

泵喷推进器内间隙流与主流相互作用的数值模拟和机理研究

王 涛¹, 周连第²

(1 中国科学院力学研究所 LHD, 北京 100080; 2 中国船舶科学研究中心, 江苏 无锡 214082)

摘要: 本论文用 CFX-TASCflow 对有间隙泵喷推进器(包括转、定子)与轴对称体的组合体的三维复杂粘性流场进行了模拟计算。本问题用 RANS 方程和 $k-\varepsilon$ 模型联合求解, 离散化是建立在用有限元方法描述几何图形的有限体积法; 同时, 利用多重网络技术加快收敛速度; 求解中采用 ILU (Incomplete Lower Upper Factorization) 光顺技术。通过分析导管内局部流场(转子桨盘面、转子后/转定子之间、定子盘面、导管出口/定子后), 揭示了间隙流对于导管内流场(包括速度场和压力场)各个局部的影响。涉及的重要问题有: 间隙流的形成机理; 泄涡(低压中心)的生成、输运与发展、扩散与消失过程; 间隙流对于性能和安全的影响; 间隙存在时, 叶片设计方面的考虑; 泄涡存在时, 动叶片压力分布多样性和复杂性; 有间隙的叶片通道速度场的明显特征; 阻止间隙流的方法等。

关键词: 粘性流动; 间隙流动; 泄涡; 泵喷推进器

中图分类号: U661.33*6

1 引言

导管推进器以其优越的高效性、低噪声性能日益得到世界各国船舶界的广泛应用。比如泵喷推进器就是一种减速导管推进器, 由于这种导管的减速增压效应可以在保证效率的前提下抑制和推迟空泡的发生, 同时又具有良好的噪声屏蔽效应, 于是被美国的“Mk48”鱼雷与“海狼”和“弗吉尼亚”级核潜艇作为系列的推进器进行了长期的阶段性开发和研究。

高效性和安静性是泵喷推进器显著的特征, 也是泵喷推进器设计中必须保证的性能指标, 这两个性能指标与它的空泡噪声性能有直接的关系, 推进器的高效性能和空泡噪声性能又是泵喷推进器结构合理性的度量。在推进器的几何参数的选取和流场控制过程中, 间隙尺寸以及与之相关的间隙流动(tip-clearance flow or tip-leakage flow)对泵喷推进器的性能影响很大。

不仅如此, 间隙及其间隙流动几乎涉及所有的旋转机械的性能甚至安全问题, 所以对转动机械内流问题的间隙流动的研究已经开展了七十年之久。早期的试验研究已经揭示了许多间隙流动的基本原理, 但是由于计算工具和试验测量设备的不足, 研究的进展只停留在对解析解的推导和半经验公式的结果分析中, 对间隙流动的试验观察多用烟幕法、粒子示踪、照相法等试验手段。因而, 对间隙流动的认识受到客观条件的限制。

随着计算机性能的不断提高, 数值计算方法和软件的开发得到了迅猛发展, 相伴随的非接触式测量技术和流动显示技术(三维光学(包括激光和红外线等)测速、PIV 流场测试和显示技术)的发展, 一些间隙流动的重要特征, 甚至在转动叶片组内间隙流动也得以测量。大量的文献^[1-19]表明, 对于间

隙流动的更广泛和富于成果的研究是近二十多年的事情。

间隙流动研究的手段和方法可以分为解析法、解析与半经验法、数值解法、试验测量法。间隙流动的类型有许许多多,按照研究的设备类型可分为水轮机和汽轮机、泵和压缩机;按照压力分为真空、常压和高压;按照速度分为低速、高速、亚音速、超音速和超音速;按照工质分为气体、液体;按照温度环境分为低温、高温和超高温等等。

因此,尽管间隙流动都具某种程度的相似性,但是在不同的环境条件、工质条件和使用条件下会表现出截然不同的特性。比如:叶顶和壳体之间的相对运动,在压缩机和涡轮机中的作用其方向相反。在压缩机转子中,叶片顶部与壳体之间的相对运动趋向于增强顶端泄流,这是由于叶片在压力降的方向上通过间隙区域时拖拉流体的结果。相反,涡轮机转子的相对运动是在相反的方向而趋向于抵消压力降的效果。实际上,某项对涡轮机的观察表明,叶顶间隙很小,可以使相对运动引起的泄流减小到零。

综观国内外文献,大部分主要是对气体或蒸汽或燃气的涡轮机或者压缩机(泵)的间隙流动的研究,涉及到黏性介质的转动机械类型的间隙流动也大多为内流低转速问题,涉及船舶领域的导管推进器的间隙流动的研究成果为数远不如前者。这可能是由于流场的“黏性”、“高速旋转”、“多连通域的内流”的特点使得计算和试验的难度及其成本大大提高的缘故。然而,工程设计和产品开发对这一问题的研究需求却日显迫切。因为由于间隙流动引起的空泡现象是高速转动机械设计和运行中势必要考虑的重要问题之一,在船舶推进器中与空泡现象有关的问题有以下几种:(1)空泡对于流动的干扰降低推进器的水动力性能;(2)在空泡区域发生的汽蚀和剥蚀问题;(3)由于空泡的发生所导致的噪声和振动问题。

针对这一工程急需问题,从内外流场一体化计算的角度,本文对带有间隙的泵喷推进器和轴对称体的组合体的三维黏性复杂流场进行了计算。通过对计算结果详细分析和数值比较,研究了间隙流动和“泄流”的形成机理和输运过程,以及它们在空间和时间上的不同表现形式,对泵喷推进器转子和定子叶片性能的影响等等。

2 数值处理过程

控制方程选用了 RANS 方程和 $k-\epsilon$ 模型,采用了基于有限元途径的有限体积法,因此,本方法既保留了有限元对几何描述的灵活性,又具有有限体积法重要的守恒特性。差分格式为 MLP(Modified Linear Profile)格式。多重网格算法(MG)是一种建立在附加修正的多重网格法(ACM)基础上的代数多重网格(AMG)。多重网格求解器的实现过程是稳定而高效的,这取决于线性方程求解器的可靠性和求解速度。求解中采用 ILU(Incomplete Lower Upper factorization)光顺技术,这种迭代方法的特性是在大系数方向上借助于精确的一维 TDMA 解法,非常适合于采用 AMG/ACM 方法。同时也比较容易在质量和动量方程中将速度和压力变量耦合求解。

3 边界条件

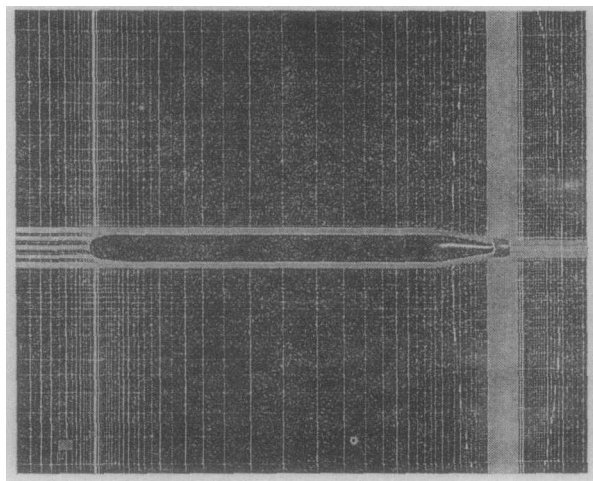


图1 计算区域的H型网格

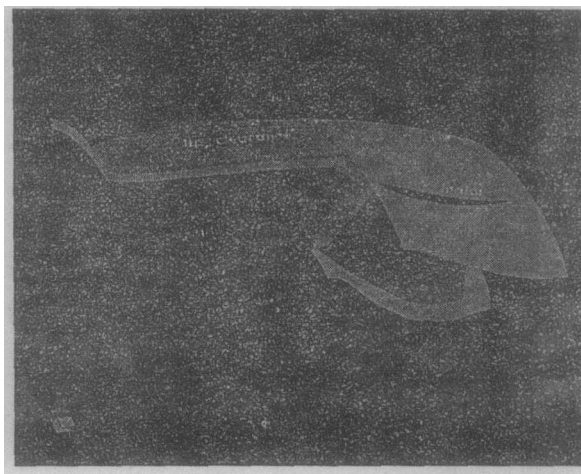


图2 间隙网格的对接

轴对称体的H型网格如图1所示。

计算区域的边界是由进口边界、出口边界、壁面边界和其它边界组成。

进口边界：取在轴对称体头部前方半个身长的位置，速度 $u = U_0, V = W = 0$,

$$k_{in} = 3.75 \times 10^{-3} U_0^2, \quad \varepsilon_{in} = \frac{k_{in}^{3/2}}{0.03}$$

壁面边界：非滑移壁面条件，壁面处的速度： $u_b = v_b = w_b = 0, k_b = \varepsilon_b = 0$ 。近壁区域，采用壁面函数处理。

出口边界：设在轴对称体1.5倍身长的位置，并设出口压力为环境压力。

外边界条件：指定零张力边界条件，外边界的半径为轴对称体长度的11倍。

4 模型（尺寸、工况）和区域分块

4.1 模型尺寸、试验和计算工况

轴对称体长度： L

转子的直径： ϕ_r 叶数 $Z_1=11$

静子的直径： ϕ_{rs} 叶数 $Z_2=9$

桨毂长度： $L_r=L_s$

导管的长度： L_{duct}

自航航速 $V_0=4.598$ (m/s)；转速 $n=9.1226$ (rps)，攻角 $\alpha = 0^\circ$ ，漂角 $\beta = 0^\circ$ 。试验只测得了转、定子的力矩和推力。而数值模拟结果除了力矩和推力外，还计算了轴对称体导管和叶片的 C_p 及导管内各站的速度分布。

4.2 计算区域的分块

本文计算的复杂性在于间隙区流动与主流区流动处于两种不同尺度。如果沿用传统的计算方法或

是分辨不出间隙区的流动特征或是使用极大数目的网格，为解决此困难，本章仍采用多块网格方法，在间隙区单独划分一子块，这样整个流场被划分为 27 块子块，其网格点分布为：

- (1) "块 1" $ID \times JD \times KD = 57 \times 84 \times 57$;
- (2) "块 2" $ID \times JD \times KD = 26 \times 57 \times 9$;
- (3) "块 3" $ID \times JD \times KD = 15 \times 26 \times 15$;
- (4) "块 4" $ID \times JD \times KD = 57 \times 116 \times 41$;
- (5) "块 5" $ID \times JD \times KD = 57 \times 81 \times 23$;
- (6) "块 6" $ID \times JD \times KD = 15 \times 81 \times 15$;
- (7) "块 7" $ID \times JD \times KD = 51 \times 161 \times 16$;
- (8) "转子" $Z_1 \times ID \times JD \times KD = 11 \times 28 \times 21 \times 21$;
- (9) "定子" $Z_2 \times ID \times JD \times KD = 9 \times 29 \times 18 \times 20$;

其中， Z_1 、 Z_2 分别是转子或定子的叶片数。间隙网格与周围块的对接如图 2 所示。

节点总数是：
$$\sum_{l=1}^n (ID \times JD \times KD) = 1056672$$

5 数值结果分析

5.1 间隙流动对速度场的影响

5.1.1 对转子叶片通道中的速度场的影响

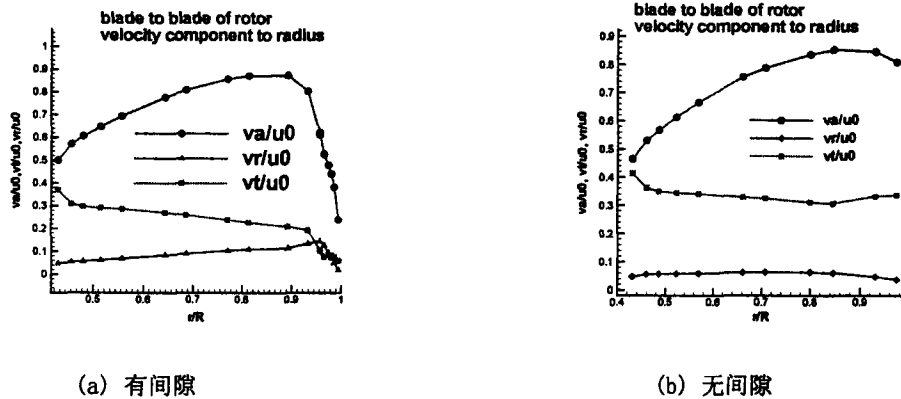


图 3 间隙流动对转子叶片通道中的速度场的影响

(图 3 (a)) 流体进入到转子叶片通道以后，由于叶片的转动，流场的切向速度升高，但随着半径的增加，切向速度反而减小，径向速度增大，轴向速度在 $r/R \leq 0.90$ 时增大到 0.9，然后 $0.9 \leq r/R \leq 1.0$ 之间迅速大幅度下降到 0.25。该区域的流场分布特征与无间隙的情况有了明显的区别。区别之一是轴向速度 (图 3 (a)) 在 $0.9 \leq r/R \leq 1.0$ 之间迅速大幅度下降到 0.25，而零间隙 (图 3 (b)) 的轴向速度在 $r/R \geq 0.95$ 以后才下降了 0.05；区别之二是零间隙 (图 3 (b)) 的切向速度随半径增大而增大，但有间隙的情况是切向速度 (图 3 (a)) 随半径增大而缩小；区别之三是，零间隙 (图 3 (b)) 的径向速度很

小 $Vr/U_0 \leq 0.05$, 但是有间隙的径向速度 (图 3 (a)) 从叶根的 0.05 一直增大到叶顶 $r/R=0.95$ 的 0.2, 然后在叶顶间隙流动中又下降到 0。

是什么原因造成如此之大的区别呢?

首先剖析泄涡的生成、输运、发展及其扩散的过程。(图 4-11)

间隙流动的形成起源于两种驱动力: 第一是叶梢吸力面和压力面的压差作用; 第二是叶梢与导管内壁之间的相对运动。至于哪一种起的作用大, 这将取决于间隙的形状、间隙尺寸的大小、动静部分之间相对运动的速度、导管内壁面的粗糙度等。

在上述两种因素的作用下, 间隙流动在压力面会造成叶梢附近的径向速度增加, 经过间隙的时候, 流动仍然受叶梢剖面和导管壁面边界层的黏性力控制, 速度与主流的速度相比较小, 这是间隙层面的速度量级比较小的其中一种原因。当间隙流动经过间隙以后, 在动叶片的旋转作用和吸力面的低压作用下, 致使流体的泄漏, 形成泄涡, (如图 4, 5 所示)。



(a) 压力面—正面

(b) 压力面—反面

(c) 吸力面表面

图 4 动叶片表面的流线分布和叶梢附近的流动

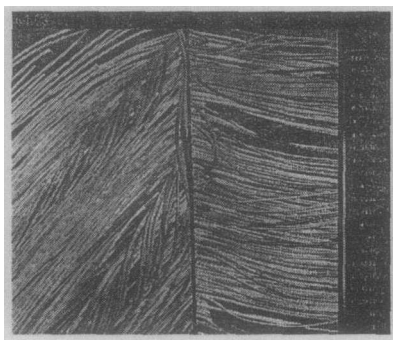


图 5 动叶片通道内流线的分布

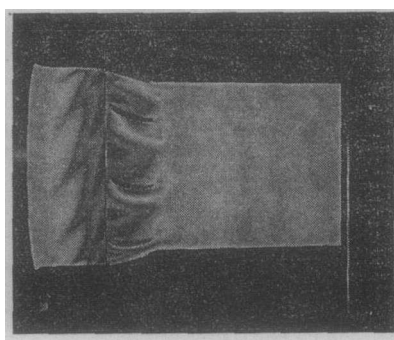


图 6 间隙流动引起的低速区(泄涡)

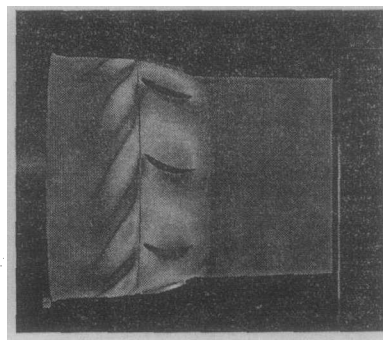


图 7 间隙层面的压力分布

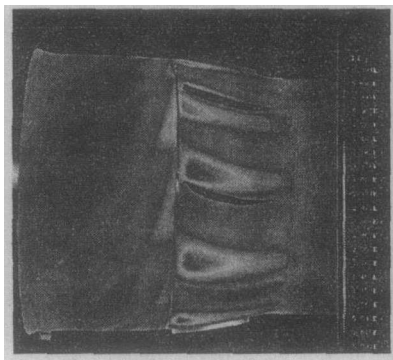


图 8 间隙层面的湍流动能

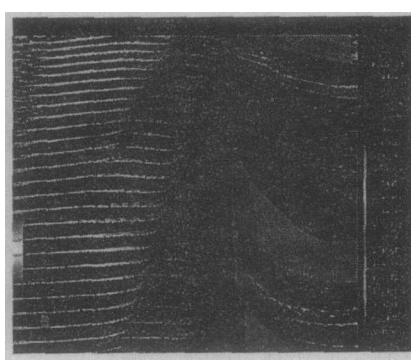


图 9 间隙层的流动分离现象和低速区(涡)

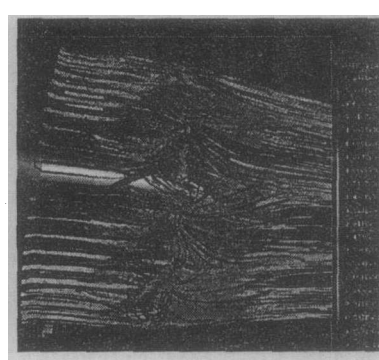


图 10 间隙层的流线分布和低速区(涡)

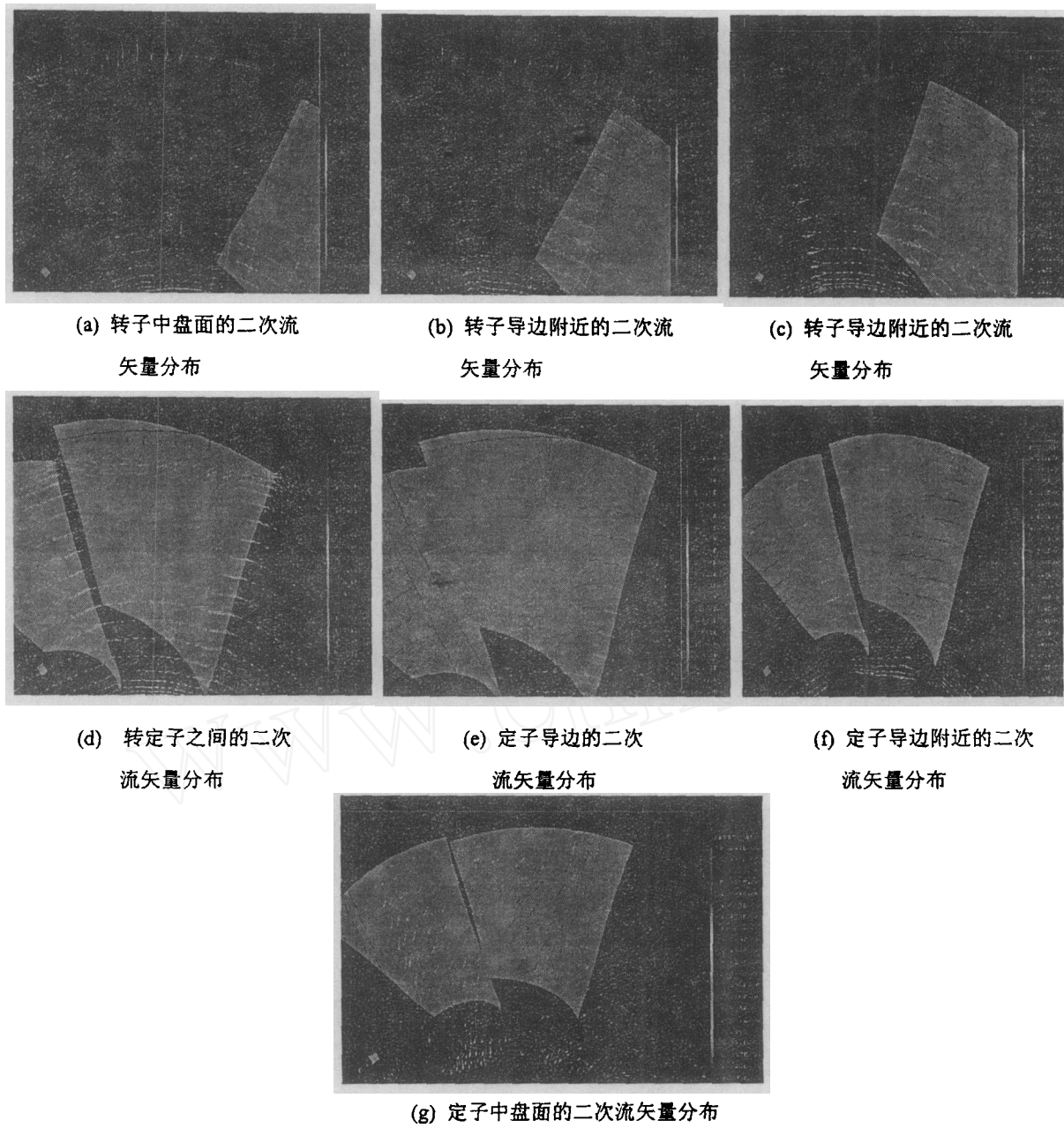


图 11 转定子叶片通道不同轴向位置横截的二次流分布

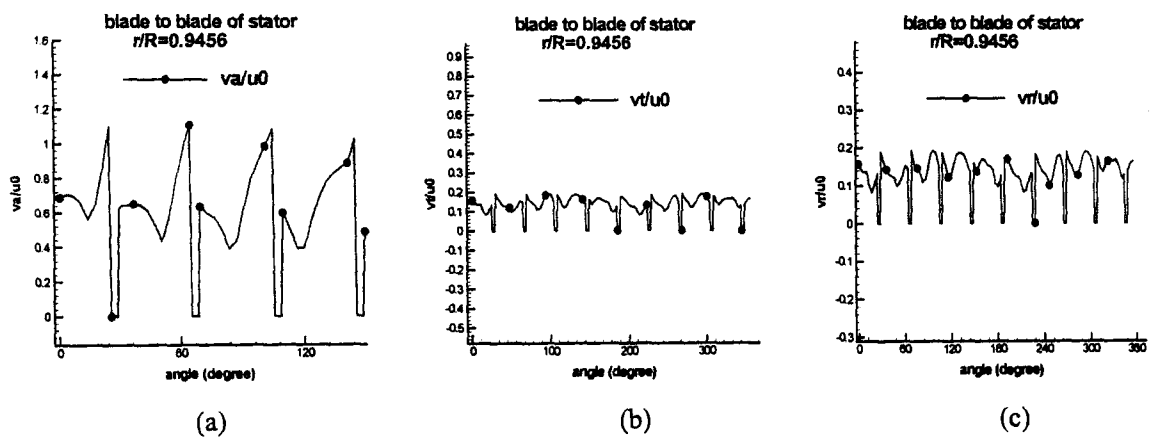


图 12 定子桨盘面处 $r/R=0.9456$ 处各速度分量的周向分布。

泄涡的低压中心在起始和生长阶段附着在动叶片叶梢附近的吸力面上,随着泄涡的不断发展和强化,在接近随边附近的位置,泄涡的低压中心开始脱离吸力面,向通道中部移动,同时也更加强了与主流区域的混合作用,因此其影响的范围也随之扩大,开始表现出扩散特征。在泄涡控制的明显区域内,使转子叶片通道 4/5 的空间导管内壁的边界层内的流动发生偏转(见图 11(a)),在叶梢所在的半径层面上已经波及到压力面附近,从二次流的情况来看,在径向方向上可以推进到半径的 1/3~1/2。当泄涡进入到转子的尾流区后,这个泄涡进入扩散混合阶段,由于转定子之间的空间比较小,泄涡的扩散在定子的叶片通道内得以延续。与此同时,由于动静叶片之间的相对运动,致使转定子之间有与之相应的涡旋出现,与泄涡进行混合,因此,转定子之间的涡旋强度以及混合程度都得到了加强。

由于定子反向速度梯度和加速流动以及方向上变化的影响,可能会导致泄涡的加速扩散。在扩散区域内,伴随强烈的动量交换,湍流动能加大,总速度降低(如图 6、8 所示)。由于泄涡的强度相对于主流速度比较大,因此其扩散过程需要比较长的时间。就本算例而言,扩散涡大部分能量似乎消失在定子的桨盘面之前(如图 8 所示),而从大半径的轴向速度和压力分布(如图 12 所示)来看,这一扩散过程已经影响到定子桨盘面之后的区域。同时还应注意到,定子的相反速度梯度和吸力面一侧的加速流动可能会导致旋转涡旋强度和方向的变化,这一点会更加强化泄涡与主流的相互作用,加速扩散过程。

由此看来,是泄涡的生成、输运和发展及其扩散过程影响(有时甚至控制)了转子叶片通道、转子尾流区、定子叶片通道的速度分布。

区别之三:间隙流动会使得叶梢附近的径向速度增大。这并非是说流动在间隙中的径向速度很大,如果是这样,那是与间隙流动的特征相矛盾的。这里所表现的是流动在叶梢附近具有较大的径向速度,其较大的径向速度来自于泄涡的启动过程和泄涡的旋转过程,由于低压涡流具有一定的强度和作用范围,因此,它不仅影响了叶梢附近的径向速度水平,同时,也使得主流流动的径向速度有了相应的提高。

5.1.2 对转、定子之间的速度场的影响

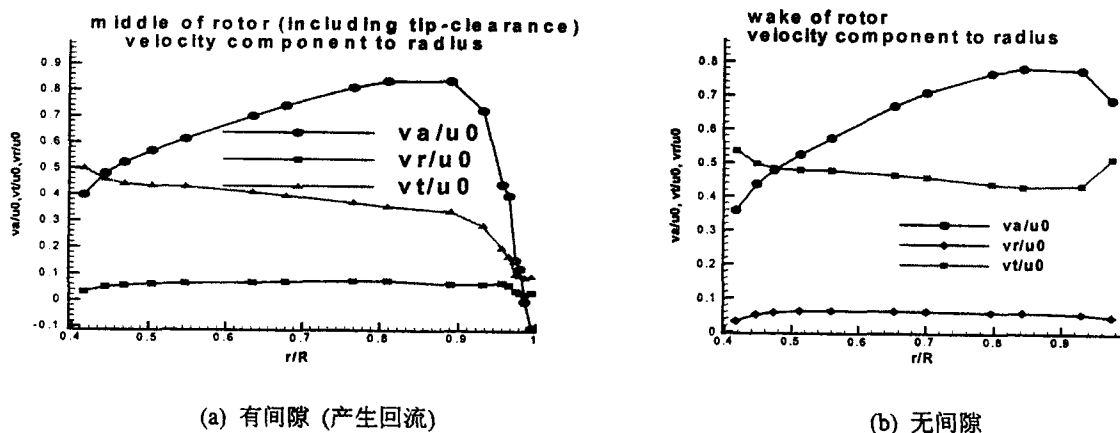


图 13 间隙流动对转、定子叶片通道中的速度场的影响

(图 13(a))在转定子之间的混合流场与无间隙的混合流场的区别同转子叶片通道的区别相类似,只是其轴向速度在导管壁面出现了回流,这是由间隙流动引起的泄涡的流场结构所决定的,另外,该区域的切向速度水平较低,也是与这一涡流有关。涡流的方向、水平和强度和尺寸决定着这一区域流场的物理特性,由于涡流在时间和空间的不稳定性,决定了这一区域流场的物理变量随时间和空间的

变化方向和水平。转定子之间“间隙位置”的切向速度水平比图 (b) 中的切向速度略低就是涡流在空间发展的一种具体的表现形式。

5.1.3 对定子叶片通道的速度场的影响

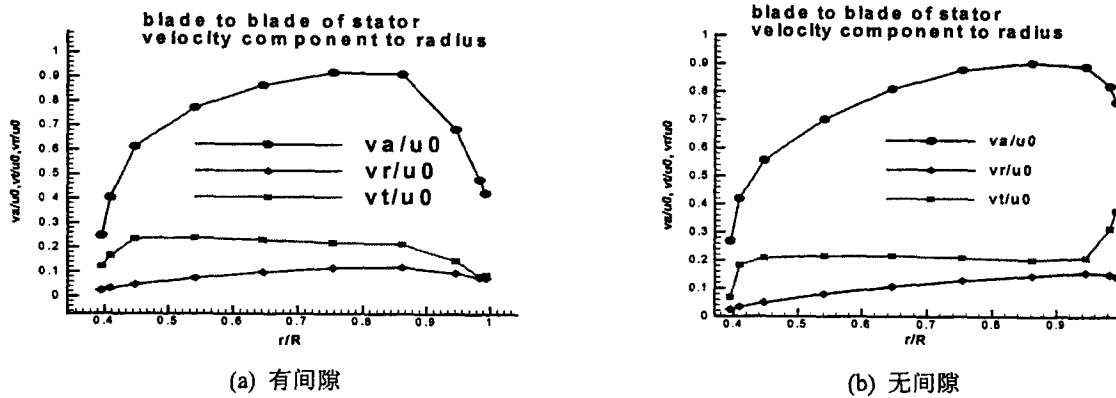


图 14 间隙流动对定子叶片通道中的速度场的影响

(图 14 (a)) 在定子桨盘面的流场中, 在 $r/R \geq 0.87$ 以后的轴向速度、切向速度和径向速度开始下降, 零间隙的情况是从 $r/R \geq 0.95$ 以后开始下降, 这说明间隙流形成的泄涡已经影响到定子桨盘面 $r/R \geq 0.87$ 的区域, 使该区域的主流速度迅速下滑。

5.1.4 对导管出口 (定子尾流场) 的速度场的影响

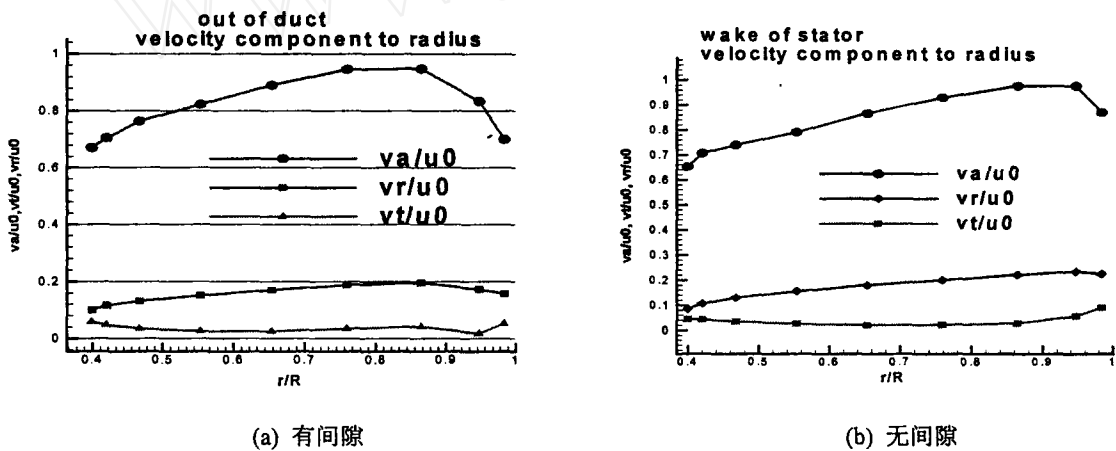


图 15 间隙流动对导管出口 (定子尾流场) 速度场的影响

(图 15 (a)) 从导管出口的径向速度场可知, 在主流区域基本看不出泄涡的影响, 可是在导管的壁面附近仍然有轴向速度的下降。可见间隙流动产生的涡流对于导管内的速度场影响是从间隙流一直延续到导管的出口附近。

间隙流动能够使流场产生明显变化的区域是有限的, 其影响的形式是低压涡流的生成、输运、发展和扩散, 从径向速度的表现来看这一扩散区域是从桨盘面叶梢一直到叶根, 因为无间隙的情况是径向速度随半径的变化是梯度基本为零, 而间隙流动却增加了径向速度沿半径的梯度 (如图 3 (a) 所示)。泄涡在轴线方向的扩散是从动叶片一直到导管的出口 (根据导管壁面出口轴向速度的表现可知), 这一影响无论对推进器的性能还是安全性来说都是极为不利的。对性能而言, 某一区域轴向速度的下降意味着流场在轴向获得的动量将减小, 即推进器的推力将减小, 对安全性而言, 间隙泄涡的产生在压力水平比较低的情况下无疑是诱发空泡的动因, 空泡的产生不仅会使叶片发生汽蚀, 同时会因此而

伴随着较大的空泡噪声。当然，即使不发生空泡，间隙泄流的发展和扩散也会增大水力噪声。

5.2 间隙流动对转、定子叶片表面压力分布的影响

5.2.1 对转子叶片表面压力分布的影响 (图 16、17)

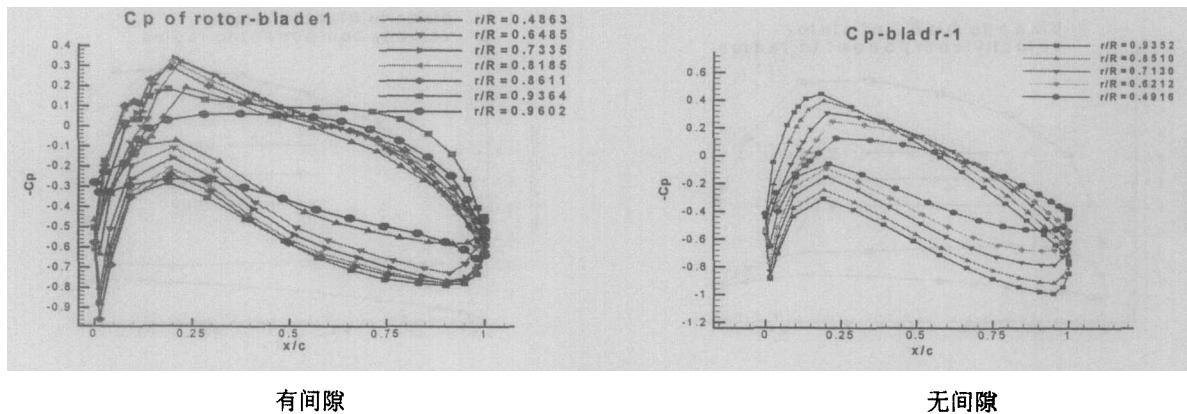
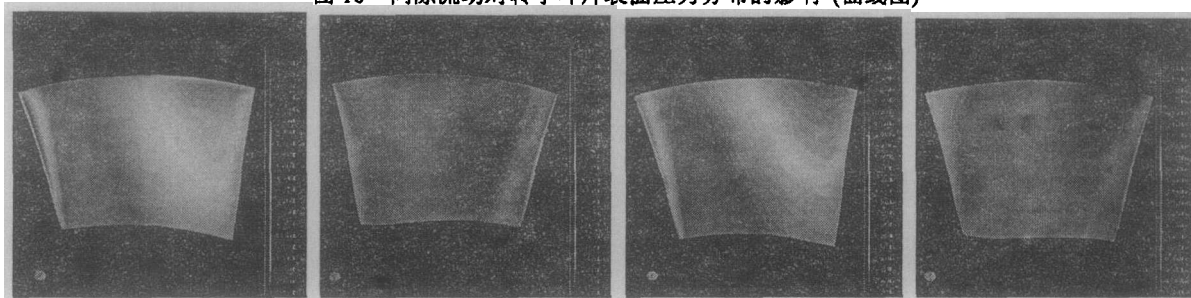


图 16 间隙流动对转子叶片表面压力分布的影响 (曲线图)



(a)有间隙时动叶片压力面 (b)有间隙时动叶片吸力面 (c)无间隙时动叶片压力面 (d)无间隙时动叶片吸力面

图 17 间隙流动对转子叶片表面压力分布的影响 (图谱)

在零间隙的情况下，当 $x/l \leq 0.40$ 时，吸力面的压力随半径而减小，压力面的压力随半径而增大；但是当 $x/l \geq 0.40$ 时，吸力面的压力分布随半径的增大而增大，压力面的压力分布仍然是随半径的增大而增大（情况与 $x/l \leq 0.40$ 相同）。

对于有间隙（间隙为总径向跨度的 4.42%）的情况，与零间隙不同的是，在 $r/R \geq 0.8185$ 以后，当 $x/l \leq 0.40$ 时，吸力面的压力随半径增大而升高，压力面分布形式不变；当 $x/l \geq 0.40$ 时，吸力面的压力随半径增大而减小。在 $r/R \leq 0.8185$ 时，压力分布形式与零间隙的情况基本相同。

这说明间隙流形成的“泄流”对动叶片压力分布明显的影响区域是在 $r/R \geq 0.8185$ 的叶顶部分，它的作用是使叶顶部分（ $r/R \geq 0.8185$ ）的压力面总体泄压（ $-C_p$ 升高），使吸力面总体加载（ $-C_p$ 降低）。尽管在 $x/l \geq 0.45$ 时， $-C_p$ 升高，但并没有改变叶片的负荷减小所导致的推力和扭矩下降这个最终的结论。那么，为什么在 $x/l \geq 0.45$ 时， $-C_p$ 会升高？

这仍然是由于“泄流”对压力面和吸力面不同位置的作用特点所致，即与“泄流”在叶片通道的分布（包括强度分布和大小分布）有直接的关系。

由此看来，在合理的设计叶片线形等几何参数的前提下，减小以至于消除“泄流”是保证动叶片性能的最有效途径。然而，在无法彻底消除“泄流”的时候，能否在叶形的设计上考虑到“泄流”的影响而使其副作用减至最低，这是泵喷推进器工程设计需要研究的重要问题之一。由于流动在叶梢附近具有较大的径向速度，其较大的径向速度来自于间隙流的启动过程和泄流的旋转过程，由于低压涡流具有一定的强度和作用范围，因此，它不仅影响了叶梢附近的径向速度水平，同时，也使得主流流

动的径向速度有了相应的提高。鉴于此，为了阻止间隙流动的启动过程，有关的文献中报道了如下两种方法：一种是在叶梢的顶端增加端板的方法，同时，端板的另一作用是减小间隙流的压力驱动作用；另一种是在叶片的叶梢半径加装环形裙带等。

在推进器无间隙时，导管对动叶片压力分布的影响是：由于导管的作用使得叶片弦向的压力分布由靠近导边的极大值点降低到随边的压力值时速率比较快。而此处由于间隙的影响在叶片顶部的弦向压力分布变得比较平坦了，这意味着间隙有使得弦向分布趋向于（拉平或者）均匀化的一面。但如果说间隙有使得压力面和吸力面的压力有趋于均匀化的作用（即缩小压力面和吸力面之间的压力差），这一说法要视具体情况而定，当 $r/R \geq 0.9602$ 时，压力面 $-C_p$ 升高，吸力面 $-C_p$ 降低。这一说法正确；当 $0.9364 \geq r/R \geq 0.8185$ 时，却表现异常： $x/c \geq 0.4$ 时吸力面的负压 $-C_p$ 升高，压力面变化不大，因此压力面和吸力面的压差反而扩大了。究其原因，仍然是“泄涡”所致。所以，“泄涡”的存在增加了动叶片压力分布的多样性和复杂性。

值得说明的是，动叶片的压力分布规律和分布形式会随着间隙的尺寸、叶片的线形和工况的变化而变化。这是叶片压力分布多样性和复杂性的另一面。

5.2.2 对定子叶片表面压力分布的影响（图 18、19）

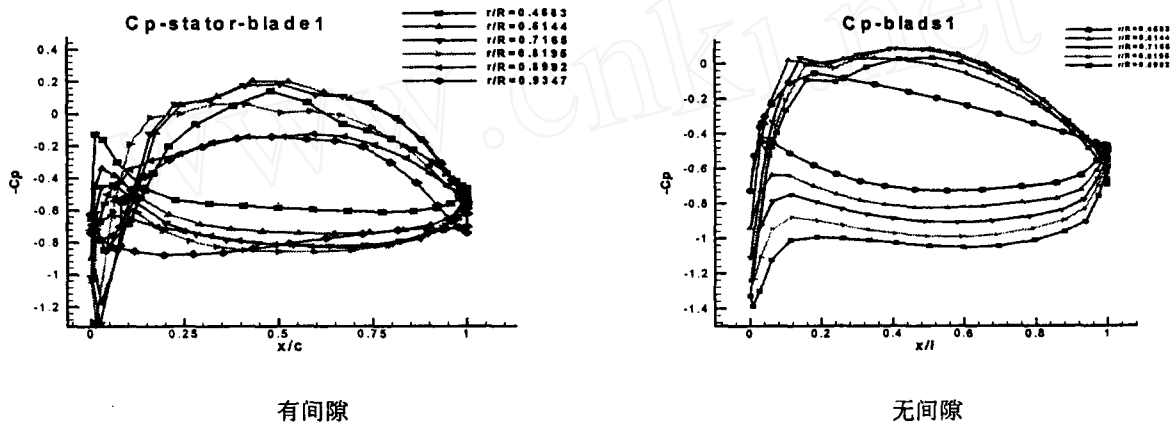
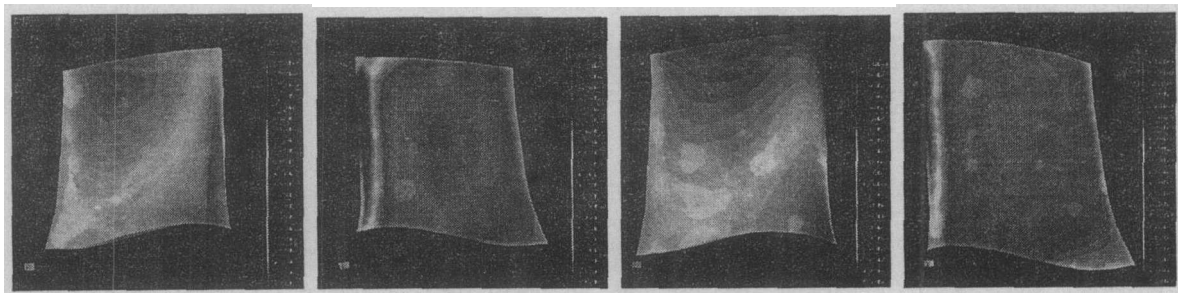


图 18 间隙流动对定子叶片表面压力分布的影响（曲线图）



(a)有间隙时静叶片压力面 (b)有间隙时静叶片吸力面 (c)无间隙时静叶片压力面 (d)无间隙静叶片吸力面

图 19 间隙流动对定子叶片表面压力分布的影响（图谱）

与零间隙转子后的静叶片压力分布相比，有间隙转子后的静叶片压力分布有两个显著特点：第一、压力面导边出现明显的负压峰值，吸力面的导边的负压峰值消失。第二、静叶片叶梢附近负荷下降，同时，当 $r/R \geq 0.8992$ 时，静叶片在不同周向位置的的压力分布差异比较大，说明出现了不稳定干扰，这种干扰仍然来自于“扩散混合涡”的影响。由此可见，泄涡的存在不仅使动叶片 $r/R \geq 0.8185$ 的区域发生吸力面加载，而且也使得静叶片在 $r/R \geq 0.8195$ 的区域发生了吸力面加载。这种吸力面加

载的现象将同时削弱动静叶片的叶梢区域 ($r/R \geq 0.82$) 的总体负荷。这再一次说明了间隙流动的危害。

6 结 语

通过分析导管内各个部分 (转子桨盘面、转子后/转定子之间、定子盘面、导管出口/定子后) 的速度场分布, 发现间隙流的影响突出地表现在转子叶片通道的速度场特征; 转、定子表面压力分布的变化和叶梢负荷的下降, 同时“泄涡”的存在 (间隙的尺寸、叶片的线形和工况的变化) 增加了动叶片压力分布的多样性和复杂性; 转、定子之间混合流场的速度回流现象等。论文涉及的重要问题还有: 间隙流的形成机理; 泄涡 (低压中心) 的生成、输运与发展、扩散与消失过程; 间隙流对于性能、振动和水动力噪声的影响; 间隙存在时, 叶片设计方面的考虑; 泄涡存在时, 动叶片压力分布的多样性和复杂性; 阻止间隙流的方法等。

本文的特点是从内外流场一体化的思想出发, 将航行体 (可包括全附体配置的水下和水面航行体) 与其推进器及其间隙作为一个组合物进行复杂流场的整体化计算, 既可以更全面地反映航行体绕流场的整体结构和宏观效果、又真实客观地反映了航行体泵喷推进器内部复杂流场的精细结构和局部影响效果。这一内外流场整体化联合计算的方法无论对于研究航行体的水动力性能和声学性能, 还是研究航行体 (包括推进器和附体部分) 的局部结构的优化设计, 都具有非常重要的工程实际意义。

参 考 文 献:

- [1] Betz A. The Phenomena at the Tips of Ka plan Turbines. *Hydraulische Probleme*, 1925.
- [2] Meldahl A. The End Losses of Turbine Blades," *The Brown Boveri Review*, 1941, 28(11): .356-361.
- [3] Rains D A. Tip Clearance Flows in Axial Flow Compressors and Pumps. *Hydromechanics and Mechanical Engineering Laboratories, California Institute of Technology Report No.5*, 1954.
- [4] Chen G T, Greitzer E M, Tan C S, Marble F E. Similarity Analysis of Compressor Tip Clearance Flow Structure," *ASME Journal of Turbomachinery*, 1991, 113: 260-270.
- [5] Chien K Y. Prediction of Channel and Boundary-Layer Flows With a Low Reynolds Number Turbulence Model. *AIAA Journal*, 1982, 20(1): .33-38.
- [6] Copenhaver W W, Mayhew E R, Hah C. The Effect of Tip Clearance on a Swept Transonic Compressor Rotor. *ASME Paper 94-GT-363*, to be published in *ASME Transactions*, 1994.
- [7] Freeman C. Effect of Tip Clearance on Compressor Stability and Engine Performance. *Tip Clearance Effects in Axial turbomachines, Von Karman Institute Lecture Series*, 1985.
- [8] Hah C. A Numerical Modeling of Endwall and Tip-Clearance Flow of an Isolated Compressor. *ASME Journal of engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108(1): 15-21.
- [9] Schaub U W, Vlasic E, Moustapha S H. Effect of Tip Clearance on the Performance of a Highly Loaded Turbine Stage. *Proceedings of AGARD PEP 82nd symposium*, 1993.
- [10] Storer J A, Cumpsty N A. Tip Leakage Flow in Axial Compressors. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1991. 113: 252-259.

- [11] Yalas M, Sjolander S A. Review of Studies on Tip Clearance Effects in Axial Turbomachinery. Carleton Univ. Report No. M&AE 88-3, 1988.
- [12] Zierke W C, Farrell K J, Straka W A. Measurements of Tip Clearance Flow for a High Reynolds Number Axial-Flow Rotor: Part 2-Detailed Flow Measurements. ASME Paper 94-GT-454, 1994.
- [13] Goto A. Study of Internal Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller at Various Tip Clearances Using Three-Dimensional Viscous Flow Computations. ASME Journal of Turbomachinery, 1992, 114: 373-382.
- [14] 姚启鹏等. 渔子溪电站水轮机导叶区磨损水力原因的研究. 大电机技术, 1985.
- [15] Xiao Xinwen, Lakshminarayana B. Tip Clearance Effects in a Turbine Rotor: Part I-Pressure Field and Loss ASME. J of Turbomachinery. 2001(1),123, Iss. 2, 297~304.
- [16] Yaras M, Zhu Yingkang, Sjolander S A. Flow Field in the Tip Gap of a Planar Cascade of Turbine Blades. Transactions of the ASME, 1989, 111: 276~283.
- [17] 陈秉二, 彭国义. 水轮机导叶端面间隙流态的研究. 甘肃工业大学学报, 1988.
- [18] Brekke H, Chen Xin. A Study of the Guide Vane Flow and the Influence from the Leakage Flow, IAHR, 16 Symposium, 1992.
- [19] Monkewitz. Measurement of Tip Vortex Characteristics and the Effect of an Anti-Cavitation Lip on a Model Kaplan Turbine Blade. Kluwer Academic Publishers, 2000.
- [20] Booth T H, Dodge P R, Hepworth H K. Rotor-Tip Leakage: Part-Basic Methodology ASME Paper. Gas turbine conference. Kimon Roussopoulos and Peter A, 1981.
- [21] Lien F S, Leschziner M A. A General Non-Orthogonal Collocated Finite Volume algorithm for Turbuplementation, Computer Methods in Appl. Mechanics and Engineering, 1994,11: 491~511.
- [22] 廖伟丽, 李建中. 水轮机蜗壳内流动的数值研究. 西安理工大学学报, 2002.