

DOI: 10.7652/xjtuxb201612023

# 联合进汽阀内部流场三维数值模拟及 阀碟受力分析

王红娟, 屠珊, 杜洋, 鲁敬妮

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

**摘要:** 针对联合进汽阀流道内因湍流、旋涡产生压损,进而降低汽轮机组经济性这一问题,建立由两个主汽阀 E、F 及左侧次大调节阀 B、中间最小调节阀 A、右侧最大调节阀 C 构成的某进口联合进汽阀的三维数值模型,并进行不同工况模拟计算。主要研究阀 C 和阀 B 全开时,阀内流动特性、各阀压损以及阀碟各表面受力随阀 A 开度增大而变化的情况。研究发现,在小开度下,阀 A 迎风侧为贴附阀碟流,并且阀座迎风侧存在大旋涡,随着阀 A 开度的增大整体流场趋于平稳,迎风侧和背风侧流体转变为两股射流,阀碟内腔中的低速流体区仅位于阀座喉部及以上区域,但阀碟内腔会出现小旋涡。随着阀 A 开度的增大,阀 A 压损逐渐较减小,阀 B 和阀 C 压损基本维持不变,主汽阀 E 和 F 压损随阀 A 开度增大而继续增大。阀 A 阀碟所受纵向力在阀 A 开度小于 80% 时随开度增大而减小,在开度大于 80% 时则相反。阀 B 阀碟和阀 C 阀碟所受纵向力基本不随阀 A 开度的变化而变化。阀 A 阀碟、阀 B 阀碟和阀 C 阀碟的横向受力随阀 A 开度的增大而增大。

**关键词:** 联合进汽阀;调节阀;数值模拟;流动特性;受力分析

**中图分类号:** TK26 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)12-0148-07

## Numerical Simulation of Flow Characteristics and Forces on Valve Disc for a Combined Inlet Valve

WANG Hongjuan, TU Shan, DU Yang, LU Jingni

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** The turbulence and vortex inside combined inlet valve flow passage may easily induce pressure loss, and then lead to adverse effects on the efficiency of steam turbine units. To study the above mentioned problems, a three-dimensional numerical model of an combined inlet valve is constructed. The combined inlet valve system consists of two main steam valves, the largest valve C on the right, the second size valve B on the left and the minimum valve A in the middle. The variations of the flow characteristics inside the valves, the pressure loss of the valves and the force distribution on the valve disc surfaces with the increase of valve A opening are investigated when valve B and valve C are fully opened. It is found that fluid attaches to valve disc at the windward side of annular channel, and there exists maelstrom at seat windward side when valve A is slightly opened. The whole flow field tends to be steadier with the increase in opening of valve A. Two jet flows appear at the windward side and leeward side, and the low-speed fluid in the valve disc lumen area locates in or above the valve seat throat with small vortex inside the valve disc lumen. With the increase in opening of valve A, pressure loss of valve A decreases

收稿日期: 2016-07-18。 作者简介: 王红娟(1990—),女,硕士生;屠珊(通信作者),女,副教授。

网络出版时间: 2016-09-23 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20160923.1656.012.html>

gradually, pressure losses of valve B and valve C are nearly unchanged, and pressure losses of the main steam valve E and F continue to increase. The longitudinal force imposed on disc of valve A decreases with its opening when the opening is less than 80%, and it is opposite when the opening is greater than 80%. The increase in opening of valve A has no effect on longitudinal forces imposed on discs of valve B and valve C. The lateral force on disc of valve A increases with the increase in opening of valve A, while the lateral forces on discs of valve B has no and valve C continue to increase with the increase in opening of valve A.

**Keywords:** combined inlet valve; control valve; numerical simulation; flow characteristic; force analysis

在电厂热力系统中,汽轮机联合进汽阀作为控制汽轮机运行的关键执行设备,其运行的安全性和可靠性与电厂的经济性和安全性密切相关。汽轮机联合进汽阀由主汽阀和调节阀两部分构成,锅炉中产生的主蒸汽依次通过主汽阀和调节阀后才进入汽轮机通流部分做功,因而联合进汽阀的工作状况将直接影响汽轮机工作效率<sup>[1]</sup>。在经济性方面,汽轮机高压联合进汽阀的压力损失每上升 2%,高压缸效率约下降 0.28%<sup>[2]</sup>,因此阀内流动要尽可能减小压损。在安全性方面,阀运行过程中易出现阀碟和阀杆振动甚至断裂、阀座松动或运行部件执行迟缓等故障,会造成汽轮机失速甚至停机后果<sup>[3-6]</sup>。由于电力生产过程中联合进汽阀事故频发,故其安全可靠运行受到广泛关注。

对于联合阀而言,在单个阀门开启或关闭瞬间通过实验很难捕捉流场细节,而计算流体力学的发展使得阀内流动过程细节再现成为可能<sup>[7-8]</sup>,为研究流体不稳定流动诱发阀碟振动提供帮助。国内外一些学者主要对调节阀内的流动进行了模拟和实验分析,得到了较好的阀内流场分布,在一定程度上揭示了调节阀内流体与阀结构互相作用的关系。文献[9]研究了某 600 MW 汽轮机高压联合进汽阀在一个调节阀全开、另一个调节阀不同开度下的流动损失及若干位置处壁面的静压分布情况。文献[10]在研究主汽阀、调节阀全行程蒸汽稳定流动的流阻特性的基础上,进行了阀门快速关闭时的非稳态数值模拟。文献[11]在分析阀内流动的热力学过程后,导出流量系数、开度、压比以及总压损失之间的关系,并将计算结果与实验结果进行了对比。文献[12]指出因流固耦合作用,阀内流道结构复杂、流场参数变化等都使得自激振动的研究变得复杂,在进行数值模拟的同时进行实验,以研究流体激振力。大多数研究主要侧重单个调节阀,但是汽轮机进汽阀中主汽阀和调节阀组合形式多样,目前相对缺少

对于复杂汽轮机联合进汽阀流场的系统研究。

1 数值模型建立及模拟有效性验证

图 1 为本文研究对象联合进汽阀内部流道三维几何模型。该联合进汽阀由主汽阀 E、F 和调节阀 B、A、C 构成,各阀的相对位置如图 1 所示。3 个调节阀的类型均为钟罩型,其流道可以分为 4 个部分:阀腔、阀碟内腔、阀碟和阀座围成的环形通道、阀座扩压段。为了适应联合进汽阀内复杂流道的特点,本文将采用非结构网格划分流体域。其中,阀腔和环形通道部分采用四面体网格进行划分,以适应该区域较为复杂的几何形状,其他区域采用六面体及楔形网格进行划分。

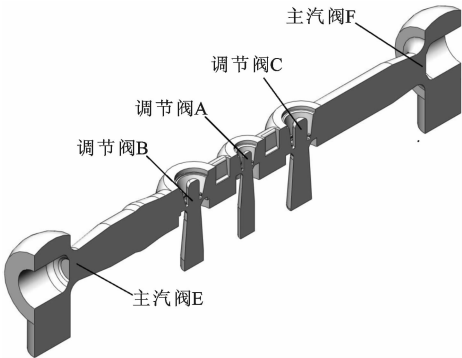


图 1 联合进汽阀内部流道三维几何模型

本文针对联合进汽阀中主汽阀和 3 个调节阀全开、压比为 0.95 的工况,采用不同规模网格数划分模型并进行网格无关性验证,以入口流量为监测项,计算结果误差连续小于 5%时,选取中间规模的网格数,由表 1 可知此处为 550 万,这样既能保证计算的准确性又能保证计算效率。图 2 为联合进汽阀网格划分示意图。

本文主要研究调节阀 B 和 C 全开时,随着调节阀 A 开度的变化,阀内流动特性、各阀压损以及阀碟各表面受力的变化情况。采用理想水蒸气模型进行模拟,即各状态参数要满足理想状态方程,设置固

表 1 网格无关性验证结果

| 网格数   | 入口流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ | 相对误差/%  |
|-------|---------------------------------------|---------|
| 330 万 | 164.70                                | 0       |
| 550 万 | 166.09                                | 0.838 9 |
| 737 万 | 166.40                                | 0.102 6 |

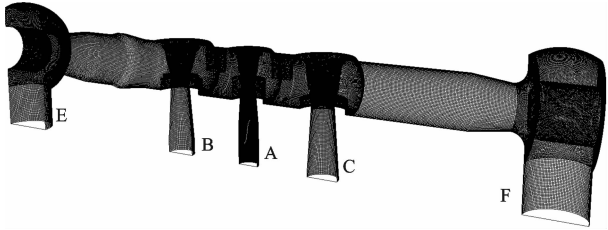


图 2 联合进汽阀网格划分示意图

定比热容和热传导率。其工作条件是:入口和出口分别采用压力入口边界条件和压力出口边界条件,主汽阀的阀前压力为 8.83 MPa、阀前温度为 535 ℃,调节阀的阀后压力根据压比来确定,其他表面采用绝热边界。湍流模型为 Realizable  $k-\epsilon$  模型,采用 SIMPLE 算法,计算中要求各项残差达到  $10^{-4}$ 。现利用厂家提供的联合进汽阀中 3 个调节阀的流量值验证模拟计算的准确性。图 3 为压比等于 0.95 时的联合进汽阀中调节阀流量特性曲线。对比发现,所有工况下计算流量和标准流量的相对误差均小于 4%,因此本文数值模拟结果可信。

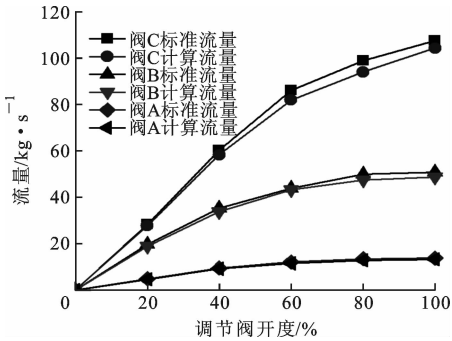


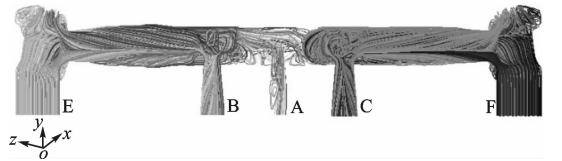
图 3 联合进汽阀中调节阀流量特性曲线

## 2 模拟结果分析

### 2.1 调节阀 A 开启过程流场分布及压损分析

本研究共选取调节阀 A 的 5 个不同开度工况进行研究,分别为 20%、40%、60%、80%、100%。此处流场分析只选取有代表性的 20%开度和 100%开度的两个工况。当压比为 0.95、调节阀 B 和 C 全开、阀 A 在小开度 20%的工况下,联合进汽阀内的流场见图 4。

从图 4a 的三维流线图可以看出,因调节阀 C 流



(a) 三维流线图



(b) yz 截面 Ma 数分布图

图 4 阀 A 开度为 20%时联合进汽阀的流场图

量最大、阀 B 次之、阀 A 最小,从主汽阀 F 来流全部流入调节阀 C 中,主汽阀 E 内流体大部分流入阀 B 和阀 A,少量流入阀 C。因此,规定阀 C 的迎风侧为靠近主汽阀 F 侧,阀 B 的迎风侧为靠近主汽阀 E 侧,阀 A 的迎风侧为靠近阀 B 侧。由于阀 B 和阀 C 全开,来自主汽阀的流体在上述两阀中形成了相对稳定的流场,环形通道中迎风侧和背风侧的流体在阀座偏向迎风侧处撞击后经阀座扩压段高速流出。在阀 A 中,迎风侧流体直接进入环形通道而后贴附阀碟流动,由于阀碟下端被截断造成流体脱流在阀座迎风侧形成了大旋涡,而阀 A 背风侧流体直接贴附阀座流动,阀 A 中阀座扩压段被旋涡占据,使得流场很不稳定,此外环形通道中部分加速流体进入阀碟内腔形成低速高静压区。

从图 4b 的中截面 Ma 数分布图可以看出,整个阀内均为亚音速流动,阀内最高 Ma 数为 0.488,出现在阀 B 和阀 C 的阀座喉部附近。阀 A 的最高 Ma 数仅有 0.1 左右,整个阀 A 内的流速都很低,仅有阀座扩压段中心区域流速相对较高。

在压比为 0.95、调节阀 B 和 C 全开、阀 A 在大开度 100%的工况下,联合进汽阀的流场见图 5。从图 5a 可以看出,从主汽阀 F 的来流大部分流入调节阀 C 中,少部分流入调节阀 A 中。主汽阀 E 内流体大部分流入阀 B,少量流入阀 A。由于阀 B 流量小于阀 C,流体最先从主汽阀 E 流入阀 A,因而定义靠近阀 B 侧为阀 A 迎风侧,而阀 C 和阀 B 迎风侧的定义与小开度下相同。

与阀 A 在小开度下流场对比发现,中间最小调节阀 A 的开启基本不会对已开启左侧调节阀 B 和

右侧调节阀 C 内的流型造成影响,阀 B 和阀 C 的流场依旧分布较均匀,环形通道中流体以射流形式流出,射流撞击位置在阀座中偏向迎风侧,这使得内部流场发生根本性改变。可以看出阀 A 在全开下,阀 A 环形通道中迎风侧和背风侧流体转变成两股射流,在阀座迎风侧撞击后沿着阀座扩压段高速流出,流场分布均匀。阀碟内腔中的低速流体区一直位于阀座喉部及以上区域,并没有延伸到阀座扩压段,这与小开度下的流场显著不同。在阀 A 的阀碟内腔有小旋涡,但其强度远小于阀 B 与阀 C 的阀碟内腔中旋涡。

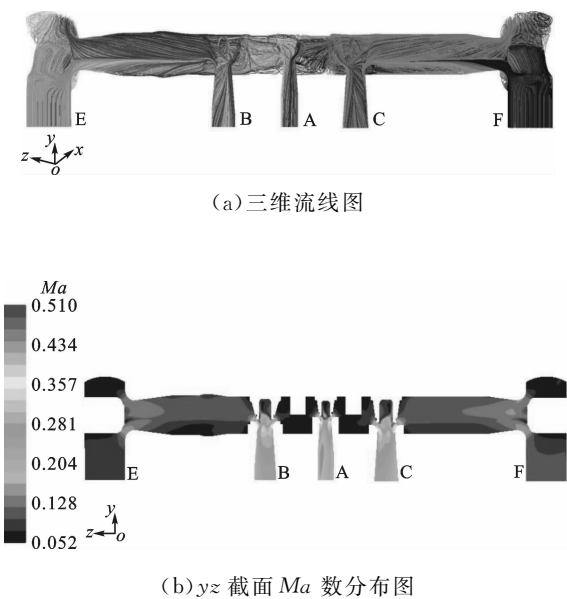


图 5 阀 A 开度为 100% 时联合进汽阀的 yz 截面流场图

从图 5b 的  $Ma$  数分布图可以看出,阀内最高  $Ma$

数为 0.51,出现在阀 A、B、C 的阀座喉部附近,且阀 A 的阀座喉部高速区大于其他两个调节阀,阀内不存在超音速流动。对比图 4b 和图 5b 的  $Ma$  数分布图可以看出,调节阀 B 和 C 全开时,随着中间最小调节阀 A 的开启,联合进汽阀内最高流速区由左侧阀 B 和右侧阀 C 的阀座喉部附近转向中间最小调节阀 A 的阀座喉部区。

汽轮机高压联合进汽阀内过大的压力损失会引起高压缸效率的下降,进而降低机组经济性,本文就单个调节阀开启时各阀的压力损失展开研究。从表 2 中可以看出,在定压比为 0.95、调节阀 B 和 C 全开的工况下,随着调节阀 A 开度的增大,阀 A 压损逐渐减小,由 20% 开度下的压损占入口总压的 4.642% 降到了 100% 开度下的 3.070%,而调节阀 C 的压损占比基本稳定在阀 C 全开时的 3% 左右,调节阀 B 的压损占比基本稳定在阀 B 全开时的 3.3% 左右,随阀 A 开度的变化很小。

压损分析结果与流场变化相对应,小开度下的流场因阀座迎风侧被大旋涡占据、阀碟内腔存在低速高静压区,流场极不稳定,旋涡使得流动发生较大压损。大开度下迎风侧和背风侧流体转变为两股射流并在阀座靠近迎风侧处撞击,阀座扩压段中的流场也较平稳均匀,阀碟内腔中的高速低静压区,位于阀座喉部及以上区域,整个流场相对稳定,压损自然较小开度工况下小。两个主汽阀 F 和 E 的压损随调节阀 A 开度的增加而增大,且主汽阀 F 的压损要大于阀 E,但等到当阀 A 全开时主汽阀 F 的压损占入口总压已经增大到 0.351% 左右,主汽阀 E 的压损占入口总压增大到 0.321%。

表 2 调节阀 A 不同开度下各阀压损的比较

| 阀 A 开度/% | 阀 A 压损占入口<br>总压比例/% | 阀 B 压损占入口<br>总压比例/% | 阀 C 压损占入口<br>总压比例/% | 阀 F 压损占入口<br>总压比例/% | 阀 E 压损占入口<br>总压比例/% |
|----------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| 20       | 4.642               | 3.334               | 2.967               | 0.277               | 0.242               |
| 40       | 4.475               | 3.333               | 3.050               | 0.278               | 0.264               |
| 60       | 4.194               | 3.325               | 3.057               | 0.311               | 0.269               |
| 80       | 3.682               | 3.361               | 3.082               | 0.341               | 0.305               |
| 100      | 3.070               | 3.358               | 3.084               | 0.351               | 0.321               |

2.2 调节阀开启过程中阀碟的受力分析

为了详细了解阀碟受力状况,将阀碟与流体相接触的表面分为阀碟下表面、阀碟型线面、阀碟外表面、阀碟内腔表面,各表面所在的具体位置如图 6 所示,阀碟所受纵向力平行于阀杆方向,即  $y$  轴方向。由于联合进汽阀结构对称,本文研究的阀碟横向受

力为阀碟所受力在垂直于阀杆方向且位于联合进汽阀中分面的分力,即横向受力方向为  $z$  轴方向。图 7 中无论是阀碟各表面所受纵向力还是各调节阀所受纵向合力,正值表示受力方向为  $y$  轴正向,而对于阀碟各表面所受横向力以及各调节阀所受横向合力,正值表示受力方向为  $z$  轴正向。

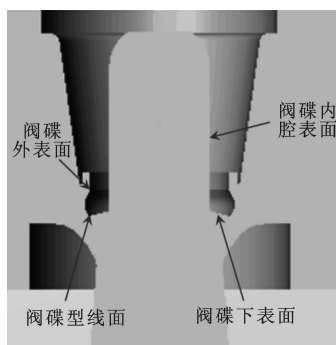
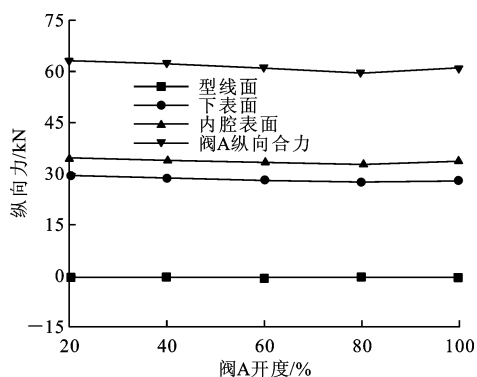


图6 阀碟各表面位置示意图

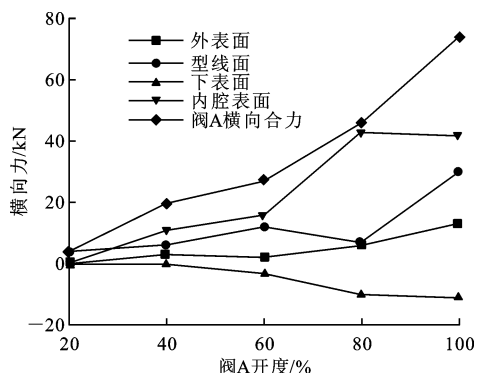
当压比为 0.95、调节阀 C 和 B 全开、调节阀 A 开启时,阀碟表面受力随调节阀 A 开度变化的情况见图 7,阀碟外表面因平行于  $y$  轴,故不受纵向力。从图 7a 可以看出,阀碟各部分所受纵向力中型线面受力较小,基本不对纵向合力变化趋势产生影响,因而此处重点分析控制阀碟所受纵向合力变化趋势的阀碟下表面受力以及内腔表面受力。

当阀 A 开度在 80% 以下时,随着阀开度的增大,阀碟下表面以及内腔表面所受纵向力逐渐减小。对比图 4b 和图 5b 可以看出,开度增大,环形通道节流作用逐渐减弱,阀碟下表面的高压流动分离区逐渐减弱,更多的流体贴附阀座直接流向阀座出口,进而导致阀碟下表面流速增加,静压减小,因而下表面所受纵向力减小,而且阀碟内腔流体流速也逐渐增大,导致静压减小,内腔表面所受纵向力减小。但是,随着开度增大到一定程度,环形通道流出流体流线发生巨大转变,由贴附阀座流转变为了两股射流,射流在阀座中撞击,射流强度大,导致阀碟下表面受力又有小幅度增加。从图 7c 可知,阀 C 阀碟和阀 B 阀碟所受纵向力随着阀 A 开度的增大只出现小幅度波动。这是因为阀 A 的开启对阀 B 和阀 C 内的流型没有造成大的影响,因而其纵向力基本不受阀 A 开度影响。阀 A 阀碟表面积最小,所受纵向力也是 3 个阀中最小的。

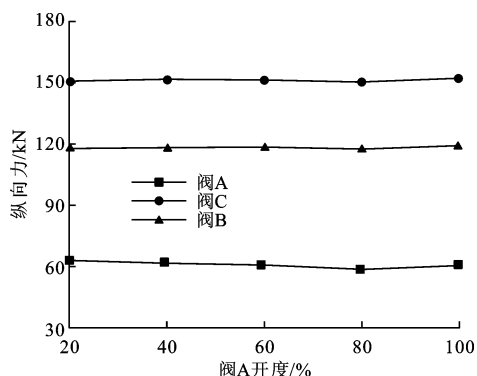
由前述分析可知,定义靠近阀 B 侧为调节阀 A 的迎风侧。从图 5 可知,由于阀 A 环形通道背风侧流体经过了阀腔扩容增压,迎风侧流体静压低于背风侧,因而阀 A 阀碟所受横向力指向迎风侧,即  $z$  轴正向。在阀碟 4 个表面中,唯有下表面的横向受力方向为  $z$  轴负方向。由图 6 所示下表面结构特点可知,左半边横向合力指向  $z$  轴正向,右半边横向合力指向  $z$  轴负向,又背风侧流体因扩容增加效应成为低速高静压流体,右半边横向受力大于左侧,因而下表面所受横向力指向  $z$  轴负向。如图 7b 所示,阀



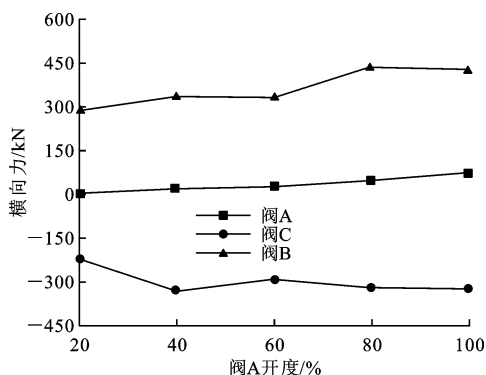
(a) 阀 A 阀碟各表面所受纵向力



(b) 阀 A 阀碟各表面所受横向力



(c) 阀 A、B、C 的阀碟表面所受纵向力



(d) 阀 A、B、C 的阀碟表面所受横向力

图7 各阀碟表面受力情况分析

A 阀碟所受横向合力随开度增大而增大,这是因为阀 A 环形通道流量随着阀 A 开度增大而增大,导致环形通道内迎风侧和背风侧静压差增大。在所有阀碟表面中,内腔表面横向受力最大,基本控制整个阀碟横向受力的变化趋势。从图 7d 可知,阀 C 阀碟横向受力随着阀 A 开度的增大而增大。从图 4 和图 5 中三维流线图可知,这是因为随着阀 A 开度的增大,在阀 C 腔背风侧中来自主汽阀 E 方向的低压高速流体逐渐减小,取而代之是主汽阀 F 方向绕阀腔增压后的低速高压流体,导致阀 C 迎风侧和背风侧压差增大,即横向力增大。当阀 A 开度超过 40% 左右时,阀 C 中不存在来自主汽阀 E 方向的流体,因而此后即便阀 A 开度增加,阀 C 横向力基本维持在 300 N 不变。对于阀 B 而言,随着阀 A 开度增大,主汽阀 E 方向通过阀 B 腔的流量逐渐增大,迎风侧和背风侧压差增大,阀 B 阀碟受横向力也增大,但开度增大到一定程度时,阀 B 阀碟横向力基本维持不变。

### 3 结束语

本文就联合进汽阀中右侧最大调节阀 C 和左侧次大调节阀 B 全开工况下,随着中间最小调节阀 A 开度增加流场特性及阀碟受力变化的情况展开研究。

在小开度下,调节阀 A 中迎风侧为贴附阀碟流,且因阀碟下端被截断造成流体脱流在阀座迎风侧形成了大旋涡,调节阀阀座流场极不均匀,回流现象严重,此外来自于环形通道的高速流体在阀碟内腔形成低速高静压区。随着调节阀 A 开度增大,阀座与阀碟构成环形通道中流型由贴附阀座流逐渐转变为两股高速射流,且阀碟内腔低速流区一直位于阀座喉部及以上区域,整体流场趋于稳定。中间最小调节阀 A 的开启基本不会对已开启的阀 B 和阀 C 内流型造成影响。

针对于联合进汽阀中调节阀碟的受力情况,阀碟下表面以及内腔表面纵向受力相比于其他两个表面较大,基本控制纵向合力的变化趋势,阀碟所受纵向合力在开度小于 80% 时随着调节阀 A 开度增大而减小,随着开度继续增大,纵向力又出现小幅上升。阀 A 型线面相比其他表面横向受力较大,阀碟所受横向合力指向左侧调节阀 B,该值随着调节阀开度增大而增大。联合进汽阀中调节阀 A 开度增大会使得已全开的调节阀阀碟所受横向力增大,而纵向力基本不变。

### 参考文献:

- [1] 朱松强,马会民,桑如波,等. 600 MW 机组主调汽门系统运行工况的分析 [J]. 动力工程, 2005, 25(3): 312-315.  
ZHU Songqiang, MA Huimin, SANG Rubo, et al. Analysis of the operational behavior of a 600 MW steam turbine set's main stop and governing valve system [J]. Power Engineering, 2005, 25(3): 312-315.
- [2] 鲍文,于达仁,胡清华,等. 汽轮机主汽阀、调节阀常见故障分析及诊断 [J]. 汽轮机技术, 2000, 42(6): 360-364.  
BAO Wen, YU Daren, HU Qinghua, et al. Analysis and detection on the fault of main steam valve and governor valve [J]. Turbine Technology, 2000, 42(6): 360-364.
- [3] 于达仁,项庆化,隋岩峰. 汽轮机调节系统阀杆卡涩故障在线检测方法 [J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(12): 59-62.  
YU Daren, XIANG Qinghua, SUI Yanfeng. On-line detection method for jam faults of the servo valve piston in the steam turbine governing system [J]. Proceedings of the CSEE, 2001, 21(12): 59-62.
- [4] 唐贵基,倪守龙,卢盛阳. 600 MW 超临界汽轮发电机组振动故障分析与处理 [J]. 电站系统工程, 2013, 29(3): 44-46.  
TANG Guiji, NI Shoulong, LU Shengyang. Vibration fault analysis and processing of 600 MW supercritical turbo unit [J]. Power System Engineering, 2013, 29(3): 44-46.
- [5] 张学延,王延博,张卫军. 大型汽轮机汽流激振问题的分析与处理 [J]. 热力发电, 2004(2): 47-55.  
ZHANG Xueyan, WANG Yanbo, ZHANG Weijun. Analysis and processing of flow excited vibration of large steam [J]. Thermal Power Generation, 2004(2): 47-55.
- [6] 张平,赵立,王振华,等. 600 MW 机组高压调门典型事故分析及处理 [J]. 中国电机(技术版), 2011(12): 41-44.  
ZHANG Ping, ZHAO Li, WANG Zhenhua, et al. Typical accident analysis and treatment for high-pressure control valve in 600 MW power units [J]. China Electric Power (Technology Edition), 2011(12): 41-44.
- [7] SRIKANTH C, BHASKER C. Flow analysis in valve with moving grids through CFD techniques [J]. Advances in Engineering Software, 2009, 40(3): 193-201.
- [8] 李斌. 基于 CFD 的调节阀内部流场的研究 [D]. 兰

- 州: 兰州理工大学, 2009: 45-62.
- [9] 徐克鹏, 蔡虎, 崔永强, 等. 600 MW 汽轮机高压联合进汽阀内部流场的数值模拟 [J]. 工程热物理学报, 2001, 22(5): 555-558.
- XU Kepeng, CAI Hu, CUI Yongqiang, et al. Numerical simulation of the flow field inside high pressure combined valve of a 600 MW steam turbine [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2001, 22(5): 555-558.
- [10] 朱奇, 谷传纳, 戴韧. 超超临界百万千瓦汽轮机主调节阀流场非稳态数值研究 [J]. 动力工程学报, 2010, 30(10): 743-754.
- ZHU Qi, GU Chuangang, DAI Ren. Numerical simulation on unsteady flow field in the main stop and control valve system of a 1000 MW ultra-supercritical steam turbine [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2010, 30(10): 743-754.
- [11] LIU Guanwei, WANG Shunsen, GUO Hui, et al. Investigation on flow characteristics and stability of control valves for steam turbines [C]// ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2008: 811-820.
- [12] SHARARA A, HASSAN A, SABER E, et al. Flow investigation for self-excited vibration in a globe control valve [J]. Alexandria Engineering Journal, 2010, 49(2): 101-114.

(编辑 杜秀杰)

(上接第 23 页)

- [15] ROY M, NELSON J K, MACCRONE R K, et al. Polymer nanocomposite dielectrics-the role of the interface [J]. IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation, 2005, 12(4): 629-643.
- [16] LI S T, YIN G L, BAI S N, et al. A new potential barrier model in epoxy resin nanodielectrics [J]. IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation, 2011, 18(5): 1535-1543.
- [17] BAMFORD D, JONES M, LATHAM J, et al. Anisotropic nature of open volume "defects" in highly crystalline polymers [J]. Macromolecules, 2001, 34(23): 8156-8159.
- [18] DLUBEK G, STEJNY J, LÜPKE T, et al. Free-volume variation in polyethylenes of different crystallinities: positron lifetime, density, and X-ray studies [J]. Journal of Polymer Science: Part B Polymer Physics, 2002, 40(1): 65-81.

(编辑 杜秀杰)

(上接第 147 页)

- Science, 2009, 339(2): 461-480.
- [10] AFKHAMI S, ZALESKI S, BUSSMANN M. A mesh-dependent model for applying dynamic contact angles to VOF simulations [J]. Journal of Computational Physics, 2009, 228(15): 5370-5389.
- [11] ERKAN N, KAWAKAMI T, MADOKORO H, et al. Numerical simulation of droplet deposition onto a liquid film by VOF-MPS hybrid method [J]. Journal of Visualization, 2015, 18(2): 381-391.
- [12] RATHGEBER C, MIRÓ L, CABEZA L F, et al. Measurement of enthalpy curves of phase change materials via DSC and T-history: when are both methods needed to estimate the behaviour of the bulk material in applications? [J]. Thermochimica Acta, 2014, 596: 79-88.
- [13] DELFS J O, WANG W, KALBACHER T, et al. A coupled surface/subsurface flow model accounting for air entrapment and air pressure counterflow [J]. Environmental Earth Sciences, 2013, 69(2): 395-414.
- [14] MEHDINEJAD V, MOSTAGHIMI J, CHANDRA S. Air bubble entrapment under an impacting droplet [J]. Physics of Fluids, 2003, 15(1): 173-183.

(编辑 杜秀杰)