# **Hans**汉斯

# **The states of the second seco**

Liu Ti Dong Li Xue

2024年12月12卷4期



https://www.hanspub.org/journal/ijfd

# **Editorial Board**

# 编委名单

ISSN 2328-0557 (Print) ISSN 2328-0549 (Online)

https://www.hanspub.org/journal/ijfd

# 主编

## Editor-in-Chief

魏进家教授 西安交通大学
 **副主编** 林建忠教授 浙江大学

Prof. Jinjia Wei

Xi'an Jiaotong University

.....

## Associate Editor

Prof. Jianzhong Lin Z

Zhejiang University

Editorial Board (According to Alphabet)

# 编委会(按字母排序)

David Yang Gao教授	澳大利亚国立大学	Prof. David Yang Gao	The Australian National University
冯新龙教授	新疆大学	Prof. Xinlong Feng	Xinjiang University
何银年教授	西安交通大学	Prof. Yinnian He	Xi'an Jiaotong University
黄思训教授	中国人民解放军理工大学	Prof. Sixun Huang	PLA University of Science and Technology
康秀英副教授	北京师范大学	Dr. Xiuying Kang	Beijing Normal University
李宏教授	内蒙古大学	Prof. Hong Li	Inner Mongolia University
李志鹏教授	长沙理工大学	Prof. Zhipeng Li	Changsha University of Science and Technology
梁儒全教授	东北大学	Prof. Ruquan Liang	Northeastern University
马富康副教授	中北大学	Dr. Fukang Ma	North University of China
沙作良教授	天津科技大学	Prof. Zuoliang Sha	Tianjin University of Science and Technology
王兵副教授	清华大学	Dr. Bing Wang	Tsinghua University
王文全教授	昆明理工大学	Prof. Wenquan Wang	Kunming University of Science and Technology
魏泳涛教授	四川大学	Prof. Yongtao Wei	Sichuan University
武晓松教授	南京理工大学	Prof. Xiaosong Wu	Nanjing University of Science and Technology
肖波齐教授	武汉工程大学	Prof. Boqi Xiao	Wuhan Institute of Technology
闫广武教授	吉林大学	Prof. Guangwu Yan	Jilin University
宇波教授	中国石油大学	Prof. Bo Yu	China University of Prtroleum
郁伯铭教授	华中科技大学	Prof. Boming Yu	Huazhong University of Science and Technology
曾忠教授	重庆大学	Prof. Zhong Zeng	Chongqing University
朱庆勇教授	中山大学	Prof. Qingyong Zhu	Sun Yat-sen University

# TABLE OF CONTENTS 目录

一阶偏微分方程的应用:交通流建模分析 Application of First-Order Partial Differential Equations: Traffic Flow Modeling and An	alysis
胡玉玺,郑瑞牧	55
一种无人水下航行器导管对转桨推进性能仿真分析 Simulation and Analysis on Propulsion Performance of an Unmanned Underwater Vehicle with DCRP 黄金华、俞广庆	66
重质原油在圆管内由变压力梯度导致的流动及热流固耦合分析 Analysis of Flow and Thermal Fluid Solid Coupling of Heavy Crude Oil in a Circular Tube Caused by Variable Pressure Gradient 马源、张艳、刘孟琦	e 78
改进 SPH 方法在流动问题中的应用研究 Study on the Application of Improved SPH Method in Flow Problems 尤一,韩豪,李晓,吕世伟	
多种稠油开采技术中的传质传热建模及泄油速率对比研究 A Comparative Study on Mass and Heat Transfer Modeling and Oil Recovery Rates in Various Heavy Oil Extraction Techniques	
梁芳,王乔,张艳	

#### 期刊信息

期刊中文名称:《流体动力学》 期刊英文名称: International Journal of Fluid Dynamics 期刊缩写: IJFD 出刊周期:季刊 语 种:中文

出版机构:汉斯出版社(Hans Publishers, <u>https://www.hanspub.org/</u>)
编辑单位:《流体动力学》编辑部
主 编:魏进家,西安交通大学教授
网 址: <u>https://www.hanspub.org/journal/ijfd</u>

## 订阅信息

通过中国教育图书进出口有限公司订购 订阅邮箱: <u>sub@hanspub.org</u> 订阅价格: 160 美元每年

## 广告服务

联系邮箱: <u>adv@hanspub.org</u>

版权所有:汉斯出版社(Hans Publishers) Copyright©2024 Hans Publishers, Inc.

版权声明

## 文章版权和重复使用权说明

本期刊版权由汉斯出版社所有。 本期刊文章已获得知识共享署名国际组织(Creative Commons Attribution International License)的认证许可。 https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/

## 单篇文章版权说明

文章版权由文章作者与汉斯出版社所有。

#### 单篇文章重复使用权说明

注:著作权者准许任选 CC BY 或 CC BY-NC 作为文章的重复使用权,请慎重考虑。

#### 权责声明

期刊所刊载的评论、意见、观点等均出自文章作者个人立场,不代表本出版社的观点或看法。对于文章任何部分及文内引用材料给任何个人、机构、及其财产所带来的任何损失及伤害,本出版社均不承担任何责任。我们郑重声明,本出版社的出版业务,不构成对任何产品商业性能的保证,也不表示本社业已承认本社出版物中所述内容适用于某特定用途。如有疑问,请寻找专业人士协助。

# 一阶偏微分方程的应用: 交通流建模分析

#### 胡玉玺,郑瑞牧

中国矿业大学(北京)理学院,北京

收稿日期: 2024年9月6日; 录用日期: 2024年9月18日; 发布日期: 2024年12月10日

#### 摘要

本文主要研究偏微分方程在交通流中的应用,并将该案例应用到具体的教学中去。首先设计并分析了全 新的单车道与多车道的交通流模型,此模型在车辆数量守恒的基础上,将问题抽象为关于车流量的一阶 微分方程,通过求解方程,集中讨论了在有(无)流出情况下单车道的变化情况与抑制激波的产生等性质。 通过模型的建立以及求解的方程的分析方法,可以培养学生的数学建模能力以及解决实际问题的能力。

#### 关键词

偏微分方程,交通流,多车道,激波

# Application of First-Order Partial Differential Equations: Traffic Flow Modeling and Analysis

#### Yuxi Hu, Ruimu Zheng

School of Science, China University of Mining and Technology (Beijing), Beijing

Received: Sep. 6<sup>th</sup>, 2024; accepted: Sep. 18<sup>th</sup>, 2024; published: Dec. 10<sup>th</sup>, 2024

#### Abstract

This paper primarily investigates the application of partial differential equations in traffic flow and applies this case to specific teaching practices. Initially, a novel single-lane and multi-lane traffic flow model is designed and analyzed. Based on the conservation of vehicle numbers, the problem is abstracted into a first-order differential equation concerning traffic flow. By solving the equation, the paper focuses on discussing the changes in single-lane conditions with (or without) outflow and the suppression of shock wave generation, among other properties. Through the establishment of the model and the analysis of the solved equations, students' abilities in mathematical modeling and problem-solving in real-world scenarios can be cultivated.

#### **Keywords**

#### Partial Differential Equations, Traffic Flow, Multi-Lane, Shock Wave

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc. This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0). http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/



1. 了戶 随着全球城市化进程的加速,交通流建模作为交通工程领域的一个重要研究课题,对于缓解城市 交通拥堵、提高道路使用效率、保障交通安全等方面具有重要的实际意义和应用背景。交通流模型能 够模拟和预测车辆在道路上的流动行为,为交通规划和管理提供科学依据。在众多交通流模型中,基

于偏微分方程的模型因其能够描述交通流的连续性和动态变化特性而受到广泛关注[1]-[4]。

宏观交通流模型,又被称为流体力学模型或交通流连续介质模型,最早由英国学者 Lighthill 和 Whitham 于 1955 年提出[1] [2]。该模型开创性地运用流体动力学理论来模拟交通流,通过对单向运动的交通流在某一时刻和某一位置的有关变量进行分析,以把握交通流的特性和本质。宏观交通流模型可以分为稳态模型和动态模型两大类。稳态模型假设交通流中的变化量,如流量、速度与密度等, 仅与位置有关,而与时间无关;动态模型则进一步考虑了变化量与时间和位置的双重关系。本文主要研究动态模型,旨在通过宏观交通流模型的视角,探索偏微分方程在交通流建模中的应用,并辅以微观交通流模型进行补充分析。

在实际交通系统中,交通流的动态特性受到多种因素的影响,包括车辆的启动、加速、减速、停 车等行为,以及道路条件、交通信号、驾驶员行为等。这些因素共同作用,使得交通流呈现出复杂的 动态变化。为了更准确地模拟这些动态变化,本文设计并分析了全新的单车道与多车道交通流模型。 这些模型基于车辆数量守恒的原则,将问题抽象为关于车流量的一阶微分方程,并通过求解这些方 程,集中讨论了在有流出和无流出情况下单车道的变化情况,以及如何通过模型参数的调整来抑制激 波(即交通拥堵)的产生。

本研究的意义在于,通过建立和分析交通流模型,不仅能够为理解交通流的动态行为提供新的视 角,而且能够为交通管理和规划提供理论支持。此外,本研究还将探讨如何通过数学方法来优化交通 流,以期达到减少交通拥堵、提高道路使用效率的目的。本文的研究将为学生提供一个很好的教学案 例,培养学生数学建模的能力以及用所学知识解决具体问题的能力。

#### 2. 无流出单车道模型的建立

首先回顾无流出单车道模型的建立。考虑一个最简单的情况:在一条单行道上所有汽车同向移动,不存在超车等次序变化,我们假设x(t)是车辆的位置,u(x(t),t)表示速度,我们知道 $x(t_0) = x_0$ 以及

$$\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = u\left(x(t), t\right). \tag{1}$$

道路交通中一个重要的概念是交通密度。道路的交通密度是在特定位置 x 与时间 t 处单位长度内的 车辆数量。可以使用流体密度的传统符号  $\rho$  来表示交通密度,因此  $\rho(x,t)$  是在 x 和 t 处单位长度内的平 均车辆数量。现在考虑交通流量的定义。交通流量是指车辆经过路边观察者的速度,或者说是单位时间 内通过路上定点的车辆数。我们可以把交通流量记为 q,表达式为:

$$q(x,t) = \rho(x,t)u(x,t).$$
<sup>(2)</sup>

如果选取一条路上的一段,从点 x = A 到 x = B > A,可以知道在时间点 t 处于 A 与 B 之间的车辆数 会主要取决于时间。如果进入 AB 段的车流多于流出的,段内的车辆数会增加,类似的如果流出的多于流 入的,车辆数减少。可以把 A 和 B 之间的流量用数学表示,段内车辆数随时间的变化率应等于流量差。 如果  $N_{AB}(t)$  是车辆数,那么

$$\frac{\mathrm{d}N_{AB}}{\mathrm{d}t} = -q(B,t) + q(A,t). \tag{3}$$

另一方面,我们知道 AB 段的车辆数可由密度积分计算出

$$N_{AB}(t) = \int_{A}^{B} \rho(x,t) \mathrm{d}x.$$

因此有

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int_{A}^{B}\rho(x,t)\mathrm{d}x = -q(B,t) + q(A,t) = -\int_{A}^{B}\frac{\partial q(x,t)}{\partial x}\mathrm{d}x.$$
(4)

公式是道路车辆的全局守恒定律。注意在此公式里右边的符号是恒定的。如果 q(B,t) > q(A,t), 流出的车辆多于流入的车辆, 那么  $N_{AB}$  会减少。故有

$$\int_{A}^{B} \left( \frac{\partial \rho(x,t)}{\partial t} + \frac{\partial q(x,t)}{\partial x} \right) dx = 0.$$
(5)

由A,B的任意性,可知

$$\frac{\partial \rho(x,t)}{\partial t} + \frac{\partial q(x,t)}{\partial x} = 0.$$
 (6)

此外,我们可以假设 $u=u(\rho)$ ,而且上面的等式可以写成 $\rho$ 和它的导数的关系式:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u(\rho)}{\partial x} = 0.$$
(7)

#### 3. 有流出单车道模型的建立

现在考虑车辆流出的情况。在实际生活中,从一个车道上离开的原因可能有很多,但大致可以被归为两类:一是因为该车道发生堵塞,所以选择变道到另一车道,这种情况与当前密度 ρ 有关。而另一类则是因为要到另一条路上才到达目的地,这种与当前车道密度无关,而是与位置 x 有关,只要到达特定位置 x 即会变道。而车辆进入一个车道的原因也是类似,所以不失一般性只讨论流出,把流入看作一种负向流出。

假设在 AB 段内两类流出都有发生,第一类流出在 t 时刻流出车辆数量为 N<sub>1out</sub>,而第二类记为 N<sub>2out</sub>,则有

$$N_{AB}(t) = \int_{A}^{B} \rho(x,t) dx + N_{1out} + N_{2out},$$
(8)

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int_{A}^{B}\rho(x,t)\mathrm{d}x + \frac{\mathrm{d}N_{1out}}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}N_{2out}}{\mathrm{d}t} = -q(B,t) + q(A,t).$$
(9)

因为
$$N_{1,2out}$$
与密度有关,所以记 $\frac{dN_{1,2out}}{dt} = q_{1,2out}$ ,因此有
$$\int_{A}^{B} \left( \frac{\partial \rho(x,t)}{\partial t} + \frac{\partial q(x,t)}{\partial x} \right) dx + q_{1out} + q_{2out} = 0.$$
(10)

DOI: 10.12677/ijfd.2024.124006

此外,假设

$$q_{1out} = \int_{A}^{B} g(\rho) \mathrm{d}x, \quad q_{2out} = \int_{A}^{B} h(x) \mathrm{d}x,$$

其中 $g(\rho)$ 可以理解为单位时间单位长度内第一类流出的车辆密度,h(x)则是单位时间单位长度内第二 类流出的密度。因此,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + g(\rho) + h(x) = 0.$$
(11)

此方程就是有流出的车辆守恒律。接下来考虑交通中有出口流出对于整个交通的影响与现实意义来确定流出函数 $g(\rho) = h(x)$ 。先只考虑第一类流出,显然对于实际交通,当车流量不大的情况下,车辆并不会变道,即 $g(\rho)=0$ ,但如果一直没有流出,交通会逐渐堵塞,即 $\rho$ 会增大且产生激波,而第一类流出可以缓解这一现象,所以可以对密度增长合理假设

$$g(\rho) = \begin{cases} 0, \rho < \rho_0, \\ a\rho, \rho > \rho_0, \end{cases}$$
(12)

其中 $\rho_0$ 是产生拥堵的临界密度, a > 0。

我们可以根据特征线法与线性偏微分方程含 $\rho$ 项的解法得到此方程的解为 $\rho = e^{-\alpha t} F(\phi(x,t))$ ,其中  $\phi(x,t)$ 是满足

$$\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = v(\rho)\mathrm{e}^{at} \tag{13}$$

的特征线方程,而 F 是满足特征线初始条件  $f(x,0) = f_0(x)$ 的函数。

由于非线性偏微分方程可能会出现激波的现象,而激波的产生意味着特征线出现了间断现象,这在 交通流车辆守恒方程中体现为拥堵的产生。

在之前的讨论中,我们知道了方程中加入含ρ项可以抑制ρ的增长,其实此项同时也会一定程度抑制激波的产生,即道路的出口不仅能降低车道密度,还能遏制拥堵的产生。现在通过数学分析来解释这一点。

假设此单车道上车辆守恒方程为非线性

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0,$$

而t=0时密度分布为

$$\rho(x,0) = \begin{cases}
1, & \text{m} \notin x < 0, \\
1-x, & \text{m} \notin 0 < x < 1, \\
0, & \text{m} \# x > 1
\end{cases}$$

在这种情况下显然会产生激波,如图 1 所示,在 x=1, t=1处开始产生激波。 而再考虑有流出项  $a\rho$  的情况,方程变为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial \rho}{\partial x} + a\rho = 0.$$

则有

$$\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = \rho(x,t),$$

DOI: 10.12677/ijfd.2024.124006



解得

$$\rho = \rho_0 \mathrm{e}^{-at} = g(x_0) \mathrm{e}^{-at},$$

其中记 $\rho(x_0,0) = g(x_0)$ 。带入特征线方程有

$$\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = g\left(x_0\right)\mathrm{e}^{-at},$$

得到

$$x = x_0 + \frac{1}{a} g(x_0) (1 - e^{-at}).$$

以  $x_0 = 0$  的情况为例,此时有  $x = \frac{1}{a} (1 - e^{-at})$ ,我们来看 x = 1时 t 与之前的变化,故而  $a = 1 - e^{-at}$ ,

如图 2 所示,当*a*>1时特征线与*t*=1无交点,即不会产生激波,当0<*a*<1时与*t*=1交点在*t*=1上方,一定程度抑制了激波的产生,所以证明此项一定能抑制激波的产生,且当系数较大时可以阻止激波的产生。即若*a*<sub>0</sub>为临界系数,当*a*<*a*<sub>0</sub>时可以缓解拥堵情况的产生,而当*a*>*a*<sub>0</sub>,即流出量较大时可以阻止拥堵的产生。

接下来考虑 h(x)的可能取值,由于第二类流出的物理意义是在位置 x 处存在与其他道路交汇口,因为要变道其他道路而流出。所以 h(x) 是只与位置 x 有关而与其他量无关,且是只在特定的位置取非零值,所以可以假设为

$$h(x) = \begin{cases} 0, x \notin U(x_i, \delta_i), \\ b, x \in U(x_i, \delta_i). \end{cases}$$
(14)

其中 $x_i$ ( $i=1,2,\cdots$ )为位于坐标轴该处的出口, $U(x_i,\delta_i)$ 是出口 $x_i$ 的临域,进入这段临域就能通过出口流出,

 $\delta_i$ 是各出口的临域半径,常数 b为预估每次流出车辆密度。注意这里第二类流出的车辆数应是与时间无关,所以得到密度是常数。



为了方便讨论,考虑 $g(\rho)=0$ 情况,并将h(x)看成全路段上因为第二类流出的密度,故h(x)为恒大于0连续函数(或是看作在临域内讨论),可以写成

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + v(\rho)\frac{\partial \rho}{\partial x} + h(x) = 0, \tag{15}$$

显然(15)是非齐次的一类一阶偏微分方程,故而仍可以用处理一阶偏微分方程的特征线法来计算,

$$\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = v. \tag{16}$$

同时由于有非齐次项,我们特征线不再是直线,而是

$$\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}t} = -h(x)$$

我们可以解出在特征线上

$$\rho = \rho(x,t) = -\int h(x) dt = -th(x) + \rho_0, \qquad (17)$$

其中 $\rho_0 = g(x_0)$ 是t = 0时的密度分布。从而根据 $v(\rho)$ 带入(16)解出特征线x = x(t)。

下面证明h(x)同样能抑制激波的产生,在方程(17)中由于h(x)>0,故特征线上 $\rho$ 为递减函数,那么与上一节讨论中 $\rho$ 为递减函数类似,可以证明这阻碍了激波的产生。与上一节一样取 $v(\rho)=\rho$ ,那么带入特征线方程有

$$x = x_0 - \frac{1}{2}h(x)t^2 + g(x_0)t$$

DOI: 10.12677/ijfd.2024.124006

考虑  $x_0 = 0$  时特征线为  $x = -\frac{1}{2}h(x)t^2 + t$ , 绘图可以看出 h(x) 也能延缓或阻止拥堵的产生, 如图 3 所



#### 4. 双车道模型的建立

示。

经过对单车道模型的讨论,现在把情况扩展到双车道情况。在无出入的单车道中有一阶 PDE

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + v(\rho) \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0.$$

而当情况扩展到双车道时,我们还是先假设在没进出与变道情况,记一车道上 $\rho_1 = u \times v_1 = f$ ,另一车道上 $\rho_2 = v \times v_2 = g$ ,那么有方程组

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + f\left(u\right)\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \\ \frac{\partial v}{\partial t} + g\left(u\right)\frac{\partial v}{\partial x} = 0. \end{cases}$$

当然在双车道模型中不可能两车道之间完全封闭,不互相影响。假设无进出的两车道之间可以相互 变道,而在实际生活中,司机变道一般是因为两种原因:一是要驶离当前道路,二是当前所在道路车辆 较多,而相邻道路更空旷时,变道到车流稀疏车道显然是更好的选择。所以可以假设在无进出的情况下, 司机只会因为当前车道拥挤而向更空车道变道。那在这种情况下考虑单一车道,车道会因为另一车道的 交通情况而导致车辆的流入或流出,这可以类比我们前面讨论的单车道有流出情况,但现在影响车道流 入流出的因素不再是自己车道的情况,也要考虑另一车道的密度情况,由于无外部条件时变道的方向一 定是从密度高的车道流到密度低的车道,所以考虑用两车道速度差来判断车辆流动方向,类比单车道流 入与流出情况,当车道与相邻车道密度差大于0时,应该流出,在方程中体现为一抑制项*aρ*,反之则为 *-aρ*,而且两车道相互影响是一样的。所以我们建立

$$\frac{\partial u}{\partial t} + f\left(u\right)\frac{\partial u}{\partial x} + a\left(u - v\right) = 0,$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + g\left(u\right)\frac{\partial v}{\partial x} + a\left(v - u\right) = 0,$$
(18)

其中不妨假设 a > 0。

下面考虑方程(18)的求解。解(18)时首先考虑最简单的情况,假设两车道上车辆均是匀速行驶,即 f(x) = g(x) = c,现在我们考虑如何解这个方程组。令方程组的第一个方程分别对 x, t 求偏导有

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + c \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} + a \left( \frac{\partial u}{\partial t} - \frac{\partial v}{\partial t} \right) = 0, \tag{19}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} + c \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + a \left( \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial x} \right) = 0.$$
(20)

将(19),(20)带入原方程组第二个方程有

$$u_{tt} + cu_{xt} + au_t + cu_{xt} + c^2u_{xx} + cau_t + au_t + cau_x + a^2u - a^2u = 0,$$

即

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} + 2c\frac{\partial^2}{\partial x \partial t} + c^2\frac{\partial^2}{\partial x^2} + 2a\frac{\partial u}{\partial t} + 2ca\frac{\partial u}{\partial x}\right)u = 0.$$

对于解这个方程考虑最简单的道路无限长时,即只需给定初始条件。那么此方程组可写成

$$\begin{cases} \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} + 2c\frac{\partial^2}{\partial x\partial t} + c^2\frac{\partial^2}{\partial x^2} + 2a\frac{\partial}{\partial t} + 2ca\frac{\partial}{\partial x}\right)u = 0, \\ u(0,x) = \gamma(x), u_t(0,x) = \eta(x). \end{cases}$$

考虑消去交叉项u<sub>xt</sub>,考虑变换

$$\begin{cases} x = s + ck, \\ t = s - ck. \end{cases}$$
(21)

那么 u 导数为

$$u_{x} = u_{s} + u_{k},$$

$$u_{t} = c(u_{s} - u_{k}),$$

$$u_{xx} = u_{ss} + 2u_{sk} + u_{kk},$$

$$u_{xt} = c(u_{ss} - u_{kk}),$$

$$u_{tt} = c^{2}(u_{ss} - 2u_{sk} + u_{kk}).$$

那么原方程可化为

$$c^{2}(u_{ss}-2u_{sk}+u_{kk})+2c^{2}(u_{ss}-u_{kk})+c^{2}(u_{ss}+2u_{sk}+u_{kk})+2ca(u_{s}-u_{k})+2ca(u_{s}+u_{k})=0,$$

化简得

$$cu_{ss} + au_s = 0.$$

那么可解得 $u = A(k)e^{\frac{c}{a}s} + B(k)$ ,其中A(k)、B(k)为待定参数。原始的初始条件为 $u(0,x) = \gamma(x)$ ,

 $u_t(0,x) = \eta(x)$ ,那么不失一般性还是可以设经过变换后初始条件为 $u(0,k) = \gamma(k)$ , $u_s(0,k) = \eta(k)$ ,注意 这里的 $\gamma(k) = \eta(k)$ 实际上是原 $\gamma \setminus \gamma$ 经过变换(21)得到的。

$$\begin{cases} u(0,k) = A(k) + B(k) = \gamma(k), \\ u_s(0,k) = -\frac{c}{a}A(k) = \eta(k) \end{cases}$$

解得  $A = -\frac{a}{c}\eta(k)$ ,  $B = \gamma(k) + \frac{a}{c}\eta(k)$ , 所以方程通解为

$$u(s,k) = \frac{a}{c} \eta(k) \left( 1 - e^{\frac{c}{a}s} \right) + \gamma(k).$$

再对变换(21)进行逆变换

$$\begin{cases} s = \frac{1}{2}(x+t), \\ k = \frac{1}{2c}(x-t). \end{cases}$$

得到

$$u(x,t) = \frac{a}{c} \eta \left(\frac{1}{2c}(x-t)\right) \left(1 - e^{-\frac{c}{2a}(x+t)}\right) + \gamma \left(\frac{1}{2c}(x-t)\right)$$

注意这里的 $\eta, \gamma$ 是变换后的,而不是原始的。

同理可得到 v 的表达式,这即是双车道模型的解,即车道密度的表达式。下面我们研究有流入和流 出的双车道模型。在之前几节我们研究了无流入与流出情况下可变道的双车道模型,结合在单车道时的 研究思路,接下来将研究可以流入流出的双车道。假设一车道有通向外界的出入口,而另一车道只能通 过变道到此车道才能出入。同时不失一般性,可以假设只有流出情况,因为流入可以看作负向的流出。 那么结合单车道有流出的车辆守恒方程把原模型(18)改写为

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + f(u)\frac{\partial u}{\partial x} + a(u-v) + bu = h(x), \\ \frac{\partial v}{\partial t} + g(v)\frac{\partial v}{\partial x} + a(v-u) = 0. \end{cases}$$

其中a,b,c均为大于零常数。

那么考虑最简单的车辆速度为常数以及道路长度接近无限情况,其实方程与上一节非常类似,只多了 bu 项,所以可以用同样的方法处理,首先将(21)中的一式中的 v 消去,并考虑初始条件有

$$\begin{cases} \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} + 2c\frac{\partial^2}{\partial x\partial t} + c^2\frac{\partial^2}{\partial x^2} + 2a\frac{\partial}{\partial t} + 2ca\frac{\partial}{\partial x} + b\right)u = h(x), \\ u(0,x) = \gamma(x), u_t(0,x) = \eta(x). \end{cases}$$
(22)

首先考虑不包含第二类流出的情况,即h(x)=0,那么,对方程(22)施加变换(21),同理可得

$$2c^2u_{ss} + 2cau_s + bu = 0,$$

解得
$$u(s,k) = A(k)e^{\frac{-a+\sqrt{a^2-2b}}{2c}s} + B(k)e^{\frac{-a-\sqrt{a^2-2b}}{2c}s}$$
, 考虑变换后的初始条件

$$\begin{cases} u(0,k) = A(k) + B(k) = \gamma(k), \\ u_s(0,k) = \frac{-a + \sqrt{a^2 - 2b}}{2c} A(k) + \frac{-a - \sqrt{a^2 - 2b}}{2c} B(k) = \eta(k). \end{cases}$$

即可解出

$$A(k) = \frac{a + \sqrt{a^2 - 2b}}{2\sqrt{a^2 - 2b}} \gamma(k) - \eta(k),$$
$$B(k) = \frac{-a + \sqrt{a^2 - 2b}}{2\sqrt{a^2 - 2b}} \gamma(k) - \eta(k).$$

从而得到u(s,k),经过逆变换得到

$$u(x,t) = A(1/2c(x-t))e^{(-a+\sqrt{a^2-2b})/4c(x+t)} + B(1/2c(x-t))e^{(-a-\sqrt{a^2-2b})/4c(x+t)}.$$

#### 5. 总结

在本研究中,我们成功建立了包含流入和流出的单车道和双车道交通流模型,并通过求解相关的一 阶非线性偏微分方程,深入探讨了交通流中的一些关键特性,特别是关于交通拥堵的形成和缓解机制。 以下是我们研究的主要结论。

#### 5.1. 单车道模型的建立与分析

我们发现,在无流出的单车道模型中,车辆密度的增加会导致交通流速的下降,从而可能引发交通 拥堵。这一发现与现实世界的交通拥堵现象相吻合。引入流出机制后,我们观察到流出项能有效减缓车 辆密度的增长,从而抑制激波(即交通拥堵)的产生。这一结果表明,合理规划出口和交通流的分散对于缓 解交通拥堵具有重要意义。

#### 5.2. 双车道模型的建立与分析

在双车道模型中,我们考虑了车辆在两个车道之间的流动,发现车辆倾向于从密度较高的车道流向 密度较低的车道,这一现象在实际交通中普遍存在。我们进一步发现,通过调整车道间的流入和流出参 数,可以有效地控制和优化交通流,减少拥堵的发生。

#### 5.3. 数学理论的应用

本研究利用偏微分方程的理论,为交通流建模提供了一种新的数学工具,这不仅有助于理解交通流的动态行为,也为交通管理和规划提供了理论支持。通过数学模型的分析,我们能够预测在不同交通条件下可能出现的交通流变化,这对于设计更有效的交通控制策略具有实际应用价值。

#### 5.4. 未来研究方向

尽管本研究在理论和模型方面取得了一定的成果,但仍需进一步研究以考虑更多实际因素,如不同车型、交通信号控制、以及非常规交通事件(如事故或道路施工)对交通流的影响。我们建议未来的研究可以探 索更多关于交通流模型的稳定性和鲁棒性的问题,以及如何将这些模型应用于实际的智能交通系统设计中。

通过这些结论,我们期望能够为交通工程领域的研究者和实践者提供新的视角和工具,以更有效地 应对日益复杂的交通挑战。此外,该研究可作为偏微分方程课程教学中的一个具体案例,对提升学生数 学建模的能力和水平、激发学生的学习兴趣有重要的价值。

# 基金项目

本文受中国矿业大学(北京)教学改革项目资助(项目编号: J230701)。

# 参考文献

- [1] Lighthill, M.J. and Whitham, G.B. (1955) On Kinematic Waves II. A Theory of Traffic Flow on Long Crowded Roads. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, **229**, 317-345.
- [2] Lighthill, M.J. and Whitham, G.B. (1955) On Kinematic Waves I. Flood Movement in Long Rivers. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, **229**, 281-316.
- [3] May, A.D. (1990) Traffic Flow Fundamentals. Prentice Hall Inc.
- [4] Childress, S. (2005) Notes on Traffic Flow. <u>https://math.nyu.edu/~childres/traffic3.pdf</u>

# 一种无人水下航行器导管对转桨推进性能仿真 分析

## 黄金华1,俞广庆2

<sup>1</sup>中国兵器工业集团江南工业集团有限公司,湖南 湘潭 <sup>2</sup>哈尔滨工程大学青岛创新发展基地,山东 青岛

收稿日期: 2024年10月17日; 录用日期: 2024年10月29日; 发布日期: 2024年12月23日

#### 摘要

无人水下航行器(UUV)在军事、民用和科研等领域扮演着越来越重要的角色,导管对转桨(DCRP)作为 UUV的一种常用推进方式,其推进性能对UUV的航速、噪声等性能有着重要的影响。本文针对UUV拖曳 声纳阵的应用,设计了一型DCRP。采用计算流体力学(CFD)技术,对DCRP的水动力性能进行了数值仿 真,模拟推进器在不同转速下的功率、扬程、效率、推力。结果表明,所设计的DCRP在设计转速下,其 效率满足UUV推进技术指标要求。仿真结果为UUV拖曳声纳阵的推进技术设计提供了参考。

#### 关键词

无人水下航行器(UUV),导管对转桨(DCRP),推进效率,CFD,拖曳阵

# Simulation and Analysis on Propulsion Performance of an Unmanned Underwater Vehicle with DCRP

#### Jinhua Huang<sup>1</sup>, Guangqing Yu<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Jiangnan Industries Group Co., Ltd., NORINCO GROUP, Xiangtan Hunan <sup>2</sup>Qingdao Innovation and Development Base of Harbin Engineering University, Qingdao Shandong

Received: Oct. 17th, 2024; accepted: Oct. 29th, 2024; published: Dec. 23rd, 2024

#### Abstract

Unmanned Underwater Vehicles (UUVs) are playing increasingly crucial roles in military, civilian, and research applications. The ducted contra-rotating propeller (DCRP) as a common propulsion

method for UUVs has a significant impact on the vehicle's speed, noise, and other performance. This study focuses on the application of UUV towed sonar arrays and designs a type of DCRP. Using computational fluid dynamics (CFD) technology, the hydrodynamic performance of the DCRP was numerically simulated, including the propulsion unit's power, head, efficiency, and thrust at different rotational speeds. The numerical simulations reveal that the designed DCRP satisfies the efficiency criteria for UUV propulsion technology at the designated condition, thereby validating its suitability for underwater applications. The simulation results provide a reference for the design of propulsion technology for UUV towed sonar arrays.

#### **Keywords**

Unmanned Underwater Vehicle (UUV), Ducted Contra-Rotating Propeller (DCRP), Propulsive Efficiency, CFD, Towed Array

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc. This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0). <u>http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/</u> CC Open Access

# 1. 引言

水下无人航行器(Underwater Unmanned Vehicle, UUV)是一种具有高度自主性、灵活性、隐身性、环境适应性、低成本等特点的自动化水下系统。随着无人技术的发展和成熟,UUV 技术近年来得到迅猛发展,应用范围不断扩展,涉及到军事、民用、科研等领域[1] [2]。军事方面,UUV 主要用于海军和海监等机构,用于各种军事任务,如情报侦察、海域警戒、目标搜索与处置等,这些任务旨在提高海军的作战能力和海洋安全性。民用领域,UUV 广泛应用于海洋环境监测、资源勘探和救援搜索等,这些应用有助于提高海洋环境的可持续性、资源的可持续开发和海洋搜索救援的效率。科研领域,UUV 可应用于海洋科学研究和工程研究,实时监测海洋环境变化和工程施工过程。

推进技术是 UUV 的关键技术之一,其性能直接决定了 UUV 的操控性、续航能力、可靠性、噪声水 平等。目前 UUV 常用的推进方式包括螺旋桨推进、喷水推进、仿生推进、磁流体推进、质浮心调节推进、 火箭推进等,其中最常用的是螺旋桨推进。螺旋桨单桨容易产生振动、空泡、噪声等问题[3]。导管对转桨 (Ducted Contra-Rotating Propeller, DCRP)是一种特殊的螺旋桨推进系统,将两个传统的螺旋桨安装在同心 的两轴上并包裹在一个导管内,前后两桨以相反方向旋转,协同推进,使得水流经过前桨加速后形成的旋 流得以在后桨处被有效回收,共同产生强劲推力[4]-[6]。与普通螺旋桨相比,其特点是结构复杂,但同时 DCRP 具备许多优点,导管有效回收尾流能量,提升效率,尤其在重载时更为显著;促进了水流的均匀性, 减少了工况变化对性能的影响;在相同推力下,DCRP 直径更小,且以低振动和低噪音运行[7] [8]。

本文针对 UUV 搭载拖曳声纳阵的应用,设计了一型 DCRP。采用计算流体动力学(CFD)技术,对某 水下无人航行器导管对转桨的推进性能进行仿真分析,利用数值模拟的方法获取推进器在设计条件下的 性能参数,为无人航行器推进系统设计提供依据。

## 2. DCRP 设计

## 2.1. UUV 及 DCRP 主要设计参数

UUV 搭载拖曳声纳阵是一种先进的海洋探测技术,具有小型化、高机动性和高隐蔽性的特点[3]。本 方案中的 UUV 主要任务是搭载拖曳声纳阵,开展海洋环境噪声测量以及海洋哺乳动物探测。为方便拖 曳,声纳阵从桨毂中间穿出,为确保声纳阵列与对转桨之间的集成不会相互干扰,DCRP 桨毂直径需要 设计较大,同时采用对转桨减小水动力噪声。由于螺旋桨轮毂直径较大,减小了螺旋桨的有效工作面积, 可能对螺旋桨的推进性能造成影响,因此需要对 DCRP 进行仿真分析,确认推进器的设计参数满足系统 设计要求。

UUV及DCRP主要设计参数如表1和表2。

# Table 1. Main design indicators of UUV 表 1. UUV 主要设计指标

长度	直径	最大速度	续航时间	最大工作深度		
2 m	200 mm	18 kn	24 h @ 3 kn	200 m		
Table 2. Main design indicators of DCRP 表 2. DCRP 主要设计指标						
直径	额定转速		推力	效率		
170 mm	2600~3000 r/	ímin	380 N	≥80%		

#### 2.2. DCRP 设计

UUV 导管对转桨的设计过程包括需求分析、概念设计、CFD 数值模拟、模型测试、性能优化、详细 设计、最终测试和系统集成调试,以确保推进效率和系统兼容性。建立螺旋桨的三维模型,采用计算流 体动力学(CFD)软件进行流场的数值模拟,预测螺旋桨的水动力性能。加工螺旋桨试验样机,进行水池试 验,测试并验证设计的性能参数。根据数值模拟和测试结果,对螺旋桨设计进行优化,包括调整螺距比、 桨叶数、导管形状和大小等,以提高推进效率和降低振动噪音。完成优化后,进行螺旋桨和导管的详细 设计,包括结构设计、材料选择和制造工艺等。然后对样机进行最终的测试,以确保螺旋桨在实际工作 条件下的性能满足设计要求。最后,将设计好的导管对转桨集成到 UUV 上,并进行系统调试,确保与其 他系统如动力系统、控制系统等性能匹配。DCRP 的设计过程如图 1。

使用开源软件 OpenProp 设计一对同轴螺旋桨。设计完成后,导出螺旋桨 20 个截面的样条曲线,将 这些数据导入 SolidWorks,创建完整的导管螺旋桨模型,如图 2 所示。

#### 3. 基于 CFD 的 DCRP 数值仿真

#### 3.1. CFD 数值仿真

(1) 湍流模型

目前,直接法和非直接法是湍流数值模拟中的两种方法。直接法是指直接求解瞬时湍流控制方程。 非直接法不直接对湍流脉动特性进行计算,而是通过对湍流做出一些合理的简化处理和一定程度上的近 似后,再进行数值计算,常见的湍流模型有标准 *k-e* 模型、RNG *k-e* 模型、Realizable *k-e* 模型和 SST *k-e* 湍流模型等[9]。

本研究采用 SST k-ε 湍流模型进行数值计算,该湍流模型吸收了标准 k-ε 模型与标准 k-ε 模型的优点, 在边界层采用自动函数,能够较好地捕捉边界层的流动,采用基于有限元的有限体积法对控制方程进行 离散,并采用 SIMPLEC 算法进行求解。



Figure 1. Design process of DCRP 图 1. DCRP 设计流程图



**Figure 2.** 3D model of DCRP 图 2. DCRP 三维模型示意图

SST k-ε 湍流模型的运输方程可以表示为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k$$
(1)

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial\omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega + D_\omega$$
(2)

其中 $G_k$ 、 $G_\omega$ 为方程的产生项; $Y_k$ 、 $Y_\omega$ 为扩散作用的产生项; $S_k$ 、 $S_\omega$ 为用户定义的源项; $D_\omega$ 为正交发散产生的项。

(2) 网格划分

利用 Spaceclaim 软件对模型进行前处理,在螺旋桨周围建立旋转域。为消除诸如反向流动和诱导压 力对航行体和螺旋桨性能的潜在影响,航行器的流体域尺寸需要足够大,本研究所设计的流体域尺寸经 过多次仿真验证和调整,最终确定为最佳参数。流体域尺寸如图 3 所示,其中进口边界距航行器前端的 距离为航行器的一倍长度,出口边界距航行器后端的距离为航行器的三倍长度,径向边界为航行器的一 倍长度。



Figure 3. Simulation fluid domain of UUV 图 3. 航行器仿真流体域

在 Fluent Meshing 软件中对三维模型进行网格划分,网格计算区域主要包括:海水流体、导叶、第一级叶轮、第二级叶轮。为了提高仿真精度,对两个叶轮进行了网格加密处理。使其能够更加细致地捕捉 叶轮在运行过程中的复杂流场变化,从而确保仿真结果更加接近实际工况。网格划分如图 4 所示,网格 总数为 2,498,536,网格的正交质量为 0.11,经验证网格的适应性较好。



Figure 4. Meshing of UUV and fluid field 图 4. 航行器及流场网格划分

(3) 仿真参数设置

将整体域的入口(inlet)设置为速度入口,给定一个平行于 X 轴的来流速度。出口设置为压力出口。静止域的圆柱面则设置为固壁,无滑移。计算域内的流体则选择 SST *k-e* 模型,对螺旋桨旋转域采用多重参考系模型 MRF (Multiple Reference Frame), MRF 方法是一种稳态方法,具有设置简单、计算快速、易于收敛等优点。具体设置见表 3。

在固体边壁处规定无滑移条件(即 *u* = *v* = *w* = 0),在近壁区的流速分布按照壁面定律确定。将第一级 叶轮设置为从进水方向看逆时针旋转,转速 2600 r/min、2100 r/min;第二级叶轮设置为从进水方向看顺 时针旋转,转速 2600 r/min、2100 r/min。计算得到敞水实验 DCRP 的速度云图如图 5 所示,以及 DCRP 与航行器耦合后的速度云图如图 6 所示。

Table 3. CFD simulation setup 表 3. CFD 仿真设置	
参数	设置
湍流模型	SST k-e
运动类型	Moving Reference Frame
耦合方式	SLMPLEC
压力离散格式	Standard



Figure 5. Velocity cloud of DCRP under open water experiment 图 5. 敞水实验 DCRP 速度云图



 Figure 6. Velocity cloud of UUV and DCRP

 图 6. UUV 与 DCRP 耦合速度云图

**图** 7 是螺旋桨沿轴向提取四个截面的压力云图。螺旋桨的流场表现出相对对称的特征,压力云图的 形状表现出一定程度的对称性,压力分布更加均匀。

(4) 非定常计算

采用 LES 大涡模拟,旋转区域与静止区域的交界面改为瞬态静子(Transient Rotor Stator)模型,时间 步长取  $\Delta t = 1.9231 \times 10^{-4}$  s,即一个时间步长叶轮旋转 3°。当被监测参数呈现规律性的周期变化之后,完成全流场的非定常运算。



**Figure 7.** Pressure cloud of each section of the DCRP 图 7. 螺旋桨各截面压力云图

#### 3.2. 扬程、效率及轴功率计算

螺旋桨的扬程的计算公式为[10]:

$$H_{net} = \left(\frac{\int_{s_2} P_2 u_t ds}{\rho Qg} + H_2 + \frac{\int_{s_2} u_2^2 u_{t_2} ds}{2Qg}\right) - \left(\frac{\int_{s_1} P_1 u_t ds}{\rho Qg} + H_1 + \frac{\int_{s_1} u_1^2 u_{t_1} ds}{2Qg}\right)$$
(3)

式中: 等式右边第一项为出水口断面总压, 第二项为进水口断面总压; *Q* 为流量, m<sup>3</sup>/s; *H*<sub>1</sub>、*H*<sub>2</sub>为进、 出水断面高程, m; *s*<sub>1</sub>、*s*<sub>2</sub>为进、出水断面面积, m<sup>2</sup>; *u*<sub>1</sub>、*u*<sub>2</sub>为进、出水口各点流速, m/s; *u*<sub>11</sub>、*u*<sub>12</sub>为 进、出水口断面各点流速法向分量, m/s; *P*<sub>1</sub>、*P*<sub>2</sub>为进、出水断面各点静压, Pa; *g* 为重力加速度, m/s<sup>2</sup>。 效率的计算公式为:

$$\eta = \frac{\rho g Q H_{net}}{N_1 + N_2} \tag{4}$$

式中, N<sub>1</sub>为第一级叶轮的轴功率, N<sub>2</sub>为第二级叶轮的轴功率。 轴功率的计算公式为:

$$N = \frac{\pi}{30} Tn \tag{5}$$

式中:T为扭矩, $N\cdot m$ ;n为转速,r/min。

# 4. 仿真计算结果与分析

将数值模拟的结果取出,代入计算公式(3)、(4)、(5),分别得到转速 2600 r/min 和 2100 r/min 下螺旋 桨的扬程、效率和轴功率,结果如表 4、表 5 及图 8、图 9 所示。

流速(m/s)	流量(m³/s)	功率(W)	扬程(m)	效率(%)	推力(N)
1.54	0.03	6390.56	3.736	14.99	907.78
2.31	0.04	5386.15	3.423	24.45	758.79
3.08	0.05	6027.49	5.516	46.94	859.32
3.85	0.07	3547.79	4.187	75.68	490.15
4.62	0.08	3474.23	3.728	82.56	488.62
5.39	0.09	2857.32	2.655	83.41	379.00
6.16	0.10	2156.66	1.588	75.54	265.13
6.93	0.12	1293.88	0.562	50.10	140.89
7.7	0.13	377.77	-0.49	/	4.46
8.47	0.14	1071.07	-1.63	/	-154.46
9.24	0.16	2637.22	-2.87	/	-337.12

Table 4. Hydraulic performance data (n = 2600 r/min) 表 4. 水力性能数据表(n = 2600 r/min)



**Figure 8.** Hydraulic performance result (*n* = 2600 r/min) 图 8. 水力性能计算结果(*n* = 2600 r/min)

$c_{5}$ . 小川生能数据衣( $n = 2100 \text{ r/min}$ )							
流速(m/s)	流量(m <sup>3</sup> /s)	功率(W)	扬程(m)	效率(%)	推力(N)		
1.54	0.03	3058.29	2.019	16.93	528.37		
2.31	0.04	3367.04	3.741	42.74	601.65		
3.08	0.05	1901.81	2.726	73.53	324.56		
3.85	0.07	1769.46	2.288	82.91	304.39		
4.62	0.08	1361.31	1.427	80.64	216.23		
5.39	0.09	843.75	0.578	61.50	118.90		
6.16	0.10	194.62	0.261	/	11.40		

Table 5. Hydraulic performance data (n = 2100 r/min) 表 5. 水力性能数据表(n = 2100 r/min)



**Figure 9.** Hydraulic performance result (*n* = 2100 r/min) 图 9. 水力性能计算结果(*n* = 2100 r/min)

根据数值计算结果可知,当进水流速大于 7.7 m/s 时,推力较小,扬程为负值,说明此时流速过大,流量较大,不满足设计要求。根据表 4 可知,转速为 2600 r/min 时,最高效率点流速为 5.39 m/s,推力 F = 379 N,效率为 83.41%,功率 P = 2857.32 W。根据表 5 可知,转速为 2100 r/min 时,最高效率点流速 v = 3.85 m/s,推力 F = 304.39 N,效率为 82.91%,功率 P = 1769.46 W。

由计算结果可以看出, DCRP 在设计转速下达到了推力和推进效率等设计指标。 DCRP 与航行器耦合后的结果如表 6、表 7 及图 10、图 11 所示。

流速(m/s)	流量(m³/s)	功率(W)	扬程(m)	效率(%)	推力(N)
1.54	0.019	7668.67	3.624	11.90	682.93
2.31	0.022	6194.07	3.523	19.56	556.19
3.08	0.03	5212.18	3.468	36.61	515.59
3.85	0.04	4683.08	3.512	64.32	343.10
4.62	0.05	4585.62	3.46	70.17	347.40
5.39	0.06	3714.63	2.13	72,56	276.67
6.16	0.07	2695.86	1.48	64.20	191.42
6.93	0.08	1707.92	1.1	42.58	112.71

 Table 6. Hydraulic performance data under coupling (n = 2600 r/min)

 表 6. 耦合下水力性能数据表(n = 2600 r/min)



**Figure 10.** Hydraulic performance result under coupling (*n* = 2600 r/min) 图 10. 耦合下水力性能计算结果(*n* = 2600 r/min)

**Table 7.** Hydraulic performance data under coupling (n = 2100 r/min) **表 7.** 耦合下水力性能数据表(n = 2100 r/min)

流速(m/s)	流量(m <sup>3</sup> /s)	功率(W)	扬程(m)	效率(%)	推力(N)
1.54	0.019	3700.53	1.655	12.88	449.23
2.31	0.022	4074.12	2.88	35.9	517.19

黄金华,	俞广	「庆

续表					
3.08	0.03	2282.17	2.26	58.82	236.8
3.85	0.04	2141.04	1.98	64.67	210.32
4.62	0.05	1565.5	1.22	66.13	185.52
5.39	0.06	970.31	0.48	51.05	102.35



**Figure 11.** Hydraulic performance result under coupling (*n* = 2100 r/min) 图 11. 耦合下水力性能计算结果(*n* = 2100 r/min)

可以看出,与航行器耦合后,DCRP的功率提升了约20%,且在耦合状态下,DCRP的各项性能并未 出现显著下降,表明所设计的 DCRP 与 UUV 适配性较好。

#### 5. 结论

本文针对水下无人航行器(UUV)的推进系统,特别是导管对转桨(DCRP)的设计和性能进行了深入的 分析与研究。通过采用计算流体动力学(CFD)方法,对 DCRP 推进器进行了仿真分析,以期为 UUV 推进 系统设计提供理论依据和技术支持。

通过 CFD 数值模拟,对 DCRP 的水动力性能进行了预测,初步仿真结果显示,DCRP 在设计工况下 表现出良好的推进性能和高效率,在 2600 r/min 和 2100 r/min 的转速下,DCRP 分别达到了 83.41%和 82.91%的高效率,以及 379 N 和 304.39 N 的推力,满足了 UUV 的推进性能需求。

DCRP 推进器在设计转速下实现了预期的推进性能,对于 UUV 搭载拖曳声纳阵的应用具有重要意义,为水下无人航行器在海洋作业中的广泛应用提供了技术支撑。

#### 参考文献

- [1] 傅仁琦,曹焱,王晓林.无人水下航行器声呐装备现状与发展趋势[J]. 舰船科学技术, 2020, 42(2): 82-87.
- [2] 张淏酥, 王涛, 苗建明, 等. 水下无人航行器的研究现状与展望[J]. 计算机测量与控制, 2023, 31(2): 1-7, 40.
- [3] 倪豪良. 导管对转桨的水动力优化设计及噪声性能分析[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.
- [4] 韩耀羽. AUV 对转桨设计及流场特性研究[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连理工大学, 2021.
- [5] 王浩天,向巩,袁在思,等.基于改进体积力法的导管螺旋桨水动力性能数值研究[J].中国舰船研究,2023, 18(4):186-196.
- [6] 陆德顺, 孙铁志, 张桂勇. 导管螺旋桨水动力特性仿真分析[J]. 船舶, 2023, 34(6): 102-110.
- [7] 吴家鸣, 赖宇锋, 李江伟, 等. 水下潜器系统导管螺旋桨水动力特性及周围流场分布预报与分析[J]. 船舶力学, 2018, 22(5): 540-551.
- [8] 李海涛, 姜壮威. 导管螺旋桨水动力性能试验及数值研究[J]. 舰船科学技术, 2024, 46(2): 1-7.
- [9] Liu, B. and Vanierschot, M. (2021) Numerical Study of the Hydrodynamic Characteristics Comparison between a Ducted Propeller and a Rim-Driven Thruster. *Applied Sciences*, **11**, Article 4919. <u>https://doi.org/10.3390/app11114919</u>
- [10] Stark, C. and Shi, W. (2021) Hydroacoustic and Hydrodynamic Investigation of Bio-Inspired Leading-Edge Tubercles on Marine-Ducted Thrusters. *Royal Society Open Science*, 8, Article 210402. <u>https://doi.org/10.1098/rsos.210402</u>

# 重质原油在圆管内由变压力梯度导致的 流动及热流固耦合分析

#### 马 源,张 艳\*,刘孟琦

北京建筑大学理学院,北京

收稿日期: 2024年11月6日; 录用日期: 2024年11月19日; 发布日期: 2024年12月27日

#### 摘要

原油作为重要的能源和战略资源,在日常生活、工业、农业等领域有着广泛的应用,因此原油的需求量 持续增加。为了提高石油采收率(EOR),深入研究重质原油在管道中的流动传热问题具有重要意义。本 文探讨了热水开采时抽油泵内重质原油的流动传热问题。根据稠油的流变学实验数据,证实重质原油符 合幂律流体本构方程;建立了重质原油在杆式抽油泵内的流动传热模型;首次采用有限差分方法求解了 幂律方程的数值解,分析了杆式抽油泵热采温度Tw、抽油泵壁的厚度c、杆式抽油泵冲程次数n1以及幂律 指数n对流量Q的影响,建立了杆式抽油泵热采重质原油的最优方案。

#### 关键词

抽油泵,热流固耦合,变压力梯度,有限差分方法

# Analysis of Flow and Thermal Fluid Solid Coupling of Heavy Crude Oil in a Circular Tube Caused by Variable Pressure Gradient

#### Yuan Ma, Yan Zhang\*, Mengqi Liu

School of Science, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing

Received: Nov. 6<sup>th</sup>, 2024; accepted: Nov. 19<sup>th</sup>, 2024; published: Dec. 27<sup>th</sup>, 2024

#### Abstract

As an important energy and strategic resource, crude oil has a wide range of applications in daily life, industry, agriculture and other fields, so the demand for crude oil continues to increase. It is of

\*通讯作者。

great significance to conduct in-depth research on the flow and heat transfer of heavy crude oil in pipelines in order to improve oil recovery (EOR). This article explores the flow and heat transfer of heavy crude oil in the oil pump during hot water extraction. According to the rheological experimental data of heavy oil, it is confirmed that heavy crude oil conforms to the power-law fluid constitutive equation; A flow and heat transfer model for heavy crude oil in a rod pump was established; For the first time, the finite difference method was used to solve the numerical solution of the power-law equation. The effects of the thermal recovery temperature  $T_w$  of the rod pump, the thickness *c* of the pump wall, the number of strokes  $n_1$  of the rod pump, and the power-law exponent *n* on the flow rate *Q* were analyzed, and the optimal scheme for thermal recovery of heavy crude oil by the rod pump was established.

#### **Keywords**

Oil Pump, Thermal Fluid Solid Coupling, Variable Pressure Gradient, Finite Difference Method

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc. This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0). http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/

## 1. 引言

流变学是研究物质变形与流动的科学,原油的流变学性质取决于原油的组成[1][2],即取决于原油中溶 解气、液体和固体物质的含量,了解原油的流变特性有利于提高原油的采收率。稠油通常表现出明显的非 牛顿流变特性。李一波等人[3]综合研究了温度、压力和剪切速率等情况对原油流变性的影响,发现低温下 的粘度剪切速率数据与幂律流体本构方程吻合良好。在此基础上,Wang 等人[4]更加系统地探讨了温度对 含蜡原油流变特性的影响,通过研究表明,在双板浮顶油罐中,当油温高于蜡沉淀点时,原油表现出牛顿 行为;当油温降至蜡沉淀点以下时,蜡晶体开始沉淀,但此时含蜡原油仍表现出牛顿行为。当油温低于异 常点时,它开始表现出非牛顿特性,并用幂律流体来描述非牛顿流体特性。此外,Wang 等人[5]主要分析了 幂律指数对原油产能的影响,通过研究发现,幂律指数 n 小于 0.8 时,产量随幂律指数的增加而缓慢增加, 当幂律系数 n 大于 0.8 时,生产速度会大大增大。随后,Mohammadi 等人[6]通过 MCR 302 流变仪生成原 油流量曲线,证明了该曲线符合幂律模型。郭等人[7]将原油及其乳化液视为牛顿和幂律流体,主要探究了 垂直管道内压力,流速和管径对流体表观粘度的影响。除此之外,在驱油过程中,水驱动和聚合物驱动也 会对原油的流变特性产生影响。Kamyabi 和 Ramazani [8]将微孔中的驱油剂看成不同幂律指数值的稳态幂 律流体来研究对原油的驱动作用,结果表明幂律指数 n 大于 1 的驱油剂比 n 小于 1 的驱油剂驱油效果好。 最后,Zhao 和 Min [9]为了更好地描述油田开发后期高含水原油的流变特性,建立了具有弹性外边界条件的 非牛顿幂律流体渗流模型。更多原油的非牛顿流变特性可见如下文献[10]-[13]。

近年来,如何提高石油采收率受到了广泛关注。其中,通过降低原油粘度来提高流动性的热采方法 已成为研究热点。上世纪末,Dang [14]发现,忽略管道输送中壁面厚度对传热的影响会使数值计算结果 产生较大偏差,于是建立了热 - 流体 - 固体耦合模型。Oliveski [15]通过对储罐中的原油进行分层分析, 使用有限体积法获得了原油的温度和流场,而 Sun 等人[16]认为不同的盘管结构对原油温度的影响最大, 并使用 CFD 方法研究了储罐加热中原油的传热和流动的耦合特性。Hao 等人[17]考虑了轴承运行期间油 和轴承之间的热流固耦合效应,并通过实验验证发现该模型更准确。此外,Monge 和 Birken [18]建立了 水平管道中一维非稳态动量和热流固耦合的能量方程,在时间和空间上选择了不同的数值模拟方法,并 验证了算法的有效性。然而,很少有学者使用热流固耦合模型来研究垂直井管道的传热情况对原油温度 及速度的影响。

#### 2. 抽油泵内变压力梯度表达式的推导

考虑了一种新的热采方法,将热水注入垂直生产井的同轴圆筒中,通过加热泵壁,降低原油粘度,提高采油率。本文考虑了原油在泵筒内的非稳态径向流动和热流固耦合。有杆泵的物理模型示意图如图1所示, *x* 轴为轴向坐标, *r* 轴垂直于管道。



图 1(a)中,抽油泵位于下死点(最低点),为了防止柱塞运动到最下方时撞击到固定阀阀罩,因此抽油泵的下死点和固定阀阀罩之间有一定的距离 *L*,这个距离就是防冲距。此时,固定阀和游动阀都是关闭的状态。泵筒内气体压强 Pa 等于抽油泵的出口压强(游动阀上方的压强) P<sub>0</sub>。泵筒内残余原油的高度为 *aL*,其中 α 为原油的含气率[19]。

随着抽油杆带动柱塞向上移动,泵筒内气体压强 Pa 不断减小,到达某一高度时,固定阀在其上下压强差的推动下恰好开始向上移动,我们称此时的高度为无效抽汲高度 h<sub>b</sub>,如图 1(b)所示。根据理想气体状态方程,图 1(b)中泵筒内气体的压强表达式可表示为:

$$P_b = \frac{n^* R^* T}{\pi R^2 \left( h_b + (1 - \alpha) L \right)} \tag{1}$$

其中, n\*是气体的摩尔质量, R\*表示摩尔气体常数, T 为热采的温度, R 表示抽油泵内径的最大值。

此时,我们忽略固定阀的重力,结合伯努利方程,得到抽油泵筒内的气体压强 *P<sub>b</sub>*,抽油泵出口的压强(固定阀上方的压强) *P*<sub>1</sub> 及筒内残余原油的压强之间的函数关系式:

$$P_b = P_1 - \rho_f g \alpha L \tag{2}$$

其中ρ<sub>f</sub>表示原油的密度。

抽油杆柱塞的移动速度假设为:

$$v(t^*) = v_0 \sin\left(\frac{\pi}{t_0}t^*\right), \ 0 \le t^* \le t_0$$
(3)

DOI: 10.12677/ijfd.2024.124008

其中, $v_0$ 是抽油杆的最大速度, $t_0 = 60/(2n_1)$ 表示抽油杆单次冲程所需要的时间, $n_1$ 为冲次(每分钟抽油杆上下往复运动的次数)。

抽油泵的柱塞到达无效抽汲高度  $h_b$ 所需要的时间为无效抽汲时间  $t_1$ ,因此有效抽汲时间  $t_2$ 可以表示为 $t_2 = t_0 - t_1$ 。在有效抽汲时间内,以轴向速度流入抽油泵下泵腔内的原油高度为:

$$x(t) = \frac{1}{R^2} \int_0^t \int_0^R r u(r,t) \, \mathrm{d}r \, \mathrm{d}t, \ 0 \le t \le t_2$$
(4)

本文在建立动量方程时主要考虑固定阀打开到关闭的这一段时间,即如图 1(b)、图 1(c)。于是,抽油 杆柱塞的移动速度修正为:

$$v(t) = v_0 \sin\left(\frac{\pi}{t_0}(t+t_1)\right), \quad 0 \le t \le t_2$$
(5)

因此,在有效抽汲时间内柱塞移动的位移我们可以表示为:

$$x_{2}(t) = \int_{0}^{t} v_{0} \sin\left(\frac{\pi}{t_{0}}(t+t_{1})\right) dt$$
(6)

在不同时刻及不同柱塞移动位置处,抽油泵下泵腔内的气体压强可由理想气体状态方程获得,如下 所示:

$$p_{air} = \frac{n^* R^* T}{\pi R^2 \left( h_b + (1 - \alpha) L + x_2 - x \right)}$$
(7)

所以,通过计算可推理出下泵腔内原油的压强梯度表达式:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = -\frac{n^{*}R^{*}T}{\pi R^{2}} \frac{1}{\left(h_{b} + \left(1 - \alpha\right)L + \frac{H}{2}\left(\cos\left(\frac{\pi}{t_{0}}t_{1}\right) - \cos\left(\frac{\pi}{t_{0}}\left(t + t_{1}\right)\right)\right) - \frac{1}{R^{2}}\int_{0}^{t}\int_{0}^{R}ru\left(r,t\right)drdt\right)^{2}}$$
(8)

表1给出了抽油泵最大内半径 R、防冲距 L、重力加速度 g 和原油含气量 a 相关参数的取值[1]。

 Table 1. Values of relevant parameters for oil pump

 表 1. 抽油泵相关参数取值

	H (cm)	<i>T</i> (K)	<i>R</i> (cm)	<i>L</i> (cm)	$g  ({\rm cm/s^{-2}})$	α
Value	200	363	1.6	30	980	50%

#### 3. 重质原油的流变学特性

稠油相对于轻油而言更需要热驱动,在山东胜利油田取适量样品,借用流变仪对其流变性进行研究,从图 2 中可以发现稠油符合幂律流体本构,并且幂律指数 *n* < 1,具有剪切变稀流变特性。

同理,根据不同温度下重质原油的粘度值见表2,拟合出重质原油粘度-温度之间的函数关系式:

$$\mu = 10.7942 e^{-0.097(T_f - 293)} \tag{9}$$

根据幂律流体本构方程和重质原油粘度 - 温度函数表达式,可以得出:

$$\tau = 10.7942 e^{-0.097 \left(T_f - 293\right)} \left| \frac{\partial u}{\partial r} \right|^{n-1} \dot{\varepsilon}$$
(10)



**Figure 2.** Shear stress-shear rate curve of heavy crude oil 图 2. 重质原油的剪切速率 - 剪切应力曲线

Table	2. Dynamic	viscosity	of heavy	crude oi	l at different	temperatures
表 2.	重质原油在	不同温度	下的动态	的粘度		

温度(K)	303	323	333	343
粘度(Pa·s)	4.0923	0.5635	0.2396	0.1346

# 4. 重油流动与热流固耦合模型的建立

重油在抽油泵内的流动环境与轻油保持一致,在此基础上,建立重质原油在抽油泵内的非定常径向 流动和热流固耦合模型:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{n^{*}R^{*}T}{\pi R^{2}} \frac{1}{\left(h_{b} + (1-\alpha)L + \frac{H}{2}\left(\cos\left(\frac{\pi}{t_{0}}t_{1}\right) - \cos\left(\frac{\pi}{t_{0}}(t+t_{1})\right)\right) - \frac{1}{R^{2}}\int_{0}^{t}\int_{0}^{R}ru(r,t)drdt\right)^{2}} + \frac{\mu(T_{f})}{\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)^{n-1}}\left(\frac{\partial^{2}u}{\partial t} + \frac{1}{2}\frac{\partial u}{\partial t}\right) - g}$$
(11)

$$\frac{u(T_f)}{\rho_f} \left| \frac{\partial u}{\partial r} \right|^{n-1} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) - g$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} = \alpha_f \left| \frac{\partial T_f}{\partial r} \right|^{n-1} \left( \frac{\partial^2 T_f}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_f}{\partial r} \right)$$
(12)

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \alpha_s \left( \frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_s}{\partial r} \right)$$
(13)

边界条件为:

$$T(r,0) = T_0, \ u(r,0) = 0, \ 0 \le r \le R$$
(14)

$$\frac{\partial T_f(0,t)}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial u(0,t)}{\partial r} = 0 \tag{15}$$

DOI: 10.12677/ijfd.2024.124008

$$\lambda_{f} \frac{\partial T_{f}(R,t)}{\partial r} = \lambda_{s} \frac{\partial T_{s}(R,t)}{\partial r}, \ T_{f}(R,t) = T_{s}(R,t), \ u(R,t) = 0$$
(16)

$$T_s(R+c,t) = T_w \tag{17}$$

同样根据有限差分方法,利用 $r_i = i\Delta r(i = 0, 1, \dots, M)$ , $t_k = k\Delta t(k = 0, 1, \dots, K)$ , $\Delta r = R/M$ , $\Delta t = t_2/K$ 将计算区域分割成网格点,对模型进行离散,结果如下:

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{\Delta t} - \frac{\mu(T_{f_i}^{k})}{\rho_f r_i \Delta r} B(i, k-1) + \frac{2\mu(T_{f_i}^{k})}{\rho_f (\Delta r)^2} B(i, k-1) \end{bmatrix} u_i^k$$

$$= -g + A(t) + \frac{\mu(T_{f_i}^{k})}{\rho_f (\Delta r)^2} B(i, k-1) u_{i+1}^k + \begin{bmatrix} \frac{\mu(T_{f_i}^{k})}{\rho_f (\Delta r)^2} - \frac{\mu(T_{f_i}^{k})}{\rho_f r_i \Delta r} \end{bmatrix} B(i, k-1) u_{i-1}^k + \frac{1}{\Delta t} u_i^{k-1}$$

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{\Delta t} + \frac{2\alpha_f}{(\Delta r)^2} C(i, k-1) - \frac{\alpha_f}{r_i \Delta r} C(i, k-1) \end{bmatrix} T_{f_i}^k$$

$$= \frac{\alpha_f}{(\Delta r)^2} (i, k-1) T_{f_i+1}^k + \frac{1}{\Delta t} T_{f_i}^{k-1} + \alpha_f C(i, k-1) \begin{bmatrix} \frac{1}{(\Delta r)^2} T_{f_i-1}^k - \frac{1}{r_i \Delta r} \end{bmatrix} T_{f_i-1}^k$$

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{\Delta t} + \frac{2\alpha_s}{(\Delta r)^2} - \frac{\alpha_s}{r_i \Delta r} \end{bmatrix} T_{s_i}^k = \frac{\alpha_s}{(\Delta r)^2} T_{s_i+1}^k + \alpha_s \begin{bmatrix} \frac{1}{(\Delta r)^2} T_{s_i-1}^k - \frac{1}{r_i \Delta r} \end{bmatrix} T_{s_i-1}^k + \frac{1}{\Delta t} T_{s_i}^{k-1}$$
(18)
$$(18)$$

$$(18)$$

$$= \frac{\alpha_f}{(\Delta r)^2} C(i, k-1) - \frac{\alpha_f}{r_i \Delta r} C(i, k-1) \begin{bmatrix} \frac{1}{(\Delta r)^2} T_{s_i-1}^k - \frac{1}{r_i \Delta r} \end{bmatrix} T_{f_i-1}^k$$

$$(19)$$

$$Q = \frac{\Delta t}{2} \frac{\Delta r}{2} \left( u_0^0 + u_0^K + 2\sum_{j=1}^{K-1} u_0^j + u_M^0 + u_M^K + 2\sum_{j=1}^{K-1} u_M^j + 2\sum_{i=1}^{M-1} u_i^0 + 2\sum_{i=1}^{M-1} u_i^K + 4\sum_{j=1}^{K-1} \sum_{i=1}^{M-1} u_i^j \right)$$
(21)

其中,

$$A(t) = \frac{n^{*}R^{*}T_{fi}^{k}}{\pi\rho_{f}R^{2} \left\{ h_{b} + (1-\alpha)L + \frac{H}{2} \left( \cos\left(\frac{\pi}{t_{0}}t_{1}\right) - \cos\left(\frac{\pi}{t_{0}}(t_{k}+t_{1})\right) \right) - \frac{\Delta t(\Delta r)^{2}}{R^{2}} \left[ 2\sum_{m=2}^{k-2}\sum_{p=2}^{M} (p-1)u(p,m) + \sum_{p=2}^{M} (p-1)u(p,k-1) \right] \right\}^{2}}$$

$$(22)$$

$$B(i,k-1) = \frac{\left|\frac{u_{i}^{k-1} - u_{i-1}^{k-1}}{\Delta r}\right|^{n-1}}{\left|\frac{1}{\Delta r}\right|^{n-1}}$$
(23)

$$C(i,k-1) = \left| \frac{T_{fi}^{k-1} - T_{fi-1}^{k-1}}{\Delta r} \right|^{n-1}$$
(24)

#### 5. 结果与讨论

当  $P_0 = 8$  MPa,  $P_1 = 2$  MPa 时,主要讨论冲次  $n_1$ ,壁面厚度 c,热采温度  $T_w$ ,幂律指数 n 对稠油流 量 Q 的影响。图 3 表明冲次  $n_1$  对稠油流动速度 u 的影响,具体指在不同时刻,轴心处的速度在不同冲次 下的流动曲线。从图中可以看出,冲次不但会影响重质原油的最大流动速度,还会影响原油产生倒流的 时间。在初始时刻,原油流入抽油泵的速度大于抽油杆带动柱塞的移动速度,因此下泵腔内原油体积不 断增加,空气体积减小,与进口压强之间的差值减弱,随后原油流速开始不断下降,甚至还会出现倒流。



**Figure 3.** Impact of stroke times  $n_1$  on speed u of heavy crude oil 图 3. 冲次  $n_1$  对稠油流速 u 的影响

图 4 揭示了幂律指数 n 对原油流动速度的影响,根据实验验证了此类原油的幂律指数 0.9 < n < 1,具 有剪切变稀的特性。从图中看出,随着幂律指数的增大,原油流动速度逐渐减弱,在 n=0.9 时,流速流 量同时取得最大值。



**Figure 4.** Impact of power-law index *n* on speed *u* of heavy crude oil 图 4. 幂律指数 *n* 对稠油流速 *u* 的影响

从图 5(a)中可以得出结论,热采温度 T<sub>w</sub>对原油的温度 T<sub>f</sub>有显著影响,通过加热抽油泵的外壁,使得管内原油温度也随之升高。图 5(b)揭示了在轴心处不同时刻热采温度对抽油泵壁面和原油温度的影响,从图中可以发现,在不同时刻,起初原油温度受热采温度影响较小,1s 后热采温度对原油温度的影响逐渐增大。





**Figure 5.** Influence of thermal recovery temperature  $T_w$  on wall and fluid temperature  $T_f$ 图 5. 热采温度  $T_w$ 对抽油泵壁面和流体温度  $T_f$ 的影响

如图 6(a)主要表示了热采温度对原油流动速度的影响,从图中可以看出,原油的流动速度会随着温度的增大而增大,主要原因是温度降低了原油的粘度,从而增大了原油在管道中的流动速度。图 6(b)可以得出 363 K 是热水开采的最佳温度,此时,原油流速最大。



**Figure 6.** Influence of thermal recovery temperature  $T_w$  on heavy crude oil velocity u 图 6. 热采温度  $T_w$  对重油速度 u 的影响

抽油泵壁根据厚度不同分为普通壁和薄壁。图 7 显示了壁厚对原油流动的影响。结果表明,壁厚对 泵内原油的流动有明显的阻碍作用。壁厚通过影响固体壁的导热性来影响原油的温度,从而影响原油粘 度和速度。因此,抽油泵壁面的厚度在技术参数允许的范围内可以尽可能地减小。

#### 6. 结论

本文基于稠油的流变特性和推导的压强梯度表达式,建立了重质原油在圆筒内的非稳态动量和热流 固耦合模型,首次使用有限差分方法求解了符合幂律行为的数值解,主要结论如下:

1) 实验结果表明,东营胜利油田的重质原油属于剪切变稀的幂律流体,且幂律指数的取值范围

为: 0.9 < *n* < 1。



**Figure 7.** Influence of wall thickness *c* on crude oil velocity *u* and flow *Q* 图 7. 壁厚 *c* 对原油速度 *u* 和流量 *Q* 的影响

2) 对于符合幂律本构关系的原油,其在柱面坐标系下的动量和能量方程可以采用有限差分方法求 解,结论与牛顿流体保持一致。

3) 原油流速随着幂律指数的增大而减小。壁面厚度会阻碍热量的传递,因此导致速度减小,然而对 于热采温度则呈现相反的结果,热采温度会促进传热过程,加速流体流动。

## 基金项目

国家自然科学基金(Nos. 22478028, 22178022)。

#### 参考文献

- [1] 张栋, 张健, 刘硕, 许晶禹. 超稠原油的流变学特性及流动特征研究[J]. 水动力学研究与进展 A 辑, 2016, 31(2): 145-150.
- [2] Barskaya, E.E., Okhotnikova, E.S., Ganeeva, Y.M. and Yusupova, T.N. (2022) Rheological Behavior of Crude Oil and Its Dependence on the Composition and Chemical Structure of Oil Components. *Petroleum Science and Technology*, 41, 159-175. <u>https://doi.org/10.1080/10916466.2022.2059083</u>
- [3] Li, Y., Gao, H., Pu, W., Wei, B., Chen, Y., Li, D., *et al.* (2017) Viscosity Profile Prediction of a Heavy Crude Oil during Lifting in Two Deep Artesian Wells. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 25, 976-982. <u>https://doi.org/10.1016/j.cjche.2016.11.014</u>
- [4] Wang, M., Zhang, X., Yu, G., Li, J., Yu, B. and Sun, D. (2017) Numerical Study on the Temperature Drop Characteristics of Waxy Crude Oil in a Double-Plate Floating Roof Oil Tank. *Applied Thermal Engineering*, **124**, 560-570. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.203
- [5] Wang, G., Liu, Y. and Liu, Z. (2021) Research and Application of Cold Productivity Formula of Horizontal Well in the Power-Law Fluid Heavy Oil Reservoir. *Frontiers in Energy Research*, 9, Article 792427. <u>https://doi.org/10.3389/fenrg.2021.792427</u>
- [6] Mohammadi, A., Mkhize, N.M. and Mohammadi, A.H. (2019) An Insight into Waxy Crude Oils Flow Curves Using Shear-Rotary Rheometric Experiments and Power Law Model. *Petroleum and Coal*, 61, 1330-1336.
- [7] Guo, J., Yang, Y., Zhang, D., Wu, W., Yang, Z. and He, L. (2018) A General Model for Predicting Apparent Viscosity of Crude Oil or Emulsion in Laminar Pipeline at High Pressures. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 160, 12-23. <u>https://doi.org/10.1016/j.petrol.2017.10.034</u>
- [8] Kamyabi, A. and Ahmad Ramazani, S.A. (2011) Simulation of Two Generalised Newtonian Fluids Flow in Micropore

with Dead End. International Journal of Computational Fluid Dynamics, 25, 163-173. https://doi.org/10.1080/10618562.2011.575370

- [9] Zhao, C. and Min, C. (2021) Analysis of the Transient Flow of Non-Newtonian Power-Law Fluids in Homogeneous Reservoirs with the Elastic Outer Boundary. *Acta Geophysica*, 69, 1865-1875. https://doi.org/10.1007/s11600-021-00641-2
- [10] Taborda, E.A., Franco, C.A., Lopera, S.H., Alvarado, V. and Cortés, F.B. (2016) Effect of Nanoparticles/Nanofluids on the Rheology of Heavy Crude Oil and Its Mobility on Porous Media at Reservoir Conditions. *Fuel*, 184, 222-232. <u>https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.07.013</u>
- [11] Omar, A.E., Desouky, S.M. and Karama, B. (1991) Rheological Characteristics of Saudi Crude Oil Emulsions. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, **6**, 149-160. <u>https://doi.org/10.1016/0920-4105(91)90034-k</u>
- [12] Liu, D., Liu, Y., Lai, N., Ji, Y. and Hu, T. (2021) A New Method for Calculating the Inflection Point Temperature of Heavy-Oil Rheology Transforming from Non-Newton Fluid into the Newton Fluid. *Journal of Energy Resources Tech*nology, 144, Article 083001. <u>https://doi.org/10.1115/1.4052717</u>
- [13] Yao, Z., Zhang, Y., Zheng, Y., Xing, C. and Hu, Y. (2022) Enhance Flows of Waxy Crude Oil in Offshore Petroleum Pipeline: A Review. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 208, Article 109530. <u>https://doi.org/10.1016/j.petrol.2021.109530</u>
- [14] Huu Chung, D. (1997) Conjugate Natural Convection of a Power Law Fluid in a Vertical Finite Thick Channel with Heat Sources. International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 7, 200-214. <u>https://doi.org/10.1108/09615539710163266</u>
- [15] De Césaro Oliveski, R. (2013) Correlation for the Cooling Process of Vertical Storage Tanks under Natural Convection for High Prandtl Number. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 57, 292-298. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.038
- [16] Sun, W., Cheng, Q., Zheng, A., Gan, Y., Gao, W. and Liu, Y. (2018) Heat Flow Coupling Characteristics Analysis and Heating Effect Evaluation Study of Crude Oil in the Storage Tank Different Structure Coil Heating Processes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **127**, 89-101. <u>https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.035</u>
- [17] Hao, X., Yun, X. and Han, Q. (2019) Thermal-Fluid-Solid Coupling in Thermal Characteristics Analysis of Rolling Bearing System under Oil Lubrication. *Journal of Tribology*, 142, Article 031201. <u>https://doi.org/10.1115/1.4045377</u>
- [18] Monge, A. and Birken, P. (2017) On the Convergence Rate of the Dirichlet-Neumann Iteration for Unsteady Thermal Fluid-Structure Interaction. *Computational Mechanics*, 62, 525-541. <u>https://doi.org/10.1007/s00466-017-1511-3</u>
- [19] 叶卫东. 抽油泵气液两相流动机理及防气性能研究[D]: [博士学位论文]. 大庆: 东北石油大学, 2018.

# 改进SPH方法在流动问题中的应用研究

#### 尤 一\*,韩 豪,李 晓,吕世伟

海军潜艇学院基础部,山东 青岛

收稿日期: 2024年10月31日; 录用日期: 2024年11月7日; 发布日期: 2024年12月27日

#### 摘要

光滑粒子流体动力学(SPH)方法已被证明在模拟流动问题方面具有巨大的潜力。本文将采用基于弱可压 缩假设的δ-SPH方法来对流动问题进行模拟,但是由于传统的插值方案精度不高,导致计算结果误差较 大。本文中采用了改进的插值方案应用于顶盖驱动流算例,并将计算结果与传统方案的计算结果以及实 验数据进行对比,结果证明了该新方案的改进效果。

#### 关键词

光滑粒子流体动力学,简化有限差分法,顶盖驱动流

# **Study on the Application of Improved SPH Method in Flow Problems**

#### Yi You\*, Hao Han, Xiao Li, Shiwei Lyu

Department of Basic, Naval Submarine Academy, Qingdao Shandong

Received: Oct. 31st, 2024; accepted: Nov. 7th, 2024; published: Dec. 27th, 2024

#### Abstract

The Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) method has proved to have great potentials in simulating flow problems. This paper will use the  $\delta$ -SPH method based on the assumption of weak compressibility to simulate flow problems. Due to the low accuracy of conventional interpolation schemes, the calculation results have significant errors. In this paper, an improved interpolation scheme will be applied to the lid-driven flow case, and the calculation results will be compared with those of the conventional scheme and experimental data. The results proved the improvement effect of the new scheme.

\*通讯作者。

#### **Keywords**

#### SPH, SFDI, Lid-Driven Flow

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc. This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0). http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/



在船舶与海洋工程领域,经常可以观察到剧烈的自由表面流动现象,如液舱晃荡、甲板上浪和波浪 砰击等。在这些过程中,会产生由流体与结构之间的相互作用而引起的整体或局部的冲击载荷,对这些 冲击载荷的精确评估和计算对于船舶及海洋结构物的设计很重要。

目前,对于自由表面流动问题的数值研究主要是基于欧拉网格开展的,如 FEM (有限元法) [1]和 FVM (有限差分法) [2]。但是由于剧烈流动具有强非线性的复杂特性,使得传统的网格法在处理这方面问题时 会存在很大的困难。这些困难主要在于如何通过网格方法精确有效地处理自由表面流动中运动界面的复 杂性,当流动非常剧烈时,运动界面处会产生大变形甚至是非连续现象,使得界面的判别和捕捉会变得 异常复杂,有时甚至会由于网格的大变形导致模拟的失败。因此近些年兴起的无网格计算方法逐渐引起 了人们的关注。目前,光滑粒子流体动力学(Smoothed Particle Hydrodynamics, SPH)方法[3]作为一种无网格方法已被广泛应用于自由表面流动的模拟,如多相流、液舱晃荡、波浪冲击和流固耦合问题。SPH 方 法的拉格朗日特性使得其在自由液面流动的模拟过程中可以不受网格畸变的限制,即使是一些表面波的 破碎、飞溅等现象也可以进行捕捉和预报。

尽管传统 SPH 方法已经在很多领域得到应用,但由于粒子的拉格朗日特性,容易在流场中产生非物 理压力振荡[4]。在传统 SPH 的基础上,研究者们提出了很多改进的 SPH 方法以提高计算的准确性和稳 定性,如黎曼 SPH [5]和 δ-SPH [6]。δ-SPH 方法是目前应用比较广泛而且效果很好的方法,它是通过在连 续性方程中添加适当的密度数值扩散项来减小压力场中的高频数值振荡。近年来,许多研究都证明了 δ-SPH 方案在模拟剧烈流动方面具有非常好的可靠性[7]。

尽管 SPH 方法近些年来取得了很大的进展,但仍存在很多挑战[8],一个重要原因就是 SPH 方法本身所 使用的离散格式的精度不足,尤其是当自由表面粒子的支持域被截断时,使得核近似和粒子近似的精度不能 使守恒方程和动态边界条件精确满足,这些误差会使得计算的密度场产生波动,即便是很小的波动,在经过 状态方程(EOS)的放大后也会形成比较大的压力场噪声,又反作用于粒子产生位移上的扰动,使得粒子分布 变得杂乱,因此需要进一步改进插值方法来提高计算精度。近些年研究者们提出了很多高阶的插值方法应用 于 SPH 方法的计算中,比较常见有最小二乘法和一阶相容核近似法,虽然这些方法都很好地起到了提升插 值精度的作用,但是由于涉及到的矩阵运算量很大,使得计算效率并不理想,而且在自由液面的破碎点或飞 溅处容易产生奇异矩阵,导致计算的失败,因此找到一种可以满足计算精度且对计算效率影响不大的插值方 法应用于 SPH 方法中是目前 SPH 方法研究中非常重要的一项内容。本文将一种应用于 MLPG\_R 法[9]中的 简化有限差分法(SFDI)应用于 δ-SPH 方法中,来研究其对于流动问题计算精度的改进效果。

#### 2. 计算原理

#### 2.1. δ-SPH 方法

传统的 SPH 方法主要是基于弱可压缩的假设,正压流体的控制方程主要是连续性方程和动量方程:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \boldsymbol{u} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{Du}{Dt} = -\frac{1}{\rho}\nabla P + f \tag{2}$$

其中:  $\rho$  是流体的密度, t 是时间, u 是速度矢量, P 是压强, g 是重力加速度, f 是体积力。 在 SPH 方法中, 一个任意函数 f(x)的积分可以表示为:

$$f(x) = \int_{\Omega} f(x') \delta(x - x') dx'$$
(3)

其中:  $\Omega$  是积分域,  $\delta(x-x')$  是狄拉克函数, 其形式如下:

$$\delta(x-x') = \begin{cases} 1, x = x' \\ 0, x \neq x' \end{cases}$$
(4)

在 SPH 方法中, 狄拉克函数使用核函数W(x-x',h) 来代替, 其中 h 被称为光滑长度。于是函数的核近似公式可以写为:

$$\langle f(x) \rangle = \int_{\Omega} f(x') W(x - x', h) dx'$$
 (5)

因此,目标 i 粒子的函数 f(x) 基于离散粒子的近似可以写成:

$$\left\langle f\left(x_{i}\right)\right\rangle = \sum_{j=1}^{N} \frac{m_{j}}{\rho_{j}} f\left(x_{j}\right) W\left(x_{i} - x_{j}, h\right)$$

$$\tag{6}$$

其中: 目标 *j* 是 *i* 粒子支持域内的粒子, *N* 是 *i* 粒子支持域内的粒子总数,  $m_j \ge j$  粒子的质量,  $\rho_j \ge j$  粒子的密度。

根据上述的核近似和粒子近似, i 粒子的质量守恒方程和动量方程可以表示为:

$$\frac{D\rho_i}{Dt} = \rho_i \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} \boldsymbol{u}_{ij} \cdot \nabla_i W_{ij} + \delta h C_0 \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} \boldsymbol{\Psi}_{ij} \cdot \nabla_i W_{ij}$$
(7)

$$\frac{D\boldsymbol{u}_i}{Dt} = \boldsymbol{g} - \sum_{j=1}^N m_j \left( \frac{P_i}{\rho_i^2} + \frac{P_j}{\rho_j^2} + \Pi_{ij} \right) \nabla_i W_{ij}$$
(8)

$$\Psi_{ij} = 2\left(\rho_j - \rho_i\right) \frac{r_{ji}}{\left|r_{ij}\right|^2} - \left(\nabla \rho_i^L + \nabla \rho_j^L\right)$$
(9)

$$\left\langle \nabla \rho \right\rangle_{i}^{L} = \sum_{j=1}^{N} \frac{m_{j}}{\rho_{j}} \left( \rho_{j} - \rho_{i} \right) \boldsymbol{L}_{i} \cdot \nabla_{i} W_{ij}$$

$$\tag{10}$$

$$\boldsymbol{L}_{i} = \left[\sum_{j=1}^{N} \frac{m_{j}}{\rho_{j}} r_{ji} \otimes \nabla_{i} W_{ij}\right]^{-1}$$
(11)

$$\Pi_{ij} = \begin{cases} \frac{-\alpha_{\Pi}c_{ij}\phi_{ij} + \beta_{\Pi}\phi_{ij}^{2}}{\rho_{ij}}, & \boldsymbol{u}_{ij} \cdot \boldsymbol{r}_{ij} < 0\\ 0, & \boldsymbol{u}_{ij} \cdot \boldsymbol{r}_{ij} \ge 0 \end{cases}$$
(12)

$$\phi_{ij} = \frac{h_{ij} \boldsymbol{u}_{ij} \cdot \boldsymbol{r}_{ij}}{\left| \boldsymbol{r}_{ij} \right|^2 + 0.01 h_{ij}^2}$$
(13)

其中系数  $\delta$  控制着密度扩散的强度,一般取 0.1,  $C_0$  是人工声速,一般取值为 10 倍的最大速度, r 是位

置矢量,  $\Pi_{ij}$  是人工粘性项,  $\alpha_{\Pi}$  和  $\beta_{\Pi}$  是人工粘性系数。在公式(10)中,  $\langle \nabla \rho \rangle^{L}$  是被矫正矩阵 *L* 矫正后的 重整化密度梯度。

粒子的压强是通过状态方程(EOS)来进行求解的:

$$P_i = C_0^2 \left( \rho_i - \rho_0 \right) \tag{14}$$

其中 $\rho_0$ 是初始流体粒子的密度。

#### 2.2. 简化有限差分法方案

在 SPH 方法中,求解控制方程需要用到散度项和梯度项,但是上文中提到的粒子近似的误差会对计 算散度和梯度时的精确度造成比较大的影响,从而影响密度场和压力场的计算,因此改进粒子近似的插 值方式对于计算精度的提升具有很大的作用。

Ma 在 MLPG\_R 法中应用的简化有限差分法(SFDI)是一种基于泰勒级数展开的二阶精度格式[9],具体的形式为:

$$\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_{r_{i}} = \sum_{j=1, j \neq i}^{N} \frac{n_{i,x_{m}} B_{ij,x_{k}} - n_{i,xy} B_{ij,y}}{n_{i,x_{1}} n_{i,x_{2}} - n_{i,xy}^{2}} \left(f_{j} - f_{i}\right)$$
(15)

$$\left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)_{r_i} = \sum_{j=1, j \neq i}^{N} \frac{n_{i,x_1} B_{ij,y} - n_{i,xy} B_{ij,x}}{n_{i,x_1} n_{i,x_2} - n_{i,xy}^2} \left(f_j - f_i\right)$$
(16)

$$n_{i,xy} = \sum_{j=1, j \neq i}^{N} \frac{\left(r_{j,x_{m}} - r_{i,x_{m}}\right) \left(r_{j,x_{k}} - r_{i,x_{k}}\right)}{\left|\boldsymbol{r}_{j} - \boldsymbol{r}_{i}\right|^{2}} W\left(\left|\boldsymbol{r}_{j} - \boldsymbol{r}_{i}\right|\right)$$
(17)

$$B_{ij,x_m} = \frac{\boldsymbol{r}_{j,x_m} - \boldsymbol{r}_{i,x_m}}{\left|\boldsymbol{r}_j - \boldsymbol{r}_i\right|^2} W\left(\left|\boldsymbol{r}_j - \boldsymbol{r}_i\right|\right)$$
(18)

#### 3. 简化有限差分法的收敛性和精度分析

在本节中将会通过算例对 SFDI 方案在 SPH 方法中的收敛性和精度进行测试。

图 1 中给出了计算域的设置: 边长为 1 m 的方形域,如图所示初始粒子均匀布置,测试函数的形式为  $f(x, y) = e^{x+2y}$ ,分别使用普通插值和简化有限差分法来计算 f(x, y)对 x 的一阶偏导数,将计算结果与解析解进行对比,分析两者的收敛性和误差。计算中两种方案均分别使用 0.02 m、0.01 m、0.005 m 和 0.0025 m 的粒子尺寸,对应的计算域粒子总数为 2500、10,000、40,000 和 160,000。

定义数值计算的平均误差为

$$\operatorname{Error}_{x} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^{N} \left| \frac{\tilde{f}_{x}(r_{j}) - f_{x}(r_{j})}{\tilde{f}_{x}(r_{j})} \right|$$
(19)

其中: N 为计算域中的粒子数, i 为目标粒子, j 为i 粒子的邻域粒子,  $\tilde{f}_x(r_i)$  为解析解。

表 1 中给出了使用两种插值方法计算的一阶偏导数在不同粒子尺寸下的计算误差对比,从对比中可 以看出通过 SFDI 的应用,使得偏导数计算的误差大大减小。图 2 中给出了两种方法的计算误差随粒子尺 寸的收敛性分析,从图中的对比可以看出,传统的偏导数模型收敛精度只能够达到一阶精度,而应用了 SFDI 方案后,精度可以达到二阶,误差大大降低,接下来将在流动问题的模拟中进一步对改进的方法进 行测试和验证。



**Figure 1.** Particle distribution in the computational domain 图 1. 计算域的粒子分布

 Table 1. Errors of first-order partial derivatives calculated by two interpolation schemes using different particle sizes

 表 1. 在不同粒子尺寸下的两种插值方法计算一阶偏导数的计算误差

粒子尺寸(m)	传统方法的平均误差(100%)	SFDI 的平均误差(100%)
0.02	0.05326	0.00530
0.01	0.02723	0.00138
0.005	0.01418	0.00035
0.0025	0.00757	0.00009





## 4. 流动问题中的模型应用

在本节中将会通过一个二维的方腔顶盖驱动流算例来对改进的 SPH 方案进行测试。图 3 中给出了方腔的示意图,如图所示:方腔的边长为 1 m,两个侧壁和底部都保持静止,方腔顶部以 *U* = 1 m/s 的速度驱动流体向右运动,粒子尺寸设置为 0.0025 m,全域布置 160,000 粒子。



Figure 3. Schematic view of the square cavity 图 3. 方腔的示意图

图 4 给出了时间 *t* = 40s 时计算域内的速度幅值的分布,此时流动状态已经处于稳定,从图中可以看 出两种计算方案中速度的分布大体相同,但是如果对局部进行放大后可以看出传统的 SPH 方法经过 40 秒后所计算的粒子分布杂乱,出现了聚集现象,扰动明显,这是因为 SPH 方法本身的拉格朗日特性所引 起的,由于粒子与粒子之间没有连接,是自由运动的,所以会有逐渐混乱的趋势,但是因为传统方法的 计算精度不高,使得粒子的分布很快就出现了混乱的现象,而改进后的 SPH 方法由于使用了高精度的插 值方案,提升了一阶偏导数的计算精度,使得连续性方程和动量方程的计算精度都得到提升,计算出的 粒子图中粒子的分布均匀度有了明显的改善。



Figure 4. Comparisons of snapshots of the lid-driven flow. (a) Results of SPH; (b) Results of SPH with SFDI scheme 图 4. 方腔顶盖驱动流的粒子对比图。(a) SPH 结果; (b) SPH + SFDI 结果

图 5 中给出了时间 *t*=40 s 时,中纵线处 *x* 方向上的速度分量曲线对比图,图 6 中给出了时间 *t*=40 s 时,中横线处 *y* 方向上的速度分量曲线对比图,分别为两种 SPH 方法的计算结果与实验数据[10]的对比。 从对比结果中可以看出经过 SFDI 方案改进后的 SPH 结果与实验值有着更好的一致性,计算结果更加精确,这也证明了改进后的 SPH 方法在流动问题的模拟中具有更好的精度。



**Figure 5.** Comparisons of *x*-direction component of velocity at the midline (t = 40 s) 图 5. 中纵线处 *x* 方向上的速度分量曲线对比(t = 40 s)



**Figure 6.** Comparisons of *y*-direction component of velocity at the middle horizontal line (t = 40 s) 图 6. 中横线处 *y* 方向上的速度分量曲线对比(t = 40 s)

图 7 和图 8 分别给出了改进 SPH 方法在不同粒子尺寸(0.01 m、0.005 m 和 0.0025 m)下的计算结果(中 纵线处 x 方向上的速度分量曲线和中横线处 y 方向上的速度分量曲线),从对比中可以看出采用改进后的 SPH 方法计算的结果随着粒子尺寸的减小更加趋近于实验值,体现出了很好的收敛性。



Figure 7. Comparisons of x-direction component of velocity at the midline calculated by the improved SPH method using different particle sizes  $T = \frac{1}{2} \frac$ 

图 7. 不同粒子尺寸下改进 SPH 方法计算的中纵线处 x 方向上的速度分量曲线对比



**Figure 8.** Comparisons of *y*-direction component of velocity at the middle horizontal line calculated by the improved SPH method using different particle sizes

图 8. 不同粒子尺寸下改进 SPH 方法计算的中横线处 y 方向上的速度分量曲线对比

#### 5. 结论

本文采用一种改进的 SPH 方法应用于流动问题的模拟中,在对比了传统插值方法与新插值方法对于 一阶偏导数的求解效果后发现改进后的插值方案能够取得误差更小的一阶偏导数结果,因此对于 SPH 方 法中质量守恒方程和动量方程等控制方程中梯度项和散度项的求解也具有更大的优势。在此基础上,将 改进后的 SPH 方法应用到流体问题的计算中,文中选取了经典案例顶盖驱动流作为验证案例,对比了传 统 SPH 方法和改进后的 SPH 方法的计算结果,进一步验证了新算法的鲁棒性和精确性,证明了新算法在 流动问题的模拟方面具有巨大的潜力。本文经过研究得出的结论如下:简化有限差分法可以应用于 SPH 方法中,并起到提升一阶偏导数计算精度的作用,通过得到更高精度的一阶偏导数可以提升连续性方程 和动量方程的计算精度,从而提升 SPH 方法在流动问题模拟中的鲁棒性和精确性。

## 参考文献

- Wu, G.X., Ma, Q.W. and Eatock Taylor, R. (1998) Numerical Simulation of Sloshing Waves in a 3D Tank Based on a Finite Element Method. *Applied Ocean Research*, 20, 337-355. <u>https://doi.org/10.1016/s0141-1187(98)00030-3</u>
- [2] Chen, B. and Nokes, R. (2005) Time-Independent Finite Difference Analysis of Fully Non-Linear and Viscous Fluid Sloshing in a Rectangular Tank. *Journal of Computational Physics*, 209, 47-81. <u>https://doi.org/10.1016/j.jcp.2005.03.006</u>
- [3] Monaghan, J.J. (1994) Simulating Free Surface Flows with SPH. *Journal of Computational Physics*, **110**, 399-406. <u>https://doi.org/10.1006/jcph.1994.1034</u>
- [4] Wang, L., Khayyer, A., Gotoh, H., Jiang, Q. and Zhang, C. (2019) Enhancement of Pressure Calculation in Projection-Based Particle Methods by Incorporation of Background Mesh Scheme. *Applied Ocean Research*, 86, 320-339. <u>https://doi.org/10.1016/j.apor.2019.01.017</u>
- [5] Inutsuka, S. (2002) Reformulation of Smoothed Particle Hydrodynamics with Riemann Solver. *Journal of Computa*tional Physics, 179, 238-267. <u>https://doi.org/10.1006/jcph.2002.7053</u>
- [6] Antuono, M., Colagrossi, A. and Marrone, S. (2012) Numerical Diffusive Terms in Weakly-Compressible SPH Schemes. Computer Physics Communications, 183, 2570-2580. <u>https://doi.org/10.1016/j.cpc.2012.07.006</u>
- [7] Marrone, S., Antuono, M., Colagrossi, A., Colicchio, G., Le Touzé, D. and Graziani, G. (2011) δ-SPH Model for Simulating Violent Impact Flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 200, 1526-1542. https://doi.org/10.1016/j.cma.2010.12.016
- [8] Gotoh, H. and Khayyer, A. (2018) On the State-of-the-Art of Particle Methods for Coastal and Ocean Engineering. *Coastal Engineering Journal*, 60, 79-103. <u>https://doi.org/10.1080/21664250.2018.1436243</u>
- [9] Ma, Q.W. (2008) A New Meshless Interpolation Scheme for MLPG\_R Method. *CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences*, 23, 75-89.
- [10] Ghia, U., Ghia, K.N. and Shin, C.T. (1982) High-Resolutions for Incompressible Flow Using the Navier-Stokes Equations and a Multigrid Method. *Journal of Computational Physics*, 48, 387-411. https://doi.org/10.1016/0021-9991(82)90058-4

# 多种稠油开采技术中的传质传热建模及 泄油速率对比研究

#### 梁芳,王乔\*,张艳

北京建筑大学理学院,北京

收稿日期: 2024年11月15日; 录用日期: 2024年11月26日; 发布日期: 2024年12月31日

#### 摘要

世界稠油资源丰富,关于近几十年提出的稠油开采技术,目前大多文章单独分析各技术的产能,少有研 究通过建模定性分析各技术泄油速率之间的数量关系。本文对三种采油技术分别进行数学建模,通过数 值计算进行求解得到各自的泄油速率,并将三者进行对比。通过数据分析发现,溶剂萃取采油的泄油速 率最低,并且泄油速率随时间变化相对不明显。温溶剂萃取采油相比溶剂萃取采油的泄油速率会有明显 上升。并且温溶剂萃取采油在温度和溶剂的双重作用下,只需要较低的温度即可达到与蒸汽辅助重力泄 油近似的采油效果。

#### 关键词

稠油开采,传质传热,渗流力学,泄油速率,多孔介质

# A Comparative Study on Mass and Heat Transfer Modeling and Oil Recovery Rates in Various Heavy Oil Extraction Techniques

#### Fang Liang, Qiao Wang\*, Yan Zhang

School of Science, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing

Received: Nov. 15<sup>th</sup>, 2024; accepted: Nov. 26<sup>th</sup>, 2024; published: Dec. 31<sup>st</sup>, 2024

#### Abstract

The world has abundant heavy oil resources. Most of the studies on heavy oil extraction technologies proposed in recent decades focus on analyzing the production capacity of each technology

\*通讯作者。

individually, with few studies providing a qualitative analysis of the quantitative relationship between the oil recovery rates of each technology through mathematical modeling. This paper presents mathematical modeling of three oil extraction techniques and solves for their respective oil recovery rates through numerical calculations, followed by a comparison among them. Data analysis reveals that the solvent extraction technique has the lowest oil recovery rate, and the rate shows relatively minimal change over time. The oil recovery rate of warm solvent extraction is significantly higher than that of solvent extraction. Moreover, under the combined influence of temperature and solvent, warm solvent extraction can achieve an oil recovery effect similar to that of Steam Assisted Gravity Drainage (SAGD) at a much lower temperature.

#### **Keywords**

Heavy Oil Extraction, Mass and Heat Transfer, Seepage Mechanics, Oil Recovery Rate, Porous Media

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc. This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0). <u>http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/</u> CC ① Open Access

## 1. 引言

随着全球能源需求的不断增长,轻质油量已经不能满足人类的需求,因此需要轻质油以外的替代能源。勘探发现,世界稠油资源丰富,是一种具有巨大潜力的能源资源,但与轻质油相比,稠油粘度高、不易流动,因此在开采过程中面临挑战[1]。为了满足能源需求并推动低碳绿色发展,急需开发出更加经济环保的有效开采方法。

关于稠油开采,近二十多年来做了很多研究。蒸汽辅助重力泄油(SAGD)是稠油开采领域的一项重要技术,通过向油藏注入热蒸汽,利用蒸汽携带的热量降粘采油。相对于传统热采技术,SAGD 有较高的采收率,但存在采出水处理及相关环境问题[2]。为了解决暴露出来的问题,开发出溶剂萃取采油(VAPEX)技术。VAPEX 通过向油藏注入溶剂,利用溶剂溶解降低稠油粘度。VAPEX 具有绿色环保、资金投入少等优点,并且能进行脱沥青原位改质,但缺点是采收效率低[3]。因此开发出以温溶剂萃取采油(warm VAPEX)为代表的一系列热和溶剂萃取混合开采技术。warm VAPEX 通过向油藏注入热溶剂蒸汽,利用温度和溶剂溶解双重降粘。相对于 VAPEX, warm VAPEX 提高了采收效率,并且有更低的溶剂需求[4]。

实际上,任何采油技术都要经过预测和估计才能投入使用,而数学模型被认为是对稠油采收方案进行快速初步筛选的有力工具,并且能解决其他方法无法观测过渡带物理量变化的问题。目前大多文章单独分析各技术的产能[5]-[7],或者通过实验对比各技术产量[8]-[10],少有文章通过数学建模定性分析各技术泄油速率之间的数量关系。本文对三种采油技术分别进行数学建模,研究各自的泄油速率并将三者进行对比。并且在本文建模中,我们考虑与粘度相关的变扩散率,以稠油密度为变量而不是粗略近似为常数。

## 2. 数学建模

图 1 为单侧蒸汽腔或溶剂腔的横截面图。本文不考虑沥青质沉淀,假定储层各向同性,过渡带厚度 恒定,腔室与重油之间的界面以恒定速率向沥青中运移,且整个过程中界面角度固定。本文忽略平行于 井的温度和浓度变化,只关注垂直于边界层的传热和传质。图 2 为过渡区物理模型图,其中以垂直过渡 区边界方向为 x 轴建立坐标系。表 1 概述了储层和流体的性质。



**Figure 1.** Cross-section of steam or solvent chamber 图 1. 单侧蒸汽腔或溶剂腔的横截面图



Figure 2. Physical model of the transition zone 图 2. 过渡区物理模型图

Table 1. Reservoir and fluid physical properties

 表 1. 储层和流体物理性质

性质	符号	取值	单位
储层			
绝对渗透率	k	6	Darcy
孔隙度	$\phi$	30	vol.%
初始温度	$T_0$	20	°C
井长	W	1	m
岩石比热容	C <sub>ps</sub>	1200	J/kg·K
倾角	heta	30	degree
岩石密度	$ ho_r$	2650	kg/m <sup>3</sup>
稠油			
导热系数	K <sub>t</sub>	1.45	W/(m·K)
稠油比热容	$c_{pf}$	2786	J/kg·K

续表			
溶剂			
注入温度	$T_s$	50	°C
扩散系数	D	$1.306 \times 10^{-9} \mu^{-0.46}$	m²/s
腔扩展速度	U	2.58	cm/day
溶剂饱和浓度	с*	0.3285	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>

在温度或者溶剂的影响下,降粘后的原油逐渐从储层中排出,进而腔室和稠油接触界面持续更新, 从而会导致控制方程的边界条件发生变化。为了解决这一问题,将会引入新的变量来代替固定坐标轴:

$$\begin{cases} \xi = x - Ut \\ \tau = t \end{cases}$$
(1)

进而得到:

$$\frac{\partial}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial \xi} \cdot \frac{\partial \xi}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial \xi}$$
(2)

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} = \frac{\partial \left(\frac{\partial}{\partial x}\right)}{\partial x} = \frac{\partial \left(\frac{\partial}{\partial \xi}\right)}{\partial x} = \frac{\partial \left(\frac{\partial}{\partial \xi}\right)}{\partial \xi} \cdot \frac{\partial \xi}{\partial x} = \frac{\partial^2}{\partial \xi^2}$$
(3)

$$\frac{\partial}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial \xi} \cdot \frac{\partial \xi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial \tau} \cdot \frac{\partial \tau}{\partial t} = -U \frac{\partial}{\partial \xi} + \frac{\partial}{\partial \tau}$$
(4)

#### 2.1. SAGD 数学建模

$$(1-\phi)\rho_{s}c_{ps}\left(-U\frac{\partial T}{\partial\xi}+\frac{\partial T}{\partial\tau}\right)+\phi c_{po}\left[\rho_{o}\left(-U\frac{\partial T}{\partial\xi}+\frac{\partial T}{\partial\tau}\right)+T\left(-U\frac{\partial\rho_{o}}{\partial\xi}+\frac{\partial\rho_{o}}{\partial\tau}\right)\right]=K_{t}\frac{\partial^{2}T}{\partial\xi^{2}}$$
(5)

温度的初边值条件如下:

$$T(0,\tau) = 120^{\circ}\mathrm{C} \tag{6}$$

$$T(L,\tau) = 20^{\circ} C \tag{7}$$

$$T\left(\xi,0\right) = 20^{\circ}\mathrm{C}\tag{8}$$

其中*T*为温度, ℃;  $\phi$ 为孔隙度, 无量纲;  $\rho_s$ 为固体骨架的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\rho_o$ 为稠油密度, kg/m<sup>3</sup>;  $c_{ps}$ 和  $c_{po}$ 分别为为固体骨架和稠油的比热容, J/kg·K; *K*, 为总导热系数, W/(m·℃)。

根据达西公式,得到泄油速度V'为:

$$V' = \frac{kk_{ro}}{\mu_o} \rho_o g \sin\theta \tag{9}$$

其中 k 为绝对渗透率,达西;  $k_{ro}$  为油相对渗透率,无量纲;  $\mu_o$  为稠油粘度, Pa·s; g 为重力加速度, m<sup>2</sup>/s;  $\theta$ 为倾角,无量纲;

其中稠油密度和粘度分别为温度的函数[11]:

$$\rho_o = \rho_{15} \left[ 1 - 0.0603 \left( \frac{T - 20}{100} \right) \right] \tag{10}$$

$$\ln\ln(\mu_{o}) = -3.6261\ln(T + 273.15) + 22.8339 \tag{11}$$

沥青饱和度和温度之间的关系采用 Sharma 和 Gates 的假设,而相对渗透率和沥青饱和度之间的相关 性参考 Corey 的相关性[12]:

$$S_{o} = S_{or} + \left(S_{oi} - S_{or}\right) \left(1 - \frac{T - T_{r}}{T_{s} - T_{r}}\right)$$
(12)

$$k_{ro} = k_{ro, rw} \left( \frac{S_o - S_{or}}{1 - S_{wc} - S_{or}} \right)^m$$
(13)

其中 S<sub>oi</sub>和 S<sub>or</sub>分别是初始和残余油饱和度,无量纲; S<sub>wc</sub>是原生水饱和度,无量纲; k<sub>ro,rw</sub>是最小含水饱和 度下的石油相对渗透率,无量纲; m 是 Corey 系数,无量纲。

溶剂腔双侧泄油速率 q 计算公式为:

$$q = 2\phi W \int V' \mathrm{d}\xi \tag{14}$$

其中 W 为井长。

#### 2.2. VAPEX 数学建模

$$\frac{\partial}{\partial\xi} \left( D \frac{\partial c}{\partial\xi} \right) = -U \frac{\partial c}{\partial\xi} + \frac{\partial c}{\partial\tau}$$
(15)

浓度的初边值条件如下:

$$c(0,\tau) = c^* \tag{16}$$

$$c(L,\tau) = 0 \tag{17}$$

$$c(\xi, 0) = 0 \tag{18}$$

其中 *c* 为溶剂浓度, m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>; *D* 为扩散系数, m<sup>2</sup>/s; *c*<sup>\*</sup> 为溶剂饱和浓度, m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>。 根据达西公式, 得到泄油速度 *V*' 为:

$$V' = \frac{kk_{ro}}{\mu} \rho g \sin\theta \tag{19}$$

利用幂律经验相关性可以估计稠油和丙烷之间的可变扩散系数[13]:

$$D = 1.306 \times 10^{-9} \,\mu^{-0.46} \tag{20}$$

其中 $\mu$ 为稠油和溶剂混合流体的粘度, Pa·s。

稠油和溶剂混合流体的密度  $\rho$  和粘度  $\mu$  公式为[14]:

$$\rho = \rho_o \left( 1 - c \right) + \rho_s c \tag{21}$$

$$\mu = \mu_s^{f_s} \mu_o^{f_o} \tag{22}$$

其中溶剂的密度 $\rho_s$ 和粘度 $\mu_s$ 为温度的函数[15]:

$$\rho_s = -0.02T^2 - 0.13T + 507.81 \tag{23}$$

$$\log \mu_s = 222.67 \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{133.41} \right) \tag{24}$$

DOI: 10.12677/ijfd.2024.124010

其中:

$$f_s = \frac{c}{\lambda(1-c)+c}, \ f_o = 1-f_s \tag{25}$$

$$\lambda = \frac{17.04 (\gamma_o - \gamma_s)^{0.5237} \gamma_o^{3.2745} \gamma_s^{1.6316}}{\ln\left(\frac{\mu_o}{\mu_s}\right)}$$
(26)

在 VAPEX 技术中, T 恒为储层温度。

石油饱和度和浓度之间的关系采用 Sharma 和 Gates 的假设[16],而相对渗透率和沥青饱和度之间的 相关性参考 Corey 的相关性:

$$S_{o} = S_{or} + \left(S_{oi} - S_{or}\right) \left(1 - \frac{c}{c^{*}}\right)$$
(27)

$$k_{ro} = k_{ro,rw} \left( \frac{S_o - S_{or}}{1 - S_{wc} - S_{or}} \right)^n$$
(28)

其中  $S_{oi}$  和  $S_{or}$  分别是初始和残余油饱和度,无量纲;  $S_{wc}$  是原生水饱和度,无量纲;  $k_{ro,rw}$  是最小含水饱和 度下的石油相对渗透率,无量纲; n 是 Corey 系数,无量纲。

溶剂腔双侧泄油速率 q 计算公式为:

$$q = 2\phi W \int V'(1-c) d\xi$$
<sup>(29)</sup>

#### 2.3. warm VAPEX 数学建模

传热方程:

$$(1-\phi)\rho_{s}c_{ps}\left(-U\frac{\partial T}{\partial\xi}+\frac{\partial T}{\partial\tau}\right)+\phi c_{po}\left[\rho_{o}\left(-U\frac{\partial T}{\partial\xi}+\frac{\partial T}{\partial\tau}\right)+T\left(-U\frac{\partial\rho_{o}}{\partial\xi}+\frac{\partial\rho_{o}}{\partial\tau}\right)\right]=K_{t}\frac{\partial^{2}T}{\partial\xi^{2}}$$
(30)

$$T(0,\tau) = 50^{\circ}\mathrm{C} \tag{31}$$

$$T(L,\tau) = 20^{\circ} \mathrm{C} \tag{32}$$

$$T\left(\xi,0\right) = 20^{\circ}\mathrm{C} \tag{33}$$

其中稠油和溶剂混合流体的密度 $\rho_f$ 为:

$$\rho_f = (1 - c)\rho_o + c\rho_s \tag{34}$$

传质方程:

$$\frac{\partial}{\partial\xi} \left( D \frac{\partial c}{\partial\xi} \right) = -U \frac{\partial c}{\partial\xi} + \frac{\partial c}{\partial\tau}$$
(35)

$$c(0,\tau) = c^* \tag{36}$$

$$c(L,\tau) = 0 \tag{37}$$

$$c\left(\xi,0\right) = 0\tag{38}$$

溶剂腔双侧泄油速率 q 计算公式为:

$$q = 2\phi W \int V'(1-c) \mathrm{d}\xi \tag{39}$$

## 3. 结果与讨论

如图 3 所示,以 warm VAPEX 为例,利用有限差分进行数值求解,得到了过渡带温度、浓度、粘度 和泄油速度分布图。从分布图可以发现,浓度穿透深度远远小于温度穿透深度,其中粘度分布在最开始 的短距离内有小波动,这是因为在开始的短距离内稠油受到温度和粘度双重降粘影响,但由于传质和传 热穿透深度不同,穿过极窄的传质传热共同区后,之后粘度只受温度影响,所以粘度分布的后段分布曲 线比较平滑。



**Figure 3.** Distribution of physical quantities in the transition zone 图 3. 过渡带物理量分布图

利用同样方法,分别计算出 SAGD、VAPEX、warm VAPEX 三种技术不同条件下的泄油速率进行对 比,得到图 4。从图中可知,在 30 天范围内三种技术的泄油速率均会随着时间的增加而增加;另外可以 发现,VAPEX 泄油速率最低,并且由于传质区极窄,泄油速率随时间变化相对不明显,但在此基础上注 入 50 摄氏度温溶剂,泄油速率明显提升;而同样是 50 摄氏度,利用温度和溶剂双重降粘的 warm VAPEX 确实比只有温度降粘的 SAGD 泄油速率快;此外注入 80 摄氏度的温溶剂比注入 120 摄氏度的热蒸汽得 到的泄油速率快很多,说明 warm VAPEX 在温度和溶剂的双重作用下,只需要较低的温度即可达到与 SAGD 近似的采油效果。综合以上内容发现,warm VAPEX 比 VAPEX 效率高,比 SAGD 节能环保,适 合实地开采。



**Figure 4.** Comparison of drainage rates of different technologies 图 4. 不同技术下泄油速率对比

## 4. 总结

本文通对 SAGD、VAPEX、warm VAPEX 三种技术分别建模,利用数值计算得到三种技术的泄油速率,并且通过改变 SAGD 和 warm VAPEX 的温度条件,得到不同条件下三种采油技术的泄油速率大小关系,进行对比后主要得到以下结论:

(1) VAPEX 泄油速率最低,并且泄油速率随时间变化相对不明显。

(2) 相比 VAPEX, warm VAPEX 泄油速率明显上升, 第 30 天时, 50℃条件下 warm VAPEX 的泄油 速率近似为 VAPEX 的三倍。

(3) warm VAPEX 在温度和溶剂的双重作用下,只需要较低的温度即可达到与 SAGD 近似的采油效果。

(4) 第 30 天时,80℃条件下 warm VAPEX 的泄油速率近似为 50℃条件下 warm VAPEX 泄油速率的 四倍,说明温度在 warm VAPEX 中发挥重要作用。

#### 基金项目

中国国家自然科学基金(编号: 21878018、22178022);北京市教育委员会科学研究计划项目资助 (KM202210016001);北京建筑大学青年教师科研能力提升计划资助(X21030)。

## 参考文献

- [1] 王学慧, 代玉杰, 赵阳. 稠油提高采收率技术现状及发展趋势[J]. 现代化工, 2024, 44(10): 34-38, 43.
- [2] 范杰,李相方. 蒸汽辅助重力泄油蒸汽腔前缘传热模型研究[J]. 科学技术与工程, 2016, 16(3): 42-47, 65.
- [3] 赵法军, 王广昀, 哈斯, 等. 国内外稠油和沥青 VAPEX 技术发展现状与分析[J]. 化工进展, 2012, 31(2): 304-309.
- [4] 李松岩, 程浩, 韩瑞, 等. 稠油油藏热溶剂辅助重力泄油开采机理及参数优化[J]. 特种油气藏, 2024, 31(1): 74-80.
- [5] Jia, X., Qu, T., Chen, H. and Chen, Z. (2019) Transient Convective Heat Transfer in a Steam-Assisted Gravity Drainage (SAGD) Process. *Fuel*, 247, 315-323. <u>https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.03.022</u>
- [6] Wang, Q., Jia, X. and Chen, Z. (2016) Mathematical Modeling of the Solvent Chamber Evolution in a Vapor Extraction

Heavy Oil Recovery Process. Fuel, 186, 339-349. https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.08.066

- [7] Chai, M., Yang, M. and Chen, Z. (2022) Analytical and Numerical Study of Thermal and Solvent-Based Gravity Drainage for Heavy Oil Recovery. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 208, Article ID: 109214. <u>https://doi.org/10.1016/j.petrol.2021.109214</u>
- [8] Rezaei, N., Mohammadzadeh, O. and Chatzis, I. (2010) Warm VAPEX: A Thermally Improved Vapor Extraction Process for Recovery of Heavy Oil and Bitumen. *Energy & Fuels*, 24, 5934-5946. <u>https://doi.org/10.1021/ef100749z</u>
- [9] James, L.A., Rezaei, N. and Chatzis, I. (2008) VAPEX, Warm VAPEX and Hybrid VAPEX—The State of Enhanced Oil Recovery for in Situ Heavy Oils in Canada. *Journal of Canadian Petroleum Technology*, 47, PETSOC-08-04-12-TB. <u>https://doi.org/10.2118/08-04-12-tb</u>
- [10] Das, S.K. and Butler, R.M. (1998) Mechanism of the Vapor Extraction Process for Heavy Oil and Bitumen. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 21, 43-59. <u>https://doi.org/10.1016/s0920-4105(98)00002-3</u>
- [11] Wang, Q. and Chen, Z. (2018) Transient Mass Transfer Ahead of a Hot Solvent Chamber in a Heavy Oil Gravity Drainage Process. Fuel, 232, 165-177. <u>https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.05.065</u>
- [12] Brooks, R.H. and Corey, A.T. (1964) Hydraulic Properties of Porous Media. Hydrology Papers, No. 3, Colorado State University Fort Collins, Colorado.
- [13] Das, S.K. and Butler, R.M. (1996) Diffusion Coefficients of Propane and Butane in Peace River Bitumen. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 74, 985-992. <u>https://doi.org/10.1002/cjce.5450740623</u>
- [14] Lederer, E.L. (1933) Viscosity of Mixtures with and without Diluents. *Proc World Pet Cong London*, 2, 526-528.
- [15] Reid, R.C., Prausnitz, J.M. and Poling, B.E. (1987) The Properties of Gases and Liquids. McGraw Hill.
- [16] Corey, A.T. (1954) The Interrelation between Gas and Oil Relative Permeabilities. Prod Monthly, 19, 38-41.



# International Journal of Fluid Dynamics

Call\_for\_Papers

流体动力学

# 国际中文期刊征文启事 https://www.hanspub.org/journal/ijfd ISSN 2328-0557 (Print) ISSN 2328-0549 (Online)

《流体动力学》是一本关注流体动力学领域最新进展的国际中文期刊,主要刊登流体动力学领域最新技术及成果展示的相 关学术论文。支持思想创新、学术创新,倡导科学,繁荣学术,集学术性、思想性为一体,旨在给世界范围内的科学家、 学者、科研人员提供一个传播、分享和讨论流体力学领域内不同方向问题与发展的交流平台。该期刊由汉斯出版社出版, 全球发行,中国教育图书进出口公司负责引进及在中国内地的销售。现诚邀相关领域的学者投稿。

#### 主编

#### 投稿领域:

流体力学	Hydromechanics
理论流体力学	Theoretical Hydrodynamics
水动力学	Hydrodynamics
气体动力学	Gas Dynamics
空气动力学	Aerodynamics
悬浮体力学	Suspension Mechanics
湍流理论	Turbulence Theory
粘性流体力学	Viscous Fluid
多相流体力学	Multiphase Fluid Dynamics
渗流力学	Fluid Mechanics
物理-化学流体力学	Physical-Chemical Hydrodynamics
等离子体动力学	Plasma Dynamics
电磁流体力学	Electromagnetic Hydrodynamics
非牛顿流体力学	Non-Newtonian Fluid Mechanics
流体机械流体力学	Fluid Machinery Fluid Mechanics
旋转与分层流体力学	Rotation and Stratified Fluid Dynamics
辐射流体力学	Radiation Hydrodynamics
计算流体力学	Computational Fluid Dynamics
实验流体力学	Experiments in Fluid Mechanics
环境流体力学	Environmental Fluid Mechanics
微流体力学	Microfluidics
流体力学其他学科	Hydrodynamics Other Disciplines

#### 论文检索:

本刊论文已被维普、万方、龙源期刊网、超星期刊、博看网、中国科学技术信息研究所--国家工程技术数字图书馆、长江文库、CALIS、 Cornell University Library、Google Scholar、Journalseek、Open Access Library、Open J-Gate、PubScholar、Research Bible、Scilit、 SHERPA/ROMEO、Worldcat等数据库收录。

#### 征文要求及注意事项:

1.稿件务求主题新颖、论点明确、论据可靠、数字准确、文字精炼、逻辑严谨、文字通顺,具有科学性、先进性和实用性;

- 2. 稿件必须为中文,且须加有英文标题、作者信息、摘要、关键词和规范的参考文献列表;
- 3.稿件请采用WORD排版,包括所有的文字、表格、图表、附注及参考文献;
- 4. 从稿件成功投递之日起,在2个月内请勿重复投递至其他刊物。本刊不发表已公开发表过的论文。文章严禁抄袭,否则后果自负; 5. 本刊采用同行评审的方式,审稿周期一般为5~14日。

# Hans 汉斯



流体动力学

主编:魏进家 西安交通大学教授 主办:汉斯出版社 编辑:《流体动力学》编委会

网址: https://www.hanspub.org/journal/ijfd 电子邮箱: ijfd@hanspub.org

出版: 汉斯出版社