

面向结合面密封性能要求的装配连接工艺设计

陈成军, 杨国庆, 常东方, 洪军

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为在产品的设计阶段规划出满足密封性能要求的装配连接工艺, 提出了一种面向结合面密封性能要求的装配连接工艺数字化设计方法. 采用接触非线性有限元技术和弹性相互作用理论建立了螺栓组连接有限元模型, 研究了螺栓预紧顺序、预紧力水平与结合面连接性能间的关系, 构建了各螺栓预紧力大小与结合面压力间的关联模型, 进而利用该关联模型, 根据工况载荷下设备对密封性能的要求反求装配连接工艺. 以发动机缸体缸盖装配连接为例, 建立了发动机曲柄连杆机构动力学模型, 分析了其工况载荷, 并在缸体、缸盖和缸垫有限元模型的基础上, 确定出工况载荷下发动机密封性能对结合面压力分布的要求, 最后利用螺栓组连接与结合面压力间的关联模型反求出各螺栓预紧力的大小, 通过与该型发动机已有装配连接工艺对比, 验证了该设计方法的可行性.

关键词: 装配工艺设计; 密封性能; 结合面; 螺栓连接

中图分类号: TG95 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)03-0075-09

Assembly Connection Design Orienting to Sealing Performance of Joint Surface

CHEN Chengjun, YANG Guoqing, CHANG Dongfang, HONG Jun

(State Key Laboratory of Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: For designing assembly connection process to meet the requirements of sealing performance of joint surface, a digital assembly process design method oriented to sealing performance of joint surface is proposed. The effects of preload sequence and magnitude on the connection performance are investigated with nonlinear contact finite element and elastic interaction theory. Then the correlation between assembly processes and connection performances is constructed. The desirable assembly process is evaluated inversely by the correlation models according to the requirements of sealing performance under working conditions. The assembly process design of motor cylinder block and cover is taken as an example to verify the feasibility of the proposed method. Dynamic model of crank rod is established to analyze working loadings of motor. Then the joint requirements for sealing performance are determined by the finite element models of cylinder block and cover. Thus the assembly preloads can be obtained with correlation models of assembly processes and joint performances. Comparison with the existing results indicates that the proposed method is feasible.

Keywords: assembly process design; sealing performance; joint surface; bolt connection

结合面密封性能是动力、化工、核能等密封装备的重要技术指标, 它不仅受零部件材料、结构和加工

质量等因素的影响, 同时与关键零部件间的装配连接工艺和工况载荷存在很大关系. 装配连接的载荷

收稿日期: 2011-08-05. 作者简介: 陈成军(1979—), 男, 博士后; 洪军(通信作者), 男, 教授, 博士生导师. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50935006).

网络出版时间: 2012-02-16

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20120216.2058.002.html>

水平与施加顺序会造成结合面间接接触类型的不同,进而导致连接部件的应力分布和疲劳强度等力学行为的差异,影响产品密封性能^[1-2].因此,探索工况载荷下密封性能与装配连接工艺间的关系,是提高产品密封性能和力学性能的重要途径之一,针对这一问题,国内外相继开展了螺栓组连接预紧顺序和预紧力水平对结合面密封性能影响规律的研究.

实验法是研究装配连接工艺与密封性能间关系的最直接、准确的方法. Marshall 等^[3]利用超声波检测法分析了螺栓预紧力对接触压力分布状态的影响; Nassar 等^[4]测量了螺栓预紧力在预紧过程中的变化情况,得出各螺栓之间的弹性相互作用对预紧力的影响规律. 由于实验法必须在产品制造出之后才能使用专用的测量、紧固设备进行实验分析,因此周期长、成本高,目前尚不能广泛应用于生产企业,特别是一些中小企业^[5].

有限元分析法可以在产品设计阶段定量分析装配工艺与密封性能的关系,及时发现产品设计中的问题,从而改进产品设计. Fukuoka 等^[6]建立了管道法兰螺栓组连接接触有限元模型,通过模拟螺栓预紧过程,得出了螺栓预紧力在预紧过程中的变化情况; Abid 等^[7]利用有限元模型模拟了螺栓预紧时的载荷历程,研究了螺栓预应力、螺栓屈服状态以及结合面压应力分布对结合面连接性能的影响规律,并据此优化了施加顺序和预紧力水平等关键工艺参数; 廖日东等^[8]采用有限元法研究了紧固螺栓预紧力大小、紧固螺栓位置、汽缸盖材料等因素对密封系统性能的影响规律,并在已知汽缸爆发压力的条件下计算出理论上能保证密封的最小预紧力. 但是,当前对满足结合面密封性能要求的装配连接工艺定量研究较少,并且多未在产品阶段将工况载荷、螺栓组预紧力结合起来进行整体有限元分析,实现面向密封性能要求的装配工艺设计.

为此,本文提出一种面向工况载荷下密封性能要求的装配连接工艺设计方法——采用接触非线性有限元建立密封性能与装配连接工艺的参数化关联模型,并通过机构动力学有限元模型仿真产品的复杂工况载荷,从而在产品阶段即可根据工况载荷下密封性能的要求反求装配连接工艺.

1 面向密封性能要求的装配工艺设计

面向密封性能要求的装配连接工艺设计方法的基本流程如图1所示,利用此方法可以在产品设计

阶段按照密封要求规划螺栓组装配连接工艺. 此方法包括分析和设计2个阶段.

分析阶段:①采用有限元分析法研究螺栓组预紧顺序与结合面压力分布的关系,得到最佳预紧顺序;②在最佳预紧顺序下,分析各螺栓预紧力水平与结合面压力分布间的关联机理,基于分析数据构建此关联机理的数学模型 $\mathbf{P}_1 = \mathbf{A}\mathbf{F}$, 式中 $\mathbf{F}$ 为各螺栓的预紧力, $\mathbf{P}_1$ 为螺栓组预紧后各螺栓处结合面的压力, $\mathbf{A}$ 为弹性相互作用矩阵;③判断结合面上的易泄漏区域,构造易泄漏区域压力 $\mathbf{P}_k$ 与螺栓处结合面压力 $\mathbf{P}_1$ 的关联模型 $\mathbf{P}_k = \mathbf{B}\mathbf{P}_1$, 式中 $\mathbf{B}$ 为区域压力关联矩阵,以上2个关联模型可为根据密封性能要求确定装配工艺的反向设计问题提供指导;④利用结构动力学仿真技术,建立系统机构的动力学模型,模拟系统实际运行中的复杂工况,得出运行时的工况动载荷,并构建密封元件的接触有限元模型,通过工况载荷下的有限元分析得到工况载荷在结合面上产生的分离应力 $\mathbf{P}_0$.

设计阶段:根据密封要求和工况载荷下的压力分布构建 $\mathbf{P}_k$, 利用以上2个关联模型求解 $\mathbf{F}$, 从而实现由密封性能到装配连接工艺的反向数字化设计.

2 螺栓组连接弹性相互作用分析

在结合面螺栓组连接过程中,随着接触状态的变化,螺栓、被连接件和密封垫的刚度和形状都会发生变化,因此先拧紧的螺栓会受到后拧紧螺栓的作用,导致先拧紧螺栓的夹紧力发生或大或小的变化,这种作用即为弹性相互作用. 如图2所示,假设螺栓1预紧后密封垫厚度为 h_1 , 螺栓1处结合面压力为 $\mathbf{P}_1$; 螺栓2预紧后密封垫厚度变为 h'_1 , 由于密封垫厚度发生变化导致螺栓1的预紧力和结合面压力都会发生变化. 利用文献[9]提出的螺栓组弹性相互作用模型,可得出以下结论:在假定密封垫变形远大于上、下板变形的条件下,螺栓处结合面的应力可用各螺栓的初始预紧力线性表示,即

$$P_i = \sum_{j=0}^n a_{ij} F_j$$

式中: a_{ij} 称为弹性相关系数,表示螺栓 j 拧紧对螺栓 i 处结合面压力的影响,它与上下板、密封垫及螺栓材料、结构和预紧顺序等有关,但与各螺栓的初始预紧力大小无关. 基于此,本文使用弹性相关矩阵构建关联模型如下

$$\mathbf{P}_1 = \mathbf{A}\mathbf{F} \quad (1)$$

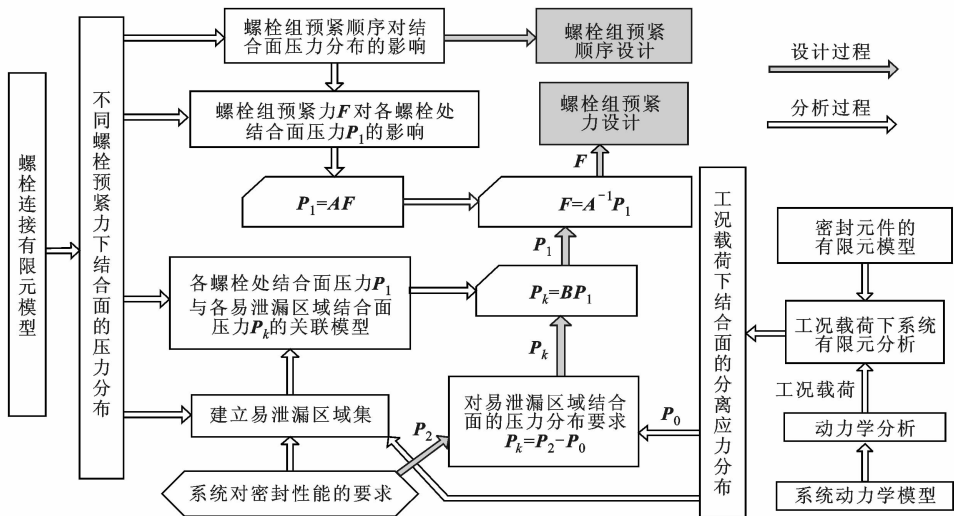
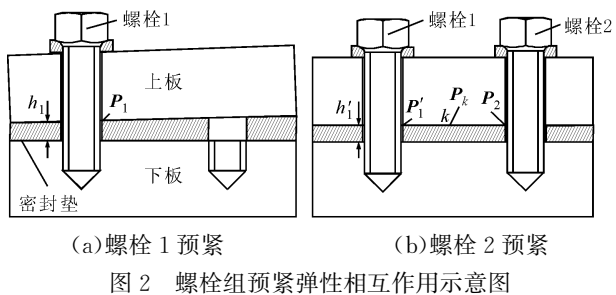


图 1 面向密封性能要求的装配连接工艺设计流程

式中： F 为各螺栓的初始预紧力； P_1 为螺栓组预紧后各螺栓处的结合面压力； A 为弹性相互作用矩阵。



同样,对于图 2b 中密封垫上任意一点 k 的压力 P_k ,也可以用螺栓组预紧终了时螺栓处结合面的压力 P'_1 和 P_2 线性表示. 因此,本文构造结合面上任意点的压力 P_k 与螺栓组预紧终了时各螺栓处结合面的压力 P_1 的关联模型如下

$$P_k = BP_1 \tag{2}$$

式中： B 为区域压力关联矩阵。

给定多组不同的 F 值,通过有限元分析得到对应的 P_1 和 P_k 值,进而利用数值计算得到关联矩阵 A 和 B ;对于由密封性能反求装配工艺问题,可将密封性能的要求转化为对个别易泄漏区域的接触压力要求,进而利用式(2)求得对螺栓处结合面压力的要求,最终利用式(1)转化为对螺栓预紧力的要求,实现由密封性能要求反求各螺栓预紧力的大小。

本研究以图 3a 所示的板型连接件的装配过程为例,利用接触非线性有限元模型的增广拉格朗日法分析预紧顺序和预紧力对结合面压力分布的影响,并验证以上关联模型的有效性. 在 ANSYS 中建立如图 3b 所示的接触分析有限元模型,采用面-面

接触单元来模拟接触,利用 SOLID186 单元划分网格. 螺栓组采用 6 个 M12 mm×1.75 mm 的 10.9 级螺栓;上、下板采用合金铸铁材料,厚度均为 10 mm;垫片使用锰黄铜,厚度为 0.5 mm. 通过预紧截面施加指定的预载荷,载荷施加过程为 2 个载荷步,在一个载荷步施加预紧力,在另一个载荷步锁定预紧截面位移. 螺栓组有限元模型的建立、边界的添加及迭代计算的设置等全部采用 ANSYS 的 APDL 语言实现。

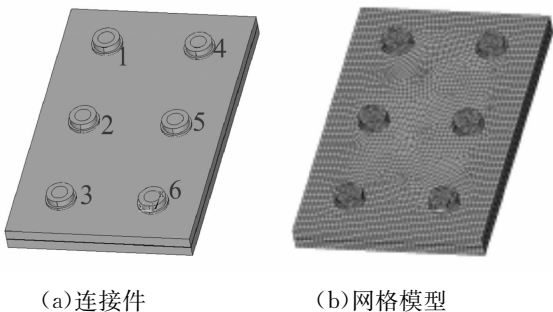


图 3 螺栓组连接件接触分析实体及有限元网格模型

2.1 预紧顺序对残余预紧力的影响

按照不同预紧顺序对螺栓组接触有限元模型的每个螺栓施加 2 kN 的预紧力,利用 ANSYS 计算紧固结束后各螺栓残余预紧力的变化情况,结果如图 4 所示,图中分别给出了按照 5—2—3—4—1—6、4—5—6—3—2—1和 4—1—5—6—2—3 三种预紧顺序预紧后各螺栓的残余预紧力,表 1 给出了与各种预紧顺序对应的平均残余预紧力和残余预紧力标准差。

由图 4 和表 1 可以看出,不同预紧顺序下各螺栓最终的残余预紧力不同,按照 5—2—3—4—1—6

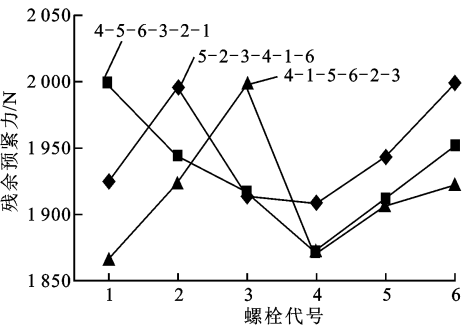


图4 不同预紧顺序下各螺栓的残余预紧力

顺序(即由中间向两边的预紧顺序)各螺栓的平均残余预紧力最大,残余预紧力标准差最小,即残余预紧力分布均匀.因此,对于条形连接件,从中间向两边的对称连接预紧顺序优于从一边顺序连接,这种预紧顺序可以保证螺栓受力均匀,进而保证被连接件沿长度方向具有良好的贴合度.

表1 平均残余预紧力和螺栓残余预紧力标准差

预紧顺序	平均残余预紧力/N	残余预紧力标准差/N
5—2—3—4—1—6	1 947.473	40.819
4—5—6—3—2—1	1 932.717	43.500
4—1—5—6—2—3	1 915.295	47.774

2.2 预紧力对结合面压力分布的影响

按照 5—2—3—4—1—6 的顺序对螺栓组模型各螺栓施加如下预紧力

$(F_1 \ F_2 \ F_3 \ F_4 \ F_5 \ F_6)^T/\text{kN} =$
 $(1 \ 1.5 \ 3.2 \ 2 \ 2.5 \ 4.5)^T$

然后分析结合面的接触压力分布,并提取各螺栓处结合面的接触压力均值,结果如图 5 所示.

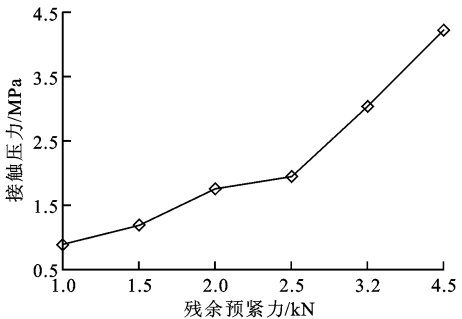


图5 螺栓组残余预紧力与接触压力关系图

由图 5 可以看出,接触压力均值与预紧力呈正相关,但并非线性关系,这是由于螺栓组之间存在弹性相互作用,螺栓 1 附近的接触压力不仅受到螺栓 1 的预紧力作用,同时也受到螺栓组中其他螺栓预紧力的影响.因此,根据式(1)构建如下关联模型

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \\ P_5 \\ P_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} & a_{36} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & a_{56} \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \end{bmatrix}$$

通过施加 6 组不同的载荷序列,根据有限元分析结果计算出如下弹性相互作用矩阵

$$\mathbf{A} = 0.000 \ 1 \times$$

9.575 6	−0.025 6	0.013 6
−0.036 5	8.017 3	−0.035 8
0.023 6	−0.028 6	9.479 2
−0.091 7	−0.002 4	−0.000 9
0.022 7	−0.051 4	0.001 4
0.018 5	−0.000 5	−0.112 2
−0.027 6	−0.059 4	−0.006 6
0.000 3	−0.005 2	0.000 6
−0.004 1	−0.017 2	−0.023 8
8.891 5	−0.021 5	0.005 5
0.004 1	7.955 0	−0.001 5
0.001 3	−0.010 9	9.469 6

施加一组新的螺栓预紧力序列,通过对比螺栓组有限元模型的分析结果和关联模型的计算结果,来验证关联模型的准确性.设计各螺栓的预紧力

$(F_1 \ F_2 \ F_3 \ F_4 \ F_5 \ F_6)^T/\text{kN} =$
 $(2 \ 2.5 \ 3.2 \ 1.8 \ 2.2 \ 3)^T$

利用关联模型计算出螺栓连接处结合面的平均接触压力

$$(P_1 \ P_2 \ P_3 \ P_4 \ P_5 \ P_6)^T/\text{MPa} =$$

 $(1.897 \ 0 \ 2.007 \ 0 \ 3.019 \ 3$
 $1.579 \ 4 \ 1.742 \ 5 \ 2.806 \ 4)^T$

利用螺栓组接触有限元模型分析得到螺栓处结合面的平均接触压力

$$(P_1 \ P_2 \ P_3 \ P_4 \ P_5 \ P_6)^T/\text{MPa} =$$

 $(1.806 \ 5 \ 1.913 \ 9 \ 2.976 \ 2$
 $1.606 \ 4 \ 1.826 \ 3 \ 2.678 \ 3)^T$

对比二者的结果可知,关联模型计算结果与有限元分析结果基本相符,平均误差在 5% 以内,因此对于螺栓组连接件预紧问题,构建装配连接工艺与结合面连接性能间的参数化关联模型的方法是可行的,这为根据密封性能设计装配连接工艺提供了依据.利用上述有限元数据,同样可以构造和验证结合面任意区域的压力与各螺栓处结合面压力间的关联模型.

3 发动机装配连接工艺设计实例

本文将根据 BYD483QB 发动机结合面的密封性能要求,设计缸体、缸盖、螺栓装配连接工艺,从而检验所提出的设计方法的可行性。对于发动机缸体、缸盖装配来说,大的预紧力虽然能保证好的密封性能,但同时给缸盖和缸体带来了强度问题,因此发动机设计需要解决密封和强度两方面的矛盾^[8]。当前对发动机密封性能的研究多局限于对缸垫材料、结构等的设计上^[10],很少有人将缸盖螺栓组的装配工艺作为密封性能的影响因素^[11],另外,当前对汽车发动机密封性能的分析也只是建立发动机缸体或缸盖等单个零件的有限元模型^[12],在此模型基础上施加各种额定载荷进行分析,而发动机是一个整体的系统,并且运行时工况载荷十分复杂。

本文研究面向实际工况载荷下结合面密封性能要求的发动机装配连接工艺设计问题,通过构建发动机曲柄连杆机构动力学模型,模拟发动机实际运行中的复杂工况,得出发动机运行时的工作载荷;建立发动机缸体、缸盖、缸垫接触有限元模型,分析工况载荷在缸体、缸盖结合面上产生的分离压力;依据发动机实际运行时对密封性能的要求,利用关联模型对发动机缸盖螺栓组的装配工艺进行设计。

3.1 发动机曲柄连杆机构的动力学分析

发动机运行时其内部载荷极其复杂,如汽缸爆压、活塞曲轴等机构的反作用力以及汽缸内汽油空气混合物燃烧所产生的热载荷等^[13]。因此,发动机缸体缸盖接触模型的有限元分析必须综合考虑这些边界载荷的影响,这样分析的结果才具有较高的精确度。

本文将综合利用 ANSYS 和 ADAMS 两大有限元分析软件各自的优势,把发动机曲柄连杆机构作为柔性体进行动力学分析,模拟发动机运行时的实际工况。具体实现流程如下。

(1)模态分析。首先在 ANSYS 环境中,导入大变形组件(如曲轴、连杆等)的 CATIA 格式三维模型,进行自由模态分析,得到其固有频率和振型,生成柔体模型所需的模态中性文件。

(2)动力学模型构建。通过 Parasolid 文件转换协议将 CATIA 格式三维实体模型导入到 ADAMS 中,并利用 Flex 模块将模态中性文件导入到 ADAMS 动力学模型中,以生成柔性体来替换对应的刚体结构,如图 6 所示。在尽量保证仿真精度的前提下,本文对曲柄连杆机构进行了简化,简化后的主要零部件有曲轴、活塞和连杆。

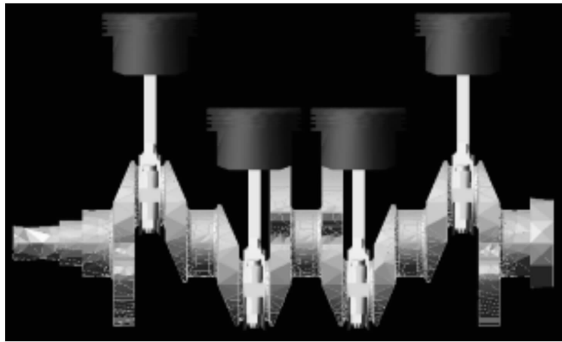


图6 曲柄连杆柔性体动力学模型

(3)边界条件设置。设置模型各构件的材料,根据实际的运动学关系对发动机模型主要部件之间施加约束,定义构件运动的初始条件,创建初始旋转驱动 MOTION_Crank,将它应用于曲轴与汽缸体之间的旋转副。

(4)燃气压力模拟。整个动力学仿真模型是由发动机燃烧室内形成的燃气压力驱动的,燃气压力可以通过发动机示功图得到。活塞所受的总压力为活塞上、下两侧压强差与活塞截面积的乘积,在 ADAMS 中将此压力数据用 Spline 函数曲线定义,并采用 AKISPL 函数,按照曲线的变化模拟活塞所受压力 F 的变化。该发动机属于直列四缸发动机,其点火顺序为 2-1-3-4,因此 4 缸活塞所受载荷的施加顺序为 2-1-3-4,在 ADAMS 软件中利用 AKISPL 函数的 time 自变量控制相位传递来模拟 4 缸点火。

设定初始转速为 6 000 r/min,仿真步数为 200,仿真时间为 0.15 s。通过分析得到对应的发动机动态载荷曲线,包括各活塞侧推力、轴承座受力以及活塞运动的加速度等。

从曲柄连杆机构运动仿真动画可以直观地看出,所构建的动力学模型的运动情况与发动机实际运行工况相符,并且模型的各种动力学特性曲线与该型发动机实际运行的动力学特性曲线相符,因此该分析所得出的各种载荷数据是可信的,分析结果可以作为边界约束条件施加到发动机缸体、缸盖、缸垫有限元分析模型中。

3.2 发动机缸体缸盖有限元分析

利用复杂结构零件的快速反求技术^[14-15],在三维建模软件 CATIA 中构建 BYD483QB 发动机缸体、缸盖、缸垫三维实体模型,如图 7 所示。由于发动机三维模型结构极为复杂,尤其是缸盖模型所包含的进、排气道完全是由复杂曲面包络而成,因此使用 ANSYS 难以进行网格划分。本文运用专

业的网格划分软件 HYPERMESH 对发动机缸体、缸盖模型进行网格划分等前处理操作,再利用 2 个软件之间的接口导入到 ANSYS 中进行计算及后处理,有限元模型采用的网格单元为 solid45,网格总数为 540 576.

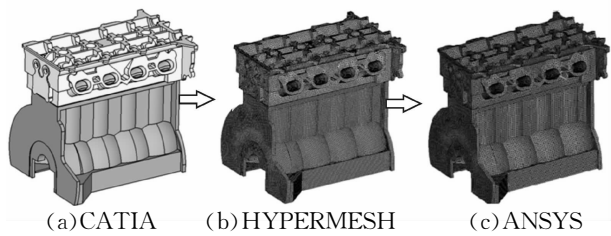


图 7 缸体缸盖缸垫有限元模型

考虑到计算的效率问题,在 ANSYS 中仅选取发动机工作的最恶劣工况——4 个缸中各缸爆发的时刻来进行有限元分析. 模型载荷的添加必须考虑 4 个气缸中活塞的位置,因为不同时刻活塞的位置不同,其与缸体、缸盖以及缸垫所组成的燃烧室的大

小就不同,因此产生的爆发力也不同. 如表 2 所示,依据发动机的运行原理,在各缸爆发时刻的有限元模型上添加位移约束和载荷约束,然后进行有限元分析,得到各缸爆发时刻缸垫结合面处分离应力的分布. 由表 2 可以看出,分离应力的大小与爆发压力直接相关,在爆发时刻各缸周围密封垫的分离应力值较高,但各个缸在爆发时其周围密封垫的分离应力分布是不相同的.

3.3 工况载荷下发动机的密封性能要求

如图 8 所示,将发动机缸垫结合面划分成 23 个区域. 发动机密封性能的要求主要有 2 点:一是结合面压力须大于一定值,二是结合面不同部位的接触压力须满足一定的均匀性. 其中第一点要求可通过该发动机的工况得到,经过与技术人员探讨后,确定工况载荷下缸垫结合面处的接触压力 P_2 在 0.5 MPa 以上时,发动机运行状况良好,很少出现漏气、漏水等故障.

表 2 BYD483QB 发动机 4 缸爆发时刻的有限元分析结果

	有限元模型加载情况	曲柄连杆机构运动情况	结合面处分离应力分布图
第 2 缸爆发			
第 1 缸爆发			
第 3 缸爆发			
第 4 缸爆发			

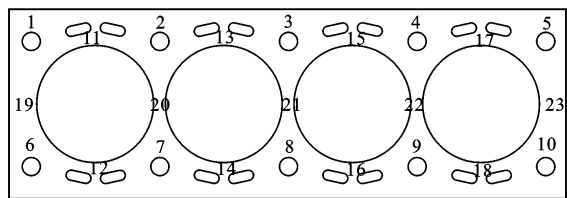


图 8 缸垫结合面区域划分

根据表 2 的结合面分离应力分析结果,提取工

况载荷下 23 个区域中各区域的最大分离应力 P_0 , 得到螺栓预紧后各区域的压力分布要求 $P_k = P_2 - P_0$, 如表 3 所示. 由于区域 1~10 为螺栓处结合面并且工况载荷产生的分离应力较小,其密封性能会优先得到满足,因此选择区域 11~23 为易泄漏区域,因为这些区域位于螺栓或汽缸中间,螺栓对这些区域的紧固力小,但工况载荷产生的分离应力大,所以容易发生泄漏.

表 3 易泄漏区域接触压力的确定

区域号	P_0/MPa	P_2/MPa	P_k/MPa	区域号	P_0/MPa	P_2/MPa	P_k/MPa
1	-1.780	0.5	2.280	13	-3.689	0.5	4.189
2	-2.562	0.5	3.062	14	-3.736	0.5	4.236
3	-3.156	0.5	3.656	15	-1.652	0.5	2.152
4	-1.321	0.5	1.821	16	-1.934	0.5	2.434
5	-1.392	0.5	1.892	17	-2.109	0.5	2.609
6	-2.186	0.5	2.686	18	-1.802	0.5	2.302
7	-2.296	0.5	2.796	19	-5.356	0.5	5.856
8	-3.785	0.5	4.285	20	-8.093	0.5	8.593
9	-1.779	0.5	2.279	21	-8.125	0.5	8.625
10	-1.489	0.5	1.989	22	-8.803	0.5	9.303
11	-2.812	0.5	3.312	23	-5.730	0.5	6.230
12	-2.616	0.5	3.161				

3.4 装配连接工艺设计

发动机缸体、缸垫及缸盖之间的连接采用 10 个 10.9 级 M12 mm×1.75 mm 螺栓. 因为缸垫结合面为矩形,所以根据本文第 2 节的分析结果确定发动机缸盖螺栓组拧紧顺序为 3—8—2—9—4—7—1—10—5—6(螺栓编号见图 8). 考虑 10.9 级 M12 mm

×1.75 mm 螺栓的承载能力,对发动机缸体、缸盖、缸垫螺栓组模型中的各螺栓分别施加 10 组适当的预紧力序列,利用 ANSYS 计算出缸垫结合面的接触压力分布,提取每组预紧力序列对应的以上 23 个区域的压力均值,利用式(1)计算出缸盖螺栓组弹性相互作用系数矩阵如下

$$\mathbf{A} = 10^{-4} \times \begin{bmatrix} 6.15 & 0.30 & 0.19 & -0.14 & -0.30 & 0.33 & 0.11 & 0.13 & -0.15 & -0.45 \\ 0.45 & 6.23 & 0.33 & -0.38 & -0.45 & 0.33 & 0.66 & 0.25 & -0.35 & -0.70 \\ -0.40 & 0.63 & 6.52 & 0.57 & -0.41 & -0.40 & -0.25 & 0.42 & 0.10 & -0.39 \\ -0.58 & -0.19 & 0.36 & 6.33 & 0.57 & -0.47 & -0.40 & 0.23 & 0.34 & -0.25 \\ -0.24 & -0.16 & 0.15 & 0.26 & 5.97 & -0.33 & -0.13 & 0.19 & 0.22 & 0.31 \\ 0.30 & 0.18 & 0.13 & -0.14 & -0.34 & 5.95 & 0.27 & 0.15 & -0.15 & -0.31 \\ -0.11 & 0.20 & 0.13 & -0.16 & -0.53 & 0.56 & 6.65 & 0.21 & -0.13 & -0.49 \\ -0.55 & -0.14 & 0.17 & -0.29 & -0.55 & -0.47 & 0.58 & 5.99 & 0.60 & -0.50 \\ -0.65 & -0.15 & 0.13 & 0.50 & -0.35 & -0.54 & -0.33 & 0.15 & 6.55 & 0.59 \\ -0.36 & 0.10 & 0.10 & 0.19 & 0.26 & -1.07 & -0.15 & 0.14 & 0.24 & 6.87 \end{bmatrix}$$

以区域 11~23 作为易泄漏区域,按照式(2)构造这些区域的压力与各螺栓处结合面压力间的关联

模型 $\{P_k\}_{13 \times 1} = [B]_{13 \times 10} \{P_1\}_{10 \times 1}$,并计算关联系数矩阵 $[B]_{13 \times 10}$,其中 $\{P_k\}_{13 \times 1}$ 为各预紧力序列下区域 11~23 的压力值, $\{P_1\}_{10 \times 1}$ 为预紧力序列下各螺栓处结合面的压力值.

将设计要求 $\{P_k\}_{13 \times 1} = (3.312 \quad 3.161 \quad 4.189 \quad 4.236 \quad 2.152 \quad 2.434 \quad 2.609 \quad 2.302 \quad 5.856 \quad 8.593 \quad 8.625 \quad 9.303 \quad 6.230)^T$ 代入式(2)中,根据矩阵 B ,即可通过解超定线性方程组得到预紧后各螺栓处结合面的压力数据为

$$\{P_1\}_{10 \times 1} = (26.953 \quad 31.904 \quad 30.802 \quad 32.605 \quad 26.536 \quad 25.638 \quad 39.681 \quad 28.602 \quad 31.605 \quad 28.689)^T$$

根据关联模型 $F=A^{-1}P_1$ 及矩阵 A 的值,可设计出各螺栓预紧力值为

$$\{F\}_{10 \times 1} = 10^4 \times (4.337 \quad 0 \quad 4.927 \quad 4 \quad 4.632 \quad 5 \quad 5.445 \quad 0 \quad 4.193 \quad 3 \quad 4.145 \quad 7 \quad 6.173 \quad 1 \quad 5.399 \quad 6 \quad 5.207 \quad 4 \quad 4.444 \quad 3)^T$$

由各螺栓的预紧力值可以看出,中间螺栓 2、3、4 和 7、8、9 的预紧力较大,这是因为区域 20、21、22 易泄漏,而且这些螺栓最先装配预紧,因此受到的弹性相互作用影响也较大.

BYD483QB 型发动机生产线的实际装配工艺为:①按照 3—8—2—9—4—7—1—10—5—6 的顺序手动拧紧至 18~22 N;②使用四轴联动,按照(3,8)–(2,4,7,9)–(1,5,6,10)的顺序反复 2 次拧紧至表 4 所示的扭矩.

按照扭矩与预紧力之间的关系 $F=T/(0.2d)$ 计算各螺栓预紧力,结果见表 4.对比本文规划的装配工艺和实际装配工艺可以看出:考虑弹性相互作用和工况载荷分布不均匀的影响,本文设计的螺栓组预紧工艺可以满足工况载荷下发动机的密封性能要求,并且手动装配时各螺栓只需拧紧 1 次即可,从而可提高装配效率.本文提出的相关理论、方法和设计结果得到了 BYD483QB 型发动机设计和装配人员的认可.

表 4 发动机实际装配完成后的最终检测力矩					
螺栓号	1	2	3	4	5
扭矩/N·m	117.0	107.0	114.3	111.9	107.5
预紧力/kN	48.75	44.58	47.60	46.63	44.79
螺栓号	6	7	8	9	10
扭矩/N·m	115.8	106.2	119.0	106.5	92.7
预紧力/kN	48.25	44.25	49.58	44.38	38.63

4 总 结

(1)本文提出了一种面向工况载荷下密封性能要求的装配连接工艺数字化设计方法,根据 BYD483QB 发动机的密封性能要求设计出了合理的装配连接工艺,并验证了该方法的可行性.该方法可在产品设计阶段根据结合面的密封性能要求反求螺栓组装配连接工艺,为密封系统数字化装配工艺设计提供了新思路.

(2)分析了螺栓组连接过程中的弹性相互作用现象,构建了装配连接工艺与结合面性能间的参数化关联模型,以及易泄漏区域结合面压力值与螺栓处结合面压力值间的关联模型,可为其他基于有限元分析的优化或反求问题提供参考.

(3)综合利用多种有限元分析工具的优势,采用结构动力学仿真技术实现了曲柄连杆机构的动力学分析,模拟了发动机工况下的复杂载荷,实现了工况载荷下缸体、缸盖、缸垫和螺栓连接的整体有限元分析,提高了仿真结果的可信度.

参考文献:

[1] CHERAGHI S H. Effect of variations in the riveting process on the quality of riveted joints [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2008, 39(11/12): 1144-1155.

[2] LEE S W, LEE D G. Torque transmission capability of composite-metal interference fit joints [J]. Composite Structures, 2007, 78(4): 584-595.

[3] MARSHALL M B, LEWIS R, DWYER-JOYCE R S. Characterisation of contact pressure distribution in bolted joints [J]. Strain, 2006, 42(1): 31-43.

[4] NASSAR S A, ALKELANI A A. Clamp load loss due to elastic interaction and gasket creep relaxation in bolted joints [J]. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 2006, 128(3): 394-401.

[5] 袁春元,周孔亢,吴琳琪,等. 车用空气弹簧有限元分析方法[J]. 机械工程学报, 2009, 45(6): 262-266.

YUAN Chunyuan ZHOU Kongkang, WU Linqi, et al. Finite element method to analyze vehicle air spring [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 262-266.

[6] FUKUOKA T, TAKAKI T. Finite element simulation of bolt-up process of pipe flange connections with spiral wound gasket [J]. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 2003, 125(4): 371-378.

[7] ABID M, HUSSAIN S. Gasketed joint's relaxation

- behaviour during assembly using different gaskets: a comparative study [M]// Advanced Design and Manufacture to Gain a Competitive Edge. Berlin, Germany: Springer, 2008: 91-100.
- [8] 廖日东,左正兴. 柴油机气缸盖/气缸套之间的密封性能研究[J]. 兵工学报, 2000, 21(1): 5-9.
- LIAO Ridong, ZUO Zhengxing. A study on the sealing performance between cylinder head and cylinder sleeve in diesel engines [J]. Acta Armamentarii, 2000, 21(1): 5-9.
- [9] NASSAR S A, YANG X J. Novel formulation of bolt elastic interaction in gasketed joints [J]. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 2009, 131(5): 1-9.
- [10] 周宇飞,杨彬. 汽车发动机密封技术和密封材料的应用[J]. 汽车工艺与材料, 2004(12): 30-32.
- ZHOU Yufei, YANG Bin. Application researches of engine seal technology and seal material in automobile [J]. Automobile Technology & Material, 2004(12): 30-32.
- [11] 穆志韬,邢耀国. 固体发动机密封技术的研究现状与发展[J]. 机床与液压, 2004(5): 6-8.
- MU Zhitao, XING Yaoguo. Research of present condition and development of the sealing technique of solid engine [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2004(5): 6-8.
- [12] 盛显,谷良贤,姜晋庆. 有限元分析在固体火箭发动机密封性设计中的应用[J]. 弹箭与制导学报, 2006, 26(2): 230-232.
- SHENG Xian, GU Liangxian, JIANG Jinqing. Application of finite elements analysis in the sealing design of solid propellant rocket motor [J]. Journal of Projectiles Rockets Missiles and Guidance, 2006, 26(2): 230-232.
- [13] 蒋德明. 高等车用内燃机原理[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2006.
- [14] 洪军,李宝童,张浩锋,等. 基于多种反求方法集成的复杂结构零件测量过程规划技术[J]. 机械工程学报, 2009, 45(12): 128-136.
- HONG Jun, LI Baotong, ZHANG Haofeng, et al. Measurement planning for complex structural components based on the integration of multi-RE [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(12): 128-136.
- [15] 洪军,丁玉成,曹亮,等. 逆向工程中的测量数据精简技术研究[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(7): 661-664.
- HONG Jun, DING Yucheng, CAO Liang, et al. Data cloud direct reduction in reverse engineering [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, 38(7): 661-664.

[本刊相关文献链接]

- 刷式密封传热特性研究. 2011, 45(9): 94-100.
- 粗糙机械结合面的接触刚度研究. 2011, 45(6): 69-74.
- 刷式密封迟滞特性的数值研究. 2011, 45(5): 36-41.
- 自润滑活塞环的热胀失效研究. 2011, 45(5): 90-93.
- 迷宫密封泄漏特性的试验研究. 2011, 45(3): 48-52.
- 大型飞机机身壁板装配位姿调整系统的运动规划. 2011, 45(3): 102-106.
- 迷宫密封泄漏对小流量离心叶轮气动性能影响的研究. 2010, 44(11): 23-27.
- 刷式密封刷丝束与转子接触力的数值研究. 2010, 44(7): 23-27.
- 迷宫密封泄漏特性影响因素的研究. 2010, 44(3): 16-20.
- 基于遗传算法的复合式贴片剂贴装过程优化. 2009, 43(5): 80-84.
- 相对永久密封真空康普顿探测器伽马灵敏度研究. 2009, 43(3): 70-73.
- Bulk Flow 方法分析孔型密封转子动力特性的有效性. 2009, 43(1): 24-28.
- 蜂窝面迷宫密封内流动和总温升特性的研究. 2008, 42(7): 823-827.
- 单螺杆压缩机齿型的多圆柱包络原理. 2007, 41(11): 1271-1274.
- 基于多孔介质模型的刷式密封泄漏流动特性研究. 2007, 41(7): 768-771.
- 一种新的装配序列规划方法研究. 2007, 41(5): 580-584.
- 基于多色集合理论的产品装配规划建模与算法研究. 2005, 39(11): 1254-1258.
- 装配体中的联接关系及子装配生成方法的研究. 2004, 38(11): 1136-1139.
- 基于产品计算机辅助设计模型的装配序列自动规划. 2003, 37(7): 715-718, 741.
- 虚拟装配环境中基于对象的三维物体拾取方法. 2003, 37(6): 555-559.
- 基于多色集合的产品装配序列仿真. 2001, 35(11): 1208-1210.

(编辑 葛赵青 管咏梅)