

文章编号: 1000-8055(2008)03-0534-07

离心压气机确定应力场分析

柳阳威¹, 黄卫兵², 刘宝杰¹

- (1. 北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083;
2. 中国人民解放军驻沈阳黎明发动机制造公司军事代表室, 沈阳 110043)

摘 要: 采用定常和非定常数值模拟技术, 研究了某跨声离心压气机内的固有非定常流动. 对比分析了定常流场和非定常时均流场之间的差别, 着重分析了通道内确定应力的分布规律以及交界面确定应力的分布特点. 结果表明, 叶轮和扩压器中的确定应力在数值上相当, 通道内的确定应力沿周向分布有较大的梯度、沿流向分布的总体趋势是从交界面向两侧迅速衰减, 交界面处的确定应力和其空间相关项之间在数值上存在一定的偏差.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 离心压气机; 转静干涉; 确定应力; 数值模拟

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Analysis of deterministic stresses in a centrifugal compressor

LIU Yang-wei, HUANG Wei-bing, LIU Bao-jie

- (1. National Key Laboratory on Aero-Engines,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;
2. Customer Representative of Shenyang Liming Engine Manufacturing Corporation,
Shenyang 110043, China)

Abstract: Steady and unsteady simulations were conducted in the investigation of deterministic unsteady phenomenon in a transonic centrifugal compressor with splitter blade. Results from the steady and unsteady simulations were compared firstly and then the distributions of deterministic stresses in the blade passage and the components of deterministic stresses based on velocity decomposition at the impeller/diffuser interface were studied in depth. The study indicates that the deterministic stresses in the impeller and diffuser are of similar magnitudes, and that the stresses in the passage have large gradients in circumferential direction and decrease rapidly from the interface towards two sides in flow direction, and also shows that the spatial correlations have some discrepancies with the deterministic stresses at the impeller/diffuser interface.

Key words: aerospace propulsion system; centrifugal compressor; impeller/diffuser interaction; deterministic stresses; numerical simulation

离心压气机具有尺寸小、单级压比高和稳定工作范围宽广等优点, 在航空航天、能源、化工及冶金等部门应用相当广泛. 而如何设计高性能的离心压气机在很大程度上要依赖于对其内部流动

结构和流动机理的深刻认识, 为此国内外一些学者采用试验和数值方法对离心压气机内部流动进行了深入地研究^[1-3]. 研究表明, 离心压气机中叶轮和径向扩压器之间存在着强烈的固有非定常相

收稿日期: 2007-03-16; 修订日期: 2007-06-08

基金项目: 国防基础预研项目(A0620060430); 航空支撑科技基金(04B51004)

作者简介: 柳阳威(1980)男, 辽宁朝阳人, 博士生, 主要从事叶轮机气动热力计算研究.

互作用. 随着对其性能、成本、寿命和可靠性要求的进一步提高, 设计过程中势必要越来越多地考虑这种非定常效应.

近年来, 随着 CFD 技术的日臻成熟及其广泛应用, 离心压气机的研制水平得到了很大的提高. 由于采用掺混面法的定常数值模拟技术无法计及转静干涉效应, 而非定常数值模拟技术又耗费太大, 一种可以计及转静干涉效应的定常数值模拟技术应运而生. Adamczyk^[4]于 1985 年通过引入三个平均算子, 在定常计算框架内使用确定应力来计及转静干涉效应, 建立了描述叶轮机内确定性非定常流动的通道平均方程. 但是通道平均方法也带来了确定应力的封闭难题, 如何建模决定了这种方法在工程上的应用前景.

自 Adamczyk 提出通道平均方程以来, 许多学者在确定应力建模方面开展了研究性工作并提出了一些具有代表性的模型^[4-12], 如 Adamczyk^[5]的理论模型、Sondak^[7]的无粘非定常与粘性定常耦合计算、He 的非线性谐波法^[9]、Van de Wall^[10]的输运模型以及季路成^[11]的半经验模型等. 虽然这些模型都在一定程度上取得了成功, 但由于模型精度和可操作性等原因, 都未能在工程设计中得到广泛应用. 因此, 确定应力的建模方法有待进一步地深入研究.

本文采用 NUMECA 软件对一带有分流叶片的高负荷离心压气机进行了全三维粘性定常及非定常数值模拟, 对比了定常和时均结果的差别, 着重分析了通道内确定应力的分布规律以及交界面确定应力的分布特点, 可对确定应力建模的发展提供一定的指导作用.

1 数值方法

1.1 数值模拟方法

计算的算例是某一压比 4 的跨声离心压气机级, 由采用后弯设计的带有分流叶片的半开式叶轮和叶片式扩压器组成.

采用 NUMECA 软件, 对该离心压气机的设计点进行了全三维粘性定常、非定常数值模拟. 为了节省计算资源, 非定常计算采用了 Domain Scaling 方法, 长叶片、分流叶片、扩压器叶片数简化为 3: 3: 5. 对于转静交界面, 定常计算采用了掺混面方法; 而非定常计算中叶轮和扩压器之间的相对位置随着物理时间步的变化而改变, 信息传递采用插值方法. 非定常计算采用双重时间步法, 每个物理周期分成 100 个物理时间步, 每个物

理时间步设定 150 个虚拟时间步. 在虚拟时间步上设定残差值, 在物理时间步上监测流场参数以确认计算是否收敛, 若流场参数呈现周期性变化, 即认为收敛. 空间离散采用中心差分, 物理时间离散采用二阶隐式后差格式, 虚拟时间离散采用四步显示 Runge-Kutta 法, 湍流模型采用 S-A 模型, 为了加速收敛, 还采用了并行计算和完全多重网格技术. 进口给定总温、总压、气流角的分布, 出口则给定静压. 所有壁面均设为绝热、无滑移.

定常计算和非定常计算采用了同一套分区结构化网格. 整个流场网格由叶轮和扩压器两部分组成, 如上所述采用 Domain Scaling 方法分别计算 3 个和 5 个通道. 每个叶轮通道计算网格分成 6 块, 叶轮通道由分流叶片分成两个子通道, 每个子通道网格为 $29 \times 101 \times 37$ (周向 $\times$ 流向 $\times$ 展向). 长叶片和分流叶片的叶尖间隙网格均分为内外两块, 内部为 H 型网格, 分布为 $17 \times 65 \times 9$ (周向 $\times$ 流向 $\times$ 展向); 外部为 O 型网格, 分布为 $13 \times 161 \times 9$ (周向 $\times$ 流向 $\times$ 展向). 扩压器叶片为 H 型网格, 分布为 $37 \times 97 \times 29$ (周向 $\times$ 流向 $\times$ 展向). 整个计算流场网格由 23 块组成, 网格节点总数约为 135 万 (1 343 335). 所有叶片表面第一条网格线的 $y^+ \leq 5$. 图 1 给出了计算的网格 (隔三取一).

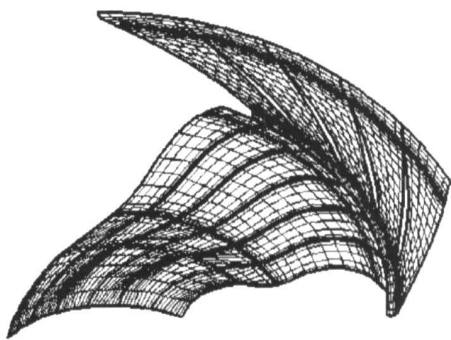


图 1 三维计算网格 (隔三取一)

Fig. 1 Three dimensional computational grid

1.2 确定应力处理方法

自从 Adamczyk 提出通道平均方程以来, 很多学者就致力于解决确定应力的封闭问题, 由于其强非线性特性, 使其难以很好封闭. 绝大多数的确定应力模型都基于如下速度分解

$$\overline{V}(z, \theta, r, t) = \overline{V}_{\text{axi}}(z, r) + \overline{V}_r(z, \theta - \Omega_r, r) + \overline{V}_s(z, \theta, r) + V''(z, \theta, r, t) \quad (1)$$

其中 $\overline{V}_{\text{axi}}$ 是轴对称速度, $\overline{V}_r$ 是在转动参考系下的时均速度相对于轴对称速度的空间脉动速度, $\overline{V}_s$ 是在静止参考系下的时均速度相对于轴对称速度

的空间脉动速度, V'' 在静止坐标系和转动坐标系中均为绝对的非定常速度. 在转静交界面处, 尽管在大多数情况下, 绝对非定常速度 V'' 不是非定常速度的主要部分, 但是绝对非定常速度却代表了转静之间相互作用的全部非线性特征. 因此, 如上的速度分解不仅为数值模拟提供了建模的思路, 而且还为定性乃至定量地研究转静之间的相互作用提供了有效的方法.

根据上面的速度分解, 非定常脉动速度可以写为(以静止参考系为例)

$$\begin{aligned} V_s(z, \theta, r, t) = & \overline{V_r}(z, \theta - \Omega, r) + \\ & V''(z, \theta, r, t) \end{aligned} \tag{2}$$

相应地得到确定应力为(以静止参考系为例)

$$\overline{\rho V_s V_s} = \overline{\rho V_r V_r} + 2\overline{\rho V_r V''} + \overline{V'' V''} \tag{3}$$

(a) (b) (c) (d)

其中 (a) 是确定应力项, (b), (c) 和 (d) 分别为组成确定应力的空间相关项、时空相关项、时间相关项. 如无特殊说明, 本文中叶轮、扩压器通道中的确定应力都是在各自相应的参考系下求得的.

本文中, 所有的确定应力都采用进口的流动参数(密度、轴向速度)进行了无量纲化. 其中, 确定应力表示中采用 Z, R, T 分别代表轴向、径向、周向. DeStressRT 就代表径向脉动速度(R 代表)和周向脉动速度(T 代表)相关得到的确定应力, 就是公式 (2) 中的 (a) 项; SpatialRR 代表的是确定应力 DeStressRR 的空间相关项, 就是公式中的 (b) 项; 其它如 DeStressZZ, SpatialTT 等表示法与以上含义一致.

2 计算结果及分析

本文采用定常数值模拟计算了该离心压气机在设计转速下的工作特性, 并对设计点进行了非定常数值模拟. 图 2 给出了非定常计算中叶轮出口流量在一个物理周期内的分布情况, 从中可以

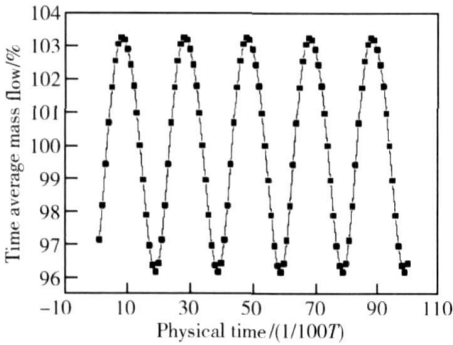


图 2 叶轮出口流量的时变曲线

Fig. 2 Unsteady mass flow rate of the impeller exit

看出计算达到了很好的周期性, 这也表明非定常计算已经较好地收敛. 同时可以看到, 叶轮出口的流量脉动达到了出口流量的 7%, 这表明扩压器对叶轮有较强的势作用.

2.1 定常和时均结果对比分析

图 3 给出了定常、非定常数值模拟所得到的离心压气机的工作特性. 其中, 所给出的非定常计算压比、效率是采用流量加权时间平均得到的. 可以看到, 在设计点非定常计算得到的流量、压比、效率都比定常计算得到的偏高, 流量相差约 1.3%, 而总压比、绝热效率相差约为 0.25%. 总体来说, 对于离心压气机的设计点, 定常计算和非定常计算在总性能预测上吻合得较好.

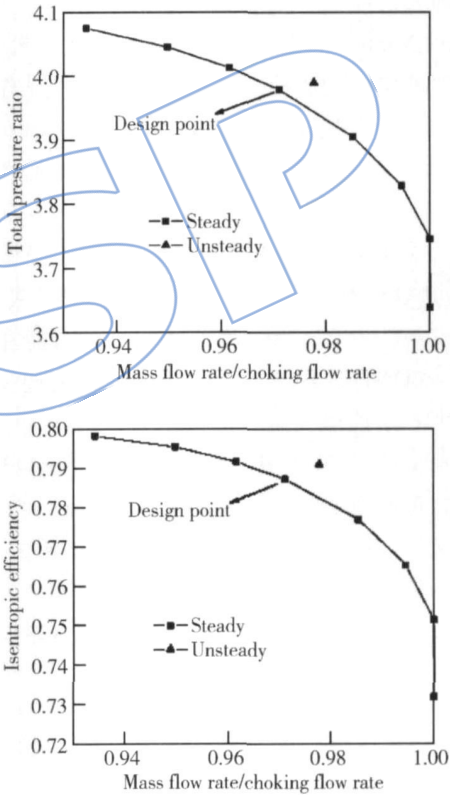


图 3 设计转速下的工作特性

Fig. 3 Characteristic at the design condition

对于设计点的数值模拟, 在定常计算和非定常计算中采用了相同的边界条件设置, 因此在该级的工作点没有大的改变的前提下, 进行定常流场和时均流场细节的直接对比. 图 4 给出了扩压器叶中截面周向速度分布的对比情况, 可以看到, 定常计算和非定常计算在流场细节上还有不小的差别, 尤其是在叶片的喉道之前的入口段差别更为明显, 另外非定常计算的叶片分离区起始位置更靠后, 并略小一些. 如前所述, 定常流场和时均流场之间的差别, 就在于在定常计算中忽略了转

静干涉效应,而这种转静干涉效应又可以通过确定应力反映出来.

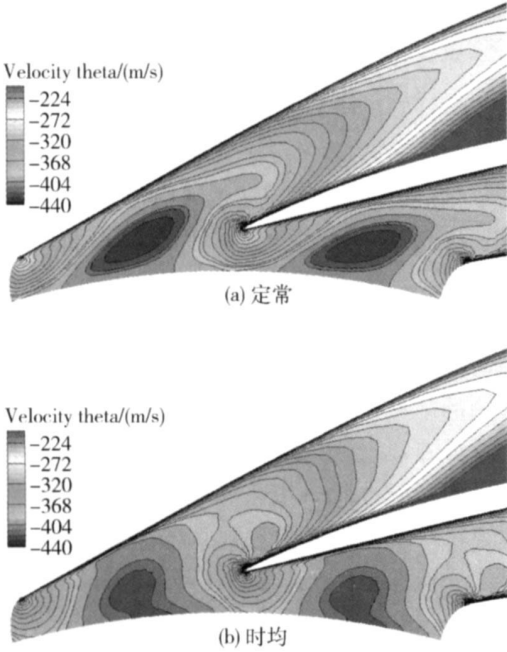


图 4 扩压器叶中截面的周向速度分布
Fig.4 Tangential velocity contours at mid span of diffuser

图 5 给出了扩压器叶中截面与周向脉动速度直接相关的确定应力分布情况(需要注意地是为了突出结构,阈值没有统一);可以看出,确定应力 DeStressTT 数值相对较大, DeStressRT 约为 DeStressTT 的一半左右,而 DeStressTZ 则要小得多.对比图 4 可以看出,确定应力的分布情况与定常和时均结果差别的分布情况基本对应,也是在叶片喉道之前的入口段较大.事实上,定常流场和时均流场之间的差别就在于在定常计算中没有计及确定应力,但需要注意的是,这种差别并不一定是由于在定常计算中忽略了“当地”的确定应力所致.理论上讲,在定常计算中加入准确的确定应力可以得到和时均结果完全一致的流场.因此,确定应力模型精度的高低就决定了这种通道平均方法的应用前景.

2.2 通道内确定应力分布研究

通道平均方程通过确定应力的引入可以在定常计算的框架下计及转静间的非定常相互作用,而求解的关键就在于对确定应力的模化.不管采用何种方式建模,都要力图反映非定常现象的物理本质,而这又体现在对确定应力分布特点的认识和把握上.由于确定应力周向分布模化的难度较大,大部分确定应力模型都采用了确定应力周

向均匀假设^[5,6,8,11-12].一些学者采用以“空间代时间”的建模方法,只考虑确定应力空间相关项^[5,6,8];还有一些学者采用经验或者半经验方法建模^[11-12],在采用“空间代时间”的方法得到界面处确定应力后,按照确定应力沿流向的衰减规律进行建模.针对这些建模方式,这一部分主要侧重于分析确定应力的周向和流向分布.

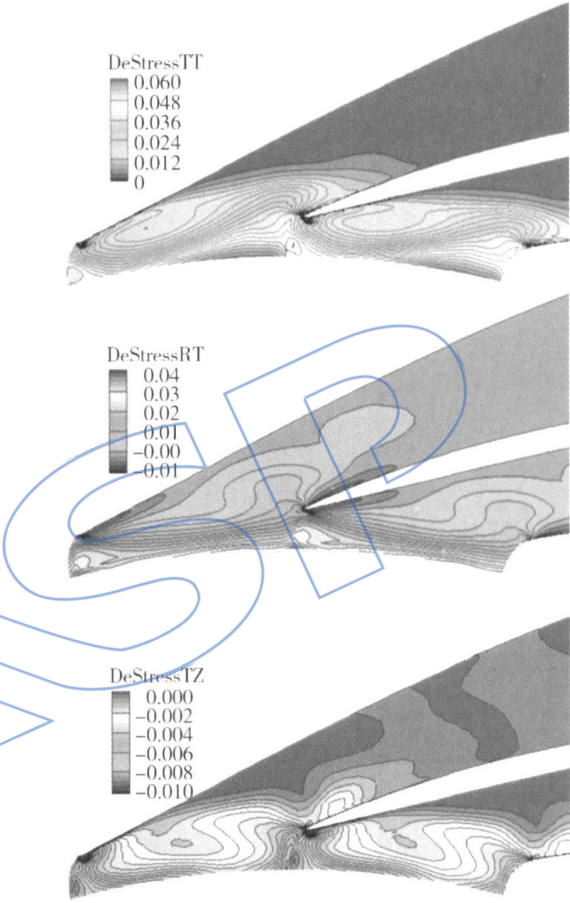


图 5 扩压器叶中截面的确定应力分布
Fig.5 Deterministic stresses contours at mid span of diffuser

图 5 可以看出,扩压器中叶中截面的高确定应力区主要分布在喉道之前,并且基本上是离交界面越近,数值越大;沿周向的分布非但不均匀,而且还有较大的梯度,尤其在叶片前缘附近确定应力相对较大,这也表明转静干涉的非线性效应比较明显.

图 6 和图 7 分别给出了确定应力在叶轮、扩压器中沿流向的一维分布曲线(确定应力按 S3 流面进行平均).可以看到,无论是在叶轮中还是在扩压器中,确定应力分布的总体趋势都是在交界面处较大(叶轮中最大确定应力出现在尾缘后),然后沿流向向两侧迅速衰减,在到达各自弦长约 20% 左右的位置,确定应力基本衰减为 0;确定应

力 DeStressTT, DeStressRT 和 DeStressRR 这三个分量数值较大, 是确定应力的主要部分, 而另外三个确定应力分量则很小, 低约一个量级, 基本可以忽略; 叶轮中确定应力和扩压器中确定应力在数值上相差不多, 这表明离心压气机中叶轮和扩压器之间非定常相互作用比较强烈.

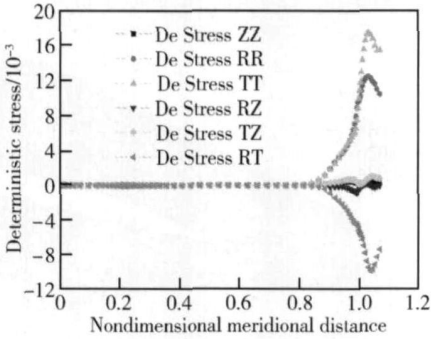


图 6 叶轮中确定应力流向分布图

Fig. 6 Deterministic stresses distribution along flow direction in impeller passage

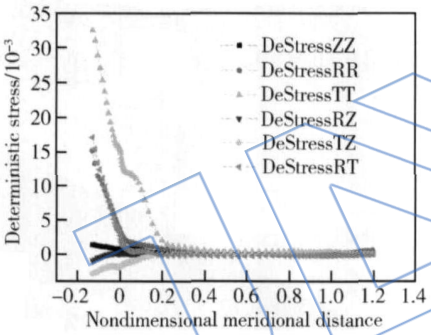


图 7 扩压器中确定应力流向分布

Fig. 7 Deterministic stresses distribution along flow direction in diffuser passage

对比轴流压气机内确定应力的分布发现^[13], 离心压气机内的确定应力分布有其自身的特点. 和轴流压气机相比, 离心压气机内下游叶片排(也即扩压器)中的确定应力衰减更快, 这是由于扩压器中的逆压力梯度更大; 一般说来, 下游叶片排中扩压越快, 无粘拉伸就越厉害, 使得速度亏损衰减越快, 从而确定应力衰减也越快. 文献^[13]计算结果还表明, 在轴流压气机中, 上游叶片排(即算例中的转子)中的确定应力和下游叶片排(即算例中的静子)中的确定应力相比非常的小, 相差至少一个量级, 基本可以忽略; 而在离心压气机中, 上游叶片排(即叶轮)中的确定应力和下游叶片排(即扩压器)中的确定应力在数值上相差不多, 使得建模时不能忽略, 因此那些在轴流压气机中可以较好适用的只计及上游叶片排对下游叶片排影响的

确定应力模型, 如 Rhie^[6], Hall^[8]的模型, 在离心压气机中就不再适用.

2.3 交界面确定应力分布研究

如前所述, 绝大多数确定应力模型都采用了“空间代时间”的方法而只计及确定应力空间项, 或者采用确定应力流向衰减经验公式来进行模化, 从而忽略了确定应力在通道内的周向梯度, 这和确定应力的实际分布情况还存在一定的差距. 于是出现了一些更为复杂精度也更高可以较为准确地求解通道内确定应力场的模型, 如 He 的非线性谐波法^[9]、Van de Wall^[10]的输运模型等, 但和以往的绝大多数模型一样, 在交界面处也遇到了建模难题, 一般仍采用“空间代时间”的方法而只计及确定应力空间相关项, 此时交界面处的确定应力建模精度就显得更加重要. 几乎所有的模型在交界面处采用了“空间代时间”的建模方法, 因此这一部分主要分析交界面处的确定应力分布情况.

图 8 和图 9 分别给出了交界面处叶轮出口和扩压器进口确定应力展向分布的情况, 其中确定应力是周向平均的结果. 可以看到, 在交界面处, 确定应力 DeStressTT, DeStressRT 和 DeStressRR 这三个分量数值很大, 是确定应力的主要部分; 而另外三个确定应力分量则很小, 尤其在叶轮出口, 几乎可以忽略.

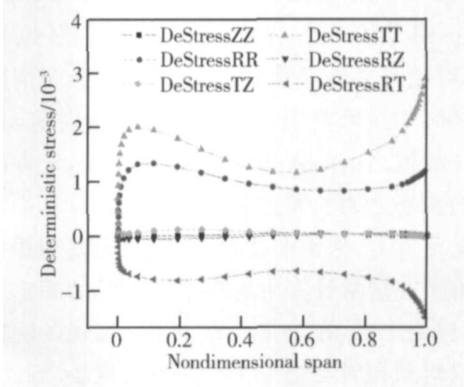


图 8 叶轮出口确定应力展向分布

Fig. 8 Deterministic stresses distribution along spanwise at impeller exit

图 8 表明叶轮出口的确定应力沿展向分布比较均匀, 而在端区略大一些. 对比图 10 可以看到, 这是由于扩压器进口的压力分布沿周向有很大的脉动而沿展向分布又比较一致, 使得叶轮出口沿展向经历着相似的压力脉动, 从而叶轮出口的确定应力沿展向分布比较均匀; 而确定应力在端区略大, 原因之一是端区抵抗压力变化的能力略小,

从而对出口的反压变化更为敏感一些.

图 9 表明扩压器进口的高确定应力区域在展向叶中附近, 对比图 11 可以看到, 这是由于叶轮的叶尖泄漏等低能流体迁移到了叶轮的叶中位置, 使得叶轮出口处叶中位置的流场参数沿周向分布很不均匀, 从而使得扩压器进口参数经历着很强的“确定性扰动”, 而在轴流压气机中下游叶片排中的扰动主要是由上游叶片排的尾迹形成的; 因此, 在设计中, 叶轮出口参数应该尽量均匀, 这样可以减弱这种固有的非定常效应.

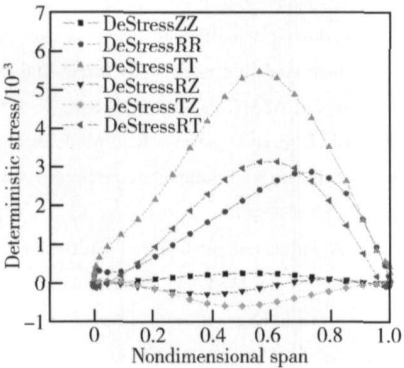


图 9 扩压器进口确定应力展向分布
Fig. 9 Deterministic stresses distribution along spanwise at diffuser inlet

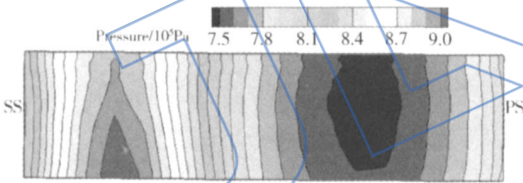


图 10 扩压器进口静压分布
Fig. 10 Pressure contours at diffuser inlet

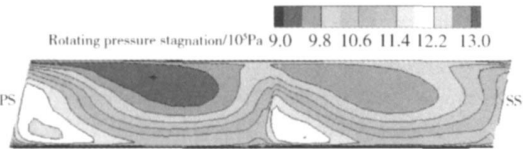


图 11 叶轮出口相对总压分布
Fig. 11 Rotating pressure stagnation contours at impeller exit

图 12 和图 13 分别给出了交界面处叶轮出口和扩压器进口确定应力与其空间相关项的展向分布对比曲线, 其中确定应力及其空间相关项是周向平均的结果. 由于篇幅关系, 这里只给出了数值较大的三个确定应力分量的对比情况. 可以看到, 无论是叶轮出口还是扩压器进口, 确定应力和其

空间相关项在绝大部分展向位置分布趋势吻合得都比较好, 但是在数值上还存在一定的偏差, 并且在个别的位置偏差还较大. 很显然, 这些偏差是因

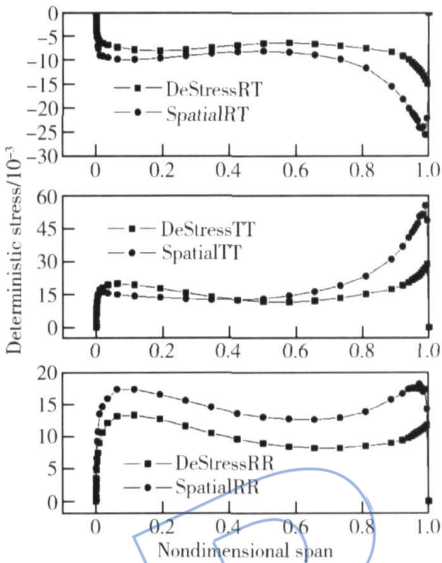


图 12 叶轮出口确定应力和空间相关项展向分布对比
Fig. 12 Comparisons of deterministic stresses with spatial correlations distribution along spanwise at impeller exit

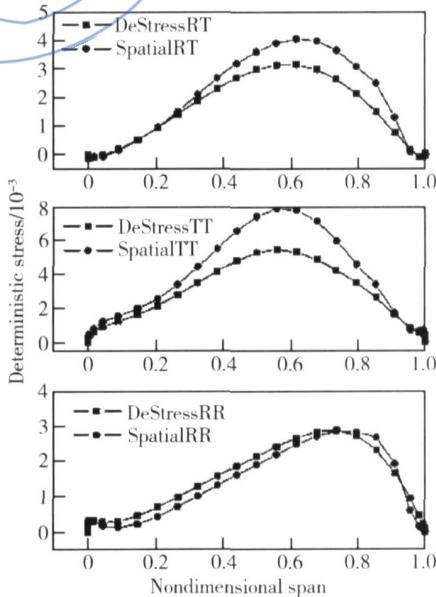


图 13 扩压器进口确定应力和空间相关项展向分布对比
Fig. 13 Comparisons of deterministic stresses with spatial correlations distribution along spanwise at diffuser inlet

为确定应力空间项中没有计及转静之间相互作用的非线性效应, 也就是忽略了绝对非定常速度对

确定应力的贡献而造成的. 这表明, 在交界面处采用“空间代时间”而只计及确定应力空间相关项的建模方法, 在非定常效应相对显著的位置, 建模精度还有待提高.

3 结 论

采用定常和非定常数值模拟技术, 对某跨声离心压气机内部复杂流动进行了研究. 对比了定常和时均结果的差别, 着重分析了通道内确定应力的分布规律以及交界面确定应力的分布特点, 得到如下主要结论:

(1) 对于设计点, 合理的掺混面处理方法使得定常计算和非定常计算在离心压气机总性能的预测上吻合得较好, 但在流场细节上还有一定的差别, 这是由于定常计算中没有计及转静干涉效应, 而这可以通过确定应力反映出来.

(2) 通道内确定应力 DeStressTT, DeStressRT 和 DeStressRR 这三个分量数值较大, 是确定应力的主要部分, 而另外三个确定应力分量则很小, 低约一个量级, 基本可以忽略. 确定应力在周向上分布非但不均匀而且在某些地方有较大的梯度; 流向分布的总体趋势是在交界面附近最大, 然后沿流向向两侧迅速衰减, 在无叶区衰减更快.

(3) 叶轮中的确定应力在数值上和扩压器中的相当, 这说明扩压器和叶轮间的非定常相互作用很强, 使得那些只计及上游对下游影响的模型不再适用, 因此建模的时候需要同时考虑叶轮和扩压器中的确定应力.

(4) 交界面处, 确定应力和其空间相关项在绝大部分展向位置分布趋势吻合得都比较好, 但在数值上还存在一定的偏差. 这表明, 在交界面处采用“空间代时间”而只计及确定应力空间相关项的建模方法, 在非定常效应相对显著的位置, 建模精度还有待提高.

参考文献:

[1] Krain H. A study on centrifugal impeller and diffuser flow [J]. Journal of Engineering for Power, 1981, 103: 688-697.

[2] Martin P, Mohamad S. A numerical investigation of the unsteady flow in centrifugal stages[R]. ASME 2000 GT-426.

[3] Shum Y K P, Tan C S, Cumpsty N A. Impeller diffuser interaction in a centrifugal compressor[J]. ASME J. Turbomach, 2000, 122: 777-786.

[4] Adamczyk J J. Model equation for simulation flows in multistage turbomachinery[R]. ASME Paper 85-GT-226.

[5] Adamczyk J J, Mulac R A, Celestina M L. A model for closing the inviscid form of the average passage equation system[J]. Journal of Turbinemachinery, 1986, 108(2): 180-186.

[6] Rhie C M, Gleixner A J, Fischberg C J, et al. Development and application of a multistage Navier-Stokes solver Part 1: Multistage modeling using body forces and deterministic stresses[R]. ASME Paper 95-GT-342.

[7] Sondak D L, Dorney D J, Davis R L. Modeling turbomachinery unsteadiness with lumped deterministic stresses[R]. AIAA-96-2570.

[8] Hall E J. Aerodynamic modeling of multistage compressor flow fields Part 2: Modeling deterministic stresses[J]. Proc. Instn. Mech. Engrs, Part G, Journal of Aerospace Engineering, 1998, 212(G2): 9F-107.

[9] He L, Ning W. Efficient approach for analysis of unsteady viscous flows in turbomachines[J]. AIAA Journal, 1998, 36(11): 2005-2012.

[10] Van de Wall A G, Kadambi J R, Adamczyk J J. A transport model for the deterministic stresses associated with turbomachinery blade row interaction[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122: 593-603.

[11] 季路成. 轴流式叶轮机转子/静子干扰非定常流动探索研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1998.

JI Lucheng. Exploration on rotor/stator interaction unsteady flow in axial turbomachinery[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1998.

[12] 高丽敏. 离心压缩级内流动的数值分析与实验研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2002.

GAO Limin. Numerical & experimental study on the three dimensional flow field inside centrifugal compressor stage[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2002.

[13] 柳阳威, 刘宝杰. 跨声压气机确定应力场分析[J]. 航空学报, 2007, 28(增刊): F-6.

LIU Yangwei, LIU Baojie. Analysis of deterministic stresses in a transonic compressor[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2007, 28(Sup.): F-6.