

# 柴油机螺栓加载方式对数值模拟结果的影响研究

陆 华

(海军驻上海电站辅机厂军代室, 上海 200090)

**摘 要:** 采用有限元软件 ABAQUS 计算分析了螺帽施加扭矩拧紧法和螺栓杆部直接施加预紧力拉伸加载两种加载方法对螺栓关键部位应力值的影响, 并与试验结果进行比较。结果表明: 如果只关心杆部拉应力值, 则可采用直接拉伸加载的方式加载, 以达到减小计算量和降低收敛难度的效果; 如还需要关心螺栓杆部切应力或倒角处的 Mises 等效应力, 则两种加载方式不可以互换。

**关键词:** 柴油机; 螺栓; 拧紧; 加载; 有限元

**中图分类号:** TK423.2    **文献标识码:** A    **文章编号:** 1001-4357(2014)01-0038-05

## The Study on the Influence of Different Diesel Bolt Loading Modes on the Numerical Simulation Results

Lu Hua

(Naval Deputy Office of Shanghai Power Station Auxiliary Equipment Works Co., Ltd, Shanghai 200090)

**Abstract:** Using FEM analysis software ABAQUS to calculate and analyze the influence of two loading methods on the key part of bolt, which are the tightening method of applying torque on the nut and directly applying pre-tightening force tensile loading on the bolt bar, and the simulation results are compared with the test results. It shows that if the stress on the bolt bar is the only consideration, the second method is applicable to achieve the goal of reduce calculation quantity, and decrease the difficulty of convergence; if the shearing stress and Mises equivalent stress at the chamfer should also be taken into consideration, then the two loading method are not changeable.

**Keywords:** diesel engine; bolt; tightening; load; FEM

## 0 引 言

柴油机机体和缸盖之间的连接螺栓是发动机中重要的紧固件之一<sup>[1]</sup>。装配时通过拧紧螺栓对缸盖、气缸垫和气缸套施加均匀、适当的压紧力, 以保证发动机工作状态下燃烧室、冷却水和润滑油的密封可靠性。螺栓预紧力不足不利于燃烧室的密封, 可导致发动机漏气; 预紧力过大或散差过大, 会造成气缸盖的过度变形、受力不均, 使零部件机械负荷增大, 可靠性下降<sup>[2~5]</sup>。现有的螺栓拧紧方法主要有: 扭矩拧紧法、液压拉伸预紧法两种<sup>[6]</sup>。扭矩拧紧法是最常用的螺栓拧紧方法<sup>[7~10]</sup>, 一般

通过扭矩扳手显示的扭矩值来控制被连接件的扭矩大小, 具有操作简单、直观等优点; 液压拉伸预紧技术<sup>[11]</sup>是利用液压拉伸器完成螺栓的预紧, 使螺栓的预紧力均匀, 满足密封要求。在数值计算方面, 徐守军<sup>[12]</sup>采用接触分析法对螺栓的应力、应变进行了三维有限元计算; 张红兵和杜建红<sup>[13]</sup>提出了用温度法模拟螺栓预紧力的观点。本文在有限元模型中将单个螺栓加载方式分为扭矩拧紧预紧和直接拉伸预紧两种, 通过比较两种加载方式在关键部位产生的应力值, 分析在复杂模型有限元计算时, 这两种加载方式对应力结果的影响, 即如果两种加载方式在关键部位产生的应力区别很小, 可以

收稿日期: 2013-11-25

作者简介: 陆华(1962-), 男, 高级工程师, 主要研究方向为船舶机电设计, E-mail: 13917388718@139.com。

不考虑两种加载方式对应力的影响，反之，则要考虑两种加载方式对应力的影响。

计算过程采用大型通用有限元软件 ABAQUS<sup>[14]</sup> 完成。

## 1 基本模型及边界条件

本文选用调距桨中的 M45 号螺栓为例，简化模型为一个螺栓以及与螺栓相连的法兰、曲柄盘，并将对螺栓的应力结果影响不大的部分法兰和曲柄盘略去，最终简化模型如图 1 所示(图中已经划分好网格)。



图 1 单个螺栓计算模型图

其中法兰为铜制材料，曲柄盘、螺栓为合金钢制材料，模型的关键力学性能参数详见表 1，材料均按照理想弹性材料设定应力、应变关系曲线。

表 1 桨毂模型部分材料参数表

部件	材料	弹性模量/MPa	屈服强度/MPa	泊松比
螺栓	合金钢	$2.0 \times 10^5$	850	0.3
曲柄盘	合金钢	$2.0 \times 10^5$	850	0.3
法兰	铜	$1.3 \times 10^5$	275	0.3

### (1) 边界条件

螺栓边界条件包括位移边界条件和荷载边界条件。

位移边界条件为曲柄盘底部完全固定，其他外边界自由。

荷载边界条件即螺栓所受的外荷载。叶根法兰和曲柄盘通过叶根螺栓连接在一起。为防止桨叶承受工作载荷作用后叶根法兰与曲柄盘之间产生缝隙或相对滑移，在装配时，必须拧紧叶根螺栓以提高连接的可靠性与密封性。设螺栓的拧紧扭矩为  $-2.9 \times 10^6 (\text{N} \cdot \text{mm})$  (负号代表螺栓朝螺孔下部拧)，施加在图 2 中 MPC 点处。

### (2) 相应预紧力

叶根法兰作为被连接件在螺孔上端面与螺栓螺帽发生接触变形。所施加的预紧力既要保证叶根法兰与曲柄盘连接的质量要求，又要满足叶根螺栓的

强度要求。

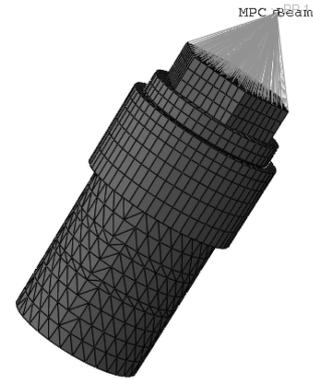


图 2 单个螺栓拧紧力矩

螺栓一般采用拧紧预紧法预紧，通过扭矩扳手拧紧螺栓。拧紧螺栓时，拧紧扭矩等于螺纹摩擦产生的阻力矩及螺帽与被连接件支承面间的端面摩擦阻力矩之和。拧紧扭矩与螺栓预紧力之间的关系为<sup>[15]</sup>：

$$M = F \left[ \frac{d_{cp}}{2} \tan(\alpha + \rho) + \frac{\mu}{3} \frac{(d_1^3 - d_2^3)}{(d_1^2 - d_2^2)} \right] \quad (1)$$

式中： $M$  为螺帽所受拧紧力矩； $F$  为螺栓预紧力； $d_{cp}$  为螺栓螺纹中径； $\alpha$  为螺纹升角； $\rho$  为螺纹副当量摩擦角， $\rho = \arctan f$ ， $f$  为螺纹副当量摩擦系数； $\mu$  为螺帽与法兰螺孔支承面间的当量摩擦系数； $d_1$ 、 $d_2$  为螺栓螺帽与叶根法兰接触面环形区域的外径、法兰螺孔直径。经过整理得到等效计算公式：

$$M = KFD \quad (2)$$

$$\text{其中：} K = \frac{d_{cp}}{2D} \tan(\alpha + \rho) + \frac{\mu}{3D} \frac{d_2^3 - d_1^3}{d_2^2 - d_1^2} \quad (3)$$

式中， $K$  为扭矩系数； $D$  为中径； $M$  为扭矩，取  $M = 2.9 \times 10^6 (\text{N} \cdot \text{mm})$ ；将  $M$ 、 $\mu$ 、 $D$  带入式(2)，可以求得单个螺栓的预紧力  $F = 463\ 703 \text{ N}$ ，施加部位如图 3 所示。



图 3 单个螺栓所受预紧力

计算螺栓应力时，需要定义接触关系，螺栓可以分为三个接触对：

(1) 法兰上表面(主表面)和螺帽下表面(从表面)的接触,摩擦系数为 0.10,如图 4(a)所示;  
 (2) 法兰下表面(主表面)和曲柄盘上表面(从表面)的接触,为了使法兰和曲柄盘不发生相对滑动,设置一个较大的摩擦系数为 0.25,如图 4(b)

所示;  
 (3) 螺纹孔侧面(主表面)和螺栓螺纹面(从表面)的接触,摩擦系数为 0.10,如图 4(c)所示。  
 摩擦属性设置为库伦摩擦模型,即摩擦力正比于法向载荷。

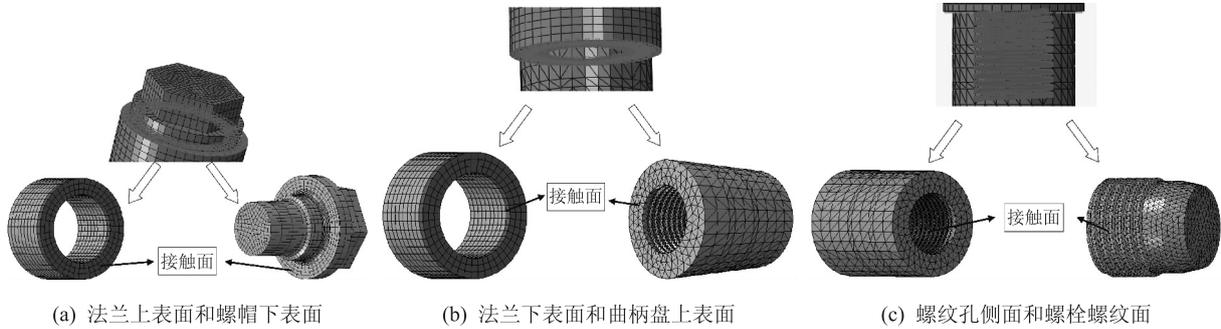


图 4 接触关系

## 2 结果比较

比较两种加载方式在关键部位产生的应力结果,关键部位应力包括:①螺栓杆部的 Z 向正应力;②螺栓杆部横截面上的垂直 Z 轴的环向切应力;③螺栓倒角处的 Mises 等效应力。

### (1) 杆部正应力和切应力

所有计算结果都采用柱坐标表示,所以先定义一个柱坐标系,选择杆部一个横截面的中心点,定义为柱坐标原点 O,横截面的一个半径方向为  $\rho$  轴,横截面上绕中心点的环向方向为  $\theta$  坐标,垂直横截面的方向为 Z 方向,如图 5 所示。螺栓杆部的 Z 向正应力如图 6 所示,螺栓杆部柱坐标表示的切应力云图如图 7 所示。其中 6(a)和 7(a)是拧紧加载方式螺栓杆部的应力云图,6(b)和 7(b)是直接拉伸加载时螺栓杆部的应力云图。为了更加详细地观察杆部正应力和切应力,在杆部取一个横截面,如图 8 所示,然后在此横截面上取一些具有代表性的节点,如图 9 中实线加粗部位的节点,对六条实线上  $\rho$  值相同的节点取应力平均值,如表 2、图 10~11 所示。其中,横截面上每一个实线加粗部位的代表性节点  $\rho$  坐标值从横截面圆心处开始都分别为 0、3.768、7.525、11.282、15.039、18.796。

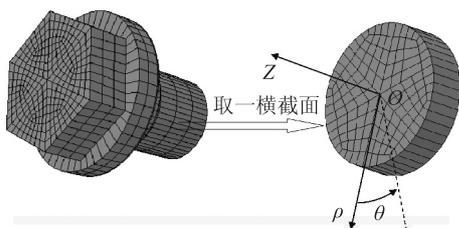


图 5 柱坐标

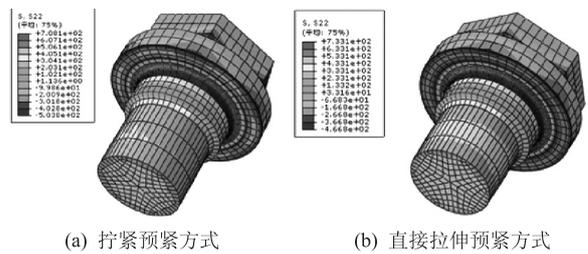


图 6 螺栓杆部的 Z 向正应力

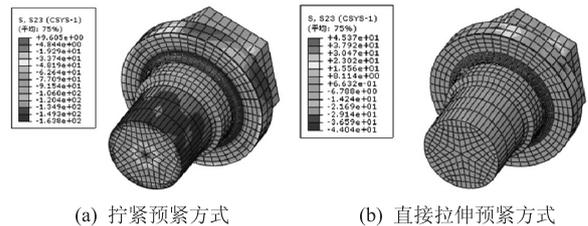


图 7 螺栓杆部的切应力

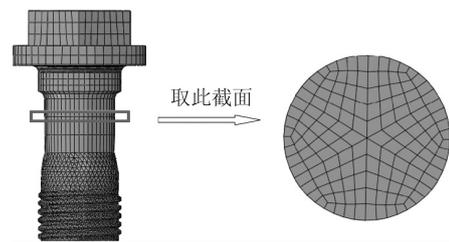


图 8 螺栓杆部所取截面

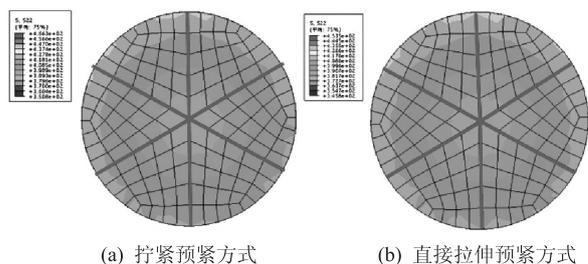


图 9 代表性节点位置

表2 Z向正应力

$\rho/mm$	0	3.768	7.525	11.282	15.039	18.796
拧紧预紧平均值/MPa	379.47	381.13	387.48	392.38	406.47	415.30
拉伸预紧平均值/MPa	385.73	386.36	392.45	402.25	414.30	423.44
相对误差平均值	-1.65%	-1.37%	-1.28%	-2.52%	-1.93%	-1.96%

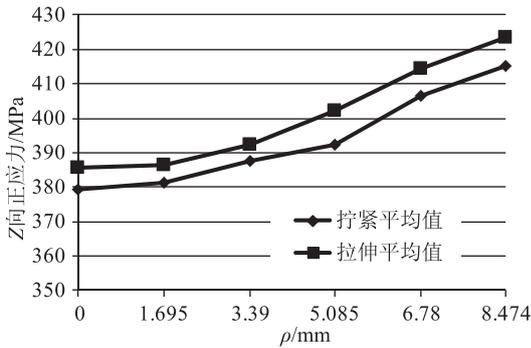


图10 杆部Z向正应力

将所取具有代表性节点的最后一个荷载步完成

时的切应力值取出，如表3所示，两种加载方式在代表性节点处产生的切应力平均值如图11所示。

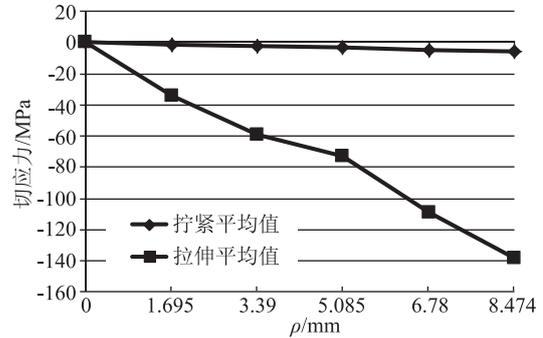


图11 杆部环向切应力

表3 杆部切应力

$\rho/mm$	0	3.768	7.525	11.282	15.039	18.796
拉伸平均切应力/MPa	0.12	-1.05	-2.38	-3.33	-4.49	-5.39
拧紧平均切应力/MPa	0.06	-34.29	-59.36	-72.52	-109.21	-137.93

(2) 倒角处 Mises 等效应力

两种加载方式产生的最大 Mises 等效应力位置都在螺栓倒角处，如图12所示。由图12可以看出，应力大致成轴对称分布形式，也就是说，当两个节点的Z、 $\rho$ 坐标值相同时，这两个节点的 Mises 等效应力值几乎相等。为了观察最大 Mises 等效应力的具体数值，在 Mises 等效应力最大的外表面位置取一个单层单元圆环，然后按照间隔一个节点取一个节点的方式取出24个代表性节点，则这24个代表性节点Z、 $\rho$ 坐标值相同， $\theta$ 坐标依次为15°、30°、45°、60°、……345°。如图13所示，得到这24个节点两种加载方式产生的 Mises 等效应力值，如表4所示，比较两种加载方式产生的 Mises 等效应力，如图14所示。

Mises 等效应力比直接拉伸预紧加载产生的 Mises 等效应力大，原因在于拧紧加载时倒角处有剪切应力，而直接拉伸加载时，倒角处剪切应力几乎等于0。

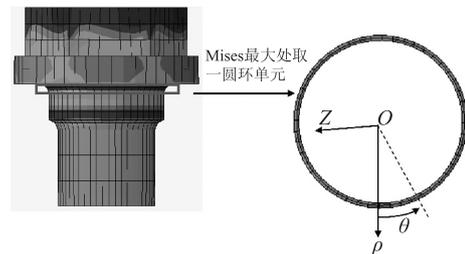


图13 Mises 取值处

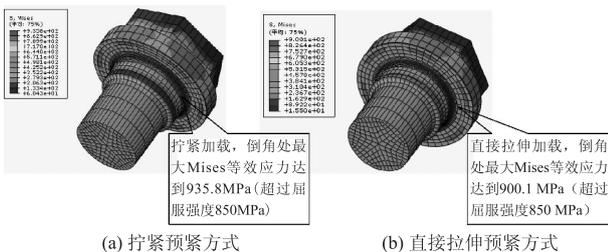


图12 最大 Mises 等效应力

由表4和图14可知，拧紧加载时，倒角处的

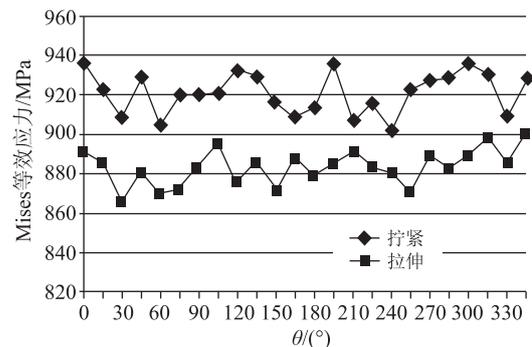


图14 倒角处 Mises 等效应力

将两种加载方式计算的杆部外表面拉应力结果与试验结果比较，如表5所示。试验采用扭转加载

的方式，在螺栓杆部外表面相应位置按照环向等间隔角的方式贴 4 个应变花，由应变花的应变值计算

应力，表 5 为 4 个应变花计算得到的应力值的平均值。

表 4 Mises 等效应力

$\theta/(\circ)$	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165
拧紧/MPa	935.85	922.44	908.17	928.94	903.92	919.65	920.3	920.59	933.03	929.3	916.63	908.91
拉伸/MPa	891.05	885.54	866.49	881.04	869.82	871.76	884.22	896.46	874.54	886.59	872.78	888.23
相对误差	4.79%	4.00%	4.59%	5.16%	3.77%	5.21%	3.92%	2.62%	6.27%	4.60%	4.78%	2.27%
$\theta/(\circ)$	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345
拧紧/MPa	913.09	935.62	906.34	915.82	901.83	923.05	927.38	927.95	935.65	930.38	909.06	929.23
拉伸/MPa	878.85	884.56	891.27	883.91	880.39	871.22	889.68	882.55	889.15	897.58	885.54	900.1
相对误差	3.75%	5.46%	1.66%	3.48%	2.38%	5.62%	4.06%	4.89%	4.97%	3.53%	2.59%	3.14%

表 5 杆部正应力

加载方式	拉应力平均值/MPa
拧紧预紧	415.30
拉伸预紧	423.44
试验	410.12

### 3 结 论

综上所述，可以得到以下结论：

(1) 两种加载方式在杆部产生的拉应力非常接近，相对误差在 2% 左右，可以满足工程上的精度要求。

(2) 两种加载方式产生的杆部切应力有很大的差别，拧紧加载方式在杆部产生的切应力比直接拉伸加载方式产生的切应力大很多，直接拉伸加载方式在杆部产生的切应力几乎等于 0。拧紧加载产生的切应力随着所取节点离杆部截面圆心位置的距离的增加而成线性增加关系，这与材料力学<sup>[16]</sup>相关公式的计算结果相同。

(3) 拧紧加载时，倒角处的 Mises 等效应力比直接拉伸预紧加载产生的 Mises 等效应力大，原因在于拧紧加载时，倒角处有剪切应力，而直接拉伸加载时，倒角处剪切应力几乎等于 0。

如果只关心杆部拉应力，则在有限元计算时，可以采用直接拉伸加载的方式加载，以达到减小计算量和降低收敛难度的效果；如果还需要关心杆部切应力或倒角处的 Mises 等效应力，则两种加载方式不可以互换。

#### 参考文献

[1] 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(5):29-

31.  
 [2] 朱正德,林湖.基于螺栓装配技术中扭矩法与扭矩/转角法比较与应用研究[J].柴油机设计与制造,2005,14(2):40-43.  
 [3] 段翔,金建新.柴油机缸盖螺栓预紧方式探讨[J].内燃机,2002(3):37-39.  
 [4] 张琼敏.发动机缸盖螺栓预紧工艺研究[J].汽车科技,2003(2):19-22.  
 [5] 于洪,于瑞涛.螺纹联接预紧力控制及其工艺参数的确定[J].山东内燃机,2005(5):29-34.  
 [6] 初泰安.螺栓拧紧方法及预紧力控制[J].化工设备与管道,2005(3):8-10.  
 [6] Chu Taian . Bolt Tightening Methods and Preload Control [J]. Process Equipment & Piping, 2005(3):8-10.  
 [7] 徐灏.机械设计手册(3) [M].北京:机械工业出版社,1991.  
 [8] 王素芬.对螺栓拧紧方法的探讨[J].安装,1997(6):1-3.  
 [9] 吴风和,袁荣娟.大直径螺栓的液压拉伸预紧[J].重型机械,2001(5):30-31,38.  
 [10] 樊跃进.连杆螺栓预紧力与拧紧方法综述[J].柴油机,2000,22(4):17-20.  
 [11] 卜炎.螺纹联接设计与计算[M].北京:高等教育出版社,1995.  
 [12] 徐守军.柴油机缸盖螺栓的三维有限元分析[J].山东机械,2005(5):18-23.  
 [13] 张红兵,杜建红.有限元模型中螺栓载荷施加方法研究[J].机械设计与制造,1999(6):32-33.  
 [14] 庄茁.ABAQUS 非线性有限元分析与实例[M].北京:科学出版社,2005:175-191.  
 [15] 成大先.机械设计手册(2)(第五版)[M].北京:化学工业出版社,2008.  
 [16] 同济大学.材料力学[M].上海:同济大学出版社,2005.