

基于齿轮加工原理的精确建模 及 ANSYS 有限元分析

湖南工业大学科技学院 (株洲 412008) 戴 进

齿轮是最重要的零件之一。它具有功率范围大, 传动效率高, 传动比正确, 使用寿命长等特点, 但从零件失效的情况来看, 齿轮也是最容易出故障的零件之一。据统计, 在各种机械故障中, 齿轮失效就占故障总数的 60% 以上。其中轮齿的折断又是齿轮失效的主要原因之一。本文基于齿轮加工原理利用 Pro/E 的机构运动仿真功能精确构建出了齿轮模型, 然后利用 Pro/E 与 ANSYS 的接口, 把所建立的三维实体模型导入 ANSYS, 对齿轮在一定载荷条件下的应力分布状态进行了实例分析和研究。

1. 基于滚齿加工的齿轮模型构建

(1) 齿轮的建模步骤 本文主要是运用 Pro/E 的机构运动仿真功能来建模的。这种方法无需推导曲线方程, 操作过程简单且容易掌握。其流程为: 创建机构→添加驱动器→进行机构仿真→分析结果, 最后利用分析结果生成刀具的包络线在齿坯处切出齿轮的一个齿槽。通过阵列, 可得到齿轮的三维实体模型。

在操作过程当中, 需注意: 在创建机构之前必须在零件设计模式下完成所有构件(零件)模型的建立, 即在 PART 模块下建立好刀具和齿坯的参数化模型, 并在装配模块下根据齿轮的加工方式将齿坯和刀具按一定的约束关系进行装配。

(2) 具体实例 某工厂一对渐开线直齿圆柱齿轮在

工作过程当中, 发现其从动轮的齿根处发生断裂。其主要参数为 $m = 10$, $z = 78$, $b = 200\text{mm}$, $\alpha = 20^\circ$, 精度为 6 级, 输入功率 $P = 90\text{kW}$, 输入转速为 $n = 490\text{r/min}$, 材料为 45 钢, 单向连续运转, 负载较平稳。

考虑到该齿轮采用的是滚一磨工艺加工的, 而滚齿是目前应用最广的切齿方法。磨前滚刀根据其轴向齿形尺寸有不带凸角和带凸角之分, 而该齿轮的齿数大于 20, 故选用带凸角形式的滚刀。而滚齿的实质是将刀具与齿坯按照齿条与齿轮的啮合原理进行的加工, 则根据前述建模步骤, 可得到磨削前的一个齿槽的三维模型。对于齿廓的磨削, 可根据留磨量将刀具的某部分轮廓线往外偏移, 形成新的刀具后再在原齿廓上用同样方法虚拟仿真, 即可得到能保证一定精度的齿廓, 通过阵列, 就可得到精确的齿轮实体模型。图 1 为刀具的零件模型图, 里面的为刀具的实际轮廓线, 最外端的为考虑留磨量的轮廓线。图 2 为滚齿加工图, 图 3 为创建好的齿轮实体模型。

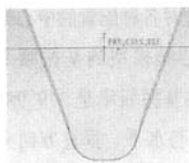


图 1 刀具的零件模型图



图 2 滚齿加工图

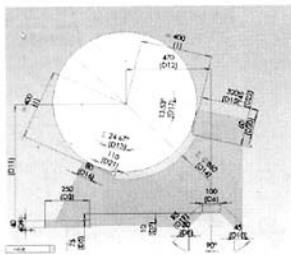


图 11 最终设计值

5. 结语

通过对轧辊磨床中心架的优化设计, 我们尝试了采用 COSMOSWorks 软件进行优化设计, 结果是满意的。对照采用数学优化方法对模型的优化方法, 无论建模、运算都要方便、直观。

(收稿日期: 20071018)

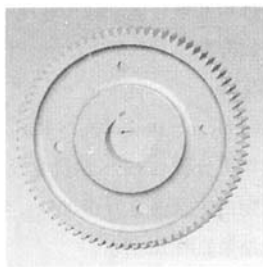


图3 齿轮的实体模型

2. ANSYS 有限元分析

Pro/E 中带有有限元分析模块,但因可选取的单元形式较少,划分出的网格质量太差,导致计算精度不高,所以,将齿轮的模型导入 ANSYS 中进行有限元分析。考虑到所需的载荷分析只在一个齿上进行,而且为了提高分析效率,节约机时,根据圣维南原理可对模型进行简化,如图 4 所示。



图4 简化后的齿轮模型

(1) 模型的导入 将构建后的齿轮模型保存为“IGES”文件,利用 ANSYS 的 FILE 菜单下的“IMPORT→IGES”可顺利将该模型导入到 ANSYS 中,直接进行有限元分析。

(2) 添加材料常数和划分网格

① 单元类型的选择 确定有限元单元类型对有限元分析来说非常重要,单元类型的选择不仅影响到网格的合理划分,而且关键是对求解的精度影响很大。考虑到齿轮齿形的复杂程度、精度要求以及计算求解时间等实际因素,采用 Solid95 为有限元网格单元。Solid95 是空间实体单元,适用于曲线边界的建模,具有塑性、蠕变、应力强化、大变形和大应变功能。另外为了执行扫掠操作,还需定义一个 Plane182 单元。

② 添加材料常数 由于在 Pro/E 中建模时采用的 mm-s-n 单位制,故输入材料参数为: $DENS = 7.83 \times 10^{-9} \text{ N/mm}^3$, $EX = 2.07 \times 105 \text{ MPa}$, $NUXY = 0.3$ 。

③ 划分网格 采用扫掠操作划分网格。具体步骤

为:先选择好源面和扫掠方向上的划分数,然后用定义好 Plane182 单元划分源面,再用 Solid95 扫掠整个模型,最后删除掉源面上的网格即可。图 5 即为划分好的有限元网格模型图。

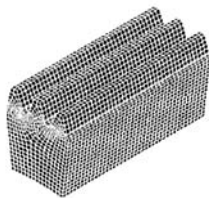


图5 有限元网格模型图

(3) 施加约束和载荷

① 施加约束 本文对该齿轮进行静力分析,在此模型的两个侧面和底面的所有方向上施加约束。

② 施加载荷 假设载荷全部作用于单齿啮合区最高点 D ,不考虑摩擦力时轮齿的力学模型如图 6。

该齿轮传递的扭矩为 $T = 1.75 \times 10 \text{ N} \cdot \text{mm}$,则圆周力 $F_t = 2T/d = 4.5 \text{ kN}$,径向力 $F_r = F_t \tan \alpha = 2 \text{ kN}$,在 ANSYS 中加载时分别对应于 x 和 y 方向。

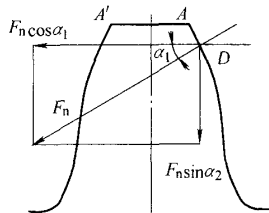


图6 轮齿的受力模型图

(4) 求解及后处理 有限元模型的求解不是目的,求解得出的数学模型的计算结果才是所关心的。ANSYS 提供了两个后处理器:通用后处理器和时间历程后处理器。本文对齿轮进行的是静态分析,采用通用后处理器对求解结果进行后处理。通过彩色云图显示应力、应变的分布。以不同颜色表示不同范围的应力值。形象逼真地表现了齿轮内部的应力应变分布情况。如图 7 所示为所分析的某从齿轮在一定载荷作用下的应力分布云图。

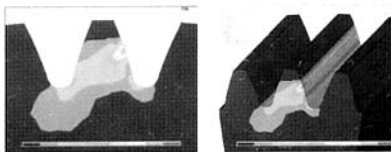


图7 等效应力云图

从该图可看出：轮齿产生的最大等效应力为 486MPa，位于齿根处，这也是轮齿的应力集中主要发生的部位，因此最容易发生疲劳失效甚至断裂，这与该齿轮在实际工作过程当中的情况相吻合。

3. 基于 ANSYS 齿轮结构的优化设计

通过对零件结构进行尺寸优化，可以改善零件的整体尺寸，与传统设计方法相比一般可节省材料 7% ~ 40%，而且也可以改善结构的应力分布状况。

齿轮零件的结构主要分为轮缘、轮毂和腹板（轮辐）三部分。齿轮结构的优化设计，主要指轮辐的优化设计。轮辐结构有腹板式和轮辐式两种，以本文前面所建立的齿轮为例，对其采用的腹板式轮辐进行优化设计。

(1) 设计变量的确定 如图 8 所示，轮辐的螺母座分布圆的定位尺寸、螺栓孔尺寸、轮辐中心孔尺寸及相关尺寸，是按照 GB/T4095—1995 规定设计的，不能变动，所以需要优化设计的尺寸是与腹板相关的结构尺寸。设计变量主要有如图 9 所示的几何参数。

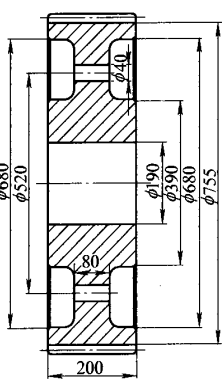


图 8 某厂齿轮腹板结构基本尺寸图

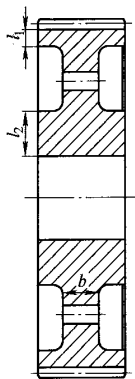


图 9 轮辐优化设计变量示意图

对于几何尺寸约束，根据国家标准，轮体结构应保证最小壁厚处具有足够的强度。对于腹板齿轮，应保证， $\delta > (2 \sim 2.5) m$ ， m 为齿轮模数；在本问题中，由图 8 可知，设计变量 l_1 的约束条件为：25mm < l_1 < 97.5mm；设计变量 l_2 的约束条件为：25mm < l_2 < 145mm；设计变量 b 的约束条件为：50mm < b < 200mm。

对于应力约束，基于 ANSYS 所计算得到的齿根应力的数值，可取 $\sigma \leq 500$ MPa，这对于减小轮体的体积、质量并达到结构最优化是非常有必要的。

(2) 进行优化分析 进行优化设计，在 ANSYS 中的命令及其对应的 GUI 操作如下：

命令：OPEXE

GUI：Main Menu > Design Opt > Run

(3) 优化结果分析 ANSYS 的优化设计过程，采用一阶方法，设定的重量误差为 0.005kg，共进行了 9 次迭代，其优化结果如图 10 所示。

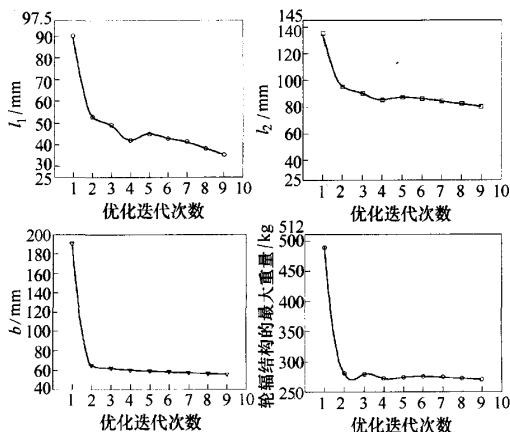


图 10 迭代次数与优化结果之间的关系

由上图可知，根据收敛的条件中的最后两个设计之间的差值应小于目标函数允许的误差这一条判别标准，当轮辐的外壁厚度为 $l_1 = 34.8$ mm，内壁厚度为 $l_2 = 79.8$ mm，腹板的厚度 $b = 54.9$ mm 时，结果收敛，也就是轮辐的重量达到最小，优化完成。故对轮辐结构的优化结果进行圆整后，可取轮辐的外壁设计厚度为 $l_1 = 35$ mm，内壁设计厚度为 $l_2 = 80$ mm，腹板的设计厚度为 $b = 55$ mm。某厂齿轮腹板结构基本尺寸图如 8 所示，此结构的总重量为 373kg，而经过优化设计后的腹板结构重量为 270kg，比初始设计重量减少了 27.39%。

4. 结语

利用 Pro/E 软件的机构运动仿真模块虚拟仿真渐开线齿轮的加工过程，为渐开线圆柱齿轮的精确建模提出了一种新方法。Pro/E 与 ANSYS 的接口技术，对工程实际当中的具体齿轮在一定载荷作用下的应力状态进行了有限元分析。分析结果表明，齿根处应力集中导致的轮齿折断是齿轮的主要失效形式，与实际情况相符。有限元软件 ANSYS 的优化设计程序对齿轮零件的轮辐结构进行了优化设计，所得的结果是满意的。

(收稿日期：20070827)