

耦合热、动载荷的超超临界汽轮机迷宫密封动力特性

司和勇, 曹丽华, 李 盼
(东北电力大学 能源与动力工程学院, 吉林 132012)

摘 要: 密封汽流激振严重影响超超临界汽轮机的安全运行,采用 DEFINE_CG_MOTION 和 DEFINE_PROFILE 控制宏建立转子的涡动方程,通过 Workbench 流固耦合方法计算热、动载荷下密封齿形变,根据快速傅里叶变化得到机组运行时的密封动力特性,并对转子稳定性进行分析。结果表明:蒸汽可导致密封齿膨胀变形,温度对密封齿长度变化影响可达 1%~1.5%,压力和离心作用对其影响较小。热、动载荷使迷宫密封直接刚度减小,直接阻尼先增加后减小,交叉刚度先减小后增加,动力系数的最大变化为原来的 2 倍。35~55 Hz 内转子稳定裕度急剧下降,转子对密封汽流激振更敏感。热、动载荷引起的压力波动集中在低频范围,密封周向压力波动可增高 18.5 kPa。密封高压区的压力波幅剧增是汽流激振显著的主要原因。

关 键 词: 超超临界汽轮机; 热、动载荷; 汽流激振; 动力特性; 稳定性

中图分类号: V231; TK264 **文献标志码:** A

Dynamic characteristics coupled thermal and dynamic loads for labyrinth seal in ultra-supercritical steam turbine

SI Heyong, CAO Lihua, LI Pan
(School of Energy and Power Engineering,
Northeast Electric Power University, Jilin 132012, China)

Abstract: The operating safety of ultra-supercritical steam turbine is seriously affected by steam flow excited vibration in labyrinth seal. The DEFINE_CG_MOTION and DEFINE_PROFILE control macro were used to establish rotor whirl equation. The deformation of seal teeth under thermal and dynamic loads was calculated by Workbench fluid-solid coupling method. So the operating dynamic characteristics in seal were obtained by fast Fourier transform, and the rotor stability was analyzed. The results show that the steam flow can cause the deformation of seal teeth. The temperature made seal teeth length increase by 1%~1.5%, and the pressure and centrifugal effect had little influence on it. Under the action of thermal and dynamic loads, direct stiffness decreased, direct damping increased first and then decreased, cross-coupling stiffness decreased first and then increased, the maximum variation of dynamic coefficient was twice as before. Rotor stability margin decreased sharply in 35~55 Hz, so the rotor was more sensitive to the steam flow excited vibration. Due to the thermal and dynamic loads, the pressure fluctuations concentrated in low frequency range. The circumferential pressure fluctuations in seal could be increased by 18.5 kPa. The dramat-

收稿日期:2019-04-15
基金项目:国家自然科学基金(51576036)
作者简介:司和勇(1991—),男,助教,博士生,主要从事叶轮机械转子动力学研究。

引用格式:司和勇,曹丽华,李盼. 耦合热、动载荷的超超临界汽轮机迷宫密封动力特性[J]. 航空动力学报,2019,34(9):1905-1913.
SI Heyong, CAO Lihua, LI Pan. Dynamic characteristics coupled thermal and dynamic loads for labyrinth seal in ultra-supercritical steam turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(9): 1905-1913.

ic increase of pressure fluctuations in high pressure zone is the main reason for intense steam flow excited vibration.

Key words: ultra-supercritical steam turbine; thermal and dynamic loads; steam flow excited vibration; dynamic characteristics; stability

在高蒸汽参数的汽轮机组和高转速的航空发动机中,密封间隙的汽流激振成为诱发转子失稳、影响设备稳定运行的主要因素之一^[1]。

Alford 在航空动力实验中首次发现汽流激振现象并提出 Alford 力^[2-3],而 Vance 等在轴流旋转机械实验中也对该现象进行了证实^[4]。早期的汽流激振研究主要通过实验方法估测激振力或依靠 Thomas 和 Alford 所提出的理论公式进行计算。由理论分析衍生出的单控体、双控体、三控制体以及多控体等理论计算模型被广范应用^[5-6]。但前期学者所提出的线性模型难以描述涡动时激振力的非线性特征,Muszynska 等在线性模型基础上增加了流体惯性力,由此得出非线性的 Muszynska 模型,但其对大偏心涡动也不适用^[7]。清华大学陈佐一提出振荡流体力学法计算密封激振力并得到密封的动力特性^[8]。国内学者黄典贵、李雪松从黏性振荡流场的振幅方程出发,对带有叶片的三维激振流场进行了计算^[9]。而计算流体动力学(computational fluid dynamics,CFD)的应用,使密封内部流场得到更加准确的计算。Kim 等通过有限元法计算不同结构密封的泄漏特性,给出了齿数和凸台数对泄漏量的影响^[10]。从二维摄动求解到全三维模拟,密封激振的机理逐渐清晰。至此,密封激振的研究由流场分析转向密封动力特性的分析。Duan 等采用 bulk-flow 整体流模型分析了密封流场动力特性随转速的变化规律^[11]。Hirano 等将 TASCFlow 的激振力结果与 bulk-flow 整体流模型对比,证实了 bulk-flow 的可靠性^[12]。Xia 等则利用 bulk-flow 整体流模型求得密封动力系数,并与实验结果对比,得到较好的一致性^[13]。西安交通大学李志刚等、Yan 等建立了密封-转子多频涡动模型,对频域下的动力系数进行分析,得到其随压比、预旋以及密封结构等因素的变化规律^[14-16]。孙丹等在多频涡动的基础上,分析了锥形间隙密封的动力特性,提出“涡动功”的概念,对间隙激振下的转子稳定性进行了分析^[17-19]。Kim 等将汽流激振中的 Alford 力施加到单盘转子上,进行非线性运动的稳定性分析,发现增加外部阻尼可以降低 Alford 力

导致转子失稳的可能性^[20]。Fay 等建立刷式密封的碰摩模型,确定了密封激振影响转子的不稳定区域^[21]。在高参数汽轮机中,密封激振尤为突出,但百万机组因其模型庞大,涡动转子表面的线速度较高,容易产生负体积网格。因此学者们鲜有对转子涡动时的超超临界机组间隙激振进行研究。此外,当前的间隙汽流激振研究均针对厂家设计的密封结构和机组安装后冷态的间隙参数进行分析,并未考虑到机组运行时密封齿受热膨胀的影响,有关密封齿长度变化的汽流激振研究也是人为设定的齿长变化范围,由此所得到的密封激振力和动力系数并不能反映机组运行时的真正动力特性。

本文通过用户自定义函数(user defined function,UDF)分别建立转子自转的随动坐标系和公转的多频涡动模型,避免大直径转子(直径为 880 mm)涡动时产生负体积网格;通过流固耦合模型计算密封齿真实变形,得到百万机组运行情况下密封汽流激振所产生的动力特性,并对其稳定性进行分析。为抑制汽流激振、维护机组稳定运行提供较为可靠的理论依据。

1 计算模型

1.1 物理模型

以某 1000 MW 汽轮机高压缸第二级隔板汽封为例建立物理模型,其模型结构如图 1 所示,具体结构参数见表 1。

1.2 转子涡动方程及控制方法

依据文献[14]所建立的转子多频涡动模型,利用 Fluent 软件中的动网格技术实现转子公转涡动,通过 UDF 编译 DEFINE_CG_MOTION 定义转子圆形涡动轨迹,以 y - z 平面坐标系表述公式如下:

$$\dot{z}(t) = -e \times \sum \Omega_i \times \cos(\theta_0 + \Omega_i t) \quad (1)$$

$$\dot{y}(t) = e \times \sum \Omega_i \times \sin(\theta_0 + \Omega_i t) \quad (2)$$

式中 $e=0.0115$ mm 表示转子初始涡动半径; $\dot{z}(t)$ 为 z 方向上速度; $\dot{y}(t)$ 为 y 方向上速度(m/s); Ω 为公转涡动速度(rad/s); θ_0 为初始角度(rad); t

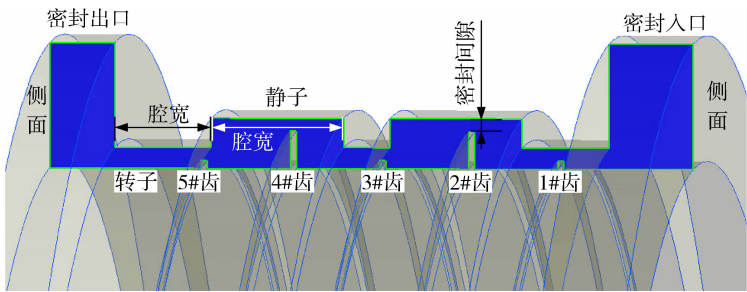


图 1 迷宫密封基本结构
Fig. 1 Structure of labyrinth seal

表 1 密封结构参数及边界属性
Table 1 Seal structure parameters and boundary properties

结构名称	轴向宽/mm	径向长/mm	边界属性	边界参数
密封入口	8. 4	452	压力入口	18. 96 MPa, 817. 35 K
密封间隙		1. 2	径向变化	跟随转子
静子	45. 4	444. 8	静止	0 r/min
密封腔	9. 6/12. 6	444. 8	径向变化	跟随转子
密封齿	0. 4	440. 8/443. 6	转动	跟随转子
转子	60	440	转动	3 000 r/min
侧面		452	变形	跟随转子
密封出口	6. 2	452	压力出口	18. 03 MPa, 810. 82 K

为时间(s)。其中 i 为转子涡动时的涡动角速度, 分别为 750、1500、2250、3000、3750 r/min。

由于超超临界机组转子直径较大,1000 MW 转子表面线速度约为 300 MW 的 2 倍,采用自转加公转的涡动程序,即在 DEFINE_CG_MOTION 中共同实现自转与公转,会导致网格节点速度过大而产生负体积网格。本文用 DEFINE_CG_MOTION 控制宏实现转子公转,通过 DEFINE_PROFILE 控制宏建立随动坐标系,实现转子在任意位置的自转运动,从而避免转子表面网格节点高速移动所产生的负体积网格,转子运动如图 2 所示。

1.3 热、动载荷耦合方案

由于热载荷和离心力均会引起密封齿变形,为研究温度和离心作用对密封动力特性的影响,获得真实的动力特性,本文采用 Workbench 流固耦合方法分别建立密封流场模型和密封体模型,其中密封流场模型如图 1 中的剖切面所示,密封体模型如图 3(a)所示。在实际运行中,汽轮机转子与缸体共同发生热膨胀,其胀差一般在设计范围内,因此本文研究中忽略转子与静子的相对位移。而在密封中,密封齿在径向上呈“细长状态”,

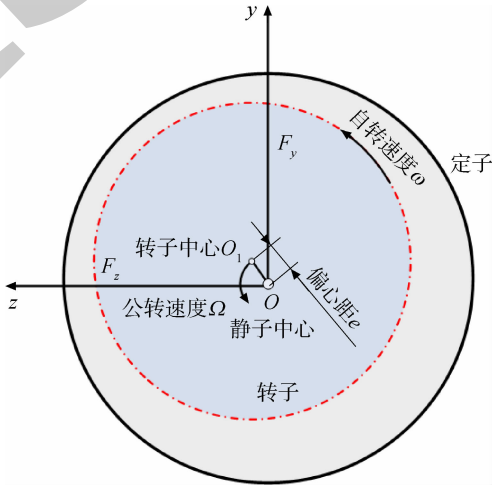


图 2 转子运动示意图
Fig. 2 Schematic diagram of rotor motion

受热较强且承受离心作用,会发生较大的变形。因此,密封体模型中的转子两端被固定约束,存在周向和径向自由度,密封齿表面设定为耦合面。汽封片材料为 X20CrMo13KG-0,弹性模量为 190 GPa,泊松比为 0.305,热膨胀系数为 $1.4 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ 。网格数量为 750 万。如图 3(b)所示,流场的压力和温度数据通过耦合面上的节点导入密封体模型,当节点存在偏差时,通过插值计算进行赋值。

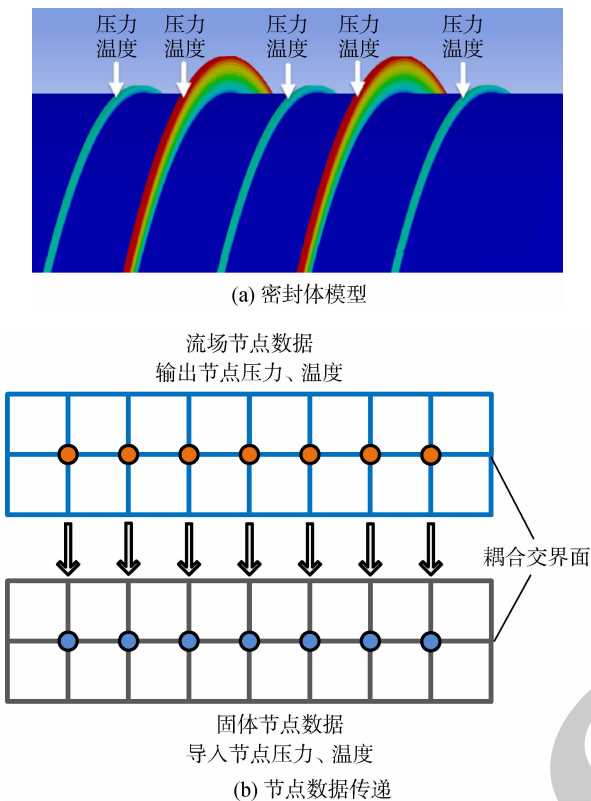


图 3 密封体结构和数据耦合图

Fig. 3 Solid seal structure and data coupling

流固耦合过程及研究思路如图 4 所示。首先通过 Fluent 计算设计参数下的密封流场模型,得到流场的温度与压力分布;利用 Fluid-solid interface将密封流场模型计算出的温度与压力耦合到密封体表面,同时考虑转子旋转的离心作用,通过 Static structural 对密封体模型进行结构分

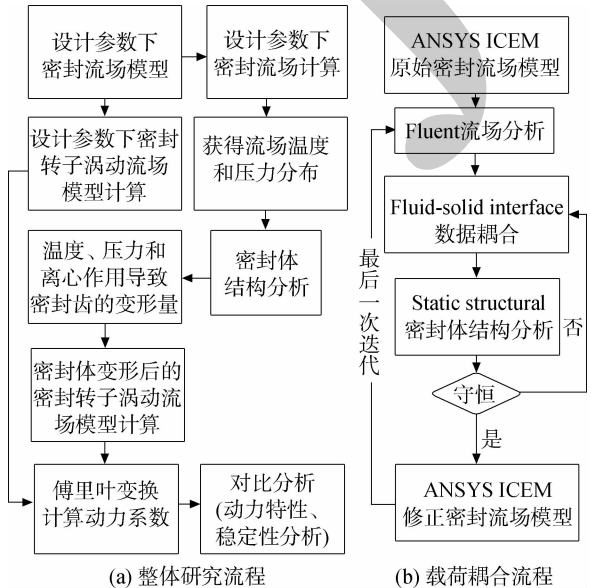


图 4 热、动载荷耦合研究流程图

Fig. 4 Flow chart of thermal and dynamic loads coupling

析,得到密封齿的变形量。依据密封齿的变形量修正设计参数下的密封流场模型,计算密封的动力系数;最后将其结果与无修正的密封流场模型结果进行对比分析。

1.4 数值模型及动力系数求解

迷宫密封的汽流激振力和动力系数的关系可由八参数公式表示

$$\begin{bmatrix} F_z(t) \\ F_y(t) \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{zz} & k_{zy} \\ k_{yz} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z(t) \\ y(t) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{zz} & c_{zy} \\ c_{yz} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}(t) \\ \dot{y}(t) \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中 $F_z(t)$ 、 $F_y(t)$ 分别为 z 和 y 方向的激振力, N ; k_{zz} 、 k_{yy} 为直接刚度 (N/m); k_{zy} 、 k_{yz} 为交叉刚度 (N/m); c_{zz} 、 c_{yy} 为直接阻尼 ($(N \cdot s)/m$); c_{zy} 、 c_{yz} 交叉阻尼 ($(N \cdot s)/m$); $z(t)$ 、 $y(t)$ 分别为 z 、 y 方向上的位移 (m)。

利用 Matlab 软件对式(3)进行快速傅里叶变换,得到频域下激振力和位移的振幅

$$k_{zz} + j\Omega c_{zz} = \frac{(-F_{az})d_{by} - (-F_{bz})d_{ay}}{d_{az}d_{by} - d_{bz}d_{ay}} \quad (4)$$

$$k_{zy} + j\Omega c_{zy} = \frac{(-F_{az})d_{bz} - (-F_{bz})d_{az}}{d_{ay}d_{bz} - d_{by}d_{az}} \quad (5)$$

$$k_{yz} + j\Omega c_{yz} = \frac{(-F_{by})d_{ay} - (-F_{ay})d_{by}}{d_{ay}d_{bz} - d_{by}d_{az}} \quad (6)$$

$$k_{yy} + j\Omega c_{yy} = \frac{(-F_{by})d_{az} - (-F_{ay})d_{bz}}{d_{by}d_{az} - d_{bz}d_{ay}} \quad (7)$$

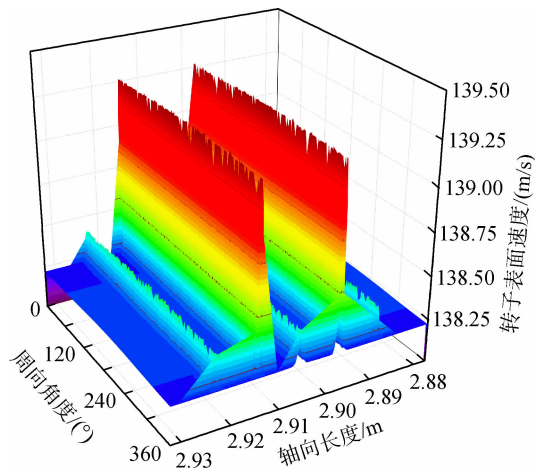
式中 F 为复数形式的激振力; d 为复数形式的位移; a 、 b 分别为涡正、负方向。

对式(4)~式(7)分别取实部和虚部即得到动力系数。

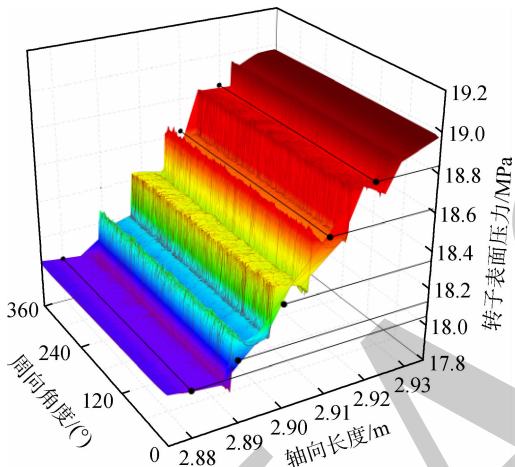
2 数值计算及分析

2.1 结果验证及流场分析

采用 ANSYS ICEM 软件对密封流场模型划分非结构网格,基于压力求解器计算隔板汽封内部非稳态流场,根据文献[22]所采用的湍流模型,以汽轮机 100% 热耗率验收工况 (turbine heat-acceptance, THA) 设置边界条件和蒸汽参数,如表 1 所示。当网格数达到 950 万后密封汽流激振力几乎无变化,因此本文选取 950 万~1000 万的网格数对模型进行计算。数值模型的准确性已在前述文献中进行多番验证。不同之处在于本文将转子自转速度单独编译,在此对转子涡动时的自转速度进行验证,计算设计参数下密封内部流场,得到密封流场的压力和速度分布特性,如图 5 所示。



(a) 转子表面速度分布图



(b) 转子表面压力分布图

图 5 转子表面速度和压力分布图

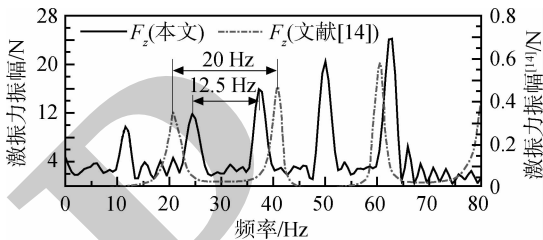
Fig. 5 Velocity and pressure distribution of rotor surface

取 0.04 s 时刻的转子涡动工况,从转子表面速度分布图 5(a)可以看出转子表面的线速度为 138.25 m/s,短齿线速度为 138.4 m/s,长齿线速度为 139.4 m/s,两者均与理论计算的线速度相同,可证实本文所提出的转子自转随动坐标系模型可以很好地实现转子自转。

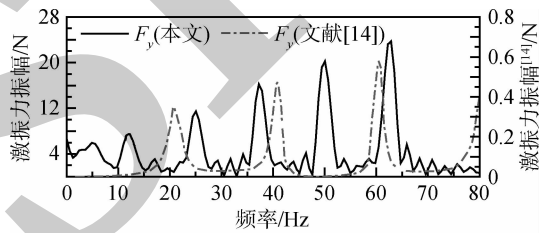
图 5(b)为转子在 0.04 s 时刻的转子表面压力分布,压力沿轴向呈阶梯式下降,在每个密封齿顶位置均出现压力的波动,由于蒸汽在密封齿顶被节流,速度增加,压力降低,而在密封齿顶后的空腔中,速度下降,压力基本不变,密封齿顶所对应的位置存在压力波峰。从入口至出口,齿顶压力波动幅度分别为 235 338(1#)、528 854(2#)、297 412(3#)、343 526(4#)、43 768(5#) Pa,其中长齿齿顶压力波动较大而短齿较小;对比 1# 与 5# 以及 2# 与 4# 齿顶压力,靠近密封入口的齿顶压力波动较大,这是因为靠近密封入口的蒸汽

参数较高,齿顶射流效果较强。根据齿顶压力波幅的数量级,可以判定密封内部的压力波动是导致汽流激振力非定常变化的主要原因。

对转子表面压力积分可计算出蒸汽作用在转子表面的激振力,通过快速傅里叶变换得到激振力在频域上的振幅分布,如图 6 所示。与文献[14]相比,本文设置的频率差更小,所采用的转子涡动模型以及频域转换方法均有较高的准确性,可以更详细地捕捉激振频率所对应的激振力变化。



(a) z方向激振力



(b) y方向激振力

图 6 激振力幅频分布

Fig. 6 Amplitude-frequency distribution of exciting forces

0.04 s 时刻密封内部流场如图 7 所示,在入口腔室中,蒸汽以平整的流态进入密封,在 1# 齿顶压缩加速,同时受转子的旋转携带作用,逐渐产生周向速度并不断增大。同理在 2#~5# 齿顶处也会经历增速减压的过程。受密封齿节流和转子摩擦携带的作用,蒸汽在轴向和周向上的速度增加,继而在腔室中形成螺旋流态,直至密封出口腔室,该种流动状态依然存在。根据速度与压力

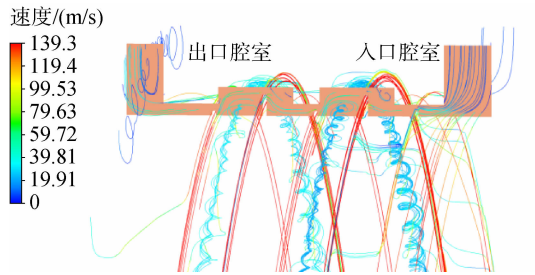


图 7 密封内部迹线分布

Fig. 7 Seal internal streamlines

的关系可知,密封出口腔室的螺旋流动同样会导致压力的不稳定,从而导致汽流激振力变化。

2.2 密封变形量分析

将流场的压力和温度耦合到密封体表面,由热载荷引起密封体的应变为

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{th} = \Delta T [\lambda_x^{se} \quad \lambda_y^{se} \quad \lambda_z^{se} \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T \quad (8)$$

式中 ΔT 为温差(K); λ_x^{se} 、 λ_y^{se} 、 λ_z^{se} 分别为矢量膨胀系数(K⁻¹)。

根据温度作用有效长度,可得到材料的热变形

$$\boldsymbol{L}_{th} = \boldsymbol{\varepsilon}_{th} \boldsymbol{h} \quad (9)$$

式中 $\boldsymbol{h}$ 为热效应的有效作用长度矩阵(m)。

转子旋转运动时,密封齿受压力、离心作用和位移约束,会产生应变矢量和变形分别为

$$\boldsymbol{\varepsilon}_s = \boldsymbol{\varepsilon}_d - \boldsymbol{\varepsilon}_{th} \quad (10)$$

$$\boldsymbol{L}_s = \boldsymbol{R}_n \boldsymbol{\varepsilon}_s \quad (11)$$

式中 $\boldsymbol{\varepsilon}_d$ 为整体应变矢量; $\boldsymbol{R}_n$ 为微元体的旋转矩阵(m)。

根据上述两种应变,可得密封齿变形量为

$$\boldsymbol{L} = \boldsymbol{L}_{th} + \boldsymbol{L}_s - \boldsymbol{L}_r \quad (12)$$

式中 $\boldsymbol{L}$ 为变形量矩阵,代表 x 、 y 、 z 方向变形量(m); $\boldsymbol{L}_r$ 为刚体移动产生的变形量(m)。

由各方向变形可得到总体的变形量

$$L_t = \sqrt{L_x^2 + L_y^2 + L_z^2} \quad (13)$$

在温度、压力和离心作用下的密封间隙变为

$$C = C_r - L_t \quad (14)$$

式中 C_r 为密封初始间隙(m)。

密封齿在耦合不同流场条件时的变形量,如表 2 所示。

表 2 密封变形量
Table 2 Seal deformation

耦合条件		最大 变形量/mm	变形量/mm				
			1 #	2 #	3 #	4 #	5 #
总变形	p	0.0035528	0.000116	0.003302	0.000112	0.0023331	0.0001
	T	0.038771	0.011987	0.038567	0.011948	0.038609	0.011931
	ω	0.000023604	0.00001154	0.000023157	0.000013158	0.000023571	0.000012031
	$p、T$	0.038838	0.012285	0.0386	0.012208	0.038504	0.012141
	$p、T、\omega$	0.038862	0.012301	0.038619	0.01225	0.038561	0.01228
径向 变形	$y:p、T、\omega$	0.038606	0.011877	0.038296	0.011806	0.038342	0.011829
	$z:p、T、\omega$	0.038698	0.011942	0.03862	0.011938	0.038438	0.011954

注: p 表示压力, T 表示温度, ω 表示离心作用, y 、 z 表示方向。其中各齿的变形量以外缘点均值为准。

从表 2 中可以看出,温度对密封齿变形影响最大,约占密封齿长度的 1%~1.5%。而压力和自转产生的离心作用对变形影响较小。其中压力导致的变形也仅限于轴向,这是因为密封齿宽仅为 0.4 mm,蒸汽对密封齿的冲击作用主要集中在轴向,压力在径向上几乎不会引起密封齿变形。而汽轮机转子转速仅为 3 000 r/min,所以其离心作用也不明显。当耦合压力、温度和转速后,密封齿的变形达到最大。长齿和短齿的变形量分别约为 0.386 mm 和 0.12 mm。总变形量和径向变形量近似相等,因此在后续温度和离心作用对密封动力特性影响的研究中,本文主要考虑了密封齿径向变形的影响。

3 动力系数及稳定性分析

本文对变形后的密封流场模型进行计算,通

过快速傅里叶变换得到密封动力系数在频域上的分布,如图 8 所示。

密封体受热膨胀后,密封动力特性发生了较大的变化,其中直接刚度减小,且 y 方向上的直接刚度在低频范围内出现了负值;直接阻尼在 10~45 Hz 之间增加,在 45~65 Hz 之间减小,其中 yy 方向的直接阻尼变化较大,而 zz 方向的直接阻尼变化较小。交叉刚度的变化与直接阻尼相反,交叉刚度在 10~45 Hz 之间减小,在 45~65 Hz 之间增大。 yz 方向的交叉阻尼在低频范围内有较大的增幅,而 zy 方向的交叉阻尼变化较小。同样在 45 Hz 附近,密封体变形后的交叉阻尼与变形前的交叉阻尼相交。受密封齿变形影响,4 个动力系数的最大变化可达原来的 2 倍。由此可知,机组在运行时其动力特性与设计条件下存在较大的差别,而根据设计参数计算密封动力特性

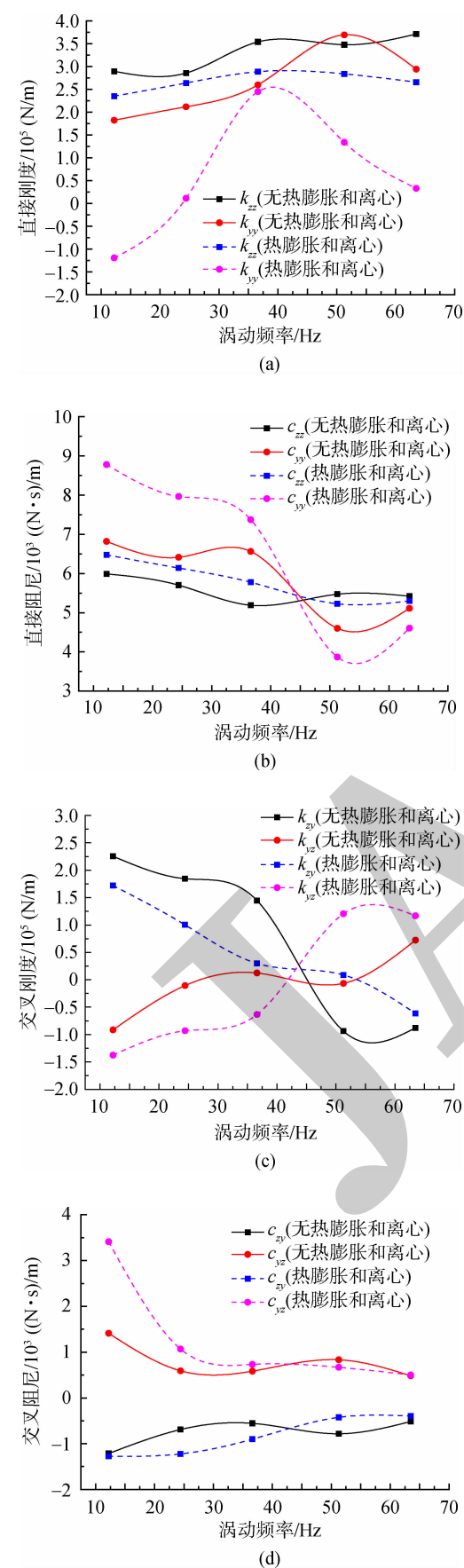


图 8 密封动力系数

Fig. 8 Seal dynamic coefficients

并以此来分析间隙激振对转子稳定性的影响并不可靠。

为得到机组运行时密封汽流激振对转子稳定性的影响,本文计算了不同频率下的密封平均有效阻尼,其表达式如下所示:

$$c_e = 0.5 \left(c_{xx} + c_{yy} - \frac{k_{xy} + k_{yx}}{\Omega} \right) \quad (15)$$

当 $c_e > 0$, 值越大, 转子稳定性较好; 若 $c_e < 0$, 值越小, 说明转子失稳可能性较大。

如图 9 所示, 对比两种密封的平均有效阻尼可以发现, 机组运行时密封齿受热膨胀, 密封汽流激振对转子稳定性的影响发生较大变化。小于 45 Hz 时, 受热膨胀的密封平均有效阻尼升高, 转子稳定裕度增加; 当频率超过 45 Hz 时, 平均有效阻尼减小, 稳定裕度减小。在超过 55 Hz 以后, 受热膨胀的平均有效阻尼开始回升。在 35~55 Hz 之间, 转子稳定裕度急剧下降。受蒸汽温度作用, 实际中的密封齿长度会膨胀, 密封间隙变小, 密封内部流动非定常性增强, 气体动压作用显著, 因此汽流激振较为剧烈。但流体激振源自转子的涡动, 根据交叉刚度的正负值, 在低频范围内 (0~35 Hz), 密封内部的流体对转子做负功, 即激振作用方向与转子运动方向相反。当频率增大时, 逐渐靠近转子自转速度, 即要达到共振频率, 流体对转子开始做正功, 导致转子稳定性降低。当频率超过 55 Hz 后, 脱离共振区域, 其稳定性开始增加。由此可得, 机组运行时转子对密封内部的汽流激振更加敏感。

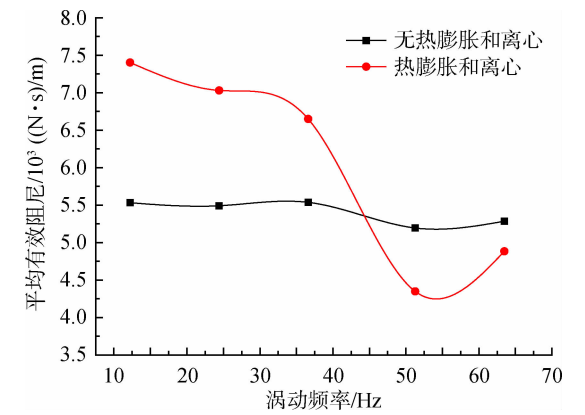


图 9 密封平均有效阻尼

Fig. 9 Seal average effective damping

由于密封流场压力波动剧烈, 本文提取了计算周期内原密封流场模型和考虑热、动载荷时变形密封流场模型不同位置上的压力, 将两者做差进行快速傅里叶变换, 用以分析热、动载荷对密封内

部压力波动的影响。频率压力差 Δp_f 表达如下：

$$\Delta p_t = p_{t(\text{design})} - p_{t(p,T,\omega)} \tag{16}$$

$$\Delta p_f = \mathcal{F}(\Delta p_t) \tag{17}$$

式中 p 为压力 (Pa)；下标 design 代表设计参数； p_t 为压力在时域内的变化 (Pa)； $\mathcal{F}$ 为快速傅里叶变换；下标 p,T,ω 代表耦合热、动载荷； f 代表频域数值。

如图 10 所示，从周向压差频域分布来看，转子在涡动过程中密封环腔内的压力波动主要集中在低频部分，且在周向上波动不均匀。4 个位置的压力波动大小为：位置 2>位置 3>位置 1>位置 4。考虑热、动载荷后，密封内部压力波动可增高 18.5 kPa。在轴向上同样监测 4 个点，其压差分布与周向类似，集中在低频范围。其中靠近密封入口位置 7 的压力波动幅值最大为 20 kPa，由大到小依次为：位置 7>位置 1>位置 5>位置 6。结合图 6 中的转子表面压力分布，蒸汽流过密封时，无论长齿或短齿，靠近密封入口的压力波动最

强。由此可得，压力波动诱导激振力非正常变化的主要原因是密封入口部分压力波动；在考虑热、动载荷后，密封入口即高压部分的压力波幅剧增，使得转子稳定性受汽流激振的影响更加敏感。

4 结 论

本文通过用户自定义函数 DEFINE_CG_MOTION 和 DEFINE_PROFILE 控制宏实现转子涡动，利用 Workbench 流固耦合模型得到热、动载荷下密封齿变形量，根据快速傅里叶变换得到热、动载荷下密封动力特性的分布规律，结合流场压力脉动揭示了密封汽流激振诱导转子失稳的原因，具体结论如下：

1) 机组运行时，高温高压蒸汽可导致密封齿膨胀变形，温度对密封齿变形量影响最大，可达密封齿长度的 1%~1.5%，压力和自转产生的离心作用对其影响较小。密封总变形量和径向变形量近似相等。

2) 考虑热、动载荷后，密封直接刚度减小，直接阻尼在 0~45 Hz 之间增加，在 45~65 Hz 之间减小，交叉刚度变化趋势与直接阻尼相反，动力系数的最大变化为原来的 2 倍；频率小于 45 Hz 时，密封平均有效阻尼升高，转子稳定裕度增加，但超过 45 Hz 时变化相反。35~55 Hz 内转子稳定裕度急剧下降，转子稳定性对密封汽流激振更敏感。

3) 转子涡动时，密封入口齿顶压力波动更剧烈，密封腔内蒸汽螺旋流动导致压力的不稳定影响汽流激振力；考虑热、动载荷后，压力波动集中在低频范围，密封内周向压力波动可增高 18.5 kPa。密封高压区的压力波幅剧增是诱导激振力非正常变化，使汽流激振显著的主要原因。

参考文献：

[1] 杨建刚,朱天云,高伟. 汽流激振对轴系稳定性的影响分析[J]. 中国电机工程学报,1998,18(1):9-11.
YANG Jiangang, ZHU Tianyun, GAO Wei. Influence of steam induced vibration on the stability of rotor-bearing system[J]. Proceedings of the CSEE, 1998, 18(1): 9-11. (in Chinese)
[2] ALFORD J S. Protecting turbomachinery from self-excited rotor whirl[J]. Journal of Engineering for Power, 1965, 87(10):333-344.
[3] DING X J, YANG Y L, CHEN W, et al. Calculation method of efficiency factor in Alford's force[J]. Fluid Machinery, 2004, 220(2):169-177.
[4] VANCE J M, LAUDADIO F J. Experiment measurement of Alford's force in axial-flow turbomachinery[J]. Journal

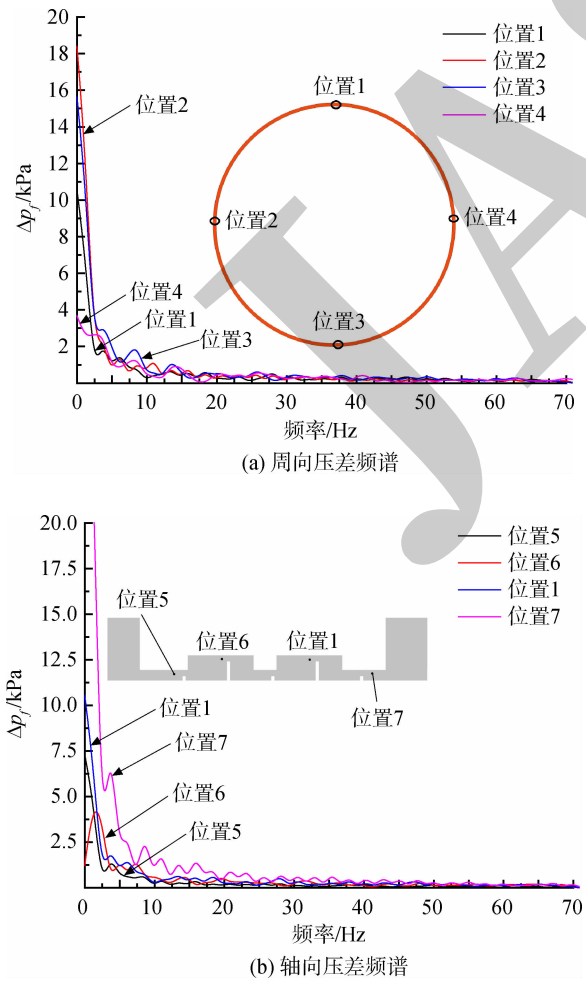


图 10 压差频谱图
Fig. 10 Frequency spectrogram of pressure difference

of Engineering for Gas Turbines and Power,1984,106(3): 585-590.

[5] 李军,李志刚. 袋型阻尼密封泄漏流动和转子动力特性的研究进展[J]. 力学进展,2011,41(5):519-536.

LI Jun,LI Zhigang. Review of the leakage flow and rotor-dynamic characteristics of pocket damper seals[J]. Advances in Mechanics,2011,41(5):519-536. (in Chinese)

[6] 鲁周勋,谢友柏. 迷宫气体密封转子动力学特性分析[J]. 润滑与密封,1991(2):10-19.

LU Zhouxun,XIE Youpo. Analyze the rotor dynamic characteristics of labyrinth seal[J]. Lubrication Engineering, 1991(2):10-19. (in Chinese)

[7] MUSZYNSKA A,BENTLY D E. Frequency-swept rotating input perturbation techniques and identification of the fluid force models in rotor/bearing/seal systems and fluid handling machines[J]. Journal of Sound and Vibration, 1990,143(1):103-124.

[8] 陈佐一. 流体激振[M]. 北京:清华大学出版社,1998.

[9] 黄典贵,李雪松. 大型旋转机械中汽封间隙流激振力的分析:非定常 N-S 解[J]. 中国电机工程学报,2000,20(6): 75-78.

HUANG Diangui,LI Xuesong. A new model of exciting force in a gas seal of large rotating machinery:N-S method[J]. Proceeding s of the CSEE,2000,20(6):75-78. (in Chinese)

[10] KIM T S,CHA K S. Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behavior[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2009,23 (10):2830-2838.

[11] DUAN W,CHU F,KIM C H,et al. A bulk-flow analysis of static and dynamic characteristics of floating ring seals [J]. Tribology International,2007,40(3):470-478.

[12] HIRANO T,GUO Z,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.

[13] XIA P,LIU Z,XIANGYU Y U,et al. A transient bulk flow model with circular whirl motion for rotordynamic coefficients of annular seals[J]. Chinese Journal of Aeronautics,2018,31(5):1085-1094.

[14] LI Z G,LI J,YAN X. Multiple frequencies elliptical whirling orbit model and transient RANS solution approach to rotordynamic coefficients of annual gas seals prediction[J]. Journal of Vibration and Acoustics,2013,135(3):1-14.

[15] LI Z G,LI J,FENG Z P. Comparisons of rotordynamic characteristics predictions for annular gas seals using the transient computational fluid dynamic method based on different single-frequency and multifrequency rotor whirling models[J]. Journal of Tribology Transactions of the ASME,2016,138(1):011701.1-011701.18.

[16] YAN X,HE K,LI J,et al. Rotordynamic performance prediction for surface-roughened seal using transient computational fluid dynamics and elliptical orbit model[J]. Journal of Power and Energy,2012,226(8):975-988.

[17] 孙丹,李胜远,艾延廷,等. 袋型阻尼密封动力特性分析及对转子稳定性的影响[J]. 中国电机工程学报,2018,38 (12):3621-3628.

SUN Dan,LI Shengyuan,AI Yanting,et al. Analysis of the rotordynamic characteristics of pocket damper seals and impact on rotor stability[J]. Proceedings of the CSEE, 2018,38(12):3621-3628. (in Chinese)

[18] 孙丹,李胜远,肖忠会,等. 锥形间隙孔型阻尼密封动力特性分析及抑振机理[J]. 航空动力学报,2018,33(7):1544-1552.

SUN Dan,LI Shengyuan,XIAO Zhonghui,et al. Rotordynamic characteristics analysis and suppression vibration mechanism of taper clearance hole-pattern damper seal[J]. Journal of Aerospace Power,2018,33(7):1544-1552. (in Chinese)

[19] 孙丹,王双,艾延廷,等. 负错位密封静力与动力特性的数值研究[J]. 航空动力学报,2017,32(4):791-799.

SUN Dan,WANG Shuang,AI Yanting,et al. Numerical study on static and dynamic characteristics of negative dislocated seal[J]. Journal of Aerospace Power,2017,32(4): 791-799. (in Chinese)

[20] KIM H S,CHO M,SONG S J. Stability analysis of a turbine rotor system with alford forces[J]. Journal of Sound and Vibration,2002,258(4):777-790.

[21] FAY R,KREUZER D,LIEBICH R,et al. Numerical results of the influence of thermal effects on the turbo machine rotordynamics induced by light-rubs against a brush seal[J]. Journal of Sound and Vibration,2018,425:70-81.

[22] 曹丽华,司和勇,李盼,等. 汽轮机转子动力特性的多因素分析及稳定性预测[J]. 中国电机工程学报,2018,38(3): 823-831.

CAO Lihua,SI Heyong,LI Pan,et al. Study on the multi-factors influence on rotor dynamic characteristics and stability prediction[J]. Proceedings of the CSEE,2018,38 (3):823-831. (in Chinese)

(编辑:陈 越)