

doi: 10.7690/bgzdh.2013.02.009

## 风力发电机增速机的保护装置

姜庆禄, 吉晓界

(江苏永丰机械有限责任公司, 江苏 淮安 211722)

**摘要:** 针对风力发电运行中产生轴承损坏和断齿问题, 提出一种采用输入轴分路液力机械传动技术的风力发电机增速机保护装置。该装置采用液力变矩器输入轴分路液力机械传动技术, 在风力发电机主轴上发生功率“分路”, 一路通过液力元件, 另一路直接通过增速机, 避免了增速机疲劳加载的状况, 延长了增速机的使用寿命。实践证明, 行星齿轮传动系统和液力变矩器系统的各类参数设计是合理的。

**关键词:** 液力机械传动; 功率“分路”; 液力变矩器

**中图分类号:** TP271<sup>+</sup>.4 **文献标志码:** A

## Protection Equipment of Wind Generator Booster Engine

Jiang Qinglu, Ji Xiaojie

(Jiangsu Yongfeng Machinery Ltd. Co., Huai'an 211722, China)

**Abstract:** Aiming at the bear damage and broken gear of wind generator running, introduce the protection equipment of wind generator booster engine based on input axis branching hydraulic machine transmission technology. The equipment adopts hydraulic torque converter input axis branching hydraulic machine transmission technology, branch power on wind generator main axis, one passing the hydraulic element, the other passing booster engine to avoid booster engine fatigue loading, and prolong life length of booster engine. The test results show that the parameter design of planet gear transmission system and hydraulic torque converter system is reasonable.

**Key words:** hydraulic machine transmission; power “branching”; hydraulic torque converter

### 0 引言

在风力发电运行中, 存在轴承损坏、断齿等致命缺陷。产生该致命缺陷的主要原因是: 风力发电机的叶片具有变桨和偏航功能, 可以将叶片的转速尽可能地控制在一定范围内, 从而保证增速机的正常运转和发电。然而这两项功能只能保证在一定时间、范围内的调整, 一旦出现多变风速, 变桨和偏航就会相对滞后, 致使增速机经常遇到多变超载荷的情况, 尤其是冲击载荷, 高接触应力超过了材料的疲劳极限载荷, 便会产生轴承损坏和断齿现象。

针对以上现象, 笔者采用输入轴分路液力机械传动技术<sup>[1]</sup>, 即液力变矩器的泵轮与机械元件的输出轴刚性连接, 在主轴上发生功率“分路”, 一路通过液力机械元件, 另一路直接通过增速机。风力发电机在传递通往增速机主轴动力流的同时, 一部分动力流通过与行星传动装置(机械元件)的行星架, 并通过太阳轮与液力变矩器的泵轮, 最终将这部分动力传递给液力变矩器的涡轮。这种结构方式, 可通过液力变矩器吸收多变风速引起的超载“冲击载荷”, 避免了增速机疲劳加载状况, 既保证了发电机的正常运转, 又延长了增速机的使用寿命。

### 1 风力发电机增速机保护装置的组成

每套风机配置 1 台保护装置。该保护装置由电

磁离合器、行星齿轮传动机构、液力变矩器 3 部分组成, 见图 1。

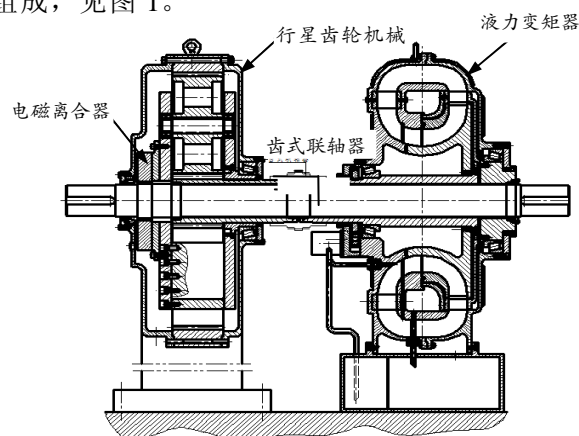


图 1 总体结构

电磁离合器在行星齿轮传动机构内, 行星齿轮传动机构与液力变矩器由齿式联轴器刚性连接。

#### 1.1 电磁离合器的作用

当遇有超载风力时, 风速传感器将信号传递给电磁离合器, 电磁离合器立刻将行星齿轮传动机构与风力发电机增速机的输入轴(主轴)相连接, 使主轴上发生功率“分路”。当风力正常时, 风速传感器将信号传递给电磁离合器, 使行星齿轮传动机构与风力发电机增速机的输入轴脱开, 风力发电机继续

收稿日期: 2012-08-01; 修回日期: 2012-09-28

作者简介: 姜庆禄(1951—), 男, 山东人, 高工, 从事弹药产品技术、机械产品研究。

正常工作。

### 1.2 行星齿轮传动机构的作用

因风力发电机的风叶转速较低, 为使液力变矩器的泵轮转速达到可取状态, 将液力变矩器的泵轮与行星增速机构的输出轴刚性连接, 使其正常工作。

### 1.3 液力变矩器的作用

液力变矩器是由流体在泵轮、涡轮和导轮组成的工作腔流道中流动, 来实现能量传递的<sup>[2]</sup>。原动机(行星增速机构)带动泵轮使流体流, 经泵轮后使能量增加, 从泵轮流出的高速流体又推动涡轮转动, 从而带动与涡轮轴相连的工作机(该工作机不采用)。流体在工作腔中的循环流动, 实现了超载“冲击载荷”被液力变矩器所吸收的目的。

## 2 风力发电机增速机保护装置的设计

笔者以并网型 1 500 kW 风力发电机为例, 对其增速机保护装置进行设计。

### 2.1 行星齿轮传动机构的设计

1) 已知条件。

① 风力发电机组正常发电功率为:  $P=1500 \text{ kW/h}$ , 假设因多变风速引起的超载“冲击载荷”增加了 20% 为  $300 \text{ kW/h}$ , 合计功率为  $1800 \text{ kW/h}$ ;

② 输入转速为:  $n=45 \text{ r/min}$ ;

③ 机械传动比: 液力变矩器的最低合适转速为  $240 \text{ r/min}$ , 取  $i=6.3$ ;

④ 连续工作方式: 每天 24 h 连续工作, 要求使用寿命 20 a, 且要求机械齿轮(行星齿轮)传动结构紧

凑, 外廓尺寸适中, 传动效率高。

2) 设计计算。

① 确定液力变矩器的类型和行星齿轮传动的传动类型以及它们的传动简图。

根据资料介绍以及各种机械案例, 笔者认为液力变矩器采用离心式变矩器比较合适。因风力发电机的风叶转速较低, 为使液力变矩器的泵轮转速达到可取状态, 采用了行星增速传动机构。液力变矩器和行星齿轮增速机组合后的运动学简图如图 2。

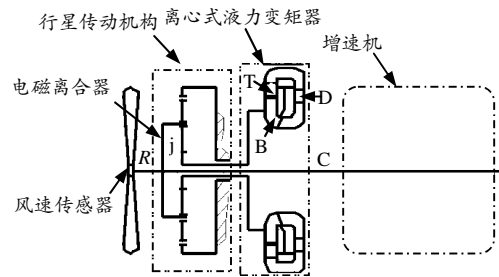


图 2 风力发电机输入轴分路液力传动运动学简图

② 行星齿轮传动机构的设计计算。

本行星齿轮传动机构为 2Z-X(A)型行星齿轮传动<sup>[3]</sup>, 因输入转速较低, 仅为  $45 \text{ r/min}$ 。为保证液力变矩器具有较高效率的运转, 采用了增速机构。输入端为行星架, 输出端为太阳轮。

按照下列步骤进行计算: (a) 确定各传动轴尺寸; (b) 配齿计算; (c) 初步计算齿轮的主要参数; (d) 计算齿轮模数; (e) 计算啮合参数; (f) 几何尺寸计算, 各齿轮副几何尺寸计算结果见表 1; (g) 装配条件的验算, 经验算后得  $\eta_{ax}^b \geq 0.97$ 。可见, 该行星齿轮传动机构的传动效率较高, 可以满足连续工作方式的使用要求。

表 1 齿轮副几何尺寸计算

项 目	分度圆直径 $d$	基圆直径 $d_b$	节圆直径 $d$	齿顶圆直径		齿根圆直径	
				外啮合	内啮合	外啮合	内啮合
计算公式	$d_1 = mz_1$ $d_2 = mz_2$	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha$	$d'_1 = 2a' \frac{z_1}{z_1 \pm z_2}$ $d'_2 = 2a' \frac{z_2}{z_1 \pm z_2}$	$d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1 - \Delta y)$ $d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2 - \Delta y)$	$d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1) - \Delta e$ $d_{a2} = d_2 - 2m(h_a^* - x_2)$ $d_{f1} = d_1 + 2\alpha' + 2C^* m$ (插齿) $(\Delta e = \frac{15.2(h_a^* - x)^2 m}{z_2})$	$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + C^* - x_1)$ $d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + C^* - x_2)$	$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + C^* - x_1)$ 用插齿刀加工: $d_{f2} = d_{a0} + 2a'_{02}$
a-b 齿 轮 副	$d_1 = 224$ $d_2 = 472$	$d_{b1} = 210.491 1$ $d_{b2} = 443.534 9$	$d'_1 = 224$ $d'_2 = 472$	$d_{a1} = 248$ $d_{a2} = 488$	$\Delta e = 2.061 0$	$d_{f1} = 204$ $d_{f2} = 452$	
b-c 齿 轮 副	$d_1 = 472$ $d_2 = 1168$	$d_{b1} = 443.534 9$ $d_{b2} = 1097.561$	$d'_1 = 472$ $d'_2 = 1168$	$d_{a1} = 485.939$ $d_{a2} = 1152$		$d_{f1} = 452$ $d_{f2} = 1189.6$	

3) 结构设计。

① 行星齿轮传动机构的均载机构。

为避免行星齿轮传动机构运行发生故障，通过均载机构的设计，太阳轮和行星架同时采用浮动连结的结构，该设计结构简单，易于制造、安装和维修。太阳轮和行星架同时浮动连接结构传动简图见图 3。

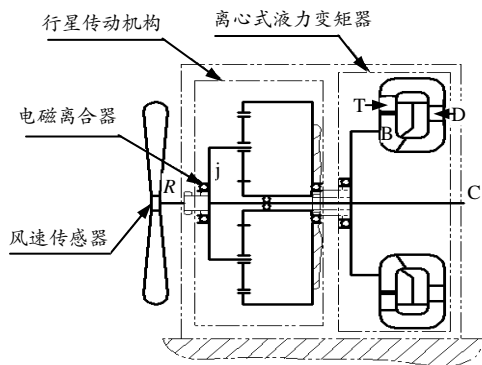


图 3 浮动连接结构传动简图

② 行星架、行星轮、太阳轮、机体的结构均按照规范进行设计。

2.2 液力变矩器传动的设计<sup>[4]</sup>

1) 液力变矩器的设计概述。

液力变矩器的设计主要包括：变矩器的水力设计和结构设计。水力设计主要是对过流部分的几何参数设计，能使动力与工作机具有良好共同工作特性的液力变矩器。该变矩器的性能参数包括：变矩器的有效直径、启动变矩系数、设计工况转速比、高效区范围、穿透性系数、设计工况泵轮力矩系数等<sup>[2]</sup>。而结构设计则可根据工艺、强度等方面进行设计，即非过流部分的尺寸设计。

2) 液力变矩器有效直径及循环圆形状相对参数的确定。

① 液力变矩器有效直径的确定。

经计算有效直径为

$$D = 1.264 \text{ m} \quad (1)$$

② 液力变矩器循环圆形状相对参数的确定。

循环圆的形状选长方形，见图 4。

(a) 直径比  $m$ 。

$$m = D_0 / D \quad (2)$$

式中， $D_0$  为循环圆内径。对一般启动变矩系数  $K_0$  要求不高的变矩器， $m = 1/3$ ，而对启动变矩系数  $K_0$  要

求高的变矩器， $m$  的取值范围为  $0.4 \sim 0.45$ 。笔者取  $m = 0.4$ 。

则

$$D_0 = 0.4 \times 1.264 = 0.502 \text{ m} \quad (3)$$

(b) 循环圆形状系数  $\alpha$ 。

$$\alpha = L_1 / L_2 \quad (4)$$

式中， $L_1$  和  $L_2$  分别为循环圆内环和外环的径向长度。 $\alpha$  的取值范围为  $0.43 \sim 0.55$ ， $\alpha = 0.43$ 。

$$L_2 = (D - D_0) / 2 = (1.264 - 0.502) / 2 = 0.377 \text{ m} \quad (5)$$

$$L_1 = 0.43 \times 0.377 = 0.162 \text{ m} \quad (6)$$

(c) 循环圆宽度比  $b$ ， $b = B / D$ 。

式中  $B$  为循环圆的轴向宽度。 $b$  的取值范围为  $0.2 \sim 0.4$ ，笔者取  $b = 0.3$ 。

$$B = 0.3 \times 1.264 = 0.377 \text{ m} \quad (7)$$

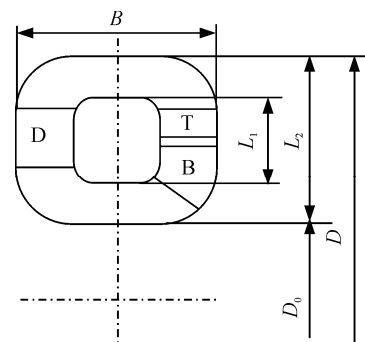


图 4 长方形循环圆的几何参数

3) 液力变矩器工作轮几何参数的确定。

① 工作轮平均流线半径  $R_{ij}$  (其中， $i$  表示工作轮的类别， $i = B、T、D$ ，其中  $B$  代表泵轮， $T$  代表涡轮， $D$  代表导轮； $j$  表示进口或出口， $j = 1, 2$ )。

经计算得： $R_{B1} = 0.286 \text{ m}$ 、 $R_{B2} = 0.593 \text{ m}$ 、 $R_{T1} = 0.286 \text{ m}$ 、 $R_{T2} = 0.593 \text{ m}$ 。

② 叶片数  $Z_i$  和排挤系数  $\psi_{ij}$ 。

排挤系数  $\psi_{ij}$  见表 2。

表 2 5 mm 叶片的排挤系数  $\psi_{ij}$

工作轮	进出口	$\psi_{ij}$	$Z_i$
泵轮	进口	0.89	18
	出口	0.95	
涡轮	进口	0.85	21
	出口	0.84	
导轮	进口	0.84	25
	出口	0.86	

③ 叶片进出口安放角  $\beta_{ij}$ , 各工作轮叶片安放角见表 3。

表 3 各工作轮叶片安放角

工作轮	进出口	安放角/(°)
泵轮	进口	70.00
	出口	58.36
涡轮	进口	51.00
	出口	60.44
导轮	进口	150.00
	出口	160.00

④ 工作轮叶轮的设计。

(a) 进出口边的确定。

进出口边放在同一个轴面上, 两工作轮进出口边之间留有 3 mm 的间隙。

(b) 计算叶片圆周及径向厚度。

圆周方向厚度为

$$\delta_{uj} = 5.75 \text{ mm} \quad (8)$$

径向厚度为

$$\delta_r = 33.28 \text{ mm} \quad (9)$$

上面所计算的径向厚度为中线的径向厚度。

计算出各轴面截线处的叶片厚度  $\delta_r$  后, 就可画出叶片骨线与轴面截线, 向上  $\delta_r/2$  及向下  $\delta_r/2$  将有一定厚度的叶片与轴面的截线, 另一个则为叶片背面与轴面的截线, 变矩器工作轮叶片绘型如图 5。一般用实线表示工作面的轴线截面, 背面截线则以虚线表示。

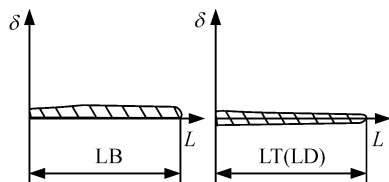


图 5 变矩器工作轮叶片绘型

4) 结构设计。

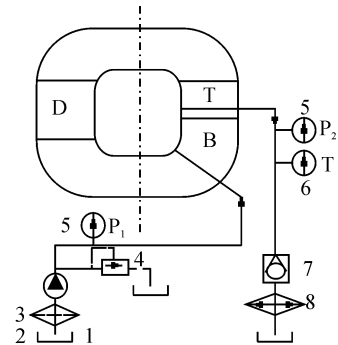
① 机体结构。

为方便安装、维修, 行星齿轮增速机的机体与液力变矩器的机体、机座采用分离式机体结构。

② 液力变矩器补偿冷却系统。

变矩器的工作温度一般在 80 °C 左右。由于工作液属有压流动, 为防止泵轮入口处产生汽蚀, 另外密封处可能会产生泄漏, 使工作腔中的油液逐渐减少, 因此变矩器必须加有补偿的冷却系统<sup>[1]</sup>。一方面可以补充工作腔中的油液的泄露及提高泵轮入口处的压力, 另一方面可以把工作腔中部分高温油液

送到变矩器外的冷却器中加以冷却<sup>[5-6]</sup>。如图 6。



1. 油箱; 2. 滤油器; 3. 油泵; 4. 溢流阀; 5. 压力表; 6. 温度表; 7. 背压阀; 8. 冷却器。

图 6 变矩器的补偿冷却系统

### 2.3 液力变矩器和行星齿轮增速机的组合

1) 液力变矩器和行星齿轮增速机的连接方式。

行星齿轮增速机的输出端太阳轮与液力变矩器的泵轮相连接, 将动力传递给涡轮, 使液力变矩器正常工作, 从而达到吸收“冲击载荷”的目的。行星齿轮增速机与液力变矩器采用分离机体连接, 太阳轮和泵轮采用浮动的连接方式, 以消除安装引起的误差。

2) 对补偿冷却系统的要求。

补偿冷却系统在变矩器进口处的压力为 0.3 MPa 左右, 主要是为防止变矩器内产生汽蚀。补偿冷却油也从泵轮入口处引入, 从涡轮出口处引出。

### 3 结论

实践结果证明: 笔者针对风力发电增速机输入轴分路液力机械的保护装置, 所进行的行星齿轮传动系统和液力变矩器系统的各类参数设计是合理的。“风力发电机增速机的保护装置”还取得了国家实用新型专利, 专利号为: ZL200920233743.8。

### 参考文献:

[1] 李有义. 液力传动[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2000.

[2] 查理. 叶片泵原理及水利设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.

[3] 饶振纲. 行星齿轮传动设计[M]. 北京: 化学工业出版社, 2003.

[4] 卢长耿. 液压控制系统的分析与设计[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1991.

[5] 成大先. 机械设计手册单行本: 液压控制[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004.

[6] 成大先. 机械设计手册: 第四卷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.