

二冲程航空活塞发动机连杆可靠性分析

李义

长沙强盛动力有限公司企业技术中心,湖南 长沙 410199

摘要:为研究某二冲程航空活塞发动机连杆在循环载荷作用下的可靠性寿命,利用有限元软建立连杆组分析模型,合理设置连杆组件内部零件之间的接触类型;基于连杆装配工况、最大压缩工况和最大拉伸工况进行应力分布计算;采用材料应力-寿命曲线与 Gerber 平均应力修正模型对连杆进行高周疲劳特性评价,得到连杆在不同载荷下的安全系数,并对装配该连杆的发动机整机进行 150 h 耐久试验。应力及高周疲劳计算结果表明:连杆在 3 种工况下的静强度均符合设计要求,接触应力能保证内部零件之间的连接可靠;在由 3 种典型工况组成的一个工作循环内,连杆最小疲劳安全系数为 1.33,疲劳安全系数满足设计要求。耐久试验后拆机检查结果表明:零件无裂纹,摩擦表面的磨损、光亮、划痕等缺陷均符合评价标准,连杆关键尺寸与形位公差均符合设计要求。

关键词:有限元法;航空活塞发动机;罚函数法;等效应力;疲劳分析

中图分类号:V232.1

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2025)02-0060-07

引用格式:李义.二冲程航空活塞发动机连杆可靠性分析[J].内燃机与动力装置,2025,42(2):60-66.

LI Yi. Reliability analysis of connecting rod in two-stroke aviation piston engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025,42(2):60-66.

0 引言

航空活塞发动机广泛应用于中低速、小型通用飞机及各类航空飞行器^[1-2]。发动机运行过程中,活塞顶部燃气产生的压力通过连杆传递给曲轴,并将活塞的往复运动转变为曲轴的旋转运动。连杆承受着缸内爆发压力、活塞组往复运动产生的惯性力、曲轴旋转运动引发的离心力等复合交变载荷^[3],作为关键传动部件,连杆机械负荷严重,受力情况复杂,工作环境恶劣,因此连杆可靠性对发动机的性能与寿命影响较大。

连杆在工作中一直承受不对称循环应力的作用,其破坏形式主要为拉、压高周疲劳断裂^[4-7],因此,连杆疲劳强度一直是内燃机研究和改进的核心问题。传统的连杆疲劳分析主要通过试验确定疲劳强度,虽然直观可靠,但周期长、成本高,且受限于试验条件与人工成本,疲劳加载工作载荷等级不会无限增大,而试验仪器实测的载荷谱级数却往往很大^[8-10],难以满足现代工程设计和市场发展需求^[11]。近年来,随着计算仿真技术的发展,数值模拟分析已成为分析连杆疲劳强度的有效手段。陈永兴等^[12]利用虚拟载荷谱技术,基于改进后的 Manson 损伤模型对连杆疲劳寿命进行了准确预测;赵知辛等^[13]根据有限元理论对发动机连杆在交变应力作用下的可靠性进行数值模拟分析,得到了连杆疲劳寿命分布情况;蒋爱香等^[14]基于临界平面法对连杆进行高周疲劳分析,有效预测了连杆的使用寿命和安全性能;景国玺等^[15]通过建立连杆运动学与动力学模型,计算工作循环内连杆动态应力场的分布规律,评估连杆疲劳损伤情况。以上研究主要集中在对车用四冲程发动机领域的理论分析。二冲程航空活塞发动机的功重比(功率重量比)是衡量发动机性能的核心指标之一,为提高功重比,连杆应在具备足够的结构强度和刚度的前提

收稿日期:2022-11-09

作者简介:李义(1981—),男,湖南常德人,高级工程师,主要研究方向为航空动力系统设计及开发,E-mail:liyi234@163.com。

下,质量尽可能小^[16]。

本文中以某二冲程、水平对置式航空活塞发动机连杆为分析对象,同时考虑连杆与小头衬套、活塞销、大头轴瓦、曲柄销之间的装配关系,利用有限元软件仿真计算不同工况下连杆的应力分布及危险区域,并从疲劳强度的角度对连杆的安全寿命进行分析与评估,为开发高可靠性航空活塞发动机连杆提供参考。

1 有限元分析模型

1.1 建立计算模型

某4缸二冲程航空发动机主要参数如表1所示。

表1 发动机主要参数

型式	缸径/mm	行程/mm	排量/L	额定转速/(r·min ⁻¹)	额定功率/kW
水冷,V型,ω型燃烧室	105.0	102.2	3.5	2 700	135
2 600 r/min 时最大扭矩/(N·m)	理论压缩比	气口关闭时压缩比	燃料	供油方式	
490	21	14.8	航空煤油或柴油	缸内直喷、电控共轨	

仿真模型包括连杆体、连杆盖、连杆螺栓、定位销套、小头衬套、活塞销、轴瓦、曲柄销。为使仿真模型更接近实际,保留连杆体、连杆盖、连杆螺栓与定位销套等主要分析件的倒角、圆角、油孔等几何特征。由于其它零件的主要作用是施加边界与传递负载,故在几何结构上进行适当简化。发动机连杆结构示意图如图1所示。

采用高性能先进材料是提高航空活塞发动机连杆可靠性的关键技术路径,也是实现发动机高功重比设计的必然选择与发展趋势。因此,发动机连杆体与连杆盖采用强度高、刚性好、质量轻的钛合金材料,其余零件材料均按车用发动机常规材料标准进行选择。

计算模型内部存在多处接触区域,这些区域的确定取决于加载方式、载荷、接触面特点等因素,属于边界待定问题,基于有限元的接触问题数值解法是解决复杂接触问题的主要方法。本文中采用接触约束算法中的罚函数法求解接触问题,将零件之间的接触假设为两个节点之间通过弹簧连接,将接触非线性问题转化为材料非线性问题,通过计算得到两个接触面之间的接触压力。罚函数法中,接触边界条件在无约束情况下的最小系统势能 $\Pi^*(U)$ ^[17] 的计算式为:

$$\min \Pi^*(U) = \Pi(U) + \Pi_p(U), \quad (1)$$

式中: U 为接触问题求解域内的位移场; $\Pi(U)$ 为势能泛函, $\Pi(U) = U^T KU/2 - U^T F$,其中, U^T 为位移转置矩阵, K 为位移刚度矩阵, F 为接触应力向量; $\Pi_p(U)$ 为惩罚势能, $\Pi_p(U) = P^T E_p P/2$,其中, E_p 为惩罚因子, P 为嵌入深度,是节点位移 U 的函数。

若以节点位移 U 作为未知量,最小系统势能控制方程为:

$$(K + K_p) U = F - F_p, \quad (2)$$

式中: $K_p = \left(\frac{\partial P}{\partial U} \right)^T E_p \frac{\partial P}{\partial U}$; F 为外力矩阵; $F_p = \left(\frac{\partial P}{\partial U} \right)^T E_p P_0$,其中, P_0 为初始嵌入深度。

罚函数法在不增加系统求解规模的前提下增大了系统矩阵带宽,使得模型比较容易求解,但是当惩罚因子设定不当时容易导致数值方程无解。接触问题为典型的非线性互补问题,具有接触区域未知、摩擦现象多变、滑动方向不定等特点,以显式的方式给出边界条件比较困难,一般采用简化的理想模型进行

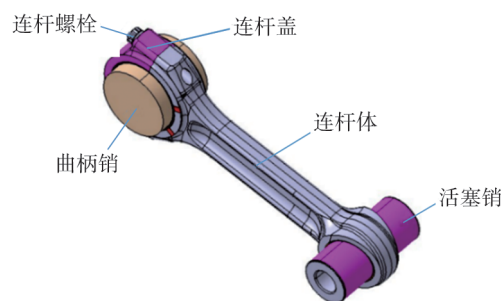


图1 发动机连杆结构示意图

求解,对不关注的接触部位进行适当简化。本文中分析对象的接触样式包括绑定、小滑移接触与接触过盈 3 种方式,具体接触关系设置如表 2 所示。

表 2 零件之间接触关系

接触对	接触模型	摩擦因数	几何修正	接触对	接触模型	摩擦因数	几何修正
连杆体-连杆盖	摩擦-小滑移	0.2		连杆盖-下瓦	摩擦-小滑移	0.2	过盈 0.042 mm
连杆体-上瓦	摩擦-小滑移	0.2	过盈 0.042 mm	连杆盖-连杆螺栓	摩擦-小滑移	0.2	
连杆体-小头衬套	摩擦-小滑移	0.2	过盈 0.042 mm	连杆盖-定位销套	摩擦-小滑移	0.2	
连杆体-连杆螺栓	绑定			曲柄销-上瓦	摩擦-小滑移	0.2	
连杆体-定位销套	摩擦-小滑移	0.2	过盈 0.042 mm	曲柄销-下瓦	摩擦-小滑移	0.2	
活塞销-小头衬套	摩擦-小滑移	0.2	过盈 0.042 mm	上瓦-下瓦	摩擦-小滑移	0.2	

网格密度与单元类型的选择决定了仿真结果的准确性,本文中利用三维工具建立连杆体等零件的实体模型,导入有限元软件划分网格。形状较简单的曲柄销、活塞销采用映射网格方式,单元类型为 20 节点的六面体单元 Solid186;其余零件采用自适应体网格方式,单元类型为高阶 10 节点四面体单元 Solid187。计算重点考查连杆体、连杆盖与连杆螺栓,故适当加大这些模型的网格密度,尤其是连杆体上危险部位的网格密度。网格划分后的模型有 29 026 个单元,62 261 个节点,有限元计算模型如图 2 所示。

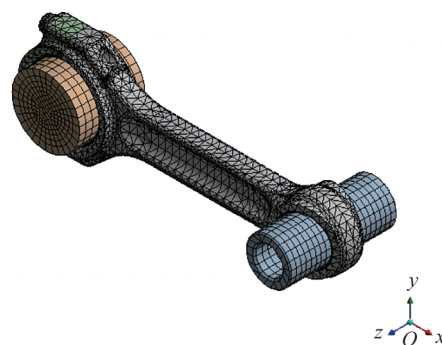


图 2 有限元计算模型

1.2 确定边界条件

发动机运行过程中,气缸内压力随活塞运动周期性变化,并通过活塞与活塞销传递给连杆;活塞的往复惯性力由活塞直线往复运动产生;连杆的惯性力由连杆直线往复运动和绕活塞销摆动运动叠加而成的复合运动产生,但连杆的主要载荷是交变的拉压载荷,其旋转惯性力远小于连杆纵向拉压力。因此,分析连杆可靠性时,主要考查纵向拉压力对连杆可靠性的影响。

为准确模拟连杆组的内部应力与变形,基于以下 3 种工况进行分析。

1) 装配工况。分析件只受连杆螺栓的轴向力,以及上下轴瓦与连杆大头之间、小头衬套与连杆小头之间过盈配合产生的径向力。装配工况考查连杆大小头孔在非工作状态下的变形。

2) 最大压缩工况。在发动机最大功率下,作功、排气冲程开始时,分析件承受气缸爆发压力、运动件惯性力、连杆螺栓预紧力以及上下轴瓦、小头衬套的过盈配合产生的径向力的共同作用,位移边界选择在曲柄销两侧截面施加固定约束。

3) 最大拉伸工况。在发动机最大功率下,压缩冲程开始时,分析件承受运动件惯性力、连杆螺栓预紧力以及上下轴瓦、小头衬套的过盈配合产生的径向力的共同作用,位移边界选择在曲柄销两侧截面施加固定约束。

螺栓轴向力

$$F_M = 2M_A / [d_2 \tan(\varphi + \rho') + D_{km} \mu_K] \quad (3)$$

式中: M_A 为拧紧转矩, d_2 为螺栓节径, φ 为螺纹螺旋角, ρ' 为螺纹摩擦角, D_{km} 为承载区摩擦力矩的有效直径, μ_K 为承载区的摩擦系数。

运动件往复惯性力

$$F_j = m_j r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (4)$$

式中: m_j 为运动件总质量, r 为曲柄半径, ω 为曲柄转速, α 为曲柄转角, λ 为连杆比。

气缸内压力

$$F_g = p_g \pi D^2 / 4, \quad (5)$$

式中: p_g 为气缸内压强, D 为活塞头部有效面积。

建立连杆多体动力学模型并导入发动机缸压曲线, 不考虑各缸工作均匀性, 发动机某缸在一个工作循环内的缸压曲线如图3所示。

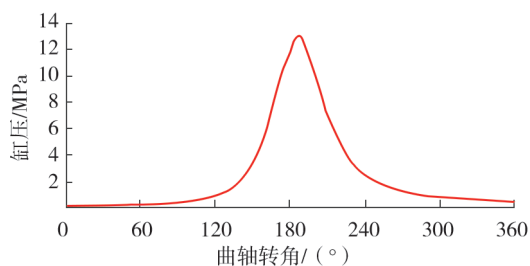


图3 发动机缸压曲线

2 应力与变形分析

依据材料强度理论, 材料单元体所有面上同时存在正应力和剪应力, 但单元体内任意点均可找到3个相互垂直且无剪应力的主平面, 该点的应力可由主平面上的正应力表示。考虑到主应力对材料强度的影响, 材料的比能达到某一阈值时, 材料即发生屈服。因此材料在任意应力状态下的等效应力

$$\sigma_s = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}, \quad (6)$$

式中 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 分别为主平面上的3个主应力。

强度条件表达式为: $\sigma_s \leq [\sigma]$, 其中, $[\sigma]$ 为材料的许用应力。利用相关软件计算得到装配、最大压缩、最大拉伸3个工况下连杆的等效应力云图以及接触区域的滑动位移云图。

2.1 装配工况应力分析

装配工况的等效应力如图4所示。由图4可知: 在装配工况下, 连杆受力主要集中在大头与小头部位, 杆身基本不承力; 受螺栓轴向力的作用, 连杆大头部位的应力主要集中在螺栓连接区域, 连杆的最大应力出现在连杆体与连杆盖结合面附近, 为 980.600 MPa; 上下轴瓦过盈配合引起的应力较小; 连杆小头部位的应力由小头衬套过盈产生, 最大应力出现在小头油孔处, 最大等效应力为 318.200 MPa; 装配工况下高等效应力的区域很小, 连杆大部分区域的等效应力偏低。

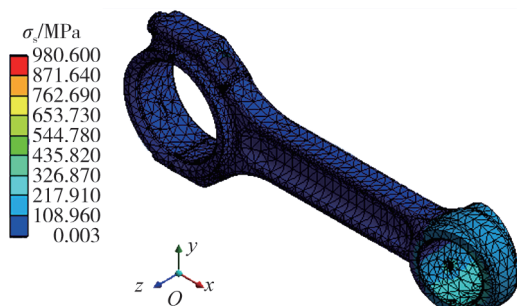


图4 装配工况的等效应力

2.2 最大压缩工况应力分析

最大压缩工况的等效应力如图5所示。由图5可知: 在最大压缩工况下, 由于润滑油孔位于杆身下侧区域, 整个连杆的最大应力出现在杆身与小头过渡处下侧, 最大等效应力为 655.510 MPa; 连杆小头油孔处与连杆大头螺栓作用区域的应力集中有所缓解; 连杆体采用高强度钛合金材料, 其极限屈服强度为 1 216.7 MPa, 故连杆满足最大压缩工况下的静强度要求。

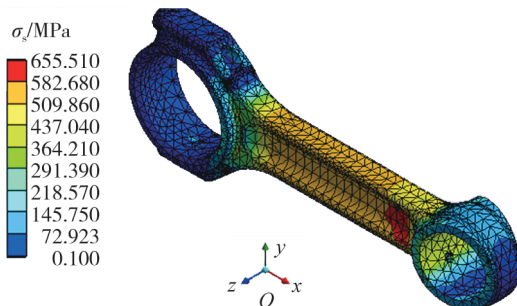


图5 最大压缩工况的等效应力

2.3 最大拉伸工况应力分析

最大拉伸工况的等效应力如图6所示。由图6可知: 在最大拉伸工况下, 连杆杆身与小头受力均较小, 高等效力集中在大头部位, 与装配工况下受力相似; 整个连杆的最大应力出现在连杆体与连杆盖结合面附近, 最大等效应力为 905.780 MPa; 连杆主要受力为由螺栓轴向力引起的应力, 承受的沿连杆长度的拉力很小, 并且连杆盖由于拉力的作用, 释放掉了由螺栓轴向力引起的部分应力。

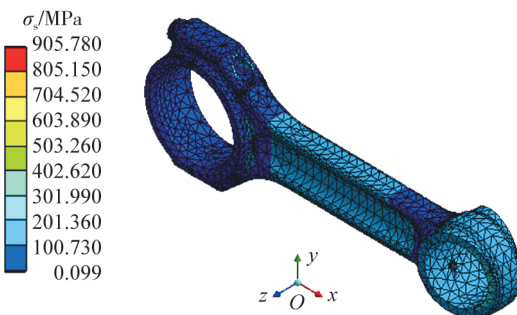


图6 最大拉伸工况的等效应力

2.4 接触区域滑移量分析

最大拉伸工况下连杆接触区域滑移云图如图 7 所示。由图 7 可知:在靠近下轴瓦外侧以及连接螺栓区域产生了较大的接触滑移,最大滑移为 0.054 mm,这些区域因接触应力较小导致滑移偏大;远离螺栓孔和轴瓦侧区域的接触滑移均较小。计算结果表明,绝大部分接触区域都有足够大的接触应力,因此连杆体与连杆盖在最大拉伸工况下能可靠地接触并正常工作。

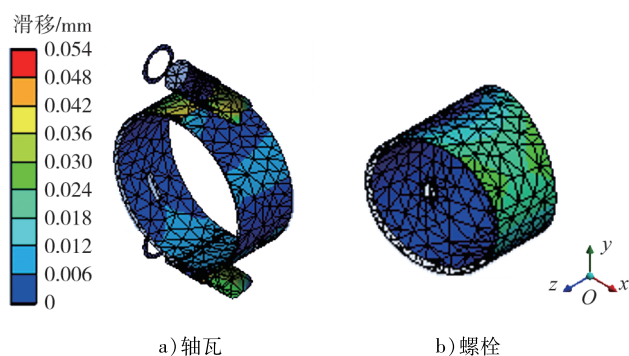


图 7 接触区域的滑移云图

3 疲劳分析与评价

连杆疲劳属于典型的机械疲劳,预估机械疲劳寿命的方法与模型比较成熟。连杆采用韧性很高的钛合金,具有很强的抗裂纹扩展能力。连杆疲劳属于高周疲劳,材料在低于屈服极限的循环应力作用下,经历 10^7 次以上循环后,微观损伤累积导致裂纹产生。材料 $S-N$ (应力-寿命) 曲线可系统描述疲劳极限、交变应力与失效周期之间的关系, $S-N$ 曲线的表达式为:

$$N/N_0 = (S/S_0)^{\frac{1}{b}}, \quad (7)$$

式中: N 为疲劳循环次数, N_0 为设定的无限寿命循环次数, S 为交变应力, S_0 为疲劳寿命为 N_0 时对应的应力, b 为疲劳强度指数。

对连杆进行高周疲劳分析时,必须充分考虑材料平均应力对疲劳寿命的影响,本文中采用 Gerber 模型进行平均应力修正,该模型对韧性材料的拉压平均应力能够很好地进行拟合,其表达式为:

$$\delta_a/\delta_{is} = 1 - (\delta_m/\delta_{is})^2, \quad (8)$$

式中: δ_a 为交变应力幅值, δ_m 为平均应力, δ_{is} 为平均应力为 0 时的最大交变应力, δ_{is} 为材料抗拉强度。

连杆机械疲劳分析的关键是确定材料的疲劳参数和工作载荷。由于缺乏真实载荷谱数据,本文中采用由装配工况、最大压缩工况、最大拉伸工况组成的一个典型工作循环作为连杆疲劳寿命分析的一个载荷循环,计算连杆在额定载荷谱下的疲劳情况。1.0 倍、1.2 倍额定载荷工况下连杆安全系数如图 8 所示。

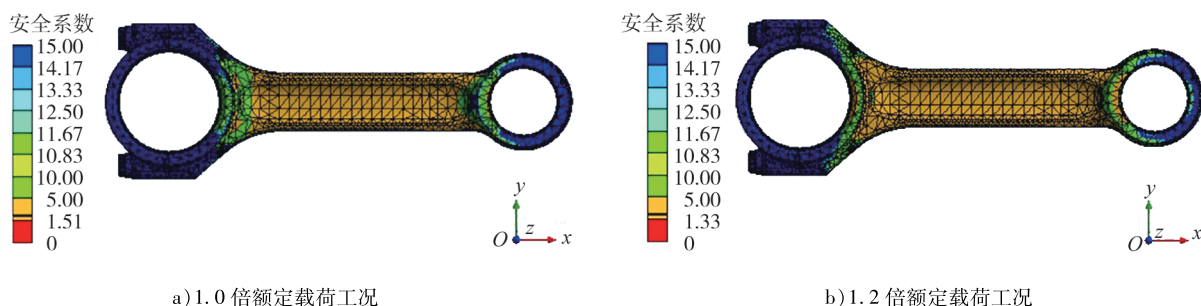


图 8 1.0 倍、1.2 倍额定载荷工况下连杆安全系数

由图 8 可知:经历 10^7 次 1.0 倍额定载荷循环后,整个连杆疲劳安全系数均大于 1.51,最小疲劳安全系数出现在应力集中的小头油孔处;经历 10^7 次 1.2 倍额定载荷循环后,整个连杆最小疲劳安全系数下降到 1.33,依旧出现在小头油孔处。计算结果表明:连杆疲劳安全系数总体呈现由中间向两头逐渐增大的趋势,但应力集中出现在杆身与大小头连接处及油孔边缘。根据发动机设计开发经验,连杆整体疲劳安全系数大于 1.30 时满足疲劳安全寿命要求,本文中连杆符合设计要求。

4 可靠性试验验证

为考核发动机整机与零部件的可靠性、耐磨性,依据文献[18]对二冲程活塞发动机取证的要求,对装配该连杆的发动机整机进行150 h耐久试验。试验后拆机检查,对各缸连杆进行精密复测。试验前、后各连杆检测项目结果对比如表3所示。由表3可知:连杆零件损伤、主要尺寸与形位公差均在正常范围内,所有项目均检测合格。

表3 试验前、后各连杆检测项目结果对比

检测结果	零件损伤	大头直径/mm	小头直径/mm	大小头孔间距/mm
试验前	无裂纹,摩擦表面无损伤、擦伤、划痕	61.000~61.019	39.010~39.020	202.00±0.02
试验后	无损检测显示无裂纹,目测表面轻度磨损、局部亮光、很浅划痕	61.011~61.017	39.010~39.015	201.99~202.02

检测结果	大小头孔中心线之间的平行度/mm	大头左侧面相对大头中心线的垂直度/mm	大头右侧面相对大头中心线的垂直度/mm	大头连杆宽度/mm
试验前	0.020	0.020	0.020	29.500±0.015
试验后	0.010~0.018	0.012~0.016	0.011~0.017	29.490~29.510

5 结论

1)建立连杆组实体分析模型,保留连杆体、连杆盖、连杆螺栓、定位销套等主要分析件的所有几何特征,通过合理定义接触方式确定组件内部零件之间的接触关系,并对不同部位进行有针对性的网格加密,以精准计算内部应力和变形,仿真结果更加贴近实际。

2)基于装配、最大压缩、最大拉伸3种典型工况,利用有限元分析软件计算了各工况下连杆应力分布以及接触区域位移,连杆在3种工况下的静强度均符合设计要求,接触应力能保证组件可靠连接。

3)采用Gerber模型修正平均应力,并在由3种工况组成的一个典型工作循环内有效预测了连杆的疲劳特性,连杆在1.0倍与1.2倍额定载荷下的最小疲劳安全系数为1.33,高于设计最低极限,疲劳寿命满足工程需求。

4)根据适航法规对发动机进行150 h耐久试验,试验后拆机检查各缸连杆,无损检测显示零件无裂纹,摩擦表面的磨损、光亮、划痕等缺陷均符合评价标准,连杆关键尺寸与形位公差均在规定范围内。

参考文献:

- [1] 丁水汀,宋越,杜发荣,等.航空重油活塞发动机发展趋势及关键技术分析[J].航空动力学报,2021,36(6):1121-1136.
- [2] 孔祥恩,刘海峰.无人机用航空活塞发动机关键技术的研究进展[J].小型内燃机与车辆技术,2021,50(3):79-87.
- [3] 骆清国,王旭东,张更云,等.变工况下的发动机连杆动态应力与疲劳损伤分析[J].车用发动机,2012(4):53-57.
- [4] 何柏岩,陈寺专,裴毅强,等.基于多体动力学的479Q发动机连杆载荷与强度分析[J].内燃机工程,2011,32(4):39-45.
- [5] 景国玺,王延荣,张儒华,等.发动机连杆疲劳强度试验及寿命预测方法研究[J].车用发动机,2013(4):41-45.
- [6] 胡启国,刘廷,秦锋,等.基于随机有限元法的连杆动态可靠性分析[J].机械设计与制造,2016(11):113-116.
- [7] 胡丰岩,何强,周宏根,等.基于数值模拟的柴油机连杆螺栓联接可靠性分析[J].组合机床与自动化加工技术,2023(7):32-36.
- [8] HE X F, SUI F C, DONG Y M, et al. Relative severity investigation in a severe load spectrum[J]. Engineering Failure Analysis, 2010,17(7/8):1509-1516.

- [9] RUI Q, WANG H Y. Frequency domain fatigue assessment of vehicle component under random load spectrum[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2011, 305(1): 1-9.
- [10] SKIBICKI D. Model of non-proportional fatigue load in the form of block load spectrum[J]. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 2014, 45(2): 68-78.
- [11] 吴波, 侯岳, 胡定云, 等. 柴油机连杆疲劳试验的数值模拟研究[J]. 小型内燃机与摩托车, 2010, 39(5): 47-50.
- [12] 陈永兴, 叶南海, 马健, 等. 发动机连杆结构损伤疲劳寿命预测研究[J]. 计算机仿真, 2017, 34(2): 434-440.
- [13] 赵知辛, 王方成, 荆浩旗. 基于有限元的发动机连杆可靠性分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2014(9): 35-38.
- [14] 蒋爱香, 赵建平, 张旭东, 等. 某双燃料发动机的连杆 CAE 分析及优化设计[J]. 内燃机工程, 2019, 40(6): 86-92.
- [15] 景国玺, 张小良, 王斌, 等. 某星形活塞发动机主连杆多轴疲劳强度分析[J]. 内燃机工程, 2017, 38(1): 102-108.
- [16] 赵乐文, 张哲, 甘斌林. 点燃式航空重油活塞发动机关键技术概述[C]//中国航天第三专业信息网第三十九届技术交流会暨第三届空天动力联合会议论文集: S03 吸气式与组合推进技术. 洛阳: 中国航天第三专业信息网, 2018: 332-340.
- [17] 王春利, 卢杰, 任志文, 等. 小型航空活塞发动机发展现状与应用研究[C]//中国航空学会. 第九届中国航空学会青年科技论坛论文集. 西安: 中国航空学会, 2020: 324-330.
- [18] FAA. Title 14 of the code of federal regulations: part 33: airworthiness standards: aircraft engines[S]. Washington D C, USA: FAA, 2009.

Reliability analysis of connecting rod in two-stroke aviation piston engine

LI Yi

Research and Development Center, Changsha Qiangsheng Power Co., Ltd., Changsha 410199, China

Abstract: To study the reliability life of a two-stroke aviation piston engine connecting rod under cyclic loading, a connecting rod group analysis model is established using finite element software. The contact types between the internal parts of the connecting rod assembly are reasonably set, and stress distribution calculations are carried out based on the connecting rod assembly condition, maximum compression condition, and maximum tension condition. The material $S-N$ curve method and Gerber average stress correction model are used to evaluate the high cycle fatigue characteristics of the connecting rod, and the safety factor of the connecting rod under different loads is obtained. A 150 h durability test is conducted on the entire engine equipped with the connecting rod. The stress and high cycle fatigue calculation results show that the static strength of the connecting rod under three working conditions meets the design requirements, and the contact stress can ensure reliable connection between internal parts. In a working cycle consisting of three typical operating conditions, the minimum fatigue safety factor of the connecting rod is 1.33, and the fatigue safety factor meets the design requirements. After the durability test, the dismantling inspection results show that there are no cracks in the parts, and the wear, gloss, scratches and other defects on the friction surface meet the evaluation standards, the key dimensions and positional tolerances of the connecting rod also meet the design requirements.

Keywords: finite element method; aviation piston engine; penalty function method; equivalent stress; fatigue analysis

(责任编辑: 臧发业)