

文章编号:1000-8055(2011)02-0416-06

## 结构及工况对人字型指尖气浮密封的性能影响

申晓龙, 陈国定, 苏 华  
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

**摘 要:** 在对人字型指尖气浮密封工作条件下激励形式分析及处理的基础上,建立了人字型指尖气浮密封系统的分析模型,并得到了人字型指尖气浮密封系统的动态泄漏率和动态气膜承载力的计算方法.以实际算例分析了人字型槽不同结构参数和工况参数对密封性能的影响规律.结果表明:人字型槽的各结构参数对密封的性能都有影响,其中,螺旋角的变化对密封性能的影响较为明显;在转子不平衡质量和支撑结构的径向游隙较小的情况下,随着转子转速的增加,密封性能提高.通过与参考文献中试验结果的对比分析验证了计算结果的合理性.

**关 键 词:** 人字型槽; 指尖气浮密封; 螺旋角; 泄漏率; 气膜承载力

**中图分类号:** TB42; TH122

**文献标识码:** A

### Sealing performances analysis for a herringbone-grooved finger gas seal structure and working parameter

SHEN Xiao-long, CHEN Guo-ding, SU Hua

(School of Mechanical Engineering,  
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** An analysis model of a herringbone-grooved finger gas seal system was presented for its structure and working parameter. The dynamic leakage and dynamic load capacity were subsequently calculated. With this model, analysis and calculation were performed with the change of different herringbone-grooved parameters and working conditions for the sealing performance of the seal. The calculated results indicate that the sealing performance is straightly affected by herringbone-grooved parameters. Rotor speed and windage have different influences on the leakage and load capacity. The above results are validated by comparing with the test data in references, thus providing a better basis for design of the seal.

**Key words:** herringbone-groove; finger gas seal; helix angle; leakage; load capacity

指尖气浮密封借助于柔性的指尖曲梁和转子/指尖靴之间形成的流体膜,在应对转子密封系统有振动和热力影响情况下的流体密封,表现出优良的工作寿命和运行鲁棒性.到目前为止的研究表明,指尖气浮密封的密封性能相较于航空发

动机常用的气路密封结构如蓖齿和蜂窝密封,具有很大的优越性<sup>[1-3]</sup>,因而近年来受到了广泛的关注和研究.

人字型指尖气浮密封是指尖气浮密封中的一种具体结构形式.它与楔形和瑞利阶梯型指尖气

收稿日期:2009-12-28; 修订日期:2010-06-28

基金项目:陕西省自然科学基金(2009JM7002); 国家自然科学基金(50575182);  
高等学校博士学科点专项科研基金(20060699021)

作者简介:申晓龙(1981-),男,河南内黄人,博士生,主要从事润滑与密封、结构设计等研究.

浮密封相比,能够比较容易形成稳定的流体膜,从而可能会表现出更为突出的密封性能<sup>[4-6]</sup>。作为一种较新的指尖气浮密封结构,目前有关的研究尚比较少见,Proctor M P 等人的有关人字型指尖气浮密封的试验研究<sup>[7]</sup>。而且由于试验条件和成本的约束,文献[7]的试验涉及到的结构和工况参数非常少,因而对密封性能的影响规律研究还比较有限。马小林等人利用简化的等效动力学模型分析了指尖气膜密封的密封性能<sup>[8]</sup>,但是由于人字型指尖气浮密封结构复杂,利用简化模型得到的结果与实际情况偏差较大。因此,有关人字型指尖气浮密封性能的理论研究还是必要的,它不仅有利于降低人字型指尖气浮密封的研制成本,而且也是高性能指尖气浮密封研制的一个重要方面。

本文在对人字型指尖气浮密封工作条件下激励形式分析及处理的基础上,建立了人字型指尖气浮密封系统的分析模型,并得到了人字型指尖气浮密封系统的动态泄漏率和动态气膜承载力的计算方法,从而进一步分析了人字型指尖气浮密封的若干结构参数和工况参数对密封泄漏性能和承载能力的影响规律。

## 1 理论分析模型和相关技术处理

### 1.1 人字型指尖气浮密封的结构

人字型指尖气浮密封系统由带指尖靴的低压指尖片、高压指尖片、前后垫片、前后挡板、以及表面制有人字型槽结构的转子构成(如图1和图2所示)。高压和低压指尖片交错叠置排列以阻碍指尖曲梁间周向间隙造成的泄漏,前后垫片和前后挡板主要起对指尖片的夹持作用,垫片内径较大的原因在于使指尖曲梁有更大的变形自由度。人字型指尖气浮密封主要依靠低压指尖片的指尖靴和带有人字型槽结构转子之间因相对运动形成流体动压气膜而实现密封的。

### 1.2 密封系统的工作激励

转子高速旋转中,由于转子不平衡质量作用和支承轴承游隙的存在,转子产生涡动现象使得密封气膜状态发生变化,并传递至指尖片而影响密封性能。人字型指尖气浮密封的工作激励主要来自于转子的涡动作用。

转子涡动的程度受到转子不平衡质量、转子转速以及支撑轴承径向游隙的限定。在不平衡质量一定的条件下,一般来讲转子涡动随着转速增

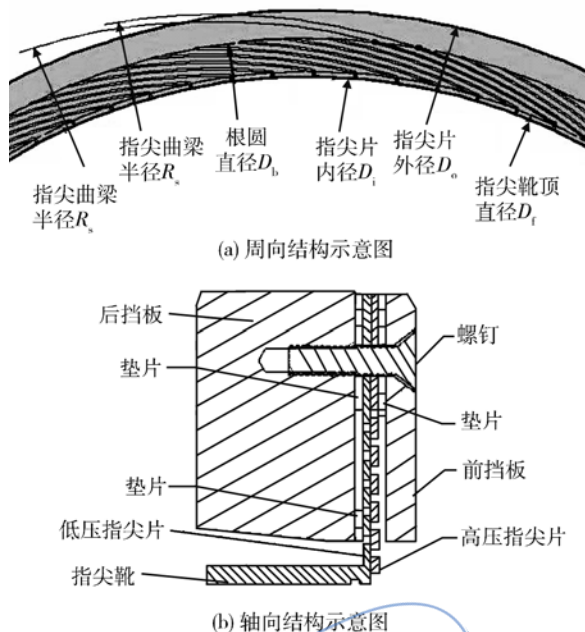


图1 人字型指尖气浮密封结构示意图

Fig. 1 Structure of herringbone-grooved finger gas seal

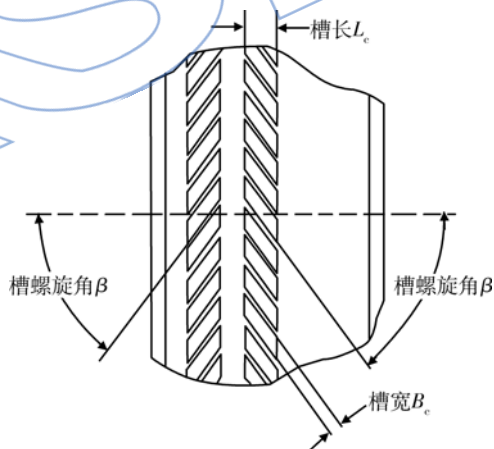


图2 转子上的人字型槽结构示意图

Fig. 2 Structure of herringbone groove

加而增强,表现出转子径向跳动量增大。但由于支撑轴承径向游隙的约束,转子的径向跳动量最多达轴承游隙的一半,对应此时的转子转速称之为“峰值”转速。文献[9]给出的峰值转速计算公式为

$$n^* = 29894 \sqrt{\frac{M}{m_e}} \quad (1)$$

式中  $m_e$  是转子不平衡量( $\text{g} \cdot \text{mm}$ );  $n^*$  是转子的峰值转速( $\text{r/min}$ );  $M$  是转子质量( $\text{kg}$ )。

转子轴心的涡动轨迹近似是一个圆,在径向方向的投影是一个正弦曲线,这样转子的径向位

移可以用正弦曲线描述<sup>[10]</sup>.考虑到转子径向位移的相位和频率与不平衡力的相位和频率相同<sup>[11]</sup>,故可以给出用于指尖气浮密封性能分析时的转子位移激励表达式为

$$\begin{cases} y(t) = \frac{\delta n}{2n^*} \sin\left(\frac{n\pi}{30}t\right) & (n \leq n^*) \\ y(t) = \frac{\delta}{2} \sin\left(\frac{n\pi}{30}t\right) & (n > n^*) \end{cases} \quad (2)$$

式中  $y(t)$  为转子的位移激励(mm);  $n$  为转子的转速(r/min);  $\delta$  为轴承径向游隙(mm).

显然,当转子转速超过峰值转速后,位移激励的幅值为恒定的轴承游隙之半.

### 1.3 密封泄漏率及无量纲气膜承载力的计算

在人字型指尖气浮密封的泄漏率及气膜承载力计算中,密封间隙中的压力分布和速度分布是通过有限元计算获得的.在有限元分析中,考虑到密封结构循环对称的特点,取一个低压指尖片、两个1/2高压指尖片、以及与高、低压指尖片相对应的转子和气膜部分作为分析的区域(循环对称单元).这样,人字型指尖气浮密封的泄漏率及气膜承载力计算是通过循环对称单元再过渡到整个密封而实现的.

在转子的一个运动周期中,由于转子不平衡力的作用,使得循环对称单元的流体膜厚度在每一时刻都是不同的.因此计算密封泄漏率需要将一个运动周期分为若干个时间等份,计算出每一时间段中的泄漏率并加以叠加,从而获得一个运动周期内循环对称单元的流体泄漏率,最后再将一个运动周期内循环对称单元的流体泄漏率乘以密封构成的循环对称单元数量,即可以获得密封在一个运动周期内的流体泄漏率.按照这一思路给出指尖气浮密封在第  $i$  步的泄漏率计算公式为

$$q_{mi} = \int \rho v dA_i \quad (3)$$

式中  $q_{mi}$  为第  $i$  个时间步内循环对称单元的泄漏率(kg/s);  $\rho$  为流体的密度(kg/mm<sup>3</sup>);  $v$  为密封出口处流体速度(mm/s);  $A_i$  为出口截面面积(mm<sup>2</sup>),其表达式为

$$A_i = B \cdot h_i \quad (4)$$

式中  $B$  为低压靴周向长度(mm);  $h_i$  为第  $i$  个时间步的出口气膜厚度(mm).

指尖气浮密封在一个运动周期内的流体泄漏率计算公式可以表示为

$$q_m = \frac{N \sum_{i=1}^k q_{mi}}{k} \quad (5)$$

式中  $k$  为一个运动周期的计算时间步数;  $N$  为指尖密封循环对称结构个数;  $q_m$  为一个运动周期的指尖气浮密封泄漏率(kg/s).

气膜承载力随着密封气膜状态的变化而变化.在本文的计算中,气膜承载力按照转子一个运动周期中的平均气膜承载力进行计算,其计算公式为

$$\omega_i = \int p dA \quad (6)$$

$$\omega = \frac{\sum_{i=1}^k \omega_i}{k} \quad (7)$$

式中  $A$  为人字型槽在指尖靴底的面积(mm<sup>2</sup>);  $p$  为气膜的压强分布(MPa);  $\omega_i$  为第  $i$  个时间步的密封气膜承载力(N);  $\omega$  为一个运动周期的密封气膜承载力(N).

工程中常用泄漏因子和无量纲气膜承载力来衡量指尖气浮密封的密封性能.在获得一个运动周期的指尖气浮密封泄漏率和气膜承载力后,泄漏因子和无量纲气膜承载力的计算公式<sup>[7]</sup>为

$$\phi = \frac{Q_m \sqrt{T_k}}{\Delta p D} \quad (8)$$

$$W = \frac{\omega}{p_0 L B} \quad (9)$$

式中  $\phi$  为泄漏因子;  $T_k$  为密封流体的环境温度(K);  $\Delta p$  为密封装置的上下游压差(MPa);  $D$  为转子外径(mm);  $W$  为无量纲气膜承载力;  $p_0$  为大气压力(MPa);  $L$  为低压靴轴向长度(mm).

## 2 结果和讨论

除特别说明外,本文的计算采用的基准数据为:转子质量为 2.25 kg;轴承径向游隙为 0.08 mm;初始气膜厚度为 0.025 4 mm;人字槽螺旋角为 45°;不平衡质量为 20 g · mm;转子转速为 5000 r/min.人字型指尖气浮密封指尖片的材料为钴基高温合金,弹性模量为 214 GPa,泊松常数为 0.25<sup>[7]</sup>.

### 2.1 结构参数的影响

人字型槽的槽长、槽宽和槽深尺寸的改变最终体现为人字型槽容积的变化,图3为在 103 kPa 压差条件下,通过有限元分析获得的 3 个结构尺寸对人字型指尖气浮密封泄漏因子和无量纲气膜承载力的影响规律.从图中可以看出 3 个结构尺寸的改变对密封性能的影响趋势是一致的,故此处采用容积效应因子  $V$  替代 3 个结构参数的作

用, 容积效应因子  $V$  定义为

$$V = \frac{L_c \cdot B_c \cdot D_c}{L \cdot B \cdot D} \quad (10)$$

式中  $L_c$ ,  $B_c$  和  $D_c$  分别为人字型槽的槽长、槽宽和槽深(单位均为 mm)。

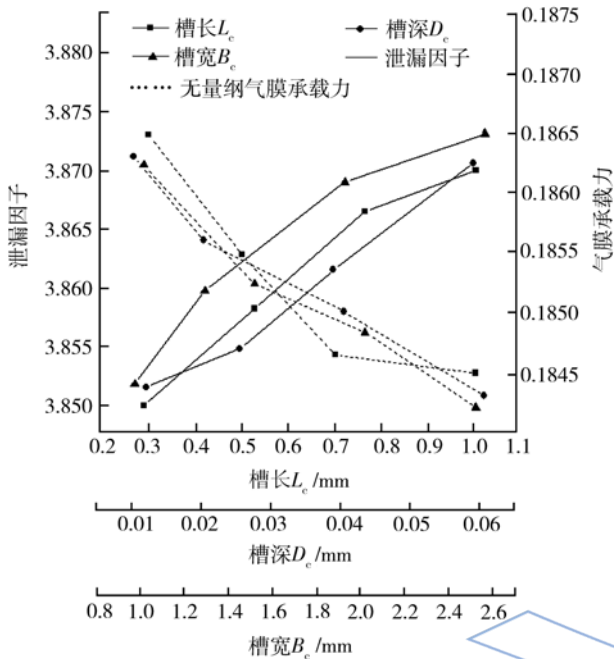


图3 人字型槽长、槽深和槽宽对泄漏因子和  
无量纲气膜承载力的影响  
Fig. 3 Groove length, groove depth and groove  
width versus flow factor and  
nondimensional load

图4为三种压差条件下容积效应因子对密封泄漏因子和无量纲气膜承载力的影响规律。从图中可知,随着容积效应因子的增加,泄漏因子有增大的趋势,而无量纲气膜承载力则减小。原因是人字型槽容积的增加,增强了密封间隙处流体膜的成膜能力,使得流体膜有增厚的趋势,从而加大了流体泄漏量和降低了流体膜的承载能力。此外从图中还可以看出,压差的增加加大了密封的泄漏量,但却增大了流体膜的承载能力,这一现象产生的原因是很明显的。

图5为三种压差条件下人字槽螺旋角对密封泄漏因子和无量纲气膜承载力的影响规律。显然,随着人字型槽螺旋角的增大,泄漏因子减小,而无量纲气膜承载力略有增大。对于上述现象的解释是,螺旋角增大增强了输送流体的能力,加大了动压效应,因而增大了承载能力;与此同时,流体膜内动压力也增强了密封压力分布,阻碍了因压差

引起的流体泄漏。

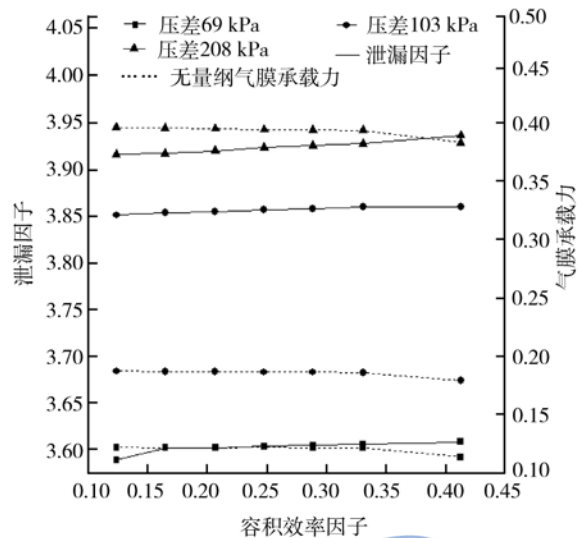


图4 容积效应因子对泄漏因子和无量纲承载力的影响

Fig. 4 Volume factor versus flow factor and  
nondimensional load

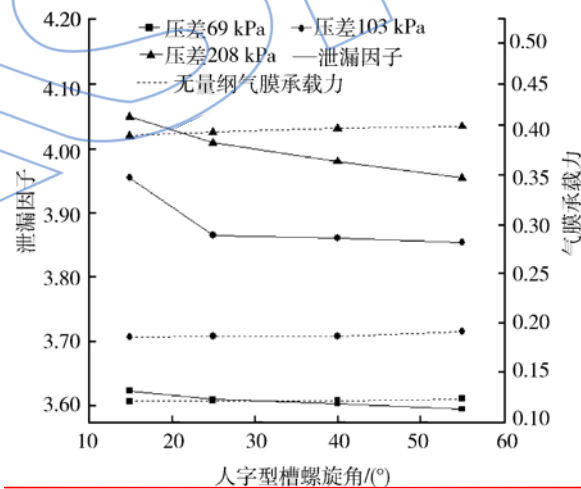


图5 槽螺旋角对泄漏因子和无量纲承载力的影响

Fig. 5 Groove angle versus flow factor and  
nondimensional load

## 2.2 工况参数的影响

在人字型槽初始结构参数槽长为 2.5 mm, 槽宽为 1 mm, 槽深为 0.02 mm, 上下游压差分别为 69, 103, 208 kPa 条件下, 计算了转子转速和转子不平衡质量等工况参数对人字型指尖气浮密封的泄漏因子和无量纲气膜承载力的影响。

图6为三种压差条件下转子转速对人字型指尖气浮密封泄漏因子和无量纲气膜承载力的影响规律。从图中可知,随着转子转速的增加,泄漏因

子的变化趋势为先增加后减小,而无量纲气膜承载力的变化趋势为先减小后增加.其原因为,当转子转速还未超过峰值转速时,转子位移激励的振幅随转子转速的增加而增加,因转子跳动量大且因指尖曲梁迟滞特性,导致密封间隙随着转子振幅的增大而变大,使得泄漏因子变大.当转子转速超过峰值转速后,转子位移激励振幅不再随转子转速增加而增加,并因高转速条件下产生的密封气膜剪切流影响凸显,使得泄漏因子随后略有变小.气膜承载能力受转速影响与密封泄漏情况相反,故而表现出与泄漏因子变化相反的趋势.

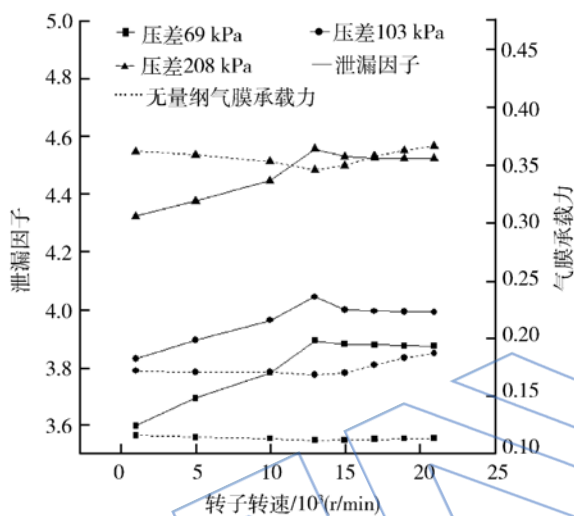


图6 转子转速对泄漏因子和无量纲承载力的影响

Fig. 6 Rotor speed versus flow factor and nondimensional load

图7为转子不平衡质量对人字型指尖气浮密封的泄漏因子和无量纲气膜承载力的影响规律.随着转子不平衡质量的增加,泄漏因子增加而无量纲气膜承载力减小.但当转子不平衡质量引起的转子径向跳动超过轴承径向游隙一半后,泄漏因子和无量纲气膜承载力都不再变化.

### 2.3 试验验证

为了对本文提出的计算模型和计算结果进行验证,在与文献[7]试验研究中采用的人字型指尖气浮密封结构和工况情况相同的条件下,使用本文的理论模型进行了分析计算,并和文献[7]的试验结果进行了对比,如图8所示.两者存在一定的误差,可能是由于理论计算的模型中忽略了在安装过程中可能导致密封发生泄漏的因素,比如轴的偏斜或者密封片的偏斜<sup>[12]</sup>.但是采用本文提出的模型计算的泄漏因子和文献[7]试验测取的泄漏因子,

在较宽的压差范围内具有较好的一致性,从而在一定程度上支持了本文提出的人字型指尖气浮密封性能分析模型和计算结果的正确性.

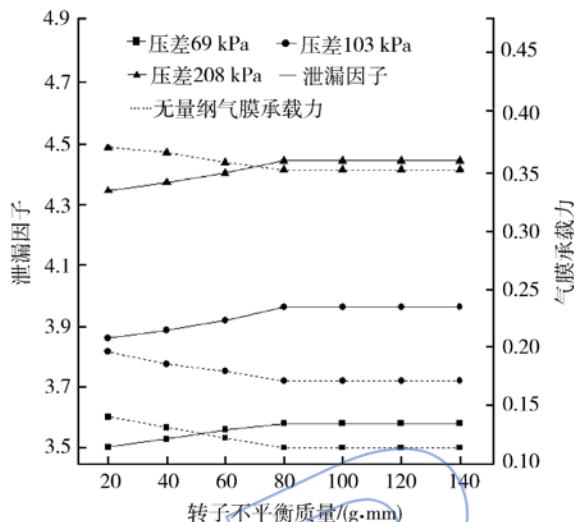


图7 转子不平衡质量对泄漏因子和无量纲承载力的影响

Fig. 7 Unbalance mass versus flow factor and nondimensional load

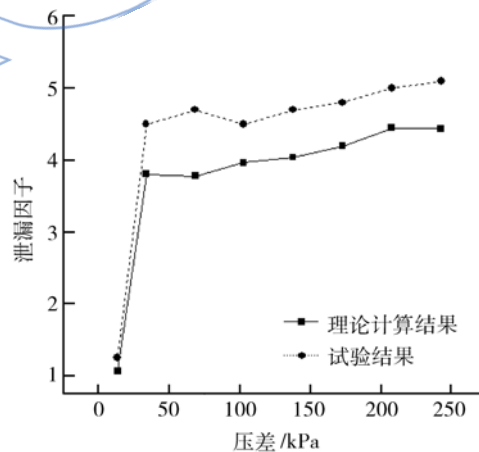


图8 文献[7]与本文计算结果的对比

Fig. 8 Contrast of the calculation results and data from Ref. [7]

## 3 结论

1) 人字型槽的槽长、槽宽或槽深的增加,会降低人字型指尖气浮密封的密封性能,但是影响不甚明显;人字型指尖气浮密封的密封性能对槽螺旋角的变化较为敏感,随着槽螺旋角的增加,密封性能有明显的提高.

2) 转子转速、不平衡质量以及支撑轴承的径

向游隙对密封的性能影响是互相制约的. 转子不平衡质量和支撑轴承径向游隙越小, 对人字型指尖气浮密封的密封性能越有利; 在转子不平衡质量和支撑轴承径向游隙较小的情况下, 随着转子转速的增加, 密封性能逐渐提高.

3) 在文中涉及的结构和工况参数范围内, 上下游压差对人字型指尖气浮密封的密封性能影响较大.

4) 本文的分析模型和计算结果的正确性得到了试验的支持.

## 参考文献:

- [1] Proctor M P, Delgado I R. Leakage and power loss test results for competing turbine engine seals[R]. NASA TM-2004-213049, 2004.
- [2] Braun M J, Plerson H M, Kudriavtsev V V. Finger seal solid modeling design and some solid/fluid interaction considerations[J]. Tribology Transactions, 2003, 46(4): 566-575.
- [3] 苏华, 陈国定. 指尖密封的温度场及热结构耦合分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(1): 196-203.  
SU Hua, CHEN Guoding. Analysis of temperature field and coupled thermal and structure for finger seal [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1): 196-206. (in Chinese)
- [4] Fleming D P. Gas seal pad with herringbone grooved rotor stiffness and load capacity [R]. NASA TM-2006-214133, 2006.
- [5] Arora G K. Noncontacting finger seal with hydrodynamic foot portion: USA, US5755445[P]. 1998-05-26.
- [6] Arora G K. Dual pressure balanced non-contacting finger seal: USA, US6364316[P]. 2002-04-02.
- [7] Proctor M P, Delgado I R. Preliminary test results of a non-contacting finger seal on a herringbone-grooved Rotor [R]. AIAA Paper 2008-4506, 2008.
- [8] 马晓林, 陈国定. 基于等效模型的流体动压指尖密封动力学及泄漏量分析[J]. 航空学报, 2008, 29(5): 1356-1363.  
MA Xiaolin, CHEN Guoding. Dynamic and leakage analysis of padded finger seal base on equivalent model[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2008, 29(5): 1356-1363. (in Chinese)
- [9] 张延超, 陈国定, 申晓龙. 指尖密封动态性能分析与泄漏量计算[J]. 航空学报, 2009, 30(11): 2193-2199.  
ZHANG Yanchao, CHEN Guoding, SHEN Xiaolong. Analysis of dynamic performance and leakage for finger seal [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 30(11): 2193-2199. (in Chinese)
- [10] 安胜利, 杨黎明. 转子现场动平衡技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2007.
- [11] 顾永泉. 流体动密封(下册)[M]. 北京: 石油大学出版社, 1990.
- [12] 航空制造工程手册总编委会. 航空制造工程手册[M]. 北京: 航空工业出版社, 1996.