

# 海洋平台升降装置的齿轮齿条均载特性研究

陈宝庆,叶福民,孟淼

(江苏科技大学 机械工程学院,江苏 镇江 212003)

**摘要:**针对自升式海洋平台齿轮齿条升降系统齿条两侧受力存在偏差的问题,建立其动力学模型并进行分析,研究了在载荷、压力角和模数变化的情况下,小齿轮均载的变化趋势。研究结果表明,小齿轮的均载系数随着升降载荷、压力角的增大而减小,均载系数在 1.067~1.082 之间变化;小齿轮的均载系数随着模数的增加呈现先增大后减小的趋势,当模数为 100 mm 时小齿轮的均载系数最大。

**关键词:**海洋平台;升降系统;动力学模型;均载系数;设计优化

**中图分类号:**TH132.41 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2020)01-0037-03

## Analysis of the Load Sharing Characteristics on Gear and Rack for Jacking-system of Platform

CHEN Baoqing, YE Fumin, MENG Miao

(School of Mechanical Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China)

**Abstract:** To study the influence of the deviation of the force on both sides of the rack of the gear and rack lifting system, this paper takes a gear and rack lifting system of jack-up platform as research object. The dynamic model of this system is established and analyzed. The load sharing change trend of the pinion changes with the change of load conditions, pressure angle and modulus. The result demonstrates that the load sharing coefficient of the pinion decreases with the increase of the load conditions and the pressure angle, and the coefficient varies within 1.067 and 1.082. The coefficient of the pinion increases with the increase of modulus and then decreases. When the modulus is 100 mm, the load sharing coefficient of the pinion is the largest.

**Keywords:** platform; lifting system; dynamic model; load sharing coefficient; design and optimization

## 0 引言

自升式海洋平台具有造价低、定位能力强、同步性好和用钢量少等优点,被广泛应用于海洋石油的开发和勘探工程<sup>[1]</sup>。齿轮齿条升降系统是自升式海洋平台的核心装置之一,其原理是通过一系列的减速变速过程,最终通过两个小齿轮与作为桩腿齿条的异侧啮合来提升平台。在理想状态下,齿条两侧的小齿轮受力是相等的。但是由于升降装置的振动、齿轮啮合误差等因素的影响,齿条和两侧小齿轮的啮合力存在一定的偏差,结果会造成升降装置载荷分布不均匀,即不均载的现象。这将会使平台产生振动、噪声,轮齿出现点蚀,甚至导致轮齿折断。

国内外学者针对齿轮的均载特性做了大量的研究,且现有的关于齿轮均载性能的研究,大都是针对行星轮系的均载性能研究。KAHRAMAN<sup>[2]</sup>建立了单级行星轮系的集中参数模型,并讨论了系统的固有特性。BODAS<sup>[3]</sup>等分析了载荷和轮齿制造误差对行星传动均载特性的影响;SINGH<sup>[4]</sup>等通过实验详细研究了行星传动系统中的载荷不均等特性;陆俊华<sup>[5]</sup>等人从动力学角度建立 2K-H 型行星传动系统的计算模型,研究了太阳轮浮动、装配和安装误差以及转速等因素对系统均载特性的影响。孙智民<sup>[6]</sup>等建立了行星齿轮传动系统非线性动力学模型,分析了齿

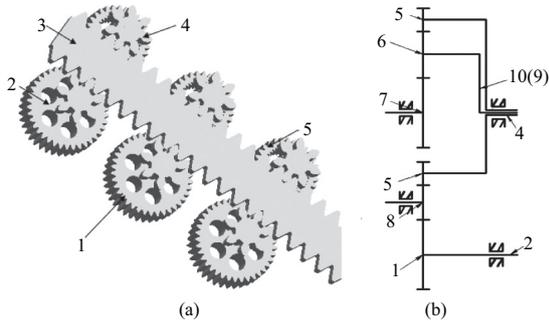
轮副的综合误差和齿侧间隙对均载性能的影响;方宗德<sup>[7]</sup>等得到了 2K-H 行星减速传动系统的时域和频域解,分析了各行星轮上的均载特性和轮齿偏心误差对其均载特性的影响;叶福民<sup>[8]</sup>等人建立了非等模数、非等压力角 NGW 型行星齿轮系的计算模型,并通过建立方程,用理论推导的方式讨论了压力角、齿轮误差、啮合刚度等对系统的均载特性的影响。其他学者<sup>[9-10]</sup>也对多级行星齿轮传动系统的均载特性做了研究。

本文以自升式海洋平台齿轮齿条升降装置的桩腿为研究对象,分别从升降装置在载荷、压力角以及模数变化情况下,对齿轮齿条升降装置进行动力学研究,揭示升降载荷、压力角和模数对于均载系数变化的影响,可以为升降装置的设计优化提供理论参考,也可以为自升式海洋平台齿轮齿条升降装置动力学分析提供理论参考。

## 1 齿轮齿条升降装置的均载机构及系统的主要参数

图 1 为自升式海洋平台升降系统的示意图。电动机提供的动力传递给行星减速器的“中心太阳轮”,然后由行星架 10 和外齿轮 1 分别在左右两轴主动输出。2 个主动七齿小齿轮构成一个“统一输出”的差动轮系,即 2 个左右七齿小齿轮的模数相同、转速相等。

升降平台在上下运动的过程中,小齿轮要承担平台的重力。在正常的工况下,每个升降单元的承载能力不能低于 400 t,所以每个小齿轮的承载能力为 200 t<sup>[11]</sup>。此升降装置是由 6 个小齿轮与一条齿条组成,因此给齿条质心加一个 12 000 kN 的力来模拟升降平台的载荷,研究对象是每根桩腿的升降装置的一组升降单元中的七齿小齿轮。表 1 为升降装置各部件参数。



1—外齿轮;2—七齿齿轮;3—齿条;4—七齿齿轮;5—带外圈的内齿圈;6—行星轮;7—太阳轮;8—惰轮;9—系杆;10—行星架。

图 1 海洋平台齿轮齿条式升降装置示意图

表 1 升降装置各个部件参数

| 齿轮    | 齿数 | 模数/mm | 压力角/(°) |
|-------|----|-------|---------|
| 中心太阳轮 | 12 | 20    | 25      |
| 行星轮   | 15 | 20    | 25      |
| 齿圈内齿  | 42 | 20    | 25      |
| 齿圈外齿  | 30 | 38    | 25      |
| 惰轮    | 8  | 38    | 25      |
| 外齿轮   | 38 | 38    | 25      |
| 七齿小齿轮 | 7  | 100   | 25      |

## 2 齿轮齿条升降装置动力学模型的建立

### a) 升降装置的动力学模型

首先在 Pro/E 中建立升降装置的三维模型,接着在 Pro/E 中转换成 Parasolid 格式中性文件,然后在 ADAMS 软件中导入中性文件,并对各个部件施加相应的约束、创建接触力并设置相应的参数,施加驱动。

### b) 升降装置动力学模型的参数设置

#### 1) 约束的设置

与大地间建立旋转副的齿轮有:太阳轮、行星轮、小齿轮、外齿轮、齿圈,旋转中心为各自的质心;其中 3 个行星齿轮与大地之间建立旋转副时,小齿轮为参照物;齿条与大地之间建立移动副。

#### 2) 接触力中参数的设置

接触刚度为 2 个物体接触时表面抵抗弹性变形的能力。根据赫兹理论,接触刚度系数计算如下:

$$K = 4R^{\frac{1}{2}} E^* / 3 \quad (1)$$

其中:  $\frac{1}{E^*} = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}$ ;  $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ ;  $\mu_1, \mu_2$  为材料的泊松比;  $E^*$  为综合弹性模量;  $E_1$  和  $E_2$  分别为 2 个接触物体材料的弹性模量;  $R$  为综合曲率半径, mm;  $R_1$  和  $R_2$  相接触物体在接触点的当量曲率半径, mm。

代入数据,得到刚度系数为  $3.98 \times 10^6 \text{ N/mm}^2$ 。

### 3) 模型驱动的设置

由于太阳轮为输入动力的一端,因此给太阳轮施加驱动。设置转速为  $180^\circ/\text{s}$  ( $30 \text{ r/min}$ )。求解器的仿真时间设置为  $t = 20 \text{ s}$ ,仿真步数  $\text{step size} = 100$ 。

### c) 升降装置的动力学计算结果

当装置在正常升降时,平台承受的设计升降载荷为 12 000 kN。得到齿轮齿条接触力曲线图,如图 2 所示。当小齿轮的升降载荷为 12 000 kN 时,每个小齿轮受到的切向力理论值  $F_x$  为 2 000 kN,那么小齿轮受到的接触力的理论值  $F_0$  为:

$$F_0 = \frac{F_x}{\cos \alpha} \quad (2)$$

式中:  $\alpha$  为压力角,  $\alpha = 25^\circ$ , 经过计算  $F_0$  约为 2 200 kN。

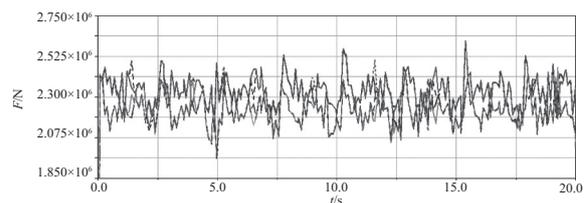


图 2 载荷为 12 000 kN 时的接触力曲线图

## 3 参数影响分析

### 3.1 齿轮齿条升降装置的均载定义与计算

通过 ADAMS 进行仿真分析,在后处理中得到接触力的数值,导入到 Excel 中进行数据处理,再将数据导入到 MATLAB 中进行数据处理,得到均载系数随着升降载荷、小齿轮压力角、模数变化的曲线图。图 3 为齿轮齿条示意图,假设小齿轮 1 受到的载荷值为  $F_1$ ,小齿轮 2 受到的载荷值为  $F_2$ ,设小齿轮 1 和 2 受到载荷的理论值为  $F$ ,设均载系数为  $\beta$ ,小齿轮的均载系数为:

$$\beta = 1 + \frac{|F - F_1| + |F - F_2|}{2F} \quad (3)$$

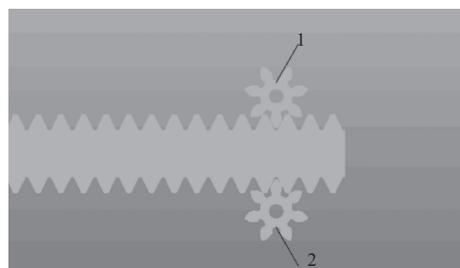


图 3 齿轮齿条示意图

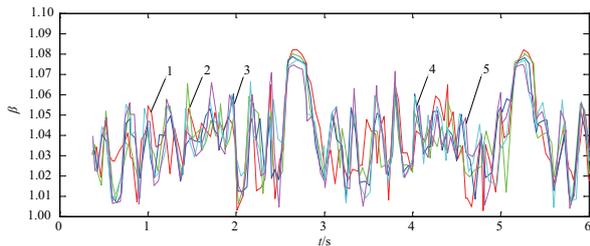
在 ADAMS 的 PostProcessor 模块中,得到仿真后曲线的参数,通过处理将数据导入到表格中,在表格中进行数

值运算。由于齿条同一侧有 3 个小齿轮,所以每组只要测量 1 个,本文取后处理中的 contact1 和 contact4 曲线。通过 Excel 中的数值运算,得到均载系数,最后在 MATLAB 中绘制均载系数曲线。

由于最终得到的均载系数是一条曲线,为了便于比较,所以取曲线上最大值点作为小齿轮最终的均载系数。

### 3.2 载荷对于均载系数的影响

采用上述方法分别计算升降平台在载荷分别为 18 000 kN、24 000 kN、30 000 kN、36 000 kN 时的均载系数。在 MATLAB 中,通过输入代码得到曲线图,得到在不同升降载荷下,均载系数随着时间的变化曲线图一,如图 4 所示,同时得到均载系数随着载荷变化的曲线,如图 5 所示。



曲线 1—载荷为 12 000 kN 时;曲线 2—载荷为 18 000 kN 时;  
曲线 3—载荷为 24 000 kN 时;曲线 4—载荷为 30 000 kN 时;  
曲线 5—载荷为 36 000 kN 时。

图 4 均载系数随着时间的变化曲线图一

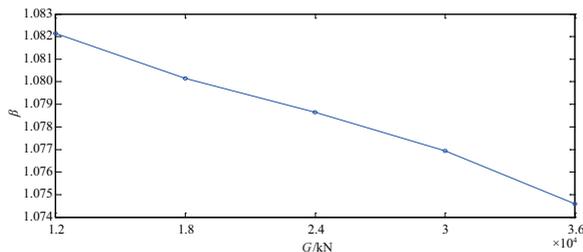


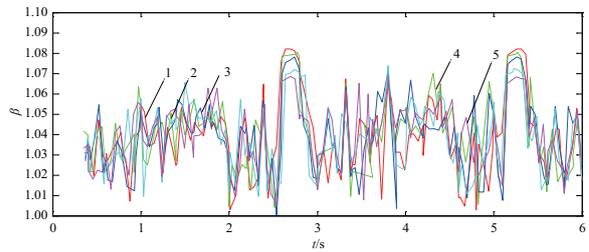
图 5 均载系数随着载荷的变化曲线图

由图 5 可知,曲线有周期性的变化,周期大约为 2.5 s,这说明小齿轮转过一个齿大约需要 2.5 s。从图 5 中还可以发现齿轮发生了单双齿交替时,均载系数是明显变化的,双齿啮合的时候,均载系数大;单齿啮合的时候,均载系数小。由图 6 可以看出,小齿轮的载荷在增大的情况下,小齿轮的均载系数呈现出变小的趋势,均载系数的值大致在 1.074~1.082 之间变化。

### 3.3 小齿轮压力角对于均载系数的影响

分别计算小齿轮在压力角为 25°、26°、27°、28°、29° 时小齿轮的均载系数,得到在不同压力角下,均载系数随着时间的变化曲线图二,如图 6 所示,同时得到均载系数随着压力角变化的曲线,如图 7 所示。

由图 6 可知,曲线有周期性的变化,周期大约为 2.5 s。这说明小齿轮转过一个齿大约需要 2.5 s。从图中可以看出,齿轮在运动过程中,均载系数是不断变化的,双齿啮合的时候,均载系数大;单齿啮合的时候,均载系数小。由图 7 可知,小齿轮在压力角变化的情况下,小齿轮的均载系



曲线 1—压力角为 25°时;曲线 2—压力角为 26°时;  
曲线 3—压力角为 27°时;曲线 4—压力角为 28°时;  
曲线 5—压力角为 29°时。

图 6 均载系数随着时间的变化曲线图二

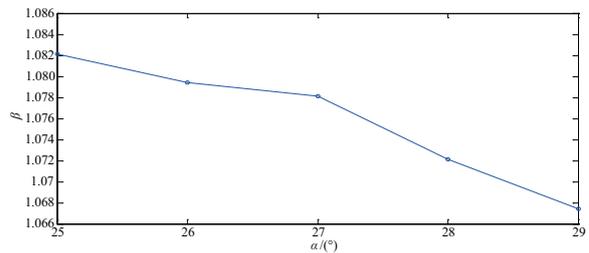
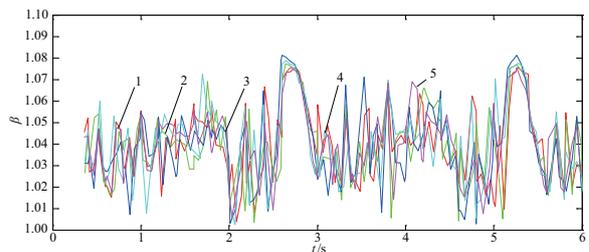


图 7 均载系数随着压力角的变化曲线图

数大致在 1.067~1.082 之间变化,而且随着小齿轮压力角变大,均载系数呈现变小的趋势。

### 3.4 小齿轮模数对于均载系数的影响

分别计算小齿轮的模数为 90 mm、95 mm、100 mm、105 mm、110 mm 时小齿轮的均载系数,得到在不同模数下,均载系数随着时间的变化曲线图三,如图 8 所示,同时得到均载系数随着模数变化的曲线,如图 9 所示。



曲线 1—小齿轮模数为 90 mm 时;曲线 2—小齿轮模数为 95 mm;  
曲线 3—小齿轮模数为 100 mm 时;曲线 4—小齿轮模数  
为 105 mm 时;曲线 5—小齿轮模数为 110 mm 时。

图 8 均载系数随着时间的变化曲线图三

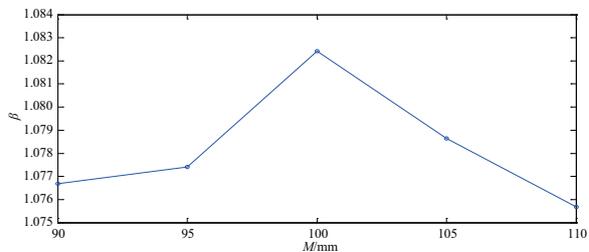


图 9 均载系数随着模数的变化曲线图

于处理复杂问题存在很大的局限性,而改进后的遗传算法均能快速准确地寻找到全局最优值,能够很好地处理求解复杂问题。

## 4 结语

本文通过改变遗传算法中选择、交叉、变异 3 个算子对标准遗传算法进行改进,并利用 Rastrigin 函数、shubert 函数及 shaffer 函数 3 个典型测试函数对改进的遗传算法与标准遗传算法进行比较,实验结果表明,标准算法对于处理较复杂问题存在很大的局限性,而改进后的遗传算法具有更快的收敛速度和更好的稳定性,比标准遗传算法更易快速寻找全局最优解而且不易陷入局部最优中。

### 参考文献:

- [1] 郑立平,郝忠孝. 遗传算法理论综述[J]. 计算机工程与应用, 2003,21:50-53,96.
- [2] 马永杰,云文霞. 遗传算法研究进展[J]. 计算机应用研究, 2012(4):1201-1206,1210.
- [3] 袁桂霞. 改进的交叉算子在遗传算法中的研究及应用[J]. 江苏广播电视大学学报, 2011(5):54-57.
- [4] 梁芳. 遗传算法的改进及其应用[D]. 武汉:武汉理工大学, 2008.
- [5] 曹道友. 基于改进遗传算法的应用研究[D]. 合肥:安徽大

学,2010.

- [6] 郎航宇,金晶,苏勇. 自适应遗传算法交叉变异算子的改进[J]. 计算机工程与应用,2006,12:93-96,99.
- [7] 叶菁,张莹,阮一文. 一种改进型交叉算子和自识别高变异算子新型遗传算法的研究[J]. 福州大学学报(自然科学版), 2009(6):808-811,817.
- [8] 黄江波,付志红. 基于自适应遗传算法函数优化与仿真[J]. 计算机仿真,2011(5):237-240.
- [9] 卢厚清,陈亮,宋以胜,等. 一种遗传算法交叉算子的改进算法[J]. 解放军理工大学学报(自然科学版),2007(3):250-253.
- [10] 梁兴建,詹志辉,谭伟,等. 基于最优保留策略的改进遗传算法[J]. 计算机工程与设计,2014,35(11):3985-3990.
- [11] 朱凤龙. 遗传算法“早熟”现象的探究及改进策略[D]. 重庆:西南大学,2010.
- [12] 曹道友,程家兴. 基于改进的选择算子和交叉算子的遗传算法[J]. 计算机技术与发展,2010(2):44-47,51.
- [13] 田延硕. 遗传算法的研究与应用[D]. 成都:电子科技大学, 2004.
- [14] 金芬. 遗传算法在函数优化中的应用研究[D]. 苏州:苏州大学,2008.

收稿日期:2018-12-17

(上接第 39 页)

由图 9 可知,曲线有周期性的变化,周期大约为 2.5 s,这说明小齿轮转过一个齿大约需要 2.5 s。由图 10 可知,当小齿轮模数由 90 mm 变化到 110 mm 时,小齿轮的均载系数呈现先增加后减小的趋势,即小齿轮的模数在从 90 mm 增加到 100 mm 的过程中,均载系数是变大的,而小齿轮的模数在由 100 mm 增加到 110 mm 的过程中的时候,小齿轮的均载系数呈现变小的趋势。

## 4 结语

对自升式海洋平台升降装置齿轮齿条进行了动力学分析并研究了小齿轮的均载系数随着载荷、压力角、模数变化的变化情况后,对各种情况的变化规律总结如下:

1) 在小齿轮的载荷由 12 000 kN 增加到 36 000 kN 的过程中,随着升降载荷的变大,小齿轮的均载系数有变小的趋势,均载系数在 1.074~1.082 之间变化。因此升降系统吨位越大,升降平台运行越稳定。

2) 在小齿轮压力角由 25°变化到 29°的过程中,随着小齿轮压力角的变大,小齿轮的均载系数有变小的趋势,均载系数在 1.067~1.082 之间变化。因此在可供选择的压力角范围内,选择较大的压力角。

3) 在小齿轮模数由 90 mm 增加到 110 mm 的过程中,随着小齿轮模数的变大,均载系数呈现出先增大然后减小的趋势。总体来说,模数对于小齿轮的均载性能影响不大。

### 参考文献:

- [1] 吕涛,徐长航,陈国明,等. 自升式海洋平台升降装置齿轮齿

条结构优化设计分析[J]. 机械强度,2015,37(6):1106-1112.

- [2] KAHRAMAN A. Planetary gear train dynamics[J]. ASME Journal of Mechanical Design,1994,116(3):714-720.
- [3] BODAS A,KAHRAMAN A. Influence of carrier and gear manufacturing errors on static load sharing behavior of planetary[J]. JSME International Journal,2004,47(3):908-915.
- [4] SINGH A,KAHRAMAN A,LIGATA H. Internal gear strains and load sharing in planetary transmissions: Model and experiments[C]. USA. New York: ASME, Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, 2007: 1-12.
- [5] 陆俊华,朱如鹏,靳广虎. 行星传动动态均载特性分析[J]. 机械工程学报,2009,45(5):85-90.
- [6] 孙智民,沈允文,王三民. 星型齿轮传动系统定常吸引子共振现象的研究[J]. 中国机械工程,2002,13(15):1332-1336.
- [7] 方宗德,沈允文,黄镇东. 2K-H 行星减速器的动态特性[J]. 西北工业大学学报,1990,8(4):361-371.
- [8] 叶福民,朱如鹏,鲍和云. 非等模数非等压力角 NGW 型行星齿轮系优化设计研究[J]. 机械科学与技术,2011,30(3):351-354.
- [9] 肖正明,秦大同,尹志宏. 多级行星齿轮系统耦合动力学分析与试验研究[J]. 机械工程学报,2012,48(23):51-58.
- [10] 盛冬平,朱如鹏,靳广虎,等. 双排行星齿轮系统的静态均载特性行为[J]. 中南大学学报(自然科学版),2015(10):3637-3645.
- [11] 徐长航,苑思敏,陈国明,等. 自升式海洋平台升降装置动力学行为分析[J]. 石油机械,2013,41(7):49-53.

收稿日期:2018-09-03