

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2013.02.012

某近海供应船齿轮箱PTO轴断裂分析及改进

周晓梅,黄将兴,戴宏长,沈 先

(杭州前进齿轮箱集团股份有限公司,浙江 杭州 311203)

摘要:针对某近海供应船齿轮箱在运行过程中发生PTO轴断裂这一问题,通过建立力学模型并结合测量技术和金相分析技术,对由于校中不好而引起高弹性联轴器损坏的情况下的PTO轴进行了分析,找出了各种可能造成PTO轴损坏的原因;在对PTO轴进行受力分析的基础上,着重研究了当高弹性联轴器成为悬臂负载时PTO轴的受力状况,分析了最薄弱处的二向应力状态,提出了提高PTO轴强度的几种措施。研究表明,针对高弹性联轴器的安装精度对船用齿轮箱PTO轴的强度影响,所提出的改进措施能够消除断轴事件的再次发生,保证设备的正常运行。

关键词:船用齿轮箱;PTO轴;断裂;改进措施

中图分类号:TH123 文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2013)02-0175-03

Fracture analysis and improvement of PTO shaft on marine gearbox for an offshore supply vessel

ZHOU Xiao-mei, HUANG Jiang-xing, DAI Hong-chang, SHEN Xian

(Hangzhou Advance Gearbox Group Co. Ltd., Hangzhou 311203, China)

Abstract: Aiming that PTO shafts fracture occurring during operation of a marine gearbox on an offshore supply vessel, in the case of the high flexible coupling is damaged because of the bad alignment of the high flexible coupling, through making mechanical model together with measuring technique and material metallographic analysis, all possible causes resulting to the fracture were found out. On the basis of mechanics analysis of the PTO shaft, stress condition of the sink groove of the PTO shaft were studied mainly and the two dimensional stress state of the weakest point was analyzed, when the high flexible coupling became cantilever load. Then, several precautions of improving strength of the PTO shaft were raised. The research result proves that, the strength of the PTO shaft is affected quite by installation accuracy of the high flexible coupling, and the improvement actions presented can eliminate the broken shaft event from happening again, ensure the normal operation of equipment.

Key words: marine gearbox; PTO shaft; fracture; improvement actions

0 引 言

船舶传动装置是用于水上船舶动力传动系统中的重要装置,它与柴油机、螺旋桨相匹配,构成船舶的主推进系统。船用齿轮箱作为船舶传动装置在运行过程中需要绝对的安全可靠,其失效概率应在1%以下,仅次于飞机、航天器^[1]。其在海洋石油领域的市场前景广阔,但由于工况非常复杂,使用环境十分恶劣,为确保海洋平台安全,实践中对船舶设备的选用要求很高。

近海供应船用齿轮箱有两个输出:一个为主输出,与可调桨联接,作为主推进;另一个为辅助输出(PTO),PTO轴通过一个高弹性联轴器与轴带发电机联接。该齿轮箱在运行过程中突然发生PTO轴断轴事故,PTO作为高速轴断裂之后连同高弹的主动部分朝外飞出,严重影响了船舶的安全和正常运行。

本研究针对这一问题,从力学分析、材料金相组织分析及现场的轴系同轴度测量等几个方面开展研究。并对该问题提出具体的改进措施。从几方面的考虑来

收稿日期:2012-09-24

作者简介:周晓梅(1967-),女,浙江磐安人,高级工程师,主要从事大功率船用齿轮箱设计方面的研究。E-mail:zhouxm@hz.cn

消除断轴事件的再次发生,保证设备的正常运行。

1 船用齿轮箱 PTO 轴断裂原因分析

PTO轴断裂局部示意图如图1所示。

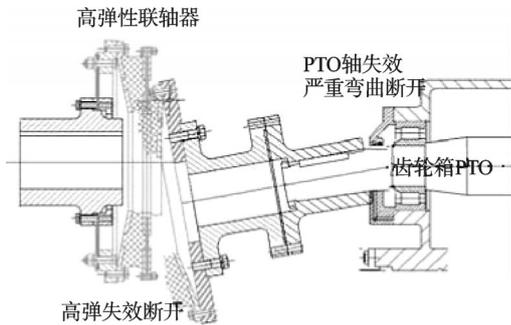


图1 PTO轴断裂局部示意图

1.1 高弹与电机的同轴度测量

PTO轴断裂事故发生之后,本研究首先对PTO法兰和电机法兰的轴线对齐进行检查,实测径向跳动为2.64 mm,端面跳动为0.25 mm,高弹使用说明书规定:径向跳动允差0.5 mm,轴向跳动允差±0.50 mm,径向跳动远远超出了高弹使用说明书中的要求。

1.2 PTO轴受力分析

PTO部件结构图如图2所示。本研究对PTO部件进行受力分析。

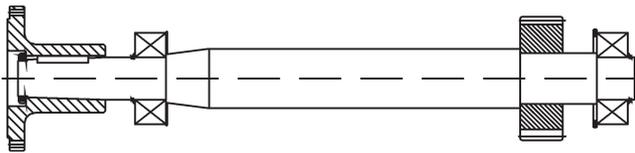


图2 PTO部件结构图

下面就分析一下当高弹损坏之后的受力情况。此时轴还是在高速旋转,这样就有了一个悬臂负载,由材料力学可知,在悬臂负载作用下,轴的左端会发生弯曲变形,从而在旋转过程中产生离心力,离心力会迫使弯曲变形加大,或断裂或达到一个新的平衡点,而在新的平衡点又可能会疲劳断裂。

当悬臂负载的离心力和轴的重力方向一致时,轴的变形最大。由材料力学公式可得轴端的变形协调方程^[2]:

$$G + m\omega^2 r = \frac{3EI_r}{0.49^3} \quad (1)$$

其中:

$$G = 3\,000 \text{ N};$$

$$\omega = \frac{1\,500 \times 2 \times 3.141\,59}{60} = 157.08 \text{ rad/s};$$

$$E = 200 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$I = \frac{4\pi d^4}{64} = \frac{3.141\,6 \times 0.096\,5^4}{64};$$

$$M = 300 \text{ kg}。$$

将以上数据代入式(1),可得:

$$r = 2.097 \times 10^{-4} \text{ m}$$

则可得在动态时候A处的弯矩为: $M'_z = (3\,000 + 1\,552) \times 0.49 = 2\,230.48 \text{ N} \cdot \text{m}$;在动态时候A处的扭矩为: $T = 16\,000 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 。

在A截面上,与扭矩T对应的剪应力在边缘各点上达到极大值,其值为:

$$\tau = \frac{T}{W_t} \quad (2)$$

与弯矩 M'_z 对应的正应力,在 D_1, D_2 点达到极大值(如图3所示),其值为:

$$\sigma = \frac{M'_z}{W} \quad (3)$$

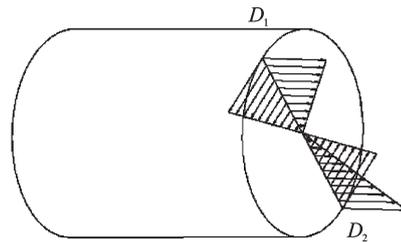


图3 剪应力正应力分布图

沿截面的直径 D_1, D_2 ,剪应力和正应力的分布如图3所示^[3]。 D_1, D_2 两点上的扭转剪应力与边缘上其他各点相同,而弯曲正应力为极值,故这两点是危险点。

研究者只要分析 D_1, D_2 两点中一点的应力就可以了,以 D_1 为例, D_2 点是二向应力状态,根据材料力学可求得 D_1 点的两个主应力 σ_1, σ_2 :

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \\ \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \end{cases} \quad (4)$$

已知 $W_t = \pi d^3/16, W = \pi d^3/32$,由式(2,3)可得:

$$\begin{cases} \tau = 90.7 \times 10^6 \text{ Pa} \\ \sigma = 25.3 \times 10^6 \text{ Pa} \end{cases} \quad (5)$$

将式(5)代入式(4),可得:

$$\begin{cases} \sigma_1 = 104.23 \times 10^6 \text{ Pa} \\ \sigma_2 = -78.93 \times 10^6 \text{ Pa} \end{cases} \quad (6)$$

在这样的循环应力作用之下,并且在应力集中的影响之下,轴在A处沉割槽处,慢慢疲劳断裂^[4]。

1.3 PTO轴材料成分及机械性能分析

本研究对断轴的化学成分和机械性能进行了检验,结果如表1、表2所示。从表1、表2中可以看出,材料的化学成分满足要求,机械性能良好^[5-6]。

1.4 PTO轴断裂原因分析

该PTO轴正常工作时以传递扭矩为主,弯矩作用

表1 断轴化学成分检验

42CrMo	C /(%)	Si /(%)	Mn /(%)	P /(%)	S /(%)	Cr /(%)	Mo /(%)
要求值	0.38	0.17	0.60	≤0.025	≤0.025	0.90	0.15
	~	~	~			~	~
实测值	0.45	0.37	0.90			1.20	0.30
	0.38	0.27	0.65	0.013	0.004	1.00	0.15

表2 断轴机械性能检验

机械性能	R_m /MPa	$R_{p0.2}$ /MPa	A /(%)	K_t /J
要求值	785~1 080	≥570	≥11	≥23
实测值	860	675	19	75

很小,正常断裂时形成棘轮状疲劳断口。但从零件的实际断口可以看到:零件初始断裂区约为15 mm宽的半月形弯扭裂纹扩展区,有贝纹花样,初期的裂纹沿45°方向扩展,很快转向圆周方向扩展,其扩展面与轴承挡圈槽根部的一圈约5 mm的断裂带相交,形成明显的交界峰,以提示该件工作时扭矩较大同时有弯矩作用,这与轴系对中检验的实测径向跳动为2.64 mm有关系。因为轴线偏移会产生弯矩,同时会增大扭矩。PTO输出轴承内圈滚道局部压损提示在工作过程中轴承未咬死^[7],直到中心2/3截面折断的瞬间产生轴承内圈滚道局部压损,同时在半月形弯扭裂纹扩展区产生少量擦伤痕迹,在轴承侧25 mm宽的半月形裂纹扩展区受压向外挤出。高弹从动板连接螺栓脱落或螺栓孔撕裂,螺栓孔壁有螺纹压痕,高强度螺栓上的螺纹压溃,以提示在工作过程中高弹从动板连接逐步松动,引起部分螺栓过载失效,同时滑动的弹性体绕固定的弹性体转动,导致轴线进一步偏移,附加弯矩增加,PTO轴的裂纹逐步扩展。当螺栓脱落引起弹性体撕裂时,轴线偏移10°以上,巨大的弯曲力导致中心约2/3截面瞬间折断,巨大的离心力导致PTO联轴节、短轴和高弹的连接体飞出^[8]。

通过对断轴进行分析可知,轴失效可能由以下几方面的原因引起:

(1) 安装不同心可能导致的断轴问题。安装时严格按高弹的要求来进行对中,如果超过这个标准,运行时就会产生很大的轴向力,而联轴器只能缓冲一部分的作用力,其余的力就会对轴的寿命进行破坏。

(2) 发电机安装底座刚度不够或者是船体变形导致的不同心。安装发电机的底座要是没有足够的刚度,在运行时发电机将会发生振动,船体变形将导致发电机和齿轮箱之间的严重偏心,从而导致齿轮箱承受额外的交变应力,从而导致轴的失效。

(3) 由于系统共振引起的轴断裂。当系统发生共振时,齿轮箱在该处的轴将受到一个较大的径向力

F ,而同时PTO轴又在高速转动,此时高速轴就受到一个交变应力的作用,从而产生疲劳断裂。

(4) 轴化学成分或热处理没达到要求而引起轴的失效。由检验结果可知,这一原因不存在。

根据以上的原因分析可知,PTO轴系对中严重超差,是引起断轴的一个主要原因。在PTO轴系对中严重超差的工况下,将引起高弹从动板连接松动,导致轴线更大的偏移,加速断轴。

2 PTO轴改进的措施

为了把设备的风险降低至最低程度,本研究对一切可能存在的隐患进行了逐一消除,并采取了以下5个措施:

(1) 按高弹安装对中要求,重新调整轴系。由于安装和船体变形带来的高弹与齿轮箱轴的偏心为实测径向跳动2.64 mm,端面跳动0.25 mm。实测径向跳动和端面跳动远远超出了高弹性安装联轴器使用说明书中规定的要求。齿轮箱修复时本研究严格按高弹性安装联轴器使用说明书中规定的要求来进行对中,取消了因对中不好而给系统带来的附加载荷,消除了潜在的风险。

(2) 改进高弹从动板连接螺栓。选用GB/T5782-2000光杆螺栓替代GB/T5783-2000全螺纹螺栓,采用螺栓紧固胶防松。

(3) 在设计结构允许的情况下,增加PTO轴的直径,进一步提高PTO轴的抗弯能力;同时在该处取消了沉割槽,以提高轴的强度^[9]。

(4) 提高高弹从动板连接螺栓的强度,进一步采取防松措施。建议用户对螺栓涂防松胶。

(5) 把高弹和齿轮箱之间的短轴加到高弹和发电机之间,以防万一高弹损坏之后,保证大部分惯量连在被动端并能很快地停止转动。另外,由双排改成单排,整体重量减轻了。

3 结束语

重要的大型设备若在使用中引起损坏,将给企业带来严重的损失,因此,工作人员在平时使用过程中要加强设备的定期检查,包括噪音、振动量、温度等。设备出现故障有一个过程,有预兆性,其中最先表现的就是噪音,当发现设备噪音大时,说明有振动,应该及时查找原因,通常是地脚螺栓松动产生振动^[10],另外就是温升,联轴器的温升将引起失效。这些情况如果能及时发现并采取一些措施,就能避免重大故障的发生。

(下转第217页)

4 系统误差分析及误差补偿方法

在工业应用中,运动系统的精度一直是机电一体化系统设计中的重要指标。运动系统的精度包括运动精度和位置精度。其中位置精度对本研究论述的自动化焊接系统最为重要,而定位精度又对位置精度影响最大。运动系统的定位精度指的是运动部件实际位置与目标位置的偏差值,在上节中提到的PID中,偏差值为:

$$e(t) = r(t) - c(t) \quad (1)$$

式中: $r(t)$ —目标位置, $c(t)$ —实际位置。

该系统运动部分采用伺服系统电机驱动,步进电机通过弹性联轴器连接光电编码器并与伺服驱动器构成半闭环控制回路,反馈实现的控制精度只能局限在驱动环路部分,环路之外的误差不能由环路自动校正。主要包括以下几项:

机械传动系统的几何误差:所有传动副引起的传动误差及传动间隙,如滚珠丝杠、齿轮传动等^[11]。

热变形造成的误差:机械系统长时间工作,发热是不可避免的,热量的集中就会造成定位误差,包括电机发热、轴承、导轨等存在摩擦的相对运动部分。

系统误差在总误差中所占比例较大,因此本研究必须采取有效措施来减小误差,以提高系统定位精度。

笔者主要采取以下两种最基本的方法:优化结构设计,提高制造和安装的精度;采用电气补偿或软件补偿的方法补偿。因此为了减少系统误差,本研究在该系统中引入前馈控制,依据多次试验测得的干扰量,事先进行前馈加速度和前馈速度增益的调定,通过前馈调节可以有效减少系统误差对位置精度的影响。

5 结束语

笔者研究的相贯线自动焊接设备,能很好地满足三通的焊接需求,相比于传统的焊接设备,该设备利用直线段插补拟合焊缝曲线,采用通用的运动控制卡和步进电机组成的运动伺服控制系统,并引入PID控制算法,大大降低了硬件成本,增加了系统的通用性,并且可将焊缝质量提升到GB/T1246 II级。

参考文献(References):

- [1] 杨 箭,桂贵生. 四坐标自动焊接机床的数控系统[J]. 制造技术与机床,1997(1):38-40.
- [2] 张忠厚. 锅炉封头相贯线接缝自动化焊机的研制[J]. 焊接学报,1999(12):144-118.
- [3] 边广韬,叶长龙,于慎波. 相关性焊接数控机床研究[J]. 机械设计与制造,2001,4(8):82-84.
- [4] 刘 冀. 四自由度并联传动型相贯线焊接机器人结构设计[J]. 北京工业大学机械工程学院,2011.
- [5] 霍孟友,岳少剑. 复杂相贯线接缝自动焊接的运动控制算法[J]. 焊接学报,2006(12):10-12.
- [6] 孔艳艳. 基于PLC的油缸自动焊控制系统设计[J]. 机械,2012,39(5):40-41,48.
- [7] 张为菊. ADT836六轴运动控制卡用户手册[M]. 深圳:深圳众为兴技术股份有限公司,2010.
- [8] 吴玉厚,潘振宇. PMAC控制器中PID调节的应用[J]. 沈阳建筑工程学院学报,2004,20(2):153-157.
- [9] ASTROM K J. PID control[J]. **Control Engineering Practice**,2001(9):1159-1161.
- [10] 王广雄. 控制系统设计[M]. 北京:宇航出版社,1992:46-61.
- [11] 周 锋,汪 苏. 五轴相贯线焊接机器人控制系统研究[J]. 制造技术研究,2007,10(5):4-8.

[编辑:李 辉]

(上接第177页)

本研究针对船用齿轮箱PTO断轴情况,进行了力学等几个方面的分析,并提出了改进措施,消除了断轴隐患。经上述方法改进之后的齿轮箱已经实际使用了一年多,使用情况良好,达到了预期效果。

参考文献(References):

- [1] 陈钟奇. 船用齿轮箱设计计算基准手册[K]. 杭州齿轮箱厂,1990.
- [2] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京:高等教育出版社,1992.
- [3] 徐芝纶. 弹性力学[M]. 北京:高等教育出版社,2006.
- [4] 赵少汴. 多轴疲劳的应变-寿命曲线[J]. 机械强度,1996,21(4):305-306.

- [5] 龙振宇. 机械设计[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
- [6] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京:化工工业出版社,2002.
- [7] 王 淮. 42CrMo钢疲劳短裂纹演化行为及疲劳寿命预测的研究[D]. 济南:山东大学机械工程学院,2008.
- [8] 王 弘. 40Cr、50车轴钢超高周疲劳性能研究及疲劳断裂机理探讨[D]. 西安:西安交通大学力学与工程学院,2004.
- [9] 钟 良,忻宏耿. 大功率齿轮箱的几个设计问题[J]. 拖拉机,1989(4):6-12.
- [10] 路建伟,李俊平,连顶峰,等. 减速机轴断裂的分析与预防[J]. 金属世界,2007(6):14-16.

[编辑:张 翔]