

场口碑,以逐步提高用户信任度和市场占有率。这不仅需要企业内部改进,也依赖于行业整体的协同努力。

4.3 现存问题与挑战

国产伺服驱动器在市场拓展中面临品牌影响力不足和市场信任度较低的问题,部分用户对其质量稳定性和长期可靠性存疑。核心零部件供应链仍存在瓶颈,技术自主化程度有待提高。行业标准化建设滞后,企业间缺乏协同机制,限制了产品的进一步推广与产业化发展。

5 推动国产伺服驱动器产业化的战略方案

5.1 加强技术创新与研发

加强技术创新与研发是推动国产伺服驱动器产业化的关键路径。优先集中资源攻克高性能伺服驱动技术中的核心难题,如高精度控制算法、高效能功率模块及自适应动态控制技术。通过加大研发投入,鼓励产学研用深度合作,可实现技术创新的链条式贯通,提高技术攻关的成功率。在优化现有技术的面向未来工业需求,加强对智能化、模块化及绿色化伺服驱动技术的前瞻性研究,推动技术能力的持续提升。

建立开放式技术平台,促进国产厂商间的协同创新,通过资源共享与联合攻关降低独立研发成本并缩短研发周期。加强知识产权的保护与布局,提高技术研发成果的市场转化效率,为国产伺服驱动器构建技术差异化和竞争优势。

5.2 市场扩展策略

市场扩展策略在推动国产伺服驱动器产业化过程中具有重要意义。针对国内市场,应充分挖掘智能制造、机器人产业、新能源设备等领域的潜力,制定精确的市场推广计划,结合本土需求优化产品功能与服务,以抢占市场份额。对于国际市场,则需积极参与国际展会及技术交流活动,提高产品曝光率与竞争力,加强出口管理以满足不同国家和地区的技术标准与认证要求。通过构建多元化的销售渠道,与海外经销商建立长期合作关系,提升国产伺服驱动器在全球市场中的认知度与市场地位,从而实现规模化发展。

5.3 政策支持与品牌建设

政策支持与品牌建设是推动国产伺服驱动器产业化的重要策略。加强政策支持有助于优化产业发展环境,通过税

收优惠、专项补贴和技术研发基金等措施,可有效降低企业研发和生产成本。在品牌建设方面,应注重提高品牌知名度和用户认可度,通过参与国内外展会、加强市场宣传及提供优质售后服务,树立国产伺服驱动器的良好口碑。鼓励国内企业与高校、科研机构合作,共同建立技术标准,提升国产品牌的国际竞争力。

6 结语

本文系统地分析了国产伺服驱动器产业化的进程,并针对国内外市场需求及技术发展状况提出了一系列的策略和建议。通过产业链分析,本研究揭示了国产伺服驱动器在供应链结构、核心技术、生产工艺及成本控制等方面的关键问题和优势。尽管国产伺服驱动器在性能上已显著提升,并逐步接近国际领先水平,但品牌影响力和市场信任度的不足仍旧是限制其进一步发展的重要因素。为了推动国产伺服驱动器的产业化发展,提升其在国内外市场的竞争力,研究建议加强核心技术的研发投入,优化制造工艺,同时,加大品牌建设和市场推广力度,以改善市场接受度和信任问题。政策层面的支持也是不容忽视的推动力,应积极争取更多政策倾斜与资金支持,为产业化营造良好的外部环境。尽管本文对国产伺服驱动器产业化的多个方面进行了深入研究,但由于数据和实地调研的局限性,部分分析可能存在偏差。未来的研究可进一步探讨国产伺服驱动器在特定应用场景下的性能表现及用户满意度,以提供更加具体和针对性的改进措施。同时,随着国内外市场环境的变化,对策略的持续更新和调整也是确保国产伺服驱动器长远发展的关键。

参考文献

- [1] 万春燕,贾向锋,王定亚,刘文霄,王小静,李娜.水下采油树闸阀及驱动器国产化关键技术分析[J].石油机械,2021,49(09):73-78.
- [2] 尚斌,莫冰,王春川,杨剑锋,李小兵,刘文威.伺服驱动器热仿真分析方法研究[J].电子产品可靠性与环境试验,2022,40(02):1-5.
- [3] 区均灌.伺服驱动器转速控制技术探讨[J].写真地理,2020,0(16):0215-0216.
- [4] 曲建华.伺服驱动器控制方式的研究分析[J].中国科技期刊数据库 工业A,2023,(07):0175-0178.
- [5] 马宇,吴庆勋,李如飞,刘昊,张利剑.外骨骼伺服驱动器效率提升研究[J].载人航天,2022,28(02):223-229.

Calculation and analysis of end face pressure of gas-liquid two-phase mechanical seals under variable operating conditions

Hongguo Xu¹ Jie Chen²

1. Sichuan Kehong Petroleum and Natural Gas Engineering Co., Ltd., Chongqing, 404100, China

2. Southwest Oil and Gas Field Cost Center Luzhou Cost Station, Luzhou, Sichuan, 646000, China

Abstract

Based on the theory of variable operating conditions mechanical seals, mechanical seals can be divided into three working states according to the difference in phase transition radius during normal operation: liquid phase seal, vapor phase seal, and gas-liquid mixed phase seal. This article presents a numerical simulation of the end face pressure distribution of mechanical seals under both conventional and variable operating conditions, and explores in depth the influence of external pressure on the phase transition radius. Research has shown that pressure fluctuations in the boiling zone are the key factor causing the sealing end face to open under variable operating conditions, while the liquid film flash caused by changes in phase transition radius is the main cause of sealing failure. When the pressure in the sealed chamber drops sharply, the pressure distribution on the end face changes, and the phase transition radius changes accordingly, causing flash evaporation and pushing the moving ring to move axially. If the dynamic ring fails to reset in time after the chamber pressure is restored, the seal will not be able to close, resulting in failure.

Keywords

mechanical seal; Variable operating conditions; End face pressure; Phase transition radius; flash evaporation

变工况条件下汽液两相机械密封端面压力计算分析

徐红果¹ 陈婕²

1. 四川科宏石油天然气工程有限公司, 中国 · 重庆 404100

2. 西南油气田造价中心泸州造价站, 中国 · 四川 泸州 646000

摘 要

基于变工况机械密封理论, 机械密封在正常运行过程中, 依据相变半径的差异, 可分为三种工作状态: 液相密封、汽相密封及汽液混相密封。本文通过数值模拟, 绘制了机械密封在常规与变工况条件下的端面压力分布图, 并深入探讨了外部压力对相变半径的影响。研究表明, 沸腾区压力波动是导致密封端面在变工况下开启的关键因素, 而相变半径变化引发的液膜闪蒸则是密封失效的主要原因。当密封腔压力骤降时, 端面压力分布发生改变, 相变半径随之变化, 引发闪蒸现象, 推动动环沿轴向位移。若腔压恢复后动环未能及时复位, 则密封将无法闭合, 导致失效。

关键词

机械密封; 变工况; 端面压力; 相变半径; 闪蒸

1 引言

机械密封在常规运行下的工作状态, 可根据变工况理论中的相变半径不同进行划分, 主要存在液相、汽相和汽液混相三种。其中, 汽液混相状态可进一步细分为似液相和似汽相。图 1 展示了所对应的基本结构:

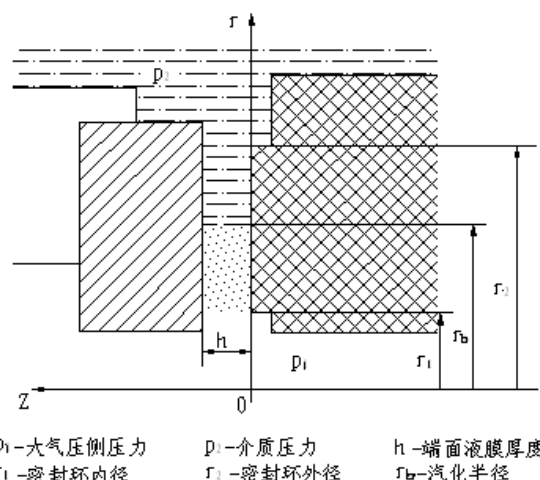


图 1 机械密封端面结构模型

【作者简介】徐红果 (1986-), 男, 中国重庆人, 硕士, 工程师, 从事油气储运研究。

2 变工况机械密封端面压力计算的理论依据

在机械密封的工作参数确定后,可通过数值分析获取其端面的相变半径、温度场与膜压场,据此进一步评估变工况下动环的受力与运动响应。

初始假设:为相变半径 r_c 设定一个初始值。

参数计算:根据公式 (1) 计算该半径下的相变温度 T_c ,并据此通过流体物性参数确定饱和蒸汽压力 P_c 。

泄漏量核算:利用公式 (2) 与 (3),分别计算得出液相泄漏量 ml 与汽相泄漏量 mv 。

收敛性判断:比对 ml 与 mv 的数值。若二者相等,则当前 r_c 即为真实解;否则,返回步骤 1 调整 r_c 值,并循环迭代直至收敛。

同时,对于本实验中的外侧密封情况,其端面温度变化规律可由公式 (4) 予以表达。:

$$T(r)-T=\frac{\mu_f \omega^2 r^3}{2kh} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} B_n \left[1 - \left(\frac{r_b}{r_2} \right)^{2n-3} \right] \right\} \quad (1)$$

$$q_1 = q = -\frac{\pi \rho h^3}{6\mu} \cdot \frac{p_2 - p_b + \frac{3\rho \omega^2}{20}(r_2 - r_b)}{\ln r_2 - \ln r_b} \quad (2)$$

$$q_2 = q = -\frac{\pi h^3 (p_b^2 - p_1^2)}{12\mu RT \ln(r_b / r_1)} \quad (3)$$

$$T(r)-T=\frac{\mu \omega^2 r^3}{2kh} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} A_n \left[1 - \left(\frac{r_1}{r} \right)^{2n+4} \right] - \sum_{n=0}^{\infty} B_n \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^{2n-3} \right] \right\} \quad (4)$$

$$\text{其中: } A_n = \frac{1}{2(n+4)} \cdot \frac{[(2n)!]^2}{(n!)^4 \cdot 2^{4n}}, \quad B_n = \frac{1}{2(n-4)} \cdot \frac{[(2n)!]^2}{(n!)^4 \cdot 2^{4n}}$$

式中 T ——被密封液体进入密封面前的体积平均温度($^{\circ}\text{C}$);

k ——两固体表面导热率的平均值;

ω ——动环转动角速度(rad/s);

h ——端面间液膜厚度(m);

μ ——粘度($\text{kg} \cdot \text{s/m}^2$)。

在计算中,由克拉普朗方程可以得出温度 T_b 与 p_b 的关系:

$$\frac{p_b}{p} = \exp \left[-\frac{h_{fg}}{R} \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T} \right) \right] \quad (5)$$

$$p = p_2 + \frac{(p_2 - p_b) + \frac{3\rho \omega^2}{20}(r_2 - r_b)}{\ln(r_2 / r_b)} \cdot \ln(r / r_2) - \frac{3\rho \omega^2}{20}(r - r_2) \quad (6)$$

$$p = \left[p_1^2 + \frac{p_b^2 - p_1^2}{\ln(r_b / r_1)} \ln(r / r_1) \right]^{1/2} \quad (7)$$

此种方法确定饱和蒸汽压力同实际压力很为接近。其

中 p, T, h_{fg} 分别为饱和蒸汽压力、饱和温度和汽化潜热。当 p, T, h_{fg} 为常数时,由 (1) 式得出相变处饱和温度 T_b 后,既可得出相应的饱和压力 p_b 。由 (6)、(7) 式既可得出密封端面间压力分布。其计算解法流程图如图 2 所示。

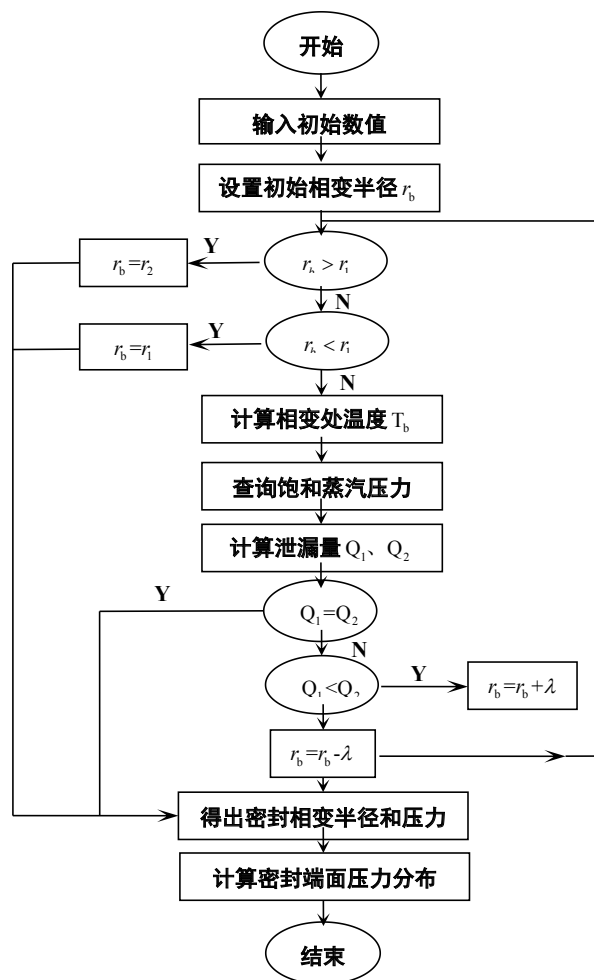


图 2 机械密封端面压力计算流程

3 变工况机械密封端面状况的实验及稳定性分析

3.1 实验条件

本实验以水为介质,研究对象为一套非平衡型机械密封装置,其核心结构参数如下:轴径 60mm,密封端面内径 30mm,外径 40mm。其中,动环由碳化钨制成,静环则采用浸呋喃树脂碳石墨材料。通过数值模拟,计算了在压力 $p_1=0.5\text{MPa}$ 、 $p_2=0.1\text{MPa}$,温度 $T=100^{\circ}\text{C}$ 时的端面压力分布,以及变工况瞬时 ($t=0^+$) 的压力分布,进一步分析了外部压力对相变半径的影响。相变处参数为, $p_c=0.2\text{MPa}$ 。

3.2 实验结果及对比分析

3.2.1 正常工作情况下机械密封端面压力分布

在常规工况下,通过数值计算得出相变半径 $r_c=35\text{mm}$ 饱和压力 $p_c=0.15\text{MPa}$ 。结合公式 (3) 与 (6),得到端面压力