

边壁振动对燃气涡轮叶片内部冷却影响的场协同分析

沈佳欢, 宋平, 王宏光

(上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:采用 FLUENT 软件动态网格技术,对振动情况下二维矩形通道内冷却空气与壁面之间的对流换热过程进行了数值模拟,分析了壁面振动的振幅、频率和振动强度对传热性能的影响。在计算范围内,壁面的振动可使换热强化,努赛尔数 Nu 最大能提高 2.4%,且努赛尔数 Nu 随振幅和频率的增大而增大。研究表明:壁面振动有利于强化换热,且其增强换热的原因在于速度场和温度梯度场之间的协同程度得到了改善,并在一个振动周期范围内,存在着一个场协同数 F_c ,最佳的相位角 α ;当在壁面振幅一定时,随着振动频率的提高,最佳相位角相应地有所滞后;在振动频率一定时,随着壁面振幅的加大,其最佳相位角稳定在 315° 附近。

关键词: 振动; 强化换热; 场协同; 动网格

中图分类号: TK263 文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.05.011

引言

在工程实际中,设备动力装置的运转、流体激振等作用都可能引起换热器壁面振动。一般认为,换热器内的流体诱导振动会导致剧烈的噪声及元器件的破坏,但同时也存在对传热强化及减少积垢的有益作用。换热壁面振动可以增大流体间的扰动,干扰附面层的形成和发展,从而直接影响换热效率,在一定范围内能够强化传热^[1-4],文献[5]对水平振动圆柱的换热特性进行了数值分析,得出换热系数最大增加 13%。文献[6]对空气低速绕流振动圆柱的对流换热进行了研究,表明换热的强化随振幅和频率的增大而增大,强化换热原因在于速度场和温度梯度场之间的协同程度得到了改善;文献[7]使用场协同原理对振动圆管外的流动与传热进行的数值模拟,随着振动靠近平衡位置(相位角 $\theta = 0^\circ$ 或 180°),振动圆管附近的场协同性能和场协同匹配性能逐渐好转,对流换热系数增加。振动对换热的

影响不仅在换热器中存在,在燃气轮机冷却系统中也同样存在。燃气涡轮的动叶片在实际工作中受到静叶尾迹、转子不平衡等作用,工作在小振幅高频率的振动状态^[8],因此有必要研究叶片振动对燃机叶片内部冷却通道内流动和换热的影响。

本研究运用 FLUENT 软件的动态网格技术,对涡轮动叶片内部带肋矩形通道壁面振动对换热的影响进行分析。

1 计算模型及数值计算

1.1 计算模型

计算对象为文献[9]的实验通道,如图1所示,压力进风管道连接实验段进口,实验段出口与延伸段连接,实验空气直接排入大气。实验段是长方形截面的不锈钢管道,上下壁面分别排布正方形截面的黄铜肋片,通过上下壁面向管内提供均匀分布的热通量。为了减少计算量,截取通道子午剖面建立二维计算模型,如图2所示。计算域几何参数:实验段高度 $DE = d = 51$ mm,压力进风管道高度 $AH = 3d$,长度 $AB = 6d$, CJ 和 FK 为振动区域,其长度为 $L = 216.4$ mm,出口段 $KE = JD = 5L$,黄铜肋片的边长 $e = 2.4$ mm,肋间距 $p = 24$ mm。

1.2 数值计算

1.2.1 壁面静止

采用 ANSYS FLUENT 软件,湍流模型为 standard $k-\varepsilon$ 模型,其湍动能和湍动能耗散率方程如式(1)和式(2)所示,由于涉及传热,能量方程如式(3)所示;近壁面采用 Scalable(壁面函数)处理。对流项采用二阶迎风离散格式,压力速度耦合采用

收稿日期: 2014-07-22; 修订日期: 2014-09-08

基金项目: 教育部高等学校博士学科点专项科研基金联合资助课题(20123120110009)

作者简介: 沈佳欢(1990-),男,上海人,上海理工大学硕士研究生。

SIMPLE 算法。进口 AH 给定总压, 出口 DE 采用压力出口边界条件, 工质为空气, 壁面为无滑移边界条件, 实验段 L 给定均匀热流量 $q = 1\ 800\ \text{W}/\text{m}^2$, 其余边界为绝热条件。近壁面区域采用 30 层结构化网格, 总高度为 $1.2\ \text{mm}$, 网格在贴壁面处加密, 第一层网格距离壁面 $0.04\ \text{mm}$, 此时 $y^+ < 5$, 其它区域采用三角形网格。由于实验段壁面给定均匀热流量条件, 并且壁面置有肋片, 所以需采用流体与肋片共轭换热求解, 即流体区域和肋片内部分别划分网格, 在肋片表面进行网格连接, 实现耦合求解。

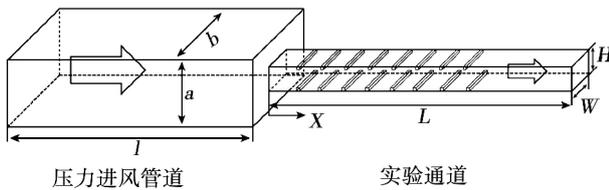


图 1 文献 [9] 的实验通道

Fig. 1 The literature [9] experimental channel

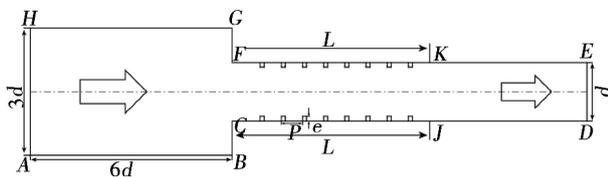


图 2 二维计算模型

Fig. 2 The 2 - D numerical model

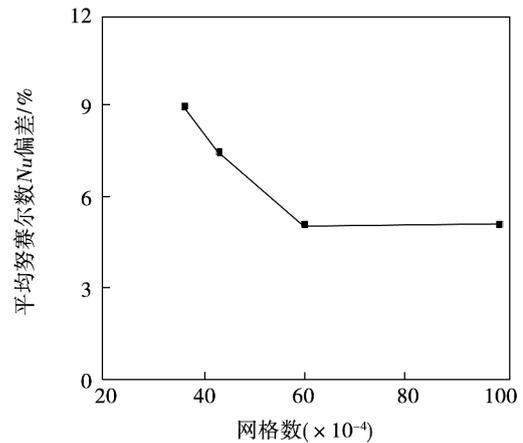
图 3 给出了网格相关性验证结果, 当网格数量多于 60 万时, 计算结果已不随着网格数量的增加而变化, 故 60 万网格数可以满足计算需求。

$$\rho \frac{dk}{dt} = \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (1)$$

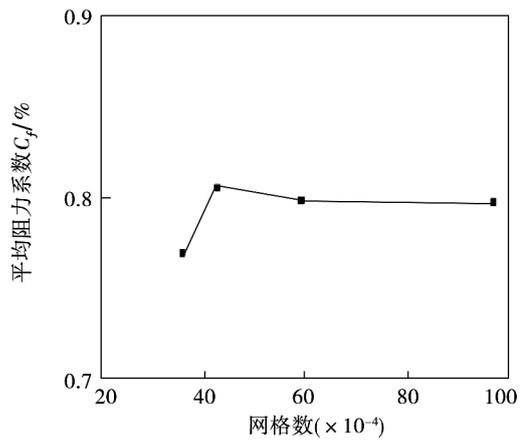
$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \text{div}(vT) = \text{div} \left(\frac{k}{\rho c_p} \text{grad}T \right) + \frac{S_T}{\rho c_p} \quad (3)$$

式中: T —温度, K ; C_p —定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; k —湍流动能; ε —湍动能耗散率; G_k —由于平均速度梯度引起的湍动能产生; σ_k 、 σ_ε —与湍动能 k 和耗散率 ε 对应的普朗特数 Pr ; $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ —经验常数; S_T —源项。



(a) 平均努赛尔数 Nu 偏差



(b) 平均阻力系数

图 3 网格相关性研究结果

Fig. 3 Grid correlation research results

1.2.2 壁面振动

图 2 中的 L 段为振动区域, 其上下两壁面均以正弦函数形式垂直于来流方向做简谐振动, 如式 (4) 所示。振动时壁面结构化网格跟随壁面运动, 从而保证壁面处的计算精度, 网格变化主要发生在结构网格之外的非结构网格区, 即每运动一个时间步, 非结构网格就变化一次, 周而复始, 完成一个振动周期过程。在整个计算过程中, 具体参数设置如表 1 所示。

$$y = A \sin(2\pi ft) \sin \left[\frac{(L-x)}{L} \pi \right] \quad (4)$$

式中: A —壁面振动的振幅, mm ; f —振动频率, Hz ; x 以点 c 为起点。

图 4、图 5 是实验段的放大图, 上、下壁面同相位振动, 初相位角为 0° , 图 4 中的虚线表示相位角为 90° 的振动情况, 图 5 中的虚线表示相位角为

270°的振动情况;湍流模型仍采用 standard $k-\epsilon$ 模型,近壁面采用 Scalable 壁面函数处理,对流项采用二阶迎风流散格式,压力与速度耦合方式采用 PISO 方法,进出口、壁面条件同静止时一致,实验段的振动位移和速度边界条件采用 UDF 控制^[10-11],收敛标准为各计算残差都小于 10^{-6} 。

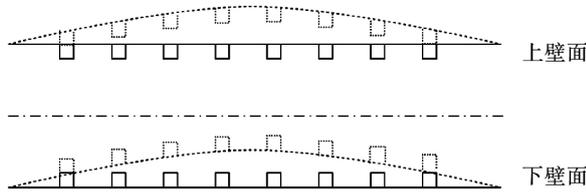


图 4 相位角 90°时的振动情况

Fig. 4 Vibrating condition when phase angle is 90°

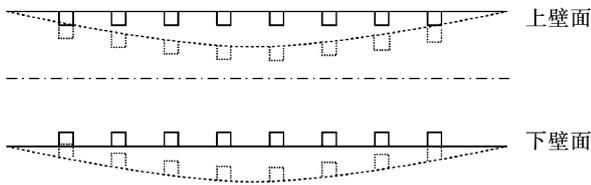


图 5 相位角 270°时的振动情况

Fig. 5 Vibrating condition when phase angle is 270°

表 1 计算工况参数

Tab. 1 The calculation parameters

参 数	范 围
来流总压 / Pa	141.5
出口静压 / Pa	0
来流入口温度 / K	299
壁面热通量 / $W \cdot m^{-2}$	1 800
壁面振幅 / mm	0.5, 1, 1.5
壁面振动频率 / Hz	100, 200, 500, 1 000
肋片导热系数 / $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$	109
空气密度 / $kg \cdot m^{-3}$	1.18
空气粘度 / $kg \cdot (m \cdot s)^{-1}$	$1.84e-05$
空气导热系数 / $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$	0.026 3

2 计算结果分析

2.1 模型验证

图 6 是 $Re = 30\ 000$ 时壁面努赛尔数 Nu 的实验

结果与模拟结果的对比曲线,在 $x/d < 1.48$ (即第 3 个肋以前)努赛尔数 Nu 值偏差较大,原因是三维模型简化为二维模型后,前台阶对流动的影响减弱所致,而在 $x/d > 1.48$ 后,实验值与模拟值吻合较好。为了更好地比较振动对换热的影响,本研究所采用的 Nu_s, Fc_1 等数值都是 $x/d > 1.48$ 后区域的数值。

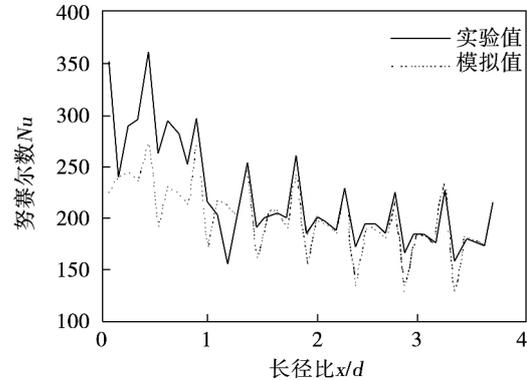


图 6 雷诺数 $Re = 30\ 000$ 时壁面努赛尔数 Nu 的实验结果与模拟结果对比

Fig. 6 The comparison of wall Nusselt number between experimental results and simulation results when $Re = 30\ 000$

2.2 振幅、频率对换热的影响

$Nu, \overline{Nu}, Nu_t, Nu_s$ 的定义:

$$Nu = h_0 D / \lambda$$

$$\overline{Nu}_t = \int_0^T Nu_t dt / T$$

$$Nu_s = \int_s Nuds / S$$

$$Nu_t = Nu_{s(t)} \quad (5)$$

式中: D —内冷通道的当量直径, m ; h_0 —一壁上每一网格点处的换热系数, $W / (m^2 \cdot K)$; λ —冷却工质的导热系数, $W / (m \cdot K)$; s —每一个控制体的面积, m^2 ; S —控制体的总面积, m^2 ; T —振动周期, s 。

不同振幅下的 \overline{Nu}_t / Nu_s 随频率的变化关系如图 7 所示。其中, Nu_s 表示静止时的壁面平均努赛尔数, Nu_t 表示振动时瞬态壁面平均努赛尔数, \overline{Nu}_t 表示 Nu_t 的周期平均值。从图 7 中可以看出,壁面在振动条件下有强化传热的效果,努赛尔数最多可提高 2.4%,计算误差约为 0.2%。在相同频率下,振幅越大传热越好;在相同振幅下,频率越高,传热越好。

为了说明振幅、频率之间的交互作用,用振动的振幅 A 和频率 f 的乘积 $A \times f$ 来表示振动强度,从图 8 中可看出,在同一个振幅下,振动强度越大,强化换热越好;在相同振动强度下,振幅越大换热越强;而在不同振动强度下,振动强度大的未必比振动强度小的换热要好,取决于振幅、频率的大小;且从表 2 可看出,为了增加几乎相等的换热量,比较了振幅一定时增加频率和频率一定时提高振幅的情况,发现频率的增长率要比振幅的增长率要大得多;所以振幅对换热的影响比频率要明显。

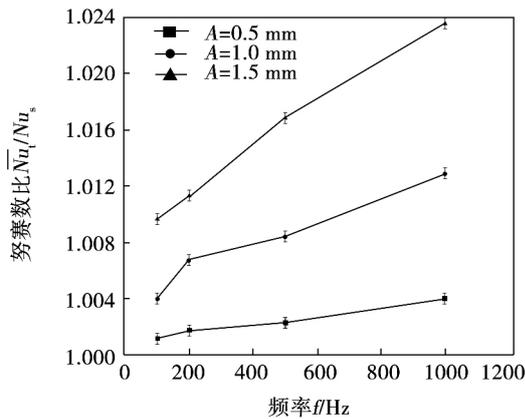


图 7 \overline{Nu}_t/Nu_s 与频率 f 的关系

Fig. 7 The relationship between \overline{Nu}_t/Nu_s and frequency f

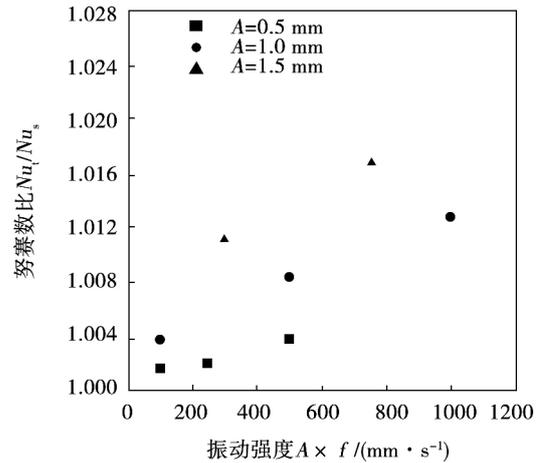


图 8 \overline{Nu}_t/Nu_s 与振动强度 $A \times f$ 的关系

Fig. 8 The relationship between \overline{Nu}_t/Nu_s and vibration intensity $A \times f$

2.3 振动强化换热的场协同分析

对流传热从本质上来说是具有内热源的导热,流体的运动起着当量热源的作用。对流传热的强度取决于当量热源的强度,它不仅取决于流体与固体壁面的温差、流体速度、流体热物理性质和输运性质,而且还取决于流体速度矢量与热流矢量的协同程度。表征速度场与温度梯度场协同性的场协同数 F_{c_t} 表达式为:

$$F_{c_t} = \frac{Nu_t}{RePr} = \int \vec{U} \cdot \nabla T dy \quad (6)$$

表 2 振幅、频率对换热的影响

Tab. 2 The impact of amplitude frequency on heat transfer

$A \times f / \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$	A / mm	f / Hz	\overline{Nu}_t / Nu_s	$A \times f / \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$	A / mm	f / Hz	\overline{Nu}_t / Nu_s	$\Delta \overline{Nu}_t / Nu_s$	A, f 增长率 / %
100	1	100	1.003 9	1 000	1	1 000	1.012 9	0.009	900
100	0.5	200	1.002	300	1.5	200	1.011	0.009	200

式中: F_{c_t} —瞬态平均场协同数; Pr —普朗特数, \vec{U} —速度矢量, ∇T —温度梯度。

图 9 是在一个周期内边壁典型位置点(即 $x = L/2$ 处)的努赛尔数 Nu 随时间变化图,振动对于传热有强化作用,处在不同振动状态、不同振动时刻的努赛尔数 Nu 都明显强于不振时,这是由于振动的加入加剧了流场的紊流程度,使边界层厚度减薄,影响到了壁面与空气的换热。

振幅 $A = 1 \text{ mm}$ 时的周期平均场协同数 \overline{F}_{c_t} 和周

期平均努赛尔数 \overline{Nu}_t 随频率的变化规律如图 10 所示。从图中可知,振动能提高通道内矢量场的协同程度,且平均场协同数 \overline{F}_{c_t} 随着频率的提高而增大,由此场协同性能得到改善,相应的 \overline{Nu}_t 也随之增大,强化换热效果也越显著。图 11 是振幅 $A = 1 \text{ mm}$ 时流场达到稳定后瞬态场协同数 F_{c_t} 在一个周期内随相位角 α 的变化曲线。由图可知,当频率 $f = 1 000 \text{ Hz}$ 时,瞬态场协同数 F_{c_t} 的值达到最高,即通道内速度场和温度梯度场的协同性能达到最好,且

随着频率的提高场协同性能整体越来越好;同时 在每个工况下 都存在一个协同性最好的相位角,而且随着频率的提高,最佳相位角相应地滞后。图 12 是频率 $f=1\ 000\ \text{Hz}$ 时流场达到稳定后瞬态场协同数 F_{c_i} 在一个周期内随相位角 α 的变化曲线。由图可知 随着振幅的加大,瞬态场协同数越来越大,速度场和温度梯度场的协同性越来越好;对于不同振幅的情况,其最佳相位角稳定在 315° 附近,即在 315° 附近换热达到最佳。

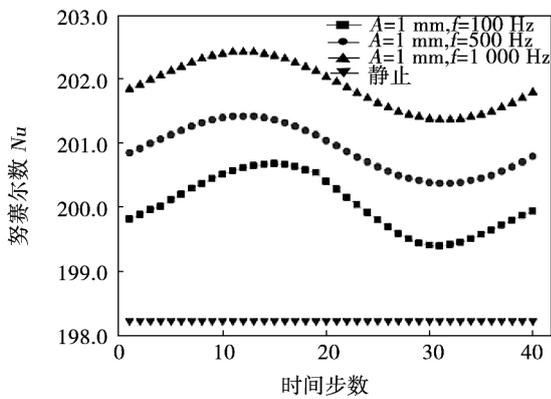


图 9 努赛尔数 Nu 随时间变化

Fig. 9 The changes of Nu change varying with time

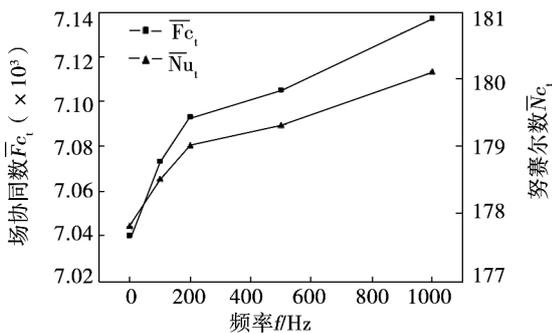


图 10 振幅 $A=1\ \text{mm}$ 时 $\overline{F_{c_i}}$ 和 $\overline{Nu_i}$ 随频率的变化

Fig. 10 The changes of $\overline{F_{c_i}}$ and $\overline{Nu_i}$ with frequency when amplitude is $A=1\ \text{mm}$

由以上分析可得到,壁面的振动使得壁面附近流体具有法向速度,同时使得壁面附近流体存在速度梯度场,由此加强了带肋壁面处流体的扰动,增强了壁面处流体的湍流扩散,从而使得肋片之间的再附着区域边界层厚度减薄,流体紊流程度加剧,影响到了温度边界层,使得温度梯度增大;并且随着壁面振幅、频率的提高,这种影响越加明显,所表现出来

的 $\overline{F_{c_i}}$ 值也越来越大,表明速度场与温度梯度场之间的协同性越来越好,最终达到了强化换热的目的。

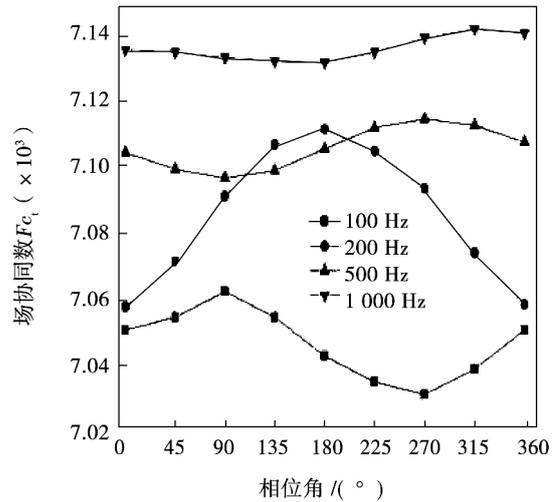


图 11 $A=1\ \text{mm}$ 时 F_{c_i} 随相位角 α 的变化

Fig. 11 The changes of F_{c_i} varying with phase angle α when amplitude is $A=1\ \text{mm}$

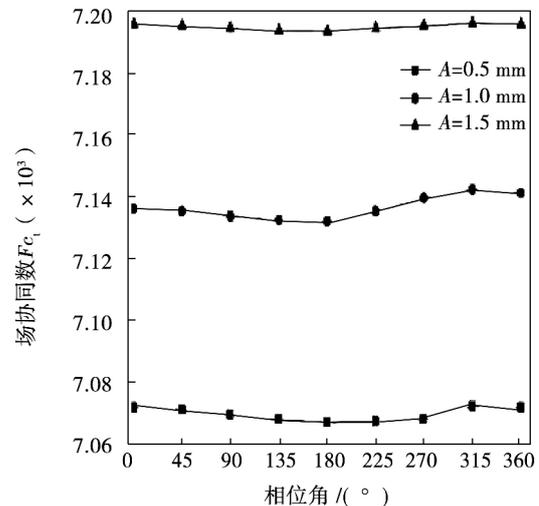


图 12 $f=1\ 000\ \text{Hz}$ 时 F_{c_i} 随相位角 α 的变化

Fig. 12 The changes of F_{c_i} varying with phase angle α when frequency is $f=1\ 000\ \text{Hz}$

3 结 论

(1) 边壁的振动能对矩形通道起到强化对流换热的效果,且随着振幅增大和频率的提高,强化换热效果越明显。在研究范围内,努赛尔数最大能提高

2.4%。且通过分析比较得出, 振幅对换热的影响比频率要大。

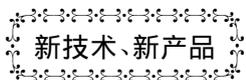
(2) 强化换热的最终原因在于速度场和温度梯度场的协同程度得到改善; 振动能提高周期平均场协同数 $\overline{F_c}$, 使场协同性得到改善。

(3) 振幅一定时, 随着频率的提高, 最佳相位角相应地有所滞后; 而频率一定时, 随着振幅的加大, 其最佳相位角稳定在 315° 附近。

参考文献:

- [1] Go J S. Design of a microfin array heat sink using flow induced vibration to enhance the heat transfer in the laminar flow regime [J]. *Sensors and Actuators A: Physical* 2003, 105(2): 201–210.
- [2] Go J S, Kim S J, Lim G. Heat transfer enhancement using flow induced vibration of a microfin array [J]. *Sensors and Actuators A: Physical* 2001, 90(3): 232–239.
- [3] Cheng C H, Chen H N, Aung W. Experimental study of the effect of transverse oscillation on convection heat transfer from a circular tube [J]. *J. heat transfer*, 1997, 119: 474–482.
- [4] Deaver F K, Penney W R, Jefferson T B. Heat transfer from an oscillating horizontal wire to water [J]. *J. heat transfer*, 1962, 84: 251–256.
- [5] Chin-Hsiang Cheng, Jing-Lia Hong, Win Aung. Numerical Prediction of Lock-on Effect on Convective Heat Transfer from a Transversely Oscillating Circular Tube [J]. *Heat Mass Transfer*. 1997, 40(8): 1825–1834.
- [6] 俞接成, 李志信, 邢程. 流体低速绕流振动圆柱对流换热数值研究 [J]. *工程热物理学报*, 2006, 27(4): 670–672.
YU Jie-cheng, LI Zhi-xin, XING Cheng. Numerical analysis on convection heat transfer of air flow across a vibrating cylinder [J]. *Journal of Engineering Thermophysics* 2006, 27(4): 670–672.
- [7] 冷学礼, 田茂诚, 程林, 等. 振动圆管外强化传热及场协同探讨 [C]//中国工程热物理学会 2008 年传热传质学学术会议论文集. 北京: 中国工程热物理学会, 2008: 231–235.
LENG Xue-li, TIAN Mao-cheng, CHENG Lin, et al. The discussion of heat transfer enhancement and field synergy outside the vibrating pipe [C]//The heat and mass transfer academic conference proceedings of 2008 Chinese Society of Engineering Thermophysics, Zhenzhou, 2008: 231–235.
- [8] 艾书民, 王克明, 廖辉, 等. 稳态温度场下涡轮叶片振动特性的研究 [J]. *沈阳航空航天大学学报*, 2011, 28(4): 17–21.
AI Shu-min, WANG Ke-ming, LIAO Hui, et al. Study of the vibration characteristics of turbine blades in a steady-state temperature field [J]. *Journal of Shenyang University of Aeronautics and Astronautics*, 2011, 28(4): 17–21.
- [9] Han J. C. Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channels With Rib Turbulators [J]. *ASME Journal of heat transfer*, 1988, 110: 321–328.
- [10] 宿艳彩, 葛培琪, 闫柯, 等. 流体扰流不同方向振动圆柱换热特性数值分析 [J]. *振动与冲击*, 2011, 30(10): 221–223.
SU Yan-cai, GE Pei-qi, YAN Ke, et al. Numerical analysis of the heat transfer characteristics of a cylinder vibrated by fluid turbulence in different directions [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2011, 30(10): 221–223.
- [11] 裘进浩, 李大伟, 聂瑞, 等. 增加翼型升力的局部振动流动控制技术 [J]. *南京航空航天大学学报*, 2012, 44(5): 638–644.
QIU Jin-hao, LI Da-wei, NIE Rui, et al. Local vibration and flow control technology for enhancing the airfoil lift [J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics*, 2012, 44(5): 638–644.

(丛敏 编辑)



新技术、新产品

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.05.012

亚马尔电站将配备 SGT-800 燃气轮机

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2014 年 3 月刊报道, 俄罗斯工程公司已授予 Siemens 公司一个供货合同。

为了建造亚马尔电站, Siemens 的供货范围包括 8 台 SGT-800 燃气轮机(47 MW 功率和 37.5% 效率)和 9 台升压变压器的设计、制造、工厂试验、交付、安装和交工试运转。这些燃气轮机中的 4 台也将配备余热锅炉。

该电站输出电功率 376 MW, 它将为亚马尔 LNG(液化天然气)生产工厂供应电力和热能。

亚马尔液化天然气对于 Siemens 是一个关键的工程项目。它是到目前为止针对 SGT-800 燃气轮机的最大的一笔订单; 并且未来, Siemens 看到了一个十分有前景的市场, 在俄罗斯尤其是这样。

(吉桂明 摘译)

When R22 is used as the working medium for the cycles ,the heat exchange corresponding to the unit net output power will be minimum. **Key words:** trans-critical organic Rankine cycle ,steam compression refrigeration cycle , flue gas waste heat ,composite system

边界热源随时间变化的融化问题的数值模拟 = Numerical Simulation of the Melting Problem of the Boundary Heat Source Changing with Time [刊 ,汉] QU Liang-hui ,XING Lin ,YU Zhi-yun (College of Sciences , Zhongyuan University of Technology ,Zhengzhou ,China ,Post Code: 450007) ,LING Feng (College of Mathematics and Statistics ,Zhaoqing University ,Zhaoqing ,China ,Post Code: 526061) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30(5) . -689 -695

According to the idea of the method to fix the time interval and step and through considering the time required when the moving interface presses forwards each time by a fixed distance ,a constant space and step method was established to solve the one-dimensional single-phase melting problems of boundary heat sources changing with time. The movement of the moving interface and the temperature field inside the working medium during the phase change process under the condition of three boundary heat sources were numerically simulated and the features of the phase change under various boundary heat sources were analyzed. A comparison and analysis of the numerical simulation results show that it is feasible to seek solutions to the one-dimensional melting problem of boundary heat sources changing with time by using both fixed space and step method and fixed time and step method and both methods have a relatively high precision. **Key words:** melting ,phase change ,moving interface ,temperature ,numerical simulation

边壁振动对燃气涡轮叶片内部冷却影响的场协同分析 = Field Synergy Analysis of the Influence of the Side Wall Vibration on the Internal Cooling of Blades in a Gas Turbine [刊 ,汉] SHEN Jia-huan ,SONG Ping , WANG Hong-guang (College of Energy Source and Power Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30 (5) . -696 -701

By using the dynamic grid technology adopted in the software Fluent ,numerically simulated was the convection-based heat exchange process in a two-dimensional rectangular channel between the cooling air and the wall surfaces

under the condition of vibration and analyzed was the influence of such vibration parameters as various amplitudes , frequencies and vibration intensities on the heat transfer performance. Within the calculation range ,the vibration of the wall surfaces can intensify the heat exchange and can enhance the Nu number by 2.4% at the most outside. In addition ,the intensification effectiveness of the Nu number will increase with an increase of the amplitude. It has been found that the vibration of the wall surfaces can contribute to enhancing the heat exchange and the reason to enhance the heat exchange lies in the improvement of the synergetic degree between the speed field and the temperature gradient field and in a vibration period ,there exists an optimum phase angle corresponding to the field synergy number Fc_1 . When the amplitude of vibration on the wall surfaces is constant ,the optimum phase angle will somewhat lag behind with an increase of the vibration amplitude. When the vibration frequency is constant ,the optimum phase angle will be stabilized at around 315 degrees. **Key words:** vibration ,intensified heat exchange ,field synergy ,dynamic grid

基于扩展卡尔曼滤波的燃气轮机性能参数估计与故障诊断 = **Prediction of the Performance Parameters of a Gas Turbine and Diagnosis of Its Faults Based on the Extended Kalman Wave Filtration** [刊 ,汉] KANG Wei-guo ,JIANG Dong-xiang (National Key Laboratory on Electric Power System and Power Generation Equipment Control and Simulation ,Department of Thermal Energy Engineering ,Tsinghua University ,Beijing ,China ,Post Code: 100084) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30(5) . -702 -707

The extended Kalman wave filtration method was applied in the domain of predicting the performance parameters and states of a gas turbine and diagnosing its thermal faults. According to a real gas turbine ,a model for nonlinear thermal systems was established and based on the data calculated by using the model ,a linear state and space model for gas turbines including the healthy parameters of such components as the compressor ,HP turbine and power turbine of a gas turbine. On this basis ,an extended Kalman filter was designed. By utilizing the extended Kalman filter thus designed ,the healthy parameters of the components relating to six typical thermal faults of a gas turbine in sudden change and gradual change type respectively were estimated to realize an accurate estimation and diagnosis of the thermal faults of the split-shaft gas turbine. It has been found that to use the extended Kalman filter to predict the state of the performance parameters of the split-shaft gas turbine is very appropriate and accurate ,applicable for real-time state monitoring and fault diagnosis of split-shaft gas turbines. To this end ,the track of the faults triggered by gradual changes of the performance parameters is on time and the diagnosis is more accurate. **Key words:** split-