

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.11.006

鼓形修形和偏载对直齿轮强度的影响研究^{*}

曹 然, 夏建芳

(中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083)

摘要:针对偏载会引起渐开线圆柱直齿轮产生严重边缘接触的问题,对鼓形修行直齿轮的抗偏载能力进行了研究。使用 Abaqus 软件构建了直齿圆柱齿轮副受载的有限元模型,从鼓形修行和偏载载荷两方面出发,以鼓形修行量和偏载载荷大小为变量,分析了鼓形修形量为 0、20 μm 、50 μm 和偏载量为 0° 、 0.1° 、 0.2° 时齿轮齿面的接触应力和齿根的弯曲应力分布规律,并研究了鼓形修形量和偏载量两者之间的相互影响关系。研究结果表明:鼓形修形可降低齿轮边缘应力集中现象,使应力集中区向齿轮中部靠近;偏载会增加齿轮的接触应力和弯曲应力;修形能增强齿轮抗偏载能力,缓解齿轮边缘接触现象。

关键词:鼓形修形;齿轮传动;偏载;有限单元法;接触应力;弯曲应力

中图分类号:TH132.41;TH114

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2018)11-1172-06

Influence of drum-shaped modification and deflected load on strength of spur gears

CAO Ran, XIA Jian-fang

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: Aiming at the problem of serious edge contact between involute cylinder gears caused by deflected load, the anti-deflection ability of drum corrected gear was studied. The finite element model of the spur gear pair under load was established by the software Abaqus. Starting from drum-shaped modification and deflected load, the distribution law of drum-shaped modification which at 0, 20 μm , 50 μm and deflected load which at 0° , 0.1° , 0.2° on the stress distribution characteristic of gear was analyzed, and the interaction between drum-shaped modification and deflected load was researched. The results indicate that the drum-shaped modification can reduce the edge stress concentration of gear, which impels stress concentration region to move to the middle of gear. Deflected load will increase the contact stress and bending stress will be significantly. Drum-shaped modification can enhance the anti-deflection modification ability of gear and reduce the edge contact.

Key words: drum-shaped modification; gear drive; deflected load; finite element method; contact stress; bending stress

0 引 言

在工程应用中,由于加工误差、安装误差、轴承变形以及齿轮本身的扭转变形等,均会对齿轮啮合过程的振动、噪音以及强度等产生重要的影响^[1,2]。

LI 等^[3]通过一系列实验研究了鼓形修形和安装误差对直齿圆柱齿轮啮合强度的影响,结果表明鼓形修形和安装误差会增大齿面接触应力和齿根弯曲应

力;TRAN 等^[4-5]通过实验研究了加工误差对齿轮接触强度的影响,结果表明齿面接触应力随着加工误差的增加而增大;LITVIN 等^[6]在前人的基础上通过有限单元法研究了齿轮的加工误差、安装误差和修形与齿轮的静态传递误差、啮合刚度和载荷分配比之间的关系,结果表明齿轮的加工误差、安装误差和修形均会影响齿轮的静态传递误差、啮合刚度和载荷分配比,加工误差会改变静态传递误差曲线的形状,而安装误差和修

形不会;罗才旺^[7]通过 Romax 软件计算得到了齿轮静态传递误差,建立了齿轮系统方程,并用该方程研究了平行度误差、载荷和修形对齿轮动态传递误差和动载系数的影响规律。

齿轮传动系统运转过程中,因传动轴在载荷作用下发生弯曲变形,或因传动轴、齿轮副安装过程产生安装误差,导致直齿轮沿齿宽产生边缘接触,造成载荷在齿宽方向分配不均匀,引起齿宽边缘应力集中,即“偏载现象”。

本文将以直齿圆柱齿轮为研究对象,研究修形和偏载对齿轮齿面接触强度和齿根弯曲强度的大小和分布情况的影响。

1 初始模型建立和分析

1.1 模型的建立

直齿圆柱齿轮副模型的几何参数如表 1 所示。

表 1 齿轮副几何参数

参数名称	数值
小轮齿数	35
大轮齿数	37
模数/mm	2
压力角/(°)	20
齿顶高系数	0.8
顶隙系数	0.3
大轮齿宽/mm	9.3
小轮齿宽/mm	19.5
弹性模量/MPa	206 000
泊松比	0.29

本研究由表 1 中参数构出齿轮的三维模型,并通过 Abaqus 对其进行网格划分。

网格划分后的有限元模型及其在有限元分析中的边界条件等情况如图 1 所示。

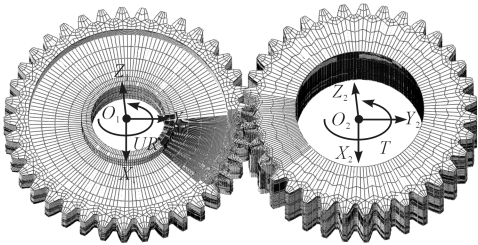


图 1 齿轮副边界条件示意图

1.2 边界条件的设定

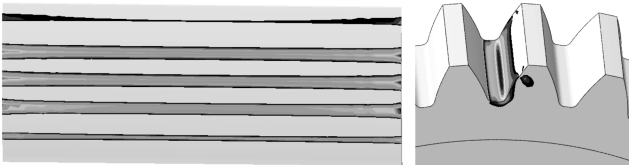
本研究在分析前调整齿轮之间的装配位置,保证大小轮两端面之间的距离相等,然后在两个齿轮中心分别创建节点 O_1 和 O_2 ,并在 O_1 和 O_2 上分别创建相

应的局部坐标系,然后将 O_1 和 O_2 与它们对应的齿轮的内圈耦合。

根据 LI^[8]的分析模型,本研究给大轮耦合节点 O_1 施加大小为 0.85 rad 的角位移,在 Abaqus 中的时间步长设置为 0.005,保证两齿轮始终在细网格之间啮合,给小轮耦合参考点 O_2 施加大小为 100 N·m 的负载转矩,以此来模拟齿轮副运转的实际工况。

1.3 结果分析

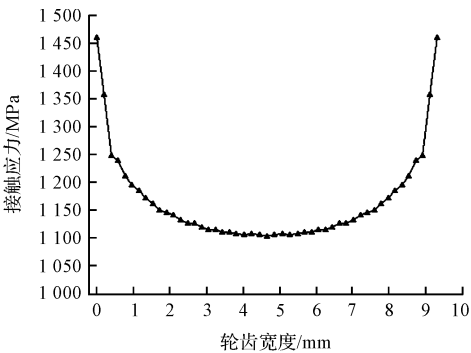
通过上述分析得到的大轮齿面接触应力和齿根弯曲应力的分布情况如图 2 所示。



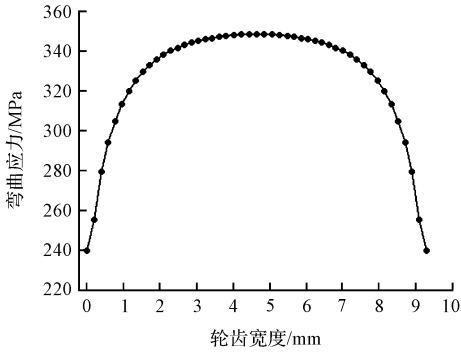
(a) 齿面接触应力分布 (b) 齿根弯曲应力分布

图 2 接触应力和弯曲应力分布情况

齿面接触应力和齿根弯曲应力在单齿啮合最高点出现最大值,该位置接触应力和弯曲应力沿齿宽方向的大小和分布情况如图 3 所示。



(a) 齿宽方向接触应力分布



(b) 齿宽方向弯曲应力分布

图 3 齿宽方向接触应力和弯曲应力分布情况

结合图 2(a) 和图 3(a) 可知:大轮上靠近轮齿边缘的地方接触应力较大;通过与其他类型的齿轮分析结果对比发现,这对齿轮正常啮合时轮齿边缘存在较

大的应力集中。由图 2(b)和图 3(b)可知:齿根弯曲应力在齿根中间位置有最大值。

2 鼓形修形对轮齿应力分布的影响

上述齿轮的齿面接触应力在轮齿边缘存在较大的应力集中,在实际应用过程中易出现疲劳点蚀等缺陷^[9]。

本文中通过对小轮进行齿向鼓形修形来减小轮齿边缘应力集中的现象^[10]。记鼓形修形量为 Δ ,分别取 Δ 为 20 μm 和 50 μm 建立修形后的小轮模型,通过有限元分析观察鼓形修形对齿面接触应力和齿根弯曲应力的影响情况。

不同修形量对应的齿面接触应力分布情况如图 4 所示。

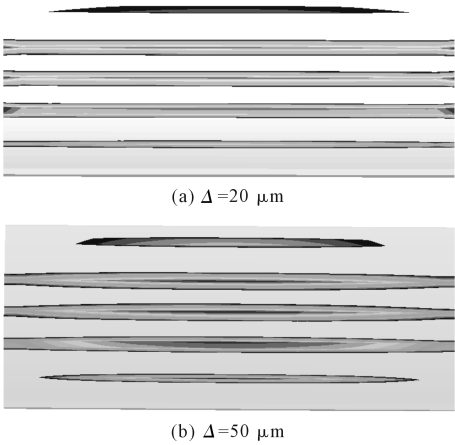


图 4 修形后齿面接触应力分布情况

不同修形量对应的齿根弯曲应力分布情况如图 5 所示。

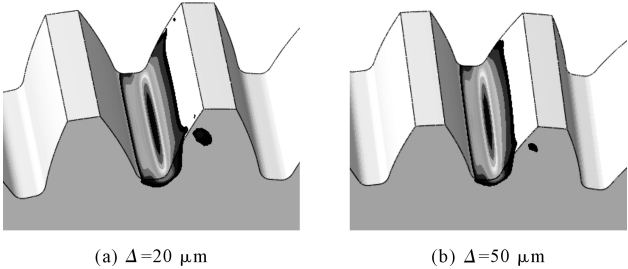


图 5 修形后齿根弯曲应力分布情况

将图(4,5)与图 2 进行对比可知:修行后轮齿边缘的应力集中得到了改善,齿面接触应力和齿根弯曲应力的最大值仍出现在单齿啮合最高点。该位置接触应力和弯曲应力沿齿宽方向的大小分布如图 6 所示。

由图 6(a)可知:修形后齿面接触应力仍存在一定的应力集中。当 $\Delta = 20 \mu\text{m}$ 时,轮齿边缘仍有较大的

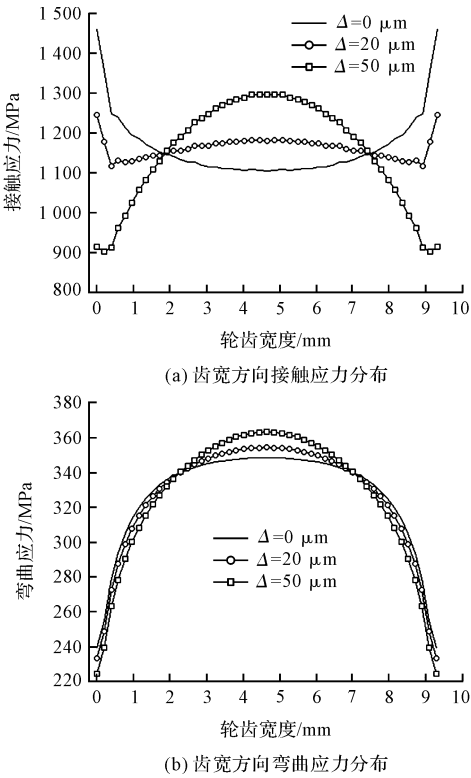


图 6 修形前后接触应力和弯曲应力分布情况

应力集中;当 $\Delta = 50 \mu\text{m}$ 时,轮齿中间位置的接触应力最大,边缘处的应力集中对其影响很小,可以忽略不计。因此,上述修形在一定程度上降低了轮齿上的最大接触应力。

由图 6 可知:修形量越大,轮齿中间位置的接触应力和弯曲应力越大。这是由于修形后接触区域逐渐向轮齿中部靠拢,使得轮齿边缘的应力集中现象得到改善。

修形前后轮齿上的最大接触应力和弯曲应力如表 2 所示。

表 2 修形前后最大接触应力和弯曲应力		
修形量/ μm	最大接触应力/MPa	最大弯曲应力/MPa
0	1 460	348.4
20	1 245	354.3
50	1 297	363.2

由表 2 可知:齿轮修形后降低了轮齿上的最大接触应力,最大弯曲应力有所增加。当 $\Delta = 20 \mu\text{m}$ 时最大接触应力降低了 14. 7%,最大弯曲应力增加了 1. 7%;当 $\Delta = 50 \mu\text{m}$ 时最大接触应力降低了 11. 2%,最大弯曲应力增加了 4. 2%。由于弯曲应力的增幅小于接触应力降低的幅度,当齿轮的齿面接触强度不足而齿根弯曲强度有一定的余量时,可以考虑这种修形方式来提高齿轮的接触强度;对于上述研究对象,最好修形量为 20 μm 。

3 偏载对轮齿应力分布的影响

过载、瞬间或剧烈的冲击载荷以及严重偏载均易引起突然断齿,造成这种损伤的主要原因是载荷产生的应力超过了材料的强度极限。本文以此为基础通过对小轮施加绕图 1 中的 X_2 轴和 Y_2 轴旋转的角度误差来研究偏载对直齿轮传动系统应力分布的影响。

记小轮绕 X_2 轴和 Y_2 轴旋转的角度分别为 θ_x 和 θ_y ,取 θ_x 和 θ_y 分别为 0.1° 和 0.2° 进行研究。

当小轮修形量 $\Delta = 0\ \mu\text{m}$ 时的接触应力分布情况如图 7 所示。

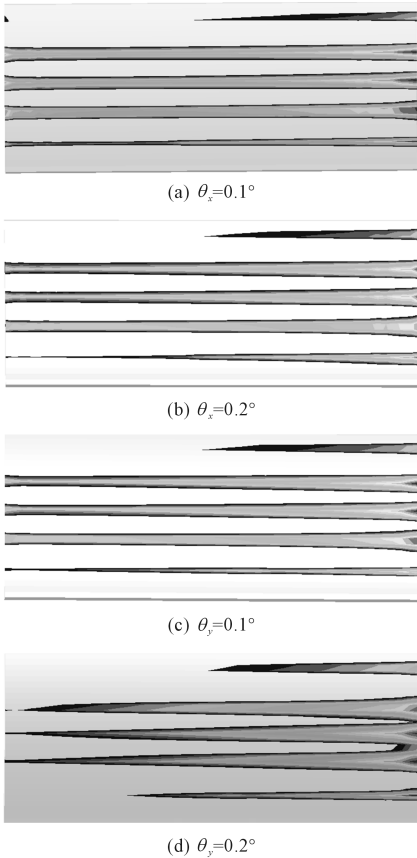


图 7 不同偏载量对应的接触应力分布

由图 7 可知:偏载使齿轮传动系统发生了严重的边缘接触。此时的齿面接触应力和齿根弯曲应力仍在单齿啮合最高点取得最大值,该位置接触应力和弯曲应力沿齿宽方向分布如图 8 所示。

由图 8(a)可知:偏载后大轮上发生了边缘接触,且偏载的角度越大,边缘接触越严重,产生的最大接触应力越大。由图 8(b)可知:偏载后弯曲应力的作用区域也沿着偏载的方向移动,且偏载角度越大,该区域移动的距离也越大,产生的弯曲应力越大。

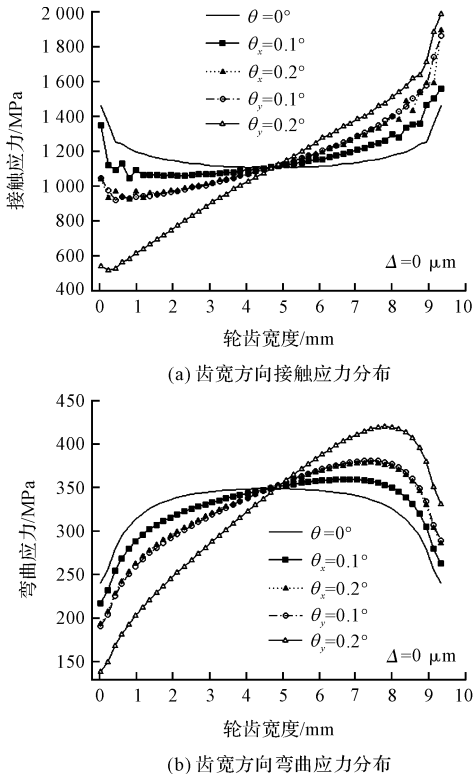


图 8 不同偏载量时接触应力和弯曲应力分布

以无偏载时最大弯曲应力点的位置为初始点,偏载后最大弯曲应力偏离初始点的距离记为偏移距离,则偏载前后最大接触应力和弯曲应力以及偏移距离的变化情况如表 3 所示。

表 3 偏载前后最大接触应力和弯曲应力

偏载量/(°)	最大接触应力 /MPa	最大弯曲应力 /MPa	偏移距离 /mm
$\theta = 0$	1 460	348.4	0
$\theta_x = 0.1$	1 558	358.8	1.983
$\theta_x = 0.2$	1 896	378.0	2.745
$\theta_y = 0.1$	1 863	380.5	2.745
$\theta_y = 0.2$	1 987	426.7	3.126

由表 3 可知:当角度 $\theta_x = 0.1^\circ$ 时,齿轮接触应力增加了 6.7%,弯曲应力增加了 3.0%;当角度 $\theta_x = 0.2^\circ$ 时,接触应力增加了 29.9%,弯曲应力增加了 8.5%;当角度 $\theta_y = 0.1^\circ$ 时,齿轮接触应力增加了 27.6%,弯曲应力增加了 9.2%;当角度 $\theta_y = 0.2^\circ$ 时,齿轮接触应力增加了 36.1%,弯曲应力增加了 22.5%。

由此可知:偏载极大地增加了轮齿上的接触应力和弯曲应力。因此,为保证齿轮工作寿命,在齿轮安装和工作过程中应尽量避免偏载。

4 鼓形修形对偏载的影响

由上述分析可知:鼓形修形能适当地降低轮齿边

缘的接触应力,偏载会大大增加轮齿上的接触应力。

本研究对修形后的齿轮副引入一定偏载量,研究修形后不同偏载量的齿面接触应力和齿根弯曲应力的分布情况。分析结果如图(9,10)所示。

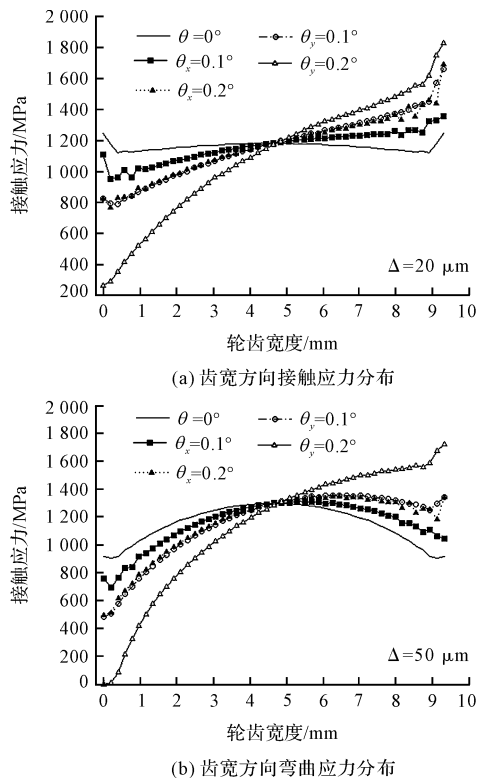


图 9 不同修形量和偏载量时接触应力分布

由图 9 和图 8(a)可知:适当的鼓形修形能在一定程度上避免因偏载而引起的边缘接触。当 $\Delta = 20 \mu\text{m}$ 时仍存在明显边缘接触,当 $\Delta = 50 \mu\text{m}$ 时边缘接触的现象得到显著改善。

由图 10 和图 8(b)可知:修形后的齿轮模型发生偏载时,弯曲应力的作用区域也沿着偏载的方向移动。

图(9,10)中最大接触应力、弯曲应力和最大弯曲应力偏移距离的变化情况如表 4 所示。

表 4 不同修形量和偏载量时最大接触应力和弯曲应力

修形量 / μm	偏载量 / $(^\circ)$	最大接触 应力/MPa	最大弯曲 应力/MPa	偏移距离 /mm
20	$\theta = 0$	1 245	354.3	0
	$\theta_x = 0.1$	1 355	360.9	1.412
	$\theta_x = 0.2$	1 690	376.7	2.364
	$\theta_y = 0.1$	1 663	379.8	2.364
	$\theta_y = 0.2$	1 827	422.0	3.126
	$\theta = 0$	1 297	363.2	0
50	$\theta_x = 0.1$	1 302	364.1	0.840
	$\theta_x = 0.2$	1 348	377.4	1.792
	$\theta_y = 0.1$	1 356	380.5	1.792
	$\theta_y = 0.2$	1 724	417.5	2.745

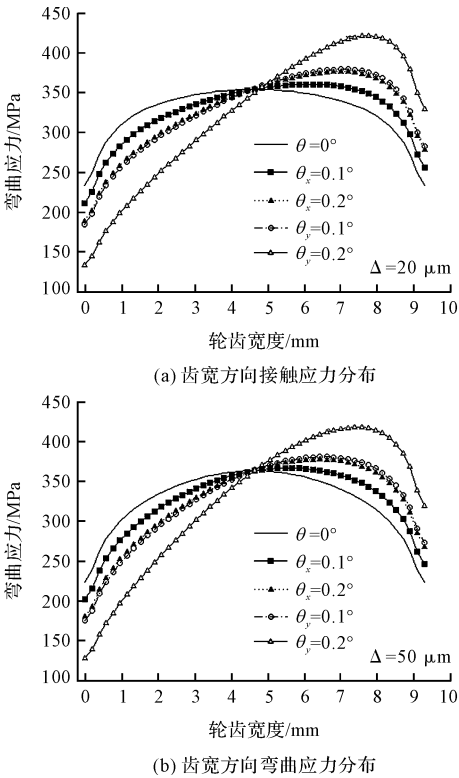


图 10 不同修形量和偏载量时弯曲应力分布

由表 4 可知:对于修形后的模型,随着偏载量的增加,最大接触应力、最大弯曲应力和偏移距离都增大。对比表(3,4)可得:在相同的偏载量时,修形后模型的最大接触应力要小于修形前,且修形量越大接触应力越小,抗偏载能力越强;在相同偏载量时,修形前后最大弯曲应力的变化不大,但最大弯曲应力沿着偏载方向偏移的距离存在明显差异,修形量越大,偏移的距离越短。总体而言,当偏载量为 $\theta_x = 0.1^\circ$ 时,修形量 Δ 取 $20 \mu\text{m}$ 或 $50 \mu\text{m}$ 都可以有效改善轮齿边缘的接触应力,对于其余 3 种情况,修形量 Δ 取 $50 \mu\text{m}$ 时偏载效果会更好。

5 结束语

本文研究了修形和偏载对齿轮齿面接触强度和齿根弯曲强度的大小和分布情况的影响,得到以下结论:

(1)直齿轮副啮合时轮齿边缘的接触应力存在较大应力集中,鼓形修形可以改善该处的应力集中,降低轮齿上的接触应力,鼓形修形会增加齿根弯曲应力,但其增幅小于接触应力降低的幅度,本文研究对象的最佳修形量为 $20 \mu\text{m}$;

(2)偏载会引起更严重的边缘接触,极大地增加了轮齿上的接触应力和弯曲应力,偏载角度越大边缘接触越严重,偏载后齿根弯曲应力的作用区域也沿着

偏载的方向移动,且偏载量越大该区域移动的距离越大;

(3)修形后的齿轮模型具有更强的抗偏载能力,能有效缓解因偏载引起的边缘接触现象,偏载量较小时修形量不宜过大,因为过大的修形量也会增加接触应力,对于本文研究对象,当偏载量小于 0.1° 时选用 $20\text{ }\mu\text{m}$ 的修形量较为合适,当偏载量大于 0.1° 时应选用更大的修形量;

(4)修形前后相同偏载量的模型的最大弯曲应力变化不大,其作用位置沿着偏载方向偏移的距离会随着修形量的增加而减小。

参考文献 (References):

- [1] LI S. Effects of machining errors, assembly errors and tooth modifications on loading capacity, load-sharing ratio and transmission error of a pair of spur gears[J]. **Mechanism & Machine Theory**, 2007, 42(6):698-726.
- [2] 严宏志,胡 威,何国旗. 考虑表面粗糙度的面齿轮齿面接触应力分析[J]. 机械设计与研究, 2012, 28(4): 58-61.
- [3] LI S. Effects of misalignment error, tooth modifications and transmitted torque on tooth engagements of a pair of spur gears [J]. **Mechanism & Machine Theory**, 2015, 83(3):125-136.
- [4] LI T, PAN C. On grinding manufacture technique and tooth

contact and stress analysis of ring-involute spherical gears [J]. **Mechanism & Machine Theory**, 2009, 44(10): 1807-1825.

- [5] TRAN V T, HSU R H, TSAY C B. Tooth contact analysis of double-crowned involute helical pairs shaved by a crowning mechanism with parallel shaving cutters[J]. **Mechanism & Machine Theory**, 2014, 79(5):198-216.
- [6] LITVIN F L, GONZALEZ-PEREZ I, FUENTES A, et al. Topology of modified surfaces of involute helical gears with line contact developed for improvement of bearing contact, reduction of transmission errors, and stress analysis [J]. **Mathematical & Computer Modelling**, 2005, 42(9): 1063-1078.
- [7] 罗才旺,唐进元,陈思雨. 齿向鼓形修形及偏载对齿轮传动特性的影响研究[J]. 机械科学与技术, 2011, 30(8):1331-1334.
- [8] LI S. 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 & Machine Theory**, 2007, 42(1):88-114.
- [9] 萨本估. 高速齿轮传动设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1986
- [10] 邢亚飞,金晓怡,季春云. 新型粉末包装机往复式横封机构设计[J]. 轻工机械, 2017, 35(6):68-71.

[编辑:周昱晨]

本文引用格式:

曹 然,夏建芳. 鼓形修形和偏载对直齿轮强度的影响研究[J]. 机电工程, 2018, 35(11):1172-1177.

CAO Ran, XIA Jian-fang. Influence of drum-shaped modification and deflected load on strength of spur gears[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2018, 35(11):1172-1177

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>