

螺栓预紧力对发动机气缸盖疲劳特性的影响

彭 飞

(唐山工业职业技术学院 机械工程系, 河北 唐山 063299)

摘要: 发动机气缸盖是较易发生疲劳破坏的发动机零件之一, 其机械疲劳强度与螺栓预紧力之间存在关系。利用 Solidworks 建立气缸的简化模型, 导入 Workbench 中进行静力学分析; 在 Workbench 中建立两个不同的载荷环境, 利用组合求解功能对螺栓预紧力和气缸盖受到气缸内气体的最高爆发压力进行线性组合, 完成非比例载荷的疲劳寿命计算, 得到不同螺栓预紧力下的气缸盖疲劳寿命曲线, 由此获知螺栓预紧力和气缸盖疲劳寿命之间的关系, 这为合理选择螺栓预紧力提供了依据。

关键词: 发动机; 气缸盖; 螺栓预紧力; 疲劳特性

中图分类号: U464.132 **文献标志码:** A **文章编号:** 1672-349X(2020)03-0056-04

DOI: 10.16160/j.cnki.tsxyxb.2020.03.012

Effect of the Bolt Pretightening Force on the Fatigue Properties of Engine Cylinder Head

PENG Fei

(Department of Mechanical Engineering, Tangshan Polytechnic College, Tangshan 063299, China)

Abstract: The engine cylinder head is one of the parts prone to fatigue damage, whose mechanical fatigue strength is related with the pretightening force of the bolts. In this paper, the Solidworks is used to establish a simplified model of the cylinder, which is imported into Workbench for static analysis; Two different load environments are established and a linear combination is carried out for the bolt pretightening force and the maximum burst pressure of the gas in the cylinder to its head, then the fatigue calculation of non-proportional load is completed, and the fatigue life curves of cylinder head under different bolt pretightening forces are obtained. In this way, the relationship between the bolt pretightening force and fatigue life of the cylinder head is known, which can provide a reference for a reasonable selection of bolt pretightening force.

Key Words: engine; cylinder head; bolt pretightening force; fatigue property

0 引言

发动机是由喷成雾状的汽油经火花塞引燃爆炸而释放内能的, 所以气缸盖会受到有规律的循环交变的气体压力的作用, 在这样的工

环境下容易产生疲劳破坏。而气缸盖和缸体之间是通过螺栓连接的, 螺栓的预紧力可以提高连接的可靠性, 增强连接的紧密性和刚度^[1]。

国内学者在气缸盖的疲劳寿命分析方面做

作者简介: 彭飞(1986—), 男, 河北唐山人, 讲师, 硕士, 主要从事机械设计及理论研究。

了很多研究。华中科技大学的胡学武对某型号发动机气缸盖用 FEMFAT 进行高、低周疲劳寿命估算,并利用概率论对应力水平进行了可靠性评价^[2];七一一研究所的李丽婷等对某柴油机气缸盖建立了被试组件离散模型,进行了结构疲劳强度有限元分析,提出了气缸盖结构优化方案,并通过疲劳试验进行了验证^[3]。但从掌握的文献来看,关于螺栓预紧力与气缸盖机械疲劳寿命之间关系的研究还比较少。

大量的实践证明,螺栓预紧力对于连接的可靠性和被连接件的疲劳寿命都是有影响的^[4-5]。因此,我们通过静态分析,找到一个合适的螺栓预紧力,从而提高气缸盖的疲劳寿命,保证发动机能够正常稳定的工作。

1 有限元分析

1.1 模型的建立

利用 SolidWorks 完成气缸盖、螺栓、缸体和火花塞装配体的建模,由于本研究主要讨论螺栓预紧力与气缸盖疲劳寿命的关系,且缸体本身不易出现疲劳破坏,其形状对分析没有影响,所以以空心圆柱体模型代表缸体进行有限元分析,模型如图 1 所示。气缸盖的直径为 130 mm,螺栓为 4.8 级,尺寸为 M 8×40,气缸内径为 90 mm。SolidWorks 与 Workbench 有良好的配合,尤其是轴或孔类特征导入 Workbench 后曲面不会出现分割的情况,这为之后在 Mechanical 里添加螺栓预紧力提供了方便。



图 1 气缸模型

1.2 网格划分

采用六面体网格划分方法对气缸进行划分,缸体控制网格体大小为 3 mm,其余控制网格体大小为 2 mm。建立的有限元模型共有 321 620 个节点,86 114 个单元,网格单元质量

较好,能够比较精确地进行计算。图 2 为气缸的有限元模型。



图 2 气缸有限元模型

1.3 载荷及边界条件的确定

气缸盖和缸体之间可以分离但不能滑动,接触定义为粗糙。螺栓螺纹部分和缸体孔面之间没有相对运动,接触定义为绑定。螺栓头下表面和缸体上表面之间可以分离但一般不会分开,不能滑动,接触定义为绑定。在螺栓光杆部分添加螺栓预紧力,在添加螺栓预紧力时,一般需要分步载荷,第一步载荷添加螺栓预紧力,第二步在“Define By”下选择“Lock”,表示锁定,后面的载荷步都是受预紧力的。

气缸的气缸盖受到的最大气体压力为:

$$F = P_0 \pi d^2 / 4, \quad (1)$$

式中, d 为气缸内径, $d=90$ mm。

取气缸内气体的最高爆发压力为:

$$P_0 = 7 \text{ MPa}, \text{ 则 } F = 44\,509.5 \text{ N}.$$

螺栓预紧力:

$$P_0 = \sigma_0 A_s, \quad (2)$$

其中, $\sigma_0 = (0.5 \sim 0.7) \sigma_s$, σ_s 为螺栓材料的屈服极限,查表得 $\sigma_s = 320 \text{ MPa}$; A_s 为公称应力截面积,查表得 $A_s = 36.6 \text{ mm}^2$ 。

经计算,螺栓预紧力大概在 5 800~8 200 N 之间。为了更加清楚全面地分析螺栓预紧力对气缸盖疲劳寿命的影响,在这里扩大螺栓预紧力的取值范围为 0~13 000 N,并在疲劳寿命变化较快的区间取较为密集的螺栓预紧力,以便更好地描绘其变化规律。

气缸载荷及边界条件如图 3 所示。对缸体底面添加固定支撑,根据式(1)的计算结果,气缸盖底部添加力为 44 509.5 N,方向为 X 轴正

向,在 6 个螺栓的光面添加螺栓预紧力。

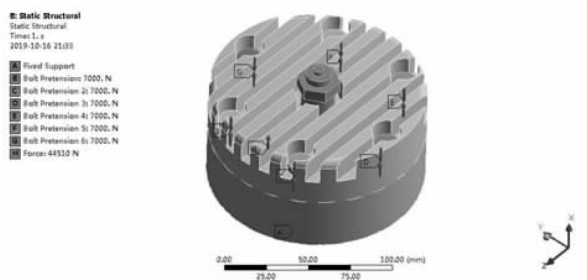


图 3 气缸载荷及边界条件

气缸盖受到两种载荷作用,其中螺栓预紧力恒定不变,气缸内气体压力则是循环交替变化的。因此在分析疲劳寿命时,需要采用非比例载荷进行分析,其基本思想是建立两个不同的载荷环境代替单一的载荷环境来进行疲劳寿命分析。其中载荷环境一为恒定不变的螺栓预紧力,载荷环境二为气缸盖受到气缸内气体的最高爆发压力。在计算时分别将两种载荷环境下的静力学计算结果算出,利用 Solution Combination 对两种载荷环境进行线性组合,为 Solution Combination 添加“Fatigue Tool”,载荷类型选择“Non-Proportional”,设置疲劳强度因子为 0.8,计算理论选择“Goodman”。最后进行非比例载荷的疲劳寿命计算。

1.4 恒定振幅疲劳计算

为了对比结果,首先对不受螺栓预紧力的载荷环境二进行静力学分析。图 4 为气缸的变形云图,图 5 为螺栓的应力云图,图 6 为气缸盖的应力云图。由图 4 可知,气缸盖的最大变形位置在中间部分,大小为 0.059 4 mm,整体向外凸出,且顺着散热片方向的边缘位置变形相对较大,气缸盖和缸体有分离的趋势。由图 5 和图 6 可知,螺栓的最大应力为 155.86 MPa,位于螺栓光滑面部分朝向气缸盖中心的一侧,螺栓主要发生弯曲和拉伸变形。而气缸盖的最大应力发生在与螺栓头下表面接触的位置,最大值为 116.21 MPa,此处的应力随着螺栓预紧力的加载还会增加。对载荷环境二添加“Fatigue Tool”,载荷类型选择为“Fully Reversed”,计算得出整体最低寿命为 $2.12\text{E}+04$ 次,可见在没有螺栓预紧力的情况下,整体寿命较低。

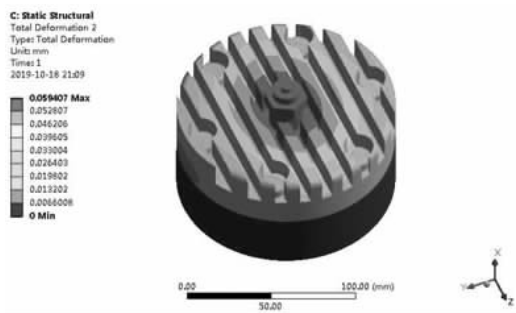


图 4 气缸的变形云图

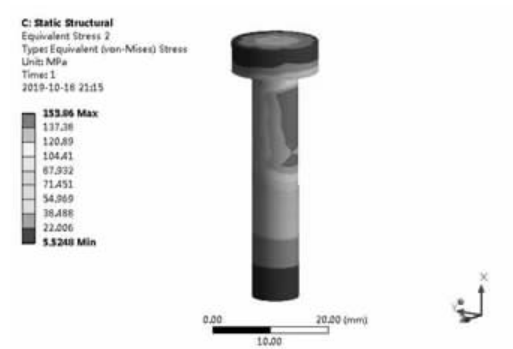


图 5 螺栓的应力云图

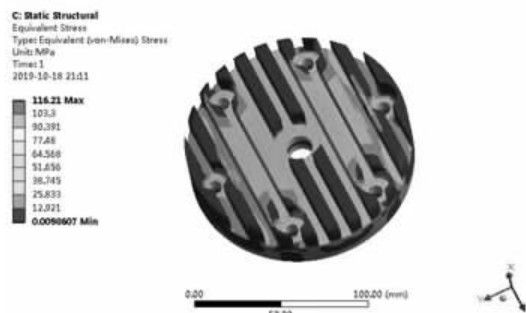


图 6 气缸盖的应力云图

2 非比例载荷疲劳寿命分析

2.1 疲劳寿命分析理论

在工程实践中,大多数的零件处于循环交变载荷的作用下,在这些零件的高应力区,较弱的晶粒会产生破坏并逐渐累积形成微小的裂纹,裂纹逐渐增长,最后导致零件的断裂,这样的失效形式称为疲劳损伤失效。有关疲劳累积损伤的理论大致可以归纳为三类:线性疲劳累积损伤理论、修正的线性疲劳累积损伤理论和非线性疲劳累积损伤理论。根据线性疲劳累积损伤理论,零部件的疲劳损伤在循环交变载荷作用下是可以线性叠加的,各个应力之间相互独立、互不影

响,当累积损伤达到一定程度时,就会发生疲劳破坏^[6]。其中具有代表性的是 Miner 理论。

根据 Miner 理论,一个构件在受到恒定振幅载荷作用下,经过 n 次循环变化所形成的疲劳损伤为:

$$D = n/N, \quad (3)$$

式中, N 为疲劳极限对应的循环次数。

在变幅载荷作用下,经过 n_i 次循环变化所形成的疲劳损伤为:

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (i=1, 2, \dots, k)。 \quad (4)$$

临界疲劳损伤为:

$$D = 1。 \quad (5)$$

此时构件会发生疲劳破坏。

2.2 不同螺栓预紧力下的疲劳寿命分析

基于 Miner 理论,对螺栓预紧力和气缸内气体压力进行线性组合,利用 Workbench 中的组合求解功能计算疲劳寿命。对螺栓预紧力从 1 kN 到 13 kN 分别取值,计算出各螺栓预紧力下的疲劳寿命。图 7 为螺栓预紧力为 6 kN 时的疲劳寿命云图,图 8 为疲劳寿命随螺栓预紧力变化曲线。

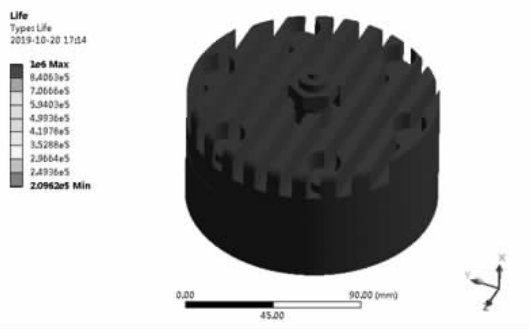


图 7 螺栓预紧力为 6 kN 时的疲劳寿命云图

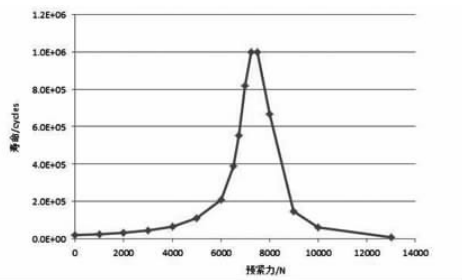


图 8 疲劳寿命随螺栓预紧力变化曲线

由图 8 可知,当螺栓预紧力在 0~5 kN 变化时,整体疲劳寿命较低,且变化率不大;当螺栓预紧力超过 6 kN 时,疲劳寿命值迅速上升,大概在 7.25~7.5 kN 范围内达到最大值,为 $E+06$ 次,这在 Workbench 中即可认为是无限寿命。当螺栓预紧力在 7.5~9 kN 时,疲劳寿命又出现较大幅度的降低,超过 9 kN 后疲劳寿命降低的速度放缓并稳定在较低水平。可见,螺栓预紧力对气缸盖的疲劳寿命影响非常大,正确添加螺栓预紧力对提高其疲劳寿命意义重大。

3 结论

利用 Solidworks 完成了气缸的建模,并作了适当简化。在 Workbench 里建立了两个载荷环境,一个为恒定的螺栓预紧力,一个为气缸盖受到气缸内气体的最高爆发压力。利用组合求解功能完成两种载荷环境的线性组合,对整体进行了非比例载荷的疲劳寿命计算。可以看出螺栓预紧力对疲劳寿命的影响非常大,当螺栓预紧力在 7.25~7.5 kN 范围内时,整体疲劳寿命达到最大值。本研究对气缸盖螺栓预紧力的选取具有一定指导意义,并可为其他螺栓连接件的疲劳寿命分析提供思路。

参考文献:

- [1] 袁兆成. 内燃机设计[M]. 北京:机械工业出版社,2012:135.
- [2] 胡学武. 重型柴油机气缸盖结构强度及疲劳寿命的计算分析[D]. 武汉:华中科技大学,2013.
- [3] 李丽婷,苗伟驰,张国勇. 船用柴油机缸盖疲劳破坏有限元分析及改进[J]. 柴油机,2018,40(2):14-16.
- [4] 白刚,尚浩田,王枫. 压缩机气缸盖联接螺栓的有限元分析[J]. 流体机械,2017(4):22-27.
- [5] 张小良,王根全,侯晔星,等. 柴油机机体高强度螺栓预紧力的有限元计算方法[J]. 车用发动机,2012(10):29-31.
- [6] 殷之平. 结构疲劳与断裂[M]. 西安:西北工业大学出版社,2012:203.

(责任编辑:李秀荣)