

航空液压管路高低周复合疲劳寿命预测研究

华腾飞, 刘豪, 李静, 仇原鹰

(西安电子科技大学机电工程学院, 西安, 710071)

摘要 为有效预测航空液压管路的疲劳寿命, 在分析现有液压管路寿命预测方法不足的基础上, 针对飞机液压管路受力特点, 分析了液压管路的载荷类型, 并对其进行了载荷分解, 进而提出了一种基于高低周复合载荷的疲劳寿命预测方法。为验证所提方法的有效性, 以某型航空液压管路为例, 利用 Ansys Workbench 软件对其进行仿真分析, 在此基础上, 对所分析液压管路分别进行了考虑高低周载荷作用和不考虑高低周载荷作用的疲劳寿命预测。对比寿命预测结果发现, 高低周复合疲劳载荷对液压管路的寿命影响较大, 在预测液压管路的疲劳寿命时, 需同时考虑高周疲劳载荷和低周疲劳载荷的作用。

关键词 液压管路; 高低周疲劳; 疲劳损伤; 寿命预测

DOI 10.3969/j.issn.2097-1915.2024.06.004

中图分类号 V215.5 **文献标志码** A **文章编号** 2097-1915(2024)06-0026-09

A Prediction of Fatigue Life for Aviation Hydraulic Pipelines in Combination with High and Low Cycle Loading

HUA Tengfei, LIU Hao, LI Jing, QIU Yuanying

(School of Mechatronic Engineering, Xidian University, Xi'an 710071, China)

Abstract In order to predict the fatigue life of aviation hydraulic pipelines reliably, on the basis of existing fatigue life prediction methods being insufficiency for hydraulic pipelines and in view of the stress characteristics of aircraft hydraulic pipelines, the types of loads acting on hydraulic pipelines are analyzed and their loads are decomposed, a fatigue life prediction method is proposed for the hydraulic pipeline under combined high and low cycle loading. Subsequently, a simulation analysis is performed on a specific type of aircraft hydraulic pipeline by using the Ansys Workbench to validate the effectiveness of the proposed method. Based on this analysis, fatigue life predictions are made in consideration of both high and low cycle loads, and under no consideration of the effects of high and low cycle loads. The results show that the effect of combined high and low cycle fatigue loads has a significant influence on the fatigue life of hydraulic pipeline. When the fatigue life of hydraulic pipelines is subjected to the prediction, it is necessary to consider the effects of both high cycle fatigue loads and low cycle fatigue loads simultaneously.

Key words hydraulic pipeline; high and low cycle fatigue; fatigue damage; life prediction

收稿日期: 2024-05-21

基金项目: 陕西省自然科学基金基础研究计划(2023-JC-YB-328)

作者简介: 华腾飞(2000-), 男, 河南南阳人, 硕士生, 研究方向为液压管路多轴疲劳寿命预测。E-mail: tengfeihua@163.com

通信作者: 李静(1985-), 男, 河北赞皇人, 副教授, 博士, 研究方向为金属材料的疲劳与断裂。E-mail: lijing02010303@163.com

引用格式: 华腾飞, 刘豪, 李静, 等. 航空液压管路高低周复合疲劳寿命预测研究[J]. 空军工程大学学报, 2024, 25(6): 26-34. HUA Tengfei, LIU Hao, LI Jing, et al. A Prediction of Fatigue Life for Aviation Hydraulic Pipelines in Combination with High and Low Cycle Loading[J]. Journal of Air Force Engineering University, 2024, 25(6): 26-34.

航空液压系统中,液压管路是飞机液压系统的关键部分,是液压系统功率传输、介质流动的通道。液压管路的可靠性和安全性对飞机的正常运行起着至关重要的作用。随着航空工业的高速发展,高性能飞机对液压管路的可靠性要求越来越高。如果设计不当,飞机可能会因管路破裂、管夹松动、支撑结构破坏等原因使液压系统失效而产生严重的飞行事故^[1]。为避免飞机液压管路失效,要对管路进行疲劳分析以提高飞机液压管路系统的安全性和可靠性。目前,对液压管路主要进行高周疲劳分析,包括飞机运行过程中发动机造成的随机振动和液压泵流体脉动造成的流致振动。

文献[2]利用有限元分析软件对管路进行仿真分析并计算了管路的随机振动寿命。文献[3]提出飞机液压管路在随机振动和流体脉动作用下的动力响应分析方法,并对管路寿命进行了预测。文献[4]推导出管路危险点应力与疲劳寿命间的关系式,并将该理论计算结果与有限元仿真结果进行了对比,以验证寿命预测模型的有效性。文献[5]对民用飞机液压管路进行了高周疲劳分析,并利用 nCode 疲劳分析模块进行了寿命预测。文献[6]提出用频域疲劳法预测柔性管疲劳损伤的方法,并利用神经网络技术预测应力谱的最大幅值,发现机器学习算法能较好地处理载荷造成的疲劳损伤。文献[7]在频域上基于功率谱密度进行管路的随机振动分析,利用有限元法得到危险点的应力响应功率谱密度,依据线性损伤累积理论预测了管路寿命。文献[8]采用 Bandat 和 Dirlik 数学模型对民机液压管路系统在高周疲劳载荷作用下的寿命进行预测。文献[9]提出一种预测预应力环境下管路结构在随机振动下的疲劳损伤方法,通过对管路结构仿真,计算得到管道薄弱区域的疲劳寿命。文献[10]基于连续损伤力学理论,对含初始塑性损伤的管路及管路连接件在服役环境下进行了振动疲劳寿命预估。文献[11]基于损伤力学的弹性和塑性损伤演化方程对含有装配应力以及不同装配状态下的 1Cr18Ni9Ti 扩口管进行疲劳寿命预测。文献[12]通过实验测量了液压管路在实际工作中的动态应力,得到了实际的应力-时间历程,筛选出管路危险点并用雨流计数法进行分级统计,最后利用 Miner 线性损伤累积准则进行了寿命预测。文献[13]研究热振载荷对航空液压管路疲劳寿命的影响,利用叠加原理建立了管路的热振耦合应力模型,并基于损伤力学和管路的耦合应力模型建立了管路的疲劳损伤演化模型。文献[14]针对带有轴向装配偏差的液压导管进行了基于随机振动理论的疲劳寿命预估。文献[15]应用线性

损伤法则考虑泵源脉动幅值对管路系统的影响,评估了液压管路的动强度安全性。

实际服役环境下,飞机液压管路承受油液高压脉动、机体随机振动等低幅、高频高周疲劳载荷和液压泵启闭导致的地一空一地低周疲劳载荷共同作用,致使液压管路结构容易出现高低周复合疲劳损伤甚至断裂破坏现象。但是,目前针对复杂液压管路的寿命预测,研究人员仅考虑了高周疲劳问题,没有考虑低周疲劳造成的损伤,也没有考虑高低周载荷的交互作用,导致寿命预测偏危险。因此,有必要对发动机引起的随机振动、低周油液载荷、高周油液脉动以及油液高低周载荷耦合作用引起的耦合损伤问题进行研究,并进行高低周复合疲劳下的寿命预测。为此,本文首先针对液压管路载荷谱进行分解,提出一种基于高低周复合载荷的疲劳寿命预测方法;然后,利用 Ansys Workbench 仿真软件对某飞机液压管路进行了仿真分析;最后,基于仿真分析结果,对所分析液压管路分别进行考虑高低周载荷作用与不考虑高低周载荷作用的寿命预测,并对其进行了对比分析。

1 航空液压管路高低周复合疲劳仿真分析

1.1 载荷谱分解

图1为液压管路承受载荷的示意图。按照液压管路承受载荷的不同,将管路载荷分为两部分:一部分为油液引起的载荷;另一部分为发动机引起的随机振动载荷。其中,油压脉动与发动机振动载荷属于高周疲劳载荷,飞机地一空一地循环引起的油液压力变化属于低周疲劳载荷。在计算疲劳损伤时,需根据载荷来源分别进行计算。

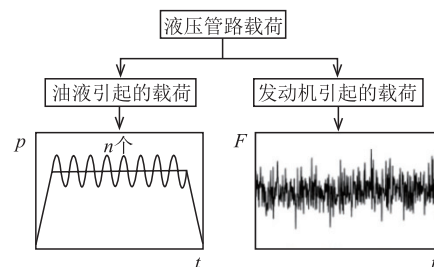


图1 液压管路载荷示意图

Fig.1 Schematic diagram of hydraulic pipeline load

文献[16]在研究压气机转子叶片疲劳寿命预测时,将高低周复合载荷分解为低周三角波和高周正弦波的组合。实验验证表明,该方法具有较好的寿命预测效果^[16-17]。为此,本文参考上述方法,将图2(a)所示的管路高低周载荷分解为图2(b)的正弦波和图2(c)的三角波。三角波的应力峰值为低周载

荷最大值加正弦波幅值, 载荷时间为梯形波非恒定载荷的总时长。

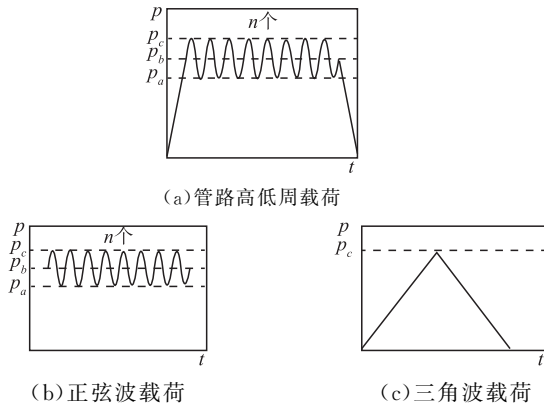


图 2 载荷分解方法示意图

Fig. 2 Schematic diagram of load decomposition method

1.2 有限元仿真分析算例

1.2.1 有限元仿真前处理

以某航空液压管路为例(如图 3 所示), 对其进行仿真分析。其中, 管路长 1.32 m, 管路内径为 9.8 mm, 外径为 12 mm。固定约束在管路的出入口位置以及 3 个支架的背面。随机振动载荷谱加载在支架背面。管路以及零部件材料属性如表 1 所示, 油液参数如表 2 所示^[18-19]。管路材料为 1Cr18Ni10Ti 不锈钢, 其抗拉强度 σ_b 为 618 MPa^[19]。

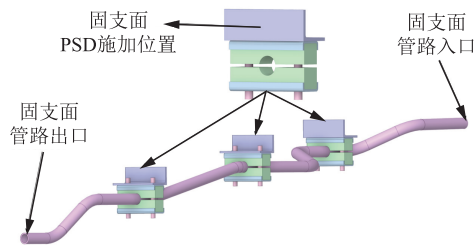


图 3 飞机液压管路模型

Fig. 3 Aircraft hydraulic pipeline model

表 1 液压管路零部件材料参数

Tab. 1 Material parameters of hydraulic pipeline components

零件	密度/ (kg/m ³)	弹性模量/ GPa	泊松比 ν
管路	7 900	204	0.3
金属片	2 800	66	0.33
套筒	2 800	66	0.33
橡胶	2 200	0.28	0.4
支架	2 760	68	0.33
螺栓	7 750	193	0.3

表 2 油液材料参数

Tab. 2 Oil material parameters

密度/ (kg/m ³)	体积模量/ GPa	声速/ (m/s)	动力粘度/ (Pa·s)
833	0.7	916.7	0.037 5

为便于仿真计算, 对液压管路模型特点进行简

化, 主要包括去除了支架的圆角、螺栓的螺纹、螺栓头部、垫片及螺母。由于管路和管夹之间不允许滑移, 支架以及管夹通过螺栓连接属于固定连接, 因此将管路与橡胶块、螺栓与支架、橡胶块、金属片、套筒设置为绑定接触。支架与橡胶块、支架与金属片、橡胶块和套筒也设置为绑定接触。图 4 为简化后生成的管路网格、流体网格、管夹网格、套筒网格, 整体网格质量为 0.842, 流体网格质量为 0.8。

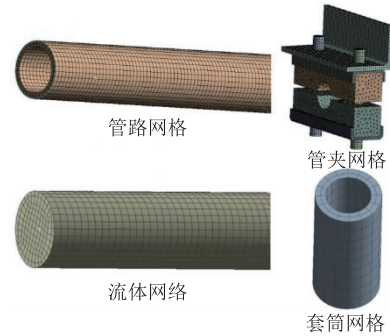


图 4 液压管路网格

Fig. 4 Hydraulic pipeline grid

1.2.2 随机振动分析

随机振动分析的前提是完成液压管路结构的模态分析, 将油液质量均布等效到管路上以此表征液压油对管路结构的模态影响。设管路体积和密度分别为 V_t 、 ρ_t , 油液的体积和密度分别为 V_o 、 ρ_o , 则管路的等效密度 ρ_{eq} 为:

$$\rho_{eq} = \frac{\rho_t V_t + \rho_o V_o}{V_t} \quad (1)$$

由式(1)可得管路的等效密度为 9 381 kg/m³。基于等效质量法, 用管路等效密度代替管路的真实密度进行模态仿真计算。计算得到的管路前六阶固有频率分别为 424.69、520.96、899.13、946.74、1 011.4、1 122.4 Hz。

模态分析完成后, 根据 GJB150.16A-2009^[20] 给出的安装在喷气式飞机上设备的典型振动谱, 将图 5 所示加速度功率谱密度函数施加在支架背面的 X、Y、Z 方向上。阻尼系数 β_1 、 β_2 可根据参考文献 [21] 中的方法计算。

$$\beta_1 = \frac{2\xi}{\omega_1 + \omega_2} \omega_1 \omega_2 \quad (2)$$

$$\beta_2 = \frac{2\xi}{\omega_1 + \omega_2} \quad (3)$$

式中: ξ 为阻尼比, 取值 0.02; ω_1 、 ω_2 为主要响应频率, 结合 $\omega = 2\pi f$ 以及管路的前两阶固有频率可求得 ω_1 、 ω_2 。计算可得该结构的阻尼系数 $\beta_1 = 58.01$ 、 $\beta_2 = 6.73 \times 10^{-6}$ 。

图 6 为 3σ Von-Mises 等效应力云图, 管路的最大应力位置在靠近油液出口的弯折处, 等效应力最

大为 22.2 MPa。

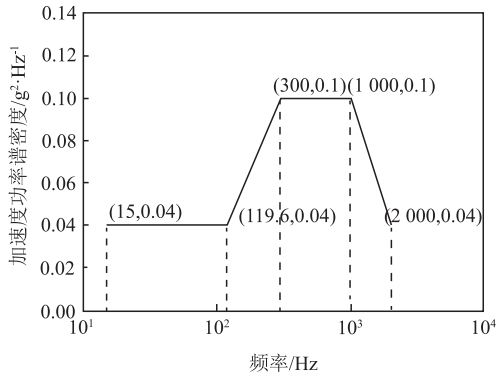


图 5 加速度功率谱密度

Fig. 5 Acceleration power spectral density

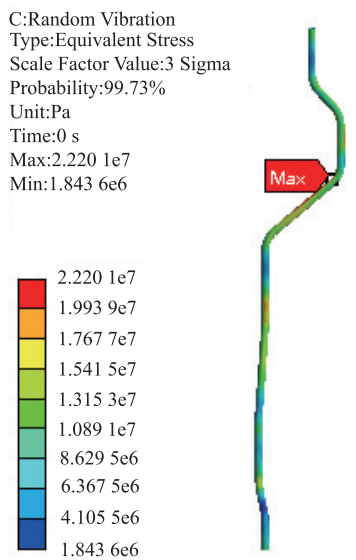


图 6 3σ Von-Mises 等效应力云图

Fig. 6 3σ Von-Mises equivalent force cloud map

1.2.3 油压载荷仿真分析

针对液压管路受力特点,分别进行两部分油液载荷仿真分析。工况 1:油液脉动幅值 2.1 MPa、均值 28 MPa;工况 2:地—空—地低周三角波载荷。假设液压管路正常启闭时间为 1 min,飞机一架次的总飞行时间为 1 h。液压管路所用柱塞泵的压力脉动周期频率为 630 Hz,油液的流速为 3.579 m/s。对于工况 1,仿真分析时计算 10 个周期,每个周期 20 个子步,子步的时间步长为 5×10^{-4} s,总时长 0.1 s。结合油液脉动周期频率、圆频率可得工况 1 压力脉动为: $28 + 2.1 \times \sin(3958t)$ 。对于工况 2,仿真分析总时长设为 120 s,时间步长设置为 1 s,则 0~60 s 的压力和流速分别为 $0.50167t$ 和 $0.05965t$ 。60~120 s 的压力和流速分别为 $-0.50167t + 60.1$ 和 $-0.05965 + 7.158t$ 。

工况 1 和 2 的流体边界条件为:管路入口设置流速函数,出口设置压力脉动函数。油液的外表面设为流固耦合面,通过流固耦合面进行物理场数据

的传递。油液的流动状态为湍流,选择 K-ε 流体模型。

图 7 为工况 1 的等效应力云图,应力最大位置 A 点在靠近液压管路油液出口处,最大应力为 180.3 MPa。

图 8 为工况 2 的等效应力云图,应力最大位置 B 点为靠近液压管路油液入口处,最大应力为 174.7 MPa。

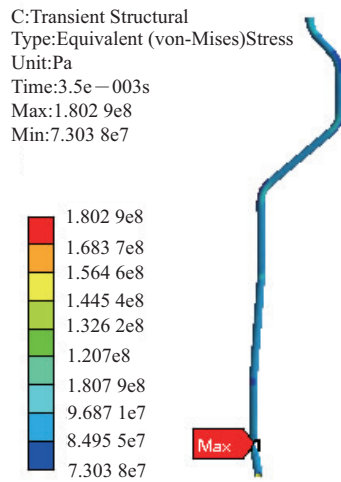


图 7 工况 1 的等效应力云图

Fig. 7 Equivalent stress cloud map of working condition 1

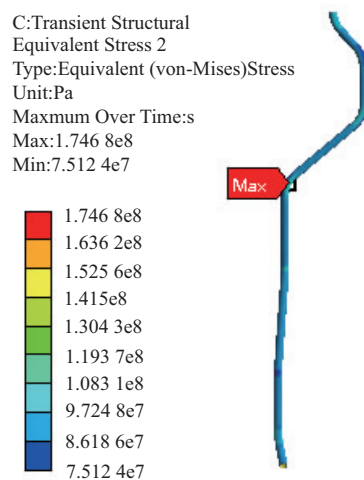


图 8 工况 2 的等效应力云图

Fig. 8 Equivalent stress cloud map of working condition 2

2 仿真结果试验验证

为了验证仿真结果的合理性,利用上述仿真计算方法,对某型飞机液压管路在油压脉动载荷激励下的应力应变进行分析,并和试验结果进行对比。试验时,在硬管段沿周向和轴向分别粘贴了 4 个应变片,应变片的布局示意图如图 9 所示。图 10 为油液载荷试验验证管路的有限元模型。表 3 和表 4 分别为试验管路和液压油液的材料参数。

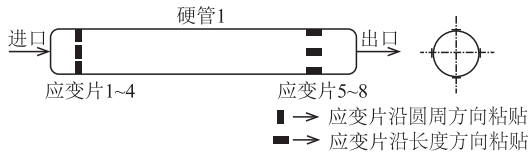


图9 应变片布局示意图

Fig. 9 Schematic diagram of strain gauge layout

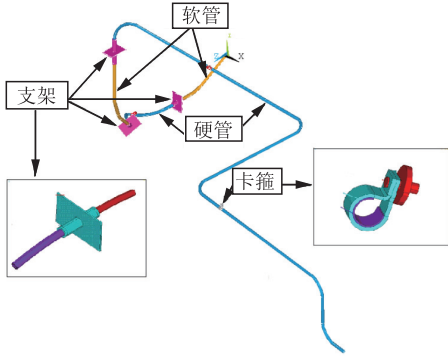


图10 油液载荷试验验证管路的有限元模型

Fig. 10 Experimental verification of finite element model of pipeline

根据试验状态,仿真分析时设置流体压力脉动的均值为 22.5 MPa,幅值为 1.3 MPa,管路入口的流速为 8.478 m/s,管路出口设置压力脉动函数。压力脉动为: $22.5 + 1.3 \times \sin(3.958t)$ 。其他仿真条件与油液脉动仿真设置保持一致。

表3 试验管路材料参数

Tab. 3 Test pipeline material parameters

零件	密度/ (kg/m^3)	弹性模量/ GPa	泊松比 ν
硬管	7 850	199	0.25
管接头	7 810	201	0.3
软管	2 200	2.8	0.4
卡箍橡胶层	2 200	0.28	0.4
卡箍金属层	7 850	210	0.28
螺栓	7 750	193	0.3

表4 液压油液材料参数

Tab. 4 Hydraulic fluid material parameters

密度/ (kg/m^3)	体积模量/ GPa	声速/ (m/s)	动力粘度/ ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)
850	1.666	1 400	0.011 22

图 11、图 12 分别为测点 1 实测的周向应变时间历程和有限元仿真分析结果。对比两图可见,仿真分析结果和实测结果基本一致。进一步,将管路上 8 个应变片所对应的测点的实测平均应变和对应的仿真分析结果列于表 5 中,可见,除测点 5 外,其他测点的仿真结果和实测结果的相对误差均小于 10%。由此可知,本文采用的仿真分析方法具有较好的计算精度。

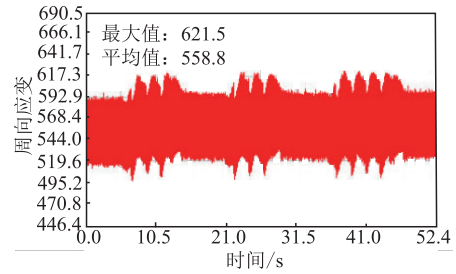


图11 测点1周向应变的实测时间历程

Fig. 11 The measured time history of circumferential strain at measuring point 1

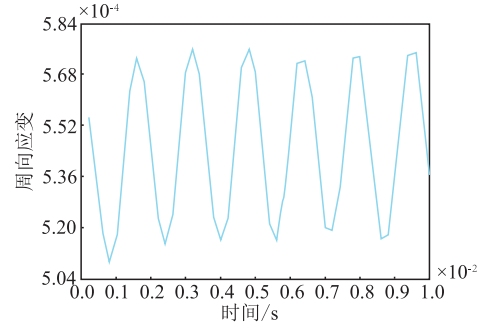


图12 测点1周向应变的有限元仿真分析

Fig. 12 Simulation time history of axial strain at measuring point 1

表5 仿真与试验所测应变对比

Tab. 5 Comparison of strain measured by simulation and experiment

测点	仿真/ $\mu\epsilon$	试验/ $\mu\epsilon$	相对误差/%
1	544.6	558.8	2.54
2	515.9	519.8	0.75
3	546.8	590.1	7.34
4	495.5	515.8	3.94
5	220.1	192.0	-14.64
6	115.3	127.3	9.43
7	204.6	216.4	5.45
8	141.7	149.4	5.15

3 液压管路寿命预测

3.1 高低周复合疲劳损伤模型

根据液压管路的受载特点可知,管路的疲劳损伤由 4 部分组成:

$$D_{\text{TOTAL}} = D_L + D_H + D_C + D_S \quad (4)$$

式中: D_{TOTAL} 为液压管路总损伤; D_L 为地—空—地循环带来的低周疲劳损伤; D_H 是油液脉动引起的高周疲劳损伤; D_C 是地—空—地低循环压力和油液脉动引起的高低周耦合疲劳损伤; D_S 为随机振动造成的损伤。

由图 2 所示高低周载荷可知,油压损伤是由 1 个低周疲劳损伤和 n 个高周疲劳构成的。基于 Miner 线性损伤累积准则,当零部件经历一个高低

周载谱时,高周疲劳损伤和低周疲劳损伤分别为:

$$D_H = \frac{n}{N_{HCF}}, D_L = \frac{1}{N_{LCF}} \quad (5)$$

式中: n 为高周循环载荷的数量; N_{HCF} 、 N_{LCF} 分别为高周和低周载荷对应的疲劳寿命。

事实上,高周疲劳和低周疲劳并非是相互独立的,两者之间存在耦合作用,而线性损伤累积准则没有考虑高低周载荷造成的耦合损伤。为此,文献[22]考虑高低周载荷引起的耦合损伤作用,引入了高低周应力幅值比、高低周循环频率比来表征高低周耦合损伤。利用文献[22]所建模型,液压管路的高低周耦合损伤计算式为:

$$D_C = \frac{1}{(1 + f_H/f_L) \log(N_{HCF})^{\Delta\sigma_H/\Delta\sigma_L}} \quad (6)$$

式中: f_H 为高周载荷频率; f_L 为低周载荷频率; $\Delta\sigma_H$ 为高周载荷应力循环范围; $\Delta\sigma_L$ 为低周载荷应力循环范围。

预测随机振动寿命,本文采用常用的三区间法进行计算。在频域内,von-Mises 等效应力的功率谱密度函数 $G(f)$ 可表示为^[23]:

$$G(f) = G_{\sigma_x}(f) + G_{\sigma_y}(f) + G_{\sigma_z}(f) + 3(G_{\tau_{xy}}(f) + G_{\tau_{xz}}(f) + G_{\tau_{yz}}(f)) \quad (7)$$

在频域内, $G(f)$ 的数字特征可以用谱矩 m_n 来表示,谱矩的计算式为:

$$m_n = \int_0^{+\infty} f^n \cdot G(f) df \quad (8)$$

结构的随机振动损伤表示为:

$$D_S = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} \quad (9)$$

式中: N_1 、 N_2 、 N_3 分别为 1σ 、 2σ 、 3σ 应力作用下液压管路对应的疲劳破坏循环周次; n_1 、 n_2 、 n_3 分别为分布在 3 个区间内的应力幅值对应的循环周次。

$$n_1 = 0.683E(P)T \quad (10)$$

$$n_2 = 0.271E(P)T \quad (11)$$

$$n_3 = 0.0433E(P)T \quad (12)$$

$$E(P) = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \quad (13)$$

将 N_1 、 N_2 、 N_3 和 n_1 、 n_2 、 n_3 代入式(9)可得随机振动损伤 D_S 。因此液压管路总损伤 D_{TOTAL} 可表达为:

$$D_{TOTAL} = \left(\frac{n}{N_{HCF}} + \frac{1}{N_{LCF}} + D_C + D_S \right) \quad (14)$$

3.2 液压管路寿命计算

3.2.1 液压管路寿命计算流程

图 13 为液压管路高低周复合疲劳寿命预测流

程,首先进行油液载荷仿真和随机振动仿真,其次找出不同载荷下的危险点,利用 S-N 曲线对高周油液载荷、低周油液载荷进行高低周寿命及损伤预测。利用 Zhu 模型计算高低周载荷的耦合损伤,利用三区间法计算随机振动损伤。最后计算总损伤,得到液压管路寿命。

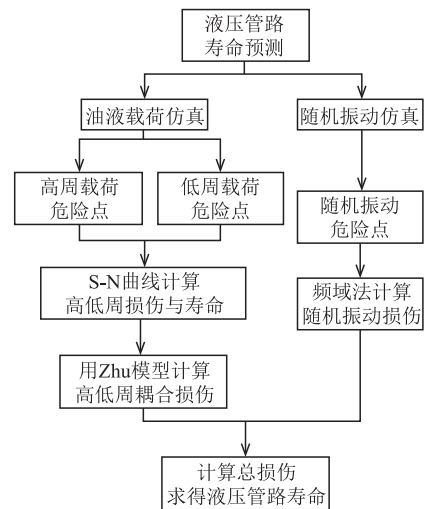


图 13 液压管路高低周复合疲劳寿命预测流程

Fig. 13 Prediction process of high low cycle composite fatigue life for hydraulic pipelines

由于缺少管路所用材料 1Cr18Ni10Ti 的相关疲劳数据,使用文献[24]的方法,用材料的屈服极限和强度极限估算 S-N 曲线。在双对数坐标系下 S-N 曲线的斜率表达式为:

$$b = -\frac{1}{3} \lg \frac{\sigma_{1000}}{\sigma_{-1}} \quad (5)$$

式中: $\sigma_{1000} = 0.9\sigma_b$ 、 σ_b 为抗拉强度,当 $\sigma_b \leq 1400$ MPa, $\sigma_{-1} = 0.5\sigma_b$ ^[25]。可求得 S-N 曲线的斜率 b 为 -0.0851 。利用已知的 S-N 数据点 (σ_x, N_x) 和斜率 b ,可用于确定应力幅 σ_y 的疲劳损伤循环次数 N_y :

$$N_y = N_x \left(\frac{\sigma_x}{\sigma_y} \right)^{-1/b} \quad (16)$$

3.2.2 液压管路油液载荷寿命与损伤计算

图 14 为工况 1 危险点的应力时间历程。危险点 A 的幅值 σ_a^A 为 12 MPa,均值 σ_m^A 为 160 MPa。由于 S-N 曲线是在对称循环应力条件下得到的,A 点的应力响应为非对称循环应力,因此,本文采用 Goodman 公式进行平均应力修正。

$$\sigma_{R=-1} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b}} \quad (17)$$

式中: σ_a 为应力幅值; σ_m 为应力均值; σ_b 为强度极限。

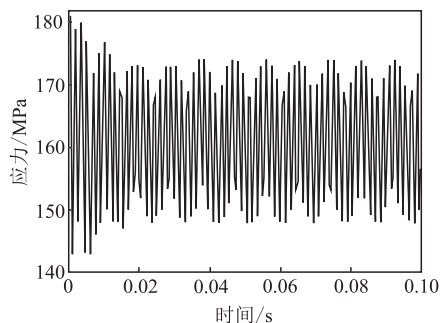


图 14 工况 1 危险点 A 的应力时间历程

Fig. 14 Stress time history of hazard point A in condition 1

提取 A 点的仿真结果,并代入式(17)得出对称循环载荷下的应力幅值 $\sigma_{R=-1}^A$ 为 16.19 MPa。将 $\sigma_{R=-1}^A$ 代入 S-N 曲线可得管路循环 1.287×10^{21} 会发生疲劳破坏,故工况 1 的疲劳损伤为 7.77×10^{-22} 。应力周期为 0.1 s,故 1 s 内受到工况 1 的损伤为 10 次,计算可得在一个飞行架次造成的损伤 D_H 为 2.71×10^{-17} 。因此,在工况 1 的环境下,液压管路的寿命为 3.697×10^{16} h。

图 15 为工况 2 危险点 B 的应力时间历程。根据应力时间历程曲线可计算可得脉动循环下的危险点 B 幅值 σ_a^B 为 174.99 MPa,均值 σ_m^B 为 87.46 MPa,计算可得 $\sigma_{R=-1}^B$ 为 203 MPa。将 $\sigma_{R=-1}^B$ 代入 S-N 曲线可得 1.392×10^8 次循环会发生疲劳破坏,即 B 点的损伤 D_L 为 7.181×10^{-9} 。

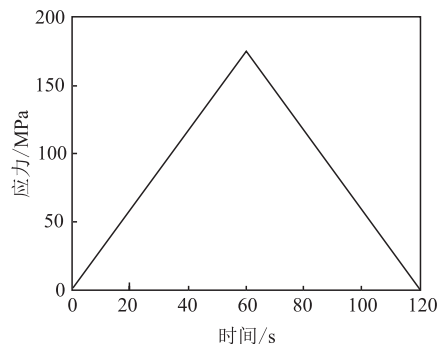


图 15 工况 2 危险点 B 的应力时间历程

Fig. 15 Stress time history of hazard point B in condition 2

液压管路油液载荷是由工况 1 脉动高周载荷和工况 2 低周载荷组合而来的。代入式(6)得管路每小时受到的高低周耦合损伤 D_C 为 1.6096×10^{-6} 。

3.2.3 液压管路随机振动寿命与损伤计算

图 16 为随机振动危险点的等效 Von-Mises 应力 PSD 曲线。由式(7)、式(8)、式(13)可求得 $E(P)$ 为 655.06。将其代入式(10)、式(11)、式(12)中可求得分布在 3 个区间内的应力幅值所对应的循环周次。由图 6 可知随机振动的 3σ 等效应力的最大值为 22.2 MPa,因此 1σ 、 2σ 、 3σ 的应力分别为 7.4 MPa、14.8 MPa、22.2 MPa。将其分别代入式(16)可得 N_1 、 N_2 、 N_3 的值,进而由式(9)计算可得

D_S 为 3.923×10^{-15} 。将 D_L 、 D_H 、 D_C 、 D_S 代入式(4)可得 1 个架次的总损伤为 1.617×10^{-6} 。故液压管路的寿命为 6.184×10^5 h。

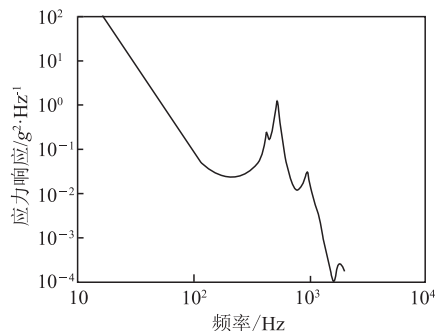


图 16 危险点的等效 Von-Mises 应力 PSD 曲线

Fig. 16 Equivalent von mises stress PSD curve of hazardous points

3.3 液压管路复合疲劳寿命预测与对比

若按照文献[3,5]的寿命预测方法,不考虑高低周疲劳损伤,仅考虑高周疲劳损伤 D_H 、 D_S 。则液压管路寿命计算式为:

$$N = \frac{1}{D_H + D_S} \quad (18)$$

计算得一个架次的总损伤为 3.95×10^{-15} ,即液压管路的寿命为 2.531×10^{14} h。而考虑高低周复合疲劳损伤的管路寿命为 6.184×10^5 h。

由此可见,对飞机液压管路而言,液压泵启闭引入的低周疲劳载荷,对管路疲劳损伤贡献较大,在对管路进行疲劳强度校核时,需要考虑低周疲劳损伤和高低周耦合疲劳损伤的影响。

4 结论

本文利用 Ansys Workbench 对某飞机液压管路进行实际工况下的有限元仿真分析,并利用 Zhu 模型对液压管路进行高低周复合疲劳寿命预测,得到如下结论:

1) 航空液压管路的危险点一般为管路的弯折部分,应重点关注管路的弯折部分保证液压管路的可靠性和安全性。

2) 提出一种适用于航空液压管路的高低周疲劳寿命计算模型,并通过有限元仿真计算将该模型应用到某飞机液压管路上。

3) 通过与常规液压管路寿命预测方法的比较,发现高低周耦合疲劳损伤对液压管路寿命影响较大,表明对液压管路进行寿命预测时必须考虑高低周复合疲劳损伤。

参考文献

- [1] 张亚骅,周瑞祥,尚柏林.飞机液压管路故障诊断及预防措施研究[C]//2017年首届航空保障设备发展论坛论文集.成都:航空工业出版社,2017:238-242.
ZHANG Y K,ZHOU R X,SHANG B L. The Aircraft Hydraulic Tube Fault Diagnosis and Preventive Measures Research[C]//Proceedings of the First Aviation Support Equipment Development Forum, Chengdu: Aviation Industry Press,2017:238-242. (in Chinese)
- [2] 陈志英,张兴森,周平.基于多点随机激励的发动机管路振动疲劳寿命分析[J].推进技术,2019,40(7):1620-1627.
CHEN Z Y,ZHANG X S,ZHOU P. Vibration Fatigue Life Analysis of Engine Piping System Based on Multi-Point Random Excitation[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(7): 1620-1627. (in Chinese)
- [3] 黄加荣.复杂振动环境下飞机典型液压管路的动力响应研究[D].西安:西安电子科技大学,2019.
HUANG J R. Research on Dynamic Response of a Typical Hydraulic Pipeline of the Aircraft in Complex Vibration Environment[D]. Xi'an: Xidian University, 2019. (in Chinese)
- [4] 闫国华,杜豪,刘勇,等.航空发动机液压管路疲劳寿命预测模型研究[J].机床与液压,2023,51(8):171-175.
YAN G H,DU H,LIU Y, et al. Research on Fatigue Life Prediction Model of Aero-Engine Hydraulic Pipeline[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2023, 51(8): 171-175. (in Chinese)
- [5] 姜兴禹.民机液压管路振动特性分析与寿命评估[D].天津:中国民航大学,2021.
JIANG X Y. Analysis of Vibration Characteristics and Life Evaluation of Civil Aircraft Hydraulic Pipelines [D]. Tianjin: Civil Aviation University of China, 2021. (in Chinese)
- [6] YUAN J, ZHU L, HOU Y, et al. Machine Learning in Fatigue Analysis for an Unbonded Flexible Riser[C]// Proceedings of the ASME 2022 41st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Hamburg, Germany: ASME Publishing House, 2022.
- [7] 权凌霄,赵文俊,于辉,等.随机振动载荷作用下航空液压管路疲劳寿命数值预估[J].液压与气动,2017(6):43-48.
QUAN L X,ZHAO W J, YU H, et al. Numerical Prediction for Aviation Hydraulic Pipeline Fatigue Life under Random Vibration Loading [J]. Chinese Hydraulics and Pneumatics, 2017(6): 43-48. (in Chinese)
- [8] 史康俊.基于典型适航载荷的3000Psi民机液压管路系统应力分析方法研究[D].秦皇岛:燕山大学,2020.
SHI K J. Study on Stress Analysis Method of 3000 Psi Hydraulic Pipeline of Civil Aircraft Based on Typical Airthinness Load[D]. Qinghuangdao: Yanshan University, 2020. (in Chinese)
- [9] 王帅,张明明,刘桢,等.预载荷作用下管路结构动强度评估方法[J].北京航空航天大学学报,2016,42(4):745-750.
WANG S,ZHANG M M,LIU Z, et al. Method for Evaluating the Dynamic Strength of Pipeline Structures under Preloading[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2016, 42(4): 745-750. (in Chinese)
- [10] 张杰毅.服役环境下飞机液压管路密封及疲劳特性研究[D].南京:南京航空航天大学,2021.
ZHANG J Y. Study on Sealing and Fatigue Characteristics of Aircraft Hydraulic Pipelines in Service Environment[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2021. (in Chinese)
- [11] 赵正大,寸文渊,赵旭升,等.考虑初始装配应力的管路疲劳寿命分析[J].机械强度,2023,45(4):977-984.
ZHAO Z D,CUN W Y,ZHAO X S, et al. Fatigue Life Analysis of Pipeline Considering Initial Assembly Stress [J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(4): 977-984. (in Chinese)
- [12] QI X, LI J, LI Y. Dynamic Stress Testing and Fatigue Life Analysis of Hydraulic Piping System for Civil Aircraft[C]//CSAA/IET International Conference on Aircraft Utility Systems. Nanchang: IET Publishing House, 2020: 33-37.
- [13] ZHANG F L, YUAN Z H, ZHANG F Z, et al. The Analysis and Estimation of Vibration Fatigue for Pipe Fitting in Aviation Hydraulic System[J]. Engineering Failure Analysis, 2019: 837-855.
- [14] 赵旭升,陈果,张旭,等.装配应力对飞机管道随机疲劳寿命的影响分析与试验验证[J].机械强度,2024,46(1):208-215.
ZHAO X S, CHEN G, ZHANG X, et al. Analysis and Experimental Verification of the Effect of Assembly Stress on the Random Fatigue Life of Aircraft Pipeline [J]. Journal of Mechanical Strength, 2024, 46(1): 208-215. (in Chinese)
- [15] 刘伟,刘永寿,姜志峰,等.液压源管路系统随机压力脉动可靠性研究[J].振动与冲击,2011,30(6):265-268.
LIU W, LIU Y S, JIANG Z F, et al. Pressure Pulsation Reliability Analysis of Hydraulic Power Pipelines [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(6): 265-268.
- [16] 侯静泳,蔡肇云,屠一鹤. TC11 钛合金高低周复合疲劳及损伤累积研究[J].航空动力学报,1992,7(2):

- 135-138.
- HOU J Y, CAI Z Y, TU Y H. Study on High and Low Cycle Composite Fatigue and Damage Accumulation of TC11 Titanium Alloy[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1992, 7(2): 135-138.
- [17] 由于, 徐健, 燕群, 等. 涡轮叶片耦合疲劳寿命预测与试验验证[J]. 2022, 37(5): 946-953.
- YOU Y, XU J, YAN Q, et al. Combined Fatigue Life Prediction and Experiment Verification for Turbine Blade[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(5): 946-953. (in Chinese)
- [18] 雷德霞. 碰撞损伤对飞机液压管路振动影响及疲劳寿命的影响研究[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2023.
- LEI D X. Influence of Impact Damage on Vibration and Fatigue Life of Aircraft Hydraulic Pipeline[D]. Xi'an: Xidian University, 2023. (in Chinese)
- [19] 李辉. 面向飞机液压管路结构振动分析的 CAD/CAE 集成技术研究[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2021.
- LI H. Research on CAD/CAE Integration Technology for Vibration Analysis of Aircraft Hydraulic Pipeline Structure[D]. Xi'an: Xidian University, 2021. (in Chinese)
- [20] 军用装备实验室环境试验方法: GJB150. 16A-2009 [S]. 北京: 总装备部军标出版发行部, 2009.
- Laboratory Environmental Test Methods for Military Materie: GJB150. 16A-2009 [S]. Beijing: General Armaments Department Military Standard Publishing and Distribution Department, 2009.
- [21] 刘晶波, 杜修力. 结构动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- LIU J B, DU X L. *Structural Dynamics* [M]. Beijing: China Machine Press, 2005. (in Chinese)
- [22] ZHU S P, YUE P, YU Z Y, et al. A Combined High and Low Cycle Fatigue Model for Life Prediction of Turbine Blades[J]. *Materials*, 2017, 10(7): 698.
- [23] PITOISET X, PREUMONT A. Spectral Methods for Multiaxial Random Fatigue Analysis of Metallic Structures[J]. *International Journal of Fatigue*, 2000, 22(7): 541-550.
- [24] LEE Y L, PAN J, Hathaway R, et al. *Fatig UE Testing and Analysis Theory and Practice* [M]. Amsterdam: Elsevier Publishing House, 2004.
- [25] 杨新华, 陈传尧. 疲劳与断裂[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2018.
- YANG X H, CHEN C Y. *Fatigue and Fracture* [M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2018. (in Chinese)

(编辑: 陈斐)