

# 转静干涉流场的激励特征与叶盘结构的共振设计

李琳<sup>1,2</sup>, 马浩然<sup>1,2</sup>, 王培屹<sup>1,2</sup>

(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:** 在对三维非定常转静干涉流场进行计算与分析的基础上,研究了转静干涉流场对叶盘结构激励的特征,包括尾流激励中的频率成分和空间成分,以及这些特征成分的相对大小.在此基础上,结合叶盘结构共振条件,总结并提出了从抑制共振的角度确定静子结构周期数的设计原则,即静子结构周期数的确定应使其产生的尾流激励的频率特征中不包含叶盘结构的频率成分,以及空间分布特征中不包含对应该频率模态节径的谐波成分.给出了基于转静干涉流场特征参数估算尾流激励主要频率成分和空间成分的公式,使这一确定静子结构周期数的原则在设计阶段可方便实施.数值分析结果对这种估算公式的合理性进行了验证.结果表明:该公式不需对转静干涉三维非定常流场进行数值模拟,即可对静子结构周期数的合理性(是否会引起共振)做出判断.

**关 键 词:** 叶盘结构; 流体诱导振动; 静子结构周期; 非定常; 激励特征

中图分类号: V232

文献标志码: A

## Excitation characteristics of rotor/stator-interaction flow field and resonant design of bladed disk

LI Lin<sup>1,2</sup>, MA Hao-ran<sup>1,2</sup>, WANG Pei-yi<sup>1,2</sup>

(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:** Based on the computation and analysis of three-dimensional unsteady flow induced by rotor/stator-interaction, the characteristics of flow excitation to bladed disk were studied, including frequency-components and circumferential wave-components in the wake of stator. By combining the resonant condition of bladed disk, a design principle was given for determining the stator-structural period from the view of avoiding resonance, namely, the stator-structural period should ensure that in the wake excitation there was neither modal frequency-component of bladed disk nor circumferential wave-component corresponding to the nodal diameter of the bladed disk. The formula was given to predict frequency-components and circumferential wave-components in wake of stator, making it easier to determine stator-structural period in design phase. It is shown by numerical analysis that this method can determinate the rationality (inducing the resonance or not) of stator-structural period without need of performing numerical simulation of three-dimensional unsteady flow induced by rotor/stator-interaction.

收稿日期: 2014-09-29

作者简介: 李琳(1956—),女,河北唐山人,教授、博士生导师,博士,主要从事航空发动机结构振动研究.

通讯作者: 马浩然(1989—),男,陕西西安人,硕士生,主要从事叶盘结构流固耦合振动研究.

**Key words:** bladed disk; flow induced vibration; stator-structural period; unsteady; excitation characteristics

航空发动机内部的转静干涉流场是发动机叶盘结构振动的主要激励源<sup>[1-2]</sup>.在以抑制发动机叶盘结构振动为目的对流体激励进行研究时,首先要明确叶盘结构的共振条件.叶盘共振的“三重点”理论<sup>[3]</sup>表述为:当叶盘受到的激励频率等于其固有频率,且激励阶次和振型节径数相等时叶盘结构将发生共振.文献<sup>[4-5]</sup>的研究表明该条件仅适用于叶盘相邻静子叶片数正好等于叶盘结构某阶模态的节径数的情况;叶盘结构共振条件中对激励阶次的限制除了上述的“激励阶次等于振型节径数外”,还应加入“叶盘与静子叶片数目之差等于某阶模态节径数”,该条件可统一写成

$$n = N_s \pm kN_r \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (1)$$

其中  $N_s$  为相邻静子叶片(或支板)数,也称静叶数;  $N_r$  为转子叶片数,也称动叶数;  $n$  为可被激起振型的节径数;  $k$  为谐波阶次.近期的研究表明<sup>[6]</sup>该表达式只能处理谐调流场激励下低频(一般压气机中叶盘与静子叶片数目之差较小)的叶盘共振情况;更一般的表达式应该基于 Wildheim<sup>[7]</sup>得出的旋转周期对称结构的共振条件,且具有如下形式:

$$O_e = k_s N_s = kN_r \pm n \quad (2)$$

其中  $k = 0, 1, 2, \dots$ ;  $k_s = 1, 2, \dots$ . 式中  $O_e$  为激励阶次(EO)的量符号表达.文献<sup>[6]</sup>将此条件应用于发动机叶盘结构的流致振动抑制问题研究,指出该条件不仅可用于发动机内部流场的周期谐调激励还可用于周期非谐调激励的共振分析.上述研究均表明,叶盘结构是否共振不仅需要知晓激励的频率成分,还需要知晓流体激励的空间分布情况.因为激励阶次与振型节径数的关系,实际上是流场激励在空间周向的分布形式与叶盘节径振动形式的关系<sup>[8-13]</sup>.

长期以来,受限于计算机软硬件的发展,关于转静干涉流场激励空间分布的研究及相关信息少之又少,共振分析停留在通过对尾流频率成分( $f = k_s N_s \Omega$ ,  $k_s = 1, 2, \dots$ ,  $\Omega$  为转子转速)的定性分析来避开叶盘结构固有频率的技术水平;近期的两篇博士论文<sup>[3-4]</sup>的理论研究使得这一现状有了较大改善,论文作者利用现代计算流体力学软件对航空发动机谐调和非谐调工况下的尾流激励进行了频域和空间域的分析,深入研究了转静干涉流场的空间分布节径特征.然而从设计的角度

来看,设计人员更关注静子结构周期特征与转静干涉流场激励的空间分布特征之间的关系、调整静子结构的周期将如何改变流场激励的分布特性鲜见有研究结论.

本文以 Rotor 67 叶盘结构模型为例,在对三维非定常转静干涉流场进行计算与分析的基础上<sup>[14-15]</sup>,研究了转静干涉流场对叶盘结构激励的特征,包括对频率特征和空间分布特征的影响.同时研究了静子结构周期数对于叶盘结构受到的流场激励频率成分及空间谐波成分的影响.在此基础上提出从抑制共振角度确定静子结构周期的方法,以避免叶盘结构因流体诱导激振而发生共振.

## 1 叶盘结构的共振分析理论

### 1.1 叶盘结构的振动形式

叶盘结构是典型的循环对称结构,其振动基本形式为扇形振动和伞形振动.扇形振动以振型中存在一些位移为零的直径线为标志,故又称节径型振动,如图1所示的 Rotor 67 叶盘结构2节径振型;伞形振动以振型中存在一些位移为零的圆周曲线为标志,故又称节圆形振动.不论是扇形振动还是伞形振动,其振型都是循环对称的.这一性质可从叶盘结构的振动解析表达式得到<sup>[4]</sup>.

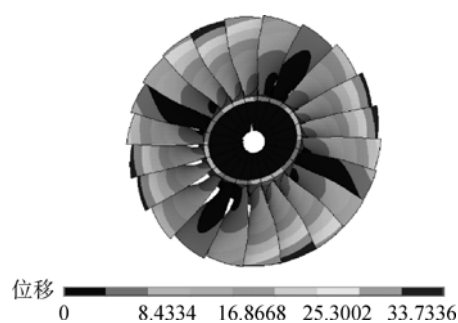


图1 Rotor 67 叶盘2节径振型图

Fig. 1 Mode of Rotor 67-bladed disk vibrating with 2 nodal-diameters

### 1.2 叶盘结构的共振条件

对于一个周期数(亦即转子叶片数)为  $N_r$  的叶盘结构,其节径为  $n$  的节径型振动模态能够被激起的条件是<sup>[4-5]</sup>

$$\omega_n = (kN_r \pm n)\Omega \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (3)$$

其中  $\omega_n$  为叶盘节径数为  $n$  的模态的固有频率.

式(3)左端由叶盘结构的特性决定,右端由激振力的特性决定。

该共振条件表明,叶盘结构的共振除了频率之外还涉及了结构和激励的一个共同的参数  $n$ 。对于结构而言, $n$ 是刻画叶盘结构振型的参数,即节径数;对于激振力而言, $n$ 是刻画激励空间周向分布的参数,即周波数。叶盘的节径型振动也可用周波数刻画,两者之间的关系是

$$n = \min(m, |N_r - m|) \quad (4)$$

式中  $m$  为周波数,  $\min(\cdot, \cdot)$  表示取两者中的最小值。

共振条件(式(3))的物理意义是:只有当激振力的频率与叶盘结构的固有频率相等,而且激振力的空间分布包含有与对应该固有频率的模式节径数一致的周波成分时叶盘结构才会发生共振。

若转速为  $\Omega$  的叶盘上游设置具有  $N_s$  个导向叶片或支板的静子结构,则该叶盘结构受到来自静叶尾流的激励频率  $f$  为

$$f = k_s N_s \Omega \quad k_s = 1, 2, \dots \quad (5)$$

在航空发动机设计、研究领域,称此类激励为阶次激励。激励的阶次为转速的倍数,量符号用  $O_e$  表示,即

$$O_e = k_s N_s \quad k_s = 1, 2, \dots \quad (6)$$

由式(3),当

$$k_s N_s \Omega = \omega_n = (k N_r \pm n) \Omega \quad (7)$$

其中  $k=0, 1, 2, \dots; k_s=1, 2, \dots$ 。将激起叶盘结构  $n$  节径的共振。由此得到可引起共振的静叶数  $N_s$ 、动叶数  $N_r$  和节径数  $n$  之间的基本关系为

$$k_s N_s = k N_r \pm n \quad (8)$$

其中  $k=0, 1, 2, \dots; k_s=1, 2, \dots$ 。式(8)表明,在叶盘结构的动力学特性确定之后( $N_r, n$ 一定),其上游静子结构的  $N_s$  就成为是否引发共振的一个关键因素。

### 1.3 叶盘结构的共振分析方法

式(3)给出的叶盘结构共振条件涉及结构与激励中两个共同的参数:节径数(或周波数)与频率。因此将叶盘结构的共振频率和激励频率随节径的变化画在同一节径频率图上,两者的交点即为共振点。以  $N_r=22$  的 Rotor 67 叶盘为例,利用结构分析软件(如 ANSYS)可得到该叶盘结构各阶模态频率,将其随节径的变化在横坐标为节径数、纵坐标为频率的坐标系中画出,得到如图 2 所示的若干条频率迹线(黑色)。频率迹线的数目取决于对应各节径所计算的模态阶次。同时画出额定

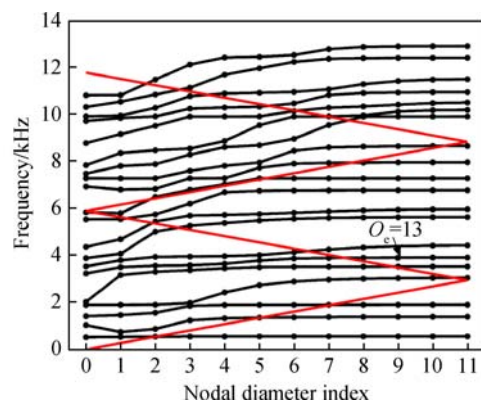


图2 Rotor 67 叶盘结构共振分析图

Fig. 2 Resonant analysis diagram of the Rotor 67-bladed disk

转速(16043 r/min)下的激励线(红色),呈折线形式,由下至上数学表达式依次为(式(3)右端):  $f = n\Omega$ ,  $f = (N_r - n)\Omega$ ,  $f = (N_r + n)\Omega$  以及  $f = (2N_r - n)\Omega, \dots$ 。该图即为叶盘结构的共振分析图。

叶盘结构的频率随节径的变化不是连续的,因此只有当各频率迹线与激励线的交点落在过某一整数横坐标的铅垂线上,该点才是共振点。如图 2 中  $O_e=13$  的点,是激励线  $f = (N_r - 9)\Omega$  与某一频率迹线的交点,又正好在过横坐标等于 9 的铅垂线上,因此是一个共振点。对于上述叶盘结构,该点意味着:频率等于  $13\Omega$  的激励可激起叶盘节径数为 9 的模态共振。将图 2 中的全部共振点信息列于表 1。表中  $O_e \cdot \Omega$  为激励频率,  $M_r$  为模态阶次。

表 1 Rotor 67 叶盘结构共振分析表

Table 1 Resonant information of Rotor 67-bladed disk

| $O_e$ | $n$ | $(O_e \cdot \Omega)/\text{Hz}$ | $\omega_n/\text{Hz}$ | $M_r$ |
|-------|-----|--------------------------------|----------------------|-------|
| 2     | 2   | 535                            | 539                  | 1     |
| 5     | 5   | 1337                           | 1350                 | 2     |
| 7     | 7   | 1872                           | 1893                 | 3     |
| 11    | 11  | 2941                           | 3043                 | 4     |
| 13    | 9   | 3476                           | 3519                 | 5     |
| 21    | 1   | 5615                           | 5533                 | 10    |
| 22    | 0   | 5882                           | 5828                 | 11    |
| 24    | 2   | 6417                           | 6483                 | 11    |
| 25    | 3   | 6685                           | 6784                 | 11    |
| 26    | 4   | 6952                           | 7015                 | 11    |
| 27    | 5   | 7219                           | 7271                 | 11    |
| 30    | 8   | 8022                           | 7939                 | 12    |
| 37    | 7   | 9893                           | 9903                 | 15    |
| 38    | 6   | 10161                          | 10132                | 16    |

显然,在根据共振条件确定了叶盘结构可能被激起共振的阶次之后,静子结构周期数就成为避开共振的关键.静子结构周期数既要保证叶盘结构所受激励不包含共振频率成分,还要保证不包含共振振型的节径所对应的周波成分.以下的研究将从三维非定常转静干涉流场的分析入手,首先研究作用在叶盘上的流体激励的特征,在此基础上研究静子结构周期数与下游流场激励特征之间的关系.

## 2 非定常流场的计算及激励监测点

三维非定常流场的构建基于 Rotor 67 动叶叶形,并在动叶上游设计了具有 NACA0012 对称叶形的静子叶片作为进口导流叶片.为研究不同的结构周期对流场激励特征的影响,共设计了 4 种不同的静子叶片数,分别为  $N_s=10, 11, 12, 13$ .

采用计算流体力学专用软件 CFX 进行数值模拟.  $N_r=22$ , 均匀分布.为保证周向激励值计算精度,两排叶栅都采用整圈网格进行非定常计算.不同进口导叶模型网格节点数略有偏差.两排整圈网格节点总数在 300~320 万之间.工况设置为:转子转速为 16043 r/min,进口总压为 101325 Pa,总温为 288.15 K,出口按径向平衡方程在半径为 50% 叶高处设定静压为 122 kPa,选用  $k-\epsilon$  湍流模型,转静交界面为 transient rotor stator,其余边界均设定为无滑移壁面,忽略叶尖间隙.图 3 为流场转静干涉关系及计算流场网格示意图,图中 IGV 表示进口导叶.

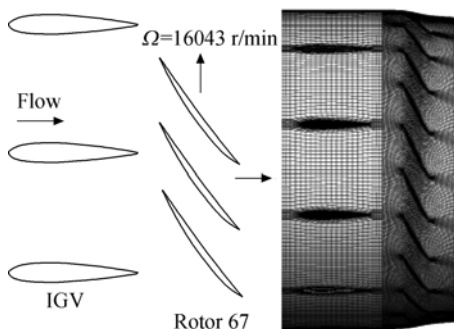


图3 两排叶栅示意图

Fig. 3 Illustration of two cascades

在计算非定常流场时,以定常流场的计算结果作为初场.设定每个静子通道时间步数为 40,单个时间步长  $\Delta t$  为(以 11 片进口导叶为例)

$$\Delta t = \frac{60}{16043 \times 40 \times 11} = 8.4999 \times 10^{-6} \text{ s} \quad (9)$$

以压气机旋转一圈为一个周期,非定常计算取 5 个周期,静压残差方均根收敛至 0.01% 时,认为非定常计算收敛.图 4 给出了压气机某瞬时动叶后压力分布云图,图 5 为 50% 叶高处静压分布云图,由图可以看出,在均匀进气条件下,任一时刻压气机出口静压力场呈周期状分布.

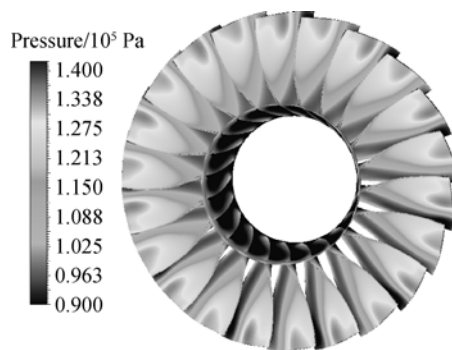


图4 某瞬时压气机动叶后压力分布云图

Fig. 4 Distribution of pressure on compressor-rotor at a moment

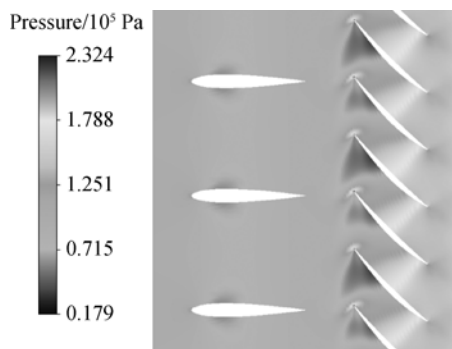


图5 50%叶高处静压分布云图

Fig. 5 Distribution of static pressure at 50% height of blade

分别在每个动叶的叶根、50% 叶高和叶尖基元级叶形的前缘、叶盆、尾缘、叶背处各取一个监测点,编号为 1~12,如图 6 所示.在 22 个转子叶片上共取了 264 个监测点.

图 7 中列出了通过数值计算,某叶片 12 个监测点在压气机旋转一周的周期内的压力时序信号(去除了压力均值).对每一个时序信号作傅里叶变换即可得各点压力脉动的频谱.图 8 给出了某一瞬时这 12 个监测点在周向上的压力变化(去除了压力周向均值),对每一个位置上同一时刻的瞬时压力沿周向的变化曲线作傅里叶变换即可得各位置压力变化的空间波谱.

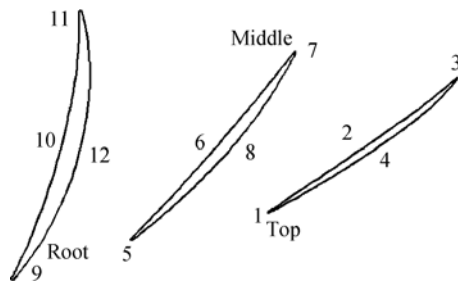


图6 动叶上压力监测点位置

Fig. 6 Position of pressure monitoring points on rotor

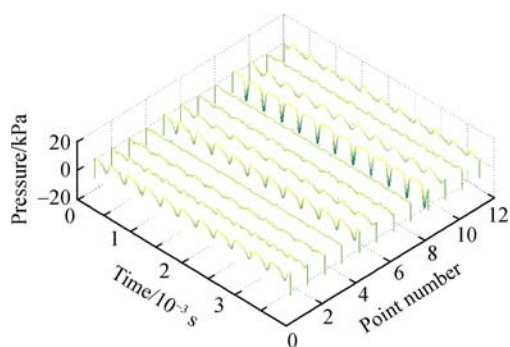


图7 监测点压力时间信号(一个旋转周期)

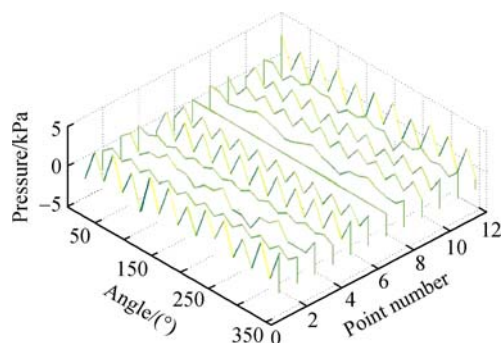
Fig. 7 Monitoring point pressure in time domain  
(one rotating period)

图8 某瞬时叶盘监测点压力周向分布

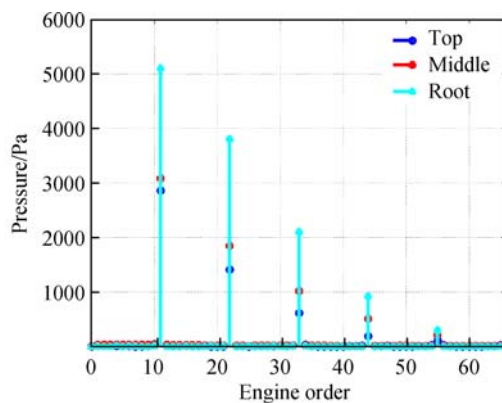
Fig. 8 Circumferential distribution of monitoring point  
pressure at a moment of bladed disk

### 3 叶盘所受激励的特征及静子结构周期对其的影响

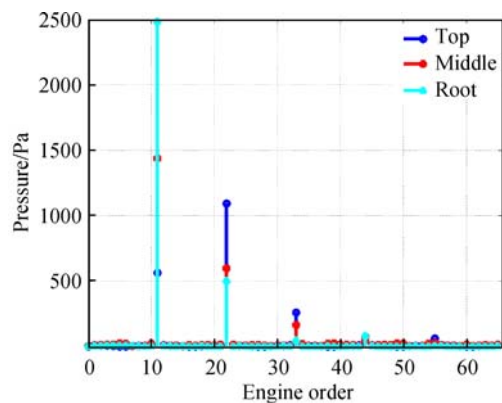
叶盘结构的共振条件表明流体激励的频率成分和空间波谱成分是能否引起叶盘共振的关键因素. 这些流体激励的特征成分受静子结构周期数(亦即静子叶片数)的直接影响.

#### 3.1 激励的频率特征及静子结构周期对其的影响

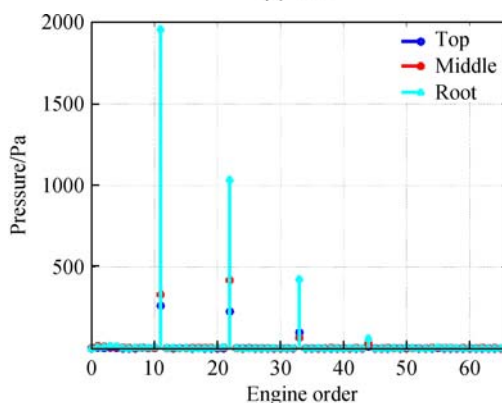
首先以  $N_s = 11$  为例进行分析. 图9分别给出动叶前缘、叶盆、叶背及尾缘位置监测点的频谱. 为展示非定常气动力的频率与转子转速基频



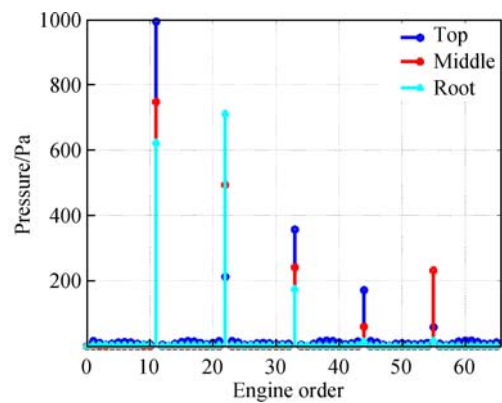
(a) 前缘



(b) 叶盆



(c) 叶背



(d) 尾缘

图9 动叶监测点的频谱 ( $N_s = 11$ )Fig. 9 Frequency spectrum of monitoring point  
on rotor ( $N_s = 11$ )

的倍数关系,图中采用激励阶次作为横坐标,叶根、叶中及叶尖3处的激励成分用不同的颜色区分。

由图9可知,各点压力脉动主要频率成分均对应静子尾迹的阶次激励,即激励阶次为静子结构周期数11及其倍数,前缘处幅值最大。除尾缘外,各点的频率成分幅值的相对大小基本满足阶次越高幅值越小的规律。总得来看,叶根处流体压力脉动幅值最大,叶中处次之,叶尖处最小。

尾缘处激励的频率特征与前缘、叶盆处有共同之处:分布相同,但各阶幅值比例不一致。叶根处  $O_e=22=N_r$  阶激励成分幅值最大,表明尾缘处的激励对动叶旋转频率更为敏感。但因其整体幅值远小于前缘及叶盆处,故此处激励成分对叶盘结构受到的压力脉动激励成分贡献不大。

鉴于动叶前缘处的压力脉动远大于其他各监测点的压力脉动,具有显著的代表性。图10给出对应于  $N_s=10, 12, 13$  三种不同静叶数的工况动叶中基元级前缘监测点的频谱。

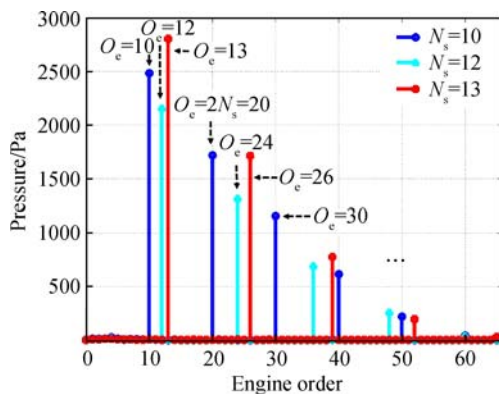


图10 动叶前缘监测点压力频谱对比

Fig. 10 Frequency spectrum of monitoring point pressure at leading edge of rotor

分析上述4种不同静子结构周期工况所产生的激励频谱(图9,图10)得到以下结论:

1) 周期数为  $N_s$  的静子结构对下游或邻近叶盘结构产生的激励包含对应尾流激励阶次的各个频率成分,即  $f_{k_s} = k_s N_s \Omega$   $k_s=1, 2, 3, \dots$ 。

2) 对应  $N_s$  阶次激励的频率成分幅值最大,其他阶次( $k_s N_s$ )的幅值依  $k_s$  的增大依次减小。

3) 一般来说,  $O_e=3N_s$  阶次激励的幅值降至  $O_e=N_s$  阶次激励幅值的  $1/2$  以下,  $O_e=4N_s$  及更高阶次激励的幅值将更小。

### 3.2 激励的空间分布特征及静子结构周期对其的影响

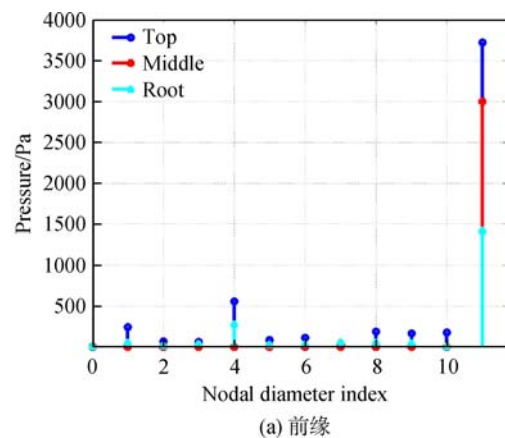
首先以静子结构周期数  $N_s=11$  为例进行分

析。对于具有  $N_r$  个转动叶片的叶盘结构,其节径型振动模态的最大节径数为

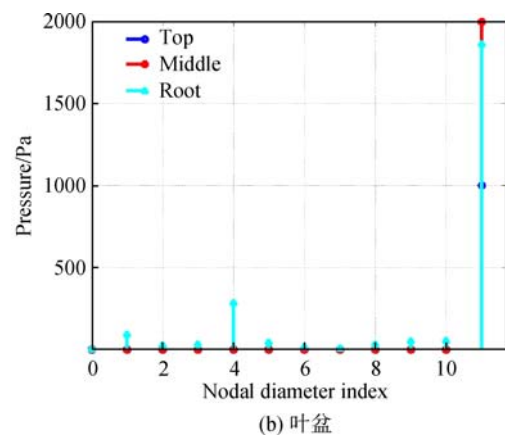
$$n_{\max} = \begin{cases} \frac{N_r}{2} & N_r \text{ 是偶数} \\ \frac{N_r-1}{2} & N_r \text{ 是奇数} \end{cases} \quad (10)$$

当  $N_r=22$  时,最大节径数为11。因此在对激励作空间成分分析时,根据共振条件,周波数取到11即可。图11分别给出动叶前缘、叶盆、尾缘及叶背位置监测点压力的空间分布波谱。叶根、叶中及叶尖3处的激励成分用不同的颜色区分。

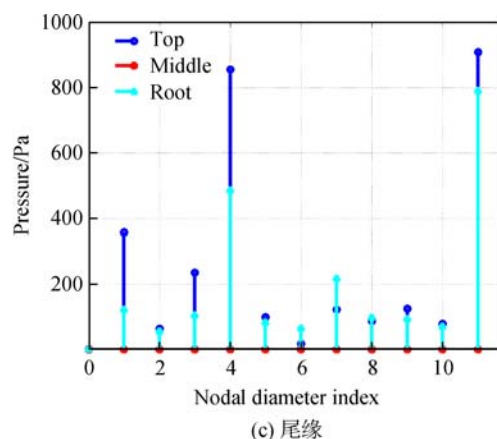
由图11可知,从1~11的各个谐波成分在各



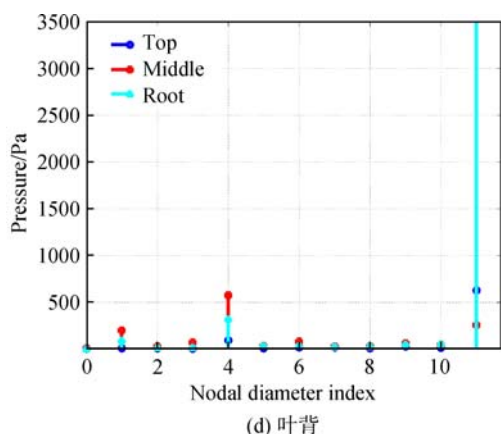
(a) 前缘



(b) 叶盆



(c) 尾缘

图 11 动叶监测点压力的波谱 ( $N_s=11$ )Fig. 11 Wave spectrum of monitoring point pressure on rotor ( $N_s=11$ )

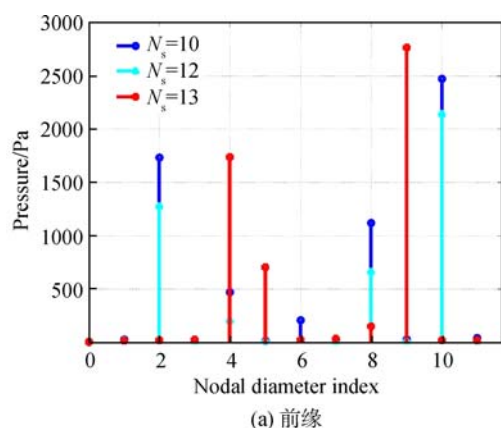
个位置的压力空间分布波谱中均有体现,除尾缘处外,对应  $N_s=11$  的谐波成分占绝对优势.

尾缘处激励的空间谐波成分比较复杂.这是因为监测点靠近出口,而出口边界压力按径向平衡方程设定造成势流对动叶尾缘处压力空间分布产生影响.同时周波数(亦即叶盘节径数)  $n=11$  的幅值较小,从而使各节径幅值接近.鉴于尾缘处整体幅值小于其他各处,故可以认为压力脉动在动叶前缘、叶盆及叶背处分布规律可以代表动叶所受压力的空间分布.

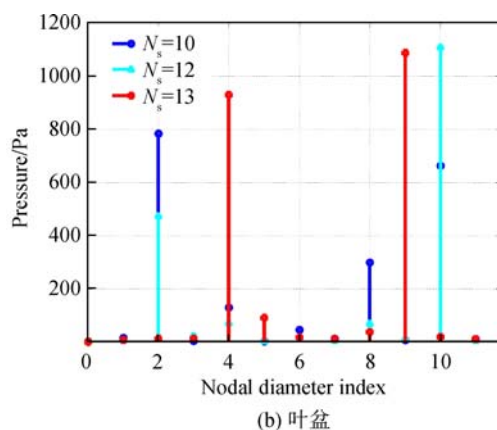
图 12 给出各个动叶叶中基元级 4 个监测点压力幅值对应于  $N_s=10, 12, 13$  三种不同静叶数的周期工况沿一周空间分布的波谱.基于与图 11 同样的理由,横坐标仅取到对应叶盘最大节径数的周波数为 11.

分析上述 4 种不同静子结构周期工况所产生的转静干涉流场激励的波谱(图 11、图 12)可得到以下结论:

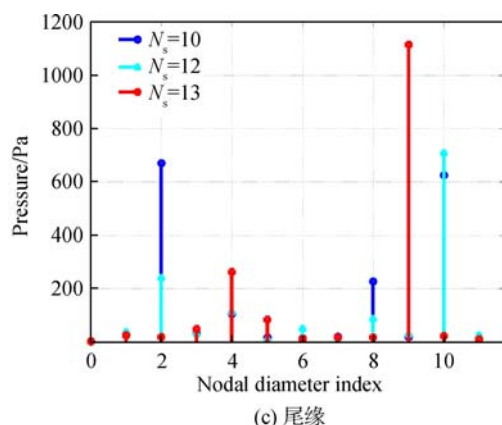
1) 周期数为  $N_s$  的静子结构对下游或邻近叶盘结构产生的激励在空间的分布含有各个谐波成



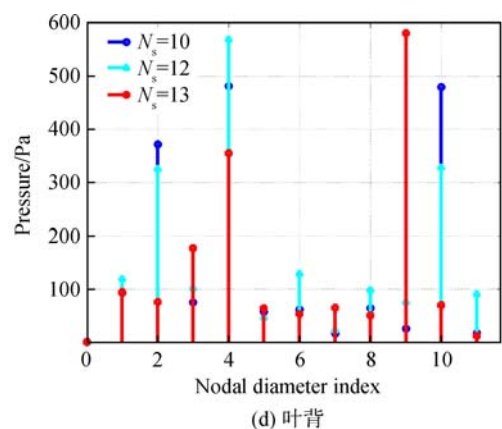
(a) 前缘



(b) 叶盆



(c) 尾缘



(d) 叶背

图 12 不同静子结构周期工况动叶监测点压力的波谱  
Fig. 12 Wave spectrum of monitoring point pressure on rotor at different stator-structural period conditions

分;主要谐波成分有:  $N_s$ ,  $|N_s - N_r|$ ,  $2N_s - N_r$ ,  $3N_s - N_r$ ,  $3N_s - 2N_r$ . 不难发现,上述谐波成分表达式与从式(3)导出的周波数(亦即叶盘节径数  $n$ )的表达式一致,即

$$n = \pm (k_s N_s - k N_r) \quad (11)$$

其中  $k=0, 1, 2, \dots$ ;  $k_s=1, 2, \dots$ . 由此得出,周期数为  $N_s$  的静子结构对下游或邻近叶盘结构产生的激励,其空间分布的主要谐波成分由式(11)给出.

2) 在激励的波谱中对应  $k_s=1, k=0$  (即 1 倍  $N_s$ ) 的谐波成分幅值最大, 其他谐波成分幅值随  $k_s$  和  $k$  的增大依次减小; 这一点与频率成分的相对大小一致。

#### 4 避免共振的静子结构周期数

本节以 Rotor 67 叶盘结构为例阐述如何根据上述研究结论确定静子结构周期数。

由以上分析, 对于具有 22 个叶片的叶盘, 周期数为  $N_s$  的静子结构所产生的尾流激励中的主要频率成分为

$$f = O_c \cdot \Omega = k_s N_s \Omega \quad (12)$$

式中  $k_s=1, 2, 3$ , 尾流激励中的主要谐波成分有

$$\left. \begin{aligned} n &= N_s \\ n &= N_r - N_s = 22 - N_s \\ n &= 2N_s - N_r = 2N_s - 22 \\ n &= 2N_r - 3N_s = 44 - 3N_s \end{aligned} \right\} n \leq \frac{N_r}{2} = 11 \quad (13)$$

现考虑  $N_s=13, 14, 15$  三种选择, 表 2 和表 3 分别给出对应这 3 种不同选择, 转静干涉流场激励中的频率成分和空间谐波成分。

表 2 三种结构周期的静子尾流激励频率成分  
(用激励阶次  $O_c$  表示,  $f=O_c \cdot \Omega$ )

Table 2 Excitation frequencies components in wake of stator with respective structural periods  
(discribed by  $O_c$ ,  $f=O_c \cdot \Omega$ )

| $N_s$ | $O_c$   |         |         |
|-------|---------|---------|---------|
|       | $k_s=1$ | $k_s=2$ | $k_s=3$ |
| 13    | 13      | 26      | 39      |
| 14    | 14      | 28      | 42      |
| 15    | 15      | 30      | 45      |

表 3 三种结构周期的静子尾流激励谐波成分

Table 3 Excitation harmonic components in wake of stator with respective structural periods

| $N_s$ | $22 - N_s$ | $2N_s - 22$ | $ 44 - 3N_s $ |
|-------|------------|-------------|---------------|
| 13    | 9          | 4           | 5             |
| 14    | 8          | 6           | 2             |
| 15    | 7          | 8           | 1             |

将表 2、表 3 中的数字与叶盘结构共振分析表(表 1)对比, 可知当静叶数  $N_s=13$  时, 激励阶次为 13、空间谐波数为 9 的激励成分将激起叶盘

节径数为 9 的模态共振; 静叶数  $N_s=15$  时, 激励阶次为 30、空间谐波数为 8 的激励成分将激起叶盘节径数为 8 的模态共振; 而静叶数  $N_s=14$  的静子尾流激励中则不包含引起共振的频率成分和空间谐波成分, 因此对于本文中所设计的具有 22 个动叶的 Rotor 67 叶盘, 其上游静子结构周期数  $N_s$  从避开共振的角度应选 14。

图 13 和图 14 分别给出基于三维非定常流场分析的  $N_s=14$  工况下动叶叶中基元级前缘监测点处激励的频谱和波谱, 其成分与表 2 和表 3 中的数字完全一致, 各成分幅值的相对大小与前述分析结果也相吻合。

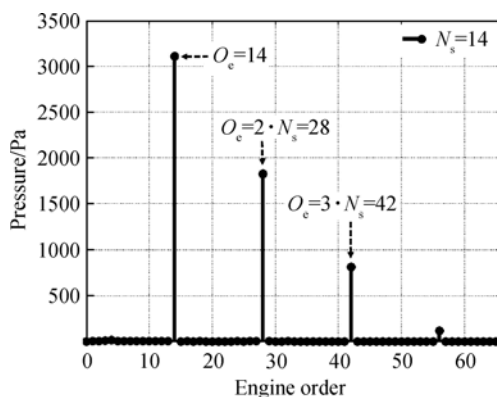


图 13 动叶前缘压力信号的频谱( $N_s=14$ )

Fig. 13 Frequency spectrum of pressure at leading edge of rotor ( $N_s=14$ )

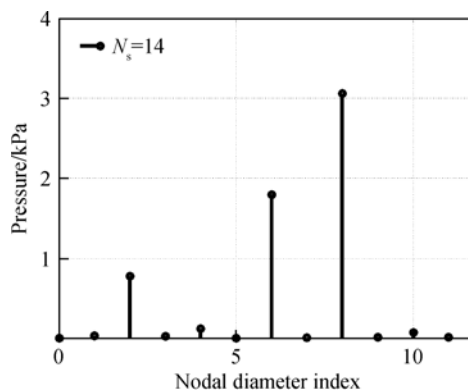


图 14 动叶前缘压力信号的波谱( $N_s=14$ )

Fig. 14 Wave spectrum of pressure at leading edge of rotor ( $N_s=14$ )

用同样的方法(不需对转静干涉三维非定常流场进行数值计算)可对静子结构周期数  $N_s=16 \sim 22$  的合理性(是否会引起共振)做出判断。

#### 5 结 论

本文以 Rotor 67 叶盘结构为模型, 基于对三

维非定常转静干涉流场的计算及数据分析,研究了转静干涉流场对叶盘结构的激励特征以及静子结构周期数对激励特征的影响;在此基础上给出了从抑制叶盘结构共振的角度确定静子结构周期数的方法,获得的主要结论如下:

1) 转静干涉流场对叶盘结构的激励特征包括频率特征和空间波谱特征,频率特征包括频率成分和各成分幅值的相对大小,空间波谱特征包括空间谐波成分和各谐波成分的相对大小。

2) 转静干涉流场对叶盘结构激励的主要频率成分为  $f = k_s N_s \Omega$ , 主要空间谐波成分为  $n = |(k_s N_s - k N_r)|$ , 其中  $k_s = 1, 2, 3; k = 0, 1, 2; N_s$  为静叶数;  $N_r$  为动叶数。

3) 不论是激励的频谱还是激励的空间波谱,其中对应  $k_s = 1$  的成分都是最主要的成分,其他各成分幅值随  $k_s$  的增加依次减小。

4) 为避免共振,静子结构周期数的确定应使其产生的尾流激励的频率特征中不包含叶盘结构的频率成分,空间波谱特征中不包含对应该频率模态节径的谐波成分。

## 参考文献:

- [1] Moffatt S, He L. Blade forced response prediction for industrial gas turbines[J]. Journal of Propulsion and Power, 2005, 18(3): 15-19.
- [2] 孟越, 李琳, 李其汉. 尾流激励情况下叶片强迫响应瞬态分析方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(6): 671-674.  
MENG Yue, LI Lin, LI Qihan. Transient analytical method of vane forcing response under stator-rotor wake influence[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(6): 671-674. (in Chinese)
- [3] 《航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则(研究报告)》编委会. 航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则[M]. 北京: 中国航空工业总公司发动机系统工程局, 1997.
- [4] 姚建尧. 流体激励下谐调和失谐整体叶盘结构响应分析[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2010.  
YAO Jianyao. Forced response analysis of bladed disk under fluid excitation[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)
- [5] 辛健强. 航空发动机转子结构的典型振动问题研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2011.  
XIN Jianqiang. Researches on typical problems of blisk rotor vibration in turbomachinery[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011. (in Chinese)
- [6] 王培屹. 航空发动机叶盘结构流致振动抑制的理论研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2014.  
WANG Peiyi. Research on vibration suppression theory of bladed disk of aeroengine under fluid excitation[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)
- [7] Wildheim S J. Excitation of rotationally periodic structures[J]. Journal of Applied Mechanics, 1979, 46(4): 878-882.
- [8] Kemp R H, Hirschberg M H. Theoretical and experimental analysis of the reduction of rotor blade vibration in turbomachinery through the use of modified stator vane spacing[R]. National Advisory Committee for Aeronautics, NACA-TN-4373, 1958.
- [9] 孟越, 李琳, 李其汉. 不对称静子叶片非谐方案研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(12): 2083-2088.  
MENG Yue, LI Lin, LI Qihan. Asymmetry stator mistuned blade design and research[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(12): 2083-2088. (in Chinese)
- [10] 孟越, 李琳, 李其汉. 不对称静子尾迹流场激振力分析及计算方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(9): 1005-1008.  
MENG Yue, LI Lin, LI Qihan. Investigation of force under a symmetry stator wake[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 33(9): 1005-1008. (in Chinese)
- [11] 孟越, 李琳, 李其汉. 气动非谐对叶片非定常气动激振力影响[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1060-1064.  
MENG Yue, LI Lin, LI Qihan. Study on the influence of aerodynamic mistuned on unsteady aerodynamic force of blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1060-1064. (in Chinese)
- [12] 辛健强, 王建军. 失谐流体激励下叶盘结构响应特性[J]. 航空动力学报, 2012, 27(4): 801-810.  
XIN Jianqiang, WANG Jianjun. Forced response characteristic of bladed disk with aerodynamic mistuning[J]. 2012, 27(4): 801-810. (in Chinese)
- [13] Seinturier E, Lombard J P, Dumas M. Forced response prediction: methodology for the design of HP compressors bladed disks[R]. ASME Paper GT2004-53372, 2004.
- [14] 杨杰, 乔渭阳, 侯伟涛, 等. 轴流涡轮基元级静叶稠度特性的数值研究[J]. 航空动力学报, 2012, 27(5): 1036-1044.  
YANG Jie, QIAO Weiyang, HOU Weitao, et al. Numerical study on the stator solidity characteristics of axial turbine element stages[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(5): 1036-1044. (in Chinese)
- [15] Tan J, Wang X, Qi D, et al. The effects of radial inlet with splitters on the performance of variable inlet guide vanes in a centrifugal compressor stage[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2011, 225(9): 2089-2105.

(编辑: 王碧琚)