

【其他研究】

行星齿轮传动的机构仿真及多体接触分析

程万康

(海军驻重庆舰船动力军事代表室,重庆 402260)

摘要:针对某行星变速器,借助 I-DEAS 软件建立了行星传动机构的实体模型及多体接触有限元分析模型。通过行星传动机构的运动学和力学仿真以及额定载荷工况下的多体接触有限元分析,得出了行星传动机构各部件的位移、速度、加速度、力、力矩以及接触体的应力场。

关键词:行星变速器;机构仿真;接触分析;有限元法

中图分类号:TH132.41

文献标识码:A

文章编号:1006-0707(2011)08-0141-04

行星传动装置合理利用功率分流及内啮合传动,具有结构紧凑、体积小、重量轻、承载能力强及效率高等优点。随着行星传动的广泛运用,对齿轮传动的承载能力、可靠性等提出了越来越高的要求,因而对行星齿轮传动装置运动学及接触特性的研究一直是国内外学者关心的课题。近年来,龚发云等运用刚体定点转动理论,对 K-H-V 锥齿轮少齿差行星机构进行了运动学及动力学研究^[1];陈殿华等对圆弧齿轮进行了接触分析,计算了复杂空间多点接触的齿轮啮合强度^[2];陆志华等通过虚功原理提出了弹性接触问题的一种新力学模型,应用于内啮合少齿差行星齿轮多齿啮合问题的研究,揭示了行星齿轮传动中有多对轮齿相互接触,获得了轮齿接触应力分布状态^[3];牟林分析了二齿差行星减速器一齿啮合和多齿啮合时齿轮承载能力的差别^[4]。

本文针对某行星变速器,应用齿轮啮合原理推导了所得的齿廓曲面方程以及轮齿啮合位置,建立了行星传动机构的运动学仿真分析模型和多体接触有限元模型,并基于 I-DEAS 软件对行星传动机构进行了运动学、力学仿真以及轮齿多体接触有限元分析。

1 行星变速器实体模型

某行星变速器采用 2K-H 行星齿轮传动,内齿圈固定,太阳轮输入,行星架输出。在使用过程中,经常出现齿面点蚀、行星轴磨损等异常故障,为此针对该行星变速器进行了运动学仿真及多体接触有限元分析。图 1 给出了行星传动机构的结构简图和实体模型,主要尺寸参数如表 1 所示。

表 1 行星传动的主要尺寸参数

中心距 a/mm	66		
齿数 z	内齿圈	行星轮	太阳轮
	60	19	22
法面模数 m/mm	3.25		
螺旋角 $\beta/(\text{°})$	0		

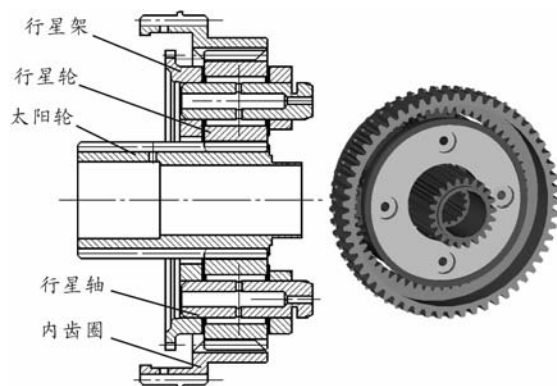


图 1 行星传动机构结构简图及实体模型

2 运动仿真

在 I-DEAS 中,将零部件三维实体模型装配后,即可利用机构仿真模块,通过定义运动副、施加运动和载荷、机构求解,确定机构运动过程中的运动学和力学特性。不同种类的运动形式可由基本运动副唯一确定,将基本运动副适当组合,几乎可以组成机构运动所需的所有复杂运动副,从而将各运动部件之间的运动关系清楚地表现出来,完整地表达一个复杂机构的运动全过程^[5]。

2.1 行星变速器运动学仿真

行星变速器采用 2K-H 行星传动机构,具有 4 个行星轮,对其运动进行模拟仿真时,消除其中的虚约束,只考虑 1 个行星轮,故运动仿真过程中,运动副的定义包括 3 个旋转副和 2 个齿轮副。即太阳轮与行星架之间、内齿圈与行星架之间、行星轮与行星架之间用旋转副来定义,太阳轮与行星轮之间、行星轮与内齿圈之间用齿轮副来定义。将内齿圈定义为固定件,对太阳轮与行星架之间的旋转副施加转动。由于太阳轮额定输入转速为 410 r/min(即 6.833 r/s),太阳轮相对于行星架的转速为 5 r/s,故在太阳轮与行星架之间的旋

收稿日期:2011-05-22

作者简介:程万康(1957—),男,高级工程师,主要从事舰船动力研究。

转副上施加初始转速5 r/s。利用 I-DEAS 软件进行运动仿真时,设置求解时间为1 s,求解步数为3 000步,通过求解可得各部件的位移、速度、加速度,如表2及图2、图3所示。

表2 行星传动机构的运动学仿真结果

	太阳轮	行星架	行星轮
角位移/(°)	2 460	660	-1 424.21
角速度/(°·s ⁻¹)	2 460	660	-1 424.21

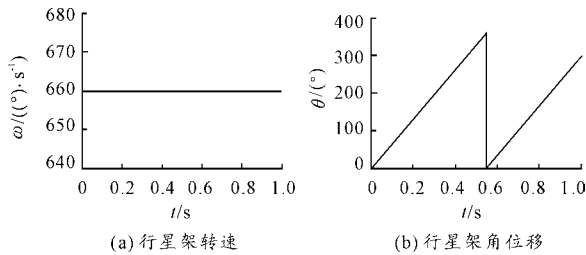


图2 行星架转速及角位移

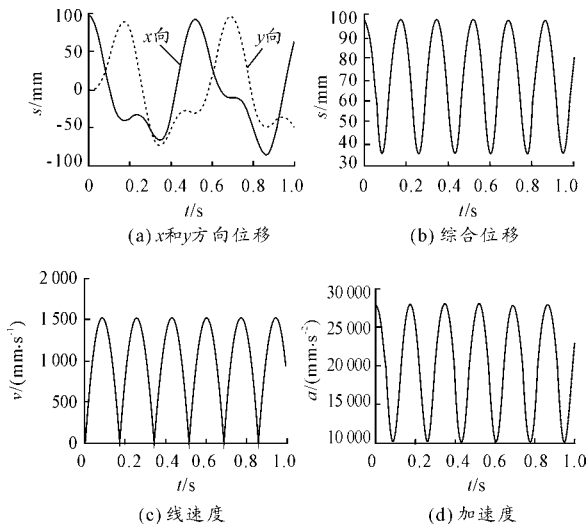


图3 行星轮节点位移、线速度及加速度

由表2及图2可以看出,在1 s时间内,太阳轮角速度为2 460°/s(即6.833 r/s);行星轮旋转角速度为-1 424.21°/s(即-3.956 r/s);行星架的角位移为660°(图2中角位移的表示方式为:当旋转角度达到360度时,又从0度开始绘制转角曲线),角速度660°/s(即1.833 r/s)。根据2K-H型行星传动计算公式,当太阳轮转速6.833 r/s时,行星架输出转速1.833 r/s,行星轮转速-3.956 r/s,可见与仿真结果吻合。

设太阳轮输入转速为 n_a ,行星架输出转速为 n_H ,行星轮转速为 n_c 。图4为 t 时刻行星轮的位置,图4中原点 o 为太阳轮中心,太阳轮与 $t=0$ 时刻行星轮中心连线为 x 轴, A 为行星轮与内齿圈节点处啮合位置, t 时刻 A 点旋转至 A' 点。

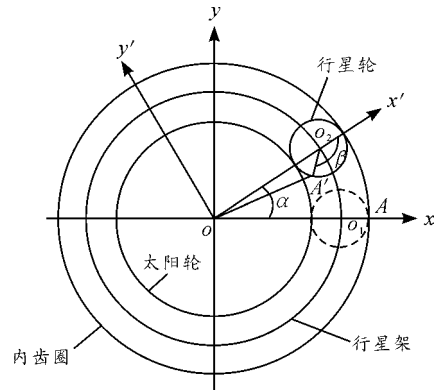


图4 行星轮转动位置

在 $x'o'y'$ 坐标系中 t 时刻 A 的坐标为:

$$\begin{aligned} x' &= a + r_c \cos \beta \\ y' &= r_c \sin \beta \end{aligned} \quad (1)$$

式中: a 为中心距; r_c 为行星轮半径; β 为 t 时刻行星轮相对行星架的转角, $\beta = 2\pi(n_c - n_H)t$ 。

利用坐标变换公式:

$$\begin{aligned} x &= x' \cos \alpha - y' \sin \alpha \\ y &= x' \sin \alpha + y' \cos \alpha \end{aligned} \quad (2)$$

得:

$$\begin{aligned} x &= a \cos(2\pi n_H t) + r_c \cos(2\pi n_c t) \\ y &= a \sin(2\pi n_H t) + r_c \sin(2\pi n_c t) \end{aligned}$$

式中: α 为 t 时刻行星架转角, $\alpha = 2\pi n_H t$ 。则 t 时刻 A 的综合位移(即 oA' 的长度)为

$$s = \sqrt{a^2 + r_c^2 + 2ar_c \cos[2\pi(n_c - n_H)t]} \quad (3)$$

从而可得行星轮节点处线速度及加速度为:

$$\begin{aligned} v_x &= -2\pi a n_H \sin(2\pi n_H t) - 2\pi r_c n_c \sin(2\pi n_c t) \\ v_y &= 2\pi a n_H \cos(2\pi n_H t) + 2\pi r_c n_c \cos(2\pi n_c t) \\ v &= 2\pi a n_H \sqrt{2 - 2\cos[2\pi(n_c - n_H)t]} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} a_x &= (2\pi n_H)^2 a \cos(2\pi n_H t) - (2\pi n_c)^2 r_c \cos(2\pi n_c t) \\ a_y &= -(2\pi n_H)^2 a \sin(2\pi n_H t) - (2\pi n_c)^2 r_c \sin(2\pi n_c t) \\ a &= 4\pi^2 a n_H \sqrt{n_H^2 + n_c^2 - 2n_H n_c \cos[2\pi(n_c - n_H)t]} \end{aligned} \quad (5)$$

将行星传动的相关参数代入式(3)~式(5),可得理论计算结果与图3所示仿真分析所得的节点位移、线速度及加速度曲线一致。

2.2 行星变速器力学仿真

对行星变速器进行受力仿真时,需同时考虑4个行星轮。首先建立6个旋转副和8个齿轮副,即太阳轮与行星架之间、内齿圈与行星架之间、4个行星轮与行星架之间定义为旋转副,太阳轮与4个行星轮之间、4个行星轮与内齿圈之间定义为齿轮副。将内齿圈定义为固定件,对太阳轮与行星架之间的旋转副施加力矩5 969.3 N·m,令内齿圈与行星架之间旋转副的转速为0,即行星架不输出运动。利用 I-DEAS 软件进行力学仿真时,设置求解时间为1 s,求解步数为3 000步,求解可得图5、图6及表3所示的太阳轮、行星

轮及行星架的受力情况。

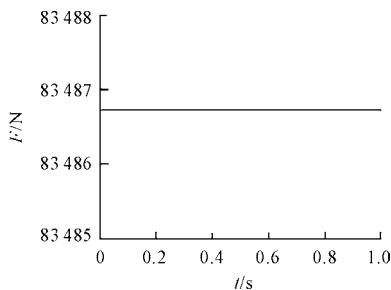


图5 行星轮轴受力

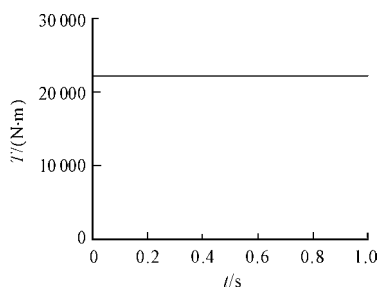


图6 行星架输出扭矩

表3 行星传动机构的力学仿真结果

	太阳轮	行星架	行星轮
合力 F/N	0	0	$41\ 743.4 \times 2$
力矩 $T/(N \cdot m)$	5 969.3	22 249.2	0

根据行星传动计算公式可得各齿轮副的切向力为 $41\ 743.355\ N$,行星轮轴切向力为 $83\ 486.71\ N$,行星架输出扭矩为 $22\ 249.2\ N \cdot m$,可见与仿真结果相吻合。

3 行星变速器多体接触分析

3.1 多体接触有限元分析模型

建立变速器行星传动机构的有限元模型时采用映射网格和自由网格相结合的方法进行网格自动生成。为了提高接触应力计算精度,采用映射网格划分方法将齿轮接触部位及行星轴与行星架的接触部位划分为8节点六面体单元;采用自由网格划分方法将其余部分划分为4节点四面体单元。图7给出了变速器行星传动机构的有限元网格,共计节点数104 175、单元数106 977。将太阳轮与4个行星轮的啮合区、4个行星轮与内齿圈的啮合区及行星轴与行星架间的接触区处理为接触副,共建立了48个接触面,24对接触副,1 748个

接触单元。建立接触单元时,考虑接触齿面的摩擦,取摩擦系数为0.08。约束和载荷形式为:内齿圈外花键固定约束,太阳轮内花键轴向和径向约束,切向施加输入转矩,行星架和行星轴轴向约束,行星架施加输出转矩。

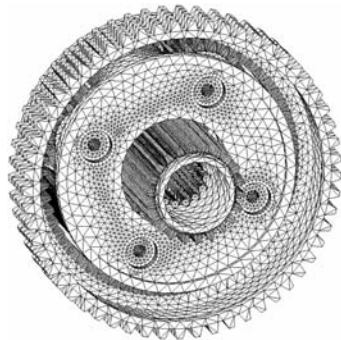
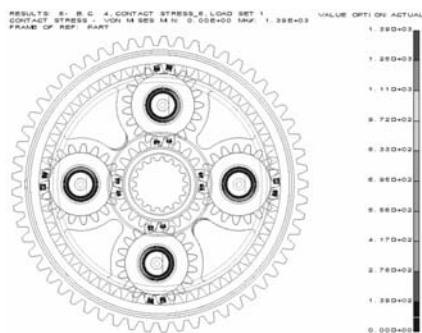


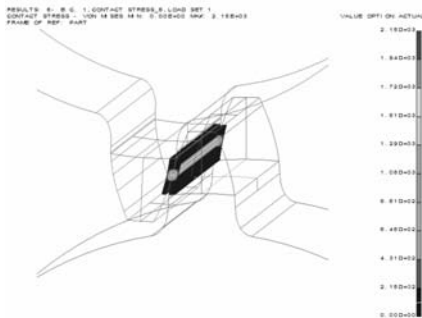
图7 有限元网格

3.2 接触有限元分析结果

用I-DEAS软件对变速器额定载荷工况下的行星传动机构进行多体接触有限元分析,计算可得位移场、应力场及接触应力。表4给出了行星轮单齿啮合和双齿啮合时的接触应力及等效应力的最大值。图8给出了变速器行星传动机构的接触应力云图。



(a) 双齿啮合时(整体)



(b) 单齿啮合时(外啮合局部)

图8 一档行星排接触应力云图

表4 行星传动机构多体接触有限元分析结果

		太阳轮	内齿圈	行星轮	行星架
接触应力/ ($N \cdot mm^{-2}$)	单齿	2 150	1 160	1 148/2 138	924
	双齿	1 390	1 010	1 006/1 281	920
等效力/ ($N \cdot mm^{-2}$)	单齿	1 350	743	1 306	620
	双齿	553	430	856	619

由图8中(a)及表4可知,当内啮合和外啮合齿轮副均为双齿接触时,最大接触应力出现在太阳轮与行星轮的接触副上,其值为1 390 MPa,内齿圈与行星轮的接触应力最大值为1 010 MPa,行星轴与行星架的最大接触应力为920 MPa。当内啮合和外啮合齿轮副均处于单齿接触位置时,如图8中(b)所示,外啮合齿轮副最大接触应力为2 150 MPa,内啮合齿轮副最大接触应力为1 160 MPa。利用齿轮强度计算标准进行齿面接触强度校核时,一般指单对齿节点附近啮合时的接触应力,计算可得内啮合接触应力为1 302.8 MPa,外啮合接触应力为2 342.2 MPa。用多体接触有限元计算所得的接触应力值比齿轮接触强度计算公式得出的应力值略小,由于有限元计算采用的模型更为精确,故其结果更接近于实际情况。

4 结束语

建立了某行星变速器各零件的实体模型及装配模型,利用I-DEAS机构仿真模块进行了运动学及力学仿真,仿真结果与行星传动计算公式所得结果完全吻合。应用多体接触有限元法对行星变速器进行仿真计算,得出了单齿啮合和双

齿啮合时轮齿的接触应力及等效力。外啮合齿轮副最大接触应力为2 150 MPa,可见齿面接触应力较大,这是行星变速器齿面出现点蚀的主要原因之一。

参考文献:

- [1] 龚发云,胡来蓉,于德润. K-H-V 偏摆锥差行星机构的运动学和力学分析[J]. 机械传动,2000,24(2):15-18.
- [2] 陈殿华,田中道彦,高桂芝. 基于有限元方法的WN 齿轮啮合仿真与接触分析[J]. 机械科学与技术,2006,25(1):119-122.
- [3] 陆志华,叶庆泰. 弹性接触问题的一种新的力学模型[J]. 应用数学和力学,2004,25(11):1203-1210.
- [4] 牟林. 二齿差行星减速器齿轮承载能力的计算[J]. 机械传动,2006,30(1):45-46.
- [5] 杨建新,魏海燕. I-DEAS 入门与提高[M]. 北京:清华大学出版社,2002.

(责任编辑 周江川)

(上接第140页)

- [2] 汤礼建,黄建冲,徐新华. LFM 脉冲压缩雷达的一种灵巧噪声干扰方法[J]. 航天电子对抗,2008(2):34-36.
- [3] SCHLEHER D C. Electronic warfare in the information age [M]. London: Artech House,1999:155-201.
- [4] 陈方予,柯安琦,李明. DRFM 产生的假目标与真实雷达目标回波差别分析[J]. 航天电子对抗,2008(6):41-44.
- [5] 刘忠. 基于 DRFM 的线性调频脉冲压缩雷达干扰新技术[D]. 长沙:国防科技大学,2006.
- [6] 党立坤,王小念,张建科. 基于 DRFM 的欺骗干扰及反

干扰[J]. 空舰船电子对抗,2010(2):23-26.

- [7] 罗金亮,赵静静,张建科. DRFM 移频干扰对 LFM 脉冲压缩雷达的影响及对策研究[J]. 空间电子技术,2010(2):55-58.
- [8] 王存卫,王永良,李荣峰. 一种有效的灵巧噪声干扰剔除技术[J]. 空军雷达学院学报,2010(4):244-246.
- [9] 栾琳. 灵巧噪声干扰的建模仿真研究[D]. 西安:西安电子科技大学,2009.

(责任编辑 周江川)