

文章编号:1000-582X(2010)06-049-06

新型双环减速器的设计与实验验证

宋轶民,刘 聪,张 俊

(天津大学 机械工程学院,天津 300072)

摘 要:设计了一种新型双环减速器,并对其进行相关实验验证。采用封闭图法确定减速器内啮合齿轮副的变位系数,进而完成了该型减速器的结构设计与运动学仿真。利用 ANSYS 的 APDL 编程语言建立了新型双环减速器样机的三维有限元模型,对其进行了模态仿真与接触分析。结果表明,系统低阶固有频率远高于输入转频,其低阶振型依次表现为高速轴和输出轴在垂直和水平方向的弯曲;在额定载荷下共有 3 对轮齿发生接触,且最大应力远低于齿轮副的许用应力。样机负载运行和振动测试结果表明,新型双环减速器能在单、双轴驱动 2 种工况下运行;单轴驱动时,可利用非 180°相位差克服机构的运动不确定性实现正常运转,而双轴驱动方式下的动力学性能较单轴驱动为好;减速器的传动效率随负载的增大而增加,且具有良好的短期过载能力。实验结果验证了所提方法能用于指导该型减速器的设计。

关键词:双环减速器;有限元法;模态分析;应力分析;传动效率

中图分类号:TH 132.4

文献标志码:A

Design and experimental validation of a novel double-ring-plate gear reducer

SONG Yi-ming, LIU Cong, ZHANG Jun

(School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, P. R. China)

Abstract: A novel double-ring-plate gear reducer (DRPGR) is designed and its experimental validation is conducted. By using the closed-graph method, the modification coefficients of internal gearing in DRPGR are determined. Based on this, the overall structure of the reducer is designed and its kinematics simulation is achieved. With APDL programming language of ANSYS, a 3D finite element (FE) model of DRPGR is established, and its modal analysis and loaded tooth contact analysis (LTCA) are conducted respectively. The modal analysis reveals that the lower natural frequencies of DRPGR are much higher than the input frequency and the lower modes can be classified as vertical and horizontal bending of input and output shafts. The LTCA indicates that three pairs of gear teeth contact simultaneously at rated output torque. Due to the multi-teeth contacts, the maximum stress is much lower than the permissible stress of internal gearings. The experimental tests of the prototype validate that DRPGR is adapted to both single-driven and dual-driven work condition. When single-driven, DRPGR can eliminate the kinematic uncertainty by non-180-degree phase difference design. DRPGR claims a better dynamic performance in dual-driven work condition. The efficiency of DRPGR increases with the increment of output torque and the reducer has an

收稿日期 2010-01-07

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50905122)

作者简介:宋轶民(1971-),天津大学教授、博士生导师,主要研究方向为机构学、机器人学、机械动力学,(E-mail)ymsong@tjuedu.cn。

张俊(联系人),男,天津大学博士,主要从事机械传动、机械动力学方向研究,(E-mail)zhangjun@tju.edu.cn。

excellent short-term overloaded capacity. The experimental results validate that the proposed method can be used to guide the design of that kind of reducer.

Key words: double-ring-plate gear reducer; finite element method; modal analysis; stress analysis; transmission efficiency

三环减速器因其具有结构紧凑、传动比大、承载能力高等优点在冶金、矿山、石油、建筑等领域获得广泛的应用。近 20 年来,学术界围绕三环减速器展开了较为深入的研究,内容涉及结构设计、受力分析、效率计算、振动抑制等多个方面^[1-4]。

以机构学的观点分析,三环减速器可视为平行四边形机构与齿轮机构的串联组合。为消除机构的运动不确定状态并实现功率分流,采用三相互呈 120° 相位差的并列布置形式。这一构型带来的问题是减速器中三相并列机构工作时会产生一个不平衡的摆动力矩,该摆动力矩是造成三环减速器工作时振动的主要原因之一^[5]。另外,为实现三相并列机构的装配,三环减速器的高速轴一般需采用偏心套结构,而偏心套的微动磨损会降低行星轴承的寿命^[6]。

为避免上述 2 个问题,部分学者提出了几种新型结构的环板式减速器^[7-9]。笔者的研究对象为一种非 180° 相位差完全平衡的新型双环减速器^[10]。该型减速器的特点是 2 相机构间的相位差略小于 180° ,无需借助分流装置即可保证机构顺利通过运动不确定位置,故可实现单、双轴驱动两种方式;同时,将偏心直接做在高速轴上,避免了偏心套和高速轴之间的微动磨损;为消除非 180° 相位差带来的机构惯性力和惯性力矩,在高速轴两端设计 4 个平衡配重来实现机构的完全平衡。

在前期研究中,已完成该型减速器的动力学建模与受力分析^[11]。笔者将进一步阐述该新型双环减速器的设计与实验研究。

1 新型双环减速器的设计

为方便论述,以一台规格为中心距 $A = 200 \text{ mm}$ 、传动比 $i = 51$ 的双环减速器样机为例来阐述该新型减速器的设计。设定该减速器样机的额定输出转矩为 $T_o = 3\,300 \text{ N} \cdot \text{m}$,额定输入转速为 $1\,500 \text{ r/min}$ 。

1.1 结构设计

新型双环减速器结构设计的一个重要环节是内

啮合齿轮副的参数设计。其中,又以内啮合齿轮副变位系数的选择最为关键。双环减速器属于平行轴少齿差传动,为避免干涉,一般采用短齿制齿轮副,且需满足多项约束条件^[12-14]。在选择少齿差内啮合齿轮副的变位系数时,一般使用变位系数封闭图。为避免手工绘制封闭图的诸多不便,前期研究中开发了一套基于插切计算系统的外齿轮滚切的少齿差内啮合齿轮副变位系数封闭图软件。图 1 所示为采用上述软件计算获得的内啮合齿轮副变位系数封闭图。

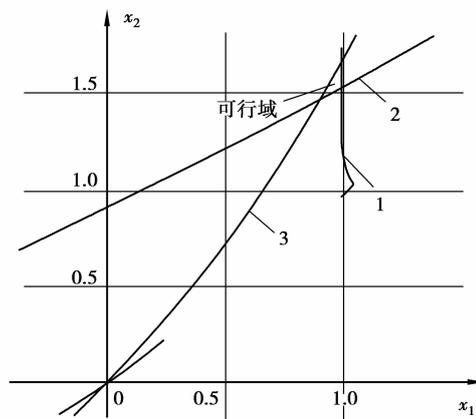


图 1 内啮合齿轮副变位系数封闭图

图 1 中, x_1 、 x_2 轴分别表示外、内齿轮的变位系数,1-3 分别为重合度限制曲线、齿廓重叠干涉曲线和齿高变动系数限制曲线。为清晰计,其他干涉曲线图中未绘出。

由图可知,新型双环减速器内啮合齿轮副变位系数的可行域很小,近似为 1 个三角形区域。结合上图,可选取齿轮副变位系数为 $x_1 = 0.9$, $x_2 = 1.5$ 。

确定内啮合齿轮副的变位系数后,可进一步计算齿轮副的各项几何参数,再由减速器中各零部件间的结构与强度约束,可确定整个传动装置的结构参数。篇幅所限,仅给出新型双环减速器样机的基本参数如表 1 所示。

表1 双环减速器基本参数

参数名称	中心距 A/mm	外齿轮 齿数 z_1	内齿轮 齿数 z_2	模数 m/mm	外齿轮 变位 系数 x_1	内齿轮 变位 系数 x_2	齿顶高 系数 h_a^*	偏心距 e/mm	机构相 位差 $\varphi/(\circ)$	啮合角 $\alpha'/(\circ)$	高速轴 轴径 d_i/mm	输出轴 轴径 d_o/mm	高速轴上 行星轴承 型号	高速轴上 支承轴承 型号	输出轴上 支承轴承 型号
参数值	200	51	52	4	0.9	1.5	0.7	3.238	173.076	954.526 9	35	70	NJ 1010	32908	7007 AC

在确定新型双环减速器的各项结构参数后,可利用 Pro/E 完成该减速器的虚拟样机设计,其三维实体造型如图 2 所示。为清晰计,图中隐去了箱体上盖。

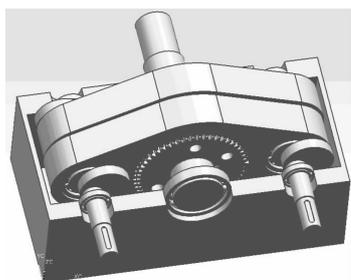


图2 双环减速器实体造型

完成上述工作后,可利用 Pro/E 的仿真功能,对新型双环减速器进行装配与运动干涉检验。设计结果表明,按表 1 中参数所设计的新型双环减速器易于装配且不存在任何运动干涉。

1.2 模态分析

作为一种动力传递装置,新型双环减速器除了要满足运动要求之外,还要具有良好的动态特性。为此,在设计阶段还应明晰减速器的固有特性,使其在工作时避开共振区。

虽然可将上阶段在 Pro/E 中建立的实体模型导入 ANSYS 进行有限元分析,但考虑到二者之间数据转换时容易出现信息丢失,且无法实现有限元模型参数修改,故本文利用 ANSYS 的 APDL 编程语言建立新型双环减速器传动部分的参数化有限元模型,进而对其进行模态分析。

前期研究表明,由于箱体的刚度较大,而平衡配重的质量较小,二者对双环减速器的固有特性影响均不大。因此,为缩短模型求解时间,可建立仅包含减速器箱内传动部分的有限元模型,如图 3 所示。其中,该有限元模型包含 167 264 个单元和 289 939 个节点。

此外,考虑到 ANSYS 进行模态分析时不计入各种非线性因素,故在建模时借助“节点耦合”来处理减速器中各接触副,并将减速器中的各轴承简化为与其内外径等同的圆柱,各轴承的支承刚度由半

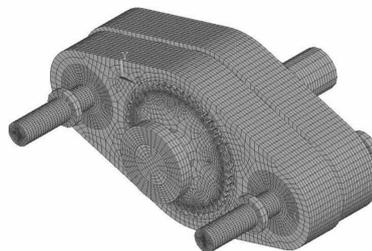


图3 双环减速器有限元模型

解析法拟合为圆柱的等效弹性模量。对图 3 所示的有限元模型,设定其边界条件如下:

1) 轴承内圈与轴颈: 设定接触面上所有节点的径向和轴向自由度耦合,释放其周向自由度,即使得轴可在轴承内转动。

2) 行星轴承外圈与环板: 减速器工作时,行星轴承外圈与环板轴承孔为半周接触,故设定半周接触面上所有节点的径向和轴向自由度耦合,释放周向自由度。

3) 支承轴承外圈和箱体轴承座孔: 设定接触面上所有节点的径向、轴向和周向自由度耦合。

4) 内啮合齿轮副: 设定接触齿对上接触线上所有节点的法向自由度,释放切向和轴向自由度。

5) 高速轴轴伸: 设定轴伸外表面所有节点的径向、轴向和周向自由度。

完成边界条件设定后,采用半空间法求解上述有限元模型,进而获得系统的固有频率和相应振型。表 2 所示为系统前 4 阶固有频率和振型描述。

表2 双环减速器低阶固有特性

阶次	固有频率/Hz	振型描述
1	301	高速轴垂直平面内的弯曲
2	331	高速轴水平平面内的弯曲
3	418	输出轴垂直平面内的弯曲
4	438	输出轴水平平面内的弯曲

可见,新型双环减速器的第 1 阶固有频率为 301 Hz,远高于高速轴的转频。因此,该减速器在启动和工作期间一般不会发生共振。而由系统前 4 阶

振型描述可知,该型减速器工作时更易激起垂直平面内的振动,此点也与前期研究结论相符^[11]。

1.3 内啮合齿轮副接触分析

新型双环减速器的设计还应保证其内啮合齿轮副具有足够的强度。由于该类减速器属于少齿差传动,其内啮合齿轮副在受载状态下会出现多齿啮合现象,可有效提高齿轮副承载能力^[12]。为充分发挥这一积极效应,提高双环减速器的承载能力,下文将建立双环减速器内啮合齿轮副的三维有限元模型,对其进行接触分析。之所以不采用二维有限元模型或齿圈段模型,是由于平面应力模型或不完整齿圈段模型在精确计算齿轮应力时会带来不可忽略的误差^[15-17]。

根据双环减速器内啮合齿轮副的装配情况,以单相串联机构为例,建立包含完整内齿圈和外齿轮的三维有限元模型如图 4 所示。



图 4 内啮合齿轮副三维有限元接触模型

图中,内啮合齿轮副采用 SOLID185 单元进行网格划分,且对可能参与啮合的齿对进行网格精细划分。考虑到少齿差内啮合传动中同时接触的齿对数一般不超过 3 对^[12],此处设定理论接触齿对以及与其相邻的 2 对轮齿(共 5 对轮齿)为接触区,且采用 TARGET170 和 CONTA173 进行接触单元设置。划分完毕后,模型共包含 142 625 个单元和 266 060 个节点。另外,根据相对运动关系,约束外齿轮轮毂孔圆周面上所有节点的径向、轴向和周向自由度;同时,约束内齿圈外圆周面上所有节点的径向和轴向自由度,而将输出转矩转换为内齿轮外圈节点的切向力。为了更清晰,图 4 中未标出各项约束符号。

求解上述有限元模型,可获得内啮合齿轮副的应力和变形。图 5 所示为接触区附近的 von mises 应力云图。

由图 5 可知,在额定载荷工况下,新型双环减速器单相机器的内啮合齿轮副共有 3 对轮齿同时接触承载,且应力与变形主要集中在接触轮齿附近,表明建模时仅计入内外齿圈的简化和设定 5 对轮齿为接触区是恰当的。图 6 表明,该内啮合齿轮副的最大

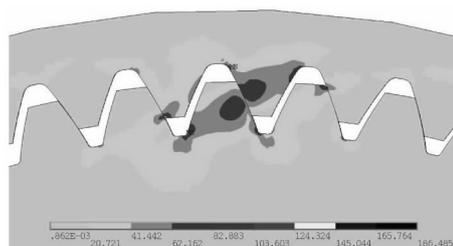


图 5 内啮合齿轮副 von mises 应力

应力出现在理论接触齿对的外齿轮齿根附近,这与理论分析结论相符;齿轮副的最大 von mises 应力为 186.5 MPa,远低于齿轮副的许用弯曲应力,说明该双环减速器的齿轮副强度足够,且具有良好的短期过载能力。

2 实验测试

为验证按照上述方法所设计的新型双环减速器的正确性,制造了一台相应规格的减速器样机,并对其进行了实验测试。

2.1 运动检验

将双环减速器样机的一根高速轴通过联轴器与电机相联,并将其输出轴与加载装置相联,传动系统的布局如图 6 所示。



图 6 单轴驱动布局图

测试结果表明,减速器样机在单轴驱动工况下,能够利用非 180°相位差克服机构运动的不确定性,实现正常运转。将上述系统在额定输入转速下逐步加载到额定输出转矩并运行至热平衡,测得减速器输入轴(有动力输入的高速轴)支承轴承座外表面的温度为 52℃,支撑轴(无动力输入的高速轴)支承轴承座外表面的温度为 42℃(环境温度为 32℃)。此时,减速器的工作噪声为 82.4 dB,低于二环减速器规定的噪声标准(JB/T 10299—2001)。

若将系统改为双轴驱动方式,在同样工作条件下,测试其工作噪声为 78 dB,原输入轴支承轴承座外表面的温度降为 48℃,原支撑轴支承轴承座外表面的温度升至 47℃。显然,从减速器的工作噪声和轴承温升可以判断,该型双环减速器在双轴驱动工况下实现了功率分流,动力学性能较单轴驱动工况

为好,与文献[11]的动力学仿真结果一致。

2.2 传动效率与过载测试

在额定输入转速下,依次测量双环减速器样机传递额定功率的 30%、50%、75%、100%时的传动效率,得到其效率曲线如图 7 所示。

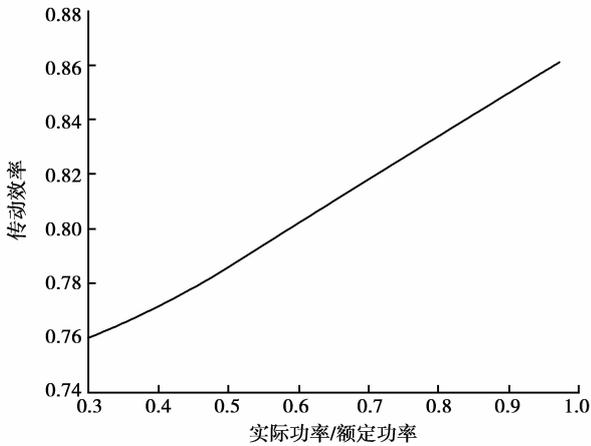


图 7 双环减速器载荷—效率曲线

由图 7 可知,新型双环减速器的传动效率随着载荷的增大而增高,其满载时的传动效率为 86.5%。若通过严格控制减速器制造、安装误差,改善润滑条件等措施,可望使得该型减速器的传动效率与三环减速器相当。

调节测试系统的加载装置,使得双环减速器样机的输出转矩为其额定输出转矩的 120%、150%、180%和 200%,依次各运行 3 min 后开箱检查,未发现减速器各部件有损伤。此点表明,新型双环减速器具有良好的短期过载能力,工作时可承受较大的载荷冲击。这也间接验证了前文内啮合齿轮副接触分析结论的正确性。

2.3 振动测试

参照国家标准《验收试验中齿轮装置机械振动的测定》(GB 8543—1987)的规定对新型双环减速器样机进行振动测试。测试时使用的部分测试仪器的型号规格如表 3 所示。

表 3 部分测试仪器型号规格

名称	型号	精度等级
加速器传感器	B&K 4369	2.49 pC/ms ²
电荷放大器	B&K 2635	0.1~10.99 pC/ms ²
数据采集卡	NI 6221	16-Bit, 250 kS/s

测试前,需对所有的加速度传感器、电荷放大器及数据自动采集处理系统进行校准,并对减速器上

规定的测点处进行打磨,以便将传感器的磁性底座安放在相应的测点处。依据实验条件,仅选取减速器各轴承座及环板顶部作为测点,分别测试各测点处的振动加速度信号。篇幅所限,仅给出额定工况下输入轴前端支承轴承座处水平方向的振动信号,如图 8 所示。

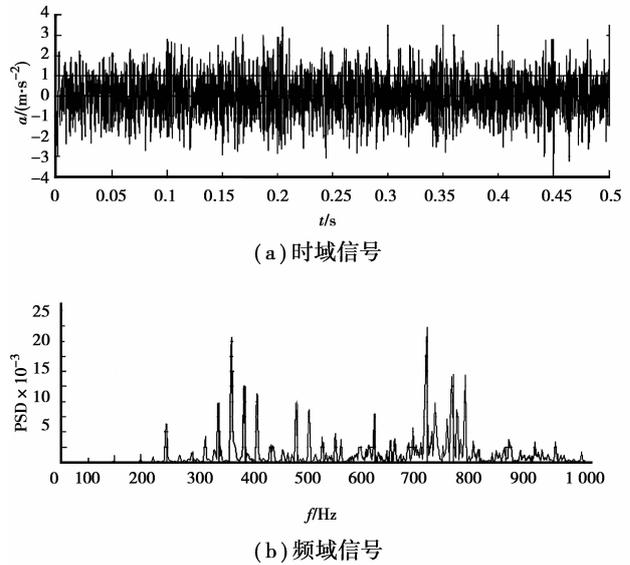


图 8 输入轴前端支承轴承座处的振动信号

由图 8(a)可知,该振动信号为一受噪声干扰的多频率成分周期信号。对该信号进行功率谱变换后,可获知系统频域信号,进而推知系统的振动特性。由图 8(b)可知,功率谱最大峰值对应的频率(主频)为 324 Hz,接近系统第 1 阶固有频率(301 Hz)与高速轴转频(25 Hz)之和,亦即是以减速器固有频率为载波频率,高速轴转频为调制频率的齿轮共振频率调制。此点表明该减速器样机存在一定的齿形误差,可据此推知减速器偏心轴的加工误差及安装误差较大,在后续研究中应予以严格控制。

3 结 论

1)新型双环减速器能利用非 180°相位差克服机构运动的不确定性,无需借助分流装置即可实现单轴正常运转。

2)新型双环减速器可采用单、双轴驱动两种方式,两种驱动方式下减速器的振动噪声均能满足现有二环减速器标准,但双轴驱动工况下系统的动态性能较单轴驱动为好。

3)新型双环减速器具有良好的短期过载能力,其传动效率随负载的增大而增加,满载时的效率约

为 86.5%,且可通过相应措施提升传动效率。

4)提出的设计方法能用于指导该型减速器的设计。后续研究应进一步关注该型减速器关键零部件的误差控制策略

参考文献:

- [1] 朱才朝. 三环减速器的动力学及减振研究[D]. 重庆: 重庆大学, 1998.
- [2] YANG J M, ZHANG C. Elasto-dynamics of internal gear planetary transmissions [J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40 (10): 1107-1125.
- [3] 张雪雁, 孟宪举, 蔡玉强. 三环传动系统振动特性研究[J]. 机械设计与制造, 2008(9): 82-84.
ZHANG XUE-YAN, MENG XIAN-JU, CAI YU-QIANG. The vibration characteristics analysis for three-ring gear reducer [J]. Machinery Design & Manufacture, 2008(9): 82-84.
- [4] 张俊, 宋轶民, 张策. 少齿差环板式减速器的弹性动力学分析. 机械工程学报, 2008, 44(2): 118-128.
ZHANG JUN, SONG YI-MIN, ZHANG CE. Elasto-dynamic analysis of ring-plate gear reducer with small tooth number difference [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(2): 118-128.
- [5] 朱才朝, 秦大同. 平行轴少齿差环式减速器动平衡研究[J]. 农业机械学报, 2001, 32(2): 73-76.
ZHU CAI-CHAO, QIN DA-TONG. A study on dynamic balance of a ring reducer with small tooth number difference and parallel axis[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2001, 32(2): 73-76.
- [6] 崔建昆, 张光辉. 三环减速器偏心套微动磨损分析[J]. 机械设计, 1996(12): 31-32.
CUI JIAN-KUN, ZHANG GUANG-HUI. A study on fretting wear of eccentric sleeves in three-ring reducer [J]. Journal of Machine Design, 1996(12): 31-32.
- [7] 朱才朝, 唐倩, 王家序, 等. 新型环式减速机的动态特性[J]. 机械工程学报, 2008, 44(4): 58-62.
ZHU CAI-CHAO, TANG QIAN, WANG JIA-XU, et al. Dynamic Characteristics of new ring-reducer [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(4): 58-62.
- [8] 辛绍杰, 李华敏, 梁永生. 新型三环减速器油膜浮动均载机理的研究及应用[J]. 机械科学与技术, 2000, 19(4): 581-583.
- XIN SHAO-JIE, LI HUA-MIN. Study on equilibrating load mechanism of oil film floating on a new type of three-ring gear reducer [J]. Mechanical Science and Technology, 2000, 19(4): 581-583.
- [9] 段红杰, 蒋玮. 四环减速器内齿板的结构设计及力学性能分析[J]. 郑州轻工业学院学报: 自然科学版, 2003, 18(1): 3-6.
DUAN HONG-JIE, JIANG WEI. Structure design and force capability analysis for the driving ring board four-ring type of gear reducer [J]. Journal of Zhengzhou University of Light Industry: Natural Science, 2003, 18(1): 3-6.
- [10] 张策, 宋轶民, 张俊. 双环式减速传动装置, 实用新型专利, ZL 2004 2 0085686.0 [P]. 2005, 01-20.
- [11] ZHANG J, SONG Y, ZHANG C. Design and dynamics simulation of a novel double-ring-plate gear reducer [J]. Transactions of Tianjin University, 2007, 13 (3): 163-168.
- [12] SHU X L. Determination of load sharing factor for planetary gearing with small tooth number difference [J]. Mechanism and Machine Theory, 1995, 30 (2): 313-321.
- [13] BONORI G, BARBIERI M, PELLICANO F. Optimum profile modifications of spur gears by means of genetic algorithms [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 313(3/5): 603-616.
- [14] LI S T. Finite element analyses for contact strength and bending strength of a pair of spur gears with machining errors, assembly errors and tooth modifications [J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42 (1): 88-114.
- [15] LI S T. Deformation and bending stress analysis of a three-dimensional thin-rimmed gear [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2002, 124: 129-135.
- [16] MARUNIC G, GLAZAR V. Effect of gear body on rim stress variation [J]. Advanced Engineering, 2008, 2 (2): 261-266.
- [17] LI S T. Contact problem and numeric method of a planetary drive with small teeth number difference [J]. Mechanism and Machine Theory, 43(9): 1065-1086.

(编辑 张小强)