

降低发动机管道振动的优化设计

北京航空航天大学 李琳**

【摘要】 介绍了消减发动机管道振动的结构优化方法。该方法在管道结构(走向、主要支点)基本确定的情况下能够给出使危险点的振动能量最小的附设卡箍的位置、刚性及阻尼。在对原管道结构进行有限元计算的基础上,全部分析过程限制在附设卡箍的位置、激振点及危险点之间。整个迭代过程不需重新进行有限元计算,具有效率高的特点。文章最后给出一根滑油导管的算例。

主题词: 管道 振动 优化设计 发动机

分类号: V214.33

1 管系附设卡箍后频响函数的改变

在发动机管道故障中,振动使管道结构松动,发生漏油漏气,振动还使管道结构发生疲劳破坏。发动机在调试过程中管道疲劳断裂占全部故障的 20~30%^[1]。避免振动疲劳破坏,提高导管的工作寿命,其关键一是要采取措施消除使材料疲劳强度下降的因素;二是要设法降低管道的振动水平。发动机管道的走向一般是根据工艺要求,样机的几何形状及其上的空间位置决定的,不能轻易变动。因此,导管上卡箍的布置,卡箍的阻尼及刚性就成了控制发动机管道振动的关键因素。本文应用优化理论,给出在管道结构(走向、主要支点)基本确定的条件下,使危险点(管接头处、焊缝处、急转向处等)振动能量最小的附设卡箍的位置及刚性的数值计算方法。该方法利用结构的有限元计算结果,将分析过程限制在附设卡箍的位置、激振点及危险点之间,整个迭代过程不需重新进行有限元计算,因此具有计算效率高的特点。

发动机管路系统出现故障后,一般采用的补救方法是在振动大的地方加卡箍。下面来分析附加卡箍后管道结构振动频响函数的变化。

管路系统引入 m 个支撑后,其运动方程为(为使分析简单明了,暂不考虑阻尼的作用):

$$[M]\ddot{\{x\}} + [K]\{x\} = -[K^a]\{x\} + \{F(t)\} \quad (1)$$

式中 $[M]$ 、 $[K]$ 分别为原系统的质量和刚度矩阵; $\{x\}$ 为系统的位移向量; 当考虑流固耦合效应时, $[M]$ 、 $[K]$ 为相应的耦合系统的质量矩阵和刚度矩阵, $\{x\}$ 中则包括了流体脉动压力。 $[K^a]$ 为对角方阵, 其对角线上的元素在对应于附加支撑的自由度方向上不为零, 其余均为零。非零元素的值为各对应支撑的刚性。 $\{F(t)\}$ 为系统的激振力向量, 在分析频响函数的变化时, 可设: $\{F(t)\} = \{F_0\}e^{j\omega t}$, 其中 $\{F_0\}$ 的各元素中除第 s 个元素为 1 外, 其余均为零。对方程(1)作傅里叶变换, 得运动方程在频域上的表达式:

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X\} = -[K^a]\{X\} + \{F_0\} \quad (2)$$

式中 $\{X\}$ 为向量 $\{x(t)\}$ 的傅里叶变换。设: $[h] = (\omega^2[M] + [K])^{-1}$, 则:

$$\{X\} = -[h][K^a]\{X\} + [h]\{F_0\} \quad (3)$$

根据频响函数的定义可知 $[h]$ 即为原系统的频响函数矩阵。式(3)又可写为:

$$([I] + [h][K^a])\{X\} = [h]\{F_0\} \quad (4)$$

由此得到:

$$\{X\} = ([I] + [h][K^a])^{-1}[h]\{F_0\} \quad (5)$$

式中 $[I]$ 为单位对角阵。

(5)式代表了附加 m 个卡箍的管路结构在自由度 s 方向受到一个单位幅值的谐波激励时各点的振动频率响应。根据定义 $\{X\}$ 即为新结构的频率响应向量,即 $\{X\}$ 中的第 r 个分量 $X_r(\omega) = h_{rs}(\omega)$, $h_{rs}(\omega)$ 为改变后的频率响应函数。

2 目标函数、计算方法

有了结构的频率响应函数,对一确定性激励 $S(\omega)$,可写出结构上任意一点的频率响应:

$$R(\omega) = h_{rs}(\omega) \times S(\omega) \quad (6)$$

振动信号在频率范围 (ω, ω) 内的平均功率为:

$$W_R = \frac{1}{2\pi} \int_a^b \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} |R(\omega)|^2 d\omega = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{4\pi T} \int_a^b |h(\omega)|^2 |S(\omega)|^2 d\omega \quad (7)$$

平均功率是对振动信号能量的描述。因此对于不变的 $S(\omega)$,附设的卡箍对 h_{rs} 的修正应使管道危险点振动信号的能量下降才能达到减振目的。为此我们取危险点的平均功率作为目标函数,即在非共振条件下取

$$\text{Obj}(h) = \text{Min}(W_R) = \text{Min} \int_a^b |h|^2 |S|^2 d\omega \quad (8)$$

目标函数为一复合函数, h 为中间变量, h 又是卡箍位置、刚性、阻尼的函数。因此优化附设卡箍的管道结构的过程可分两大步进行迭代:第一步计算修正后的频响函数;第二步计算危险点的振动平均功率。当同时考虑数个危险点时目标函数应使其中的最大平均功率降至最小,即:

$$\text{Obj}(h) = \text{Min}\{\text{Max}[W_{Ri}], i = 1, 2, \dots\}$$

根据式(5)计算附设卡箍后管道结构的频响函数时,需要知道原结构的全部频响函数,还要对一个 $n \times n$ 阶方阵求逆。由于发动机各导管彼此相连,形成一个管道系统,一般情况下,其自由度数目 n 是个不小的数字,要计算出全部频响函数是不现实的,即便能将其求出,由于是 ω 的函数,如果每计算一个 ω 每迭代一次都要求一个 $n \times n$ 阶矩阵的逆,其计算量也是不能容忍的。事实上根据问题的特殊性,可使问题简化。若将与附加支撑有关的自由度用一个上标 a 表示,与附加支撑无关的自由度用一个上标 b 表示,则方程(4)可用分块矩阵的形式写为:

$$\left[[I] + \begin{bmatrix} h^{aa} & h^{ab} \\ h^{ba} & h^{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K^a & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \right] \begin{Bmatrix} X^a \\ X^b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} h_{si}^a \\ h_{si}^b \end{Bmatrix} \quad (9)$$

方程右端是由式(4)的右端得到,即: $[h]\{F_0\} = \{h_{si}\}$, h_{si} 中各元素为激励自由度与其它各自由度间的频响函数。将式(9)展开得:

$$([I] + [h^{aa}][K^a])\{X^a\} = \{h_{si}^a\} \quad (10)$$

$$[h^{ba}][K^a]\{X^a\} + [I]\{X^b\} = \{h_{si}^b\} \quad (11)$$

由(10),(11)可以分别解出:

$$\{X^a\} = ([I] + [h^{aa}][K^a])^{-1}\{h_{si}^a\} \quad (12)$$

$$\{X^b\} = \{h_{si}^b\} - [h^{ba}][K^a]\{X^a\} \quad (13)$$

设 $b \in s$ 则:

$$X_r^b = h_{rs}' = h_{rs}^b - \sum_{i=1}^m K_i^a h_{ir} X_i^a \quad (14)$$

式中 m 为附设卡箍的个数。

上式表明要计算附设卡箍后管道结构的频响函数 h_{rs}' , 需要首先解出 X_i^a , ($i = 1, 2, \dots, m$)。这里求解 X_i^a 的式(12)虽然与式(5)形式上完全相同, 但方程组的阶数却大为消减, 式(12)的阶数仅为 m 阶(m 为附设卡箍的个数), 从而使优化的迭代过程成为可能, 特别是当 $m = 1$ 时, 因 $X_p^a = h_{sp} / (1 + K_p^a h_{pp})$, 所以:

$$h_{rs}' = h_{rs} + K_p^a h_{rp} h_{sp} / (1 + K_p^a h_{pp}) \quad (15)$$

式中下标 p 代表附加支撑的自由度。

结合方程组(12)、(14)可知, 用这两个公式计算 h_{rs}' 所用原结构的频响函数仅涉及激励自由度、响应自由度与附加支撑自由度, 使问题大为简化。

有了修正后的频响函数, 目标函数的计算则无太大困难。实际计算可将式(8)离散化, 即取:

$$\text{Obj}(h) \approx \text{Min} \sum_{i=1}^N |h_i|^2 |S_i|^2 \Delta\omega \quad (16)$$

以及: $\Delta\omega = (\omega - \omega) / N$

整个优化过程的算法如下: (1) 在给定频率范围(ω, ω)内计算原管道结构或管路流固耦合系统的频响函数 $h_{aa}, h_{as}, h_{ar}, h_{rs}$, ($a = 1, 2, \dots, m, s$ 为激励自由度, r 为响应自由度); (2) 对每 ω 用公式(12)、(14)计算附加卡箍后管道结构的频响函数 h_{rs}' ; (3) 用公式(16)计算目标函数 $\text{Obj}(h) = \text{Obj}(K^a, \xi^a, \vec{P})$, $\vec{P}$ 为根据管路实际情况考虑的有限个卡箍的位置向量; (4) 根据目标函数的共轭方向确定新的方向; (5) 检查控制变量(目标函数值是否达到最小值, 或迭代次数是否达到规定的最大值); (6) 如果控制变量未达到规定值, 重复迭代过程 2、3、4, 否则停算。

由于实际中的卡箍一般被近似认为是径向各向刚性均等, 因此当考虑在某一位置的某一方向加弹性支撑时, 实际上在该位置的径向各个方向都加了同一刚性的支撑。因此, 较为谨慎的做法应是在做了上述优化后, 再对同一相应位置的其它自由度方向的响应进行校核。

3 算 例

图 1 为某发动机上的一根滑油管, A 、 D 两端固定在机匣上。当发动机工作时, 设 D 点机匣有较大的振幅, 频率为 120 Hz, 从而激起导管的振动。导管振动时急转向处 B 点为危险点,

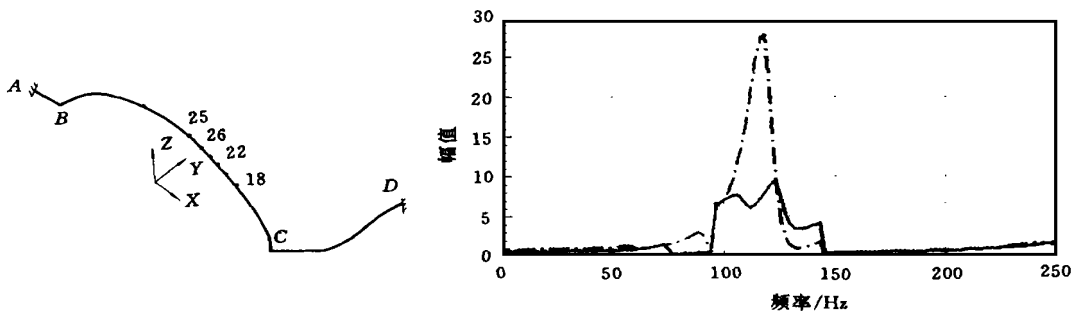


图 1 算例

图 2 原结构与优化结构响应谱的比较

现考虑加一卡箍以减少危险点处 Z 方向的振动水平。

导管的部分结点编码也示于图 1 中。每个结点有 6 个自由度, 其编码为 $3i+j$, ($j=1, 2, \dots, 6$, i 为结点编码), 依次为沿 X 、 Y 、 Z 方向的位移及绕 X 、 Y 、 Z 轴的转角。

按上述方法对卡箍位置及刚性优化选择的结果是在 18 结点处加一刚性为 10^5 N/m 的卡箍。图 2 为对应这一选择的 B 点响应的功率谱与原结构 B 点响应的功率谱的比较。

为了检验平均功率的极小性, 在目标函数中固定 $\bar{P}$ (或 K^a), 此时目标函数简化为一元函数, 故可画出目标函数随 K^a (或 $\bar{P}$) 的变化曲线。图 3 所示曲线为当 $\bar{P}$ 取 18 点的 Z 方向时目标函数随 K^a 的变化。它表明 $1.56 \cdot 10^5 \text{ N/m}$ 是这点卡箍刚性的最佳选择。

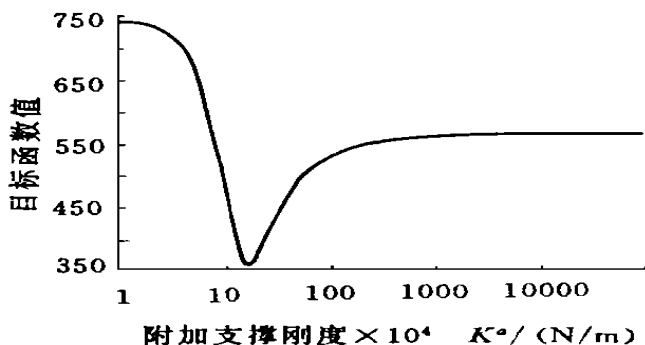


图 3 目标函数曲线

结论 本文介绍了发动机管道振动的优化方法, 特别给出了计算附设卡箍后管道频响函数的简化方法。该方法不需重新计算新结构的有限元, 而且将分析过程限制在附设卡箍位置、激振点及危险点之间, 使整个优化过程的计算量大为减少。

参 考 文 献

- 1 金富财. 浅谈发动机管路的几个问题. 航空发动机, 1988
- 2 朱金烁等. 用传递函数进行结构动态修改. 第三届振动理论及应用学术会议论文集, 1987
- 3 Kitis L, Pilkey W D, Wang B P. Optimal Frequency Response Shaping by Appendant Structures. Journal. of Sound & Vib. 1984, 95(2)

(责任编辑 王震华)

damage strength, we can determine its overall fatigue quantity in the working life. And based on the fatigue cumulative damage probabilistic model, the part's fatigue reliability and life can be predicted. An aeroengine compressor is taken for example to show how to use the surplus fatigue damage strength for predicting the blade's fatigue reliability and life.

Key words Compressors Blades Reliability Fatigue life

A NEW RELIABILITY ANALYTICAL METHOD FOR BENDING FATIGUE STRENGTH OF GEARS

Peng Xiongqi, Liu Geng, Wu Liyan

(5th Dept. Northwest Polytechnical University, Xian 710072)

ABSTRACT

Based on the three-parameters reliability analysis model and the fatigue theory of gears, a new reliability analytical method for the bending fatigue strength of tooth root is proposed by use of blending stochastic finite element method. This method takes into account such random factors for the reliability of gears, as load, fatigue limit, the material parameters and radius chamfer of tool. Analyses completed with this method indicate: The radius chamfer of tool has unignorable effect on the reliability of gears' bending fatigue strength; In the linear elastic problems, the Young's modulus has no effect on the structure reliability; The Poisson ratio has a little leverage on the gears' reliability; But the gears' reliability reduces with the increase of variation coefficients of the above mentioned random factors; So the gear's reliability will increase as the skewnesses of fatigue limit and the radius chamfer of tool rise. But the skewness of load has an inverse influence. This paper also considers the modified coefficient's (no random factor) effect on the gears' reliability.

Key words Stochastic finite element method Reliability Gears Bending fatigue

MEASUREMENT AND EXPRESSION OF MAIN CHARACTERISTICS OF NiTi SHAPE MEMORY ALLOY WIRES

Du Yanliang and Nie Jingxu

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

Experiments and analyses of the main characteristics of NiTi alloy wires were completed to research their ability in active detection and control of cracks growth as the special requirements of the intelligent material structures. The expressions of the main characteristics as recovery force and other parameters are deduced on the basis of measurements. The research results show that the NiTi alloys wires are very good functional materials for manufacturing the intelligent structures capable of actively detecting and controlling the growth of cracks and vibration.

Key words Shape memory alloys Characteristic measurement Recovery effect

OPTIMIZATION FOR REDUCING VIBRATION OF ENGINE PIPELINE

Li Lin

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

The paper deals with structural optimization for reducing vibration of engine pipeline. The method can give the best position, stiffness and damping of clips to be attached on condition that pipe system's structure has been given. Based on the finite element analysis of original structure, the analytical process is limited between the locations where are to be attached clips, excited points and dangerous points. It is not necessary to make again a finite element analysis for the improved system. An example for reducing the vibration of an engine pipeline is presented.

Key words Optimization Engine Pipelines Vibration