

# 液力偶合器流场仿真技术研究

七一一研究所

著者 吴凡(研究员); 杨威巍(工程师)

[摘要]: 由于受客观条件限制, 液力偶合器流场仿真分析过去一直基于一维束流理论, 但与实际情况差距较大, 本文采用全三维流体动力学软件 STAR-CD 中的  $k-\varepsilon$  紊流模型建立了液力偶合器内部紊流流动的数学方程组, 并对 JO127X 型液力偶合器在 1.7% 滑差的工况进行了整体的三维流场仿真, 仿真计算所得转矩与试验符合较好。

关键词: 液力偶合器 三维流动 仿真分析

## 1. 引言

液力偶合器是利用液体的动能进行能量传递的一种液力传动机械, 广泛应用于风机水泵的调速节能, 目前液力偶合器主要的设计方法包括液力计算法和相似设计法。相似设计法根据相似原理在原有的液力偶合器基础上进行尺寸缩放来满足设计要求, 因而无法开发出新的循环圆形式; 液力计算法是应用流体力学有关理论研究液力偶合器内部流动情况和压力分布情况, 来确定各种不同尺寸参数的循环圆在特定工况下传递的转矩, 因此深入研究液力偶合器内部场具有重要意义。

由于受计算工具的限制, 液力偶合器流场仿真分析方法过去一直基于一维束流理论, 与实际三维流动情况差距较大, 仿真精度不高, 随着计算机技术及 CFD 技术的快速发展, 液力偶合器流场仿真技术也迎来了新的突破, 我们在充分进行理论分析的基础上, 建立了液力偶合器流场的三维数学模型, 并针对某一产品的特定工况进行了仿真分析, 仿真结果与试验符合较好。

## 2. 理论分析

### 2.1. 一维束流理论简介

现有文献中对液力偶合器的流场分析大多基于一维束流理论<sup>[1][2]</sup>, 该理论对叶轮内流体的流动作以下假定:

- (1) 叶轮的叶片是无限薄无限多的;
- (2) 同一过流断面上液流的轴面速度相等;
- (3) 叶轮流道中的流体运动可以用平均流线上流体质点的运动加以表征;
- (4) 叶轮出口处流体情况与入口无关。

对于液力变矩器或有内环的液力偶合器, 一维束流理论是基本合适的。现在各种场合应用的液力偶合器都是无内环的, 对于无内环的液力偶合器, 可以认为其内环退化为一个点, 按一维束流理论该点将会出现速度的突然变化, 如图 1(a), 显然上面假定 2、3 是不合理的。文献[3]在束流理论基础上进行了修正, 对轴面上速度分布提出了直线分布或抛物线分布的模型假设(图 1 (b)、(c)), 经过修正后避免了在流动的中心位置产生速度突变, 较原来的模型更合理。

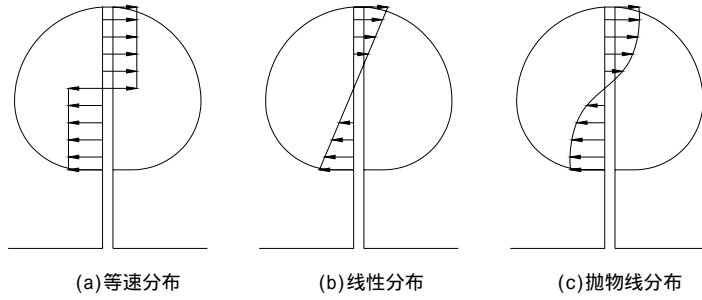


图 1 轴面速度分布模型

## 2.2. 液力耦合器三维流场描述

实际上液力耦合器叶轮的叶片有一定厚度，数量为有限多，而且泵轮和涡轮的出口、入口都没有清晰的分界面，因而不能认为出口流动与入口流动无关，实际的流动是复杂的三维流动。

随着研究的深入和计算手段的发展，三维 CFD 技术已应用于液力变矩器的流场仿真计算<sup>[4][5]</sup>，并据以计算了液力变矩器的外特性，能较好地符合试验结果。但公开发表的文献中目前尚无对液力耦合器内流动情况的三维 CFD 模拟。

### 2.2.1. 控制方程

在满足斯托克斯假设（流体连续、各向同性，剪切应力张量是应变变化率张量的线性函数）的同时，根据液力耦合器中工作油流动特点提出以下 4 点基本假定：

- (1) 工作油不可压，密度为常数；
- (2) 工作油的粘性系数不变；
- (3) 耦合器叶轮为刚性体，工作中无变形；
- (4) 工作油总在叶轮内部流动，不会流入和流出工作腔。

流体在运动中满足质量守恒、动量守恒和能量守恒，根据这三个规律应用于一定控制容积中的流体可得到流体流动的控制方程方程组。对于不可压流动动量方程与能量方程是非耦合的，只需联立求解质量方程和动量方程就可得到流场的分布。质量方程和动量方程分别为：

质量方程（连续性方程）：

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

动量方程（N-S 方程）：

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + s_i \quad (2)$$

其中：

$t$  —时间

$x_i$  —直角坐标系下的坐标（ $i=1,2,3$ ）

$u_i$  — $x_i$  方向的速度分量

$p$  —流体压力  
 $\rho$  —流体密度  
 $\mu$  —流体密度  
 $s_i$  —动量源项

重复指标遵从求和约定，从 1 到 3 求和。

#### 2.2.2. 边界条件

流动边界条件通常都是从物理角度提出的，根据假定对于液力耦合器只有一种边界，即固体壁面边界，包括叶片的外表面和壳体的内表面。由于粘性的作用流体将粘附在壁面上，与壁面具有相同的速度，不发生相对滑动，这种边界称为无滑移边界，相应的边界条件为无滑移边界条件：

$$\bar{u}_f = \bar{u}_w \quad (3)$$

其中  $\bar{u}_w$  是壁面的速度，液力耦合器绕轴线以一定的角速度旋转， $\bar{u}_w = \bar{\omega} \times \bar{r}$ 。

#### 2.2.3. 湍流模型

方程组(1)、(2)是封闭的，但直接求解存在很大的困难，工程上采用时间平均的方法，将速度和压力分解为平均量和脉动量之和  $u_i = \bar{u}_i + u'_i$ 、 $p = \bar{p} + p'$ 。引入时间平均后可得平均运动的质量方程和动量方程：

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial (-\rho \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} + s_i \quad (5)$$

方程(5)称雷诺方程，经过时间平均后产生新的未知量雷诺应力  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ ，方程组(4)、(5)不封闭。为使方程组封闭，采用 Boussinesq 假设：

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \rho \varepsilon_m \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (6)$$

其中  $k = \overline{u'_i u'_i} / 2$  为紊流动能， $\varepsilon_m$  为涡粘系数。

本文应用  $k - \varepsilon$  模型来计算雷诺应力  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ ，这是一种两方程模型，该模型

引入两个微分方程来计算紊流动能  $k$  和涡粘系数  $\varepsilon_m$  的值。

$$\varepsilon_m = \frac{c_\mu k^2}{\varepsilon} = c_\mu k^{\frac{1}{2}} l \quad (7)$$

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\varepsilon_m}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (8)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\varepsilon_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (9)$$

其中  $\varepsilon$  为湍流耗散率,  $l$  为湍流脉动长度尺度,  $k$ 、 $\varepsilon$ 、 $l$  三者之间的关系为  $\varepsilon = k^{2/3} / l$ 。常数  $c_\mu = 0.09$ ,  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

方程(4)~(9)构成计算液力偶合器紊流流动的封闭方程组。

### 2.3. 液力偶合器三维流场求解算法

本文采用全三维流体动力学软件 STAR-CD 中 SIMPLE 算法求解在某一个工况下的流场,这是一种压力修正算法,其基本思想是在进行迭代求解的任一层次上,可以给定一个压力场,它可以是假定的初始值或上一层次的结果。一个正确的压力场应该使计算得到的速度场满足连续性方程。但根据这样给定的压力场计算而得的速度场未必能满足连续性方程,因此要对给定的压力场进行改进,即进行修正,原则是:与改进后的压力场相对应的速度场能满足这一层次上的连续性方程。据此来得到压力修正值与速度的修正值,并以修正后的压力与速度开始下一层次的迭代计算。

## 3. 液力偶合器流场仿真算例

### 3.1. 计算条件

JO127X 工作介质采用 CD40, 为不可压流体, 计算额定工况下的稳态流动情况, 所有外表面处理成无滑移边界, 不考虑流体的进出, 整个工作腔作为封闭区域进行计算。检测在涡轮的叶片两侧及型腔内表面的扭矩与实验值对比。详细计算参数如下表:

表格 1 JO127X 液力偶合器计算条件

计算工况温度	55
工作介质密度	876kg/m <sup>3</sup>
工作介质粘度	0.06708Pas
输入转速	1050
滑差率	1.7%
差分格式	UD
求解算法	SIMPLE
紊流模型	$k-\varepsilon$ 模型
收敛标准	最大余量<1.0e-4
求解的变量	速度 $u$ 、 $v$ 、 $w$
	压力 $p$
	湍流动能 $k$ 、湍流扩散系数 $\varepsilon$
旋转坐标系	隐式多旋转坐标系 MRF
流动状态	稳态

### 3.2. 计算网格

本文对 JO127X 型液力偶合器的流动情况进行了计算, 泵轮叶片 23, 涡轮叶片 22 片, 最终的网格如图 2, 涡轮单元数 1191060, 顶点数 1285176, 泵轮单元数 1127130, 顶点数 1217458, 单元为六面体单元。

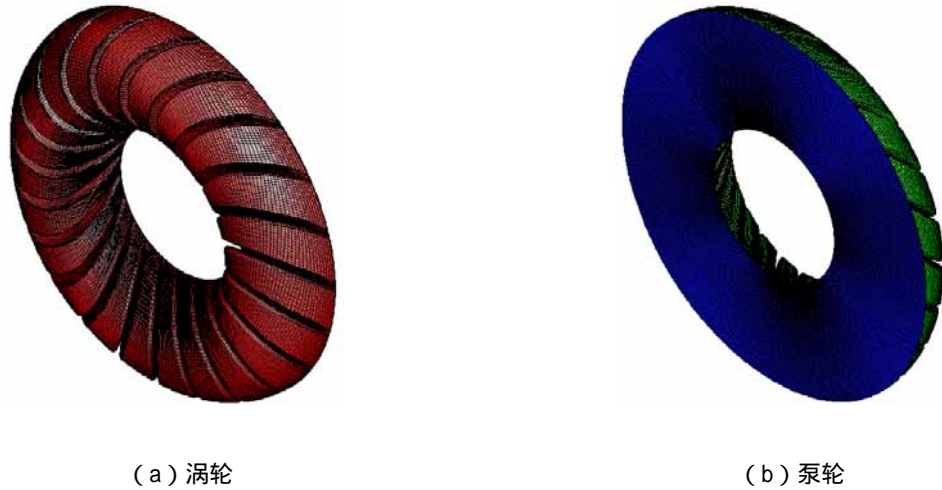


图 2 J0127X 液力耦合器计算网格

### 3.3. 结果分析

#### 3.3.1. 扭矩结果

采用单 CPU (AMD3200+) 进行计算, 总共迭代次数 4036 次后满足收敛标准, 求解时间约 80~90 小时。图 3 是迭代计算过程中扭矩的变化情况, 迭代收敛前扭矩趋于定值, 最终收敛于 44000Nm。

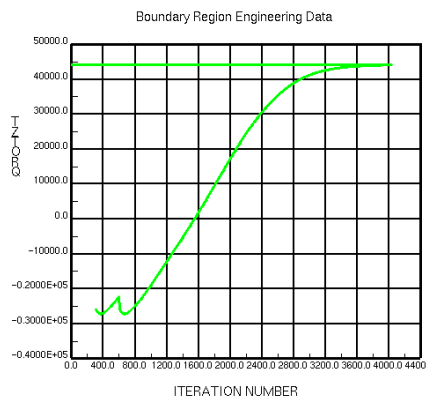


图 3 转矩收敛过程

#### 3.3.2. 耦合器内流动情况

为清晰起见, 泵轮和涡轮各取出一个流道内分析其流动情况。

泵轮中相对速度分布如图 4, 在回转半径  $r < 435 \text{ mm}$  的位置为入口区, 液体以流入泵轮为主, 倾斜冲击叶片, 在叶片的作用下速度逐渐增加。在回转半径  $r > 550 \text{ mm}$  的位置为出口区, 液体以流出为主, 流出速度方向在近壁面与壁面相切, 在回转半径  $435 \text{ mm} < r < 550 \text{ mm}$  的位置为漩涡区, 存在一个漩涡。因此流体由流入向流出的转变是通过一个漩涡来实现的, 没有速度突变产生。单考虑在交界面上  $z$  方向的速度分布, 抛物线分布模型较为合理。如果考虑  $r$ 、 $\theta$  方向的速度分量, 那么抛物线模型无法描述速度的分布情况。

从吸力面侧的速度图可以看出有部分流体由于漩涡区的存在, 没有进入到涡轮中去, 这一部分流体就没有完成传递能量的作用, 导致效率降低。在入口区, 随

随着回转半径的增大，流体的流入速度逐渐增大，流入速度大表明其在涡轮中能量输出不充分，也导致效率降低。

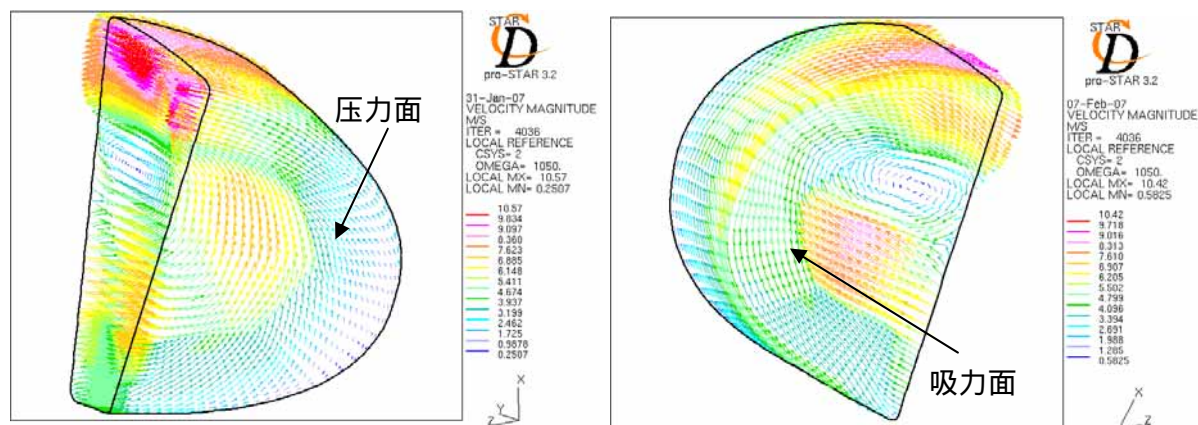


图 4 泵轮流道内速度分布

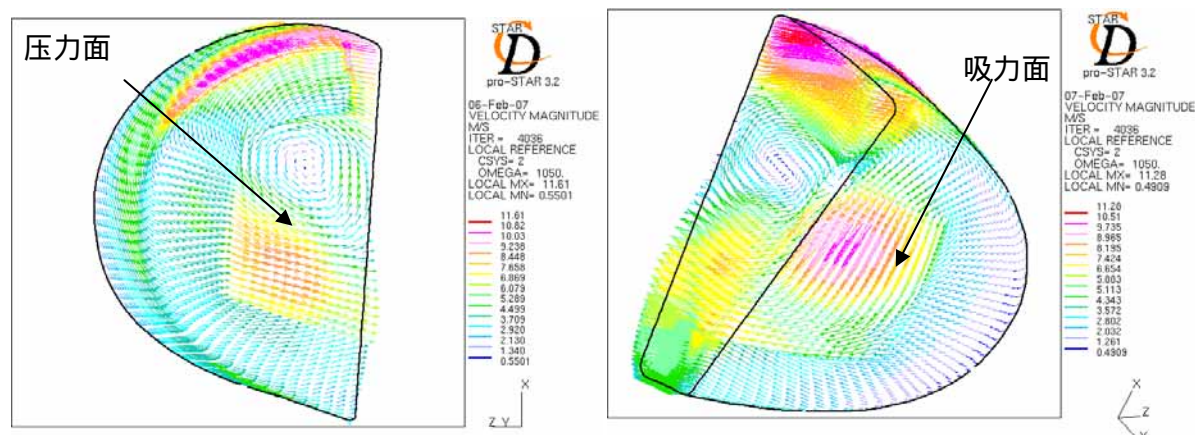


图 5 涡轮流道内速度分布

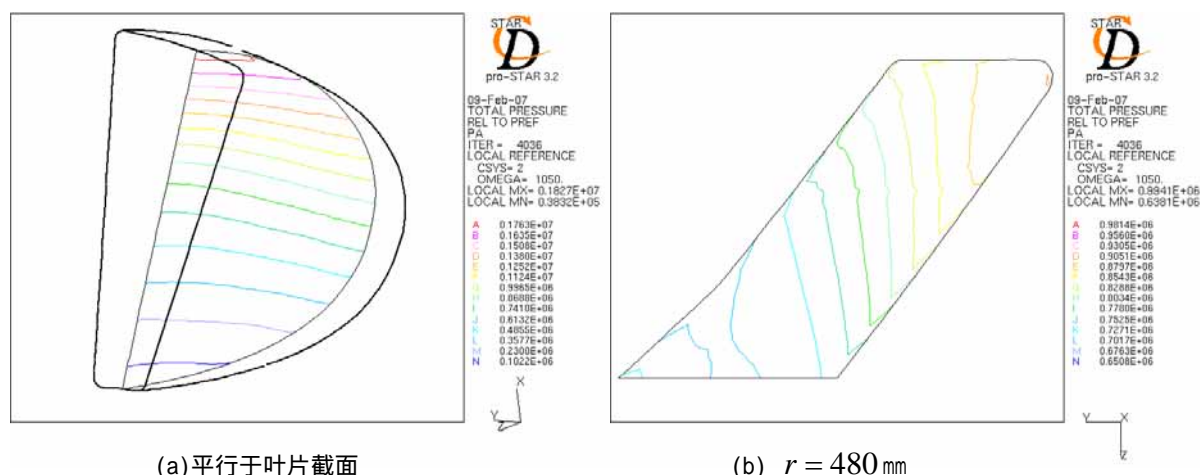


图 6 泵轮中压力分布

涡轮中相对速度分布如图 5，在回转半径  $r < 430 \text{ mm}$  的位置为出口区，液体以流出涡轮为主，流出速度方向在近壁面处与壁面相切，这一部分区域与泵轮的入口区对应。在回转半径  $r > 555 \text{ mm}$  的位置为入口区，液体以流入泵轮为主，涡

轮的入口区域泵轮的出口区对应。在涡轮的入口区与出口区之间也存在一个漩涡区。

从图 6 泵轮的压力分布可以看出随着回转半径的增大压力逐渐增加,同时压力梯度也随回转半径增大。在同一半径位置压力从压力面向吸力面逐渐减小,如图 6(b)显示了泵轮内  $r = 480\text{ mm}$  圆柱面上的压力分布情况。涡轮中的压力分布情况与泵轮类似。

#### 4. 试验验证

2006 年 10 月,在某动力传动系统的联调试验中完成了 JO127X 型液力耦合器的性能试验,从其性能曲线获得的输入转速  $1050\text{ r/min}$ 、滑差  $1.7\%$  时的转矩值为  $48073\text{ Nm}$ ,计算出来流体作用于涡轮的扭矩为  $44000\text{ Nm}$ ,相对误差为:  
 $(48073 - 44000) / 48073 \times 100\% = 8.47\%$ 。

#### 5. 结论

液力耦合器内的三维流场十分复杂,难以用束流理论或其它简单的一维模型进行仿真。本文采用  $k-\varepsilon$  紊流模型建立了液力耦合器内部紊流流动的数学方程组,并对 JO127X 型液力耦合器在  $1.7\%$  滑差的工况进行了整体的三维流场仿真分析,所得的扭矩与试验结果基本一致,因而这一分析方法可以应用于工程中。

#### 参考文献

- [1] 马文星.液力传动理论与设计.北京:化学工业出版社,2004
- [2] 陆肇达.液力传动原理及液力传动工程.哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,1994
- [3] 邵海斌.流道变参数液力耦合器负荷特性计算方法研究[学位论文].上海:上海交通大学.1988
- [4] 田华,葛安林,马文星.液力变矩器的内流场数值分析,农业机械学报,2005,36(4),139~141
- [5] 赵志新.液力变矩器流场数值分析[学位论文].长春:吉林大学.2003