◀油气田开发工程▶

气液混输用液驱压缩机流动特性模拟研究*

任永苍[1,2,3] 李亚军[1,2,3] 曾 胜[4] 谭川江[1,2,3] 李 鑫[4] 常泽亮[1,2,3] 黄家伟[4]
（1. 中国石油天然气股份有限公司塔里木油田分公司 2. 中国石油天然气集团有限公司超深层复杂油气藏勘探开发技术研发中心 3. 新疆超深油气重点实验室 4. 中国石油集团济柴动力有限公司成都压缩机分公司）

任永苍，李亚军，曾胜，等. 气液混输用液驱压缩机流动特性模拟研究［J］. 石油机械，2026，54（10）：118-125.

Ren Yongcang，Li Yajun，Zeng Sheng，et al. Numerical simulation study on flow behaviors of hydraulic-driven compressors for gas-liquid mixed transportation［J］. China Petroleum Machinery，2026，54（10）：118-125.

摘要：现有研究对压缩机吸排气过程涉及高液相体积分数的气液混输特性鲜有研究，动态工况下气液相互作用对压力波动、质量流率及排气性能的影响缺乏系统性研究。为此，通过CFD数值模拟方法，使用UDF及动网格技术，建立液驱压缩机往复运动数值模型，开展了不同压比、液相体积分数、换向频次下液驱柱塞压缩机气缸内部气液流场特性研究。研究结果表明：吸排气过程中，液体总是沉积在下部，排气过程首先是液体排出，然后气液再一同排出；随着压比增大，排气过程压力波动变得更加剧烈，吸气过程气液流量同时降低，压缩终了温度持续升高，当压比为6.0时，压缩终了温度达到170 ℃；随着液相体积分数的增加，压缩过程时间更短，排气过程占据更大的行程，气体流量及压缩终了温度都降低；压缩终了温度取决于气液交互强度和时间，随着换向频次增大，压缩终了温度先升高后降低，在较高的换向频次下，吸排气过程压力波动非常剧烈，系统呈现明显的不稳定性。基于仿真结果，明确了气液混输过程中压缩缸内两相流动的流场特性，可为液驱压缩机在油气混输工程应用给出指导建议。

关键词：液驱压缩机；气液混输；CFD模拟；三维流场；两相流；压比

中图分类号：TE977 **文献标识码：**A DOI：10.12473/CPM.202507007

Numerical Simulation Study on Flow Behaviors of Hydraulic-Driven Compressors for Gas-Liquid Mixed Transportation

Ren Yongcang[1,2,3] Li Yajun[1,2,3] Zeng Sheng[4] Tan Chuanjiang[1,2,3] Li Xin[4]
Chang Zeliang[1,2,3] Huang Jiawei[4]
（1. *PetroChina Tarim Oilfield Company*；2. *CNPC R & D Center for Ultra-Deep Complex Reservoir Exploration and Development*；3. *Xinjiang Key Laboratory of Ultra-deep Oil and Gas*；4. *Chengdu Compressor Branch*，*CNPC Jichai Power Company Limited*）

Abstract：Existing studies have rarely addressed the gas-liquid mixed transportation characteristics of compressors involving high liquid volume fractions during suction and exhaust processes，and there is a lack of systematic research on the effects of gas-liquid interaction on pressure fluctuation，mass flow rate，and exhaust performance under dynamic operating conditions. In this paper，a numerical model of the reciprocating motion of a hydraulic-driven compressor was established using the computational fluid dynamics（CFD）simulation method and the user-defined function（UDF）and dynamic mesh technologies. The characteristics of gas-liquid flow field

* 基金项目：中国石油塔里木油田分公司科学研究与技术开发项目“地面设备与管道腐蚀防护及检验检测技术研究”之子课题“液压往复混输增压设备关键技术研究试验”（T202436.01.01.01）；中国石油集团济柴动力有限公司重点研发项目“气液混输用液驱压缩机研究与应用”（FG61024K2）。

© Editorial Office of *China Petroleum Machinery*. OA under CC BY-NC-ND 4.0

inside the cylinder of a hydraulic-driven plunger compressor were investigated under different pressure ratios, liquid volume fractions, and switching frequencies. The results indicate that during the suction and exhaust processes, liquid always deposits in the lower part. The exhaust process begins with the discharge of liquid, followed by the simultaneous discharge of gas and liquid. As the pressure ratio increases, the pressure fluctuation during the exhaust process becomes more severe, while the gas-liquid flow rate during the suction process decreases simultaneously, and the compression-end temperature continues to rise, reaching 170 ℃ at a pressure ratio of 6. As the liquid volume fraction increases, the compression process becomes shorter, the exhaust process occupies a larger stroke fraction, and both the gas flow rate and compression-end temperature decrease. The compression-end temperature depends on the intensity and duration of gas-liquid interaction. As the switching frequency increases, the compression-end temperature first increases and then decreases. At higher switching frequencies, pressure fluctuations during suction and exhaust become extremely violent, and the system exhibits significant instability. Based on the simulation results, the flow field characteristics of two-phase flow within the compression cylinder during gas-liquid mixed transportation are clarified, providing guidance for the engineering application of hydraulic-driven compressors in oil and gas mixed transportation.

Keywords: hydraulic-driven compressor; gas-liquid mixed transportation; CFD simulation; three-dimensional flow field; two-phase flow; pressure ratio

0　引　言

常规天然气、页岩气、煤层气开采后期存在大面积气井积液，油井含水体积分数严重的甚至达到98%以上，导致产气量下降、淹井甚至死井[1]；油压随着生产的进行逐步降低，产出气体不能进行管输，普遍需要排水采气[2-3]。对比传统的两相分离增压工艺，混输设备具有工艺简单、设备少、投资少、能耗低、建设快的特点[4]，对于零星单井、周边配套差的单井具有非常巨大的成本优势，效益明显。相比于带增压器的混输泵，长行程、低换向频次的液驱压缩机能同时实现压缩机和泵2种功能，在实现气液混输方面具有结构简单、节能、成本低等优点，是实现油气混输的重要设备[5-6]。

CFD模拟在研究三维压缩机气缸特性方面具有显著优势，可以提供流场全场细节可视化、高精度性能预测、动态过程分析等，不仅能够节约成本和时间，还能为压缩机设计、优化和故障诊断提供强大的工具支持。Qin等[7]采用CFD方法对阀片的吸排气过程进行了数值模拟，研究气缸温度特性和阀片的运动规律，发现在压缩机膨胀过程中，气缸内的压力场和温度场分布比较均匀，而在吸气过程中，压力场和温度场分布差别较大。Semlitsch等[8]通过大涡模拟研究了3种阀座-活塞组合方式下气阀和活塞运动对排气管流场及性能参数的影响。Zhao等[9]提出了一种网格映射方法，同时模拟压缩机内部的瞬态流动及阀片运动与压力脉动之间的相互作用，通过RNG k-ε和DES 2种湍流模型来研究它们对压力脉动的预测，与试验值对比表明，这2种模型都能够精确预测热力学性能，DES可以较好地预测更高频的压力脉动。Deng等[10]采用CFD和动网格技术构建旋转式压缩机的三维双向流固耦合模型，以预测滚动活塞式压缩机的流场特性和阀片的运动规律及应力-应变特性。罗胜曦等[11]基于FSI模型研究了排气腔内流体流动状态，发现阀片工作中消气槽流场处存在一定程度的负压区域，阀片关闭时排气孔处流场存在回流现象。江志农等[12]建立了带有流量调节装置的往复压缩机三维模型，通过CFD仿真，得到不同背压下运动部件的运动规律及气缸内流场、流量、p-V图等，提出了流量调节装置优化设计方案。范博文[13]基于CFD-FSI仿真方法，建立了CO_2活塞压缩机吸排气阀片三维流-固耦合模型，研究了气阀在开启过程中的动态特性、周围流场特性及超临界工况下的冲击特性。孟凡森[14]基于FSI模型，考虑了活塞的移动、活塞的壁面对流经阀口射流的阻碍及阀片与阀座之间的碰撞，来模拟往复式压缩机工作过程中吸排气阀组流场和结构动态特性。Zhou等[15]设计了一个五级液驱氢气压缩机，并通过系统仿真模拟了压缩机活塞的运动，以及整个工作过程中压缩机内部压力变化的特性。杜宗钢[16]构建了液驱活塞式氢气压缩机三维瞬态数值模型，分析了压缩机工作过程中的瞬态流场和温度分布，并进一步研究了频率、进气

压力、进气温度等因素对排气量、能耗、排气温度及壁面温度等参数的影响规律。Ye 等[17-18]使用真实氢气模型和 UDF 动网格技术构建了往复液驱活塞式氢气压缩机的三维数值模型，研究阀门开启和关闭过程中的流场特性，以及氢气与气缸壁在往复条件下的换热特性。

目前，国内外学者对往复压缩机三维流场做过不同方面的研究，其中涉及压缩缸内两相流动的研究包括在低液相体积分数条件下的液击预测，以及离子压缩机内的两相流动[19-23]，但是对于吸排气过程都涉及高液相体积分数的气液混输特性鲜有研究，动态工况下气液相互作用对压力波动、质量流率及排气性能的影响缺乏系统性研究。为此，笔者通过 CFD 方法，使用 UDF 和动网格技术，基于 Fluent 软件建立液驱压缩机压缩缸三维模型，研究气液混输过程中气缸内流场特性，以及压比、液相体积分数、换向频次对压缩机性能的影响，以期为使用液驱压缩机进行油气混输提供理论依据。

1　液驱压缩机混输过程计算模型

1.1　几何模型

在模拟压缩机吸排气阀片开启关闭时气缸内的工质流动状态时，对压缩机气缸进行了简化处理，将其近似看成一个圆柱，建立了压缩缸往复三维模型，如图 1 所示。根据压缩机原型尺寸来设定其尺寸，气缸的高与直径分别为 550 和 202 mm。通过投影的方式在气缸表面生成进出口，上侧进口直径为 20 mm，下侧出口直径 24 mm。由于对压缩缸往复运行过程模拟涉及网格重构，使用非结构化四面体网格。

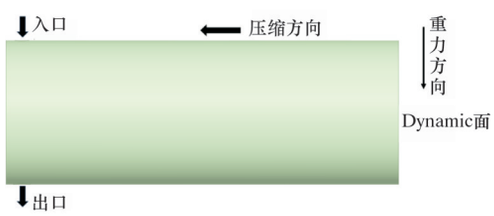


图 1　压缩缸的结构示意图

Fig. 1　Schematic structure of the compression cylinder

1.2　数值模型

湍流模型采用 Standard k-ε 模型。由于在气液混输过程中气体和液体都为连续相，且出现明显的气液分层，VOF 模型非常适合处理包含气液界面的跟踪，所以选用 VOF 模型模拟两相流。压缩缸内的混输过程是复杂的气-液两相流瞬态过程。气液两相间存在着易变形及分布不均的界面，并且受到表面张力、液相管壁附着力，以及两相之间的动量、质量、能量的传递，其物理特性及数学描述比单相流复杂得多，但其流动特性仍然遵守三大守恒定律。

（1）连续性方程。VOF 模型中的容积比率方程中跟踪相之间的界面通过求解单相或多相的容积比率的连续方程来完成。对第 q 相，方程如下：

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t}+\nabla\cdot(\alpha_q\rho_q\boldsymbol{\nu})=0 \tag{1}$$

式中：α_q 为第 q 相的体积分数；t 为时间，s；$\boldsymbol{\nu}$ 为速度矢量，m/s；ρ_q 为第 q 相流体密度，kg/m^3。

（2）能量守恒方程。

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t}+\nabla\cdot\left[\boldsymbol{\nu}(\rho E+p)\right]=\nabla\cdot\left(k_{\text{eff}}\nabla T\right)+S_{\text{h}} \tag{2}$$

式中：ρ 为流体的平均密度，kg/m^3；E 为质量平均能量，kJ/kg；p 为静压，Pa；T 为混合物的温度，K；k_{eff} 为有效热导率，W/（m·K）；S_{h} 包含已定义的体积热源，W/m^3。

（3）动量守恒方程。VOF 模型中的动量方程是通过求解整个区域内的单一的动量方程，作为结果的速度场由各相共享。动量方程取决于通过属性 ρ 和 μ 的所有相的容积比率。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\boldsymbol{\nu})+\nabla\cdot(\rho\boldsymbol{\nu}\boldsymbol{\nu})=-\nabla p+\nabla\cdot\left\{\mu\left[\nabla\boldsymbol{\nu}+(\nabla\boldsymbol{\nu})^{\text{T}}\right]\right\}+\boldsymbol{F}+\rho\boldsymbol{g} \tag{3}$$

式中：μ 为体积平均黏度，Pa·s；$\boldsymbol{g}$ 为重力加速度，m/s^2；$\boldsymbol{F}$ 为体积力，N/m^3。

（4）Standard k-ε 方程。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k\boldsymbol{u}_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_{\text{t}}}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-\rho\varepsilon \tag{4}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\varepsilon\boldsymbol{u}_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_{\text{t}}}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_i}\right]+\frac{C_{1\varepsilon}\varepsilon}{k}G_k-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{5}$$

式中：k 为湍动能，m^2/s^2；t 为流体流动时间，s；$\boldsymbol{u}_i$ 为 x_i 方向的速度分量，m/s；μ_{t} 为湍流黏度，Pa·s；G_k 为由平均速度梯度产生的湍动能，Pa/s；ε 为单位质量流体脉动能耗散率，m^2/s^3；$C_{1\varepsilon}$、$C_{2\varepsilon}$、σ_k、σ_ε 为经验系数，取值分别为 1.44、1.92、1.0、1.3。

这里研究甲烷与水的混输过程，甲烷采用理想气体模型，吸气温度 45 ℃，排气压力 12 MPa，

求解方法采用SIMPLE算法，离散格式采用二阶迎风格式，空间梯度离散选择Green-Gauss Cell Based方式，压力离散选用PRESTO！方式。模拟从压缩过程开始，第一次压缩开始时，初始压力设置低于吸气压力0.02 MPa，模拟吸气过程存在的压差，即压缩开始时仍有部分进气，第一次压缩开始时，压缩缸内气液充分混合，分析均从第一次吸气开始。

1.3　网格无关性验证

由于压缩机工作过程中压缩缸容积一直在变化，使用UDF和动网格技术对压缩缸网格进行重构。考虑到网格数量对计算精度的影响，进行网格无关性验证。设计了6组网格数量进行验证，由于模拟过程中网格数一直在变化，选取包含压缩终了温度和膨胀终了温度的一段过程的平均网格数作为依据。网格数量从5万至50万，以压缩过程中腔室内的质量平均温度作为评价指标。图2为网格无关性验证结果。由图2可知，选取11万网格作为求解设置，既能保证求解精度，又能缩短求解时间。设定的网格尺寸为6~8 mm，每5步对网格尺寸进行一次判断。

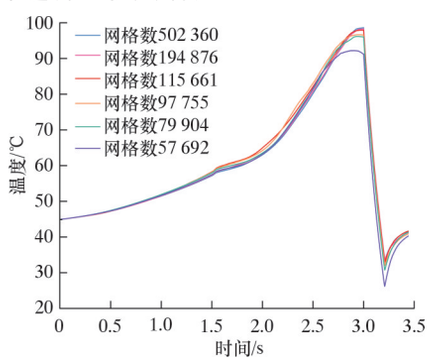


图2　网格无关性验证结果

Fig. 2　Grid independence verification

2　结果与讨论

2.1　压比对混输的影响

图3为排气压力12 MPa，液相体积分数为10%，换向频次为20次/min时，不同压比Π下整个工作循环中的p-V图。从图3a可以看出：随着压比增大，压缩行程变长，排气过程占比变短；膨胀过程的压降更大，膨胀过程更长，吸气过程更短。随着压比的增大，排气过程所占的时间更短，压缩过程中液面升高会更高，排气过程的质量流率会更大。膨胀过程在柱塞行程中占据的比例远小于压缩过程，压缩占据了柱塞前进的主要时间。这就导致吸气时的质量流率总是低于排气时的质量流率，所以排气阀的通流面积必须大于吸气阀的面积以应对更大的质量流率。从图3b中可以发现，随着压比的增大，排气过程的压力波动会更明显，可能会造成比较大的震动。当压比为6时，甚至出现了波浪形的压力波动，说明此时系统的不稳定性增强，震动更剧烈。

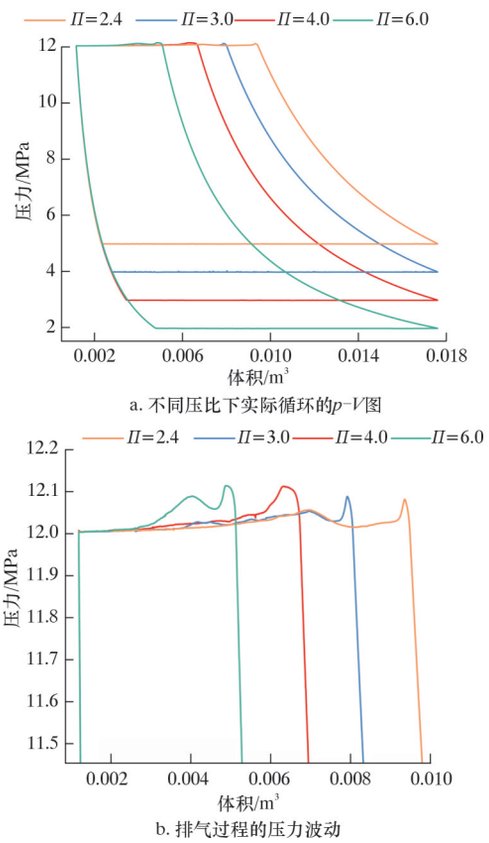


图3　不同压比下工作过程的p-V图

Fig. 3　p-V plots of the working process under different pressure ratios

图4展示了不同压比下压缩缸各性能参数的变化。由图4可知，当压比增大时，膨胀过程更长，吸气过程时间变短，且吸气状态下的气体密度更低，导致高压比条件下的流量减小，并且会显著提高排气温度。当压比为6.0时压缩终了温度达到170 ℃。但是可以降低排气的气液比，提高系统的处理能力。

2.2　液相体积分数对混输的影响

图5展示了吸气压力为5 MPa，排气压力为12 MPa，换向频次为5次/min的条件下，不同液相体积分数对整个工作过程示功图的影响。由图5可知，随着液相体积分数增加，液面更高，并且在压缩过程中，上侧圆柱面的横截面积越来越小，液面上升的速度越来越快，对气体的双向压缩作用更加强烈，压缩过程速度变快，排气过程空间占

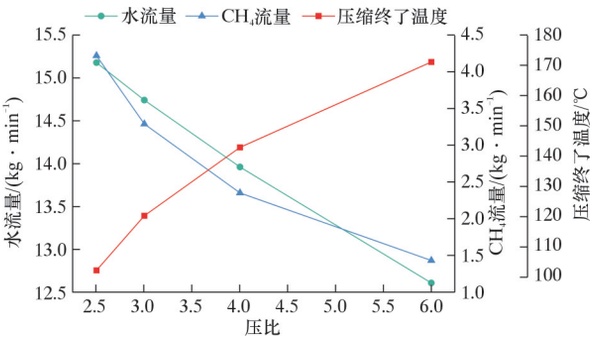


图 4　不同压比压缩缸性能变化

Fig. 4　Compression cylinder performance variation under different pressure ratios

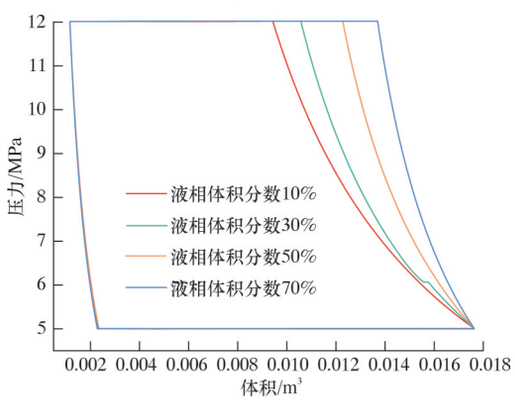


图 5　不同液相体积分数实际循环的 p–V 图

Fig. 5　p–V plots of the actual cycle under different liquid volume fractions

比更大。同时由于增大水的体积分数，显著增加了水的质量流率，降低了 CH_4 的流量，较低的换向频次使得吸排气过程没有出现明显的压力波动。

图 6 展示了不同液相体积分数下压缩缸性能参数的变化趋势。由图 6 可知，在高液相体积分数下，由于液体的不可压缩性，并且水的体积分数很高，配套低换向频次，使液体有充足的时间排出，这使得气液之间有充足的时间进行热量交换，导致压缩终了温度会明显低于低液相体积分数条件。

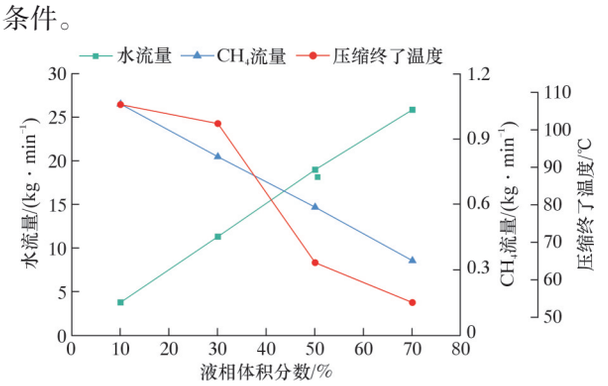


图 6　不同液相体积分数下压缩缸性能变化曲线

Fig. 6　Compression cylinder performance variation under different liquid contents

图 7 展示了在高液相体积分数（80%）下，吸排气过程气液的流量变化。由图 7 可知，在高液相体积分数下，吸气过程中气液混合冲击对下侧液面的撕裂作用也无法阻止液面的形成，但是会降低该区域液面的高度，使相邻区域的液面高度更高。吸气过程中，由于甲烷的体积分数和密度与水相比都较低，与水的质量流量相比，甲烷的质量流量极低，只有 0.01 kg/s 量级。排气过程中，由于吸气冲击在吸气区下侧的气泡会从液面深处快速回到液面上方，使下层几乎保持纯水状态，在排气开始时，下侧几乎都是液体排出，较高的水位阻止了气体的排出，气体的排出只在最后阶段发生。

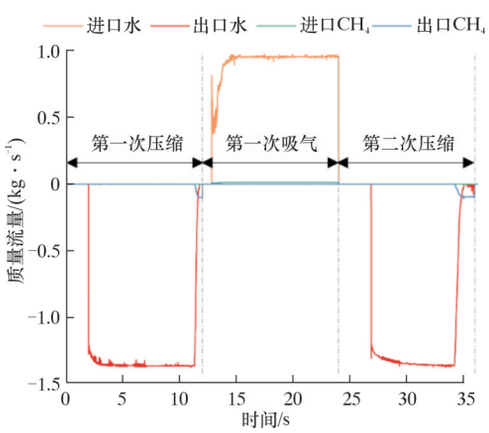


图 7　高液相体积分数下气液流量变化

Fig. 7　Gas-liquid flow rate variation at high liquid content

图 8 展示了 50% 液相体积分数工况下吸气过程的流场。由图 8 可以看到，高液相体积分数使得气液流入对液面的冲击撕裂效果削弱，该区域仍然会形成液面，但液面会低于两侧液面，同时会在附近产生比较大的漩涡，气体在跟随液体冲击达到液面下方后会在流动过程中逐渐回到上层。

图 9 展示了排气过程中的流场。由图 9 可知，排气过程存在相当明显的相态差别，下侧基本被水覆盖，初始过程排出的全部是液体，而在排气后期液面较低后，再次形成排气涡旋，气液共同排出。

高液相体积分数下，液体质量达到气体的 30 倍（体积分数 50%）~70 倍（体积分数 70%），液体占据主要热量，且比热容也更大，低换向频次使得液体与气体进行更充分的换热，使气体温度并未升至很高，压缩终了温度比纯气要低得多。图 10 展示了 70% 液相体积分数下的质量平均温度变化。由图 10 可知，由于绝热膨胀温度取决于压比和初始温度，导致膨胀终了温度很低，甚至到达零下，吸气后温度快速回升。

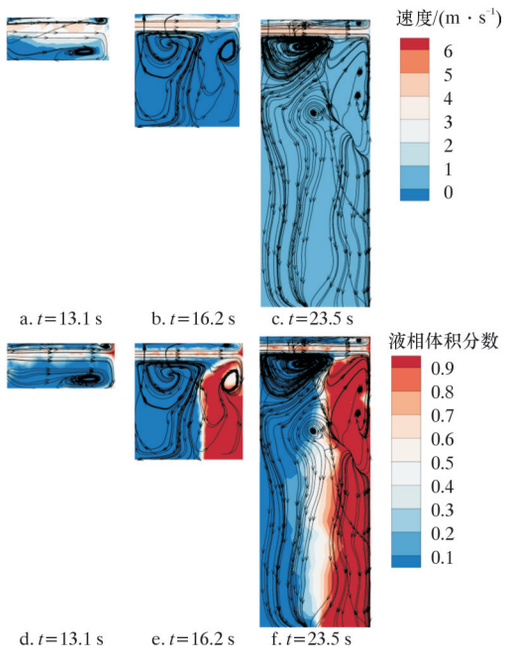


图 8　高液相体积分数下吸气流场分布

Fig. 8　Flow field distribution during suction at high liquid volume fraction

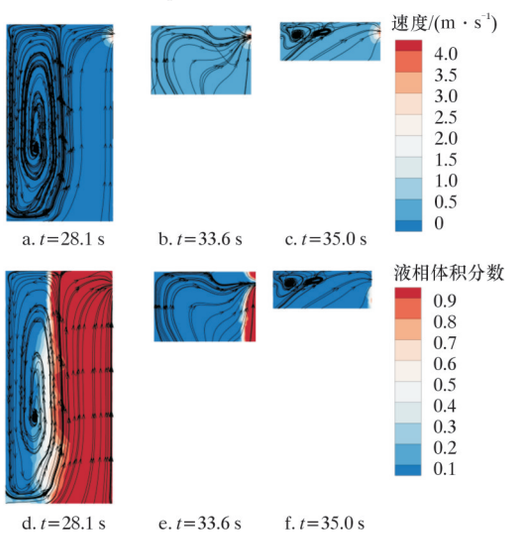


图 9　高液相体积分数下排气流场分布

Fig. 9　Flow field distribution during exhaust at high liquid content

2.3　换向频次对混输的影响

不同换向频次下流量接近，但是低换向频次会导致更低的日处理量，所以为了提高压缩机的日处理能力，应该在压力波动较弱的范围内尽可能提高换向频次。图 11 展示了 30% 液相体积分数下，不同换向频次下实际循环的 p–V 曲线。由图 11 可知，在几个设计工况下，吸排气过程没有出现明显的压力波动，只存在驱动吸排气的压差，但是当换向频次升至 20 次/min 之后，吸排气过程都出现明显的压力波动，压缩机运行过程会出现严重的震颤，应当避免。

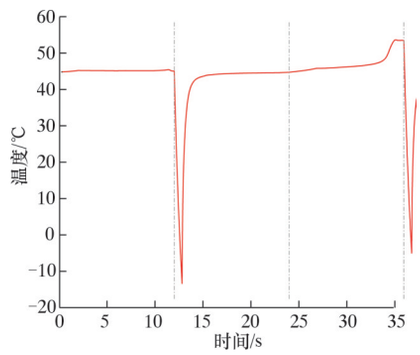


图 10　高液相体积分数下膨胀低温现象

Fig. 10　Expansion low-temperature at high liquid volume fraction

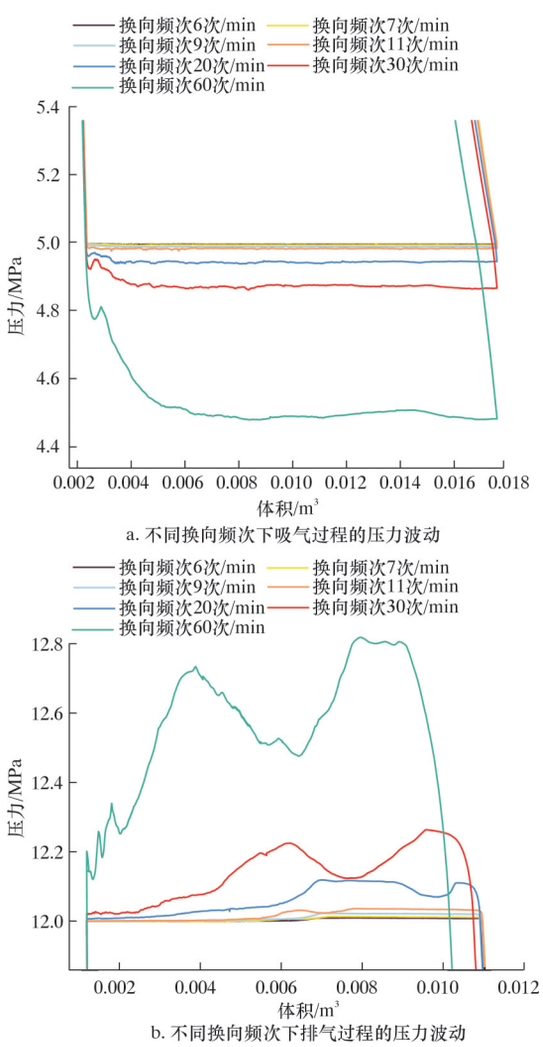


图 11　不同换向频次的 p–V 图

Fig. 11　p–V plots under different switching frequencies

图 12 展示了不同换向频次下压缩终了温度的变化趋势。由图 12 可知，压缩终了温度与换向频次并不呈线性变化，换向频次的变化对压缩终了温度的影响存在竞争机制，即气液热量交换的时间和强度，也就是换热系数与换热时间的不同。

高换向频次下，气液间的换热时间更短，但

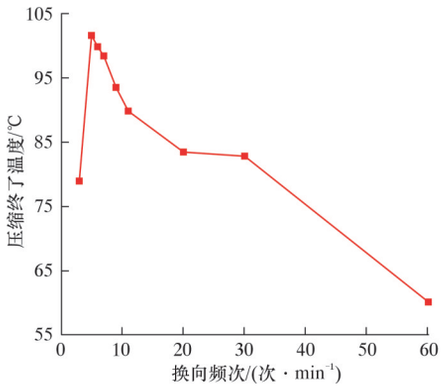


图 12　不同换向频次下压缩终了温度变化

Fig. 12　Compression-end temperature variation under different switching frequencies

是液体受柱塞冲击剧烈，液体并不会在压缩缸底部沉积，而是在整个压缩缸内飞溅，气液充分接触，换热强烈；低换向频次下，液体受柱塞驱动稳定，气液扰动微弱，排气均匀，换热系数小，但是气液交换时间充足；所以在极低的换向频次下，压缩终了温度并没有随着换向频次的降低而继续升高，但是极低的换向频次会导致压缩机的日处理能力降低，对实际工程意义不大。同样要注意的是，高换向频次下压缩终了温度较低也会造成膨胀终了产生低温。

3　结　论

（1）吸气过程中，压缩缸内温度分布比较均匀，排气过程中，压缩缸内温度跟相态存在明显差异，高温气体主要在上部，受到下部低温液体和柱塞 2 个方向的挤压。排气过程首先是液体排出，然后气液再一同排出。

（2）随着压比的增大，压缩终了温度持续升高。在设定工况范围内，压缩终了温度在压比为 6 时达到了 170 ℃。

（3）在换热时间和换热强度的双重作用下，随着换向频次的增大，压缩终了温度先升高后降低，日处理能力增强但是吸排气过程的压力波动变得更加剧烈，压缩机会出现明显的震颤。

（4）高液相体积分数下，压缩过程在行程中占比更短，膨胀过程可能会出现比较低的温度，但是随着吸气的开始温度会迅速回升。

参　考　文　献

[1] 李枫，张旭，邢雷，等. 气液混输压缩器内部流场分布特性和气体压缩性能研究［J/OL］. 机械科学与技术，2025-02-27. https://doi.org/10.13433/j.cnki.1003-8728.20250002.
Li Feng, Zhang Xu, Xing Lei, et al. Flow field and performance analysis of gas-liquid mixed transmission compressor［J］. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2025-02-27. https://doi.org/10.13433/j.cnki.1003-8728.20250002.

[2] 韩国庆，邢志晟，岳震铎，等. 柱塞气举排水采气研究现状及展望［J］. 天然气工业，2024，44（6）：52-63.
Han Guoqing, Xing Zhisheng, Yue Zhenduo, et al. Research status and prospect of deliquification and gas recovery by plunger lift［J］. Natural Gas Industry, 2024, 44（6）: 52-63.

[3] 吴红霞，卢俊卿，梁宗强，等. 产水气田排水采气提高采收率技术综述［J］. 中国石油和化工标准与质量，2024，44（23）：142-144.
Wu Hongxia, Lu Junqing, Liang Zongqiang, et al. Review of drainage gas recovery and enhanced oil recovery technology in water-producing gas field［J］. China Petroleum and Chemical Standard and Quality, 2024, 44（23）: 142-144.

[4] 张文华，崔杨，杨前锋，等. 超低渗油田油气混输技术研究［J］. 石化技术，2024，31（12）：73-75.
Zhang Wenhua, Cui Yang, Yang Qianfeng, et al. Study on oil-gas mixed transportation technology in ultra-low permeability oilfield［J］. Petrochemical Industry Technology, 2024, 31（12）: 73-75.

[5] 王金鹏，罗兴锜，冯建军，等. 离心式气液混输泵瞬态流动特性研究［J］. 水动力学研究与进展 A 辑，2025，40（2）：332-341.
Wang Jinpeng, Luo Xingqi, Feng Jianjun, et al. Investigation on transient flow characteristics in centrifugal gas-liquid mixed flow pump［J］. Journal of Hydrodynamics, 2025, 40（2）: 332-341.

[6] 常亮，杨晨宇，张雪梅，等. 三级离心式混输泵气液两相增压特性实验研究［J］. 工程热物理学报，2021，42（5）：1233-1237.
Chang Liang, Yang Chenyu, Zhang Xuemei, et al. Experimental study on pressurization property of three-stage centrifugal multiphase pump on gas-liquid two-phase flow conditions［J］. Journal of Engineering Thermophysics, 2021, 42（5）: 1233-1237.

[7] Qin Zhang, Zhang Manlai, Zhou Zhihong. Hydrodynamic simulation for intake valve of reciprocating compressor［J］. Applied Mechanics and Materials, 2013, 318: 216-219.

[8] Semlitsch B, Wang Yue, Mihăescu M. Flow effects due to valve and piston motion in an internal combustion engine exhaust port［J］. Energy Conversion and Manage-

ment，2015，96：18-30.

[9] Zhao Bin，Jia Xiaohan，Sun Shukai，et al. FSI model of valve motion and pressure pulsation for investigating thermodynamic process and internal flow inside a reciprocating compressor [J]. Applied Thermal Engineering，2018，131：998-1007.

[10] Deng Wenjuan，Zhang Yingli，Zhu Zhipeng，et al. Fluid-solid coupling numerical simulation for the performance prediction and valve dynamic analysis of a rotary compressor [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part C：Journal of Mechanical Engineering Science，2019，233（19/20）：6928-6938.

[11] 罗胜曦，何泽银，陶平安，等. 基于流固耦合的旋叶式压缩机排气阀片振动噪声预估与试验 [J]. 振动与冲击，2022，41（19）：266-273.
Luo Shengxi，He Zeyin，Tao Pingan，et al. Prediction and tests for vibration and noise of exhaust valve plate of rotary vane compressor based on fluid-structure interaction [J]. Journal of Vibration and Shock，2022，41（19）：266-273.

[12] 江志农，王隽妍，张进杰，等. 往复压缩机流量调节装置不同运动规律下三维流场仿真研究 [J]. 流体机械，2022，50（1）：29-36.
Jiang Zhinong，Wang Juanyan，Zhang Jinjie，et al. Three-dimensional flow field simulation study on variable flow actuator of reciprocating compressor under different movement rules [J]. Fluid Machinery，2022，50（1）：29-36.

[13] 范博文. 基于流-固耦合的CO_2压缩机舌簧阀动态特性模拟 [D]. 银川：宁夏大学，2023.
Fan Bowen. Dynamic characteristics simulation of reed valve of CO_2 compressor based on fluid-structure interaction [D]. Yinchuan：Ningxia University，2023.

[14] 孟凡森. 往复式压缩机吸排气阀组的流固耦合分析和声学优化 [D]. 合肥：合肥工业大学，2023.
Meng Fansen. Fluid-solid coupling analysis and acoustic optimization of suction and discharge valve of reciprocating compressor [D]. Hefei：Hefei University of Technology，2023.

[15] Zhou Hao，Dong Peng，Zhu Shumiao，et al. Design and theoretical analysis of a liquid piston hydrogen compressor [J]. Journal of Energy Storage，2021，41：102861.

[16] 杜宗钢. 液驱活塞式氢气压缩机气缸内瞬态流动及传热特性研究 [D]. 武汉：华中科技大学，2023.
Du Zonggang. Study on the transient flow and heat transfer characteristics in the cylinder of hydraulic driving piston hydrogen compressor [D]. Wuhan：Huazhong University of Science and Technology，2023.

[17] Ye Jianjun，He Yao，Du Zonggang，et al. The transient flow and heat transfer characteristics in reciprocated conditions of hydraulic-driven piston hydrogen compressor in hydrogen storage system [J]. Journal of Energy Storage，2024，89：111662.

[18] Ye Jianjun，Du Zonggang，Xie Junlong，et al. Transient flow performance and heat transfer characteristic in the cylinder of hydraulic driving piston hydrogen compressor during compression stroke [J]. International Journal of Hydrogen Energy，2023，48（19）：7072-7084.

[19] 林江波，郑康，王柳. 基于CFD两相流模型的涡旋压缩机抗液击性能预测方法 [J]. 制冷与空调，2024，24（1）：69-74.
Lin Jiangbo，Zheng Kang，Wang Liu. A prediction method for slug limit of scroll compressor using CFD two-phase simulation [J]. Refrigeration and Air-conditioning，2024，24（1）：69-74.

[20] 吴玉琴. 冷库活塞压缩机湿压缩模拟及优化研究 [D]. 哈尔滨：哈尔滨商业大学，2020.
Wu Yuqin. Simulation and optimization of wet compression for piston compressor in cold storage [D]. Harbin：Harbin University of Commerce，2020.

[21] Guo Yi，Wang Qi，Ren Shengzhe，et al. Numerical investigation on the wave transformation in the Ionic liquid compressor for the application in hydrogen refuelling stations [J]. International Journal of Hydrogen Energy，2023，48（37）：13955-13971.

[22] Kang Xiang，Liu Zekun，Ge Yunhao，et al. CFD analysis and conjugate heat transfer modeling of ionic compressors [J]. International Journal of Hydrogen Energy，2024，49：264-277.

[23] Liu Zekun，Kang Xiang，Lü Yuan，et al. Effect of two-phase flow characteristics on the clearance volume in Ionic compressors [J]. Applied Thermal Engineering，2025，268：125842.

第一作者简介：任永苍，高级工程师，生于1972年，1994年毕业于西安石油学院采油工程专业，现从事油气田地面工艺技术和新能源专业方向的研究工作。地址：（841000）新疆库尔勒市。电话：（0996）2176596。email：renymx-tlm@petrochina.com.cn。

通信作者：曾　胜，工程师。email：zengcnpc@163.com。

修改回稿日期：2026-07-25

（本文编辑　刘　锋）