

受限空间内压电风扇气动阻力的预测方法

李 娜¹, 刘 洋¹, 高吉刚¹, 黄再兴², 李恒超¹

(1. 南京工业大学 能源科学与工程学院, 南京 211800;

2. 南京航空航天大学 航空学院, 南京 210016)

摘 要: 围绕受限空间压电风扇的气动阻力、振幅响应及其与非定常流场的内在关联机制和规律这一核心问题开展深入的理论分析和数值模拟研究, 分别基于牛顿内摩擦定律和附加流体质量力作用机制, 建立了四周空间受限的压电风扇振动薄片一阶弯曲响应瞬时气动阻力的理论模型, 并进一步建立了其振幅响应的预测方法。经过验证, 预测模型的预测结果与试验获得规律基本一致。当空间受限间隙小于 5 mm 时的振幅将随间隙的减小而急剧减小, 当间隙大于 20 mm 时的空间受限效应基本可以忽略。

关 键 词: 压电风扇; 气动阻力; 振动响应; 流固耦合; 非定常流场

中图分类号: V211.3

文献标志码: A

Prediction for aerodynamic drag of piezoelectric fan in confined space

LI Na¹, LIU Yang¹, GAO Jigang¹, HUANG Zaixing², LI Hengchao¹

(1. School of Energy Science and Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211800, China;

2. College of Aerospace Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The study focused on the correlation mechanisms and laws between the aerodynamic drag, resonance response, and the unsteady flow field of the piezoelectric fans in confined space by theoretical analysis and numerical simulation. Based on Newton's law and added-mass mechanism of viscous fluid, the model and prediction method were established for transient aerodynamic drag and 1st order bending amplitude response of piezoelectric fan in the confined space around. The developed predictive models were validated, and the results showed that there was a good agreement with the experimental results. The amplitude response decreased sharply when the gap was smaller than 5 mm. The space-limited effects can be ignored when the gap was about 20 mm.

Keywords: piezoelectric fan; aerodynamic drag; vibration response; flow structure interaction; unsteady flow

随着现代各类高技术应用(如航空、航天、电力、交通等)要求电子设备均向着小型化、轻量化的方向发展, 各类电子设备的组装密度越来越高, 功耗的增加和体积的减小导致其热流密度迅速升高, 温度过高成为了电子设备和集成芯片产生故障和失效的首要原因。因此, 冷却散热技术已成

为高密度组装电子设备可靠运行的关键技术^[1-3]。在电子设备冷却散热技术中, 强迫风冷一直被广泛应用, 且随着近年来一些新技术(如压电风扇、合成射流技术等)的出现, 其应用范围进一步扩大^[3]。压电风扇是一种利用压电陶瓷材料的逆压电效应驱动柔性悬臂平板叶片在其基础共振频率

收稿日期: 2021-12-17

基金项目: 机械结构力学及控制国家重点实验室开放课题(MCMS-E-0220G01)

作者简介: 李娜(1980—), 女, 副教授, 博士, 主要从事能源领域流动与传热方向的研究工作。E-mail: linanjut@njtech.edu.cn

引用格式: 李娜, 刘洋, 高吉刚, 等. 受限空间内压电风扇气动阻力的预测方法[J]. 航空动力学报, 2023, 38(9): 2204-2213. LI Na, LIU Yang, GAO Jigang, et al. Prediction for aerodynamic drag of piezoelectric fan in confined space[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(9): 2204-2213.

下产生周期性弯曲振动,从而驱动周围空气产生定向流动的风扇振子。相较于传统旋转风扇,压电风扇的突出特点是结构简单、体积小、质量轻等,非常适合解决高密度组装电子设备内存在的狭小空间冷却散热问题^[4-5]。Acikalin等^[6]对笔记本电脑和手机外壳中安装的压电风扇散热性能进行了研究,结果表明,压电风扇可以通过提高对流换热以改善电子设备内部狭小空间流体停滞区的传热性能。Tan等^[7]和Fairuz等^[8]对压电风扇在各种共振模式和操作参数下的流场特征和换热特性的研究均表明,压电振子一阶弯曲谐振有利于产生定向射流,且风扇和散热器之间的距离对流场和对流传热有显著影响。Kimber等^[9-10]通过试验研究建立了描述压电风扇驱动流体流动以及对流传热性能的预测理论,并对风扇性能与其振动特征及目标距离的敏感性进行了分析。

压电风扇强化对流换热过程涉及压电振子的谐振与气流流动的流固耦合过程,以及气流流动与热源的对流换热过程^[11-13]。Kimber等^[10,14]对安装在流道空间内的压电风扇振子的稳态谐振响应特性和射流压力、流率等特性参量进行了试验研究。Li等^[15]对两侧固壁对压电风扇振幅响应与性能的影响进行了研究。其结果都表明:在不同流道截面尺寸下,要使压电振子的稳态谐振幅度不变,压电风扇振子的能耗会随流道截面尺寸的减小而增大。Eastman等^[16]为提高压电风扇振子谐振流场定向性和强化换热能力,提出在压电风扇振子周围设置导流挡板,然而此建议实际上将压电风扇应用于狭小空间热源的冷却散热问题涉及本质相同的基础科学问题,即存在受限空间固壁与压电风扇驱动空气流场的相干影响。因此,针对压电风扇应用于电子设备狭小空间的冷却散

热问题,有必要对受限空间内压电风扇的非线性气动阻力、非定常流动特性及其内在关联机制和规律这一基础科学问题展开研究。为此,本文重点关注四周受限空间内压电风扇非定常空气流场及气动力规律,分别基于流体内摩擦力(振动薄片侧壁所产生附加气动阻尼的内在机制主要体现为侧壁间隙内的流体黏性内摩擦力作用)和附加流体质量力(振动薄片上下空间受限时产生附加气动阻尼的内在机制主要体现为薄片上下面的附加流体质量力的作用,这里的附加质量力可描述为附加流体的惯性力)的作用机制,建立不同受限空间条件下压电风扇振动薄片气动阻力的预测模型,并提出一种预测受限空间内压电风扇振动薄片振幅响应的方法,为受限物理空间中压电风扇技术的发展和完善提供理论参考。

1 物理问题及模型界定

针对压电风扇应用于狭小空间高密度热源强化对流换热的背景,界定本文所研究的物理问题及模型。本文研究针对悬臂梁式压电风扇振动薄片结构,由压电陶瓷片(压电片)单侧黏附于柔性平板叶片(振动薄片)一端并固定,压电陶瓷片在正弦交流电压作用下由于逆压电效应产生交变形变,从而带动平板叶片做周期性弯曲振动。压电风扇应用于狭小空间高密度热源的强化对流换热的典型物理特征在于:压电风扇在有限物理空间中的空间受限形式和程度对其非定常流场存在潜在影响。为研究揭示压电风扇周围的三维非定常流体流动,针对压电风扇应用中的典型物理问题特征定义了自由空间形式和两种典型空间受限形式,如图1所示。图1(a)、图1(b)和图1(c)分别给出了压电风扇置于自由空间(model 1)和两

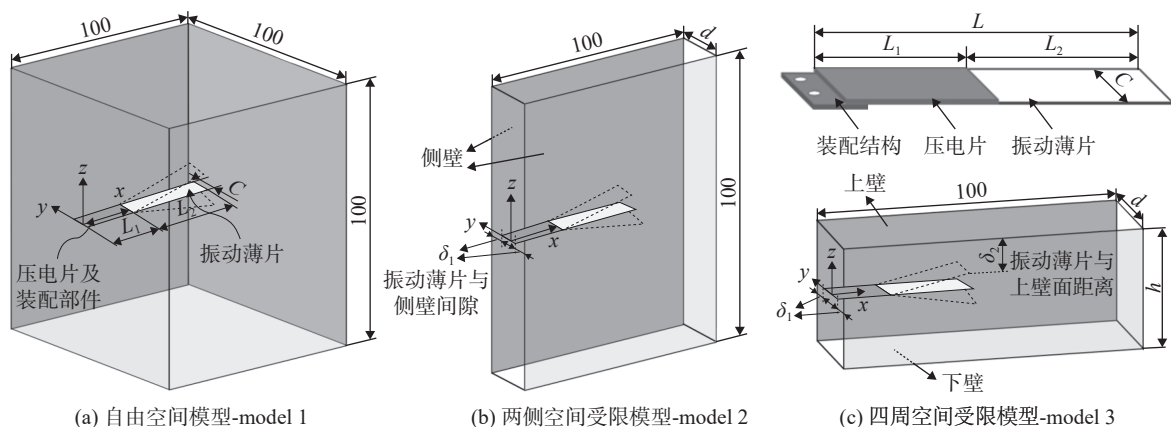


图1 压电风扇几何模型示意图(单位:mm)

Fig. 1 Schematic diagram of the piezoelectric fan geometric model (unit: mm)

种受限空间(model 2、model 3)中的几何模型,其与文献[15,17]类似。图1(a)中 model 1 自由空间尺寸为 $100\text{ mm} \times 100\text{ mm} \times 100\text{ mm}$ 。图1(b)中 model 2 为压电风扇两侧壁面存在的受限空间模型,其中侧壁尺寸为 $100\text{ mm} \times 100\text{ mm}$, δ_1 为压电风扇与两侧壁面的间距。图1(c)中 model 3 为压电风扇的上下及两侧壁面均存在的四周受限流道空间,流道长度 100 mm , δ_1 为压电风扇与两侧壁面的间距, δ_2 为压电风扇处于最大振幅位置时与上壁(或下壁)的最小间距。本文研究的压电风扇数值模型被简化为无厚度薄片悬臂,其尺寸如下:压电片长度 L_1 为 28.3 mm , 压电风扇总长度 L 为 64.9 mm , 宽度 C 为 12.6 mm 。

利用商业软件 ANSYS FLUENT 对压电风扇周期性振动运动所激励周围空气的三维非定常流场进行了数值仿真。该数值仿真包含两个过程的耦合,即压电风扇振动薄片的周期性振动变形过程及其所激励的非定常流体流动过程。

1) 为描述振动薄片的周期性振动变形过程,将其运动轨迹描述为空间和时间的函数:

$$z(x, t) = z_0(x) \sin(2\pi ft) \quad (1)$$

$$z_0(x) = A\psi(x) \quad (2)$$

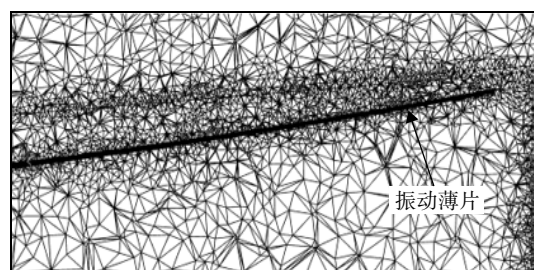
$$\psi(x) = c_1 e^{c_2 x} - c_3 \quad (3)$$

式中 $z_0(x)$ 为振动薄片振型函数, f 为振动频率, t 为时间, A 为薄片自由端振幅, $\psi(x)$ 为振动薄片的振型归一化拟合函数。式(3)参考文献[16], 其中常系数分别为 $c_1=0.595\ 486$, $c_2=1.083\ 650$, $c_3=0.625\ 384$ 。数值仿真过程中, 将振动薄片定义为运动区域, 且其瞬时位移变形通过 FLUENT 软件的用户自定义函数(user defined function, UDF)进行定义。

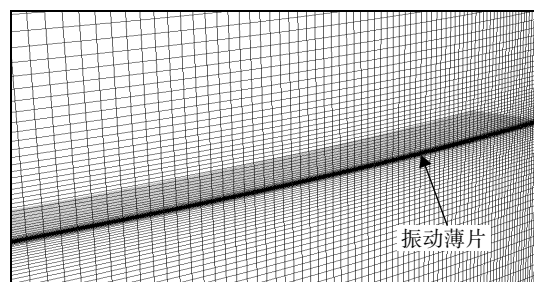
2) 对于压电风扇振动所激励的三维非定常空气流场, 应用非定常雷诺平均 N-S 方程组(Reynolds-averaged Navier-Stokes, RANS)进行数值求解。湍流模型的选取参考了 Lin 等[18-20]的研究结论, 本文选择应用 SST $k-\omega$ (shear-stress transport $k-\omega$) 湍流模型计算湍流黏度。采用二阶迎风格式、SIMPLE 算法(压力耦合方程组的半隐式算法)、动网格技术和常温常压的空气性质进行仿真计算。如图1(a)所示的自由空间模型 model 1 的左侧界面(靠近压电风扇固定端)被定义为环境压力入口, 其他五个界面被定义为环境压力出口, 振动薄片表面被定义为无滑移固体壁面。图1(b)和图1(c)的空间受限模型 model 2、model 3 中,

除压电风扇振动薄片两侧与上下界面被定义为非滑移固体壁面外, 其他界面定义与 model 1 边界相同。

针对流场区域因受边界运动而随时改变的问题, 应用动网格技术来描述流场区域形状的动态变化过程。常见的网格更新实现方法主要有弹簧光顺法(spring-based smoothing)和局部重构法(local remeshing)。目前的压电风扇相关流场仿真研究中, 所采用的动网格技术大多是基于三角形(二维)或四面体(三维)网格单元的局部网格重构(或局部重构法与弹簧光顺法相结合)[7,11-12]。虽然局部网格重构方法要求基于三角形或四面体, 这对于适应复杂外形或畸变率过大具有优势, 但是经过几百次循环网格重构后, 压电风扇振动薄片周围的网格变形显著, 网格更新后的质量受到严重影响, 如图2(a)所示。Choi 等[21]、Facci 等[22]和 Oh 等[5]的研究也表明, 这种网格变形使得捕捉到的振动薄片周围涡强变弱, 且气流推力小于试验测量值。另外, 基于三角形或四面体的局部网格重构方法也不利于控制边界层网格尺寸, 且网格数量及计算成本也相对较大。为了克服上述问题, 本文采用了没有重构局部网格的六面体网格弹簧光顺方法。使用弹簧光顺法时网格拓扑始终不变, 无需插值, 如图2(b)所示六面体网格即使经历了振动薄片几百次循环后也基本保持不变, 从而保证了计算精度。下文中的仿真结果与典型试验结果对比验证了本文计算方法的可行性。



(a) 四面体网格



(b) 六面体网格

图2 网格模型示意图(向上至最大位移处)

Fig. 2 Meshed model (up-most stroke)

2 不同受限空间内压电风扇所激励非定常空气流场的特征及规律

对压电风扇振动薄片在一阶谐振模式下激发的三维非定常空气流场进行数值仿真研究。振动薄片的长和宽分别为 36.6 mm 和 12.6 mm。振动频率 f 和振幅 A 分别为 60 Hz 和 3.25 mm。则相应的振动薄片自由端的最大速度 ($u_{\text{tip}} = \omega A$) 为 1.22 m/s。雷诺数 ($Re = \rho u_{\text{tip}} A / \mu^{[23]}$) 为 272。振动薄片的一阶振型由式(1)~式(3)定义。初始压力为大气环境压力,初始速度为零。

压电风扇振动薄片周期性振动变形所激励的非定常空气流场随时间呈周期性变化,经历约 20 个振动周期后,获得充分发展的成涡、脱涡的周期性流场。图 3 为压电风扇从平衡位置向上运动至最大振幅位置时,自由空间模型 model 1、两侧空间受限模型 model 2 和四周空间受限模型 model 3 的速度及压力分布图。首先,如图 3(a-1)和图 3(b-1)所示,自由空间内振动薄片向上运动至最大振幅位置过程中,振动薄片周围气体不断被

卷吸并在其下方形成显著逆时针涡,同时振动薄片下方压力升高,且在振动薄片前端涡旋处形成低压区。由图 3(c-1)和图 3(d-1)可见,自由空间内振动薄片在最大振幅位置时,振动薄片两侧边缘下方呈现逆时的涡对,且同样呈现出振动薄片下方压力高于上方,并在振动薄片两侧涡旋处形成低压区。其次,对比分析图 3(a)所示自由空间,图 3(b)与图 3(c)所示两侧受限空间以及图 3(d)所示的四周受限空间模型的流场情况可知,其成涡、脱涡、演化的特征以及压力分布趋势基本一致,差异主要体现在:两侧受限空间内受限程度越大(即 δ_1 越小),涡旋速度越大,振动薄片上下压差越大,且当侧壁间隙足够小($\delta_1 = 2 \text{ mm}$)时,振动薄片上、下面呈现了显著的逆向涡对;在受限程度进一步加大的四壁受限情形($\delta_1 = \delta_2 = 2 \text{ mm}$)下,振动薄片上、下面均呈现出愈加剧烈的逆向涡对,且其涡旋速度及振动薄片上下压差与其他受限形式相比最为强烈,体现出对流场显著的空间受限效应。

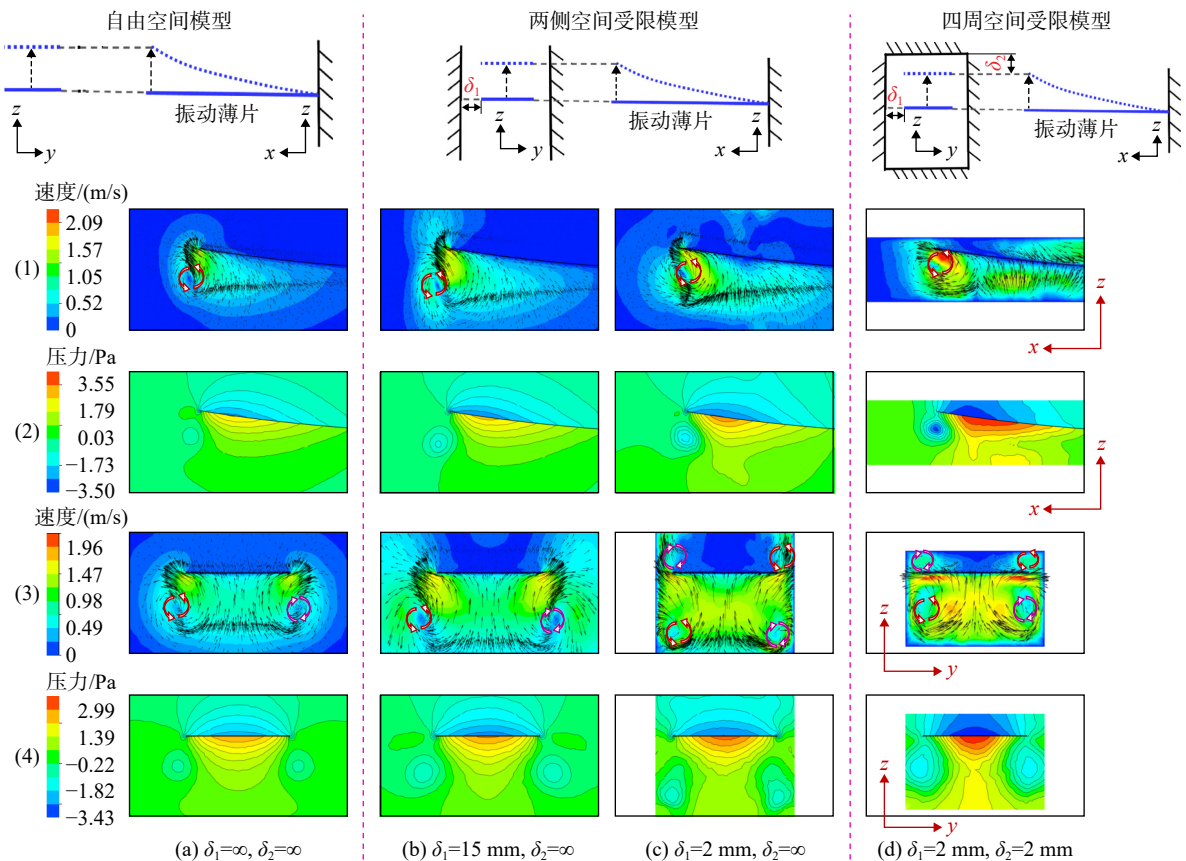


图 3 速度及压力分布图(自由空间及不同受限空间内压电风扇所激励的空气流场)

Fig. 3 Velocity and pressure distribution (flow field induced by piezoelectric fan in free space and confined space)

3 不同受限空间内压电风扇流体力的预测模型和方法

3.1 自由空间压电风扇流体力

受压电风扇振动薄片周期性振动激励,其周围空气形成不断成涡、脱涡、演化发展的周期性变化流场,加载在振动薄片上的空气作用力也随时间呈现周期性变化。图4给出了振动薄片上瞬时流体力的数值计算结果,及其与 Bidkar 等^[24]理论预测和试验结果的对比情况。

基于 CFD 数值仿真结果量化的压电风扇振动薄片上的流体力为

$$F_m(t) = \int p_f(t) dS = \sum_{i=1}^{n_f} [p_{fi}(t) S_{\text{area},i}] \quad (4)$$

式中 p_f 为压电风扇振动薄片微元面积 dS 上的压力, p_{fi} 为薄片上单元区域面积 $S_{\text{area},i}$ 上的压力。

Bidkar 等^[24]基于二维的压电风扇振动薄片运动与无黏不可压缩流体流动耦合的分析,结合振动薄片边缘的流动分离和涡脱落机制,推导了振动薄片上流体力的计算式:

$$F_f(x,t) = -\rho_f A^2 |\psi(x)| \psi(x) \omega^2 C \cdot [B_1 \cos(\omega t) + B_2 \sin(\omega t)] \quad (5)$$

式中 ρ_f 为流体密度, ω 为圆频率, B_1 和 B_2 为傅里叶系数(odd Fourier series coefficient)^[25]。作用于振动薄片上的流体力 $F_f(x,t)$ 是几何坐标 x 及时间 t 的函数,式(5)为作用在振动薄片单位长度上的流体力,对其在薄片长度 L 方向积分可得薄片上作用的总流体力:

$$F_{\text{for},f}(t) = \int_0^L F_f(x,t) dL \quad (6)$$

图4给出了在振动薄片诱导的非定常流场的准稳态发展阶段,基于式(4)得到的自由空间内薄片所受的瞬时流体力数值仿真结果(CFD)。并给出了 Bidkar 等^[24]基于二维无黏假设理论预测得到的如式(6)所示的准稳态最大流体力预测结果,以及最大流体力试验值,详细分析可参考 Li 等^[15],在自由空间情况下,理论预测的最大流体力略大于试验和数值仿真结果,且理论预测与数值仿真的流体力瞬时变化特征基本一致。

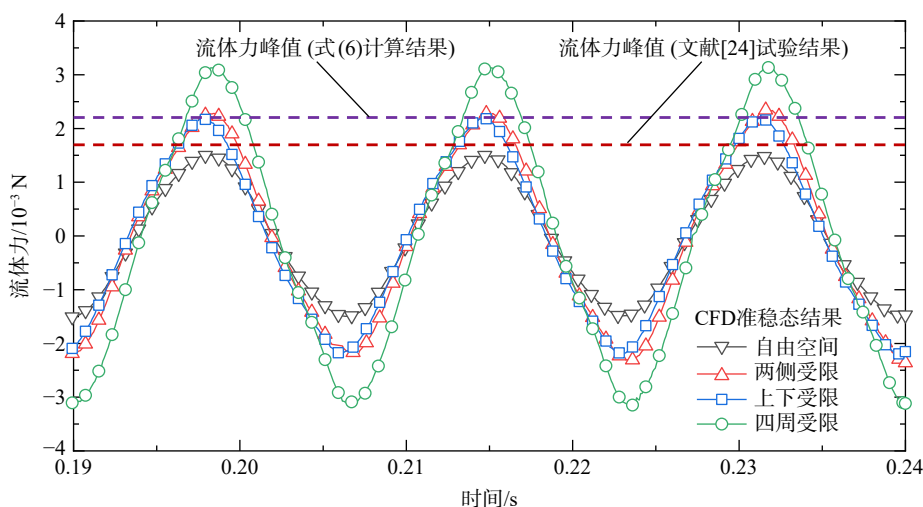


图4 准稳态发展阶段自由空间与不同受限空间情况下振动薄片所受流体力的对比情况

Fig. 4 Comparison of the fluid force on the cantilever in free space and confined spaces at the quasi-steady stage of development

3.2 受限空间压电风扇流体力

图4同时给出了压电风扇在流场准稳态发展阶段,两侧空间受限($\delta_1=2\text{ mm}$, $\delta_2=\infty$)、上下空间受限($\delta_1=\infty$, $\delta_2=2\text{ mm}$)、四周空间受限($\delta_1=2\text{ mm}$, $\delta_2=2\text{ mm}$)条件下所受瞬时流体力的情况。分析可知,空间受限对流场发展以及作用于压电风扇的流体力是有显著影响的。相较于自由空间情况,当两侧空间受限($\delta_1=2\text{ mm}$)或上下空间受限($\delta_2=2\text{ mm}$)时压电风扇所受流体力增加了约50%,而当

四周空间受限($\delta_1=2\text{ mm}$, $\delta_2=2\text{ mm}$)时压电风扇所受流体力增加了约100%。分析可知,随着空间受限程度的增大,压电风扇周围流场受到固壁的显著影响且其所受气动阻力急剧增大,这种不可忽视的空间受限效应会对压电风扇运行性能产生巨大影响,为明晰量化这种影响,下文对受限空间内压电风扇流体力预测模型和方法进行了研究。

3.3 受限空间压电风扇流体力预测模型和方法

基于上述对空间受限效应下振动薄片激励空

气流动成涡、脱涡及演化发展特征的研究,探讨振动薄片所受流体力的影响因素及其内在关联,建立不同受限空间内振动薄片所受流体力的预测模型和方法。

3.3.1 两侧空间受限时振动薄片流体力预测模型

根据图3和图4所示,仅当振动薄片与侧壁之间的间隙 δ 较小时,侧壁对振动薄片上流体力有明显影响。Li等^[15]研究表明侧壁间隙 δ 越小,侧壁间隙内的速度梯度越大,流体黏性阻力作用越大。基于牛顿内摩擦定律,将侧壁所致附加流体力描述为

$$F'_s(x,t) = \alpha\mu \left. \frac{du}{dy} \right|_{(x,t)} \quad (7)$$

式中 $F'_s(x,t)$ 为侧壁所致附加流体力; α 为几何相关系数; μ 为空气动力黏度; du/dy 为振动薄片与侧壁间隙内的速度梯度。 x 、 y 、 z 几何坐标系如图5所示。

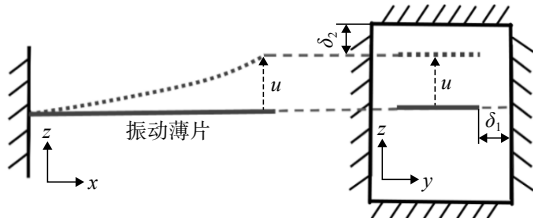


图5 压电风扇模型坐标系示意图

Fig. 5 Coordinate description of piezoelectric fan

振动薄片位移函数 $w(x,t)$ 为

$$w(x,t) = A\psi(x) \cos(\omega t) \quad (8)$$

则其速度函数可表示为

$$u(x,t) = \frac{d[w(x,t)]}{dt} = -A\psi(x) \omega \sin(\omega t) \quad (9)$$

基于式(9)振动薄片速度函数,式(7)侧壁所致附加流体力 $F'_s(x,t)$ 可描述为

$$F'_s(x,t) = \alpha\mu \left. \frac{du}{dy} \right|_{(x,t)} = \frac{\alpha\mu [-A\psi(x) \omega \sin(\omega t)] - 0}{\delta_1} = \frac{-\alpha\mu A\psi(x) \omega \sin(\omega t)}{\delta_1} \quad (10)$$

已知作用于自由空间振动薄片上流体力的大小主要与空气密度、薄片的几何参数、振幅、频率以及振型相关,如式(5)所示。将式(5)和式(10)结合描述两侧空间受限时振动薄片流体力为

$$F_s(x,t) = F_f(x,t) + F'_s(x,t) \quad (11)$$

式中 $F_f(x,t)$ 和 $F'_s(x,t)$ 分别描述自由空间和两侧空间受限时振动薄片上流体力。 $F_s(x,t)$ 为振

动薄片单位长度所受流体力,其总流体力可通过对全长积分求解

$$F_{\text{for},s}(t) = \int_0^L F_s(x,t) dL \quad (12)$$

3.3.2 上下空间受限时振动薄片流体力预测模型

当振动薄片两侧空间受限时,侧壁所产生附加气动阻力的内在机制主要体现为侧壁间隙内的流体黏性内摩擦力作用。与两侧空间受限模型不同,振动薄片上下空间受限时产生附加气动阻力的内在机制主要体现为薄片上下的附加流体质量力的作用。

这里的附加质量力可描述为附加流体惯性力

$$F'_{\text{ud}}(x,t) = -m(x) \ddot{a}(x,t) \quad (13)$$

这里将振动薄片上的附加流体质量描述为

$$m(x) = \frac{b}{\delta_2} [\rho_f A \psi(x) C] \quad (14)$$

式中 b 为几何相关系数。将流体相对加速度描述为

$$\ddot{a}(x,t) = \frac{d^2[w(x,t)]}{dt^2} = A\psi(x) \omega^2 \cos(\omega t) \quad (15)$$

将式(14)和式(15)代入式(13)中,则附加流体惯性力为

$$F'_{\text{ud}}(x,t) = -m(x) \ddot{a}(x,t) = -\frac{b}{\delta_2} \rho_f A^2 \psi^2(x) C \omega^2 \cos(\omega t) \quad (16)$$

将式(5)和式(16)结合来描述上下空间受限时振动薄片流体力为

$$F_{\text{ud}}(x,t) = F_f(x,t) + F'_{\text{ud}}(x,t) \quad (17)$$

式中 $F_f(x,t)$ 和 $F'_{\text{ud}}(x,t)$ 分别描述自由空间和上下空间受限时振动薄片上流体力。 $F_{\text{ud}}(x,t)$ 为振动薄片单位长度所受流体力,其总流体力可通过对全长积分求解

$$F_{\text{for},\text{ud}}(t) = \int_0^L F_{\text{ud}}(x,t) dL \quad (18)$$

图6(a)和图6(b)分别为通过式(12)和式(18),对振动薄片在不同侧壁空间受限和上下空间受限条件下的瞬时流体力的预测结果,及其与CFD数值仿真结果的对比情况,由图可见,预测模型的所预测的瞬时流体力与数值仿真结果基本一致。

3.3.3 四周空间受限时振动薄片流体力预测模型

综合上述对两侧空间受限、上下空间受限时振动薄片上流体力的影响因素及影响规律的分析,结合式(10)和式(16),将四周受限时振动薄片附加流体力描述为

$$F'_{\text{sud}}(x,t) = cF'_s(x,t) + dF'_{\text{ud}}(x,t) \quad (19)$$

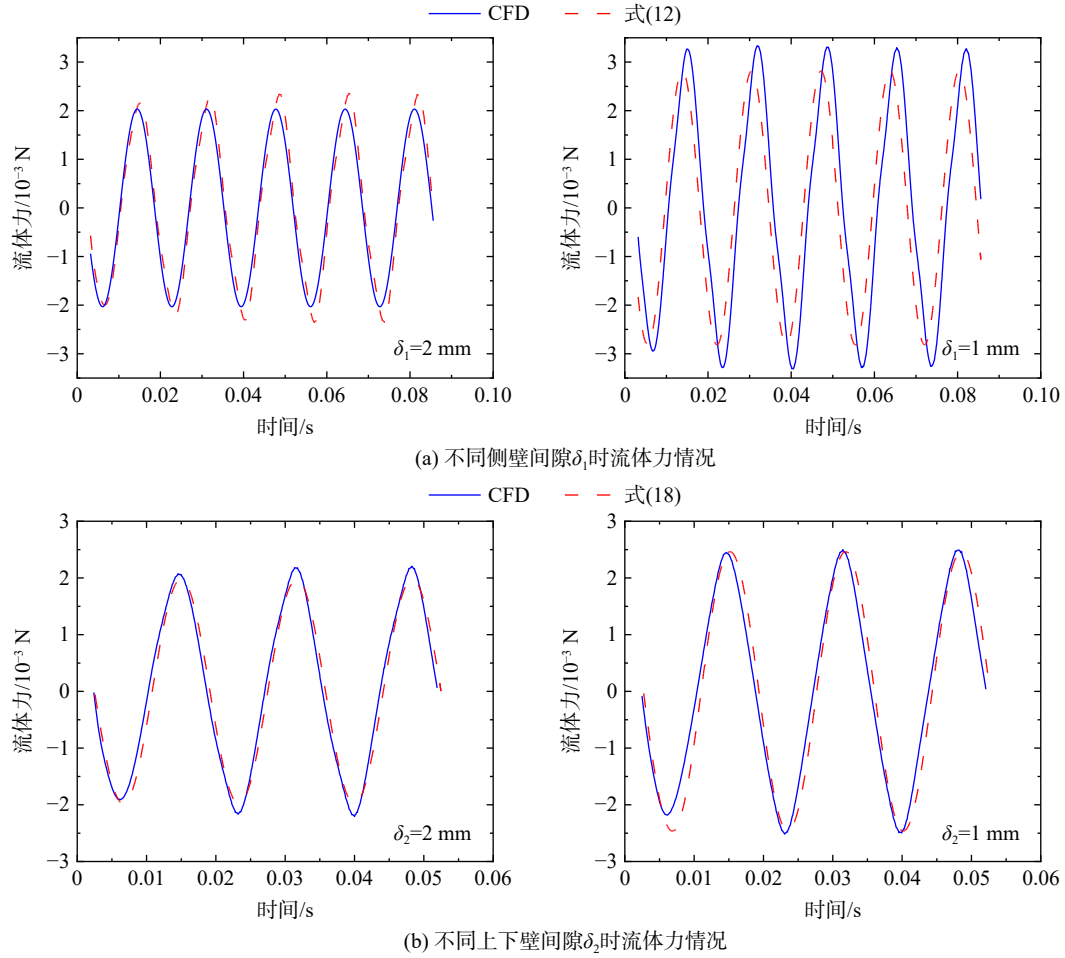


图 6 不同受限形式下流体力的预测与 CFD 结果对比

Fig. 6 Comparison between prediction results and CFD results of fluid force in different confined spaces

则结合式(5)和式(19), 四周受限时振动薄片流体力描述为

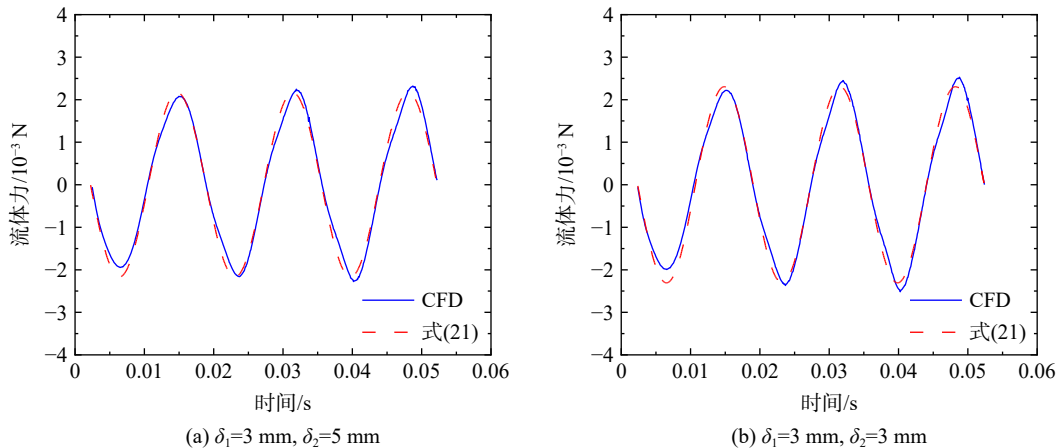
$$F_{\text{sud}}(x, t) = F_f(x, t) + F'_{\text{sud}}(x, t) \quad (20)$$

式中 $F_f(x, t)$ 、 $F'_s(x, t)$ 和 $F'_{\text{ud}}(x, t)$ 分别描述自由空间、两侧空间受限和上下空间受限时的振动薄片上流体力。 c 和 d 为几何相关系数。 $F_{\text{sud}}(x, t)$ 为振动薄片单位长度所受流体力, 其总流体力可通过

对全长积分求解

$$F_{\text{for, sud}}(t) = \int_0^L F_{\text{sud}}(x, t) dL \quad (21)$$

图 7 所示为通过式(21)对振动薄片在不同四周空间受限条件下的瞬时流体力的预测结果, 及其与 CFD 数值仿真结果的对比情况, 由图可见, 预测模型的所预测的瞬时流体力与数值仿真结果基本一致。



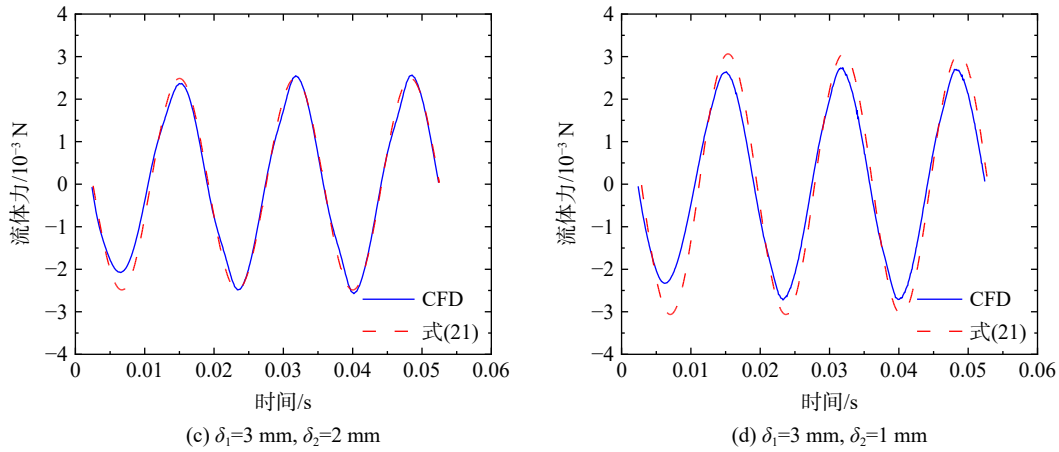


图7 不同壁面间隙时流体力情况

Fig. 7 Fluid force with each gap sizes

4 受限空间内压电风扇振幅的预测模型和方法

将压电风扇应用于高密度组装设备的冷却散热时将表现出不可忽视的空间受限效应,因此,为了实现狭小空间内压电风扇高功效散热的合理设计,有必要对受限空间中压电风扇的气动阻尼以及振幅衰减程度进行有效的预估。以下对受限空间压电风扇振幅的预测模型和方法进行研究。

针对自由空间情况,Bidkar等^[24]应用单模伽辽金近似方法(single-mode Galerkin approximation)对考虑气动阻尼影响下的悬臂梁振幅响应规律进行了求解分析。这里将采用类似的方法步骤来求解受限空间内压电风扇振动薄片的振幅响应问题。受限空间内振动薄片的振动微分方程可描述为

$$M_s \ddot{q} + C_s \dot{q} + K_s q = -M_f \ddot{q} - M_f' \ddot{q} - C_f \dot{q} - C_f' \dot{q} + F_{\text{modal}}(t) \quad (22)$$

式中 M_s 、 K_s 和 $F_{\text{modal}}(t)$ 分别为振动薄片的主质量、主刚度和模态力; C_s 为薄片的振型阻尼系数; $F_{\text{modal}}(t)$ 表示为复数形式 $F_{\text{proj}} e^{j\omega t}$, $e^{j\omega t} = \cos(\omega t) + j \sin(\omega t)$, j 是虚部单位;薄片位移函数为 $w(x, t) = q(t) \psi(x)$, $q(t)$ 为广义坐标, $\psi(x)$ 为形函数; M_f 和 C_f 为自由空间条件下环境空气影响的模态附加质量和模态气动阻尼; M_f' 和 C_f' 为受限空间条件下环境空气影响的模态附加质量和模态气动阻尼; $F_f(x, t)$ 和 $F_{\text{usd}}'(x, t)$ 可以用来求解自由空间和受限空间条件下的 $M_f \ddot{q} + C_f \dot{q}$ 和 $M_f' \ddot{q} + C_f' \dot{q}$ 。基于式(22),振动膜的振幅可描述为

$$X = \frac{F_{\text{proj}}}{M_x}$$

$$M_x =$$

$$\sqrt{[K_s - (M_s + M_f + M_f') \omega^2]^2 + [(C_s + C_f + C_f') \omega]^2} \quad (23)$$

以下将式(23)的预测结果与Bidkar等^[24]和Eastman等^[26]的相关试验结果进行对比分析。这里的压电风扇振动薄片材料为聚酯薄膜。

1) 自由空间内压电风扇振动薄片的振幅预测。式(23)中 M_s 、 C_s 、 K_s 和 F_{proj} 通过振动薄片的几何参数、物性参数以及真空振幅响应($A = 6.28 \text{ mm}$, $\omega = 377$, 参考文献[24])获得。 M_f 和 C_f 基于式(5)计算获得。针对自由空间条件(即不考虑空间受限条件的影响时, $M_f' = 0$, $C_f' = 0$), 应用式(23)计算获得振动薄片在空气中的振幅为 3.1 mm , 这与文献试验结果差异约5%(Bidkar等^[24]的试验结果为 3.25 mm)。

2) 两侧空间受限情况下压电风扇振动薄片的振幅预测。当振动薄片两侧空间受限时 $C_f' \neq 0$, C_f' 可基于式(10)计算获得。针对不同程度的两侧空间受限情况, 应用式(23)对压电风扇振动薄片振幅的预测结果如图8所示, 由图可见, 当侧壁受限程度较大, 特别是侧壁间隙 δ_1 小于 5 mm 时, 侧壁对振幅响应的影响显著, 且振幅随间隙 δ_1 的减小而急剧减小, 这与Eastman等^[26]的试验规律是一致的。

3) 四周空间受限情况下压电风扇振动薄片的振幅预测。当振动薄片四周空间受限时 $C_f' \neq 0$, $M_f' \neq 0$, C_f' 和 M_f' 可基于式(10)和式(16)计算获得。针对不同程度的四周空间受限情况, 应用式(23)对压电风扇振动薄片振幅的预测结果如图8所示, 由图可见, 在不同的四周空间受限条件下, 无论侧壁还是上下壁均体现出了对振幅响应的影响,

特别是在空间受限较大时振幅将随壁面间隙 δ_1 或 δ_2 的减小而急剧减小。另外,当壁面间隙足够大(约大于20 mm时),空间受限效应可以忽略。

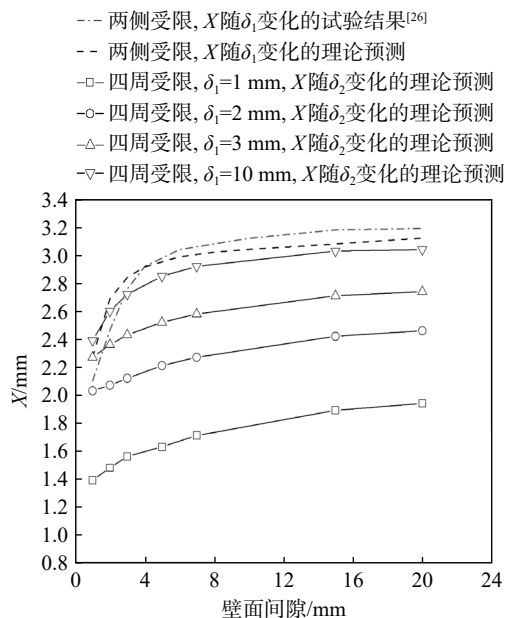


图8 振幅随受限空间壁面间隙的变化规律

Fig. 8 Amplitude relation with the gap size

5 结 论

对自由空间及受限空间内压电风扇所激励非定常空气流场的特征,以及振动薄片一阶弯曲谐振响应的非线性气动阻尼及振幅响应的预测方法等相关问题进行了研究。

1) 压电风扇周期性振动所激励的非定常气流场也随着时间呈现周期性变化规律。压电风扇在自由空间以及不同的受限空间内所激励空气流场的成涡、脱涡、演化的特征是基本一致的,差异主要体现在:相对于自由空间情况,空间受限程度越大时越体现出不可忽视的空间受限效应。

2) 当压电风扇振动薄片两侧空间受限时,侧壁所产生附加气动阻尼的内在机制主要体现为侧壁间隙内的流体黏性内摩擦力作用。与两侧空间受限模型不同,振动薄片上下空间受限时产生附加气动阻尼的内在机制主要体现为薄片上下面的附加流体质量力的作用,这里的附加质量力可描述为附加流体的惯性力。基于该内在机制建立了振动薄片在不同空间受限条件下的瞬时流体力的预测模型。

3) 建立了受限空间内压电风扇振动薄片一阶弯曲谐振响应下振幅的理论模型和预测方法,

且经过验证,预测模型的预测结果与试验获得规律基本一致。在不同的空间受限条件下,无论侧壁还是上下壁均体现出对振幅响应的影响,特别是在空间受限程度较大(受限间隙小于5 mm时)时振幅将随壁面间隙的减小而急剧减小。而当壁面间隙足够大(约大于20 mm时),空间受限效应基本可以忽略。

参考文献:

- [1] ARUM-KUMAR C M, MUKESH-KUMAR P C. Review on electronics cooling systems[J]. *Advances in Natural and Applied Sciences*, 2017, 11(8): 271-279.
- [2] SUFIAN S F, ABDULLAH M Z. Heat transfer enhancement of LEDs with a combination of piezoelectric fans and a heat sink[J]. *Microelectronics Reliability*, 2017, 68: 39-50.
- [3] LASACE C J M, SIMONS R E. Advances in high-performance cooling for electronics[J]. *Electronics Cooling*, 2005, 11(4): 22-39.
- [4] MASSPURO M. Piezoelectric oscillating cantilever fan for thermal management of electronics and LEDs: a review[J]. *Microelectronics Reliability*, 2016, 63: 342-353.
- [5] OH M H, PARK S H, KIM Y H, et al. 3D flow structure around a piezoelectrically oscillating flat plate[J]. *European Journal of Mechanics: B Fluids*, 2018, 67: 249-258.
- [6] ACIKALIN T, WAIT S M, GARIMELLA S V, et al. Experimental investigation of the thermal performance of piezoelectric fans[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2004, 25(1): 4-14.
- [7] TAN L, ZHANG J Z, TAN X M. Numerical investigation of convective heat transfer on a vertical surface due to resonating cantilever beam[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2014, 80: 93-107.
- [8] FAIRUZ Z M, SUFIAN S F, ABDULLAH M Z, et al. Effect of piezoelectric fan mode shape on the heat transfer characteristics[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2014, 52: 140-151.
- [9] KIMBER M, SUZUKI K, KITSUNAI N, et al. Quantification of piezoelectric fan flow rate performance and experimental identification of installation effects[R]. Orlando, FL, US: 11th Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, 2008.
- [10] KIMBER M, GARIMELLA S V, RAMAN A. Local heat transfer coefficients induced by piezoelectrically actuated vibrating cantilevers[J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 2007, 129: 1168-1176.
- [11] 谭蕾, 谭晓茗, 张靖周. 压电风扇激励非定常流动和换热特性数值研究[J]. *航空学报*, 2013, 34(6): 1277-1284.
TAN Lei, TAN Xiaoming, ZHANG Jingzhou. Numerical investigation on unsteady flow and heat transfer characteristics of piezoelectric fan[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica sinica*, 2013, 34(6): 1277-1284. (in Chinese)
- [12] 李鑫郡, 张靖周, 谭晓茗. 存在横流时双压电风扇激励传热特性[J]. *航空学报*, 2018, 39(1): 103-112.
LI Xinjun, ZHANG Jingzhou, TAN Xiaoming. Characteristics of heat transfer with dual piezoelectric fans in presence of cross flow[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica sinica*, 2018, 39(1): 103-112. (in Chinese)
- [13] KIMBER M, LONERGAN R, GARIMELLA S V. Experimental study of aerodynamic damping in arrays of vibrating cantilevers[J].

- Journal of Fluids and Structures*, 2009, 25(8): 1334-1347.
- [14] KIMBER M, SUZUKI K, KITSUNAI N, et al. Pressure and flow rate performance of piezoelectric fans[J]. *Transactions on Components and Packaging Technology*, 2009, 32(4): 766-775.
- [15] LI N, LIU Y, GAO J G, et al. Aerodynamic damping and amplitude response of piezoelectric fans in free and confined space[J]. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2022, 16(1): 161-176.
- [16] EASTMAN A, KIEFER J, KIMBER M. Thrust measurements and flow field analysis of a piezoelectrically actuated oscillating cantilever[J]. *Experiments in Fluids*, 2012, 53(5): 1533-1543.
- [17] ACIKALIN T, GARIMELLA S V. Analysis and prediction of the thermal performance of piezoelectrically actuated fans[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2009, 30(6): 487-498.
- [18] LIN C N. Analysis of three-dimensional heat and fluid flow induced by piezoelectric fan[J]. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 2012, 55(11): 3043-3053.
- [19] LI X J, ZHANG J Z, TAN X M. Experimental and numerical investigations on convective heat transfer of dual piezoelectric fans[J]. *Science China (Technological Sciences)*, 2018, 61(2): 232-241.
- [20] 李鑫郡, 张靖周, 谭晓茗. 单个压电风扇传热特性[J]. 航空学报, 2017, 38(7): 205-214.
- LI Xinjun, ZHANG Jingzhou, TAN Xiaoming. Characteristics of heat transfer with single piezoelectric fan[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2017, 38(7): 205-214. (in Chinese)
- [21] CHOI M, CIERPKA C, KIM Y H. Vortex formation by a vibrating cantilever[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2012, 31: 67-78.
- [22] FACCI A L, PORFIRI M. Analysis of three-dimensional effects in oscillating cantilevers immersed in viscous fluids[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2013, 38: 205-222.
- [23] KIM Y H, WERELEY S T, CHUN C H. Phase-resolved flow field produced by a vibrating cantilever plate between two endplates[J]. *Physics of Fluids*, 2004, 16(1): 145-162.
- [24] BIDKAR R A, KIMBER M, RAMAN A, et al. Nonlinear aerodynamic damping of sharp-edged beams at low keulegan-carpenter numbers[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2009, 634: 269-289.
- [25] KEULEGAN G H, CARPENTER L H. Forces on cylinders and plates in an oscillating fluid[J]. *Journal of Research of the National Bureau of Standards*, 1958, 60(5): 423-440.
- [26] EASTMAN A, KIMBER M. Aerodynamic damping of sidewall bounded oscillating cantilevers[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2014, 51: 148-160.

(编辑: 陈 越)