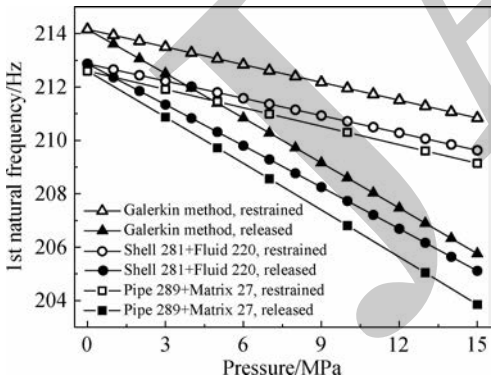


图 3 考虑流体压强影响的模态频率计算结果和仿真结果对比

Fig. 3 Comparison between the modal frequency calculation results and simulation results considering the influence of fluid pressure

3.2 流体速度项等效方法验证

借用美国国家航空航天局(NASA)技术报告^[21]中的试验数据,验证流速影响等效方法的有效性,流速变化时管路基频的计算结果与试验结果对比如图 4 所示。试验对象为两端简支的铝合金(6061-T6)导管,参数如表 1 所示。

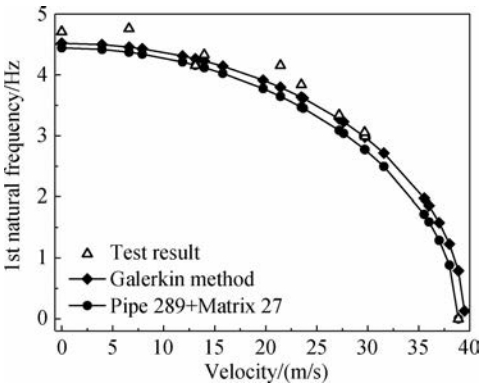


图 4 考虑流速影响的模态频率计算结果与试验结果对比

Fig. 4 Comparison between the modal frequency calculation results and the test results considering the influence of flow velocity

表 1 流速试验参数
Table 1 Velocity test parameters

参数	数值
$\rho/(\text{kg/m}^3)$	0.38
E/GPa	68.95
$I/10^{-9} \text{ m}^4$	8.99
$m/(\text{kg/m})$	0.71
L/m	3.20

使用刚度阻尼单元等效流体速度影响的计算结果与试验结果具有良好的一致性。随流速增大,管路 1 阶弯曲的模态频率下降,并且在较高流速时,模态频率可能为零,即出现静态屈曲失稳现象。

4 流体介质影响规律分析

4.1 流体压强影响规律

控制方程(式(9))中系数 $pA(1-2\epsilon\mu)$ 表明,压强对管路模态特性的影响效果与泊松比 μ 以及管路支点轴向约束程度 ϵ 有关。利用文中第 3.1 节直管算例,分别在简支点轴向自由度完全约束(图 5)和完全自由(图 6)两种边界条件下研究压强对管路基频的影响规律。

流体压强引起的横向压力差会削弱管路的刚性,流体压强增大会使系统固有频率降低。管支点轴向约束程度 ϵ 会影响轴向张力引起的弯曲刚性增强效果,当轴向完全约束 $\epsilon=1$ (图 5),泊松比增大会增强压强 p 引起的轴向张力,固有频率随着压强增大而降低的程度会减弱,而当轴向完全

自由 $\epsilon=0$ (图 6),压强不会引起管路轴向张力,即不存在弯曲刚性增强的效果,此时改变泊松比不会影响压强的作用效果。

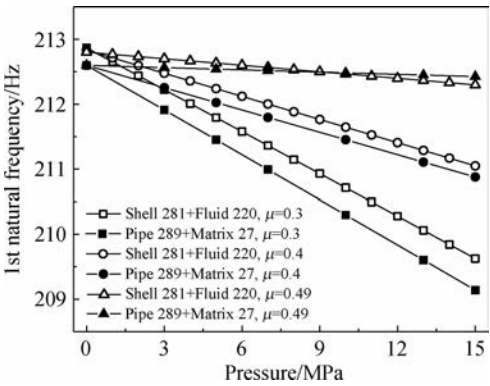


图 5 管路支点轴向完全约束压强对基频影响规律
Fig. 5 Influence of the pressure on fundamental frequency when axial freedom of the supports of pipeline are fully restrained

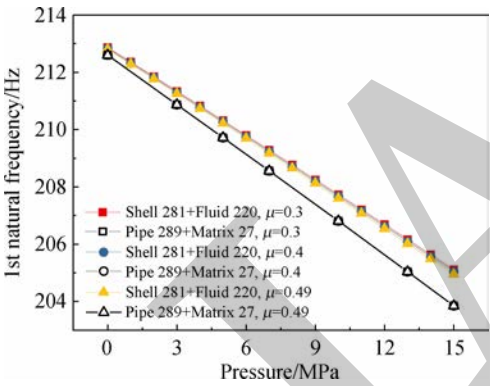


图 6 管路支点轴向完全自由压强对基频影响规律
Fig. 6 Influence of the pressure on fundamental frequency when axial freedom of the supports of pipeline are fully released

4.2 流体速度影响规律

与流速相关的流体力(包括流体质量引起的惯性力)对管路做功见式(16)

$$\Delta W = -\rho v \int_0^T [(\dot{z})^2 + v \dot{z} z'] \Big|_0^L dt - \frac{1}{2} \rho \int_0^L (\dot{z})^2 \Big|_0^T dx + \frac{1}{2} \rho \int_0^L (v \dot{z}')^2 \Big|_0^T dx \tag{16}$$

式中右端第 1 项反映 $0 \sim T$ 时间内弯曲振动管路进出口的流体动量变化,第 2 项反映 $0 \sim T$ 时间内流体质量惯性力的做功,第 3 项反映时间 $0 \sim T$ 内,管路横向弯曲引起的管路轴向伸长造成的系统能量变化功率。可见,流速引起的流体力对系

统的做功情况与边界条件、振型和管路轴向伸长有关。

将流速按公式 $v_{nd} = v \sqrt{\rho L^2 / EI}$ 进行无量纲化处理,利用文中第 3.1 节直管算例,在两端简支式(10)、两端固支式(11)和悬臂边界条件式(12),分别求解管路基频随流速的变化关系,如图 7 所示。

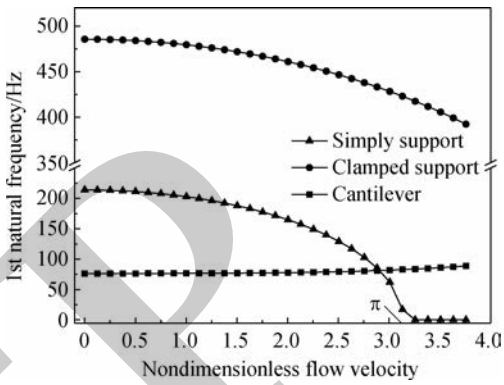


图 7 不同边界条件下流速对模态特性的影响规律
Fig. 7 Influence law of flow velocity on modal characteristics under different boundary conditions

由图 7 可见,对于两端简支和固支管路,附加质量引起的惯性力,以及随流速增大,管路轴线伸长造成的动量增加等原因会引起系统固有频率的下降,对于简支管路,无量纲流速 $v_{nd} = \pi$ 时固有频率为零,出现失稳现象;而悬臂管路由于边界条件 $\dot{z}(L, 0) \neq 0$,流速引起的管路进出口动量变化对管路做功,进而影响管路模态特性,进出口动量变化与管路振型有关,如图 8 所示,流速对悬臂管第 1、第 2 阶固有频率的影响趋势是不同的。

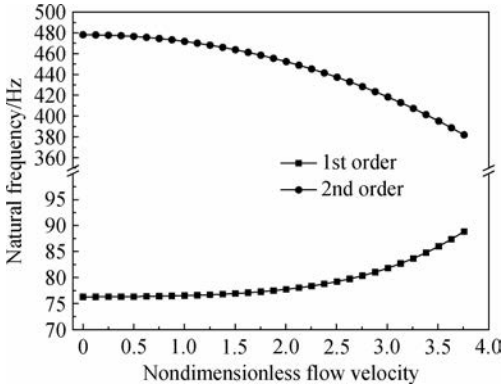


图 8 流速对悬臂管路第 1、第 2 阶固有频率的影响
Fig. 8 Influence of velocity on the 1st, 2nd order natural frequency of cantilever pipe

5 结 论

1) 本文建立了应用自定义刚度阻尼单元等效流体压强和流速影响的管路湿模态求解方法,并基于 ANSYS 的 Pipe 289+Matrix 27 单元进行了算例计算,验证了该方法的可行性和准确性。

2) 流体压强对管路湿模态影响分为两个方面,横向压力差会降低管路弯曲刚度,而轴向张力会提高弯曲刚度,压强作用效果与管路支点轴向约束程度和泊松比有关。

3) 流体速度对管路湿模态影响与边界条件、振型和管路轴向伸长有关,在高流速时,模态频率可能为零,即出现失稳现象。

参考文献:

[1] STONER B L. The importance of engine external's health [R]. NASA/CP-2006-214329, 2006.

[2] 彭刚,于乃江,贾文强. 航空发动机外部管路的结构与动力学特征参数分析[J]. 航空发动机, 2017, 43(5): 1-6.

PENG Gang, YU Naijiang, JIA Wenqiang. Analysis of structural and dynamical characteristic parameters of external pipes for aeroengine[J]. Aeroengine, 2017, 43(5): 1-6. (in Chinese)

[3] 许锬俊. 航空发动机导管结构完整性要求的初步研究[J]. 航空发动机, 1994, 20(3): 53-62.

XU Ejun. The elementary study for the integrality requirement of aeroengine pipes[J]. Aeroengine, 1994, 20(3): 53-62. (in Chinese)

[4] 国防科学技术工业委员会. GJB3054-97 飞机液压管路系统设计、安装要求[S]. 北京:国防科学技术工业委员会, 1997: 7-8.

[5] 胡安辉,周立江,高伟. 发动机燃油管断裂故障分析[J]. 失效分析与预防, 2012, 7(3): 192-196.

HU Anhui, ZHOU Lijiang, GAO Wei. Failure analysis of fuel oil pipe in an areo-engine[J]. Failure Analysis and Prevention, 2012, 7(3): 192-196. (in Chinese)

[6] LI S, KARNEY BW, LIU G. FSI research in pipeline systems: a review of the literature[J]. Journal of Fluids and Structures, 2015, 57(6): 277-297.

[7] 秦雷. 航空发动机液压管路系统耦合振动的建模与分析[D]. 沈阳:东北大学, 2011.

QIN Lei. Modeling and analysis of hydraulic pipe FSI system of aero engine[D]. Shenyang: Northeastern University, 2011. (in Chinese)

[8] ASHLE Y, HOL T, HAVILAN D, et al. Bending vibrations of a pipe line containing flowing fluid[J]. Journal of Applied Mechanics, 1950, 17(3): 229-252.

[9] STEIN R A, TOBRINER M W. Vibration of pipes containing flowing fluids[J]. Journal of Applied Mechanics,

1970, 37(4): 1249-1256.

[10] HUANG Y M, LIU Y S, Li B H, et al. Natural frequency analysis of fluid conveying pipeline with different boundary conditions[J]. Nuclear Engineering and Design, 2010, 240(3): 461-467.

[11] MODARRES-SADEGHI Y, PAÏDOUSSIS M P. Nonlinear dynamics of extensible fluid-conveying pipes, supported at both ends[J]. Journal of Fluids and Structures, 2009, 25(3): 535-543.

[12] ZHANG T, OUYANG H J, ZHANG Y O, et al. Nonlinear dynamics of straight fluid-conveying pipes with general boundary conditions and additional springs and masses[J]. Applied Mathematical Modelling, 2016, 40(17/18): 7880-7900.

[13] PAÏDOUSSIS M P, ISSID N T. Dynamic stability of pipes conveying fluid[J]. Journal of Sound and Vibration, 1974, 33(3): 267-294.

[14] PAÏDOUSSIS M P, LI G X. Pipes conveying fluid: a model dynamical problem[J]. Journal of Fluids and Structures, 1993, 7(2): 137-204.

[15] PAÏDOUSSIS M P. Fluid-Structure Interactions[M]. 2nd ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2014.

[16] ANSYS Incorporation. ANSYS documentation[R]. Pittsburgh, Pennsylvania, USA: ANSYS Incorporation, 2016.

[17] 李占营, 王建军, 邱明星. 航空发动机空间管路系统的流固耦合振动特性[J]. 航空动力学报, 2016, 31(10): 2346-2352.

LI Zhanying, WANG Jianjun, QIU Mingxing. Dynamic characteristics of aero-engine pipe system considering fluid-structure coupling[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(10): 2346-2352. (in Chinese)

[18] 李占营, 王建军, 邱明星, 等. 航空发动机管路流固耦合振动的固有频率分析[J]. 航空发动机, 2017, 43(1): 66-70.

LI Zhanying, WANG Jianjun, QIU Mingxing. Analysis for natural frequencies of pipe conveying fluid considering fluid-structure interaction[J]. Aeroengine, 2017, 43(1): 66-70. (in Chinese)

[19] 王本利, 王世忠, 安为民, 等. 用有限元法分析导管固液耦合振动[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1985, 17(2): 11-16.

WANG Benli, WANG Shizhong, AN Weimin, et al. Analysis of solid-liquid coupling vibration of tubes by finite element method[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1985, 17(2): 11-16. (in Chinese)

[20] WANG Shizhong, LIU Yulan, HUANG Wenhui. Research on solid-liquid coupling dynamics of pipe conveying fluid[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 1998, 19(11): 1065-1071.

[21] RUNYA N, HARRY L, DODD S, et al. Effect of high velocity fluid flow on the bending vibrations and static divergence of a simply supported pipe[R]. NASA-TN-D-2870, 1965.