

某星形活塞发动机主连杆多轴疲劳强度分析

景国玺¹, 张小良¹, 王 斌², 许春光¹, 王小慧¹, 赵志强¹

(1. 中国北方发动机研究所, 天津 300400; 2. 中航工业南方航空工业有限公司产品设计所, 株洲 412002)

Multiple-Axle Fatigue Analysis of a Star Engine Master Conrod

JING Guoxi¹, ZHANG Xiaoliang¹, WANG Bin², XU Chunguang¹, WANG Xiaohui¹, ZHAO Zhiqiang¹

(1. China North Engine Research Institute, Tianjin 300400, China;

2. Product Design Institute of AVIC South Aviation Industry Co., Ltd., Zhuzhou 412000, China)

Abstract: To assess the master conrod structural strength of a star engine, a kinematic and dynamic analysis models of the crank-conrod mechanism was established and the load characteristics was obtained. The finite element model considering structure nonlinear factors was calibrated by the measured stress data from the simulant, and then used to calculate dynamic stress field over the entire operating cycle. The analysis results show that the additional bending moment from slave conrod is the main factor which causes the stress of the dangerous part of master conrod shank to be too high. And then considering the impact of structural factors such as surface technology, the multiple-axle fatigue of master conrod was assessed based on the critical plane approach. The results show that the fatigue safety factor of the transition region between the conrod shank and the big end is relatively low, which has been confirmed by the actual fatigue crack.

摘要: 为评估某航空星形活塞发动机主连杆结构强度, 建立曲柄连杆机构运动学和动力学分析模型, 得到主连杆载荷特性。建立了考虑结构接触非线性因素的主连杆应力计算有限元模型, 通过由模拟装置得到的实测应力数据对模型进行了标定, 进而计算得到整个工作循环内的动态应力场。结果表明: 副连杆引起的附加弯矩是影响主连杆杆身危险部位应力过高的主导因素。在此基础上, 考虑结构表面工艺状态等因素的影响, 基于临界平面法对主连杆多轴疲劳强度进行了校核。结果表明: 该连杆杆身与大头过渡区域处疲劳安全系数较低, 计算危险点与实际疲劳裂纹位置一致。

关键词: 内燃机; 主连杆; 多轴疲劳; 有限元法; 应力

Key words: IC engine; master conrod; multiple-axle fatigue; finite element method; stress

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2017.01.017

中图分类号: TK411

文献标识码: A

0 概述

星形活塞发动机由于具有单位体积功率大、比质量轻、寿命长等特点, 成为航空教练机及个人用小飞机、竞技飞机的主要动力装置之一^[1]。本文研

究对象为某型 4 冲程单排 9 缸星形航空活塞式发动机, 9 个气缸沿圆周均匀分布, 其连杆由 1 个主连杆和 8 个副连杆组成, 如图 1 所示。近年来发生多起由主连杆折断引起的空中飞行事故, 严重危及飞行安全, 且主连杆疲劳强度问题直接制约发动机功率

水平的提升,故已成为设计关注的焦点^[2-3]。



图 1 星形活塞发动机主副连杆

传统内燃机连杆强度主要受到气体力主导的压缩工况载荷和由惯性力主导的拉伸工况载荷^[3-7]的影响,同时考虑衬套、轴瓦和螺栓力预装配载荷对平均应力的影响,载荷工况较为简单。与之相比,星形活塞发动机主连杆的受力更为复杂,除了承受主缸中心线方向的拉压载荷外,还承受其他多个副缸的作用力及其附加弯矩的影响^[2]。该附加弯矩在一个工作循环内方向多变且数值大,使杆身与大头过渡部位承受较高的交变载荷,极易导致多轴疲劳失效。如何考虑副连杆附加弯矩带来的影响和确定主连杆承力最危险时刻是主连杆疲劳强度分析工作的难点。本文采用有限元方法分析了主连杆整个工作循环内的承载情况,基于临界平面法对主连杆进行疲劳强度分析和评估。

1 多轴疲劳分析理论

工作过程中若结构所承受的 3 个主应力中有 2 个或 3 个主应力不等于零,即称为多轴应状态。通常将比例加载下的多轴疲劳问题等效成单轴疲劳问题,这对于承受简单多轴载荷部件是有效的,但对于主连杆这样长期处于复杂环境载荷下的部件而言,多轴疲劳理论能更加真实地反映其损伤情况。

1.1 临界平面法

多轴疲劳寿命计算方法主要包括静强度准则方法、能量法和临界平面法等,其中临界平面法应用最为广泛。该方法通过计算临界平面上的剪切和正应变(力)构建多轴疲劳损伤参量,建立损伤参量与疲劳寿命之间的关系,如式(1)所示。

$$\Delta\gamma/2 + f'(\Delta\epsilon_n/2) = f(N_i) \quad (1)$$

式中, $\Delta\gamma/2$ 和 $\Delta\epsilon_n/2$ 分别为临界平面上的剪切应变幅和法向应变幅; N_i 为裂纹萌生寿命。

由于主连杆各部位承载处于材料线弹性范围内,重点考虑高周疲劳特性,故选用应力疲劳分析方法。对承受三向应力状态微单元在半球面范围内取

一系列任意截面,通过投影获得该截面内剪切应力和法向应力,如图 2 所示。通过公式(2)切割面法向量 n 来描述每个切割平面剪切应力和法向应力的应力幅和平均应力。

$$n = n_x e_x + n_y e_y + n_z e_z \quad (2)$$

式中, e 为投影方向上的单位应力向量。

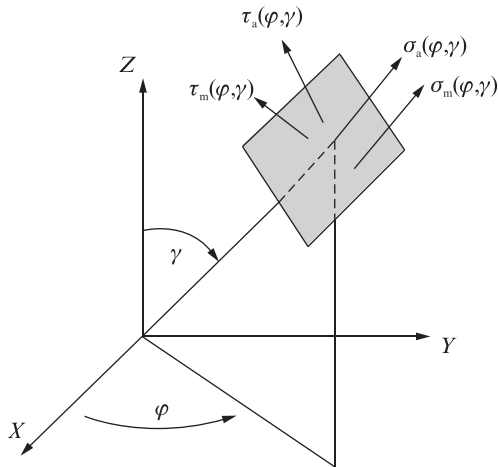


图 2 临界平面法示意

应力幅 s_a 沿着 3 个坐标轴方向的应力分量 $s_{a,x}$ 、 $s_{a,y}$ 和 $s_{a,z}$ 可表示为:

$$\begin{cases} s_{a,x} = n_x \sigma_{a,x} + n_y \tau_{a,yx} + n_z \tau_{a,zx} \\ s_{a,y} = n_x \sigma_{a,xy} + n_y \tau_{a,y} + n_z \tau_{a,zy} \\ s_{a,z} = n_x \sigma_{a,xz} + n_y \tau_{a,yz} + n_z \tau_{a,z} \end{cases} \quad (3)$$

平均应力 s_m 沿着 3 个坐标轴方向的应力分量 $s_{m,x}$ 、 $s_{m,y}$ 和 $s_{m,z}$ 可表示为:

$$\begin{cases} s_{m,x} = n_x \sigma_{m,x} + n_y \tau_{m,yx} + n_z \tau_{m,zx} \\ s_{m,y} = n_x \sigma_{m,xy} + n_y \tau_{m,y} + n_z \tau_{m,zy} \\ s_{m,z} = n_x \sigma_{m,xz} + n_y \tau_{m,yz} + n_z \tau_{m,z} \end{cases} \quad (4)$$

作用于切割面的法向应力的幅值 σ_a 和平均应力 σ_m 可通过式(5)和式(6)确定:

$$\sigma_a = s_a n = n_x^2 \sigma_{a,x} + n_y^2 \sigma_{a,y} + n_z^2 \sigma_{a,z} + 2(n_x n_y \tau_{a,xy} + n_x n_z \tau_{a,xz} + n_y n_z \tau_{a,yz}) \quad (5)$$

$$\sigma_m = s_m n = n_x^2 \sigma_{m,x} + n_y^2 \sigma_{m,y} + n_z^2 \sigma_{m,z} + 2(n_x n_y \tau_{m,xy} + n_x n_z \tau_{m,xz} + n_y n_z \tau_{m,yz}) \quad (6)$$

剪切平均应力 τ_m 和应力幅 τ_a 的分别为:

$$\tau_m = \sqrt{s_m^2 - \sigma_m^2} \quad (7)$$

$$\tau_a = \sqrt{s_a^2 - \sigma_a^2} \quad (8)$$

不同的判断准则定义的临界平面有所不同,本文采用修正的 Brown-Miller 最大剪应变能量准则,认为最大疲劳损伤发生在最大剪应变幅平面上,当量 σ_{ea} 和平均应力 σ_{em} 可表示为:

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma_a^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} \quad (9)$$

$$\sigma_{em} = \text{sign}(\sigma_m) \sqrt{\sigma_m^2 + \left(\frac{\sigma_s}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} \quad (10)$$

式中, σ_{-1} 为对称拉压疲劳极限; τ_{-1} 为对称弯曲疲劳极限; σ_s 为应变为 0.2% 时材料的屈服强度; τ_s 为材料剪切屈服极限。

1.2 疲劳安全系数评价方法

图 3 为材料 HAIGH 曲线和危险截面判定方法, 图中横坐标 σ_m 为平均应力, 纵坐标 σ_a 为应力幅, B 点为危险截面应力点, A 为原点 O 和 B 点连线与材料等强度线的交点, 细实线表示材料等强度曲线, 粗实线表示考虑多因素修正后的材料等强度曲线。考虑应力比为常量, 疲劳安全系数定义为线段 OA 的长度与线段 OB 长度的比值, 由此为判据可计算获得各切割平面下的安全系数, 进而确定最危险平面和最小安全系数。

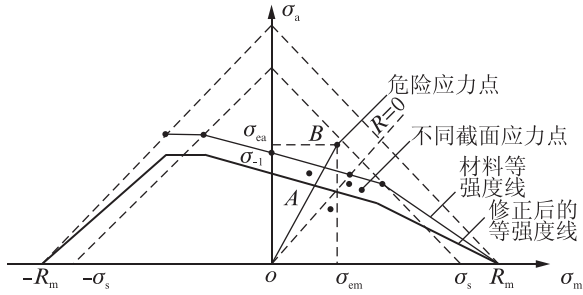


图 3 危险应力判定方法

考虑平均应力、加工工艺、尺寸效应和表面粗糙度等因素对材料疲劳极限进行修正, 修正后构件局部点的疲劳极限描述^[4]如式(11)所示。

$$\sigma'_{-1} = \sigma_{-1} \cdot \frac{\sqrt{f_2^2 - 1.0 + f_3^2}}{f_1} \cdot f_4 \cdot f_5 \quad (11)$$

式中, σ_{-1} 为材料对称交变疲劳极限; f_1 为平均应力影响系数; f_2 为应力梯度影响系数; f_3 为表面粗糙度和锻造度综合影响系数; f_4 为表面工艺影响系数; f_5 为尺寸效应影响系数。

2 主连杆疲劳强度研究

2.1 总体流程

主连杆多轴疲劳的分析流程如图 4 所示, 简要说明如下: (1) 分析曲柄连杆机构运动学和动力学特性, 获取主连杆受力特性, 为有限元应力分析提供边界; (2) 建立主连杆三维几何模型, 进行有限元网格划分, 建立有限元分析模型, 进而计算获取主连杆应力变化历程; (3) 通过主连杆部件应力电测试验

数据, 修正有限元分析模型; (4) 基于临界平面法和修正的最大剪应变准则, 考虑平均应力、加工工艺、尺寸效应和表面粗糙度等多因素的影响, 建立主连杆多轴疲劳分析模型, 计算安全系数并进行评估。

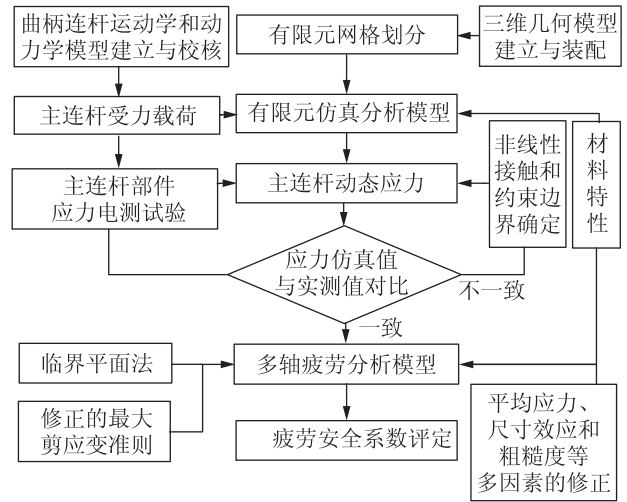


图 4 主连杆多轴疲劳分析流程图

2.2 主连杆承载特性分析

获取精确的曲柄连杆机构运动学和动力学特性是主连杆强度校核的前提, 直接影响强度分析结果的准确性。图 5 为主副曲柄连杆机构简图。其中, L 为主连杆长度, l 为副连杆长度, r 为关节半径, R 为曲柄旋转半径, γ 为主、副气缸中心线夹角, γ_e 为关节角, β 和 β_e 分别为主、副连杆摆角, α 和 α_e 分别为主、副连杆对应的曲柄转角, x 和 x_e 分别为主、副缸活塞的位移。

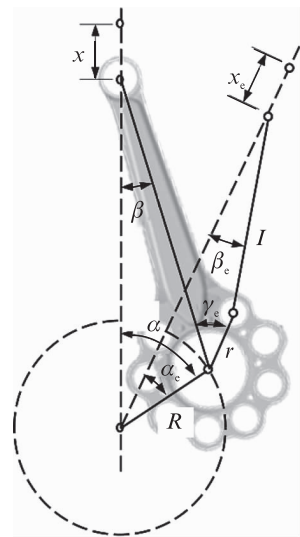


图 5 曲柄连杆机构运动简图

主连杆摆角、主缸活塞运动加速度、副连杆摆角和副缸活塞运动加速度分别如式(12)~式(15)所示。

$$\beta = \arcsin\left(\frac{R}{L} \sin \alpha\right) \quad (12)$$

$$a = R\omega^2 \cos\alpha + L\dot{\beta}^2 \cos\beta + L\ddot{\beta} \sin\beta \quad (13)$$

$$\beta_e = \arcsin\left(\frac{R}{l} \sin\alpha_e - \frac{r}{l} \sin(\beta + \gamma - \gamma_e)\right) \quad (14)$$

$$a_e = R\omega^2 \cos\alpha_e + r\dot{\beta}^2 \cos(\beta + \gamma - \gamma_e) + r\ddot{\beta} \sin(\beta + \gamma - \gamma_e) + l\dot{\beta}_e^2 \cos\beta_e + l\ddot{\beta}_e \sin\beta_e \quad (15)$$

曲柄连杆机构受力如图6所示。其中, $\sum P$ 为作用于往复质量中心点的总力, N 为主副连杆引起的总侧向力, N 由主缸载荷引起的侧向力 N' 和副缸弯矩引起的侧向力 N'' 两部分组成, K 为作用于主连杆杆身方向的拉压力, $\sum T$ 为沿曲柄的切向力, $\sum Z$ 为总径向力, F_i 为第 i 个副连杆对主连杆的作用力。图6主连杆杆身方向受到的作用力 K 如式(16)所示。主连杆受到的以活塞销为中心的离心力如式(17)所示。同时主连杆还承受由副连杆力 F_i 引起的附加弯矩 W , 如式(18)所示。发动机总输出转矩由式(19)确定。

$$K = (p_g + p_i) / \cos\beta \quad (16)$$

$$p_x = -M_e L \dot{\beta}^2 \quad (17)$$

$$W = K_e r \sin(\beta - \beta_e) \quad (18)$$

$$M = R \sum T \quad (19)$$

式中, p_g 为气体力, 通过实测获得; p_i 为往复惯性力; M_e 为主连杆大头当量离心质量。

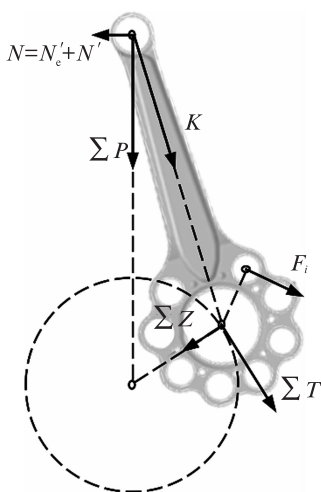
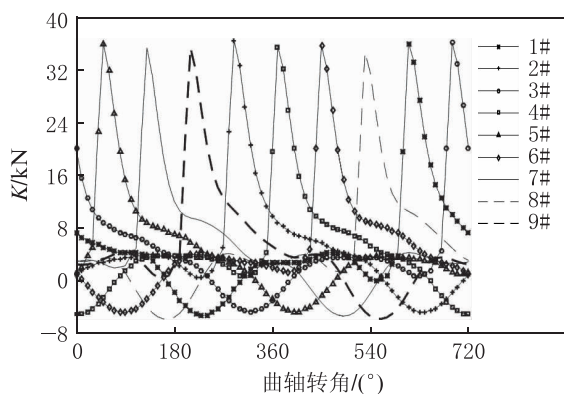


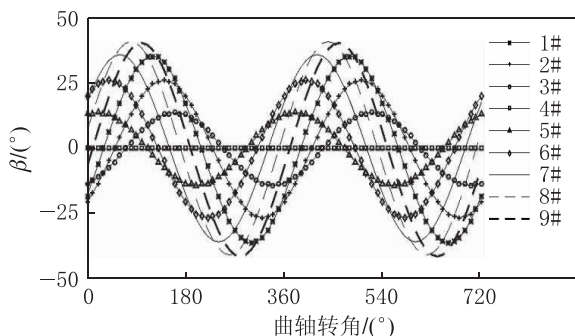
图6 主连杆受力简图

通过计算获得了曲柄连杆机构运动学和动力学特性, 输出转矩计算值相对实测转矩偏差约为 3.4%, 满足动力学计算要求。图7为各连杆杆身中心线方向作用力曲线和各连杆摆角。图8为副缸对主连杆的附加弯矩曲线。由图8可见, 在曲轴

转角为 46°、125°、290°、449° 和 610° 附加弯矩出现谷峰值。



(a) 杆身方向作用力



(b) 各连杆摆角

图7 主连杆杆身中心线方向作用力

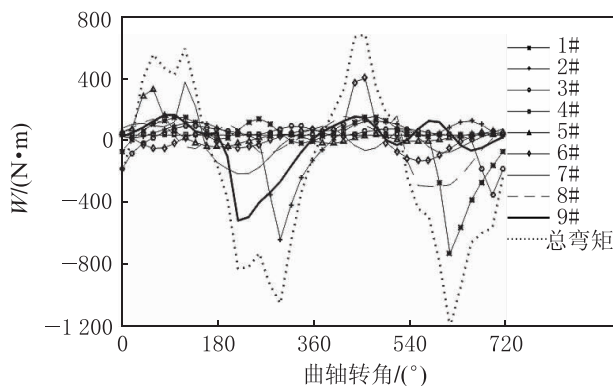


图8 副缸对主连杆的附加弯矩

2.3 主连杆应力计算

2.3.1 有限元模型建立

有限元模型包括活塞销、衬套、大头轴瓦、副连杆活塞销等部件。为保证计算精度和缩短计算周期, 对各部件主要采用六面体网格进行了划分, 如图9所示。衬套和小头孔采用过盈连接, 活塞销及副连杆销与销孔之间考虑真实装配平均间隙, 接触关系采用指数刚度分布接触类型。计算模型考虑一个工作循环 720° 内的承载情况, 计算步长为 5°, 共 120 个分析步, 计算载荷采取动力学计算结果。

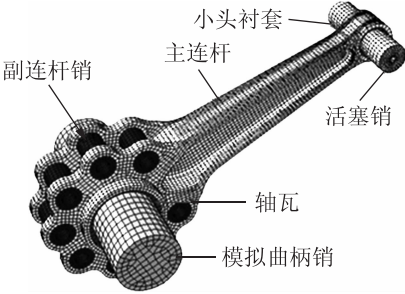


图 9 主连杆有限元网格模型

2.3.2 计算模型标定

该有限元模型的复杂性在于考虑了多个非线性接触关系。边界条件对计算结果有非常重要的影响,因此设计了主连杆部件应力测试试验装置,基于该模拟装置应力实测数据来标定仿真模型。主连杆应力模拟装置如图 10 所示。该试验装置主要基于 IST 电液伺服疲劳试验系统,在主连杆小头设计有液压加载器以模拟杆身方向的拉压力,通过多方案模拟分析对比,确定在第 7 个副连杆销孔处施加液压加载器以模拟副连杆附加弯矩对主连杆的影响,各销孔处采用实机状态配合间隙,所有部件浸入机油池中,达到润滑和冷却的效果。

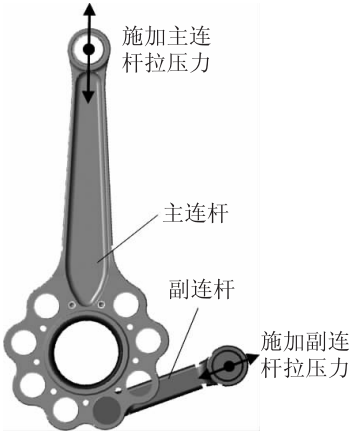


图 10 主连杆应力测试装置示意图

在主连杆杆身危险部位和特征点共布置 16 个应变片,如图 11 所示。应力标定基于等效力和力矩的方法,考虑主副缸加载器单独加载或共同加载、不同载荷范围等因素,在静态和动态下分别进行了应力测试和标定工作。其中,在实际工作状态当量载荷下,主缸单独施加拉载荷和压载荷下实测和仿真对比如图 12(a)所示,副缸单独施加拉载荷和压载荷下实测和仿真对比如图 12(b)所示,主副缸同时施加拉压载荷下实测和仿真对比如图 12(c)所示。从对比结果可知,所关注的危险部位测点 1~测点 8 仿真与实测值较为接近,说明有限元仿真模型合理可行。

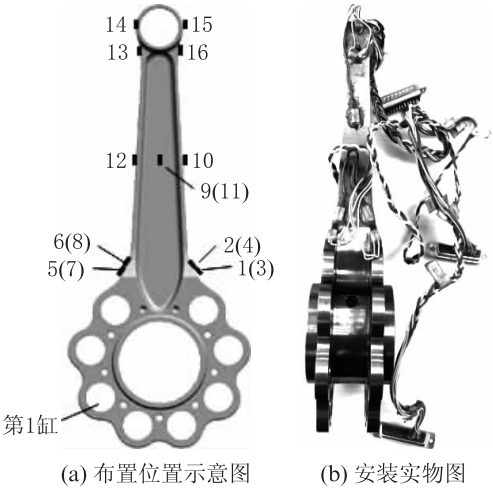


图 11 主连杆应变片布置

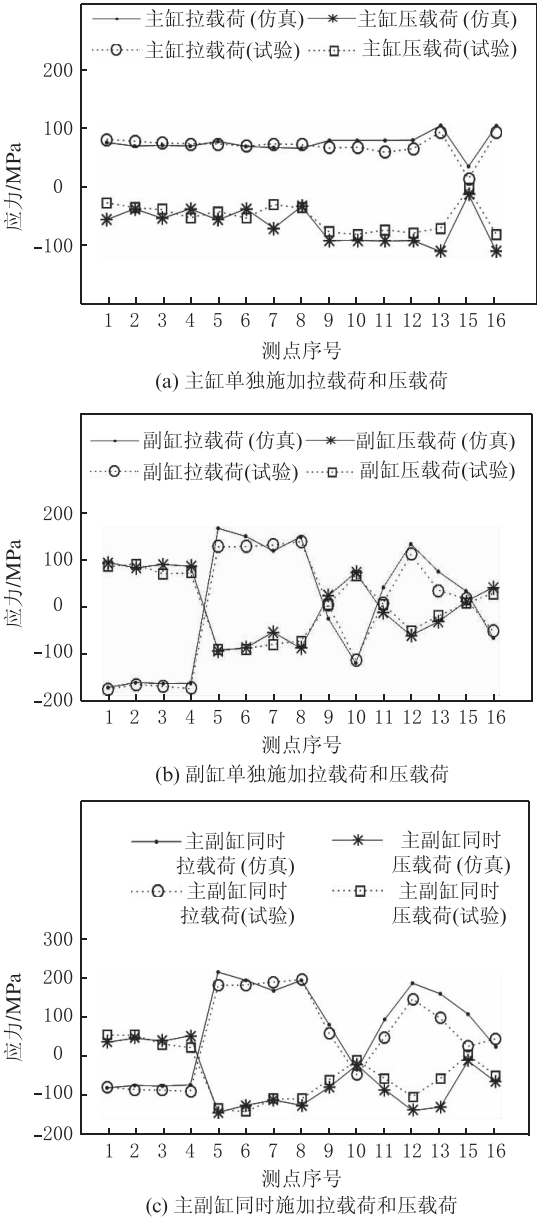


图 12 主连杆应力实测与仿真对比

2.3.3 主连杆应力分析

图 13 为附加弯矩谷峰值附近时刻下主连杆的变形姿态和应力分布情况。由图 13 可见,在副连杆力的作用下,主连杆发生了弯曲变形,杆身与大头两侧过渡圆角处应力较大。

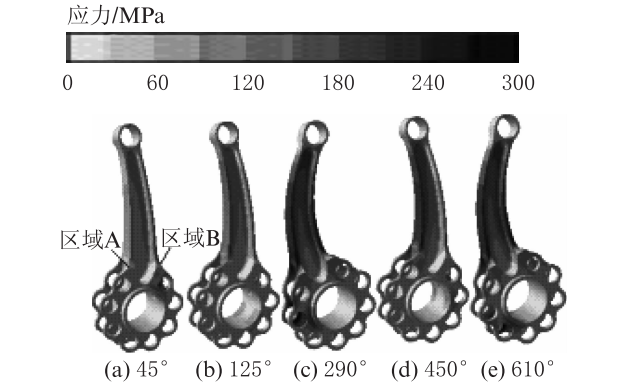


图 13 主连杆变形姿态和应力分布

取杆身与大头两侧过渡圆角处区域节点为研究对象:区域 A 为面对航向左侧第 3 副缸与主缸(第 4 缸)之间;区域 B 位于主缸和第 5 副缸之间。区域 A 和区域 B 处节点应力随曲轴转角变化曲线及与附加弯矩曲线对比如图 14 所示。由图 14 可见,在主缸单独加载即不考虑副连杆力和力矩的作用下,区域 A 应力主要受到主缸燃气压力的影响;在副连杆力和力矩的作用下,区域 A 和区域 B 应力呈现相反趋势,区域 A 受拉应力时区域 B 为压应力,区域 A 和区域 B 应力变化与附加弯矩相关。由此可知,副连杆对主连杆的附加弯矩是影响主连杆区域 A 和区域 B 应力过高的主导因素。

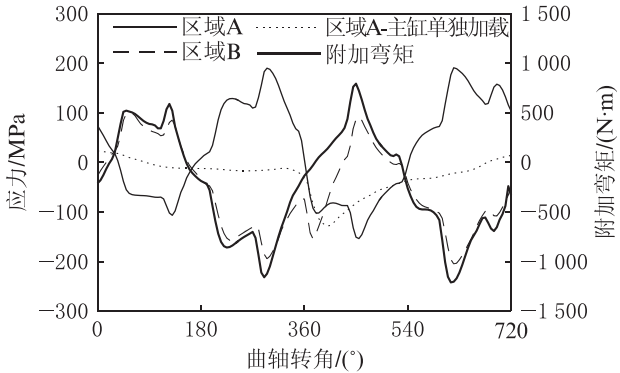


图 14 区域 A 和区域 B 节点应力变化曲线

2.4 疲劳强度分析

2.4.1 疲劳强度计算模型

疲劳预测模型输入信息主要包括循环载荷、材料 S-N 曲线和工艺参数三方面。循环载荷由前文有限元结果提供,同时将预装配应力作为平均应力

考虑。主连杆材料主要为 20CrNi3A,材料疲劳性能参数见表 1。考虑平均应力、表面粗糙度、尺寸效应和统计学特性等影响,采用修正 MINER 线性损伤累积原则,基于临界平面法建立了主连杆疲劳强度分析模型。考虑表面粗糙度、平均应力、统计学特性、载荷分散性等影响,安全系数评价限值为 1.1。

表 1 20CrNi3A 材料性能参数

项目	参数			
	拉伸	压缩	弯曲	剪切
极限强度/MPa	980	980	1 152	566
屈服强度/MPa	835	835	893	436
脉冲疲劳强度/MPa	648	—	761	445
对称疲劳强度/MPa	390	390	420	225

2.4.2 疲劳强度评价

采用临界平面法对工作循环内的危险应力进行了判定,计算得到了主连杆的平均应力和应力幅,如图 15 所示。由图 15 可见,左侧区域 A 处应力幅值较高。如图 16 所示,最小疲劳安全系数出现在区域 A 位置,安全系数为 1.04,安全系数裕度较小,不满足设计要求。图 17 为主连杆实际疲劳失效裂纹源情况。由图 17 可见,实际失效部位与仿真结果中最小安全系数的位置吻合。

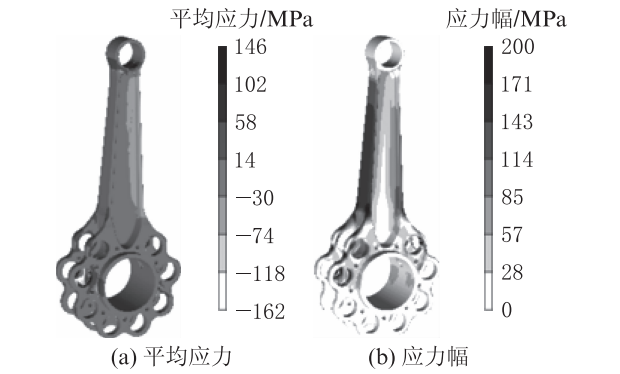


图 15 平均应力和应力幅

3 结论

(1) 星形活塞发动机主连杆的受力较为复杂,除承受主缸中心线方向的拉压载荷外,还承受其他多个副缸的作用力及其附加弯矩的影响。研究表明:该附加弯矩是影响主连杆杆身危险部位疲劳失效的主导因素。

(2) 基于临界平面法能够有效对主连杆多轴应力状态识别,考虑多轴疲劳理论能够更加真实地反映主连杆疲劳损伤情况。

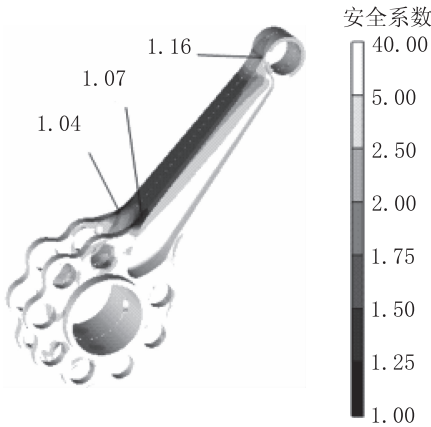


图 16 疲劳安全系数云图

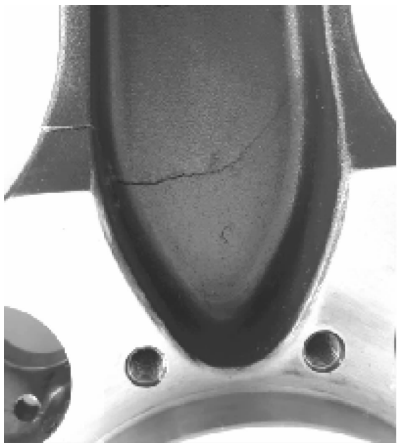


图 17 实际疲劳裂纹区域

(3) 计算表明:主连杆杆身与大头过渡区域疲劳安全系数较低,危险点与实际疲劳裂纹位置一致。

参考文献:

[1] 万昌德. 航空发动机的发展历程[M]. 北京:航空出版社,2007.

[2] 张鸿,郭海丁. 某型星形活塞发动机主连杆强度分析[J]. 航空动力学报,2004,19(1):46-49.

ZHANG H, GUO H D. Strength analysis of master connecting rod for stern motor radial engine[J]. Journal of Aerospace Power,2004,19(1):46-49.

[3] 许春光,王斌,张小良,等. 发动机连杆失稳试验研究[J]. 车用发动机,2014,214(4):83-92.

XU C G, WANG B, ZHANG X L, et al. Experimental research on bucking behavior of engine connecting rod[J]. Vehicle Engine,2014,214(4):83-92.

[4] 景国玺,王延荣,张儒华,等. 某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,2013,207(4):41-45.

JING G X, WANG Y R, ZHANG R H, et al. Fatigue strength test and life prediction method of engine connecting rod[J]. Vehicle Engine,2013,207(4):41-45.

[5] 何昌德,吴锋. 基于电液压伺服系统的连杆疲劳寿命试验分析研究[J]. 内燃机工程,2013,34(2):30-34.

HE C D, WU F. Experimental analysis of connecting rod fatigue life based on electro-hydraulic servo system[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2013,34(2):30-34.

[6] HAROLDO C. Structural and fatigue numerical analysis for connecting rods[C]//SAE Paper. Detroit, Michigan, USA, 2006, 2006-01-2515.

[7] ABHIJIT L, VIVEK Y, APARAJITA S. Finite element analysis of connecting rod and correlation with test[C]//SAE Paper. Detroit, Michigan, USA, 2009, 2009-01-0816.

(编 辑:姜文玲)