

转静干涉下转子叶片的非定常压力频谱

张小博^{1,2}, 王延荣^{1,2}, 黄钟山^{1,2}, 王翔鹏^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 分别采用多通道模型和相位延迟方法的单通道模型对一压气机转子叶片因转静干涉引起的表面非定常压力进行了分析. 对比了转子叶片表面非定常压力的时域和频域信息, 并对其高阶主导频率进行了分析. 结果表明: 相位延迟方法与多通道法计算结果吻合, 转子叶片非定常压力的峰值频率为叶片通过频率及其倍频, 叶片中部以上区域 2 倍叶片通过频率的非定常压力幅值约为 1 倍频的 2 倍, 分析认为这是由尾迹输运和激波振荡导致的, 可为深入分析叶片由振动导致高循环疲劳失效的成因提供参考.

关 键 词: 压气机; 转静干涉; 非定常压力; 频谱特性; 高阶主导频率

中图分类号: V215.3

文献标志码: A

Frequency spectrum of unsteady pressure on rotor blade with rotor-stator interaction

ZHANG Xiao-bo^{1,2}, WANG Yan-rong^{1,2},

HUANG Zhong-shan^{1,2}, WANG Xiang-peng^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The unsteady pressure on compressor rotor blade surface due to rotor-stator interaction was simulated by use of multi-channel model and phase lagged method based on single-channel model. The unsteady pressure on rotor blade surface in both time domain and frequency domain was analysed, and its higher order dominant frequencies were studied. The results show that the results of phase lagged method agree well with those of multi-channel method, the unsteady pressure peak frequencies of rotor blade are the BPF (blade passing frequency) and its harmonics, and the unsteady pressure amplitude of 2BPF is approximately 2 times of 1BPF above the middle position of blade height, this can be attributed to the wake transportation and shock oscillation. The results can provide a reference for investigating thoroughly the causes of high cycle fatigue failure of blade due to its vibration.

Key words: compressor; rotor-stator interaction; unsteady pressure;
frequency spectrum characteristics; higher order dominant frequency

叶轮机械中的流动本质上均是非定常的, 通过非定常流动, 压气机与气流进行能量交换, 达到叶片对气流做功增压的目的. 随着对压气机压比

和效率的要求越来越高, 叶片所受的非定常压力愈发严重, 而非定常压力产生的振动应力正是导致叶片高循环疲劳破坏的主要原因. 叶片排之间

的相互干扰是叶轮机械内部非定常流动的重要方面. 由于转静叶片排的相对运动, 叶片排之间的尾迹、势扰动、尾缘分离脱落涡和激波的相互影响, 引起气流特性随时间周期性变化. 不考虑叶片间的相互干扰, 就不能准确预测级性能^[1]以及叶片的振动应力. 因此, 研究转静干涉作用下叶片非定常压力的频域特性, 对于准确预测叶片振动应力和提高可靠性设计具有重要意义^[2-4].

一些学者对转静干涉作用下叶片的非定常压力进行了研究. Eulitz 等^[5]、Suryavamshi 等^[6]以及 Walker 等^[7]研究了尾迹输运对下游叶栅乃至整级流动的影响. Henderson 等进行了一系列试验研究以解释叶轮机械中涡和势流的物理本质^[8]. Wo 等分析了轴流压气机扰动响应的分解^[9]. Hsu 等研究了前后两排转子叶片时序变化对降低静子叶片非定常压力的影响^[10]. Ning 等求解了多级时域 Navier-Stokes(N-S)方程以预测转静干涉引起的非定常流动^[11]. 此外, 还有一些学者研究了转静干涉对叶尖流场的影响^[12]、转静干涉作用下气动噪声及基于转静干涉效应的叶轮机械非定常流型^[13]. 但是, 以往的研究多注重流场特性的分析, 对转静干涉作用下叶片非定常压力频谱特性的研究则不多见.

本文为深入分析复合弯掠叶片由振动引起的高循环疲劳成因^[14], 着眼于作为叶片结构振动激励的非定常压力的频率特征, 以某轴流压气机模型为例, 利用两种通用软件 3 种模型进行了转静干涉作用下转子叶片表面非定常压力的计算分析, 并对结果进行频谱分析, 初步解释了非定常压力频率成分及其原因.

1 数值模拟方法

1.1 控制方程

本文分别采用 CFX 和 NUMECA 软件求解三维非定常雷诺平均 N-S 方程, 即

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \mathbf{W} d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\mathbf{F}_c + \mathbf{F}_v) dS = \int_{\Omega} \mathbf{Q} d\Omega \quad (1)$$

其中 $\mathbf{W}$ 为守恒变量, $\mathbf{F}_c$ 为对流通量, $\mathbf{F}_v$ 为黏性通量, $\mathbf{Q}$ 为源项, Ω 为体积.

利用 CFX 软件计算分析非定常流时, 采用二阶向后欧拉格式; 而应用 NUMECA 软件计算时, 采用的是二阶精度的中心差分格式. 为考查湍流模型对转静干涉的影响, 利用 CFX 软件对比了 $k-\epsilon$ 模型、 $k-\omega$ 模型以及 BSL(baseline)雷诺应力模型的非定常计算结果; 利用 NUMECA 对比了

SA(Sparlart-Allmaras)模型、 $k-\epsilon$ 模型及 $k-\omega$ 模型的计算结果. 分析可知, $k-\omega$ 模型对边界层以外为 ω 所定义的自由流值 ω_f 较敏感^[15], 且两软件非定常计算均难以收敛, 对叶片尾迹流的模拟结果不佳; 在边界层发展和分离流动中, $k-\epsilon$ 模型和 SA 模型预测性能比较优越; BSL 雷诺应力模型充分考虑了非定常脉动特征, 但其计算量过大. 因此, 本文在利用 CFX 和 NUMECA 进行计算时, 湍流模型分别选用了 $k-\epsilon$ 模型和 SA 模型.

1.2 转静交界面

在两个相对运动的坐标系中分别计算转静叶片排内的流动, 上下游信息在每一个时间步内都需通过转静交界面进行数据输运. 由于转静叶片排网格在转静交界面上节点一般不重合, 上下游叶片排间参数的传递采用插值得到. 在 CFX 和 NUMECA 中, 转静交界面在定常计算时采用冻结转子(frozen rotor)交界面, 在非定常计算中采用瞬态转静(transient rotor-stator)交界面.

1.3 计算模型

本文以压气机的进口静子和第 1 级转子作为计算模型, 其中进口静叶为 42 片, 转子叶片为 39 片, 转子设计转速为 12 500 r/min. 流体网格如图 1 所示, 其中叶片表面附近区域划分为 O 型网格, 其外围区域划分为 H 型网格. 为准确模拟边界层流场及黏性尾迹, 距壁面最近的网格点到壁面的无量纲距离 y^+ 设定为 2. 同时考虑了叶尖间隙的影响, 叶尖间隙设置为叶高的 0.25%. 为了准确

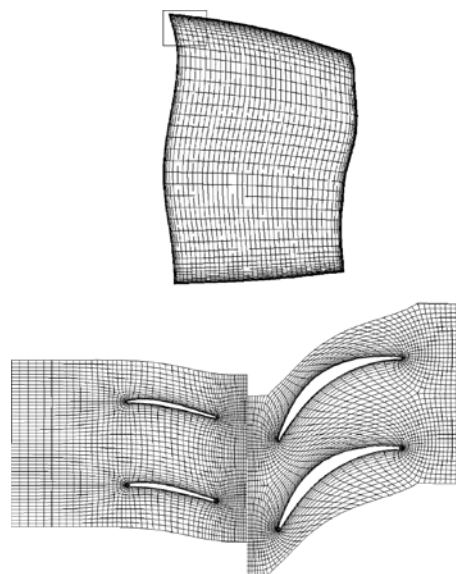


图1 动叶和叶栅通道网格

Fig. 1 Grids of rotor blade and cascade channel

计算非定常压力,在非定常计算中,CFX 计算域取 14 个静子通道和 13 个转子通道;而 NUMECA 的计算域分为 14 个静子通道和 13 个转子通道,及转子和静子均为单通道两种情况。

1.4 边界条件

计算中静子进口给定进口总压为 101.325 kPa,总温为 288.15 K;转子出口给定不同平均静压;固壁边界均给定为无滑移、绝热、光滑壁面边界条件。值得指出的是,CFX 和 NUMECA 多通道求解中周期边界条件为传统的旋转周期边界条件,而用 NUMECA 单通道求解中采用了基于 Erdos 等提出的相位延迟思想^[16],其原理为考虑转静叶片排的时空周期性,将全环求解缩减为单通道求解,如图 2 所示,图 2 中 L_1, L_2, L_3 为叶片排, θ 为周向坐标, ω 为转速。

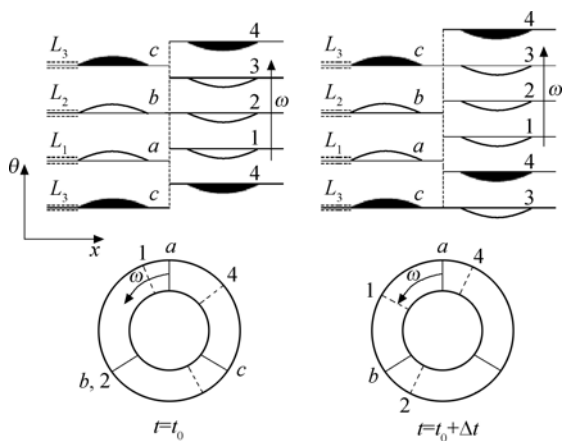


图 2 相位延迟模型示意图^[17]

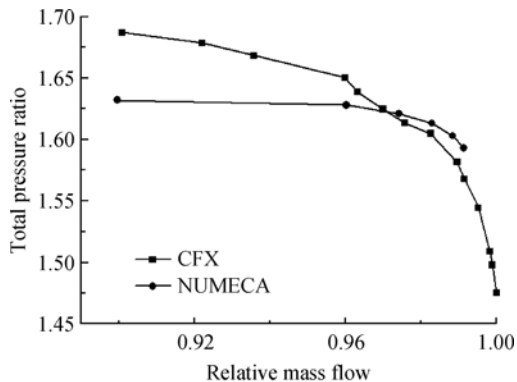
Fig. 2 Illustration of the phase lagged model^[17]

2 计算结果与分析

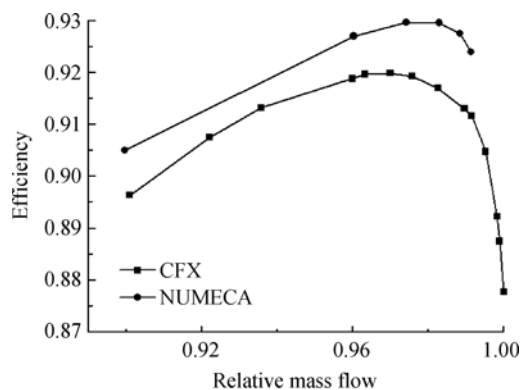
2.1 压气机特性对比

分别使用 CFX 和 NUMECA 软件对该转静叶片排 100% 设计转速下的定常流场进行了数值模拟,给定出口不同平均反压得到了压气机特性线,如图 3 所示,其中横坐标为相对流量。

由图 3 中可见,CFX 和 NUMECA 计算的压气机效率在低折合流量处相差约 0.5%,设计点处相差 1%,而设计点对应的折合流量相差 0.43%。在设计点处,两者总压比基本一致,而在非设计点,CFX 计算的总压比随流量的变化比 NUMECA 的计算结果更加显著。需要注意的是,CFX 计算的最高效率点比 NUMECA 计算结果的出口平均反压约高 2 kPa。



(a)



(b)

图 3 两种软件计算的压气机特性对比

Fig. 3 Comparison of compressor characteristics calculated by two softwares

2.2 转子叶片表面非定常压力分析

2.2.1 非定常压力的时域分析

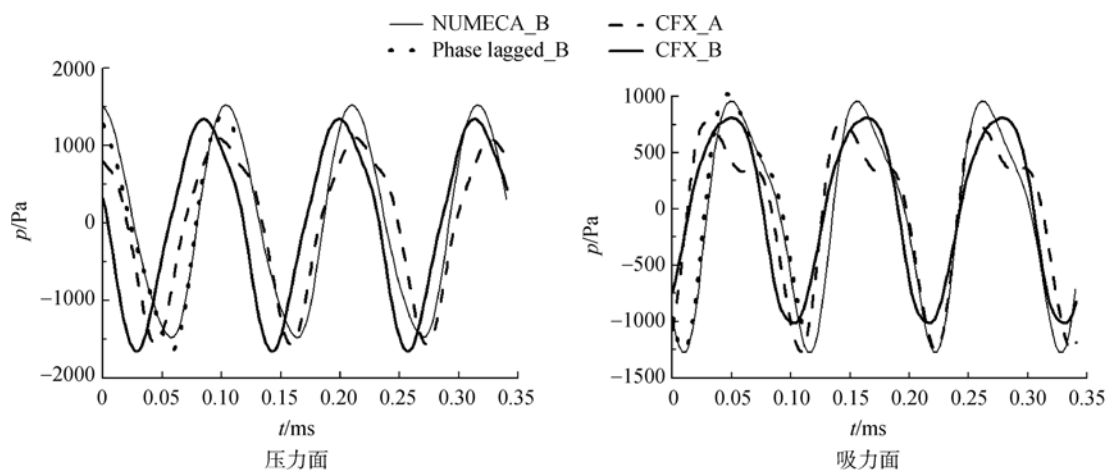
利用 CFX 和 NUMECA 两种软件分别计算了转静干涉作用下的非定常流场,其中 CFX 每个周期取 60 个时间步,NUMECA 多通道和单通道计算时均取 42 个时间步。为了考查网格数量对非定常计算结果的影响,本文采用了两种网格:A 型网格为静子单通道的网格总数为 62976,转子单通道的网格总数为 82560;B 型网格为静子单通道的网格总数为 120960,转子单通道的网格总数为 133212。提取了转子叶片表面监测点的非定常压力的变化情况,监测点分别位于压力面与吸力面 90%,50%和 10%叶高,10%,50%以及 90%弦长位置。

图 4 为监测点非定常压力 p (本文指瞬时压力减去时均压力) 随时间变化情况。由于 A, B 两种网格密度下,NUMECA 计算结果基本一致,可认为已满足网格无关性要求,因而图中仅给出 B 型网格下的非定常结果。由图 4 中可见,利用相位延迟条件计算所得的非定常压力与 NUMECA

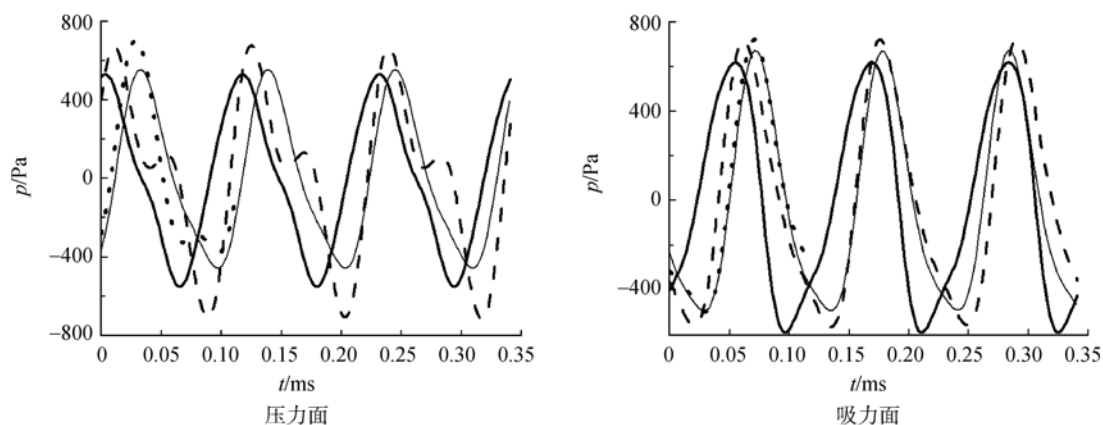
多通道计算结果吻合得较好,可利用其进行非定常求解以减小计算量.随着展向位置增加,CFX 计算结果与 NUMECA 计算结果的差异增大:在 10%叶高处,CFX 的 A,B 两型网格与 NUMECA 计算结果基本一致;在 50%叶高和 90%叶高处,CFX 的 A 型网格计算值约为 NUMECA 的 2 倍,而 CFX 的 B 型网格的非定常压力显著小于其 A 型网格,与 NUMECA 结果更为接近,但仍比 NUMECA 的大,即相对于 NUMECA 的非定常

计算结果,CFX 计算值的准确性更加依赖于网格数量,需要更多的网格数和计算时间才能得到合理的结果.

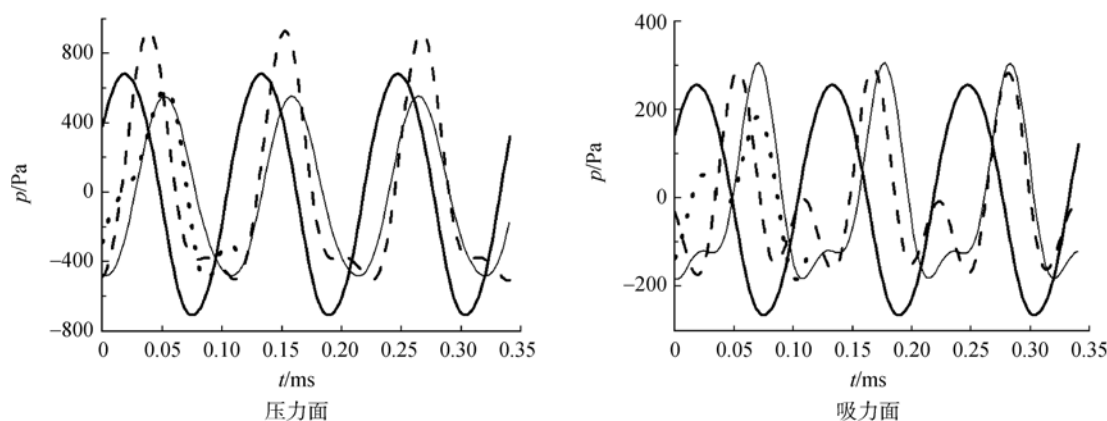
由 NUMECA 计算结果可知,转子叶片表面非定常压力从前缘到尾缘逐渐减弱,这是由于静子叶片尾迹在转子通道运输的过程中逐渐减弱.而在吸力面 50%叶高处,转子叶片表面非定常压力从前缘至尾缘先减小后增大,这是由于上游静子尾迹、转子叶片表面附面层及激波相互作用的



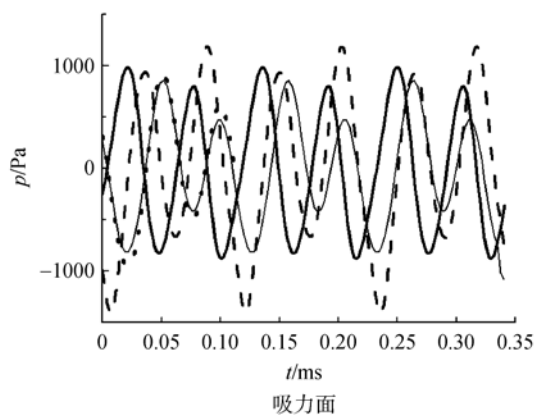
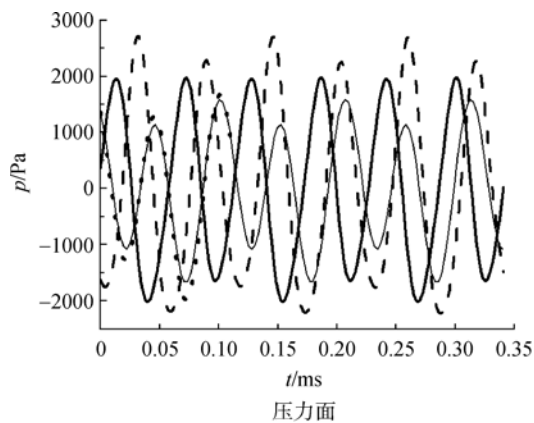
(a) 10%叶高, 10%弦长



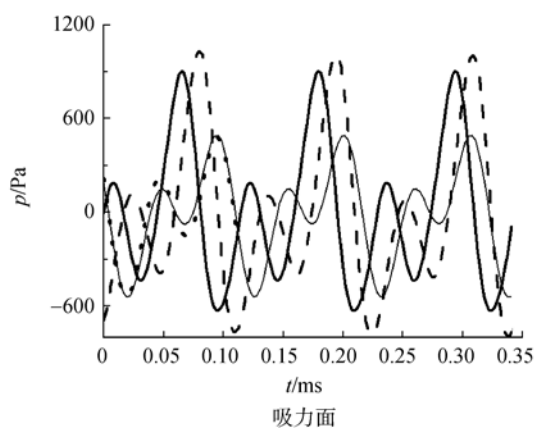
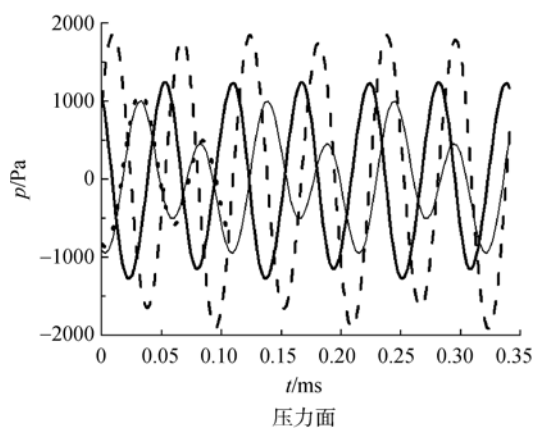
(b) 10%叶高, 50%弦长



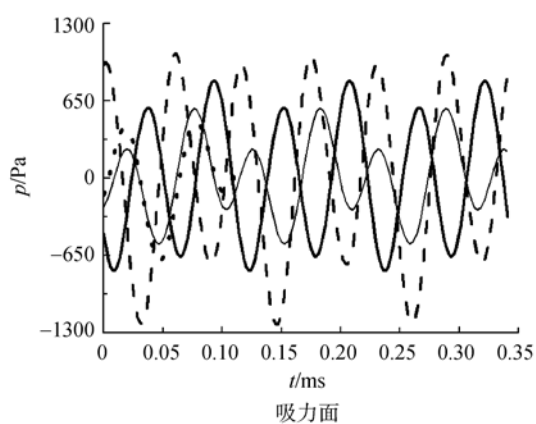
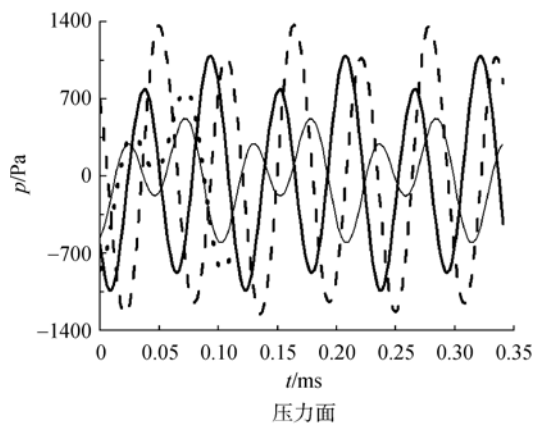
(c) 10%叶高, 90%弦长



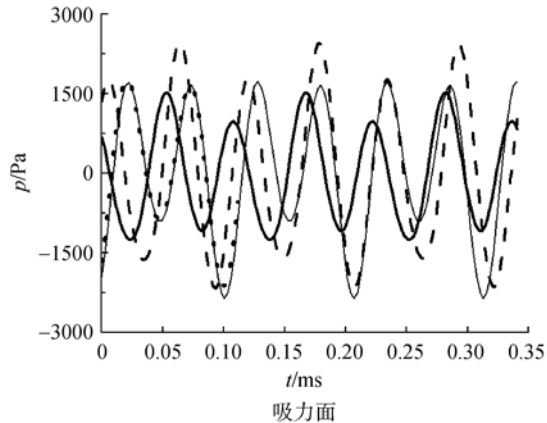
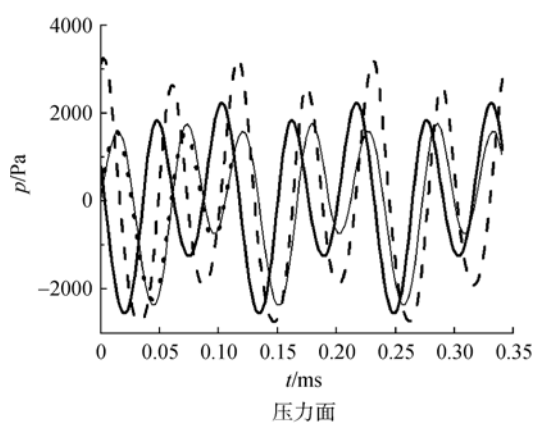
(d) 50%叶高, 10%弦长



(e) 50%叶高, 50%弦长



(f) 50%叶高, 90%弦长



(g) 90%叶高, 10%弦长

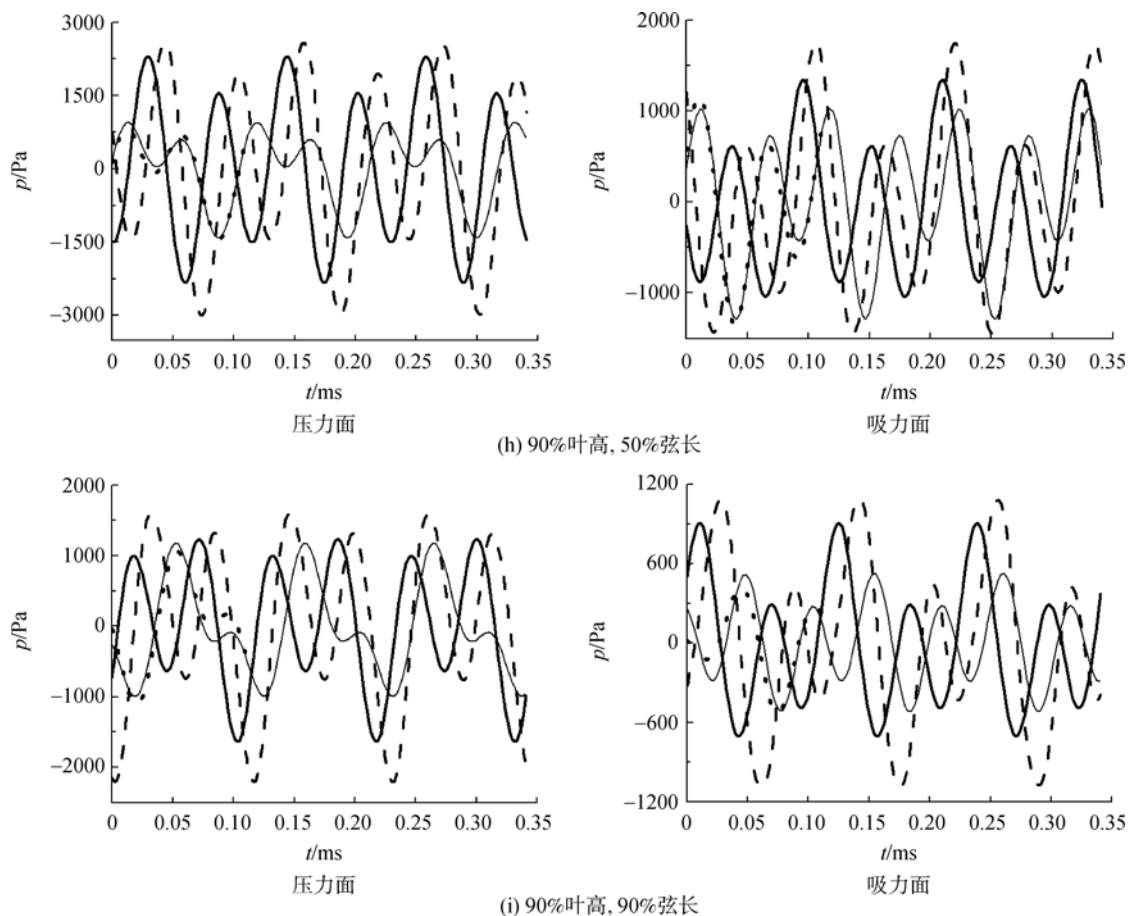


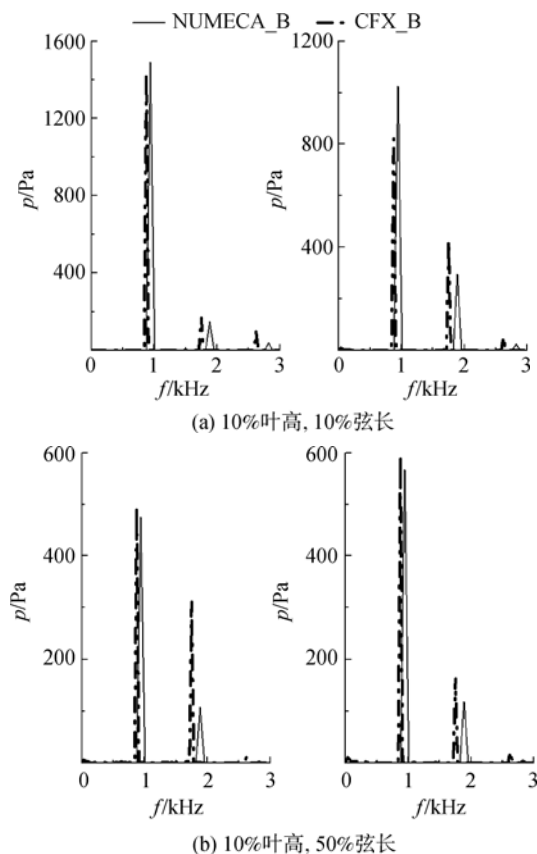
图4 监测点非定常压力随时间的变化

Fig. 4 Variation of unsteady pressure at monitoring points with time

结果. 随着展向位置增高, 压力面非定常压力与吸力面非定常压力的差值增大, 这与气流攻角增大所导致的气流分离及静子尾迹在转子叶片压力面积聚相关.

2.2.2 非定常压力的频谱分析

对 CFX 和 NUMECA 多通道 B 型网格计算得到的非定常压力进行频谱分析, 各测点分析结果如图 5 所示. 本文分析模型中有 42 个静子叶片, 因而 100% 设计转速时, 静子叶片尾迹扫过转子叶片的频率为 8750 Hz, 一般认为势扰动的频率与尾迹频率一致^[18]. 由图 5 可知, 各测点的峰值频率均为叶片的通过频率及其倍频, 即静子尾迹和势扰动是转子叶片的主要激励源, 两种软件计算的非定常压力峰值频率几乎一致, 其差异主要是由取样分辨率引起的. 对于各监测点, CFX 和 NUMECA 计算的非定常压力的幅频特性趋势一致, 除了 10% 叶高处, 其他监测点处 CFX 的计算结果均高于 NUMECA, 这与前文时域计算结果一致. 需要注意的是, 10% 叶高处, 非定常压力的主导频率为 1BPF (1 倍叶片通过频率), 而在



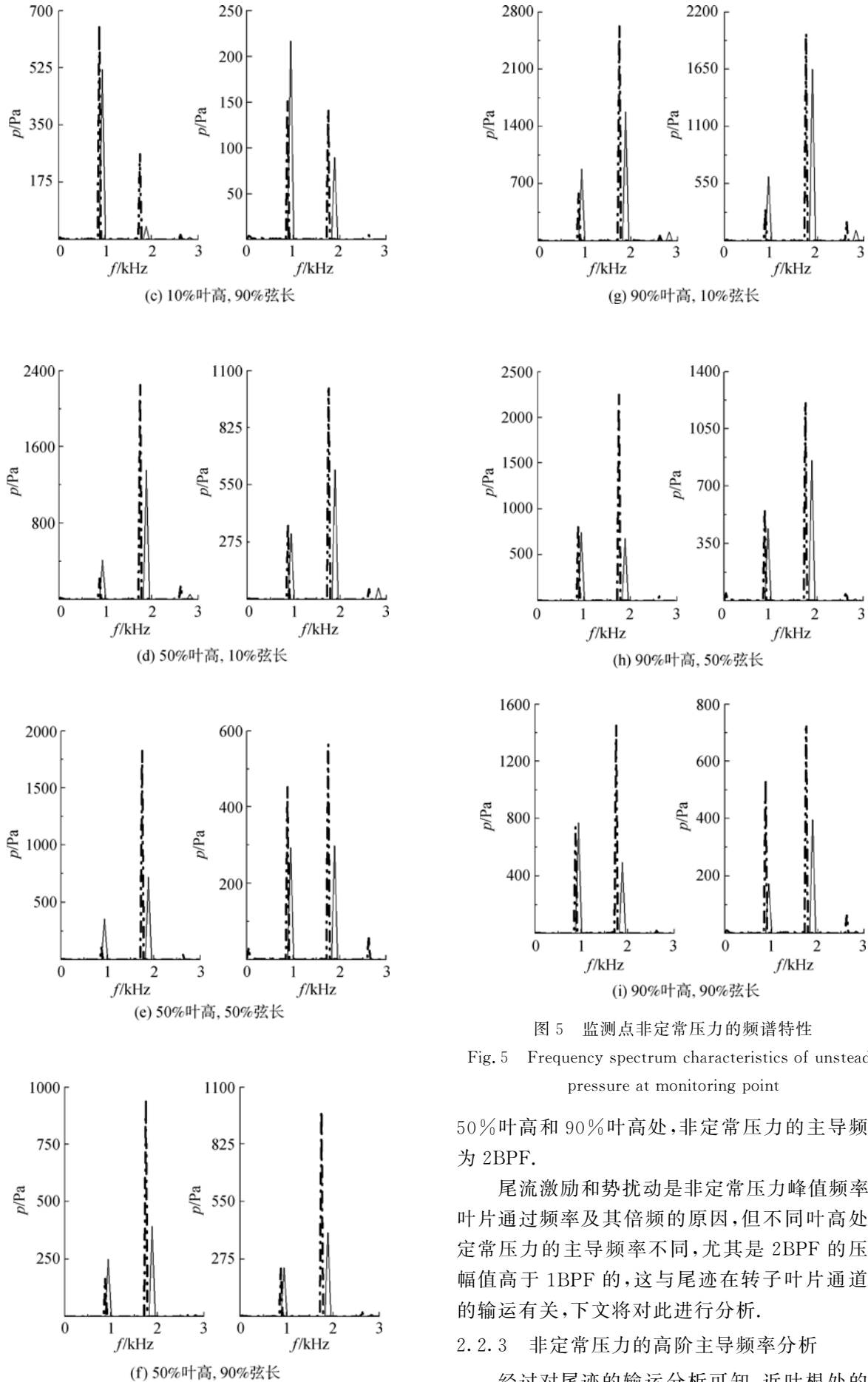


图 5 监测点非定常压力的频谱特性

Fig. 5 Frequency spectrum characteristics of unsteady pressure at monitoring point

50%叶高和90%叶高处,非定常压力的主导频率为2BPF.

尾流激励和势扰动是非定常压力峰值频率为叶片通过频率及其倍频的原因,但不同叶高处非定常压力的主导频率不同,尤其是2BPF的压力幅值高于1BPF的,这与尾迹在转子叶片通道中的输运有关,下文将对此进行分析.

2.2.3 非定常压力的高阶主导频率分析

经过对尾迹的输运分析可知,近叶根处的尾

迹向下游输运过程中耗散较快,且尾迹在输运中受离心力和径向压力梯度作用向尖部迁移,致使50%叶高及其以上区域脉动幅值较高,从而引起不同叶高处非定常压力的脉动幅值及主导频率的不同。

图6和图7分别为一个周期内转子叶片10%叶高和90%叶高处静压(p_s)沿轴向的分布,其中横坐标为无量纲轴向距离, B 为叶片弦长, T 为转子通过周期。由图6可知,转子叶片10%叶高压面前缘处有一较强激波,吸力面35%弦长处有一激波,但在一个周期内,激波位置和强度均几乎没有变化,因而10%叶高处的主导频率为1BPF。图7为转子叶片在90%叶高处静压分布,压力面40%弦长处有一较弱激波,吸力面前缘和60%弦长处各有一激波,在一个周期内,激波强度发生了两次变化,位置也出现了两次微幅往复运动,引起了非定常压力在一个周期内产生两个峰值,从而导致非定常压力的主导频率为2BPF。50%叶高处转子叶片激波变化情况与90%叶高处类似。通过对出口反压分析可知,静子尾迹作用

于转子叶片后会产生压力扰动,此扰动沿壁面以声速传播,引起出口反压变化,从而在90%叶高处出现激波强度和位置的两次变化。

3 结 论

本文利用CFX和NUMECA两种软件,对转静干涉作用下转子叶片的非定常压力采用3种模型进行了计算。对比分析了3种模型计算结果的时域和频谱信息,并对非定常压力的高阶主导频率进行了分析,可得结论如下:

1) 利用相位延迟周期边界条件的单通道计算结果与软件中的传统周期边界条件计算结果吻合,可利用其减小计算规模和缩短计算时间。

2) CFX与NUMECA多通道计算的非定常压力趋势一致,但CFX计算的准确性更加依赖于网格数量,需要更多的网格数和计算时间才能得到与NUMECA一致的结果。

3) 所分析的叶片非定常压力峰值频率为叶片通过频率及其倍频,且沿叶高非定常压力变化较大,叶根处非定常压力的主导频率为1BPF,而叶中至叶尖的主导频率为2BPF。

4) 计算结果表明,非定常压力的高阶主导频率是由转子通道内尾迹输运及激波强度和位置周期变化引起的。这可为深入分析复合弯掠叶片因振动导致前缘尖部(图1方框所示区域)裂纹或局部掉块的高循环疲劳成因提供参考。

参考文献:

- [1] Miller R J, Moss R W, Ainsworth R W, et al. Time-resolved vane-rotor interaction in a high-pressure turbine stage[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(1): 1-13.
- [2] Feiereisen J M, Montgomery M C, Fleeter S. Unsteady aerodynamic forcing functions: a comparison between linear theory and experiment[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(4): 676-685.
- [3] Gorrell S E, Okiishi T H, Copenhaver W W. Stator-rotor interaction in a transonic compressor: Part 2 description of a loss-producing mechanism[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(2): 336-345.
- [4] Li H D, He L. Blade count and clocking effects on three-bladerow interaction in a transonic turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(4): 632-640.
- [5] Eulitz F, Engel K, Gebing H. Numerical investigation of the clocking effects in a multistage turbine[R]. ASME Paper 96-GT-026, 1996.
- [6] Suryavamshi N, Lakshminarayana B, Prato J. Aspirating probe measurements of the unsteady total temperature field downstream of an embedded stator in a multistage

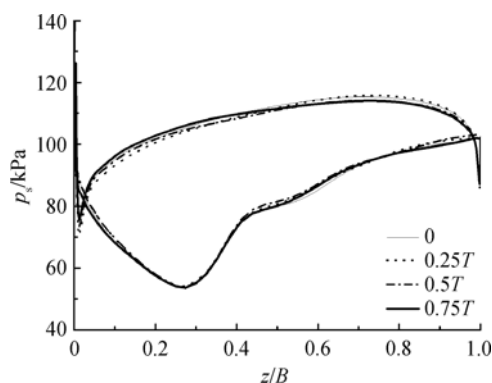


图6 10%叶高处静压的周期变化

Fig. 6 Periodic variation of static pressure at 10% span

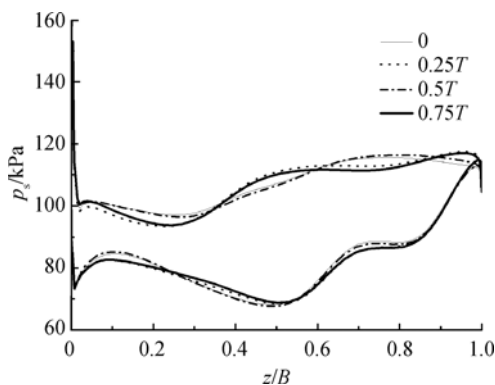


图7 90%叶高处静压的周期变化

Fig. 7 Periodic variation of static pressure at 90% span

- axial flow compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(1):156-169.
- [7] Walker G J, Hughes J D, Köhler I, et al. The influence of wake-wake interactions on loss fluctuations of a downstream axial compressor blade row[R]. ASME Paper 97-GT-469, 1997.
- [8] Henderson G H, Fleeter S. Forcing function effects on unsteady aerodynamic gust response[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(4):741-750.
- [9] Wo A M, Chung M H, Hsu S T. Gust response decomposition in a stator/rotor axial compressor with varying axial gap[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1997, 13(2):178-185.
- [10] Hsu S T, Wo A M. Reduction of unsteady blade loading by beneficial use of vortical and potential disturbances in an axial compressor with rotor clocking[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(4):705-713.
- [11] Ning W, Li Y S, Wells R G. Predicting bladerow interactions using a multistage time-linearized Navier-Stokes solver[R]. ASME Paper GT2002-30309, 2002.
- [12] 邓向阳, 张宏武, 黄伟光. 低速轴流压气机中前后静叶对动叶顶部区域流动的影响[J]. *航空学报*, 2005, 26(5):535-539.
DENG Xiangyang, ZHANG Hongwu, HUANG Weiguang. Effect s of upstream and downstream stators on rotor tip flow in a low-speed axial compressor[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2005, 26(5):535-539. (in Chinese)
- [13] 周盛, 侯安平, 弓志强, 等. 关于轴流压气机的非定常两代流型[J]. *航空学报*, 2005, 26(1):1-7.
ZHOU Sheng, HOU Anping, GONG Zhiqiang, et al. Two generations of unsteady flow type for axial compressor[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2005, 26(1):1-7. (in Chinese)
- [14] 王翔鹏. 叶片尾迹激励及其强迫响应[D]. 北京:北京航空航天大学, 2014.
WANG Xiangpeng. The excitation of vane wakes and blade forced vibration response[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)
- [15] 陈钱. 叶轮机械相关流动中几种湍流模型的预测性能[D]. 北京:清华大学, 2007.
CHEN Qian. Prediction performance of several turbulence models in flows pertinent to turbomachinery[D]. Beijing: Tsinghua University, 2007. (in Chinese)
- [16] Erdos J I, Alzner E, McNally W. Numerical solution of periodic transonic flow through a fan stage[J]. *AIAA Journal*, 1977, 15(11):1559-1568.
- [17] Burgos M A, Corral R. Application of phase-lagged boundary conditions to rotor/stator interaction[R]. ASME Paper 2001-GT-0586, 2001.
- [18] 杨杰, 乔渭阳, 时培杰, 等. 轴流涡轮基元级静叶稠度对转静干涉的影响[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(8):1832-1840.
YANG Jie, QIAO Weiyang, SHI Peijie, et al. Effect of axial turbine element stage stator solidity on rotor stator interaction[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(8):1832-1840. (in Chinese)

(编辑:陈越)