

# G170柴油机连杆有限元分析

## A Finite Element Analysis for Connectingrod of G170 Diesel Engine

蒲明辉

Pu Minghui

(广西大学机械工程学院 南宁市西乡塘路 10号 530004)

(College of Mechanical Eng., Guangxi Univ., 10 Xixiangtanglu, Nanning, Guangxi, 530004, China)

**摘要** 阐述连杆有限元计算模型的建立方法,并详细介绍连杆载荷和约束条件的处理方法。应用 I-DEAS软件对连杆计算模型进行计算,得出连杆应力和变形分布图。对计算结果分析,指出该连杆的设计符合柴油机设计规范,可用于生产。

**关键词** 有限元分析 连杆 柴油机

中图法分类号 TK 413.3

**Abstract** To apply the FEA theory to analyze the connectingrod of G170 diesel engine, this paper presents the method of establishing the connectingrod's FEA model, and especially introduces how to treat the loads and the restraint of the connectingrod. The software of I-DEAS is used in calculating and analyzing the stress and the displacement of that connectingrod. After analyzing the results of the stress and the displacement, it also presents that the design of the connectingrod conforms to the standard of diesel engine design, and can use in manufacture.

**Key words** finite element analysis, connectingrod, diesel engine

连杆是柴油机的主要零件,应具有足够的强度和刚度,其设计是否可靠,对柴油机的使用寿命有很大影响,因此在研制过程中需给予格外重视。由于曲轴的形状及其载荷比较复杂,对其采用经典力学的方法进行结构分析往往有局限性<sup>[1]</sup>。有限元法是根据变分原理求解数学物理问题的一种数值计算方法,它最初是在 50年代作为处理固体力学问题的方法出现的<sup>[2]</sup>。有限元法是用来分析各种结构问题的强有力的工具,不论结构的几何形状和边界条件多么复杂,不论材料性质和外加载荷如何多变,使用有限元法均可获得满意的答案,并且取得了公认的成就,无论是大型飞机,大型舰船,还是高层建筑,水利大坝,有限元法均可方便地进行分析。在国外,许多制造企业,把有限元分析作为设计过程的一个必需步骤,规定不经过有限元分析和优化的设计,不能用于生产。本文以 G170柴油机为材料,检验其连杆的强度和刚度,为该产品开发提供依据。

### 1 有限元的基本理论

有限元分析是一种预测结构的偏移与其他应力

影响的过程,有限元建模将这个结构分割成单元网格以形成实际结构的模型,每个单元具有简单形态(如正方形或三角形)并通过节点相连,每个单元上的未知量就是节点的位移。将这些单个单元的刚度矩阵相互组合起来以形成整个模型的总体刚度矩阵,并给予已知力和边界条件来求解该刚度矩阵从而得出未知位移,从节点上位移的变化就可计算出每个单元中的应力。

有限元分析,可使有限元计算模型,在离散化后归结为一个线性方程组求解,其线性代数方程组如下<sup>[3,4]</sup>:

$$\{F\} = [K]\{W\}, \quad (1)$$

式中  $\{F\}$  为所受的外力向量,  $[K]$  是计算模型的整体刚度矩阵,  $\{W\}$  是计算模型上各节点的位移向量。

根据有限元理论,  $[K]$  是由每个单元的刚度矩阵迭加而成,即:

$$[K] = \sum [K]^e, \quad (2)$$

式中  $[K]^e$  表示单元的刚度矩阵,其计算公式为:

$$[K]^e = \iiint [B]^T [D] [B] dx dy dz, \quad (3)$$

式中  $[B]$  表示单元的几何矩阵,该矩阵与单元类型有关,  $[D]$  是材料的弹性矩阵,该矩阵是  $6 \times 6$  阶的对称

矩阵,具体形式取决于材料的特性

式(1)中所受的外力向量可由下式表达:

$$\{F\} = \sum (\{R\}^e + \{Q\}^e + \{P\}^e), \quad (4)$$

式中  $\{R\}^e$  是单元的集中力,  $\{Q\}^e$  是单元的表面力,  $\{P\}^e$  是单元的体积力

在得出方程(1)的各系数后,给出边界条件,可得出所求有限元模型上各节点的位移  $\{W\}$  为了求出模型上的应力  $\{e\}$ ,先求出单元上各节点的应变  $\{X\}$ :

$$\{X\} = [B]\{W\}, \quad (5)$$

然后根据弹性方程:

$$\{e\} = [D]\{X\} \quad (6)$$

计算出应力

## 2 连杆计算模型的建立

### 2.1 几何模型的建立

#### 2.1.1 材料特性

由于不考虑温度的影响,材料系数可取为常数.连杆和连杆盖的材料均为45号钢,其屈服强度  $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$ ,连杆衬套的材料为锡青铜 ZQSn6-6-3,均为各向同性材料,并认为考虑范围仅限于线弹性

#### 2.1.2 几何模型的建立

按照连杆的设计图纸,在计算机上用 I-DEAS6.0版软件进行三维实体造型,由于只考虑连杆整体的受力所以将连杆体和连杆盖作为一个整体造型.为了避免有限元网格的尺寸大小相差太悬殊而影响有限元单元质量和计算精度,对一些影响连杆强度极微的小倒角、小圆角等作了简化处理(图1).由于连杆的几何形状和所承载荷对称于连杆宽度方向的中剖面,因此可取连杆实体的二分之一作为计算模型.连杆选用四节点四面体单元进行有限元网格划分,共计12713个节点,57843个单元(图2).

### 2.2 计算工况和边界条件

#### 2.2.1 连杆载荷

连杆工作时承受复杂的周期性变化外力,最危险的工况是受最大拉力和最大压力工况.根据设计计算数据的分析结果可知,连杆的最大压力出现在燃烧膨

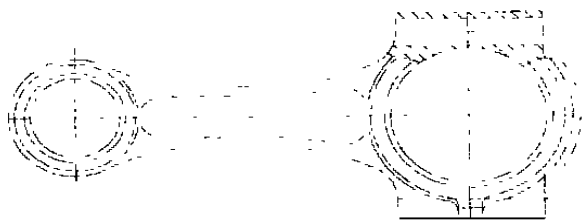


图1 连杆零件简图

Fig. 1 The sketch of connecting-rod

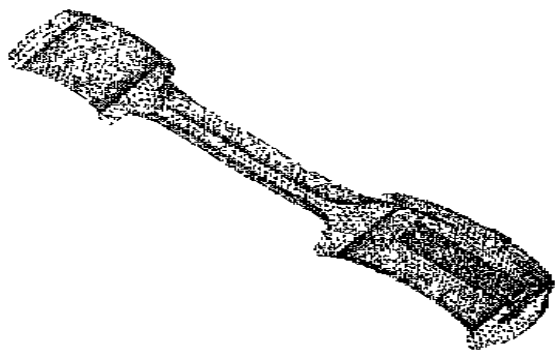


图2 连杆有限元网格

Fig. 2 The FEA Model of connecting-rod

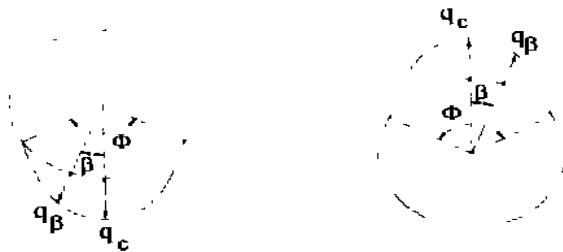


图3 连杆载荷分布情况

Fig. 3 The load distributing of connecting-rod

胀行程上止点后  $20^\circ$  (即曲轴转角  $380^\circ$ ), 其值  $P_1 = 23261.08 \text{ N}$ , 此压力通过活塞销作用在连杆小头内侧下部与活塞销接触的圆柱面上. 最大拉力则发生在排气行程终了的上止点 (即曲轴转角  $720^\circ$ ) 其值  $P_2 = 1729.86 \text{ N}$ , 此拉力通过活塞销作用在连杆小头内侧上部与活塞销相接触的圆柱面上. 这两个力沿接触处圆柱面周向按余弦规律分布(图3), 图中  $H$  为连杆小头与活塞销的接触角, 一般可在  $120^\circ \sim 180^\circ$  范围内选取<sup>[1]</sup>, 在此取  $H = 120^\circ$ ; 沿连杆厚度方向近似均匀分布. 其分布规律为:

$$q^U = q_c \cos nU, \quad (7)$$

式中:  $n$  为待定参数;  $q_c$  为最大径向力集度 ( $\text{N}/\text{mm}^2$ );  $q^U$  为任意点处的径向力集度 ( $\text{N}/\text{mm}^2$ ); 当  $U = 60^\circ$  时,  $q^U = 0$ , 于是可得  $n = 3/2$

设  $R$  为连杆小头内孔半径,  $L$  为连杆小头厚度, 则:

$$p_i = L \int_{-\frac{H}{2}}^{\frac{H}{2}} q^U \cos U \cdot R \cdot dU,$$

$$p_i = L \int_{-\frac{c}{3}}^{\frac{c}{3}} q_c \cdot R \cos U \cos nU \cdot dU = \frac{6}{5} L \cdot R \cdot q_c,$$

$$\therefore q_c = \frac{5}{6} \frac{p_i}{L \cdot R}$$

因此,由(7)式得:

$$q^i = \frac{5}{6} \frac{P}{L \cdot R} \cdot \cos \frac{3}{2} U, (i = 1, 2). \quad (8)$$

2.2.2 连杆小头与衬套装配过盈配合及热膨胀过盈配合所产生的径向压力

此径向压力集度  $q$  与装配过盈量、材料的热膨胀系数等有关,根据连杆的具体数据,经计算得  $q = 19.42 \text{ N/mm}^2$ .

2.2.3 连杆大头螺栓预紧力  $f$

根据设计提供的数据,每只螺栓预紧力  $f = 3396.6 \text{ N}$ ,此力在连杆大头螺栓孔内螺纹长度上均匀分布,而在连杆盖的螺栓支承面上均匀分布

2.2.4 连杆大头边界条件的处理

假定曲柄销当作刚体固定,连杆受压工况,在连杆大头内侧上部  $120^\circ$  圆柱面上施加径向约束。连杆受拉工况,则在连杆大头内侧下部  $120^\circ$  圆柱面上施加径向约束,由于是以半根连杆作为研究对象。为了保证计算模型满足实际情况,在连杆宽度方向中剖面上施加对称约束,这样整个连杆的约束就完全了,没有其它刚体位移。

### 3 连杆的计算及结果分析

所有的计算及结果可视化处理工作都在 I-DEAS集成工程设计分析软件上完成。

#### 3.1 变形分析

在受压工况下,连杆变形较小,连杆纵向缩短  $0.0623 \text{ mm}$ (图 4),在受拉工况下,连杆变形更小,纵向伸长  $0.0169 \text{ mm}$ (图 5),因此该连杆的刚度较高。

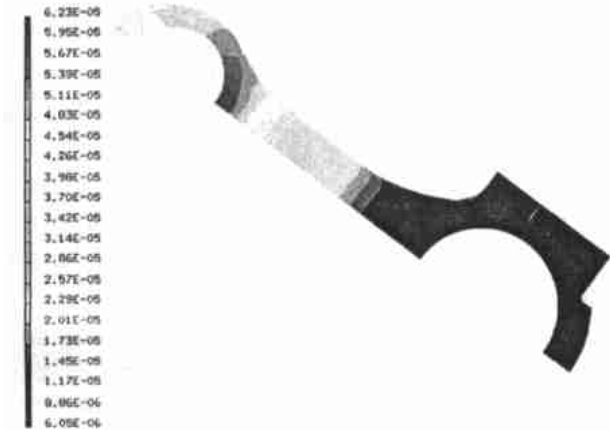


图 4 受压工况变形分布图

Fig. 4 The displacement results of pressure load set  
显示结果: 边界条件集 1, 位移 1, 载荷集 1 位移 最小值:  $6.05\text{E}-06$ , 最大值:  $6.23\text{E}-05$ , 变形: 边界条件集 1, 位移 1, 载荷集 1 位移 最小值:  $6.05\text{E}-06$ , 最大值:  $6.05\text{E}-06$ , 参照外廓: 零件. Results 1-B. C. 1, Displacement-1, Load set 1 Displacement-mag min  $6.05\text{E}-06$  max  $6.23\text{E}-05$  Deformation 1-B. C. 1, Displacement-1, Load set 1 Displacement-mag min  $6.05\text{E}-06$  Max  $6.23\text{E}-05$  Frame of ref Part.

#### 3.2 应力分析

在受压工况下,连杆杆身处大部分压力应力值在  $170 \text{ MPa} \sim 190 \text{ MPa}$ ,最大压应力发生在连杆小头与杆身的连接处,达到  $214 \text{ MPa}$ (图 6),拉应力发生在连杆小头受外载荷作用的局部区域上,其最大值达到  $152 \text{ MPa}$ (图 7) 在受拉工况下,连杆杆身处大部分拉应力值在  $16 \text{ MPa}$ 左右,较大拉应力发生在连杆小头两侧,其最大值达到  $90.2 \text{ MPa}$ (图 8)

在杆身大部分区域,按第四强度理论所得的等效应力值在  $171 \text{ MPa} \sim 192 \text{ MPa}$ ,而最大等效应力值达  $213 \text{ MPa}$ ,等效应力分布情况见图 9



图 5 受拉工况变形分布图

Fig. 5 The displacement results of pull load set  
显示结果: 边界条件集 1, 位移 1, 载荷集 1 位移 最小值:  $2.74\text{E}-06$ , 最大值:  $1.69\text{E}-05$ , 变形: 边界条件集 1, 位移 1, 载荷集 1 位移 最小值:  $2.74\text{E}-06$ , 最大值:  $1.69\text{E}-05$ , 参照外廓: 零件. Results 1-B. C. 1, Displacement-1, Load set 1 Displacement-mag min  $2.74\text{E}-06$  max  $1.69\text{E}-05$  Deformation 1-B. C. 1, Displacement-1, Load set 1 Displacement-mag min  $2.74\text{E}-06$  Max  $1.69\text{E}-05$  Frame of ref Part.



图 6 受压工况最小主应力分布图

Fig. 6 The minimal principal stress results of pressure load set  
显示结果: 边界条件集 2, 应力 2, 载荷集 1 最小主应力 最小值:  $-2.14\text{E}+08$ , 最大值:  $6.47\text{E}+06$ , 参照外廓: 零件. Results 2-B. C. 1, Stress-2, Load set 1 Stress-min prin min  $-2.14\text{E}+08$  max  $6.47\text{E}+06$  Frame of ref Part.



图 7 受压工况最大主应力分布图



图 9 受压工况等效应力分布图

Fig. 7 The maximal principal stress results of pressure load set

显示结果: 边界条件集 2, 应力 2, 载荷集 1 最大主应力-最小值: -8.02E+06 最大值: 1.52E+08, 参照外廓: 零件. Results 2-B. C. 1, Stress-2, Load set 1 Stress-max prin min - 8.02E+06 max 1.52E+08 Frame of ref Part.

Fig. 9 The Von Mises stress results of the pressure load set 显示结果: 边界条件集 1, 应力 2 载荷集 1 等效应力 最小值: 1.14E+05, 最大值: 2.13E+08, 参照外廓: 零件. Results 2-B. C. 1, Stress-2, Load set 1 Stress-max prin min 1.14E+05 max: 2.13E+08 Frame of ref Part.



图 8 受拉工况最大主应力分布图

Fig. 8 The maximal principal stress results of pull load set 显示结果: 边界条件集 1, 应力 2, 载荷集 1 最大主应力-最小值: -2.06E+06 最大值: 9.02E+07, 参照外廓: 零件. Results 2-B. C. 1, Stress-2, Load set 1 Stress-max prin min - 2.06E+06 max 9.02E+07 Frame of ref Part.

从以上分析结果可知, 连杆整体受力较为均匀, 静强度安全系数:

$$n = \sigma_s / \sigma_{max} = 355 / 213 = 1.667.$$

该安全系数满足柴油机的设计规范 ( $n = 1.5$ ), 因此该设计可用于生产。

#### 参考文献

- 1 郭成壁, 陈全福. 有限元法及在动力机械中的应用. 北京: 国防工业出版社, 1984. 161~ 173, 49~ 55.
- 2 张国端. 有限元法. 北京: 机械工业出版社, 1991. 1~ 17.
- 3 监凯维奇 O C. 有限元法. 上册. 北京: 科学出版社, 1985. 96~ 151.
- 4 劳尔 S S. 工程中的有限元法. 北京: 科学出版社, 1991. 262~ 273.

(责任编辑: 蒋汉明)

## 俄科学家发明“开颅戒毒”技术

也许你不会相信, 戒毒竟可以通过外科手术——开颅来完成。这绝不是天方夜谭, 而是俄罗斯科学家的最新发明。

据俄罗斯《论据与事实》杂志介绍, 这虽是消除人类社会最可怕的祸根——吸毒成瘾的最有效方法, 但治疗过程是“极端”无情的: 外科医生的脑手术, 是去除患者大脑中“多余”的脑回, 从而“夺去”毒瘤记忆。

手术前几天, 给患者清洗全身, 不准他吸食毒品。患者躺到手术台上后, 外科医生借助于医用手摇钻在其颅骨上钻出 2 个直径 6 mm 的孔洞, 然后从孔洞中插入一根直径为 2.5 mm 的小管 (低温探针), 沿小管循环流动着用于冰冷却的丙酮。低温探针使处于所谓“腰脑回”中的褶皱冷却 10 s, 这种大脑白色物质正是形成嗜好吸毒的病理中心。冰晶会使细胞破裂, 同时切断细胞之间的联系, 因此使患者从毒品依赖性中解脱出来。

圣彼得堡人脑研究所所长 C° B° 梅德韦杰夫指出: “整个手术时间约 1 个半小时, 患者始终平静地与医生在交谈, 不需要做全身麻醉。”不过, C° B° 梅德韦杰夫指出: “手术具有一定的危险性, 因此我们只是对那些无可救药, 自己感到绝望而亲自要求做手术的人才施予这样的手术。”