

文章编号: 1000-8055(2004) 01-0046-04

某型星形活塞发动机主连杆强度分析

张 鸿, 郭海一

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 针对某型九缸航空星形活塞发动机主连杆疲劳失效问题, 采用运动学和动力学相结合的分析方法, 确定了主连杆在工作循环中承受的最大附加弯矩工况。针对主连杆上的面载荷均为通过运动副传递的特点, 采用商用有限元分析软件 ANSYS 提供的接触单元来模拟主连杆与曲柄销和活塞销的接触状态, 对主连杆进行了有限元应力分析。分析表明, 该连杆杆身疲劳强度储备偏低, 计算危险点与疲劳失效发生点一致, 为分析该杆失效原因提供了依据。

关键词: 航空、航天推进系统; 星形活塞发动机; 连杆; 接触; ANSYS; 有限元

中图分类号: V 234+.2; V 233.1+3

文献标识码: A

Strength Analysis of Master Connecting Rod for Stern Motor Radial Engine

ZHANG Hong, GUO Hai-ding

(Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: This paper focuses on the fatigue failure problem of the master connecting rod of a stern motor radial aero-engine with nine cylinders. Kinematics and dynamics analyses are combined to obtain the maximum moment on the rod during working cycle. As surface loads on the rod are transferred through motion pairs, the contact element in ANSYS is used to simulate the contact situation between the master connecting rod and crank pin or piston pin. A finite element analysis is conducted for the rod. The results of the finite element analysis show that the fatigue strength reserve of the rod is not sufficient. The coincidence of danger position and failure position gives a good reference for the analysis of rod fatigue failure.

Key words: aerospace propulsion system; stern motor radial engine; connecting rod; contact; ANSYS; finite element

星形活塞发动机由于具有单位体积功率大、比重量轻、寿命长等特点, 是航空教练机及个人用小型飞机、竞技飞机的主要动力装置之一。该发动机对主要承力零部件的疲劳强度设计要求较高。某型九缸航空星形活塞发动机工作如图 1 所示, 其主连杆作为主要的功率输出和受力部件, 疲劳强度是否满足设计要求, 将直接影响发动机的使

用寿命。

传统的内燃机设计中, 对主连杆杆身强度分析主要考虑两个工况: 即杆身最大拉应力工况和最大爆发压应力工况。最大拉伸应力发生在出现最大往复惯性力时, 即在排气过程的上止点附近; 最大爆发压应力发生在做功冲程中出现最大燃气作用力时, 一般认为是在压缩过程的上止点。星形

收稿日期: 2003- 05- 23; 修订日期: 2003- 09- 20

作者简介: 张鸿(1978-), 男, 山西临汾人, 南京航空航天大学能源与动力学院硕士生, 主要从事发动机结构强度、发动机结构仿真设计等研究。

活塞发动机主连杆受力更为复杂, 其主副连杆机构上气缸数较多(一般为 5、7、9 等奇数), 副缸的作用将在主连杆上合成一个弯矩。由于该弯矩的方向在一个工作循环过程中方向会改变两次, 因此主连杆承受交变疲劳载荷。若连杆设计或加工不当则可能导致主连杆杆身发生疲劳失效。星形活塞发动机连杆机构的受力和运动较复杂、由于

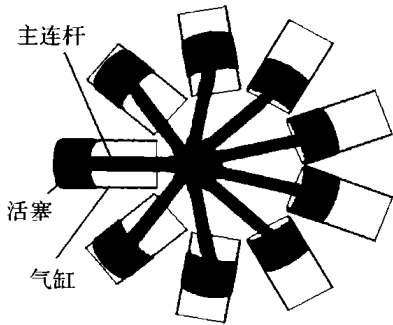


图 1 发动机工作示意图

Fig. 1 Schematic of the engine working

主连杆与曲柄销及活塞销之间的运动副及副连杆与主连杆之间的运动副构成多个接触边界, 计算时不易处理。主连杆的受力除了来自副连杆的作用外, 还有自身的旋转惯性载荷和往复惯性载荷。本文针对某型号九缸航空星形活塞发动机在工作过程中, 主连杆杆身与大头的圆弧过渡部分发生疲劳失效问题, 采用运动学方法确定主连杆承受最大附加弯矩工况, 并运用商业有限元分析软件 ANSYS 提供的接触单元模拟主连杆与曲柄销以及活塞销之间的运动副, 对主连杆进行多体接触的三维有限元分析, 为该型主连杆的疲劳失效原因分析及改进设计提供了重要参考依据。

1 主连杆载荷受力分析

某型航空活塞发动机的连杆机构型式为九缸九连杆星形主副连杆式曲柄连杆机构。图 2 为主副曲柄连杆机构的运动分析简图。其中, AB 为主连杆, 长度 L ; CD 为副连杆, 长度 l ; B 为曲柄销中心; C 为主连杆与副连杆联接销中心; BC 长为 r , 是副连杆凸耳半径; OB 为曲柄旋转半径, OB 长 R ; γ 为主、副气缸中心线夹角; γ_i 为关节角, 本算例中 $\gamma = \gamma_i$; α 为主连杆曲柄转角; α_i 为副连杆曲柄转角; β 和 β_i 分别为为主、副连杆摆角。主连杆的运动规律为中心曲柄连杆机构(三铰链机构), 其它副气缸各连杆通过连杆销装在主连杆的大头上, 运动规律为主副连杆式曲柄连杆机构(四铰链

机构)^[1]。

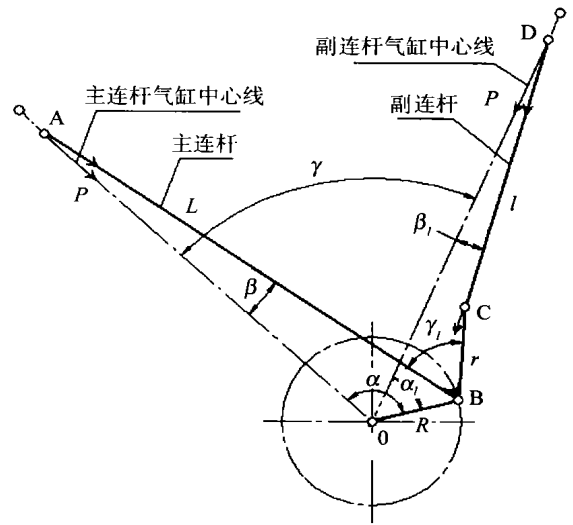


图 2 主副曲柄连杆机构的运动分析简图

Fig. 2 Schematic of movement analysis

1.1 往复惯性力和旋转惯性力分析

连杆运动时产生往复惯性力和旋转惯性力。惯性力的大小与活塞连杆组的惯性质量、发动机转速、曲柄旋转半径等有关。主、副连杆往复惯性力的方向均沿气缸轴线方向。据运动学分析得：

$$P_j = -M_j R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (1)$$

$$P_{ji} = -M_{ji} R \omega^2 \left[\cos(\alpha - n\gamma) + \lambda \frac{r}{L} \left(1 + \frac{r}{l} \right) \cos 2\alpha + \frac{R}{l} \cos(\alpha - n\gamma) - 2\lambda \frac{r}{l} \cos(2\alpha - n\gamma) \right] \quad (2)$$

$$P_x = -M_e L \beta^2 = -M_e L \omega \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \quad (3)$$

式中: P_j, P_{ji} 分别为主、副活塞连杆组的往复惯性力; P_x 为连杆的旋转惯性力; M_j, M_{ji} 分别为主、副活塞连杆组的往复惯性质量; M_e 为连杆的旋转惯性质量; $\lambda = R/L$ 为主连杆曲柄半径与主连杆长度之比。

1.2 气缸爆发压力分析

气缸的爆发压力通过活塞作用于连杆活塞头, 其大小随时间变化, 方向为气缸轴线方向, 气缸爆发压力 P_g 按下式计算:

$$P_g = P_a \left(\frac{V_a + V_b}{V} \right)^n \quad (4)$$

式中: P_g, P_a, V_a, V_b, V 分别为气缸爆发压力、大气压力、气缸工作容积、气缸燃烧室容积及气缸总容

积。 n 为气缸爆发压力与时间相关系数。

1.3 主连杆承受最大附加弯矩工况确定

主连杆活塞头同时受爆发压力 P_g 和往复惯性力 P_j 作用,其旋转惯性力方向沿连杆轴线方向,可沿气缸轴线进行分解,因此,主连杆活塞头的合力为:

$$P = P_g + P_j + P_e \cos \beta \tag{5}$$

与主连杆活塞头类似,副连杆活塞头也可以作类似处理,可得到副连杆活塞头合力 P_l 。 P_l 在副连杆轴线方向上的分力作用在主连杆销 C 处(图 2),对主连杆大头中心 B 点作用一力矩:

$$M = \frac{P_l}{\cos \beta} r \sin(\beta - \beta) \tag{6}$$

因此,8 个副连杆对主连杆任一截面的合力矩^[1]:

$$M_{\text{合}} = \sum_{n=1}^8 M \frac{d}{L} \tag{7}$$

式中: d 为主连杆上任一截面到主连杆活塞头中心的距离,其余参数定义同前。

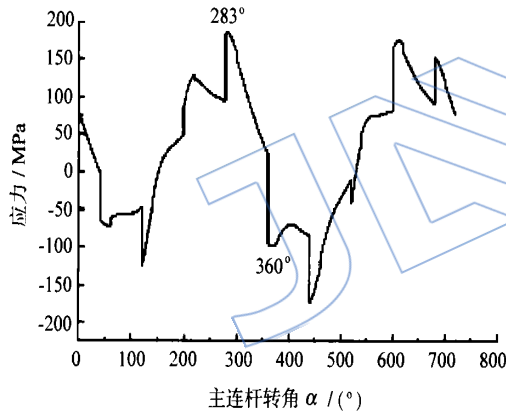


图 3 截面应力与主连杆转角变化曲线
Fig.3 Curve of cross-section stress vs. the angle of the master connecting rod

图 3 为一个周期内(720 °),主连杆发生失效的截面最大弯曲应力随主连杆转角 α 的变化曲线。由图可知,当主连杆转角为 283 时,主连杆上拉应力最大,由于主连杆活塞头气体爆发力对主连杆产生压应力,可见主连杆承受的最大拉应力主要来自附加弯矩的影响。

2 星形活塞发动机主连杆有限元分析

连杆计算的复杂性在于主连杆与副连杆、曲轴构成一个非线性的多体弹性接触问题^[2]。

第 2 节中分析得出主连杆所受附加弯矩的最大工况将作为有限元分析所考虑的实际工况。本文采用商业有限元分析软件 ANSYS,对主连杆进行接触边界条件的有限元计算。

2.1 主连杆实体建模

整体结构的连杆组比较复杂,包括主连杆杆身、活塞、活塞环、活塞销、活塞销卡环、大头盖、连杆轴瓦、衬套、螺栓、销等零件。本次计算主要考虑的对象是主连杆杆身,因此在建模时,对局部结构做了适当简化。

2.2 主连杆有限元计算

2.2.1 有限元模型的建立

本文采用商业有限元分析软件 ANSYS 提供的六节点四面体单元对连杆整体进行三维有限元划分。为了保证网格划分质量,同时保证在相同精度下减少单元数,减少计算量,采用了分区划分处理。在可能出现应力集中的部位,单元适当加密。主连杆三维有限元模型见图 4。

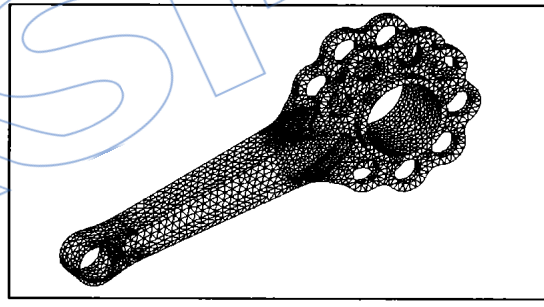


图 4 有限元模型网格图
Fig.4 Mesh of the FEA model

2.2.2 接触状态的模拟和载荷的施加

在计算工况下,主连杆所受各种载荷的大小和方向都不同。本文在建模时,主连杆活塞头和曲柄头所受的约束按接触问题处理。

接触问题是一种高度非线性行为^[3]。接触单元是覆盖在分析模型接触面之上的一层单元,有限元模型是通过指定接触单元来识别可能的接触对。使用 ANSYS 提供的接触单元,不需要预先知道确切的接触位置,并且允许接触面之间有相对位移,可模拟结构的接触关系。

建模时将主连杆活塞头和曲柄头处理为弹性接触体,相应的销轴处理为刚性接触体,并由 ANSYA 提供的接触单元在弹性体和刚性体之间生成接触单元。载荷和约束加于刚性体上的控制节点上,用来控制刚性体的受力和运动。

各副连杆对主连杆的作用力采用以下方法处理: 即将副连杆对主连杆的作用力加在副连杆和主连杆相连接销圆孔的内表面上。载荷在作用角 $\pm \pi/2$ 的范围内做正弦分布处理(见图 5)。

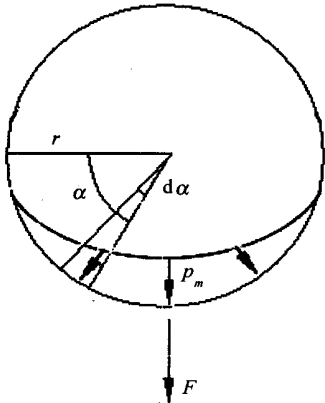


图 5 载荷分布

Fig. 5 Schematic of load distribution

故副连杆对主连杆作用力为:

$$F = 2 \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{2p_m\alpha}{\pi} tr\sin\alpha d\alpha \tag{7}$$

其中: t, r 分别为圆孔厚度和圆孔半径。

由式(7) 可得单位载荷:

$$p_m = \frac{\pi F}{4tr} \tag{8}$$

按静力等效原则, 将 p_m 转换为各节点载荷。各副连杆对主连杆的作用力根据副连杆的工作状态和动力学计算得到, 为节约篇幅, 在此略去。

2. 2. 3 有限元计算结果

图 6 为主连杆转角为 283 时的主应力分布云图。图中可见接触表面接触应力不大。最大拉应力区为 A、B 区。A、B 区最大主应力值见表 1。由

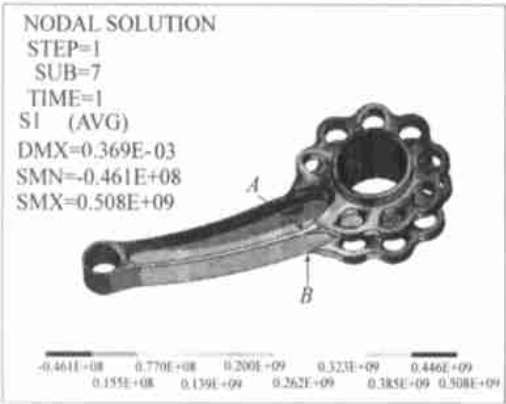


图 6 主应力分布云图

Fig. 6 The principal stress distribution

图 3 和表 1 可知: A、B 区产生应力集中, 此结果与实际疲劳失效发生点具有一致性。

表 1 主应力值和安全系数

Table 1 Principal stress and assurance coefficient			
状态	位置	最大主应力均值/MPa	疲劳安全系数
2830	A/B	507. 90	1. 014

2. 2. 4 计算结果分析

计算结果表明, 所有接触表面的接触应力较小, 危险点不在接触表面。根据有限元计算结果对主连杆杆身进行强度校核, 主连杆疲劳强度安全系数为 1. 014。按普通内燃机的一般设计原则, 内燃机杆身安全系数的许用值一般应在 1. 5~3. 0^[4, 5]范围内。对于工作环境较苛刻的内燃机连杆, 安全系数还应取高一些。从计算结果来看, 连杆疲劳强度储备偏低。当然, 由于本文计算按照最大输出功率工况进行, 计算结果偏于保守。在大多数工作状态下, 主连杆上最大应力值应低于计算结果, 但考虑到实际构件材料性能的波动性和危险区域的表面加工质量的波动性, 对主连杆局部应力偏大的危害性不可低估。因此在不改变主连杆的设计结构的前提下, 可考虑采取表面喷丸或镀铬处理或改变材料来提高主连杆抗疲劳强度。另外, 也可采取增大危险部分的壁厚、增加过渡圆角等手段来提高连杆抗疲劳能力。

3 结 论

(1) 可以通过本文的星形活塞发动机运动学和动力学分析得到主连杆的危险工况。

(2) 依据危险工况, 通过考虑接触运动副的有限元分析结果与实际构件失效情况互相验证, 为分析该型发动机连杆失效提供了重要的参考。

参考文献:

[1] 吴兆汉, 汪长民. 内燃机设计[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1989.

[2] 权武必. 柴油机连杆接触分析的若干问题[J]. 大连铁道学院学报, 1991, 12(4): 13- 18.

[3] 苏铁雄, 吕彩琴, 张翼, 等. 接触问题对连杆有限元分析的影响[J]. 内燃机学报, 2002, 20(1): 79- 83.

[4] 李斯特 H, 匹辛格 A. 内燃机设计总论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.

[5] 奥林 A C, 克鲁戈诺夫 M T. 内燃机活塞式及复合式发动机的结构设计与强度计算[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.