

DOI: 10.7652/xjtuxb201505009

补汽对透平级气动性能和静叶汽封转子动力特性影响的数值模拟

王世柱¹, 李志刚¹, 李军¹, 冀大伟², 肖高绘², 葛庆²

(1. 西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安; 2. 上海电气电站设备有限公司, 200240, 上海)

摘要: 为了研究补汽对汽轮机通流部分气动性能和转子动力特性的影响, 首先采用数值求解三维RANS方程和 $k-\epsilon$ 湍流模型的方法, 研究了无补汽和2种补汽工况下补汽对透平级气动性能的影响。在此基础上, 以不同补汽工况获得的透平级静叶汽封的进出口气动参数为边界条件, 采用多频椭圆涡动模型和动网格技术计算了静叶汽封的非定常气流激振转子动力特性系数。研究结果表明: 补汽射流冲击下游静叶栅的叶根区域会造成旋涡流动, 导致下游静叶栅的进口气动参数沿周向出现不均匀分布, 透平级的气动性能随着补汽量的增加而下降; 补汽射流改变了下游静叶汽封的气动参数, 使得预旋比由0.02逐渐增大为0.06、0.16, 进而导致汽封的转子动力特性发生改变。该结果可为补汽对机组气动性能和转子动力特性影响的研究提供参考。

关键词: 透平级; 静叶汽封; 气动性能; 转子动力特性; 数值模拟

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)05-0056-06

Numerical Investigations for Effect of Supplementary Steam on Aerodynamic Performance of Turbine Stage and Rotordynamics of Stator Seal

WANG Shizhu¹, LI Zhigang¹, LI Jun¹, JI Dawei², XIAO Gaohui², GE Qing²

(1. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Shanghai Electric Power Generation Co., Ltd., Shanghai 200240, China)

Abstract: To investigate the influence of supplementary steam on the aerodynamic performance of turbine through flow and rotordynamic characteristics of diaphragm seal, three-dimensional Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) and $k-\epsilon$ turbulent model are used to analyze the aerodynamic performance of turbine stage without supplementary steam and with two kinds of supplementary steam. The inlet and outlet boundary conditions of the turbine stage stator seal at three kinds of supplementary steam operating conditions were specified according to flow field calculations. The unsteady fluid excitation rotordynamic characteristics of the stator seal were numerical calculated using multi-frequency elliptical whirling orbit model and dynamic grids. The numerical results show that the supplementary steam jets impacts on the hub regions of the downstream stator blade and results in the vortex flow. This flow behavior leads to the non-uniform inlet aerodynamic parameters at the entrance of the stator blade. The aerodynamic performance decreases with the increase of the mass flow rate of the supplementary steam. The supplementary steam jet changes the inlet preswirl and aerodynamic parameters of the downstream stator seal. The unsteady fluid excitation force and rotordynamic coefficients of the

收稿日期: 2014-09-22 作者简介: 王世柱(1990—),男,硕士生;李军(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51376144)。

网络出版时间: 2015-02-27

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20150227.0845.001.html>

stator seal also change with the variation of the inlet flow parameters.

Keywords: turbine stage; stator seal; aerodynamic performance; rotordynamics; numerical simulation

目前,超超临界百万等级汽轮机一般采用补汽来提高机组的输出功率,采用抽汽回热方式提高机组循环效率^[1]。有关抽汽对汽轮机通流效率的影响,国内外学者采用实验测量和数值模拟的方法进行了研究。毛研伟等通过数值研究指出,汽轮机抽汽改变了抽汽口上下游气动参数,进而改变了汽轮机的通流效率^[2]。高俊鹏等计算了抽汽对汽轮机下游透平级气动性能的影响^[3]。Rosic 等揭示了抽汽导致抽汽口上下游流场的不均匀性,抽汽量可改变下游静叶栅进口汽流角和损失的分布,由此提出了改进的抽汽结构,以提高汽轮机的通流效率^[4]。节流配气大功率汽轮机在增加机组出力时采用了补汽结构,且通过增加流量来提高机组输出功率^[1]。霍文浩等采用数值模拟方法研究了补汽结构对高压缸气动性能的影响^[5]。补汽结构会影响补汽口下游静叶栅的进气参数在周向的分布,可以改变下游静叶栅汽封处的进口预旋,从而导致下游静叶栅汽封内非定常气流激振的转子动力特性发生变化,使得机组运行的稳定性受到影响。李志刚等实验研究了迷宫密封的泄漏特性及其影响机制^[6]。Yan 等针对汽封的偏心涡动导致的非定常气流激振特性的变化,发展了三维数值方法,以计算分析汽封系统的气流激振和转子动力特性系数的变化规律^[7-8]。

本文采用数值方法研究了补汽对上下游透平级气动性能的影响,在此基础上进一步研究了补汽对

下游静叶汽封非定常气流激振转子动力特性系数的影响规律,以期为汽轮机的高效安全运行和补汽结构设计提供参考。

1 计算模型与数值方法

1.1 计算模型

补汽结构在机组通流的第 5 级和第 6 级之间水平布置。补汽结构包括主进气管路、混合腔室和 10 个进气管路。补汽量的大小由调节阀在主进气管路进口处进行调节。

1.2 数值方法

图 1 为补汽腔室和前后两级叶栅通道的通流模型和计算网格。叶栅通道为多块结构化网格,由 IGG/AutoGrid 软件生成;补汽结构为非结构网格,由 ANSYS-ICEM 生成。采用六面体网格和三棱柱网格对壁面进行局部加密处理,以保证 $k-\epsilon$ 湍流模型的 $y^+ > 11.06$ 。表 1 给出了计算区域的网格数。

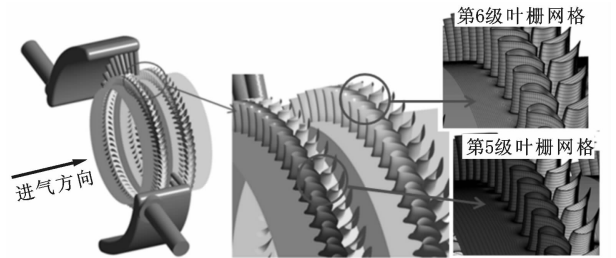


图 1 补汽腔室和前后两级叶栅通道的通流模型和计算网格

表 1 计算区域的网格数

计算域	补汽结构	第 5 级 静叶	第 5 级 动叶	第 6 级 静叶	第 6 级 动叶	第 5 级 静叶汽封	第 5 级 动叶汽封	第 6 级 静叶汽封	第 6 级 动叶汽封	计算区域
网格数/10 ⁴	177.0	386.8	312.0	292.9	384.1	344.6	436.8	368.3	435.7	3138.2

采用商用 CFD 软件 ANSYS-CFX 数值求解了三维 RANS 方程,求解方法为时间推进法,对流项的离散采用高精度格式(二阶),工质采用真实水蒸气模型中的 Steam, 3vl,该模型是基于 IAPWS IF97 工业标准的。湍流模型为标准 $k-\epsilon$ 两方程模型。进口给定总温、总压和速度方向,出口给定平均静压。为了保证动、静叶交接面的速度场连续,动、静叶交接面的处理采用“Stage”方法,其中动叶通道、叶顶密封、隔板密封区域设为旋转域,静止域与旋转域之间的交接面设为“Stage”。

图 2 为用于非定常转子动力特性计算的补汽管

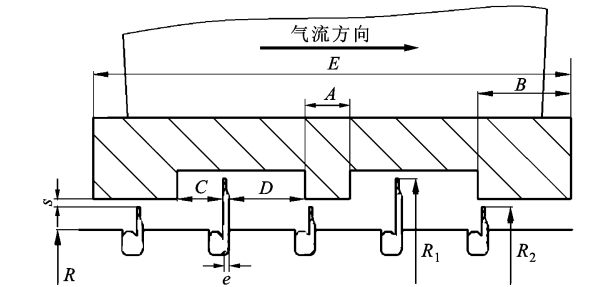


图 2 第 6 级静叶汽封剖面图

道下游第 6 级静叶汽封剖面图,表 2 给出了第 6 级静叶汽封的几何尺寸。图 3 为静叶汽封质量流量与

周向节点数的关系。可以看出,当周向节点数由 360 增加到 480 时,计算得到的质量流量差别很小,对此迷宫密封而言,周向节点数为 480 时已满足网格无关性要求。

表 2 第 6 级静叶汽封几何参数

参数	数值	参数	数值
s/mm	0.80	A/mm	4.50
e/mm	0.60	B/mm	6.45
R/mm	439.00	C/mm	5.20
R_1/mm	444.00	D/mm	7.70
R_2/mm	441.20	E/mm	44.40

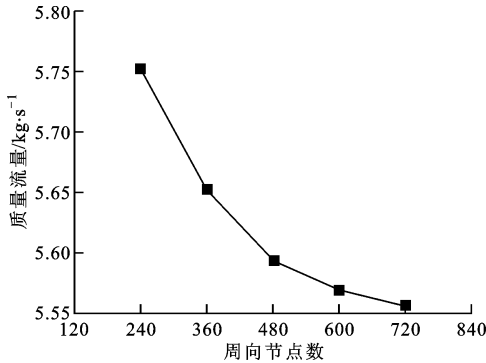


图 3 静叶汽封质量流量与周向节点数的关系

根据转子小位移涡动理论^[9]:当转子轴心绕静子中心做小位移涡动时,汽封中的流体激振力(F_x, F_y)与转子的涡动位移(X, Y)、涡动速度($\dot{X}, \dot{Y}$)成线性关系,并满足下列关系

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

对于本文采用的多频椭圆涡动模型^[8],转子的涡动位移(X, Y)和涡动速度($\dot{X}, \dot{Y}$)在时域内是多频波动信号。受转子涡动激励产生的密封流体激振力(F_x, F_y)也是一个时域内的多频波动信号,且包含与涡动位移、涡动速度相同的频率。为获得各频率下的转子动力特性系数,需将位移、速度和激振力等时域信号转化为频域信号,在频域内求解方程(1)。对方程(1)进行快速傅里叶变换(FFT)可得频域内的激振力与位移的关系式,即

$$-F_x = (K_{xx} + j\Omega C_{xx})D_x + (K_{xy} + j\Omega C_{xy})D_y \quad (2)$$

$$-F_y = (K_{yy} + j\Omega C_{yy})D_y + (K_{yx} + j\Omega C_{yx})D_x \quad (3)$$

式中: D_x 和 D_y 为转子在 x 和 y 两个方向涡动位移的频域信号。

多频椭圆涡动模型假设转子在单频下做椭圆涡动(见图 4),利用 FFT 将时域信号转化为频域信号,可以从一次计算结果中提取出多种涡动频率下的转子动力特性系数,由此大大加快了计算效率。

采用 ANSYS-CFX 数值求解了非定常 RANS 方程和 $k-\epsilon$ 湍流模型,数值模拟了不同预旋比和涡动频率下的密封内非定常流场,计算了在不同预旋比和频率下密封的转子动力特性系数。

迷宫密封的实验研究^[10]表明:迷宫密封一般具有负的阻尼系数,不利于削弱振动,影响转子稳定;环形腔室内的周向旋流使得交叉刚度增大,转子振动趋势增大。交叉刚度是转子非同步低频涡动激振力的来源,直接阻尼则表示系统阻尼对转子涡动的抑制作用,2 个参数对气流激振力的影响较大。因此,定义有效阻尼以考虑二者的综合作用,即

$$C_{\text{eff}} = C_{xx} - K_{xy}/\Omega \quad (4)$$

式中: C_{xx} 为直接阻尼; K_{xy} 为交叉刚度。

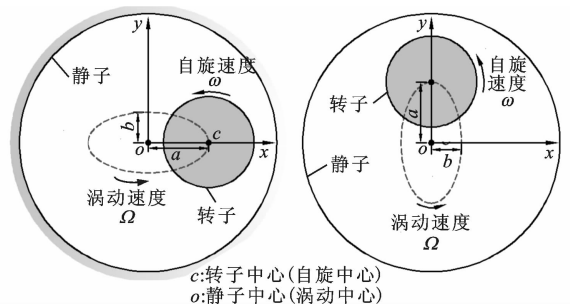


图 4 汽封转子非稳态椭圆涡动模型^[8]

在 24 核 80 GB 内存的工作站上,对带有补汽结构的全流场进行了定常计算,收敛周期为 60~80 h(不同的边界条件和初始条件会引起收敛时间出现差异)。非定常计算时汽封入口给定总温、总压,出口给定静压,具体计算边界条件见表 2。计算中,当连续方程、动量方程、能量方程和湍流方程的均方根残差小于 10^{-5} ,相邻周期转子面受力 F_x 和 F_y 周期性振荡,且相邻周期受力波动小于 0.2% 时,认为非定常计算收敛。

2 结果分析

2.1 补汽对透平级气动性能的影响

表 3 给出了不同补汽率下第 5、第 6 级相对总总等熵效率(以第 5 级 0 补汽的总总等熵效率为 1)的比较。总总等熵效率

$$\eta = \frac{h_0^* - h_2^*}{h_0^* - h_{2s}^*} \quad (5)$$

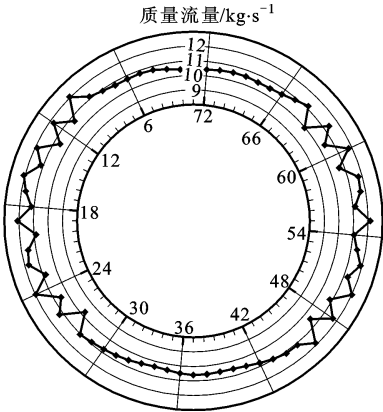
式中: h_0^* 、 h_2^* 、 h_{2s}^* 分别表示透平级进口总焓、出口总焓和出口等熵滞止焓。可以看出:由于出气管道位于第 5 级动叶下游,所以补汽对第 5 级叶栅通道效率影响较小;补汽管道喷出的蒸汽会随主流一起流入第 6 级静叶,引起气流角等参数变化,从而造成效

率明显降低。

表 3 不同补汽率下第 5、第 6 级相对
总等熵效率的比较

透平级	η		
	补汽率=0%	补汽率=9%	补汽率=23%
第 5 级	1.00	0.99	0.98
第 6 级	0.98	0.96	0.92

图 5 为补汽率=23%时通过第 6 级静叶的 72 个叶片通道的质量流量分布。可以看出:未补汽侧(垂直方向)质量流量分布均匀,通过各个叶栅通道的质量流量基本相等;补汽侧(水平方向)的工质分布沿周向差异较大,呈锯齿状,这种周向不均匀可能会引起一部分叶栅通道内无足够的蒸汽流过,叶片做功能力不能充分发挥,另一部分叶栅通道内流过的工质过多,导致堵塞。



内圆周数字为叶片通道编号

图 5 第 6 级静叶质量流量的周向分布

图 6 为补汽口下游第 6 级静叶进口速度分布云图。静叶进口速度沿周向也存在不均匀性。补汽管道喷出的蒸汽会撞击叶栅通道的叶根面,形成局部滞止区域。补汽管附近的速度矢量分布杂乱,且有很多旋涡存在,随着工质向未补汽区域的转移,流动逐渐趋于平稳。

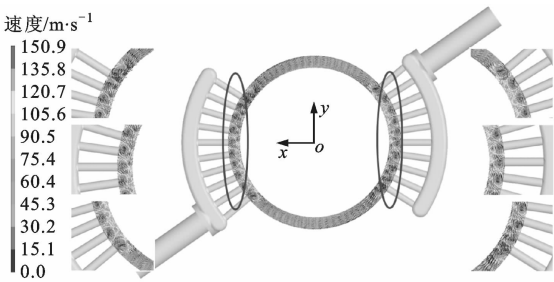
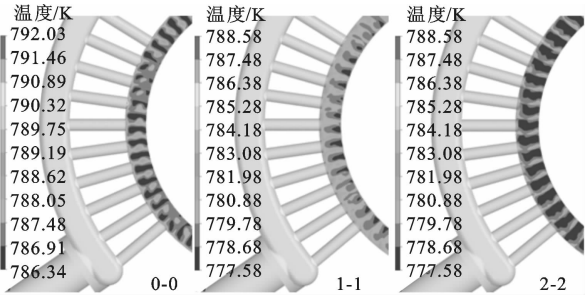


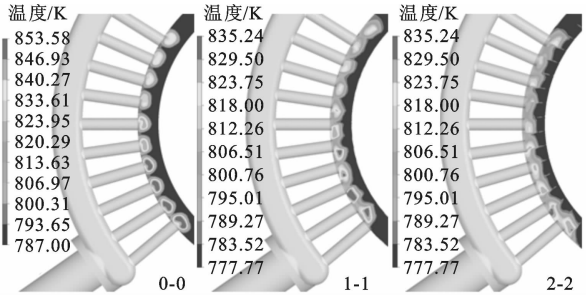
图 6 第 6 级静叶进口速度分布

图 7 为第 6 级静叶进口截面(0-0)、静叶与动叶之间截面(1-1)和第 6 级动叶出口截面(2-2)的温度

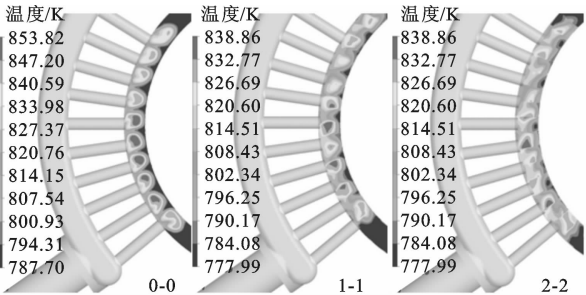
分布。比较不同补汽工况可以发现:随着补汽量的增加,第 6 级叶栅进口处温度的周向不均匀性逐渐增大,每个与补汽管临近的叶栅前方温度较高,由此导致一部分叶栅通道焓降大,另一部分进口温度低的叶栅通道焓降小,这种周向分布的不均匀性随着工质在叶栅通道内的流动而逐渐减弱。定义工质周向速度与轴向速度的比值为气流角的正切值。



(a) 补汽率=0%



(b) 补汽率=9%



(c) 补汽率=23%

图 7 补汽口下游第 6 级透平级 3 个截面的温度分布云图

图 8 为第 6 级静叶进口气流角的分布,图中给出了几处气流角恶化的分布。可以看出,受补汽的影响,补汽管处的工质流速的周向分量较大,部分工质甚至直接沿周向流动,这会导致工质垂直冲击叶片表面,造成叶栅损失增大、效率降低。

2.2 补汽对隔板汽封转子动力特性的影响

表 4 给出了不同补汽获得的第 6 级静叶汽封的进出口边界条件(周向质量平均)。补汽率的增加对密封进口预旋比影响较大,而进口预旋比 λ 影响密封腔室内的周向流动,引起密封转子动力特性发生变化。

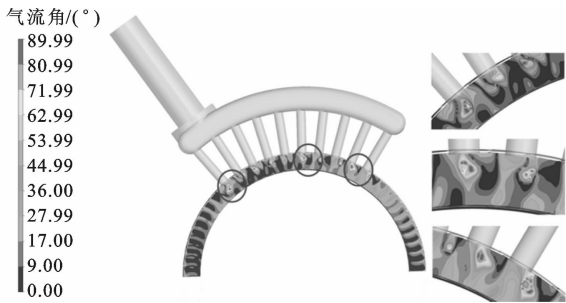


图 8 第 6 级静叶进口汽流角分布云图

表 4 第 6 级静叶汽封进出口边界条件

补汽率 /%	进口总温 /K	进口总压 /MPa	出口静压 /MPa	λ
0	789.03	16.04	15.37	0.02
9	793.98	16.35	15.49	0.06
23	794.50	16.41	15.48	0.16

预旋比

$$\lambda = \frac{60v_{\theta}}{2\pi Rn} \tag{6}$$

图 9 为 3 种补汽率下第 6 级静叶汽封的直接刚度 K_{xx} 、 K_{yy} 随转子涡动频率的变化。可以看出： K_{xx} 与 K_{yy} 近似相等；3 种补汽率下直接刚度均为正值，且受涡动频率影响不大；过载补汽对直接刚度有明显影响，随着补汽量的增加，直接刚度不断增大。

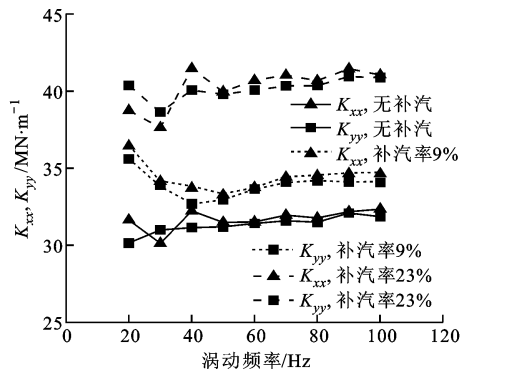


图 9 第 6 级静叶汽封的直接刚度随涡动频率的变化

图 10 为 3 种补汽率下第 6 级静叶汽封的交叉刚度 K_{xy} 、 K_{yx} 随转子涡动频率的变化。可以看出，每种工况下交叉刚度的绝对值近似相等，但值的符号发生了转变。

随着补汽率的增加， K_{xy} 由未补汽时的正值逐渐减小为负值，而 K_{yx} 由未补汽时的负值变为了正值。对于数值计算给定的转子涡动轨迹， $K_{xy} < 0$ 、 $K_{yx} > 0$ 时，流体激振力对转子产生的阻尼为正，有利于转子的稳定；相反，当 $K_{xy} > 0$ 、 $K_{yx} < 0$ 时，阻尼为负，不利于转子的稳定^[9]。

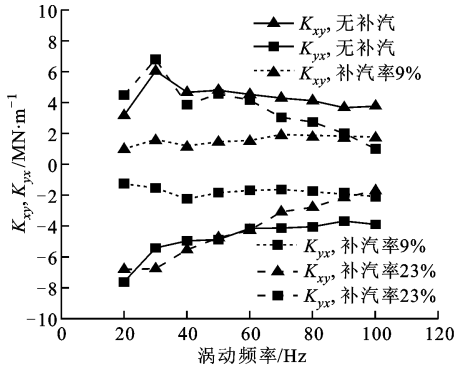


图 10 第 6 级静叶汽封交叉刚度随涡动频率的变化

图 11 为 3 种补汽率下第 6 级静叶汽封的直接阻尼 C_{xx} 、 C_{yy} 随转子涡动频率的变化。可以看出：3 种工况下 $C_{xx} = C_{yy}$ ，且随涡动频率的增加不断增大；在 90 Hz 附近，直接阻尼的值由负变正，正阻尼有利于转子的稳定；在所计算的频域内，补汽量越大，直接阻尼越小，从阻尼方面考虑，补汽降低了转子的稳定性；补汽引起的直接阻尼之间的差异随着涡动频率的增加而减小。

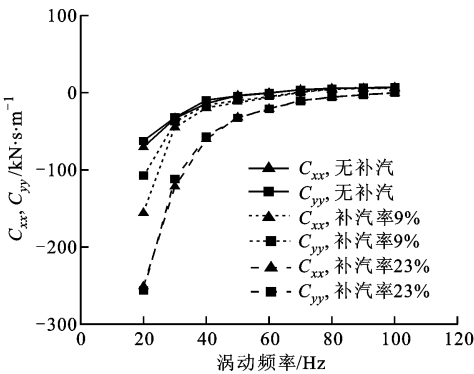


图 11 第 6 级静叶汽封直接阻尼随涡动频率的变化

图 12 为 3 种补汽率下第 6 级静叶汽封的交叉阻尼 C_{xy} 、 C_{yx} 随转子涡动频率的变化。可以看出：3 种工况下的交叉阻尼系数近似相等；交叉阻尼的绝对值随涡动频率的增加而不断减小；随着补汽量的增加，交叉阻尼的符号发生了变化， C_{xy} 从未补汽时的正值减小为负值， C_{yx} 从未补汽时的负值增大为正值；补汽引起的交叉阻尼之间的差异随着涡动频率的增加而减小。

图 13 为 3 种补汽率下第 6 级静叶汽封的有效阻尼 C_e 随转子涡动频率的变化。对于低频区，补汽量越大，同频率下的有效阻尼越小，即补汽会降低转子运行的稳定性；随着涡动频率的增加，补汽引起的有效阻尼之间的差异逐渐减小；在 90 Hz 时，有效阻尼由负变正，正阻尼有利于转子的稳定。

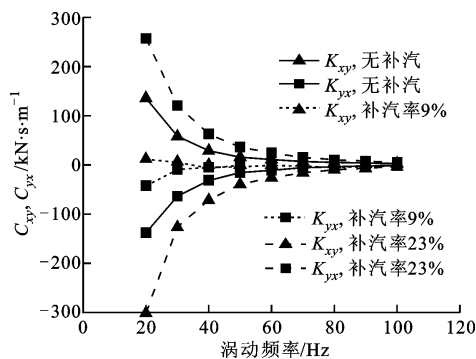


图12 第6级静叶汽封交叉阻尼随涡动频率的变化

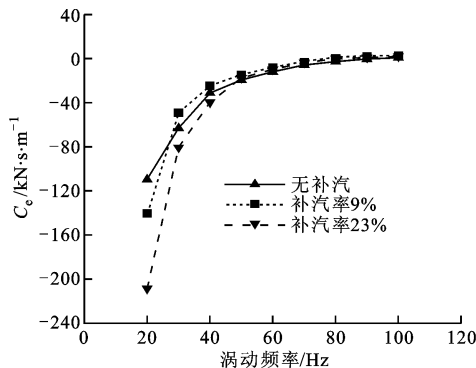


图13 第6级静叶汽封有效阻尼随涡动频率的变化

3 结 论

本文采用数值模拟的方法研究了补汽对大型汽轮机上下游透平级气动性能和下游静叶汽封非定常气流激振转子动力特性的影响,获得以下结论。

补汽量的增加导致补汽结构上下游透平级的气动效率下降,特别是下游透平级的气动效率下降值大于上游透平级。补汽导致下游透平级静叶进口参数周向分布不均匀,造成下游透平级部分静叶进口气流角攻角变化较大,引起较大的叶栅攻角损失,由此降低了气动效率。

补汽改变了机组通流部分补汽结构下游静叶汽封进口的气动参数和预旋比。补汽量的增加导致下游静叶汽封的进口预旋比增加,引起下游静叶汽封的直接刚度系数增大。低频区内,补汽量增加导致下游静叶汽封的有效阻尼减小,补汽量变化所引起的下游静叶汽封有效阻尼的差异随着涡动频率的增加而减小。

参考文献:

[1] QUINKERTZ R, THIEMANN T, GIERSE K. Validation of advanced steam turbine technology: a case study of an ultra super critical steam turbine power plant, GT2011-45816 [R]. New York, USA: ASME, 2011.

[2] 毛研伟,竺晓程,周代伟,等. 超超临界汽轮机抽汽系统数值研究 [J]. 汽轮机技术, 2012, 54(2): 95-98. MAO Yanwei, ZHU Xiaocheng, ZHOU Daiwei, et al. Numerical investigation on extraction system in ultra-supercritical steam turbine [J]. Turbine Technology, 2012, 54(2): 95-98.

[3] 高俊鹏. 汽轮机回热抽汽对下游流场影响的数值研究 [J]. 汽轮机技术, 2010, 52(1): 49-50, 76. GAO Junpeng. Numerical investigation of the effect of regeneration extraction steam on downstream flow field [J]. Turbine Technology, 2010, 52(1): 49-50, 76.

[4] ROSIC B, MAZZONI C M, BIGNELL Z. Aerodynamic analysis of steam turbine feed-heating steam extraction [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136: 112602.

[5] 霍文浩,晏鑫,李军,等. 超超临界汽轮机高压缸旁路冷却系统流动特性的研究 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(3): 42-47. HUO Wenhao, YAN Xin, LI Jun, et al. Numerical investigations on flow characteristics of bypass cooling system in high pressure cylinder of ultra-supercritical steam turbines [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(3): 42-47.

[6] 李志刚,郎骥,李军,等. 迷宫密封泄漏特性的试验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(3): 48-52. LI Zhigang, LANG Ji, LI Jun, et al. Experimental investigations on the leakage flow characteristics of labyrinth seals [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(3): 48-52.

[7] YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Investigations on the rotordynamic characteristics of a hole-pattern seal using transient CFD and periodic circular orbit model [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2011, 133(4): 041007.

[8] LI Zhigang, LI Jun, YAN Xin. Multiple frequencies elliptical whirling orbit model and transient RANS solution approach to rotordynamic coefficients of annular gas seals prediction [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2013, 135(3): 031005.

[9] CHILDS D W. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis [M]. New York, USA: Wiley, 1993: 292.

[10] VANCE J, ZIERER J, CONWAY E M. Effect of straight-through labyrinth seals on rotordynamics [C] // Proceedings of the ASME Vibration and Noise Conference. New York, USA: ASME, 1993: 159-172.

(编辑 苗凌)