

柴油机缸套安装变形数值分析

周瑞琪, *徐永君, 虞 钢

(中国科学院力学研究所, 北京 100190)

摘 要: 强化柴油机一般采用密封圈作为密封元件。由于大幅增大螺栓预紧力保证密封效果, 加剧了缸套的变形。缸套变形超出活塞环适应能力会严重影响整机的工作性能。结合某型号强化柴油机计算了不同预紧力条件下的缸套变形, 并对比研究了接触非线性因素的影响。分析的结果可作为发动机结构优化的参考。

关键词: 强化柴油机; 缸套; 接触非线性; 变形

NUMERICAL ANALYSIS OF INSTALLATION DEFORMATION OF DIESEL ENGINE CYLINDER LINER

ZHOU Rui-qi, *XU Yong-jun, YU Gang

(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: Ordinarily strengthening diesel engine takes sealing rings as seal components. As greatly increasing the bolt pre-tightening forces to ensure sealing effect, deformation of the cylinder liner is also sharply increased. Great deformation which exceeds the adaption of piston rings could seriously damage the engine performance. Combining with a certain type of strengthening diesel engine, deformation of cylinder liner is calculated under different bolt pre-tightening force conditions and the influence of nonlinear contact is also studied. The results of the analysis can be used as reference for optimizing the structure of the engine.

Key words: strengthening diesel engine; cylinder liner; nonlinear contact; deformation

缸套变形现象在内燃机中普遍存在, 它严重影响整机的动力性、经济性、环保性和可靠性。随着内燃机的不断强化, 热负荷与机械负荷不断提高, 汽缸垫弹性衰减和材料疲劳破坏的可能性增大。为了避免密封失效, 高强度柴油机一般采用采用金属密封圈取代汽缸垫作为密封元件^[1-3]。密封圈体积小、刚度大, 需要大幅提高螺栓预紧力保证气缸密闭性, 因而加剧了缸套变形^[4]。经验证明, 单个缸套周围螺栓总预紧力等于缸盖所受最大气体压力的 3 倍以上时^[5], 密封的可靠性才能得到较好地保证。采用密封圈作为密封元件时, 应提高到 6-10 倍。

1 缸套约束

接触是一种常见的非线性物理现象, 螺栓连接、部件装配等物理过程的分析中都会应用到各种接触模型。许多文献中采用了不同的方法来处理缸套约束, 一些采用接触面全约束的方法, 另外一些采用接触面节耦合节点的方法。这些约束方式法忽略了接触非线性, 用来分析缸体强度是适合的, 而且节约了计算空间。如果用来分析缸套变形, 这些处理方法的约束刚度相对较大, 使得计算结果偏小。发动机在安装过程中, 随着预紧力螺栓的逐渐拧紧, 接触区域会产生摩擦力阻止接触面的相对滑移, 因而在面内产生了切应

作者简介: 周瑞琪(1987—), 男, 江西人, 硕士生, 主要从事结构工程研究;

*徐永君(1964—), 男, 河北人, 副研究员, 主要从事结构工程研究(E-mail: yjxu@imech.ac.cn);

虞 钢(1958—), 男, 北京人, 研究员, 主要从事先进制造工艺力学。

力。发动机工作之后，机体强烈振动会将接触切应力释放，缸套变形又会呈现另一种状态。

螺栓连接和部件安装过程中接触对属于柔体-柔体接触类型，是面-面接触方式。接触过程常常涉及三种非线性因素，即除材料非线性、几何非线性以外，还有接触面的非线性，这是接触问题所特有的。本文中涉及到的问题是线弹性、小变形问题，因此不存在材料非线性和几何非线性因素。非线性的特点决定了计算接触问题通常采用增量法。接触面条件都是单边约束，约束变分原理同样适用于接触分析。接触非线性决定了接触问题通常需要采用试探-校核的迭代方法。

接触表面之间的穿透量大小取决于接触刚度。接触刚度过大会引起总纲矩阵的病态，造成收敛困难。应该选取足够大的接触刚度保证接触穿透小到可以接受。

摩擦系数依赖于接触面的相对滑动速度，通常静摩擦系数高于动摩擦系数。接触变形过程中摩擦不同区域的摩擦系数有差异，摩擦系数模型如下所示^[6]。

$$\mu = MU \cdot (1 + (FACT - 1) \exp(-DC \cdot v_{rel}))$$

式中： μ 为摩擦系数， MU 为动摩擦系数， $FACT$ 为静摩擦与动摩擦系数之比， DC 为衰减系数， v_{rel} 为滑动速度。

表 1 计算参数

计算参数	接触刚度系数 FKN	穿透容许系数 FTOLN	切向刚度系数 FKT	动摩擦系数	静动摩擦系数比	衰减系数
取值	5.0-10.0	0.1	1.0	0.1-0.2	1.2-1.7	1.0

2 有限元分析

2.1 模型建立

分别建立曲轴箱、缸套、缸盖和螺栓模型，通过装配来完成最终的有限元模型，一般认为这种模型最能反映螺栓预紧力作用下的缸套变形。本文通过大型通用 CAD 软件 Pro/E 建立实体模型，在 ANSYS/WB 平台上实现数据交换，结合 APDL 参数化设计语言建立了有限元模型。从装配完全的机体中截得单缸系统，在截开面上设置对称约束。接触面上选用 CONTA174 单元，在目标面上选用 TARGE170 单元。采用 PRETS179 单元模拟预紧力螺栓，其余实体部分采用 SOLID186 单元和 SOLID187 单元模拟。

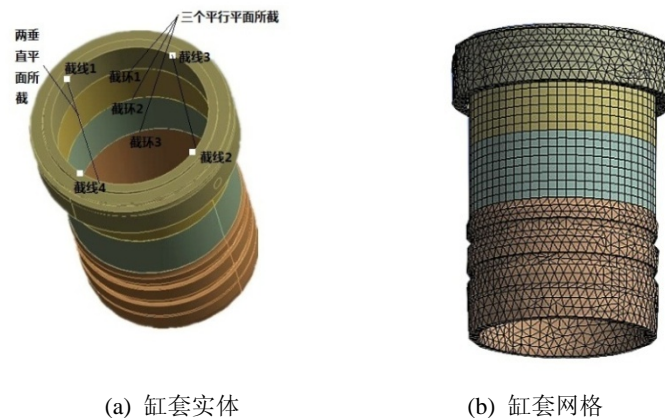


图 1 缸套模型

2.2 结果分析

选择与燃气压力匹配的螺栓预紧力，本文选择 130KN 作为螺栓预紧力标准。假设在安装拧紧过程中，每一根螺栓上的预紧力在 130KN 左右很小的范围内波动。在缸套内壁自缸套顶端向下，用每隔 20mm 垂直于缸套轴线的平面截得三个环线，在缸套的局部坐标系下，用 x-y 平面和 y-z 平面在内壁上截得四条截线如图 1(a)所示。

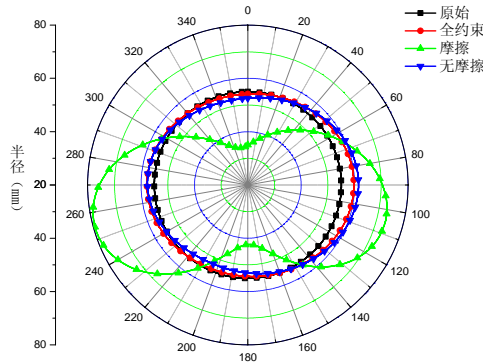


图2 缸套变形

将截环 2 上的计算结果放大 500 倍之后绘制得到图 2，环向坐标的起点是图 1(a)中截线 1 的上端点，沿顺时针方向观察径向位移。以全约束方式作为缸套的边界条件，变形后即图 2 中全约束曲线所示。与原始形状相比较，内壁呈现二阶变形。在实际安装过程中，随着预紧力的增长，会产生接触摩擦。安装完成缸套变形如图 2 中摩擦曲线所示。相比于原始形状和全约束情形，摩擦接触条件下缸套变形要剧烈的多。

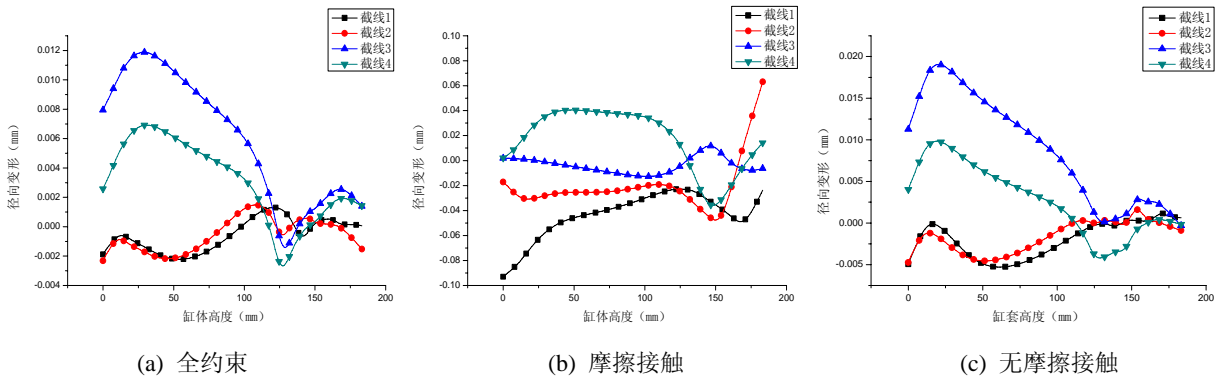


图3 截线上的径向变形

图 3 所示分别是在全约束、摩擦接触和无摩擦接触条件下缸套内壁上 1、2、3 和 4 号截线上的径向变形，坐标起点在各条截线的上端点。由于曲轴箱空间结构复杂，使得在均匀预紧力作用下，缸套内壁变形不对称，下半部分的变形扭曲。从缸套顶端沿轴线向下，缸套内壁的变形一般规律是先增大后减小。

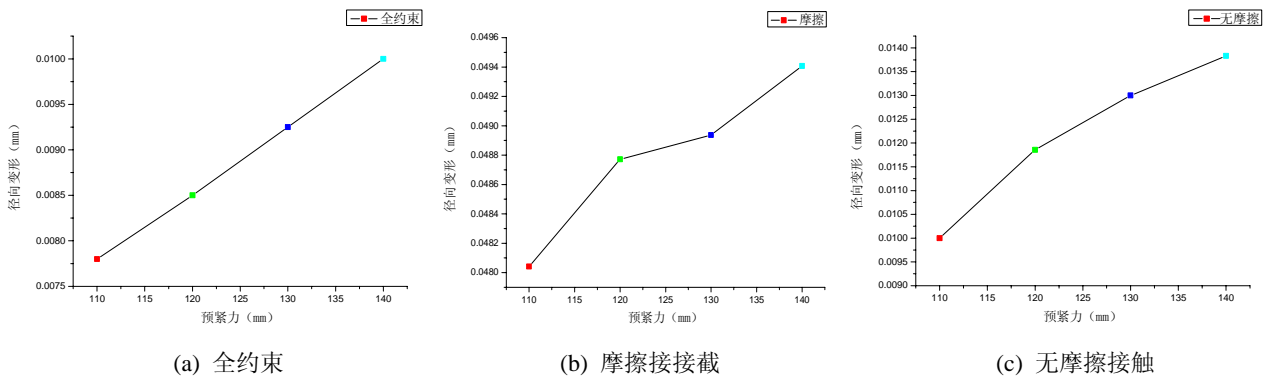


图4 截环 2 上最大变形随预紧力变化曲线

图 4 所示分别是全约束、摩擦接触和无摩擦接触条件下，截环 2 上最大变形与预紧力的关系曲线。在全约束条件下，没有接触非线性因素影响，缸套变形与预紧力之呈现线性关系。安装的过程中，接触对之间的真实接触的方式是摩擦接触。发动机工作之后，释放掉了接触面上的切应力，接触方式是无摩擦接触。这些非线性因素导致了缸套变形和预紧力之间的非线性关系。

对比图 4(a)和(b), 装配过程产生了很大的变形。发动机工作后, 释放掉接触切应力的同时也减小了缸套变形。但是与全约束相比, 无摩擦接触的计算结果要高出 20%-30%。

3 结论

通过对某型号柴油机缸套变形的数值模拟, 采用全约束法节点耦合方法, 会使得计算结果约偏小 20%-30%。考虑接触非线性, 缸套的变形与预紧力之间成非线性关系。相比于全约束方式, 缸套变形随预紧力增长逐渐平缓。

发动机装配过程中, 接触面产生相对滑移而引起的接触摩擦现象对缸套变形有很大影响, 与接触应力释放后的变形相比, 变形量可高出 200%以上。相比于接触面上的径向压力, 剪切力能使缸套产生更大的变形。测量实验机型的缸套变形时能得到比实际偏大的值也是因为新机器在安装过程中, 接触面上的切应力无法释放导致的。

参考文献:

- [1] 蒋德明. 发动机原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [2] 张卫正, 原彦鹏, 郭良平等. 高功率密度柴油机设计问题的仿真[J]. 兵工学报, 2006(5):775-778.
- [3] Gotoh.K, Arai.T. The effect of bore distortion behavior on gasoline engine performance [J]. JASE, 1990, No.46,3-7.
- [4] R.J.Chittenden, M.Priest. Analysis of the piston assembly, bore distortion and future development. Engine Tribology[J], 1993, 241-270.
- [5] 廖日东, 左正兴, 樊利霞等. 发动机零部件有限元技术应用的新发展[J]. 内燃机学报, 1999, 17(2), 190-197.
- [6] 陈晓霞. ANSYS 高级分析 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.