

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.17.0020



基于轴系刚度计算分析水泵轴系的振动

李耀辉¹, 朱双良²

(1. 云南省水利水电投资有限公司, 云南 昆明 650051; 2. 云南水投牛栏江滇池补水工程有限公司, 云南 昆明 650051)



李耀辉

摘要: 为研究水泵机组轴系支撑刚度与轴系振动之间的关联机理, 基于立式水泵机组集中参数模型, 提出了水泵机组轴系支撑刚度的计算理论和方法. 建立水泵机组电动机转子和水泵转轮形心轨迹运动方程, 利用转子和转轮摆度比值关系实现运动方程中耦合刚度项的解耦, 结合水泵无水启动的特殊运行条件简化附加外力, 进而获得转子和定子形心轨迹运动方程的解析表达式. 利用某泵站2台机组的无水启动摆度测试数据, 采用多项式拟合方法计算轴系摆度形态, 间接得到转子和定子的摆度数据, 提取电动机转子附加外力, 对计算中的相关问题进行了详细说明. 基于2台水泵机组电动机转子和水泵转轮摆度数据计算机组轴承刚度, 进行对比分析. 结果表明: 轴系摆度较大的水泵机组其支撑刚度小于正常机组的刚度. 所提出的刚度计算对比方法, 可从机组振动的诸多诱因中辨别出刚度影响因素, 从而对泵站多机系统中个别机组振动较大情况下的振动进行识别和分析, 具有一定的工程参考价值.

关键词: 水泵机组; 轴系振动; 刚度计算; 轨迹方程; 等效刚度; 无水启动

中图分类号: S277.9; TV734 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2017)07-0558-06

李耀辉, 朱双良. 基于轴系刚度计算分析水泵轴系的振动[J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35(7): 558-563.

LI Yaohui, ZHU Shuangliang. Analysis on shafting vibration of pump unit based on shafting stiffness calculation [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering (JDIME), 2017, 35(7): 558-563. (in Chinese)

Analysis on shafting vibration of pump unit based on shafting stiffness calculation

LI Yaohui¹, ZHU Shuangliang²

(1. Yunnan Water & Hydropower Investment Co. Ltd., Kunming, Yunnan 650051, China; 2. Yunnan Water Conservancy and Hydropower Investment Niulan River to Dianchi Lake Water Diversion Project Co. Ltd., Kunming, Yunnan 650051, China)

Abstract: In order to investigate the coupling mechanism between shafting vibration and support stiffness in a pumping unit, a computational principle and method are proposed to calculate the support stiffness of a vertical water pump unit based on a lumped parameter model. The orbit equations of centroid of both motor rotor and pump impeller are established, and the coupling of stiffness terms in the equations are decoupled by means of rotor-to-impeller run-out ratio, then the additional external forces are simplified further when the pump unit starts to operate in the air, finally analytical expressions of the orbit equations of centroid of the motor rotor and pump impeller are obtained. The motor rotor and pump impeller run-outs are obtained indirectly from shafting run-out measurement data when two pump units start to operate in the air by fitting the shafting run-out shape with a polynomial, and the external forces on the motor rotor are extracted, additionally, related problems in the calculation procedure are

收稿日期: 2017-01-23; 网络出版时间: 2017-07-01

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20170701.1032.026.html>

作者简介: 李耀辉(1960—),男,云南德宏人,副总工程师(2755193115@qq.com),主要从事水力机械故障分析研究。

朱双良(1971—),男,云南曲靖人,总工程师,硕士生导师(914548058@qq.com),主要从事水力机械故障分析研究。

explained in detail. Finally, the bearing stiffness of two units are calculated and compared with each other. It is shown that the support stiffness of the pump unit with large run-out is smaller than the pump with normal run-out. The factors influencing stiffness can be identified from many factors that induce pump unit vibration by using the method proposed, in consequence, the pump units with more violent vibration in a pumping station can be screened and analyzed. Naturally, the method developed is significant in engineering application.

Key words: water pump units; shafting vibration; stiffness calculation; trajectory equation; equivalent stiffness; no-water starting

在水泵的研究中,大多侧重于水泵转轮和流道水力特性的优化设计,而对轴系结构特性与振动的耦合研究相对较少.随着越来越多的大型水泵机组投入运行,其尺寸大、相对刚度弱而引起的轴系振动问题已成为影响大型水泵机组安全稳定运行的关键技术问题.大型立式水泵机组从其轴系几何结构上,与水力发电机组轴系几何结构非常相似^[1-3].因此,目前的研究方法多参考水轮发电机组,例如,围绕轴系振动信号的提取算法^[4-7]、以轴系摆度为核心的实时振动监测系统^[8-10]等.然而,由于轴系振动影响因素的多源性和多重耦合特性,从轴系特性和动力学理论视角进行的研究相对较少.

近年来,针对大型水泵轴系的研究逐步增多,如将有限元计算方法与转子动力学方法相结合在水泵机组轴系振动分析中可获得更精细的结构振动特性等^[11-13].水泵机组由于安装、调试、运行条件等诸多因素的影响,其轴系特性难以进行精确建模和理论计算.因而,水泵机组轴系振动的试验研究正在兴起,并已取得了一些成果^[14-15].这些针对具体水泵机组开展的研究,对解决水泵机组的振动问题以及探索水泵机组振动的共性问题,具有积极的参考价值.

水泵机组轴系运动最核心的参数是支撑刚度,它是由导轴承刚度和轴承支撑机架共同形成的.由于安装、调试等诸多因素的影响,轴系支撑刚度很难准确测试,目前尚无水泵机组刚度测试与计算的相关报道.由于缺乏刚度系数,就不能应用经典的动力学理论研究和分析轴系振动问题.文中提出利用水泵机组无水启动测试数据计算水泵机组轴系刚度,在理论上是一种积极的探索,目的是为动力学理论应用于水泵机组振动分析奠定基础.同时,也为大型水泵机组的振动研究提供一种新的方法.

1 轴系基本模型

将立式水泵机组轴系简化为如图1所示的二圆

盘三支承结构模型,图中: B_1, O_1, B_2, B_3, O_2 分别为上导轴承、电动机转子、下导轴承、水导轴承及水泵转轮的几何形心; r_1, r_2 分别为电动机转子、水泵转轮的径向位移; r_3, r_4, r_5 分别为机组大轴在上导、下导、水导轴承处的径向位移; l_1, l_2, l_3, l_4 分别为水泵机组轴系几何结构参数.

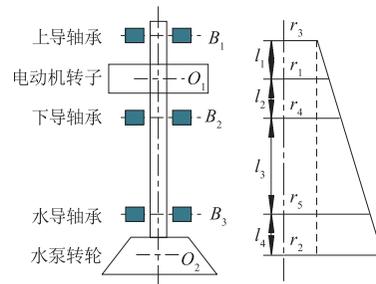


图1 立式水泵机组轴系结构示意图

Fig. 1 Schematic of shafting structure of vertical pump unit

设电动机转子形心坐标为 (x_1, y_1) ,其质量偏心为 e_1 ,电动机转子的径向位移为 $r_1^2 = x_1^2 + y_1^2$.设水泵转轮形心坐标为 (x_2, y_2) ,其质量偏心为 e_2 ,水泵转轮的径向位移为 $r_2^2 = x_2^2 + y_2^2$.

参照文献[3]的推导,利用经典的拉格朗日方程,可导出电动机转子和水泵转轮的运动方程如下:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + 2x_1 K_{11} + x_1 \frac{\sqrt{x_2^2 + y_2^2}}{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}} K_{12} = m_1 e_1 \omega^2 \cos \varphi + F_{x1}, \quad (1)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + 2y_1 K_{11} + y_1 \frac{\sqrt{x_2^2 + y_2^2}}{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}} K_{12} = m_1 e_1 \omega^2 \sin \varphi + F_{y1}, \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + 2x_2 K_{22} + x_2 \frac{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}}{\sqrt{x_2^2 + y_2^2}} K_{12} = m_2 e_2 \omega^2 \cos \varphi + F_{x2}, \quad (3)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + 2y_2 K_{22} + y_2 \frac{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}}{\sqrt{x_2^2 + y_2^2}} K_{12} =$$

$$m_2 e_2 \omega^2 \sin \varphi + F_{y2}, \quad (4)$$

式中: m_1, m_2 分别为电动机转子和水泵转轮质量; K_{11}, K_{12}, K_{22} 为组合刚度; c_1, c_2 分别为作用于电动机转子和水泵转轮的阻尼系数; F_{x1}, F_{y1} 分别为作用于电动机转子附加外力的 x, y 方向的分量; F_{x2}, F_{y2} 分别为作用于水泵转轮附加外力的 x, y 方向的分量; ω 为水泵机组旋转角度, $\omega = \phi t$, 其中 ϕ 为水泵机组旋转角速度。

式中的组合刚度系数计算公式分别为

$$K_{11} = \frac{L^2 k_1 + (l_3 + l_4)^2 k_2 + l_4^2 k_3}{2(L - l_1)^2}, \quad (5)$$

$$K_{22} = \frac{l_1^2 k_1 + l_2^2 k_2 + (l_2 + l_3)^2 k_3}{2(L - l_1)^2}, \quad (6)$$

$$K_{12} = \frac{-2Ll_1 k_1 + 2l_2(l_3 + l_4)k_2 + 2l_4(l_2 + l_3)k_3}{2(L - l_1)^2}, \quad (7)$$

式中: k_1, k_2, k_3 分别为上导、下导、水导轴承支撑刚度系数; $L = l_1 + l_2 + l_3 + l_4$ 。

旋转机械中作用的附加外力可采用角速度的周期函数表示. 若仅考虑周期外力的基频分量, 则作用在电动机转子上的外力为 $F_{x1} = F_{10} \cos(\omega t)$, $F_{y1} = F_{10} \sin(\omega t)$, 作用在水泵转轮上的外力为 $F_{x2} = F_{20} \cos(\omega t)$, $F_{y2} = F_{20} \sin(\omega t)$ 。

为了实现轴系轨迹方程刚度耦合项的解耦, 定义一个比值函数 $r(\omega)$ 为

$$r(\omega) = \frac{r_1}{r_2} \approx \frac{X_1}{X_2}, \quad (8)$$

式中: X_1, X_2 分别为电动机转子、水泵转轮 X 方向摆度。

经上述处理后, 方程简化为单自由度简谐激励的强迫振动, 可直接写出振动的形心轨迹方程为

$$x_1(t) = \frac{1}{2K_{11} + K_{12}/r(\omega)} \times \frac{m_1 e_1 \omega^2 + F_{10}}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_{n1})^2]^2 + [2\zeta_1(\omega/\omega_{n1})]^2}} \times \cos(\omega t - \varphi_{10}), \quad (9)$$

$$y_1(t) = \frac{1}{2K_{11} + K_{12}/r(\omega)} \times \frac{m_1 e_1 \omega^2 + F_{10}}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_{n1})^2]^2 + [2\zeta_1(\omega/\omega_{n1})]^2}} \times \sin(\omega t - \varphi_{10}), \quad (10)$$

$$x_2(t) = \frac{1}{2K_{22} + r(\omega)K_{12}} \times \frac{m_2 e_2 \omega^2 + F_{20}}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_{n2})^2]^2 + [2\zeta_2(\omega/\omega_{n2})]^2}} \times$$

$$\cos(\omega t - \varphi_{20}), \quad (11)$$

$$y_2(t) = \frac{1}{2K_{22} + r(\omega)K_{12}} \times \frac{m_2 e_2 \omega^2 + F_{20}}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_{n2})^2]^2 + [2\zeta_2(\omega/\omega_{n2})]^2}} \times \sin(\omega t - \varphi_{20}), \quad (12)$$

式中: ω_{n1} 为电动机转子的固有频率角速度, $\omega_{n1} =$

$$\sqrt{\frac{2K_{11} + K_{12}/r(\omega)}{m_1}}; \zeta_1 \text{ 为阻尼比, } \zeta_1 = c_1/(2m_1\omega_{n1});$$

ω_{n2} 为水泵转轮的固有频率角速度, $\omega_{n2} =$

$$\sqrt{\frac{2K_{22} + r(\omega)K_{12}}{m_2}}; \zeta_2 \text{ 为阻尼比, } \zeta_2 = c_2/(2m_2\omega_{n2}).$$

2 轴系刚度计算

显然, 仅有轴系摆度测试数据要计算轴系刚度是困难的. 针对无水启动试验的特殊运行条件, 首先提出几点假设, 对轴系形心轨迹方程(9) - (12)进行简化。

假设1: 水泵无水启动试验中, 水泵转轮区域没有充水. 此时, 可近似认为水泵转轮区域没有附加外力作用, 即 $F_{x2} = 0, F_{y2} = 0$ 。

假设2: 在额定转速下, 电动机转子上的不平衡磁拉力 $F_{10}(\omega) = 0$, 在额定转速附近, $F_{10}(\omega) \approx 0$ 。

根据无水启动试验测试数据, 转子系统摆度幅值随转速增大而减小, 表明转子偏离额定转速越大, 转子系统附加的不平衡磁拉力越大. 因此, 假设2也是基本符合实际情况的。

2.1 水泵转轮

根据水泵转轮固有频率表达式, 取 ω_{n2} 的函数 $r(\omega_{n2})$, 则有

$$2K_{22} + r(\omega_{n2})K_{12} = m_2 \omega_{n2}^2, \quad (13)$$

式(13)即为 K_{22} 和 K_{12} 应满足的基本关系。

水泵转轮摆度幅值近似为水泵转轮形心轨迹幅值的2倍. 利用式(11), 推导无水启动试验中水泵转轮 X 方向摆度幅值为

$$X_2 = \frac{2}{2K_{22} + K_{12}r(\omega)} \times \frac{m_2 e_2 \omega^2}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_{n2})^2]^2 + [2\zeta_2(\omega/\omega_{n2})]^2}}. \quad (14)$$

在计算水泵转轮固有频率角速度、阻尼比和质量偏心时, 采用了近似假设 $2K_{11} + r(\omega)K_{12}$, 即忽略 $r(\omega)$ 的影响. 在不同转速下计算得到的固有频率有

一定的差异,采用取均值方法得到 ω_{n2} .从式(14)的形式看,不同转速下采用统一的 ω_{n2} ,在数学上,相当于将固有频率不同引起的摆度变化归入到刚度的变化之中.

利用额定转速下的测试数据,根据式(14)进行计算,式(14)改写为

$$2K_{22} + K_{12}r(\omega) = Z_S(\omega_r), \quad (15)$$

其中

$$Z_S(\omega_r) = \frac{2}{X_2} \frac{m_2 e_2 \omega_r^2}{\sqrt{[1 - (\omega_r/\omega_{n2})^2]^2 + [2\zeta_2(\omega_r/\omega_{n2})]^2}}$$

式(13)和式(15)联立求解,即可得到 K_{12} 和 K_{22} .

2.2 电动机转子

根据电动机转子形心轨迹方程(9)和(10),需要首先分离并获得附加外力 $F_{10}(\omega)$ 的描述方式.

电动机转子摆度幅值近似为其形心轨迹幅值的2倍.式(9)改写为

$$X_1 = \frac{2}{2K_{11} + K_{12}/r(\omega)} \times \frac{m_1 e_1 \omega^2 + F_{10}(\omega)}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_{n1})^2]^2 + [2\zeta_1(\omega/\omega_{n1})]^2}}, \quad (16)$$

其中 $F_{10}(\omega)$ 表示不平衡磁拉力与转速有关.

简记 $K_0 = 2K_{11} + K_{12}r(\omega_r)$,并且在不同转速下,近似不变.在电动机转子特征参数固有频率角速度 ω_{n1} 和阻尼比 ζ_1 以及质量偏心 e_1 为已知的情况下,从式(16)可得到 $F_{10}(\omega)$ 的提取算法,即

$$F_{10}(\omega) = \frac{1}{2} X_1 K_0 \times \sqrt{[1 - (\omega/\omega_{n1})^2]^2 + [2\zeta_1(\omega/\omega_{n1})]^2} - m_1 e_1 \omega^2. \quad (17)$$

给定不同转速,计算得到 $F_{10}(\omega)$,然后采用拟合的方法得到 $F_{10}(\omega)$ 随转速变化的规律.

经上述处理后,式(16)的右边分子项 $m_1 e_1 \omega^2 + F_{10}(\omega)$ 为转速 ω 的函数,可采用与水泵转轮类似的方法计算刚度系数.

利用额定转速下的测试数据,按式(16)进行计算,式(16)改写为

$$2K_{11} + K_{12}/r(\omega_r) = Z_D(\omega_r), \quad (18)$$

其中,

$$Z_D(\omega_r) = \frac{2}{X_1} \frac{m_1 e_1 \omega_r^2 + F_{10}(\omega_r)}{\sqrt{[1 - (\omega_r/\omega_{n1})^2]^2 + [2\zeta_1(\omega_r/\omega_{n1})]^2}}$$

根据电动机转子固有频率表达式,取 ω_{n1} 的函数 $r(\omega_{n1})$,则有

$$2K_{11} + K_{12}/r(\omega_{n1}) = \frac{\omega_{n1}^2}{m_1}, \quad (19)$$

式(19)即为 K_{11} 和 K_{12} 应满足的基本关系.

将式(18)和式(19)联立求解,即可得到 K_{12} 和 K_{11} .将 K_{11}, K_{12}, K_{22} 代入方程(5)~(7),利用水泵机组轴系几何参数,求解方程组即可得到3个轴承的刚度系数 k_1, k_2, k_3 .

2.3 关于耦合刚度的说明

在水泵转轮和电动机转子的等效刚度计算中,均有耦合刚度 K_{12} .该耦合刚度是在3个支撑轴承刚度折算到电动机转子和水泵转轮的运动描述中形成的一个中间变量,见式(7).从物理意义上,耦合刚度 K_{12} 反映了电动机转子与水泵转轮之间存在的相互牵连作用,即通过主轴的耦合作用.从理论上,根据电动机转子系统和水泵转轮系统计算出的耦合刚度 K_{12} 应该是相同的.然而,在基于实测数据进行计算的时候,由于摆度测量误差等多种因素的影响,使得2种系统下计算得到的 K_{12} 不相等.另一方面,在轴系运动方程中的刚度项中,耦合刚度部分所占比重较小,例如在 $2K_{11} + K_{12}r(\omega)$ 中, $2K_{11}$ 远大于 $K_{12}r(\omega)$,在 $2K_{22} + K_{12}r(\omega)$ 中, $2K_{11}$ 远大于 $K_{12}r(\omega)$.这一点在后面的实例计算中可以得到证实.

基于上述分析,耦合刚度 K_{12} 应选择摆度幅值较小系统中的计算为准,不再从转轮和转子2个系统中分别计算.在文中后面的实例中,水泵转轮摆度小于电动机转子摆度.因此,以水泵转轮系统中计算得到的 K_{12} 为计算值.

采用这一近似后,电动机刚度计算可进一步简化.从式(18)中,可直接计算出 K_{22} .

3 实例计算

某泵进行无水启动试验、充水造压试验以及带负荷运行试验中,发现2号水泵机组在各种工况下轴系摆度幅值均明显大于其他机组.经初步分析,认为是2号水泵机组下导支持刚度偏小造成的.然而,这种初步判断有一定的主观经验性,理论依据不是很严谨.文中提出刚度计算方法,也正是基于这一原因,核实轴系支承刚度并提供具体的技术数据.在本节的实例计算中,以振动正常的1号水泵机组和振动不正常的2号水泵机组刚度计算为例,通过对支持刚度的计算对比,为下一步的检修调试提供理论支撑.

2台水泵具有相同的结构参数,轴系几何参数 $l_1 = 1.421$ m, $l_2 = 1.402$ m, $l_3 = 3.700$ m, $l_4 = 1.000$ m.电动机转子质量 $m_1 = 42\ 400$ kg,水泵转轮质量

$m_2 = 3\ 362\ \text{kg}$.

1号泵组:电动机转子 $\omega_{n1} = 545.58\ \text{r/min}$, $\zeta_1 = 0.255\ 0$, $e_1 = 0.021\ 1\ \text{mm}$;水泵转轮 $\omega_{n2} = 361.96\ \text{r/min}$, $\zeta_2 = 0.527\ 9$, $e_2 = 0.052\ 0\ \text{mm}$.

2号泵组:电动机转子 $\omega_{n1} = 505.01\ \text{r/min}$, $\zeta_1 = 0.211\ 7$, $e_1 = 0.025\ 7\ \text{mm}$;水泵转轮 $\omega_{n2} = 407.85\ \text{r/min}$, $\zeta_2 = 1.120\ 7$, $e_2 = 0.104\ 2\ \text{mm}$.

3.1 数据预处理

根据无水启动试验中1号、2号水泵机组摆度测试数据,选择趋势较好的Y方向数据进行计算.2台水泵机组实测转速点不同,因此,采用2个表格分别给出测试试验中轴系摆度的原始数据,如表1所示.

表1 2台泵组无水启动Y方向数据
Tab.1 Test data in Y-direction of pump unit 1 and 2 starting in the air

$n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	1号机组			2号机组		
	上导	下导	水导	上导	下导	水导
60	36	203	110	100	208	58
120	35	202	107	93	187	60
180	36	187	106			
240	35	180	104			
300	33	152	104	97	172	77
360	33	130	112			
420	34	116	113	87	157	104
450	87	157	104			
480	35	92	120			
510	70	141	114			
540	43	98	120	70	141	114
600	53	103	118	73	132	138

首先按3个轴承摆度数据进行多项式拟合,然后插值得到电动机转子和水泵转轮的摆度值.2台水泵机组摆度拟合曲线如图2所示.

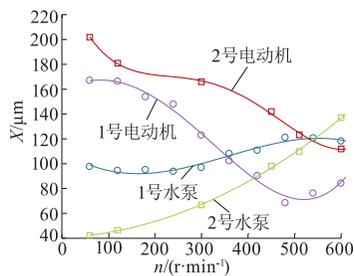


图2 转子和转轮摆度随转速变化拟合曲线
Fig.2 Fitted run-out curves of motor rotor and pump impeller at different rotational speeds

根据式(17)和式(18),从测试数据中提取电动机转子附加外力 $F_{10}(\omega)$,得到附加外力随转速变化曲线如图3所示.

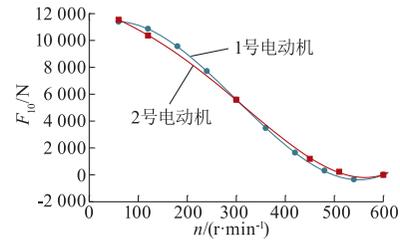


图3 电动机转子附加外力随转速变化
Fig.3 External force in terms of rotational speed

3.2 刚度计算

1) 1号水泵机组

按水泵转轮部分计算等效刚度.将式(13)和(15)联立求解,得到 $K_{12} = 7.368\ 9 \times 10^4\ \text{N/m}$, $K_{22} = 2.379\ 3 \times 10^6\ \text{N/m}$.显然, K_{12} 远小于 K_{22} ,前面的近似假设是成立的.以水泵转轮系统中计算的 K_{12} 为实际计算值.采用简化方法,利用式(18),直接计算 $K_{11} = 7.001\ 5 \times 10^7\ \text{N/m}$.

2) 2号水泵机组

按水泵转轮部分计算等效刚度. $K_{12} = 3.736\ 0 \times 10^5\ \text{N/m}$, $K_{22} = 2.738\ 6 \times 10^6\ \text{N/m}$.显然, K_{12} 远小于 K_{22} ,前面的近似假设是成立的.以水泵转轮系统中计算的 K_{12} 为实际计算值.采用简化方法,利用式(18),直接计算 $K_{11} = 5.922\ 6 \times 10^7\ \text{N/m}$.

从数值上,关于 K_{12} 的近似处理是恰当的.

将 K_{11} , K_{12} , K_{22} 分别代入式(5)~(7)求解代数方程组得到3个轴承的支撑刚度系数.计算结果列于表2中.2号水泵机组电动机转子摆度在不同转速下均大于1号水泵的转子摆度(见图2),在表2中与电动机转子相关的等效刚度 K_{11} 和 K_{12} 的计算值,2号水泵机组小于1号水泵机组.折算为轴系支撑刚度后,与电动机转子摆度直接相关的上导轴承和下导轴承,其刚度系数也是2号水泵机组低于1号水泵机组.这表明文中提出的计算方法,尽管可能存在计算误差,但这种基于刚度计算的对比计算方法能够真实反映水泵机组振动的情况,即文中提出的计算方法是有效和可靠的.

表2 刚度计算结果表
Tab.2 Summary of calculated stiffness

泵组	K_{11}	K_{12}	K_{22}	k_1	k_2	k_3
1号	$7.001\ 5 \times 10^7$	$7.368\ 9 \times 10^4$	$2.379\ 3 \times 10^6$	$5.550\ 7 \times 10^7$	$9.402\ 8 \times 10^7$	$0.459\ 9 \times 10^7$
2号	$5.922\ 6 \times 10^7$	$3.736\ 0 \times 10^5$	$2.738\ 6 \times 10^6$	$4.689\ 5 \times 10^7$	$7.959\ 4 \times 10^7$	$0.181\ 3 \times 10^7$

4 结 论

水泵机组轴系支撑刚度是轴系振动最核心的参数,是利用经典动力学研究大型水泵轴系振动的基本前提.文中提出的轴系刚度计算方法,利用了水泵无水启动的特殊性,给出了一些假设和近似处理,这些近似和假设的合理性尚需进一步验证.根据实例计算的情况,得到结论如下:

1) 采用一些近似和假设,以实现轴系振动方程的解耦和解析计算,计算结果近似为轴系振动的基频特性,忽略了系统中高次谐波和非线性特性的影响.因此,若应用于轴系振动高次谐波振动和非线性特性研究时,该方法需要进一步扩展.

2) 在基于试验数据进行的计算中,电动机转子和水泵转轮摆度是采用轴系摆度形态拟合计算得到的,拟合方法不同,其摆度数据有所不同.因此,刚度计算的绝对准确性有待进行试验验证.但是,该方法应用于振动摆度差异较大的水泵机组进行对比分析时,其计算结果能反映振动摆度与刚度的关联性,是有效的计算方法.

参考文献 (References)

- [1] 仇宝云. 大型立式泵机组轴线摆度的分析与处理[J]. 大电机技术, 1994(6):7-11.
QIU Baoyun. Analysis of axis swing for large vertical pump unit and its solving[J]. Large electric machine and hydraulic turbine, 1994(6):7-11. (in Chinese)
- [2] 安学利, 周建中, 刘力, 等. 水轮发电机组横向振动特性分析[J]. 润滑与密封, 2008, 33(12): 40-43.
AN Xueli, ZHOU Jianzhong, LIU Li, et al. Lateral vibration characteristics analysis of the hydrogenerator set[J]. Lubrication engineering, 2008, 33(12): 40-43. (in Chinese)
- [3] ZENG Yun, ZHANG Lixiang, GUO Yakun, et al. The generalized hamiltonian model for the shafting transient analysis of the hydro turbine generating sets[J]. Non-linear dynamics, 2014, 76(4):1921-1933.
- [4] 彭桂兰, 郭兰珂, 王旭东, 等. 水泵轴承振动信号的时频分析[J]. 农业机械学报, 2001, 32(5):47-49.
PENG Guilan, GUO Lanke, WANG Xudong, et al. Time-frequency analysis of vibrating signals of pump bearings[J]. Transactions of the CSAM, 2001, 32(5): 47-49. (in Chinese)
- [5] 史丽萍, 汤家升, 张晓蕾, 等. RBF 和改进 BP 神经网络在水泵振动故障诊断中的应用比较[J]. 大电机技术, 2014(4):59-62,80.
SHI Liping, TANG Jiasheng, ZHANG Xiaolei, et al. Comparison between RBF neural network and improved BP neural network in the pump vibration fault diagnosis[J]. Large electric machine and hydraulic turbine, 2014(4):59-62,80. (in Chinese)
- [6] 杨勇, 周韬宜, 郝鹏. 三蒸馏混合蜡油泵振动原因分析[J]. 流体机械, 2016, 44(4):56-58.
YANG Yong, ZHOU Taoyi, HAO Peng. Analysis of vibration in a mixed wax oil pump of the third distillation unit[J]. Fluid machinery, 2016, 44(4):56-58. (in Chinese)
- [7] 潘虹, 郑源, 于洋. 基于小波包的泵站机组振动信号特征分析[J]. 水电能源科学, 2007, 25(6):109-112.
PAN Hong, ZHENG Yuan, YU Yang. Feature analysis of the unit vibration signal of pump station based on wavelet packet[J]. Water resources and power, 2007, 25(6):109-112. (in Chinese)
- [8] 黄澄, 朱雪明, 肖泽. 设备在线振动监测与故障分析诊断技术在大型水泵机组中的应用[J]. 给水排水, 2010, 36(5):53-57.
HUANG Cheng, ZHU Xueming, XIAO Ze. Application of on-line equipment vibration monitor and analysis of fault diagnosis technology on large scale water pump unit[J]. Water & wastewater engineering, 2010, 36(5): 53-57. (in Chinese)
- [9] 郝春明, 韩骏, 刘红伟, 等. 常熟水利枢纽泵站水泵机组振动监测研究[J]. 水利与建筑工程学报, 2012, 10(3):92-95,100.
HAO Chunming, HAN Jun, LIU Hongwei, et al. Research on vibration monitoring for pump unit of Changshu hydro project's pumping station[J]. Journal of water resources and architectural engineering, 2012, 10(3):92-95,100. (in Chinese)
- [10] 李斌, 郑源, 徐瑛丽. 大中型泵站机组特性测试与诊断系统研究[J]. 中国农村水利水电, 2012(8):158-161,164.
LI Bin, ZHENG Yuan, XU Yingli. Research on large medium-sized pump station unit property test and diagnosis system[J]. China rural water and hydropower, 2012(8):158-161,164. (in Chinese)
- [11] 孔繁余, 王婷, 张洪利. 基于流场数值模拟的多级泵转子动力学分析[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2011, 32(5):516-521.

(下转第 570 页)