

基于 KISSOFT 的行星齿轮传动设计

高娜¹, 王艳卫²

(1.天津开发区职业技术学院,天津 300457 2.卓轮机械有限公司,天津 300457)

摘要 KISSOFT 是一个精确而又方便的计算软件,主要用于机械部件(轴、齿轮等)的大小和最优化计算。文中借助其齿轮专家系统对 NGW 型行星齿轮传动进行参数的设计和强度校核,不仅优化了设计参数,而且提高了产品的开发效率。

关键词 KISSOFT;行星齿轮;强度校核;优化

中图分类号 TH122;TH123

文献标识码 A

文章编号 1002-2333(2010)03-0092-02

Planetary Gear Design Based on KISSOFT

GAO Na¹, WANG Yan-wei²

(1.TEDA Polytechnic in Tianjin, Tianjin 300457, China; 2.ZOLLERN Mechanical Company, Tianjin 300457, China)

Abstract: KISSOFT is an exact and convenient calculation software, it mainly be used in the excellence calculation and the size calculation for the mechanical parts, for example, shaft, gear, and so on. With its gear professional system, we can not only get the excellent parameters, but also advance the efficiency of product development in the process of NGW planetary transmission design and strength check.

Key words: KISSOFT; planetary transmission; strength check; excellence

行星齿轮传动是一种重要的传动形式,广泛应用于机械制造、航空航天、汽车船舶、工程机械等各个行业^[1]。然而其传动设计是一个复杂的问题,其体积、重量和承载能力主要取决于传动参数的选择。为了使设计方案得到精确的验证,以达到参数最优化设计,必须寻找一种高效、方便的设计方法,来提高产品的开发效率。笔者有效地利用 KISSOFT 中的齿轮专家系统,对

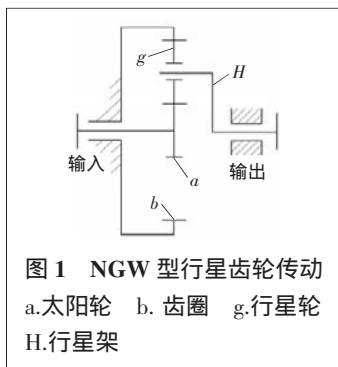


图1 NGW型行星齿轮传动
a.太阳轮 b.齿圈 g.行星轮
H.行星架

NGW型行星齿轮传动(见图1^[2])输出级进行了参数的优化设计和轮系的强度校核。

1 初步方案的选择

1.1 技术数据

该行星级动态输出扭矩 $T_H=15984\text{N}\cdot\text{m}$,输出转速 $n_H=0.75\text{r/min}$,要求齿圈的最大外圆直径

为 $\phi 385\text{mm}$,整个减速机的使用寿命应大于 18000h。

1.2 约束条件^[3]

设计行星齿轮传动时,为提高承载能力、减小机构尺寸和消除惯性力的影响,普遍采用多行星轮对称结构。行星轮的数目一般为 2~4 个,均匀分布在中心轮的周围。在这种情况下,各齿轮的齿数不仅与所要求的传动比有关,而且还同时受到中心轮与行星架的同轴条件、各行星轮与中心轮的装配条件以及相邻条件的限制。为正确的设计行星齿轮传动,必须遵循一定的约束条件,以求合理地选择各轮的齿数和行星轮的数目。

(1)传动比条件

对于 NGW 型行星传动,当太阳轮 a 输入时,设给定

传动比为 i_{ah}^b ,则有

$$i_{ah}^b = \frac{Z_b}{Z_a} + 1 \quad (1)$$

式中 Z_a —太阳轮齿数 Z_b —内齿圈齿数。

从承载能力考虑,通过对内、外啮合接触应力计算式的分析,可以知道,随着传动比的增大,内啮合(行星轮—内齿圈轮齿啮合)的当量接触曲率半径增大,齿面接触应力减小,而外啮合(行星轮—太阳轮轮齿的啮合)的变化则与之不同。当内、外啮合符合等强度条件时,可以得到较高的承载能力或在承载能力一定的情况下,使转动装置的体积更小。

从结构布局考虑,受传动比影响的主要是行星轮的旋转支撑即行星轮轴承。一般希望将轴承设置在行星轮轴孔中,因此行星轮采用滚动轴承时,行星轮的直径尽可能不要太小,也就是传动比不要过小。一般来说,传动比 $i>4$ 时,可在行星轮轴孔中放置滚动轴承,传动比再大一些则轴承的选择更具灵活性。但传动比也不宜过大,传动比太大以后不仅造成承载能力方面的损失,也会使太阳轮的直径太小而产生另外的不妥之处。

(2)同轴条件

对于行星齿轮传动,由于两中心轮轴线与主轴线重合,为保证行星轮 g 同时与中心轮 a, b 实现正确啮合,对于圆柱齿轮行星传动机构,要求外啮合副的中心距与内啮合副的中心距相等,则有 $Z_g = \frac{Z_b - Z_a}{2}$ (2)

其中 Z_g —行星轮齿数。

(3)装配条件

当采用多行星轮的结构时,为保证各行星轮均匀分布在中心轮的周围,而且能准确地装入两中心的齿间实

现正确啮合,必须满足以下装配条件:

$$\frac{Z_b+Z_a}{n_p}=\gamma(\text{整数}) \quad (3)$$

其中, n_p —行星轮数目。

(4)邻接条件

当相邻两行星轮的中心距 L 大于两行星轮齿顶圆半径之和时,两行星轮的齿顶不会相碰,即

$$Z_g+2h_a^* < (Z_a+Z_g)\sin\frac{\pi}{n_p} \quad (4)$$

根据以上技术数据和约束条件,再结合相关文献^[4,5]中的结论,设太阳轮、行星轮和齿圈的变位系数分别为 x_a 、 x_g 、 x_b ,初步选用以下参数作为输出级行星模块的预设值:

模数 $m_n=4.25$ 压力角 $\alpha=20^\circ$ 太阳轮 $Z_a=15 : x_a=0.554$;
行星轮 $Z_g=27 : x_g=0.510 : n_p=4$;齿圈 $Z_b=-69 : x_b=-1.574$

2 参数的进一步优化

KISSOFT 是一个精确而又方便的计算软件,其中包含了很多专家系统模块,如齿轮系统模块、轴承模块、轴系系统、各种联结形式的分析模块等。以下将采用其齿轮专家系统中的行星轮系模块对上述方案中的参数进行优化设计。在该模块的人机交互窗口中输入已知参数如图 2 所示。



图 2 参数输入窗口

在计算方法下拉菜单中选取“仅几何参数计算”,在刀具选取设置中选择 DIN3972 II 型刀,而后设置太阳轮、行星轮和齿圈的公差等级分别为 e25、cd25、e25。进行计算后,该系统专家会对方案中的参数进行评判,如有不合理之处,则给出提示,设计者可根据提示优化设计参数。按着上述参数运行后,得到如图 3 中的提示:齿圈的齿根间隙太小,仅为 0.7053mm。

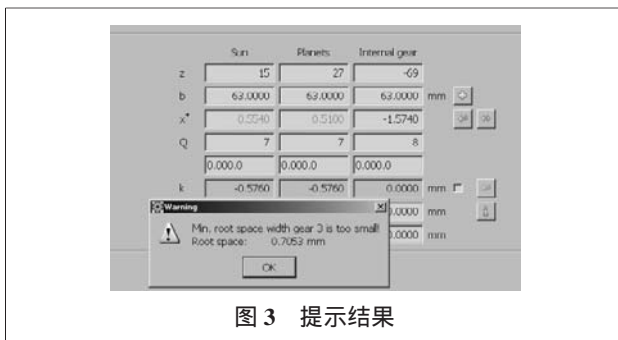


图 3 提示结果

经分析,造成这种问题的原因在于齿圈的变位系数过大,因此需把齿圈的变位系数减小,在保证中心距不变的情况下,把太阳轮、行星轮和齿圈的变位系数分别

调整为 $x_a=0.754$ $x_g=0.31$ $x_b=-1.374$ 。优化后的参数通过了 KISSOFT 专家系统的验证。通过生成计算报告,可以得到齿顶圆直径、齿根圆直径、分度圆直径等更多的几何参数。

3 轮系的强度校核

齿轮传动的强度校核主要包括齿面接触疲劳强度校核和齿根弯曲疲劳强度校核。齿面接触疲劳强度校核主要是限制两轮齿面在节点啮合的计算接触应力不超过许用疲劳接触应力,即 $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ 。齿根弯曲强度校核主要是限制两轮在单齿对啮合区的齿根计算弯曲应力不超过许用疲劳弯曲应力,即 $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ 。基于 KISSOFT 的齿轮专家系统,可以方便、准确、高效地完成上述校核过程,而且可以根据工况和设计标准选择不同的校核方法,本文依据前面所述的技术数据,采用 DIN3990 Method B 来进行校核。计算结果如图 4 所示。

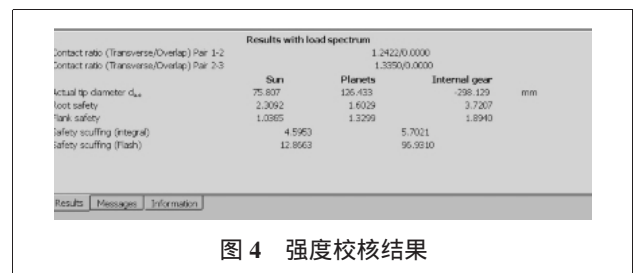


图 4 强度校核结果

由计算结果

表 1 设计参数

可见,该行星轮系从齿面接触疲

m_n	α	Z_a	x_a	Z_g	x_g	n_p	Z_b	x_b
4.25	20°	15	0.754	27	0.31	4	-69	-1.374

劳强度和齿根弯曲疲劳强度上都满足设计强度要求。由此,归纳出该输出级行星传动的设计参数如表 1。

4 结论

行星齿轮传动有广泛的应用。基于 KISSOFT 中的齿轮系统专家模块对输出级 NGW 型行星齿轮传动进行设计参数的优化和强度校核,较以往的优化设计方法有更大的精确性,能得到更满意的行星齿轮传动参数最优解,提高了设计效率和设计质量,有更好的实用价值。

[参考文献]

- [1] 赵玉香,孙首群,朱卫光.行星齿轮传动机构动力学分析[J].机械传动,2008,32(4):69-75.
- [2] 杨实如,段钦华.NGW 型直齿行星传动的设计方法研究[J].煤矿机械,2005(10):18-20.
- [3] 胡来瑭.行星传动设计与计算[M].北京:煤炭工业出版社,1996.
- [4] 单鹏,马玉刚,董振宇.NGW 型行星齿轮传动角变位参数的优化选择[J].辽宁工程学院学报,1997,17(2):1-4.
- [5] 冀兆明.NGW 型行星齿轮传动角变位参数的优化选择[J].机械设计与制造,1999(1):31-33.

(编辑 昊天)

作者简介:高娜(1981-),硕士研究生,主要从事机械传动方向的教学与研究工作。

收稿日期:2010-01-04