

文章编号: 1674-8190(XXXX)XX-001-08

考虑缓冲器压缩行程的主起结构疲劳寿命分析

刘庞轮^{1,2}, 唐海红¹, 丁建宾¹, 张杰¹, 余好文², 段恒², 蒋炳炎¹

(1. 中南大学 极端服役性能精准制造全国重点实验室, 长沙 410083)

(2. 中航飞机起落架有限责任公司, 长沙 410200)

摘要: 起落架由于受力情况复杂、缓冲器压缩行程不断变化等现象, 工程上难以高效准确地评估其疲劳寿命。针对活塞杆结构的高周疲劳问题, 在全尺寸主起整体几何模型基础上, 考虑了实际疲劳工况的缓冲器压缩行程、以及平均应力和表面质量等因素对疲劳寿命的影响; 基于起落架地面载荷谱, 计算实际疲劳工况下的单位载荷系数; 应用 ANSYS Workbench 建立主起整体准静态有限元分析模型, 仿真计算 5 个缓冲器压缩量情况下 115 个单位工况的应力状态; 采用应力叠加方法, 应用 nCode 软件分析主起活塞杆结构的疲劳寿命。结果表明: 活塞杆的寿命计算值为 49 610 次起落, 满足初步设计阶段的目标寿命 4.8 万次起落的要求。

关键词: 主起落架; 缓冲器行程; 高周疲劳; 单位载荷; 应力叠加

中图分类号: V215.5

文献标识码: A

DOI: 10.16615/j.cnki.1674-8190.XXXX.XX.01

Fatigue life analysis of main landing gear considering the shock absorber travel

LIU Panglun^{1,2}, TANG Haihong¹, DING Jianbin¹, ZHANG Jie¹, YU Haowen²,
DUAN Heng², JINAG Bingyan¹

(1. State Key Laboratory of Precision Manufacturing for Extreme Service Performance, Central South University, Changsha 410083, China)

(2. AVIC Landing-gear Advanced Manufacturing Co., Changsha 410200, China)

Abstract: The fatigue life assessment for landing gears is challenging due to complexity of load cases and variation of shock absorber travel (SAT). Focusing on the high-cycle fatigue (HCF) issue of the sliding tube (SL), based on the whole geometric model of the main landing gear (MLG), the HCF is studied by considering the SAT under various fatigue load cases. On the basis of MLG ground load spectrum, the unit load and load factor are calculate. A quasi-static finite element analysis model of the MLG is established using ANSYS Workbench to simulate stress response for 115 unit conditions under 5 different SAT. Employing stress superposition method and nCode software, the fatigue life of SL in the MLG is analyzed. The results show that the minimum fatigue life of the SL is 49610 cycles, meeting the requirement of 48,000 cycles according to the design objective.

Key words: main landing gear; shock absorber travel; high-cycle fatigue; unit load; stress superposition

收稿日期: 2024-03-29; 修回日期: 2024-07-07

基金项目: 工信部民机专项(JZ025-XY-003)

通信作者: 蒋炳炎(1963-), 男, 博士研究生, 教授。E-mail: jby@csu.edu.cn

引用格式: 刘庞轮, 唐海红, 丁建宾, 等. 考虑缓冲器压缩行程的主起结构疲劳寿命分析[J]. 航空工程进展, XXXX, XX(XX): 1-8.

LIU Panglun, TANG Haihong, DING Jianbin, et al. Fatigue life analysis of main landing gear considering the shock absorber travel[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, XXXX, XX(XX): 1-8. (in Chinese)

0 引言

大型客机主起落架作为承担大部分飞机自重的单传力部件,服役条件非常复杂,涉及工况众多,包含各类极限工况以及多种疲劳载荷等,又因其商业属性强、追求轻量化、长寿命和高可靠性,准确预测其疲劳性能的重要性及难度不言而喻^[1]。飞机设计手册第40章疲劳分析^[2]、欧洲航空安全局适航规章CS-25补充条例^[3]“AMC 25.571(a), (b), (e)”均指出起落架宜采用安全寿命设计。此外,先进的民机起落架要求主要结构的疲劳寿命能与机体同寿、使用寿命一般在4~7.5万次起落^[4],应力循环次数较多,属于高周疲劳,寿命主要由应力控制^[2]。本文着眼于大型客机起落架初步设计(Preliminary Design Review,简称PDR)阶段,基于安全寿命设计思想,采用应力疲劳分析法评估起落架疲劳寿命。工程上一般通过有限元仿真得到起落架结构的应力情况,这是进行疲劳损伤及寿命仿真的前提条件^[5-6]。

实际起落架工况中,缓冲器压缩行程是不断变化的^[7],飞机强度研究所的胡波涛^[8]、北京航空工程技术研究中心的赵俊杰等^[9],提出了不同的全尺寸起落架变行程疲劳试验技术,以提高起落架疲劳寿命预测的准确性。然而,变行程疲劳实验成本很高,随着有限元技术不断发展,使得疲劳仿真越来越受重视,近年来国内外研究者从不同角度仿真并研究了起落架寿命问题。Bagnoli^[10]利用有限元方法确定了ATR-42主起摆杆的疲劳寿命,指出裂纹萌生于结构外表面应力最大处;Gowda^[11]基于MSC Nastran研究了不同疲劳谱条件下某教练机前起的疲劳寿命;Suresh^[12]利用ANSYS14.5分析了起落架活塞杆的动态特性和疲劳寿命;马建^[13]基于MSC.Fatigue全寿命分析方法,研究了前起疲劳寿命随疲劳缺口系数、载荷加载系数、存活率等因素的变化趋势;姜成杰^[14]基于子结构刚柔耦合模型的模态综合技术提取载荷谱,结合3个单位工况静强度结果,在ANSYS/nCode DesignLife软件(以下称nCode)中计算了起落架疲劳寿命;李静^[15]基于ANSYS Workbench+CFX流固耦合分析,考虑了减振支柱缓冲器在油液及气体作用下的起落架应力分布情况,分析了某型飞机主起的疲劳寿命;阳邦^[16]基于nCode分析了侧风条件动态载荷对前起落架疲劳寿命的影响规

律;Wang Y^[17]基于ANSYS有限元分析了主起不同工况危险点应力情况,采用临界平面法进行多轴疲劳评估。

以上基于仿真方法所考虑的疲劳工况数量比较有限,大多忽略了缓冲器压缩行程变化等因素对应力状态的影响,仿真模型中也没有充分考虑起落架局部超静定几何结构的不对称性。为此,本文基于单位载荷及载荷系数、应力叠加和缓冲器行程等效简化等方法,快速高效获得真实工况下的应力状态及动态应力响应情况;并采用应力疲劳法,综合考虑平均应力、表面质量等影响因素,评估主起活塞杆的疲劳寿命。

1 考虑缓冲器行程的疲劳仿真方法

1.1 起落架疲劳工况分析

某大型客机起落架为局部超静定结构^[18],如图1所示,逆航向为X轴,垂直地面向上为Y轴,侧向Z轴满足右手定则,其中上、下撑杆和上、下锁杆视为静定的二力杆结构,外筒、活塞杆等为局部超静定结构。地面载荷的力传递路径为:主起落架左、右轮胎受到的地面激励 F_1 和 F_2 ,由轮胎和轮毂传递到安装轴承中心点 O_1 和 O_2 上,继而将载荷传至活塞杆;活塞杆上的垂向和侧向力通过缓冲器传至外筒上,扭矩通过扭力臂传至外筒,最终通过撑杆和机身接头将力传递至机身。

任意实际工况下的载荷,机体坐标系向支柱坐标系的转换矩阵为 J_z ,如式(1)所示,将机体坐标系下的左轮地面载荷 F_1 等效转换到其轮轴中心 O_1 点支柱坐标系下广义力为 F_{O1} ,如式(2)所示。同理,右轮地面载荷 F_2 转换到其轮轴中心 O_2 点为 F_{O2} ,如式(3)所示。

$$J_z = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & \sin(\alpha) & 0 \\ -\sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$F_{O1} = [F_{O1,x}, F_{O1,y}, F_{O1,z}, M_{O1,x}, M_{O1,y}, M_{O1,z}]^T \quad (2)$$

$$F_{O2} = [F_{O2,x}, F_{O2,y}, F_{O2,z}, M_{O2,x}, M_{O2,y}, M_{O2,z}]^T \quad (3)$$

分析大型飞机不同任务剖面情况,根据来自地面等实际载荷,得到施加在左、右轮轴中心的5740个疲劳工况数据,如表1所示。

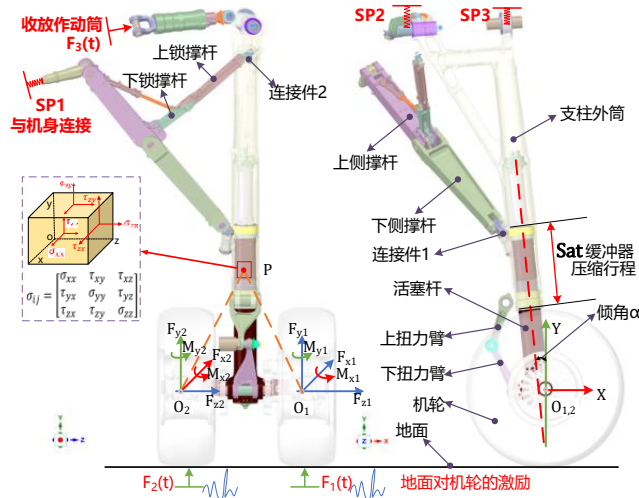


图 1 主起落架典型结构示意图^[18]

Fig. 1 Diagram of the main landing gear^[18]

表 1 部分实际疲劳工况载荷数据

Table 1 Partial fatigue load cases

工况	行程	左轮轴中心 O1 受载情况						右轮轴中心 O2 受载情况					
		F_{x1}/kN	F_{y1}/kN	F_{z1}/kN	$M_{x1}/(\text{kN}\cdot\text{m})$	$M_{y1}/(\text{kN}\cdot\text{m})$	$M_{z1}/(\text{kN}\cdot\text{m})$	F_{x2}/kN	F_{y2}/kN	F_{z2}/kN	$M_{x2}/(\text{kN}\cdot\text{m})$	$M_{y2}/(\text{kN}\cdot\text{m})$	$M_{z2}/(\text{kN}\cdot\text{m})$
1	193.2	18.7	180.4	0	0	0	0	15.3	147.6	0	0	0	0
2	193.2	47.6	135.2	22.3	-10.2	12.1	17.5	47.6	135.2	22.3	-10.2	12.1	17.5
3	96.6	5.3	51.5	-41.5	21.1	-2.2	0.0	4.4	42.2	-33.9	17.3	-1.8	0.0
4	289.8	28.2	201.4	0.0	0.0	0.0	54.7	28.2	201.4	0.0	0.0	0.0	54.7
.....
5 740	193.2	64.7	101.7	0.0	0.0	0.0	27.6	79.1	124.3	0.0	0.0	0.0	33.7

1.2 局部超静定结构的单位载荷及系数

主起整体模型在左、右地面载荷(F_1 和 F_2)、收放作动筒作用力(F_3)等外部载荷作用下,对于局部超静定的活塞杆结构,其应力情况主要由作用力的大小所影响,但作用力的方向也同样不可忽视。考虑到左、右轮的载荷不均等分配,设二者比例系数为 ρ ,由式(1)和式(2),则任意工况支柱坐标系下的作用力分量满足:

$$F_{O2,u} = \rho_u \cdot F_{O1,u} \quad (4)$$

式中:下标 $u=1,2,\dots,6$; $u=1$ 为侧向力 F_x ; $u=2$ 为垂向力 F_y ; $u=3$ 为航向力 F_z ; $u=4$ 为侧向力矩 M_x ; $u=5$ 为垂向力矩 M_y ; $u=6$ 为航向力矩 M_z 。

基于各个实际疲劳工况的作用力,获得单位载荷工况及其载荷系数^[19]如表 1 所示,每一个疲劳工况的单位载荷及载荷系数的计算方法具体步骤如下:

步骤 1:载荷坐标系转换。根据公式(1)将机体坐标系下的载荷转换到支柱坐标系下。

步骤 2:提取实际作用力分量的载荷对 F_u 。将作用于左、右轮轴中心 O_1 和 O_2 点的力分量载荷 F_{o1} 和 F_{o2} ,分解为实际作用力分量“载荷对”,型如:

$$F_u = (F_{O1,u}, F_{O2,u}) \quad (5)$$

步骤 3:计算载荷系数 k_v 。设“单位载荷对”为 G_u ,令载荷系数 $k_v \geq 0$,且任意某实际工况载荷对 F_u 至多可调用 2 个单位载荷对 G_u 进行表示,其余载荷系数置为 0,计算公式如下:

$$F_u = k_i \cdot G_{u,i} + k_j \cdot G_{u,j} (i \neq j) \quad (6)$$

根据公式(2)~公式(6)及表 1,根据实际工况载荷作用力的大小和方向,本文反复迭代计算,求出所有单位载荷系数,即表 1 中所有疲劳工况(1~5 740)的载荷系数为 $k'_v, v=1\sim 23$ 。

1.3 主起整体模型的缓冲器行程等效方法

对于图 1 所示的几何模型,当作用载荷和边界条件不变时,缓冲器压缩行程(Shock absorber travel,简称 Sat)的改变会导致应力变化。为了减少计算量,本文采取措施是将一系列实际工况所对应的 Sat 等效简化为 5 个,如图 2 所示。

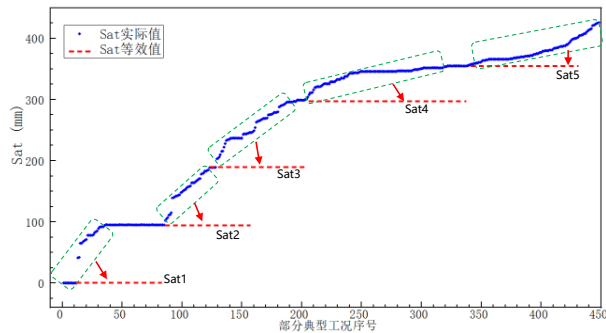


图 2 部分疲劳工况对应的缓冲器压缩量情况
Fig. 2 The sat value of partial fatigue load cases

在 CATIA V5 中完成左主起的主要传力部件

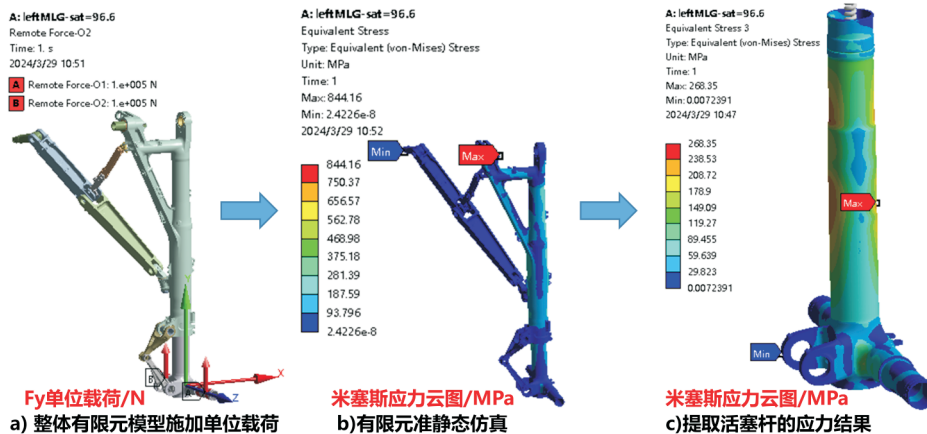


图 3 单位工况下的活塞杆应力计算过程

Fig. 3 Stress calculation process of the sliding tube under unit load case

在图 2 所对应的 5 个 Sat 值的整体有限元模型中,施加 F_x 方向上的单位载荷进行仿真,提取活塞杆危险区域位置上 583 个危险节点的 von Mises 应力,并作差值如图 4 所示,可以看出:4 条应力差值曲线中,应力最大相差 33.31 MPa,且几乎都大于 0,说明缓冲器行程小,应力值反而越大。对于活塞杆上点 P ,结合图 1 和图 2,当 Sat 增大时,缓冲器刚度变大,外部载荷作用力也越靠近该点,应力值将变小。通过上述定量和定性分析可知,将缓冲器压缩量大的模型向压缩量小的模型进行的等效方法,会使计算的应力值偏大,预测的寿命偏

保守。三维实体模型装配,导入 SpaceClaim 软件调整几何模型的 Sat 值,随后将该几何模型导入至 ANSYS Workbench 软件建立整体有限元模型,一共 1 889 273 个实体单元和 406 870 个节点,其中活塞杆 71 601 个实体单元和 156 802 个节点,并施加垂向力 F_y 方向上的单位载荷对 $G_{2,5}$,如图 3(a) 所示。考虑主起各结构运动约束关系及真实的传力路径,以弹簧单元(Combin14)模拟缓冲器的传力作用;与机身相连的销轴用 MPC184 单元多点约束耦合模型进行约束;所有与活塞杆等典型结构相接触传力的部件,均设置为摩擦接触,如缓冲支柱的支撑轴套与活塞杆外壁相接触区域。采用有限元准静态法仿真得到整体起落架结构的应力情况,如图 3(b) 所示,提取其中活塞杆结构的应力如图 3(c) 所示。同理,其他方向上的单位载荷工况的仿真方法与此类似,仿真得到 $23 \times 5 = 115$ 个单位工况的应力情况。

保守。

根据圣维南原理,图 1 整体模型在准静态过程中,对于弹性体的活塞杆结构上任意点 P ,其应力状态可由外部荷载的线性叠加关系来确定。对表 1 中任意实际疲劳工况 t ,由求出载荷系数 k_v^t ($v=1 \sim 23$);设活塞杆结构上某个节点 n 的应力分量为 $\sigma_{ij}^{n,t}$ ($i, j=1, 2, 3$),给出应力叠加公式^[20]如下:

$$\sigma_{ij}^{n,t} = \sum_{v=1}^{23} k_v^t \cdot \sigma_{ij,v}^{n,t}, v=1, 2, 3, \dots, 23 \quad (7)$$

随后,根据公式(7)遍历所有疲劳工况,可得到任意节点 6 个应力分量历程,则应力状态表示如下:

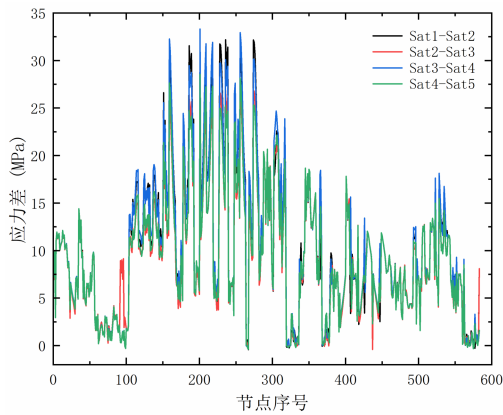


图4 相同单位工况下不同 Sat 模型的应力差值
Fig. 4 Stress difference of different Sat models under the same unit load case

$$\sigma_{ij}^n(t) = \begin{bmatrix} \sigma_{11}^n(t) & \tau_{12}^n(t) & \tau_{13}^n(t) \\ \tau_{12}^n(t) & \sigma_{22}^n(t) & \tau_{23}^n(t) \\ \tau_{13}^n(t) & \tau_{23}^n(t) & \sigma_{33}^n(t) \end{bmatrix} \quad (8)$$

由公式(8)所确定的应力状态,可方便地计算出主应力、von Mises 应力及等效疲劳应力。

值得注意的是,调节缓冲器压缩量 Sat 之后的有限元模型必须保证主要节点的编号不发生变化,否则造成应力叠加计算不准。

为了说明所述公式(7)应力叠加关系的精度问题,在表1任意抽取20个实际疲劳工况的载荷,施加在图3(a)所示的主起整体准静态模型中进行有限元仿真。提取上文583个危险节点中编号为513 479的节点的 Mises 应力,对比分析如图5所示。

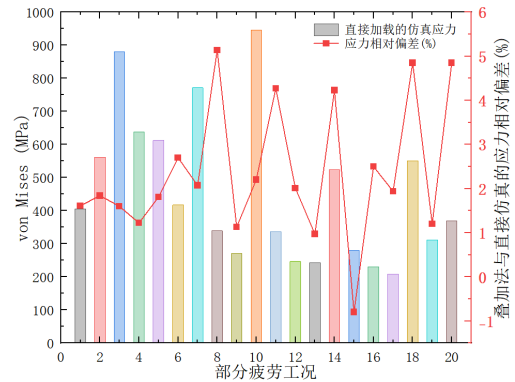


图5 实际疲劳工况应力仿真值与叠加法计算值
Fig. 5 The stress values of simulation and superposition method

从图5可以看出:对于上述节点 $n=513\ 479$,在任意抽取的20个实际疲劳工况中,应力叠加法所计算的应力,与直接加载在有限元模型仿真所得到的 Mises 应力最大相差为 5.14% (对应仿真应力为 339.1 MPa);对于仿真应力超过 600 MPa 的工况,最大相差均不超过 3%,满足工程要求,说明了本文所述的缓冲器等效简化及应力叠加方法在计算应力响应方面具有良好的效果。考虑到计算成本和疲劳设计效率问题,本文未对所掌握 5 740 个疲劳工况的应力情况逐一进行仿真比对。

2 应用分析

将上文5个缓冲器行程等效模型所计算的115个单位工况的应力仿真结果文件,并把载荷系数曲线 k_f 处理成载荷谱,导入 nCode 软件中对活塞杆结构的疲劳寿命进行仿真,流程如图6所示。

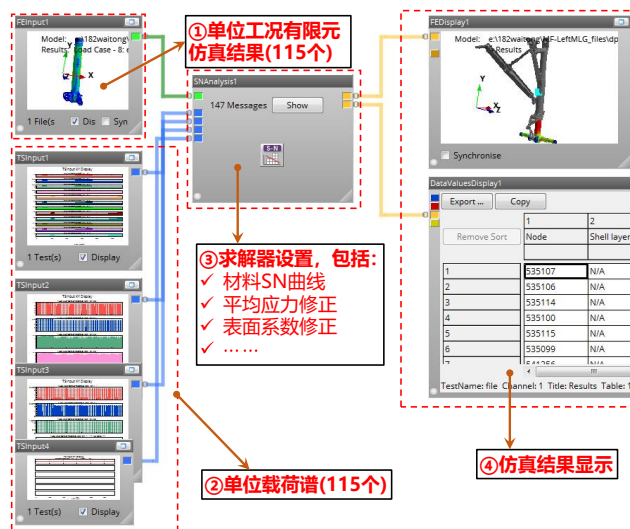


图6 活塞杆疲劳寿命仿真示意图
Fig. 6 Fatigue life simulation diagram of the sliding tube

其中,活塞杆材料为300M 高强钢,其弹性模量 $E=198\text{ GPa}$,泊松比 $\mu=0.32$,屈服极限 $\sigma_s=1\ 630\text{ MPa}$,抗拉极限 $\sigma_b=1\ 860\text{ MPa}$ 。

本文通过300M 钢疲劳试验测得光滑试样件的S-N 曲线如图7 所示。

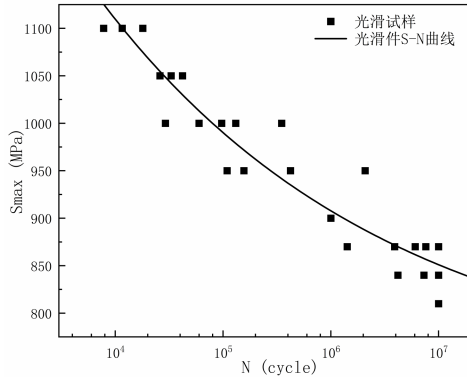


图7 300M 钢疲劳实验数据及S-N 曲线
Fig. 7 Fatigue test data and S-N curve of 300M

根据文献[21],采用FKM 平均应力模型来考虑起落架应力循环中平均应力对结构疲劳寿命的影响。根据文献[21]和文献[22],并结合主起活塞杆表面工艺情况,针对不同位置的危险节点设置不同的表面质量系数 K_s ,具体如图8 所示。其他采用默认设置,仿真后提取活塞杆疲劳损伤如图9 所示,可知活塞杆在节点 $n=513\ 479$ 的疲劳损伤最大,此节点的损伤 $Dn=5.644\text{E-}5$ 。

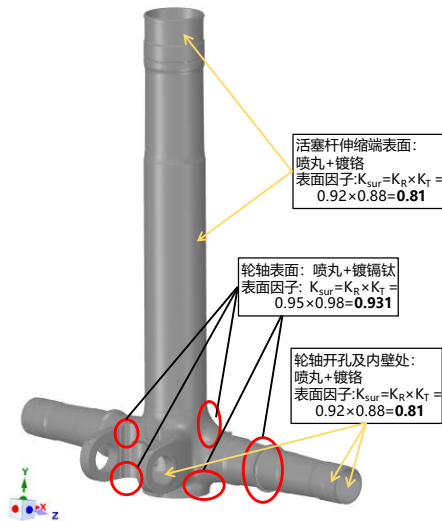


图8 活塞杆表面危险区域及表面处理工艺
Fig. 8 Dangerous area and surface treatment process on the surface of the sliding tube

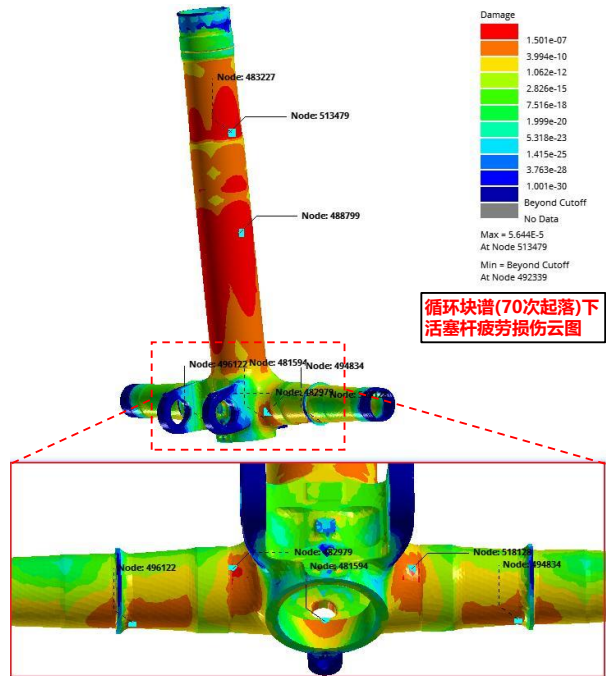


图9 活塞杆疲劳损伤云图
Fig. 9 Fatigue damage value of the sliding tube

由于主起疲劳载荷谱是将 $N_0=70$ 次起落视为一个循环块谱,根据Miner 线性损伤累积准则,并取分散系数 $L_f=5$,则当总损伤 $D_0=0.2$ 时,该点对应的疲劳寿命为

$$N_f = N_0 \cdot \frac{D_0}{D_n} / L_f = \frac{70 \times 0.2}{5.644 \times 10^{-5} \times 5} \approx 49610$$

固定缓冲器行程的疲劳模型 $Sat\{h\}$, $h=1\sim 5$,与变行程等效的疲劳模型(Sat6),进行对比可知,缓冲器压缩量对活塞杆的疲劳寿命影响显著,寿命最大相差3.74 倍,实际的疲劳寿命计算模型介于 $Sat2=193.2$ 和 $Sat3=289.8\text{ mm}$ 的模型之间,如图10 所示。

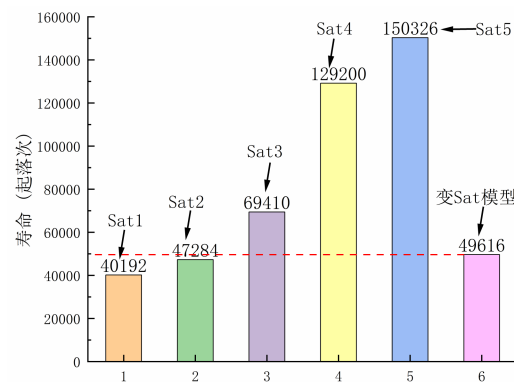


图10 不同Sat 模型下的活塞杆疲劳寿命
Fig. 10 Fatigue life of sliding tube by difference model of Sat

3 结 论

1) 缓冲器压缩行程对起落架结构疲劳寿命影响显著,寿命最大相差 3.74 倍,考虑缓冲器行程变化的疲劳评估模型,介于固定行程的 Sat2=193.2 和 Sat3=289.8 mm 模型之间。

2) 起落架活塞杆疲劳寿命最小为 49 610 次起落,寿命最薄弱处在与上支撑接触的圆角过渡外部,大于 4.8 万次起落,说明活塞杆疲劳设计满足要求。

3) 基于单位载荷、应力叠加法及缓冲器行程等效方法,为结构疲劳寿命的稳健性设计提供了一种高效实用的方法。

参 考 文 献

- [1] 中国民用航空局. 运输类飞机适航标准: CCAR-25-R4 [S]. 北京: 中国民用航空局, 2016.
Civil Aviation Administration of China. Airworthiness standards of transport category aircraft: CCAR-25-R4[S]. Beijing: Civil Aviation Administration of China, 2016. (in Chinese)
- [2] 《飞机设计手册》总编委会. 飞机设计手册: 第 9 册——载荷、强度和刚度[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
The Editorial Board of the Aircraft Design Manual. Aircraft design manual[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2001. (in Chinese)
- [3] EASA. Certification specifications and acceptable means of compliance for large aeroplanes CS-25 amendment 14 [S]. US: European Aviation Safety Agency, 2013.
- [4] 冯军. 大型民机起落架的发展趋势与关键技术[J]. 航空制造技术, 2009(2): 52-54.
FENG Jun. Development trend and key technologies of landing gear of large civil aircraft[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2009(2): 52-54. (in Chinese)
- [5] 兑红娜, 王勇军, 董江, 等. 基于飞行参数的飞机结构载荷最优回归模型[J]. 航空学报, 2018, 39(11): 75-84.
Dui H N, Wang Y J, Dong J, et al. Optimal regression model for aircraft structural load based on flight data [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2018, 39(11): 75-84. (in Chinese)
- [6] 卢耀辉, 向鹏霖, 曾京, 等. 高速列车转向架构架动应力计算与疲劳全寿命预测[J]. 交通运输工程学报, 2017, 17(1): 62-70.
LU Yaohu, XIANG Penglin, ZENG Jing, et al. Dynamic stress calculation and fatigue whole life prediction of bogie frame for high-speed train[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2017, 17(1): 62-70. (in Chinese)
- [7] 罗杰, 孙继勇, 陈超, 等. 某型无人机起落架放下阶段缓冲器气液流动特性研究[J]. 航空工程进展, 2024, 15(1): 118-126.
LUO Jie, SUN Jiyong, CHEN Chao. Study on gas-liquid flow characteristics of buffers in the landing gear of a certain type of UAV landing gear lowering stage[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2024, 15(1): 118-126. (in Chinese)
- [8] 胡波涛, 邓凡臣, 林亮亮. 起落架缓冲器自动变行程技术研究[J]. 工程与试验, 2022, 62(3): 35-36.
HU Botao, DENG Fanchen, LIN Liangliang. Study on changing the piston travel of landing gear buffer automatically[J]. Engineering & Test, 2022, 62(3): 35-36. (in Chinese)
- [9] 赵俊杰, 王逾涯, 李岷, 等. 飞机起落架变行程疲劳试验技术发展综述[J]. 机械强度, 2004(s1): 285-287.
ZHAO Junjie, WANG Yuya, LI Mi. Development of fatigue test technology of aircraft landing gears[J]. Journal of Mechanical Strength, 2004(s1): 285-287. (in Chinese)
- [10] BAGNOLI F, BERNABEI M. Fatigue analysis of a P180 aircraft main landing gear wheel flange[J]. Engineering Failure Analysis, 2008, 15(6): 654-665.
- [11] GOWDA A C, BASHA N. Linear static and fatigue analysis of nose landing gear for trainer aircraft [J]. Measurement, 2014, 2(5): 1-7.
- [12] SURESH P, PRABU G, KHAN M A. Structural health monitoring and life optimization of an oleo strut [J]. IOP Conference Series Materials Science and Engineering, 2021, 1057(1): 012033.
- [13] 马建, 薛彩军, 邓亚权, 等. 起落架结构疲劳寿命预测技术研究[J]. 机械科学与技术, 2010(1): 50-53.
MA Jiang, XUE Caijun, DENG Yaquan, et al. On fatigue life prediction of a landing gear[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2010(1): 50-53. (in Chinese)
- [14] 姜成杰. 大型水陆两栖飞机起落架疲劳寿命分析及优化设计研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
JIANG Chengjie. Research on fatigue life analysis and optimization of landing gear for a large amphibian aircraft [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)
- [15] 李静, 张显余, 张乐迪. 基于 ANSYS Workbench 某型起落架疲劳寿命分析[J]. 兵器装备工程学报, 2017, 38(10): 171-174, 178.
LI Jing, ZHANG Xianyu, ZHANG Ledi. The fatigue life

- analysis of a landing gear based on ansys workbench [J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2017, 38(10): 171-174, 178. (in Chinese)
- [16] 阳邦. 考虑侧风影响的 B737 前起落架结构疲劳仿真分析 [D]. 广汉: 中国民用航空飞行学院, 2021.
YANG Bang. Fatigue simulation analysis of b737 nose landing gear structure considering crosswind effect [D]. Guanghan: Civil Aviation Flight University of China, 2021. (in Chinese)
- [17] WANG Y, ZHANG X, DONG X, et al. Multiaxial fatigue assessment for outer cylinder of landing gear by critical plane method [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2022, 236(5): 993-1005.
- [18] 娄锐, 折世强, 黄海清. 起落架有限元梁模型建立及其静力学分析 [J]. 航空工程进展, 2016, 7(3): 325-331.
LOU Rui, SHE Shiqiang, HUANG Haiqing. Establishing FEA beam model of landing gear and its analysis of static [J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2016, 7(3): 325-331. (in Chinese)
- [19] 黄榜, 折世强. 起落架疲劳应力计算方法、系统、设备及存储介质: 202111511548.9 [P]. 2022-04-12.
HUANG Bang, SHE Shiqiang, et al. Calculation method, system, equipment, and storage medium for fatigue stress of landing gear: 202111511548.9 [P]. 2022-04-12. (in Chinese)
- [20] 唐华平, 唐海红, 袁夏丽. 某重型自卸车不同工况下车架的疲劳寿命分析 [J]. 机械科学与技术, 2016, 35(11): 1745-1750.
TANG Huaping, TANG Haihong, YUAN Xiali. Fatigue life analysis of a heavy dump truck frame under different load conditions [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2016, 35(11): 1745-1750. (in Chinese)
- [21] MCKELVEY S A, LEE Y L, BARKEY M E. Stress-based uniaxial fatigue analysis using methods described in FKM-Guideline [J]. Journal of Failure Analysis & Prevention, 2012, 12(5): 445-484.
- [22] 段恒, 刘庞轮, 蒋炳炎, 等. 不同结构表面状态下应变-寿命曲线的修正方法 [J]. 机械强度, 2022, 44(6): 1455-1460.
DUAN Heng, LIU Panglun, JINAG Bingyan, et al. Modification method of strain-life curves under different surface conditions of components [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(6): 1455-1460. (in Chinese)

(编辑: 丛艳娟)