

电潜泵气液两相流工况水力增压性能预测模型

朱建军¹, 姬煜晨², 彭建霖², 朱海文^{1,3*}

1 中国石油大学(北京)机械与储运工程学院, 北京 102249

2 中海油研究总院, 北京 100027

3 塔尔萨大学石油工程系, 塔尔萨 74104, 美国

* 通信作者: haiwen-zhu@utulsa.edu

收稿日期: 2022-12-14

国家自然科学基金青年基金(项目号: 52004304)和中央高校基本科研业务费专项资金(项目号: 20190184, 20200127)联合资助

摘要 电潜泵自 20 世纪以来广泛应用于海上和非常规油气田, 来提高油井的生产效率, 是一种革命性的油田生产方法, 主要适用于自然压力和能量不足的井。潜水离心泵最初是用于抽取矿井中积水而开发的。阿迈斯·阿鲁图诺夫开发了第一台用于油井生产的电潜泵。此后电潜泵逐渐在石油行业中广为人知并流行起来。然而, 电潜泵对流动条件非常敏感, 为了提高其耐受性、效率、可靠性以及适应恶劣和复杂的井下流动条件, 电潜泵经历了许多重大的技术改进。目前电潜泵通常由电动机、密封和一系列离心泵级组成, 非常适合于高产的深井和偏斜井中, 也常用于非常规井, 如页岩油井。因此, 电潜泵的耐气性、粘度影响以及长期开采能力已经引起了重大关注。由于其内部流动规律复杂, 两相混输风险高, 高粘/气液两相流工况下耐受极限和长效开采能力受限, 严重制约了电潜泵在深水和非常规油气田安全高效开采中的运用。本文基于欧拉方程, 利用最佳流速概念推导回流、摩擦和泄漏等损失, 提出了适用于井下旋转电潜泵复杂工况下增压性能预测的理论模型。针对气液两相流动, 该模型基于离心场中两相的力学分析, 建立旋转叶轮内部体含气率模型, 并根据流型选择曳力系数, 计算两相滑移效应, 修正混合相密度, 进而提升扬程预测的准确性。模型预测和实验数据的对比验证了该模型预测的精度和可靠性均高于文献中常见的计算方法。本文所提出的方法可准确预测油的粘度、含水乳化液和气液流对泵性能的影响。该模型可帮助泵工程师开发新的电潜泵几何形状, 同时帮助人工举升工程师改进油井完井举升工艺设计。

关键词 电潜泵; 采油工程; 性能预测; 理论建模; 气液两相流

A new mechanistic model on boosting pressure of Electrical Submersible Pumps (ESPs) under gas-liquid two-phase flow

ZHU Jianjun¹, JI Yuchen², PENG Jianlin², ZHU Haiwen^{1,3}

1 College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum-Beijing, Beijing 102249, China

2 CNOOC Research Institute Ltd. Drilling and Production Research Dept., Beijing 100027, China

3 McDougall School of Petroleum Engineering, The University of Tulsa, Tulsa 74104, USA

Abstract Electrical Submersible Pumps (ESPs) are widely used in offshore and unconventional oil/gas fields to increase production and efficiency since 20th century. It is a revaluation oil production method, which is particularly used in wells with less

引用格式: 朱建军, 姬煜晨, 彭建霖, 朱海文. 电潜泵气液两相流工况水力增压性能预测模型. 石油科学通报, 2024, 01: 130-147

ZHU Jianjun, JI Yuchen, PENG Jianlin, ZHU Haiwen. A new mechanistic model on boosting pressure of Electrical Submersible Pumps (ESPs) under gas-liquid two-phase flow. Petroleum Science Bulletin, 2024, 01: 130-147. doi: 10.3969/j.issn.2096-1693.2024.01.010

sufficient natural pressure and energy. The submerged centrifugal pump was firstly developed to pump water in mines, and Armais Arutunoff developed the first ESP that used in oil wells, which later became popular and well-known in the industry. However, the ESP is very sensitive to flow conditions, and it has undergone significant technological advancements to improve their tolerance, efficiency, reliability, and adaptability to harsh and complex downhole flow conditions. ESPs are usually comprised with an electric motor, seal, and a series of centrifugal pump stages, and are widely adept at handling high-volume fluid lifting in deep and deviated wells. Nowadays, ESPs are also commonly used in unconventional wells, like shale-oil wells. Therefore, the gas tolerance ability, viscosity effect, and long-term exploitation capability of ESPs have drawn significant attention. Due to the compact assembly and high-shear flow field in a rotating impeller, the gas-liquid two-phase flow inside ESPs is complicated, bringing in high risks for two-phase transportation and difficulties for safety control. Thus, the applications of ESP-based artificial lift technology in offshore and unconventional oil/gas fields for safe and efficient production is restricted considerably. In this work, aiming at the difficulties of performance prediction for ESPs under multiphase flow, a novel mechanistic model to predict the boosting pressure in ESPs is proposed. The new model starts from Euler equations and introduces a best-match flowrate at which the flow direction at ESP impeller outlet matches the designed flow direction. The mismatch of velocity triangle in a rotating impeller is result from the varying liquid flow rates. Losses due to flow direction change, friction, and leakage etc., were incorporated in the model. Based on the force balance on a stable gas bubble in a centrifugal flow field, the in-situ gas void fraction inside a rotating ESP impeller can be estimated, from which the gas-liquid mixture density is calculated. The predicted ESP boosting pressures match the corresponding experimental measurements with acceptable accuracy. The proposed method can be used to accurately predict the the oil viscosity, water-cut emulsion, and gas-liquid flow effect on pump performance. The model can be used to help pump engineer to develop new pump geometries, as well as help artificial lift engineer to improve well completion design.

Keywords electrical submersible pump; petroleum production; performance prediction; mechanistic modeling; gas-liquid two-phase flow

doi: 10.3969/j.issn.2096-1693.2024.01.010

0 引言

2021 年我国原油对外依存度依然高达 70% 以上, 远高于国际石油安全警戒线, 油气供给面临极大挑战。目前世界范围内, 约 75% 的油气井安装了人工举升设备用于增产增效。据美国能源信息部(EIA)报道, 该

数字在 2025 年之前将攀升至 92%。电潜泵举升系统因其结构紧凑、产量高、增压显著等优点, 广泛用于陆上^[1]及海洋^[2]油气资源勘探开发。虽然电潜泵在人工举升采油机械中只占 30% 左右, 但是其贡献的原油产量却占第一位^[3]。图 1 展示了常见电潜泵采油装备结构。

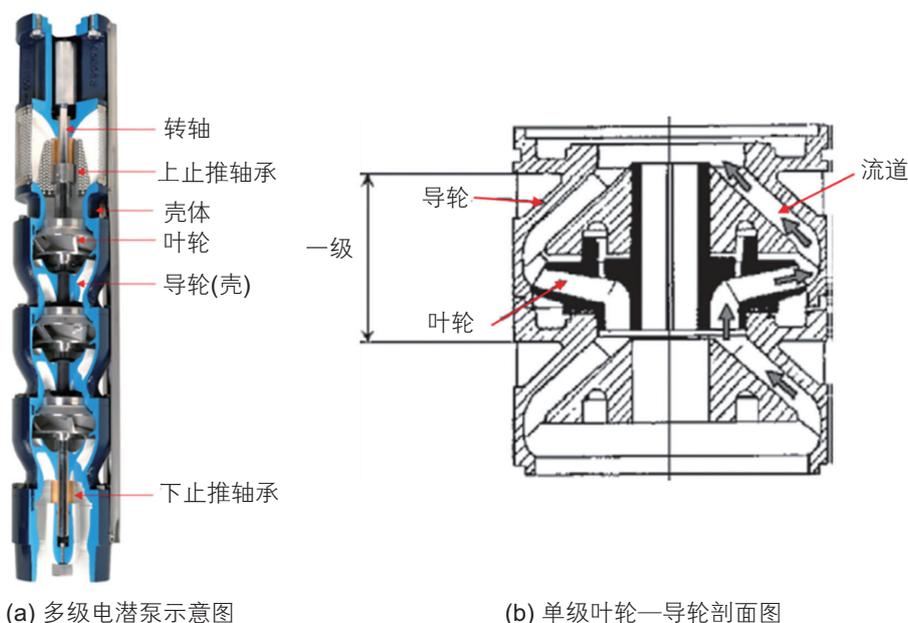


图 1 常见电潜泵结构^[8]

Fig. 1 Typical ESP structures^[8]

与常规流体机械运用场合不同,石油资源的开采和输运总是伴随着多相流复杂工况。目前有关电潜泵多工况水力性能的实验研究比较丰富,包括高粘流^[4-6],油水乳化液^[7],气液两相流^[8-9],含沙流^[10]等。一般而言,电潜泵系统设计是以单相水工况下的性能曲线为基础。如图2(a)展示了典型单级电潜泵在单相水工况下,排量、压头和转速之间的关系。然而,实验室单相流工况与生产现场工况存在很大差距,这就给电潜泵举升系统的设计和优化带来了极大挑战。图2(b)、2(c)分别展示了电潜泵在高粘流^[7]以及气液两相流^[11]工况下的增压性能曲线。与图2(a)相比,气液两相,和流体粘度的增加,皆极大影响了电潜泵的综合举升性能。尤其是在气液两相工况下,其增压性能随着入口气流量的增大呈非线性衰减。一方面,气体在叶轮局部富集直接减小了气液混合流体的密度,进而降低电潜泵进出口压差^[11-13];另一方面,在进口含气量较高的工况下,气液两相分布容易诱发电潜泵喘

振^[13]和气锁^[14]效应,进一步恶化了电潜泵两相运输性能。喘振能够导致叶轮异常振动并降低设备的运行寿命^[15],而气锁则严重限制了电潜泵内液相通道面积及其流量,进而导致产量显著下降^[16]。因此,预测电潜泵在不同流体粘度和含气率情况下的压头和气锁现象的临界条件是至关重要的。

目前有关气液两相流动的成熟理论主要集中在水平或倾斜管道^[17-18]、以及垂直井筒^[19-21]。而油气生产、运输及人工举升等相关领域的流体运动模型,大多从管道流动出发,根据其各自的试验和模拟结果,进行相应的开发或修改。但电潜泵叶轮内气液两相流处于高速旋转强剪切流场,其内部复杂不规则流道和离心力主导的流动规律与管道/井筒内两相流型特征有本质不同。因此,不能直接套用管线多相流理论分析电潜泵高剪切流场中气液两相流规律。而离心泵领域虽然有大量的试验测试、理论分析、及数值计算等大量研究,并对其气液两相流工况下性能衰减表象有了定

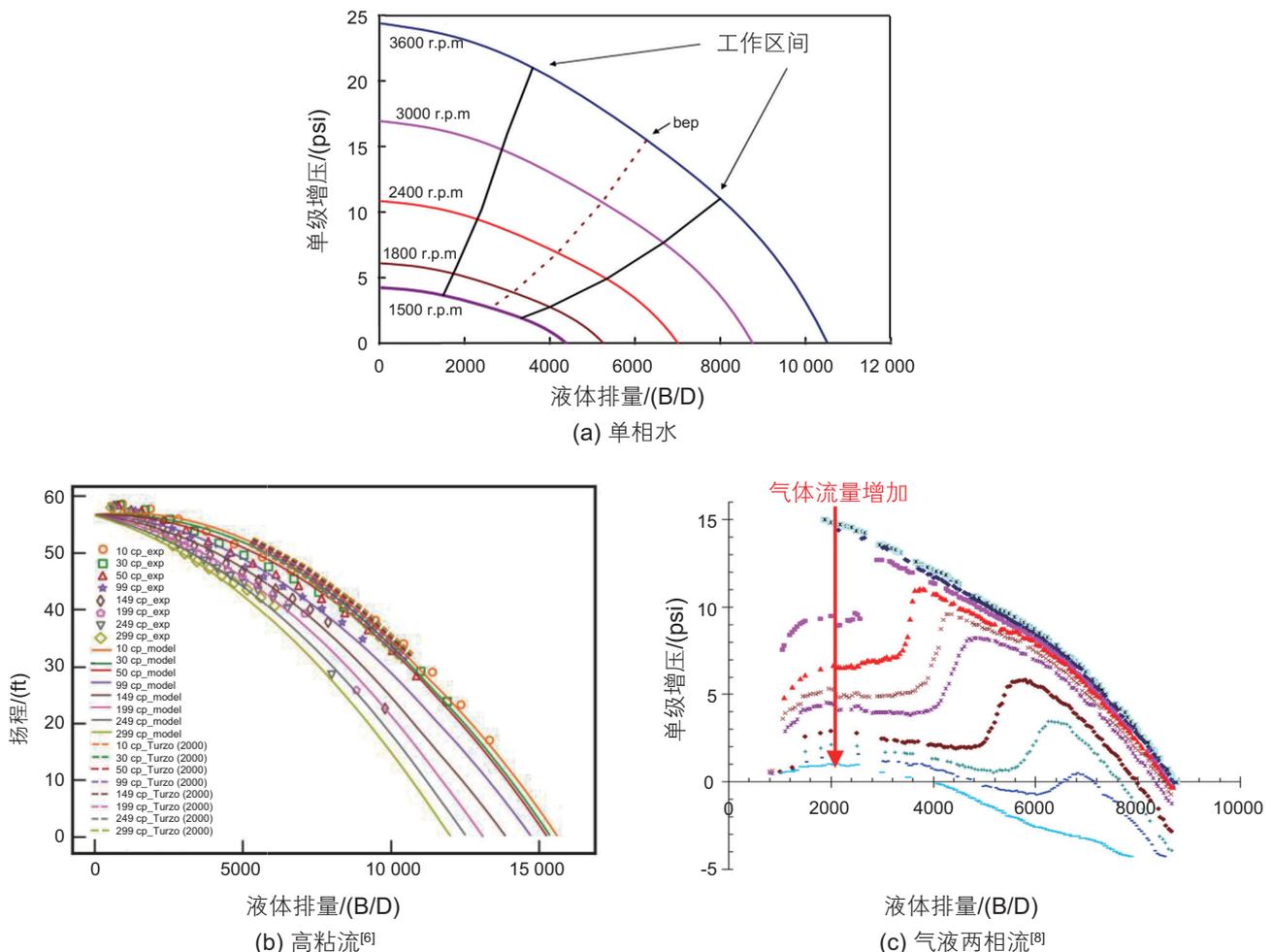


图2 典型电潜泵增压性能曲线^[8-10]

Fig. 2 Typical performance curves of ESPs^[8-10]

性认识,但大部分理论或经验模型的通用性较差,往往无法对不同尺寸及结构的电潜泵增压性能进行准确的预测。另外,虽然也有许多学者利用数值模拟的方法对电潜泵气液两相流动进行了模拟分析,但其高速旋转的气液两相流场的气泡(液体)直径,及相应力学模型的设置,也往往基于经验,而缺乏坚实的理论依据。为此,本文提出了一种简化的旋转电潜泵内气液流动机理模型。该模型不仅能反映电潜泵内的流动规律,还能从进口气含率、增压能力、气泡大小等方面捕捉多相流动特征。其气泡直径等计算方法,也可以良好的适用于数值模拟。并且该模型普适性较高,与不同电潜泵的实验结果相比较,预测电潜泵增压性能与实验结果吻合较好。

1 理论模型的建立

离心泵的扬程通常是通过理想欧拉扬程进行计算的。在此基础下,本文提出的模型综合考虑了流体性质,温度,压力,叶轮几何尺寸,级间影响等实际工况中不能忽视的因素。本节提出的模型主要针对单级进行计算。在实际应用中,可以使用前一级的计算结果作为后一级的入口条件,级间能量的损耗包含于导叶流道冲击损失和泄漏损失(可根据泵结构添加级间泄漏损失),在此基础上可以对多级电潜泵整体的性能做出准确的预测。

1.1 理想欧拉扬程

电潜泵在单相液体情况下压头的预测基于传统的理想欧拉扬程公式,具体的建模及推导流程详见相关文献^[4-6],本文只保留必要的公式以确保建模思路的完整性。其中电潜泵叶轮进出口速度三角形如图3所示。

绝对速度 C 可以分解为相对速度 W 和圆周速度 U ,且 $\vec{U} = \vec{\Omega} \times \vec{r}$ 。下标1、2分别代表叶轮进口、出口。其中 W 是相对速度, C 是绝对速度,且 $\vec{C} = \vec{W} + \vec{U}$ 。图3(c)中, C'_2 代表叶轮叶片数无穷多时的理想速度,而 C_2 为叶轮出口处的实际速度。

旋转离心泵中,欧拉方程用于描述理想水力压头 H_E 。

$$H_E = \frac{\overline{C_2} \cdot \overline{U_2} - \overline{C_1} \cdot \overline{U_1}}{g} = \frac{U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U}}{g} \quad (1)$$

若假设流体没有预旋转进入叶轮,根据速度三角形分析,式(1)可以写为:

$$H_E = \frac{\Omega^2 r_2^2}{g} - \frac{Q\Omega}{2\pi g h \tan\beta_2} \quad (2)$$

其中 β_2 为叶片出口与切向方向的夹角, h 为流道高度。由式(2)可知,理想的欧拉扬程 H_E 与液体流量呈线性负相关关系。而实际电潜泵水力扬程应考虑叶轮、导叶内部各种压力损失,包括摩擦损失、冲击损失和回流损失^[6]。图4(a)为理想的欧拉扬程随叶片出口角度 β 的变化情况。图4(b)显示了根据公式(2)得到的离心泵的理想扬程损失和最终 $H-Q$ 性能曲线。在高流量时,摩擦损失变得尤为突出,在相对较低流量下泄漏损失更大。当液体流量与设计流量不同时,离心泵叶轮内存在流向突变损失。本研究对不同扬程损失进行理论分析和建模,基于此获得旋转电潜泵多工况水力增压性能的定量描述。1.2小节将分别介绍式(3)中的回流损失、摩擦损失、泄漏损失、冲击损失。

$$H = H_E - H_{recirculation} - H_{friction} - H_{leakage} - H_{shock} \quad (3)$$

1.2 单相流工况建模

本文所提出的电潜泵多工况增压预测理论模型是基于最佳匹配流量 Q_{BM} 。 Q_{BM} 对应于叶轮出口流动方向

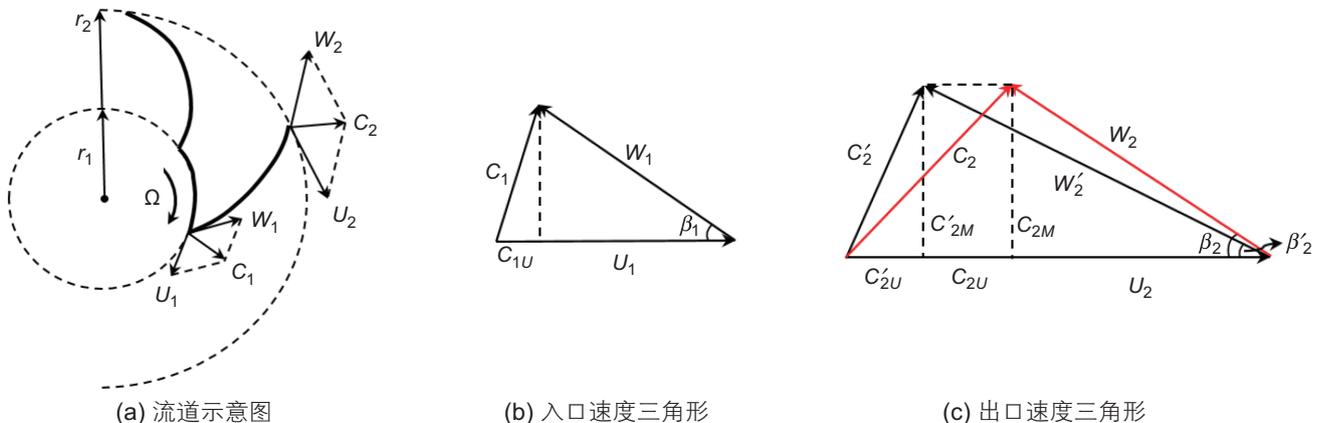


图3 电潜泵叶轮速度三角形
Fig.3 Velocity triangles in ESPs

与设计流动方向相一致的工况。从理论上来说，在最佳匹配流量下，流线与设计流动方向吻合，不存在回流损失。当流量低于或高于 Q_{BM} 时，需将叶轮出口的流速投影到 Q_{BM} 相对应的流动方向上，进而求得式(3)中各水力损失。有关油水粘度及乳化液的详细分析，我们已经总结发表在了结尾的参考文献中^[30]。

1.2.1 回流损失

图5显示了电潜泵叶轮流道进出口在不同液体流量时的速度三角形。叶轮入口的切向速度表示为：

$$U_1 = R_1 \Omega \tag{4}$$

R_1 为叶轮入口的半径， Ω 为叶轮的角速度。同理，叶轮出口切向速度表示为：

$$U_2 = R_2 \Omega \tag{5}$$

叶轮进口处的径向速度可以表示为：

$$C_{1M} = \frac{Q + Q_{LK}}{(2\pi R_1 - Z_1 T_B) y_{11}} \tag{6}$$

式中 Q 、 Q_{LK} 为液体流量和泄漏流量， Z_1 为叶轮叶片数， T_B 为投影到径向方向上的叶片厚度， y_{11} 为叶轮进口高度。则叶轮出口处的径向速度表示为：

$$C_{2M} = \frac{Q + Q_{LK}}{(2\pi R_2 - Z_2 T_B) y_{12}} \tag{7}$$

此处， y_{12} 为叶轮出口高度。相对于ESP叶轮进出口的相对速度 W_1 和 W_2 表示为

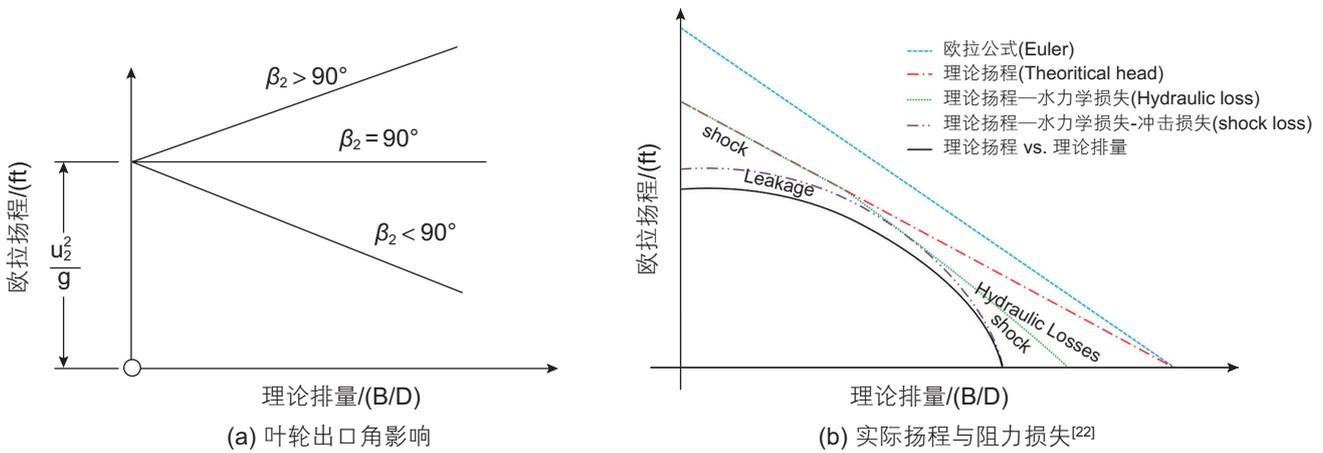


图4 欧拉扬程与实际扬程示意图
Fig. 4 Schematic of Euler head and real hydraulic head

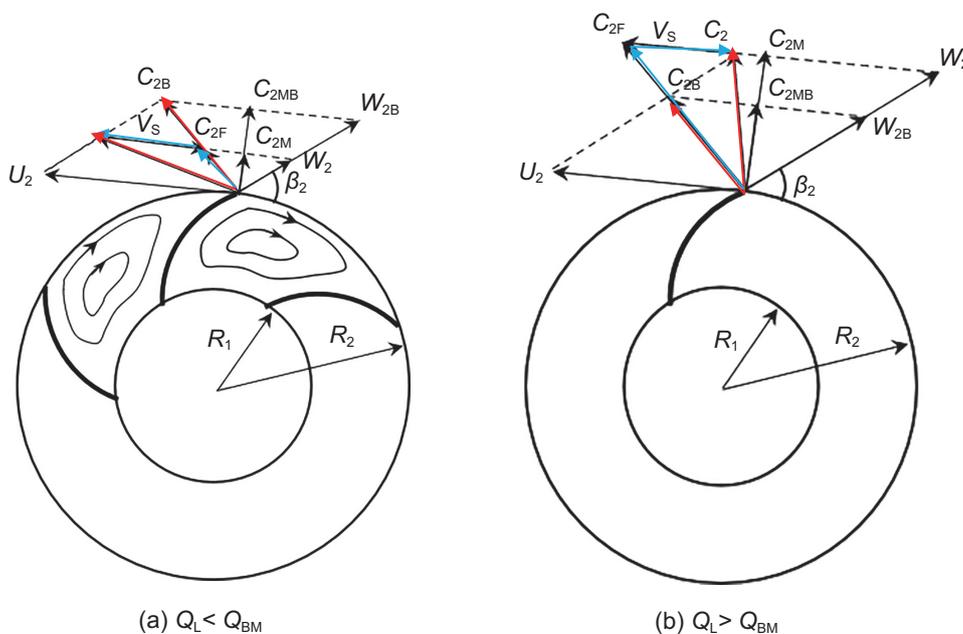


图5 电潜泵叶轮流道速度三角形示意图
Fig. 5 Velocity triangles at the ESP impeller inlet and outlet

$$W_1 = \frac{C_{1M}}{\sin \beta_1} \quad (8)$$

$$W_2 = \frac{C_{2M}}{\sin \beta_2} \quad (9)$$

其中, β_1 、 β_2 分别为叶轮进口、出口处叶片与切向方向的夹角。根据速度三角形, 叶轮进出口处的绝对速度表示为

$$C_1 = \sqrt{C_{1M}^2 + \left(U_1 - \frac{C_{1M}}{\tan \beta_1} \right)^2} \quad (10)$$

$$C_2 = \sqrt{C_{2M}^2 + \left(U_2 - \frac{C_{2M}}{\tan \beta_2} \right)^2} \quad (11)$$

最终回流损失由式(12)计算:

$$H_{\text{circulation}} = \frac{C_{2E}^2 - C_2^2}{2g} \quad (12)$$

对于不同液体流量 Q_L , C_{2E} 需要按如下情况分别讨论, 对于 $Q < Q_{\text{BM}}$ 和 $Q > Q_{\text{BM}}$, C_{2E} 分别由式(19)和式(24)计算。

1) $Q_L < Q_{\text{BM}}$

如图5所示, V_S 是由于绝对速度 C_2 在与设计流量 Q_{BM} 对应流速不一致而引起的剪切速度。通过三角函数可以得到 C_{2F} 和 V_S 分别为:

$$C_{2F} = C_{2B} \frac{Q}{Q_{\text{BM}}} \quad (13)$$

$$V_S = U_2 \frac{Q_{\text{BM}} - Q}{Q_{\text{BM}}} \quad (14)$$

式中, C_{2B} 为 Q_{BM} 对应下叶轮出口的绝对速度。 C_{2F} 为 C_2 在 C_{2B} 方向上的投影速度, 即 Q_{BM} 对应的设计流向, 可由下式推导:

$$C_2^2 - C_{2F}^2 = V_S^2 - (C_{2P} - C_{2F})^2 \quad (15)$$

由此, C_{2P} 可以表达为:

$$C_{2P} = \frac{C_2^2 + C_{2F}^2 - V_S^2}{2C_{2F}} \quad (16)$$

在电潜泵叶轮通道中, 通常会出现由速度剪切引起的回流现象, 这会导致理论动能减少, 只有部分动能转化为静压。雷诺数可以用来估计回流效应, 其主要受剪切速度、通道尺寸和流体粘度的影响。

$$Re_c = \frac{\rho V_S D_C}{\mu} \quad (17)$$

其中 D_C 为叶轮出口处流动方向上的特征流道宽度, 即:

$$D_C = \frac{2\pi R_2}{Z_I} \sin \beta_2 - T_B \quad (18)$$

剪切效应还取决于流体粘度。因此, 在与实验结果比较的基础上, 本文提出以下关系式用于估算有效速度:

$$C_{2E} = C_{2F} + \sigma(C_{2P} - C_{2F}) \quad (19)$$

σ 是滑移因子, 用于表征实际出口速度与理想出口速度的不一致度。基于Wiesner^[23]关系式可得:

$$\sigma = 1 - \frac{\sin^{1/2}(\beta_2)}{Z_I^{0.7}} \quad (20)$$

Wiesner所提滑移因子 σ 没有考虑剪切速度对叶轮内回流、流体速度和通道尺寸的影响。本文提出了一种新的 σ 关联式如下:

$$\sigma = \frac{\left(\frac{\mu_W}{\mu} \right)^{0.5}}{1 + 0.02 Re_C^{0.2}} \quad (21)$$

其中 μ 和 μ_W 分别是流体粘度和水的粘度。

2) $Q_L > Q_{\text{BM}}$

当 $Q_L > Q_{\text{BM}}$, C_{2E} 的表达有所不同, 这是由于在相对较高的液体流速下, 回流效应不明显(图5(b))。而计算 C_{2F} 的表达式与式(13)相同, 此时 V_S 应表示为:

$$V_S = U_2 \frac{Q - Q_{\text{BM}}}{Q_{\text{BM}}} \quad (22)$$

有效速度 C_{2E} 是 C_2 在 C_{2B} 方向上的投影, 因此,

$$C_2^2 - C_{2E}^2 = V_S^2 - (C_{2F} - C_{2E})^2 \quad (23)$$

对上述方程进行求解, 可得 C_{2E} :

$$C_{2E} = \frac{C_2^2 + C_{2F}^2 - V_S^2}{2C_{2F}} \quad (24)$$

1.2.2 摩擦损失

对于摩擦损失, 叶轮和导叶内部的流体流动可视作流道流动。因此, 叶轮内摩擦损失可表示为:

$$H_{FI} = f_{FI} \frac{V_I^2 L_I}{2g D_I} \quad (25)$$

其中 f_{FI} 是摩擦因子, V_I 是流体速度, L_I 是流道长度, D_I 是流道的特征(液压)直径。同样, 可以通过以下方式估算导叶中的摩擦损失:

$$H_{FD} = f_{FD} \frac{V_D^2 L_D}{2g D_D} \quad (26)$$

式中 f_{FD} 为摩擦系数, V_D 为流体速度, L_D 为流道长度, D_D 为流道(水力)直径。摩擦系数是关于雷诺数和壁面相对粗糙度的函数。

1.2.3 泄漏损失

由于电潜泵的增压作用, 沿流线方向上压力增加, 背压导致级间缝隙或平衡孔中产生泄漏流量, 造成实际流量小于设计值。依据定义, 可通过式(27)计算泄漏损失:

$$H_{LK} = H_{IO} - \frac{U_2^2 - U_{LK}^2}{8g} \quad (27)$$

其中 H_{IO} 为叶轮的扬程增量, U_{LK} 为叶轮在泄漏处旋转而产生的切向速度:

$$U_{LK} = R_{LK}\Omega \quad (28)$$

R_{LK} 为泄漏半径。由于流体的旋转仅由叶轮一侧引起, 因此切向速度的一半可用于估算泄漏损失。叶轮扬程增加量可估算为:

$$H_{IO} = H_{EE} - H_{FI} - H_{TI} \quad (29)$$

依据离心泵泄漏流量所通过的特殊流道, 泄漏损失可分解为收缩、膨胀和摩擦几部分, 即:

$$H_{LK} = 0.5 \frac{V_L^2}{2g} + 1.0 \frac{V_L^2}{2g} + f_{LK} \frac{V_L^2 L_G}{2g S_L} \quad (30)$$

其中 L_G 为泄漏流道长度, S_L 为泄漏流道宽度。因此, 经推导泄漏速度为:

$$V_L = \sqrt{\frac{2gH_{LK}}{f_{LK} \frac{L_G}{S_L} + 1.5}} \quad (31)$$

假设泄漏通道光滑, 摩擦系数 f_{LK} 可以根据雷诺数和Churchill经验式估计。

$$Re_L = \frac{\rho V_L S_L}{\mu} \quad (32)$$

泄漏流量可计算为:

$$Q_{LK} = 2\pi R_{LK} S_L V_L \quad (33)$$

1.2.4 冲击损失

冲击损失是指当流体进入或流出电潜泵叶轮和导叶流道时, 由流向突变造成的扬程损失, 可用以下式子计算叶轮和导叶流道内各自的冲击损失。

$$H_{TI} = f_{TI} \frac{V_I^2}{2g} \quad (34)$$

$$H_{TD} = f_{TD} \frac{V_D^2}{2g} \quad (35)$$

其中 f_{TI} 和 f_{TD} 为局部曳力系数, 由试验确定。

1.3 气液两相流工况建模

与气液两相管流中气泡流相似, 电潜泵内气液相间速度滑移不能忽略。在旋转多相流场中, 流场旋转产生离心力场, 其中气体和液体由于密度不同而受力不同, 产生类似于重力场中的浮力效应。由于气体密度比液体低很多, 气相趋向旋转中心运动, 表现为“浮动”趋势。图6显示了旋转电潜泵流场中单个典型气泡的受力平衡。其中 F_C 和 F_D 分别表示径向的离心力和曳力。

在旋转离心场中, 由于重力比离心力小得多, 因此可以忽略了。因存在相间滑移, 液体的径向速度

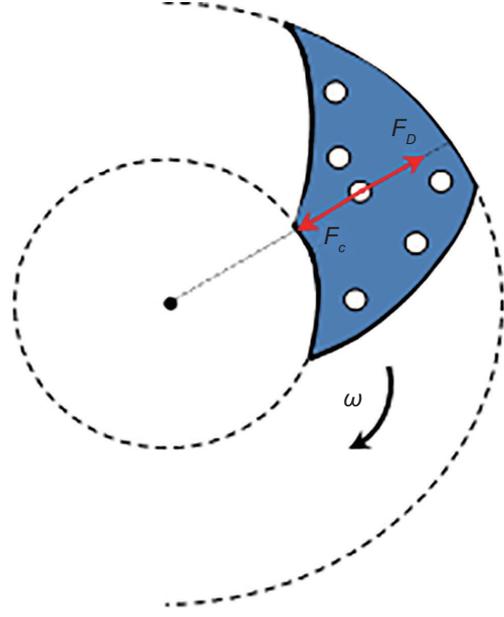


图6 旋转流场中气泡径向受力平衡示意图

Fig. 6 Schematic of force balance in radial direction on a gas bubble in rotating flow field

(V_{LR})大于气体径向速度(V_{GR}), 且气泡所受曳力沿径向向外。气泡离心力可计算为:

$$F_C = \frac{\pi d_B^3}{6} (\rho_L - \rho_G) R_I \Omega^2 \quad (36)$$

其中 R_I 为叶轮半径。气泡的曳力可以表示为:

$$F_D = C_D \rho_L \frac{V_{SR}^2}{2} \frac{\pi d_B^2}{4} \quad (37)$$

V_{SR} 是液体与气体在径向上的相对速度差。通过式(36)和(37), 可以求出 V_{SR} :

$$V_{SR} = \sqrt{\frac{4d_B^3 (\rho_L - \rho_G)}{3C_D \rho_L} R_I \Omega^2} \quad (38)$$

对于电潜泵叶轮内气液流动, 通过叶轮的总流量为($Q+Q_{LK}$), 其中 Q_{LK} 是通过叶轮与导叶之间的间隙的泄漏流量。气体和液体的流量分别用($Q+Q_{LK}$) λ_G 、($Q+Q_{LK}$)($1-\lambda_G$)两种方法计算。液体速度和气体速度的径向分量分别为:

$$V_{LR} = \frac{(Q+Q_{LK})(1-\lambda_G)}{(2\pi R_I - Z_I T_B) Y_I (1-\alpha_G)} \quad (39)$$

$$V_{GR} = \frac{(Q+Q_{LK})\lambda_G}{(2\pi R_I - Z_I T_B) Y_I \alpha_G} \quad (40)$$

其中 Z_I 是叶轮叶片数, T_B 是叶片厚度, Y_I 是叶轮高度的代表。因此, $V_{SR} = V_{LR} - V_{GR}$ 可以表示为

$$V_{SR} = \frac{(Q + Q_{LK})}{(2\pi R_I - Z_I T_B) Y_I} \left(\frac{1 - \lambda_G - \lambda_G}{1 - \alpha_G - \alpha_G} \right) \quad (41)$$

这个方程可以整理成 λ_G 和二次 α_G 的关系，如下：

$$R_S \alpha_G^2 + (1 - R_S) \alpha_G - \lambda_G = 0 \quad (42)$$

R_S 可以表示为

$$R_S = \frac{V_{SR} (2\pi R_I - Z_I T_B) Y_I}{Q + Q_{LK}} \quad (43)$$

求解式(43)，舍掉负根，可得：

$$\alpha_G = \frac{R_S - 1 + \sqrt{(1 - R_S)^2 + 4R_S \lambda_G}}{2R_S} \quad (44)$$

基于求解的 α_G ，可以计算电潜泵叶轮和导叶内流体的混合密度：

$$\rho_l = (1 - \alpha_G) \rho_L + \alpha_G \rho_G \quad (45)$$

$$\rho_D = (1 - \lambda_G) \rho_L + \lambda_G \rho_G \quad (46)$$

式中，气相 λ_G 为进气体积分数。当 $Q < Q_{BM}$ 时，结合单相模型，电潜泵气液两相流下的增压可以表示为：

$$P_{EE} = \rho_l \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \rho_l \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \rho_l \frac{C_{2E}^2 - C_1^2}{2} + \rho_D \frac{C_{2F}^2 - C_1^2}{2} \quad (47)$$

当 $Q > Q_{BM}$ 时，电潜泵两相流的增压可以表示为：

$$P_{EE} = \rho_l \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \rho_l \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \rho_l \frac{C_{2E}^2 - C_1^2}{2} + \rho_D \frac{C_{2E}^2 - C_1^2}{2} \quad (48)$$

1.4 闭合关系式

为求解式(38)，需要增加 d_B 和 C_D 闭合关系式。在前述研究基础上，本文计算旋转电潜泵叶轮中气泡特征尺寸采用如下计算式：

$$d_{32} = 6.034 \lambda_G \left(\frac{\sigma}{\rho_c} \right)^{\frac{3}{5}} \left(\frac{\Delta P q}{\rho_c V} \right)^{-\frac{2}{5}} \left(\frac{\rho_c}{\rho_d} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (49)$$

其中 d_{32} 是Sauter平均直径， ΔP 是单级电潜泵的增压， V 是叶轮通道的体积。下标 c 和 d 表示连续相和分散相。一般地， d_{32} 与 d_{max} 有如下联系：

$$d_{32} = k d_{max} \quad (50)$$

在不同的流动中，系数 k 取值可能会有所不同。本文采取Gamboa^[7]的实验数据，即 $k = 0.42$ 。

曳力系数 C_D 是基于Legendre和Magnaudt^[24]方法，用于分析旋转流场中球形气泡上的粘性曳力，可得：

$$C_D = C_{D,0} (1 + 0.55 Sr^2) \quad (51)$$

其中 Sr 是斯特劳哈数，定义为 $Sr = d_B \Omega / |u - v|$ 。 u 和 v 是相速度。 $C_{D,0}$ 是Clift等人^[25]提出的无剪切作用下的曳力系数，即：

$$C_{D,0} = \frac{24}{Re} (1 + 0.15 Re^{0.687}) \quad (52)$$

Rastello等^[26]数值研究表明，Legendre和Magnaudt模型在 $Re > 50$ 时有效。在较低雷诺数下，式(52)应修改为：

$$C_D = C_{D,0} (1 + 0.3 Sr^{2.5}) \quad (53)$$

因此，本文使用曳力系数 C_D 结合式(51)和式(53)，适用于较宽的雷诺数范围。将式(44)以及代表气泡尺寸 d_b 和曳力系数 C_D 的封闭关系，求解出旋转电潜泵叶轮内 α_G 。

2 模型验证

为了验证模型的预测精度和可靠性，本节开展模型的实验验证。所采用的实验数据在前述研究^[27-28]中有详细描述，这里不详细展开，主要来自美国塔尔萨大学人工举升课题组(TUALP)的电潜泵多工况实验数据库。实验简介详见附件B。

2.1 单相流工况验证

基于单相流工况(纯水、高粘流等)下不同转速和流量时电潜泵增压性能的实验数据，本文将理论模型预测值与相应实验结果进行了详细比较。图7显示了典型离心式电潜泵增压性能的模型预测和实验结果对比。此时 $N = 3500$ rpm时，最佳流量 $Q_{BM} = 5100$ bpd。由图可见，两者吻合较好，意味着本文提出的理论模型精度较高。

通过改变温度控制原油粘度，Solano^[29]和Shi^[30]广泛开展了流体粘度对电潜泵增压性能影响的实验研究，最终获得包含14万个数据点的高粘流工况电潜泵增压性能数据库。本文使用与两人相同的流动条件开展模型计算和预测。图8(a)提取了Shi^[30]实验中1 cp到400 cp流体粘度的离心式电潜泵TE2700的性能测试数据，并与本文所提出的模型预测进行了对比。同时，图8(b)则展示了由Solano^[29]实验中随机选择的4000个实验点组成的样本数据集用于计算，并于相应的实验测量值比对结果。从图中可以看出，由本文模型预测的不同流体粘度下电潜泵增压可与实验数据相当，模型预测误差在 $\pm 20\%$ 以内。需要说明的是，低含水率情况下，油水乳化液的粘度可以通过均质模型计算，

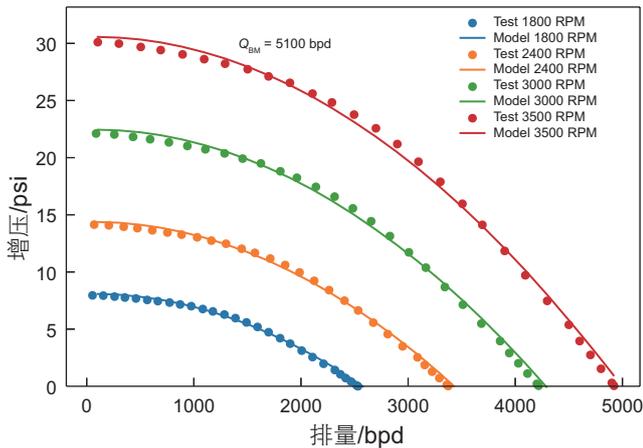
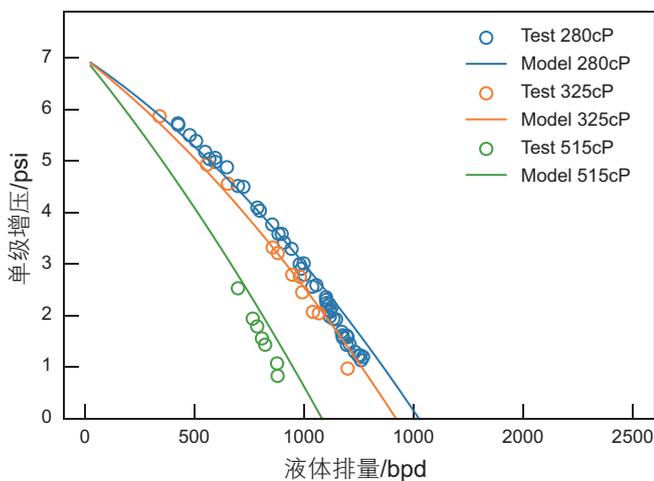


图7 单相水工况模型预测与实验测量结果对比
Fig. 7 Comparison of mechanistic model predictions versus corresponding experimental measurements

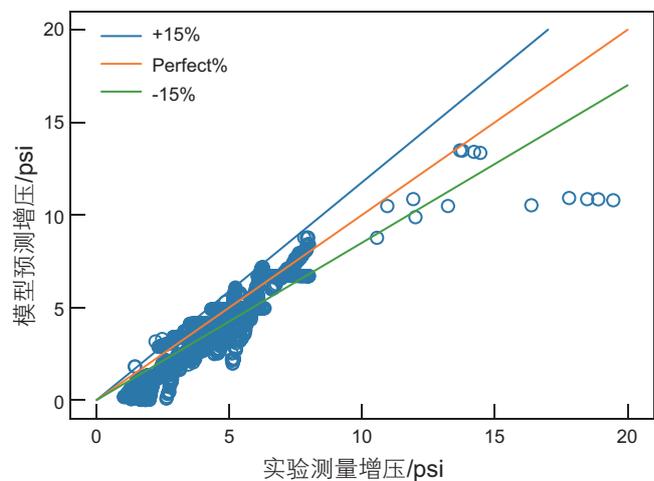
并在电潜泵性能计算中假设其是单相流体。但是当含水率增高逐步接近连续相转换点时,乳化液的粘度计算需要特殊的拟合公式,读者可参考相应文献^[30]。

2.2 两相流工况验证

图9显示了在不同流动条件(叶轮转速、入口压力)下无量纲压差随入口气体体积分数GVFs变化的模型预测。从图9(a)和(b)可以看出, $N=3500$ rpm时,模型预测与实验数据在趋势上吻合较好。在较高GVF时,模型预测会有所偏离。造成这种偏差的原因可能是由于叶轮体含气率(α_G)被低估,导致预测的叶轮内混合密度过大。同样,在图9(c)和(d)中可以发现, $N=1800$ rpm时,模型预测的 N_p 与实验结果趋势基本一致。



(a) 14级离心式5英寸电潜泵TE2700^[30]



(b) 7级混流式4英寸电潜泵DN1750^[29]

图8 高粘工况下模型预测和实验结果对比
Fig. 8 Comparison of model predictions with experiments under viscous fluid flow

图10展示 $N=3500$ rpm和 $N=1800$ rpm,入口压力100 psig时,模型预测的电潜泵气液两相增压性能和液体流量之间的关系与实验测量数据对比(图中0.01_Exp为42.5 bpd)。对于电潜泵入口不同气体流量(Q_{gd}),模型预测的电潜泵增压与实验结果进行了比较。如图所示,理论模型预测的气液两相流下电潜泵增压性能与低流量(Q_L)下的实验数据吻合良好。与实验结果相比,模型预测的 $H-Q$ 曲线趋势与实验测量结果拟合很好。然而,在高 Q_L 时,特别是 $Q_L > Q_{BEP}$ 时,存在拟合误差。原因可能是此工况下,模型预测气泡的特征尺寸偏小。

由于实验数据较多,图11随机挑选了10%的实验数据并与模型预测进行了对比。其中不同数据点代表了定气流速(mapping),定液流速(surging)和定气含量(GVF)等不同实验条件。由图所示,本模型的误差范围在20%左右,误差主要来源于电潜泵气液两相流态发生变化的工况。

3 模型运用

从上述模型验证可以看出,本文所提电潜泵多工况增压性能理论预测模型精度和可靠性较高。本节继续讨论该模型的具体运用,针对深水非常规油田常常伴随高粘及高含气井筒工况,对其常见工况进行了参数化计算。所选取的电潜泵几何模型与实验测量所用泵为同一型号。图12—14分别展示了模型预测电潜泵在高粘和含气工况下增压性能随流量变化关系。其中,图12展示了高粘流工况,尤其考虑了深水井的低温环境下,原油或者液相的油水乳化液粘度激增至的情况。

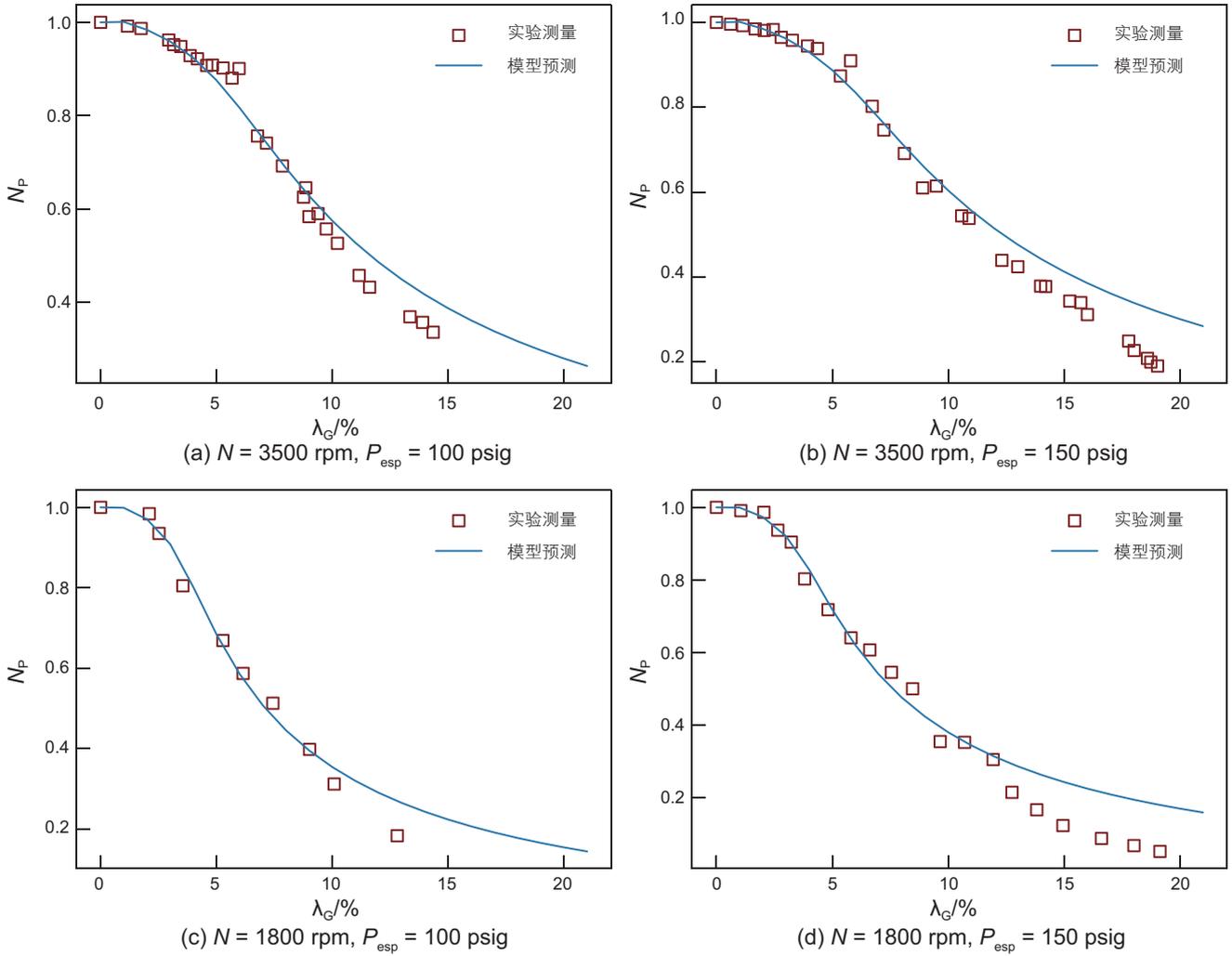


图 9 喘振测试工况下模型预测无量纲增压 N_p 与实验测量结果对比

Fig. 9 Comparison of the predicted N_p by mechanistic model with corresponding experimental measurements under surging tests

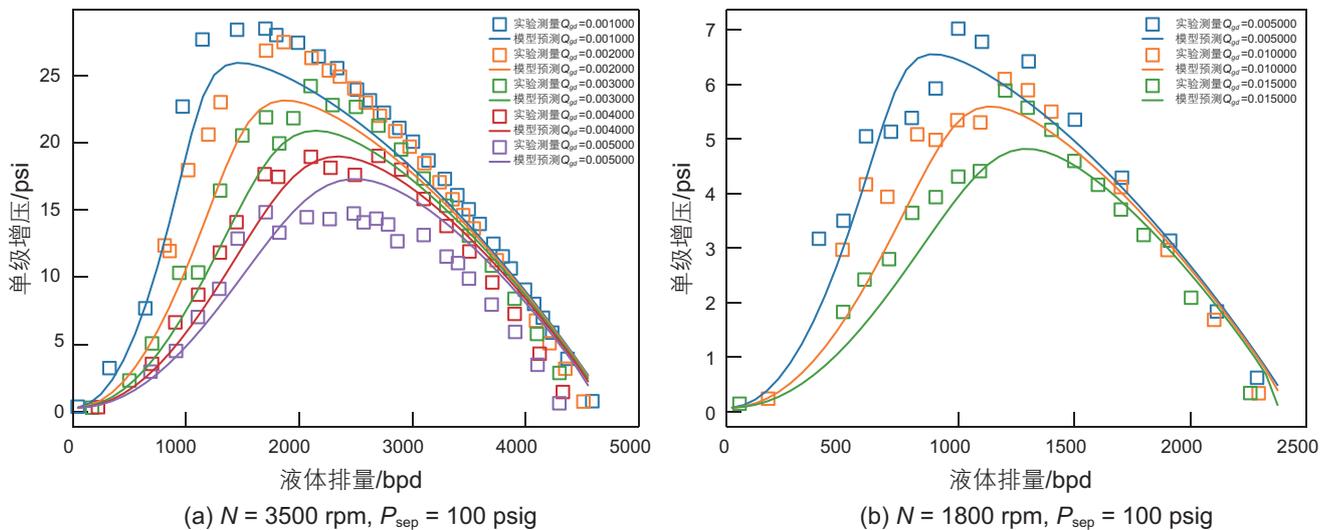


图 10 模型预测电潜泵气液两相增压 $H-Q$ 曲线和实验结果对比

Fig. 10 Comparison of predicted stage pressure increment by mechanistic model with experimental results at stage 3

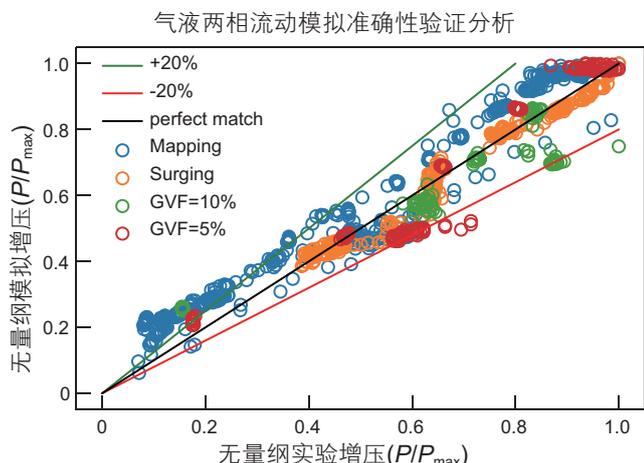
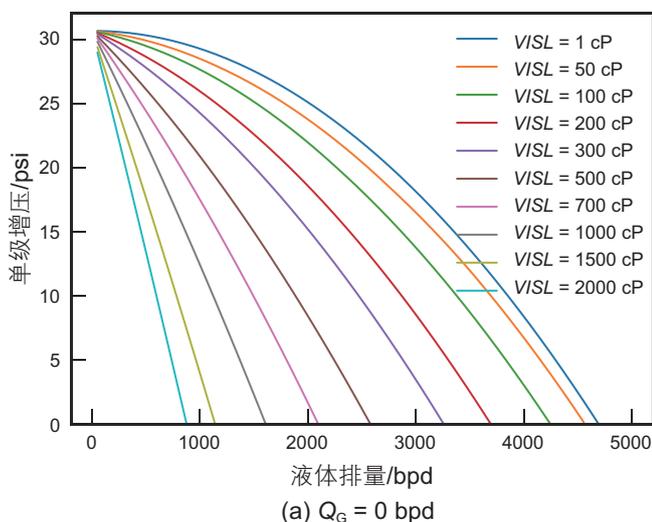


图 11 ESP 气液两相流模型预测准确性分析
Fig. 11 Uncertainty analysis of mechanistic model predictions for ESP performance under gas-liquid two-phase flow

图 13 和图 14 则展示了气液两相流工况, 尤其考虑了段塞流动条件下, 低流量和高含气的情况。

如图 12(a) 所示, 不同粘度流体对电潜泵的增压性能影响极大。当液体流量一定时, 电潜泵增压随着液体粘度增大而显著降低, 此时摩擦损失非常显著。当电潜泵增压一定时, 最大流量随着粘度增大而下降。这表明, 随着工质粘度升高, 电潜泵内部流场从湍流过渡到层流。从 $H-Q$ 曲线趋势上也可以看出, 在低粘度下, $H-Q$ 曲线呈现抛物线形状; 但在高粘度下, $H-Q$ 曲线呈线性特征。

图 12(b) 中所示为粘度对气液两相流动的影响。如图所示, 低粘度时, 粘度的提升将使气液两相流型变换点左移, 使电潜泵在高粘流体的气液两相性能有所提升。该现象主要由于随着原油粘度的提升, 液相对



气相的粘性曳力相应的有所提升, 气液两相之间的滑移现象减轻。同时, 粘稠的流体有助于形成稳定的细小的气泡, 本文式(49)的气泡直径公式即考虑了该现象。随后, 继续增加粘度导致电潜泵内部的摩擦, 冲击等损失增加, 与气液滑移效应逐步抵消。流态变换点左移的同时, 泵的增压性能明显下降。虽然文献中没有油气两相的实验数据, 但该结果与物理预期相符, 侧面说明了本模型的准确性。

图 13-14 为 1 MPa 下, 液体(水)流量一定时, 电潜泵增压性能和入口含气率(空气)之间的变化规律。由图 13(a) 可见, 当液体流量一定, 电潜泵增压性能随入口含气率增大而显著衰减。若入口含气率较大时 ($> 7%$), 电潜泵增压性能随液体流量减小而减小。图 13(b) 展示了气体流量一定时, 电潜泵增压性能与液体流量之间的变化关系。一般地, 随着气体流量 Q_G 增大, 电潜泵的 $H-Q$ 增压曲线整体下移, 即性能衰减, 且衰减随着液体流量减小而更加显著。在极低液体流量 Q_L 时, 电潜泵的增压近似为零。模型预测趋势和实验结果相互验证(参见图 10、11)。

为了方便展示级数对电潜泵性能的影响, 图 14 中电潜泵第一级入口压力为大气压。如图所示, 电潜泵的性能逐级提升, 并逐渐趋于稳定。逐级提升的压力, 提高了气体的密度, 从而降低了下一级的含气率和气体流速, 进而提高了泵的性能。由于现场井下多为高压工况, 压力和流速的级间影响并不明显。因此, 现场情况下, 工程师多采用平均温度压力和流量进行计算。

图 15 中为文献中电潜泵气液两相流动模型和本文模型的对比。如图所示, 现场常用的均值模型明显

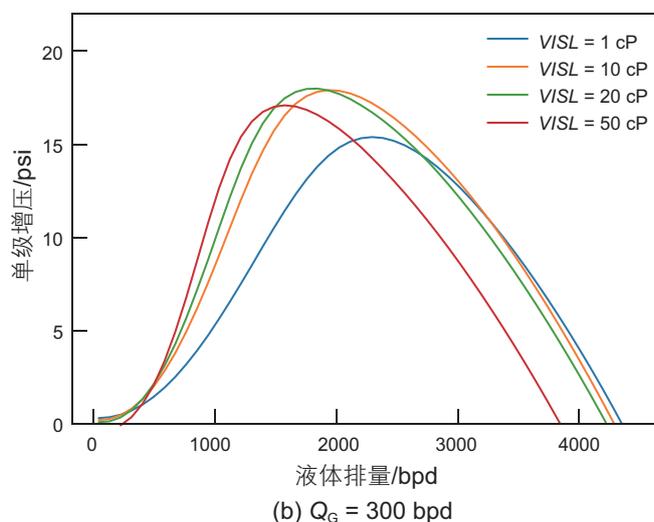


图 12 高粘工况下模型预测增压敏感性分析

Fig. 12 Parametric study of model predicted ESP boosting pressure under viscous fluid flow

不能正确的预测气锁及分层流特性。Sun 等人^[32]是分流态模型,虽然可以预测流态转折点,但是其性能预测与测量值相差甚远。Barrios^[33]与本模型接近,但是本模型在流型判定和分层流性能预测方面有显著提升。

虽然本文的模型主要针对的是电潜泵的扬程和增压性能在高粘和高含气的工况下的变化特征,无法定量描述其效率的变化。但是根据相应的实验结果,电潜泵在高粘的工况下,其扭矩及功率随着流体粘度的增加而缓慢上升。与模型预测的扬程随粘度下降结合后,电潜泵的效率将随流体粘度的上升而显著下降。而含气工况下,电潜泵扭矩和功率随含气量的上升而略微下降,但远低于其扬程下降的幅度。因此电潜泵在高含气工况下的效率也会显著下降。通过本模型预

测的不同工况下电潜泵的扬程,并结合其出厂功率曲线,可以定性分析电潜泵不同工况下的效率变化。

图 16 展示了由本文提出模型编写的电潜泵性能预测软件。在实际的油气生产过程中,油井的含水率和含气率可能随着油田的开采发生变化。当含水率逐步提升至油水两相连续相变换点区间时,油水乳化液粘度会大幅度提高,严重影响电潜泵工作性能。而当含气率增高到临界值时则可能导致气锁,或者间歇流。为了预防这些情况的出现,现场工程师可以根据井下工况设置输入数据,利用本文提出的模型对电潜泵的性能进行精准的预测。在井底工况出现明显变化时(如含水率或含气率明显增高),利用本模型计算的电潜泵性能数据可以搭配节点分析法对油井工作制度进行及时的调整。

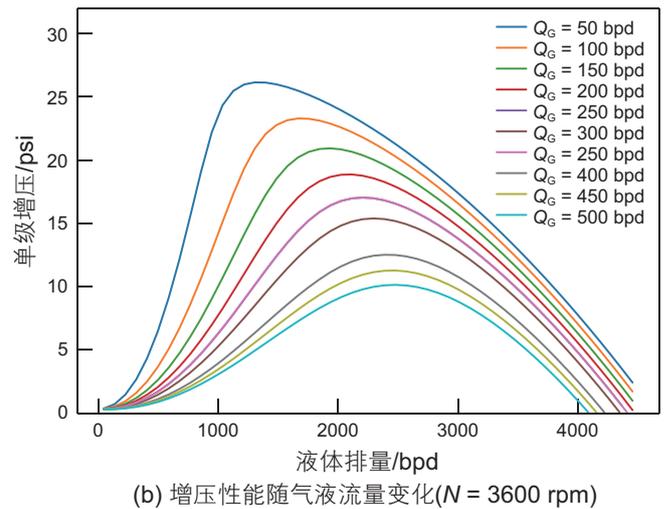
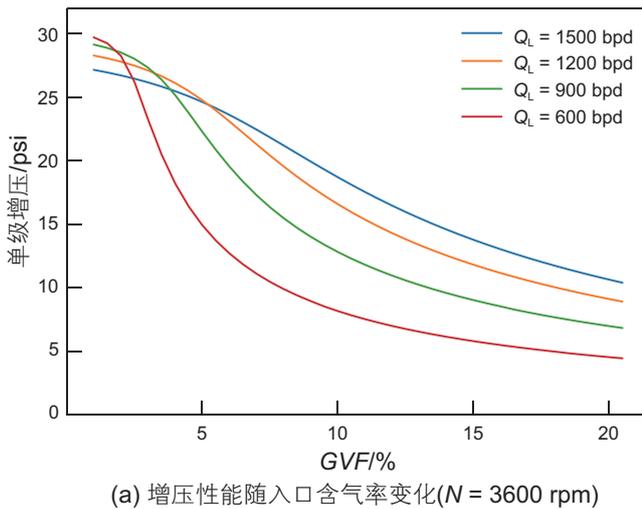


图 13 气液两相流工况下模型预测增压敏感性分析

Fig. 13 Parametric study of model predicted ESP boosting pressure under gas-liquid flow condition

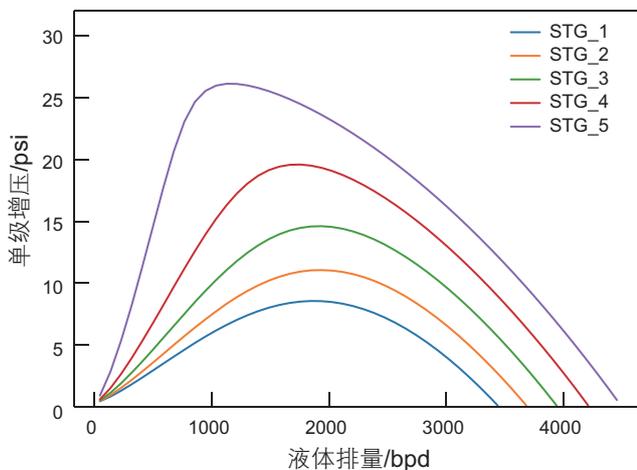


Fig. 14 Stage effect to ESP performance under gas-liquid flow condition

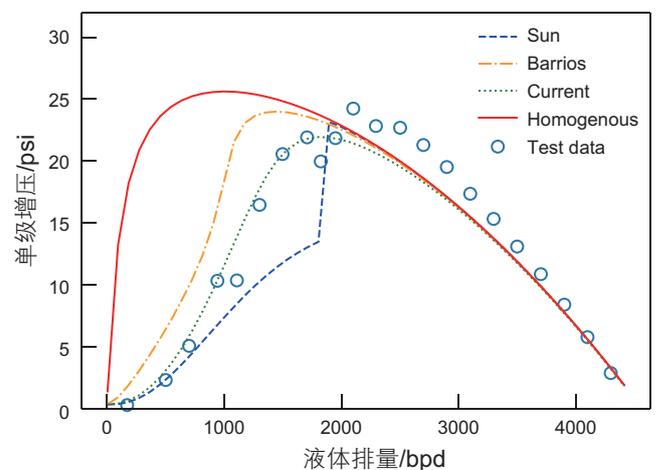


Fig. 15 Parametric study of model predicted ESP boosting pressure with varying drag coefficient models

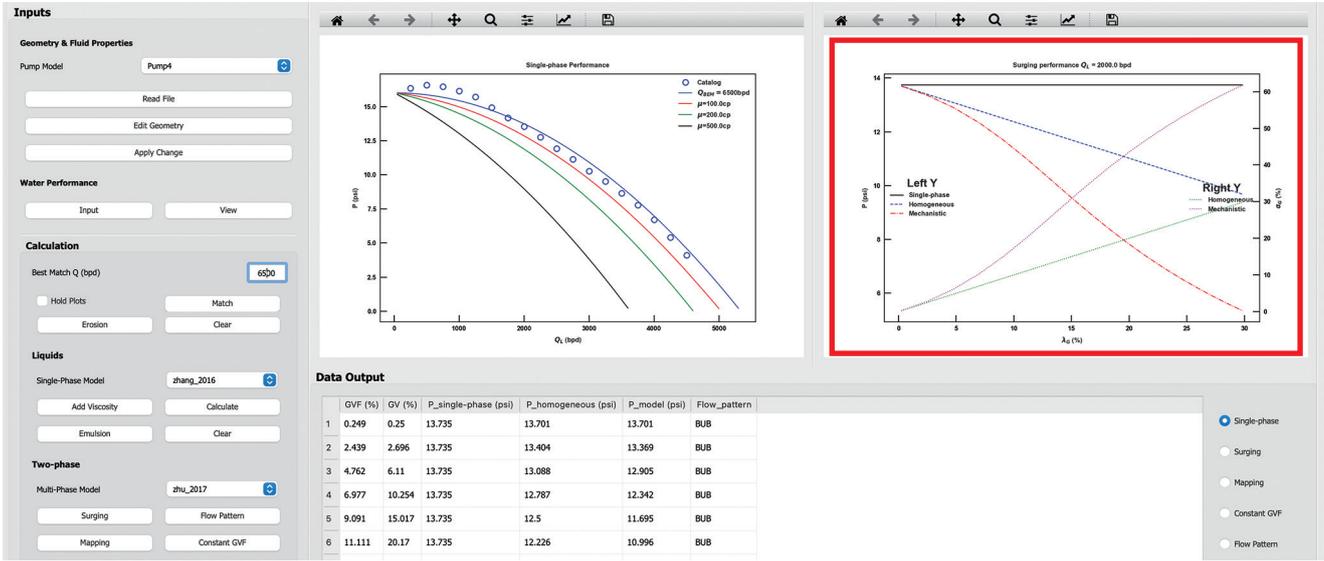


图 16 电潜泵多工况性能预测软件

Fig. 16 Graphic User Interface (GUI) for ESP performance prediction under various flow conditions

4 结论

本文基于欧拉方程和最佳匹配流量 (Q_{BM}) 概念, 提出了适用于电潜泵多工况下增压性能预测的理论模型。该模型基于经典欧拉模型, 提出了最佳匹配流量概念来修正叶轮出口有效速度, 并考虑了不同的水力损失模型。针对气液两相工况, 本模型考虑了气泡在液相流动中的力学平衡, 利用离心力、浮力、曳力之间的平衡计算气液两相间的滑移效应。验证采用了塔尔萨大学的实验数据, 包含多种类型电潜泵在高粘、高含气等工况下的大量性能实验结果。模型预测的电潜泵增压性能和塔尔萨大学的实验测量结果吻合良好, 与其他模型相比, 本模型的预测精度更高、适用范围更广。同时, 本研究利用模型定性分析了深水非常规井筒工况下的电潜泵增压性能。其中粘度对电潜泵气液两相流动的影响与物理预期相符。但在极端气液流量下, 出现了预测偏差, 未来需要进一步改进模型和闭合关系式, 以提高模型的可靠性和精度。主要结论如下:

(1) 本文提出的理论模型及软件能够准确预测电潜泵在多种工况下的增压性能, 适用范围广, 比以往的经验模型更可靠。

(2) 最佳匹配流量概念能够修正叶轮出口有效速度, 预测不同水力损失及其对泵性能的影响。

(3) 本文提出的气液两相流动计算方法能够考虑离心场浮力和稳定气泡所受曳力之间的力平衡, 能够计

算气液两相间的相互作用, 滑移效应, 以及叶轮内真实的气体体积含量。

(4) 未来需要进一步改进分层流闭合关系式, 或计算流程, 以提高模型的可靠性和精度。

附录 A: 摩擦系数

采用 Churchill 经验式 (式 A1 ~ A11) 可计算从层流到湍流过渡过程中的摩擦系数。

$$A = \left[2.457 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\varepsilon}{D}} \right) \right]^{16} \quad (A1)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (A2)$$

$$f = 2 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1.5}} \right]^{1/12} \quad (A3)$$

上式中, 需已知叶轮和导叶内雷诺数, 本文采用如下定义:

$$Re_l = \frac{\rho V_l D_l}{\mu} \quad (A4)$$

$$Re_D = \frac{\rho V_D D_D}{\mu} \quad (A5)$$

叶轮通道的特征直径 D_l 可表述为,

$$D_l = \frac{4Vol_l}{A_{Sl}} \quad (A6)$$

其中 Vol_l 为叶轮流道的体积， A_{sl} 为叶轮流道的总壁面积。同理，导叶通道特征直径 D_D 为：

$$D_D = \frac{4Vol_D}{A_{SD}} \quad (A7)$$

式中， Vol_D 为导叶流道的容积， A_{SD} 为导叶流道的总壁面积。叶轮流道内流体的速度为：

$$V_l = \frac{Q + Q_{LK}}{A_l Z_l} \quad (A8)$$

其中 Q_{LK} 为通过叶轮的泄漏流量， A_l 为叶轮通道横截面积， Z_l 为叶轮叶片数。导叶中流体流速为：

$$V_D = \frac{Q}{A_D Z_D} \quad (A9)$$

式中， A_D 为导叶通道截面积， Z_D 为导叶叶片数。 A_l 和 A_D 被定义为：

$$A_l = \frac{Vol_l}{L_l} \quad (A10)$$

$$A_D = \frac{Vol_D}{L_D} \quad (A11)$$

附录 B: 美国塔尔萨大学人工举升课题组 (TUALP) 的电潜泵多工况实验室

美国塔尔萨大学人工举升课题组(TUALP)有多个电潜泵实验室，分别对应高粘流体，油水乳化液，高

含气率，含砂等四种工况。在所有实验中，扭矩，转速，各级压头，进出口压力与温度，气液流量及密度等数据由LabVIEW编写的数据采集系统测量采集。其单相及两相实验室如图B1^[4]，B2^[28]所示。其测试电潜泵多为5~15级英制4英寸或5英寸的离心式或混流式电潜泵，如DN1750(7级4英寸混流式电潜泵)及TE2700(14级5英寸离心式电潜泵)。如图B1所示，电潜泵单相实验室为闭合循环回路，并通过热交换机控制流体温度。同时，图B1的实验设备也可用于测试电潜泵在油水两相乳化液流动情况下的性能。而在图B2的两相实验中，液体在实验回路中循环流动，气体则由泵入口注入，并由下游分离器分离。泵入口处压力由分离器出口处压力控制阀门控制，以此避免入口处的负压空穴效应，并分析不同压力对电潜泵气液两相流动的影响。其实验仪器的测量误差一般介于0.05%~0.25%，单相实验误差可保证在1%以内。在两相实验中，分离器效率和压力温度对气体密度的影响由经验公式和密度测量数据修正，实验误差在5%以内。

附录 C: 模型计算流程

假设已知 Q_{BM} ，可根据图C1计算电潜泵扬程。首先假设泄漏流量为总入口流量的5%。迭代计算实际

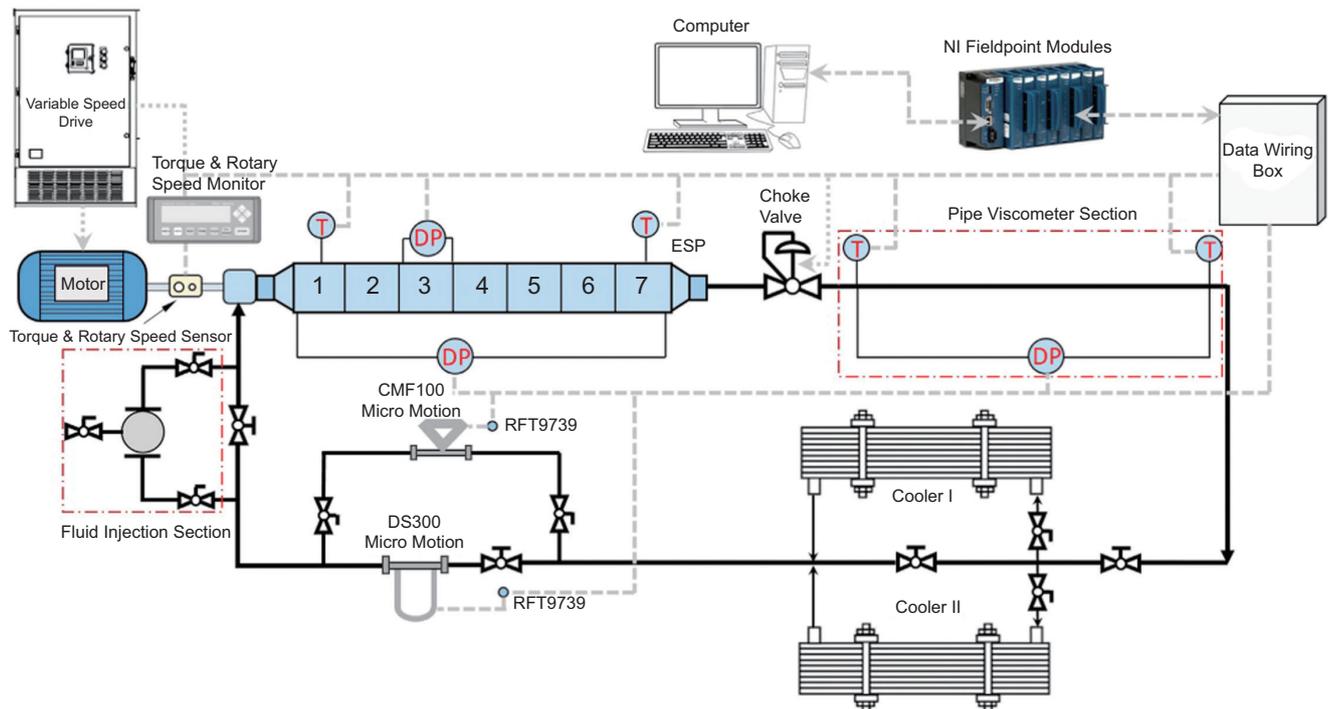


图 B1 电潜泵高粘流体实验室
Fig. B1 Schematic of experimental facility for testing viscous flow in ESP

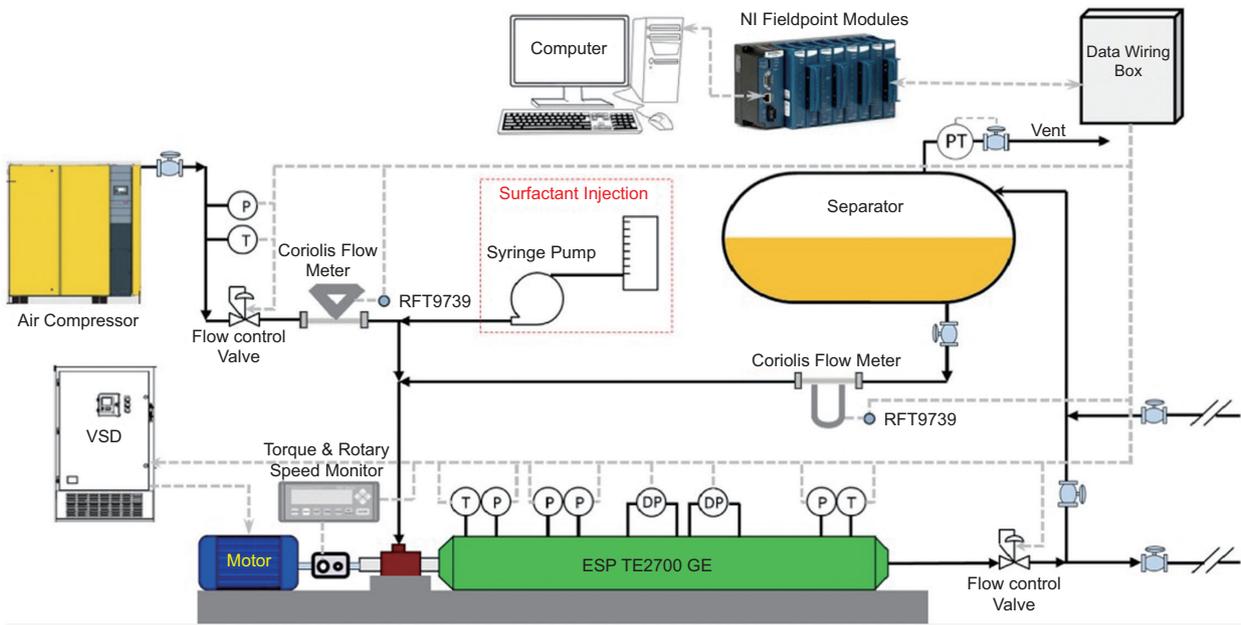


图 B2 电潜泵气液两相流动实验室

Fig. B2 Schematic of experimental facility for gas-liquid flow in ESP

泄漏流量、欧拉水头和所有水头损失，直到假设的 Q_{LK1} 和计算的 Q_{LK2} 之间的差异在小于 0.1%。 Q_{BM} 的计算则基于供应商的出厂水测试曲线。首先假设最大流量为 Q_{BM} ，对每一个水曲线的流量和扬程点进行计算，并于出厂曲线对比，根据误差调整 Q_{BM} ，直到计算出的 ESP 扬程曲线与出厂曲线匹配。

附录 D: 电潜泵输入几何尺寸返利

本节提供了用于的电潜泵模型计算的几何尺寸范例 TE2700，其 3D 流道模型如图 D1，几何尺寸如表 D1。

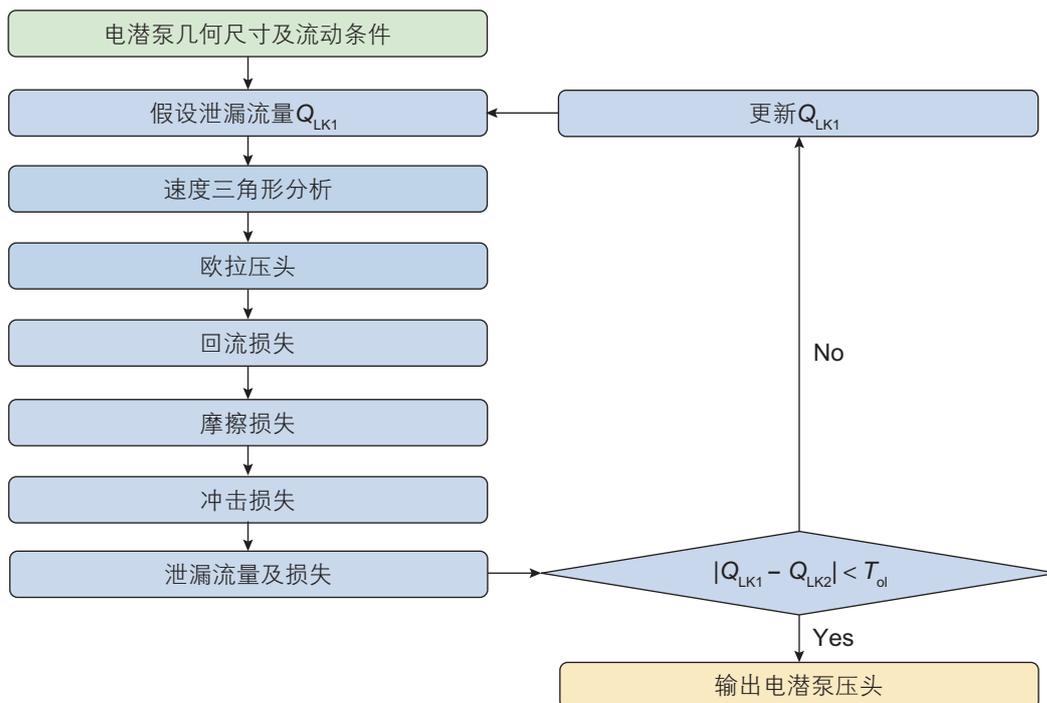


图 C1 电潜泵单相水力扬程计算流程图

Fig. C1 Calculation flow chart for ESP boosting head under single-phase flow

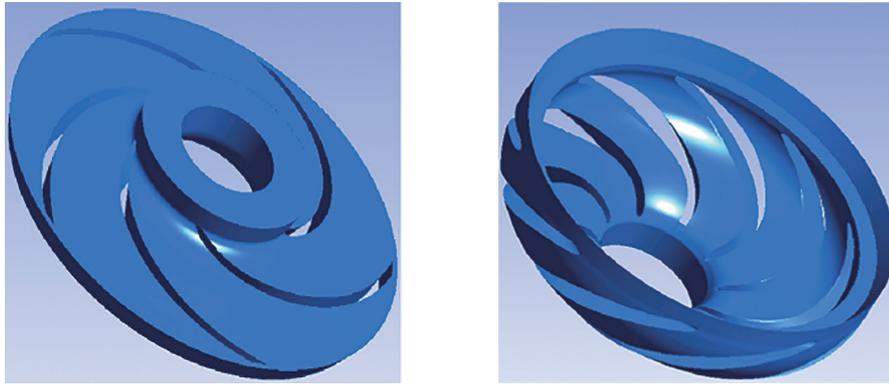


图 D1 电潜泵流道 3D 图

Fig. D1 ESP 3D flow domain

表 D1 电潜泵流道详细几何参数

Table D1 Detailed geometrical parameters of ESP flow passage

参数	数值								
<i>R1</i>	0.017 496	<i>R2</i>	0.056 054	<i>TB</i>	0.002 720	<i>TV</i>	0.004 480	<i>RDI</i>	0.056
<i>RD2</i>	0.017 496	<i>YI1</i>	0.012 194	<i>YI2</i>	0.007 835	<i>VOI</i>	1.61E-05	<i>VOD</i>	1.12E-05
<i>ASF</i>	0.001 765	<i>ASB</i>	0.001 575	<i>AB</i>	0.001 319	<i>AV</i>	0.001 516	<i>ADF</i>	0.001 482
<i>ADB</i>	0.000 935	<i>LI</i>	0.076	<i>LD</i>	0.087 080	<i>RLK</i>	0.056 209	<i>LG</i>	0.008 060
<i>SL</i>	0.000 050	<i>EA</i>	0.000 254	<i>ZI</i>	5	<i>ZD</i>	9	<i>BI</i>	19.5
<i>B2</i>	24.7	<i>NS</i>	1600	<i>DENL</i>	1000	<i>DENG</i>	11.2	<i>DENW</i>	1000
<i>VISG</i>	0.000 018	<i>VISW</i>	0.001	<i>ST</i>	0.073	<i>N</i>	3500	<i>SGM</i>	0.3
<i>QL</i>	2700	<i>QG</i>	50	<i>GVF</i>	10	<i>WC</i>	0	<i>SN</i>	1

符号列表

变量

变量	名称	单位	变量	名称	单位
<i>A</i>	面积或常数	—	<i>Np</i>	无量纲增压	—
<i>b</i>	叶片厚度	m	<i>p</i>	压力	Pa
<i>B</i>	常数	—	<i>q</i>	流量	—
<i>BEP</i>	最佳工况点	—	<i>r</i>	半径	m
<i>C</i>	绝对速度或常数	m/s	<i>Re</i>	雷诺数	—
<i>CD</i>	曳力系数	—	<i>s</i>	流线	—
<i>d</i>	气泡直径或常数	m	<i>Sr</i>	斯特劳哈尔数	—
<i>D</i>	直径或常数	m	<i>U</i>	圆周速度	m/s
<i>Di</i>	叶轮直径或常数	m	<i>v</i>	速度	m/s
<i>f</i>	摩擦系数	—	<i>V</i>	速度	m/s
<i>GVF</i>	气体体积分数	—	<i>Vol</i>	体积	m ³
<i>h</i>	流道高度	m	<i>W</i>	相对速度	m/s
<i>H</i>	压头或持液率	m	<i>We</i>	韦伯数	—
<i>l</i>	流道宽度	m	<i>x</i>	质量分数或摩尔分数	—
<i>Ma</i>	分子式量	kg/mol	<i>Y</i>	流道高度	m
<i>N</i>	转速	rpm	<i>Z</i>	叶片数压缩系数	—

希腊字母

变量	名称	单位
α	含气率或常数	—
β	切向叶片角度或常数	°
δ	薄膜厚度	m
λ_G	无滑移气体空隙率 (GVF)	—
μ	动力粘度	Pa·s
μ_t	运动粘度	m ² /s
ω	比耗散率或湍流频率	s ⁻¹
Ω	角速度	rad/s
ρ	密度	kg/m ³
σ	表面张力或滑移系数	N/m
τ	应力	Pa

参考文献

- [1] 熊杰, 王学强, 孙新云, 等. 深井电潜泵排水采气工艺技术研究及应用[J]. 钻采工艺, 2012, 35(4): 60. [XIONG J, WANG X Q, SUN X Y, et al. Research and application of deep well electric submersible pump drainage gas production technology[J]. Drilling & Production Technology, 2012, 35(4): 60.]
- [2] 朱卫城, 段铮, 李海津, 等. 海上电潜泵生产油田产量优化方法及应用[J]. 科学技术与工程, 2014, 14(24): 208-210. [ZHU W C, DUAN Z, LI H J, et al. Production optimization method and application in offshore electric submersible pump production field[J]. Science Technology and Engineering, 2014, 14(24): 208-210.]
- [3] NGUYEN T. Artificial lift methods[J]. Petroleum Engineering, 2020.
- [4] ZHU J, BANJAR H, XIA Z, et al. CFD simulation and experimental study of oil viscosity effect on multi-stage electrical submersible pump (ESP) performance[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2016, 146: 735-745.
- [5] ZHANG J. Experiments, CFD simulation and modeling of ESP performance under viscous fluid flow Conditions[M]. the University of Tulsa, 2017.
- [6] ZHU J, ZHAO H, CAO G, et al. A new mechanistic model for emulsion rheology and boosting pressure prediction in electrical submersible pumps (ESPs) under oil-water two-phase flow[J]. SPE Journal, 2021, 26(02): 667-684.
- [7] BANJAR H M, GAMBOA J, ZHANG H Q. Experimental study of liquid viscosity effect on two-phase stage performance of electrical submersible pumps[C]//SPE Annual Technical Conference and Exhibition?. SPE, 2013: D021S034R008.
- [8] GAMBOA J. Prediction of the transition in two-phase performance of an electrical submersible pump[M]. Proquest, 2009.
- [9] ZHU J, ZHANG H Q. Modeling of gas bubble size in Electrical Submersible Pump (ESP) through numerical simulation[J]. SPE Production & Operations, 2017, 32(03): 267-278.
- [10] ZHU H, ZHU J, LIN Z, et al. Performance degradation and wearing of Electrical Submersible Pump (ESP) with gas-liquid-solid flow: Experiments and mechanistic modeling[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2021, 200: 108399.
- [11] 司乔瑞, 崔强磊, 袁寿其, 等. 气液两相条件下进口含气率对离心泵相似定律的影响[J]. 农业机械学报, 2018, 49(2): 108-112. [SI Q R, CUI Q W, YUAN S Q, et al. Influence of inlet gas content on centrifugal pump similitude law under gas-liquid two-phase condition[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(2): 108-112.]
- [12] 李重庆, 邵春雷. 低比转速离心泵气液两相流动的可视化试验及数值模拟[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2018, 49(11): 241-249. [LI C Q, SHAO C L. Visual test and numerical simulation of gas-liquid two-phase flow in low specific speed centrifugal pump[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2018, 49(11): 241-249.]
- [13] 罗兴铸, 闫思娜, 冯建军, 等. 偏工况下气液两相离心泵喘振特性[J]. 水力发电学报, 2019, 38(03): 112-119. [LUO X Q, YAN S N, FENG J J, et al. Surge characteristics of gas-liquid two-phase centrifugal pumps under part-load conditions[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2019, 38(03): 112-119.]
- [14] 张白茹, 颜廷俊, 李杰, 等. 新型高气液比混合器携气机理研究. 石油机械, 2016, 44(9): 52-57. [ZHANG B R, YAN T J, LI J, et al. Theoretical research on gas holding of a new kind mixer with high gas-liquid ratio[J]. China Petroleum Machinery, 2016, 44(9): 52-57.]
- [15] NEUMANN M, SCHAFER T, BIEBERLE A, et al. An experimental study on the gas entrainment in horizontally and vertically installed

- centrifugal pumps[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2016, 138(9): 091301.
- [16] TAKACS G. *Electrical submersible pumps manual: Design, operations, and maintenance*[M]. Gulf Professional Publishing, 2009.
- [17] 白博峰, 郭烈锦, 赵亮. 汽(气)液两相流流型在线识别的研究进展[J]. *力学进展*, 2001, 31(3): 437–446. [BAI B F, GUO L J, ZHAO L. Research progress in on-line identification of flow patterns of vapor (gas) liquid two-phase flow[J]. *Advances in Mechanics*, 2001, 31(3): 437–446.]
- [18] 劳力云, 郑之初, 吴应湘, 等. 关于气液两相流流型及其判别的若干问题[J]. *力学进展*, 2002, 32(2): 235–249. [LAO L Y, ZHENG Z C, WU Y X, et al. Some problems about gas-liquid two-phase flow pattern and its identification[J]. *Advances in Mechanics*, 2002, 32(2): 235–249.]
- [19] 蒋建勋, 石庆, 王永清, 等. 考虑相态变化的凝析气井井筒瞬变流动分析[J]. *钻采工艺*, 2006, 29 (2): 46–47. [JIANG J X, SHI Q, WANG Y Q, et al. Flow analysis of considering phase state change in wellbore of gas condensate well[J]. *Drilling & Production Technology*, 2006, 29 (2): 46–47.]
- [20] 陈家琅, 陈涛平. *石油气液两相管流*[M]. 石油工业出版社, 2010. [CHEN J L, CHEN T P. *LPG liquid two-phase pipe flow*[M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 2010:21–35.]
- [21] GUO L, BAI B, ZHAO L, et al. Online recognition of the multiphase flow regime and study of slug flow in pipeline[C]//*Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing, 2009, 147(1): 012047.
- [22] VIEIRA T S, SIQUEIRAL J R, BUENO A D, et al. Analytical study of pressure losses and fluid viscosity effects on pump performance during monophasic flow inside an ESP stage[J]. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2015, 127: 245–258.
- [23] WIESNER F J. A review of slip factors for centrifugal impellers[J]. 1967.
- [24] LEGENDRE D, MAGNAUDET J. The lift force on a spherical bubble in a viscous linear shear flow[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1998, 368: 81–126.
- [25] CLIFT R, GRACE J R, WEBER M E. *Bubbles, drops, and particles*—Academic Press[J]. New York, 1978, 510: 147.
- [26] RASTELLO M, MARIE J L, LANCE M. Drag and lift forces on clean spherical and ellipsoidal bubbles in a solid-body rotating flow[J]. *Journal of fluid mechanics*, 2011, 682: 434–459.
- [27] ZHU J, ZHU H, WANG Z, et al. Surfactant effect on air/water flow in a multistage electrical submersible pump (ESP)[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, 98: 95–111.
- [28] ZHU J, WANG Z, ZHU H, et al. Mechanistic modeling of electrical submersible pump ESP boosting pressure under gassy flow conditions and experimental validation[C]//*SPE Annual Technical Conference and Exhibition. OnePetro*, 2018.
- [29] SOLANO E A. Viscous effects on the performance of electro submersible pumps (ESP's)[D]. University of Tulsa, 2009.
- [30] SHI Y, ZHU J, WANG H, et al. Experiments and mechanistic modeling of viscosity effect on a multistage ESP performance under viscous fluid flow[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2021, 235(8): 1976–1991.
- [31] SUN D, PRADO M. Modeling gas-liquid head performance of electrical submersible pumps[J]. *J. Pressure Vessel Technol.*, 2005, 127(1): 31–38.
- [32] BARRIOS L J. Visualization and modeling of multiphase performance inside an electrical submersible pump[M]. ProQuest, 2007.

(编辑 马桂霞)