

水力机组轴向振动机理分析研究

张思青, 沈 东, 王晓萍, 张建蓉, 王 煜

(昆明理工大学电力工程学院, 云南 昆明 650051)

摘要: 对水轮发电机组轴向振动机理进行研究, 将机组轴向振动分解成转子与转轮组成的弹簧系统的轴向振动和机组主轴的轴向振动2个系统. 用数学方法导出2个系统轴向振动方程并解出振动方程.

关键词: 轴向振动; 水轮发电机组; 弹簧系统

中图分类号: O321; TM312

文献标识码: A

文章编号: 1006-7647(2004)01-0040-04

水轮机运行稳定性是世界性的难题. 水轮机的稳定水平取决于两个因素: 一是激振力的大小和频率; 二是振动部件的静动力响应特性. 如何预估水轮机的运行稳定性是值得深入研究的课题. 本文基于水轮机的基本理论及振动理论, 对水轮发电机组的轴向振动机理进行分析研究.

1 水轮发电机组系统分析

引起水轮发电机组振动的原因有电气、机械及水力脉动. 电气及机械引起机组振动的机理是由于电气及机械所产生的激励力的频率与机组转动的频率形成共振致使机组振动^[1,2]. 因此, 在振动理论中将电气及机械引起的振动归为激励力的作用, 由这类原因引起振动的重要特征是振动频率等于转频或转频的整倍数. 水力脉动所引起的振动是机组振动的主要原因(也是由于作用于转轮上的激励力所引起的振动), 其表示形式为: ①水流绕流叶片引起的水压脉动, 包括由于工况不好引起的和叶型不好引起的情况, 是最主要也是最常遇到的激振原因, 转频、叶频及导叶频率3个系列的压力脉动均属此类; ②卡门涡, 只在叶片形状及尺寸不适当时才易出现; ③尾水管涡带, 多发生于螺旋式水轮机及转桨式水轮机螺旋工况; ④涡壳进水不均匀, 流道不对称; ⑤其他, 如由上述原因激发的其他水压脉动等, 也是由于上述原因所引起的频率与机组转动频率形成共振所产生. 不管何种原因所引起, 振动均可分解为轴向振动、切向扭转振动及径向弯曲振动. 本文就轴向振动方程进行解析.

2 水轮发电机组系统的简化

图1是悬式发电机所构成的水轮发电机组结构系统简图. 在正常运行时, 发电机定子及转子间相互切割磁力线运动, 使机组受到电磁力的正常作用. 而在非正常运行时, 电磁力的变化可能导致由电气原因引起的机组振动, 该力的轴向分力可视为对发电机转子施加的激励力. 水轮机转轮受水流冲击力及各种原因形成激励力, 其所产生的轴向分力可视为对转轮轴向施加的激励力. 如图1所示, 机组受推力轴承、上导轴承、下导轴承及水导轴承的径向约束. 在分析轴向振动规律时, 该类径向约束可以视为机械阻尼. 转动水流与转轮间有粘性摩擦存在, 即存在粘性阻尼, 但水流流速所产生的冲力远远大于水流与转轮间运动所产生的摩擦力, 故粘性阻尼可不考虑. 假定图1所示系统中推力轴承对机组的作用为机组在特定转速下系统相对固支点, 则该系统所具有的轴向振动系统可分为2个独立系统: ①在不计轴的质量和发电机转子及转轮的弹性而仅考虑轴的弹性时, 可将水轮发电机组运动系统简化为图2所示的转子与转轮组成的弹簧系统的轴向运动系统; ②假设轴的横截面在轴向振动过程中始终保持为平面, 在仅考虑轴的轴向振动规律时可将水轮发电机组运动系统简化为图3所示的机组主轴组成的轴系统轴向运动系统. 将两部分轴向振动产生的振动规律叠加, 即为水轮发电机组轴向振动规律.

基金项目: 云南省自然科学基金资助项目(2000-E0037M)

作者简介: 张思青(1957—), 男, 天津人, 副教授, 硕士, 主要从事水力机械教学、实验及科研工作.

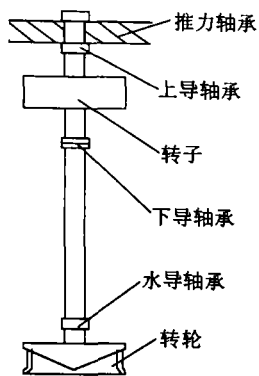


图1 水轮发电机
组系统简图

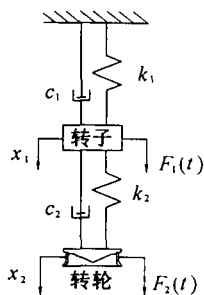


图2 转子与转轮系统
组成的弹簧系统

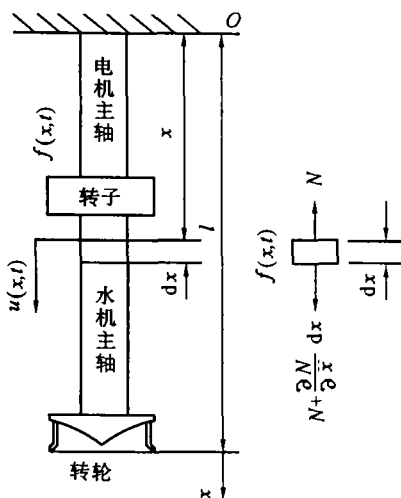


图3 主轴轴向运动系统

3 转子与转轮组成的弹簧系统轴向振动方程

3.1 系统受简谐激励的稳态响应

图2是水轮发电机组运动系统的简化图,在该系统中,忽略不计转轴的质量,仅考虑它的弹性.不考虑发电机转子及水轮机转轮的弹性,仅考虑两部件的质量,则可将水轮发电机组运动系统简化成由转子与转轮组成的弹簧系统,其受力分析如图4所示.根据振动理论,可得系统的运动微分方程^[3]为

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= F_1(t) - c_1 \dot{x}_1 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_1 x_1 + k_2(x_2 - x_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 &= F_2(t) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2(x_2 - x_1) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: c_1 为发电机上导轴承对主轴径向约束所产生的机械阻尼系数; c_2 为发电机下导轴承与水轮机导轴承联合对主轴的径向约束所产生的机械阻尼系数; k_1 为假定的发电机主轴弹簧刚度; k_2 为假定的水轮机主轴弹簧刚度; m_1 为发电机质量; m_2 为水轮机质量. $F_1(x)$ 为发电机的电磁力或机组在安装等不良因素下由机械所产生作用力的轴向激励分力; $F_2(x)$ 为水轮机转轮受水流冲力的作用而产生的轴向激励分力.

$$\text{令 } c_1 + c_2 = c_{11}, \quad k_1 + k_2 = k_{11}$$

则式(1)改写为

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_{11} \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + k_{11} x_1 - k_2 x_2 &= F_1(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 &= F_2(t) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

令 $F_1(t), F_2(t)$ 为简谐激励,即

$$F_1(t) = F_1 e^{i\Omega t} \quad F_2(t) = F_2 e^{i\Omega t} \quad (3)$$

其中 Ω 为简谐激励频率.

设稳态响应为

$$x_1(t) = X_1 e^{i\Omega t} \quad x_2(t) = X_2 e^{i\Omega t} \quad (4)$$

将式(3)、式(4)代入式(2),得

$$\left. \begin{aligned} (k_{11} + i\Omega c_{11} - m_1 \Omega^2) X_1 - (k_2 + i\Omega c_2) X_2 &= F_1 \\ -(k_2 + i\Omega c_2) X_1 + (k_2 + i\Omega c_2 - m_2 \Omega^2) X_2 &= F_2 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

引入记号

$$Z_{11}(\Omega) = k_{11} + i\Omega c_{11} - m_1 \Omega^2$$

$$Z_2(\Omega) = -(k_2 + i\Omega c_2)$$

$$Z_{22}(\Omega) = k_2 + i\Omega c_2 - m_2 \Omega^2$$

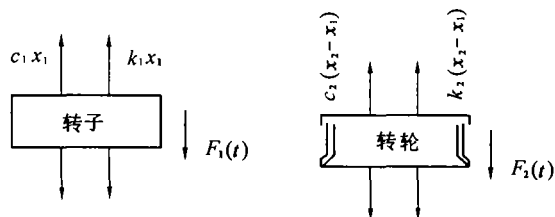


图4 弹簧系统分析图

则式(5)改写为

$$\left. \begin{aligned} Z_{11}(\Omega) X_1 + Z_2(\Omega) X_2 &= F_1 \\ Z_2(\Omega) X_1 + Z_{22}(\Omega) X_2 &= F_2 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

解得

$$\left. \begin{aligned} X_1(\Omega) &= \frac{F_1 Z_{22}(\Omega) - F_2 Z_2(\Omega)}{Z_{11}(\Omega) Z_{22}(\Omega) - Z_2^2(\Omega)} \\ X_2(\Omega) &= \frac{-F_1 Z_2(\Omega) + F_2 Z_{11}(\Omega)}{Z_{11}(\Omega) Z_{22}(\Omega) - Z_2^2(\Omega)} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

将式(7)代入式(4),可得转子及转轮组成的弹簧系统受简谐激励时稳态响应的复数表达式.

3.2 系统受激励时的复频率响应

令发电机所受的激励 $F_1(t) = F_0 e^{i\Omega t}$, 水轮机所受的激励 $F_2(t) = 0$, 则有

$$\left. \begin{aligned} X_1(\Omega) &= \frac{Z_{22}(\Omega) F_0}{Z_{11}(\Omega) Z_{22}(\Omega) - Z_2^2(\Omega)} \\ X_2(\Omega) &= \frac{-Z_2(\Omega) F_0}{Z_{11}(\Omega) Z_{22}(\Omega) - Z_2^2(\Omega)} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式(8)表示质量为 m_1 的发电机转子上受 F_1 简谐激励时发电机转子及水轮机转轮两质量 m_1, m_2 在频率域的响应,即系统对应发电机转子 m_1 受激励时的复频率响应函数.

令发电机所受的激励 $F_1(t) = 0$, 水轮机所受的

激励 $F_2(t) = F_0 e^{i\Omega t}$, 则有

$$\left. \begin{aligned} X_1(\Omega) &= \frac{-Z_2(\Omega)F_0}{Z_{11}(\Omega)Z_{22}(\Omega) - Z_2^2(\Omega)} \\ X_2(\Omega) &= \frac{Z_{11}(\Omega)F_0}{Z_{11}(\Omega)Z_{22}(\Omega) - Z_2^2(\Omega)} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式(9)即为系统对应水轮机转轮 m_2 受激励时的复频率响应函数。

由上述可知, 水轮发电机组所产生的轴向振动是由于施加在转子及转轮上的激励所产生, 施加在转子上的激励是由于电气及机械所产生的激励, 施加在转轮上的激励则是由于水冲力及水力脉动所产生的激励。两种激励将同时引起转子及转轮质量的响应, 因此该系统中有 4 个复频率响应函数。

由于初始条件不同, 求解式(7)所得出的复频率响应函数也不同。例如, 在机组安装符合要求时, 可以不考虑机械阻尼, 即 $c_1 = c_2 = 0$ 。而在通常情况下, 机组主轴的材质相同, 其刚度也相同, 即有 $k_1 = k_2 = k$ 。这时如果考虑由电气激励所引起的振动, 可令 $F_1(x) = F_0 e^{i\Omega t}$, $F_2 = 0$, 则稳态响应的幅值为

$$\begin{aligned} X_1(\Omega) &= \frac{(k - m_2\Omega^2)F_0}{(2k - m_1\Omega^2)(k - m_2\Omega^2) - k^2} \\ X_2(\Omega) &= \frac{-(2k - m_1\Omega^2)F_0}{(2k - m_1\Omega^2)(k - m_2\Omega^2) - k^2} \end{aligned}$$

同理, 可求出由水力脉动所激励产生的稳态响应幅值。

4 机组主轴组成的轴系统轴向振动方程

图 3 是机组主轴组成的轴系统的简化图。在该系统中, 考虑轴的质量而忽略转轴的弹性, 其受力分析如图 3 所示。根据振动理论, 由图 3 可得系统的运动微分方程。

假设轴的横截面在轴向振动过程中始终保持为平面, 并忽略轴的横向变形。取轴的轴向作为 x 轴, 截面的位移是位置 x 和时间 t 的函数, 即 $u = u(x, t)$ 。

设轴单位体积质量为 $\rho(x)$, 轴长为 l , 截面积为 $A(x)$, 弹性模量为 E 。轴受分布力 $f(x, t)$ 作用作轴向振动。取微元 dx , 在 x 和 $x + dx$ 截面上的内力分别为 N 和 $N + \frac{\partial N}{\partial x}dx$, 如图 3 所示。截面的内力是 x, t 的函数, 由虎克定律有

$$N(x, t) = A(x)E\epsilon = A(x)E \frac{\partial u(x, t)}{\partial x}$$

式中 $\epsilon = \frac{\partial u(x, t)}{\partial x}$ 为微元 dx 的应变变量。

根据牛顿定律, 可得

$$\left. \begin{aligned} \rho(x)A(x)dx \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} &= N + \frac{\partial N}{\partial x}dx - N + f(x, t)dx \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left[EA(x) \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right] dx + f(x, t)dx \\ \text{或} \\ \rho(x)A(x) \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[EA(x) \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right] &= f(x, t) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

在不考虑发电机主轴与水轮机主轴截面微小变化的情况下, 认为主轴均为同一直径且材料均质, 则 $A(x)$ 等于常数, $\rho(x)$ 等于常数。轴所受的轴向分布力在图 2 系统中作为激励力已在图 1 系统中考虑, 在本系统中 $f(x, t) = 0$ 。转子与转轮的质量已在图 2 系统中作为质量 m_1, m_2 考虑, 则由式(10)得

$$\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \quad (11)$$

式(11)为均质等截面机组主轴作轴向自由振动的偏微分方程, 其中 E/ρ 表示弹性纵波沿轴的传播速度。

利用数学方法分离求解时设其解 $u(x, t) = U(x)T(t)$ 。其中 $U(x)$ 表示轴的振动位移, 仅是 x 的函数, 而 $T(t)$ 表示轴的振动规律, 仅是 t 的函数。将 $u(x, t) = U(x)T(t)$ 代入式(11), 可得

$$U(x) \frac{d^2 T(t)}{dt^2} = \frac{E}{\rho} T(t) \frac{d^2 U(x)}{dx^2} \quad (12)$$

$$\text{即} \quad \frac{d^2 T(t)}{dt^2} = \frac{E}{\rho U(x)} \frac{d^2 U(x)}{dx^2} T(t)$$

要使方程有振动解, 须令

$$\frac{E}{\rho U(x)} \frac{d^2 U(x)}{dx^2} = -\omega^2$$

则式(12)可变为关于时间变量 t 的和关于轴向变量 x 的 2 个二阶常微分方程, 即有

$$\frac{d^2 T(t)}{dt^2} + \omega^2 T(t) = 0$$

$$\frac{d^2 U(x)}{dx^2} + \beta^2 U(x) = 0$$

$$\text{式中} \quad \beta^2 = \frac{\omega^2 \rho}{E}$$

解上面 2 个方程, 得到

$$T(t) = A \sin \omega t + B \cos \omega t \quad (13)$$

$$U(x) = C \sin \omega \sqrt{\frac{\rho}{E}} \frac{\omega}{a} x + D \cos \omega \sqrt{\frac{\rho}{E}} x \quad (14)$$

式(13)和式(14)即为机组轴的轴向自由振动解, 表示轴的固有振动规律。其中 A, B 由初始条件 $u_0(x, 0)$ 及 $\dot{u}_0(x, 0)$ 确定 (在图 3 系统中, 初始条件为 $U(0) = 0, \dot{U}(0) = 0$), ω 为固有频率, 积分常数 C, D 由边界条件确定。

5 结 论

在对水轮发电机组进行轴向振动分析时,可将其分解成转子与转轮组成的弹簧系统的轴向振动方程和主轴组成轴系统的轴向振动方程2个系统来考虑.通过数学求解,在加入初始条件后可分别找出2个系统的振动规律、固有振型、固有频率与激励的响应.将2个系统进行叠加,并考虑初始条件进行数值计算后即可得出水轮发电机组轴向振动的振动规律,分析振动发生的可能原因及机理.例如在发生振动时,对稳态响应的幅值进行分析,令响应幅值式(9)分母为零(即简谐激励频率 Ω 等于系统的固有频率)时,稳态响应的振幅随时间 t 的增加而成比例

地无限增大.由此可确定出机组发生共振的频率值及发生振动的可能原因.而当响应幅值分子为零时,机组不发生由转子及转轮组成的弹簧系统类型的轴向振动.

参考文献:

- [1] 施拉姆科夫.水轮机振动的水力原因[J].大电机技术, 1973(2):13~17.
- [2] 董毓新.水轮发电机组振动[M].大连:大连理工大学出版社,1989.5~18.
- [3] 王彬.振动分析及应用[M].北京:海潮出版社,1992.10~50.

(收稿日期:2003-02-18 编辑:傅伟群)

三峡水利枢纽工程若干世界之“最”

①装机容量.三峡装有26台单机容量为70万kW的机组,总容量达1820万kW,超过了伊泰普(1260万kW),是目前世界上装机容量最大的水电站.②主体混凝土工程量.三峡主体工程混凝土浇筑量为2794万 m^3 ,超过了葛洲坝(1228万 m^3)、伊泰普(1000万 m^3)和萨扬舒申斯克(1050万 m^3),是目前世界上混凝土工程量最大的水电工程.③混凝土浇筑强度.1999年三峡年浇筑混凝土548万 m^3 ,超过了伊泰普(303万 m^3)、古比雪夫(313万 m^3)和大古力(270万 m^3),是世界上最上年浇筑强度最大的水电工程,月最大浇筑55.35万 m^3 ,居当今世界之冠.④移民规模.三峡库区移民总计113万人,是目前世界上移民规模最大的工程,即使按初期蓄水135m水位计,移民已达72万人.⑤工程监测.三峡工程埋设了60余种各类监测仪器,计10万余台,其中大坝监测仪器就有1万余台,其监测系统和规模均居当今世界第一位.⑥船闸.三峡左岸设有5级双线船闸,总长6442m,宽300m,总水头113m,是世界上级数最多、总水头最高的船闸.其人字门高38.5m,宽40m,是目前世界上最大的人字门.⑦升船机.三峡客轮通过升船机过坝,升船机有效尺寸为120m $\times$ 18m $\times$ 3.5m,可容3000t客轮,最大升程113m,其规模是当今世界上最大的.⑧泄洪能力.三峡水利枢纽通过厂房及深孔底孔泄洪,其最大泄洪能力可达10.25万 m^3/s ,是目前世界上泄洪能力最大的工程.⑨截流规模.三峡水利枢纽工程1997年11月大江截流,其截流流量突破10000 m^3/s ,超过了伊泰普(8100 m^3/s),龙口水深突破60m,超过了达勒斯

(55m),抛投强度最大达19400 m^3/d ,超过了伊泰普(14600 m^3/d),是世界上截流规模最大的.⑩混凝土围堰.三峡三期碾压混凝土围堰,长580m,高115m,坝宽8m,体积110万 m^3 ,仅用4个月时间就完成了,最大月强度47.5万 m^3 ,是目前世界上最高的混凝土围堰.

(吴冀高供稿)

日本已建、在建及近期拟建的大型抽水蓄能电站

电站名称	河流	厂房地址	装机容量 /万kW	引用流量 /m ³ ·s ⁻¹	水头 /m	建成年份 ^⑥
新丰根	天龙川	爱知县	112.5	645	203	1973
奥矢作 ^①	矢作川	岐阜县	114.0	234	161/435	1980
奥吉野	新宫川	奈良县	120.0	288	505	1980
新高横川	信浓川	长野县	128.0	644	229	1981
玉原	利根川	群马县	120.0	276	518	1986
俣野川	旭以 /日野川	鸟取县	120.0	300	489	1986
下乡	河野川	福岛县	100.0	314	387	1991
今市	利根川	栃木县	105.0	240	524	1991
奥美浓 ^②	木曾川	岐阜县	150.0	375	486	1995
大河内	市川	兵库县	128.0	382	395	1995
奥清津 ^③	信浓川	新潟县	160.0	260/154	470	1996
奥多多良木 ^④	市川 /园山川	兵库县	193.2	376	383	1998
葛野川	富士川 /相模川	山梨县	160.0	280	714	1999
神流川 ^⑤	神流川 /南相模川	群马县	270.0		653	(2005)
小丸川 ^⑤		宫崎县	120.0		646	(2006)
川浦			130.0			(2007)
鹿角川		山梨县	160.0			(2011)
金居原	八草川 /须亦川	滋贺县	228.0	531	514.8	(2011)

注:①两个厂房,另一厂房在爱知县内;②扩建后容量增加;③两个厂房,扩建后容量增加;④已开工,在建中,两个厂房;⑤已开工,在建中;⑥表中括号内数字为计划年份.

(吴冀高供稿)