

基于精确模型的斜齿轮接触应力有限元分析

郭旭亮

(采埃孚(天津)风电有限公司 天津市北辰区 300402)

摘要:为了更好地对斜齿轮进行建模,本文专门使用了 creo 软件建模方法,并根据实际情况对原有的设计原理进行调整,从而生成具有标准啮合模型的一对齿轮。然后利用 creo 软件与 AN SYS 数据交换接口对啮合齿轮模型的几何数据进行导入,最终生成具有节点以及元素的有限元模型。结合实验分析可知,该有限元模型符合牛顿的接触应力学,对工业的发展具有重要的意义和作用。

关键词: 斜齿轮; 精确模型; 有限元分析; 接触应力

引言:为了更好地对斜齿轮的应力接触方式进行探究,本文采用 creo 软件技术构建相应的有限元模型,然后通过数据采集和数据方式对其不同节点上的接触应力进行分析。

一、斜齿轮的优势

在日常的工业生产过程中,斜齿轮被广泛应用,和其他的齿轮相比,斜齿轮具有传动能力较高、受冲击性较弱以及噪声小等优势。但是在斜齿轮的日常运行过程中,由于斜齿轮的齿廓部分呈现渐开线螺旋面形式,导致其齿根过渡曲线无法精确地被 CAD 图形描述出来。鉴于此,为了更好地对斜齿轮的应力接触模式进行探究,技术人员在整合了 PTC 公司的三个软件参数技术后开发出了一款 creo 软件,该软件不仅具备为构思和设计概念提供了简单的二维“手绘”绘图模型,同时还可以根据一些复杂的设计参数进行实体构建。此外,AN SYS 软件是当前应用比较广泛的 CAE 软件之一,该软件具有良好的数据捕捉以及数据分析功能。获得相应的数据后,技术人员可以通过相应的接口向数据传输至 CAD 软件之中。应用以上两款软件,技术人员不仅可以获得相对精确的齿根过渡曲线,同时也可以根据斜齿轮的接触节点对其性能进行优化和调整。

二、建模及有限元分析的环境

(一) 软件简介

Creo 是美国 PTC 公司于 2010 年 10 月推出 CAD 设计软件包。Creo 是整合了 PTC 公司的三个软件 Pro/Engineer 的参数化技术、CoCreate 的直接建模技术和 ProductView 的三维可视化技术的新型 CAD 设计软件包,是 PTC 公司闪电计划所推出的第一个产品。Creo 是一个可伸缩的套件,集成了多个可互操作的应用程序,功能覆盖整个产品开发领域。Creo 的产品设计应用程序使企业中的每个人都能使用最适合自己的工具,因此,他们可以全面参与产品开发过程。除了 Creo Parametric 之外,还有多个独立的应用程序在 2D 和 3D CAD 建模、分析及可视化方面提供了新的功能。Creo 还提供了空前的互操作性,可确保在内部和外部团队之间轻松共享数据。

(二) Creo 软件与 AN SYS 的连接

和传统的 CAD 以及 CAE 软件不同,Creo 软件与 AN SYS 软件具有数据共享和数据分析的功能,上述两种软件都具有相应的数据接口,技术人员可以通过数据接口来对收集到的数据进行传输和共享。

具体的操作方式如下:首先,设计人员需要启动 AN SYS

软件下子模块,随后其子模块 ADM IN U tility 就会和 Creo 软件进行配置连接;其次,经过配置后,在 AN SYS、Creo 软件的安装路径下会出现 config. anson 和 p ro tk. dat 文件,此时技术人员便可以根据该文件进行数据信息导入。一般情况下,技术人员会采用以下两种方法来进行数据导入:第一,技术人员会在 Creo 软件 中执行 Part\AN SYS Geom ,然后进行数据传输;第二,技术人员会在 AN SYS 中执行 F ile\ I m po rt\ P ro\ E 导入文件。

三、运用实例介绍精确建模的关键技术

结合前文可知,斜齿轮的齿廓曲面为渐开线落线面结构,该结构本质上就是在一条螺旋线上排列出了多个渐开线形成的曲面。鉴于此,针对斜齿轮进行建模的过程中,为了保障建模的精确度,设计人员必须对螺旋线、渐开线以及过渡曲线进行精确定位。

举例来说,在本文中使用的斜齿轮,其基本的参数如下:①右旋小齿轮的齿数 $Z_1 = 25$,左旋小齿轮的齿数 $Z_2 = 58$;②螺旋角 $B = 15^\circ$,法面模数 $m_n = 12\text{mm}$,法面压力角 $A_n = 20^\circ$,法面齿顶高系数 $h_3 = 1$,法面顶隙系数 $c_3 = 0.25$,齿宽 $B = 48\text{mm}$ 。以下为该齿轮的建模过程:

(一) 螺旋线建模过程

沿着斜齿轮的基圆柱面水平展开后,其螺旋线呈现斜直线方式,其斜直线和轴线之间的夹角共同构成基圆柱上的螺旋角, B_b 。鉴于此,设计人员在进行建模的过程中,首先要会在相应的斜直线,然后在利用 Fo rm ed 方式投影到基圆柱面上。

(二) 渐开线建模过程

在进行渐开线建模的过程中设计人员首先要建立相应的直角坐标系方程:

$$x = r_b \sin u - r_b u \cos u$$

$$y = r_b \cos u + r_b u \sin u$$

其中, $u = \tan(A_k)$ 代表渐开线上任意滚动物

K 的滚动角, A 代表渐开线基于 k 点上的压力角, r_b 代表基圆半径。进行建模的过程中, 技术人员需要在 Pro/E 中先建立相应的基准曲线, 然后在根据前文中给出的方程进行设计, 进而生成渐开线 A/B 两段, 随后在系统中输入笛卡儿坐标系, 在 rel.p td 文件中输入以下内容: $aa = 29.7$, $rb = 36.33$, $u = \tan(aa/3t)$, $u1 = u/3 - 180/f3 - 1416$, $x = rb3 \sin(u1) - rb3u/3 \cos(u1)$, $y = rb3 \cos(u1) + rb3u/3 \sin(u1)$, $z = 0$ 。

其中, 弧度为 u , $u1$ 的单位是度; aa 是端面齿顶圆压力角的值。

(一) 齿根过渡曲线

为了获得相对精确的齿根过渡曲线, 本文专门使用了齿条型的齿轮加工刀具, 如下图所示, 该刀具的顶部由两个圆角构成, 刀具直线部分即为水平面上齿轮的渐开线, 刀具圆角部分呈现的是部分切出齿轮的过度曲线。

其中刀具的齿廓参数如下:

$$r_{\theta} = cm$$

$$1 - \sin(\theta)$$

$$a = h^3 m + cm - r_{\theta}$$

$$b = \pi m + h^3 m \tan(A) + r_{\theta} \cos(A)$$

在公式中, 其中 r_{θ} 表示刀顶圆角的半径数值, a 表示刀顶圆角圆心和中线之间的长度, b 代表刀顶圆角圆的圆心, $h3$ 代表齿顶高的系数, c 代表为径向间隙系数, m 表示模数, A 代表分度圆压力角。在不考虑变形拉伸的情况下, 渐开线的曲线参数如下:

$$x = r \sin(\tau) - (a' + r_{\theta}) \cos(A' - \tau)$$

$$y = r \cos(\tau) - (a + r_{\theta}) \sin(A' - \tau)$$

在参数方程中, A' 的变化区间在 90° 以内。

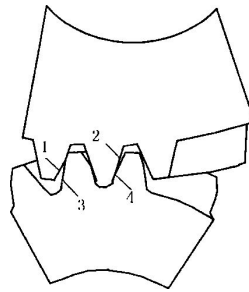
(四) 齿轮模型设计

设计人员在设计完渐开线模型之后, 也可以继续使用渐开线模型设计方法对齿轮左右两侧模型进行设计, 如设计人员可以在齿轮的右侧生成渐开线 AB 段, 在齿轮的右侧生成渐开线的 CD 段。

此外, 为了提高齿轮模型的精确性, 设计人员可以将 oo' 定为齿形的对称线, 然后沿着对称线进行镜像操作, 生成 $A'B'$, 最后, 设计人员可以使用 Analysis/Measure 软件对 $\angle A'oc$ 的数值进行测量, 然后技术人员可以继续沿用该方法生成 $C'D$, 通过对 CD 段渐开线的旋转操作, 技术人员可以以 $D''D'$ 为齿根, 从而再生成一个完整的齿形。最终, 设计人员根据渐开线、齿根过渡曲线、齿顶圆弧、齿根圆弧生成相应的齿形, 然后再通过镜像、

平移的方式在另一端生成齿形, 最后通过扫描混成生成一个齿, 技术人员通过拷贝的方式生成最后所需的所有论齿。但是需要注意的是, 为了研究方便, 本文中只对三个齿进行有限元分析和研究。

(二) 齿轮的啮合



为了研究设计齿轮的啮合情况, 技术人员需要按照标准对 assembly 文件中的两个齿轮进行组装, 最终获得的啮合图形如下:

结合啮合图形可知, 两个齿轮之间有所接触, 但是没有发生变形。为了对其接触情况进行检查, 技术人员可以使用 Analysis/Model Analysis/Global Interference 软件进行分析。

四、接触应力分析

就齿轮的接触而言, 其非线性行为, 而是处于动态变化过程中的一种非常特殊的子集。由此可见, 针对齿轮的接触应力进行有限元分析非常重要。

(一) 有限元网络模型

为了更好地对齿轮的应力接触情况进行分析, 设计人员可以将斜齿轮中的啮合模型导入到工程分析应用软件之中, 由该软件进行分析, 具体的分析结果如下: 其中齿轮的材料为 45 钢, 表面经过淬火, 齿轮的弹性模量为 206 GPa, 泊松比数值为 0.3, 密度为 $7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 符合接触应力数值区间为 850 ~ 950 MPa。此外, 技术人员还要利用 ANSYS 软件中的 SOLID45 的单元模块组对大齿轮进行单元划分。然后技术人员可以通过牛顿-拉普森平衡迭代算法对齿轮末端额载荷增量进行收敛计算, 经过计算求解后, 可以获得残余的差矢量, 该差值就是齿轮应力与载荷之间的差值。最后, 技术人员可以通过非平衡载荷进行线性求解, 最终得出齿轮的收敛性数值。但是值得注意的是, 如果设计人员对获取到的收敛性数值不满意, 则还需要对该数值进行进一步的核查和分析。例如设计人员可以将目标单元中的小齿轮啮合面进行二次划分, 将其划分为 SOLID45 单元 1472 个, CONTA173 单元 178 个。同时, 设计人员可以按照实常数对齿轮的接触对(1-3、2-4) 进行定

义, 在实际的齿轮设计过程中, 实常数的数值会随着设计参数的变化而变化。假设齿轮产生了一定程度的弯曲形变, 此时设计人员就要根据齿轮的接触刚度引子对其进行定义, 一般情况下, 建议取值为 0.01 ~ 0.1。同时, 为了检验模型的精确度, 还可以对接触单元以及目标单元的外法线先进行分析和判断, 从而有效避免因计算机无法解析导致的数值偏差问题。在使用建模软件进行外法线建设时, 单元外法线的方向同节点的顺序号有关。

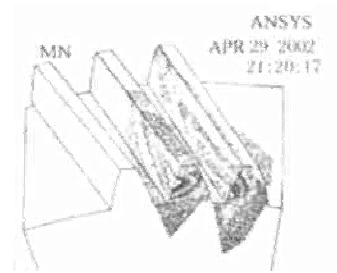
(二) 求解

针对一些齿轮模型设计中的非线性问题, 设计人员可以利用 ANSYS 软件自带的方程求解器来线性方程的近似值进行求解, 然后将求解过程中遇到的载荷向量进行划分。例如设计人员可以在载荷的有限元模型中施加一个或者多个载荷步向量。然后再使用前文中提及到的牛顿 - 拉普森平衡迭代算法进行平衡收敛计算, 最终得出近似的数值。在获得近似的数值之后, 技术人员还可以利用非平衡载荷进行线性求解, 最后对其收敛性进行检查, 如果收敛数值不符合预期需求, 技术人员还要对非平衡载荷以及齿轮的刚度矩阵进行修改, 直到获取新解后再进行收敛计算。

(三) 计算结果分析

通过对计算结果进行分析后发展, 其中大齿轮的接触应力等值线如下图所示, 该齿轮可承受的最大应力值为 644.579 M Pa, 其中 M X、MN 分别为齿轮应力等值线上最大值和最小值的位置点。在 Pro/E 的装配中使两齿轮处于不同的啮合位置 (如从啮入到退出), 就可导入 ANSYS 中进行不同状态下齿轮的有限元分析, 真正实现了 CAD/CAE

的一体化。



总结: 综上所述, 本文主要针对斜齿轮的实际运转方式对其进行了有限元分析。设计人员可以利用 creo 软件以及 CAE 分析软件来建立相应的模型, 然后通过数据分享交换获得精确的斜齿轮模型。通过这样的方式, 不仅可以优化斜齿轮的性能, 同时也对我国的工业发展具有非常重要的作用。

参考文献:

- [1]杨汾爱, 张志强, 龙小乐, et al. 基于精确模型的斜齿轮接触应力有限元分析[J]. 机械科学与技术, 2016, 22(002):206-208.
- [2]袁骊, 袁全, 闫维明, 等. 运动方程自适应步长求解的一个新进展——基于 EEP 超收敛计算的线性有限元法[J]. 工程力学, 2018(2):13-20.
- [3]陆凤霞, 陈文炜, 刘伟平, 等. 斜齿轮轮齿接触有限元分析的新方法研究[J]. 机械传动, 2018(7).