

文章编号: 1000-8055(2010)01-0148-04

航空发动机主轴疲劳寿命预测方法

陆 山, 陈 倩, 陈 军

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 对航空发动机主轴疲劳寿命分析多采用 EGD-3 斯贝 MK202 发动机应力标准中提供的方法. 以某涡轮轴为对象, 基于 EGD-3 方法, 分别采用查图和有限元法计算得到的应力集中系数进行寿命估算; 利用应力修正系数法对主轴低周疲劳寿命分析, 并将结果与传统名义应力法计算结果对比. 结果表明: 运用应力修正系数法估算主轴低周疲劳寿命结果与 EGD-3 查图结果相当, 是可行的; 在高低周载荷下, 使用有限元法计算应力集中系数的 EGD-3 方法计算的主轴疲劳寿命更符合实验结果.

关 键 词: 疲劳寿命; EGD-3; 应力集中系数; 应力修正系数; 航空发动机主轴

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Method of predicted fatigue life of aero engine's principal shaft

LU Shan, CHEN Qian, CHEN Jun

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Based on EDG-3 SPEY MK202 stressing standards, a main method was presented to study the fatigue life of aero engine's principal shaft. In this paper, EGD-3 was used to predict the fatigue life of a turbine runner shaft. So, two methods were used to work out the stress concentration coefficient, one was looking up datum and the other was computed on the basis of finite element method (FEM); whilst the method of stress correction coefficient was used to estimate the low cycle life of shaft, then compared with the nominal stress method. The result shows that it is feasible to estimate the low circle fatigue life of principal shaft using the method of stress correction coefficient; and the result agrees well with that of EGD-3 using the stress concentration coefficient on the basis of FEM under the low cycle load.

Key words: fatigue life; EGD-3; stress concentration coefficient;

stress correction coefficient; aero engine's principal shaft

航空发动机主轴是连接压气机和涡轮部件并传递功率的重要部件. 主轴的破坏通常会给飞机带来灾难性的后果, 因此要求主轴有很高的可靠性, 对其进行疲劳寿命分析显得非常重要. 主轴的故障模式主要有各种载荷引起的疲劳断裂和转子系统的振动. 在飞行中, 主轴主要承受扭矩和轴向

力, 使主轴产生低周疲劳破坏; 附加承受的弯矩或振动扭矩, 使主轴产生高低周复合疲劳破坏.

对于主轴的寿命研究, 我国是从 70 年代开始的. 根据现有公开资料, 我国对航空发动机主轴的疲劳寿命定寿多采用试验法, 即直接对实际主轴进行给定循环数的疲劳试验, 确定其批准寿命. 该

收稿日期: 2008-12-12; 修订日期: 2009-02-18

作者简介: 陆山 (1955-), 男, 浙江吴兴人, 教授, 博士, 主要从事发动机零构件强度、寿命和可靠性数值分析方法及试验评估技术的研究.

方法固然可靠,但在设计阶段,由于主轴结构复杂、寿命长、试验成本高等原因,在设计或改型阶段对发动机主轴进行寿命预测及设计是非常必要的.本文利用某发动机涡轮轴模型,用 EGD-3 斯贝 MK202 航空发动机应力标准中提供的主轴强度设计方法、名义应力法、应力修正系数法对主轴不同部位进行疲劳寿命估算,根据计算结果分析,对几种主轴寿命预测方法进行了讨论.

1 EGD-3 主轴疲劳寿命分析方法

该方法认为主轴上承受的载荷主要是大扭矩,轴向力,振动扭矩,忽略弯矩载荷情况,将低周和高周载荷单独作用的疲劳效应合并成一个当量扭转静应力,并与材料剪切强度比较.

参照 EGD-3 斯贝 MK202 航空发动机应力标准^[1],首先根据主轴的受载情况和结构特征,选定轴上若干危险截面;对各危险截面用材料力学的方法进行名义应力分析,使用设计寿命下的应力集中系数 α_N 对缺口截面的名义应力 τ_{eq} 进行了修正,再根据古德曼图的三角形相似关系将设计寿命下的交变应力转换成当量稳态应力 T ,并与材料当量弹性剪切强度 $\tau_{1.6}$ 相比较,求得强度储备系数.其中将主轴低周交变应力按照安全系数相等的原则,转换为当量稳态应力 T_1 可按式求得

$$T_1 = \frac{\tau_{eq}}{2} \left[1 + \frac{\tau_{1.6} \alpha_N}{\tau_{1.6, N}} \right] \tag{1}$$

将低周载荷叠加高周载荷情况下的主轴应力转换为当量稳态应力 T_2 可按式求得

$$T_2 = T_1 + \left[\frac{\alpha_6 \tau_{1.6}}{\tau_{1.6}} (0.05 \tau_{eq}) \right] \tag{2}$$

式中 $\tau_{1.6, N}$ 为目标循环下的剪切疲劳强度; α_6 为计算截面在 10^6 次循环下的应力集中系数; $\tau_{1.6}$ 为 10^6 次循环下的剪切疲劳强度.

选取储备系数最小的截面,利用上述当量稳态应力计算方法,得出带未知寿命的当量稳态应力 T_2 .再与当量弹性极限剪切强度 $\tau_{1.6}$ 比较,令安全系数为 1.4,从而推算出此截面的寿命.

EGD-3 方法使用应力集中系数修正应力时,可使用查应力集中系数手册^[2]和有限元法计算两种方法确定主轴危险截面的应力集中系数.用有限元法计算应力集中系数的方法为:根据有限元法对主轴进行弹性分析,取截面最大等效剪切应

力值 τ_{max} ;由材料力学方法计算出无应力集中轴截面当量剪应力 τ_{eq} 作为基准应力 τ_0 ,即可由下式计算得出截面应力集中系数

$$K_t = \frac{\tau_{max}}{\tau_0} \tag{3}$$

2 用名义应力法进行主轴寿命预测

传统的名义应力法^[3]一般采用危险部位的名义应力或者最大应力结合带应力集中的应力寿命曲线来估算结构的疲劳寿命.首先按材料力学的方法计算截面的名义应力,查手册确定其应力集中系数,由材料手册^[4]查 $K_t = 1, K_t = 3$ 的 $S-N$ 曲线,通过插值计算得出给定应力集中系数下的 $S-N$ 曲线,然后估算该截面的疲劳寿命.

3 用应力修正系数法进行主轴寿命预测

用传统名义应力法估算具有中长寿命的主轴低周疲劳寿命,导致估算的主轴带应力集中截面的疲劳寿命偏低.文献[5]提出了基于应力修正系数法对中长寿命轮盘进行估寿.本文尝试采用应力修正系数法估算主轴低周疲劳寿命.

引入了应力修正系数,即可采用标准光滑试棒的应力寿命曲线来计算带应力集中的主轴疲劳寿命.应力修正系数 β 的定义^[5]为

$$\beta = \frac{S_{max}^K}{S_{max}} \tag{4}$$

式中 S_{max}^K 为某一寿命 N_f 下缺口试件的最大等效应力, S_{max} 为同等寿命下光滑试件的最大等效应力.将公式(4)代入光滑试件的 $S-N$ 曲线表达式,则考虑应力集中影响的 $S-N$ 曲线表达式为

$$\lg \left[\frac{S_{max}^K}{\beta} - S_0 \right] = a + b \lg N \tag{5}$$

其中 S_0, a, b 是根据材料数据拟合的 $S-N$ 曲线三参数幂函数表达式中的常数.

本文根据材料数据手册^[4]提供的 GH901 材料在 $K_t = 1$ 和 $K_t = 3$ 下的应力-寿命材料数据,通过有限元计算及线性回归得出应力修正系数 β 与最大等效应力 S_{max}^K 的线性关系表达式^[5]

$$\beta = c_1 S_{max}^K + c_0 \tag{6}$$

其中 $c_0 = 0.9580255, c_1 = 0.0007496$;再利用插值计算获得计算截面应力集中系数下的 $\beta-S_{max}^K$ 关系式,结合等式(5)得出该截面的 S_{max}^K-N 曲线表

达式. 借助有限元法对主轴分别进行弹塑性分析, 读取危险截面的最大等效应力, 再利用该截面的 $S_{\max}^K-N$ 曲线表达式进行寿命估算. 根据设计准则, 按材料疲劳强度的 -3σ 值进行零件的低循环疲劳寿命设计, 应用上述方法计算出来的构件危险部位的疲劳寿命只是理论计算值, 该值应除以一个 2 倍的储备系数; 若按材料中值进行寿命计算, 则除以储备系数 $5^{[6]}$.

4 某涡轮轴寿命预估

本文选取主轴应力强度较薄弱部位的三个不同类型的截面进行计算分析, 截取该主轴段, 如图 1 所示. 截面 2 处于主轴内径台阶处; 截面 3 处于主轴光滑段, 没有应力集中; 截面 4 处于沿轴体周向分布小孔的孔轴线处. 轴关键截面参数如表 1~ 表 3 所示.



图 1 计算截面所在的主轴段

Fig. 1 Key sections in a shaft

表 1 轴关键截面内外径

Table 1 External diameter and interior diameter of the key sections

截面	D/mm	d/mm	特殊结构
2	86.36	74.93	内台阶截面
3	85.85	74.93	光滑段截面
4	94.11	75.69	带孔截面

表 2 查图与有限元法计算两种方法得出的
截面应力集中系数

Table 2 Stress concentration coefficient workout by check datum and finite element method (FEM) computation

截面	α_i	K_t
2	1.93	1.54
3	1.00	1.00
4	2.25	1.75

表 3 轴关键截面的最大等效应力

Table 3 Maximum equivalent stress of the key sections

截面	S_{eq}/MPa	$S_{\max}^K/\text{MPa}$
2	413.13	566
3	499.85	503
4	410.77	622

主轴材料为 GH901, 轴工作温度为 $300\text{ }^\circ\text{C}$; 施加载荷为扭矩 M 为 $14\,976.5\text{ N}\cdot\text{m}$, 轴向拉力 F 为 $66\,750\text{ N}$.

使用名义应力法, 采用查图应力集中系数, 其修正 $S-N$ 曲线公式为

$\alpha = 1.93,$

$\lg(S_{eq} - 165.084) = 4.1413 - 0.3489\lg N$

$\alpha = 2.25,$

$\lg(S_{eq} - 150.035) = 4.1466 - 0.3563\lg N$

使用应力修正系数法时, 根据材料手册提供的 GH901 材料在 $K_t = 1$ 下的材料数据, 拟合并对其进行修正得到 $S-N$ 曲线公式为

$$\lg\left[\frac{S_{\max}^K}{\beta} - 208.82\right] = 4.1196 - 0.3243\lg N \tag{7}$$

其中对数应力标准差 $\alpha = 0.0554$; 插值得出

$K_t = 1.54$ 时,

$\beta = 0.0002024S_{\max}^K + 0.988669;$

$K_t = 1.75$ 时,

$\beta = 0.0002811S_{\max}^K + 0.9842596.$

根据以上数据, 使用各方法计算结果列于表 4.

表 2 中, 使用查图和有限元计算得出的应力集中系数最大差别在 20% 左右, 由此估算的疲劳寿命可能相差约 30% ~ 40%. 表 4 中, 对主轴进行弹塑性分析, 并利用应力修正系数法估算的低周疲劳寿命与 EGD-3 方法很接近. 例如截面 1, 用两种方法估算的 -3σ 线寿命值误差为 3.6%, 中值线寿命误差为 8.9%. 因此, 使用应力修正系数法估算主轴低周疲劳寿命能得到较好的结果.

表 4 涡轮轴寿命计算结果
Table 4 Computational life of the turbine shaft

截面	算 法		寿命		
			中值线	- 3σ线	
2	EGD- 3	低周	查图应力集中系数	24 410	17709
			有限元计算应力集中系数	40 832	27948
	高低周复合		查图应力集中系数	8013	5066
			有限元计算应力集中系数	15 362	9368
	名义应力法	低周	查图应力集中系数	16 058	12336
	应力修正系数法	低周	弹塑性分析	22 233	17078
3	EGD- 3	低周		38 947	23288
		高低周复合		13 467	7120
	名义应力法	低周		24 408	18872
	应力修正系数法	低周	弹塑性分析	24 657	18941
4	EGD- 3	低周	查图应力集中系数	19 957	14998
			有限元计算应力集中系数	33 946	24134
	高低周复合		查图应力集中系数	6081	3933
			有限元计算应力集中系数	12 266	7716
	名义应力法	低周	查图应力集中系数	10 522	8083
	应力修正系数法	低周	弹塑性分析	17 661	13567

5 结 论

综合分析表 4 各种方法计算结果, 可得如下主要结论:

- 1) 相比 EGD-3 方法及应力修正系数法, 用名义应力法计算带应力集中的主轴中长寿命会得到过于保守的寿命估计.
- 2) 鉴于该发动机低压涡轮轴比高压涡轮轴计算寿命长^[2], 而高压涡轮轴已通过 8 000 循环高低周疲劳试验, 未发现裂纹, 因此可推测该低压涡轮轴高低周复合疲劳寿命不小于 8 000 循环. 用有限元计算应力集中系数 EGD-3 方法估算的高低周复合疲劳寿命与涡轮轴疲劳试验结果更吻合.
- 3) 对于复杂结构, 使用有限元法计算能得到较查图更真实的应力集中系数值, 提高主轴寿命估算的精度. 对主轴高低周复合疲劳寿命的估算, 采用有限元计算应力集中系数的 EGD-3 方法仍不失为一种有效方法.
- 4) 用有限元分析加应力修正系数法估算发动机主轴寿命, 文献[6] 建议用材料中值寿命线计算, 取寿命安全系数 5 以保证寿命可靠性; 如用材

料- 3σ 寿命线计算, 取寿命安全系数 2 以保证寿命的可靠性. EGD-3 方法取材料的最低标准(本文取- 3σ 值), 再取应力安全系数 1. 4 以保证给定寿命的可靠性. 本文算例表明, 用- 3σ 寿命线计算寿命除以 2 比用中值寿命线计算寿命除以 5 偏小, 而后者与 EGD-3 方法所得计算寿命更接近.

参考文献:

[1] EGD-3 斯贝 MK202 发动机应力标准[S]. 丁爱祥, 吴君, 译. 北京: 国际航空编辑部, 1979

[2] 航空工业部科学技术委员会. 应力集中系数手册[M]. 北京: 高等教育出版社, 1990

[3] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002

[4] 北京航空材料研究所. 航空发动机设计用材料数据手册[M]. 北京: 中国航空发动机总公司, 1993

[5] 杨剑秋, 陆山. 中长轮盘应力寿命及可靠性分析方法[J]. 航空动力学报, 2007, 22(6): 991-995.
YANG Jian qiu, LU Shan. Methods for stress based life and its reliability analyses of discs with medium long and long life[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(6): 991-995. (in Chinese)

[6] 朱梓根, 刘廷毅, 陈光, 等. 航空涡轮、涡扇发动机结构设计准则(研究报告): 第六册—转子系统[M]. 北京: 中国航空工业总公司发动机系统工程局, 1997