文章编号：1000-8608(2011)06-0876-07

# 混流式水轮机进动过程中转轮上冠转动流体力矩研究

宋兵伟*[1,2]， 马震岳[1]， 堀口祐憲[3]， 辻本良信[3]

（1.大连理工大学 水利工程学院，辽宁 大连 116024；
2.辽宁省水利水电科学研究院，辽宁 沈阳 110003；
3.大阪大学 基础工学研究科，豊中 560-8531，日本）

**摘要：** 通过模型实验和基于整体流动模型的数值模拟研究了混流式水轮机进动过程中作用在转轮上冠的转动流体力矩的基本特性.模型实验中的转轮用一个圆盘来模拟，其上冠与后顶盖之间形成一个很小的轴向间隙.内向流由外部水泵供给.检验分析了间隙内泄漏流速、径向间隙进口处的预旋速度和轴向间隙宽度对流体力矩的影响.研究结果表明，进动流体力矩在很小的正向进动角速率比区间内对转轮的进动具有自激效应，并且进口处预旋速度对自激区间的影响显著.通过对转轮进动过程中流体所产生的转动力矩在转轮旋转和不旋转两种情况下的比较，得出了法向流体力矩在转轮只有进动没有旋转的情况下对转轮的进动没有自激效应.法向流体力矩对进动所产生的自激效应是由转轮转动所形成的漩涡流引起的.

**关键词：** 水力机械；流体力矩的自激效应；模型实验和数值模拟；混流式水轮机转轮上冠；进动

**中图分类号：** TV136.1 **文献标志码：** A

## 0 引 言

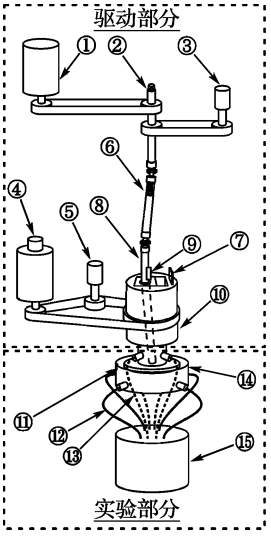
流体引起的转子动力通常是伴随着轴系振动而产生的.研究实例显示，混流式水轮机转子-轴系统发生了严重的弯曲振动[1].分析表明这种弯曲振动是通过水轮机转轮上冠间隙内的流体所产生的流体力和流体力矩所导致的一种自激振动.

为了能够弄清文献[1]中报道的关于混流式水轮机振动所引起的流体力和力矩的基本特性，作者已经测定了混流式水轮机涡动过程中作用在转轮上冠的转动流体力矩[2,3]. 通常情况下，转子的振动可以分成两种形式：其一是只有线位移的涡动，其二是只有角位移的进动.为了能够完整分析转子实际的运动状态，需要对转轮进动状态下所引起的作用在转轮上冠的转动流体力矩进行测量和研究.本文测量检验泄漏流速、预旋速度和介于转轮上冠和后顶盖之间的轴向间隙对流体力矩的影响，比较转轮进动过程中其旋转对流体力矩的影响，得出转轮进动过程中流体力矩自激效应产生的原因和重要影响因素.

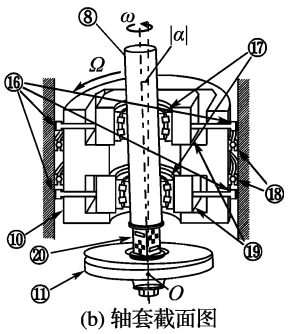
## 1 实验设施

图1为实验装置示意图.用圆盘⑪作为实验转子来模拟混流式水轮机转轮的上冠.①为主电机，用来驱动水轮机主轴⑧以角速度 $\omega$ 旋转.圆盘和主轴的转动角速度 $\omega$ 保持为(400±0.5) r/min.主轴绕着圆盘重心 $O$ 点有一个倾斜角 $|\alpha|$，如图1(b)中所示.轴套⑩通过伺服电机④驱动，使圆盘以进动角速度 $\Omega$ 进动.在本研究中，角位移 $|\alpha|$ 的大小设置为 $8.37\times10^{-3}$ rad.通过改变 $\Omega$，进而使进动角速率比 $\Omega/\omega$ 控制在[-1.2，1.2].四轴力传感器⑳被用来测量作用在圆盘上的流体力和流体力矩.实验中，针对每一个进动角速率比，进行32次的测量，然后对实验所得的输出信号进行均值化，最后通过对输出信号进行傅里叶变换后，再利用校核实验所得到的传递矩阵得出作用在转轮上的流体力和流体力矩.

**收稿日期：** 2010-03-04； **修回日期：** 2011-09-07.
**基金项目：** 国家自然科学基金资助项目(50679009，51079020)；国家建设高水平大学公派研究生资助项目(2007U19037).
**作者简介：** 宋兵伟*(1981-)，男，博士生，E-mail：bingweisong@dl.cn；马震岳(1962-)，男，教授，博士生导师；辻本良信(1949-)，男，教授.




(a) 进动发生装置



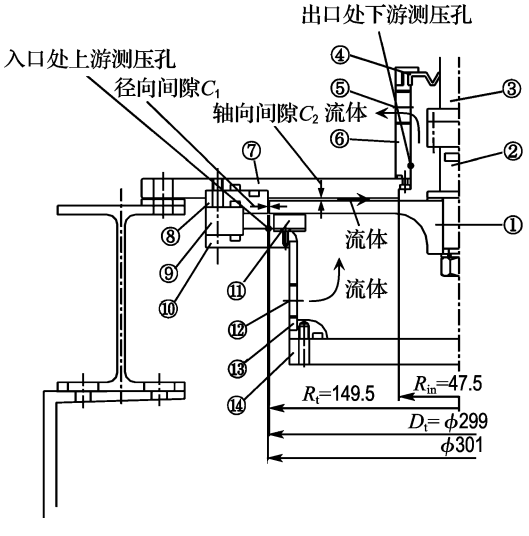
(b) 轴套截面图

①主电机　⑪实验转子
②滑动集电环　⑫进口管
③主轴译码器　⑬出口管
④伺服电机　⑭外壳
⑤涡动译码器　⑮水箱
⑥万向铰链　⑯调节螺栓
⑦反射镜靶　⑰内轴承
⑧主轴　⑱外轴承
⑨红外传感器　⑲内轴承元件
⑩轴套　⑳四轴力传感器

图 1　实验装置示意图

Fig. 1　Schematic of experimental facility

模型实验装置中，实验部分详图见图 2. 转轮用圆盘①模拟，其与后顶盖⑦之间的间隙称为轴向间隙 $C_2$. 在实际的混流式水轮机中存在着止漏环密封，用圆盘的圆周与外壳⑧之间的径向间隙 $C_1$ 模拟. 在实验中，工作流体为水，通过外置的水




①圆盘　⑧外壳
②测力计　⑨预旋发生装置
③主轴　⑩下壳
④水封　⑪漩涡抵制环
⑤出口管　⑫入口管
⑥轴盖　⑬侧壁
⑦后顶盖　⑭下盖

图 2　实验部分详图

Fig. 2　Details of the test section

泵供给. 实验分两种情况：其一为无进口预旋，即水从入口管⑫径向流入，流经漩涡抑制环⑪（由 36 个径向固定叶片组成），再流经径向间隙、轴向间隙，最后从出口管⑤流出；其二为有进口预旋，泄漏流体被提供给预旋发生装置⑨，预旋发生装置由 8 个相同间距的切向喷嘴组成，当采用预旋发生装置时，卸去漩涡抑制环，这时水从⑨切向进入，用入口管⑫调节多余或不足的泄漏流量，从而使流经轴向间隙内的泄漏流量保持为设计流量.

在实验中，径向间隙 $C_1$ 为 0.001 m. 轴向间隙 $C_2$ 的平均宽度可设置为 0.002、0.004 和0.006 m. 圆盘的直径 $D_t$（$=2R_t$）为 299 mm. 圆盘径向间隙长度为 10 mm. 后顶盖直径（$D_{in}=2R_{in}$）为 95 mm.

由于转轮是旋转的，本研究采用旋转坐标系. 图 3 给出了转轮在旋转过程中所受的流体力矩. 用 $n$ 轴表示轴向间隙最小的方向. $t$ 轴为圆盘沿旋转方向转动 $\pi/2$ 的方向. 并且定义：当进动角速度 $\Omega$ 方向与圆盘旋转角速度 $\omega$ 方向相同时为正；当进动角速度 $\Omega$ 方向与圆盘旋转角速度 $\omega$ 方向相反时为负. 因此转动流体力矩 $M$ 可分解为法向分量 $M_n$ 和切向分量 $M_t$. 需要注意的是当 $M_n$ 和 $\Omega/\omega$ 方向一致时，$M_n$ 具有激励进动发生，使振动幅度不断增大的自激效应[4].

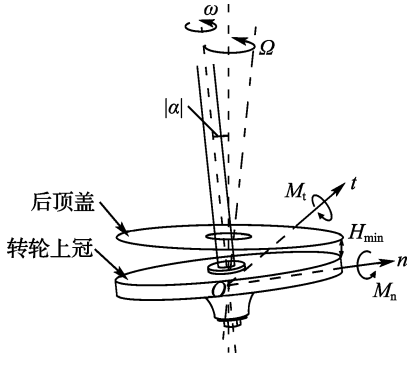



图 3　转动流体力矩的定义

Fig. 3　Definition of the rotordynamic fluid force moments

## 2　基于整体流动模型的计算

整体流动模型被用来进行数值模拟计算. 该模型假定轴向间隙内的流体沿间隙方向的速度和压力是均匀的，并且根据文献[5、6]考虑了水轮机转动壁和固定壁的剪应力；同时该模型也考虑了涡动或进

动角速度 $\Omega$ 的影响. 模型的控制方程为间隙内的连续方程以及 $s$ 向和 $\theta$ 向的动量方程,表示如下:

连续方程

$$0 = \frac{\partial}{\partial t}\int_{V_c} \rho \mathrm{d}V + \int_{S_c} \rho v \,\mathrm{d}A \tag{1}$$

径向方程

$$\sum F_s = \frac{\partial}{\partial t}\int_{V_c} \rho U_s \mathrm{d}V + \int_{S_c} \rho U_s v \,\mathrm{d}A \tag{2}$$

切向方程

$$\sum F_\theta = \frac{\partial}{\partial t}\int_{V_c} \rho U_\theta \mathrm{d}V + \int_{S_c} \rho U_\theta v \,\mathrm{d}A \tag{3}$$

式中:$V_c$ 表示轴向间隙内流体的控制体积;$S_c$ 表示控制面;$\mathrm{d}V$ 表示体积微单元;$\mathrm{d}A$ 表示控制面积单元;$v$ 表示任意控制面上的速度;$U$ 为各方向的速度. 参见文献[7]关于整体流动模型的详细内容.

在本数值模型中,根据转子的进动角速度 $\Omega$,流体速度和压力可分解成稳态项(定常解项)和非稳态项(非定常解项),并且假定非定常分量远远小于定常分量,进而对控制方程(1)~(3)进行线性化. 非定常压力和非定常速度主要是由轴向间隙 $H_2(0)$ 随时间的不断变化引起的. 径向间隙 $C_1$ 的密封效应被简化考虑为轴向间隙进口处的阻抗.

数值计算时,采用的边界条件如下:

入口处

$$p(0) = p_u - \frac{1}{2}\rho(1+\xi)\frac{H_2^2(0)}{C_1^2}U_s^2(0) \tag{4}$$

出口处

$$p(1) = p_d + \frac{1}{2}\rho(C_{de}-1)[U_s^2(1)+U_\theta^2(1)] \tag{5}$$

其中括号中的 0 和 1 分别表示轴向间隙入口处和出口处. $p_u$ 和 $p_d$ 分别表示入口处上游的压力和出口处下游的压力,由于两处压力都趋于稳态,假定其非稳态分量都为 0. 由于倾斜角 $|\alpha|$ 和径向间隙的轴向长度都比较小,假定径向间隙 $C_1$ 在圆盘进动过程中变化很小,近似按常数考虑. $H_2(0)$ 是轴向间隙入口处的宽度,被定义为 $H_2(0) = C_2 - |\alpha| R_t e^{i\Omega t}$;当 $t=0$ 时,圆盘位置如图 3 所示,此时 $n$ 轴方向的轴向间隙最小.

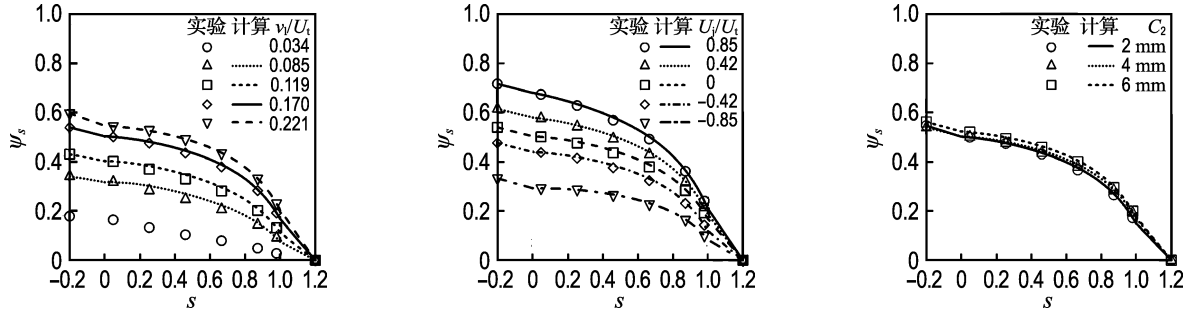
## 3 结果和讨论

### 3.1 间隙内的稳态压力分布

轴向间隙内压力分布系数 $\psi_s = (p - p_d)/(\rho U_t^2)$,如图 4 所示,其中 $\psi_s$ 的测量误差为 $\pm 0.01$. 图 4(a)、(b)和(c)分别表示泄漏流速 $v_l$、预旋速度 $U_j$ 和轴向间隙 $C_2$ 对定常压力的影响. 横向坐标 $s$ 表示流体流动的径向方向的量纲一的流程坐标($s = S/(R_t - R_{in})$). $s = -0.2$ 表示入口上游处,$s = 1.2$ 表示出口下游处,$s = 0$ 和 1.0 分别表示轴向间隙入口处($R = R_t$)和出口处($R = R_{in}$).

图 4(a)给出了间隙内泄漏流速对稳态压力的影响. $U_t(= R_t\omega)$ 为圆盘边缘(半径 $R = R_t$)处的速度. 从图 4(a)可以看出稳态压力系数 $\psi_s$ 自轴向间隙进口处($s=0$)到出口处($s=1.0$)呈抛物线形降低. 对于相同的路径坐标 $s$ 处,$\psi_s$ 随着泄漏流速 $v_l$ 的增大而显著增大.

图 4(b)所示为进口处预旋速度 $U_j$ 对定常压力的影响. 图中 $U_j$ 表示径向间隙入口处的预旋发




(a) 流速的影响 ($C_2 = 4$ mm, $U_j = 0$)

(b) 预旋速度的影响 ($C_2 = 4$ mm, $v_l/U_t = 0.170$)

(c) 轴向间隙的影响 ($v_l/U_t = 0.170$, $U_j = 0$)

图 4 轴向间隙内的稳态压力分布

Fig. 4 Steady pressure distribution in the axial clearance

生器的切向喷射速度. 当喷射速度方向与圆盘旋转方向相同时定义为正，相反时为负. 从图 4(b)可以看出，稳态压力分布系数 $\psi_s$ 随着喷射速度的增加而明显增加.

图 4(c) 所示为平均轴向间隙 $C_2$ 对间隙内稳态压力的影响，从中可看出其对稳态压力的影响不大.

在整体流动模型的计算中，$U_\theta(0)$ 表示轴向间隙入口处的定常切向速度，$\xi$ 为径向间隙入口处的压力损失系数，轴向间隙出口处存在着压力恢复系数 $C_{de}$，此三数值可以通过拟合轴向间隙内的压力计算值和实验值确定. 在各种工况下的值如表 1 所示，这些数值将被用于非稳态方程的求解计算.

表 1　由实验稳态压力拟合出的用于非稳态成分计算的参数值

Tab. 1　The values of parameters obtained by fitting the experimental steady pressure for unsteady calculation

| $v_l/U_t$ | $U_\theta(0)/U_t$ | $\xi$ | $C_{de}$ |
|---|---|---|---|
| 0.085 | 0.05 | 5.51 | 1.42 |
| 0.119 | 0.18 | 2.86 | 1.49 |
| 0.170 | 0.24 | 1.50 | 1.59 |
| 0.221 | 0.23 | 1.08 | 1.65 |
| $U_j/U_t$ | $U_\theta(0)/U_t$ | $\xi$ | $C_{de}$ |
| 0.85 | 0.44 | 1.46 | 1.56 |
| 0.42 | 0.33 | 1.45 | 1.57 |
| −0.42 | 0.22 | 1.54 | 1.43 |
| −0.85 | 0.01 | 1.78 | 1.42 |
| $C_2$/mm | $U_\theta(0)/U_t$ | $\xi$ | $C_{de}$ |
| 2 | 0.21 | 2.09 | 1.52 |
| 6 | 0.26 | 1.65 | 1.57 |

### 3.2　转动流体力矩

图 5 给出了当 $C_2=4$ mm，$U_j=0$ 时在不同泄漏流速下量纲一流体力矩与进动角速率比之间的关系. 用于量纲一化所采用的特征流体力矩 $M_0$ 定义如下：

$$M_0 = \rho R_t^5 \omega^2 (R_t \mid \alpha \mid /C_2) \tag{6}$$

其中 $\rho(=997.07\ \mathrm{kg/m^3})$ 为常温时流体的密度. 实验和计算结果如图 5 所示.

图 5(a)给出的是法向流体力矩结果，从中可以看出在 $0<\Omega/\omega<0.5$ 内，$M_n/M_0>0$，意味着在此区间内，法向流体力矩具有助长进动发生，使振幅不断增大的自激效应. 这个结果的特性与文献[8]中所得到的结果相似. 另外，在 $\Omega/\omega$ 小于零的区间内，随着泄漏流速的增大，$M_n/M_0$ 也随着增大. 图 5(b)给出了量纲一切向流体力矩 $M_t/M_0$ 随泄漏流速变化的结果，从中可以看出，当 $\Omega/\omega<0$ 时，随着泄漏流速的增加，切向流体力矩随之减小.

从图 5 的结果中可以得知，基于整体流动模型的计算结果和实验所得到的结果比较一致，计算结果能够反映出法向和切向流体力矩的变化趋势，但在某些情况下，存在着误差，误差的原因目前还不是很清楚，但在进行计算的过程中，作用在圆盘圆周边缘的流体力所产生的流体力矩没有被考虑进去，这可能是造成计算和实验结果之间差异的原因之一.

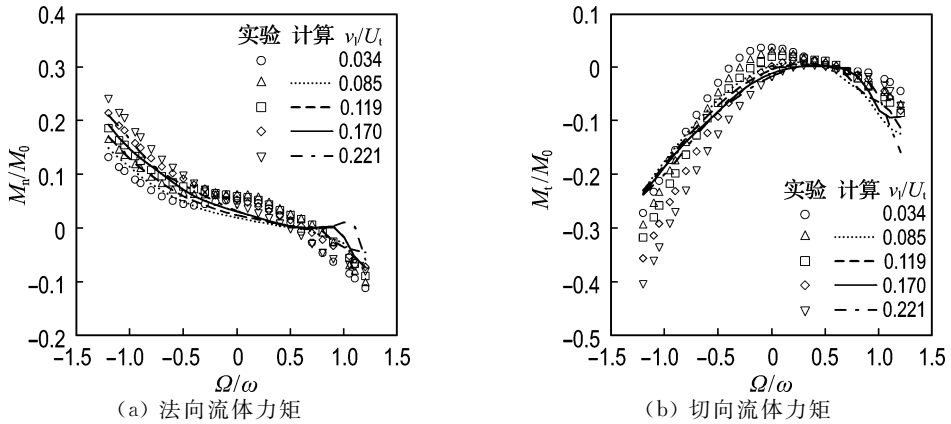
图 6 示出了当 $C_2=4$ mm，$v_l/U_t=0.170$ 时在不同预旋速度下量纲一流体力矩与进动角速率比之间的关系. 结果显示，随着 $U_j$ 的增加，$M_n$ 也随着增加，使得 $M_n$ 在更大的进动角速率比区间内具有自激效应. 这充分说明避免自激振动发生的有效方法为抑制径向间隙入口处的预旋速度. 基于整体流动模型的数值计算结果也能够定性地反映出预旋速度对流体力矩的影响趋势，但是数值计算结果中，预旋速度的影响没有实验结果那么明显. 图 6(b)中，计算和实验的切向流体力矩 $M_t/M_0$ 基本上都不受预旋速度的影响.

当 $v_l/U_t=0.170$、$U_j/U_t=0$ 时不同轴向间隙 $C_2$ 对流体力矩的影响如图 7 所示. 从图 7(a)中可以看出，$C_2$ 对 $M_n/M_0$ 的影响较小，这充分说明式(6)中定义的特征流体力矩是合适的. 图 7(b)所示的量纲一切向流体力矩 $M_t/M_0$ 在 $|\Omega/\omega|$ 较大时的值随着轴向间隙的增大而减小.

以上结果给出的是当 $C_2=4$ mm 时间隙内泄漏流速、进口处预旋速度对流体力矩的影响，同时，作者也通过数值模拟和模型实验得到了轴向间隙 $C_2=2$ mm 和 6 mm 时 $v_l$ 和 $U_j$ 对流体力矩的影响，结果的特性与 $C_2=4$ mm 时的结果相同.

### 3.3　非稳态流分解为漩涡流和挤压流

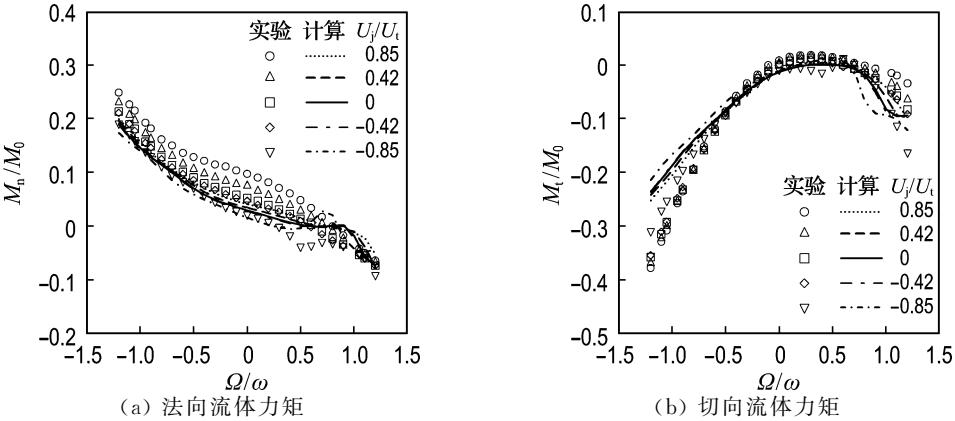
圆盘在进动过程中，间隙内的流体有两种，其一为漩涡流，其二为挤压流，根据推断，漩涡流是由圆盘的旋转产生的，而挤压流是由圆盘的单纯进动产生的. 因此为了弄清漩涡流对流体力矩的影响，作者也进行了圆盘单纯进动不旋转情况下流体力矩的实验.




(a) 法向流体力矩 (b) 切向流体力矩

图 5 当 $C_2=4$ mm，$U_j/U_t=0$ 时，泄漏流速对流体力矩的影响

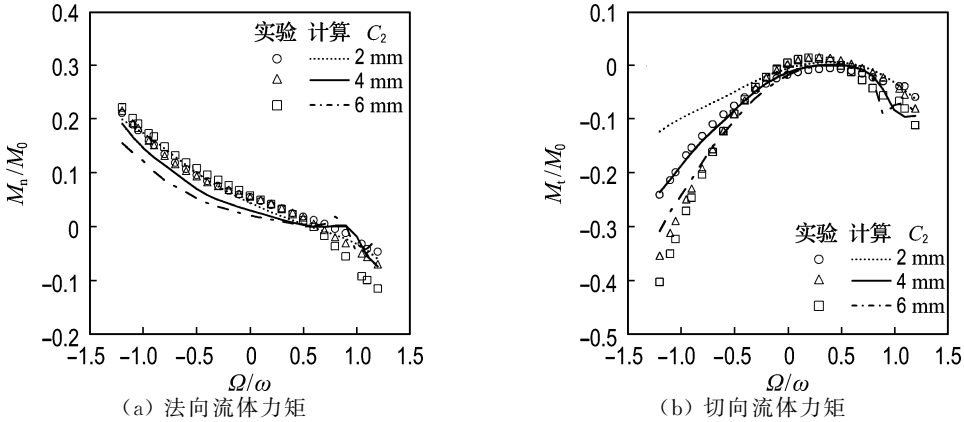
Fig. 5 Effects of leakage flow rates on fluid force moment in the case of $C_2=4$ mm and $U_j/U_t=0$




(a) 法向流体力矩 (b) 切向流体力矩

图 6 当 $C_2=4$ mm，$v_l/U_t=0.170$ 时，进口处预旋速度对流体力矩的影响

Fig. 6 Effects of pre-swirl velocities on fluid force moment in the case of $C_2=4$ mm and $v_l/U_t=0.170$

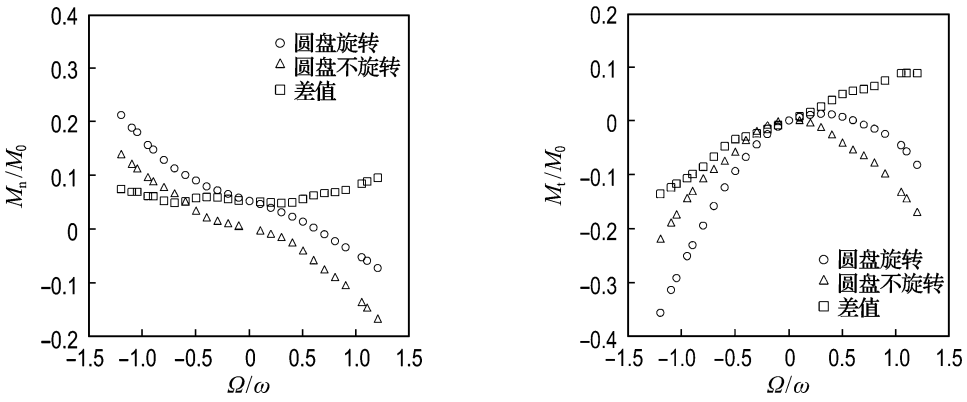



(a) 法向流体力矩 (b) 切向流体力矩

图 7 当 $v_l/U_t=0.170$，$U_j/U_t=0$ 时，轴向间隙 $C_2$ 对流体力矩的影响

Fig. 7 Effects of axial clearance $C_2$ on fluid force moment in the case of $v_l/U_t=0.170$ and $U_j/U_t=0$

图 8 所示为圆盘进动过程中其旋转对流体力矩的影响. 圆盘不旋转情况下流体力矩量纲一化仍然采用 $\omega=400$ r/min. 根据图 8 所示的结果，在圆盘不旋转的情况下，法向流体力矩关于原点近似成中心对称，而切向流体力矩关于 $\Omega/\omega=0$ 近似成轴对称. 个别点之间的不对称性是测量时的误差所致. 并且没有发现助长进动发生、使自激振动振幅不断增大的自激区间. 这充分说明圆盘单




(a) 法向流体力矩　　(b) 切向流体力矩

图 8　当 $C_2=4$ mm，$v_l/U_t=0.170$，$U_j/U_t=0$ 时圆盘进动过程中，其旋转对流体力矩的影响

Fig. 8　Effects of rotation of the disk on fluid force moment in the case of $C_2=4$ mm，$v_l/U_t=0.170$ and $U_j/U_t=0$

纯进动时间隙内形成的挤压流不对进动的运动状态具有自激效应.

如图 8(a)所示，加上圆盘的旋转，间隙内流体形成漩涡流，这种漩涡流能够促使法向流体力矩增加进而在正向进动角速率比区间内产生了具有自激效应的自激区间. 这充分显示自激区间是由圆盘旋转所产生的漩涡流造成的. 图 8 中所示的“差值”是由圆盘进动并且旋转时的流体力矩减去圆盘进动不旋转时的流体力矩所得到的. “差值”表示了圆盘旋转而产生的漩涡流对流体力矩的影响. 法向流体力矩之间的“差值”趋于常数，但切向流体力矩之间的“差值”与进动角速率比 $\Omega/\omega$ 近似成正比. 这可以由间隙内流体相对于最小轴向间隙处的周向速度来解释. 在圆盘不旋转的工况下，间隙内流体相对于最小轴向间隙处的角速度是 $-\Omega$，圆盘旋转后流体的角速度为 $-\Omega+0.5\omega$，两者之间的差值恰为 $0.5\omega$，不依赖于进动角速度 $\Omega$. 根据图 8(a)和(b)中图线分别所表现出的近似线形和近似抛物线形的趋势，可以假定为法向流体力矩与间隙内相对于最小轴向间隙处的流体速度成正比，因此法向流体力矩在圆盘旋转与不旋转之间的“差值”趋于常数，与 $\Omega$ 无关；而切向流体力矩与其相对速度的平方成正比，圆盘不旋转情况下切向流体力矩可以简单表示为 $M_t=-a\Omega^2$，圆盘旋转情况下，切向流体力矩可以简化表示为 $M_t=-a(\Omega-0.5\omega)^2+0.25a\omega^2$，其中 $a$ 为一个常数，因此切向流体力矩在圆盘旋转与不旋转之间的“差值”与 $\Omega$ 成线性比例关系.

## 4　结　论

(1)整体流动模型能够合理地模拟圆盘进动状态下间隙流的基本特性.

(2)在很小的正向进动速率比区间内，法向流体力矩具有助长进动产生、促使振幅增大的自激作用.

(3)增大间隙内泄漏流速，法向流体力矩 $M_n$ 随之发生变化，但自激区间随泄漏流速的变化不大.

(4)增大径向间隙入口处的预旋速度，能使法向流体力矩随着显著增加，同时自激区间也随之显著扩大，因此入口处预旋速度是影响自激振动产生和发展的重要因素.

(5)轴向间隙 $C_2$ 对量纲一法向流体力矩的影响不大.

(6)圆盘纯进动时间隙内所产生的挤压流不具有助长进动发生、促使振幅增大的自激作用；具有自激效应的法向流体力矩是由圆盘的旋转所产生的间隙内的漩涡流造成的.

(7)转子动力流体力矩的产生可以由相对于轴向间隙最小处的涡旋速度来得到合理的解释.

## 参考文献：

[1] 富田久雄，川村光生. フランシス水車の自励振動[J]. 東芝レビュー，1965，**20**(8)：787-791

[2] SONG Bing-wei，HORIGUCHI H，TSUJIMOTO Y. Rotordynamic moment acting on rotational disk in whirling motion [C] // **Proceedings of the 61st**

**Turbomachinery Society of Japan Conference**. Tokyo: The Turbomachinery Society of Japan, 2009:5-20

[3] 宋兵偉,堀口祐憲,馬震岳,等. 振れまわり運動中のフランシス水車ランナのバックシュラウドに作用するロータダイナミック流体力モーメント[J]. ターボ機械, 2009, **3**(10):50-61

[4] TSUJIMOTO Y, YOSHIDA Y, OHASHI H, *et al*. Fluid force moment on a centrifugal impeller shroud in precessing motion [J]. **ASME Journal of Fluids Engineering**, 1997, **119**:366-371

[5] HIRS G G. A bulk-flow theory for turbulence in lubricant film [J]. **ASME Journal of Lubrication Technology**, 1973, **95**:137-146

[6] YAMADA Y. Resistance of flow through annulus with an inner rotating cylinder [J]. **Bulletin of the JSME**, 1962, **5**(18):302-310

[7] CHILDS D W. Fluid-structure interaction forces at pump-impeller-shroud surfaces for rotor dynamics calculation [J]. **ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design**, 1989, **111**: 216-225

[8] OHASHI H, IMAI H, TSUCHIHASHI T. Fluid force and moment on centrifugal impellers in precession motion [C] // **ASME Fluid Machinery Forum. FED**. Oregon: ASME, 1991

# Research on rotordynamic fluid force moment on backshroud of Francis turbine runners in precession motion

SONG Bing-wei[*1,2], MA Zhen-yue[1], HORIGUCHI Hironori[3], TSUJIMOTO Yoshinobu[3]

(1. School of Hydraulic Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;
2. Water Conservancy and Hydropower Science Research Institute of Liaoning Province, Shenyang 110003, China;
3. Graduate School of Engineering Science, Osaka University, Toyonaka 560-8531, Japan)

**Abstract**: The fundamental characteristics of rotordynamic fluid force moment on the backshroud of Francis turbine runners in precession motion were studied by model experiments and the numerical simulation based on a bulk flow model. The runner is modeled by a disk set close to a casing with small radial clearance. An inward leakage flow is produced by an external pump. The effects of the leakage flow rate, the pre-swirl velocity at the inlet of the radial clearance, and the axial clearance on the fluid force moment were examined. It is found that the fluid force moment encourages the precession motion at small forward precession angular velocity ratios region and the region encouraging the precession motion is affected by the pre-swirl velocity. Through the comparisons of the fluid force moment acting on the backshroud under the precession motions with and without the rotation of the disk, it is found that the normal moment generated by the precession motion without the rotation of the disk has not the effect of encouraging the precession motion. The swirl flow due to the rotation of the disk is found to be responsible for the encouragement of normal moment on the precession motion.

**Key words**: hydraulic machinery; self-excited effect of fluid force moment; model experiment and numerical simulation; backshroud of Francis turbine runners; precession motion