

结构与可靠性

不同主轴承约束处理对曲轴有限元计算的影响

李 健, 周瑞平

(武汉理工大学, 湖北 武汉 430063)

摘 要: 以 MAN6L27/38 柴油机曲轴为研究对象, 运用有限元计算分析方法, 通过对主轴承施加不同的边界条件, 对计算过程耗费资源、约束状态的模态、最大应变与应力值进行对比分析。分析结果表明: 不同约束边界条件计算结果虽均能满足使用要求, 但差异性较大; 综合分析显示, 接触算法是模拟轴承的理想约束。

关键词: 曲轴; 轴承; 约束; 接触算法; 有限元分析

中图分类号: TK423.3⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2015)03-0033-05

Effects of Different Constrained Treatments of the Crankshaft Bearing on Finite Element Calculation

Li Jian, Zhou Ruiping

(Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063)

Abstract: Taking the MAN6L27/38 diesel engine crankshaft as the research object, using finite element analysis method, different boundary conditions were applied on the main bearing to carry out comparative analysis on the calculation process of resource consuming, constrained modal, the maximum strain and stress values. The results show that though the calculation results of different constraint conditions are able to meet the application requirements, they differ greatly. Comprehensive analysis shows that contact theory is the ideal constraint of the main bearing.

Key words: crankshaft; bearing; constraint; contact theory; FEM

0 引 言

柴油机是当今船舶推进的主要动力, 通过曲轴将活塞的往复运动转为轴系的旋转运动, 带着推进器驱动船舶前进。近年来, 随着大功率船舶的需求激增, 柴油机强化程度急剧增高, 机械负荷明显增加, 曲轴的工作环境更加恶劣, 对准确校核曲轴强度提出了更高的要求。因此, 研究精确校核曲轴强度方法具有重要意义。

目前, 曲轴强度最成熟的校核方法是由德国燃气机械协会通过大量的试验提出的一系列经验公式^[1]。中国船级社进行了适当的修改后引进, 并要求所有新设计的柴油机曲轴必须进行曲轴强度

评定。

然而, 强度校核公式仅是以单位曲柄为研究对象, 通过积累的经验与大量试验得出, 没有考虑相邻曲拐对其的影响, 对曲轴的尺寸参数考虑得不全面, 不能对过渡圆角、油孔、凹槽与平衡重等做出准确合理的评定, 也不能准确预报曲轴整体的应力值与应力状态, 有其适用范围及局限性, 计算结果存在一定的误差, 不能作为准确的曲轴强度评定方法。

随着计算软件的快速发展与完善, 不论从计算精确度还是校核成本考虑, 用有限元方法进行校核计算已成为一种趋势。合理的模型简化、边界条件与激励施加方式是有限元分析计算速度与精度的保

收稿日期: 2014-10-08; 修回日期: 2015-01-17

作者简介: 李健(1989-), 男, 硕士硕士生, 主要研究方向为动力装置性能分析及振动与噪声控制, E-mail: lijian2009whut@163.com。

障。目前,对曲轴模型简化与激励施加基本已达成共识,但对主轴承约束边界条件的处理却仁者见仁,智者见智。研究发现:不同的轴承约束对仿真计算的处理过程与计算结果影响较大。然而,学术界对其产生的不同影响以及产生的原因等还没有明确的论述,对曲轴主轴承约束还没有明确的结论与建议。

本文以 MAN6L27/38 曲轴为研究对象,基于不同边界条件建立有限元模型,对比分析计算过程耗费的资源、约束状态下模态、曲轴的应变与应力值等结果,以期解释上述原因并得出相应结论。

1 基本流程

根据力学特性,曲轴强度有限元计算仿真的流程如图 1 所示^[2],具体内容如下:

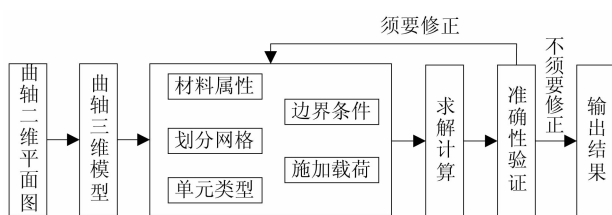


图 1 曲轴强度有限元计算流程图

- (1) 提供完整曲轴的结构尺寸参数;
- (2) 根据尺寸参数建立曲轴的三维模型;
- (3) 进入有限元分析前处理阶段:
 - ① 确定密度、泊松比与弹性模量等材料属性,
 - ② 根据曲轴形状,确定单元类型并划分网格,
 - ③ 施加约束与载荷,其中不同类型的边界条件是本文研究的重点;
- (4) 求解,提取模态、应变与应力值;
- (5) 评价结果,与试验数据与理论计算等对比分析,判断是否须要修正,也可通过改善网格尺寸与单元类型,提高计算精度;
- (6) 分析结果,得出结论。

2 有限元模型建立

MAN6L27/38 曲轴单位曲柄基本结构如图 2 所示,基本参数如表 1 所示,以此构建曲轴三维模型如图 3 所示。

曲轴的实际结构比较复杂,若考虑模型所有因素,须要划分庞大的网格,将耗费大量计算资源,导致计算效率降低,不易收敛等问题。在不影响关键位置计算精度,保证计算速度与计算机资源合理使用的情况下,合理简化模型:用集中质量取代平衡块,忽略小的倒角、油孔与平衡重等微小结构,

确保简化前后惯量和曲轴刚度分布特性不变。

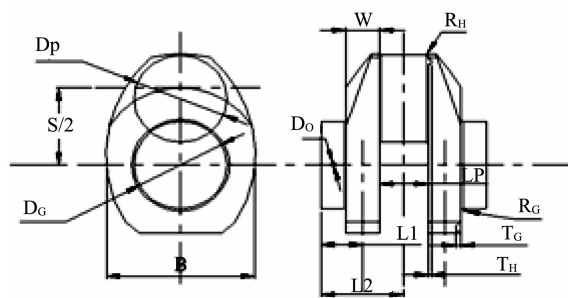


图 2 单位曲柄基本参数示意图

表 1 单位曲柄基本参数

参数	数值/mm	参数	数值/mm
L_1	112.5	D_p	250
L_2	222.5	D_g	250
W	88	D_o	22.5
B	400	R_h	16
L_p	132	R_g	23

以 IGES 格式导入有限元前处理软件 HYPERMESH 划分四面体网格,并赋予 SOLID186 单元与材料属性(曲轴的抗拉强度为 600MPa),构建有限元模型,如图 3 所示。

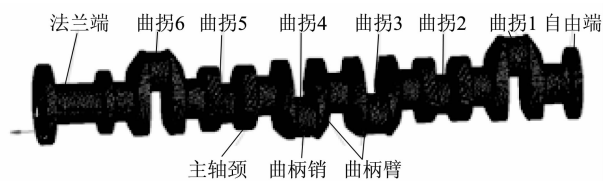


图 3 曲轴有限元模型

3 边界条件与载荷施加

曲轴边界条件的施加是根据柴油机实际运转情况,对曲轴相关节点进行位移约束处理的过程。一般是根据对曲轴各节点自由度运动状态的理解进行约束,显然,对其作不同的假设就会施加不同的约束条件。

目前,在曲轴强度计算中,通常是在曲轴法兰输出端的止推轴承处施加 z 方向的轴向约束,但对主轴承约束有如下四种施加方案,如图 4 所示。

(1) 直角坐标系径向约束:假定主轴承表面节点与轴瓦紧密贴合,不发生径向位移,则在直角坐标系下,约束主轴径表面节点 x 、 y 方向的自由度^[3]。

(2) 柱坐标系径向约束:假定主轴颈表面节点具有绕轴心转动的能力,且距轴心线的距离保持不变,则在主轴径中心建立局部柱坐标系,约束主

轴承表面节点 ρ 方向的位移^[4]。

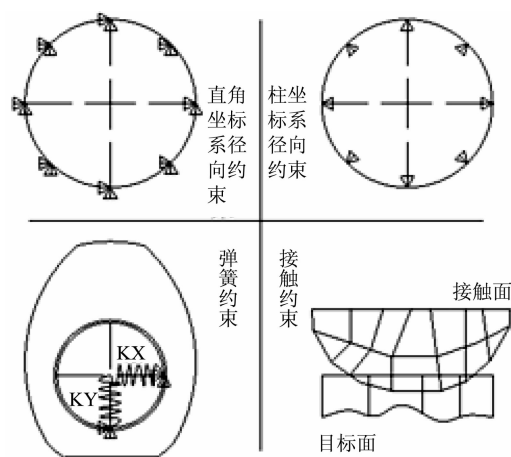


图 4 不同约束方案示意图

(3) 弹簧约束: 假定轴承具有振动的基本特性, 轴承约束以轴承刚度的形式体现, 则用水平与竖直 2 个方向的弹簧模拟, 并赋予一定的刚度^[2]。

(4) 接触约束: 假定轴承与轴瓦具有相对运动的特性, 则构建轴承模型, 设置主轴颈为接触面, 轴瓦为目标面, 在两表面之间建立接触对单元, 根据材料设置摩擦系数^[5]。

关于载荷的施加, 除施加重力外, 还包括连杆作用力。据主轴颈油膜压力分布理论, 假定力的边界条件为: 载荷沿连杆轴颈轴线方向呈对称的二次抛物线规律分布; 沿轴颈圆周方向 120° 范围内按余弦规律分布, 如图 5 所示。下面对力的边界进行计算:

设二次抛物线方程为: $Y = ax^2 + bx + c$, 代入 $(-L, 0)$ 、 $(L, 0)$ 与 $(0, q_{\max})$, 计算出 $b = 0$, $a = -q_{\max}/L^2$

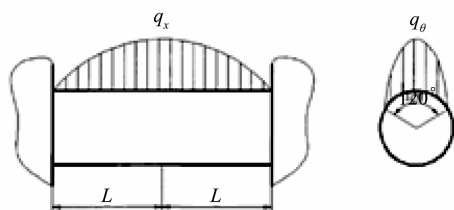


图 5 曲柄销载荷示意图

将轴颈分布载荷积分, 得到曲柄径向力。又由 $q_x = ax^2 + bx + q_{\max} = q_{\max} (1 - x^2/L^2)$, $ds = R d\theta$, 则:

$$Q = \int_{-L}^L \int_{-\pi/2}^{\pi/2} q_x \cos(3\theta/2) ds dx$$

$$= \frac{8}{3} q_{\max} R \int_0^L (1 - \frac{x^2}{L^2}) dx = \frac{16}{9} q_{\max} RL$$

计算出其载荷方程为^[6]:

$$\text{轴向: } q_x = \frac{9Q}{16RL} (1 - \frac{x^2}{L^2});$$

$$\text{径向: } q_\theta = q_x \cos(\frac{3}{2}\theta)$$

由动力学计算出曲柄销载荷谱图 (图 6), 在 ANSYS 计算软件中曲柄销的加载如图 7 所示。

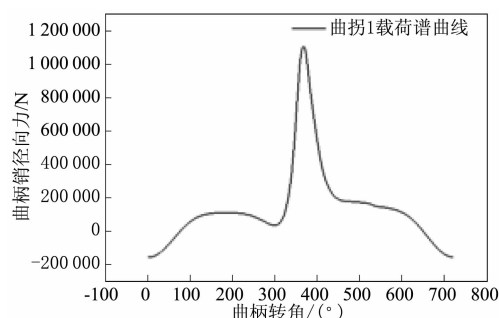


图 6 曲柄销载荷谱图

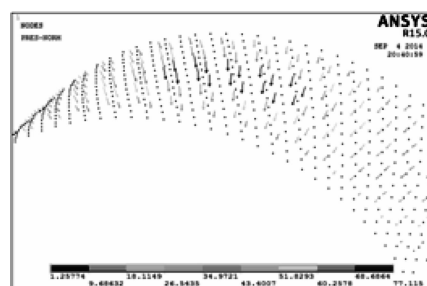


图 7 ANSYS 曲柄销加载示意图

4 计算结果分析处理

4.1 耗费资源比较

本文所有的计算是在一台配置为 4 核、8 线程、16 G 内存与 128 G 固态硬盘为系统盘的电脑上完成。对比分析不同方案在网格数量、前处理耗时、计算时间与最大应力值等方面的差异, 分别以直角坐标系下径向约束的数据为基准, 用柱状图以倍数显示各数据差异, 如图 8 所示。

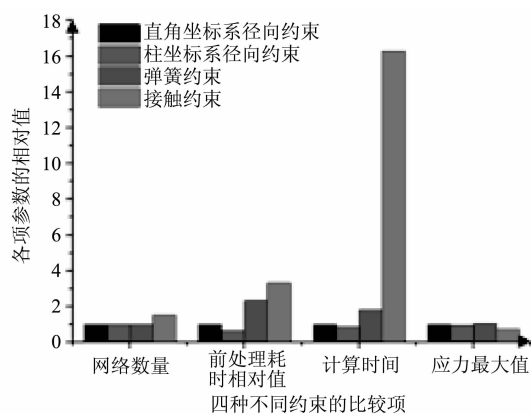


图 8 计算过程消耗资源示意图

4.2 固有频率与模态分析比较

为了比较不同约束对固有频率的影响, 计算在没有载荷施加, 仅存在位移约束状态下的模态, 得出前 20 阶的频率^[7], 频率对比如图 9 所示。

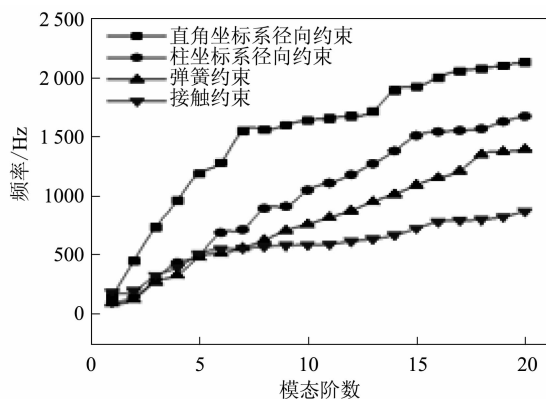


图 9 不同轴承约束的约束模态

4.3 应变与应力比较

根据曲轴的实际工作状态, 基于不同的轴承约束施加相应的边界与载荷条件。由于曲柄销在不同曲柄转角时的载荷谱是不同的, 根据发火顺序 1-5-3-6-2-4, 分别提取各缸发火时, 即曲柄转角为 360°、480°、600°、720°、0°、120°与 240°时的曲柄销载荷, 对相应的曲柄销进行加载计算, 共计算 24 次, 求得曲轴各计算工况的应变与应力的最大值, 如图 10、图 11 所示。

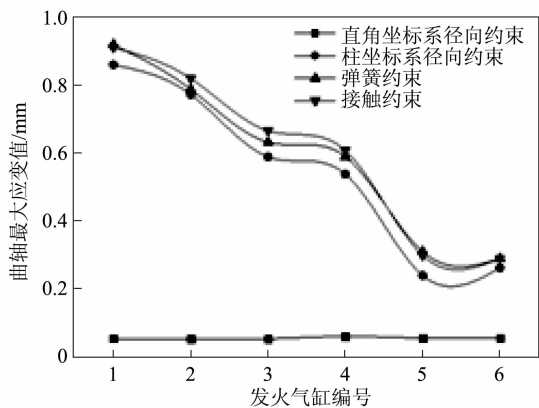


图 10 曲轴各发火角的最大应变值

4.4 结果分析

由图 11 可知, 曲轴在不同约束条件下的最大应力为 185 MPa, 根据静强度校核公式, 得:

$$n = \frac{\sigma_b}{\sigma_{r_{max}}} = \frac{600}{185} = 3.24 > [n], [n] = 2.5$$

可知, 上述四种方案计算的曲轴静强度安全系数最低也达到 3.24, 均满足曲轴实际需要, 但不同轴承约束对曲轴强度计算的影响较大。由工程力学可知, 对构件施加约束是产生应力与应变的原

因, 其大小取决于约束施加的强度。

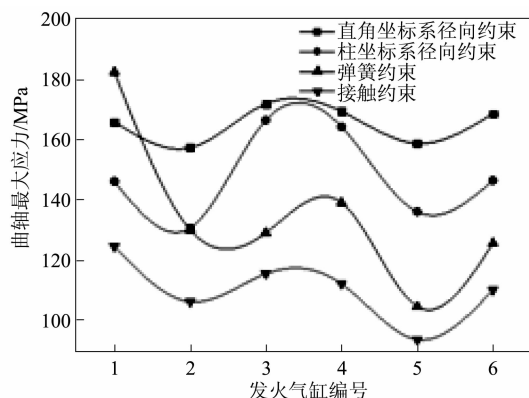


图 11 曲轴各发火角的最大应力值

(1) 直角坐标系径向约束把主轴颈表面节点两个垂直方向的径向位移完全限制, 使其仅具有轴向移动的能力, 限制节点移动幅度较大, 使主轴颈与轴瓦之间刚性化连接。这种方法处理起来比较简单, 求解速度较快; 产生较高的固有频率, 不能准确反映实际状态, 易漏掉部分频率; 产生最小的应变与较大的应力, 使计算结果偏保守。

(2) 柱坐标系径向约束只限制主轴颈节点处的径向位移, 使节点具有轴向移动与绕轴心旋转运动的能力, 限制节点移动的强度较弱。有限元前处理比较简单, 计算速度最快; 产生稍高的固有频率; 应变偏小且应力偏高, 计算结果满足工程需要。

(3) 弹簧约束将主轴颈表面节点与新建的 mass 质量点刚性连接并施加弹簧约束, 使轴承具有拉伸、压缩、旋转与移动的能力, 符合运转的实际情况。但有限元前处理较复杂, 求解速度较快; 计算出的固有频率降低; 应变增加且应力减小, 是处理轴承约束的主要方式。

(4) 接触约束在轴瓦与主轴承表面建立接触单元, 并定义摩擦系数, 使节点具有各种方向运动的能力, 是模拟轴承较为理想的约束。但是, 接触算法是高度非线性行为^[8], 须要在轴承与轴瓦表面额外建立 14 组接触单元, 设置 20 多个计算参数, 计算收敛准则较为苛刻。划分了大量网格, 前处理也耗费较多的时间, 求解时间是其他类型的 10 倍; 计算出的固有频率与阵型较多, 没有漏掉典型频率点, 与自由状态计算的频率相近; 没有受到较大的刚性约束, 应变较大; 因此为理想的滑动接触理论, 计算的应力值低且可靠。

对于弹簧约束, 对赋予不同轴承刚度的弹簧计算出的应变与应力值也有区别。因为均是弹簧约

束, 约束的类型一致, 随着轴承刚度的增加, 计算的应变与应力值均降低, 如图 12、图 13 所示。对于此曲轴有限元模型, 在施加相同载荷与边界条件的情况下, 当采用刚度参数超过 $3e9$ ($N \cdot m^{-1}$) 设置的弹簧约束时, 可得到近似于接触约束的满意结果。

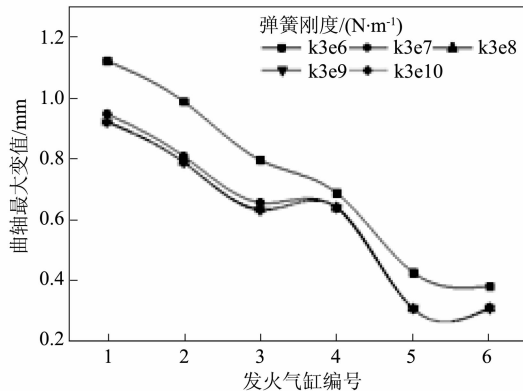


图 12 不同弹簧刚度下的应变值

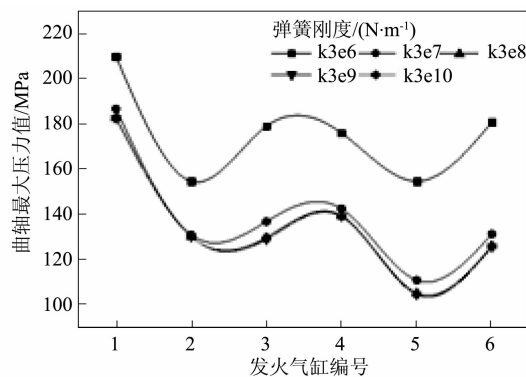


图 13 不同弹簧刚度下的应力值

5 结论

由上述计算与分析得出如下结论:

(1) 主轴承施加不同约束条件的计算结果都能满足工程需要, 但是对有限元的计算结果影响较大。可见, 有限元模型的边界条件的合理确定是计算精度与速度的保障。

(2) 赋予弹簧的刚度值直接影响有限元计算

的结果, 且应变与应力随着弹簧刚度的增加而降低。通过与其他约束类型对比, 计算结果可靠。可以验证采用两根垂直的弹簧约束是可以满足计算要求的。

(3) 尽管接触约束的前处理需要大量的时间与精力, 求解时间也较长, 但是随着计算机技术的快速发展, 这个问题会得到逐步解决。在接触参数设置准确的前提下, 接触约束能够准确模拟主轴承约束状态。可见, 在计算精度要求越来越高的趋势下, 接触算法将是模拟主轴承的理想约束。

参考文献

- [1] IACS. UR_ M53. Calculation of Crankshafts for I. C. Engines [S]. 2011. 01.
- [2] 朱俊飞, 周瑞平, 林雨, 等. 柴油机单位曲柄扭转刚度有限元算法研究 [J]. 柴油机, 2013, 35 (3): 36-43.
- [3] 俞水良, 陈汝珍, 徐汉章, 等. 基于 ANSYS 的错拐曲轴有限元分析 [J]. 内燃机工程, 2007, 28 (2): 65-71.
- [4] 马迅, 周坤, 饶群章, 等. 基于有限元法的曲轴结构分析及优化 [J]. 湖北汽车工业学院学报, 2005, 19 (3): 9-14.
- [5] 李梅, 吴训成, 柯俊峰. 曲轴强度的接触有限元分析与算法比较 [J]. 拖拉机与农用运输车. 2008, 35 (5): 55-58.
- [6] Zhang Guoqing, PU Gengqiang, Wang Chegtao. Fatigue life prediction of crankshaft made of material 48MnV based on fatigue tests, dynamic simulation and FEA [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol 19, No. 2, 2006: 307-312.
- [7] Lei Xuanyang, Zhang Guicai, Chen Jin. A simplified model for vibration analysis. of diesel engine crankshaft system [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University (Science), Vol. E-11, No. 1, 2006: 99-103.
- [8] Huang Ying, Yang Shouping, Zhang Fujun. Non-linear torsional vibration characteristics of an internal combustion engine crankshaft assembly [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering. Vol. 25, No. 4, 2012: 797-809.