

# 无油涡旋真空泵主轴冷却装置数值模拟研究

袁熙<sup>1</sup>, 马明旭<sup>1</sup>, 陈杰<sup>1</sup>, 王哲英<sup>2</sup>

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 梧州学院 机械与资源工程学院, 广西 梧州 543002)

**摘要:** 针对某企业现有的无油涡旋真空泵主轴冷却结构开展研究, 基于该真空泵主轴冷却装置实际结构和工作原理, 分析了影响主轴冷却效率的主要技术参数. 进一步构建了其内部的几何模型, 并利用 ANSYS Fluent 软件对其流场特性和温度场特性进行了数值模拟仿真. 此外, 还研究了变截面冷却管道在不同管径和不同出口数量等条件下对装置温降效率的影响. 结果表明: 当入口段直径从 3.0 mm 增大至 5.0 mm, 轴表面温度下降了 12.74%; 当出口段直径从 2.5 mm 增大至 3.5 mm, 轴表面温度下降了 19.68%; 当管道出口数量从 1 个增加至 4 个, 轴表面温度下降了 23.61%. 轴表面温度对中间段直径和末尾段直径的改变响应不明显. 故冷却管道入口段直径、出口段直径以及管道出口的数量是影响真空泵偏心主轴温降的主要因素.

**关键词:** 无油涡旋真空泵; 冷却装置; 流场特性; 温度场特性; 数值模拟

中图分类号: TB 752 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2025)01-0092-08

## Numerical Simulation Study on Spindle Cooling Device for Oil-Free Scroll Vacuum Pumps

YUAN Xi<sup>1</sup>, MA Ming-xu<sup>1</sup>, CHEN Jie<sup>1</sup>, WANG Zhe-ying<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. College of Mechanical and Resource Engineering, Wuzhou University, Wuzhou 543002, China. Corresponding author: MA Ming-xu, E-mail: mxma@mail.neu.edu.cn)

**Abstract:** A study is carried out on the spindle cooling structure for the existing oil-free scroll vacuum pump in an enterprise. Based on the actual structure and working principle of the spindle cooling device for this vacuum pump, the main technical parameters affecting the cooling efficiency of the spindle are analyzed. Its internal geometric model is further constructed, and the numerical simulations of its flow field characteristics and temperature field characteristics are performed using the ANSYS Fluent software. In addition, the effect of variable cross-section cooling pipes on the temperature drop efficiency of the device is investigated under conditions such as different pipe diameters and different numbers of outlets. The results show that when the diameter of the inlet section increases from 3.0 mm to 5.0 mm, the shaft surface temperature decreases by 12.74%; when the diameter of the outlet section increases from 2.5 mm to 3.5 mm, the shaft surface temperature decreases by 19.68%; and when the number of pipe outlets increases from 1 to 4, the shaft surface temperature decreases by 23.61%. The response of the shaft surface temperature to the change of the diameter of the middle section and the end section is not obvious. Hence, the diameter of the inlet section, the diameter of the outlet section and the number of pipe outlets are the main factors affecting the temperature drop of the eccentric spindle for the vacuum pump.

**Key words:** oil-free scroll vacuum pump; cooling device; flow field characteristics; temperature field characteristics; numerical simulation

无油涡旋真空泵具有体积小、噪声低<sup>[1]</sup>和工 作时间长<sup>[2]</sup>等优点, 已广泛运用于工程实际中. 现

有的无油涡旋真空泵在工作过程中,由于涡旋端部的密封条与涡旋盘底板高速摩擦,导致无油涡旋真空泵的主轴过热,轴承内部的润滑脂失效造成轴承损坏,从而影响无油涡旋真空泵工作寿命<sup>[3]</sup>.所以,解决无油涡旋真空泵内部的冷却问题就显得尤为关键<sup>[4]</sup>.目前常见的无油涡旋真空泵均采用了水冷或风冷结构<sup>[5-11]</sup>,但大多数设计都是基于解决以涡盘发热为核心问题的冷却方案,而考虑无油涡旋真空泵的主轴冷却问题的研究却较少.

自 20 世纪 80 年代末期开始,有关涡旋真空泵及其冷却方法的研究就已经在学术界中兴起. 1988 年,日本东京大学 Morishita 等<sup>[12]</sup>的研究表明了涡旋真空泵在真空获得方法中的高效性. 1990 年, Kushiro 等<sup>[13]</sup>研制出了抽速为 600 L/min 的卧式无油涡旋真空泵.为解决无油涡旋真空泵在压缩气体时的产热问题,考虑采用水冷的方式对整体零部件进行冷却,但由于冷却水回路的设置,也增加了泵体整体的复杂度.此后, Su 等<sup>[14]</sup>研制了基于风冷的无油涡旋真空泵,在泵体两侧安装了自驱动冷却风扇.在此之后,BOC 公司也设计了一种采用风冷方式的无油涡旋真空泵,它最大的特点在于动盘与机架之间通过金属波纹管进行连接,波纹管结构提供了密封作用以及防止动盘自转的作用<sup>[15]</sup>.

综上所述,无油涡旋真空泵的冷却方案设计已经是真空泵整机设计流程的重要一环,这些冷却方案多数运用于解决真空泵涡盘发热和压缩气体发热等问题.除此之外,仍然没有很好的解决方案针对于主轴摩擦产热的冷却问题.因此,本文对一种现有的适用于无油涡旋真空泵偏心主轴的自驱动冷却装置开展温度场、流场分析以及参数化分析研究,为这类冷却装置提供设计指导及优化方向.本文利用 SolidWorks 建立三维实体模型,基于计算流体动力学 (computational fluid dynamics, CFD) 方法对其进行流场和温度场分析,并利用参数化方法研究其各项参数对主轴表面温降的影响,提出了无油涡旋真空泵主轴冷却装置的参数优化方案.

## 1 冷却装置结构与技术参数

### 1.1 无油涡旋真空泵冷却装置结构及工作原理

图 1 为本文研究的无油涡旋真空泵偏心主轴自驱动冷却装置结构剖面图<sup>[1]</sup>,其主要结构包括

1 个带有内部空心冷却气流通道的偏心主轴、2 个对称布置的冷却风扇及驱动电机.偏心主轴连接 2 个冷却风扇,右侧冷却风扇的扇叶轮径向开设有冷却气流出口,与偏心主轴内部的冷却气流通道连通.

其工作原理是:当无油涡旋真空泵正在工作时,主轴带动两侧冷却风扇,将冷却空气带入主轴内部空心冷却气流通道,从而去除真空泵工作时内部产生的热量,有效冷却偏心主轴、轴承、轴封和动涡旋盘,降低无油涡旋真空泵泵腔内工作温度,达到延长无油涡旋真空泵工作寿命的目的.

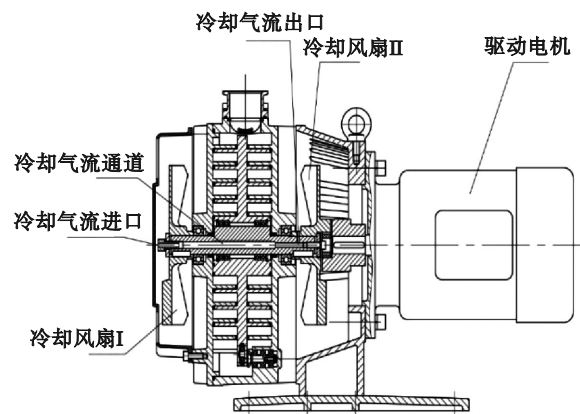


图 1 偏心主轴冷却装置结构剖面

Fig. 1 Structural profile of the eccentric spindle cooling device

### 1.2 冷却装置主要技术参数的确定

为了求得冷却装置温降效率的影响因子,并为之后的参数化分析作好准备,首先需要对冷却装置的主要技术参数进行确定.在确定主要技术参数之前,应当对该冷却装置的数学模型作如下假设和简化:

- 1) 流场气体为不可压缩气体;
- 2) 在整体流场内部没有漏气现象;
- 3) 气体在流场内不会产热,即无气动生热现象;

- 4) 装置整体仅有主轴内外壁间的导热和管壁与流体间的强迫换热.

简化后,整个换热系统可分为两部分:偏心主轴内部的导热部分和偏心主轴与冷却空气间的强迫对流换热部分.本文主要关注于偏心主轴与冷却空气间的强迫对流换热过程.在冷却管道内,壁面与冷却空气间为强迫对流换热,根据牛顿冷却定律可得散热边界(主轴内表面)的热流密度分布方程为

$$q_c = h(T_w - T_f), \quad (1)$$

$$h = Nu_f \frac{\lambda_f}{d}. \quad (2)$$

式中:  $h$  为对流传热系数;  $\lambda_f$  为流体导热系数;  $d$  为冷却管道直径;  $Nu_f$  为流体的努赛尔数;  $T_w$  和  $T_f$  分别为冷却管道内管壁温度和流体定性温度. 流体定性温度一般定义为流体的平均温度, 即进口温度和出口温度的算术平均值. 欲计算对流传热系数, 首先需要由管内流体雷诺数确定管道内流体的流态, 雷诺数计算式为

$$Re_f = \frac{\rho u_m d}{\mu_f}. \quad (3)$$

式中:  $\rho$  为流体密度;  $u_m$  为流体管内平均流速;  $\mu_f$  为以壁面温度与流体温度的算术平均值为定性温度的流体动力黏度. 求得流体的雷诺数后, 则需要根据不同的流体流态, 选用合适的实验关联式以求得努赛尔数.

根据现场实验, 计算得管内冷却气流雷诺数为 708.323 2, 因此应当选择层流流态下的 Sieder-Tate 关联式进行计算:

$$Nu_f = 1.86 \left( Re_f Pr_f \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14}. \quad (4)$$

式中:  $Pr_f$  为流体的普朗特数;  $\mu_w$  为以壁面温度为定性温度的流体动力黏度;  $l$  为管道长度.

分析式(1)~式(4), 当无油涡旋真空泵正常稳定工作而冷却装置未工作时, 散热边界(主轴内表面)则无冷却气流, 散热边界条件为  $q_c = 0$ , 此时偏心主轴内表面达到最高温度  $T_{w,max}$ . 当系统达到稳定后, 冷却装置开始工作, 此时散热边界条件为

$$q_c = h(T_{w,max} - T_f) \neq 0. \quad (5)$$

在式(5)中,  $T_{w,max}$  和  $h$  都会随偏心主轴几何条件的改变而改变. 对于一款确定的偏心主轴, 其几何形状是一定的, 故  $T_{w,max}$  可视为不变量. 另外, 由于无油涡旋真空泵泵体主轴长度一定, 故管道长度  $l$  也是定值. 综合式(2)~式(4)有

$$h = 1.86 \left( \frac{\rho u_m d}{\mu_f} Pr_f \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \cdot \frac{\lambda_f}{d} = K_f \left( \frac{u_m}{d} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (6)$$

式中,

$$K_f = 1.86 \lambda_f \left( \frac{\rho Pr_f}{l \mu_f} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14}. \quad (7)$$

式(6)表明, 影响平均对流传热系数主要为管内流体流速  $u_m$  和冷却管道直径  $d$ .

除了冷却效率这一参数需要优化以外, 管内

压力也是需要考虑的技术参数之一. 管内压力过大, 容易导致主轴的变形; 而内压力过小, 则会导致主轴发生较大振动. 因此, 保证冷却管道内压力处于大气压力附近水平, 能保证冷却装置正常工作的同时提高稳定性.

## 2 冷却腔 CFD 数值计算前处理

### 2.1 建立内流场几何模型

根据冷却装置内部参数要求, 对装置实际构型进行一些简化. 为了减轻计算量以加快收敛, 建立 2 个在不同仿真条件下的流体域三维模型: 流场分析模型(图 2)和温度场分析模型(图 3).

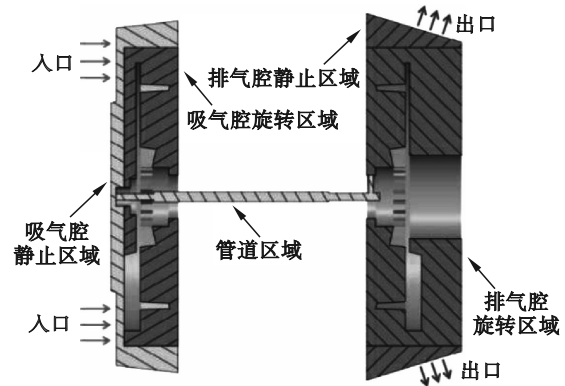


图 2 流场分析模型

Fig. 2 Fluid field analysis model

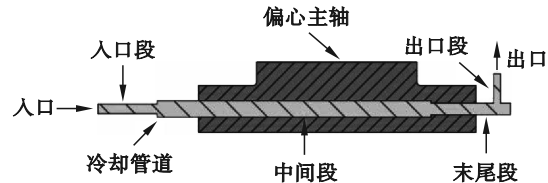


图 3 温度场分析模型

Fig. 3 Temperature field analysis model

流场分析模型主要分为 5 个部分: 吸气腔静止区域、吸气腔旋转区域、排气腔静止区域、排气腔旋转区域以及管道区域. 2 个旋转区域分别涵盖一侧的冷却风扇, 从而将冷却风扇的旋转转换为 2 个旋转区域的旋转. 温度场分析模型由偏心主轴和冷却管道组成, 其中冷却管道可分为入口段、中间段、末尾段和出口段. 2 个模型的主要区别在于其各自的侧重点不同, 因此得到不同的简化结果. 对流场分析模型进行仿真后, 可得到管道(出)入口处的压力值和速度值, 由此可计算出冷却管道内部的雷诺数, 从而确定管道内部流态. 将以上条件代入温度场分析模型中, 可作为其仿真边界条件.

## 2.2 确定网格尺寸

为确定计算所用网格的网格数量与计算结果之间的无关联性,同时获得最优网格尺寸以减轻计算量,需要对 CFD 模型进行网格无关性验证.针对流场分析模型和温度场分析模型分别建立 3 种不同的网格,整体均采用四面体非结构化网格单元,并在冷却风扇壁面划分自适应边界层,2 个模型分别设置组内相同的边界条件进行仿真分析.

流场分析模型采用管道内空气平均流量为研究对象,温度场分析模型采用主轴表面平均温度为研究对象,模型网格尺寸及相关参数比较结果见表 1 和表 2.

表 1 流场分析模型网格无关性验证结果

Table 1 Grid independence verification results for the flow field analysis model

参数	网格 1	网格 2	网格 3
旋转区域单元尺寸/mm	3	2	2
管道区域单元尺寸/mm	2	2	1
节点数	289 040	650 376	655 513
单元数	1 226 643	3 278 208	3 295 124
冷空气平均流量/ $\times 10^5/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	6.776	6.552	6.545
与网格 1 流量对比/%	—	3.30	3.41

表 2 温度场分析模型网格无关性验证结果

Table 2 Grid independence verification results for temperature field analysis model

参数	网格 1	网格 2	网格 3
偏心主轴单元尺寸/mm	4	3	2
管道区域单元尺寸/mm	2	2	2
节点数	79 271	79 596	82 903
单元数	283 889	285 296	302 413
主轴表面平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	58.164	58.141	57.527
与网格 1 温度对比/%	—	0.007	0.192

由仿真结果可见,2 个模型分别在 3 种网格下的计算结果吻合较好.由于网格质量的不同会对计算结果造成较大影响,网格数量越大虽然计算精度更高,但所需要的计算量也就越大.因此综合考虑网格质量、网格数量等参数,在保证计算精度的情况下,本研究采用单元数为 122 万的网格 1 进行流场仿真分析,采用单元数为 30 万的网格 3 进行温度场仿真分析.模型网格划分结果剖面图如图 4 和图 5 所示.

## 2.3 设置边界条件

由于 2 种 CFD 模型均以非结构化网格为主,因此需要使用双精度计算方法以提高计算精度.

模拟分析时采用稳态仿真方法对流场和温度场进行分析.

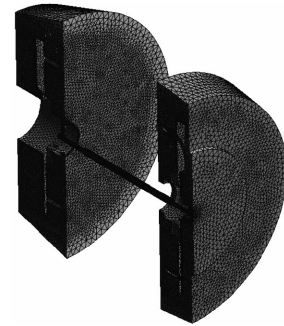


图 4 流场分析 CFD 模型

Fig. 4 CFD model for flow field analysis

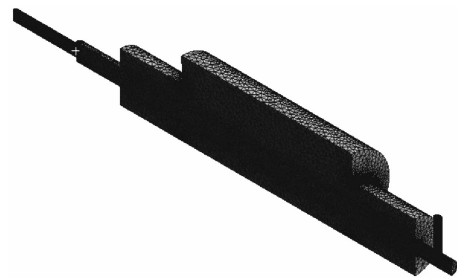


图 5 温度场分析 CFD 模型

Fig. 5 CFD model for temperature field analysis

具体边界条件设置为

1) 对于流场分析,选用 Realizable  $\kappa-\varepsilon$  湍流模型并在近壁位置选用标准壁面函数(standard wall function, SWF),流体介质选用空气,边界条件在入口与出口处均设为压力条件.由于流场仿真仅涉及绕轴转动,因此开启多重参考系(multi-reference frame, MRF)模型,设定吸气腔旋转区域、排气腔旋转区域和管道区域为参考系旋转区域,以仿真冷却叶片和主轴的转动.压力速度耦合采用压力耦合方程组的半隐式方法(semi-implicit method for pressure linked equations, SIMPLE),离散格式为二阶迎风差分格式并开启高阶项松弛.

2) 对于温度场分析,已知流体在冷却管道内的流动方式为层流流动,因此仿真时选用层流模型并开启能量方程.流体介质选用空气,固体介质选用不锈钢,边界条件在入口与出口处分别对应设为速度条件与压力条件.入口流速取流场仿真收敛时的管道入口平均流速,入口压力取管道入口平均压力,出口压力取管道出口平均压力.由于偏心主轴表面因摩擦产生热量,经实验测得稳定时其表面温度为  $69.85^{\circ}\text{C}$ ,因此设定主轴表面壁面区域为热壁面边界条件,并对热通量进行

拟合,使壁面在仿真收敛时达到实测温度.压力-速度耦合方法及离散格式与流场分析相同.

### 3 仿真模型基本参数及其结果分析

#### 3.1 模型基本参数

基于原产品设计,叶片廓形为圆弧型叶片,叶片数量为 18,可确定整体内外结构尺寸.设定工作状态主轴表面温度稳定值为 69.85 °C,外界冷空气温度设定为 20 °C.模型设计基本参数值如表 3 所示.

表 3 模型设计基本参数

Table 3 Basic parameters of the model design

参数	符号	单位	数值
主轴表面温度	—	°C	69.85
冷空气温度	—	°C	20
风扇外径	$D_{fan}$	mm	180
叶片数量	—	—	18
风扇转速	$n$	r/min	1 500
管道入口段长度	$l_{in}$	mm	25.5
管道入口段直径	$\phi_{in}$	mm	4.2
管道中间段长度	$l_{mid}$	mm	118
管道中间段直径	$\phi_{mid}$	mm	7
管道末尾段长度	$l_{end}$	mm	34.2
管道末尾段直径	$\phi_{end}$	mm	5.0
管道出口段直径	$\phi_{out}$	mm	3.0
管道出口数量	—	—	1.0

#### 3.2 模型仿真结果及讨论

模型仿真采用 E5-2680v4CPU 服务器(28 核 56 线程双路),软件版本为 ANSYS Fluent 2020R2,使用并行计算方法.利用 CFD 后处理软件分析计算结果,获得其主要截面的压力场云图、速度场云图、速度场流线和温度场云图分别如图 6~图 9 所示,并通过软件自带的数据库输出模块得到模型关键位置的仿真结果,见表 4.

基于上述设计参数下的偏心主轴冷却装置在稳定工作时的管道入口、中部和出口平均压力分别为 -18.39, -30.29 和 -128.18 Pa, 主轴发热表面温度从无冷却条件下的 70 °C 降为了 57.68 °C, 下降了 17.6%, 冷却效果明显.综合以上仿真结果,可以总结出参数化分析的方向.首先对冷却管道入口、中部和出口 3 个截面压力监测可见管道内部处于负压状态,可能对偏心主轴工作状态造成影响.另外,虽然在冷却装置的冷却作用下偏心主轴表面温度明显下降,但该结果依然还有

很大的提升空间.因此,可将管道内压力值和主轴表面温度作为参数化分析的优化指标,通过改变冷却管道的各段直径以及改变冷却管道的出口数量,对上述指标进行优化.

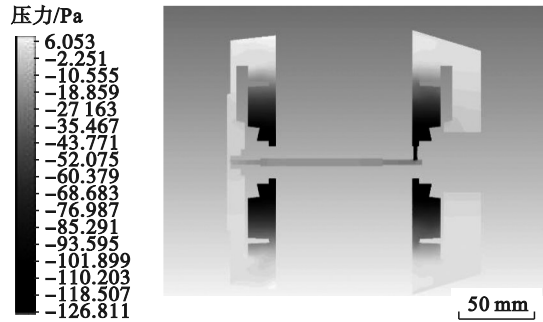


图 6 主要截面压力场云图

Fig. 6 Pressure field contour of the main section

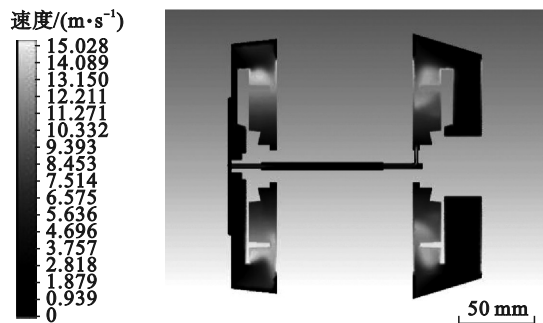


图 7 主要截面速度场云图

Fig. 7 Velocity field contour of the main section

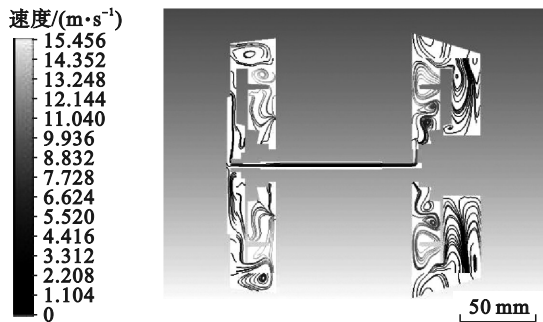


图 8 主要截面速度场流线图

Fig. 8 Velocity field streamline of the main section

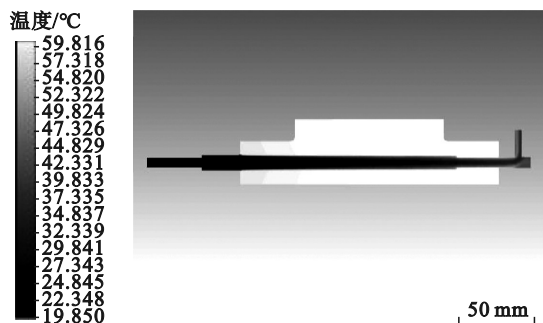


图 9 主要截面温度场云图

Fig. 9 Temperature field contour of the main section

表 4 模型仿真主要结果  
Table 4 Main results of the model simulation

参数	符号	单位	数值
管道气体流量	$q$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$6.78\times 10^{-5}$
管道入口平均压力	$p_{in}$	Pa	-18.39
管道中部平均压力	$p_{mid}$	Pa	-30.29
管道出口平均压力	$p_{out}$	Pa	-128.18
主轴发热表面温度	$t_{sur}$	$^{\circ}\text{C}$	57.68

### 3.3 管道结构参数分析

#### 3.3.1 管道各段直径的影响

考虑到冷却管道的变截面结构,分别分析图 3 中入口段、中间段、末尾段和出口段直径对管内压力和偏心主轴表面温度的影响.管道入口段直径的变化对压力和温度的影响见图 10,从管内压力的变化来看,入口段直径的增大使管道入口和中部的压力显著上升.随着入口段直径从 3 mm 增大至 5 mm,两处的压力分别从 -34.08, -67.97 Pa 上升至 -12.48 和 -20.20 Pa,但管道出口处的压力几乎没有变化;从主轴表面温度  $t_{sur}$  来看,入口段直径的变化对冷却效率也提升明显,随着入口段直径从 3.0 mm 增大至 5.0 mm,轴表面温度从 63.26  $^{\circ}\text{C}$  下降至 55.20  $^{\circ}\text{C}$ ,下降了 12.74%.管道中间段直径的变化对压力和温度的影响结果如图 11 所示.可见,中间段直径的增大略微提升了管道中部的压力,但对于入口和出口的压力影响均不显著.而对于温度影响,中间段直径的增大会略微增加偏心主轴的表面温度,这是因为管中气体流量变化较小,直径变大后反而导致气体流速下降.管道末尾段直径的变化对压力和温度的影响结果如图 12 所示.与中间段直径变化的影响相反,末尾段直径的增大略微降低了管道入口和中部压力,但出口压力仍无较大波动.对于温度影响,末尾段直径的增大使得偏心主轴的表面温度略有降低.随着末尾段直径从 4.0 mm 增大至 6.0 mm,轴表面温度从 59.62  $^{\circ}\text{C}$  下降至 56.91  $^{\circ}\text{C}$ ,下降了 4.55%.最后,管道出口段直径的变化对压力和温度的影响结果如图 13 所示.出口段直径的增大使入口和中部的压力有明显的下降趋势,这是由于增大出口段直径时,管内气体流量增加,而入口和中部管道直径不变,进而气体流速上升,引起管内压力下降.出口段直径的增加对冷却效率有明显提升,随着出口段直径从 2.5 mm 增大至 3.5 mm,轴表面温度从 65.18  $^{\circ}\text{C}$  下降至 52.35  $^{\circ}\text{C}$ ,下降了 19.68%.

综合以上管道各段直径的变化对管内压力

和主轴表面温度的影响,可见管道入口平均压力和管道中部平均压力对于各段直径的变化都有不同程度的响应,但管道出口平均压力始终维持在 -127 Pa 左右浮动,响应不明显.这是因为管道出口始终保持高速旋转,其对压力的影响远大于管内直径变化量对压力的影响.而从温度变化来看,入口段直径和出口段直径的变化对主轴表面高温现象改善效果最好.

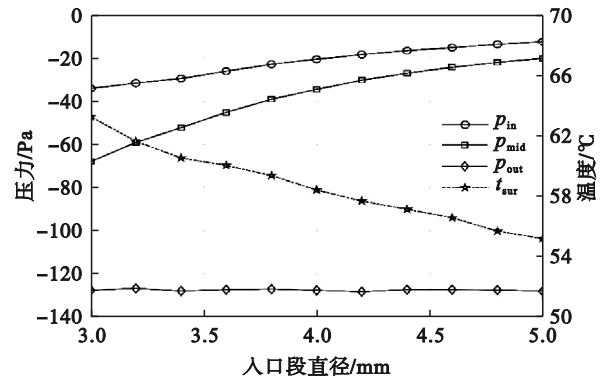


图 10 不同入口段直径对压力和温度的影响

Fig. 10 Effects of different inlet section diameters on pressure and temperature

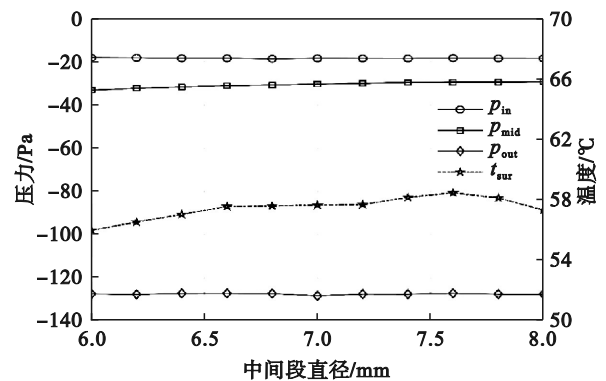


图 11 不同中间段直径对压力和温度的影响

Fig. 11 Effects of different medium section diameters on pressure and temperature

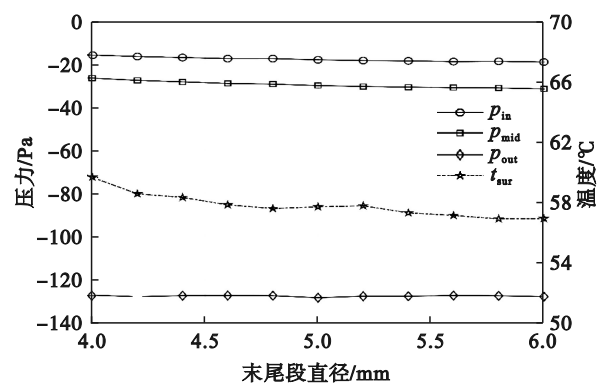


图 12 不同末尾段直径对压力和温度的影响

Fig. 12 Effects of different end section diameters on pressure and temperature

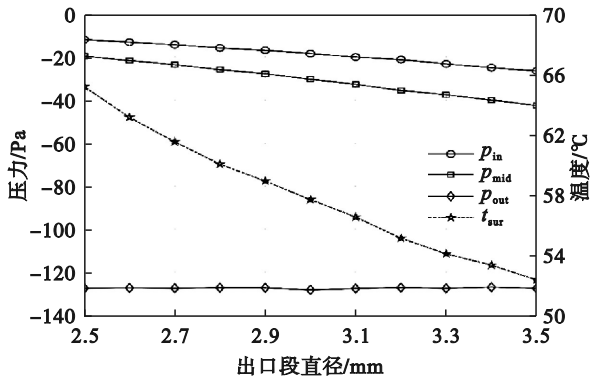


图 13 不同出口段直径对压力和温度的影响

Fig. 13 Effects of different outlet section diameters on pressure and temperature

3.3.2 管道出口数量的影响

增加出口数量即在原来 1 个出口的基础上在圆周均匀分布多个出口(图 14),其本质上与增加出口直径是等效的,但增加出口数量对管内压力和主轴表面温度的影响更加显著.从图 15 中可以看出,每增加 1 个出口,管道入口和中部平均压力都呈现出一定程度的下降,从 1 个出口到 4 个出口,管道入口压力和中部压力分别从 -18.39, -30.29 Pa 下降至 -52.74 Pa 和 -83.47 Pa,而管道出口处压力略微上升.主轴表面温降明显,且呈现随出口数量增多下降幅度渐小的趋势,从 1 个出口到 4 个出口主轴表面温度从 57.68 °C 下降至 44.06 °C,下降了 23.61%.

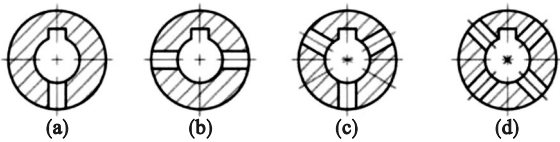


图 14 管道出口分布

Fig. 14 Distribution of pipe outlets

(a)—1 个出口; (b)—2 个出口;  
(c)—3 个出口; (d)—4 个出口.

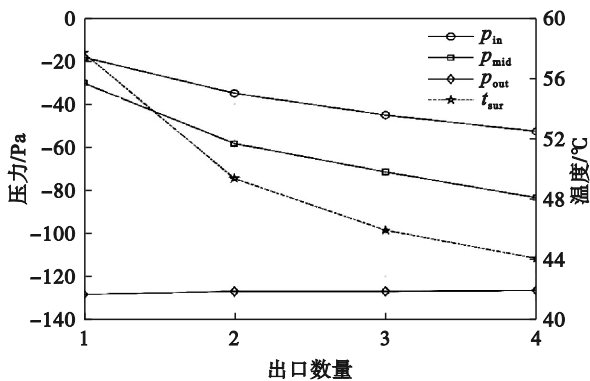


图 15 不同出口数量对压力和温度的影响

Fig. 15 Effects of different numbers of outlets on pressure and temperature

3.3.3 冷却结构设计优化方向

通过对冷却管道直径及出口数量的参数化分析,可以得出以下建议,以帮助该无油涡旋真空泵偏心主轴冷却装置的进一步优化设计.

1) 理论分析和模拟仿真均表明,管内流体流速和管道直径为冷却效率的主要影响因子.管道直径越小、流体流速越大,偏心主轴的散热效果越好;

2) 对冷却效率进行优化时,应在保证主轴强度的同时尽可能增大管道入口段和出口段的直径或者增加出口数量而适当缩小中间段的直径,即增大中间段气体的流速.

4 结 论

1) 冷却管道入口段直径、出口段直径以及管道出口的数量是影响偏心主轴温降的主要因素.增大入口段和出口段的直径或者增加出口数量而不改变中间段的直径是提高冷却效率的最佳方案.

2) 管内流体流速的大小不仅与冷却装置冷却效率有关,也直接影响管内压力的大小.管内压力的大小与管道内气体流速有很大关联,若在保证管内压力值在大气压附近的同时提高主轴冷却效率,则必须要增大管内流量的同时控制管内气体流速不宜过大.

参考文献:

[ 1 ] Zhang Y L, Yue X J, Ding J N, et al. Study the effect of operating temperature on performance in dry scroll vacuum pump[J]. *Applied Sciences*, 2023, 13(16): 9378.  
 [ 2 ] Liepert A, Lessard P. Design and operation of scroll-type dry primary vacuum pumps[J]. *Journal of Vacuum Science & Technology A: Vacuum, Surfaces, and Films*, 2001, 19(4): 1708-1711.  
 [ 3 ] 杨广衍, 宁宪宁. 一种无油涡旋真空泵偏心主轴自驱动冷却装置及使用方法: CN112879304A [P]. 2021-06-01 [2023-11-27].  
 (Yang Guang-yan, Ning Xian-ning. An oil-free scroll vacuum pump eccentric spindle self-driven cooling device and using method: CN112879304A [P]. 2021-06-01 [2023-11-27].)  
 [ 4 ] Coffin D. A tritium-compatible high-vacuum pumping system [J]. *Journal of Vacuum Science and Technology*, 1982, 20(4): 1126-1131.  
 [ 5 ] Yue X J, Zhang Y L, Su Z H, et al. CFD-based analysis of gas flow in dry scroll vacuum pump[J]. *Vacuum*, 2017, 139: 127-135.  
 [ 6 ] Haga S. Introduction of the oil-free scroll vacuum pump[J]. *Journal of Korean Vacuum Science & Technology*, 2002, 6(4): 158-161.  
 [ 7 ] Li Z Y, Li L S, Zhao Y Y, et al. Theoretical and experimental study of dry scroll vacuum pump[J]. *Vacuum*, 2009, 84(3): 415-421.

(下转第 118 页)