

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.09.019

风电机组法兰用摩擦垫片的摩擦系数实验研究*

陈中亚, 吴 炜, 何俊尉, 裘 园, 应华东, 周伟达

(浙江运达风电股份有限公司 浙江省风力发电技术重点实验室, 浙江 杭州 310012)

摘要:提高主轴与齿轮箱法兰联接面的静摩擦系数,可以间接实现主轴与齿轮箱法兰联接面的紧凑设计,实现风电机组的轻量化。针对风电机组传动系统紧凑化和轻量化设计的问题,对风电机组法兰用摩擦垫片的摩擦系数进行了实验研究。首先,分析了主轴与齿轮箱法兰联接面摩擦系数对其传扭能力和减重降本的影响;然后,采用主轴与齿轮箱法兰材料球墨铸铁 QT400-18AL 和 QT700-2 做了实验试样,研究了该摩擦垫片用于两种试样间时的静摩擦系数;最后,提出了一种采用拉、扭组合试验机加载准静态扭转和压缩载荷来测试静摩擦系数的方法,并基于该方法对结合面平均接触压强为 50 MPa、100 MPa、125 MPa、150 MPa 时摩擦垫片的静摩擦系数进行了研究。研究表明:当结合面平均接触压强大于 50 MPa 时,静摩擦系数平均值为 0.667,标准差为 0.023;相比未使用摩擦垫片时,使用摩擦垫片时可将其静摩擦系数提高约 1 倍;摩擦垫片重复使用时,静摩擦系数呈下降趋势;因此,在实际风电工程中,应采取相关措施,保证摩擦垫片重复使用时结合面静摩擦系数不会过低,以保证其联接的可靠性。

关键词:风电机组传动系统;主轴;齿轮箱;法兰联接面;摩擦垫片;轻量化设计;静摩擦系数

中图分类号:TH117.1;TM315

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2022)09-1319-06

Experimental study on friction coefficient of friction gaskets for the flanges of wind turbine

CHEN Zhong-ya, WU Wei, HE Jun-wei, QIU Yuan, YING Hua-dong, ZHOU Wei-da

(Key Laboratory of Wind Power Technology of Zhejiang Province, Zhejiang Windey Co., Ltd., Hangzhou 310012, China)

Abstract: Improving the static friction coefficient of the connecting surface between the main shaft and the gearbox flange can indirectly realize the compact design of the connecting surface between the main shaft and the gearbox flange, and realize the lightweight of the wind turbine. Aiming at the problems of compact and lightweight design of wind turbine transmission system, the friction coefficient of the friction gasket used in connection flange on the wind turbine was experimentally studied. Firstly, the influence of friction coefficient of the surface of connection flange between spindle and gearbox on the ability to pass a twist and lose weight to reduce costs was analyzed. Then, the nodular cast iron QT400-18Al and QT700-2 for wind turbine spindle and gearbox flange were selected as samples to study the static friction coefficient between the two kinds of specimens. Finally, a method was proposed to measure the static friction coefficient based on the quasi-static torsional and compressive loads of a tension-torsion combined testing machine, and the static friction coefficients of friction gaskets at the average contact pressures of 50 MPa, 100 MPa, 125 MPa and 150 MPa were studied respectively. The research results show that the mean value and standard deviation of static friction coefficients measured in the experiment are 0.667 and 0.023 respectively, when the average contact pressure of the bonding surface is greater than 50 MPa. The static friction coefficient can be increased by about one time with the use of friction gasket. When the friction gasket is reused, the static friction coefficient decreases. In the actual wind power engineering, relevant measures should be taken to ensure that the static friction coefficient of the joint surface will not be too low when the friction gasket is reused, so as not to affect the reliability of the joint.

Key words: wind turbine transmission system; main shaft; gearbox; surface of connection flange; friction gasket; lightweight design; static friction coefficient

0 引 言

随着全球范围内风力发电技术的快速发展,风电机组整机的功率不断增大。机组所承受的风载荷增

大,会使得机组各零部件的体积和重量不断增大。

风电机组零部件设计时需要重点考虑技术性和经济性^[1,2]。法兰螺栓连接是机组零部件间最主要的连接方式,螺栓连接的可靠性直接影响着机组的安全运

收稿日期:2022-02-14

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2019YFB2005005)

作者简介:陈中亚(1991-),男,安徽颍上人,硕士研究生,主要从事风电机组传动系统开发设计方面的研究。E-mail:chenzy@chinawindey.com

行,同时螺栓连接的紧凑性影响着零部件的设计尺寸和设计成本,甚至影响到设计方案的可行性^[3,4]。

在风电机组中,风轮系统、传动系统和塔架等关键部件的联接经常采用法兰摩擦联接的形式^[5]。提高主轴与齿轮箱法兰联接面的静摩擦系数,可减少其最小夹紧力,以及螺栓预紧力,进而减少螺栓的数量或降低螺栓规格,实现主轴与齿轮箱法兰联接面的紧凑设计,最终减少相关部件的设计尺寸,降低材料重量,实现风电机组的轻量化。

摩擦联接传递力和力矩的能力主要由联接部件结合面间的摩擦系数所决定,许多学者提出了很多方法来增加摩擦联接之间的摩擦力。其中,在摩擦联接件间增加高摩擦因数的摩擦垫片,以此来增加联接间摩擦力的方法得到研究人员的广泛关注。

常用来提高材料硬度和耐磨性的复合微粒有 SiC、Al₂O₃、金刚石等。由于金刚石具有极高的硬度和化学稳定性,Ni-P 金刚石化学复合镀成为了国内外提高材料硬度和耐磨性领域的研究热点。

王显彬等人^[6]采用差热分析法,对 Ni-P 金刚石复合镀的初始晶化峰和晶化动力学进行了对比研究。王健等人^[7]研究了不同粒径的金刚石以及热处理方式,对 Ni-P 金刚石化学复合镀的组织形貌、硬度和摩擦磨损性能的影响规律。陈华等人^[8]研究了在摩擦垫片上进行大颗粒金刚石复合镀的方法。ISLAMD M 等人^[9]研究了在抛光铜基体上,进行化学镀 Ni-P 和 Ni-P/SiC 复合涂层的具体方法。PETROVA M 等人^[10]研究了金刚石颗粒浓度和粒径对涂层厚度和复合粒子数量的影响。ASHASSI-SORKHABI H 等人^[11]研究了金刚石纳米颗粒加入镍化学镀液后,对 Ni-P 涂层耐蚀性的影响。廖强等人^[12]研究了化学复合镀 Ni-P 金刚石镀层操作条件对复合镀层镀速、复合量及硬度的影响规律,并对复合镀层的组织和性能进行了分析。刘蕴锋等人^[13]研究了金刚石质量浓度、搅拌转速及粉体热处理工艺,对复合镀层摩擦、磨损性能的影响规律。

综上所述,以上学者针对 Ni-P 金刚石复合镀层方法及复合镀层的耐腐蚀、耐磨损等分别进行了各自的研究。但是到目前为止,尚无针对摩擦垫片在风电领域大部件材料球墨铸铁 QT400-18AL 和 QT700-2 间的实际摩擦系数的实验研究。

摩擦垫片工作原理的核心,是在镍涂层中以一定重量比分布且具有一定平均粒径的金刚石颗粒。在安装摩擦垫片过程中,金刚石颗粒会“咬进”配合面,从而形成微连接^[14]。摩擦垫片的摩擦系数跟金刚石的粒度和表面压入金刚石密度以及被连接面粗糙度都有一定关系。

目前,风电行业多个主机厂主轴和齿轮箱联接面

用到一款金刚石平均粒度约 35 μm、表面压入金刚石密度 10%~30% 的摩擦垫片。

笔者选取常用的主轴和齿轮箱低速端法兰材料球墨铸铁 QT400-18AL 和 QT700-2 做试样,基于拉扭组合试验机,加载准静态扭转和压缩载荷来测试静摩擦系数方法,对风电机组主轴和齿轮箱联结法兰用摩擦垫片的摩擦系数进行实验研究。

1 风电机组法兰用摩擦垫片试样

为了对风电机组法兰用摩擦垫片的摩擦系数进行实验研究,笔者首先给出了风电机组主轴和齿轮箱法兰摩擦联接示意图,如图 1 所示。

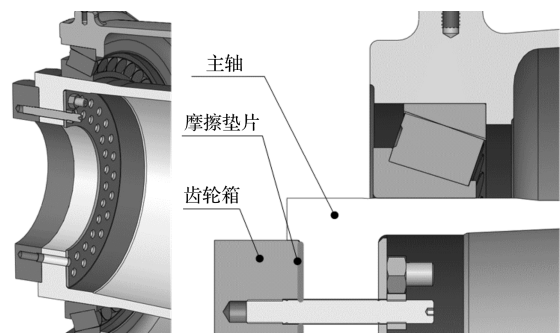


图 1 风电机组主轴和齿轮箱法兰摩擦联接示意图

图 1 中,主轴和齿轮箱法兰的摩擦连接形式为风电机组主轴与齿轮箱常用的法兰摩擦联接形式。

根据德国《VDI2230—2015 高强度螺栓连接系统计算》标准^[15],螺栓所需提供的最小夹紧力如下式所示:

$$F_{KQ} = \frac{F_{Qmax}}{q_F \cdot \mu_{Tmin}} + \frac{M_{Ymax}}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{Tmin}} \quad (1)$$

式中: F_{KQ} —螺栓所需提供的最小夹紧力,kN; F_{Qmax} —最大横向载荷,kN; M_{Ymax} —最大扭矩,kN·m; q_F —传递横向载荷的接触面个数; q_M —传递扭矩的接触面个数; r_a —摩擦半径,m; μ_{Tmin} —静摩擦系数。

由式(1)可知,在进行风电机组设计时,可通过提高主轴与齿轮箱法兰联接面的静摩擦系数,来减少所需要的最小夹紧力 F_{KQ} ,从而可以减小螺栓的预紧力。

而螺栓预紧力的减小,意味着可以减少螺栓的数量,或降低螺栓的规格,这样就可以实现主轴与齿轮箱法兰联接面更紧凑的设计,最终可以减小主轴轴承和齿轮箱低速端轴承的设计尺寸,以及降低该联接部位的材料重量,降低整个风电机组的设计制造成本。

为了研究该摩擦垫片用于主轴和齿轮箱摩擦联接时的静摩擦系数,该处,笔者采用主轴与齿轮箱法兰材料球墨铸铁 QT400—18AL 和 QT700—2 作为实验的试样。

实验试样的具体加工尺寸如图 2 所示。

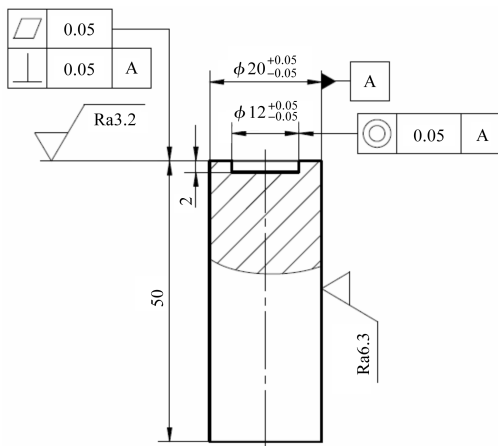


图2 实验试样加工尺寸

图2中,试样1(QT400—18AL)与试样2(QT700—2)的具体加工尺寸相同。其中,试样1和试样2与摩擦垫片接触的一面为外径20 mm、内径12 mm的圆环面,且该圆环面为粗糙度Ra3.2的机加工面,该面上涂有防锈油,实验时用抹布擦干。

实验用摩擦垫片的原理图如图3所示。

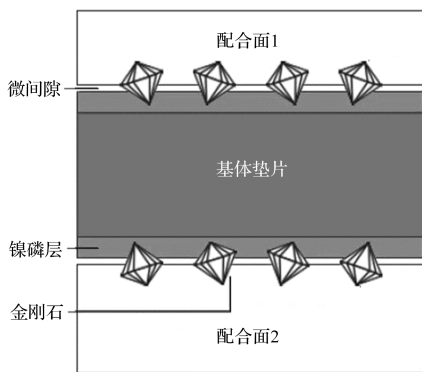


图3 实验摩擦垫片原理图

该摩擦垫片的材料特性如表1所示。

表1 摩擦垫片的材料特性

垫片材料	基体材料	总厚度/mm	平均金刚石粒度/ μm	表面压金刚石密度/%
C75S	化学镍磷	0.6 ± 0.06	35 ± 2	10~30

该摩擦垫片的应用条件如表2所示。

表2 摩擦垫片的应用条件

表面粗糙度	最低表面压力	最高工作温度
$Ra < 3.5 \mu\text{m}$	$P > 50 \text{ MPa}$	400 °C

2 实验方法与结果分析

2.1 实验原理

在对主轴和齿轮箱摩擦联接时的摩擦垫片进行实验研究前,笔者先给出了实验试样的外形与载荷施加方式,如图4所示。

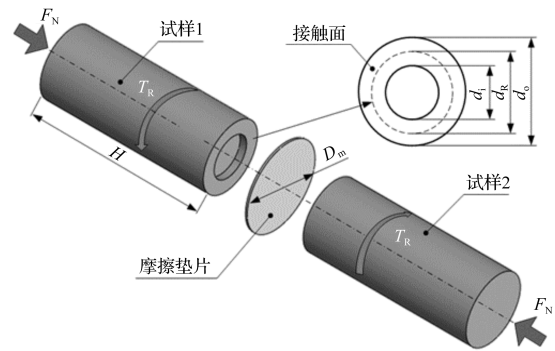


图4 试样外形与载荷方式

图4中,具体的实验步骤为:

将摩擦垫片放在试样1与试样2之间,以一定压缩载荷 F_N 压紧试样,并保持力值不变,再缓慢施加扭矩 T_R ,直至转动 5° (实验采用扭角控制,加载速度为 $1^\circ/\text{min}$);

在实验过程中,笔者全程采集(采样频率5 Hz)压缩载荷、位移、扭矩和扭角的数据,并分别加以记录;在实验结束后,再根据压缩载荷和扭矩数据计算摩擦垫片的摩擦系数。

摩擦垫片摩擦系数的计算公式如下:

$$\mu = \frac{2 \cdot T_R}{F_N \cdot d_R}, F_N = p \cdot \pi (d_o^2 - d_i^2) / 4 \quad (2)$$

$$d_R = \frac{2}{3} \cdot \frac{d_o^3 - d_i^3}{d_o^2 - d_i^2} \quad (3)$$

式中: μ —摩擦系数; T_R —试验机加载扭矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$; F_N —结合面压力, kN ; d_R —当量直径, m ; d_o —结合面外径, m ; d_i —结合面内径, m ; p —平均接触压强, MPa 。

2.2 实验设备

在对摩擦垫片进行的实验中,笔者所采用的实验设备为MTS809—100 kN电液伺服拉、扭组合试验机,其实物图如图5所示。

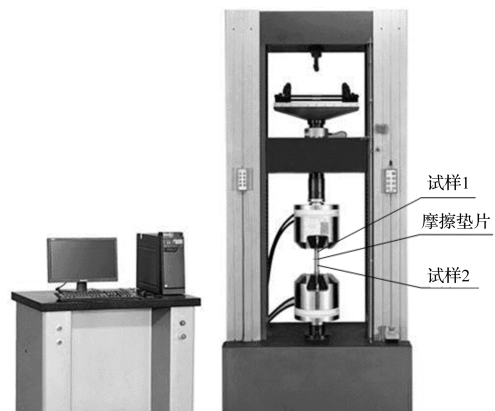


图5 MTS809 100 kN电液伺服拉、扭组合试验机

该电液伺服拉、扭组合试验机的最大载荷为: $\pm 100 \text{ kN}$,扭矩为 $1000 \text{ N} \cdot \text{m}$,精度为 $\pm 0.5\%$ 。

实验设备所处的环境温度为 $(20 \pm 2)^\circ\text{C}$,湿度为

(60 ± 5)%。该温湿度为风电机组实际运行的典型温湿度,该温湿度下试样和摩擦垫片性能稳定。在实验过程中,保持该温湿度基本稳定。

为了保持图 4 中试样 1 与试样 2 的水平对中,在实验前,笔者参考 GB/T 34104—2017《金属材料试验机加载同轴度的检验》,预先对试验机进行了同轴度校准。

2.3 实验方法

在实际风电机组中,主轴与齿轮箱之间的法兰摩擦联接面的设计平均接触压强 p 约为 125 MPa,且在机组长期运行后, p 会逐渐发生衰减。

鉴于此,为涵盖机组运行中所有的 p 范围,首先,笔者在实验中分别在 p 为 50 MPa、100 MPa、150 MPa 的条件下,分别测试了摩擦垫片的摩擦系数共 3 次;

接着,在 p 为 125 MPa 时,测试了垫片的摩擦系数 8 次;

随后,在 p 为 125 MPa 时,测试了无摩擦垫片的摩擦系数 3 次;

最后,考虑到在风电机组的实际运行中,摩擦垫片可能面临多次拆卸的问题,笔者两次测试了 p 为 150 MPa 时,摩擦垫片拆卸 1~3 次后的摩擦系数。

2.4 实验结果分析

2.4.1 接触面压力对静摩擦系数的影响

当 p 为 50 MPa、100 MPa、150 MPa 时,扭矩在 d_R 处随周向角位移的变化关系,如图 6 所示。

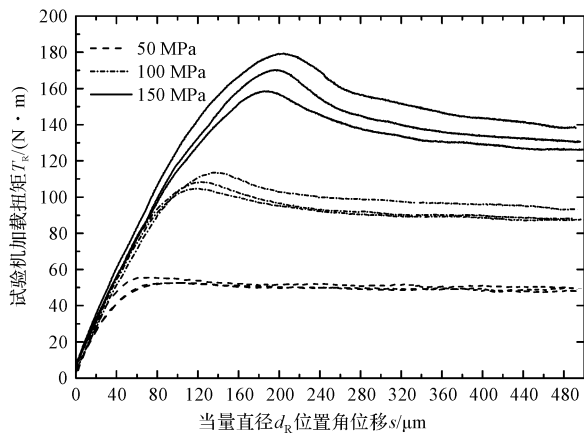


图 6 扭矩在 d_R 处随周向角位移的变化关系(工况一)

由图 6 可见:随着试样 1 和试样 2 的相对转动,扭矩呈现出先逐渐增大到一个峰值,再缓慢减小到一数值,然后保持不变的现象。

其中,扭矩峰值 T_{max} 即为用于计算静摩擦系数的扭矩值。

当 p 为 50 MPa、100 MPa、150 MPa 时,接触面的静摩擦系数如表 3 所示。

表 3 p 为 50 MPa、100 MPa、150 MPa 时的静摩擦系数

实验工况	F_N/kN	$T_{max}/(N \cdot m)$	μ_{max}
50 MPa 实验 1 次	10.05	55.8	0.671
50 MPa 实验 2 次	10.05	52.7	0.634
50 MPa 实验 3 次	10.05	52.9	0.636
100 MPa 实验 1 次	20.10	113.6	0.683
100 MPa 实验 2 次	20.10	108.5	0.652
100 MPa 实验 3 次	20.10	104.8	0.630
150 MPa 实验 1 次	30.15	158.6	0.636
150 MPa 实验 2 次	30.15	170.2	0.682
150 MPa 实验 3 次	30.15	179.3	0.719

由表 3 可知:

当 p 为 50 MPa、100 MPa 和 150 MPa 时,静摩擦系数平均值分别为 0.647、0.655 和 0.679,且最大值与最小值介于 0.63 与 0.72 之间;

随着结合面压强的增大,静摩擦系数略有增大,但差异不大。

当 p 为 125 MPa 时,扭矩在 d_R 处随周向角位移的变化关系,如图 7 所示。

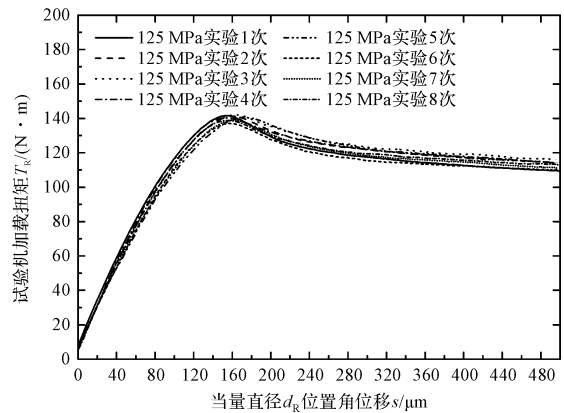


图 7 扭矩在 d_R 处随周向角位移的变化关系(工况二)

由图 7 可知:

p 为 125 MPa 时,多次重复工况实验条件下,摩擦垫片用于试样 1 和试样 2 间在整个准静态扭转和压缩载荷加载过程中,试验机加载扭矩的一致性较高。

对应于图 7 的实验,当 p 为 125 MPa 时,接触面的静摩擦系数如表 4 所示。

表 4 p 为 125 MPa 时的静摩擦系数

实验工况	F_N/kN	$T_{max}/(N \cdot m)$	μ_{max}
125 MPa 实验 1 次	25.12	141.6	0.681
125 MPa 实验 2 次	25.12	141.3	0.680
125 MPa 实验 3 次	25.12	142.2	0.684
125 MPa 实验 4 次	25.12	140.4	0.675
125 MPa 实验 5 次	25.12	140.8	0.677
125 MPa 实验 6 次	25.12	137.1	0.660
125 MPa 实验 7 次	25.12	139.1	0.669
125 MPa 实验 8 次	25.12	138.9	0.668

由表4可知:当 p 为125 MPa时,静摩擦系数的最大值为0.681,最小值为0.660,平均值为0.674。

结合表(3,4)所示的4种结合面平均接触压强 p ,即共17组实验数据可知:

在结合面平均接触压强大于50 MPa时,球磨铸铁QT400—18AL和QT700—2试样使用该摩擦垫片,静摩擦系数相差不大;当接触面的压力增大,且试样1和试样2相对摩擦转动时,最大扭矩峰值越明显,但静摩擦系数平均值增加不明显。

在4种结合面压力下,共17组实验静摩擦系数的统计分析结果,如表5所示。

表5 4种结合面压力共17组实验静摩擦系数统计分析

摩擦系数	最大值	最小值	平均值	标准差
μ_{max}	0.719	0.630	0.667	0.023

表5给出了17组试验数据摩擦系数总的平均值和标准差以及最大、最小值。

2.4.2 有、无摩擦垫片对静摩擦系数影响

当 p 为125 MPa,有、无摩擦垫片时,扭矩在当量直径 d_R 处随周向角位移的变化,如图8所示。

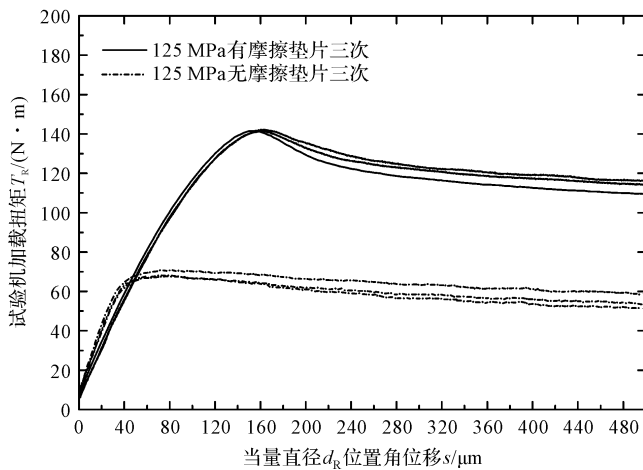


图8 扭矩在 d_R 处随周向角位移的变化(工况三)

由图8可见:

在相同结合面平均接触压强下,无摩擦垫片时,扭矩峰值明显小于有摩擦垫片;且无摩擦垫片时,扭矩峰值不明显。

当 p 为125 MPa,且无摩擦垫片时的静摩擦系数,如表6所示。

表6 p 为125 MPa,无摩擦垫片时的静摩擦系数

实验工况	F_N/kN	$T_{max}/(N \cdot m)$	μ_{max}
125 MPa 无垫片实验1次	25.12	67.8	0.326
125 MPa 无垫片实验2次	25.12	68.3	0.329
125 MPa 无垫片实验3次	25.12	70.8	0.341

由表6可知:

p 为125 MPa时,无摩擦垫片静摩擦系数最大值为0.341,最小值为0.326,平均值为0.332。

当 p 为125 MPa,有、无摩擦垫片时静摩擦系数比较,如表7所示。

表7 p 为125 MPa,有、无摩擦垫片时静摩擦系数比较

$\mu_{有摩擦垫片}$	$\mu_{无摩擦垫片}$	$\mu_{有摩擦垫片}/\mu_{无摩擦垫片}$
0.674	0.332	203%

由表7可知:

在 p 为125 MPa之时,球墨铸铁QT400—18AL和QT700—2试样之间,使用摩擦垫片比不使用摩擦垫片的情况下,其静摩擦系数提高了约一倍。

2.4.3 摩擦垫片重复使用对静摩擦系数的影响

p 为150 MPa,垫片重复使用时,扭矩在 d_R 处随周向角位移的变化,如图9所示。

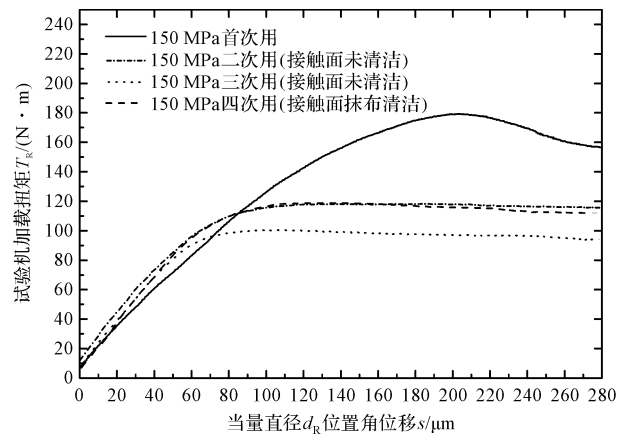


图9 垫片重复使用时扭矩在 d_R 处随周向角位移的变化

由图9可知: p 为150 MPa时,摩擦垫片重复使用条件下,摩擦垫片用于试样1和试样2间在整个准静态扭转和压缩载荷加载过程中,试验机加载扭矩的一致性偏差较大。

对应于图9,其垫片的重复使用对静摩擦系数的影响,如表8所示。

表8 垫片重复使用对静摩擦系数的影响

摩擦系数	首次使用	二次使用 (未清洁)	三次使用 (未清洁)	四次使用 (干抹布清洁)
μ_{max}	0.71	0.47	0.40	0.48

由表8可知:

在试样和摩擦垫片2次和3次重复使用时,未对其结合面进行清洁;随着使用次数的增加,其静摩擦系数呈下降趋势。试样和摩擦垫片2次使用较首次使用时,其静摩擦系数下降34%;

试样和摩擦垫片3次使用较首次使用时,其静摩擦系数下降44%;

试样和摩擦垫片第4次使用时,用干抹布对试样

和摩擦垫片表面进行了简单擦拭清洁,其静摩擦系数较第 3 次使用时有所上升,但较首次使用时,其静摩擦系数仍降低 32%。

3 结束语

提高主轴与齿轮箱法兰联接面的静摩擦系数,可间接实现主轴与齿轮箱法兰联接面的紧凑设计,实现风电机组的轻量化。同时,目前尚无针对摩擦垫片在风电领域大部件材料球墨铸铁 QT400—18AL 和 QT700—2 间的实际摩擦系数的实验研究。

为此,笔者以主轴和齿轮箱低速端法兰材料球墨铸铁 QT400—18AL 和 QT700—2 为试样,基于拉、扭组合试验机,通过加载准静态扭转和压缩载荷的方法,对风电机组主轴和齿轮箱联结法兰用摩擦垫片的摩擦系数进行了实验研究。

具体结论如下:

(1) 当结合面平均接触压强大于 50 MPa 时,在球墨铸铁 QT400—18AL 和 QT700—2 试样间使用摩擦垫片的静摩擦系数可达到 0.6 以上。实验测得的 17 个静摩擦系数数据的最大值为 0.719,最小值为 0.630,平均值为 0.667,标准差为 0.023。由于摩擦系数直接受到金刚石的粒度和表面压入金刚石密度及连接面粗糙度的影响,因此,在实际工程中,选取静摩擦系数设计值时需要考虑一定的安全系数;

(2) 当结合面的平均接触压强为 125 MPa 时,在球墨铸铁 QT400—18AL 和 QT700—2 试样间未用摩擦垫片,实验测得其静摩擦系数最大值 0.341,最小值 0.326,平均值为 0.332。在相同的结合面平均接触压强下,与未使用摩擦垫片时相比,使用摩擦垫片后可将其静摩擦系数提高约 1 倍;

(3) 在结合面平均接触压强为 150 MPa 条件下,将试样和摩擦垫片重复使用 2、3、4 次时,其静摩擦系数呈现下降趋势。若实际风电机组中需要重复使用摩擦垫片时,则应采取相关措施,以保证其结合面的静摩擦系数不会过低,以免影响相关联的可靠性。

在该研究中,笔者仅选取了常用的主轴和齿轮箱低速端法兰材料球墨铸铁 QT400—18AL 和 QT700—2 做试样,并对特定环境温湿度、多种结合面接触压强条件下,摩擦垫片的摩擦系数做了实验研究。

因此,在今后的研究中,笔者将对不同材料试样、不同粗糙度、不同金刚石粒度和密度、不同温湿度环境

下,该摩擦垫片的摩擦系数开展进一步的研究。

参考文献 (References):

- [1] 伯顿武鑫. 风能技术[M]. 北京:科学出版社,2007.
- [2] 宁文钢,姜宏伟,王建梅,等. 风机传动系统法兰连接摩擦性能与预紧力研究[J]. 重型机械,2020(4):38-43.
- [3] KANG J, LIU H, FU D. Fatigue life and strength analysis of a main shaft-to-hub bolted connection in a wind turbine [J]. *Energies*,2018,12(1):7.
- [4] 应华冬,刘宏伟,陈中亚,等. 大型风力机桨叶螺栓断裂失效分析及优化研究[J]. 机电工程,2021,38(2):216-221.
- [5] 吴晨. 基于超声波法的风电机组螺栓预紧力测量与控制研究[J]. 机电工程,2020,37(1):78-82.
- [6] 王显彬,谢华. Ni-P-金刚石复合镀层的等温晶化动力学研究[J]. 金属热处理,2005,30(12):45-47.
- [7] 王健,张凤林,刘文广,等. Ni-P 金刚石化学复合镀层制备及摩擦磨损性能分析[J]. 表面技术,2017,46(9):18-25.
- [8] CHEN H, SUN H Y, JIA S Q. Ni-P-diamond composite coating on friction shims [J]. *Advanced Materials Research*,2013,652-654:1862-1865.
- [9] ISLAM D M, AZHAR M R, KHALID Y, et al. Electroless Ni-P/SiC nanocomposite coatings with small amounts of sic nanoparticles for superior corrosion resistance and hardness [J]. *Journal of Materials Engineering & Performance*, 2015,24(12):1-9.
- [10] PETROVA M, GEORGIEVA M, CHAKAROVA V, et al. Electroless deposition of composite nickel-phosphorous coatings with diamond dispersoid [J]. *Archives of Metallurgy and Materials*,2016,61(2):493-497.
- [11] ASHASSI-SORKHABI H, ES'HAGHI M. Corrosion resistance enhancement of electroless Ni-P coating by incorporation of ultrasonically dispersed diamond nanoparticles [J]. *Corrosion Science*, 2013, 77 (dec.): 185-193.
- [12] 廖强,杜楠,赵晴,等. 化学复合镀镍-磷-金刚石工艺及性能的研究[J]. 材料工程,2006(S1):334-337.
- [13] 刘蕴锋,朱永伟,刘婷婷,等. Ni-P-纳米金刚石黑粉化学复合镀层的摩擦磨损性能[J]. 摩擦学学报,2013(3):267-274.
- [14] 关雪松,万宝库,张芹. 用于风电机组的新型螺栓连接形式探究[J]. 风能,2013(12):78-80.
- [15] VDI2230-2015E, Systematic calculation of high duty bolted joints with one cylindrical bolt[S].

[编辑:李辉]

本文引用格式:

陈中亚,吴炜,何俊尉,等. 风电机组法兰用摩擦垫片的摩擦系数实验研究[J]. 机电工程,2022,39(9):1319-1324.

CHEN Zhong-ya, WU Wei, HE Jun-wei, et al. Experimental study on friction coefficient of friction gaskets for the flanges of wind turbine [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2022,39(9):1319-1324.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>