

弧齿锥齿轮行星减速器关键零件校核及有限元分析

李阳,张庆

(南京理工大学 机械工程学院,江苏 南京 210094)

摘要:圆弧齿锥齿轮行星减速器是某航天飞行器舵机的减速传动装置。基于 ANSYS Workbench对减速器关键零件进行有限元分析。传统设计方法需要反复修正和校核参数;有限元分析法可提高设计质量、减轻设计人员的劳动强度。计算结果表明该型弧齿锥齿轮行星减速器满足设计要求,验证了有限元法的有效性和实用性,对提高我国齿轮制造业的水平有重要意义。

关键词:弧齿锥齿轮;有限元分析;强度校核

中图分类号:TH132·421 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2020)05-0080-04

Checking and Finite Element Analysis of Key Parts for Spiral Bevel Gear Planetary Reducer

LI Yang, ZHANG Qing

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: The circular bevel gear planetary reducer is a reduction gear of a spacecraft steering gear. Based on ANSYS Workbench, this paper does the finite element analysis of key parts of the reducer. If the traditional design methods are used, the parameters need to be repeatedly corrected and calibrated; if the finite element analysis is used, it is a great help to improving the design efficiency and reducing the labor intensity of designers. The calculation results show that the spiral bevel gear planetary reducer meets the design requirements, and the validity and practicability of the finite element method are verified. It is of great significance of improving the level of gear manufacturing.

Keywords: spiral bevel gear; finite element analysis; strength check

0 引言

飞行器^[1]舵机在控制飞行器飞行方向和姿态的过程中起到重要作用。舵机的减速传动装置主要包括滚珠丝杠、谐波减速器和行星减速器等^[2]。弧齿锥齿轮行星减速器具有承载能力强、质量功率比小、响应速度快、传动精度高、可靠性高等特点。

由于飞行器的空间限制,减速器的外型尺寸已被确定,因此重点对减速器弧齿传动部分和行星轮系部分的关键零件进行设计研究。对齿轮分别进行常规设计和基于有限元分析法的齿轮参数设计,以证明有限元分析法的有效性和实用性。

1 减速器的结构及工作原理

根据对减速器的技术要求,确定传动方案,减速器传动原理图、装配图如图1(图中1、2、3、4、5为齿轮号)、图2所示。弧齿锥齿轮行星减速器是由弧齿部分和NGW型2K-H负号行星轮系组合而成的复合轮系。输入轴与伺服电机相连,输出轴为行星架。

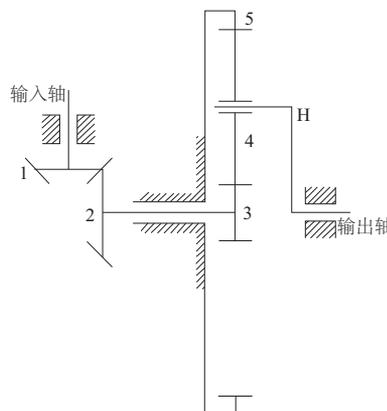


图1 减速器传动原理图

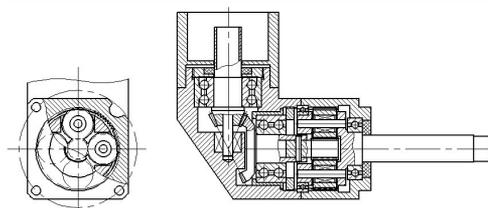


图2 减速器装配图

第一作者简介:李阳(1995—),男,浙江建德人,硕士研究生,研究方向为机械设计及理论。

锥齿轮减速器的负载转矩大,工作转速高,齿轮选用高强度、高硬度、耐磨性好的材料 20CrMnTi。齿轮调质后渗碳淬火处理。各齿轮主要参数如表 1 所示。

表 1 减速器齿轮参数

齿轮	齿数	模数/mm	螺旋角/(°)
1	21	1	35(左)
2	45	1	35(右)
3	24	0.6	0
4	32	0.6	0
5	88	0.6	0

2 减速器齿轮传统计算校核

齿轮传动主要失效形式有齿面点蚀和轮齿折断。该减速器工作时间短,不考虑齿面点蚀,故只校核齿轮齿根弯曲强度。行星轮系齿轮数量较多,可对载荷进行分摊,因此只需要校核受力较大的中心轮 3。

2.1 中心轮强度校核

首先对中心轮齿轮 3 进行齿根弯曲强度校核,公式如表 2 所示。

表 2 齿根弯曲强度校核公式

名称	公式
应力基本值	$\sigma_{F0} = \frac{F_{t21}}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\epsilon}$
弯曲应力	$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}$
弯曲极限应力	$\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X$
安全系数	$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F}$

图 3 为行星齿轮啮合示意图及中心轮 3 的受力图。

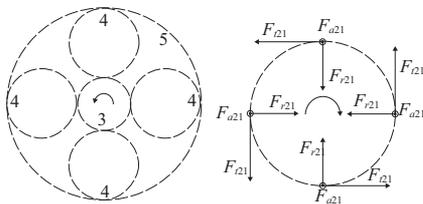


图 3 行星轮啮合示意图、中心轮受力图

齿轮 3 受到的圆周力: $F_{t21} = \frac{2T_3}{4d_3}$, d_3 为分度圆直径。

齿轮 3 受到的转矩: $T_3 = \frac{T_H}{i_{3H}\eta}$, 行星轮系 $i_{3H} = 4.67$, 传动效率 $\eta = 0.9$ 。

表 3 为齿轮 3 两种工况下的受载情况。

表 3 齿轮 3 承受载荷

工况	力或力矩		
	T_H /Nm	T_3 /Nm	F_{t21} /N
额定工况	50	11.9	413.19
急停工况	150	35.7	1 239.57

根据工作环境,查阅机械设计手册将载荷系数、应力校正系数等参数代入齿根弯曲强度校核公式,结果如表 4 所示。

表 4 齿根弯曲强度校核结果

工况	弯曲应力/MPa	弯曲极限应力/MPa	安全系数
额定工况	170	2 029.46	11.94
急停工况	510	2 029.46	3.98

取最小安全系数为 2,根据表 4 计算结果可知,中心轮 3 满足强度要求。

2.2 锥齿轮强度校核

锥齿轮强度校核公式如表 5 所示。

表 5 弧齿锥齿轮齿根弯曲强度校核公式

名称	公式
弯曲计算应力	$\sigma_F = \frac{F_t K_A}{K_V} \times \frac{1}{bm} \times \frac{Y_X K_{F\beta}}{K_X J}$
啮合齿轮切向载荷	$F_t = \frac{2 000 T_1}{d_1} = \frac{2 000 T_2}{d_2}$
弯曲工作应力	$\sigma'_{Flim} = \frac{\sigma_{Flim} Y_N}{Y_{\theta} S_{Flim}}$

额定工况时,齿根弯曲计算应力 $\sigma_F = 105.37$ MPa,取 $S_{Flim} = 2$,得 $\sigma'_{Flim} = 399.5$ MPa。 $\sigma_F \leq \sigma'_{Flim}$,满足齿根弯曲强度。

急停工况时,齿根弯曲计算应力 $\sigma_F = 316.12$ MPa,取 $S_{Flim} = 2$,同样得到 $\sigma_F \leq \sigma'_{Flim}$,满足齿根弯曲强度。

3 零件的有限元分析

有限元分析法^[3]基本思想归纳如下:

- 1) 将连续结构离散成由各种单元组成的计算模型,离散后单元与单元之间通过节点相互连接。
- 2) 运用分片插值思想建立有限元方程组,将求解无限自由度原函数问题转化为求解有限自由度的函数问题。
- 3) 运用变分原理或加权余量法对原函数问题的基本方程、边界条件进行等效转化,建立常微分方程组或代数方程组,应用数值求解方法,得出近似值。

图 4 为有限元法流程图。

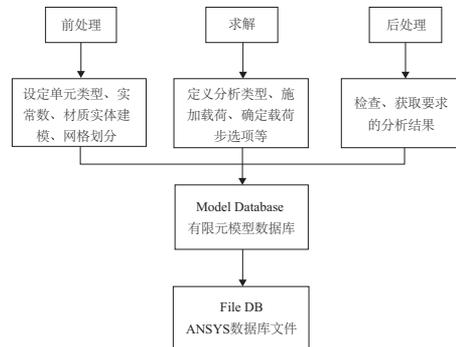


图 4 有限元法流程图

3.1 齿轮强度校核

运用瞬态动力学模型对行星轮系的啮合齿轮进行接触分析。为提高效率,去除倒角、光轴以简化模型。主要过程如下:

1) 接触设置。齿轮 3 齿面为接触面,齿轮 4 齿面为目标面。啮合齿轮接触设置为有摩擦,摩擦系数为 0.05。

2) 网格划分。网格划分时要尽量精细,以保证仿真精度。

3) 设置载荷步。对齿轮 3 施加一个角速度载荷,其值为

$$\omega_3 = \omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} = 6\,000 \times \frac{21}{45} = 2\,800 \text{ r/min};$$

额定工况下对齿轮 4 施加转矩,为

$$T_4 = T_3 \cdot \frac{z_4}{z_3} = 11.9 \times \frac{32}{24} = 15.9 \text{ Nm}, \text{ 急停工况下转矩为}$$

47.7 Nm。

如图 5 所示,额定工况齿轮 3 齿根最大 von-mises 等效应力为 313.56 MPa,急停工况齿轮 3 齿根最大 von-mises 等效应力为 675.18 MPa。齿轮材料的屈服极限为 850 MPa,两种工况均满足强度要求。

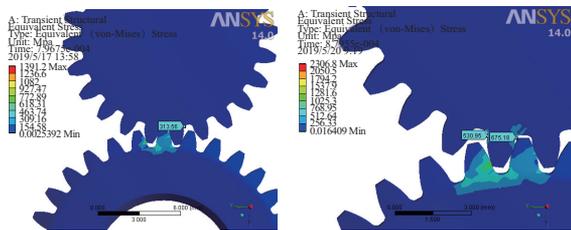


图 5 额定、急停工况齿轮等效应力图

以材料力学^[4]为基础的传统理论公式计算齿根应力和以弹性力学为基础的有限元法中的 von-mises 等效应力是不同的概念。两者基本理论不同,简化和假设也不同,传统方法将轮齿当作悬臂梁^[5]处理,对模型简化处理;有限元法的 von-mises 等效应力是根据第四强度理论通过 3 个主应力计算得到。第四强度理论也称为畸变能密度理论。该理论认为,无论材料处于何种应力状态,只要构件内的最大畸变能密度达到材料单向拉伸塑性屈服时的极限畸变能密度时,就会发生塑性屈服。根据这一理论,最终建立的强度条件为

$$\sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq \sigma_s$$

计算额定工况下有限元法与传统理论计算得到的应力比值:

$$\Delta = \frac{313.56}{170} = 184.45\%$$

急停工况下两者比值为:

$$\Delta = \frac{675.18}{510} = 132.39\%$$

从计算结果来看,两者比值过大;不同工况下的比值结果差距过大。

根据对减速器的齿轮设计和试验验证得到,在合理的模型和算法支持下,有限元法的结果更接近解析解和试验

结果。

3.2 行星架强度校核

行星架传动过程中的变形会使行星轮轴线产生偏移,行星轮齿宽方向产生载荷分布不均的现象,因此需要对带有行星轮轴的行星架三维模型进行静力学分析。

4 个行星轮通过行星轮轴传递转矩给行星架,每个行星轮轴所受载荷为 $F_H = \frac{T_H}{4a_{34}}$, T_H 为输出转矩, a_{34} 为中心距。额定工况载荷 744.05 N,急停工况载荷 2 232.14 N。

如图 6 所示,对行星架进行网格划分,并对行星架

施加载荷,图 7 为额定、急停工况下行星架的等效应力云图。

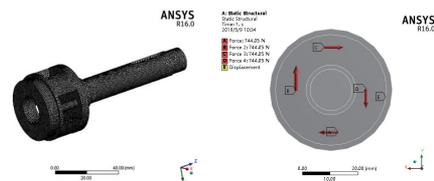


图 6 行星架网格划分及载荷示意图

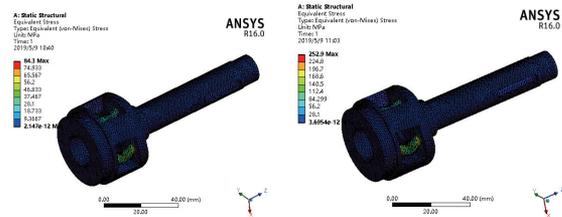


图 7 额定、急停工况行星架等效应力图

额定工况下,产生的最大等效应力为 $\sigma_{1\max} = 84.3 \text{ MPa}$,急停工况下最大等效应力 $\sigma_{2\max} = 252.9 \text{ MPa}$ 。

等效应力均小于行星架材料屈服极限 $\sigma_s = 785 \text{ MPa}$ 。行星架满足应力强度要求。

3.3 箱体强度和轴向刚度校核

减速器箱体承受的轴向力过大会使箱体变形,降低传动精度。箱体网格划分和箱体所受 20 kN 载荷示意图如图 8 所示。

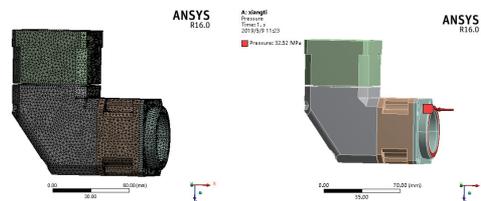


图 8 箱体网格划分及载荷示意图

图 9 为箱体等效应力及轴向变形图。箱体的最大等效应力为 332.03 MPa。箱体材料 7075 铝合金的屈服极限强度为 $\sigma_s = 455 \text{ MPa} \geq 332.03 \text{ MPa}$,箱体满足强度要求。

输出轴的最大轴向变形量为 0.009 27 mm,得轴向刚度 $K=2.16 \times 10^9 \text{ N/m} \geq 1 \times 10^8 \text{ N/m}$,箱体满足刚度要求,其变形不影响传动装置的正常工作。

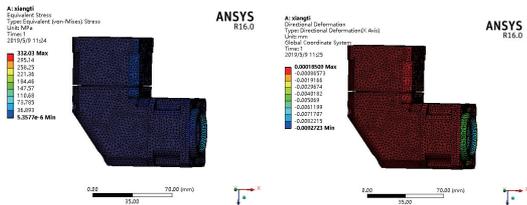


图 9 箱体等效应力及轴向变形图

4 结语

1)根据某航天飞行器的要求,设计了弧齿锥齿轮行星减速器。通过传统计算方法和有限元分析法对危险齿轮进行了强度校核,零件满足技术指标要求。

2)有限元分析计算得到的行星架、箱体强度和轴向刚度均满足指标要求。

3)有限元模型方法求解精度更高。传统计算方法参数取值范围较大,导致设计的产品尺寸范围较大。运用有限元法可以设计出满足设计要求且尺寸不至于过大或过小的零件。

参考文献:

[1] 周一湄. 航天伺服微型减速差速器关键技术研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2015:35-59.

[2] 郭子昂,常斌,赵振平,等. 基于 CATIA 的弧齿锥齿轮参数测绘计算[J]. 机械制造与自动化, 2017, 46(4): 40-42, 83.

[3] 张洪信. 有限元基础理论与 ANSYS 应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.

[4] 刘鸿文. 材料力学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 1997: 227-228.

[5] 哈尔滨工业大学理论力学教研室. 理论力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2009.

收稿日期: 2019 - 05 - 27

(上接第 63 页)

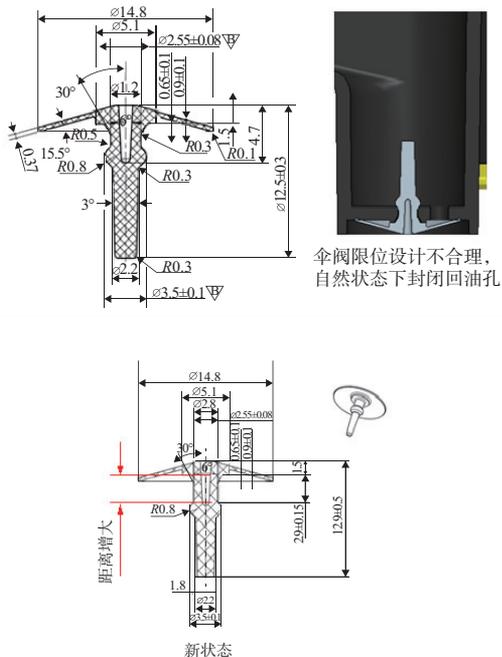


图 12 优化后回油伞阀图纸

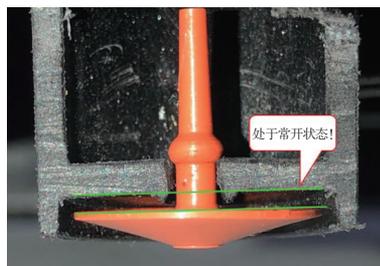


图 13 优化后回油伞阀剖切图

证,从系统及设计源头找出根源所在彻底解决问题,为后续同类问题提供解决思路。

参考文献:

[1] 张仕武,崔军. 汽车发动机呼吸系统验证方法研究[J]. 山东工业技术, 2017(20): 27, 18.

[2] 杨勇. 基于呼吸系统的排气歧管设计及有限元分析[D]. 西安: 西安理工大学, 2010.

[3] 赵达,蒋恩杰,李连豹,等. 某发动机曲轴箱通风系统窜油量问题的解决[J]. 汽车零部件, 2016(10): 17-22.

[4] 肖姗姗,韩广华,韩玉伟,等. 某增压直喷汽油发动机曲轴箱通风系统失效的分析和解决[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2015, 44(3): 52-55.

[5] 黄阔,蒋升龙,袁兆成. 车用发动机油气分离器的设计匹配[J]. 汽车技术, 2012(3): 32-35.

[6] 广西玉柴机器股份有限公司. 发动机曲轴箱油气分离系统: 中国, CN201110450856.5[P]. 2013-07-03.

[7] 项超,刘明亮,龚明成,等. 基于 CFD 的方法的某发动机油气分离器的性能分析[J]. 内燃机, 2017(6): 14-17, 21.

收稿日期: 2019 - 08 - 12

4 结语

该呼吸系统窜油量超标问题在发动机设计研发过程中是一种常见的故障现象,但是由于缸盖护罩目前设计方案多元化导致故障诱因不确定,此故障是由缸盖护罩油气分离系统压损导致气体走势受到阻碍及回油伞阀设计不匹配而导致的。通过 CAE 分析以及结合实际台架试验