

风电机组回转支承滚子修形曲线设计方法研究^{*}

RESEARCH ON THE DESIGN METHOD OF ROLLER MODIFICATION CURVE FOR WIND TURBINE

章 滔^{**1,2} 阳雪兵^{1,2} 何录忠^{1,2} 卜忠颖^{1,2} 聂 威^{1,2} 李 敏³

(1. 湘电风能有限公司, 湘潭 411101)

(2. 海上风力发电技术与检测国家重点实验室 湘潭电机股份有限公司, 湘潭 411101)

(3. 湖南精益传动机械设计有限公司, 长沙 410007)

ZHANG Tao^{1,2} YANG XueBing^{1,2} HE LuZhong^{1,2} BU ZhongJie^{1,2} NIE Wei^{1,2} LI Min³

(1. XEMC Wind Power Co., Ltd., Xiangtan 411101, China)

(2. State Key Laboratory of Offshore Wind Power Technology and Testing, Xiangtan Electric Motor Co., Ltd., Xiangtan 411101, China)

(3. Hunan Excelsior Transmission Machinery Design Co., Ltd., Changsha 410007, China)

摘要 以风力发电机组三列圆柱回转支承的滚子修形为研究对象,基于非线性的弹性接触方程,对建立的轴向、径向滚子-滚道接触模型进行了求解。举例分析了模型中载荷、倾斜角度和滚子修形曲线对滚子应力分布的影响与参数确定,基于轴向、径向滚子受载特点提出分别采用对数修形和相切圆弧两种方法进行修形,可对后续风电回转支承滚子修形设计提供参考。

关键词 风力发电机组 三列圆柱回转支承 滚子修形 对数修形 数值求解

中图分类号 TK83

Abstract To research the modification of three row cylindrical slew bearing for wind turbine, based on the none-line elastic contact equation, the axial and radial roller - raceway contact models are solved. Analyze the effects of load, tilt Angle and roller modification curve on roller stress distribution and parameter determination with examples, based on the loading characteristics of axial and radial rollers, logarithmic modification and tangent arc modification are proposed respectively, which can support the roller modification of slew bearing for follow wind power design.

Key words Wind turbines; Three row cylindrical slew bearings; Roller modification; Logarithmic modification; Numerical simulation

Corresponding author: ZHANG Tao, E-mail: 9231381@qq.com

The project supported by the Strategic Emerging Industries and Major Scientific Technological Achievements Transformation Projects in Hunan Province(No.2018GK4024).

Manuscript received 20200619, in revised form 20200717.

引言

由于三列圆柱回转支承在高倾覆力矩工况下表现出非常好的普适性,已越来越普遍应用于风力发电机组的主轴承和变桨轴承。对于该回转支承来说,滚子修形曲线是其设计的重点和难点。在滚子和滚道实际接触中,由于滚子长度小于滚道,并且滚子和滚道接触时往往存在倾斜,接触区域两端的表面应力显著大于其他区域,这种现象被称为滚子接触的边缘效

应^{[1]99-110}。滚子修形能够有效降低边缘应力集中,从而减少其带来的滚道过早剥落和滚子边缘损坏风险。

国内外学者做了大量滚子修形方面的研究,罗继伟等^{[2]1-32}采用离散的方法,求解了圆柱滚子有限长线接触的一维求解问题。Ju S H 等^{[3]147-155}采用有限元法,确定了偏载条件下凸度滚子与轴承套圈间的接触应力分布。刘良勇等^{[4]6-8}基于有限元法,分析了不同修形曲线滚子沿母线方向的应力分布,指出对数母线修形是最为理想的修形方法。ISO 标准^{[5]12-15}提出了

^{*} 20200619 收到初稿, 20200717 收到修改稿。湖南省战略性新兴产业科技攻关与重大科技成果转化项目(2018GK4024)资助。

^{**} 章 滔, 1988 年 2 月生, 男, 湖南省湘潭市人, 汉族, 湘电风能有限公司传动室主任, 硕士, 主要从事风力发电机组传动系统相关研究。

一种修形对数曲线,并指出了它对寿命的影响。

现行研究多是基于给定载荷与修形曲线对滚子修形进行分析,本文基于风力发电机组工况特点,分析了三列圆柱回转支承轴向、径向滚子-滚道接触模型建立以及单个滚子设计最大正压力获取过程。然后以某机型为例,详细分析了模型中载荷、倾斜角度、滚子修形曲线对滚子应力分布的影响以及这些输入参数的确定,对三列圆柱回转支承滚子修形曲线设计方法进行了详细说明。

1 滚子-滚道接触模型与求解

1.1 非 Hertz 接触的一般求解

Hertz 线接触经典公式广泛用于把滚子外载转换成单个滚子-滚道接触应力,但在进行滚子修形设计时由于边缘应力无法忽视,无法直接使用。对于该类非 Hertz 接触问题,其载荷 Q 和弹性趋近量 δ 在接触区域 A_c 内符合以下点接触问题基本方程^{[2]14-32}

$$\iint_{A_c} p(x, y) dx dy = Q \quad (1)$$

$$\frac{1}{\pi E'} \iint_{A_c} \frac{p(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} = \delta - z(x, y) \quad (2)$$

式中, A_c 为接触区域; E' 为综合弹性模量; $z(x, y)$ 为初始间距; $p(x, y)$ 为接触应力。

如果不做任何假设,式(1)和式(2)对于非密合接触的弹性接触问题具有普适性。但这也导致在大部分情况下,无法直接获得理论解而只能使用计算机进行数值求解。

1.2 滚子线接触的一维求解

为进一步简化计算,如图1所示,罗继伟^[6]采用离散的方法,沿滚子轴线方向将圆柱滚子分成 n 个相等的半圆柱单元。

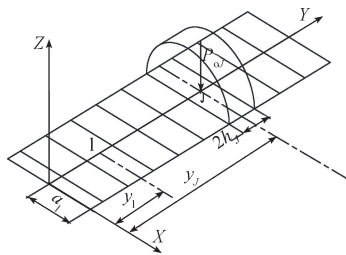


图1 半圆柱单元

Fig.1 Semi-cylindrical element

当半圆柱单元足够多时,可假定在半圆柱单元 j 内,应力在 y 轴(滚子母线)方向均匀分布,在 x 轴(横向)方向为 Hertz 分布,则有

$$p_j = p_{oj} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a_j}\right)^2} \quad (3)$$

$$a_j = \frac{2R}{E'} p_{oj} \quad (4)$$

式中, p_{oj} 为半圆柱单元 j 最大接触应力(位于中心处); a_j 为半圆柱单元 j 和滚道接触后接触区域的长边(x 轴方向); $2h_j$ 为均分的单个半圆柱单元短边(y 轴方向); R 为当量曲率半径。

这样,只需要知道单元 j 内最大接触应力 p_{oj} 就可以得到单元 j 内的应力分布和接触区域长边 a_j 长度。将式(3)、式(4)代入式(1)、式(2),可得

$$Q = \pi \sum_{j=1}^n a_j h_j p_{oj} \quad (5)$$

$$\frac{1}{\pi E'} \sum_{j=1}^n D_{ij} p_{oj} = \delta - z_i(y_i) \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (6)$$

式中, D_{ij} 为柔度矩阵。

$$D_{ij} = \int_{-a_j}^{a_j} \sqrt{1 - \left(\frac{x'}{a_j}\right)^2} \ln \left[\frac{|y_i - y_j| + h_j + \sqrt{x'^2 + (|y_i - y_j| + h_j)^2}}{|y_i - y_j| - h_j + \sqrt{x'^2 + (|y_i - y_j| + h_j)^2}} \right] dx'$$

式(5)、式(6)建立了当滚子受载荷 Q 时,单元的一维位移变形协调方程。以公式(7)作为筛选条件,去掉未接触单元,可得到 m 个实际接触单元。此时就可利用式(5)、式(6)求解 $(m+1)$ 阶线性方程组,最后解出 $p_{oj}(j=1, 2, \dots, m)$ 和 δ 共 $(m+1)$ 个未知数

$$p_{oj} > 0 \quad (7)$$

1.3 圆柱滚子-滚道接触模型

对于单个滚子,如图2所示将滚子均分成 n 个切片,这样沿素线方向每个切片都是直径相同的圆形。此时,只需要知道滚子形状、倾角、正压力和滚子基本参数就可一维求解出沿素线方向滚子各切片应力分布情况,然后进行修形分析。

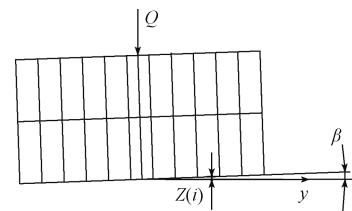


图2 滚子-滚道接触模型

Fig.2 Roller-raceway contact model

图2中, Q 为单个滚子正压力; $y(i)$ 为沿滚子素线方向,第 i 个切片距离滚道距离,由滚子修形曲线决定; β 为滚子和滚道倾斜角。

三排圆柱回转支撑滚子分为2列轴向滚子和1列径向滚子,在计算当量曲率半径时依据公式(8)进行计算

$$R = \frac{1}{\frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}} \quad (8)$$

式中, R 为当量曲率半径; R_1 为滚子曲率半径; R_2 为径向滚道半径, 当为轴向滚道时取无穷大; $\pm$ 为对于滚子和内圈接触取正号, 滚子和外圈接触取负号。

1.4 计算流程

对于圆柱滚子-滚道接触模型, 使用式 (3) ~ 式 (8), 可按图 3 框图编制的程序求解出各切片上的应力。

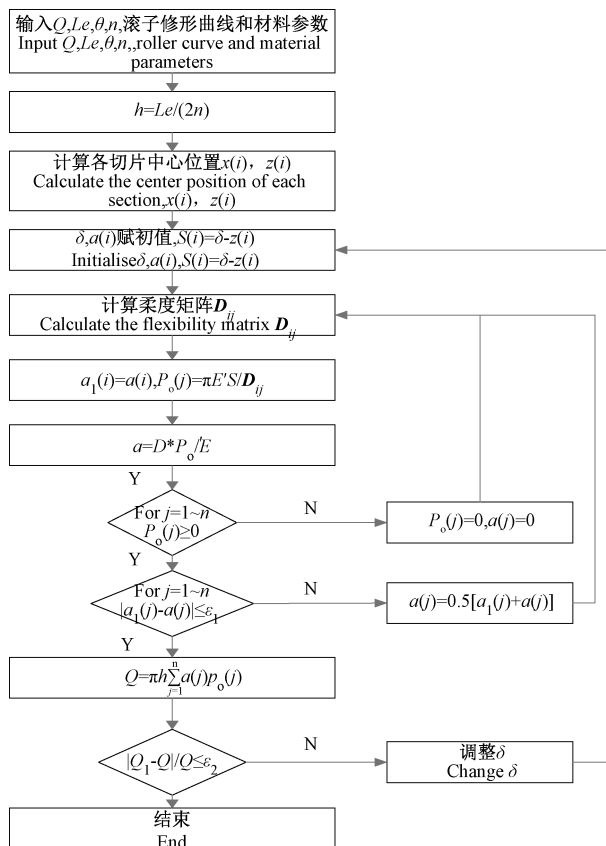


图 3 求解流程图

Fig.3 Solution flow chart

2 模型输入参数

2.1 最大滚动体载荷 Q

三排圆柱回转支承受外部载荷时, 径向滚子只承受径向力, 轴向力和倾覆力矩则由轴向的两排推力滚子承受, 可以分别计算径向滚道、轴向滚道所受正压力^[7]。

由于风力发电机组工况复杂, 无法使用有限元法对每个载荷进行仿真计算, 这里假设轴承套圈均为刚体, 依据外部载荷提取轴向/径向滚子承受的最大的滚动体载荷作为滚子-滚道接触模型中滚子承受的外载 Q 。实际上, 在轴承支承部件刚度足够的情况下, 工程

计算方法所获得的滚动体载荷是要大于有限元计算结果的, 因此按照工程计算所得的修形曲线修形量更大。

对于轴向的上、下排滚子来说, 所有滚子的合力与轴向力、倾覆力矩之间是平衡的, 依据其几何关系, 可以得到下述方程^{[8] 133-156[9-10]}

$$Z_1 Q_{\max 1} J_a(\varepsilon_1) - Z_1 Q_{\max 2} J_a(\varepsilon_2) = F_a \quad (9)$$

$$\frac{1}{2} D_{pw} Z_1 Q_{\max 1} J_m(\varepsilon_1) + \frac{1}{2} D_{pw} Z_1 Q_{\max 2} J_m(\varepsilon_2) = M \quad (10)$$

$$\frac{2M}{F_a D_{pw}} = \frac{J_m(\varepsilon_1, \varepsilon_2)}{J_a(\varepsilon_1, \varepsilon_2)} \quad (11)$$

式中, F_a 、 M 为轴承承受的外部轴向力、倾覆力矩; Z_1 为单排轴向滚子数量; $Q_{\max 1}$ 、 $Q_{\max 2}$ 为轴向主滚道/辅滚道上最大滚动体载荷, 这里取最大值作为模型中轴向滚子承受的最大正压力 Q ; J_a 、 J_m 为关于 ε 的积分函数。

依据式 (12) 计算结果, 可查表^{[8] 133-156}获得 ε_1 、 ε_2 、 $J_m(\varepsilon_1)$ 、 $J_m(\varepsilon_2)$ 、 $J_m(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$ 、 $J_a(\varepsilon_1)$ 、 $J_a(\varepsilon_2)$ 、 $J_a(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$ 的值, 代入式 (10) ~ 式 (11) 即可求出轴向主滚道和辅滚道上最大滚动体载荷。

对于径向滚子来说, 其仅承受单一径向载荷并且工作时径向游隙接近零, 则有^{[8] 133-156}

$$Q_{\max 3} = \frac{4.08 F_r}{Z_3} \quad (12)$$

式中, F_r 为轴承承受的外部径向力; Z_3 为径向滚子数量; $Q_{\max 3}$ 为径向滚道上最大滚动体载荷。

2.2 滚子和滚道倾斜角 β

由于轴承套圈并不是一个刚体, 且滚子-滚道倾斜更多受到连接部件影响, 因此无法使用求解力学模型的方法来计算倾斜角度 β 。而风力发电机组回转支承设计时周围连接部件往往尚未设计好, 只能先依据经验来先行预估倾斜角 β , 后续再通过有限元来进行核算。

标准^{[5] 12-15}中建议最大倾斜角 β 小于 0.067° , 依据笔者经验三排圆柱回转支承滚子大部分情况下有限元仿真出来的倾斜角处在 $0^\circ \sim 0.067^\circ$ 之间, 但某些极端工况下径向滚子倾斜角度可能会接近 0.1° 。

2.3 修形曲线

常见的修形方法如表 1 所示^{[1] 99-110[3] 147-155[4] 6-8[5] 12-15}。

全凸和相交圆弧修形曲线由于各自缺点, 工程上已很少使用, 因此本文仅就相切圆弧和对数修形曲线进行分析, 其他修形方法可参见前面的建模方法, 仅对滚子素线曲线进行修改即可求解。

表 1 常见修形方法

Tab.1 Common modification method

修形方法 Modification method	特征 Characteristic	缺点 Defect
全凸圆弧 Full convex curve	全滚子修形, 单一圆弧半径	中部应力偏高, 接触区域小
相交圆弧 Intersect curve	弧坡修缘, 圆心在中线上	圆弧与直线 相交处应力集中
相切圆弧 Tangent curve	弧坡修缘, 圆心在两侧	曲率阶跃, 无法完全消除应力集中
对数修形 Logarithmic curve	有多个圆弧曲率 Multiple arcs of curvature	加工困难 Processing difficulties

工程上常用相切圆弧母线方程

$$z(y) = \begin{cases} 0 & |y| < 0.5L \\ R_c - \sqrt{R_c^2 - (|y| - 0.5L)^2} & L < |y| < 0.5L_{we} \end{cases} \quad (13)$$

$$R_c = \frac{L^2}{88\delta} \quad (14)$$

其中, R_c 为修形半径,mm; δ 为滚子与一个滚道的最大弹性趋近量,mm; L 为滚子长度,mm。

关于对数修形曲线有很多种,标准^{[5]12-15}提出了一种理论的修形曲线

$$Z_{(y)} = 0.00035D_{we} \ln \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{2y}{L_{we}} \right)^2} \right] \quad (15)$$

但该曲线过于理想化,加工难度较大,工程上常用滚子素线的对数曲线如下^[11]

$$Z_{(y)} = 2 \frac{(1 - \nu^2)}{\pi E} \frac{W}{L} \ln \frac{1}{1 - (2y/L)^2} \quad (16)$$

其中, ν 为材料泊松比,轴承钢取 $\nu = 0.3$; E 为材料弹性模量,轴承钢取 $E = 2.1168 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$; L 为滚子长度,mm; W 为滚子修形设计正压力,kN。

3 计算实例

3.1 基本参数

下面以某风力发电机组三排圆柱回转支承修形计算分析为例。回转支承基本参数如表 2 所示,按本文 2.1 节方法对其极限载荷、时序载荷进行计算,可得到不同工况下最大滚动体载荷 Q ,其结果见表 3。

表 2 三排圆柱回转支承基本参数

Tab.2 Basic parameters of 3 CRB

	单位 Unit	轴向滚道 Axial raceway	径向滚道 Radial raceway
滚子直径 Roller diameter	mm	55	50
滚子长度 Roller length	mm	90	90
滚子数量 Number of rolling elements		85	85
滚子中心直径 Pitch diameter of roller set	mm	1 800	1 660

表 3 滚子的最大滚动体载荷

Tab.3 Maximum load of roller

	单位 Unit	轴向滚子 Axial roller	径向滚子 Radial roller
极限载荷下最大滚动体载荷 Maximum rolling element load under extreme load	kN	220	63
最大时序载荷中 最大滚动体载荷 Maximum rolling element load under fatigue load	kN	169	51
90%时间中最大载荷下 最大滚动体载荷 Maximum rolling element load under extreme load at 90% of the time	kN	102	30

为分析修形时选取不同设计正压力 W 设计出来的修形曲线在不同滚动体载荷 Q 下的表现,将表 3 获得的不同最大滚动体载荷作为滚子修形输入的设计正压力,使用式(13)和式(16)构建多条滚子修形曲线,然后使用第一节的圆柱滚子-滚道接触模型进行求解。各曲线参数如表 4、表 5 所示。由于滚子和轴承内圈接触应力大于外圈,这里为简化计算,仅分析滚子-滚道的内圈接触。

表 4 轴向滚子修形曲线

Tab.4 Modification curve of axial roller

	设计正压力 Design normal pressure W/kN	修形最大凸度 Maximum convexity/ μm	修形方法 Modification method
曲线 1 Curve 1	220	69	相切圆弧 Tangent arc
曲线 2 Curve 2	169	54	相切圆弧 Tangent arc
曲线 3 Curve 3	102	34	相切圆弧 Tangent arc
曲线 4 Curve 4	220	34	对数 Logarithmic
曲线 5 Curve 5	169	27	对数 Logarithmic
曲线 6 Curve 6	102	17	对数 Logarithmic
曲线 7 Curve 7	0	0	不修形 No modification

表 5 径向滚子修形曲线

Tab.5 Modification curve of radial roller

	设计正压力 Design normal pressure W/kN	修形最大凸度 Maximum convexity/ μm	修形方法 Modification method
曲线 8 Curve 8	63	22	相切圆弧 Tangent arc
曲线 9 Curve 9	51	19	相切圆弧 Tangent arc
曲线 10 Curve 10	30	11	相切圆弧 Tangent arc
曲线 11 Curve 11	63	11	对数 Logarithmic
曲线 12 Curve 12	51	9	对数 Logarithmic
曲线 13 Curve 13	30	6	对数 Logarithmic
曲线 14 Curve 14	0	0	不修形 No modification

表 6 是使用有限元计算后提取的滚子倾斜结果, 可见极限载荷下轴向滚子最大倾角是符合标准^[5] 12-15 小于 0.067° 的, 但径向滚子却达到了 0.082° 。这里笔者基于经验考虑一定裕量, 分别按照轴向滚子 0° , 0.03° , 0.067° 和径向滚子 0° , 0.067° , 0.1° 的倾角来计算应力分布。

表 6 某机型滚子最大倾斜角有限元计算结果

Tab.6 Inclination angle of roller from FEM calculation

	单位 Unit	轴向滚子 Axial roller	径向滚子 Radial roller
100% 极限载荷 100% extreme load	deg	0.055	0.082
70% 极限载荷 70% extreme load	deg	0.041	0.064

3.2 修形曲线对比

图 4、图 5 是按照表 4、表 5 不同设计正压力 W 和修形方法构建的滚子修形曲线。可以看出随着设计压力 W 的增大, 滚子凸度不断增加; 相比相切圆弧修形方法, 在相同设计正压力下对数修形滚子修形沿轴向长度方向更长, 但端部的最大凸度更小。

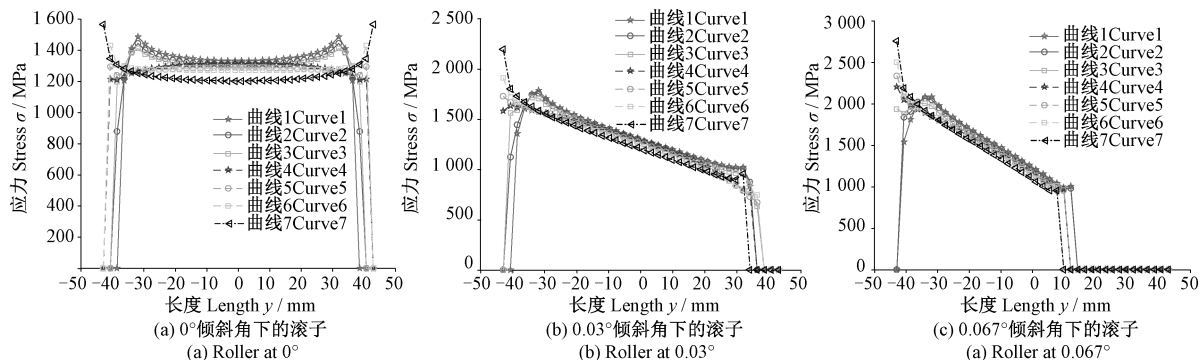


图 6 102 kN 滚动体荷载下轴向滚子应力分布

Fig.6 Axial roller stress distribution at 102 kN

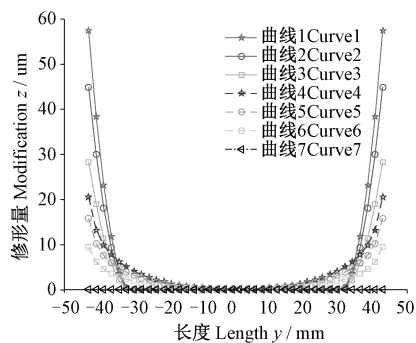


图 4 轴向滚子修形曲线

Fig.4 Modification curve of axial roller

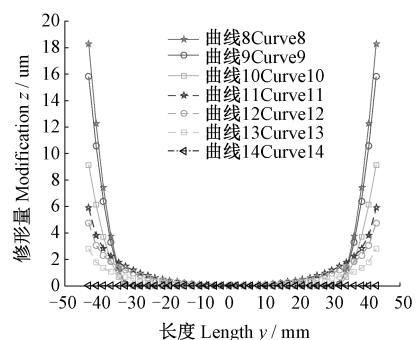


图 5 径向滚子修形曲线

Fig.5 Modification curve of radial roller

3.3 计算结果

在大于 90% 的时间里, 轴向滚子所受负载 Q 是小于 102 kN 的。从图 6 可以看出此时轴向滚子和滚道接触应力接触分布:

(1) 未倾斜时相切圆弧无法很好降低端部最大接触应力: 未修形曲线 7 边缘应力 1 566 MPa, 而不同设计正压力 W 下的相切圆弧曲线最大接触应力也在 1 400 MPa 以上;

(2) 未倾斜时按极限载荷设计修形的对数修形曲线 4 接触表现最好: 随着修形设计正压力 W 的增加, 对数修形曲线最大应力从 1 430 MPa 降低到 1 213 MPa, 而相切圆弧曲线则从 1 410 MPa 增大到 1 487 MPa。

MPa;另外一方面,此时对数修形曲线中部应力仅从 1 272 MPa增大到 1 315 MPa;

(3) 滚子倾斜时,按照 90%时间最大载荷设计的相切圆弧修形曲线 3 表现最好;随着倾斜角度从 0° 变成 0.067° ,滚子最大接触应力不断增加; 0.067° 时,相切圆弧曲线最大接触应力随着修形设计正压力的增加从 2 022 MPa 增加到 2 088 MPa,而对数修形曲线最大接触应力随着修形设计正压力 W 的增加从 2 507 MPa 降低到 2 208 MPa。同时此时如果不修形,滚子接触应力高达 2 755 MPa;

(4) 随着修形设计正压力 W 的增加,滚子凸度变大,采用对数修形曲线的滚子在各倾斜角度下的边缘接触应力显著降低,而相切圆弧曲线则反而略微增大。

由于风力发电机组运行工况复杂,而三排圆柱回转支承一旦失效会造成巨大的时间、金钱损失,所以虽然极限工况很难发生也需要核算,轴向滚子-滚道接触应力分布见图 7。

(1) 极限载荷下,对数修形曲线和相切圆弧曲线

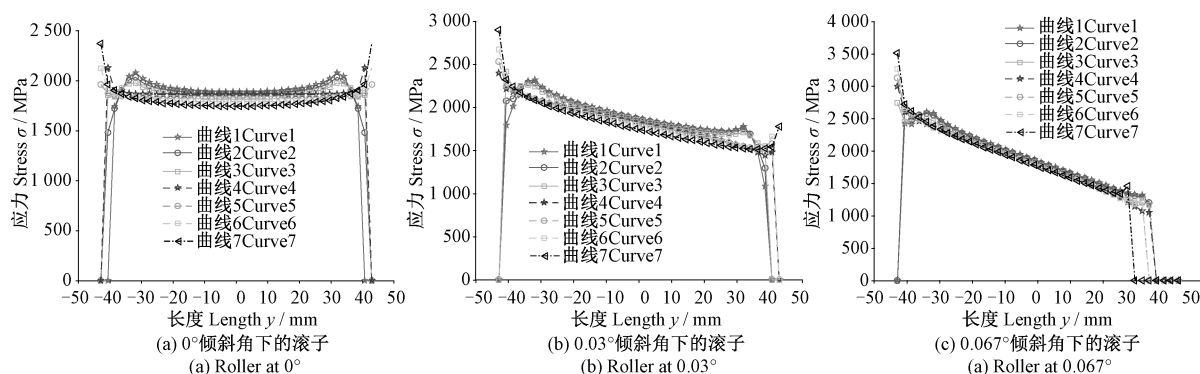


图 7 220 kN 滚动体荷载下轴向滚子应力分布

Fig.7 Axial roller stress distribution at 220 kN

在大于 90%的时间里,径向滚子所受负载 Q 是小于 30 kN 的。从图 8 可以看出此时滚子和滚道接触应力接触分布:

(1) 未倾斜时修形前后接触应力都较小;未修形

在滚子未倾斜时都能显著降低边缘接触应力;此时未修形滚子曲线 7 最大接触应力 2 372 MPa,最大设计正压力下的相切圆弧 1 为 2 083 MPa,对数曲线 4 为 2 130 MPa;此时不同设计正压力 W 下的修形曲线,最大接触应力也较为接近;

(2) 滚子倾斜时,相切圆弧曲线表现较好;随着倾斜角度从 0° 变成 0.067° ,滚子最大接触应力不断增加; 0.067° 时,不同设计正压力 W 下的相切圆弧曲线过渡段最大接触应力只有 2 600 MPa 左右,而对数修形曲线最大接触应力随着修形设计正压力的增加从 3 272 MPa 降低到 3 006 MPa;

(3) 随着修形设计正压力 W 的增加,滚子凸度变大,采用对数修形曲线的滚子在各倾斜角度下的边缘接触应力显著降低,而相切圆弧曲线则变化不大,但当修形设计正压力过小时,如依据 102 kN 正压力设计的对数修形曲线 3 边缘出现了高达 2 749 MPa 的应力集中。

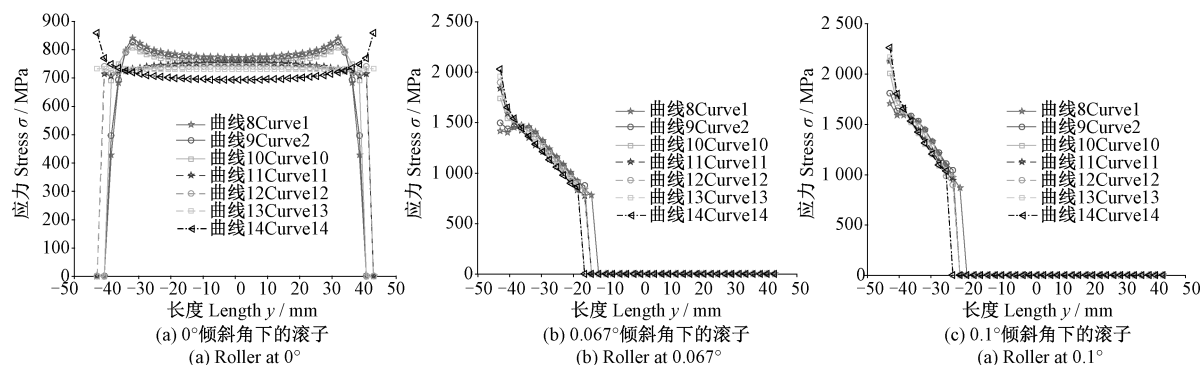


图 8 30 kN 滚动体荷载下径向滚子应力分布

Fig.8 Radial roller stress distribution at 30 kN

最大接触应力只有 1 711 MPa, 显著小于未修形曲线 14 的 2 266 MPa。而此时不同设计载荷下的对数修形曲线应力也在 2 150 MPa 左右。

图 9 是极限载荷下径向滚子和滚道接触应力接触分布, 可以看出:

(1) 未倾斜时, 修形前后接触应力都较小; 未修形曲线 14 边缘应力也只有 1 265 MPa, 按照极限载荷下最大正压力设计的相切圆弧曲线 8 最大接触应力在 1 169 MPa, 而对数修形曲线 11 最大接触应力也只有 1 175 MPa;

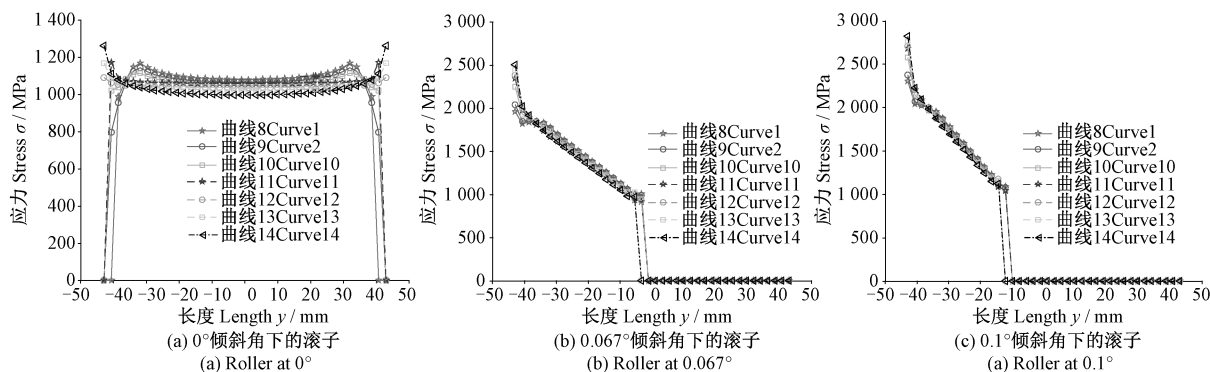


图 9 63 kN 滚动体荷载下径向滚子应力分布

Fig.9 Radial roller stress distribution at 63 kN

4 结论

对于轴向滚子修形建议依据极限载荷使用对数修形曲线进行滚子修形设计, 然后使用文中的滚子-滚道接触模型核算 0.067° 倾斜角和最大滚动体负载下应力分布。待后续风机结构定型后, 再使用有限元复核确保滚子-滚道倾角小于 0.067°。

1) 相切圆弧曲线端部风险较大: 随着滚子的倾斜, 对数修形曲线最大接触应力从中部逐渐过渡到端部, 这意味着相切圆弧曲线圆弧和直线过渡区域一直承受较大接触应力。同时由于加工制造导致的相切圆弧曲线直线和圆弧过渡段不平滑会加剧失效风险;

2) 相切圆弧曲线在低载 (大多数时间) 无法有效消除端部过大应力, 仅仅在滚子倾斜时比对数修形曲线有优势, 但对于对数修形曲线可以采取加大设计载荷/凸度, 端部倒角等来减少倾斜时的端部应力;

3) 随着修形设计正压力 W 的增大, 对数曲线凸度增大, 滚道接触应力在除开在极限载荷和极限倾角以外的工况下, 边缘接触应力显著降低, 而大部分时间里由于修形导致的中部应力增加较少。

对于径向滚子修形建议依据极限载荷使用相切圆弧修形曲线进行滚子修形设计, 然后使用文中的滚子-滚道接触模型核算 0.1° 倾斜角和最大滚动体负载下应力分布。待后续风机结构定型后, 使用有限元复核

(2) 滚子倾斜时, 按照极限载荷下最大正压力设计的相切圆弧曲线 8 表现较好: 随着倾斜角度从 0° 变成 0.1°, 滚子最大接触应力不断增加; 0.1° 时, 曲线 8 最大接触应力只 2 301 MPa, 显著小于未修形曲线 14 的 2 818 MPa。而此时不同设计载荷下的对数修形曲线最大接触应力偏大;

(3) 滚子倾斜比载荷增加对滚子接触应力增加影响更大: 对比图 8, 随着载荷 Q 增大, 在 0° 倾斜角时滚子最大接触应力从 859 MPa 增大到 1 265 MPa, 但 63 kN、0.1° 时最大应力高达 2 818 MPa。

确保滚子-滚道倾角小于 0.1°, 并且尽可能通过加强轴系刚度来减少倾角 β ;

1) 径向滚子接触应力随着载荷 Q 增加, 增长幅度较少, 但对于倾角 β 却增长极为迅速。同时依据笔者多个项目有限元计算结果, 极限载荷下径向滚子倾斜程度可能超过 0.067°;

2) 只有使用相切圆弧, 并且按照极限载荷计算出的最大正压力作为修形设计正压力 W , 才能有效降低滚子倾斜后端部最大应力;

3) 可在进行滚子端部采用挖坑、倒角的方式来降低滚子端部应力, 尤其当修形最大凸度太小无法加工时。

参考文献 (References)

- [1] 邓四二, 贾群义. 滚动轴承设计原理[M]. 北京: 中国标准出版社, 2008: 99-110.
DENG SiEr, JIA QunYi. Design principle of rolling bearing[M]. Beijing: China Standard Press, 2009: 99-110 (In Chinese).
- [2] 罗继伟, 罗天宇. 滚动轴承分析计算与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 1-32.
LUO JiWei, LUO TianYu. Analysis and application of rolling bearing[M]. Beijing: China Machine Press, 2009: 14-32 (In Chinese).
- [3] JU S H, HORNG T L, CHA K C. Comparisons of contact pressures of crowned rollers[J]. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2000(214): 147-155.

- [4] 刘良勇,孙朝阳,等. 滚子不同修形母线接触应力分布对比[J]. 哈尔滨轴承, 2015, 36(1): 6-8.
LIU LiangYong, SUN ChaoYang, et al. Roller contact stress with different modification method [J]. Harbin Bearing, 2015, 36(1): 6-8(In Chinese).
- [5] International Organization for Standardization. ISO/TS 16281-2008 rolling bearings-methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings[S]. Switzerland, 2008;12-15.
- [6] 罗继伟. 滚动轴承受力分析及其进展[J]. 轴承, 2001(9): 28-31.
LUO JiWei. Rolling bearing force analysis and its progress [J]. Bearing, 2001(9): 28-31(In Chinese).
- [7] 徐立民. 回转支承[M]. 合肥:安徽科学技术出版社, 1988;36-83.
XU LiMing. Slewing bearing [M]. Hefei: Anhui Science and Technology Press, 1988;36-83 (In Chinese).
- [8] HARRIS T A, KOTZALAS M N. 滚动轴承分析:轴承技术的基本概念[M]. 北京:机械工业出版社, 2010;133-156.
HARRIS T A, KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis: Essential concepts of bearing technology [M]. Beijing: China Machine Press, 2010;133-156 (In Chinese).
- [9] 白晓波, 吉晓民, 郭 磊. 内外圈轴线相对倾斜时的滚针轴承载荷分布研究[J]. 机械强度, 2014, 36(2):216-221.
BAI XiaoBo, JI XiaoMing, GUO Lei. Research on load distribution in needle roller bearings as inner and outer ring misalignment [J]. Journal of Mechanical Strength, 2014, 36(2): 216-221 (In Chinese).
- [10] 李云峰, 姜 迪, 程亚兵. 联合载荷作用下交叉圆柱滚子转盘轴承的承载能力分析[J]. 机械强度, 2016, 38(6):1248-1252.
LI YunFeng, JIANG Di, CHENG YaBing. Carrying capacity analysis of crossed cylindrical roller slewing bearing under combined loads [J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38(6): 1248-1252(In Chinese).
- [11] 魏延刚. 圆柱滚子轴承滚动体修形技术的研究[J]. 润滑与密封, 2003(3): 16-22.
WEI YanGang. The research on the crowned rollers of cylindrical roller bearings[J]. Lubrication Engineering, 2003(3): 16-22 (In Chinese).