

基于 UG 软件的曲轴与连杆的优化设计

沈宁¹ 杨灿² 张弛²

(1. 山东理工大学; 2. 上海交通大学机械与动力工程学院)

摘要: 本文利用 UG 的强大建模能力, 以及装配干涉分析、动态运动仿真和应力应变有限元分析等功能, 建立了四缸发动机曲轴与连杆的三维模型, 进行数字化样机设计, 并结合运动公式计算, 得出发动机曲轴和连杆的运动曲线分析图, 以及活塞和曲轴在模态下的数据变化图谱、特征数据曲线和运动规律。通过对数据的分析, 掌握了连杆机构在实际运行工况下的力学特性。通过数值分析与计算, 可以直观清晰地了解曲柄连杆机构在运行过程中的受力状态。通过数据调整, 对机构进行了优化, 为发动机性能优化提供数据支撑。针对不同大小和功能发动机的优化分析, 提供了更为准确的参考数据。

关键词: 曲轴; 连杆; 有限元分析; 运动仿真; UG

0. 引言

曲柄连杆机构的原理, 是将活塞的上下周期往复运动转化为曲轴的旋转运动, 曲轴的运动通过飞轮盘产生转矩驱动汽车。曲柄连杆机构是发动机的主要部件, 其工作可靠性与稳定性决定了发动机工作的可靠性与稳定性。随着汽车业的不断求新、求稳和智能化发展, 发动机技术也在不断发展, 曲柄连杆机构的工作条件更加复杂, 要求更多, 智能化程度也越来越高, 追求速度与革新的程度也越来越好。如何在周期性的、变化的驱动作用下, 既保证机构具有足够的运转速度, 又满足疲劳强度和摩擦系数的要求, 同时确保材质刚度和良好的动静态力学特性, 这对曲柄连杆机构的总体设计与结构优化提出了更高的要求。

1 机构方案的数据

1.1 了解结构, 进行优化

首先要了解机构的结构, 通过软件来优化设计方案, 从而确定产品结构尺寸优化和有限元分析在模态状态下曲轴的变化。对曲轴与连杆进行运动学和动力学分析, 并选取曲

收稿日期: 2015-11-12

轴与连杆的材料。用 UG 软件进行三维建模, 以展示曲轴与连杆的结构, 其由活塞、连杆、曲轴和嵌套等构件组成, 如图 1 所示。

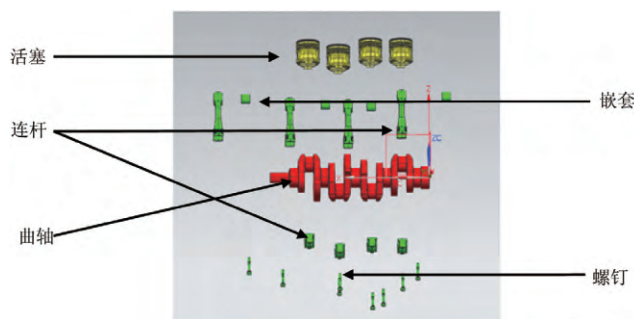


图 1 曲柄连杆机构爆炸图

作为常见机构, 存在大量资料说明, 本文大概带过。笔者主要从机构的运动状态和数据分析入手, 来掌握连杆的核心原理, 为进一步的优化提供数据支撑。

1.2 曲柄连杆机构受力分析

1.2.1 曲柄连杆机构运动学分析

首先进行曲柄连杆机构的二维运动学分析, 本文后面

将通过三维运动仿真再进行数据展示。

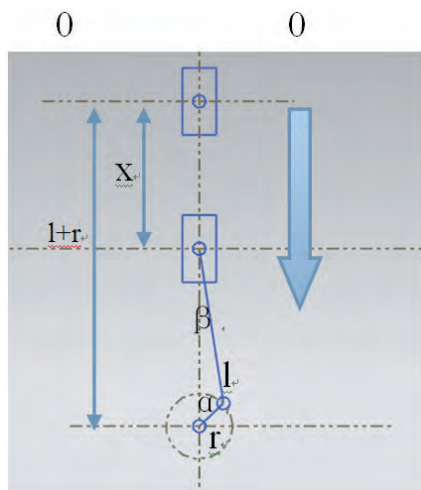


图2 曲柄连杆机构运动简图

借助二维图，通过公式可以得到活塞的一些参数设置。先以活塞的静止点开始计算，如图2所示，由公式可得：

$$x = (r + l) - r \cdot \cos \alpha - l \cdot \cos \beta$$

$$\text{即 } x = r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{l}{r} (1 - \cos \beta) \right]$$

其中， r 参数是曲柄的半径， l 参数是曲柄连杆两端的中心距离， α 参数是曲柄拐转角， β 参数是连杆的摆角。令：

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (2-1)$$

$$x = r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right] \quad (2-2)$$

并且又有：

$$l \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \alpha \quad (2-3)$$

则：

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \quad (2-4)$$

$$\approx 1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha$$

从公式计算所得，活塞位移近似为：

$$x = r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos \alpha) \right] \quad (2-5)$$

λ 为机构参数“连杆比”，通过公式可知，“连杆比”越大，也就是连杆较短，摆动角会发生相应的改变，导致发动机整体高度相应减小，同时使活塞的加速度和连杆摆角增大，相应地导致连杆往复运动中的惯性力与活塞的侧向推力

增大。所以应在优化设计时，考虑连杆的大小、尺寸和摆角等因素。

通过公式可以在优化设计中作为参考主体。

从另一个角度，即活塞位移的变化，对时间求导方程。

$$v = \frac{dx}{dt} = r \cdot \left(\sin \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} + \frac{1}{\lambda} \sin \beta \cdot \frac{d\beta}{dt} \right)$$

将公式 2-3 关于时间求导，得到：

$$\frac{d\beta}{dt} = \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (2-6)$$

代入上式，令曲轴角速度：

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt}$$

则有：

$$v = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (2-7) \text{ 精确}$$

将式 2-5 对时间求导，得：

$$v = r \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (2-8) \text{ 近似}$$

由此得出，活塞的平均速度为

$$C_m = \frac{2S}{(60/n)} = \frac{S \cdot n}{30} \quad (2-9)$$

将式 (2-7) 对时间求导，得到：

$$j = \frac{dv}{dt} = r \cdot \omega \cdot \left[\cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} - \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} + \frac{\cos \alpha}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} \right]$$

将式 (2-6) 代入上式，得到：

$$j = r \cdot \omega^2 \cdot \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta} \right] \quad (2-10)$$

将式 (2-8) 对时间求导，得到：

$$j = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (2-11) \text{ 近似}$$

通过公式推导计算，可以了解曲轴和连杆在优化设计方面的部分因素。

(1) 活塞位移：活塞关键上、下止点附近位移变化缓慢。实际确定上止点位置时，一般先确定某一活塞位置（90℃ A 左右），在上止点前后测量对应这一活塞位移的曲轴转角范围，除以二就是上止点位置。由此还可以得知活塞位置点的一些参数数据。

(2) 活塞速度：在 0 ~ 90℃ 和 270 ~ 360℃ 区间，活塞速度会分别出现正极值和负极值，这就是活塞的速度范围。

(3) 活塞加速度：在上止点前后，活塞加速度是正值，方向是活塞下行的方向，往复惯性力朝上；在下止点前后，活塞加速度是负值，方向是活塞上行的方向，往复惯性力朝下。根据极值方法求解，可得：

$$j_e \Big|_{\alpha=0^\circ} = r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$$

$$j_e \Big|_{\alpha=180^\circ} = -r \cdot \omega^2 \cdot (1 - \lambda)$$

$$j_e \Big|_{\alpha=\arccos(-1/4\lambda)} = -r \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{1}{8\lambda} + \lambda \right)$$

由于 $|\cos| < 1$ ，第三个加速度极值只能在 $\lambda > 1/4$ 时才出现。

连杆的运动是组合了活塞往复直线运动和绕活塞销摆动两种运动，即平面往复运动。活塞绕活塞销摆动的角位移 β ，从连杆与气缸中心线重合开始计算，在 $\alpha=0 \sim 180^\circ$ 范围内， β 为正值， $\alpha=180 \sim 360^\circ$ 范围内， β 为负值。

由式 (2-3) 可知：

$$\beta = \pm \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha) \quad (2-12)$$

其极限值：

$$\beta_e = \pm \arcsin \lambda$$

角速度：

$$\begin{aligned} \omega_l &= \frac{d\beta}{dt} = \omega \cdot \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \\ &= \omega \cdot \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{(1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}}} \end{aligned} \quad (2-13)$$

角速度极值：

$$\omega_{le} = \pm \omega \cdot \lambda$$

角加速度：

$$\varepsilon_l = \frac{d\omega_l}{dt} = \omega \cdot \lambda \cdot \left[-\frac{\sin \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + \cos \alpha \cdot \left(\frac{\sin \beta}{\cos^2 \beta} \right) \cdot \frac{d\beta}{dt} \right]$$

化简后得到：

$$\begin{aligned} \varepsilon_l &= -\omega^2 \cdot \lambda \cdot (1 - \lambda^2) \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos^3 \beta} \\ &= -\omega^2 \cdot \frac{\lambda \cdot (1 - \lambda^2) \cdot \sin \alpha}{(1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)^{\frac{3}{2}}} \end{aligned} \quad (2-14)$$

角加速度极值：

$$\varepsilon_{le} = \mp \frac{\lambda}{(1 - \lambda^2)^{\frac{1}{2}}} \cdot \omega^2$$

1.2.2 部件的受力分析

作用于活塞顶上的气体作用力： $P_g = (p_g - p_0) \cdot F_h$ ，式中， F_h 是活塞投影面积。

当 $P_g > P_0$ 时， P_g 为正值，其作用方向是活塞下行方向。若 P_g 与 P_0 以 bar 为单位， F_h 以 cm^2 为单位，则有：

$$P_g = 10 (P_g - P_0) \cdot F_h \quad (N) \quad (2-15)$$

通过上述分析和了解，曲柄连杆机构中的作用力应从以下三个方面讨论。

(1) 当作用力加在活塞的时候，活塞变速、往复直线运动产生的往复惯性力；

(2) 曲柄部分不平衡回转质量所产生的离心惯性力；

(3) 连杆摆动所产生的惯性力。

活塞组件包括活塞、活塞环、活塞销和卡环。将活塞、活塞环和卡环三者的质量总和作为 m_h ，则此三件的惯性力为：

$$P_{jh} = -m_h \cdot j \quad (2-16)$$

此惯性力作用于活塞销上，并通过活塞销作用于连杆，进而传递到曲轴和机体。

活塞销的质量为 m_{hx} ，其惯性力为：

$$P_{jhx} = -m_{hx} \cdot j \quad (2-17)$$

此惯性力作用于连杆小头上，并通过连杆作用于曲轴，再传到机体。

在进行曲柄连杆机构总体受力分析时，考虑整个活塞组件的往复惯性力：

$$P_{jhz} = -(m_h + m_{hx}) \cdot j = -m_{hz} \cdot j \quad (2-18)$$

式中，整个活塞组件的质量为： $m_{hz} = m_h + m_{hx}$

当活塞加速度 j 为正值，往复惯性力为负值，方向向上； j 为负值，往复惯性力为正值，方向向下。因此，与气体作用力方向一致。

曲轴上曲柄不平衡部分的质量分为两部分。

(1) 曲柄销部分：

$$P_{rx} = m_{qx} \cdot r \omega^2 \quad (2-19) \quad (r \text{ 为曲柄半径})$$

(2) 曲柄臂部分：

$$P_{rb} = m_{qb} \cdot \rho_b \cdot \omega^2 \quad (2-20)$$

整个曲拐的旋转惯性力是：

$$P_{rq} = P_{rx} + 2P_{rb} = r \omega^2 \cdot \left(m_{qx} + 2m_{qb} \cdot \frac{\rho_b}{r} \right)$$

定义“曲拐当量质量”为：

$$m_{qd} = m_{qx} + 2m_{qb} \cdot \frac{\rho_b}{r}$$

$$\text{则：} P_{rq} = m_{qd} \cdot r \omega^2$$

如果曲拐的某一曲柄臂上设有平衡重，其质量为 m_p ，而其质心距曲轴轴线的距离为 r_p ，则平衡重的旋转惯性力为：

$$P_{rp} = m_p \cdot \rho_p \cdot \omega^2 = r \omega^2 \left(m_p \frac{\rho_p}{r} \right)$$

定义“平衡重当量质量”为：

$$m_{pd} = m_p \cdot \frac{\rho_p}{r} \quad (2-21)$$

$$P_{rp} = m_{pd} \cdot r \omega^2 \quad (2-22)$$

曲轴连杆的惯性力有 2 种，即：

(1) 因活塞往复加速度而产生的惯性力 $P_{ji} = -m_i \cdot j$ ，此力通过连杆质心 C 而平行于气缸中心线， m_i 是连杆质量。

(2) 因向心加速度产生的惯性力 $P_{ni} = m_i \cdot l_A \cdot \omega_i^2$ ，此力通过连杆质心 C。

从公式定律来看，这些参数都是影响连杆性能的重要参数，可以调节这些参数达到性能优化的目的。

2 建模、装配及各零部件的材质属性、数据参数

关于连杆曲轴的建模，有大量文献参考，本文不赘述，仅展示连杆曲轴的部分特性。

2.1 首先进行零件建模

利用 UG 进行草图设计，并生成三维模型，最进行装配和工程图的设计。

草图设计中相关尺寸的选择，为零件参数化设计奠定了基础。在草图基础上，利用 UG 的特征建模（拉伸、打孔和旋转等）得到零件的三维模型，并给零件材质赋值，为后续的 BOM 表输出、物理特性分析和有限元仿真分析做铺垫。

2.1.1 连杆零件图（如图 3 所示）

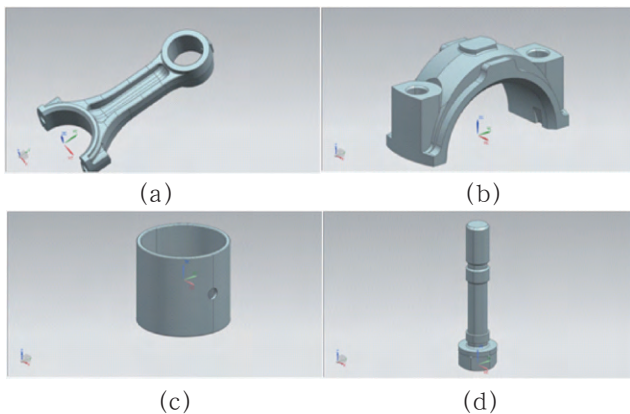


图 3 连杆零件图

(a 为连杆, b 为连杆盖, c 为连杆衬套, d 为连杆螺钉)

连杆均用 30CrMo 调质钢，真空热处理（850℃，

40min 保温时间，真空度为 10Pa）。

2.1.2 曲轴零件图（如图 4 所示）

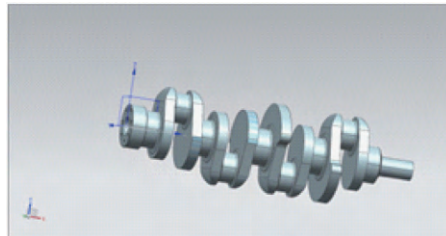


图 4 曲轴零件图

曲轴采用 40Cr，抗拉强度为 930MPa，屈服强度为 785MPa。

2.1.3 活塞零件图（如图 5 所示）

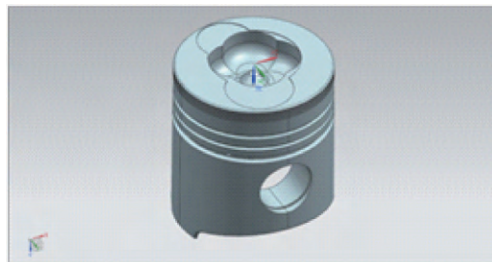


图 5 活塞零件图

活塞采用铝合金材料，活塞顶部使用三氧化二铝材料对表面进行等离子喷涂，结合强度为 55MPa 左右，也可以使用 TiAl 基复合材料。活塞环槽表面镀 Cr，活塞裙部镀 Sn。

2.2 零件的装配图（如图 6 所示）

本案例采用混合装配，即根据装配设计的需要，将自底向上装配和自顶向下装配混合使用。然后将零件组装起来，并利用装配分析干涉等手段判断零件相关尺寸的合理性。

零件装配依靠 UG 的装配约束进行（匹配、对齐、同心、平行和中心等约束）。先进行连杆子装配，包括连杆、螺栓、轴瓦和端盖等部件，再将连杆与活塞进行装配，包含销钉、活塞和连杆子装配等部件。

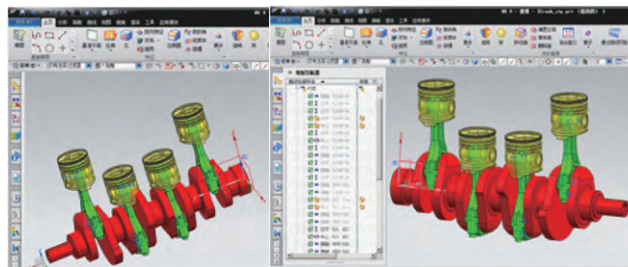
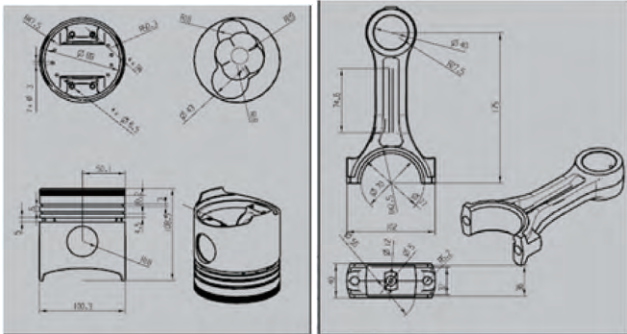


图 6 装配图与装配约束关系图

2.3 部件工程图 (如图 7、图 8 所示)

工程中反应产品的关键尺寸的数据，这样为合理得知产品数据提供一下数据参数支持。



8 连杆零件工程

3 运动仿真与分析

运动仿真的过程本文不再赘述,笔者主要对运动仿真的结果进行一些分析,从而为优化零件设计奠定基础。

3.1 运动机构的设置

首先要了解机构运动的原理及需要设定的运动副情况, 并进行运动仿真。对每个零件连杆赋值, 并在仿真之前赋予各个部件一定的运动学特性。由于前面的装配与仿真经过了转换, 对不同连杆赋值为不同的运动副 (旋转副、滑动副和同轴副等), 再通过运动函数内的 STEP 函数, 对不同时间、不同状态进行赋值操作, 这样可以对其质量、惯性矩、初始移动速度和初始转动速度进行定义。如图 9 所示。

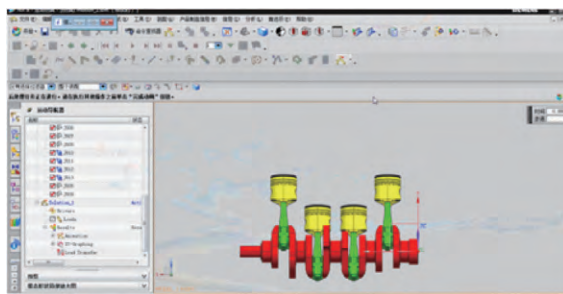


图9 运动仿真

3.2 仿真机构结果输出

通过对主模型进行运动仿真,可得到活塞的运动图表,包括活塞在不同时间段的位移图,如图 10 所示,活塞的总位移成余弦规律,平稳上下运动。仿真过程中生成一组数据表,可以获取一些运动信息。期表示随着仿真步数的变化,部件所消耗的时间,以及零件的旋转角度等。我们还可生成

运动信息图表, 以及在运动过程中曲轴的扭转力变化图谱, 如图 11 所示。

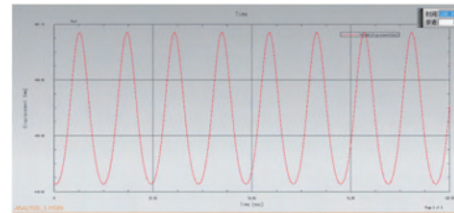


图 10 活塞运动位移变化曲线图

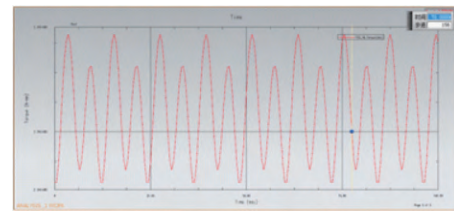


图 11 扭转力变化曲线图

通过运动仿真，我们还可以得到机构的一些运动信息。改变曲轴的速度和相关的机构参数，相应地改变设计结果，以便于调整产品机构的运动特性，并得到优化的数据分析报告，如图 12 所示。设计的更改可以反映在装配主模型的复制分析方案中，再重新分析，通过不断地分析数据表，得出最后的设计方案，为实际产品提供准确的数据依据。

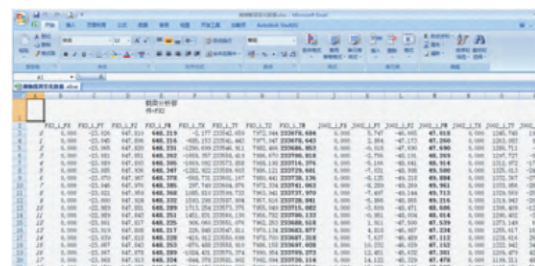


图 12 不同时段的车荷变化表

通过对位移的分析,可以确定构件运动所需的空间及行程,考察构件或构件上的某点能否实现预定位置变化的要求。通过对速度的分析,可以确定机构中从动件的速度变化是否满足工作要求,得出准确的理论数据和曲线,如图 13 所示,有效地分析机构运动过程中的运动特性和规律,为结构设计及优化提供理论基础。

活塞的速度变化快慢是速度的导数，因此与速度曲线的变化规律基本一致，可以看出，活塞的加速度曲线成正弦规律，仍然具有周期性变化规律。如图 14 所示。

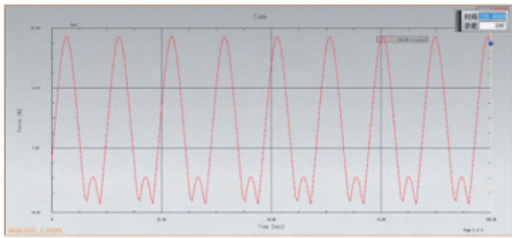


图 13 活塞受力幅度变化图

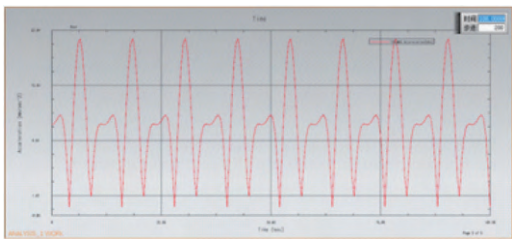


图 14 活塞加速度曲线图

从各类数据表和图谱中，我们得到了连杆、曲轴和活塞等部件的位移、速度和加速度信息。通过改变相关的机构参数，可以得到不同的设计结果，并对机构的运动特性进行控制。设计更改可以反映在装配主模型的复制分析方案中，通过优化数据，得到最佳设计结果，凭借 UG 运动分析模块可以对机构进行过程模拟，为进一步分析产品的变化数据奠定基础，对缩短产品开发周期，优化产品性能，提高设计质量有着相当重要的作用。

4 有限元分析

本文所述及部件的材料属性如图 15，包含杨氏模量、质量密度、屈服强度和抗拉强度等参数。

材料汇总			
材料名称	材料类型	材料来源	
Csteel	钢材类	各供应商提供	类别
			MATERIAL
			质量密度 (DENS)
			$P = 7.85e-006 \text{ kg/mm}^3$
			杨氏模量 (E)
			$E = 2.09e+008 \text{ mN/m}^2$ (默认值: $2.09e+008 \text{ mN/m}^2$)
			泊松比 (NUY)
			Poisson's Ratio (NUY) (默认值: 0.292)
			屈服强度 (CY)
			(默认值)
			抗拉强度 (TENS)
			(默认值)
			应力-应变 (SD)
			(默认值)
			非线性模型 (TYPE)
			(默认值)
			屈强比 (RATIO)
			(默认值)
			硬化指数 (CN)
			(默认值)
			初始屈服点 (LIMINT)
			(默认值)
			初始屈服面 (LIMIT)
			(默认值)
			屈服强度 (默认值: 12566 mN/mm^2)
			抗拉强度 (默认值: 26200 mN/mm^2)
			弹性泊松比
			(默认值: 0.292)
			弹性模量
			$E = 2.09 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
			硬化指数
			0.2
			屈服率函数
			$R = 0 \text{ N/mm}^2$
			n
			0.2
			K ₀
			0.3
			温度 (TEMP)
			0.0
			热膨胀系数 (A)
			(默认值: $1.2035e-005 / ^\circ\text{C}$)
			热导率 (K)
			(默认值: $40015 \text{ mW/m}\cdot^\circ\text{C}$)
			比热容 (CP)
			$4.2e+006 \text{ mJ/cm}^3/\text{K}\cdot^\circ\text{C}$

图 15 材料属性一览表

材质赋值后,对产品进行模型简化,把不影响分析结果的特征简化掉,对零件减小同步建模处理,再进行网格划

分。然后, 设置连杆载荷, 并进行有限元分析计算。

解算分别得到变形条纹图、变形曲线和变形线框图。

如图 16、17、18 所示。

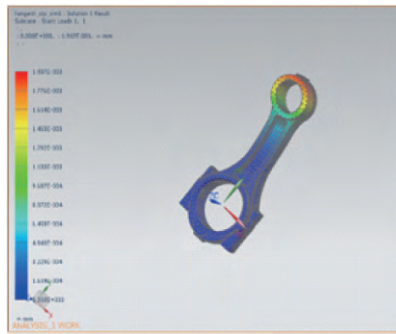


图 16 连杆位移情况

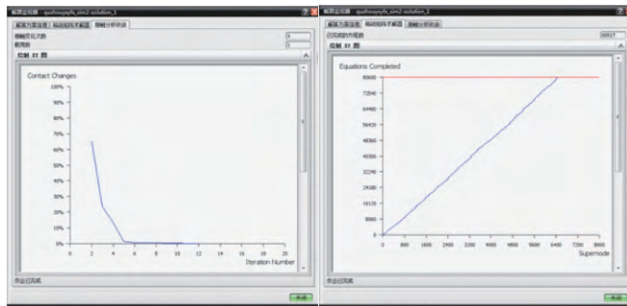


图 17 装配件接触分析变化图

图 18 装配件扭转变化图

5 结语

本文利用三维设计软件的草图和实体建模功能,对四缸发动机的曲轴、连杆和活塞等相关部件进行建模,并在装配条件约束下进行混合装配,对尺寸进行一系列的优化调整,完成工程图。随后进行运动学和动力学的初步仿真分析,获得相关数据,以便更加形象、深入地了解其运动方式。最后对整个部件进行有限元分析和优化,基于数据建立完整的产品数字化样机。