

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2015.01.016

兆瓦级风电齿轮箱齿轮微点蚀分析

宋永乐¹, 李光福^{1,2}, 陈晓金¹, 戴先武¹, 肖登陆¹

(1 重庆望江工业有限公司, 重庆 400071; 2 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘 要:兆瓦级风电齿轮箱由于运行环境恶劣且载荷工况复杂, 齿轮普遍存在微点蚀现象, 近年来越来越引起行业内重视。文章以国际微点蚀校核标准 ISO/TR15144—1:2010 为基础, 对影响齿轮微点蚀的齿面粗糙度、变位系数、油温等几个主要因素进行分析, 给出合理的推荐值, 并开发微点蚀计算软件。结合具体兆瓦级风电齿轮箱设计, 提出降低风电齿轮微点蚀风险的具体措施。

关键词:风电齿轮; 微点蚀; 控制措施

中图分类号:HT132.41

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2015)01-0120-06

Analysis of gear micropitting for megawatt-class wind turbine gearbox

SONG Yongle¹, LI Guangfu^{1,2}, CHEN Xiaojin¹, DAI Xianwu¹, XIAO Denglu¹

(1. Chongqing Wangjiang Industrial Co., Ltd., Chongqing 400071, P.R.China; 2. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P.R.China)

Abstract: Gear micropitting phenomenon is common in megawatt-class wind turbine gearbox because of the hard operating environment and complicated load case. More and more attention has been paid to it during recent years. Main factors influencing gear micropitting, such as surface roughness, modification coefficient, oil temperature, are discussed in this paper according to ISO/TR 15144—1:2010. Reasonable values for the factors are suggested and software for calculating micropitting is developed. Based on observation and discussion, measures for reducing gear micropitting risk in wind turbine gearbox design are proposed.

Key words: wind power gear; micropitting; prevention

兆瓦级风电齿轮由于载荷大、工况复杂多变, 齿轮容易出现微点蚀现象, 从肉眼观测并不能见到明显凹坑, 通过显微放大才可以发现, 其深度约为 $10\sim 20\ \mu\text{m}$, 长度约 $25\sim 100\ \mu\text{m}$, 宽度约 $10\sim 20\ \mu\text{m}$ ^[1]。微点蚀的发生并不一定需要很长时间, 其可能在最开始的 $10^5\sim 10^6$ 应力循环周期内就已经开始, 对风电齿轮箱来说也就是在其试运行阶段就可能出现。

在 GB/T 3481—1997 中给出了低倍(15 倍)显微镜下的微点蚀外观表现^[2](见图 1), 图 2 为高倍放大后的微点蚀表面及截面特征。微点蚀将引起轮齿精度降低, 动载荷和噪音增大, 其本身不会对传动带来毁灭性的影响, 齿面若出现了这种现象仍能正常运转, 但其最终可能发展为点蚀、剥落而导致齿轮失效。

收稿日期:2014-10-12

基金项目:国家科技支撑计划资助项目(2012BAA01B05); 重庆市重点攻关资助项目(cstc2014yykfB90003)。

Supported by National Key Technology Support Program (2012BAA01B05) and the Key Science and Technology Projects Fund of Chongqing(cstc2014yykfB90003).

作者简介:宋永乐(1967-), 男, 博士, “千人计划”新能源专家, 重庆望江工业有限公司风电设计总工程师, 主要从事兆瓦级风电齿轮箱设计开发和项目管理工作, (E-mail)497fd@vip.163.com。

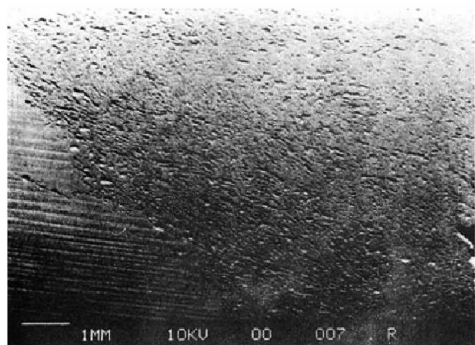


图 1 低倍显微镜下齿面的微点蚀图

Fig.1 Gear micropitting under low magnification microscope

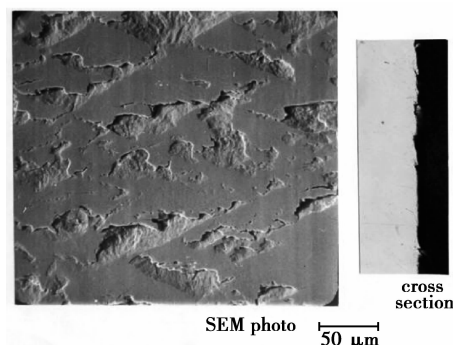


图 2 高倍显微镜下齿面微点蚀

Fig.2 Gear micropitting under high magnification microscope

目前对微点蚀的研究已明确其发生于流体弹性动力或边界润滑条件下运行的赫兹接触区域,在该区域同时伴有滚动和滑动,影响的因素包括很多方面。文献[3]对由微点蚀引起的轮齿断裂进行了剖析,讨论了微点蚀的发生机理、初期发生状况、扩展过程及最终断裂失效,认为齿面粗糙度、润滑状态、轮齿修形及滑移速度对其有重要影响。文献[4]结合粗糙度就润滑机制带来的影响进行了探讨,同时认为齿面应进行适当的磨合。文献[5-6]专门从提高齿面粗糙度水平后对微点蚀的改善情况作了研究,根据其试验结果,磨削到镜面光洁度的齿轮已消除了微点蚀。文献[7]从齿面硬度的角度进行了研究,认为当一对齿轮中速度较高的齿轮齿面硬度比其配对齿轮高且齿面尽可能光滑时,轮齿具有理想的抗微点蚀性能。文献[8]针对大模数齿轮主要研究了润滑添加剂、温度及圆周速度的变化导致润滑油性能改变带来的影响,以及齿面粗糙度及轮齿修形造成的影响。文献[9]研究了润滑油化学成分对微点蚀的影响。文献[10]用试验的方式针对渗碳淬火齿轮对微点蚀机理进行了研究,认为表面粗糙度水平越低、滑差率越大、载荷越大、油膜越薄越容易产生微点蚀,另外提出了粗糙度纹路方向对其有影响,横向粗糙纹路比纵向粗糙纹路更容易产生微点蚀。文献[11]认为微点蚀的形成是由于接触表面的峰点作用所致,研究了其形成和发展过程,并认为其可以诱发二次裂纹,进一步扩展可以形成宏观点蚀。文献[12]展示了由微点蚀发展成宏观点蚀的过程。

上述这些研究对微点蚀的成因、发展等有了更深的认识,也提出了可能的影响因素,但未量化这些因素的影响程度,研究也局限于小模数齿轮。文中讨论对抗微点蚀安全系数影响的因素,并以兆瓦级风电齿轮箱为载体,验证这些措施的抗微点蚀效果。

1 微点蚀的主要影响因素分析

对兆瓦级风电齿轮箱来说,由于受到很多因素限制,在设计阶段可以调整的参数不多,以下就设计过程对微点蚀影响的几个因素进行分析。

1.1 齿面粗糙度的影响分析

根据 ISO/TR 15144—1:2010,设置不同的粗糙度可以得到相应的安全系数。以 FZG 试验齿轮^[1]为研究对象,其齿轮参数见表 1 所示,用作对比的基本分析设置见表 2 所示。

表 1 分析所用齿轮基本参数
Tab.1 Gear main parameters for analysis

	齿数	模数/ mm	压力角/ (°)	螺旋角/ (°)	齿宽/ mm	变位系数	中心距/ mm
大齿轮	24	4.5	20	0	14	0.171 5	91.5
小齿轮	16	4.5	20	0	14	0.181 7	91.5

表 2 基本分析设置
Tab.2 Basic analysis setting

	转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	转矩/ N · m	热处理	精度	齿面粗 糙度	润滑油	润滑 方式	入口油 温/°C
大齿轮	—	—	渗碳	ISO 5	Ra 0.8	ISO VG320	飞溅润滑	60
小齿轮	2 250	120	渗碳	ISO 5	Ra 0.8	ISO VG320	飞溅润滑	60

粗糙度与微点蚀安全系数的关系^[13]为

$$S_{\lambda} = \frac{\lambda_{GF,\min}}{\lambda_{GFP}}, \quad (1)$$

$$\lambda_{GF,Y} = \frac{h_Y}{Ra}, \quad (2)$$

式中: S_{λ} 为微点蚀安全系数, λ_{GFP} 为许用油膜比厚, $\lambda_{GF,\min}$ 为接触区域内的最小油膜比厚, $\lambda_{GF,Y}$ 为接触区域内任意点处油膜比厚, h_Y 为接触区域内任意点处油膜厚度, Ra 为齿面粗糙度。

从中可见粗糙度与微点蚀安全系数及油膜比厚成反比关系,在表 2 初始条件,改变齿面粗糙度,可以得到微点蚀安全系数,如表 3 所示。

表 3 齿面粗糙度变化影响结果
Tab.3 Results of tooth surface
roughness variations

齿面粗 糙度 Ra	最低油膜 厚度/ μm	最小油 膜比厚	安全 系数
0.2	0.394	1.968	4.982
0.3	0.378	1.260	3.189
0.4	0.367	0.916	2.320
0.5	0.358	0.715	1.810
0.6	0.350	0.584	1.477
0.7	0.344	0.491	1.244
0.8	0.338	0.423	1.071
0.9	0.334	0.371	0.938

从上可以看出齿面粗糙度对安全系数的影响特别明显,当 Ra 从 0.4 提高到 0.2,安全系数相应提高到 2.15 倍。文献^[6]展示了试验齿轮达到 $Ra0.4$ 和镜面光洁度的不同结果,如图 3、图 4 所示。根据其试验研究,在环境特别恶劣的情况下(除粗糙度以外,其余因素均设置到最容易引起微点蚀的状态),达到镜面光洁度的超精加工齿轮没有发生微点蚀。

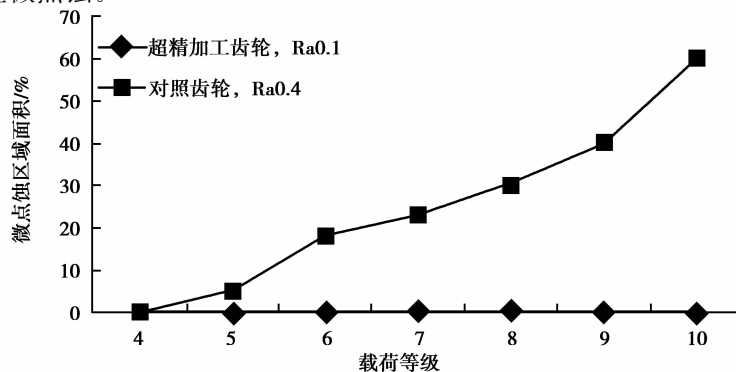


图 3 超精加工齿轮与对照齿轮不同载荷等级下齿面微点蚀的出现面积

Fig.3 Micropitting area of gear flank under loads on the superfinished and baseline gears

1.2 变位系数的影响分析

变位系数的分配影响到齿轮的滑移速比,进而影响微点蚀安全系数。式(2)中的油膜厚度 h_Y 为:

$$h_Y = 1600\rho_{n,Y}G_M^{0.6}U_Y^{0.7}W_Y^{-0.13}S_{GF,Y}^{0.22}, \quad (3)$$

式中: $\rho_{n,Y}$ 为任意点处的法向相对曲率半径; $G_M^{0.6}$ 为材料参数; $U_Y^{0.7}$ 为任意点处的速度参数; $W_Y^{-0.13}$ 为任意点处的载荷参数; $S_{GF,Y}^{0.22}$ 为任意点处的滑动参数。

在总变位系数不变的情况下,通过调整大、小齿轮的变位系数分配,可以观察其带来的变化。采用滑移比速(specific sliding, ζ)来评价一对齿轮变位系数的分配,当大、小齿轮最大滑移比速差值为 0 时,认为其达到均衡滑动率(balanced specific sliding)。

滑移比速计算公式^[14]为

$$\zeta_1 = 1 - \frac{\rho_{y2}}{u\rho_{y1}}, \quad (4)$$

$$\zeta_2 = 1 - \frac{u\rho_{y1}}{\rho_{y2}}, \quad (5)$$

式中: ζ_1, ζ_2 分别为小齿轮、大齿轮的滑移比速; ρ_{y1}, ρ_{y2} 分别为小齿轮、大齿轮齿面任意点处的曲率半径; u 为大、小齿轮的齿数比。

$$\text{最大滑移比速差值} = \zeta_{1,\max} - \zeta_{2,\max}。$$

采用表 2 的分析设置对表 1 齿轮进行了计算,改变其中的变位系数,得出最低油膜厚度、最小油膜比厚及安全系数,如表 4 所示。从表中可以看出当超出均衡滑动率后,抗微点蚀安全系数达到最大,之后随着小齿轮变位系数增大而逐渐降低。

表 4 变位系数变化影响结果

Tab.4 Results of modification coefficient variations

小齿轮变位系数	最大滑移比速差值	最低油膜厚度/ μm	最小油膜比厚	安全系数
0	-4.753	0.289	0.361	0.914
0.1	-2.664	0.317	0.396	1.003
0.2	-1.193	0.345	0.431	1.091
0.3	-0.036	0.379	0.473	1.198
0.35	0.473	0.395	0.494	1.251
0.4	0.954	0.389	0.487	1.232
0.45	1.415	0.380	0.475	1.202
0.5	1.864	0.370	0.463	1.171

1.3 润滑系统影响分析

润滑状态大致分为边界润滑、混合润滑和全膜润滑 3 种,用油膜比厚 $\lambda_{GF,Y}$ 来划分,值越大,润滑剂分离两个啮合齿面的趋势就越强。

1) 当 $\lambda_{GF,Y} < 1$, 齿轮传动处于边界润滑状态,齿面有表面粗糙峰相接触情况发生,齿面较易损伤,常见于低速重载齿轮传动;

2) 当 $\lambda_{GF,Y} < 3$, 齿轮传动处于混合润滑状态,其介于边界润滑与全膜润滑之间,摩擦力由粗糙峰和润滑油内部摩擦力两部分构成,齿面负荷由油膜和齿面粗糙峰共同承担,齿面出现部分损伤;

3) 当 $\lambda_{GF,Y} > 3$, 齿轮传动处于全膜润滑状态(弹流润滑、液体动压润滑),润滑油膜厚度远远大于表面粗糙度,两运动表面完全被连续的油膜所隔开,几乎不出现齿面损伤。

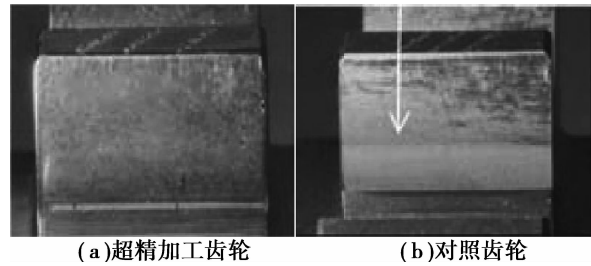


图 4 试验结束后齿轮状况

Fig.4 Gear flank after testing

由式(2)知受油膜厚度与粗糙度的影响,润滑油的粘度、齿轮啮合处的油温、润滑油量等均影响油膜厚度的大小。

对于风电齿轮箱来说,入口油温带来的影响亦较明显。通过降低入口油温可以起到降低齿轮啮合处的油温作用,入口油温的变化带来油膜厚度的变化如表 5 所示。

表 5 入口油温变化影响结果

Tab.5 Results of the oil inlet temperature changes

入口油温/ $^{\circ}\text{C}$	最低油膜厚度/ μm	最小油膜比厚	安全系数
40	0.608	0.760	1.175
45	0.519	0.649	1.145
50	0.447	0.559	1.118
55	0.388	0.485	1.094
60	0.338	0.423	1.071
65	0.297	0.372	1.050
70	0.263	0.328	1.031
75	0.233	0.291	1.013

2 兆瓦级风电齿轮箱微点蚀控制措施及应用

对于兆瓦级风电齿轮设计,需要兼顾齿轮生产工艺和成本。目前主流风电齿轮箱外齿轮使用渗碳硬齿面,内齿轮使用软齿面,齿面磨齿。一般生产厂家均配备有进口数控磨齿机,使用成形砂轮磨削,使用中等硬度与颗粒度的高速砂轮就可以磨削出 $\text{Ra}0.4\text{-Ra}0.6$ 的齿轮,生产效率高且成本较低。因此,对于低速级太阳轮和行星轮齿面粗糙度的推荐在 $\text{Ra}0.4\text{-Ra}0.5$,其他齿轮要求可稍低,控制在 $\text{Ra}0.5\text{-Ra}0.6$;对于变位系数分配,除了需要考虑抗微点蚀性能外,还要兼顾齿轮接触、弯曲和胶合安全系数。通常风电齿轮箱使用正变位齿轮传动,以获得良好综合性能,但变位系数分配如不加限制,容易导致滑滚比失衡,增加微点蚀风险。因此推荐按调整变位系数分配,均衡滑动率来分配变位系数;对于润滑系统设计方面,合理降低齿轮箱入口油温,增加齿轮润滑冷却供油量,优化供油路线避免油温提前升高,以及在整机控制策略中合理设置冷却器的启动温度,对降低齿轮微点蚀风险是非常有利的。

某 2 MW 风电齿轮箱在型式试验后,发现低速级太阳轮齿面出现了微点蚀,按照上述设计原则进行优化设计后,通过型式试验和 130% 超载加速疲劳试验(见表 6),齿轮箱运转平稳,无可见微点蚀现象。图 5 是优化前后齿面局部放大图,可以看出经过优化设计后在齿面观测到加工纹路,未发生微点蚀,证明措施有效。

表 6 2 兆瓦级齿轮箱疲劳试验

Tab.6 Fatigue load cases for 2 MW gearboxes

试验项目	运行时间/h	齿轮循环次数/ $(\times 10^8)$
型式试验	1 142.9	1.23
130% 加速疲劳试验	402.7	0.424

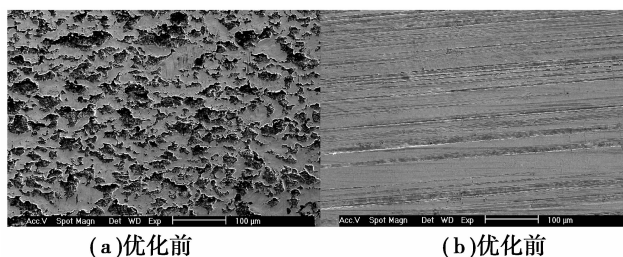


图 5 优化前后齿面局部微观形貌(放大 200 倍)

Fig.5 Microstructure of gear flank before and after optimization (200 \times)

3 结 论

文中对国内外对微点蚀的研究现状进行了分析,结合微点蚀国际标准 ISO/TR 15144—1:2010,从齿面粗糙度、变位系数、润滑系统等 3 个方面对兆瓦级风电齿轮设计进行了分析,给出了合理的推荐值。结合具体兆瓦级风电齿轮箱设计,依据研究分析使用合理控制措施,通过试验证明可以有效的避免齿轮微点蚀现象发生,对提高齿轮使用寿命,提高风电齿轮箱可靠性具有重要意义。

参考文献:

- [1] American Gear Manufacturer's Association. AGMA925-A03 Effect of Lubrication on Gear Surface Distress [S]. Alexandria: United States of America, 2003.
- [2] 国家技术监督局. GB/T 3481—1997 齿轮轮齿磨损和损伤术语[S].北京:中国标准出版社,1997.
- [3] Drago R J, Cunningham R J, Steve C. The anatomy of a micropitting-induced tooth fracture failure[J]. Gear Technology, 2010; 63-69.
- [4] Evans H P , Snidle R W. EHL Surface interactions in micropitting [C]//NREL Wind Turbine Tribology Seminar, November 15-17, 2011.
- [5] Winkelmann L. Surface Roughness and micropitting [C]//National renewable energy laboratory wind turbine tribology seminar, 2011.
- [6] Winkelmann L , El-Saeed O, Bell M. The effect of superfinishing on gear micropitting[J]. Gear Technology, 2009; 60-65.
- [7] Olver A V. Micropitting of gear teeth—design solutions[J]. Aerotech, 1995, 95; 1-12.
- [8] Predki W, Nazifi K, Lützig G. Micropitting of big gearboxes—influence of flank modification and surface roughness[J]. Gear Technology, 2011; 42-46.
- [9] Olver A. Influence of lubricant chemistry on micropitting [C]// NREL Micropitting Workshop, April 15-16, 2009.
- [10] 崔希烈, 杨玉鼎, 邓钢. 渗碳淬火表面微点蚀机理研究[J]. 齿轮, 1987, 11(4): 26-30.
CUI Xilie, YANG Yuding, DENG Gang. Mechanism of surface micro-pitting carburizing[J]. Gear, 1987, 11(4): 26-30.
- [11] 张永信, 汪复兴, 蔡其巩. 微观点蚀磨损机理的研究 [C]//摩擦学第三届全国学术交流会论文集摩擦磨损部分(II), 1982: 1-20.
- [12] Shaw B. Gear testing to aid the understanding of micropitting [C]//NREL Micropitting Workshop, April 15-16, 2009.
- [13] International Organization for Standardization. ISO/TR 15144—1 Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gears[S]. Switzerland: International Organization for Standardization, 2010.
- [14] International Organization for Standardization. ISO-21771 Gears—Cylindrical involute gears and gear pairs—Concepts and geometry[S]. Switzerland: International Organization for Standardization, 2007.

(编辑 詹燕平)