

大功率船用减速器斜齿圆柱齿轮啮合仿真模型*

袁杰红¹, 马侃楚², 李常义²

(1. 国防科技大学机电工程与自动化学院, 湖南长沙 410073; 2. 中国航空工业中南传动机械厂, 湖南长沙 410200)

摘要 利用大型有限元分析软件 MSC. Marc 的直接约束法, 建立了某大功率船用减速器斜齿圆柱齿轮副多齿啮合的三维有限元非线性接触分析模型。基于该模型, 对齿轮副进行了一个啮合周期内的准静态啮合仿真分析。计算表明, 本文得到的结果非常符合实际啮合规律, 也验证了模型的正确性。由于模型的特点, 有望进一步应用于齿轮的动态啮合分析。

关键词 MSC. Marc; 有限元; 斜齿轮; 啮合; 接触

中图分类号 TH132.4 **文献标识码** A

A Meshing Simulation Model for Cylindrical Helical Gear Pair in the Large Power Shipborne Reducer

YUAN Jie-hong¹, MA Kan-chu², LI Chang-yi²

(1. College of Mechatronics Engineering and Automation, National Univ. of Defense Technology, Changsha 410073, China;

2. Zhongnan Transmission Machinery Works, Changsha 410200, China)

Abstract A 3-D nonlinear contact analysis model with several teeth pairs in meshing which is used to simulate a pair of cylindrical helical gear in the large power shipborne reducer is established by the direct constraint method provided by MSC. Marc. Then, based on the model, a quasi-static analysis is carried out in a meshing period. The numerical results show a very good agreement with the meshing rules in reality, and simultaneously, the rationality of the model is verified. Because of the original traits, the model can be used to deal with the dynamic meshing problem of the gear pair.

Key words MSC. Marc; finite element method; helical gear pair; mesh; contact

大功率船用减速器由于传递的功率大, 其传动齿轮往往采用大齿宽齿轮且承受很大的载荷。因此, 齿轮副在连续啮合过程中的受载接触性能、齿面接触应力和齿根弯曲应力是令人关注的重要指标。

齿轮啮合是一个高度边界条件非线性的接触物理问题, 给理论分析带来了挑战。20 世纪 70 年代以来, 有限元法成为计算齿轮问题最普遍最重要的方法之一。

由于斜齿轮传动是多齿对同时参与啮合, 在不同啮合位置, 齿间载荷分配和啮合线长度是变化的。因此, 为保证计算模型的物理真实性, 普遍的做法是建立多齿对同时啮合的三维有限元接触分析模型。由于齿轮传动接触非线性特点, 为减少计算工作量, 大部分三维有限元接触分析模型在接触处理上进行了简化。如文 [1] 中采用一定长度的接触线代替未知的接触带, 仅在该接触线上施加接触条件, 把非线性问题线性化, 根据圣·维南原理, 这种处理方式对于非接触区的应力分析还是允许的, 但对于接触区域附近的应力分析则会存在较大的误差。文 [2] 提出了一种迄今为止较为实用和合理的有限元混合法, 该方法对于每一啮合位置, 先基于 TCA(轮齿接触分析) 方法获得齿轮理论接触线的位置, 在此基础上生成有限元网格模型。该方法的主要不足在于: 对不同的啮合位置的分析须重复建模, 导致工作量巨大; 另外, 轮齿受载变形使得实际接触位置将偏离理论接触位置, 同时, 实际接触区域将是沿齿向的一接触带而非一接触线, 这将导致该方法计算结果的失真。

非线性有限元软件 MSC. Marc 提供了强大的直接约束接触算法^[3,4], 分析精度高, 而且对于大面积接触而又不能准确预测接触区域的物理问题(如齿轮啮合)具有显著的优越性。

* 收稿日期 2004 - 03 - 12

作者简介: 袁杰红(1965—), 男, 副教授, 博士后。

1 多齿对啮合有限元接触模型的建立

1.1 齿轮系统的参数

某大功率船用减速器中一对圆柱斜齿轮的基本参数如下：

结构几何参数 :齿数 $z_1 = 49$ 、 $z_2 = 64$;模数 $m_n = 8$;法向压力角 $\alpha_n = 20^\circ$;螺旋角 $\beta = 11^\circ 41' 37''$;齿宽 $B = 150\text{mm}$;轮缘厚度 $H = 30\text{mm}$ 。

载荷参数 :输入扭矩 $T_1 = 33100\text{N}\cdot\text{m}$ 。

材料参数 :弹性模量 $E = 2.1 \times 10^5\text{MPa}$;泊松比 $\nu = 0.3$ 。

机械性能参数 :许用弯曲应力 $[\sigma]_F = 980\text{MPa}$;许用接触应力 $[\sigma]_H = 1500\text{MPa}$ 。

1.2 模型建立及网格划分

为建立有限元接触分析模型,首先需要决定模型的啮合齿对数。理论上讲,将主、从动齿轮的所有轮齿均进行网格划分在几何结构是最为完整的,但由于齿面接触区及齿根圆角附近的网格必须密化,这样全齿轮的网格规模将非常大,不利于求解计算。实际上,通过对齿轮啮合性能的分析^[5]可知,本文斜齿轮啮合的总重合度为 2.9281,即同时参与啮合的齿对数最多为三对、最少为两对。而对于准静态计算,其它轮齿对参与啮合的轮齿的影响是很小的。所以,建立四齿对啮合模型足以能满足分析要求,可以获得在一个啮合周期内轮齿的应力和弹性变化的规律。值得一提的是,本文虽然建立的是四齿对接触分析模型,但考虑了整个轮缘。这样,一方面使得整个模型的刚度分布更为合理,另一方面更便于按真实的情况加载和施加约束,必然会提高计算精度。

由于齿轮传动依靠高精度轮齿共轭齿面间连续的啮合而完成,因此,为反映真实的啮合状况,齿轮模型的网格划分必须严格按照轮齿的几何形状进行。首先通过齿轮啮合原理获得了轮齿的几何形状,然后进行网格划分。

为提高计算精度,模型的网格采用 8 节点六面体进行划分。由于斜齿轮各几何面沿齿向的边界线是一系列空间螺旋线,且从齿顶到齿根的不同位置,螺旋线的长度是不同的,因此,网格划分也较为复杂。由于 MSC.Marc 提供的前处理模块无法实现斜齿轮模型的六面体网格人工划分,而其自动划分的网格质量较差,且对网格密度的控制很不方便。所以可以利用 MSC.Patran 的强大前处理功能,通过人工方式,可用较少且较为规则的六面体单元完成轮齿的网格划分。考虑到轮缘不参与接触,故在距离轮齿稍远处采用较疏的网格。

图 1 和图 2 分别为啮合模型完整的网格和啮合齿对的局部网格。

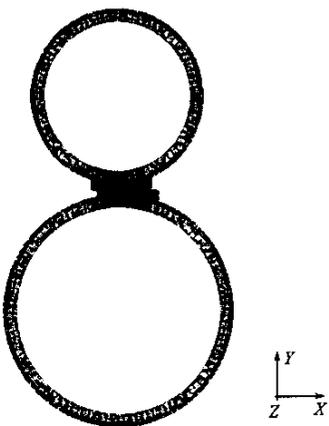


图 1 斜齿轮四齿接触模型网格划分

Fig.1 The grid model of four teeth in contacting

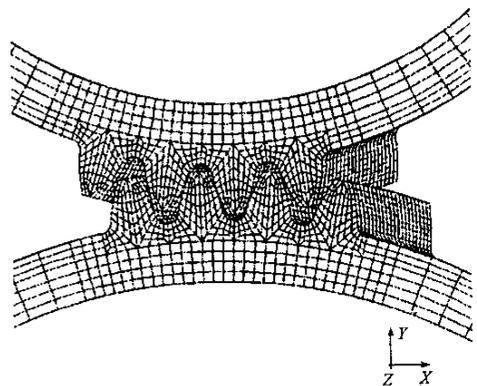


图 2 啮合齿对局部网格

Fig.2 The local grid of teeth pair in meshing

1.3 边界条件

利用 Marc 提供的功能,在进行齿轮准静态接触计算时,可对主动轮施加一定转速,对从动轮施加阻力矩。这里采用刚体控制方法施加边界条件^[3]。

(1) 转速的施加

为对主动轮施加转速,可定义一速度控制刚体并与主动齿轮粘接,将绕主动轴轴线旋转的转速施加于该刚体即可。

(2) 扭矩的施加

首先定义一载荷控制刚体并与从动齿轮粘接,然后将实际的扭矩以点载荷的形式施加。与此同时,除绕从动轮轴线的转动之外,必须限制其它五个方向自由度的刚体位移模式。

2 数值结果与分析

建立了多齿对啮合模型后,即可进行分析。值得注意的是,轮齿接触区的应力变化梯度很大,为获得较为精确的轮齿接触应力,必须具备足够的网格密度。为此,在计算过程中,启用了 Marc 中的局部网格重划功能(Local Mesh Adaptivity),当探测到某些节点将参与接触时,即将周围的局部网格自动加密重划,以提高接触应力的计算精度。

在 Sun-Ultra80 工作站上进行了一个啮合周期内的准静态分析。图 3~7 给出了主动齿轮在一个啮合周期内的五个啮合位置,图中清晰直观地显示了轮齿接触区位置和形态的变化,真实地反映了齿轮副的啮合性能。如啮合位置一和啮合位置五相差一个啮合周期,因而图 3 和图 7 所反映的轮齿接触状态也对应是基本一致的。图 5 和图 6 则反映了齿轮副由三齿啮合区向双齿啮合区逐渐过渡的情形。整体看来,尽管齿宽较大,但沿齿向的接触状况是良好的。

表 1 给出了对应于图 3~7 中五个啮合位置时主、从动齿轮的最大接触应力、最大齿根弯曲拉应力和齿根弯曲压应力的数值。从数值上看,这些应力均在强度范围内。

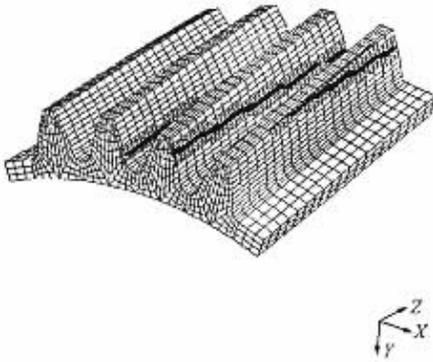


图 3 主动齿轮啮合位置一

Fig.3 Contact status of meshing position 1

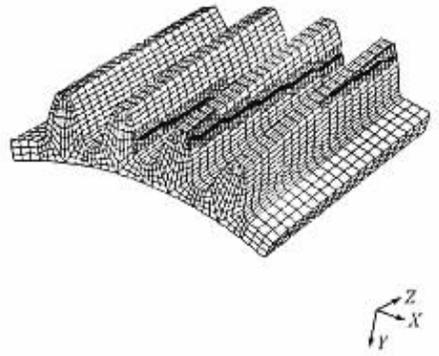


图 4 主动齿轮啮合位置二

Fig.4 Contact status of meshing position 2

由于啮合位置一和啮合位置五相差一个啮合周期,因而啮合轮齿的应力分布情况基本相同,这一点从表 1 中的数值可以清楚看出。另外,啮合位置三和啮合位置四接近双齿啮合区,表 1 中数值显示这时的齿根应力均大于其它啮合位置时对应的齿根应力值。可见,本文得到的轮齿应力随啮合位置变化的情况完全符合工程实际的规律。

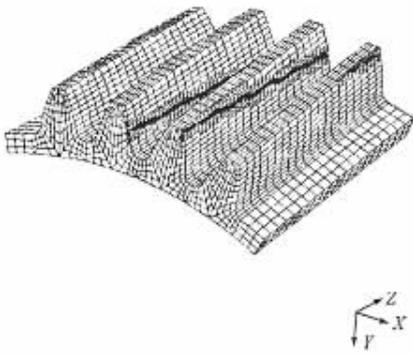


图5 主动齿轮啮合位置三

Fig.5 Contact status of meshing position 3

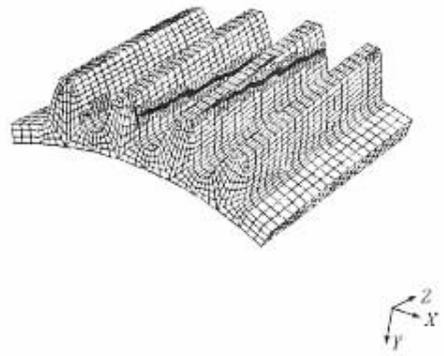


图6 主动齿轮啮合位置四

Fig.6 Contact status of meshing position 4

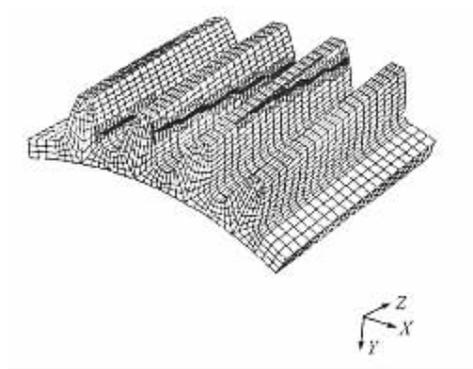


图7 主动齿轮啮合位置五

Fig.7 Contact status of meshing position 5

表1 各啮合位置最大轮齿应力

Tab.1 The maximum stress of teeth corresponding each meshing position

	最大接触应力(MPa)		最大齿根弯曲拉应力(MPa)		最大齿根弯曲压应力(MPa)	
	主动轮	从动轮	主动轮	从动轮	主动轮	从动轮
啮合位置一	1044	990.9	147.8	162.9	170.1	175.1
啮合位置二	1019	1298	159.9	167.4	169.4	197.4
啮合位置三	1044	972.0	164.5	182.2	179.7	215.0
啮合位置四	1056	1008.5	159.6	177.4	187.5	202.2
啮合位置五	1049	939.7	146.5	156.7	167.7	180.5

3 结论

(1) 基于 MSC.Marc 软件提供的直接约束接触算法,建立了某大功率船用减速器圆柱斜齿轮多齿对啮合的三维有限元非线性接触分析模型。

(2) 对一个啮合周期准静态啮合分析的数值结果表明,所建模型能够准确模拟轮齿啮合过程中轮齿应力的分布,以及接触区域和位置的变化。同时,显示了啮合过程中沿齿向的接触状况是良好的,轮齿应力均在强度范围内。

(3) 所建模型可同时施加速度和扭矩,因而能够客观地反映传递的功率。正因为此,在考虑惯性载荷后,模型可望用于斜齿轮啮合的瞬态响应分析。

参考文献:

- [1] 尹泽勇,等.完整齿轮副的三维有限元应力分析[J].计算结构力学及其应用,1985(3):83-89.
- [2] 李润方,黄昌华,陈大良.运转中啮合齿轮的三维应力应变数值分析及实验研究[J].机械工程学报,1994,30(2):38-44.
- [3] 陈火红.MSC.Marc 接触分析培训教程[M].MSC.Software 中国,2001.
- [4] 张汝清,詹先义.非线性有限元分析理论[M].重庆:重庆大学出版社,1990.
- [5] 萨本吉.高速齿轮传动设计[M].北京:机械工业出版社,1986.

(上接第93页)

6 结束语

上述基于并发式检测时序的几何级的冲突检测方法在原型系统 CoopCAD(Pro/E)中已得到应用。几何级的冲突检测方法能够较好地解决绝大部分三维造型平台上进行协同设计的冲突检测问题,并发式的冲突检测时序安排能够较好地解决冲突检测的负荷平衡问题,保证系统的实时性。

以法兰的设计为例,进行了两用户的实时协同设计,设计过程包括上下两端切材料、键槽和凸台倒角、底盘沉头孔倒角、底盘沉头孔的阵列操作五步,两个设计端的操作对象是针对实体拉伸这一个特征进行,利用几何级的冲突检测方式解决实时协同设计中冲突的误判问题,有效减少冲突消解的次数,提高协同设计的效率。通过基于网络的机械产品协同 CAD 应用平台上的应用,证明基于这两种方法的三维模型协同设计冲突检测是非常有效的。

参考文献:

- [1] 童秉枢.现代 CAD 技术[M].北京:清华大学出版社,2000.
- [2] 汪惠芬,等.基于特征的协同设计[J].计算机辅助设计与图形学学报,2001(4).
- [3] 窦万峰,等.协同 CAD 系统并发操作冲突推理[J].机械设计,2001(5).
- [4] 李健,等.基于网络的协同设计方法研究[J].清华大学学报(自然科学版),2000(9).

