

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2024.203

引用格式:王耀禄,陈莹卷,宋朝省,等.中心距变化斜齿圆柱齿轮啮合特性分析及齿面优化修形[J].重庆大学学报,2025,48(5): 1-14.



# 中心距变化斜齿圆柱齿轮啮合特性分析及齿面优化修形

王耀禄<sup>1</sup>, 陈莹卷<sup>2,3</sup>, 宋朝省<sup>1</sup>, 朱加贊<sup>4</sup>, 王中荣<sup>4</sup>

(1. 重庆大学高端装备机械传动全国重点实验室,重庆 400044; 2. 中冶赛迪技术研究中心有限公司,重庆 401122;  
3. 冶金智能装备重庆市重点实验室,重庆 401122; 4. 中国航发四川燃气涡轮研究院,四川 绵阳 610500)

**摘要:**针对高速轧机中心距变化对斜齿圆柱齿轮的啮合状态的影响,考虑齿轮啮合错位量,在Abaqus中建立齿轮有限元啮合模型。在典型工况下,进行了轮齿接触仿真分析,研究了中心距变化对齿轮啮合性能参数的影响规律。在此基础上,对齿面进行优化修形,采用齿向螺旋角修形和起鼓修形,齿廓齿顶修缘的综合修形方法,对比分析修形前后齿轮的啮合性能。结果表明,未修形时齿面偏载严重,中心距增大使得齿轮重合度和齿面接触印痕占比显著下降,最大齿面接触应力、最大齿根弯曲应力及传递误差峰峰值均增加较多,齿轮整体啮合性能下降明显;优化修形后,齿面偏载得到显著改善,最大接触应力、最大弯曲应力及传递误差峰峰值明显下降,齿轮啮合状态得到良好改善,齿面对中心距变化的补偿能力得到增加。

**关键词:**高速轧机;中心距变化;啮合特性分析;接触印痕;优化修形

中图分类号:TH132.4

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2025)05-001-14

## Meshing characteristics analysis of helical cylindrical gears with variable center distance and tooth surface modification

WANG Yaolu<sup>1</sup>, CHEN Yingjuan<sup>2,3</sup>, SONG Chaosheng<sup>1</sup>, ZHU Jiazan<sup>4</sup>, WANG Zhongrong<sup>4</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China; 2. CISDI R & D Co., Ltd., Chongqing 401122, P. R. China; 3. Chongqing Key Laboratory for Metallurgical Intelligent Equipment, Chongqing 401122, P. R. China; 4. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Mianyang Sichuan 610500, P. R. China)

**Abstract:** To address the poor meshing performance of helical cylindrical gears under variable center distances in high-speed rolling mills, this study establishes a finite element meshing model in Abaqus, considering gear meshing misalignment. Under typical operating conditions, simulation analyses of gear tooth contact are carried out to study the influence of center distance variation on key meshing performance parameters. Based on these

收稿日期:2023-08-26 网络出版日期:2024-04-19

基金项目:重庆市杰出青年科学基金项目(CSTB2022NSCQ-JQX0026);装备预研中国航发应用创新项目(630010107)。

Supported by the Chongqing Science Foundation for Distinguished Young Scholars (CSTB2022NSCQ-JQX0026), and Equipment Pre-Research China Air Development Application Innovation Program (630010107).

作者简介:王耀禄(1999—),男,硕士研究生,主要从事齿轮传动系统设计分析,(E-mail)1075286616@qq.com。

通信作者:宋朝省,男,教授,博士生导师,(E-mail)chaoshengsong@cqu.edu.cn。

results, comprehensive tooth surface modifications are proposed, including linear and crowning reliefs along the tooth lead direction and tip reliefs along the profile direction. A comparative analysis of gear meshing performance before and after modification is then performed. The results show that, prior to modification, the tooth surface exhibits significant load bias. Increases in center distance lead to a considerable decrease in contact ratio and contact area percentage, along with notable increases in maximum contact stress, maximum root bending stress, and the peak-to-peak transmission error - resulting in a substantial decline in overall meshing performance. Following surface optimization, load bias is significantly reduced, and improvements are observed across all key indicators, including reductions in maximum contact stress, bending stress and transmission error. The optimized gear surface exhibit enhanced adaptability to center distance variations, leading to a marked improvement in meshing performance.

**Keywords:** high-speed rolling mill; variable center distance; meshing characteristics; contact pattern; tooth surface optimization

辊箱齿轮传动作为模块化高速轧机动力传输链上的核心环节,其性能直接影响轧机的工作性能和可靠性。在实际轧制过程中,辊轴上的辊环会出现磨损,辊环修磨后直径减小,要保证两辊环之间的辊缝值不变,需要调整2个辊轴之间的中心距,从而影响辊轴与其对应的齿轮的中心距,辊轴斜齿圆柱齿轮的中心距变化范围在0~3 mm。中心距的变化使得处于高速重载工况下的齿轮啮合状态更加恶劣,增加了齿轮的失效风险,传动系统的啸叫噪声更加突出,严重影响了产品的精度和性能。因此,研究啮合中心距变化对辊轴斜齿圆柱齿轮传动副的啮合性能的影响规律可以提高轧机齿轮传动的可靠性和轧制产品的生产效率及精度。

对于中心距变化啮合的圆柱齿轮,国内外的研究主要集中在中心距偏差对齿轮啮合性能及动态特性的影响分析上,中心距变化范围大多只有0.2 mm。Luo等<sup>[1]</sup>研究了标准直齿轮的中心距偏差对齿轮时变啮合刚度的影响,中心距的变化范围仅有0~0.4 mm。Mohammad<sup>[2]</sup>分析了齿轮中心距变化(范围为0~3 mm)对其啮合参数和应力的影响规律,发现中心距增加,齿轮承载能力明显下降。Zorko等<sup>[3]</sup>研究了中心距偏差对聚合物齿轮的寿命影响,发现在较大的中心距下,齿轮的寿命减少了30%以上。Zheng等<sup>[4]</sup>基于螺线理论建立了变中心距非圆形齿轮的数学模型,研究其特殊的驱动原理和机械性能。Cao等<sup>[5]</sup>分析了齿轮偏心对行星齿轮组动态啮合刚度的影响。Barot等<sup>[6]</sup>分析了中心距偏差对带有渐进裂纹的直齿轮振动特性的影响规律。Ben等<sup>[7]</sup>分析了齿轮中心距变化和不对中振幅对单级直齿轮传动系统动态响应的影响。王洪涛<sup>[8]</sup>提出变中心距齿轮选择参数的原则是较小的刀具角,适当的负变位以及较大的齿高系数。唐进元等<sup>[9]</sup>研究了齿轮轴线的中心距误差对鼓形齿传动的接触轨迹影响规律。王成等<sup>[10]</sup>建立了考虑齿顶修形和时变中心距的齿轮啮合模型,分析转速和扭矩对齿轮振动特性的影响。

对于轧机传动系统,研究主要集中在对轧机传动系统的振动特性分析及故障诊断方面,但对轧机传动系统的中心距变化齿轮传动副啮合性能研究较少。Peng等<sup>[11]</sup>研究了轴线偏差和扭转振动对轧机传动系统振动特性的影响。Kim等<sup>[12]</sup>通过建立轧机传动系统的多体动力学模型研究轧机颤振的原因和特点。Zhang等<sup>[13]</sup>研究了热精轧机传动系统中的弧齿主轴在非稳态运行时动态位移和动态扭矩对动态载荷的影响。

对于斜齿轮的优化修形设计,研究主要集中在修形方法及修形参数对齿轮啮合性能及动态特性的影响上。Liu等<sup>[14]</sup>建立了斜齿圆柱齿轮复合修形齿面数学模型,分析齿轮与轴的过盈配合对修形齿面的啮合特性的影响。Wang等<sup>[15]</sup>研究了齿轮修形参数和错位对齿轮系统的多接触行为的耦合效应。Tesfahunegn等<sup>[16]</sup>研究了齿廓修形参数对齿轮传递误差,齿根应力和接触应力的影响。汪建等<sup>[17]</sup>研究齿廓和齿向修形参数对动态传动误差响应的敏感度,发现动态传递误差波动量对齿向修形量的变化更为敏感。

文中以某高速轧机的辊轴斜齿圆柱齿轮为研究对象,结合辊环修磨所导致的中心距变化的特殊工况,建

立了轮齿接触分析有限元啮合模型。分析了不同啮合中心距下的齿轮重合度、接触印痕、接触应力、弯曲应力及传递误差的变化, 提出优化修形方案, 补偿中心距变化产生的影响, 为轧机传动系统中的齿轮齿面优化设计提供参考。

## 1 中心距变化斜齿圆柱齿轮啮合模型

### 1.1 轧机传动系统结构与传动原理

轧机的传动系统结构如图 1 所示, 整体传动副由 1 对 45°轴交角的锥齿轮和 2 对斜齿圆柱齿轮啮合组成。功率从锥齿轮所在长轴的一端输入, 经锥齿轮增速, 再通过辊轴斜齿圆柱齿轮副减速, 将功率传递至轧辊轴上。

轧机两辊轴之间的中心距变化通过偏心套的旋转实现。在轧制过程中, 轧辊轴上的辊环需要修磨, 要保证 2 个辊环的辊缝值不变, 需要调整 2 个辊轴的中心距, 影响与其对应的齿轮中心距。辊轴齿轮中心距变化范围如图 2 所示, 最小啮合中心距为 184 mm, 最大啮合中心距为 186.93 mm。

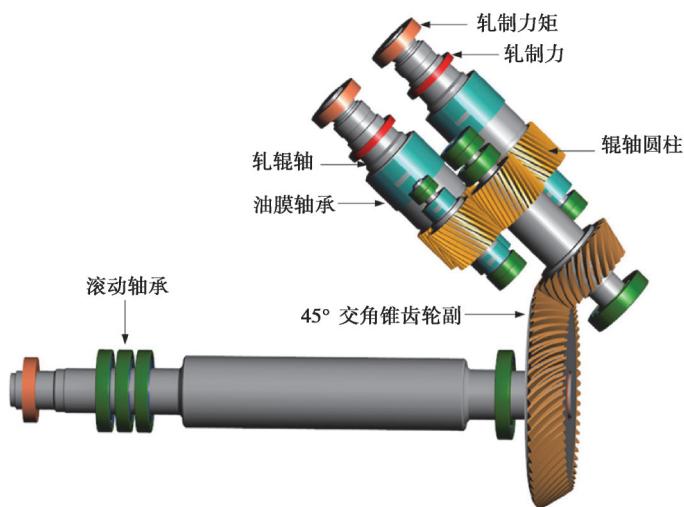


图 1 轧机传动系统结构

Fig. 1 Rolling mill drive system structure

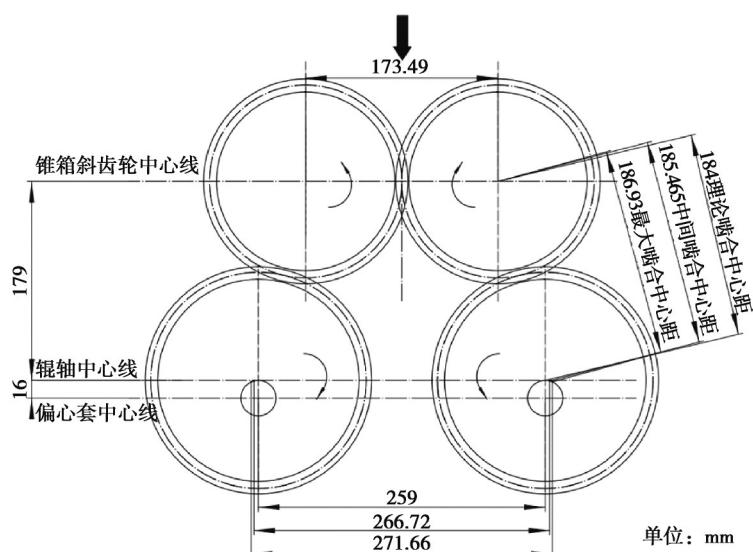


图 2 轧辊齿轮副中心距变化范围

Fig. 2 Cylindrical gear center distance variation range

## 1.2 圆柱齿轮啮合错位量

在轧制过程中,轧机的轧辊轴要承受很大的轧制力和轧制力矩,轧机传动系统的箱体、轴承、轴以及齿轮本身发生变形,使得齿轮偏离理想啮合位置,产生了齿轮错位量。

如图 3 所示,圆柱齿轮啮合错位量是指齿轮副一端参与啮合后,另一端沿啮合线方向上的位移。啮合错位会使得齿面载荷发生偏载现象,增大传递误差波动量,进而引起齿轮的振动和噪声。利用 Masta 传动系统设计软件,考虑传动系统所受轧制力和轧制力矩,计算得到该轧机传动系统中的斜齿圆柱齿轮啮合错位量  $f_{sh}=61.36 \mu\text{m}$ 。

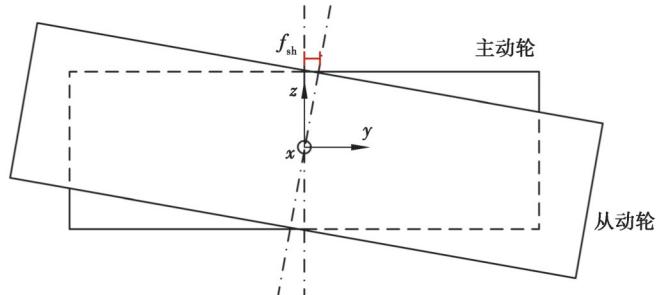


图 3 齿轮啮合错位量

Fig. 3 Gear meshing misalignment

## 1.3 有限元啮合模型

考虑齿轮啮合错位量,基于有限元法建立渐开线斜齿圆柱齿轮啮合模型,为增加模型计算效率,只取 11 个齿进行接触分析,如图 4 所示。齿轮副的几何参数如表 1 所示,啮合中心距的变化范围为 184~186.93 mm,在 Abaqus 软件中,分别取 184、184.73、185.465、186.20、186.93 mm 这 5 种啮合中心距进行渐开线斜齿圆柱齿轮接触特性分析。

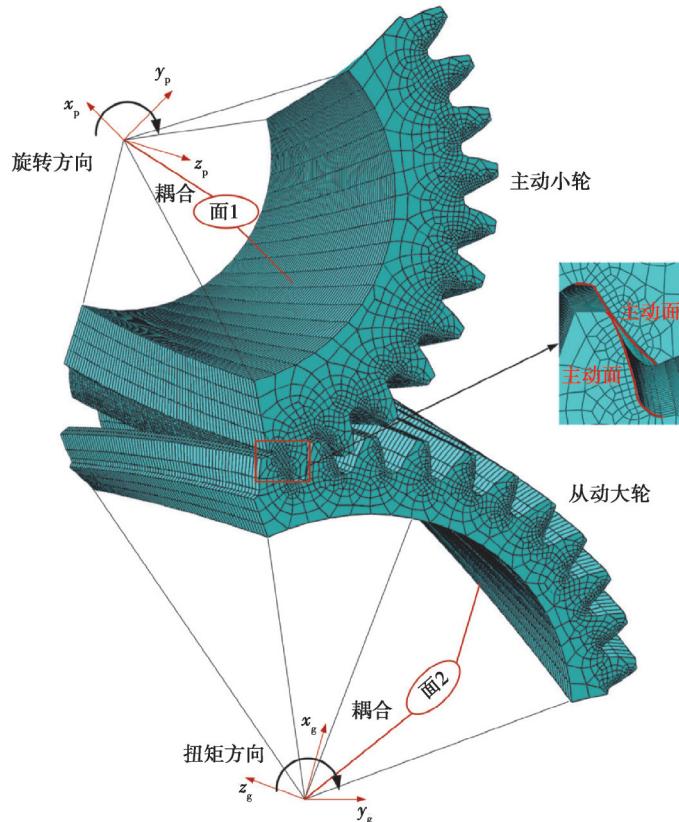


图 4 中心距变化斜齿圆柱齿轮啮合模型

Fig. 4 Variable center distance helical cylindrical gear meshing model

表1 中心距变化啮合齿轮副基本参数  
Table 1 Geometric parameters of gear pair

基本参数	主动轮	从动轮
旋向	右	左
齿数 $z$	33	37
法向模数 $m_n/\text{mm}$	5	5
压力角 $\alpha_n/(^\circ)$	20	20
螺旋角 $\varphi/(^\circ)$	18	18
齿宽 $B/\text{mm}$	132	132
变位系数 $x$	0	-0.042
啮合中心距 $a/\text{mm}$	184~186.93	184~186.93

齿轮啮合模型材料为18CrNiMo7-6,该材料的密度为7 850 kg/m<sup>3</sup>,弹性模量为206 GPa,泊松比0.3,许用接触应力为1 500 MPa,许用弯曲应力为500 MPa。对主动轮施加转角,使其转过11个齿的角位移2.0 rad;对从动轮施加轧制力矩6 800 N·m。在计算过程中,将相互接触的11对齿面定义为接触对,接触方式设置为无摩擦。划分网格时,将接触对所在的工作齿面设置为较密的六面体网格,对其余部分设置为较粗的网格。

## 2 中心距变化对斜齿圆柱齿轮啮合特性的影响分析

### 2.1 中心距变化对重合度的影响分析

齿轮重合度是衡量齿轮传动平稳性的重要指标,斜齿轮重合度 $\varepsilon_\gamma$ 为端面重合度 $\varepsilon_a$ 和轴向重合度 $\varepsilon_\beta$ 之和,其计算公式为

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{at1} - \tan\alpha'_t) + z_2(\tan\alpha_{at2} - \tan\alpha'_t)], \quad (1)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{B \sin\beta}{\pi m_n}, \quad (2)$$

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_a + \varepsilon_\beta, \quad (3)$$

式中: $z_1$ 和 $z_2$ 分别为小轮和大轮的齿数; $\alpha_{at1}$ 和 $\alpha_{at2}$ 为大小轮的齿顶圆端面压力角; $\alpha'_t$ 为端面啮合角; $B$ 为齿轮齿宽; $\beta$ 为螺旋角。通过上式可计算得到不同中心距下的齿轮端面重合度、轴向重合度及总重合度,如图5所示。

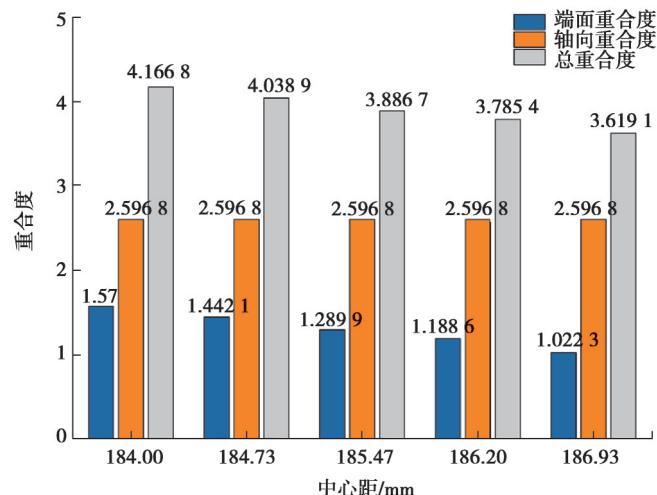


图5 不同啮合中心距下的重合度  
Fig. 5 Contact ratio at different meshing center distances

由图可知,在齿轮其余几何参数均不变的条件下,啮合中心距的增加会使得齿轮端面重合度下降。而齿轮轴向重合度大小保持不变。当中心距从184 mm增加至186.93 mm时,齿轮重合度下降了0.5,这种现象使得齿轮的啮合状态更加恶劣,增加齿轮传动的振动和噪声。

## 2.2 中心距变化对接触印痕的影响分析

在Abaqus中进行有限元分析后,提取不同啮合中心距下的齿面接触应力。图6为齿轮在不同啮合中心距下的接触印痕分布情况。

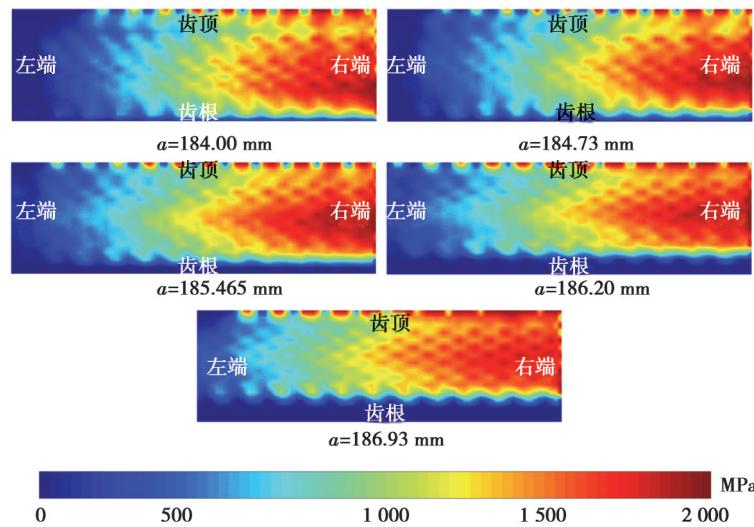


图6 不同啮合中心距下的接触印痕

Fig. 6 Contact patterns at different meshing center distances

由于轴系受载变形导致齿轮发生错位,齿面偏载严重,齿顶部分存在明显的边缘接触。同时,啮合中心距的增加使得接触印痕变窄,边缘接触现象更加严重。不同啮合中心距下的接触印痕面积占比如图7所示,由图可知,齿轮从最小中心距增加至最大中心距后,齿面接触印痕面积占比降低了10%。

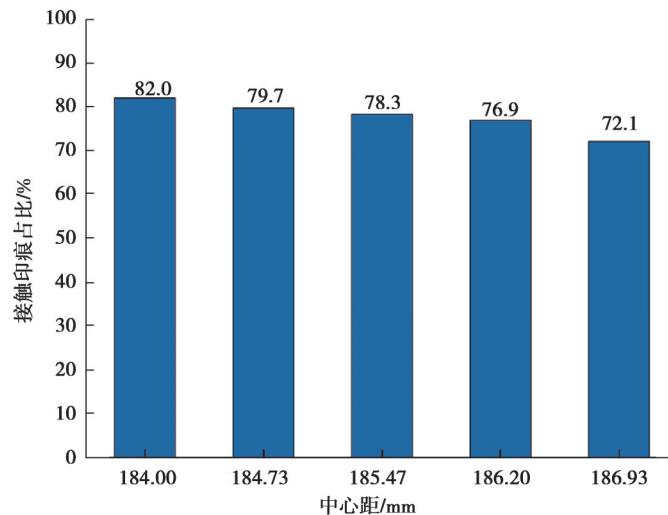


图7 不同啮合中心距下的接触印痕占比

Fig. 7 Percentage of contact patterns at different meshing center distances

## 2.3 中心距变化对接触应力和弯曲应力的影响分析

轮齿弯曲折断和齿面点蚀是齿轮失效的主要形式,而相比磨损等其他失效形式,轮齿折断会使得传动系

统卡死,甚至造成重大事故。在轧机传动系统中,由于齿轮工作环境恶劣,辊轴齿轮副更是处于中心距变化啮合的特殊工况,故齿轮断齿现象也较为频繁。本节基于有限元法,分别计算了不同啮合中心距下的主从动轮的齿面接触应力和齿根弯曲应力。

图8为不同啮合中心距下主从动轮的齿面接触应力最大值,图9和图10为不同啮合中心距下的齿根弯曲应力沿齿宽方向的分布情况,图11为不同啮合中心距下主从动轮的齿根弯曲应力最大值。

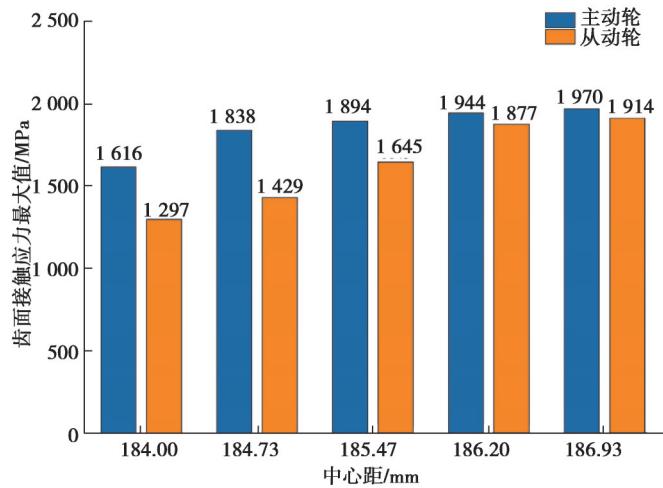


图8 不同啮合中心距下的齿面接触应力最大值

Fig. 8 Maximum value of contact stress at different meshing center distances

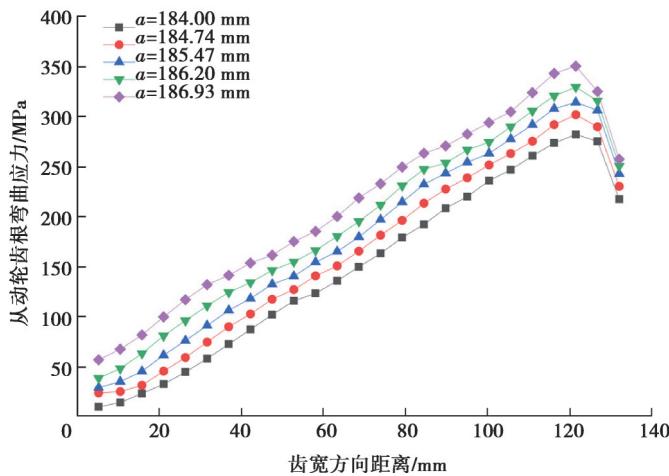


图9 不同啮合中心距下主动轮的弯曲应力分布

Fig. 9 Bending stress distribution of the pinion at different meshing center distances

由图8可知,随啮合中心距的增加,主从动轮的齿面接触应力最大值均增大。未修形时,由于边缘接触,使得齿面接触应力最大值在中心距为186.93 mm时达到1970 MPa,超过了齿轮的许用接触应力1500 MPa,这种现象容易造成轮齿接触失效。

由图9~图11可知,随啮合中心距的增加,主从动轮的齿根弯曲应力均增大,最大啮合中心距时的主动轮最大弯曲应力为344 MPa,小于许用弯曲应力500 MPa,故该轧机斜齿圆柱齿轮的弯曲强度较好。未修形时,啮合错位量导致偏载,使得弯曲应力最大值出现在靠近齿轮齿端处,这种现象增加了齿轮断齿的风险。

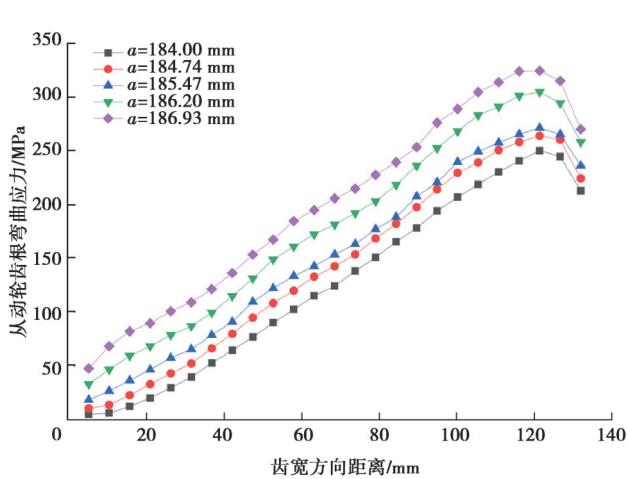


图 10 不同啮合中心距下从动轮的弯曲应力分布

Fig. 10 Bending stress distribution of the gear at different meshing center distances

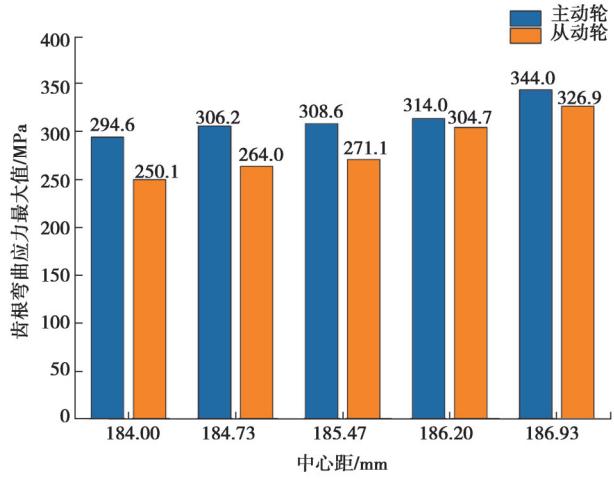


图 11 不同啮合中心距下的齿根弯曲应力最大值

Fig. 11 Maximum root bending stress at different meshing center distances

#### 2.4 中心距变化对传递误差的影响分析

齿轮静态传递误差是衡量齿轮动态性能的主要参数之一,其计算公式为

$$TE = \varphi_2 - \varphi_1 \times z_1/z_2, \quad (4)$$

式中: $\varphi_2$ 为大轮转角; $\varphi_1$ 为小轮转角; $z_1$ 为小轮齿数; $z_2$ 为大轮齿数。

基于有限元法,分别计算了不同啮合中心距下的齿轮传递误差,研究中心距变化对传递误差产生的影响。不同中心距下的齿轮传递误差曲线和传递误差峰峰值如图 12 和图 13 所示。由图可知,随啮合中心距的增大,传递误差峰峰值均增加。当中心距从 184 mm 增加至 186.93 mm 时,传递误差峰峰值增加接近 2 倍。

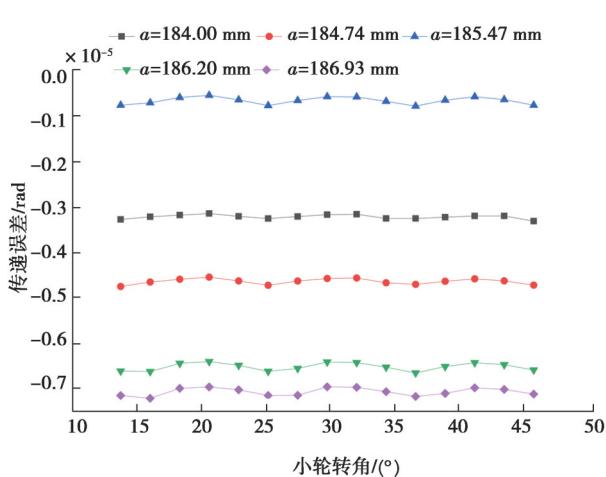


图 12 不同啮合中心距下的传递误差曲线

Fig. 12 Transmission error at different meshing center distances

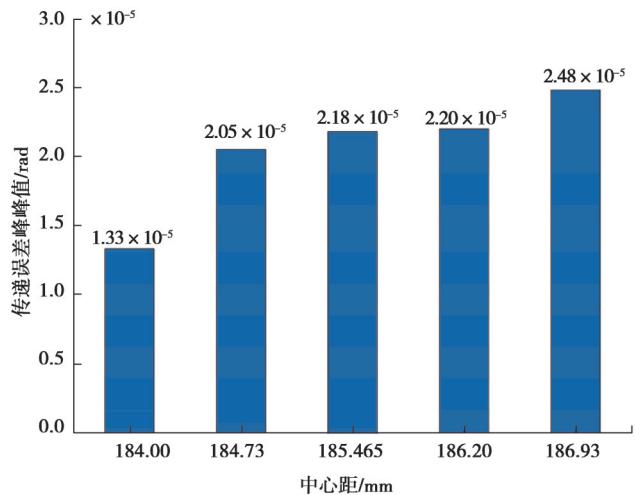


图 13 不同啮合中心距下的传递误差峰峰值

Fig. 13 Peak-to-peak value of transmission error at different meshing center distances

### 3 中心距变化斜齿圆柱齿轮优化修形参数及修形后啮合特性分析

#### 3.1 齿轮优化修形参数

由以上分析可知,齿轮副重合度较大,弯曲强度满足要求,故宏观参数较为合理。但是,其齿面偏载现象极为严重,导致齿面接触应力过大。同时,轧辊轴还要承受极大的冲击载荷和轧制力,使得齿轮的承载能力

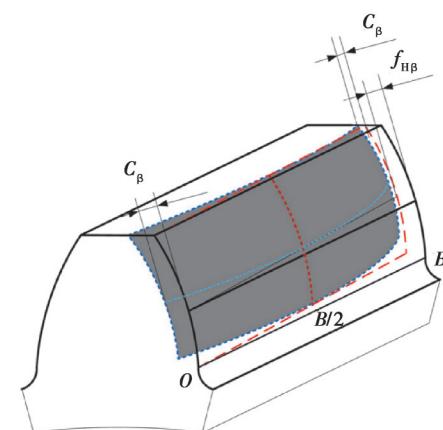
降低。而在调整辊环直径改变啮合中心距后齿面接触印痕面积变化较大, 未修形的齿面对中心距增加带来的影响没有补偿能力, 故需要对轧辊齿轮副进行齿面修形, 从而改善偏载, 提高齿面对中心距改变的补偿能力。

针对中心距变化的辊轴斜齿圆柱齿轮副的齿面偏载现象, 提出齿轮优化修形方案。优化修形方法为齿向方向对从动轮进行螺旋角修形及齿向起鼓来改善齿向印痕的偏载和齿端边缘接触, 齿廓方向同时对主动轮和从动轮进行齿顶修缘从而避免齿顶和齿根的边缘接触。齿轮优化修形参数和优化修形示意及修形曲线分别如表 2 和图 14 所示。

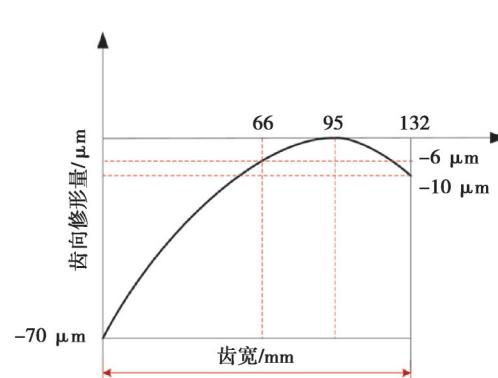
表 2 斜齿圆柱齿轮副优化修形参数

Table 2 Micro optimized parameter of helical cylindrical gear pair

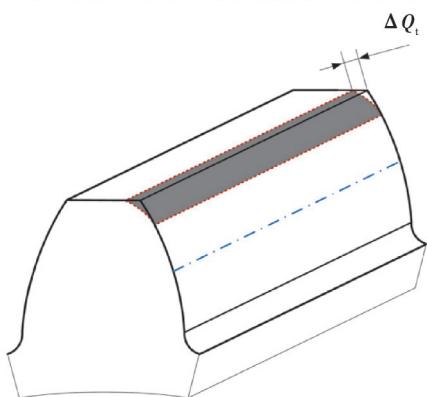
修形方向	修形参数	主动轮	从动轮
齿向方向	齿向修形左起始点/mm	0	0
	齿向修形右起始点/mm	132	132
	螺旋角修形量 $f_{\text{hp}}/\mu\text{m}$	0	60
	齿向起鼓量 $C_{\beta}/\mu\text{m}$	0	35
齿廓方向	齿顶修形起始圆 $P_2/\text{mm}$	176.491	194.009
	齿顶修形结束圆 $P_1/\text{mm}$	183.491	204.509
	抛物线修形量 $\Delta Q_t/\mu\text{m}$	60	55



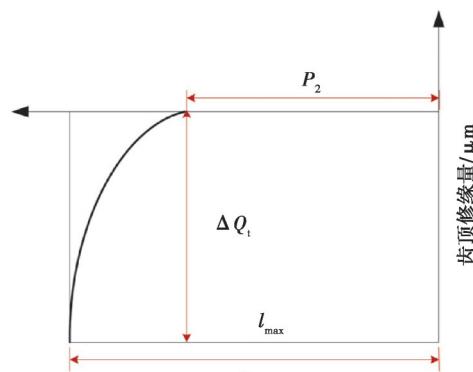
(a) 齿向修形示意: 螺旋角修形+齿向起鼓



(b) 齿向修形曲线



(c) 齿廓修形示意: 齿顶修缘



(d) 齿顶修缘曲线

图 14 齿轮优化修形方法示意及修形曲线

Fig. 14 Schema of modification methods and curves of gears

### 3.2 中心距变化对修形后接触印痕的影响分析

优化修形后的齿轮齿面接触印痕如图15所示。由图可知,修形后的齿面接触印痕集中在齿轮齿面的正中间,改善了未修形时的偏载和边缘接触现象。

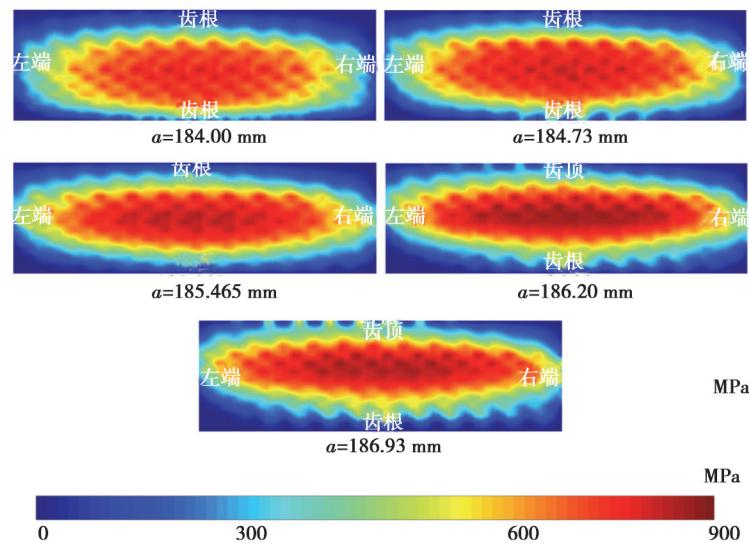


图15 优化修形后的齿面接触印痕

Fig. 15 Contact patterns on the tooth surface with modification

优化修形方案的齿面接触印痕占比如图16所示。由图可知,随中心距的增大,齿面接触印痕占比无明显改变,故该优化方案能够补偿中心距变化带来的影响。

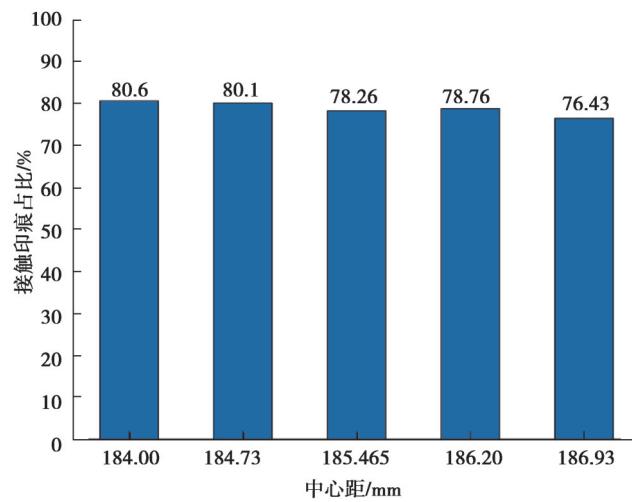


图16 优化修形后齿面接触印痕占比

Fig. 16 Percentage of tooth surface contact patterns

### 3.3 中心距变化对修形后接触应力和弯曲应力的影响分析

图17为优化修形前后主动轮在不同啮合中心距下的齿面接触应力最大值的对比情况,图18和图19为优化修形后的齿根弯曲应力沿齿宽方向的分布情况,图20为优化修形前后主动轮在不同啮合中心距下的齿根弯曲应力最大值对比情况。

由图17可知,优化修形后的齿面接触应力最大值为953.2 MPa,相比未修形时的最大值1 970 MPa降低了近1 000 MPa,该优化方案改善了边缘接触,增加齿轮接触强度。随中心距的增大,齿面接触应力呈增大趋势,在不同中心距下优化修形后的齿面接触应力最大值的最大增量为172 MPa,相比未修形时的最大增量

354 MPa降低了182 MPa,该优化方案能够补偿中心距变化带来的影响。

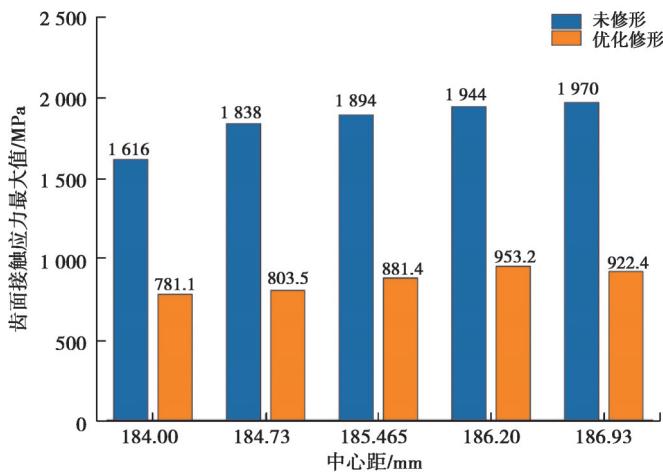


图17 修形前后主动轮齿面接触应力最大值对比

Fig. 17 Comparison of the maximum contact stress of the pinion before and after modification

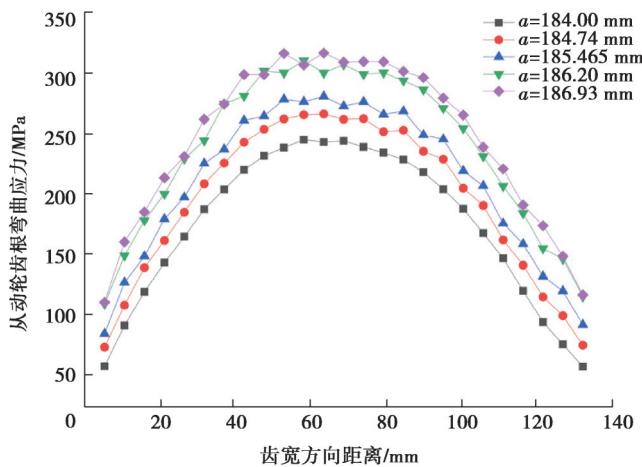


图18 优化修形后的主动轮弯曲应力分布

Fig. 18 Bending stress distribution of the pinion after optimized modification

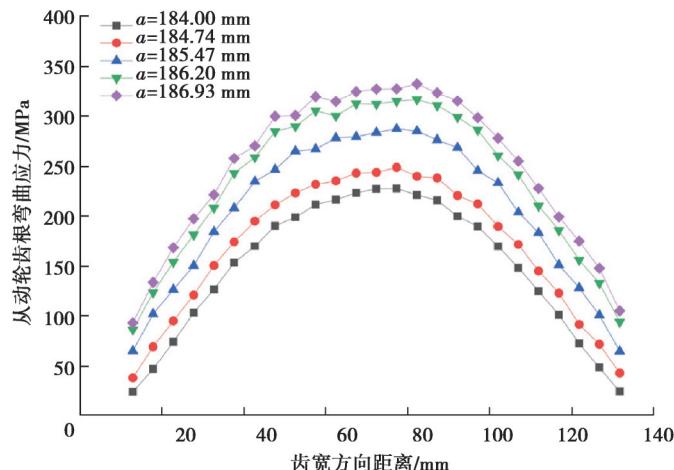


图19 优化修形后的从动轮齿根应力分布

Fig. 19 Bending stress distribution of the gear after optimized modification

由图18~图20可知,随啮合中心距增大,优化修形方案主从动轮的齿根弯曲应力均增大。优化修形后主从动轮的齿根弯曲应力最大值位于齿轮齿宽方向的正中间,相比未修形时,齿轮的断齿风险降低。优化修形后的主动轮最大弯曲应力为316 MPa,比未修形时降低了28 MPa,该优化方案可以增加齿轮的弯曲强度。

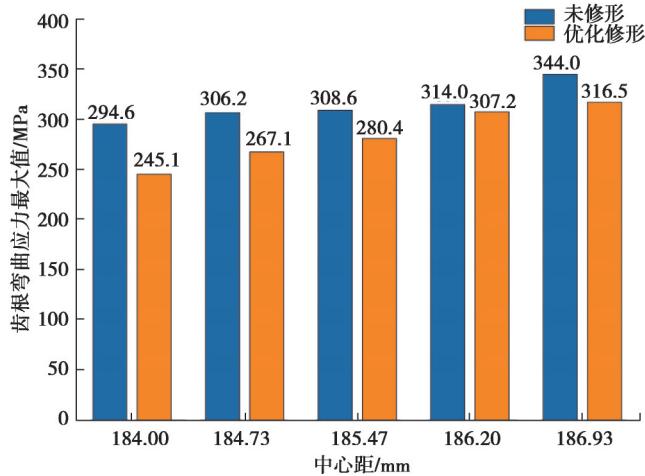


图 20 修形前后主动轮齿根弯曲应力最大值

Fig. 20 Maximum root bending stress after optimized modification

### 3.4 中心距变化对修形后传递误差的影响分析

通过有限元法,计算了优化修形后不同啮合中心距下的齿轮传递误差,并与修形前的传递误差作了对比。优化修形后不同中心距下的齿轮传递误差曲线和传递误差峰峰值如图21和图22所示。由图可知,随啮合中心距的增大,优化修形方案的传递误差峰峰值呈增大趋势;在中心距从184 mm增至186.2 mm时,优化修形后的传递误差峰峰值均比未修形时低很多,在最大中心距186.93 mm时,优化修形后的传递误差峰峰值比未修形时略低。该优化方案可以在齿轮处于中心距变化工况时降低传递误差,减小齿轮的振动噪声。

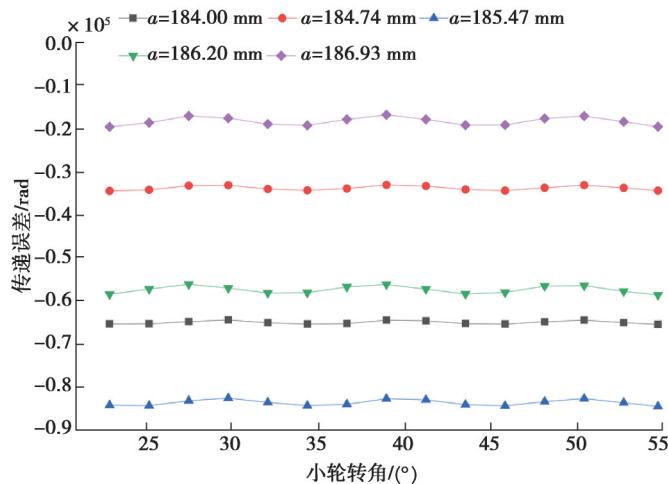


图 21 优化修形后的传递误差曲线

Fig. 21 The curve of transmission error after optimized modification

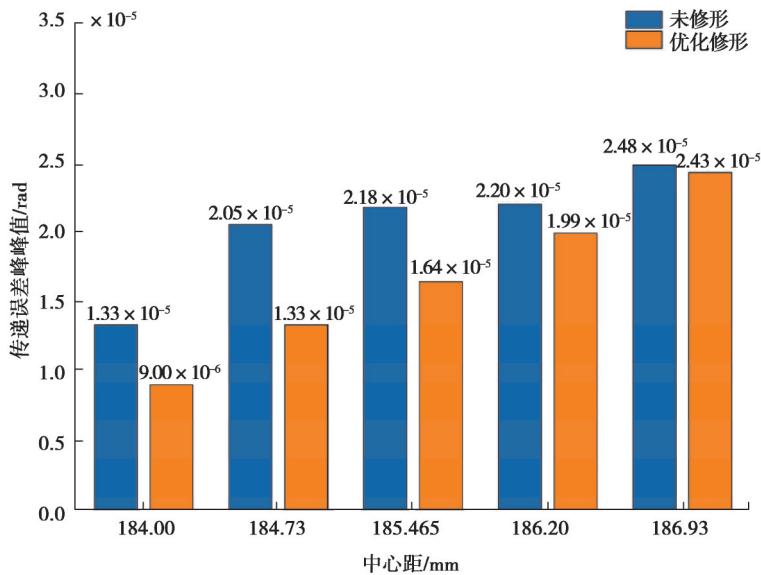


图 22 修形前后的传递误差峰峰值对比

Fig. 22 Comparison of peak-to-peak of transmission error before and after modification

## 4 结 论

1)以模块化高速轧机传动系统中的中心距变化啮合的斜齿圆柱齿轮为研究对象,考虑齿轮啮合错位量,在Abaqus中建立有限元啮合模型,分析了不同啮合中心距对齿轮啮合性能的影响规律。

2)由于错位量的存在,齿轮存在较为严重的偏载和边缘接触现象;当啮合中心距从最小184 mm增加至最大186.93 mm时,齿轮的总重合度下降0.5,齿面接触印痕占比下降10%,接触应力和弯曲应力的最大值均增加,传递误差峰峰值增大。其中,接触应力最大值超过许用接触应力,极易造成轮齿接触失效,弯曲应力最大值出现在靠近齿端处,增加了齿轮的断齿风险。

3)提出了优化修形方案。采用齿向螺旋角修形和鼓形修整,齿廓齿顶修缘的优化方法,能够很好地改善偏载和边缘接触,修形后接触应力最大值和弯曲应力最大值相比未修形时大幅降低,增加了齿轮的接触和弯曲强度。当啮合中心距从最小184 mm增加至最大186.93 mm时,优化修形方案的齿面接触印痕占比无明显变化,接触应力和弯曲应力最大值均增加,但是相比未修形时的增加量大幅下降,传递误差峰峰值在5组中心距下均比未修形时小,故该优化方案能够一定程度上补偿中心距变化带来的影响。

## 参考文献

- [1] Luo Y, Baddour N, Liang M. Effects of gear center distance variation on time varying mesh stiffness of a spur gear pair[J]. Engineering Failure Analysis, 2017, 75: 37-53.
- [2] Mohammad O D. The effect of center distance change on gear teeth engagement and stress analysis[J]. Al-Rafidain Engineering Journal (AREJ), 2008, 16(5): 70-81.
- [3] Zorko D, Štiglic J, Černe B, et al. The effect of center distance error on the service life of polymer gears[J]. Polymer Testing, 2023, 123: 108033.
- [4] Zheng F Y, Hua L, Han X H. The mathematical model and mechanical properties of variable center distance gears based on screw theory[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 101: 116-139.
- [5] Cao Z, Shao Y M, Rao M, et al. Effects of the gear eccentricities on the dynamic performance of a planetary gear set[J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 91(1): 1-15.
- [6] Barot A, Kulkarni P. Dynamic analysis of effect of progressive crack and variation in center distance on vibration of spur gears [J]. Materials Today: Proceedings, 2023, 77: 603-613.
- [7] Ben Amar M, Maatar M, Maalej A. Experimental and numerical analysis of the effect of gear center distance variation and misalignment error on the dynamic behavior of narrow-faced spur gear drives[J]. Mécanique & Industries, 2006, 7(1): 71-78.

- [ 8 ] 王洪涛. 变中心距齿轮的设计、使用与加工[J]. 机械设计, 1991, 8(4): 33-38.  
Wang H T. Design, use and machining of variable center distance gear[J]. Journal of Machine Design, 1991, 8(4): 33-38. (in Chinese)
- [ 9 ] 唐进元, 陈兴明, 罗才旺. 考虑齿向修形与安装误差的圆柱齿轮接触分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2012, 43(5): 1703-1709.  
Tang J Y, Chen X M, Luo C W. Contact analysis of spur gears based on longitudinal modification and alignment errors[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2012, 43(5): 1703-1709. (in Chinese)
- [ 10 ] 王成, 刘辉, 张晨, 等. 考虑齿顶修形和时变中心距的渐开线直齿轮振动特性研究[J]. 振动工程学报, 2019, 32(1): 128-139.  
Wang C, Liu H, Zhang C, et al. Vibration characteristic analysis of spur gears with tip relief and time-varying center distance [J]. Journal of Vibration Engineering, 2019, 32(1): 128-139. (in Chinese)
- [ 11 ] Peng Y, Cui J X, Sun J L, et al. Torsional vibration for rolling mill with the drive system shaft axis deviations[J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2021, 46(12): 12165-12177.
- [ 12 ] Kim Y, Kim C W, Lee S J, et al. Experimental and numerical investigation of the vibration characteristics in a cold rolling mill using multibody dynamics[J]. ISIJ International, 2012, 52(11): 2042-2047.
- [ 13 ] Zhang M, Peng Y, Sun J L, et al. Dynamics of rolling mill drive system considering arc tooth gear dynamic characteristics[J]. Journal of Iron and Steel Research International, 2019, 26(9): 953-961.
- [ 14 ] Liu S Y, Chen X J, Song C S, et al. Influence of gear - shaft interference fit assembly on the meshing characteristics of cylindrical gears considering comprehensive modifications[J]. Mechanism and Machine Theory, 2023, 182: 105247.
- [ 15 ] Wang J H, Li C W. Multi-contact in modified helical gear tooth pair considering misalignments[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233(11): 4058-4075.
- [ 16 ] Tesfahunegn Y A, Rosa F, Gorla C. The effects of the shape of tooth profile modifications on the transmission error, bending, and contact stress of spur gears[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2010, 224(8): 1749-1758.
- [ 17 ] 汪建, 张俊. 轮齿修形对斜齿轮传递误差影响的比较性分析[J]. 振动与冲击, 2018, 37(2): 254-260.  
Wang J, Zhang J. Effects of gear modification on transmission error of a helical gear pair[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(2): 254-260. (in Chinese)

(编辑 陈移峰)