

文章编号: 1000 8055(2008)01 0117-08

静叶片时序效应对压气机叶片非定常 气动负荷的影响

颜培刚¹, 李绍斌², 陈 浮¹, 王仲奇¹

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001

2. 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)

摘 要: 采用数值方法对两级低速压气机中径处的流场进行非定常模拟。研究第二排静叶在两个典型周向位置上的叶片气动负荷, 分析各列叶栅气动负荷的非定常波动以及静叶时序效应对叶栅气动负荷的影响。对各列叶栅的非定常气动力和气动力矩进行频谱分析, 探讨叶列间的非定常气动干扰。结果表明, 时序效应对静叶片气动负荷的影响明显高于动叶片的。时序效应能够提高压气机的性能与叶片寿命。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 时序效应; 非定常干扰; 气动负荷; 压气机

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Effects of stator clocking on unsteady aerodynamic loads of a compressor blade

YAN Pei gang, LI Shao bin, Chen Fu, WANG Zhong qi

(1. School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology Energy, Harbin 150001, China;

2. National Key Laboratory on Aero Engines, Beijing University of Aeronautics and
Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Numerical simulation was applied to the unsteady flow at the mid span of a two stage low-speed compressor. The aerodynamic load of the second row of stator blade at two typical circumferential positions was investigated. The influence of unsteady aerodynamic load of each blade cascade and the stator clocking effect on blade aerodynamic load was also analyzed. Through spectrum analysis of the unsteady aerodynamic forces and moments of each blade cascade, the unsteady aerodynamic interferences between blades were discussed. The results show that, the influence of stator clocking effects on the stator blade's unsteady aerodynamic loads is larger than that on the rotor blade. Stator clocking effect can help improve the compressor performance and its blade service life.

Key words: aerospace propulsion system; clocking effect; unsteady interaction; aerodynamic load; compressor

在涡轮机内由于动静叶的相对运动使得叶栅内流动具有很强的非定常性, 尾迹和势流的交替

干扰引起压力场随时间变化, 叶片型面静压分布也会随之发生周期性的变化。作用在叶片上的周

收稿日期: 2006 12 11; 修订日期: 2007 03 05

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(50236020)

作者简介: 颜培刚(1975-), 男, 黑龙江同江人, 讲师, 博士, 主要从事 CFD 在叶轮机械领域的应用研究

期性气动力和力矩在影响叶栅气动性能的同时还会减少叶片的疲劳寿命,若气动力的干扰频率与叶片固有频率接近或相同,还会造成振动甚至破坏等严重问题,因此在叶轮机设计中需要考虑动静叶相互干扰带来的影响。在多级环境下尾迹和势流的交替干扰不仅会影响本叶栅的气动性能,还会影响相邻和更远叶片排的性能,因此有必要深入研究和认识动静叶干扰下的叶片非定常压力场分布和叶片负荷的变化规律。

关于叶列间气动干扰方面的研究,国外 Kemp^[1] 和 Lefcort^[2] 在早期采用理论分析的方法研究了非定常气动力对叶片的激振问题。近些年随着实验测量仪器和手段的进步,研究者对叶列间干扰有了进一步的认识。Manwaring^[3] 通过实验研究了轴流压气机中由进口畸变引起的动叶的气动响应, Durali 和 Kerebrock^[4] 对单级跨声速压气机的实验研究结果表明非定常条件下上游尾迹是引起静叶负荷非定常变化的原因。Deno^[5] 在对跨声速涡轮级的研究中发现静叶出口激波对动叶的扫掠是动叶负荷周期性变化的原因。Mailach 和 Vogeler^[6,7] 对一台四级低速压气机在设计点和近喘点状态下的叶片非定常负荷进行了研究,发现多级环境中级间叶片负荷受上游尾迹和下游势流的影响。近些年随着 CFD 技术的发展和不断完善,数值方法能更细微的捕捉流场信息,目前也成为研究叶栅非定常流动现象的重要工具。Cizmas 和 Dorney^[8] 通过数值方法研究了涡轮中时序效应对叶片气动力的影响。Lee 和 Feng^[9] 的数值研究了多级压气机中尾迹和势流干扰下的叶片非定常负荷,同时分析了动叶时序效应对静叶的非定常激振力的影响。

国内中科院黄伟光等人采用数值方法研究了涡轮在非定常条件下的叶片气动力^[10],北京航空航天大学邹正平^[11] 通过非定常数值方法研究了压气机动叶尾迹对静叶叶片压力场的干扰,南京航空航天大学周正贵和胡骏等人^[12-13] 通过实验和数值方法并结合频谱分析对低速压气机叶片非定常气动力进行了研究。哈尔滨工业大学^[14] 对两级低速压气机中时序效应进行了详细的研究,通过数值模拟捕捉了动静叶干扰中尾迹和势流输运过程中详细的流场细节。

本文以两级低速压气机为对象,采用数值方法模拟静叶位于两个典型时序位置上压气机工作点的中径处的非定常流场,研究了动静叶干扰下的叶片非定常气动负荷以及静叶时序效应带来的

影响,对作用在叶片上的非定常气动力和力矩进行了详细的分析,同时结合气动力和力矩的频谱对不同周期的分量进行比较和论述,深入认识低速压气机中时序效应对叶栅间气动干扰的影响。

1 几何参数与数值方法

本文以两级低速压气机为研究对象,其结构如图 1 所示,第一级和第二级动静叶的叶型分别相同,为重复级压气机。压气机轮毂半径 200 mm,轮缘半径 300 mm,动叶的旋转速度 3 000 r/min,动静叶叶片数均为 20。本文中 R1, S1, R2 和 S2 分别代表第一级动叶、第一级静叶、第二级动叶和第二级静叶。R1 与 R2 的周向安装位置相同,改变 S2 的周向位置 CLK0 和 CLK1 进行时序效应影响的研究,如图 1 所示。在 CLK0 位置时 S1 与 S2 周向位置相同,该位置上 S1 的尾迹经过 S2 的流道中部,级效率最低。在 CLK1 位置时 S1 与 S2 周向角度相差 7° ,该位置上 S1 的尾迹恰好输运至 S2 的前缘,级效率最高^[14]。

取压气机中径处微元叶高段进行流场数值模拟,数值方法采用 CFX 商用软件包。微元叶高段网格采用 TurboGrid 模块生成,计算网格如图 2 所示。动静叶均采用结构化网格,环绕叶片构造 O 型网格,加密靠近叶片壁面的网格节点,满足第一层网格 $0.1 < y^+ < 1$,控制 O 型区域垂直壁面方向上网格的伸展比为 1.1,环绕叶片一周布置 200 个节点,级的网格节点总数约 11 万。靠近壁面网格质量和数量满足湍流模型和转捩模型的要求。控制动静叶交界面网格节点的周向分布规律,尽量避免非定常计算中由于网格不均匀造成交界面上下游流场参数传递的插值误差。

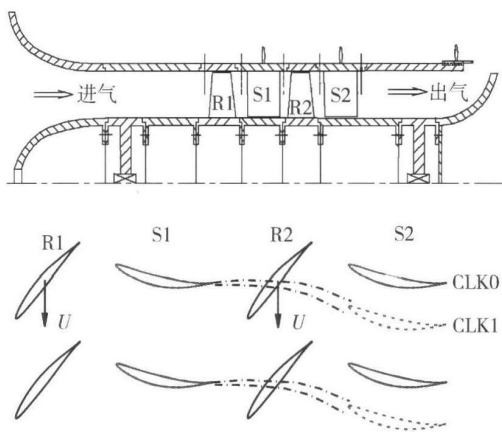


图1 压气机结构与静叶时序方案

Fig. 1 Compressor structure and stator clocking schemes

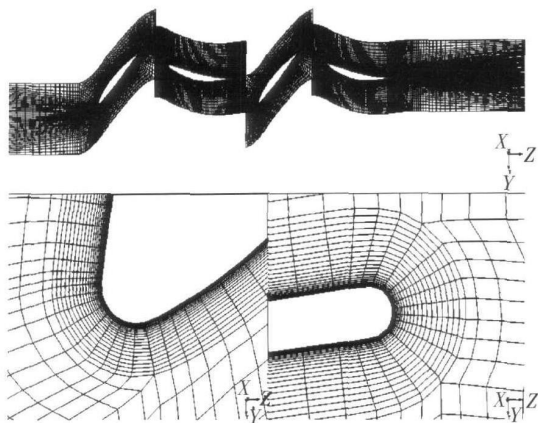


图 2 计算网格及前缘、尾缘局部网格放大图

Fig.2 Computational grid and local views at leading and trailing edges

采用三维 N-S 求解器 CFX10.0 对压气机单通道级的定常和非定常流场进行数值模拟。高分辨率格式求解流动控制方程,采用 SST 湍流模型和 Gamma-Theta 转捩模型,应用 Langtry-Menter 经验相关性,通过双方程模型求解得到叶片附面层流向湍流转捩过程中的间歇因子和转捩猝发雷诺数。定常流场计算中动静叶交界面采用混合平面法处理,保证交界面两侧质量流量、动量和能量守恒。非定常流场计算中一个动叶周期(动叶旋转一个流道所需时间)取 80 个物理时间步长,计算至压气机进出口总参数周期性波动,得到收敛结果。

边界条件给定压气机设计点中径处的气动参数,进口总压 100 100 Pa,进口总温 295 K,轴向进气,出口给定平均静压 103 300 Pa。

表 1 叶片定常与非定常时均气动负荷

Tab 1 Steady and time averaged unsteady blade aerodynamic loads

		$\overline{C}_F$	$\overline{C}_{F,x}$	$\overline{C}_{F,y}$	$\overline{C}_M$	$\overline{\gamma}/(^{\circ})$
R1	STEADY	0.455 3	- 0.359 7	- 0.279 1	0.004 66	217.82
	CLK0	0.453 5	- 0.356 3	- 0.280 5	0.005 64	218.22
	CLK1	0.453 2	- 0.356 1	- 0.280 2	0.005 82	218.21
S1	STEADY	0.824 2	- 0.185 3	0.803 1	0.013 36	102.99
	CLK0	0.811 4	- 0.188 4	0.789 2	0.005 62	103.44
	CLK1	0.811 2	- 0.188 1	0.789 1	0.005 63	103.42
R2	STEADY	0.477 8	- 0.377 2	- 0.293 3	0.007 56	217.87
	CLK0	0.461 8	- 0.364 6	- 0.283 3	0.012 05	217.85
	CLK1	0.462 0	- 0.364 7	- 0.283 5	0.011 89	217.86
S2	STEADY	0.839 7	- 0.198 9	0.815 8	- 0.001 22	103.70
	CLK0	0.816 7	- 0.195 4	0.793 0	- 0.003 00	103.84
	CLK1	0.814 0	- 0.194 9	0.790 3	- 0.003 81	103.85

2 叶片气动负荷计算

以压气机的轴向和动叶旋转的切向为参考坐标系,对叶片进行受力分析,如图 3 所示。叶片受力 F 可分解为轴向力 F_x 和周向力 F_y 两个分量,叶片受力方向角 γ 为合力与轴向所成的角。叶片的重心坐标为 (x_{cg}, y_{cg}) ,叶片受力绕重心形成的力矩为 M ,力矩的正方向按右手螺旋规则。不考虑附面层粘性造成的对叶片表面的剪切力作用,由叶片型面静压积分得到力和力矩。

计算公式

$$F(t) = F_x(t) + F_y(t)$$

$$F_x(t) = - \Delta h \oint_L p(t) dy; F_y(t) = \Delta h \oint_L p(t) dx$$

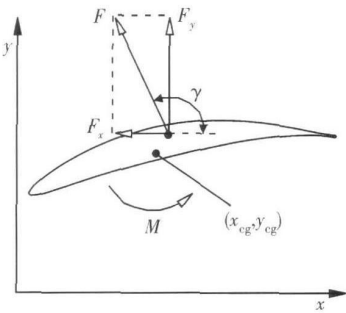


图 3 叶片气动负荷分析图

Fig.3 Sketch of blade aerodynamic load analysis

$$M(t) = \Delta h \oint_L p(t) [(x - x_{cg}) dx + (y - y_{cg}) dy]$$

其中 $p(t)$ 为叶片型面静压, L 为绕叶片表面逆时针一周的封闭曲线, Δh 为微元叶高。为便于研究

和对比分析,引入叶栅空气动力特性参数:

气动力系数

$$C_F(t) = |F(t)| \left| \left(\frac{1}{2} \bar{\rho} \cdot V_m^2 \cdot \Delta h \cdot B \right) \right|$$

气动力矩系数

$$C_M(t) = |M(t)| \left| \left(\frac{1}{2} \bar{\rho} \cdot V_m^2 \cdot \Delta h \cdot B \cdot B \right) \right|$$

其中 $\bar{\rho}$ 为所研究叶栅进出口气流平均密度, V_m 为所研究叶栅进口平均气流速度, 动叶取相对速度, 静叶取绝对速度, B 为叶栅的弦长。

3 非定常气动负荷分析

3.1 叶片时均气动负荷

对压气机级的非定常流场分析得到叶片气动负荷, 时间平均后的结果和定常计算结果在表 1 中详细给出, 其中 $\bar{C}_{F,x}$ 和 $\bar{C}_{F,y}$ 是 $\bar{C}_F$ 的两个方向上的分量。从表 1 中的数据可以看出, 对同一叶栅, 定常计算结果中叶片气动力系数均略高于非定常计算的, 定常计算与非定常计算的相对差别下游叶栅的略高于上游叶栅的。造成定常与非定常结果差别的原因与数值方法相关, 在定常计算中, 动静叶交界面混合平面法处理将上游叶栅的尾迹和势流掺混, 使得下游叶栅的进口参数趋于均匀, 与非定常模拟相比, 抹平了尾迹和势流交替干扰对上下游叶栅带来的影响。非定常计算捕捉了来自上下游或更远叶栅对整个流场的影响, 反映出了更详细的流场细节。叶片型面压力的变化引起气动力重心周期性的漂移, 导致作用在叶片上的气动力矩随时间周期性的变化。从时均气动力矩系数和气动力方向角非定常和定常结果相比可以看出, 尾迹和势流的干扰显著的影响叶栅气动力重心位置和方向。

对 R1 而言, 气动力的两个分量的方向均指向坐标轴的反向, 而力矩方向为正, 因此时均气动力的重心位于叶片质量重心的上游。对 S1 而言, 从气动力的两个分量方向和力矩方向可以看出时均气动力的重心位于叶片质量重心的下游。R1、S1 在 CLK0 和 CLK1 两个位置上时均气动负荷均相差微小, 表明静叶 S2 时序位置的改变对上游 R1 和 S1 影响的时均效应较小。对 R2 而言, 从气动负荷的方向上看与 R1 具有同样的特征。对 S2 而言, 力矩方向与 S1 相反, 时均气动力的重心位于叶片质量重心的上游。对比 CLK0 与 CLK1 两个位置上的 S2 可以发现, 时均气动力 3.3% 的降低反而引起时均气动力矩幅值 27% 的增加, 而

气动力方向角基本相同, 说明 CLK1 比 CLK0 位置上气动力重心更远离质量重心, 靠近叶片前缘, 这与 S1 尾迹低速流体造成 S2 前缘区域气流冲角增加是密切相关的。

3.2 叶片非定常气动负荷时域分析

图 4 至图 7 给出了动静叶的气动力系数和气动力矩系数随时间在 CLK0 和 CLK1 两个位置上变化的对比, 时间取两个周期。下面针对每一列叶栅分别进行分析。

图 4 给出了 R1 的非定常气动负荷随时间的周期性变化。在低速压气机中, 低亚声速流动状态下动静叶干扰引起压力场波动的传播覆盖整个流场, 在总参数上压气机进出口的质量流量都是随时间变化的。对 R1 而言, 非定常条件下来自下游叶栅对 R1 出口势流周期性的干扰向上游传播影响 R1 的静压分布。当 R1 出口势流正对下游静叶 S1 的流道时, 来自下游对势流的阻力最小, 对应的作用在 R1 后半弦长压力面的压力最低, 此时气动力降低至一个极小值, 而气动力矩增加至一个极大值 ($t = 0.30 T$)。当 R1 出口势流正对下游静叶前缘时, 来自下游对势流的阻力最大, 此时作用在 R1 后半弦长压力面的压力升高, 但由于此时动叶进口流量降至最小, 叶片整体负荷反而是降低的 ($t = 0.75 T$)。由于 R1 的下游有三排叶片数相同的叶栅同时带来影响, 从随时间的波动规律很难分辨出曲线上每一个极值的来源。从整体波动幅值上分析, CLK1 与 CLK0 相比气动力和气动力矩的波动规律均基本相同, R1 的气动力波动从 $\pm 2\%$ 增加至 $\pm 3\%$ (与其时均值相比), 而气动力矩的波动从 $-40\% \sim +60\%$ 增加至 $-50\% \sim +70\%$, 按右手螺旋规则力矩方向始终为正。

图 5 给出了 S1 的非定常气动负荷随时间的周期性变化。明显看出, S2 时序位置的改变对 S1 的气动负荷影响很小, 随时间波动曲线基本重合。非定常条件下 S1 直接受到上游动叶 R1 尾迹和势流的交替影响, 同时下游动叶 R2 对势流的影响也会向上游传播影响其压力场分布。在 $t = 0.20 T$ 时刻, R1 的尾迹被 S1 叶片前缘完全切割, 在 S1 压力面一侧, 尾迹位于叶片重心上游的前半弦长, 而在 S1 吸力面一侧, 尾迹被加速输运至叶片重心的下游, 势流对压力面后半弦长和吸力面前半弦长的干扰作用使得 S1 的气动力和气动力矩同时达到最大值。在 $t = 0.70 T$ 时刻, 压力面前半弦长受势流干扰, 而后半弦长压力面和

吸力面同时受尾迹干扰的影响,此时气动力降至最小值,而气动力矩方向改变后增加至反向的最大值。同时,来自下游更远叶栅干扰的影响,在一个周期内,气动力波动- 4% ~ + 7%,气动力矩波动幅值为时均值的- 3~ + 4 倍,气动力矩的方向改变两次。

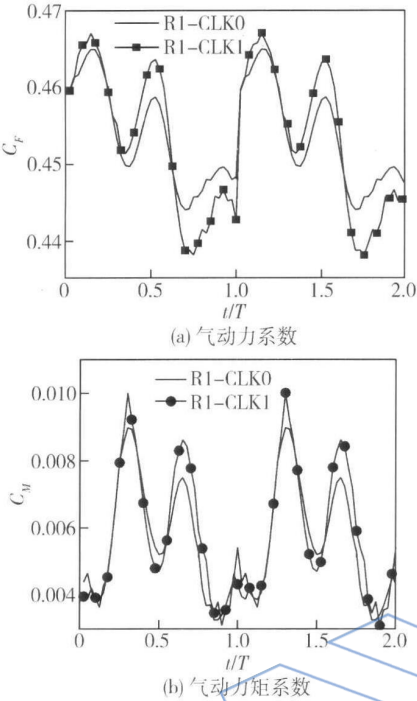


图 4 R1 非定常气动负荷
Fig 4 R1 unsteady aerodynamic load

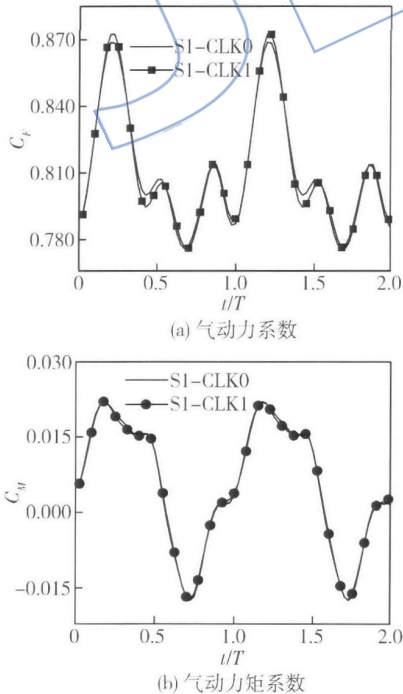


图 5 S1 非定常气动负荷
Fig 5 S1 unsteady aerodynamic load

图 6 给出了 R2 的非定常气动负荷随时间的周期性变化。R2 受来自上游尾迹和势流以及下游势流的同时干扰,与 R1 相比气动负荷的波动规律截然不同。R2 与 R1 周向相同的位置使得在压气机设计点上 R2 始终切割 R1 的尾迹。从气动力系数和气动力矩系数比较,波动幅值有所增加。CLK1 与 CLK0 相比, R2 气动负荷的波动幅值有所下降,气动力的波动幅值从- 5% ~ + 4% 降低至- 4% ~ + 3%,气动力矩的波动幅值略有降低,从±30% 降至- 20% ~ + 35%。气动力矩的方向始终为正方向。

图 7 给出了 S2 的非定常气动负荷随时间的周期性变化。在非定常条件下, S2 仅受来自上游势流和尾迹的干扰,其周向位置的变化改变了势流和尾迹向下游输运的特点。在 CLK0 位置,上游 S1 的尾迹从 S2 的流道中部通过,输运过程中一部分尾迹与 R2 的尾迹掺混,另一部分与 S2 流道中部势流进行掺混并耗散, S1 的尾迹未对 S2 叶片壁面附面层形成直接的影响。而在 CLK1 位置上,上游 S1 的尾迹大部分直接撞击到 S2 叶片前缘,并与 S2 的叶片附面层发生掺混,进而耗散,只有小部分尾迹沿 S2 的吸力面向下游输运。在尾迹的输运过程中,尾迹核心低能流体与势流间的压力梯度和速度梯度是造成掺混的原因,沿流向的逆压梯度则是造成耗散区域迅速增加的原因。在 S2 中流动现象的改变使得其气动负荷随时间的变化规律也发生了较明显的改变,从图 7 可以看出, S2 的气动力波动范围在 CLK0 位置上为- 7.5% ~ + 6%,在 CLK1 位置上为- 7.5% ~ + 9.5%,值得注意的是气动力达到最大值和最小值的时刻发生了变化,相位差约 0.40T。图 7b 中气动力矩系数的比较来看,波动范围 CLK0 与 CLK1 上的基本相同,但与其时均值相比后差别较大,在 CLK0 位置上气动力矩波动范围为其时均值的- 3.5~ + 7.0 倍,在 CLK1 位置上气动力矩波动范围为其时均值的- 2.7~ + 5.5 倍,二者的相位差约 0.40T,与气动力同步变化。从气动力矩的方向上看,在 CLK0 位置上,一个周期内方向改变 6 次,而在 CLK1 位置上,一个周期内方向改变 4 次,这反映出了静叶时序效应对叶片疲劳寿命的影响。

以上对压气机每一列叶栅非定常气动负荷的分析中,由动静叶干扰引起的气动力非定常波动幅值比文献[46, 9]的研究结果略低,气动力矩相比则略高,但均在同样的量级水平上。这样的差

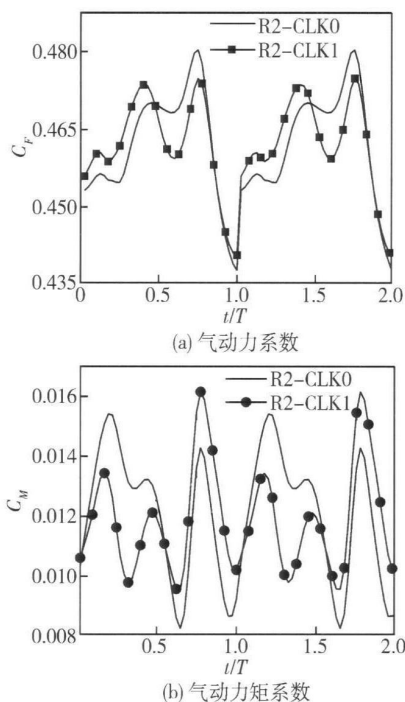


图 6 R2 非定常气动负荷

Fig 6 S2 unsteady aerodynamic load

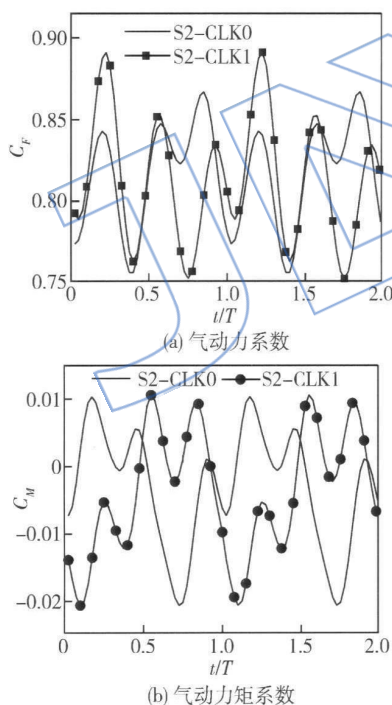


图 7 S2 非定常气动负荷

Fig 7 S2 unsteady aerodynamic load

异与压气机叶片气动负荷(跨声速、亚声速或低亚声速)、叶列间轴向间距、叶型及叶型曲率和折转角等因素相关。

3.3 叶片非定常气动负荷的频域分析

对叶片气动负荷各周期分量的频谱分析可以

预测气动干扰频率并与叶片的固有频率进行对比。将气动力和气动力矩的时域信号进行 FFT 分析,在频谱图中不同周期气动干扰的影响可以清楚的被分开。在动静叶的干扰中,叶片的通过频率(BPF)与动静叶的叶片数和动叶旋转速度相关。本文研究的两级低速压气机中,动静叶的叶片数均相同,在频谱图中无法区别出干扰频率的来源,因此只能对 CLK0 和 CLK1 下不同频率的干扰进行对比分析。由于 S2 周向位置的改变对其本身和 R2 的影响比较明显,本文只对 R2 和 S2 的气动负荷进行频谱分析,分别在图 8 和图 9 详细给出,图中给出的频率范围为 1. BPF ~ 5. BPF。

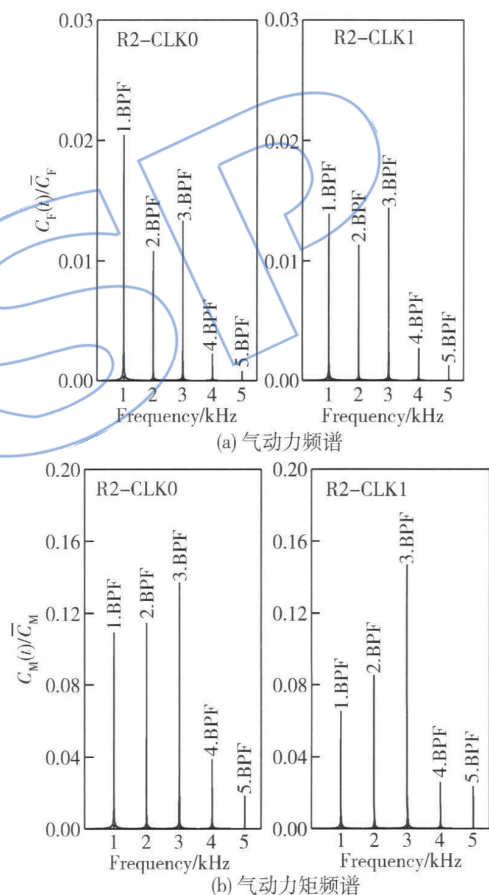


图 8 R2 气动负荷频谱

Fig 8 R2 aerodynamic load frequency spectrum

图 8 给出了 R2 的气动力和气动力矩的频谱,R2 的气动负荷主要受到 1. BPF ~ 3. BPF 的干扰。图 8(a) 中,CLK0 位置时,1. BPF 的干扰幅值最大,而 CLK1 位置时,1. BPF 的干扰幅值减小,3. BPF 的干扰幅值最大,S2 周向位置的改变主要影响了 R2 气动力频谱中 1. BPF 的幅值。随着气动力频谱中 1. BPF 幅值的减小,气动力矩

频谱中 1. BPF 和 2. BPF 的幅值明显降低, 如图 8b 所示, R2 气动力矩频谱中 3. BPF 的幅值最大, 表明气动力矩在一个周期内有三次幅值相当波动。

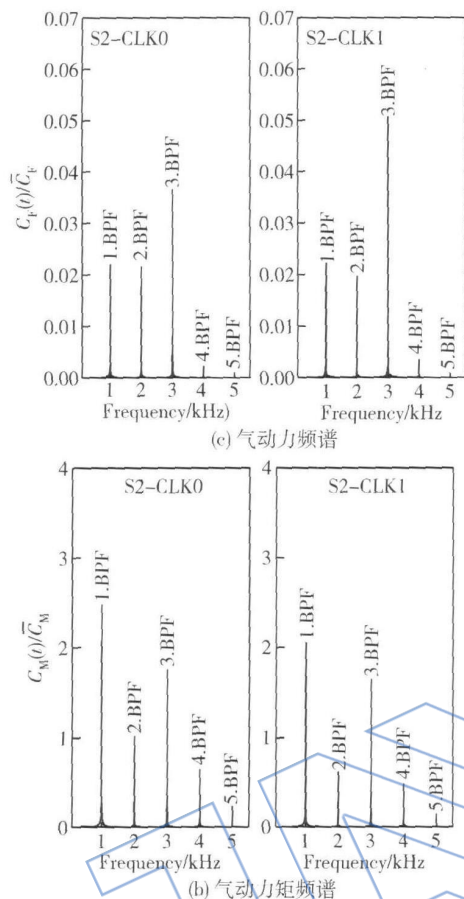


图 9 S2 气动负荷频谱

Fig9 S2 aerodynamic load frequency spectrum

图 9 给出了 S2 的气动力和气动扭矩的频谱, S2 的气动负荷波动主要由 1. BPF~3. BPF 的干扰构成。图 9 中, 气动力频谱中 3. BPF 的干扰幅值最大, S2 周向位置从 CLK0 到 CLK1 的改变使其本身气动力频谱中 3. BPF 的幅值增大。在图 9 气动力矩频谱中 1. BPF 和 3. BPF 的幅值较大, 从 CLK0 位置至 CLK1 位置, 各倍频的幅值均有所降低, 幅值超过 1.0 的倍频表明该频率的干扰使力矩大小的改变与时均值成倍数的关系。

4 结 论

对于本文研究的低速压气机, 静叶时序效应对叶片非定常气动负荷有明显的影响, 研究结果表明: (1) 在动静叶尾迹和势流交替干扰的非定常条件下, 叶片型面压力的变化引起气动力重心位置周期性的漂移, 导致叶片气动负荷周期性波动,

气动力矩的相对波动幅值远高于气动力的, 静叶上的气动负荷相对波动幅值明显高于动叶上的, 静叶时序效应影响了气动负荷的波动幅值。(2) 叶片气动力与气动力矩的波动规律不相同, 在一个周期内, 动叶的气动力矩方向保持不变, 静叶气动力矩方向多次改变, 将影响叶片的疲劳寿命。S2 气动力矩的方向在 CLK0 上每周期改变 6 次, 而在 CLK1 上每周期改变 4 次, 时序效应不仅能提高压气机性能, 而且延长了叶片的疲劳寿命。(3) S2 周向位置的改变使其本身和 R2 的气动负荷明显变化, 对 R2 而言, 气动力各倍频中的最大幅值的频率从 CLK0 的 1. BPF 改变为 CLK1 的 3. BPF, 气动力矩的 1. BPF 和 2. BPF 随之降低, 气动力矩中 3. BPF 的幅值均最大。对 S2 而言, 气动力的 3. BPF 幅值最大, 气动力矩 1. BPF 的幅值最大, CLK1 与 CLK0 位置相比, 气动力的 3. BPF 幅值增大, 但气动力矩各倍频幅值均降低。

参考文献:

- [1] Kemp N H, Sears W R. The Unsteady forces due to viscous wakes in turbomachines [J]. Journal of the Aeronautical Sciences, 1955, July: 478-483.
- [2] Lefcort M D. An investigation into unsteady blade forces in turbomachines [J]. ASME J. Eng. Power, 1965: 345-354.
- [3] Manwaring S R, Fleeter S. Forcing function effects on rotor periodic aerodynamic response [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1991, 113: 312-319.
- [4] Durali M, Kerrebrock J L. Stator performance and unsteady loading in transonic compressor stages [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998, 120: 224-232.
- [5] Denos R, Arts T, Paniagua G, et al. Investigation of the unsteady rotor aerodynamics in a transonic turbine stage [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 123: 81-89.
- [6] Mailach R, Vogeler K. Aerodynamic blade row interactions in an axial compressor, Part II: Unsteady profile pressure distribution and blade forces [R]. ASME Paper, GT2003-38766, 2003.
- [7] Mailach R, Vogeler K. Rotor stator interactions in a four stage low speed axial compressor, Part II: Unsteady aerodynamic forces of rotor and stator blade [R]. ASME Paper, GT2004-53099, 2004.
- [8] Cizmas P G A, Dorney D Js. The influence of clocking on unsteady forces of compressor and turbine blades [J]. International Journal of Turbo & Jet Engines, 2000, 17(2): 133-142.
- [9] Lee Y, Feng J. Potential and viscous interactions for a multi blade row compressor [R]. ASME Paper, GT-2003-38560, 2003.

- [10] 黄伟光, 陈乃兴. 叶轮机械动静叶片排非定常气动干涉的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 1999, 20(3): 294-298.
HUANG Weiguang, CHEN Naixing. Numerical simulations on unsteady rotor stator interaction in turbine cascades[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1999, 20(3): 294-298.
- [11] 邹正平, 徐力平. 叶轮机三维非定常流动数值模拟的研究[J]. 航空学报, 2001, 22(1): 10-14.
ZOU Zhengping, XU Liping. Numerical study of the 3 D unsteady flow in turbomachinery stages [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2001, 22(1): 10-14.
- [12] 张燎原, 胡骏. 轴流压气机叶片排流场非定常频谱特性试验技术[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2004, 17(1): 46-49.
ZHANG Liaoyuan, HU Jun. Test technology of unsteady flow frequency spectrum performance of an axial compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(1): 46-49.
- [13] 周正贵, 胡骏. 轴流压气机动静叶片排非定常气动动力分析[J]. 航空动力学报, 2003, 18(1): 46-50.
ZHOU Zhenggui, HU Jun. The analysis of unsteady blade force in a rotor/stator axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(1): 46-50.
- [14] 杨海涛. 低速压气机中 CLOCKING 效应的数值模拟[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2004.
YANG Haitao. Numerical simulation of CLOCKING effects in a low speed compressor [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2004.