

文章编号:0254-0096(2018)11-3253-08

风电变桨转盘轴承承载能力的影响参数分析

李云峰

(河南科技大学机电工程学院, 洛阳 471003)

摘 要: 针对结构形式为双排四点接触球的风电变桨转盘轴承,在卡迪尔坐标系中建立变桨转盘轴承内部结构的几何关系。通过坐标变换运算表示出变桨转盘轴承受载后的每个钢球与滚道之间的弹性接触变形量,利用变形协调条件和受力平衡条件建立包含变桨转盘轴承细节设计参数的力学模型。在对力学模型进行求解计算的基础上,得到代表变桨转盘轴承承受联合载荷能力的承载曲面。利用承载曲面分析细节设计参数(游隙、沟曲率和接触角)对变桨转盘轴承承载能力的影响规律。结果表明:适量小的负游隙、减小沟曲率半径系数、增大接触角对变桨转盘轴承承载能力的提高有利。

关键词: 承载能力; 设计参数; 坐标变换; 接触应力; 转盘轴承

中图分类号: TH122

文献标识码: A

0 引 言

近年,世界各国对以风能为代表的可再生能源的利用达到了一个高潮,截至2017年底全球风电装机总量已达到539 GW^[1]。随着联网风电机组各种类型故障的出现,风电机组的可靠性问题日益凸显。在风电机组中,转盘轴承是维修和更换成本最高的关键部件之一,风电转盘轴承的可靠性正成为研究人员关注的焦点^[2]。结构形式为双排四点接触球的风电变桨转盘轴承是实现风力机叶片变桨功能的重要部件,风电变桨转盘轴承能否合理设计是建立在对其承载能力的设计参数进行系统力学分析的基础之上的。

目前,对双排四点接触球转盘轴承的力学分析主要利用有限元分析法和数学建模法2种方法。在对转盘轴承的有限元分析中,为避免滚动体与滚道之间的大量非线性接触运算,Smolnicki等^[3]提出基于超单元的转盘轴承有限元模型,采用超单元取代“滚道-滚动体-滚道”之间的非线性接触作用,而转盘轴承的内圈和外圈仍然采用实体单元进行建模。文献[4]在计算考虑支撑结构柔度和材料塑性变形对风电变桨转盘轴承内部钢球负荷分布和接触应力的影响时,将内、外圈滚道与钢球的接触等

效成单向压缩弹簧,从而建立包括支撑结构在内的转盘轴承整体简化有限元模型,计算得到钢球的负荷分布。文献[5]在建立风电变桨转盘轴承的有限元模型时,将钢球用拉伸弹簧来替代,分析的侧重点在于支撑联接变桨转盘轴承的轮毂刚性对钢球负荷分布的影响,通过计算比较了在模型中包含整个轮毂、包含部分轮毂以及仅包含变桨转盘轴承时的钢球负荷分布。Plaza等^[6]在建立变桨转盘轴承的有限元模型时,除了将钢球与滚道之间的非线性接触作用采用拉伸弹簧替代外,还采用超单元来对变桨转盘轴承的内圈和外圈建模,从而大幅度降低了计算规模。在对转盘轴承的数学建模分析中,Potočnik等^[7]采用向量来表示双排四点接触球转盘轴承的几何结构,并建立转盘轴承的静力学平衡方程组,求解得到最大钢球负荷,并对钢球与滚道之间的接触进行了有限元分析。文献[8]研究双排四点接触球转盘轴承的滚道接触压力分布的计算方法,开发了求解计算程序。文献[9]在极坐标系中建立双排四点接触球转盘轴承静力学模型,并分析负游隙对双排四点接触球轴承负荷分布的影响规律。

现有对转盘轴承研究工作主要是针对沿着转盘轴承圆周方向的滚动体负荷分布的计算,对转盘

收稿日期: 2016-07-26

基金项目: 国家重点研发计划重点专项(2018YFB0407304)

通信作者: 李云峰(1973—),男,博士、副教授,主要从事滚动轴承的设计理论、性能分析与应用等方面的研究。liyunfeng@haust.edu.cn

轴承的数学建模分析多采用文献[10]中的方法,这种方法采用基于极坐标系的轴承几何表示,转盘轴承的每一滚道需采用不同的表达式。当转盘轴承的滚道数目较多时,这种方法实现起来较为繁琐,且易出错。

本文针对结构形式为双排四点接触球的风电变桨转盘轴承,在卡迪尔坐标系中描述变桨转盘轴承的几何关系,利用坐标变换原理表示轴承受载后钢球接触部位处滚道面的几何位移,利用变形协调条件和受力平衡条件建立包含转盘轴承细节设计参数的力学模型。在对力学模型进行求解计算的基础上,得到变桨转盘轴承承受联合载荷能力的承载曲面,利用承载曲面分析设计参数对承载能力的影响规律。

1 数学建模

对转盘轴承进行承载能力分析的前提是计算出所有的滚动体载荷,而滚动体载荷的静力学求解属于静不定问题。本文借助于变形协调条件和受力平衡条件进行变桨转盘轴承的力学建模,通过对模型的求解计算得到钢球的载荷分布。

1.1 变形协调条件

变桨转盘轴承主要由内圈、外圈及两排钢球所构成的。变桨转盘轴承的外圈安装在风电机组的轮毂上,内圈与风电机组的叶片相联。在风电机组工作时,作用于叶片上的空气动力学载荷通过变桨转盘轴承传递到轮毂。变桨转盘轴承同时承受径向载荷、轴向载荷和倾覆力矩的联合作用。为便于描述变桨转盘轴承内部的几何关系,在变桨轴承的中建立卡迪尔坐标系,如图1所示。坐标系的原点位于变桨转盘轴承的中心, X 轴和 Y 轴在通过变桨

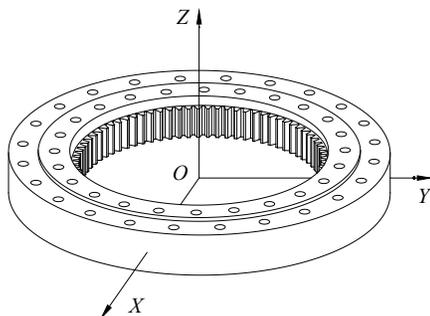


图1 变桨轴承中的卡迪尔坐标

Fig. 1 Coordinate system of pitch slewing bearing

转盘轴承高度中心的径向截面内, Z 轴沿着变桨轴承的中心线方向。

变桨转盘轴承的每排滚道是由4个滚道面组成的,如图2所示。在上排滚道中,每个滚道面的沟曲率中心分别为 C_{1iu} 、 C_{1eu} 、 C_{2iu} 和 C_{2eu} 。将 C_{1iu} 和 C_{1eu} 相连得到“接触方向线1”,在钢球受载时,“接触方向线1”与内、外滚道面的交点便是受载钢球与滚道面的接触作用点。同样可得到“接触方向线2”。在下排滚道中,每个滚道面的沟曲率中心分别为 C_{1id} 、 C_{1ed} 、 C_{2id} 和 C_{2ed} ,同样存在“接触方向线1”和“接触方向线2”。接触方向线与变桨转盘轴承径向平面的夹角即为接触角 α 。在本文中,下标“1、2”分别代表“接触方向线1”和“接触方向线2”,下标“i、e”分别代表内圈和外圈,下标“u、d”分别代表上排滚道和下排滚道。

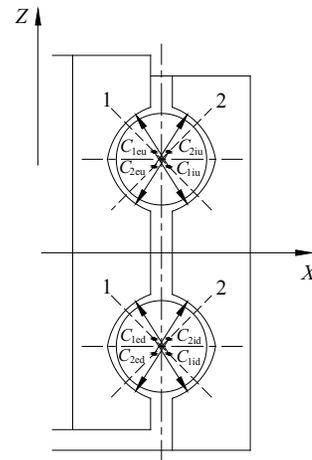


图2 滚道中的接触方向线

Fig. 2 Contact direction lines of raceways

根据沟曲率半径与钢球直径的关系,可以得到内圈滚道的沟曲率半径为:

$$r_i = f_i D_w \quad (1)$$

式中, f_i ——内圈滚道沟曲率半径系数; D_w ——钢球直径。

外圈滚道的沟曲率半径为:

$$r_e = f_e D_w \quad (2)$$

式中, f_e ——外圈滚道沟曲率半径系数。

在变桨转盘轴承受载前,假定钢球处于理想位置,也就是在每条接触方向线上,钢球与滚道之间的间隙相等,表示为 c 。利用图1和图2中的几何关系,可得到卡迪尔坐标系中每个滚道面沟曲率中心的坐标。在变桨转盘轴承圆周上的任意钢球位

置 ψ , 上排外圈滚道沟曲率中心 C_{1eu} 的坐标为:

$$x_{1eu,\psi} = [0.5d_m - (r_e - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\cos\psi \quad (3)$$

$$y_{1eu,\psi} = [0.5d_m - (r_e - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\sin\psi \quad (4)$$

$$z_{1eu,\psi} = 0.5d_c + (r_e - 0.5D_w - c)\sin\alpha \quad (5)$$

式中, d_m ——轴承节圆直径; α ——轴承接触角; ψ ——钢球在轴承圆周上的位置角; d_c ——两排滚道之间的轴向距离。

上排内圈滚道沟曲率中心 C_{1iu} 的坐标为:

$$x_{1iu,\psi} = [0.5d_m + (r_i - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\cos\psi \quad (6)$$

$$y_{1iu,\psi} = [0.5d_m + (r_i - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\sin\psi \quad (7)$$

$$z_{1iu,\psi} = 0.5d_c - (r_i - 0.5D_w - c)\sin\alpha \quad (8)$$

上排外圈滚道沟曲率中心 C_{2eu} 的坐标为:

$$x_{2eu,\psi} = [0.5d_m - (r_e - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\cos\psi \quad (9)$$

$$y_{2eu,\psi} = [0.5d_m - (r_e - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\sin\psi \quad (10)$$

$$z_{2eu,\psi} = 0.5d_c - (r_e - 0.5D_w - c)\sin\alpha \quad (11)$$

上排内圈滚道沟曲率中心 C_{2iu} 的坐标为:

$$x_{2iu,\psi} = [0.5d_m + (r_i - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\cos\psi \quad (12)$$

$$y_{2iu,\psi} = [0.5d_m + (r_i - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\sin\psi \quad (13)$$

$$z_{2iu,\psi} = 0.5d_c + (r_i - 0.5D_w - c)\sin\alpha \quad (14)$$

下排外圈滚道沟曲率中心 C_{1ed} 的坐标为:

$$x_{1ed,\psi} = [0.5d_m - (r_e - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\cos\psi \quad (15)$$

$$y_{1ed,\psi} = [0.5d_m - (r_e - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\sin\psi \quad (16)$$

$$z_{1ed,\psi} = -0.5d_c + (r_e - 0.5D_w - c)\sin\alpha \quad (17)$$

下排内圈滚道沟曲率中心 C_{1id} 的坐标为:

$$x_{1id,\psi} = [0.5d_m + (r_i - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\cos\psi \quad (18)$$

$$y_{1id,\psi} = [0.5d_m + (r_i - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\sin\psi \quad (19)$$

$$z_{1id,\psi} = -0.5d_c - (r_i - 0.5D_w - c)\sin\alpha \quad (20)$$

下排外圈滚道沟曲率中心 C_{2ed} 的坐标为:

$$x_{2ed,\psi} = [0.5d_m - (r_e - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\cos\psi \quad (21)$$

$$y_{2ed,\psi} = [0.5d_m - (r_e - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\sin\psi \quad (22)$$

$$z_{2ed,\psi} = -0.5d_c - (r_e - 0.5D_w - c)\sin\alpha \quad (23)$$

下排内圈滚道沟曲率中心 C_{2id} 的坐标为:

$$x_{2id,\psi} = [0.5d_m + (r_i - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\cos\psi \quad (24)$$

$$y_{2id,\psi} = [0.5d_m + (r_i - 0.5D_w - c)\cos\alpha]\sin\psi \quad (25)$$

$$z_{2id,\psi} = -0.5d_c + (r_i - 0.5D_w - c)\sin\alpha \quad (26)$$

在变桨转盘轴承受载前,任意钢球位置 ψ 接触方向线上的内、外滚道沟曲率中心之间的距离为:

$$A_{1u,\psi} = \sqrt{(x_{1iu,\psi} - x_{1eu,\psi})^2 + (y_{1iu,\psi} - y_{1eu,\psi})^2 + (z_{1iu,\psi} - z_{1eu,\psi})^2} \quad (27)$$

$$A_{2u,\psi} = \sqrt{(x_{2iu,\psi} - x_{2eu,\psi})^2 + (y_{2iu,\psi} - y_{2eu,\psi})^2 + (z_{2iu,\psi} - z_{2eu,\psi})^2} \quad (28)$$

$$A_{1d,\psi} = \sqrt{(x_{1id,\psi} - x_{1ed,\psi})^2 + (y_{1id,\psi} - y_{1ed,\psi})^2 + (z_{1id,\psi} - z_{1ed,\psi})^2} \quad (29)$$

$$A_{2d,\psi} = \sqrt{(x_{2id,\psi} - x_{2ed,\psi})^2 + (y_{2id,\psi} - y_{2ed,\psi})^2 + (z_{2id,\psi} - z_{2ed,\psi})^2} \quad (30)$$

在变桨轴承受载时假定外圈固定,内圈在沿 X 轴正向的径向载荷 F_r 、沿 Z 轴负向的轴向载荷 F_a 和绕 Y 轴负向的倾覆力矩 M 的联合作用下,产生沿 X 轴正向的位移 δ_r 、沿着 Z 轴负向的位移 δ_a 和绕着 Y 轴负向的角位移 θ ,如图 3 所示。

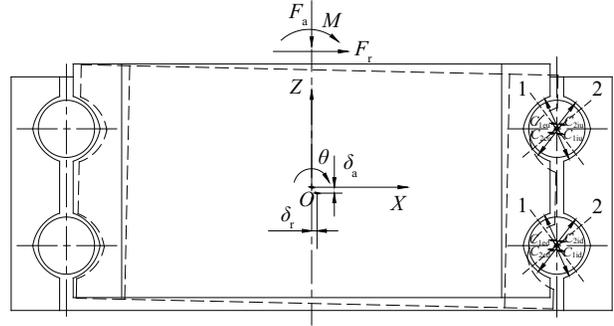


图3 内圈的位移

Fig. 3 Displacements of inner ring

从而内圈滚道沟曲率中心的位置也发生了改变。根据坐标变换原理,内圈产生位移后,上排内滚道在“接触方向线 1”上沟曲率中心 C_{1iu} 的位置坐标变为:

$$\begin{bmatrix} x'_{1iu} \\ y'_{1iu} \\ z'_{1iu} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & \sin\theta & \delta_r \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin\theta & 0 & \cos\theta & \delta_a \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{1iu} \\ y_{1iu} \\ z_{1iu} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (31)$$

按照同样的方法,可得到其余内圈滚道沟曲率中心的位置坐标: $(x'_{2iu}, y'_{2iu}, z'_{2iu})$ 、 $(x'_{1id}, y'_{1id}, z'_{1id})$ 和 $(x'_{2id}, y'_{2id}, z'_{2id})$ 。

在变桨转盘轴承受载后,任意钢球位置 ψ 接触方向线上的内、外滚道沟曲率中心之间的距离为:

$$A'_{1u,\psi} = \sqrt{(x'_{1iu,\psi} - x_{1eu,\psi})^2 + (y'_{1iu,\psi} - y_{1eu,\psi})^2 + (z'_{1iu,\psi} - z_{1eu,\psi})^2} \quad (32)$$

$$A'_{2u,\psi} = \sqrt{(x'_{2iu,\psi} - x_{2eu,\psi})^2 + (y'_{2iu,\psi} - y_{2eu,\psi})^2 + (z'_{2iu,\psi} - z_{2eu,\psi})^2} \quad (33)$$

$$A'_{1d,\psi} = \sqrt{(x'_{1id,\psi} - x_{1ed,\psi})^2 + (y'_{1id,\psi} - y_{1ed,\psi})^2 + (z'_{1id,\psi} - z_{1ed,\psi})^2} \quad (34)$$

$$A'_{2d,\psi} = \sqrt{(x'_{2id,\psi} - x_{2ed,\psi})^2 + (y'_{2id,\psi} - y_{2ed,\psi})^2 + (z'_{2id,\psi} - z_{2ed,\psi})^2} \quad (35)$$

由于内、外滚道沟曲率中心之间距离的改变所引起的钢球与滚道之间沿接触方向线的弹性接触变形为:

$$\delta_{1u,\psi} = A'_{1u,\psi} - A_{1u,\psi} - 2c \quad (36)$$

$$\delta_{2u,\psi} = A'_{2u,\psi} - A_{2u,\psi} - 2c \quad (37)$$

$$\delta_{1d,\psi} = A'_{1d,\psi} - A_{1d,\psi} - 2c \quad (38)$$

$$\delta_{2d,\psi} = A'_{2d,\psi} - A_{2d,\psi} - 2c \quad (39)$$

式中, $c=0.5G_a \sin \alpha$, G_a 为变桨转盘轴承的轴向游隙。

根据赫兹接触理论,钢球与滚道之间的弹性接触变形 δ 与钢球负荷 Q 之间的关系为^[10]:

$$Q = \begin{cases} K_n \delta^{1.5}, & \delta > 0 \\ 0, & \delta \leq 0 \end{cases} \quad (40)$$

式中, K_n ——钢球与内、外圈滚道之间总的负荷变形常数。

利用式(40)可计算得到任意钢球位置 ψ , “接触方向线 1”和“接触方向线 2”上钢球载荷: $Q_{1u,\psi}$ 、 $Q_{2u,\psi}$ 、 $Q_{1d,\psi}$ 和 $Q_{2d,\psi}$ 。

同时,变桨转盘轴承受载也引起了每个钢球位置的接触角的变化。根据图 3 中的几何关系,在变桨转盘轴承受载后,任意钢球位置的接触角为:

$$\alpha'_{1u,\psi} = \arcsin \frac{z_{1eu,\psi} - z_{1iu,\psi}}{A'_{1u,\psi}} \quad (41)$$

$$\alpha'_{2u,\psi} = \arcsin \frac{z_{2iu,\psi} - z_{2eu,\psi}}{A'_{2u,\psi}} \quad (42)$$

$$\alpha'_{1d,\psi} = \arcsin \frac{z_{1ed,\psi} - z_{1id,\psi}}{A'_{1d,\psi}} \quad (43)$$

$$\alpha'_{2d,\psi} = \arcsin \frac{z_{2id,\psi} - z_{2ed,\psi}}{A'_{2d,\psi}} \quad (44)$$

1.2 受力平衡条件

变桨转盘轴承的内圈在外部径向载荷 F_r 、轴向载荷 F_a 和倾覆力矩 M 以及上、下排所有的钢球负

荷的共同作用下处于平衡状态。据此,可以得到如下 3 个平衡方程:

$$F_r - \left[\sum_{\psi=-\pi}^{\psi=+\pi} (Q_{1u,\psi} \cos \alpha'_{1u,\psi} + Q_{1d,\psi} \cos \alpha'_{1d,\psi}) \cos \psi + \sum_{\psi=-\pi}^{\psi=+\pi} (Q_{2u,\psi} \cos \alpha'_{2u,\psi} + Q_{2d,\psi} \cos \alpha'_{2d,\psi}) \cos \psi \right] = 0 \quad (45)$$

$$F_a - \left[\sum_{\psi=-\pi}^{\psi=+\pi} (Q_{1u,\psi} \sin \alpha'_{1u,\psi} + Q_{1d,\psi} \sin \alpha'_{1d,\psi}) - \sum_{\psi=-\pi}^{\psi=+\pi} (Q_{2u,\psi} \sin \alpha'_{2u,\psi} + Q_{2d,\psi} \sin \alpha'_{2d,\psi}) \right] = 0 \quad (46)$$

$$M - \frac{1}{2} d_m \left[\sum_{\psi=-\pi}^{\psi=+\pi} (Q_{1u,\psi} \sin \alpha'_{1u,\psi} + Q_{1d,\psi} \sin \alpha'_{1d,\psi}) \cos \psi - \sum_{\psi=-\pi}^{\psi=+\pi} (Q_{2u,\psi} \sin \alpha'_{2u,\psi} + Q_{2d,\psi} \sin \alpha'_{2d,\psi}) \cos \psi \right] = 0 \quad (47)$$

式(45)~式(47)构成了以 δ_a , δ_r , θ 为未知量的非线性方程组。当给定变桨转盘轴承的设计参数和外部载荷时,可运用 Newton-Raphson 迭代法对该非线性方程组进行求解。利用求解结果可进一步根据式(31)~式(40)求得各钢球的载荷。

2 承载能力曲面

转盘轴承能够同时承受径向载荷、轴向载荷和倾覆力矩的联合作用。本文将转盘轴承所能承受的径向载荷、轴向载荷和倾覆力矩绘制在 3D 坐标系中得到承载能力曲面。

转盘轴承的承载能力通常采用钢球与滚道之间的塑形接触变形量限定在规定范围内时所承受的最大外部载荷组合来表示^[11,12],将满足该条件的所有外部载荷 F_r 、 F_a 和 M 绘制在坐标空间中,可以得到承载曲面。通常采用许用应力水平来限定塑性接触变形量。根据文献[13]的试验结果,对于材料为 42CrMo 的转盘轴承,钢球与滚道之间的许用接触应力 $[\sigma_{\max}]$ 应当限制在 3600 MPa。

根据赫兹接触理论,可由许用接触应力 $[\sigma_{\max}]$ 计算出所对应的钢球许用载荷 $[Q_{\max}]$:

$$[Q_{\max}] = \frac{2}{3} \left(\frac{\eta}{\sum \rho} \right)^2 (\pi n_a n_b [\sigma_{\max}])^3 \quad (48)$$

式中, n_a 、 n_b ——与接触点主曲率差函数有关的系

数； $\sum \rho$ ——接触点的主曲率和函数； η ——2个弹性接触体的综合弹性常数。

本文所采用的承载曲面的计算过程为：对 F_r 、 F_a 和 M 进行连续取值，对应于每一组取值，对式(45)~式(47)进行求解计算得到 δ_a 、 δ_r 和 θ 的值，并进一步计算得到受载最大的钢球载荷；当最大的钢球负荷在给定的范围 Δ_1 内接近于 $[Q_{\max}]$ 时，则该组 F_r 、 F_a 和 M 就构成承载曲面上的一个点。为节省计算时间，采用由粗到细的间隔对 F_r 、 F_a 和 M 进行取值。

3 承载能力分析

某型号 1.5 MW 风电机组变桨转盘轴承的设计主参数为： $d_m=1900$ ， $D_w=42.8625$ ， $d_c=58$ ， $\alpha=45^\circ$ ， $f_i=0.525$ ， $f_e=0.525$ ， $Z=104$ ，通过计算得到的承载力曲面如图 4 所示。

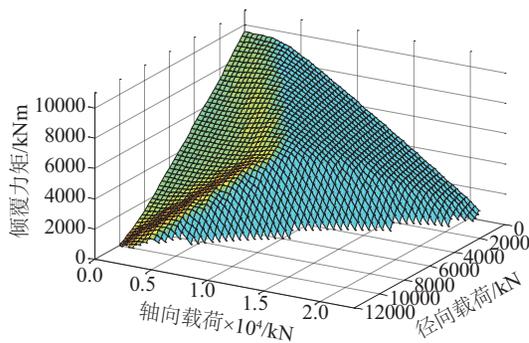


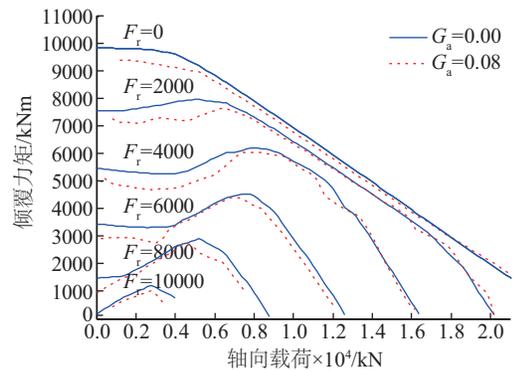
图4 承载能力曲面

Fig. 4 Carrying capacity surface

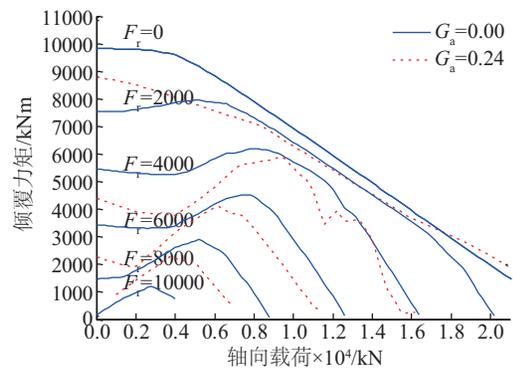
从图 4 中可看出，当径向载荷 F_r 的值为 0 kN 时，倾覆力矩 M 与轴向载荷 F_a 之间为一条近似的直线；随着径向载荷 F_r 的增大，倾覆力矩 M 与轴向载荷 F_a 之间表现出明显的非线性。当设计参数发生改变时，变桨转盘轴承的承载能力也随之发生变化，所对应的承载曲面的形状和位置也随之变化。为了研究轴承的游隙、沟曲率半径系数以及接触角等细节设计参数对变桨转盘轴承承载能力的影响规律，取对应于不同径向载荷的承载曲面的若干截面进行对比分析，得到对应于不同的径向载荷时的承载曲线。

3.1 游隙的影响

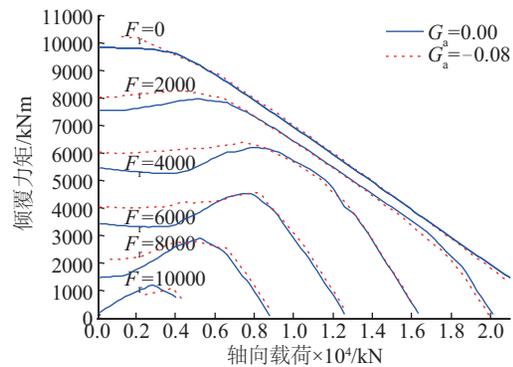
变桨转盘轴承的轴向游隙对承载能力的影响如图 5 所示。



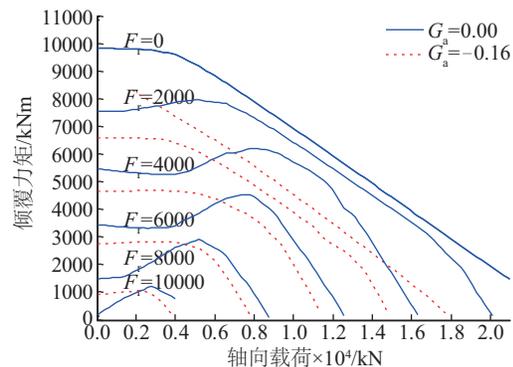
a. 游隙增大到0.08 mm



b. 游隙增大到0.24 mm



c. 游隙减小到-0.08 mm



d. 游隙减小到-0.16 mm

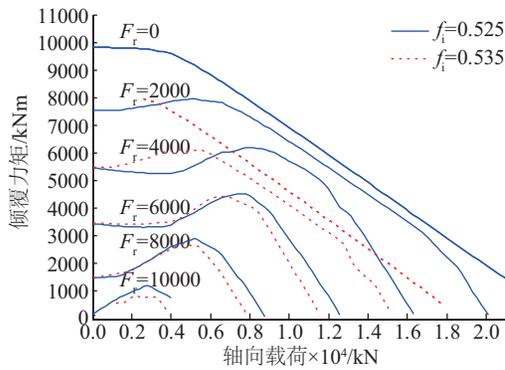
图5 游隙对承载能力的影响

Fig. 5 Effects of clearance on carrying capacity

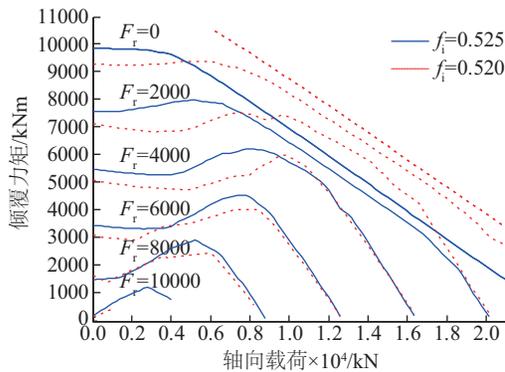
从图5可看出,当游隙从0增至0.08 mm时,轴承的承载能力有所下降;当游隙进一步增大至0.24 mm时,轴承的承载能力明显下降;当游隙从0减至-0.08 mm时,轴承的承载能力有所上升;当游隙进一步减小至-0.16 mm时,轴承的承载能力显著下降。由此可见,适量小的负游隙对变桨转盘轴承的承载能力是最有利的。

3.2 沟曲率的影响

变桨转盘轴承的沟曲率半径系数对承载能力的影响如图6所示。由图6可知,当沟曲率半径系数从0.525增至0.535时,轴承的承载能力有显著下降;当沟曲率半径系数从0.525减至0.520时,轴承的承载能力有显著上升。由此可见,减小沟曲率半径系数对轴承的承载能力是最有利的。



a. 沟曲率增大到0.535



b. 沟曲率减小到0.520

图6 沟曲率对承载能力的影响

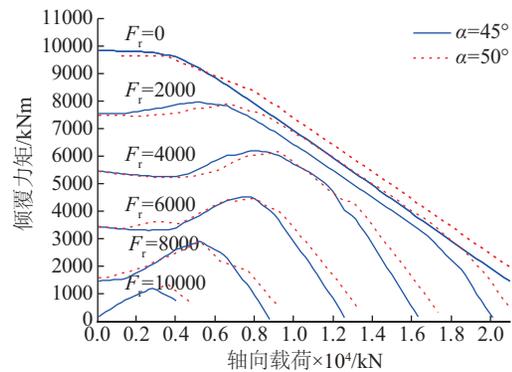
Fig. 6 Effects of groove curvature on carrying capacity

3.3 接触角的影响

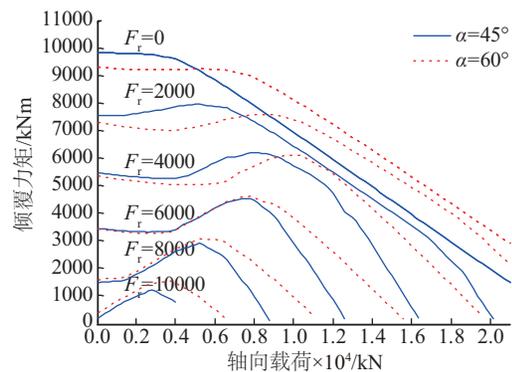
变桨转盘轴承的接触角对承载能力的影响如图7所示。由图7可知,当接触角从45°增至50°时,轴承的承载能力有所下降,但对轴向载荷较大

时,承载能力有所上升;当接触角进一步增至60°时,对于较小的轴向载荷来说轴承的承载能力明显下降,对于较大的轴向载荷来说轴承的承载能力明显上升。由此可见,对于较大轴向载荷的情况来说,增大接触角对轴承的承载能力是有利的。考虑到变桨转盘轴承在风电机组中承受较大的轴向载荷,因此,增大接触角对变桨转盘轴承的承载能力是有利的。

从分析结果来看,当变桨轴承的设计参数改变时,对于给定的径向载荷和轴向载荷,所允许的倾覆力矩载荷的增减幅度达到几十至几百 kNm。对于不同的轴向载荷,变桨轴承参数改变对承载能力的影响效果是不同的。当轴承外部载荷给定时,应用这些规律可以充分地通过合理的参数设计提高变桨转盘轴承的承载能力。



a. 接触角增大到50°



b. 接触角增大到60°

图7 接触角对承载能力的影响

Fig. 7 Effects of contact angle on carrying capacity

4 结论

1) 在卡迪尔坐标系建立包含变桨转盘轴承细节设计参数的力学模型。在对力学模型进行求解

计算的基础上,得到变桨轴承的承载曲面。利用承载曲面分析了细节设计参数对承载能力的影响。

2) 当轴承游隙从 0 分别增至 0.08 和 0.24 mm 时,轴承的承载能力连续明显下降;当游隙从 0 减至-0.08 mm 时,变桨轴承的承载能力有所上升;当游隙进一步减小至-0.16 mm 时,变桨轴承的承载能力显著下降。

3) 当轴承沟曲率半径系数从 0.525 增至 0.535 时,变桨轴承的承载能力有显著下降;当沟曲率半径系数从 0.525 减至 0.520 时,变桨轴承的承载能力有显著上升。

4) 当轴承接触角从 45°分别增至 50°、60°时,对于较小的轴向载荷来说变桨轴承的承载能力明显下降,对于较大的变桨轴向载荷来说轴承的承载能力明显上升。

[参考文献]

- [1] World Wind Energy Association. Wind power capacity reaches 539 GW, 52.6 GW added in 2017 [R/OL]. <http://www.wwindea.org/2017-statistics/>, 2018-03-15.
- [2] Kotzalas M N, Doll G L. Tribological advancements for reliable wind turbine performance[J]. Philosophical Transactions A, Mathematical, Physical Engineering Sciences, 2010, 368(1929): 4829—4850.
- [3] Smolnicki T, Rusinski E. Superelement-based modeling of load distribution in large-size slewing bearings [J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129(4): 459—463.
- [4] Shang Zhenguo, Ma Zhongchao, Sun Zhensheng. Finite element analysis of large-size yaw bearings with supporting structure in wind turbine[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 672-674: 1550—1553.
- [5] Chen Guanci, Wen Jianming. Load performance of large-scale rolling bearings with supporting structure in wind turbines [J]. Journal of Tribology, 2012, 134(4): 041105-1—041105-9.
- [6] Plaza J, Abasolo M, Coria I, et al. A new finite element approach for the analysis of slewing bearings in wind turbine generators using superelement techniques [J]. Meccanica, 2015, 50: 1623—1633.
- [7] Potočník R, Göncz P, Flašker J, et al. Fatigue life of double row slewing ball bearing with irregular geometry [J]. Procedia Engineering, 2010, 2(1): 1877—1886.
- [8] Gao Xuehai, Huang Xiaodiao, Wang Hua, et al. Load distribution over raceways of an 8-point-contact slewing bearing[J]. Applied Mechanics & Materials, 2010, 29-32: 10—15.
- [9] Wang Yanshuang, Yuan Qianqian. Static load-carrying capacity and fatigue life of a double row pitch bearing with radial interference[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(2): 307—316.
- [10] Tedric A H, Kotzalas M N. Rolling bearing analysis: advanced concepts of bearing technology[M]. Boca Raton: CRC Press, 2006: 234—235.
- [11] Rothe Erde GmbH. Rothe Erde slewing bearings catalogue [EB/OL]. <http://www.rotheerde.com>, 2015-09-08.
- [12] IMO Momentenlager GmbH. IMO slewing ring product catalog[EB/OL]. <http://www.goimo.com>, 2016-04-01.
- [13] Qiu Ming, Yan Jiafei, Zhao Binhai, et al. Analysis of affecting factors on allowable contact stress of four-point-contact slewing rings with single row[J]. Key Engineering Materials, 2012, 522: 260—263.
- [14] International Organization for Standardization. ISO/TS 16281-2008 rolling bearings—methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings[S]. Switzerland: International Organization for Standardization, 2008.

ANALYSIS OF INFLUENCING PARAMETERS ON CARRYING CAPACITY OF PITCH SLEWING BEARING OF WIND TURBINE

Li Yunfeng

(School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: For the pitch slewing bearing of wind turbine with the structure type of double row four-point contact ball, the geometry relations of internal structure of the pitch slewing bearing was established in the Cartesian coordinates. The elastic contact deformations between each ball and raceways were expressed through the coordinate transformation operation as the pitch slewing bearing being loaded. Mechanical model of the pitch slewing bearing with detailed design parameters was established by using the deformation compatibility conditions and the force equilibrium conditions. Carrying capacity surface which represents the combined loads carrying capacity of the pitch slewing bearing were obtained based on the solution of the mechanical model. Influence laws of the detailed design parameters, such as clearance, groove curvature and contact angle on the carrying capacity of the pitch slewing bearing were analyzed by using the carrying capacity surface. The results show that the right amount of small negative clearance, decrease of groove curvature radius coefficient and increase of contact angle are advantageous for enhancing the carrying capacity of the pitch slewing bearing.

Keywords: carrying capacity; design parameter; coordinate transformation; contact stress; slewing bearing