

# 压差对旋转直通式迷宫气封流场及流场力影响规律研究

王庆峰 何立东

(北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029)

**摘要:** 基于稳态计算流体动力学(CFD)方法,研究了压差对旋转直通式迷宫气封泄漏、流场和流场力的影响。通过网格密度分析验证了稳态 CFD 方法满足计算精度要求,通过影响和敏感度分析给出了压差的变化对泄漏量、流场速度流线、总压强分布、流体压力和流体粘滞力的影响。研究表明:随着压差的增大,泄漏量、径向流体压力、轴向流体压力、总流体压力、径向流体粘滞力、轴向流体粘滞力和总流体粘滞力均增大。

**关键词:** 旋转直通式迷宫气封; 压差; 泄漏; 流场; 流场力

**中图分类号:** TH136; TK14 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2018.04.011

## 引言

迷宫密封是涡轮机械的关键部件,主要用于限制从高压区到低压区之间沿着转子-定子间隙的泄漏流动。迷宫密封的整体性能不仅影响涡轮机械的气动效率,而且对转子的稳定性和运行安全性也有明显的影响<sup>[1]</sup>。现代涡轮机械设计的发展趋势是追求涡轮机械更高的效率和更紧凑的结构,为此需要满足临界转速和转子振动水平的稳定性要求<sup>[2]</sup>。大量科学研究和工程经验表明,迷宫密封引起的不稳定力是造成转子失稳的重要来源<sup>[3]</sup>,会导致涡轮机械故障甚至事故的发生。因此,准确地预测密封流场和流场力对转子的动力学行为具有重要的意义。

目前,迷宫密封的主要研究内容包括泄漏<sup>[4]</sup>、转子动力学特性<sup>[5]</sup>、几何参数<sup>[6]</sup>、运行参数<sup>[7-8]</sup>等,其中,迷宫密封的泄漏和转子动力学特性多年来一直是迷宫密封研究的热点,但对迷宫密封流场和流场力的特性,仍需要进一步研究。为了深入了解迷宫密封的流场和流场力特性,本文选取旋转直通式迷宫气封为研究对象,利用稳态计算流体动力学(CFD)分析方法,围绕压差对旋转直通式迷宫气封流场和流场力的影响展开研究。在相同的计算模型和参数设定的情况下,进行基于三维模型的密封流

场 CFD 计算,获得压差对旋转直通式迷宫气封流场和流场力的影响规律。

## 1 数值计算方法

### 1.1 基本控制方程

CFD 分析是根据已知边界条件,通过求解流体力学三大基本控制方程,即连续方程、动量方程和能量方程,获得流体的相关参数。在 ANSYS CFX 中求解的基本方程组是三维非定常 Navier-Stokes 方程组的守恒形式。为了能够预测湍流的影响,通过引入时均量和脉动量进而将原始的 Navier-Stokes 方程组改写为 Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) 方程组,如公式(1)、(2)、(3)所示。

连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} - \rho \overline{\mathbf{u} \otimes \mathbf{u}}) + \mathbf{S}_M \quad (2)$$

能量守恒方程

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{h}_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{h}_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla \boldsymbol{\tau} - \rho \overline{\mathbf{u} \mathbf{h}_{stat}}) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{S}_E \quad (3)$$

式中  $\boldsymbol{\tau}$  为应力张量,  $\rho \overline{\mathbf{u} \otimes \mathbf{u}}$  为雷诺应力,  $\mathbf{h}_{tot}$  为平均总焓,  $\rho \overline{\mathbf{u} \mathbf{h}_{stat}}$  为静焓的雷诺通量,  $\nabla \cdot (\mathbf{U} \boldsymbol{\tau})$  由黏性应力作用产生,  $\mathbf{S}_M$  和  $\mathbf{S}_E$  分别为动量方程和能量方程的源项。

收稿日期: 2017-10-16

基金项目: 国家重点基础研究计划(2012CB026006)

第一作者: 男, 1977年生, 讲师

E-mail: wangqf@mail.buct.edu.cn

### 1.2 计算模型

根据传统的直通式迷宫密封运行工况和结构特点,选取直通式迷宫气封的几何结构如图 1 所示,表 1 给出了详细的几何参数。使用 ANSYS Design Modeler 17.0 建立直通式迷宫气封流场三维计算模型,使用 ANSYS ICEM CFD 17.0 进行直通式迷宫气封流场非结构化网格计算,分别得到旋转直通式迷宫气封流场计算模型和网格如图 2(a)、(b)所示。

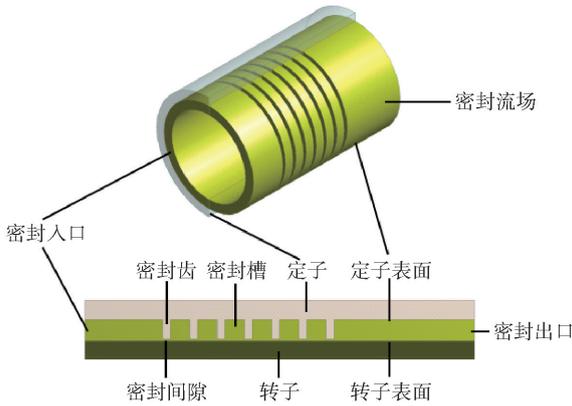


图 1 直通式迷宫气封的几何结构

Fig. 1 Geometry of the straight-through labyrinth gas seal

表 1 直通式迷宫气封几何尺寸

Table 1 Geometrical dimensions of the straight-through labyrinth gas seal

参数	取值
密封长度/m	0.1
密封入口长度/m	0.02
密封间隙/m	0.0005
密封齿高/m	0.005
密封齿宽/m	0.002
密封齿数	7
密封槽宽/m	0.005
转子直径/m	0.05

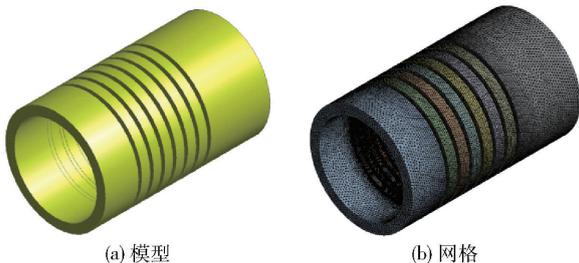


图 2 直通式迷宫气封流场的计算模型和网格

Fig. 2 Computational model and mesh of the straight-through labyrinth gas seal

### 1.3 参数设定

通过采用商业软件 ANSYS CFX 17.0 求解不可压缩 RANS 方程组来对流场模型进行稳态 CFD 分析。表 2 列出了稳态 CFD 分析的数值方法和用于研究的流场参数。SST 模型被用来模拟流动的湍流特性,模型考虑了湍流剪切应力;高解析度项被分别用来模拟对流项和湍流数值。基于以往的 CFD 分析<sup>[9-10]</sup>,为了计算收敛,密封入口和出口边界条件设定为:流动状态亚音速,入口压力总压(稳态),出口压力开放压力(相对压力),流动方向垂直于边界表面,湍流强度 5%,未考虑入口预旋。

表 2 数值方法和参数

Table 2 Numerical method and parameters

参数	取值
方程类型	稳态
流体	25℃ 空气
计算方法	时间推进法
湍流模型	SST 模型
壁面特性	绝热的,表面光滑
对流项	高解析度
湍流数值	高解析度
最小迭代值	1
最大迭代值	300
残差项	RMS
残差目标	$1 \times 10^{-4}$

为了获得直通式迷宫气封的流场力特性,需要考虑一个旋转的转子。如果在一个静止坐标系中转子是旋转的,那么就需要考虑网格的移动和瞬态分析;但如果在一个旋转坐标系中转子始终在同一位置,分析就成为稳定状态。

### 1.4 网格密度分析

为了保证网格密度准确地预测直通式迷宫气封的流场特性,需要进行网格密度分析。直通式迷宫气封的流场结构和几何参数分别如图 1 和表 1 所示。边界条件和密封流场转速设定为:入口压力 500 kPa,出口压力 0 kPa,密封流场转速 500 rad/s,未考虑入口预旋和转子偏心。在 ANSYS ICEM CFD 17.0 软件中基于 2 种相关性中心和 3 个相关性选取 6 组算例进行计算,得到 6 组算例的单元数、节点数、单元质量、泄漏量和计算时间如表 3 所示。

表 3 网格密度计算结果  
Table 3 Mesh density calculations

算例	相关性中心	相关性	单元数	节点数	单元质量	泄漏量/(kg·s <sup>-1</sup> )	计算时间/s
1	精细	100	8 115 473	1 826 912	0.848 53	0.042 067	5 021
2	精细	75	5 251 659	1 259 816	0.847 12	0.041 060	3 223
3	精细	50	3 720 923	935 495	0.839 97	0.040 115	1 927
4	中等	100	3 926 473	841 153	0.843 88	0.040 633	2 698
5	中等	75	2 558 894	582 811	0.840 56	0.039 475	1 576
6	中等	50	1 787 700	418 855	0.832 93	0.038 905	1 011

对表 2 中 6 组算例的单元质量、泄漏量和计算时间进行对比分析可知,选取单元质量最好的 4 组算例(第 1、2、4 和 5 组),在保证泄漏量相对稳定的前提下,依据单元数和计算时间最少的原则,选取第 5 组算例,即相关性中心为中等和相关性为 75 的网格划分方法能够满足计算精度和速度的要求。在第 5 组算例中,壁面网格间距情况为:最小网格单元尺寸  $2.2757 \times 10^{-5}$  m、最大网格面单元尺寸  $2.2757 \times 10^{-3}$  m、最大网格体单元尺寸  $4.5515 \times 10^{-3}$  m,迷宫密封间隙的网格数目 2 558 894。在后续研究中,均选择相关性中心为中等、相关性为 75 的网格划分方法作为直通式迷宫气封流场三维计算模型的网格设定方法。

## 2 评价方法

本文将变化率和敏感度作为评价旋转直通式迷宫气封泄漏和流场力影响规律的指标,其中,泄漏量的变化率和敏感度计算如公式(4)、(5)所示,流场力的变化率和敏感度计算如公式(6)、(7)所示

$$R_1 = \frac{L_i - L_0}{L_0} \quad (4)$$

$$S_1 = \frac{R_1}{p_i - p_0} \quad (5)$$

$$R_2 = \frac{F_i - F_0}{F_0} \quad (6)$$

$$S_2 = \frac{R_2}{p_i - p_0} \quad (7)$$

式中  $L_0$  为初始泄漏量,  $L_i$  为随压差变化的泄漏量,  $R_1$  和  $S_1$  分别为泄漏量的变化率和敏感度,  $F_0$  为初始流场力值,  $F_i$  为随压差变化的流场力值,  $R_2$  和  $S_2$  分别为流场力的变化率和敏感度,  $p_0$  为初始压差,  $p_i$  为变化压差。

流场力由作用于转子表面的流体压力和流体粘

滞力两种流场力构成。流体压力包括径向流体压力、轴向流体压力和总流体压力,其计算分别如公式(8)、(9)、(10)所示

$$p_r = \sqrt{p_x^2 + p_y^2} \quad (8)$$

$$p_a = p_z \quad (9)$$

$$p_t = \sqrt{p_x^2 + p_y^2 + p_z^2} \quad (10)$$

式中  $p_r$ 、 $p_a$  和  $p_t$  分别为径向流体压力、轴向流体压力和总流体压力,  $p_x$ 、 $p_y$  和  $p_z$  分别为通过 ANSYS CFX 数值计算获得的在  $x$ 、 $y$  和  $z$  方向上的流体压力值。

流体粘滞力包括径向流体粘滞力、轴向流体粘滞力和总流体粘滞力,其计算分别如公式(11)、(12)、(13)所示

$$V_r = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \quad (11)$$

$$V_a = V_z \quad (12)$$

$$V_t = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2} \quad (13)$$

式中  $V_r$ 、 $V_a$  和  $V_t$  分别为径向流体粘滞力、轴向流体粘滞力和总流体粘滞力,  $V_x$ 、 $V_y$  和  $V_z$  分别为通过 ANSYS CFX 数值计算获得的在  $x$ 、 $y$  和  $z$  方向上的流体粘滞力值。

## 3 结果与讨论

通过第一节建立的稳态 CFD 数值计算方法进行求解,在相同的计算模型和设定参数下,当转速为 500 rad/s、不考虑偏心和入口预旋时,选取 5 个进出口压差  $\Delta p = 5$  kPa、10 kPa、50 kPa、100 kPa、500 kPa,进行基于三维模型的密封流场 CFD 计算,获得不同压差下旋转直通式迷宫气封流场和流场力的数值计算结果。

### 3.1 密封泄漏量

图 3 为在 5 个压差下转子的密封流场泄漏量。可以看出随着压差的增加,泄漏量从 5 kPa 时的  $3.754 \times 10^{-3}$  kg/s 增加到 500 kPa 时的  $3.9475 \times$

$10^{-2}$  kg/s, 累计增加了约 9.5155 倍 ( $S_1 = 0.0961$ ), 其中, 从 5 kPa 时的  $3.7540 \times 10^{-3}$  kg/s 增长到 100 kPa 时的  $1.7418 \times 10^{-2}$  kg/s, 累计增加了约 3.6399 倍 ( $S_1 = 0.1916$ ), 从 100 kPa 时的  $1.7418 \times 10^{-2}$  kg/s 增长到 500 kPa 时的  $3.9475 \times 10^{-2}$  kg/s, 累计增加了约 1.2663 倍 ( $S_1 = 0.3166$ )。相比低压差, 高压差的泄漏量对压差的增加更敏感, 压差增大会导致密封流场泄漏量增大。

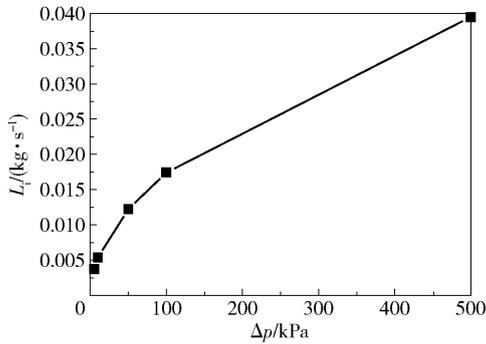


图3 泄漏量与压差的关系图

Fig. 3 Plot of leakage flow rate versus pressure drop

### 3.2 密封流场

通过 ANSYS CFX 数值模拟, 获得直通式迷宫气封流场, 主要包括密封流场速度流线和转子表面的总压分布。图 4 显示了在转速  $\omega = 500$  rad/s 和压差

$\Delta p = 500$  kPa 时密封流场的速度流线, 可以看出密封流场流动特征和漩涡的分布情况, 当密封中的速度流线围绕转子旋转时, 密封槽内的速度流线同时存在着二次循环流动, 旋转直通式迷宫气封流场围绕密封转子轴旋转, 继而产生流场力。

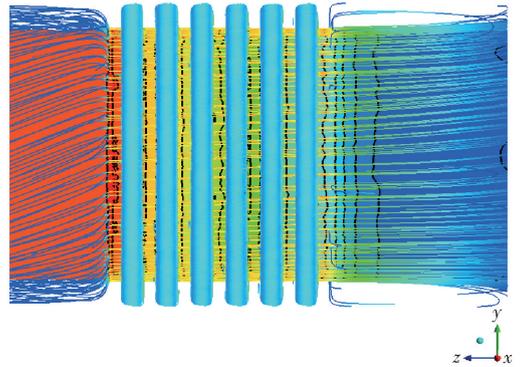


图4 速度流线

Fig. 4 Velocity streamlines

图 5(a) ~ (e) 分别显示了转速  $\omega = 500$  rad/s 时不同压差下转子表面总压分布。可以看出密封流场对转子表面的总压强分布情况: 随着压差的增加, 转子表面的总压也增加, 同时沿着密封入口到出口转子表面总压逐渐减小。

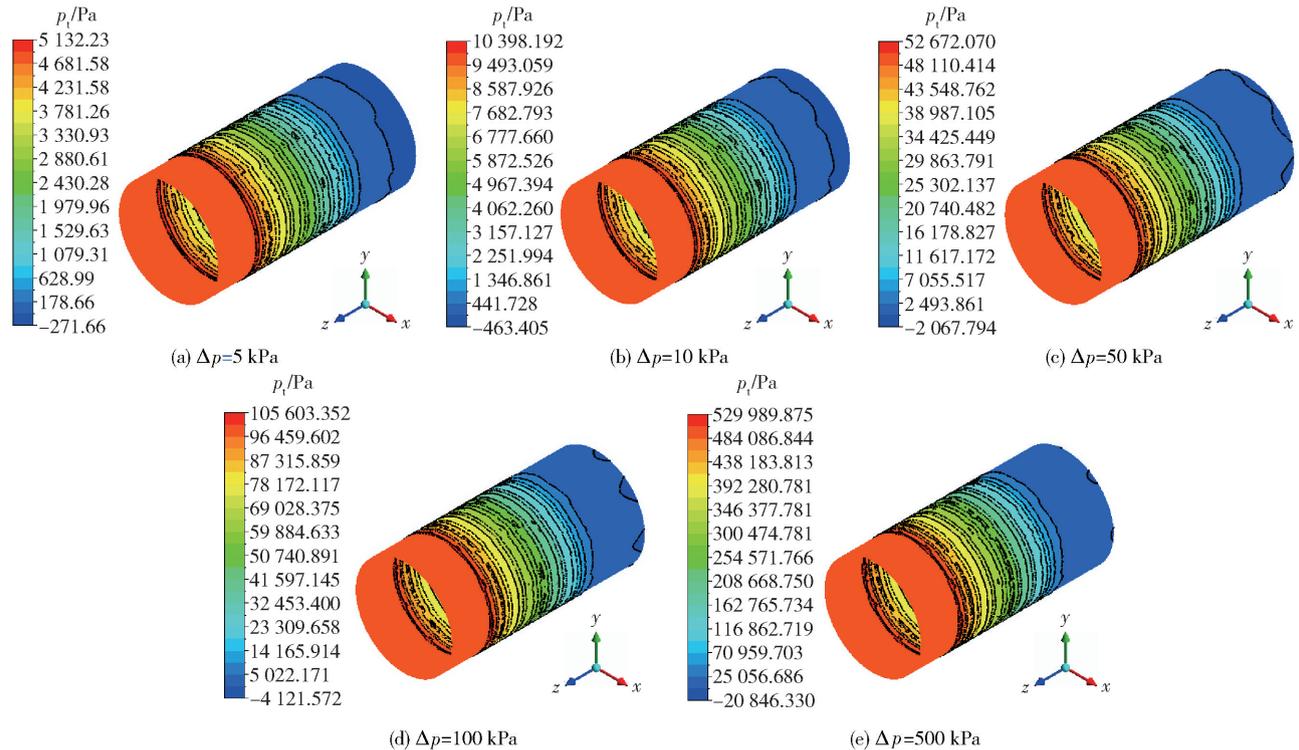


图5 不同压差下的转子表面总压云图

Fig. 5 Total pressure contours on the rotor surface at different pressure drops

### 3.3 密封流场力

图 6 为 5 个压差下转子表面的流体压力变化。可以看出,随着压差的增大,径向、轴向和总流体压力呈线性增加,其中,径向流体压力从 5 kPa 时的  $6.7756 \times 10^{-4}$  N 增长到 500 kPa 时的  $1.224 \times 10^{-1}$  N,累计增加了约 179.6482 倍 ( $S_2 = 1.8146$ );轴向流体压力从 5 kPa 时的  $5.2454 \times 10^{-3}$  N 增长到 500 kPa 时的  $5.2707 \times 10^{-1}$  N,累计增加了约 99.4823 倍 ( $S_2 = 1.0049$ );总流体压力从 5 kPa 时的  $5.289 \times 10^{-3}$  N 增长到 500 kPa 时的  $5.4109 \times 10^{-1}$  N,累计增加了约 101.3048 倍 ( $S_2 = 1.0233$ )。径向流体压力小于轴向流体压力,轴向流体压力是总流体压力的主要部分,流体压力对压差的增大具有敏感性,径向流体压力比轴向流体压力和总流体压力更敏感。压差增

大会导致转子表面径向流体压力、轴向流体压力和总流体压力增大。

图 7 为 5 个压差下转子表面的流体粘滞力。可以看出,随着压差的增加,径向、轴向和总流体粘滞力均增加,其中,径向流体粘滞力从 5 kPa 时的  $1.5222 \times 10^{-5}$  N 增长到 500 kPa 时的  $1.0516 \times 10^{-3}$  N,累计增加了约 68.0842 倍 ( $S_2 = 0.6877$ );轴向流体粘滞力和总流体粘滞力从 5 kPa 时的  $8.9724 \times 10^{-2}$  N 增长到 500 kPa 时的 5.4116 N,累计增加了约 59.3138 倍 ( $S_2 = 0.5991$ )。径向流体粘滞力小于轴向流体粘滞力,轴向流体粘滞力是总流体粘滞力的主要部分,流体粘滞力对压差的增加具有敏感性,径向粘滞力比轴向粘滞力和总流体粘滞力更敏感。压差增大会导致转子表面径向流体粘滞力、轴向流体

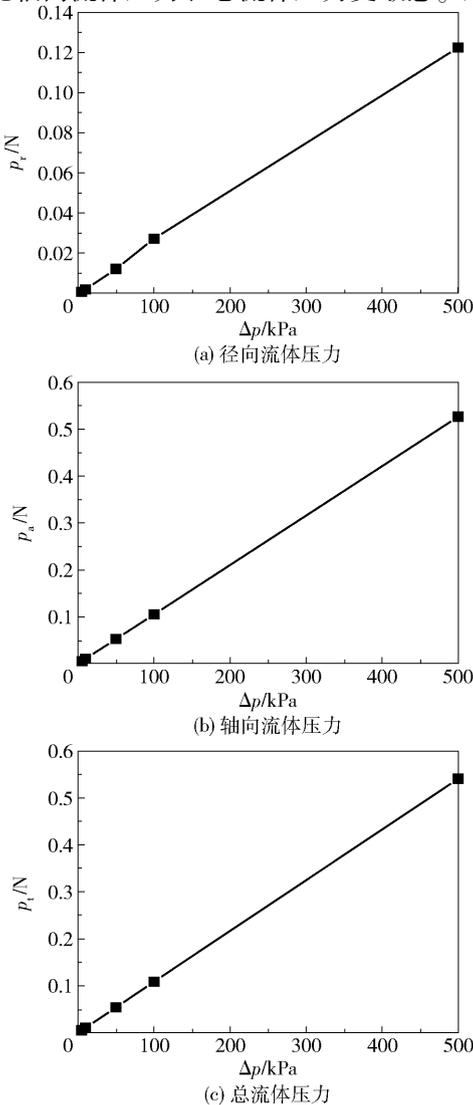


图 6 流体压力与压差的关系曲线

Fig. 6 Plot of pressure forces versus pressure drop

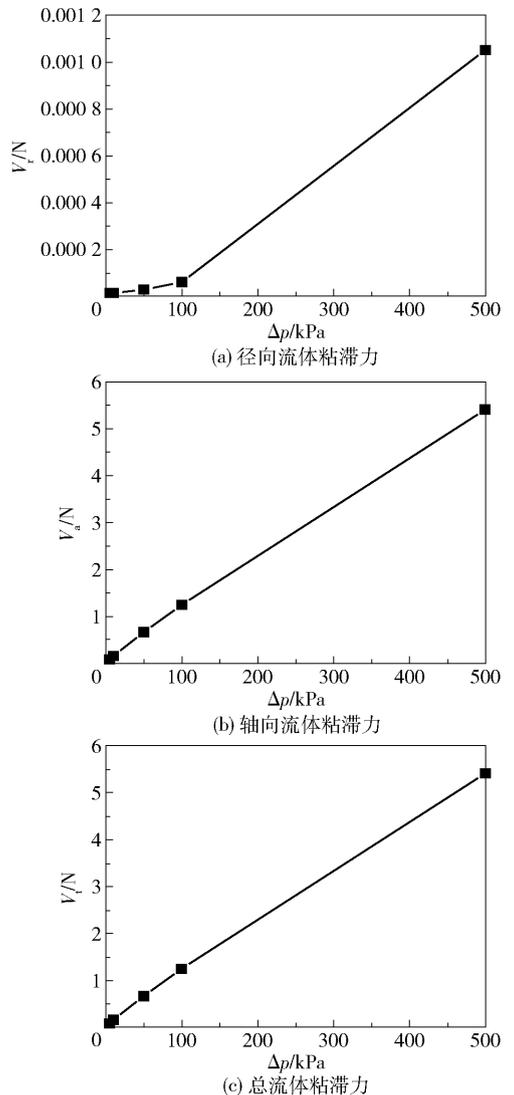


图 7 流体粘滞力与压差的关系曲线

Fig. 7 Plot of viscous forces versus pressure drop

粘滞力和总流体粘滞力增大。

## 4 结论

本文基于稳态 CFD 方法针对压差对旋转直通式迷宫气封泄漏、流场和流场力的影响进行研究,密封泄漏量随着压差的增加而增加,转子表面总压分布和密封流场速度流线的变化显示了密封流场的变化,转子表面流体压力和流体粘滞力均对压差增加敏感,并随着压差的增加而增大。因此,压差是影响旋转直通式迷宫气封泄漏、流场和流场力的主要因素,所得影响规律不仅有助于更好地理解压差对迷宫密封泄漏、流场和流场力的影响规律,而且为迷宫密封流场改进和控制提供理论基础。

### 参考文献:

[1] FLITNEY R. Seals and sealing handbook[M]. Oxford: Butterworth-Heinemann Elsevier Ltd., 2014: 244-257.

[2] VANCE J, ZEIDAN F, MURPHY B. Machinery vibration and rotordynamics[M]. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2010: 271-278.

[3] VANNINI G, MAZZALI C, UNDERBAKKE H. Rotordynamic computational and experimental characterization of a convergent honeycomb seal tested with negative preswirl, high pressure with static eccentricity and angular misalignment[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(5): 052502.

[4] SUBRAMANIAN S, SEKHAR A S, PRASAD B. On the choice of initial clearance and prediction of leakage flow rate for a rotating gas turbine seal[J]. Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science, 2016, 230(10): 1586-1601.

[5] SUBRAMANIAN S, SEKHAR A S, PRASAD B. Rotordynamic characteristics of rotating labyrinth gas turbine seal with centrifugal growth[J]. Tribology International, 2016, 97: 349-359.

[6] LI Z G, LI J, FENG Z P. Labyrinth seal rotordynamic characteristics part II: geometrical parameter effects[J]. Journal of Propulsion and Power, 2016, 32(5): 1281-1291.

[7] LI Z G, LI J, FENG Z P. Labyrinth seal rotordynamic characteristics part I: operational conditions effects[J]. Journal of Propulsion and Power, 2016, 32(5): 1199-1211.

[8] ERTAS B H, DELGADO A, VANNINI G. Rotordynamic force coefficients for three types of annular gas seals with inlet preswirl and high differential pressure ratio[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(4): 042503.

[9] HIRANO T, GUO Z L, KIRK R G. Application of CFD analysis for rotating machinery — part II: labyrinth seal analysis[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(4): 820-826.

[10] MOORE J J. Three-dimensional CFD rotordynamic analysis of gas labyrinth seals[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2003, 125(4): 427-433.

# Effects of a pressure drop on the flow field and fluid-induced force of the rotary straight-through labyrinth gas seal

WANG QingFeng HE LiDong

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

**Abstract:** The effects of the pressure drop on the leakage, flow field and fluid-induced force of a rotary straight-through labyrinth gas seal have been investigated using a steady-CFD analysis method. The grid density analysis ensures that the steady-CFD analysis method meets the requirements of calculation precision. The effect and sensitivity analyses show that the changes in pressure drop affect the leakage flow rates, velocity streamlines, total pressure distributions, pressure forces, and viscous forces. The results indicate that increasing the pressure drop increases the leakage flow rates, axial pressure forces, radial pressure forces, total pressure forces, axial viscous forces, radial viscous forces and total viscous forces.

**Key words:** rotary straight-through labyrinth gas seal; pressure drop; leakage; flow field; fluid-induced force

(责任编辑:汪 琴)