文章编号:1007－6735(2025)05－0481－13　DOI: 10.13255/j.cnki.jusst.20240825002

汽流激振作用下工业汽轮机调节级转子振动特性的数值模拟

陈二云[1]，　顾　博[1]，　陈长盛[2]，　李国平[2]，　杨爱玲[1,3]，　周海飞[1]
（1. 上海理工大学 能源与动力工程学院，上海 200093；2. 上海船舶设备研究所，上海 200031；
3. 上海出版印刷高等专科学校 科研处，上海 200093）

摘要：针对某汽轮机调节级部分进汽诱发转子振动特性问题，采用计算流体力学方法研究了不同负荷工况下(100%、75%、50%)转子汽流激振力的时频线谱特征。通过将汽流集中力加载到转子上，基于模态分析法和瞬态动力学分析方法，研究了各负荷工况下汽流激振力对转子振动响应特性的影响规律。结果表明：在 X 方向上，不同负荷工况对转子系统振动位移的影响较大，调节级轮盘在 X 方向的响应峰值频率为 405.40 Hz，转子质心的响应峰值频率为 38.61 Hz；在对称进汽方案下，转子系统的加速度响应随负荷变化较为平稳，在非对称进汽方案下，转子振动加速度在 X 方向和 Z 方向出现较大波动。转子轴的振动形式主要表现为弯曲振动，轮盘的振型则以扭转振动为主。

关键词：汽轮机；转子振动响应；汽流激振力；变工况
中图分类号：TK 263　　**文献标志码：**A

Numerical simulation of rotor vibration in the control stage of industrial steam turbines under steam flow excitation

CHEN Eryun[1], GU Bo[1], CHEN Changsheng[2], LI Guoping[2], YANG Ailing[1,3], Zhou Haifei[1]
(1. *School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China*; 2. *Shanghai Marine Equipment Research Institute, Shanghai 200031, China*; 3. *Scientific Research Department, Shanghai Publishing and Printing College, Shanghai 200093, China*)

Abstract: To analyze the rotor vibration characteristics induced by partial admission in the control stage of a steam turbine, computational fluid dynamics methods were used to study the time-frequency spectral characteristics of rotor aerodynamic excitation forces under various load conditions (100%,

收稿日期: 2024−08−25
基金项目: 上海市智能制造及机器人重点实验室资助项目(ZK2202)
通信作者: 陈二云(1977—)，男，教授．研究方向：叶轮机械流动及噪声控制．E-mail：cheneryun@usst.edu.cn

引文格式: 陈二云，顾博，陈长盛，等．汽流激振作用下工业汽轮机调节级转子振动特性的数值模拟[J]．上海理工大学学报，2025，47(5)：481-493.
Citation: CHEN Eryun, GU Bo, CHEN Changsheng, et al. Numerical simulation of rotor vibration in the control stage of industrial steam turbines under steam flow excitation[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2025, 47(5)：481-493.

75%, 50%). Concentrated aerodynamic forces were applied to the rotor, and the effects of these forces on rotor vibration response characteristics were investigated using modal analysis and transient dynamic analysis based on finite element methods. The results reveal that in the *X* direction, load conditions significantly influence the vibration displacement of the rotor system. The peak response frequency of the control stage disk in the *X* direction is 405.40 Hz, while the peak frequency at the rotor centroid is 38.61 Hz. Under symmetric admission conditions, the acceleration response of the rotor system remains relatively stable with load variations. In contrast, under asymmetric admission conditions, the rotor acceleration exhibits significant fluctuations in the *X* and *Z* directions. The displacement peak at the bearing is smaller than at the rotor centroid and the disk edge. The rotor shaft primarily exhibits bending vibrations, while the disk is dominated by torsional vibration modes.

Keywords: *steam turbine*; *rotor vibration response*; *steam flow excitation force*; *variable operating condition*

随着机组参数的升高，汽流激振成为影响机组安全和输出功率的主要原因。特别是在部分进汽汽轮机中，流动不稳定会导致自激振动，严重影响转子和轴系的稳定运行。因此，有必要对部分进汽汽轮机内部的汽流激振和转子振动情况进行详细分析。

20 世纪 40 年代，Dimarogonas 等[1] 通过对通用电气两台不稳定涡轮机的研究，首次发现了涡轮机内的汽流激振现象。之后，Alford[2] 经过分析和实验，推导出激振力的计算公式，其得到了广泛的应用。通过对现有汽轮机振动的分析得出，引起汽流激振的主要原因有：动叶叶顶间隙激振力、汽封间隙激振力和部分进汽导致的汽流激振力[3-4]。Pan 等[5] 分析了无围带下叶顶间隙激振力对转子动力系数的影响，发现动静叶间隙增大会导致周向静压分布不均匀，进而影响叶片扭矩分布和转子稳定性。司和勇等[6] 建立了静偏心转子密封模型，采用数值模拟方法计算了密封流场特性和压力分布，得出转子偏心导致密封内部压力在周向和轴向分布不均，且汽流激振力随偏心率呈非线性变化的结论。对于部分进汽的研究，早期的工作主要集中在部分进汽汽轮机内气流激振问题与汽轮机性能和损失之间的关系上[7-8]。随着湍流流动计算技术的发展和计算机容量的增加，研究开始转向详细的内部动态特征。流动的数值研究逐渐从简化分析方法转向三维流场的计算，以深入探究汽流力对转子振动的影响。屈焕成等[9] 对带有进汽室和加强筋的汽轮机调节级进行了全周三维流场的数值模拟，发现动叶在进出堵塞区域时会受到较大的轴向汽流力和周向汽流力。此外，在对超音速部分进汽轴流涡轮机的三维数值分析中，研究发现由于部分进汽设计，涡轮机内部流动经历了强烈的激波和激波诱导的分离，这些激波影响了动叶在每个旋转周期内的负载，并在圆周上以时间和频率域呈现了非定常的切向和轴向力分量[10]。在此基础上，更多学者开始利用流场仿真得到的汽流激振力，进一步研究其对整个转子系统的影响。丁旭东等[11] 将计算流体力学（computational fluid dynamics，CFD）计算得到的时域瞬态汽流力通过傅里叶变换为频域值，进而通过瞬态动应力分析发现调节级内动应力最大，特别在是叶根销孔处的动应力。苟小平等[12] 对大功率汽轮机调节级在部分进汽情况下的瞬态动力学响应和疲劳寿命进行分析，得到叶片和叶轮的动应力分布。曹丽华等[13] 研究了汽轮机转子–轴承–密封系统在汽流激振下的非线性动态特性，对整个系统进行了详细的动力学响应分析。

综上所述，国内外学者通过实验和数值模拟，分析了汽轮机在不同负荷和进汽方案下的振动特性。然而，目前对汽轮机调节级的研究主要集中于全周布置方式。这种对称进汽方式在一定程度上能减少部分进汽时产生的受力不均现象。但在特定生产和运行环境中，如需要控制设备占用空间或保证喷嘴最小高度和喷嘴最小平均直径时，调节级喷嘴常采用半周布置方式，目前对此布置方式的研究较少。针对这一问题，本文分析了调节级内非定常汽流力的变化规律，建立了转子的简化模型，并将非定常汽流力作为激振力加

载到转子模型上，研究不同负荷工况下转子的振动响应特性。

1　汽流激振力计算和分析

1.1　边界条件

本文研究的某压缩机用小型工业汽轮机[14]调节级采用半周进汽方案，静叶数为 16 个，动叶数为 82 个，叶片布置方式如图 1 所示，开启策略为：1 号喷嘴＋2 号喷嘴→3 号喷嘴→4 号喷嘴。其中：s_1 表示静叶；r_1 表示动叶。在额定工况下，4 个喷嘴全部打开；在 75% 负荷工况下，仅关闭 4 号喷嘴，其余 3 个喷嘴工作；在 50% 负荷工况下，关闭 3、4 号喷嘴，1、2 号喷嘴全开，此时为最低负荷运行工况。在各负荷工况下，调节级设计参数为转速 11 583 r/min，来流蒸汽的总压为 10.71 MPa，总温为 533.2 ℃，出口参数如表 1 所示。

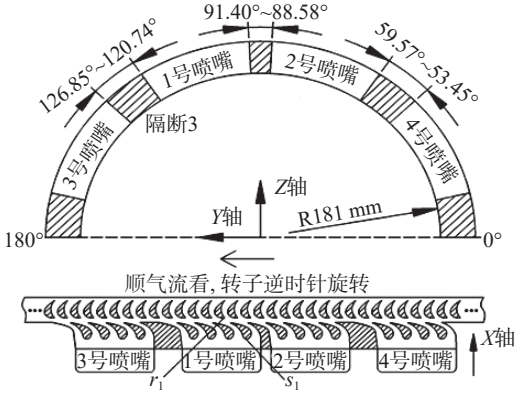


图 1　某小型工业汽轮机几何示意图[14]

Fig.1　Geometric diagram of a small industrial steam turbine

表 1　各负荷工况下调节级出口参数

Tab.1　Outlet parameters of the regulating stage under each load condition

工况	喷嘴进汽方案	出口静压/MPa
100%负荷	1、2、3、4号喷嘴进汽	5.584
75%负荷	1、2、3号喷嘴进汽	4.188
50%负荷	1、2号喷嘴进汽	2.792

为了充分模拟半周布置下，部分进汽的汽流激振特性，采用商用软件 CFX-Solver Manager 对调节级采用整周的三维数值模拟，计算域子午流面如图 2 所示。其中：喷嘴进口段延长为静叶弦长的 3 倍，动叶出口段延长为动叶弦长的 4 倍，c_1 处表示动静转子交界面的位置，c_2 处表示动叶出口位置。图 3 为调节级网格划分的部分示意图，采用 Turbogrid 自动生成六面体结构化网格进行数值计算，并对近壁面的网格进行局部加密处理。由于调节级整级三维数值模拟对计算资源的需求较高，为平衡计算精度与资源消耗，对网格无关性进行了验证，验证结果如图 4 所示。该型部分进汽汽轮机在设计时对设计流量设定了 5% 的误差范围，因此，以流量相对误差控制在 10% 以内为合理，最终选取了 1 452 万的计算网格数量。

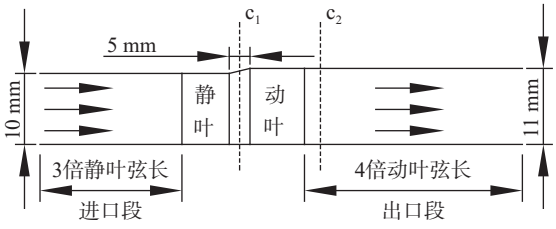


图 2　子午面流道示意图[14]

Fig.2　Diagram of the meridional flow passage in the computational domain

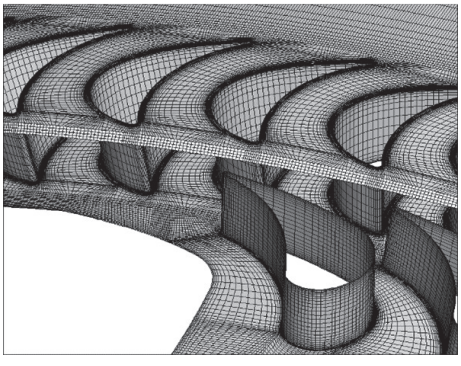


图 3　局部网格示意图[14]

Fig.3　Diagram of local mesh

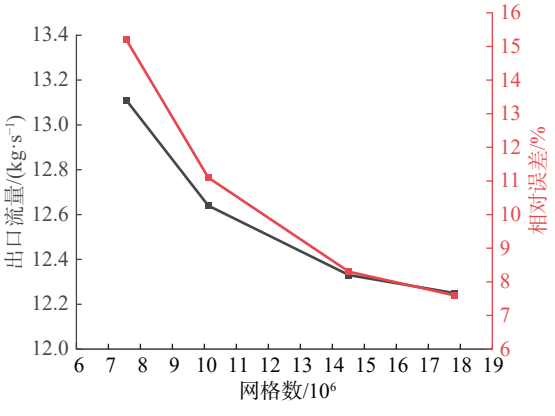


图 4　网格无关性验证

Fig.4　Grid independence verification

1.2　流场及汽流激振力分析

图 5 是各负荷工况下，调节级 50% 叶高跨叶栅截面处的马赫数分布云图。由图 5 可知，随着负荷的降低，静叶通道出口的马赫数逐渐升高，甚至出现了超音速流动现象。在 50% 负荷工况

下，转子进口处出现超音速流动，通道内蒸汽推动转子做功后降至亚音速，随后经过膨胀又恢复为超音速流出。由于转子内部蒸汽的膨胀加速作用，使得蒸汽对转子轴向产生了作用力。结合图 6 可以看出：在 50% 负荷工况下，转子轴向的受力最大；在 75% 负荷工况下，转子内部蒸汽的流速几乎没有变化，仅发生了流向的改变。进一步通过速度三角形分析可知，汽流对转子的作用力主要集中在周向，而轴向作用力相对较小。因此，周向受力较为集中，导致产生了较大的周向力。100% 负荷工况下，内部流场分布较为合理，仅在隔断区域，由于来流被截断而出现流动扰动，并形成低马赫数区如黑圈内所示。在该工况下，受力分布相对均匀。

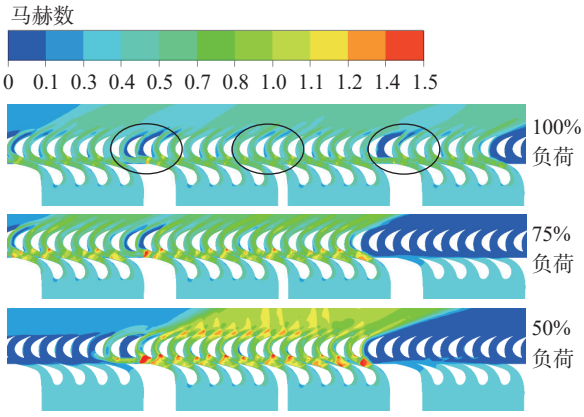
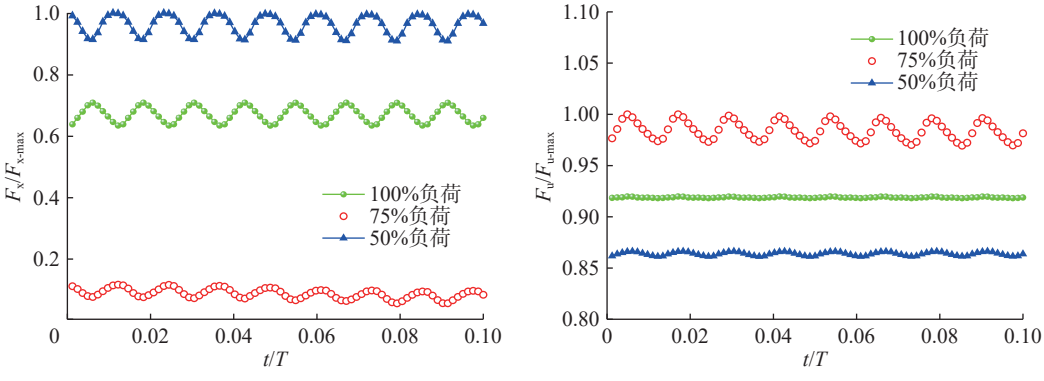


图 5 各工况下 50% 叶高跨叶栅面马赫数分布云图

Fig.5 Mach number distribution graphs at 50% blade span under various operating conditions



(a) 轴向力 (b) 周向力

图 6 各工况下转子受力时域图

Fig.6 Time domain diagrams of rotor forces under various operating conditions

对不同负荷工况下转子受力分析时，由于调节级动叶通过齿根与小型工业汽轮机转子调节级轮盘固定在一起，因此，可以认为转子简化模型中，调节级汽流力对转子的作用力近似等于整周动叶所受合力。图 6 为不同工况下，0.1 个旋转周期 T 内转子受到的轴向力 F_x、周向力 F_u 的时域分布图，其中：50% 负荷工况下，F_x 的最大峰值 $F_{x\text{-max}}$ 为 1 460.9 N；75% 负荷工况下，F_u 的最大峰值 $F_{u\text{-max}}$ 为 6 742.5 N。从图 6 可以看出，随着负荷工况的降低，转子所受的轴向力表现出先减小后增大的趋势；而周向力则呈现出相反的变化，即先增大后减小。负荷变化对转子轴向力的影响显著，尤其是 75% 负荷工况时，轴向力时均值只有 50% 负荷工况时的 0.1 倍，这是由于流场分布不同所导致，这种转子受力的突变可能导致转子振动响应的显著变化。对于周向力，75% 负荷和 50% 负荷的时均值分别是 100% 负荷的 1.07 倍和 0.94 倍，显示出相对较小的波动。

图 7 为不同工况下转子轴向力和周向力频谱分析图，图中横坐标表示汽流力脉动频率 f 与动叶通过频率（f_1=15 830.1 Hz）的比值。从图中可以观察到，各工况下转子轴向力和周向力的脉动峰值出现的频率均为 1 倍动叶通过频率处，其余主要脉动频率为动叶通过频率的高阶谐频，其中 75% 负荷工况时，转子所受轴向力和周向力在轴频（f_0=193.05 Hz）处也出现明显高于其他负荷工况的脉动幅值。即在该工况下，由于流场的变化，导致转子所承受的汽流力表现出较高的动态复杂性，使得转子的振动响应特性发生显著变化。

本文研究的模型主要存在调节级变工况导致的汽流激振力和转子旋转产生的离心力两种载荷。提取不同负荷工况的非定常数值计算结果中调节级转子所受汽流激振力，并将随时间变化的汽流激振力以集中力形式施加到调节级轮盘重心

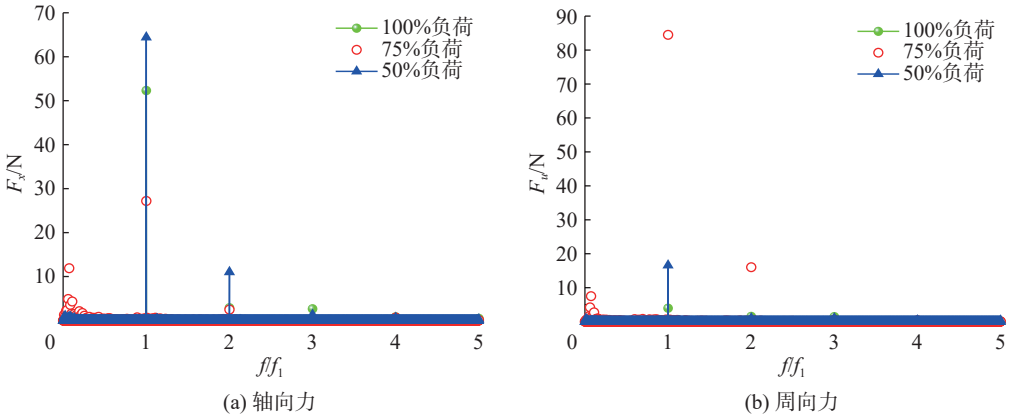


图 7　各工况下转子受力频谱分析

Fig.7　Spectral analysis of rotor forces under various operating conditions

位置。对于离心力，3 种负荷工况下，转子简化模型的旋转速度均为 11 583 r/min，所以在载荷设置时，给整个转子简化模型以离心载荷的形式施加旋转体力。

2　振动计算模型

2.1　有限元计算方法

汽轮机组在汽流激振力下的响应问题属于经典的弹性动力学范畴，因此，找到汽流激振力特性就可以将流固弱耦合问题简化为弹性动力学范畴的问题。本文主要采用模态分析法和瞬态动力学分析法来进一步分析。

模态分析主要用于分析物体的固有属性，它只与物体的外形、约束力接触等物理属性有关，模态分析的结果可作为动力学分析基础，它实质上可以理解为计算结构振动特性的特征值和特征向量。对于汽轮机转子简化模型的模态分析，其实就是将整个转子简化模型转变成一个拥有多自由度的离散系统[15]。在弹性动力学有限元理论中，对多自由度线性弹性系统进行有限元计算时的方程为

$$\boldsymbol{M}\{X''(t)\}+\boldsymbol{C}\{X'(t)\}+\boldsymbol{K}\{X(t)\}=F(t) \tag{1}$$

式中：$\boldsymbol{M}$为质量矩阵；$\boldsymbol{C}$为阻尼矩阵；$\boldsymbol{K}$为刚度矩阵；$X''(t)$ 为加速度；$X'(t)$ 为速度；$X(t)$ 为位移响应；$F(t)$ 为激励载荷。

瞬态动力学分析法，也被称为时间历程分析，主要是明确结构在时域载荷作用下所产生的响应。在进行瞬态动力学分析时，输入数据应该是时间的函数，因此输出数据也是位移、加速度、应力和应变等随时间的变化。本文中分析转子简化模型瞬时响应特性时是通过对模态进行叠加，以求解系统的瞬态响应。

使用瞬态动力学分析法时，前提是要求系统是线性的，且激励力需要是关于时间的变化函数，使其在一样的增量步内成线性关系。在单自由度系统时，其运动方程可表示为

$$\ddot{q}+2\xi\dot{q}+\omega^2 q=f_t=f_{t-\Delta t}+\frac{\Delta f}{\Delta t}\Delta t \tag{2}$$

式中：q为模态坐标下的位移；ξ为临界阻尼比；ω为无阻尼振动时的圆频率；f为模态坐标下的模态力；Δf为单位时间Δt内的模态力增量。

方程 (2) 的解可以写为

$$\begin{Bmatrix} q_{t+\Delta t} \\ \dot{q}_{t+\Delta t} \end{Bmatrix}=\begin{bmatrix} a_{11}a_{12} \\ a_{21}a_{22} \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} q \\ \dot{q} \end{Bmatrix}+\begin{bmatrix} b_{11}b_{12} \\ b_{21}b_{22} \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} f_t \\ f_{t+\Delta t} \end{Bmatrix} \tag{3}$$

式中，a_{ij}、b_{ij}是常数，$i,j=1,2$。

在瞬态动力学分析方法中，必须提取足够多的模态数量才能够确保可以完全描述部件的动态响应特性。衡量提取的态数量是否足够的标准是有效质量，即：各阶振型在不同自由度上激活的质量。当有效质量的比例达到 90% 以上时，那么可以认为提取的模态数量可以描述系统的动态响应特性。

2.2　小型工业汽轮机转子模型

分析小型工业汽轮机变工况下的转子振动特性首先需要建立计算模型，需要把实际的汽轮机转子进行合理的简化处理，保证在能够反映主要动力学特性的基础上提高计算效率。

图 8 是本文研究的某压缩机用小型工业汽轮机转子示意图，该小型工业汽轮机转子系统主要由 1 个调节级、5 级动叶以及整锻转轴组成，总质量为 0.277 2 t，长度为 1.42 m，轴系采用 2 个滑动

轴承进行支撑，两轴承之间距离为 1.08 m。转子系统各部位材料特性如表 2 所示。

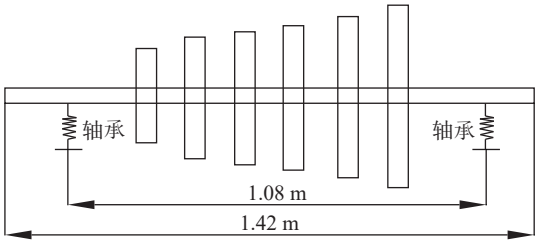


图 8 转子示意图

Fig.8 Schematic diagram of the rotor

表 2 转子系统各部位材料特性

Tab.2 Material characteristics of various parts of the rotor system

部位	密度/(kg·m^{-3})	弹性模量/GPa	泊松比
调节级	7840	216	0.270
转子	7860	204	0.286
压力级	7780	213	0.270

在实际的转子系统中，其旋转主轴上装有轮盘和叶片，对转子系统进行简化建模，将倒角等对振动特性影响较小的小尺寸结构部位处理成光轴结构[16]。

本文研究不同工况下调节级激励力诱导的小型工业汽轮机转子振动响应特性，因此，调节级动叶和下游各级动叶的叶片形状等几何因素对于研究结果影响较小，所以在建模时对叶片进行模化处理。在简化叶片过程中，要保证叶片质量和质心、转动惯量、抗弯刚度等均不发生变化。当弹性模量不变时，要想达到上述要求，只需确保简化后叶片的平均截面惯性矩一致[17]，其计算公式如下：

$$I_{\mathrm{m}} = \frac{J_{\mathrm{b}}}{\rho b_0} \tag{4}$$

式中：I_{m}为平均截面惯性矩；J_{b}为整圈叶片的直径转动惯量；ρ为叶片密度；b_0为整圈叶片宽度。

叶片的简化还需要保证离心力不变，其计算公式为

$$F_{\mathrm{c}} = m\omega^2 r_0 \tag{5}$$

式中：F_{c}为离心力；m为质量；ω为旋转角速度；r_0为重心位置的半径。

图 9 为简化后的转子系统模型，其中汽轮机的轮盘部分也根据重心和转动惯量不变的原则简化成圆盘，且采用等密度法[18]使转子简化模型各部位的密度均相等。为了分析变工况对转子简化模型不同部位振动响应的影响，设置调节级动叶轮盘上边缘 M_1 点和转子简化模型的质心 M_2 点。

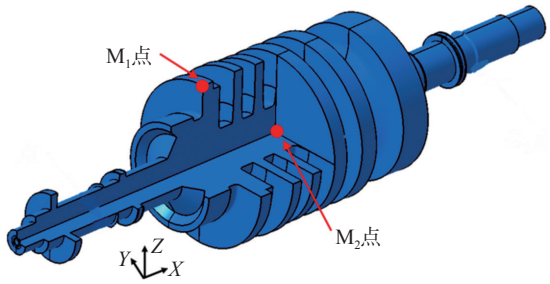


图 9 汽轮机转子系统简化模型

Fig.9 Simplified model of the turbine rotor system

2.3 转子轴承模型

变工况下调节级非定常汽流力主要会对支承轴承产生影响，因此，对于推力轴承可以通过约束转子简化模型两端端面实现。图 10 为轴承–轴承座简化示意图。在汽轮机转子系统振动响应分析中，轴承和轴承座的实际建模非常复杂，轴承中油膜的真实状况很难模拟[19]。因此，为模拟轴承对转子的约束作用，通常可以采用具有 4 个刚度系数和 4 个阻尼系数的弹性阻尼来模拟支承，如图 10(a)所示，K 代表刚度，C 代表阻尼，轴向为 X 方向。本文中，模拟轴承约束作用时只考虑了油膜垂直和水平刚度，忽略阻尼和交叉刚度的影响[20]，简化后轴承–轴承座的示意图如图 10(b)所示。依据实际小型工业汽轮机转子轴承特性，本文计算时，将垂直方向弹簧的刚度设置为 1.24×10^9 N/m，水平方向弹簧的刚度设置为 8.9×10^8 N/m。

2.4 网格划分

采用 ABAQUS 软件中的网格自动划分技术对转子简化模型进行网格划分，如图 11 所示为转子简化模型的网格示意图。本文对简化后的转子采用四面体网格划分，单元类型为 C3D10，为保证

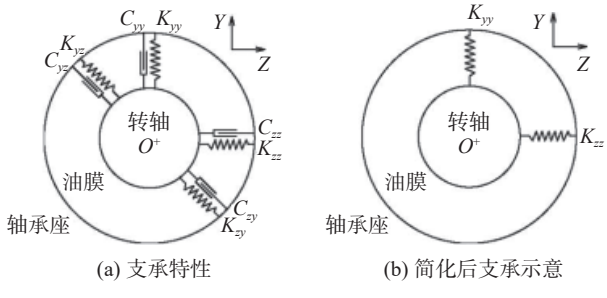


图 10 转子轴承–轴承座简化模型

Fig.10 Simplified model of rotor bearing-housing

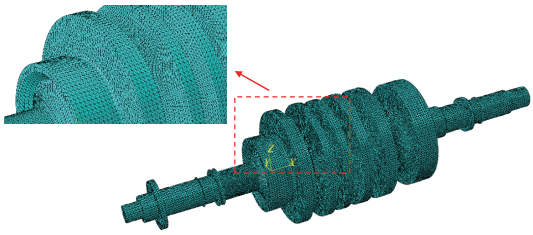


图 11　转子简化模型有限元网格示意图

Fig.11　Schematic diagram of the finite element mesh of the rotor simplified model

模型计算的收敛速度和精度，最终转子简化模型网格单元总数为 105 万。

3　结果与分析

3.1　汽轮机转子简化模型模态分析

在汽轮机运行过程中，其转子振动是由多个子振动叠加而成，将每个子振动看成单一的质点在振动，子振动的幅度越大，对整体转子的影响也就越大，再运用叠加原理得到整体转子简化模型的结构振动，最后通过求解振动方程解出固有频率，并获取相应的模态。为保证提取的模态数量能够充分描述转子简化模型的动态响应特性，采用 ABAQUS 提取转子简化模型的前 900 阶模态，并进一步采用 ABAQUS 进行后续的瞬态动力学分析。

表 3 为本文小型工业汽轮机转子简化模型前 900 阶部分模态在各个方向的有效质量占比分布表，从表中可以看出：有效质量与总质量的比值已大于 90%，因此提取的模态数量已经满足动态响应要求。

表 3　转子简化模型前 900 阶模态有效质量占比

Tab.3　Proportion of effective mass in the first 900 modes of the rotor simplified model

阶数	*X*方向有效质量占比/%	*Y*方向有效质量占比/%	*Z*方向有效质量占比/%
20	99.82	98.91	97.51
40	99.89	98.99	97.95
60	99.91	99.13	98.68
80	99.97	99.35	98.82
100	99.97	99.58	99.12
⋮	⋮	⋮	⋮
800	99.99	99.99	99.99
900	99.99	99.99	99.99

表 4 是转子简化模型部分模态频率。考虑到非定常汽流激励力的影响，所以提取的模态频率需要覆盖汽流激励力的频率。本文研究的小型工业汽轮机的 3 个典型运行工况转速均为 11 583 r/min，叶片数为 82，因此，转子所受汽流激励力的频率为 15 830.1 Hz。为了捕捉系统的响应，模态分析的频率范围需要包含激励频率及其高次谐波，通常要求至少覆盖转子频率的 2 倍以上。从表 4 可知，第 900 阶模态频率为 32 713 Hz，其频率范围已经覆盖 2 倍汽流激励力频率，满足模态瞬态动力学分析要求。

表 4　转子简化模型部分模态频率

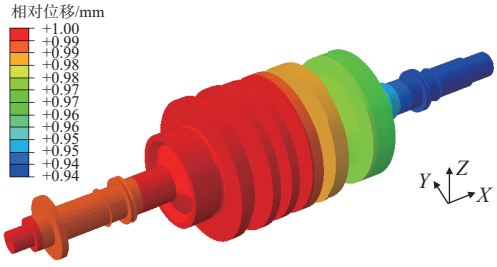
Tab.4　Partial modal frequencies of the rotor simplified model

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	39.89	893	32 600
2	46.91	894	32 609
3	285.39	895	32 611
4	291.94	896	32 613
5	398.98	897	32 620
6	431.35	898	32 686
7	841.99	899	32 692
⋮	⋮	900	32 713

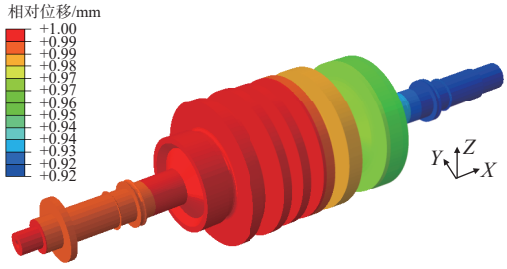
图 12 是转子简化模型前 10 阶振型图，通过振型图能够清楚地分析转子简化模型的固有振动特性。本文中，小型工业汽轮机的转动频率为 193.05 Hz，前几阶的转子固有频率对研究转子简化模型的振动响应特性具有重要意义。在前两阶振型中，转子简化模型出现不同方向的弯曲振动，振幅较小；第 3 阶振型中，转子简化模型弯曲振动加剧；第 4 阶振型表现为轮盘轴向运动和扭转振动相结合；第 5 阶、第 6 阶转子简化模型主要是以扭转振动为主；第 7 阶、第 8 阶振型主要为集中在轴承端的弯曲振动；第 9 阶、第 10 阶振型中，转子简化模型轴端弯曲振动仍表现突出，且转子简化模型中间轮盘边缘地区发生比其他区域较大的形变位移，此处为转子动叶与叶轮接触部位，在设计时要注意叶片与叶轮的连接阻尼和刚度，保证能够满足疲劳损失要求。从前 10 阶振型中还可看出，转子简化模型中转子轴主要以弯曲振动为主，而轮盘主要是扭转振动。

3.2　小型工业汽轮机转子简化模型瞬态动力学分析

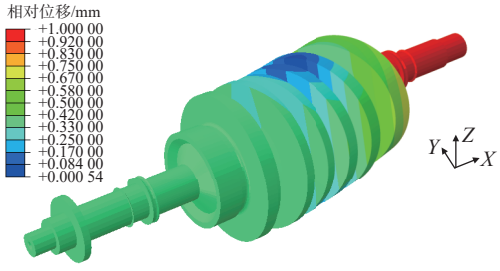
通过对该小型工业汽轮机的 3 种典型运行工



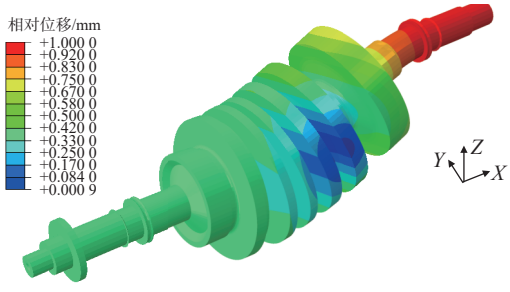
(a) 第1阶 (39.89 Hz)



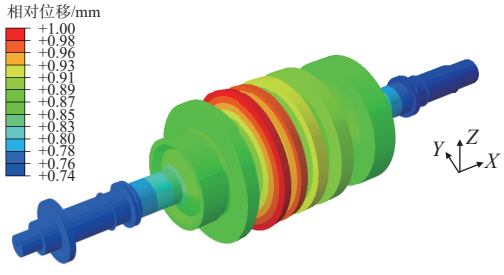
(b) 第2阶 (46.91 Hz)



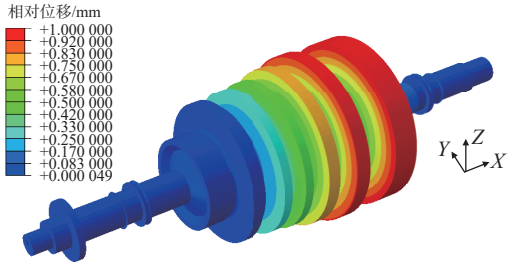
(c) 第3阶 (285.39 Hz)



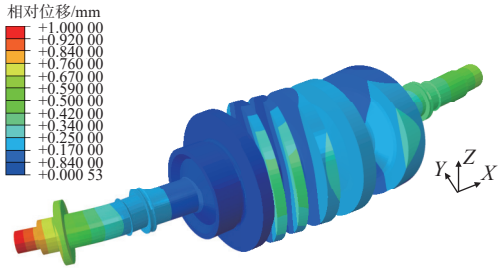
(d) 第4阶 (291.94 Hz)



(e) 第5阶 (398.98 Hz)

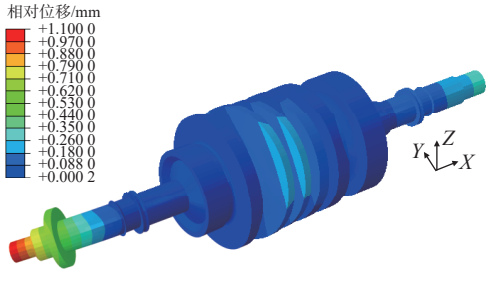


(f) 第6阶 (431.35 Hz)



(g) 第7阶 (841.99 Hz)

(h) 第8阶 (842.93 Hz)



(i) 第9阶 (969.42 Hz)

(j) 第10阶 (969.90 Hz)

图 12 转子前 10 阶振型图

Fig.12 Mode shapes of the first 10 orders of the rotor

况的非定常流动运算分析，得到不同工况下调节级转子受力时域特性，将其加载到调节级动叶轮盘重心，分别对不同工况下转子简化模型进行模态瞬态响应分析。

图 13 为监测点 M_1 在 X、Y、Z 方向的振动加速度时域分布，由于数据较密集，只截取了响应时间在 0.005～0.010 s 之间的曲线。从图中可以看出：在 X 方向上，100% 负荷工况和 50% 负荷工况下的加速度波动响应范围几乎一样；不同工况下 M_1 点在 Y 方向上的速度变化均较快；Z 方向上，虽然不同工况下加速度波动响应周期基本一致，但是 75% 负荷工况下的变化范围明显增大。结合转子受力的时域图分析，在 X 方向（轴向），转子在 75% 负荷工况下受力最小，导致其加速度幅值也最小；而在 50% 负荷工况下受力最大，导致该工况下的加速度幅值达到最大值。在 Y 和 Z 方向（周向），75% 负荷工况下受力最大，使得加速度幅值显著高于其余两种工况；而 50% 负荷工况与 100% 负荷工况下的加速度幅值变化趋势与其受力分布基本一致。M_1 监测点设置在调节级转子上，因此，在设计调节级转子时要进一步考虑各工况振动加速度的影响。

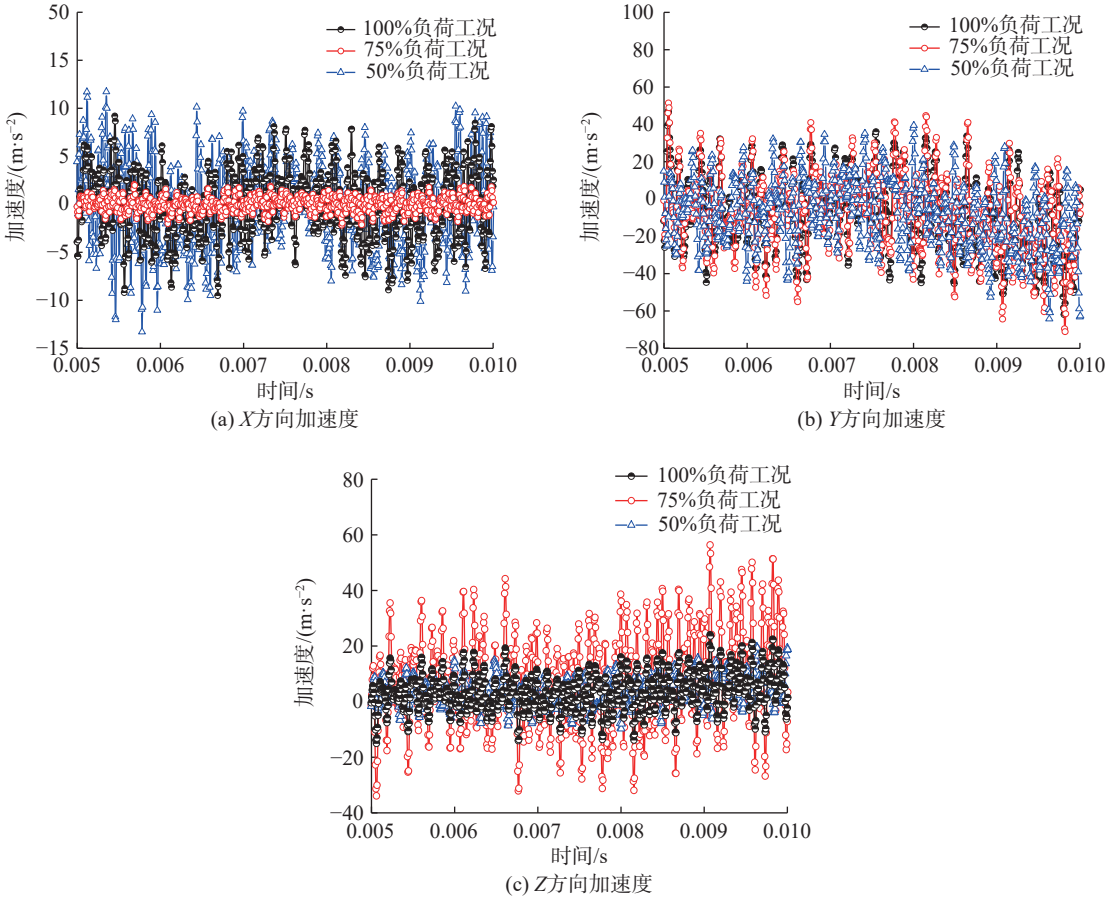


图 13　M_1 点 3 个方向加速度时域变化图

Fig.13　Time-domain variation of acceleration in three directions at M_1 point

图 14 是监测点 M_2 在 X、Y、Z 方向的振动加速度时域分布，为了更清楚地分析加速度时域特性，只选取响应时间在 0.005～0.010 s 之间的曲线。由图 14 可知：100% 负荷工况下，各个方向上的加速度基本稳定，波动幅值都低于其他工况；75% 负荷工况下，主要的加速度波动出现在 Z 方向上；50% 负荷工况下，在 X 方向上波动幅值最大，而在 Z 方向时，波动幅值接近 100% 负荷工况。对于 M_2 监测点，各工况下的轴向加速度（X 方向）和周向加速度（Y 和 Z 方向）的分布规律与转子受力的分布规律一致。这表明调节级转子的受力在整机内部具有明显的传导效应，对整机动态响应产生影响，对振动控制具有参考依据。

观察两个监测点在 3 个方向的加速度时域变化图，可以发现：两个观测点的加速度时域变化规律相似，与转子受力的时域分布规律一致。在

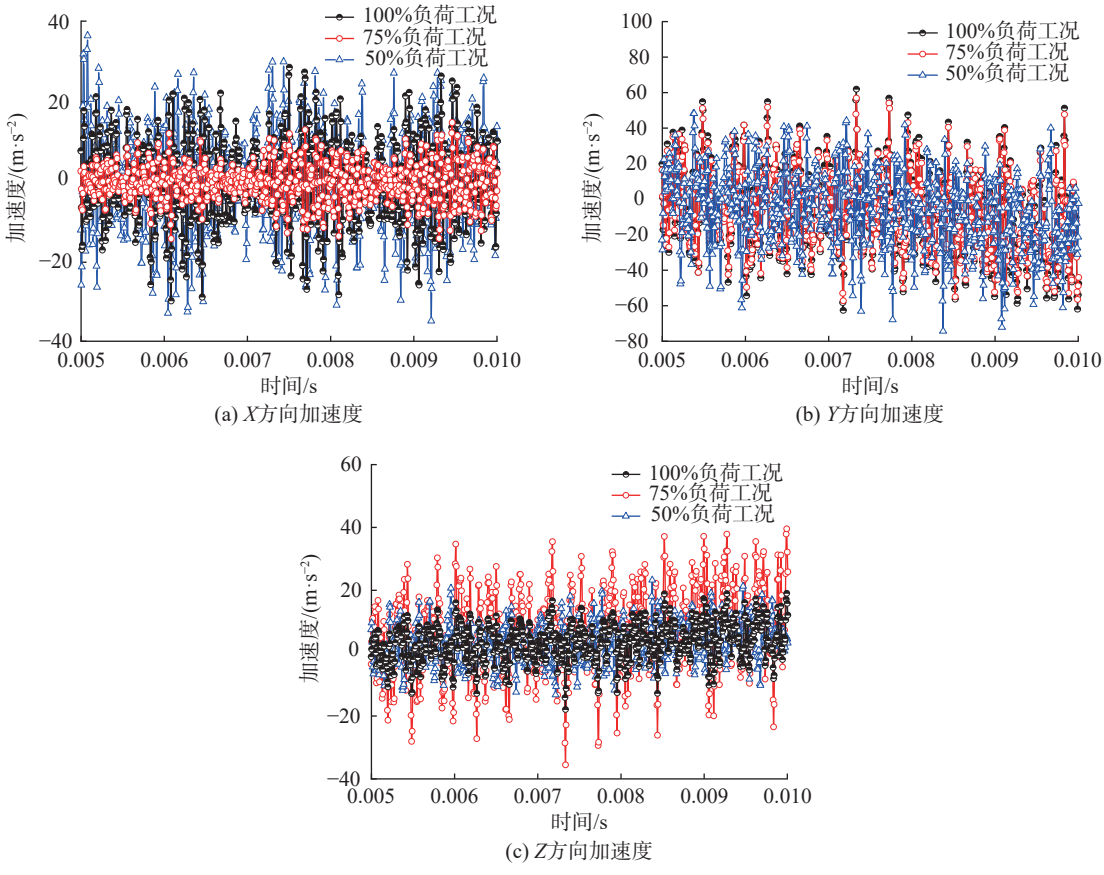


图 14 M_2 点 3 个方向加速度时域变化图

Fig.14 Time-domain variation of acceleration in three directions of M_2 point

X 方向(轴向)，75% 负荷工况的加速度幅值显著小于其他两种工况，结合流场图分析，这主要是由于 75% 负荷工况下轴向速度变化较缓；而在 Y 方向和 Z 方向(周向)，75% 负荷工况的加速度波动较大，这是因为在该工况下，汽流主要发生方向变化，导致作用力集中加载于周向。另外，100% 负荷工况和 50% 负荷工况下，3 个方向上的加速度变化差异很小。这是因为这两种工况下，进汽方式呈现对称形式，相比于 75% 负荷工况的非对称式进汽，对称进汽方式可以改善转子简化模型的振动加速度响应。

图 15 是监测点 M_1 在 X、Y、Z 方向上振动位移瞬时响应频谱分析图。由图可知，X 方向上，3 种工况振动位移瞬时响应的峰值均出现在 405.40 Hz，约为轴频的 2 倍，在设计时要注意避开该频率。由于不同负荷工况下，转子受力的大小存在差异，所以对应的振动位移瞬时响应峰值也存在很大差异。其中，50% 负荷工况和 100% 负荷工况下，振动位移瞬时响应峰值分别是 75% 负荷工况下的 10.35 倍和 6.9 倍。在 Y 方向和 Z 方向(周向)，M_1 点的振动位移瞬时响应峰值均出现在 38.61 Hz 处，对应于 0.2 倍轴频。幅值较大的低频激振力主要与喷嘴布置和转速相关。由于转子与静子的比例接近 5∶1，且转子与喷嘴之间没有隔断，导致汽流在周向上对转子产生明显的频率峰值响应。这一结果为通过优化喷嘴数量和布置设计以控制低频激振力提供了参考。

图 16 是监测点 M_2 在 X、Y、Z 方向上振动位移瞬时响应频谱分析图。由图可知，X 方向上，100% 负荷工况和 50% 负荷工况的振动位移瞬时响应幅值在 38.61、270.27、405.40 Hz 处出现较大的脉动；而 75% 负荷工况下，在 38.61 Hz、250.96 Hz、405.40 Hz 处出现脉动。在 38.61 Hz 时，3 种工况的脉动幅值基本相同；在 405.40 Hz 时，100% 负荷工况和 50% 负荷工况的振动位移瞬时响应幅值分别是 75% 负荷工况的 10.98 倍和 7.43 倍。Y 方向上，3 种工况的振动位移瞬时响应峰值均出现在 38.61 Hz，且大小接近。Z 方向上，3 种工况的振动位移瞬时响应峰值仍出现在 38.61 Hz 处，但是峰值大小出现很大差异，75% 负荷工况时的振动位移瞬时响应峰值分别是 100% 负荷工况和 75% 负荷工况的 2.15 倍和 2.19 倍。对于 M_2 监测

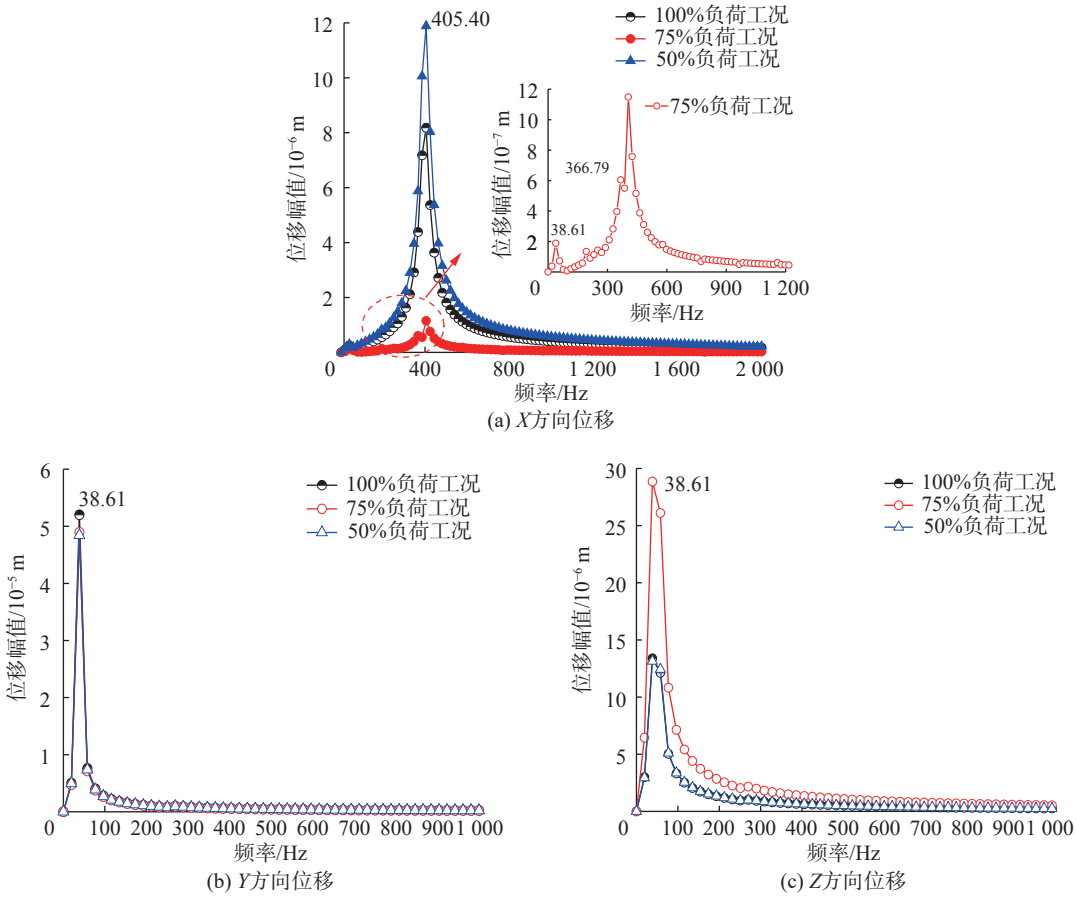


图 15　M_1 点振动位移频谱分析

Fig.15　Spectral analysis of vibration displacement at M_1 point

点，在 Y 方向和 Z 方向(周向)，频率峰值出现在 0.2 倍轴频处，与 M_1 监测点的趋势相同，同样是由于静叶栅布置的影响所导致。在 X 方向(轴向)，新增了 3 个脉动峰值信号，其中 38.61 Hz 为 0.2 倍轴频，这是由于整机受到调节级转子传导的影响；250.96 Hz 约为 1.3 倍轴频，且主要出现在 75% 负荷工况下，考虑到在此工况下，汽流对轴向的作用较小，因此可以忽略该信号；270.27 Hz 为 1.4 倍轴频，主要在轴向作用较大的 50% 和 100% 负荷工况下出现，该信号是由汽流和结构传导的综合作用所导致，需在结构设计时额外考虑。

对比监测点振动位移瞬时响应频谱分析图可知，在 X 方向(轴向)上，各监测点的振动位移瞬时响应频率不同。监测点 M_1 瞬时响应峰值主要出现在 405.40 Hz，只有 75% 负荷工况下，在 38.61 Hz 和 366.79 Hz 出现波动；而监测点 M_2 振动位移瞬时响应峰值出现在 38.61 Hz 处，且在 250.96 Hz、270.27 Hz 和 405.40 Hz 处也有波动幅值。Y 方向和 Z 方向(周向)上，各监测点的振动位移瞬时响应变化趋势类似，75% 负荷工况在 Z 方向上的脉动峰值明显高于其他两个工况。因此，在设计时，对于轴和调节级转子要注意各负荷工况下轴向上的低频和中低频信号，在周向上要注意低频信号，尤其是对于 75% 负荷工况。

4　结　论

本文主要研究不同负荷工况下，小型工业汽轮机转子振动响应特性，采用有限元方法，对转子简化模型进行模态瞬态响应分析，获得转子简化模型的模态特性和瞬时响应特性。研究发现：

a. 流场计算结果表明，随着工况负荷降低，转子轴向力经历先降后升的显著变化，特别是 75% 负荷时的轴向力均值只有 50% 负荷工况时的 0.1 倍，这会导致转子振动响应的剧烈变化；周向力的变化趋势相反，变化幅度相对平稳。频谱分析显示，所有工况下的转子力脉动峰值均出现在 1 倍动叶通过频率处，75% 负荷时轴频处的脉动幅值最高，此时转子所受汽流力最为复杂，对振动特性影响最大。

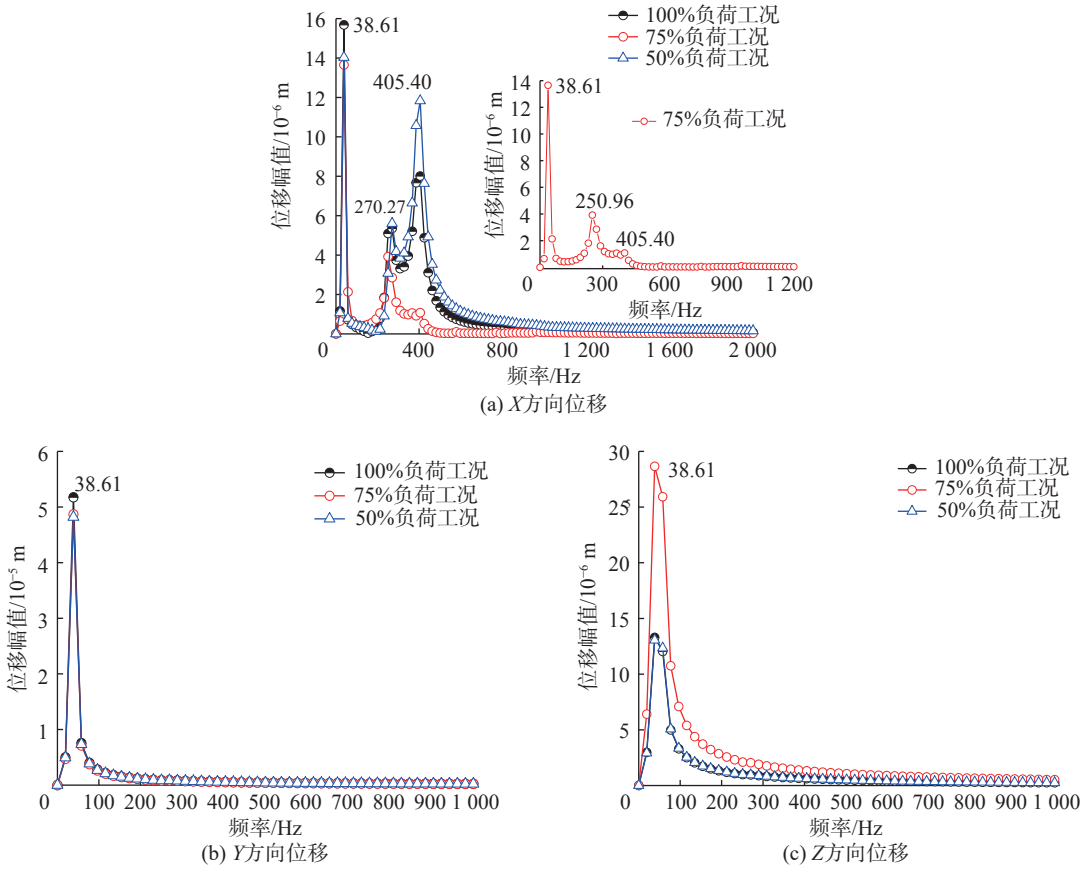


图 16 M_2 点振动位移频谱分析

Fig.16 Spectral analysis of vibration displacement at M_2 point

b. 分析前 10 阶转子系统的固有频率，发现在转子系统的固有振型中，转子轴的振动形式主要为弯曲振动，而轮盘的振型则以扭转振动为主。在设计时，应特别关注转子动叶与叶轮接触部位的阻尼和刚度，以确保满足疲劳损失要求。

c. 负荷工况变化时，喷嘴的进汽方式对转子系统的振动加速度具有显著影响。采用对称进汽方案时，转子系统的加速度响应随负荷变化较为平稳，变化幅度较小。采用非对称进汽方案时，振动加速度在 X 方向和 Z 方向会经历较大的波动。相比于 75% 负荷工况的非对称进汽，对称进汽方式可以改善转子系统的振动加速度响应。

d. 通过对不同监测点振动位移瞬时响应频谱的分析可知：在 X 方向上，不同负荷工况变化对转子系统振动位移的影响较大，50% 负荷工况时的振动位移峰值是 75% 负荷工况的 10.365 倍，是 100% 负荷工况的 1.463 倍，但 X 方向的振动位移幅值整体上比 Y 方向和 Z 方向小一个量级。在 Y 方向和 Z 方向上，各监测点的振动位移瞬时响应变化趋势相似。

参考文献：

[1] DIMAROGONAS A D, GOMEZ-MANCILLA J C. Flow-excited turbine rotor instability[J]. International Journal of Rotating Machinery, 1994, 1(1): 37−51.

[2] ALFORD J S. Protecting turbomachinery from self-excited rotor whirl[J]. Journal of Engineering for Power, 1965, 87(4): 333−343.

[3] LI C, HU N S. Fault diagnosis for steam-flow exciting vibration of ultra supercritical 1000 MW steam turbine[J]. The Open Mechanical Engineering Journal, 2015, 9: 1067−1075.

[4] ŽIVKOVIĆ V B, GRKOVIĆ V R, KLJAJIĆ M V. The instigating factors behind the occurrence of vibration in steam turbines: a review analysis[J]. Thermal Science, 2024, 28(6): 4451−4471.

[5] PAN Y, YUAN Q, HUANG G G, et al. Numerical investigations on the blade tip clearance excitation forces in an unshrouded turbine[J]. Applied Sciences, 2020, 10(4): 1532.

[6] 司和勇, 曹丽华, 李盼, 等. 偏心转子密封汽流激振机理分析 [J]. 热能动力工程, 2020, 35(10): 18−22,145.

[7] KLASSEN H A. Cold-air investigation of effects of partial admission on performance of 3.75-inch mean-diameter single stage axial-flow turbine[R]. Washington: National Aeronautics and Space Administration, 1968.

[8] OHLSSON G O. Partial-admission turbines[J]. Journal of the Aerospace Sciences, 1962, 29(9): 1017−1023.

[9] 屈焕成, 张荻, 谢永慧, 等. 汽轮机调节级非定常流动的数值模拟及汽流激振力研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(11): 39−44,57.

[10] HU H, ASKEBJER P, GENRUP M, et al. Numerical analysis of an axial high pressure partial admission turbine[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2022: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2022: 86106.

[11] 丁旭东, 刘象拯, 杨帅, 等. 基于谐响应工业汽轮机调节级动应力分析研究 [J]. 汽轮机技术, 2023, 65(1): 15−19.

[12] 苟小平, 李音, 谢贞军, 等. 大功率汽轮机调节级的瞬态动力学和疲劳寿命分析 [J]. 东方汽轮机, 2021, (3): 20−22.

[13] 曹丽华, 薛川, 司和勇, 等. 非线性动态特性系数对汽轮机转子−轴承−密封系统运动特性的影响 [J]. 振动与冲击, 2024, 43(1): 172−183.

[14] 周海飞, 杨爱玲, 陈二云, 等. 小型工业汽轮机调节级变负荷特性分析 [J]. 热能动力工程, 2020, 35(11): 31−38.

[15] 王超, 王延荣, 徐星仲, 等. 应用三维有限元法计算汽轮机转子临界转速和模化长叶片 [J]. 动力工程, 2007, 27(6): 840-844.

[16] 李录平, 晋风华, 卢绪祥, 等. 300 MW 汽轮机低压缸和低压轴承标高变化规律的试验研究 [J]. 热力发电, 2003, 32(12): 21−24.

[17] HIRANO T, GUO Z L, KIRK R G. Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery-part II: labyrinth seal analysis[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(4): 820−826.

[18] 李育锡, 王三民. 改进整体传递矩阵法计算复杂转子系统临界转速 [J]. 航空动力学报, 2005, 20(3): 413–417.

[19] 刘现全. 核电站汽轮机低压转子有限元动力学分析与优化 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.

[20] 张世海, 刘雄彪, 李录平, 等. 600 MW 汽轮发电机组转子系统建模与动力学特性分析 [J]. 汽轮机技术, 2016, 58(1): 13−16.

（编辑：董　伟）