

基于气热固耦合的涡轮模态分析*

陶海亮^{1,2}, 郭宝亭¹, 谭春青¹

(1. 中国科学院工程热物理研究所 北京, 100190) (2. 中国科学院研究生院 北京, 100190)

摘要 主要研究了气热固耦合场对涡轮模态参数的影响。采用基于 $k-\epsilon$ 湍流模型理论建立了涡轮的流场模型, 进行网格划分和边界条件的加载。通过气热固耦合分析计算获得了流场内部温度和压力的分布, 把气动力及温度载荷映射到涡轮结构上, 并在此基础上进行了涡轮模态的计算。计算结果表明, 气热固耦合场主要影响涡轮结构的模态固有频率, 对模态振型的影响较小。

关键词 涡轮; 模态分析; 计算流体力学; 气热固耦合
中图分类号 TK14

引言

微型燃气轮机主要由压气机、燃烧室、涡轮三大部件构成。微型燃气轮机工作时, 涡轮在承受高转速带来的离心力的同时, 还受到气动冲击以及热冲击影响, 因而气热固耦合已经成为重要的研究方向^[1-2]。气动冲击及热冲击会对涡轮的工作性能及振动特性产生较大的影响, 考虑气热固耦合分析更能真实地反映涡轮的实际工作状态。

本文研究工作是在建立某型微型燃气轮机的涡轮流场及气热固耦合场分析模型的基础上, 通过计算得到涡轮的各阶振动模态参数, 来分析高速气动冲击和热冲击对叶轮振动特性的影响^[3]。

1 涡轮流场计算

1.1 湍流模型

$k-\epsilon$ 模型最初发展是为了改善混合长度模型和避免复杂流动中的湍流长度尺寸的代数表示。它主要是通过求解两个附加方程—— k 方程和 ϵ 方程(k 方程表示湍流脉动动能方程; ϵ 方程表示湍流耗散方程)来确定湍流黏性系数, 进而求解湍流应力。采用 $k-\epsilon$ 模型来求解湍流对流换热问题时, 控制方程^[4]包括连续性方程、动量方程、能量方程和 k, ϵ 方程以及黏性系数方程。

连续性方程为

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

时均化的 Navier-Stokes 方程为

$$\bar{v}_i \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - \overline{\rho v'_i v'_j} \right) \quad (2)$$

$k-\epsilon$ 湍流模型方程为

$$\bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \nu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - \epsilon \quad (3)$$

$$\bar{v}_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \left[C_{1\epsilon} \frac{\nu_t}{\epsilon} \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - C_{1\epsilon} \right] \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

$$\nu_t = C_{\mu} k^2 / \epsilon \quad (5)$$

其中: $C_{\mu}, C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, \sigma_k, \sigma_\epsilon$ 为经验系数^[5], 通过试验确定, 依次取为 0.09, 1.44, 1.92, 1.00, 1.30。

$k-\epsilon$ 模型方程常常用于计算边界层流动、有回流的流动等压力梯度较小的流动, 该模型被广泛应用于商业计算软件, 是一种适用于工程流场计算的主要计算模型^[6]。

1.2 涡轮模型及边界条件

该微型燃气轮机通过径向导向叶片为向心涡轮提供燃气。在涡轮工作转速为 45 kr/min 时, 径向导向叶进口处总温、总压分别为 1 150 K 和 364.78 kPa, 涡轮出口背压为 98 kPa。

为了简化计算模型以及保证计算软件的可操作性, 对涡轮内部流场做了以下基本假设: a. 不考虑叶顶间隙流及背部间隙流对流场性能的影响; b. 设定

* 国家高技术研究发展计划(“八六三”计划)重点资助项目(编号:2007AA050502)

收稿日期:2011-03-28;修改稿收到日期:2011-06-08

涡轮叶片表面为对流换热面,与流场内气体存在能量传递;c.对其他固体壁面设定不渗透、无滑移、绝热边界条件,即这些壁面与流场不存在质量、动量及能量的交换与传递;d.工作介质为连续、可压缩的燃气,密度 ρ 、动力黏度系数 μ 、导热系数 λ 均为常量,气体的热容 C_p 是与温度相关的函数,采用经验公式给定;e.不考虑由于涡轮形变引起的流场变化。

1.3 涡轮流场网格模型

图1为径向导叶及涡轮的计算流场,采用全周期进行流场计算更符合实际工作状态。如图1所示,计算网格由主流区域、固体叶轮区域和径向导叶流场区域三部分组成。对流固交界面处的附面层区域进行网格加密。整个涡轮流场的单元数为491.6万,节点数为113.4万,涡轮叶轮的网格数为273.1万,节点数为58.7万。

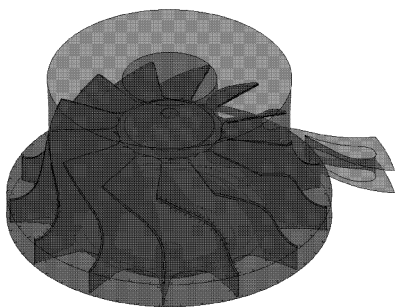


图1 涡轮流场计算模型

1.4 涡轮流场计算结果

图2为涡轮表面静压分布,经过向心涡轮转子后,气流流动方向改为轴向,压力进一步降低,在涡轮的整个流场内,进口叶顶处的静压最大,沿着气流流动方向静压逐渐减小。

图3为对流换热后涡轮表面的温度分布,进口叶顶处的温度最高,沿着气流流动方向温度逐渐降低。

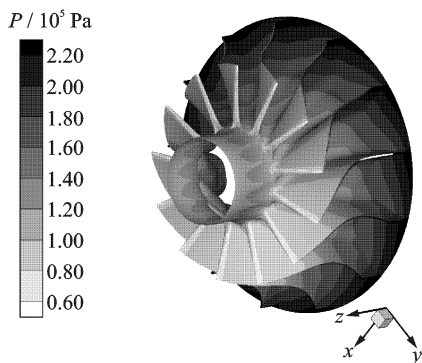


图2 涡轮流场的静压分布

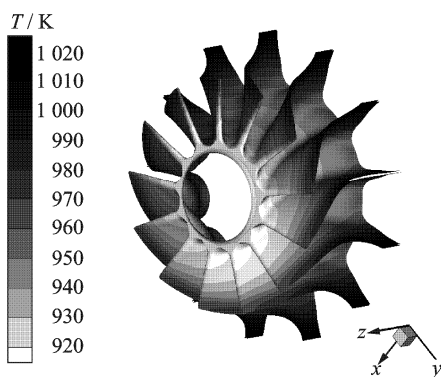


图3 涡轮表面的温度分布

2 涡轮气热固耦合模态分析

2.1 耦合分析方法

耦合场分析是指考虑了两个或多个工程物理场之间相互作用的分析。目前,流固耦合的方法可以分为两类——直接耦合与顺序耦合。前者是将流体方程与结构方程组合成方程组求解,考虑了流场与结构场之间的相互影响,涉及到非线性的影响,计算周期长,占用资源大;后者是分别求解流体方程和结构方程,将前一个的分析结果作为载荷施加到后一个方程中。此方法分析时,各分析场相互独立,可以视为载荷的线性叠加,计算周期短,占用资源较少,对于不存在高度非线性的相互作用时,后者更为方便、有效^[7]。

鉴于本研究涡轮流场的复杂性且以涡轮的模式分析为重点研究对象,故采用顺序耦合的方法,将温度和气动力分别作为体积力和表面力载荷插值映射到涡轮上,再进行模态分析。

2.2 计算边界条件

图4是气固耦合的一般流场示意图,有以下几种边界条件。

1) 气固交界面SI

$$\partial p / \partial n = -\rho \dot{v}_n \quad (6)$$

其中: p 为流体压强; n 为交界面的法线方向; v_n 为结构物在SI处的法向速度。

2) 固定边界面SB

$$\partial p / \partial n = 0 \quad (7)$$

3) 自由液面SF

设 z 轴和液面的外法线同向,且坐标原点位于液面上,则在液面上有

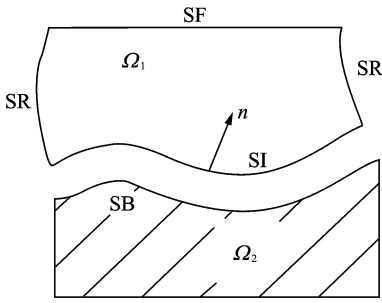


图4 气固耦合流场示意图

$$\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{g} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (8)$$

4) 无限远边界SR
可压缩流体

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \left(\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{c} \frac{\partial p}{\partial t} \right) = 0 \quad (9)$$

不可压缩流体

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \partial p / \partial r = 0 \quad (10)$$

2.3 静模态分析与离心刚化

旋转叶片上的离心力作用增加了叶片的刚度^[8],使得固有频率增大。转速越高对固有频率的影响越明显。该模型中涡轮的工作转速为45 kr/min,因而对零转速与工作转速下的涡轮模态分析对比是

非常必要的。

表1给出了涡轮以工作转速45 kr/min的角速度旋转时的固有频率和静止时的对比。可以看出,离心力对涡轮固有频率影响很大,对低阶模态的影响大于对高阶模态的影响。

表1 涡轮零转速和工作转速固有频率的对比

阶数	零转速时 ω_s/Hz	工作转速时 ω_r/Hz	$\frac{\omega_r - \omega_s}{\omega_s} / \%$
1	109.07	346.85	68.55
2	109.13	346.88	68.54
3	142.82	763.40	81.29
4	1 684.3	1 762.4	4.43
5	1 685.3	1 762.9	4.40
6	1 784.1	1 786.3	0.12
7	2 693.8	2 996.8	10.11
8	2 693.9	2 997.4	10.13
9	2 694.5	2 997.5	10.11
10	2 694.6	2 997.6	10.11

2.4 流热固耦合的涡轮模态分析

表2给出了考虑离心力、气动冲击及热冲击影响的涡轮固有频率,可以看出相对于气动冲击而言,热冲击对涡轮固有频率的影响更加明显。通过表2及图5的对比可以看出,考虑离心力及气热固耦合影响与仅考虑离心力的涡轮振动模态计算结果在固有振型上基本是一致的,但固有频率有明显差别。

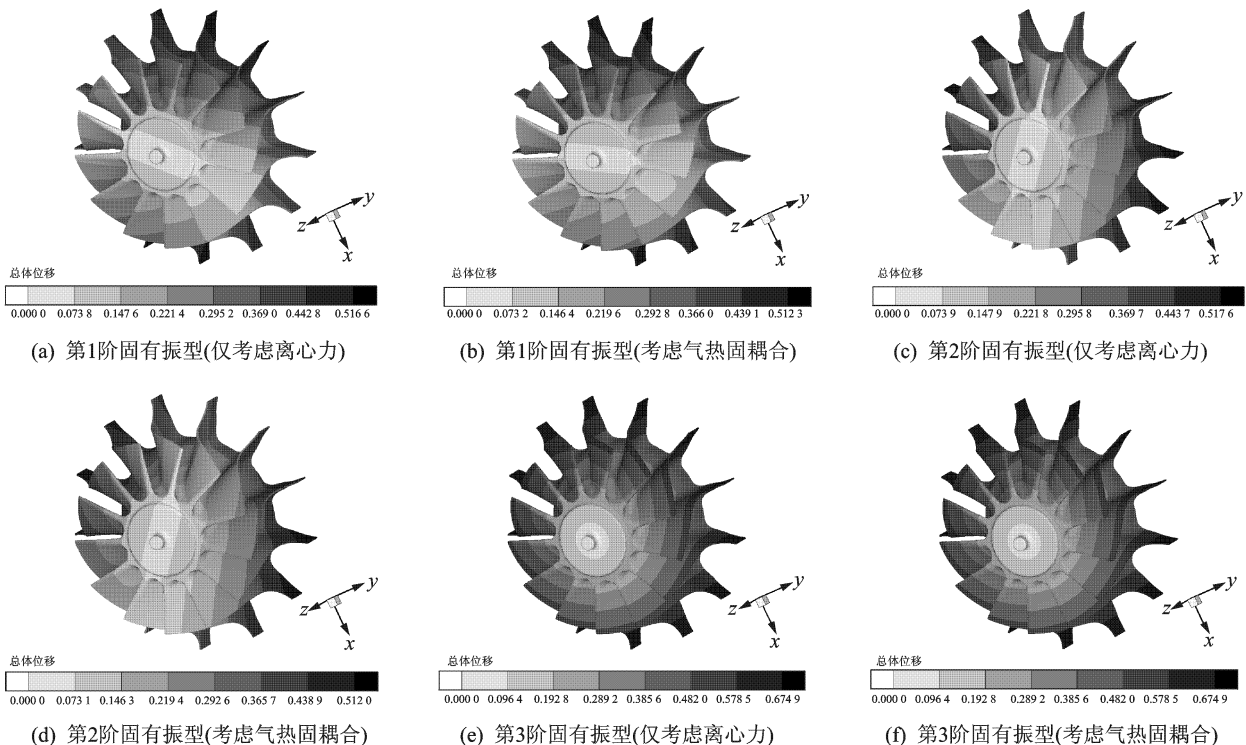


图5 考虑气热固耦合影响与仅考虑离心力涡轮前3阶无量纲模态振型的对比

表2 各种条件下涡轮固有频率结果的对比

阶数	ω_r /Hz	ω_f /Hz	ω_c /Hz	ω_e /Hz	振型
1	346.85	346.77	341.59	341.50	俯仰
2	346.88	346.80	341.62	341.53	俯仰
3	763.40	763.24	761.21	761.06	扭转
4	1 762.40	1 762.40	1 634.00	1 634.00	一阶弯曲
5	1 762.90	1 762.80	1 634.50	1 634.40	一阶弯曲
6	1 786.30	1 786.40	1 640.30	1 640.30	轴向横动
7	2 996.80	2 996.70	2 802.20	2 802.10	叶顶弯曲
8	2 997.40	2 997.30	2 802.80	2 802.60	叶顶弯曲
9	2 997.50	2 997.40	2 802.80	2 802.70	叶顶弯曲
10	2 997.60	2 997.50	2 803.00	2 802.80	叶顶弯曲

表2中, ω_r 为仅考虑离心力影响的涡轮固有频率; ω_f 为考虑离心力及气动冲击影响的涡轮固有频率; ω_c 为考虑离心力及热冲击影响的涡轮固有频率; ω_e 为考虑离心力及气热固耦合影响的涡轮固有频率。

3 结 论

1) 对于高速旋转部件,静止时的固有频率与考虑离心力影响时的固有频率结果相差很大。转速引起的离心刚化很大程度上提高了涡轮的固有频率,且对低阶模态的影响大于对高阶模态的影响。

2) 气热固耦合主要影响叶轮结构的固有频率,对模态振型影响较小。考虑温度场与气体冲击后,涡轮各阶频率皆呈现下降趋势。这是因为温度场的引入使得涡轮出现热变形,涡轮沿径向和轴向都出现膨胀现象,降低了涡轮的刚度。

3) 相对于气动冲击,热冲击对涡轮固有频率的影响更大。

4) 气热固耦合对涡轮各阶固有频率影响程度不一,对较低阶次的叶轮固有频率影响较小,而对高阶次的固有频率影响较大。

5) 考虑气热固耦合的涡轮与未考虑气热固耦合涡轮模态振型相差不大,固有振型系数比未考虑气热固耦合模型的略小一些。对于前3阶固有振型,固有振型系数的极值都出现在涡轮叶顶处,此处是受热冲击与气动冲击最强烈的部位,因此该处的固有振型系数要大一些。

参 考 文 献

[1] Heidmann J D, Kassab A J, Divo E A, et al. Conjugate heat transfer effects on a realistic film-cooled turbine vane [C]// Proceedings of American Society of Mechanical Engineers Turbo Expo 2003. Atlanta,

USA: [s. n.], 2005:1-11.

- [2] Rahaim P, Cavalleri J. Coupled finite volume and boundary element analysis of conjugate heat transfer problems[C]// Proceedings of the 31st Thermophysics Conference. New Orleans LA: [s. n.], 1996:17-20.
- [3] 李惠彬,周鹂麟,孙恬恬,等.涡轮增压器叶轮流固耦合模态分析[J]. 振动、测试与诊断, 2008, 28(3): 252-255.
- Li Huibin, Zhou Lilin, Sun Tiantian, et al. Modal analysis of turbocharger impeller considering fluid-solid interaction[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, 28(3): 252-255. (in Chinese)
- [4] 黄毅,成伟,张建辉,等.非对称坡面腔底无阀压电泵流场分析[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(3): 295-299.
- Huang Yi, Cheng Wei, Zhang Jianhui, et al. Analysis of flow field of piezoelectric pump with unsymmetrical slopes element [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(3): 295-299. (in Chinese)
- [5] 蔡树棠,刘宇陆.湍流理论[M].上海:上海交通大学出版社, 1993: 212-213.
- Cai Shutang, Liu Yulu. Turbulence theory [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 1993: 212-213. (in Chinese)
- [6] 李福田,倪浩清.工程湍流模式的研究开发及其应用[J]. 水利学报, 2001(5): 22-31.
- Li Futian, Ni Haoqing. Application and development of turbulence model for engineering practice [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2001 (5): 22-31. (in Chinese)
- [7] 龚曙光. ANSYS 工程应用实例解析[M].北京:机械工业出版社, 2003: 278-284.
- Gong Shuguang. Analysis of engineering application for ANSYS [M]. Beijing: China Machine Press, 2003: 278-284. (in Chinese)
- [8] 刘雄,李钢强,陈严,等.水平轴风力机叶片动态响应分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(12): 128-134, 141.
- Liu Xiong, Li Gangqiang, Chen Yan, et al. Dynamic response analysis of the blade of horizontal axis wind turbines [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(12): 128-134, 141. (in Chinese)



第一作者简介:陶海亮,男,1986年9月生,博士研究生。主要研究方向为叶轮机械流固耦合分析及转子稳定性。
E-mail:taohailiang@mail.etp.ac.cn