

某型飞机液压能源系统频域特性分析

肖文键¹, 朱庆友², 潘陆原¹

(1. 北京航空航天大学 自动控制系统, 北京 100083; 2. 空军第一研究所一室, 北京 100076)

摘要:采用频域内的特征阻抗方法,建立了流体管路、能源管路相关液压元件和液压能源管路系统的四端网络数学模型,利用传递函数阵,在基于Win98操作系统的Matlab软件环境中,计算了液压能源管路系统的频率响应特性,并将仿真计算结果与实际测试结果进行了对比,实测结果与计算结果较为接近,从而解释了该型飞机先后多次发生系统导管固定处隔框撕裂的故障原因。

关键词:液压系统;动态特性;仿真;测试

中图分类号:V21 **文献标识码:**A **文章编号:**1009-3516(2000)04-0009-04

某型飞机液压系统是高压大流量系统,这对于提高系统的动态性能、减轻系统重量具有重要意义,但也带来一些问题,如在使用过程中,液压能源管路系统先后多次发生液压泵出口至高压油滤的 $D=16\text{ mm}$ 不锈钢导管固定卡箍松动、固定卡箍处的隔框被严重撕裂的故障现象,直接影响到液压系统的正常工作和飞行安全。根据现场调研了解到的情况分析,认为某型飞机液压能源系统管路存在较大的振动,因此将研究的重点放在管路系统的谐振规律、谐振峰值和谐振频率方面。

1 某型飞机液压能源管路系统建模

1.1 液压能源管路系统布局及其仿真结构

根据测绘的实际管路布局和相应的结构参数,将油泵出口至油滤之间的管路、地面液压泵源供油管路和油滤组成的系统作为液压能源管路系统,得到某型飞机液压能源管路系统的布局及其仿真结构,如图1所示。其中1-2为高压软管,能够隔离来自发动机附件机匣的机械振动,但对于液体的脉动,其阻抗作用与同样长度和管径的硬管基本相同^[1];4-5为支管,是地面液压泵源供油管路,5为封闭的管路末端;2-3-4构成三通接头;9和11为弯曲接头;13-14-15为油滤,为便于仿真计算,其等效分解为13-14节流长孔和14-15腔;6、7、8、12和16为导管固定卡箍。G1到G14为各段简单直管和相关液压元件传递矩阵。

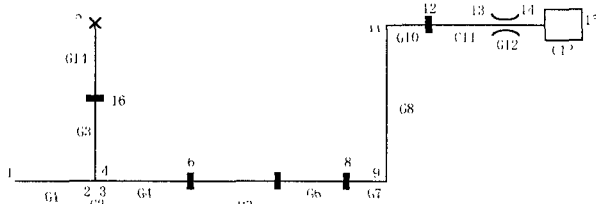


图1 某型飞机液压能源管路系统布局及其仿真结构

1.2 流体管路的频域分析模型

以图1中1-2段管路为例,根据建立管道中液压流体数学模型的流体力学假设和基本方程式,可以导出断面1与断面2之间压力和流量的四端网络传递关系如下:

$$\begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh \Gamma & -Z_c \sinh \Gamma \\ -\frac{1}{Z_c} \sinh \Gamma & \cosh \Gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix}$$

其中 Γ 为传递算子, Z_c 为管路的特征阻抗。当知道一端的压力和流量后,即可求得另一端的压力和流量。因为液压能源的管路比较长,所以必须按照分布参数模型处理,因此有^[3]

$$\Gamma = D_n \dot{S} \sqrt{N(\dot{S})} \quad Z_c = Z_0 \sqrt{N(\dot{S})} \quad N(\dot{S}) = \left[1 - \frac{2J_1(j\sqrt{\dot{S}})}{j\sqrt{\dot{S}}J_0(j\sqrt{\dot{S}})} \right]^{-1}$$

式中 $D_n = \nu L / (ar_0^2)$ 为无因次耗散数, $Z_0 = \rho a / (\pi r_0^2)$ 为阻抗常数。 L 为管长, ν 为运动粘度系数, a 为流体中的音速, ρ 为流体密度, r_0 为管道内半径, $\dot{S} = S(r_0^2/\nu)$, S 为拉普拉斯算子。 J_0, J_1 分别为零阶和一阶的第一类 Bessel 函数。

由于 $N(\dot{S})$ 中存在复杂的 Bessel 函数, 使管路动态的频域解析十分困难。这里考虑频率相关摩擦损失对管路模型精度的影响, 采用积分和一阶惯性环节的线性组合逼近 $N(\dot{S})$, 从而简化了传递矩阵, 使管路动态的频域解析得以顺利地进行。 $N(\dot{S})$ 的近似表达式为^[2], $N(\dot{S}) \approx 1 + \frac{8}{\dot{S}} + 4 \sum_{i=1}^4 \frac{m_i}{\dot{S} + n_i}$ 其中 m_i, n_i 由下列向量确定, $m = [86.672 \ 12, 13.372 \ 50.4.994 \ 301.1.776 \ 146]$

$$n = [20 \ 202.905, 1 \ 825.3 \ 688, 257.918 \ 72, 35.766 \ 688]$$

利用该分布参数的管路模型, 能得出与原函数基本相同的计算结果, 并适用从低频到高频较宽的频率范围。

1.3 能源管路中基本元件的传递矩阵

该机液压能源管路系统中有两个基本元件, 节流短管和容腔。如图 1 所示, 节流短管与容腔的传递矩阵分别为

$$\begin{bmatrix} P_{14} \\ Q_{14} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -(R_5 + L_0 S)l \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{13} \\ Q_{13} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} P_{15} \\ Q_{15} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{V}{E_y} S & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{14} \\ Q_{14} \end{bmatrix}$$

式中, $R_5 = 128\mu/\pi d^4$, $L_0 = 4\rho/\pi d^2$, μ 为流体的动力粘度系数, d 为节流短管的直径, l 为节流短管的长度。 V 为容腔的容积, E_y 为流体的弹性模量。

1.4 液压能源管路系统的特性阻抗方法

在实际的流体传输管路网络系统中, 管路与管路、管路与元件、元件与元件的连接方式, 或者是并联, 或者是串联。图 1 所示的管路系统中, 11-12-13-14-15 是串联的连接方式, 其传递矩阵为

$$\begin{bmatrix} P_{15} \\ Q_{15} \end{bmatrix} = G_{13} \begin{bmatrix} P_{14} \\ Q_{14} \end{bmatrix} = G_{13} G_{12} \begin{bmatrix} P_{13} \\ Q_{13} \end{bmatrix} = G_{13} G_{12} G_{11} \begin{bmatrix} P_{12} \\ Q_{12} \end{bmatrix} = G_{13} G_{12} G_{11} G_{10} = \begin{bmatrix} P_{11} \\ Q_{11} \end{bmatrix}$$

2-3-4 属于分支管路的连接方式, 其传递矩阵为 $\begin{bmatrix} P_3 \\ Q_3 \end{bmatrix} = G_2 \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -1/Z_4 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix}$

其 $Z_4 = P_4/Q_4$, 为 4-16-5 管路的输入阻抗, 其计算式为 $Z_4 = \frac{P_4}{Q_4} = -\frac{(G_{14}G_3)_{21}}{(G_{14}G_3)_{22}}$

利用输入阻抗的概念, 考虑相应的边界条件, 即封闭的管路末端流量为零, 分支管路的交汇点处压力相等、流量连续, 容腔内部压力相等, 并且认为油滤以后的压力脉动可以忽略。这样, 采用频域中的特性阻抗方法, 即可对液压能源管路系统进行特性仿真。

2 液压能源管路系统频域特性

2.1 液压能源管路结构的频率特性计算范围

液压泵的泵送频率 $f_p = n \cdot Z / 60$

由于柱塞数为奇数的液压泵的理论固有脉动频率为泵送频率的 2 倍, 某型飞机的液压泵是 9 柱塞泵, 对应于发动机最大转速时的转速为 4 500 r/min, 所以该机液压泵的固有脉动频率的基频最大值为

$$2 \cdot f_p = 2 \times 4\ 500 \times 9 \div 60 = 1\ 350 \text{ Hz}$$

当飞机处于教练战斗状态时, 发动机的转速下降 2.5%。这样发动机从 70% 的巡航转速至最大转速变化时, 液压泵的固有脉动频率的基频变化范围是:

$$1\ 350 \times (0.7 - 0.025) \sim 1\ 350 \times (1.0 - 0.025) = 912 \text{ Hz} \sim 1\ 316 \text{ Hz}$$

液压泵的回冲脉动频率等于泵送频率, 因此相应的回冲脉动频率的基频变化范围是 456~658 Hz, 与固有脉动相比, 回冲脉动是流量脉动中的较主要成分^[1]。一般情况下基频对管路动态特性的影响最大, 同时兼顾到回冲脉动频率的二倍频的影响, 因此仿真的频率变化范围选择为 350~1 400 Hz。

2.2 仿真结果—液压能源管路系统管路动态特性

为节省篇幅,本文仅给出了固定卡箍 6 和 8 处的仿真结果。从仿真结果可以看出系统管路内不同部位的流体对液压泵流量脉动的响应情况:

(1)固定卡箍 6 处在 350~400 Hz, 470~500 Hz, 580~600 Hz, 780~800 Hz 范围内对液压泵流量脉动响应可能会达到压力比峰值;在 390~410 Hz, 650~700 Hz 范围内可能会达到压力比的谷值。

(2)固定卡箍 8 处在 350~400 Hz, 450~500 Hz, 580~600 Hz, 780~800 Hz 范围内对液压泵流量脉动响应可能会达到压力比峰值;在 390~410 Hz, 650~700 Hz 范围内可能会达到压力比的谷值。

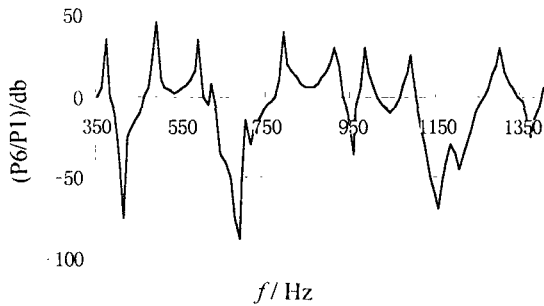


图 2 固定卡箍 6 处仿真结果

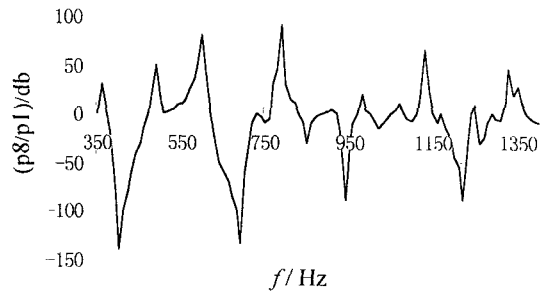


图 3 固定卡箍 8 处仿真结果

3 液压能源管路系统振动测试

3.1 测试方法

为了查找管路振动的原因,在某型飞机发动机开车时,对其液压能源系统管路的振动情况进行了测试。为了保证测试工作的成功,减小因传感器重量而引起的测试误差,选用了美国 Endevco 公司生产的微型加速度传感器(每个传感器重量为 3g);

数据处理采用了 CRAS 信号分析系统。图 4 是液压能源系统管路振动测试系统组成原理图。测试过程中,选取了 2 架飞机进行测试;对每架飞机,在液压能源系统管路的导管、导管固定卡箍及固定结构处分别布置了 30 个微型加速度传感器,共取得有效数据 xxx 组,两架飞机的测试结果基本相同。测试工作的主要内容包括:

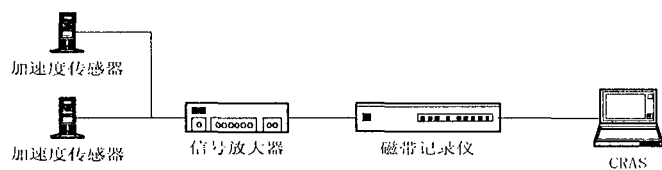


图 4 管路振动测试系统组成原理图

(1)地面静态液压导管固有频率测试。

(2)地面开车状态液压导管固定卡箍及固定结构处振动测试。

3.2 测试结果及分析

表 1 是该机液压能源管路系统固有频率测试结果。

表 2 是某型飞机液压能源管路系统导管固定结构处的振动测试结果。

图 5 是固定卡箍 6 处的振动测试结果,图 6 是固定卡箍 8 处的振动测试结果。分析测试结果,可以看出:
(1)固定卡箍 6 处的振动峰值频率与液压导管的各阶固有频率基本上是错开的,振动响应最强烈处出现在 380~440 Hz 和 730~840 Hz 的频率范围内。

(2)固定卡箍 8 处的振动峰值频率与液压导管的各阶固有频率均比较接近,振动响应最强烈处出现在 345~450 Hz 和 730~840 Hz 的频率范围内,且振动峰值明显大于固定卡箍 6 处的振动峰值。

(3)液压导管的振动频率等于液压泵的泵送频率。

(4)液压导管固定结构处的振动频率约等于液压泵泵送频率的倍频。

表 1 液压能源管路系统固有频率测试结果

频率	<350	350~450	450~550	550~650	650~850	Hz
3~6 段		355	465	630	765	995 *
6~7 段	245	355		630	755 *	
7~8 段	275		465	635	755 *	940

表2 液压能源管路系统固有结构处振动测试结果

位 置	泵送	导管振动	导管固定结构
固定卡箍 6 处	460	460	925
固定卡箍 8 处	460	460	925

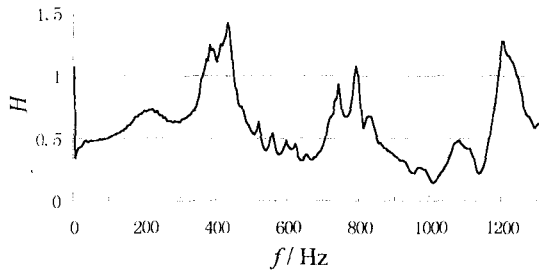


图5 固定卡箍 6 处的测试结果

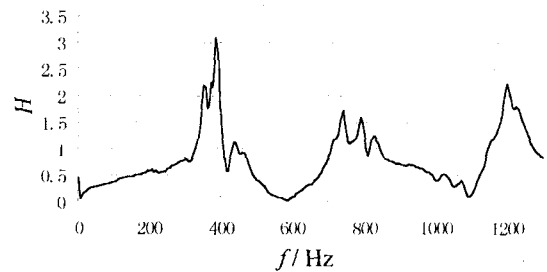


图6 固定卡箍 8 处的测试结果

4 结论

(1) 固定卡箍 6 处和固定卡箍 8 处振动的仿真计算结果与实测的振动趋势基本上是吻合的。

(2) 液压导管及其固定结构处的振动是由液压泵的流量脉动引起的。液压脉动频率在一些频段上与流体谐振频率发生耦合,导致系统管路内的液压脉动幅值加大,增强了液压脉动的激振作用;

(3) 液压脉动频率与液压能源管路固有频率的耦合振动,是造成液压能源管路系统故障的根本原因。固定卡箍 8 处的振动峰值频率与液压导管的各阶固有频率均比较接近,且振动响应的峰值较高,说明在这些频率范围内出现了管系共振。当液压泵的泵送频率与导管固有频率接近时,由于液压脉动的激振作用,导致导管振动加剧,导管的振动又作用于导管固定卡箍和固定隔框,长此以往,导管、导管固定卡箍和固定隔框中相对较弱的一方就会损坏;固定卡箍 6 处的振动峰值频率与液压导管的各阶固有频率基本上是错开的,因此,固定卡箍 6 处的振动峰值较小。这一结果与实际情况(固定卡箍 8 处的固定隔框撕裂,固定卡箍 6 处的固定结构完好)完全一致。

参考文献:

- [1] 罗群贤. 液压脉动的分析及控制(上)[J]. 机床与液压, 1981, (1): 9 - 25.
- [2] 蔡亦钢. 流体传输管道动力学[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1990.
- [3] 赵彤, 彭光正, 许耀铭. 液压管路分布参数模型的精确近似[J]. 机床与液压, 1989, (1): 43 - 50.

Frequency Characteristic Analysis of an Aeroplane Hydraulic Source System

XIAO Wen-jian¹, ZHU Qing-you², PAN Lu-yuan¹

(1. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;

2. The First Research Institute of PLAAF, Beijing 100076, China)

Abstract: We construct the mathematic model of an aeroplane hydraulic source system, analyse its frequency characteristic and contrasts the calculation result with the practical test result. The practical test result gets close to the calculation result, it explains the reason why the fixed structure of the pipeline of the aeroplane hydraulic source system has been destroyed many times.

Key words: hydraulic system; frequency characteristic; emulate; test