

两相流振荡换热过程数值模拟分析

黄钰期¹, 梅 盼¹, 俞小莉¹, 黄 瑞¹, 刘震涛¹, 谷旭焕²

(1. 浙江大学 能源工程学院 动力机械及车辆研究所, 杭州 310027;

2. 上海大众汽车有限公司宁波分公司, 宁波 315000)

Numerical Simulation of Two Phase Flow Oscillation Heat Transfer Process

HUANG Yuqi¹, MEI Pan¹, YU Xiaoli¹, HUANG Rui¹, LIU Zhentao¹, GU Xuhuan²

(1. Power Machinery and Vehicular Institute, Energy Engineering College, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China; 2. Ningbo Branch of Shanghai Volkswagen Co., Ltd., Ningbo 315000, China)

Abstract: A two-dimensional simplified model was used to explore the influence factors of two phase flow oscillation heat transfer process in a oil chamber. Through a serious of numerical simulation, it is shown that the two phase flow in the oil chamber is a highly disordered asymmetric flow. In addition to the two order motion of the piston to produce the oil injection deviation, the pressure fluctuation caused by the movement of the oil plume up and down will also make the oil plume tilted, causing the spray to deviate from the chamber inlet. According to the study, the compulsory oscillation caused by the piston motion is a decisive factor to influence the oil flow and heat transfer characteristics in the chamber. The fluctuation frequencies of the filling ratio and surface heat transfer coefficient are fully consistent with the piston motion frequency. Moreover, the fuel injection rate and the piston speed have a significant effect on the filling ratio and heat transfer coefficient, but these factors may not be a single effect but mutual coupling. The matching degree of the spray velocity into the oil chamber and the maximum piston speed may be a key factor to influence the filling ratio and heat transfer coefficients. When the spray absolute velocity is close to or greater than the maximum piston velocity, the ideal filling ratio and heat transfer coefficient will be achieved.

摘要: 为深入了解振荡条件下的两相流运动过程与流动换热特性,采用数值仿真研究方法,摒弃活塞复杂的结构因素,以简化模型为研究对象,从基础问题出发探索各因素对两相流振荡换热过程的影响。通过一系列的数值模拟,直观地展现了油腔内两相流运动过程是高度紊乱的不对称流动。研究结果表明:除活塞二阶运动产生偏离外,油腔上下运动引起的压力变化也将引起油柱倾斜,造成喷油与油腔入口偏离;活塞运动产生的强制振荡是影响腔内流动换热波动的决定性因素,油腔表面传热系数、填充率等的波动频率都与活塞运动频率完全吻合。此外,研究还发现喷油速率、活塞转速等参数对填充率和传热系数都会产生显著的影响,但这些影响因素可能并不是单一作用而是相互耦合的。喷油油柱在进入油腔时的速度与活塞的最大运动速度之间的匹配度可能是影响油腔填充率及传热系数的一个关键因素;当喷油的绝对速度与活塞最大速度接近或大于活塞最大速度时,将达到较为理想的填充率和传热系数。

关键词: 内燃机; 活塞内冷油腔; 两相流; 振荡换热; 数值模拟

Key words: IC engine; cooling gallery; two-phase flow; heat transfer by

收稿日期: 2016-06-10

基金项目: 国家自然科学基金项目(51206141)

Fund Project: National Natural Science Foundation of China (51206141)

作者简介: 黄钰期(1979—),女,副教授,博士,主要研究方向为发动机热管理,E-mail: huangyuqi@zju.edu.cn;

刘震涛(联系人),E-mail: liuzt@zju.edu.cn。

oscillation; numerical simulation

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2017.05.022

中图分类号: TK402

文献标识码: A

0 概述

在发动机各部件中,活塞作为直接接触燃烧室的活动体,承受着周期性的高温变化和机械作用。燃烧释放的能量约有 5%~7%传递到活塞上,使其成为工作环境最恶劣的部件之一。随着发动机负荷及功率密度需求的不断提升,对活塞的冷却要求也随之增加,活塞的冷却方法已逐步从自然飞溅冷却和底部喷油冷却逐步进展到内含冷却油腔的喷油振荡冷却。

随着发动机运转时活塞的高速往复运动,油腔内的冷却油会随之振荡,碰撞油腔内壁从而产生极大的强化传热效果。相对于底部喷油冷却的活塞,内含冷却油腔的活塞平均温度下降约 40 °C^[1]。然而,内含冷却油腔的活塞平均温度下降约 40 °C^[1]。然而,内含冷却油腔的活塞设计制造的难度较大,结构更为复杂,且对铝制活塞而言,不仅有总体温度控制需求,而且期望其冷却遵循一定的规律,使活塞体温度分布较为均匀,以减小温度的峰值和突变。对活塞内冷油腔的传热规律及影响因素进行研究,具有切实的实际意义。

由于活塞结构非常复杂,国内外对活塞热状态的研究大多从试验出发,结合仿真模拟分析与温度数据预测。早在 1965 年,文献[2]就针对内含冷却油腔的振荡活塞模型进行了试验分析,得出稳态无量纲的努塞耳数表达式,为日后大量研究的数据验证提供了参照。国内文献[3]和北京理工大学的张卫正团队也都对活塞内部温度分布进行了测试。随着有限元与计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)技术的发展,数值仿真分析方法也被应用到活塞热状态分析过程中。文献[4-13]均采用 CFD 技术对不同结构的活塞内冷油腔中两相流运动传热过程开展分析,获得了大量规律性研究结果。文献[14]还引入不同配方的纳米流体,开展数值模拟计算,实现了活塞组的强化换热。这些研究发现,活塞冲程、转速、机油填充率、介质等都会显著影响油腔内的传热系数。当活塞转速、冲程增大时,通常能提高换热强度;而机油填充率在增加到一定数值后,不再能显著提升散热量,反而会过多消耗油泵功率,降低热效率并增加活塞的热应力。据此,文献[9]提出适度冷却要求,对冷却喷嘴设计参数进行改进,使根据转速对喷油量进行调节,在确保冷却需求的基础上,降低了泵功损失和热损失,提升了综合性能。

但是,考虑到内冷油腔结构的特殊性与复杂性,已有研究大多针对特定的活塞结构,研究对象多为内部曲面的环形油腔,在两相流作用下流动特别紊乱,难以对流动规律和强化机理进行分析。本文拟从简单结构振荡腔的传热机理出发,将活塞内冷油腔简化为边界清晰的二维模型;参考前人的研究思想与方法,对振荡作用下的两相流换热过程开展数值仿真,对不同曲轴转角下的瞬时流动与换热特性进行解构分析,探索喷油速度、活塞转速、冲程等因素对腔内机油运动及换热规律的影响,以获得一些通用性、机理性结论,为设计油腔及喷油策略提供参考。

1 数学及物理模型

在实体活塞中,冷却油在进入冷却腔后,经历了一个分流-振荡-出流的过程,流动规律不同于单向流动。如果采用单向流动的二维模型,油腔入口附近漏出的冷却油将影响喷油油柱附近的压力,从而影响冷却油的通过率;因此,本文中建立了对称结构的二维模型,将左右边界的网格链接起来,冷却油从中间喷口进入,分流至左右两侧腔内,振荡后从两侧出口合并流出。该模型的左右侧边已链接,因此在一定程度上还原了三维模型的分流与合并过程,同时增加了振荡区域的可观测长度,能更好地模拟真实振荡腔情况。

1.1 模型网格与动网格技术

为了实现对喷油及振荡过程的模拟,研究采用了 ANSYS Fluent 提供的动态层模型。在边界发生运动时,如果紧邻边界的网格层高度增大到一定程度,就将其分解为两个网格层;如果网格高度降低到一定程度,则将相邻的两层网格合并为一个层。

如果网格层(假设为第 j 层)扩大,单元高度变化的临界值为:

$$H_{\max} < (1 + \alpha_s) \times h_0 \quad (1)$$

如果对第 j 层进行压缩,压缩极限为:

$$H_{\min} > \alpha_c \times h_0 \quad (2)$$

式中, $H_{\max}$ 为单元允许的最大高度; $H_{\min}$ 为单元允许的最小高度; h_0 为单元初始高度; α_s 为层的分割因子,在本例中取值 0.4; α_c 为合并因子,在本例中取值 0.2。

图 1 为活塞位置在上止点与下止点处的网格形

态。其中,黑色网格区域为固体区域,模拟活塞顶板;深灰色网格区域为内冷油腔区域。冷却油从模型底部的中间开口喷入;在油腔内分流,再经由两侧出口流出。

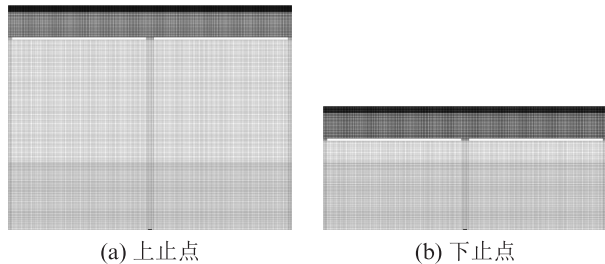


图1 冲程为60 mm时上止点与下止点时的网格形态示意图

为了确保计算精度,在研究中引入 y^+ 因子进行分析。 y^+ 为第一层网格质心到壁面的无量纲距离,与速度、黏度、剪应力等均有关,其定义如式(3)所示。

$$y^+ = \frac{\Delta y \rho u_\tau}{\mu} \quad (3)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4)$$

式中, Δy 为壁面贴体第一层网格的高度; τ_w 为壁面剪切力变化量的尺度; ρ 为流体密度; μ 为流体的动力黏度。为了确保湍流计算的精确度,通常要求 y^+ 值在1~5范围内。

图2示出当转速为2 400 r/min、振幅为10 mm、振荡腔位于上下中心点(取瞬时速度最大的算例、速度最高值)时,油腔上下壁面附近的 y^+ 值分布曲线。从图2可以发现,由于喷油入口分布,油腔中心附近的 y^+ 值略高,但基本保持在1~5的范围内。

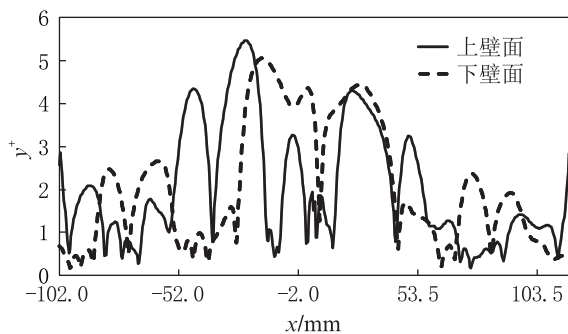


图2 油腔上下壁面附近的 y^+ 值分布曲线图

1.2 Volume of Fluid (VOF) 两相流模型

振荡腔的运动传热是一个非常复杂的非定常多相流问题,因此在数值模拟时需要对问题进行简化以提高求解效率。本研究通过以下两点假设对问题进行简化:(1)油与空气两相不能相溶,同时不考虑油的蒸气相;(2)两相之间的温度差忽略不计,即不

考虑两相间的换热。

在此基础上振荡腔的传热简化为两相的流动与传热问题。本研究采用文献[15]发展的流体体积函数(VOF)模型对该问题进行求解。VOF模型通过计算每个相在计算单元内的体积分,来实现对运动界面的追踪。解决界面问题的连续性方程如式(5)所示。

$$\frac{\partial \alpha_{oil}}{\partial t} + \mu_i \frac{\partial \alpha_{air}}{\partial x_i} = 0 \quad (5)$$

式中, α_{oil} 为油的体积分; α_{air} 为空气相的体积分。当 $\alpha_{oil}=0$,单元内无油; $\alpha_{oil}=1$,单元内充满油; $0<\alpha_{oil}<1$,单元内由空气和油共同组成。 α_{air} 与 α_{oil} 之和始终保持为1。

在VOF模型中,两相共享相同的速度场和温度场,因此只有单一的动量公式和单一的能量公式来处理整个流体区域。其中,每一控制单元的密度由公式(6)计算:

$$\rho = \alpha_{oil} \rho_{oil} + (1 - \alpha_{oil}) \rho_{air} \quad (6)$$

1.3 湍流模型与边界条件设置

参考文献[10]对湍流模型比较结果,本研究直接选取剪切压力传输(shear stress transport, SST) $k-\omega$ 湍流模型进行流动分析。

为了模拟缸内燃气的放热情况,通过油腔顶面加载热量。采取对流传热边界,其中对流传热系数与空气温度参考发动机试验中测得的平均燃气温度与传热系数的经验值进行设定。

模型底部喷油孔采用速度入口边界条件;底面其余部分均设置为压力出口且回流压力与标准大气压相等。

计算采用PISO压力-速度耦合与PRESTO!压力离散格式,对此两相流振荡传热问题开展瞬态仿真与分析。通过ANSYS Fluent 14.5仿真分析软件,采用16 CPU同时开展并行计算,每5个周期($360^\circ \times 5 = 1\,800^\circ$ 转角,3 600个时间步)的计算时间约为4 h。

2 可靠性验证

由于其流场与传热过程的复杂性和瞬变特征,要精确研究腔内振荡及两相流的传热,无论是通过仿真还是测试手段,都存在较大难度。验证仿真方法的可靠性是问题的关键,也是开展后续研究的基础。

目前,国内针对两相流振荡传热基础问题的研究尚不多见,已有试验大多以特定活塞为研究对象,难以为仿真方法的验证提供参考。因此,本研究拟参照文献[2]测试并提出的经验公式,对仿真结果进

行比对和验证,以验证数值模拟方法的可靠性。

文献[2]主要对振荡封闭腔内的换热过程开展测试,并给出振荡速度、振荡腔尺寸与换热努赛尔数之间的经验曲线。根据文献[2]的研究,努塞尔数与振荡冲程基本不相关。为了符合试验情况,同时又验证仿真方法,将前文提出的模型的绿色油腔区域的出、入口均设置为耦合壁面,以此实现油腔内部的封闭,同时将喷油入口处的速度设为零。仍从油腔顶部进行加热,油腔下方则设置为与室温空气进行换热的对流换热边界条件。

根据文献[2]的研究,当介质为 Pr 数大于 0.5 的液体时,有以下经验公式:

$$Nu = 0.495 Re_b^{0.57} Pr^{0.29} (D^*)^{0.24} \tag{7}$$

$$Re_b = (2b/T) D \rho / \mu \tag{8}$$

式中, D 为空腔直径,在本例中为振荡腔宽度; b 为空腔长度,在本例中对应振荡腔高度; D^* 为振荡腔宽度与长度的比值; T 为振荡周期; μ 为冷却介质的动力黏度; Pr 为普朗特数,由流体物性决定。

选择冲程为 80 mm,转速为 1 600、1 800、2 000、2 200 和 2 400 r/min 的 5 种工况分别进行计算。为了避免持续加热使温度过高而溢出,上壁面设为固定的温度边界条件,温度比环境温度仅高 100 K;下壁面下侧设为自然散热的对流边界条件。

参考文献[8]的研究与经验,选择填充率为 50% 的工况,并以 11# 润滑油两种液体为介质开展计算。图 3 示出润滑油仿真结果与 Bush 经验曲线[2]的对比。虽然仿真结果相比经验数据略有偏小,而且具体换算出来的 Nu 数最大误差达到 15% 以上,但其变化趋势与经验公式大体一致,据此推断本研究所采用的仿真模型及方法具有一定的可靠性。局部误差可能来源于经验公式换算时物性参数的选取、二维简化及模型差异等因素。

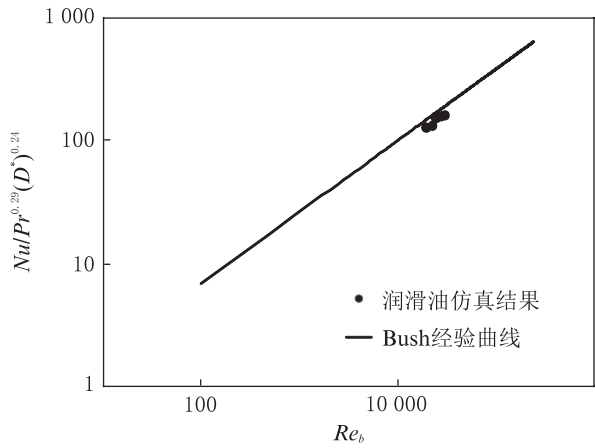


图 3 仿真结果与 Bush 经验曲线对比

3 研究结果与分析

为探索转速、冲程与喷油速度对油腔振荡传热的影响规律,本文通过调整设置及边界条件,对模型开展了一系列仿真分析。具体研究的工况见表 1。

表 1 计算工况列表

项目	参数
喷油速度(m·s ⁻¹)	6,8,10,12
转速(r·min ⁻¹)	1 600,1 800,2 000,2 200,2 400
行程/mm	60,80,100

选择间隔为 2 m/s 的 4 种喷油速度进行仿真,对每种速度设定了从 1 600 r/min 到 2 400 r/min 的 5 个转速,在活塞行程为 80 mm 的条件下进行仿真。在此基础上,针对活塞喷油速度为 10 m/s、转速为 2 000 r/min 的模型,调节其冲程,比较不同冲程对流动的影响。

在开展瞬态数值模拟时,取每 0.5° 的曲轴转角所耗的时间为一个时间步长,即对每个算例来说,每 720 个时间步长恰好相当于曲轴运动一个周期。

为了完整观测一个周期内的两相流运动情况,选择喷油速度为 10 m/s、转速为 2 000 r/min、冲程为 80 mm 的算例,并在其中的一个周期内,从上止点到下止点,每隔 30° 的曲轴转角抓取一次数据。图 4 和图 5 分别显示了在这些瞬态时间点整个模型内的空气体积分数分布及油腔内部湍动能的分布情况。图中 φ_0 表示开始抓取第一个数据时的曲轴转角,在此为 2 700°,即从活塞运行 7.5 个周期开始(活塞的初始状态为下止点位置)。从图 4 中可以大致观测出润滑油从喷出到进入油腔、振荡、流出的运动形态。

图 4 中 R_{PIVF} 表示空气在流动域内的占比 Phase 1 Volume Fraction;在 VOF 模型中,空气与油的体积总量为 1,由此可以观察润滑油的运动及分布情况。图 5 中显示的是湍动能的分布情况。这些云图直观展现了油腔内体积分数与湍动能的分布情况:(1) 虽然计算模型、边界条件等是左右对称的,但油的运动情况完全不符合对称规律;(2) 润滑油在油腔内的运动是紊乱无序的,从中可以观察到涡旋的产生、运动与破碎过程;(3) 当油腔向上运动时,由于局部瞬时压力变化,喷油油柱可能会发生歪斜,但在向下运动中旋即恢复垂直。在试验测试中,也曾观察到喷油油柱轻微的歪斜飞溅现象,但普遍认为活塞动力系统造成的倾斜才是引起油柱与入口偏离的主要原因。这些仿真结果为解释这一现象提出了

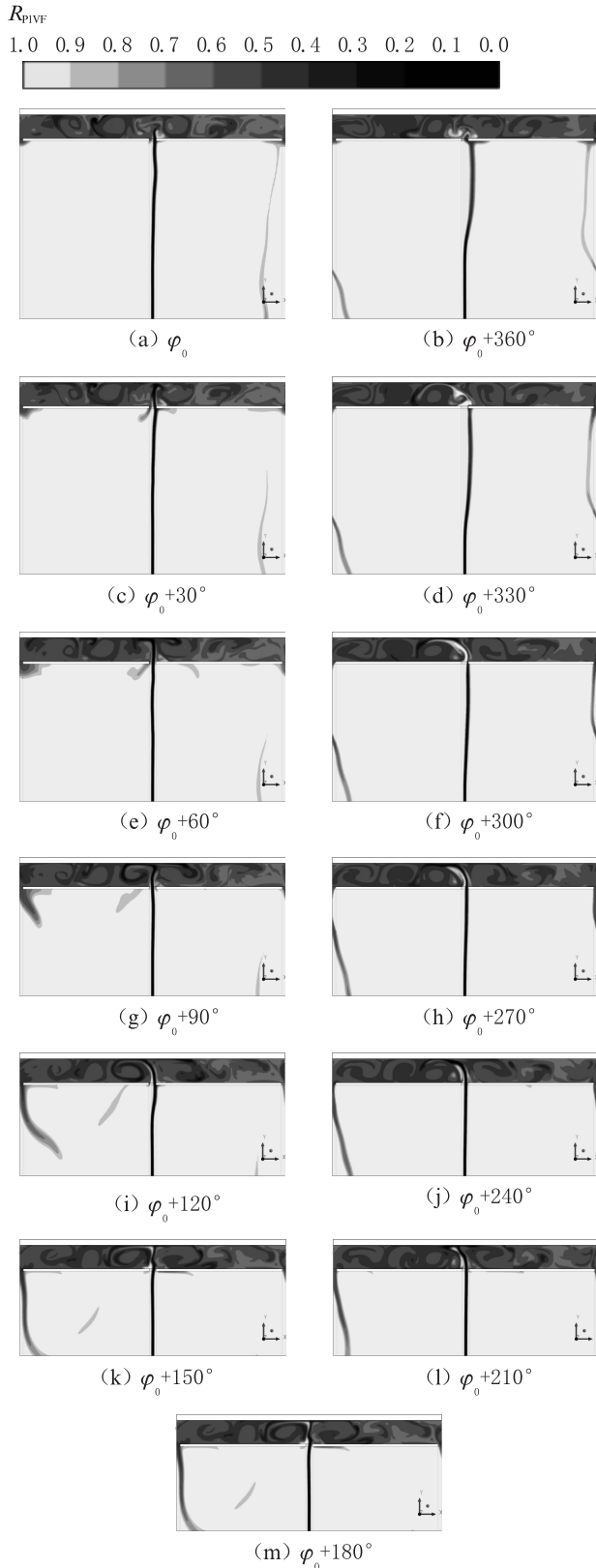


图4 不同曲轴转角下的空气体积分数分布情况

另一种可能:活塞上下运动时引起油腔下方压力变化,这也是引起油柱与入口偏离的一个原因。

根据湍动能云图则可以清楚地观测一个循环周期内湍流发展的情况。由图5可知:油腔在上止点

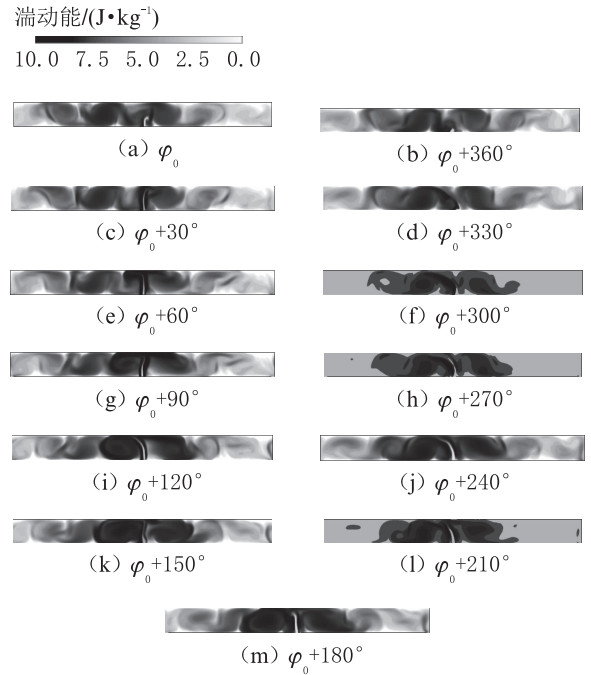


图5 不同曲轴转角下的湍动能分布图

时,湍动能最小;油腔下行过程中,喷油油柱撞击油腔顶面,较大的相对速度带来较大的湍流动能,在油腔内发展、扩散,并在油腔回到上止点附近时被耗散到较低值。

为了与云图形成对照,图6选取与图4、图5对应的几个曲轴转角,并画出该时刻上壁面的表面努塞尔数分布曲线。对上壁面的努塞尔数进行平均,列出不同转角下的努塞尔数均值,见图7。

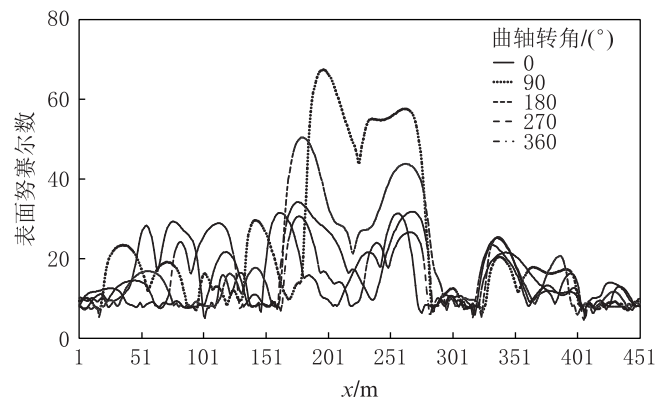


图6 油腔上壁面的表面努塞尔数分布曲线

当活塞下行至中点位置时(90°),此时活塞与喷油油柱的相对速度最大,表面努塞尔数在油腔中心位置达到最大,整个上壁面的换热也最为强烈;随着活塞下行,湍动能减弱,润滑油在油腔内振荡并向两侧扩散,上壁面的努塞尔数的分布也趋于均匀;活塞上行时相对速度降低,上壁面的整体换热强度也相对减小,并在邻近上止点时达到了最低值。

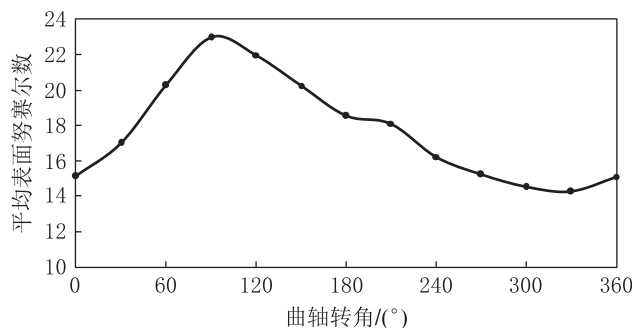


图7 不同曲轴转角下上壁面的平均努赛尔数变化曲线
(横坐标对应该周期内的曲轴转角)

3.1 喷油速率对腔内流动换热的影响

图8对比了不同喷油速率对填充率的影响。选择转速均为2000 r/min、冲程同为80 mm的4种工况进行分析。其中,填充率根据振荡腔内油相的体积分数进行计算。从图8发现,喷油开始时,油腔内的填充率基本按振荡周期规律上升。在经历约12个振荡周期的时间后,填充率不再呈单一的波动上升趋势,而是围绕一个均值上下波动。

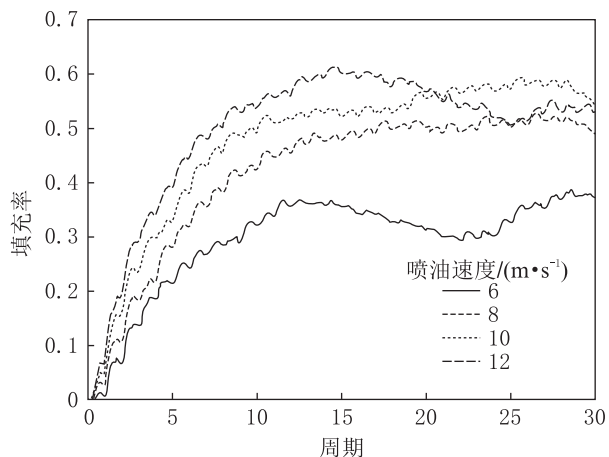


图8 不同喷油速率下油腔填充率的时间变化曲线

在前几个振荡周期,瞬时填充率与喷油速率基本呈正相关;随着振荡时间拉长,喷油速度为8、10、12 m/s工况的填充率趋于接近,在一些特定时间内,喷油速率为12 m/s工况的填充率甚至更低于8 m/s与10 m/s工况;而喷油速度为6 m/s的工况的填充率却始终表现出较低的水平。在这一转速下,当喷油速率仅相差2 m/s时,填充率却可能产生显著的差距。

图9示出不同喷油速率下上壁面的平均传热系数。与表面努赛尔数相似,平均传热系数也随振荡周期而变化,可以观测到一定的周期性峰值。在这4种工况下,填充率较高的工况(喷油速率为8、10、12 m/s),相对换热及传热系数的波动都更为强烈,但彼此之间的差距并不显著;喷油速率为6 m/s的

工况,在第13~22个周期时有一段填充率较低的状态,此时对应的平均表面传热系数也明显更低且起伏更小。

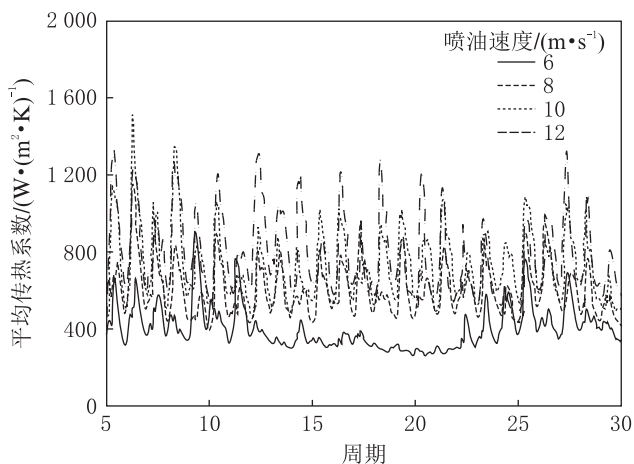


图9 不同喷油速率下的上壁面平均传热系数

由此提出一个类似于共振原理的推测:在不同转速下,随着喷油速度改变,活塞与喷油油柱之间的相对速度会随之变化。可能存在一个特殊的相对速度区间,使活塞的填充率、平均传热系数都达到较大范围。如果调节喷油速度,使相对速度跨越临界值进入这一区间,可能引起填充率和平均传热系数的显著提升。

考虑到流动与换热情况随时间波动较大,取振动进入较稳定阶段(第15个循环以后)的数据进行平均。图10示出2000 r/min、冲程为80 mm工况时,各喷油速率下的填充率与传热系数的均值。从时均数据来看,当转速相同时,基本满足喷油速率越高、填充率越大,换热越强烈的趋势。与其他工况相比,喷油速率为6 m/s的工况在各方面表现得明显更低。

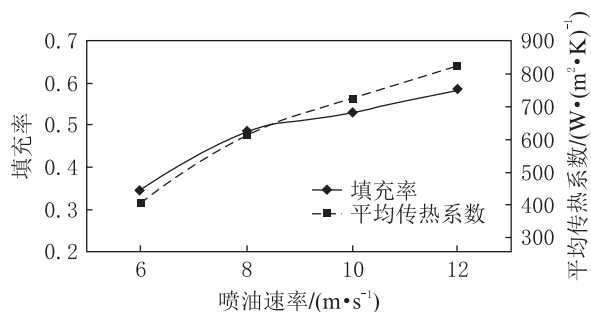


图10 不同喷油速率下填充率与表面平均传热系数的时间均值

为了分析活塞的运动频率与流动传热参数之间的关联,引入功率谱密度分析方法,对一种工况(喷油速率为10 m/s,转速为1800 r/min,冲程为80 mm)下的活塞表面传热系数、油腔入口的质量流量及填充率

3个参数对时间的变化曲线进行频谱分析,如图11所示,图中PSD为功率谱密度,为无量纲参数。

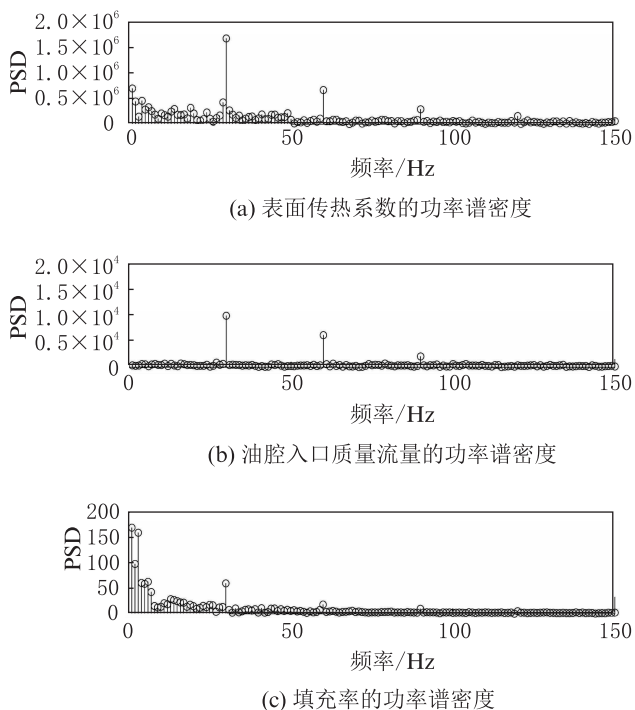


图11 表面传热系数、入口质量流量与填充率的功率谱密度曲线(1800 r/min, 喷油速率 10 m/s, 冲程 80 mm)

从图11可以发现,参数波动的主频均为30,与活塞的震动频率一致,表明活塞运动引起的腔内强制振荡,是决定腔内流动换热状态的主要因素。其中,平均表面传热系数和油腔入口质量流量在这一频率下的波动相对更为强烈。因此,选择平均表面传热系数的时间曲线作为后续频谱分析的原始数据。

在此基础上,分析相同转速、不同喷油速率下平均表面换热系数的频谱,如图12所示。从图12可以发现:由于转速相同,这4种工况的主频位置完全一致;喷油速率增大时,平均表面传热系数的波动更加剧烈,这一现象与图9所示基本吻合。

3.2 相同喷油速率下转速对腔内流动换热的影响

图13和图14分别为喷油速度固定为10 m/s、冲程为80 mm时,不同转速下填充率与平均传热系数的时间变化曲线。发现填充率最高的转速为最小转速1600 r/min,但在更高的1800~2400 r/min转速范围内,填充率的差异并不明显。在某些时间点,转速为1800 r/min工况的填充率甚至相比2200 r/min工况更低。在传热系数方面,转速的影响则更无明显规律,除1800 r/min外,其他4个转

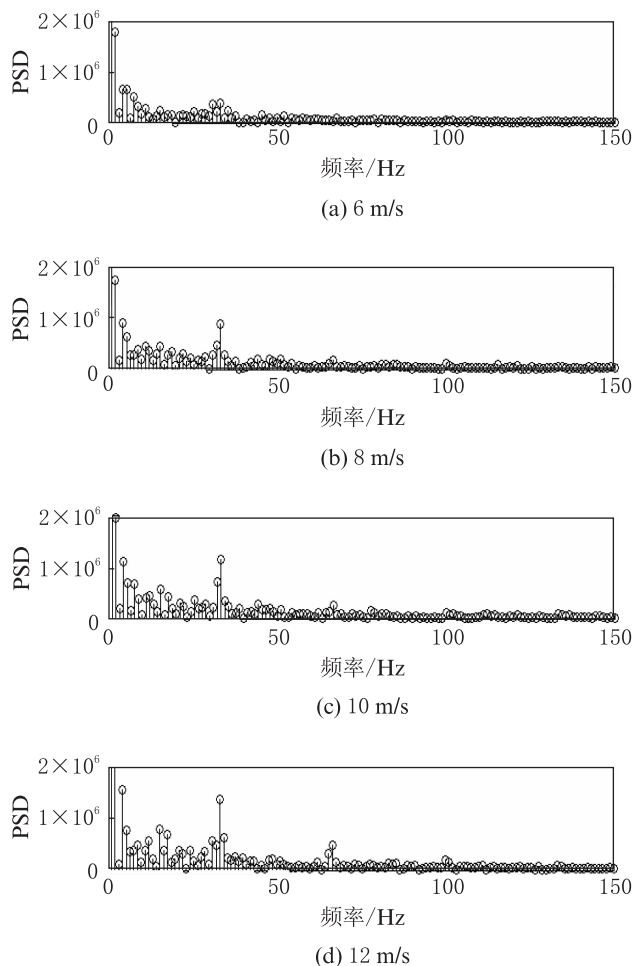


图12 不同喷油速度下表面传热系数的功率谱密度曲线(转速 2000 r/min, 冲程 80 mm)

速下的平均传热系数非常接近。这一结果与前人研究并不完全相同。如前所述,推测喷油速度与活塞的最大运动速度之间的匹配度才是影响填充率和换热的最大因素,而并不仅仅是受喷油速率或转速的单一影响。由于转速通常不可调,因此对应不同的转速选择与之匹配的喷油速率,可在节省泵油压力的同时明显提升换热效率。

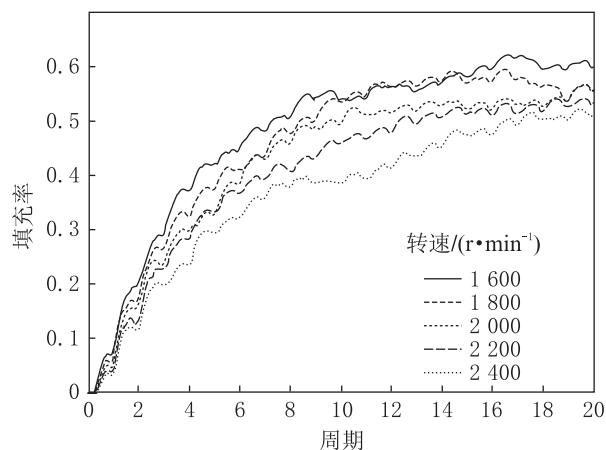


图13 不同转速下的填充率变化曲线(10 m/s, 冲程 80 mm)

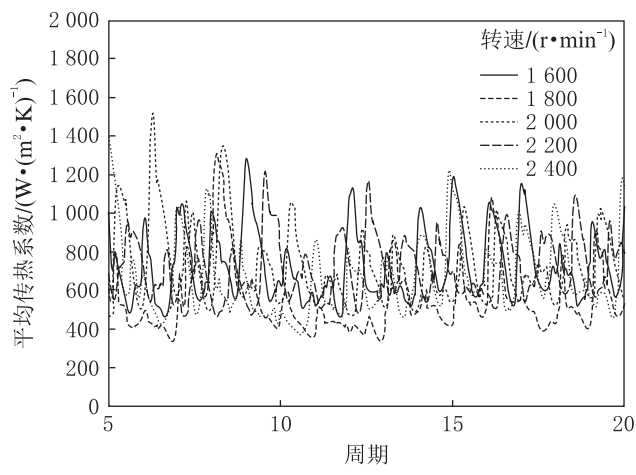


图 14 不同转速下的平均传热系数变化曲线(10 m/s, 冲程 80 mm)

将不同转速下各工况的填充率与平均传热系数进行时间平均(从第 15 个周期开始),如图 15 所示。从图 15 可以发现,填充率的变化趋势基本上随转速上升而下降,而表面平均传热系数则出现了一个明显的拐点。当转速为 1 800 r/min 时,时均的表面传热系数远低于其他各个工况。

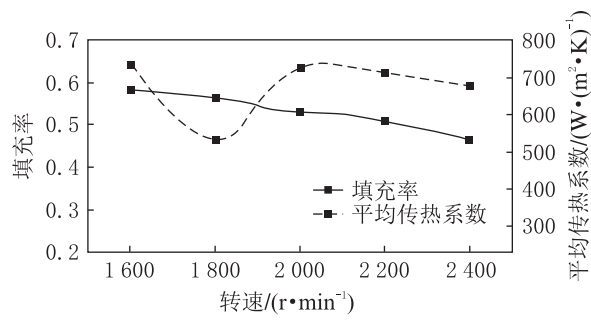


图 15 不同转速下填充率与表面平均传热系数的时间均值

文献[9]等对油腔壁面平均传热系数随转速和流量变化规律的研究也发现,不同喷油量下,油腔壁面平均传热系数的变化规律在转速为 1 500 和 2 000 r/min 两种工况之间存在一个交叉点,即:当转速为 1 500 r/min 时,喷油量(速度)越小,平均传热系数越高;而转速上升到 2 000 r/min 以上,则转变为喷油量(速度)越大,平均传热系数越高。这一规律的改变提示喷油量(速度)与转速对流动换热过程的影响并不是单一的,需要进行耦合分析。

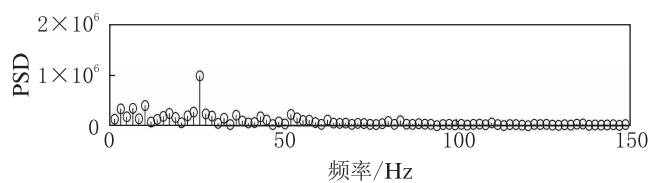
根据计算,对于冲程为 80 mm 的模型,当转速在 1 600~2 400 r/min 之间时,活塞的最大速度约为 8.53~12.8 m/s。其中,在转速为 2 000 r/min 的工况下,活塞最大速度约为 10.666 67 m/s。

考虑到重力加速度及喷油入口与振荡腔之间的距离,油柱在到达油腔入口时的绝对速度略低于喷

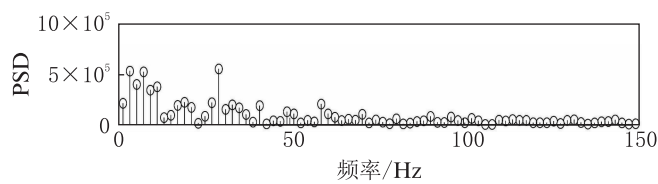
油油速,但差距并不明显(活塞在中心位置时,油柱到达油腔入口时的绝对速度分别为 5.98、7.99、9.99、11.99 m/s)。

当喷油的绝对速度与活塞最大速度接近或大于活塞最大速度时,可能达到较为理想的填充率和传热系数。因此,如果需要获得理想的换热条件,应调节泵油压力,使喷油油柱在到达活塞中点时的绝对速度接近或达到活塞的最大运动速度。

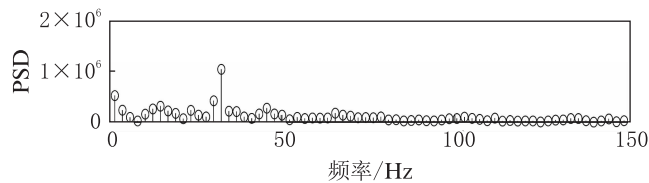
同样,针对这 5 种转速下的平均传热系数进行功率谱密度分析(图 16),可以发现:其数据波动的主频随活塞频率变化;除 1 800 r/min 的工况外(相对其他 4 种工况纵坐标小一个数量级)波动幅值基本一致。



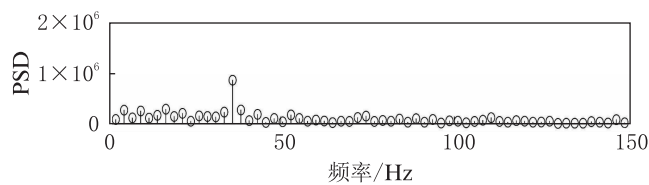
(a) 1 600 r/min



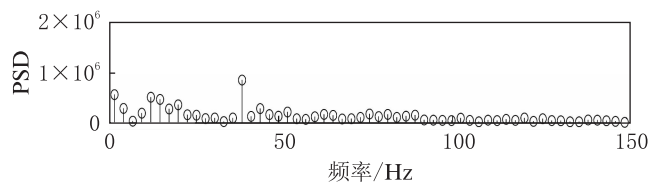
(b) 1 800 r/min



(c) 2 000 r/min



(d) 2 200 r/min



(e) 2 400 r/min

图 16 不同转速下表面传热系数的功率谱密度曲线(喷油速率 10 m/s, 冲程 80 mm)

4 结论

(1) 油腔内两相流运动过程是高度紊乱、不对称的。油腔上下运动引起的压力变化可能造成油柱倾斜,造成喷油与油腔入口偏离,这可能是除动力学因素外,引起油柱歪斜的另一个因素。

(2) 活塞的强制振荡是影响腔内流动换热波动的绝对因素;通过引入随机信号的功率谱密度分析,证明油腔表面传热系数、填充率等的波动频率都与活塞运动频率完全吻合。

(3) 喷油速率、转速等对填充率及平均传热系数都会产生显著的影响,但这些影响因素并不是单一作用,而是相互耦合的。根据已有结果,提出如下假设:油腔入口附近的喷油速度与活塞的最大运动速度之间的匹配度是影响填充率及传热系数的一个关键因素;当喷油的绝对速度与活塞最大速度接近或大于活塞最大速度时,可能将达到较为理想的填充率和传热系数。

参考文献:

- [1] MANIBHOY V, SNDEEP K G, AVINASH K A. Numerical and experimental investigation of oil jet cooled piston[C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2005, 2005-01-1382.
- [2] BUSH J E, LONDON A L. Design data for cocktail shaker cooler pistons and valves[C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 1965, 650727.
- [3] 谭建松,俞小莉. 高强化发动机活塞冷却方式仿真[J]. 兵工学报, 2006, 27(1): 97-100.
TAN J S, YU X L. The simulation for cooling method of piston in high-duty engine [J]. Acta Armamentarii, 2006, 27(1): 97-100.
- [4] HIDEHIKO K, YUKIHIRO F, HIDEO N. Prediction of temperatures on pistons with cooling gallery in diesel engines using CFD tool [C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2003, 2003-01-0986.
- [5] FU W S, LIAN S H, HAO L Y. An investigation of heat transfer of reciprocating piston [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 47: 4360-4371.
- [6] YONG Y, MADHUSUDHANA R. CFD modeling of the multiphase flow and heat transfer in piston gallery cooling system [C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2007, 2007-01-4128.
- [7] 张卫正,曹元福,原彦鹏,等. 基于 CFD 的活塞振荡冷却的流动与传热仿真研究[J]. 内燃机学报, 2010, 28(1): 74-78.
ZHANG W Z, CAO Y F, YUAN Y P, et al. Simulation study of flow and heat transfer in oscillating cooling pistons based on CFD[J]. Transactions of CSICE, 2010, 28(1): 74-78.
- [8] 曹元福,张卫正,杨振宇,等. 封闭空腔中多相流振荡传热特性的数值模拟[J]. 化工学报, 2013(3): 891-896.
CAO Y F, ZHANG W Z, YANG Z Y, et al. Numerical simulation of oscillating heat transfer characteristics in cavity partly filled with cooling liquid[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2013(3): 891-896.
- [9] 曹元福,张卫正,杨振宇,等. 活塞开式内冷油腔振荡流动传热特性研究[J]. 汽车工程, 2014, 35(6): 546-551.
CAO Y F, ZHANG W Z, YANG Z Y, et al. An investigation into the flow and heat transfer characteristics of an open cooling gallery in piston [J]. Automotive Engineering, 2014, 35(6): 546-551.
- [10] 朱海荣,张卫正,原彦鹏. 多相流振荡传热湍流数值模型的比较研究[J]. 车用发动机, 2014(6): 10-17.
ZHU H R, ZHANG W Z, YUAN Y P. Comparison of turbulence numerical model based on multi-phase flow oscillating heat transfer[J]. Vehicle Engine, 2014(6): 10-17.
- [11] 朱海荣,张卫正,原彦鹏. 高强化活塞振荡冷却的场协同分析[J]. 航空动力学报, 2015, 30(4): 769-774.
ZHU H R, ZHANG W Z, YUAN Y P. Field synergy analysis of highly-intensified piston oscillating cooling [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(4): 769-774.
- [12] 朱海荣,张卫正,原彦鹏. 改进的 VOF 方法对气液两相流振荡流动和传热计算的影响[J]. 航空动力学报, 2015, 30(5): 1040-1046.
ZHU H R, ZHANG W Z, YUAN Y P. Effects of modified VOF method on gas-liquid two-phase flow oscillating flow and heat transfer calculation [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(5): 1040-1046.
- [13] MANI B V, SNDEEP K G, AVINASH K A. Numerical and experimental investigation of oil jet cooled piston [C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2005, 2005-01-1382.
- [14] 周龙,白敏丽,吕继组,等. 纳米流体强化活塞组-气缸套传热的数值模拟研究[J]. 内燃机工程, 2011, 32(6): 74-80.
ZHOU L, BAI M L, LÜ J Z, et al. Numerical simulation on enhancement of piston set-cylinder liner heat transfer by applying nanofluids [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2011, 32(6): 74-80.
- [15] HIRT C W, NICHOLS B D. Volume of fluid (VOF) method for dynamics of free boundaries [J]. Journal of Computational Physics, 1981, 39: 210-225.