

BQ 型柱塞油泵内二甲醚柴油混合燃料的气阻仿真

王 桀, 张新塘, 徐 达, 梅 鹏

(武汉理工大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430063)

摘 要: 为研究二甲醚/柴油混合燃料在燃料供给系统内气阻的产生机理和影响因素, 依据 BQ 型柱塞油泵建模, 运用 Fluent 软件分析油泵凸轮不同转速下, 以及进油阶段不同泵内初始压力和不同进油压力条件下油泵内的流体分布情况。分析表明: 混合燃料中 DME 含量越高, 气阻现象越明显; 改变凸轮型线, 增加柱塞在密闭泵腔阶段下行的速度, 有利于减少泵内液态 DME 的气化, 降低进油开始时泵内的初始压力, 进油时泵内初始压力越低, 进油压力越高, 越有利于泵内气态 DME 的重新液化, 避免进油受阻现象的发生。

关键词: 二甲醚(DME); 高压油泵; 气阻; Fluent 软件

中图分类号: TK421⁺.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2017)06-0006-06

Simulation Study on Gas Resistance of DME-Diesel Dual Fuel in BQ Type Plunger Pumps

Wang Jie, Zhang Xingtang, Xu Da, Mei Peng

(School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063)

Abstract: To study the form mechanism and influence factors of gas resistance produced in the fuel supply system by DME-diesel mixture, the model was built according to BQ type plunger pump. Fluent software was employed to analyze the fluid distribution in the pump under different cam rotation speeds and under different initial pressures and inlet pressures. Analysis show that the higher the DME content in the fuel blends, the more obvious gas resistance phenomenon is. Changing the cam contour line and increasing the plunger speed in the airtight stage downward is helpful to reduce the vaporization of DME in the pump, and decrease the initial pressure inside the pump at the beginning. The lower the initial pressure is, the higher inlet pressure would be, the more conducive for the gaseous DME to go back to liquid state, thus could avoid the phenomenon of inlet fuel hindered.

Key words: DME; high pressure fuel pump; gas resistance; Fluent software

0 引 言

随着环境污染问题的日益突出, 二甲醚(DME)作为新兴的柴油机代用燃料受到广泛重视。但由于 DME 的饱和蒸气压较高, 柴油机燃用 DME 时, 在供给系统特别是高压油泵内很容易发生 DME 气化。由于 DME 的弹性模量较小, 掺烧 DME 混合燃料时, 原本管路中压力波的传播速度

比燃用纯柴油时就会有所减小, 导致喷油延迟增大, 当存在气态 DME 时, 情况会进一步恶化; 而且气体的可压缩性大, 在导致喷油时刻延时的同时, 喷油量也会减小, 影响发动机运行稳定性。这些因素制约了 DME 在传统柴油机上的推广应用。

密闭空间内的压力降低到相应温度下液体的饱和蒸气压以下, 或温度升高超过相应压强下液体的气化温度都会使液体气化, 产生气阻^[1-5]。液体气化时产生的气核(微气泡)爆发性生长的现象定

收稿日期: 2017-03-22; 修回日期: 2017-05-08

作者简介: 王桀(1993-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为发动机代用燃料, E-mail: 965081785@qq.com。

义为空化现象。对于油泵,包括齿轮泵、柱塞泵、叶片泵等,随着泵内齿轮转速的增大(柱塞泵中柱塞速度以及叶片泵中叶轮转速的增大),齿轮(柱塞、叶片)表面油液流场中会产生低压区,当油液的压力降低到气化压力以下时,油液便会从液态变为气态,形成油蒸气,产生空化现象^[6]。黏性对边界层的分离有影响,可抑制空化的初生,一般来说壁面越粗糙,空化初生越早^[7]。

目前针对高压油泵内易挥发燃料气化,形成气阻的机理的深入研究较少。为了研究 DME/柴油混合燃料在高压油泵内气阻现象的机理及其影响因素,本文基于无锡油泵油嘴研究所研制的 BQ 型柱塞式喷油泵建模,仿真分析不同条件下油泵内流体状态,从而提出降低 DME/柴油混合燃料在高压油泵内形成气阻的措施。

1 模型的选择与建立

1.1 BQ 型柱塞油泵及泵油过程

BQ 型柱塞式喷油泵的油泵凸轮升程为 8 mm,回油孔上边缘位置距泵腔顶面 7 mm。油泵柱塞及柱塞套筒局部结构和具体尺寸如图 1 所示。

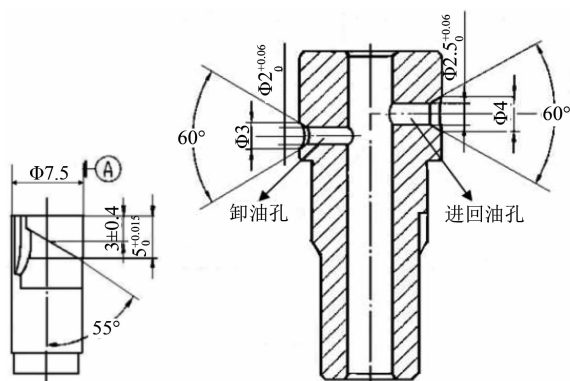


图 1 油泵柱塞与柱塞套结构图

可以通过增大管内压力来抑制高压油管内燃料的气阻现象。但是在油泵内,由于存在压力下降过程,气阻很难控制。在泵腔与进回油孔尚未相通,出油阀关闭可能阶段,泵腔内为封闭容腔。随着柱塞下行,压力急速降低,液态 DME 可能发生气化;进油过程高压油管内的高压燃料进入低压泵腔同样可能产生气化,泵腔内气化的 DME 会随着泵腔内压力的升高再次液化,不同的液化程度和泵内外压差会对进油速度产生影响。基于以上分析,本文主要计算分析最有可能产生气阻的柱塞下行过程泵腔内的流体情况。

为了便于仿真,将柱塞的整个下行过程用四个点分为三个阶段: A-B 阶段: 柱塞从上止点下行至

斜槽封闭回油孔; B-C 阶段: 柱塞从回油孔下行至端面打开回油孔,开始进油; C-D 阶段: 柱塞从端面打开回油孔位置至下止点,为进油过程。

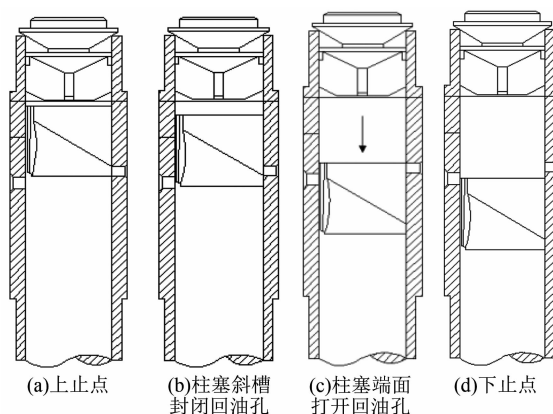


图 2 油泵柱塞下行阶段示意图

采用 UDF 函数通过改变凸轮转速控制柱塞运动速度,分析不同凸轮转速情况下柱塞从 B 点下行至 C 点时泵内的流体状态;再对进油阶段不同泵内初始压力和不同进油压力情况下的泵内流体状态进行分析。

1.2 流体材料创建和模型选择

数值模拟采用两相流模型,气态相是气态 DME,液态相是液态 DME 和柴油混合燃料。由于 fluent 材料库中没有液态 DME,须添加液态 DME 的流体属性。在一定的温度和压力范围内,运用分子运动学理论研究 DME 的热力学性质,误差 $\leq 5\%$,精度基本满足工业标准。DME 的临界参数 T_c 、标准沸点 T_b 和偏心因子 ω 分别为 400.15 K、248.25 K 及 0.192^[8]。

液态 DME 标准状态焓计算公式^[9]:

$$h_r = T_r^{(0.7+0.71\lg T_r)} \quad (1)$$

定义对比参数 $h_r = \frac{h_c - h'}{h_c - h'_b}$, h_c 为临界点焓值, h'_b 为标准沸点温度下的饱和液体焓, h' 为饱和液体焓; $T_r = \frac{T_c - T'}{T_c - T_b}$ 。

Morris 法的动力黏度和温度的关系方程^[10]:

$$\log\left(\frac{\mu}{\mu_{ref}}\right) = J\left(\frac{T_c}{T} - 1\right) \quad (2)$$

式中, μ 和 μ_{ref} 分别为动力黏度和参考黏度, 10^{-3} (Pa·s); $J = (0.0577 + \sum b_i n_i)^{1/2}$, b_i 和 n_i 分别是化学机构中 i 基团的贡献值和该基团数目。

Sterling-Brown 推算法对物质的液相热容的计算公式^[11]:

$$\frac{C_{pl} - C_p^0}{R} = (0.5 + 2.2\omega)[3.67 + 11.64(1 - T_r)^4 +$$

$$0.643(1 - T_r)^{-1}] \quad (3)$$

式中, $T_r = T/T_c$ 为对比温度; C_p^0 是理想气体定压比热容, $(J \cdot (mol \cdot K)^{-1})$ 。

用 Robbins-Kingree 关系式得出的导热系数计算公式^[12]:

$$\lambda_l = 6.774 \times 10^{-3} \times \frac{\rho_l^{4/3}}{T} \quad (4)$$

式中, λ_l 为导热系数, $(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$; ρ_l 为液态密度, $(kg \cdot m^{-3})$; T 为温度, K。依据公式 (1) ~ (4), 计算 280 ~ 310 K 温度范围内 DME 的物理性质参数, 结果见表 1。

使用表 1 数据拟合出各参数和温度 T 的关系曲线。焓值和导热系数近似于线性曲线, 动力黏度和定压比热容近似于二次多项式。把液态相视为不可压缩流体, DME 的密度取常数 668 $(kg \cdot m^{-3})$, 动力黏度和定压比热容经过计算采用温度关系的二次函数:

$$\mu = 1.725 \times 10^{-5} T^2 - 0.0111685T + 1.945045 \quad (5)$$

$$C_{pL} = 7.25 \times 10^{-5} T^2 - 0.033445T + 7.43915 \quad (6)$$

焓值和导热系数采用温度的线性表达式。

表 1 不同温度下的 DME 物理性质参数

温度/K	280	290	300	310
焓值	7 337 126	8 100 034	8 879 119	9 676 766
动力黏度/ $(Pa \cdot s)$	0.169 6	0.158 9	0.145	0.141 2
比定压热容/ $(J \cdot (mol \cdot K)^{-1})$	3.758	3.839	3.929	4.039
导热系数/ $(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	0.145	0.137	0.128	0.119

在柱塞运动过程中, 泵内会产生一定的旋流, 综合考虑各种湍流模型的特点: 在 B-C 段柱塞下行过程中采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型; 进油过程采用标准 $k-\varepsilon$ 模型。

对比 Kubata 和 Singhal 两种空化模型, 得出 Singhal 空化模型模拟出的空化漩涡区和空泡云漩涡分离的脱落形式与试验观测到结果更为相近^[13]。因此采用 Singhal 空化模型计算液相、气相之间的质量与能量传输。

1.3 物理模型的建立

建立模型时, 对于移动及变形区域中流体流动问题, 运用 Fluent 的动网格技术实现网格的动态变化; 柱塞运动速度即动边界的运动速度。以柱塞轴线为 Y 轴, 垂直于柱塞轴线方向为 X 轴建立坐标

系 (图 3)。图 4 为柱塞下行过程的密闭模型的初始网格划分。忽略柱塞斜槽位置影响, B 点均指柱塞下行至斜槽上边缘完全封闭进、回油孔时, 柱塞距泵腔顶端 3 mm 的位置。其中, 柱塞下行过程模型底边为动边界, 两侧为变形壁面, 随底面向下运动而拉伸, 动边界初始位置即 B 点位置 $Y = -1.5$ mm, 下行至柱塞顶面与回油孔上边缘相切位置 $Y = -5.5$ mm。

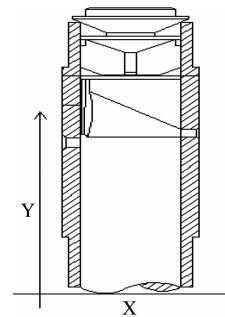


图 3 坐标轴示意图

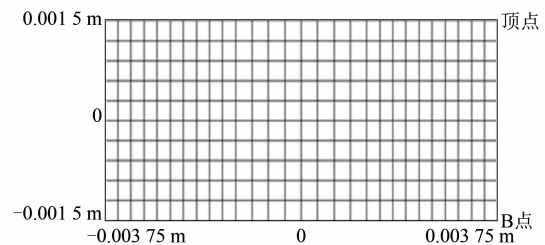


图 4 柱塞下段闭口模型初始网格

对于进油过程来说, 由于油泵的进油孔和回油孔都比较小, 按实际模型建模须对网格进行精密细化, 计算量巨大。建立模型时, 设置和进油孔相通的进油管作为燃料入口。考虑到仿真主要比较各个参数对进油的影响, 将二者合为一个入口, 初始位置 C 点对应从进油管上端移动到进油管下端。仍然以柱塞轴线方向为 Y 轴, 垂直于柱塞轴线方向为 X 轴。为保证单位时间的流量一定, 考虑到两个油孔的位置和孔径, 将三维转换成二维的尺寸进行换算。设定进油管宽度为 1.4 mm, 顶面和柱塞端面宽度为 7.5 mm, 顶点位置 $Y = 1.5$ mm, 初始柱塞边界位置即底边动边界为 $Y = -6.9$ mm。油泵两侧为变形边界, 随柱塞的下行而拉伸, 进油管最右端是模型入口。进油管采用靠近管壁部分比中间部分密集的网格划分方法。为避免燃料回流对仿真的影响, 进油管长度应设定为足够长, 本文油管长度设为 60 mm。下文的仿真结果只取靠近油泵的入口段。图 5 为油泵进油模型。

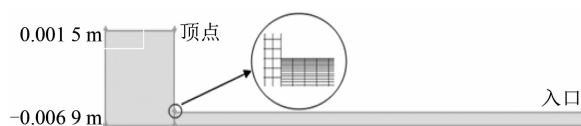


图5 油泵进油模型

2 结果及分析

2.1 柱塞下行阶段流体分析

DME 含量不同的混合燃料气化程度不同。首先计算分析 D10、D20、D30 (DME/柴油混合燃料中 DME 质量分数分别为 10%、20%、30%) 在 B-C 过程, 柱塞运动到 C 点时泵内的流体情况。设定燃料温度为 30 °C, 凸轮转速为 2 000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$), 泵内初始压力为 0.6 MPa, B 点时泵内含有 10% 体积分数的气态 DME。三种混合燃料在泵内的液态 DME 质量分数等值线图如图 6 所示。

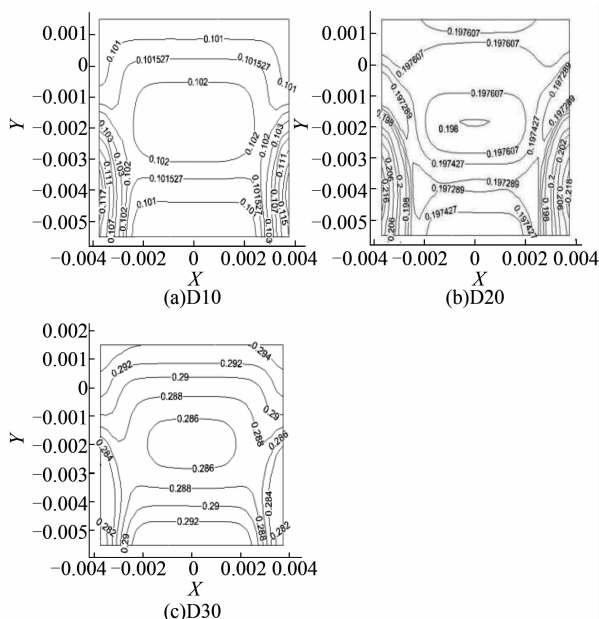


图6 三种混合燃料的泵内液态 DME 质量分数分布

可以看出: D30 燃料油泵中心部分气化了 1.4%, 两侧壁面下方的气化量更大, 远高于 D20 和 D10 的气化程度。而 D10 燃料, 反而是最初存在的气态 DME 出现了再液化情况。所以后面只针对 D30 燃料进行仿真计算。

设置泵内初始存在 10% 体积分数的气态 DME, 燃料温度 30 °C (303 K), 泵内初始压力设为 0.6 MPa。分别在凸轮转速为 1000、2000 和 3000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 情况下, 对柱塞下行过程泵内最终气态 DME 体积分数、液态 DME 的质量分布和压力分布进行仿真。图 7 为柱塞运动到 C 点时的最终压力分布等值线图, 图 8 为泵内液态 DME 质量分数分

布云图, 图 9 为泵内气态 DME 体积分数分布云图。3 000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 转速下 C 点泵内最终压力低于 1 000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 和 2 000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 转速下的最终压力; 相同条件下, 3 000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 时除靠近两侧壁面下方处的气化量较大外, 其他部分气化量均有所降低。可以得出: 柱塞从顶端运动至与进回油孔相通时, 凸轮转速越高, C 点最终泵内压力越低, 液态 DME 气化量越小的结论。凸轮转速越高代表柱塞运动速度越大, 在实际中通过改变凸轮型线达到增加柱塞运动速度的目的。

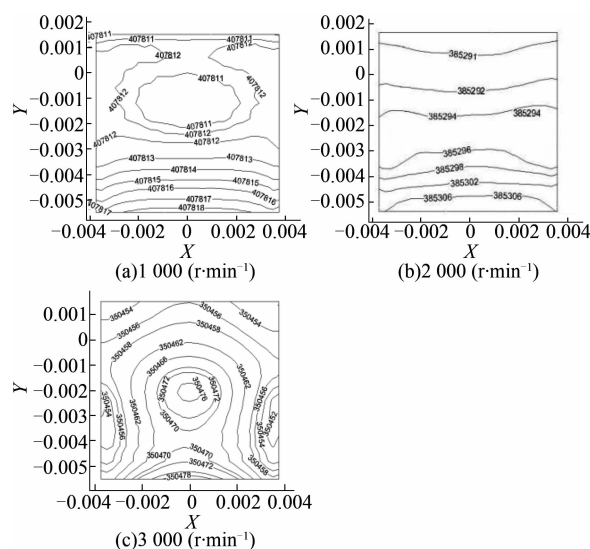


图7 C点泵内最终压力 (Pa) 分布等值线图

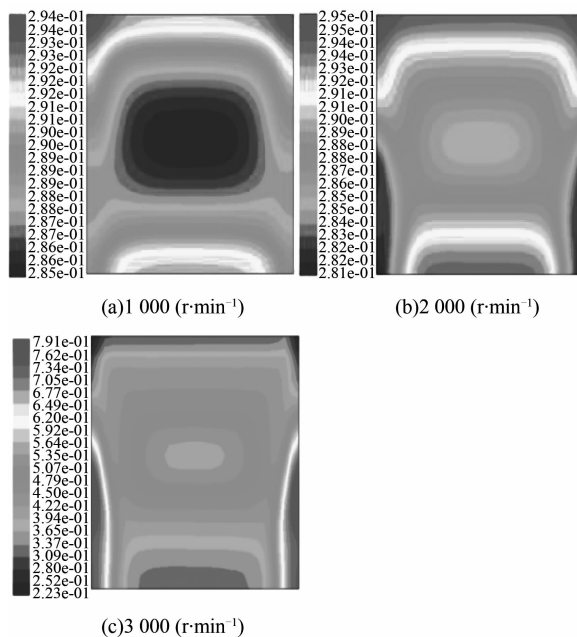


图8 C点泵内液态 DME 质量分数云图

2.2 进油阶段流体分析

设定 C-D 段进油过程的凸轮转速为 3 000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$), 依据上面的仿真结果, 泵内初始压力设

定为 0.35 MPa, 与泵内压力设定为 0.3 MPa 的仿真结果进行对比分析。运行至 C 点, 与闭口模型相比, 开口模型增加了 1.4 mm 的高度, 所以气态 DME 体积分数按 60% 计算。初始状态泵内液态 DME 均匀分布, 质量分数为 29%, 燃料温度为 30 °C, 进油压力 0.6 MPa。

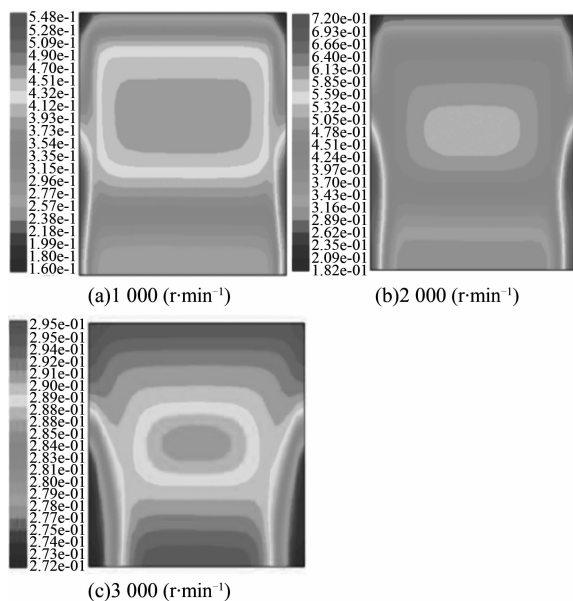


图 9 C 点泵内气态 DME 体积分数分布云图

当柱塞运动到 $Y = -7.74$ mm 的位置时, 泵内液态 DME 的质量分数和气态 DME 的体积分数云图如图 10 所示。从此时的液态 DME 的质量分数分布可以看出: 0.3 MPa 压力时进油速度较高, 进油量也较多; 泵内气态 DME 含量相对较高, 尤其是靠近入口处; 进油管近壁面处气态 DME 的含量更高, 减小了进油管的有效截面积, 不利于进油。泵内的液态 DME 含量均低于给定的 29%, 说明由于泵内压力较低使得泵内的液态 DME 进一步气化; 入口处的液态 DME 气化量更大。

柱塞运动到 $Y = -8.33$ mm 位置时, 泵内的流体分布云图如图 11 所示。可见: 泵内初始压力为 0.3 MPa 时的进油量高于 0.35 MPa 时的进油量。比较 0.3 MPa 和 0.35 MPa 的气态 DME 云图: 0.3 MPa 的气态 DME 含量仍然相对较高, 但是差距明显小于柱塞在 $Y = -7.74$ mm 位置时。说明泵内初始压力较低时, 在 $Y = -7.74$ mm 处泵内和新进入的燃料气化较多的现象, 随着柱塞的向下运动而逐渐消失。

其他条件不变, 泵内初始压力设为 0.35 MPa, 改变进油压力为 0.8 MPa 进行仿真。比较进油压力分别为 0.8 MPa 和 0.6 MPa 时泵内流体情况的差别。柱塞运动到 $Y = -7.74$ mm 位置时的泵内液态

DME 质量分数和气态 DME 体积分数云图如图 12 所示。与 0.6 MPa 下的泵内流体分布情况相比, 0.8 MPa 进油压力下的进油量略大; 气态 DME 含量略低, 回流至进油管的气态 DME 较少, 更有利于进油; 液态 DME 分布情况差别不大。

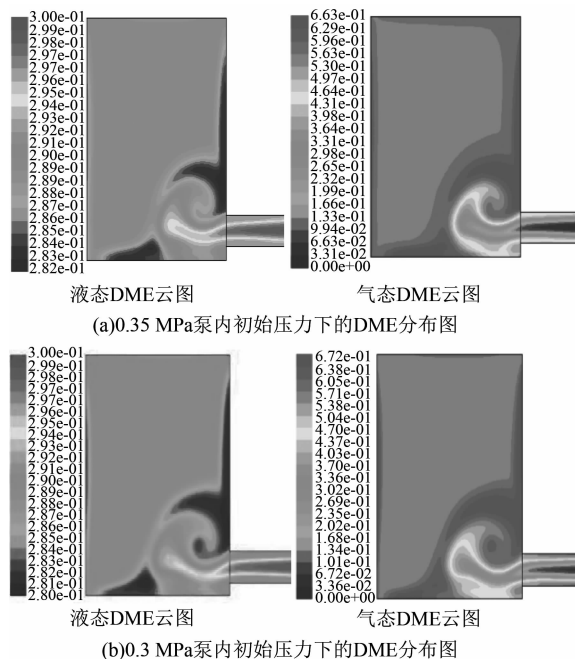


图 10 $Y = -7.74$ mm 时液态 DME 质量分数与气态 DME 体积分数的分布图

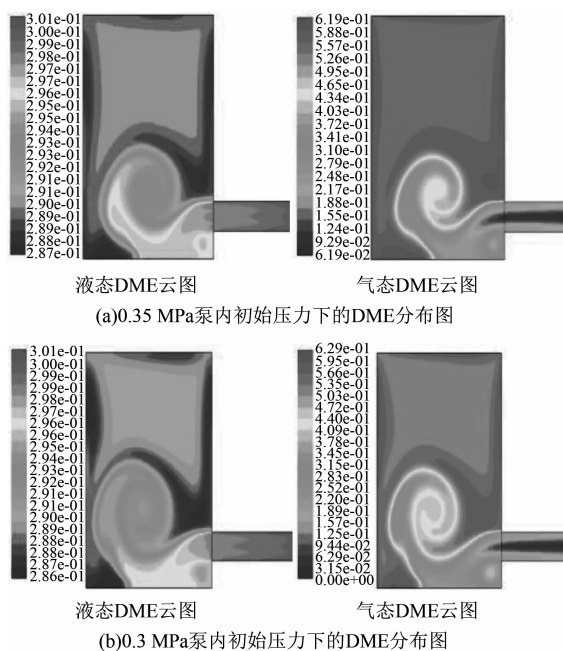


图 11 $Y = -8.33$ mm 时液态 DME 质量分数与气态 DME 体积分数的分布图

柱塞运动到 $Y = -8.33$ mm 位置时泵内流体情况如图 13 所示。此时, 进油压力 0.8 MPa 下的进油量明显多于 0.6 MPa, 管内已经没有回流的气态

DME, 中心气态 DME 含量仅为 1% ~ 5%, 基本不存在气态; 泵内液态 DME 含量相对较高, 靠近壁面处的液态 DME 含量均高于 29%, 油泵中心则更高, 即液化程度高于 0.6 MPa 进油压力时的液化程度。

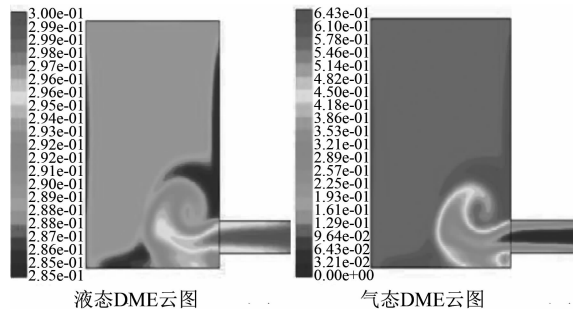


图 12 0.8 MPa 进油压力下 $Y = -7.74$ mm 时泵内流体含量的分布图

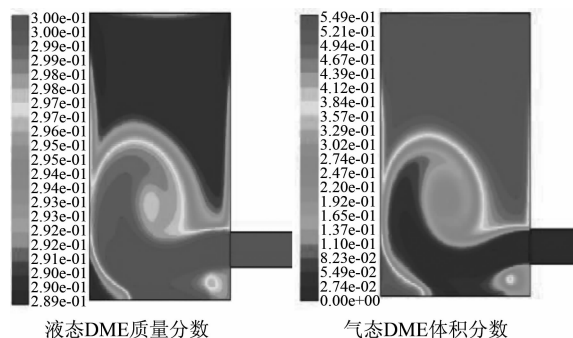


图 13 0.8 MPa 进油压力下 $Y = -8.33$ mm 时泵内流体含量分布图

3 结 语

本文在 Fluent 中对 BQ 型柱塞式喷油泵柱塞下行过程中泵内 DME/柴油混合燃料的流体情况进行了仿真分析。发现: DME/柴油混合燃料中 DME 含量越高, 混合燃料在油泵内的气化程度越高, 气阻现象越明显。在油泵柱塞到达回油孔前的下行阶段, 凸轮转速越高, 泵内气化的 DME 量越少, 柱塞到达回油孔时的泵内压力越低; 进油阶段泵内的初始压力越低, 进油压力越高, 进油过程的泵内气

态 DME 再液化速度和进油速度越高。改变油泵凸轮型线, 增加密闭泵腔内柱塞下行运动速度, 降低进油阶段柱塞下行运动速度, 增加进油压力, 可以降低 DME 燃料在高压油泵内的气阻现象。

参考文献

- [1] 朱平得. 关于解决汽油接卸过程中气阻问题的设想 [J]. 油气储运, 1983, 2 (2): 53-55.
- [2] 廖仁杰. 自然循环系统气阻形成机理与最小倾角研究 [D]. 昆明: 昆明理工大学, 2008.
- [3] 于君梅, 韩风利. 燃油供给系统产生气阻原因分析及防止措施 [J]. 农机维修, 1997 (3): 10-11.
- [4] 高磊, 周伟祥, 兰晨亮, 等. 制动液升温与气阻的成因分析及预防 [J]. 汽车维修, 2008 (2): 9-11.
- [5] KAJITANI S., CHEN Z L, KONNO M, et al. Engine performance and exhaust characteristics of direct-injection diesel engine operated with DME [C]. SAE Paper, NO. 972973, 1993.
- [6] ATWOOD D H, FERRARA G. Vapor lock studies for gasolines with ethers [C]. SAE Paper, NO931233, 1993.
- [7] 汤继斌, 钟成文. 空化、超空化流动的数值模拟方法研究 [J]. 力学学报, 2005, 37 (5): 640-644.
- [8] 赵展, 何东升. 柱塞泵气穴现象与其最高转速的研究 [J]. 机床与液压, 2010, 38 (17): 109-110.
- [9] CHEN Z S. A universal dimensionless enthalpy equation of saturated liquids of refrigerants [C]. The 5th Asian Thermophysical Properties Conference, Seoul, Korea, 1998.
- [10] YAWS C L. Chemical properties handbook [M]. USA: McGraw-Hill Book Co., 1998.
- [11] 童景山. 流体的热物理性质 [M]. 北京: 中国石化出版社, 1996.
- [12] TENG H, MCCANDLESS J C, SCHNEYER J B. Thermochemical characteristics of dimethyl ether—an alternative fuel for compression-ignition engines [C]. SAE Technical Paper, NO. 2001-01-05-05154, 2001.
- [13] 黄彪, 王国玉. 空化模型在非定常空化流动计算的应用评价与分析 [J]. 船舶力学, 2011, 15 (11): 1195-1202.