# 螺杆真空泵内气体热力过程的数值计算及模拟分析

程寅 王桂鹏 李喆 倪伟明 王健 谢元华 刘坤1,3,4\*

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院 沈阳 110819; 2. 法国南特中央理工学院 流体动力学、能量和大气环境研究实验室 南特 44000; 3. 东北大学 工业智能与系统优化国家级前沿科学中心 沈阳 110819; 4. 东北大学 智能工业数据解析与优化教育 部重点实验室 沈阳 110819)

# Numerical Calculation and Simulation Analysis of Gas Thermodynamic Process in Screw Vacuum Pump

CHENG Yin<sup>1</sup>, WANG Guipeng<sup>1</sup>, LI Zhe<sup>2</sup>, NI Weiming<sup>1</sup>, WANG Jian<sup>1</sup>, XIE Yuanhua<sup>1\*</sup>, LIU Kun<sup>1,3,4\*</sup>

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. Nantes Université, École Centrale Nantes, LHEEA, UMR 6598, Nantes 44000, France; 3. National Frontiers Science Center for Industrial Intelligence and Systems Optimization, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 4. Key Laboratory of Data Analytics and Optimization for Smart Industry, Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819, China)

**Abstract** The thermodynamic process within screw vacuum pumps directly reflects its performance, holding significant research value. This study focuses on two types of screw vacuum pumps, analyzing the thermodynamic parameters including pressure, temperature, internal energy, and enthalpy of gas based on adiabatic, polytropic, and isothermal processes. The correlation between exhaust temperature and suction pressure for constant and variable pitch screw vacuum pumps was calculated. Additionally, the distribution of temperature, pressure, and deformation of rotors was analyzed through numerical simulation. The calculations indicate that as the suction pressure increases, the exhaust temperatures initially decrease slowly and then rapidly. For the variable pitch screw vacuum pump, the exhaust temperature remains constant after over-compression; the order of exhaust temperature at the same suction pressure is adiabatic, polytropic, and isothermal processes. The numerical simulation gives more accurate results for covering the effect of leakage and backflow, with higher temperatures and pressures than theoretical calculations. Deformation simulation indicates that bending is a significant factor affecting the deformation of the screw rotors, with constant pitch rotors being more prone to bending. The deformation pattern of the screw rotor obtained from numerical simulations can be verified in practical engineering.

Keywords Screw vacuum pump, Thermodynamics process, Exhaust temperature, Numerical simulation

**摘要** 螺杆真空泵内气体的热力过程能直接反映其抽气性能,具有重要研究价值。以某种变螺距螺杆真空泵为对象,在 绝热、多变和等温三种内压缩形式下,研究泵内气体压力、温度、内能和焓等热力学参数随时间的变化规律。计算等螺距与 变螺距两种螺杆真空泵在相同工况下排气温度随吸气压力的变化趋势,模拟分析两种泵的温度场、压力场及转子变形量的分 布。理论计算表明,两种螺杆泵的排气温度均随入口压力升高呈现先缓慢后迅速的下降趋势,变螺距螺杆泵的排气温度在发 生过压缩后保持不变,相同入口压力下的排气温度从高到低依次为绝热过程、多变过程、等温过程。流场模拟能够考虑级间 泄漏和进出口返流情况,描述泵内气体压力和温度分布更加准确。流场模拟的温度与压力结果均高于理论计算值。变形模 拟表明,螺杆转子弯曲是影响变形的重要因素,相同长度的等螺距转子更易发生弯曲,模拟得到的螺杆转子变形规律与工程 实际具有一致性。

关键词 螺杆真空泵 热力学过程 排气温度 数值模拟

<sup>\*</sup>联系人:E-mail: yhxie@mail.neu.edu.cn; kliu@mail.neu.edu.cn

#### 中图分类号:TB752

文献标识码:A

doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202407011

螺杆真空泵是一种综合性能优秀的干式真空 泵,具有无油污染、抽速范围宽、结构紧凑、可直排 大气、可抽除含水蒸气及粉尘的介质气体等优点[1-3], 逐渐取代传统真空泵并广泛应用于石油化工、半导 体、动力电池、平板显示等场景[4-6]。螺杆真空泵转 子的螺旋型结构使真空泵内气体存在复杂的周期 性变化过程,研究与设计难度高<sup>[7-10]</sup>。工作过程中泵 腔内气体温度由于气体压缩、气动加热等因素升高, 影响气体流动状态[11-12]。气体温升还会将气体热能 传递给转子和泵体,使转子和泵体受热变形,间隙 尺寸减小,气体泄漏量降低,进而提升极限压力和 抽速等性能指标,但过小的间隙会导致转子刮擦磨 损甚至卡死。

许多学者通过数值模拟, 推导热力学方程等方 法,基于无泄漏假设研究螺杆真空泵的热力过程。 谭昱全等[13] 使用热-结构耦合模拟,得出转子热变 形量并计算间隙分布;徐飞等[14]设计了单头等螺距 螺杆真空泵,建立活塞模型研究其工作热力过程, 对内压缩阶段和反冲阶段进行分析计算;张世伟等[15] 将等螺距螺杆真空泵的工作过程分解成四个阶段, 视内压缩为绝热压缩,分析各阶段热力学参数的变 化;赵凡等[16-17]进一步研究变螺距螺杆真空泵,基于 热力学角度对比分析不同螺旋展开规律的变螺距 螺杆转子。

部分学者分析螺杆真空泵的传输理论,研究有 质量传输的热力学过程。翟云飞等[18-19] 按极限工况 计算泄漏量,进而分析热力过程,提出简化的工作 腔模型并进行数值模拟; 巫修海等[20-21] 建立内压缩 螺杆真空泵工作特性数学模型,对间隙面积和通道 拓扑连接进行分析,按等熵流动喷管模型计算泄漏 流量,得到抽速、功率曲线等结果。卢阳等<sup>[22-23]</sup>基 于质量守恒关系建立微分方程组,使用等熵流动喷 管模型,利用四阶 Runge-Kutta 法求解计算。李丹 童等[24-25] 提出基于工作腔模型和热阻网格的研究方 法,考虑泵内气体与转子、泵腔之间的换热,得到不 同入口压力下气体、转子和泵腔的温度分布。

目前研究多基于绝热假设,缺少考虑充分冷却 的等温过程及更接近实际的多变过程。此外,无泄 漏假设下的压力与温度分布也是模拟和理论研究的 重要基础条件。因此,基于不同理论热力过程分析 无泄漏下螺杆真空泵的气体输运过程,探究适用于 螺杆真空泵的分析计算方法具有重要研究意义[26-29]。

本研究选取一段式变螺距螺杆转子,进行气体 输运过程中吸气、内压缩、反冲压缩和排气四个阶 段的热力学计算,其中内压缩考虑等温过程、绝热 过程、多变过程三种热力过程;以实例分析变螺距 螺杆转子各热力学参数随时间的变化关系,研究相 同工况条件下等螺距与变螺距螺杆真空泵的排气 温度与入口压力的关系;将理论计算结果作为初始 条件和边界条件,使用数值模拟方法分析等螺距与 变螺距螺杆真空泵的温度场、压力场及转子变形, 通过剖析螺杆转子变形规律,为螺杆真空泵的设计 制造提供理论支持。

# 1 螺杆转子结构参数

如图1所示,以变螺距转子为例,排气端面为 基准建立坐标系。图中L<sub>0</sub>为转子总长度、L<sub>1</sub>-L<sub>4</sub>分 别为转子第1级到第4级的导程。此外,P.为吸气 端局部导程、P。为排气端局部导程、A为变螺距系 数、 $\theta$ 为螺旋展开角、 $\omega$ 为转子旋转角速度、t为时 间、t<sub>0</sub>为旋转时间周期、Z(0)为转子沿 Z+方向的长 度、nπ为总螺旋展开角、n为转子级数且不限制是 正整数。基于二次型变螺距方程,可以建立上述参 数之间的关系。

$$Z(\theta) = \frac{P_{\rm e}}{2\pi} (\theta + \lambda \theta^2) \tag{1}$$

$$L_0 = \frac{P_{\rm e}n}{2}(1 + \lambda n\pi) \tag{2}$$

$$= n\pi - \omega t$$
 (3)

$$=\frac{P_{i}^{2}-P_{e}^{2}}{8\pi P_{e}L_{0}}$$
 (4)



 $\theta =$ 

λ



# 2 气体热力过程的数学模型

为便于各阶段气体热力过程的推导计算,做出 如下假设[15,30]:(1)气体介质视为理想气体,遵从理 想气体状态方程;(2)忽略各储气容积间的泄漏和储 气容积向吸气口的返流,同一储气容积内的气体质 量保持不变;(3)忽略吸、排气口处的压力脉动,吸、 排气压力为恒定值;(4)气体温度为0K时,设热力 学能 U和焓值 H为0J;(5)比热容简化为常数,取 低压下空气在 300K时的比定压热容和比定容热容。

螺杆真空泵的工作过程可以分为吸气阶段、内 压缩输运阶段、反冲压缩阶段和排气阶段<sup>[31-34]</sup>。下 面对各工作阶段进行推导计算。

**2.1** 吸气阶段  $t_1 \in [0, \tau_0]$ 

在吸气阶段,螺杆转子吸气端形成的工作腔储 气容积逐渐增大,将吸气过程看作是等温等压恒稳 过程进行分析。

吸气过程工作腔轴向长度 L(t1):

$$L(t_1) = Z(\theta_0) - Z(\theta_1) = \frac{P_e \omega t_1}{2\pi} (2\lambda n\pi - \lambda \omega t_1 + 1) \quad (5)$$
  
大中  $\theta_e$  为吸气阶段起始位置螺旋展开角  $\theta_e$  为吸

式中, $\theta_0$ 为吸气阶段起始位置螺旋展开角, $\theta_1$ 为吸 气阶段 $t_1$ 时刻螺旋展开角。

吸气容积 V(t<sub>1</sub>):

$$V(t_1) = SL(t_1)$$
 (6)

式中,*S*为螺杆泵截面的有效吸气面积。

根据理想气体方程推导不同压力入口下的吸 入气体密度 ρ<sub>0</sub>:

$$\rho_0 = \frac{p_0 \mu}{RT_0} \tag{7}$$

式中, $p_0$ 为入口压力值, $\mu$ 为摩尔质量,R为摩尔气体常数, $T_0$ 为入口气体温度。

气体质量 M(t<sub>1</sub>):

$$M(t_1) = \rho_0 V(t_1)$$
 (8)

气体压强 p(t<sub>1</sub>):

$$p(t_1) = p_0 \tag{9}$$

气体温度 T(t<sub>1</sub>):

$$T(t_1) = T_0 \tag{10}$$

气体内能 U(t<sub>1</sub>):

$$U(t_1) = c_v T(t_1) M(t_1)$$
 (11)

式中, c, 为比定容热容。

气体焓 H(t1):

 $H(t_{1}) = c_{\rm P}T(t_{1})M(t_{1})$  (12)

式中, c, 为比定压热容。

# **2.2** 内压缩输运阶段 $t_2 \in (\tau_0, n\tau_0/2)$

吸气阶段结束后,变螺距螺杆转子的储气容积

逐渐减小,在输运气体的同时进行内压缩过程。本 阶段以绝热压缩、多变压缩和等温压缩3种压缩形 式进行计算,分别用AC、VC和IC表示。内压缩输 运过程发生在吸气阶段之后,该阶段方程推导中t<sub>1</sub> 为吸气阶段最大极限值t<sub>0</sub>。

内压缩过程工作腔轴向长度 L(t<sub>2</sub>):

$$L(t_2) = Z(\theta_2) - Z(\theta_2) = P_e(2\lambda n\pi + 2\lambda \pi - 2\lambda\omega t_2 + 1)$$
(13)

式中,  $\theta_2 = \theta_2 + 2\pi$ ,  $\theta_2$ 为  $t_2$ 时刻螺旋展开角。

气体体积 V(t<sub>2</sub>):

$$V(t_2) = SL(t_2)$$
 (14)

气体质量 M(t<sub>2</sub>):

$$M(t_2) = M(t_1)$$
 (15)

气体压强 p(t<sub>2</sub>):

$$p(t_{2}) = \begin{cases} p(t_{1}) \left[ \frac{V(t_{1})}{V(t_{2})} \right]^{k} & AC \\ p(t_{1}) \left[ \frac{V(t_{1})}{V(t_{2})} \right]^{\alpha} & VC \\ p(t_{1}) \frac{V(t_{1})}{V(t_{2})} & IC \end{cases}$$
(16)

气体温度 T(t<sub>2</sub>):

$$T(t_{2}) = \begin{cases} T(t_{1}) \left[ \frac{V(t_{1})}{V(t_{2})} \right]^{k-1} & AC \\ T(t_{1}) \left[ \frac{V(t_{1})}{V(t_{2})} \right]^{\alpha-1} & VC \\ T(t_{1}) = T_{0} & IC \end{cases}$$
(17)

气体内能 U(t<sub>2</sub>):

$$U(t_2) = c_v T(t_2) M(t_2)$$
 (18)

气体焓 H(t<sub>2</sub>):

$$H(t_2) = c_p T(t_2) M(t_2)$$
(19)

# **2.3** 反冲压缩阶段 $t_3 = n\tau_0/2$

反冲压缩阶段可以认为是在储气工作腔与排 气口连通的瞬间完成,只需要关注气体状态参数的 初值与终值,视作绝热的准稳态过程进行计算<sup>[15]</sup>。 首先计算反冲气体在排气口外的状态参数,再计算 原被抽气体与反冲气体混合后的混合气体状态参 数。该阶段方程推导中  $t_2$ 为内压缩输运阶段最大 极限值  $n_{t_0}/2$ 。

设原气体内压缩结束时各状态参数下标为 3, 原气体体积 V<sub>3</sub>:

$$V(t_3) = S L(t_3) = S P_e(2\lambda \pi + 1)$$
 (20)

原气体质量 M<sub>3</sub>:

$$M_3 = M(t_2) \tag{21}$$

原气体温度 T<sub>3</sub>:

$$T_3 = T(t_2)$$
 (22)

原气体内能 U3:

$$U_3 = c_{\rm v} T_3 M_3 \tag{23}$$

设反冲气体的压力为 *p*<sub>r</sub>、温度为 *T*<sub>r</sub>、质量为 *M*<sub>r</sub>, 可得到反冲气体的体积 *V*<sub>r</sub>:

$$V_{\rm r} = \frac{R_{\rm g}M_{\rm r}T_{\rm r}}{p_{\rm r}} \tag{24}$$

反冲气体内能 Ur:

$$U_{\rm r} = c_{\rm v} T_{\rm r} M_{\rm r} = \frac{c_{\rm v} p_{\rm r} V_{\rm r}}{R_{\rm g}}$$
(25)

反冲气体焓 H<sub>r</sub>:

$$H_{\rm r} = c_{\rm p} T_{\rm r} M_{\rm r} = \frac{c_{\rm p} p_{\rm r} V_{\rm r}}{R_{\rm g}} \qquad (26)$$

反冲压缩结束时,混合气体总质量 M<sub>T</sub>:

$$M_{\rm T} = M_3 + M_{\rm r} \tag{27}$$

外界气体推动反冲气体进入排气端储气容积 所作的功 W::

$$W_{\rm r} = p_{\rm r} V_{\rm r} = H_{\rm r} - U_{\rm r} = (c_{\rm p} - c_{\rm v}) M_{\rm r} T_{\rm r}$$
 (28)

混合气体总内能 U<sub>T</sub>:

$$U_{\rm T} = U_3 + U_{\rm r} + W_{\rm r} = U_3 + H_{\rm r}$$
 (29)  
混合气体温度  $T_{\rm r}$ :

$$T_{\rm T} = \frac{U_{\rm T}}{c_{\rm v} M_{\rm T}} \tag{30}$$

混合气体满足理想气体状态方程:

 $p_{\rm r}V_3 = R_{\rm g}M_{\rm T}T_{\rm T} \qquad (31)$ 

$$M_{\rm r} = \frac{c_{\rm v} p_{\rm r} V_3 - R_{\rm g} U_3}{c_{\rm p} R_{\rm g} T_{\rm r}}$$
(32)

混合气体总焓 H<sub>T</sub>:

$$H_{\rm T} = c_{\rm P} T_{\rm T} M_{\rm T} = \frac{c_{\rm P} U_{\rm T}}{c_{\rm v}}$$
 (33)

**2.4** 排气阶段  $t_4 \in [n\tau_0/2, (n/2+1)\tau_0]$ 

在排气阶段,储气工作腔容积迅速减小将气体 介质排出,忽略排气口处的流动阻力损失,看作等 温等压恒稳过程进行分析。

排气过程工作腔轴向长度 L(t<sub>4</sub>):

$$L(t_4) = \frac{(n+2)\pi - \omega t_4 + \lambda (n+2)^2 \pi^2}{2\pi}$$
(34)

排气腔内气体质量 M(t<sub>4</sub>):

$$M(t_4) = M_T \frac{L(t_4)}{L(t_3)}$$
(35)

排气腔内气体温度 T(t<sub>4</sub>):

$$T(t_4) = T_{\mathrm{T}} \tag{36}$$

排气腔内气体内能 U(t<sub>4</sub>):

$$U(t_4) = U_{\rm T} \frac{L(t_4)}{L(t_3)}$$
(37)

排气腔内气体焓 H(t<sub>4</sub>):

$$H(t_4) = H_{\rm T} \frac{L(t_4)}{L(t_3)}$$
 (38)

# 3 计算实例与结果分析

分别选取转子总长和级数相等的等螺距螺杆 真空泵和一段式变螺距螺杆真空泵,选用渐开线型 螺杆转子端面型线,螺杆转子结构特性参数和气体 物性参数见表1。其中,有效吸气面积指泵腔截面 面积减去两转子截面面积的差,作为几何抽速的参 考。等螺距螺杆转子除导程外,其余参数均和变螺 距螺杆转子相同。

表1 计算实例相关参数

1 ab. 1 Relevant parameters of calculation example		
变量	单位	数值
齿顶圆半径 R <sub>1</sub>	m	0.0712
齿根圆半径 R2	m	0.0236
基圆半径 $r_0$	m	0.0177
有效吸气面积 S	m <sup>2</sup>	0.0127
转子总长度 L <sub>0</sub>	m	0.292
变螺距吸气端导程 $P_i$	m	0.094
变螺距排气端导程 $P_e$	m	0.052
等螺距各级导程 Ls	m	0.073
转子级数 n		4
旋转周期 70	S	0.02
入口气体温度 T <sub>0</sub>	K	293.15
反冲气体压力 $p_r$	Ра	101325
反冲气体温度 T <sub>r</sub>	K	293.15
多变指数 α		1.2
定压比热容 cp	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	1.005
定容比热容 $c_v$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	0.718

# 3.1 热力学参数随时间的变化规律

图 2 为按绝热压缩计算,一段式螺杆真空泵内 气体压力、储气容积和气体质量随时间的变化规律。 吸气阶段气体压力保持稳定,气体容积及气体质量 逐渐升高,直至稳定。内压缩输运阶段,由于储气 容积逐渐减小,气体压力呈缓慢增长趋势;因为忽略气体泄漏和返流,所以气体质量保持不变。反冲 压缩阶段,在排气口接通瞬间,气体压力跃升至略 高于大气压力,气体质量因反冲气体的加入而增加。 排气阶段,气体压力略高于大气压力且保持恒定, 储气容积减小将气体排出,表现为气体质量快速减 少。根据不同入口压力下的质量曲线,入口压力越 高,吸入气体的质量越大,气体反冲作用越弱。



图2 工作参数随时间的变化曲线。(a)压力,(b)容积,(c)质量 Fig. 2 Variation of operating parameters over time. (a) Pressure, (b) volume, (c) mass

由图 3 可知,吸气阶段,三种压缩方式下吸入 气体温度与室温相等。内压缩输运阶段,按绝热压 缩或多变压缩计算时,气体温度随时间迅速增长, 绝热压缩的气体温度高于多变压缩的气体温度。 反冲压缩阶段,反冲气体对被抽气体做功,导致三 种压缩形式下的气体温度均发生陡增,且等温过程 增加最显著,多变及绝热过程次之。排气阶段,气 体以内压缩结束时的气体温度排出泵腔。





Fig. 3 Variation of gas temperature with time for three forms of internal compression. (a) Adiabatic, (b) polytropic, (c) isothermal

由图 4 和图 5 可知, 吸气阶段, 随着吸气量逐 渐增多, 三种内压缩形式下气体内能值和焓值均跨 数量级迅速升高至稳定值。内压缩输运阶段, 按绝 热压缩和按多变压缩计算时, 气体内能值和焓值均 缓慢增加; 按等温压缩计算时, 气体内能值和焓值 始终保持不变。反冲压缩阶段, 三种内压缩形式下 气体内能值和焓值均因反冲气体的作用而在短时 间内急剧上升。排气阶段, 气体内能值和焓值随着 泵内气体的排出而跨数量级迅速降低。

### 3.2 排气温度随入口压力的变化规律

图 6 给出了等螺距与变螺距螺杆真空泵按不 同压缩形式计算的排气温度结果,两种螺杆真空泵 采用相同的热力学关系式,区别在于等螺距螺杆真 空泵无内压缩输运阶段。对于变螺距螺杆真空泵, 入口压力越低,三种压缩形式的排气温度越接近; 随着入口压力的升高,排气温度均呈现先缓慢后迅 速的下降趋势,直至入口压力过大而达到过压缩工 况,排气温度恒定,不再随入口压力的升高而变化。 绝热压缩的排气温度最高,达到过压缩工况的入口 压力最低,其次为多变压缩和等温压缩。等螺距螺 杆真空泵随入口压力升高,排气温度也呈先缓慢后 迅速的下降趋势。

上述结果说明,在无泄漏模型中使气体温度升 高的主要因素是反冲压缩,且入口压力越低,两端



Fig. 4 Variation of the internal energy with time in three forms of internal compression. (a) Adiabatic, (b) polytropic, (c) isothermal



图5 三种内压缩形式下气体焓随时间的变化曲线。(a)绝热,(b)多变,(c)等温

Fig. 5 Variation of the enthalpy of a gas with time in three forms of internal compression. (a) Adiabatic, (b) polytropic, (c) isothermal





let pressure of screw vacuum pump

第

期

12

压差越大,反冲压缩的作用越明显。从绝热、多变 到等温过程,气体与外界的热交换逐渐增强,表现 为排气温度的逐渐降低。实际过程为处于等温与 绝热过程之间的多变过程,若能通过实验或经验得 到多变指数,采用多变压缩计算能得到更准确的结 果。从避免转子发生剐蹭故障的目的出发,采用绝 热压缩可计算气体温度的上限,预测转子变形量的 最大值。

# 4 螺杆真空泵的流热固耦合模拟

# 4.1 模拟设置

根据表1给出的结构参数,分别绘制等螺距与 变螺距螺杆真空泵转子与泵腔的三维模型。对转 子端面型线的曲线元使用等距、圆角连接、平移旋 转等方法进行调整,得到有间隙的螺杆转子三维模 型,将泵腔与转子间隙,转子之间间隙控制在 0.2~0.3 mm范围内。最后提取流体域,使用 Ansys Fluent 进行流场模拟。分别划分不同啮合相位的结 构网格,网格数约为 724 万。选取入口压力为 1000 Pa、入口温度为 293.15 K、出口压力为 101325 Pa 时 按绝热压缩计算的排气温度作为出口温度,其中等 螺距为 408.50 K,变螺距为 408.85 K。进出口管道 边界分别为压力入口和压力出口,转子通过动网格 功能实现转动。气体介质为可压缩理想空气。模 拟得到的流场压力和温度分布结果如图 7~图 10 所示。

基于已绘制的转子模型,使用 Ansys Workbench 进行稳态流-热-固耦合模拟。稳态热模块中,在转 子表面施加流场得到的壁面温度;稳态结构模块中, 在转子表面施加流场得到的压力载荷,在转子两端 面分别施加入口压力和出口压力。此外,按实际工



图7 螺杆真空泵内部压力分布。(a)等螺距,(b)变螺距



况施加地球重力、旋转速度、轴承作用表面的约束 条件等。最终得到的等螺距与变螺距螺杆转子变 形结果如图 11~图 14 所示。

# 4.2 流场模拟结果分析

从图 7 可知,两种螺杆泵内的压力从吸气端至 排气端均逐渐升高。各压力区域的边界多位于级 间间隙处,同一储气容积(或称同一级)内的压力差 异较小,图 9 更加清晰地表示了上述情况。等螺距 螺杆泵无内压缩,除排气级外各级压力在理论上应 当相等,但流场仿真模拟中考虑了因间隙造成的级 间气体泄漏及进出口返流,故等螺距螺杆泵各级压 力从吸气端到排气端呈阶梯上升趋势,高于理论计 算结果。变螺距螺杆泵存在内压缩,理论上应呈现 从吸气端到排气端先缓慢后急剧的变化趋势,但在 级间气体泄漏和进出口返流的综合影响下,其各级



图8 螺杆真空泵内部温度分布。(a)等螺距,(b)变螺距 Fig. 8 Internal temperature distribution of screw vacuum pump. (a) Constant pitch, (b) variable pitch

压力分布呈现与等螺距螺杆泵相似的阶梯状上升 趋势,亦高于理论计算值。以上结果表明流场模拟 可以综合考虑级间泄漏和进出口返流,能更准确地 描述泵内的气体压力分布。

图 8 显示,两种螺杆泵内的温度从吸气端至排 气端均逐渐升高,变螺距螺杆泵的进出口温度区间 跨度大,且最高温度高于等螺距螺杆泵,最低温度 低于等螺距螺杆泵。从图 10 可知,温度分布无明显 阶梯分布,结合图 8,可发现吸气端温度较低,其余 区域温度较高,排气端温度最高。变螺距螺杆泵存 在内压缩,且排气端导程小,使热量容易向吸气端 传递,所以变螺距螺杆泵内气体温度梯度更大,排 气端附近的温度高于等螺距螺杆泵。图 8 显示温度 最高的区域在排气端储气容积而非排气口,且高于 理论值,表明了气体反冲及气体返流综合作用导致



图9 螺杆转子表面压力分布云图。(a)等螺距, (b)变螺距 Fig. 9 Pressure distribution of screw rotor surface. (a) Constant pitch, (b) variable pitch





Fig. 10 Temperature distribution of screw rotor surface. (a) Constant pitch, (b) variable pitch



- 图11 螺杆转子总变形云图。(a)等螺距,(b)变螺距
- Fig. 11 Total deformation of screw rotors. (a) Constant pitch, (b) variable pitch





Fig. 12 Radial deformation of the helix at the top of the tooth. (a) Constant pitch, (b) variable pitch









的排气端储气容积内气体温升效果。

# 4.3 变形模拟结果分析

图 11 表明,主动转子的总变形量从吸气端到 排气端逐渐升高,从动转子的总变形量在中间最大 而两端较小,与图 10 的温度分布相似。从动转子最 大总变形位于中间,是由于转子于此处发生弯曲, 引起的形变相对热膨胀更大。主动转子吸气端尖 点和从动转子排气端尖点由于两侧压差较大且尺 寸较薄,工作过程中形变较大,故有些产品将尖点 切除避免刮擦。上述结果表明螺杆转子结构复杂, 需综合考虑温度、压力及转子结构进行变形分析。

齿顶、齿根螺旋线的径向变形会改变螺杆转子 的齿顶间隙和啮合间隙。从图 12 和图 13 可知,两 种转子齿顶、齿根螺旋线的径向变形量从吸气端到 排气端均逐渐上升,且由于转子的弯曲使螺旋线上 各点相对原圆柱坐标系的径向变形呈波浪形分布。 等螺距转子的径向变形范围更大,变化更剧烈,两 种转子极限径向变形量相差约 35%, 而平均径向变 形量仅相差约 5%。这是因为等螺距转子吸气端导 程较小, 齿宽较窄, 转子齿形更容易发生弯曲, 综合 轴的弯曲效果, 故使极限径向变形更大。

图 14 是转子轴线上轴向变形量的绝对值曲线, 其中变形量零点左侧的变形指向吸气端,变形量零 点右侧的变形指向排气端。相同长度下变螺距转 子轴向变形大于等螺距转子,两种转子的轴向变形 量均呈现先升高、后下降、再上升的趋势,吸气端轴 向变形量比排气端更大。这是由于转子轴温度从 吸气端到排气端逐渐升高,排气端膨胀变形向吸气 端累积,且转子轴两端存在轴向约束,导致转子轴 发生弯曲,使轴向变形量呈现出上述效果。因此, 螺杆转子吸气端面的预留间隙应大于排气端面。

# 5 结论

以一段式变螺距螺杆真空泵为研究对象,研究 了绝热、多变及等温三种内压缩形式下气体压力、

1049

温度、内能、焓等热力学参数的变化规律;选取相同 转子长度的等螺距与变螺距螺杆真空泵,以理论计 算结果为模拟边界条件,进行流热固耦合模拟,研 究螺杆真空泵内气体压力、温度及转子变形规律, 结论如下:

(1)理论计算发现,变螺距螺杆转子的入口压 力越低,三种压缩形式的排气温度越接近;随着入 口压力升高,排气温度均呈现先缓慢后迅速的下降 趋势,直至发生过压缩工况后趋于稳定。绝热压缩 达到过压缩的入口压力最低,排气温度最高,随后 依次为多变压缩和等温压缩,过压缩后排气温度分 别为 350.7 K、319.8 K、293.2 K。等螺距螺杆真空 泵的排气温度也随入口压力的升高呈现先缓慢后 迅速的下降趋势。

(2)流场仿真模拟发现,压力从吸气端到排气 端呈现阶梯上升趋势,各级压力高于理论计算结果, 除第一级外相差一个数量级以上,同一级内各处的 压力趋于一致;温度无显著阶梯分布,各级温度高 于理论计算结果,气体反冲和返流综合作用导致排 气级内气体温度高于排气口。流场模拟能更准确 地描述泵内气体压力和温度的分布。

(3)转子流-热-固耦合模拟发现,螺杆转子弯 曲明显影响变形量的分布,转子结构因素在变形分 析中不可忽略;相同长度的等螺距转子比变螺距转 子更易发生弯曲,极限径向变形量相差约 35%,而 平均径向变形量相差约 5%;螺杆转子尖点易变形, 吸气端比排气端轴向变形量高约 0.006~0.013 mm, 变形规律与工程实际情况具有一致性。

#### 参考文献

- [1] Jiang X C. Structure, performance and applications of dry screw vacuum pump[J]. Vacuum, 2018, 2018(4): 6-12 (姜燮昌. 干式螺杆真空泵的结构、性能与应用 [J]. 真空, 2018, 2018(4): 6-12 (in Chinese))
- [2] Andreas Tengler. The benefits of oil-free vacuum pumps in industrial processes[J]. World Pumps, 2005, 2005: 18–21
- [3] Pfaller D, Brümmer A, Kauder K. Optimized rotor pitch distributions for screw spindle vacuum pumps[J]. Vacuum, 2011, 85(12): 1152–1155
- [4] Guo B, Xue J G, Niu R, et al. Current situation and outlook for R&D of dry screw vacuum pump[J]. Vacuum, 2009, 2009(5): 37-40 (郭蓓, 薛建国, 牛瑞, 等. 干式螺

杆真空泵研究现状与展望 [J]. 真空, 2009, 2009(5): 37-40 (in Chinese))

- [5] Liu M K, Li D T, Xing Z W. Research progress of the inner compression rotor structure of twin-screw vacuum pumps[J]. Vacuum, 2022, 59(4): 28-32 (刘明昆, 李丹童, 邢子文. 双螺杆真空泵内压缩转子结构研究现状[J]. 真空, 2022, 59(4): 28-32 (in Chinese))
- [6] Liu K, Ba D C, Zhang Z H, et al. Application-oriented vacuum dry pump modularization and integration trends[C]. Proceedings of the Pearl River Delta Optoelectronics Industry and Vacuum Science and Technology Innovation Forum and the 2016 Annual Academic Conference of Guangdong Vacuum Society, 2016 (刘坤, 巴德 纯, 张振厚,等. 面向应用的真空干泵模块化与集成化 发展趋势 [C]. 珠三角光电产业与真空科技创新论坛暨 广东省真空学会 2016 年学术年会论文集, 2016 (in Chinese))
- [7] Pan C C, Xu F, Tan Y Q, et al. Study on the characteristic of leakage and pressure within the lead of two screw vacuum pump[J]. Vacuum, 2015, 52(3): 21-25 (潘成程, 徐飞, 谭昱全, 等. 双螺杆真空泵封闭容积间压力和泄漏特性研究 [J]. 真空, 2015, 52(3): 21-25 (in Chinese))
- [8] Zhou B H. Screw design and computing of dry twinscrew vacuum pump[J]. Vacuum, 2001, 03: 46-48 (周宝 洪. 干式螺杆真空泵的螺杆设计与计算 [J]. 真空, 2001, 03: 46-48 (in Chinese))
- [9] Zhang S W, Zhao F, Zhang J, et al. Review and prospect of design ideas for the screw rotors in the oil-free twinscrew vacuum pumps[J]. Vacuum, 2015, 52(5): 1–12 (张世伟, 赵凡, 张杰, 等. 无油螺杆真空泵螺杆转子设 计理念的回顾与展望 [J]. 真空, 2015, 52(5): 1–12 (in Chinese))
- [10] Zhang S W, Sun K, Han F. Discussion on several common problems in screw vacuum pump design[J]. Vacuum, 2021, 58(1): 23-28 (张世伟, 孙坤, 韩峰. 螺杆真空泵设计的常见问题分析 [J]. 真空, 2021, 58(1): 23-28 (in Chinese))
- [11] Hsieh C F, Zhou Q J. Fluid analysis of cylindrical and screw type roots vacuum pumps[J]. Vacuum, 2015, 121: 274–282
- [12] Liu C J. Study on rotor characters of dry vacuum screw pump[D]. Shenyang: Northeastern University of China, 2006 (刘春姐. 螺杆型干式真空泵转子特性的研究 [D]. 沈阳: 东北大学, 2006 (in Chinese))
- [13] Tan Y Q, Pan C C, Xu F, et al. Calculation of clearances

inside the twin screw vacuum pump[J]. Vacuum, 2015, 52(5):13-17 (谭昱全, 潘成程, 徐飞, 等. 双螺杆真空泵 腔内间隙的模拟计算 [J]. 真空, 2015, 52(5):13-17 (in Chinese))

- [14] Xu F, Pan C C, Tan Y Q, et al. Modeling and analysis of air compression in single-thread twin-screw vacuum pumps[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2015, 35(11): 1300–1304 (徐飞, 潘成程, 谭昱 全,等. 双螺杆真空泵工作过程中容积及气体状态变化 分析 [J]. 真空科学与技术学报, 2015, 35(11): 1300– 1304 (in Chinese))
- [15] Zhang S W, Zhang J, Zhang Y F, et al. Thermodynamic analysis of pumping by twin-screw vacuum pump with fixed pitch rotors[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2015, 35(8): 926–933 (张世伟, 张杰, 张英锋, 等. 等螺距螺杆真空泵内气体热力过程的研究 [J]. 真空科学与技术学报, 2015, 35(8): 926–933 (in Chinese))
- [16] Zhao F, Zhang S, Sun K, et al. Thermodynamic performance of multi-stage gradational lead screw vacuum pump[J]. Applied Surface Science, 2018, 432(B): 97– 109
- [17] Zhao F, Performance study of four types of variable pitch rotors for oil-free screw vacuum pumps[D]. Shenyang: Northeastern University of China, 2016 (赵凡. 无油螺杆 真空泵四种变螺距转子的性能研究 [D]. 沈阳: 东北大 学, 2016 (in Chinese))
- [18] Zhai Y F. Simulative and experimental studies of gas thermodynamic processes in the twin screw vacuum pump[D]. Shenyang: Northeastern University of China, 2020 (翟云飞. 螺杆真空泵内气体热力过程的模拟与实 验研究 [D]. 沈阳: 东北大学, 2020 (in Chinese))
- [19] Zhai Y F, Zhang S W, Sun K, et al. Analytical calculation and experimental studies on gas thermodynamic processes in screw vacuum pump[J]. Vacuum, 2020, 57(3): 54–60 (翟云飞, 张世伟, 孙坤, 等. 螺杆真空泵内气体热力过程的解析计算与实验研究 [J]. 真空, 2020, 57(3): 54–60 (in Chinese))
- [20] Wu X H. Research on key technology for dry screw vaccum pump with internal compression[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2016 (巫修海. 内压缩干式螺 杆真空泵关键技术研究 [D]. 杭州: 浙江理工大学, 2016 (in Chinese))
- [21] Wu X H, Chen W H, Zhang B F. Modeling and evaluation of characteristics of dry screw vacuum pump with in-

ternal compression[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2016, 36(9): 987–994 (巫修海, 陈 文华, 张宝夫. 内压缩干式螺杆真空泵工作特性数学建 模 [J]. 真空科学与技术学报, 2016, 36(9): 987–994 (in Chinese))

- [22] Lu Y, Guo B, Zhou R X. Numerical simulation for working process in twin screw vacuum pump[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(7): 67–71 (卢阳, 郭 蓓, 周瑞鑫. 双螺杆真空泵工作过程数值模拟 [J]. 西安 交通大学学报, 2015, 49(7): 67–71 (in Chinese))
- [23] Lu Y, Fu Y, Guo B, et al. Numerical simulation of the working process in the twin screw vacuum pump[J]. Iop Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, 232: 1–11
- [24] Li D T, He Z L, Xing Z W. Modeling and analysis for the leakage process in dry screw vacuum pumps[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2021, 41(10): 959–968 (李丹童,何志龙,邢子文. 干式螺杆真 空泵内部泄漏过程建模及分析 [J]. 真空科学与技术学 报, 2021, 41(10): 959–968 (in Chinese))
- [25] Li D T, He Z L, Wang C, et al. Simulation of dry screw vacuum pumps based on chamber model and thermal resistance network[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 211: 118460
- [26] Lu Y, Guo B, Geng M F. Study on design of rotor profile for the twin screw vacuum pump with single thread tooth[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2015, 90: 012007
- [27] Xiao H Y. Study on exhaust mechanism and rotor structure optimization of screw vacuum pump with variable pitch[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2017 (肖红云. 变螺距螺杆真空泵抽气机理研究及转子结构 优化 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2017 (in Chinese))
- [28] Sun J T. Structure design and optimization of variable pitch screw vacuum pump[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2018 (孙瑾亭. 变螺距螺杆真空泵结构设 计及优化 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2018 (in Chinese))
- [29] Xu F. Structure design and analysis for twin-screw vacuum pump[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2015 (徐飞. 双螺杆真空泵结构设计及分析 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2015 (in Chinese))
- [30] Liu K, Ning Y C, Meng D H, et al. Profile and thermal deformation of single screw rotor[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2015, 35(12): 57-62 (刘坤, 宁英超, 孟冬辉, 等. 一种单螺旋转子型线及其

热变形研究 [J]. 真空科学与技术学报, 2015, 35(12): 57-62 (in Chinese))

- [31] Wei J, Liang X L, Sun W, et al. Numerical simulation of flow field dynamics characteristics for one novel twinscrew kneader[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 271-272: 1049–1055
- [32] Tran V T, Le T L, Nguyen H L. Force analysis for a variable-pitch rotor meshing pair in twin-screw vacuum pump generating on cnc turning machine[J]. Applied Mechan-

ics and Materials, 2019, 894: 41-50

- [33] Reddy G C. CFD studies on flow through screw compressor[D]. Rourkela: National Institute of Technology, 2007
- [34] Wu W K. Research on internal temperature field analysis and control mechanism of dry screw vacuum pump[D]. Shenyang: Northeastern University of China, 2020 (吴文 坤. 干式螺杆真空泵内部温度场分析及调控机制的研究 [D]. 沈阳: 东北大学, 2020 (in Chinese))