doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.03.048

吸油压力对外啮合齿轮泵空化特性的影响

李明学[1]　杨国来[1]　李晓青[2]　白桂香[1]　柴红强[1]

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 兰州交通大学自动化与电气工程学院, 兰州 730070)

摘要: 为了研究高海拔和高空作业环境对齿轮泵工作性能的影响,分析了吸油压力对外啮合齿轮泵空化特性的影响规律。采用数值模拟和可视化试验的方法,针对农业机械液压系统中常用的渐开线外啮合齿轮泵进行分析研究。分别在 0.05、0.10、0.15 MPa 的吸油压力下,数值模拟该泵内部流场的气体体积分数分布;利用高速摄像设备,试验观测记录该泵内的实际流动状态、气泡大小、气泡数量及空化程度等。结果表明:在 3 种不同的吸油压力下,泵内的油液均会出现不同程度的空化现象,空化强度由大到小依次表现为漩涡流、雾化流、气泡;随着吸油压力的升高,泵内油液中出现的气泡数目逐渐减少、气泡体积逐渐减小,泵内油液的最大气体体积分数和空化程度逐渐减小,使得泵内油液的流动状态越来越平稳,进而改善了齿轮泵出口流量的连续性和稳定性。

关键词: 外啮合齿轮泵; 吸油压力; 空化特性; 数值模拟; 可视化试验

中图分类号: TH137.51　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2019)03-0420-07

Influence of Suction Pressure on Cavitation Characteristics of External Gear Pump

LI Mingxue[1]　YANG Guolai[1]　LI Xiaoqing[2]　BAI Guixiang[1]　CHAI Hongqiang[1]

(1. *School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou* 730050, *China*
2. *School of Automation and Electrical Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou* 730070, *China*)

Abstract: External gear pumps are mostly used in open hydraulic circuit, such as transmission, pressurization, fuel injection and lubrication, etc. Because of the low suction pressure of the pump, air will be mixed into oil inevitably, which has a negative impact on the hydraulic system. In some special occasions, such as high altitude hydraulic system, because the equipment works at high altitude environment, the suction pressure of the fuel pump (e.g. gear pump) will be lower than the ordinary atmospheric pressure, which will undoubtedly lead to under-pressure suction of the gear pump and aggravate the cavitation phenomenon. In order to study the influence of high altitude working environment on the performance of gear pump, it is very important to fully understand the flow law of oil in gear pump and analyze the influence of oil suction pressure on its cavitation characteristics. In order to study the influence of suction pressure on cavitation characteristics of external gear pump, numerical simulation and visualization test method were used to analyze an involute external gear pump. The gear pump was widely used in fuel injection system. The simulation and test were carried out at 0.05 MPa, 0.10 MPa and 0.15 MPa, respectively. The vapor volume fraction distribution of the gear pump's internal flow field was numerically simulated. The actual flow state, bubble size, number of bubbles and cavitation degree in the gear pump were recorded and observed. The results showed that at different suction pressures, the fluid in the gear pump would have different degrees of cavitation. The cavitation intensity from strong to weak was as following: vortex flow, veil flow and bubbles. With the increase of suction pressure, the number and volume of bubbles of the oil would be decreased gradually, which would reduce the max value of vapor volume fraction and cavitation degree of the oil, made the flow state of the oil more and more stable, and then improved the continuity and stability of gear pump's outlet flow.

Key words: external gear pump; suction pressure; cavitation characteristics; numerical simulation; visualization test

收稿日期: 2019-01-13　修回日期: 2019-02-03

基金项目: 甘肃省科技重大专项(17ZD2GA010)和国家重点实验室开放基金项目(GZKF-201823)

作者简介: 李明学(1989—),男,博士生,主要从事液压传动与控制研究,E-mail: limingxue1234@yeah.net

通信作者: 杨国来(1963—),男,教授,博士生导师,主要从事液压传动与控制研究,E-mail: Yanggl@lut.cn

0　引言

齿轮泵作为农业机械液压系统中常用的动力转换装置，通常被应用在行走马达、液压转向器、液压油缸等场合。齿轮泵多用于开式液压回路的传输、增压、燃油喷射及润滑等方面[1-2]，由于泵的进口压力较低，空气会混入到油液中，对液压系统产生不利影响[3]。在一些特殊的场合，如高原地区或高空作业的液压系统[4-6]，由于液压设备工作在高海拔或高空环境，气压较低，齿轮泵作为液压动力源，其吸油压力会低于普通大气压，导致齿轮泵出现欠压吸油的情况，加剧空化现象[5]。为了研究高海拔和高空作业环境对齿轮泵工作性能的影响，充分了解齿轮泵内部油液的流动规律，分析吸油压力对其空化特性的影响十分重要。

目前，国内外学者对齿轮泵空化特性的研究，主要集中在：泵内流场分布的数值模拟[7-12]，泵内空化气泡产生、流动和消解过程[12-14]分析，空化对齿轮泵噪声的影响等[15-18]，然而吸油压力对齿轮泵空化特性影响的研究并不多。

本文以液压系统中渐开线外啮合直齿轮泵为研究对象，利用数值模拟和可视化试验的方法，分别对泵设置 3 种不同的吸油压力下欠压吸油、正常吸油和加压吸油的情况进行模拟，对应得到泵内部流场的气体分布、气泡尺寸、气泡数量等，并在不同吸油压力下对泵的空化特性进行分析，以期得到吸油压力对泵空化特性的影响规律。

1　渐开线外啮合齿轮泵内部区域

渐开线外啮合齿轮泵属于容积式泵，利用相互配合的齿轮在泵体中的回转，使工作腔周而复始的改变，从而达到吸排油液的目的[1]。

为了便于分析，现将泵内部各区域进行划分，如图 1 所示。

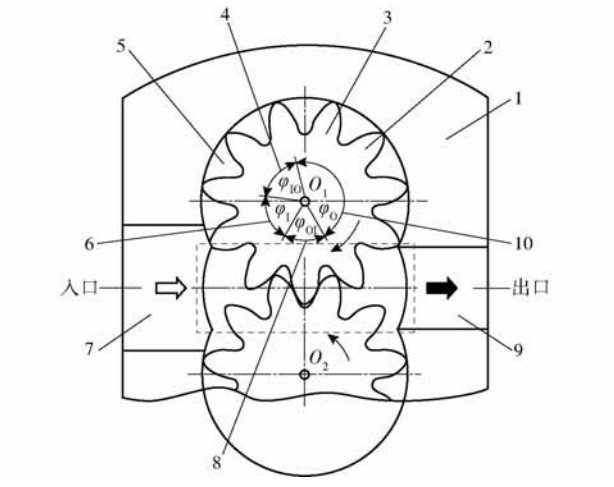

图 1　渐开线外啮合齿轮泵内部区域划分示意图

Fig. 1　Schematic of internal region division of involute external gear pump

1. 泵体　2. 渐开线齿轮（O_1、O_2分别代表主、从动齿轮中心点）　3. 轴向间隙（G_A）　4. 齿间油液建压桥路　5. 齿间工作腔　6. 吸油腔　7. 吸油通道　8. 轮齿复位桥路　9. 排油通道　10. 排油腔

2　泵工作过程

泵通过齿轮的旋转完成吸排油的工作过程，分析一对相互配合的轮齿转过 360°的过程，即可得到泵完成一次吸排油所经历的过程，进而可知整个泵的工作过程。

2.1　油液经历的过程

泵通过吸油过程、建压过程、排油过程和困油过程，完成一轮吸排油液的工作循环。在前 3 个过程中，油液也存在着一定体积的泄漏，但在困油过程中油液的泄漏量最大。在困油过程中，部分油液主要通过轴向间隙泄漏，其他的泄漏还包括端面间隙泄漏、齿侧间隙泄漏、径向间隙泄漏和轴承间隙泄漏等。

2.2　一对相互配合轮齿经历的过程

泵完成一轮吸排油液的工作循环，一对相互配合的轮齿恰好旋转 360°，过程如下：

（1）吸油过程：在结束上一轮工作循环后，随着齿轮的旋转，一对相互配合的轮齿逐渐退出啮合，它们的齿间工作腔逐渐被油液充满，完成本轮工作循环的吸油过程，此过程对应转过的角度为 φ_I。

（2）建压过程：相互配合的轮齿继续旋转，通过齿间油液建压桥路使得其齿间工作腔内的油液压力由进口压力逐步提高到出口压力，此过程对应转过的角度为 φ_{IO}。

（3）排油过程：相互配合的轮齿继续旋转，输送其齿间工作腔内的油液到达排油腔，并将其齿间工作腔内的油液逐渐挤出，完成本轮工作循环的排油过程，此过程对应转过的角度为 φ_O。

（4）复位过程：随着旋转过程的继续，相互配合的轮齿进入轮齿复位桥路，同时进入啮合状态，使得它们和前一对轮齿所构成的困油体积先逐渐变小、后逐渐增大，此时泵发生了典型的困油现象，相互配合的轮齿完成本轮工作循环的油液输送任务，并随着旋转的继续，进行复位，为下一轮工作循环的开始做好准备，此过程对应转过的角度为 φ_{OI}。

泵完成一轮吸排油液的工作循环，油液和配对轮齿分别经历以上 4 个过程。随着齿轮的持续旋转，所有配对轮齿的吸排油过程分别相互叠加，使泵

完成对油液加压输送的工作任务。

3 数值仿真模拟

针对吸油压力对齿轮泵空化特性的影响,采用 CFD 的方法对其进行数值仿真模拟。

3.1 计算模型

计算模型采用渐开线外啮合直齿轮泵,由于重点分析泵内部流场的气液两相流动,忽略齿轮泵的端面间隙,计算模型如图 2 所示。

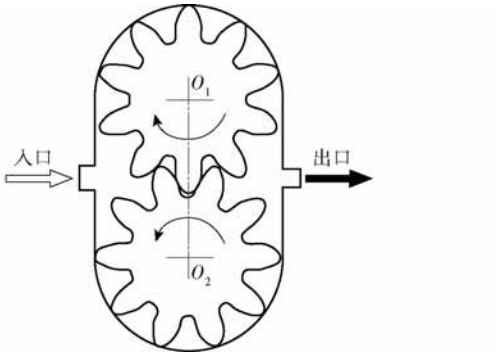

图 2 渐开线外啮合直齿轮泵的计算模型

Fig. 2 Calculation model of involute external gear pump

泵的主、从动齿轮均为渐开线齿轮,几何参数相同,其主要参数如表 1 所示。

表 1 主要几何参数

Tab. 1 Main geometric parameters

参数	模数/mm	压力角/(°)	变位系数	齿高系数	顶隙系数	中心距/mm
数值	3	20	0.5	1	0.25	33

3.2 控制方程组

在齿轮泵内部气液两相流的数值计算过程中,利用 Fluent 16.0 软件进行求解,选用 Mixture 模型,空化流动采用全空化模型。在 Mixture 模型的假设下,在较小的空间尺度范围内,液相和气相之间的耦合强烈且满足局部平衡条件。因此,可将空化流动中的液相和气泡相作为统一的混合流体相进行分析,即采用控制方程组[19-24]:

(1)连续性方程

混合流体相

$$\frac{\partial}{\partial t}\rho_m + \nabla(\rho_m \boldsymbol{v}_m) = 0 \tag{1}$$

气泡相

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla(\alpha_v \rho_m \boldsymbol{v}_m) = R_e - R_c \tag{2}$$

(2)动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \boldsymbol{v}_m) + \nabla(\rho_m \boldsymbol{v}_m \boldsymbol{v}_m) = -\nabla p + \nabla[\mu_m(\nabla \boldsymbol{v}_m + \boldsymbol{v}_m^{\mathrm{T}})] \tag{3}$$

(3)能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l E_l + \alpha_v \rho_v E_v) + \nabla[\alpha_l \boldsymbol{v}_m(\rho_l E_l + p) + \alpha_v \boldsymbol{v}_m(\rho_v E_v + p)] = \nabla(k_{eff}\nabla T) \tag{4}$$

式中 ρ_m——混合流体密度

ρ_v——空泡相(空气 + 液压油蒸汽)密度

ρ_l——流体相(液压油)密度

$\boldsymbol{v}_m$——混合流体速度矢量

α_v——气泡相体积分数

α_l——流体相体积分数

R_e——气泡产生率

R_c——气泡溃灭率

p——流体静压力

E_v——气泡相能量

E_l——流体相能量

T——混合流体温度

k_{eff}——有效导热系数

气泡动力学特征的 Reyleigh - Plesset 方程为

$$R_B \frac{\mathrm{d}^2 R_B}{\mathrm{d}t^2} + \frac{3}{2}\left(\frac{\mathrm{d}R_B}{\mathrm{d}t}\right)^2 = \frac{p_B - p}{\rho_l} - \frac{4\mu}{R_B}\frac{\mathrm{d}R_B}{\mathrm{d}t} - \frac{2\sigma}{\rho_l R_B} \tag{5}$$

式中 R_B——气泡半径 p_B——泡内压力

μ——油液动力粘度

σ——油液表面张力

R_e和 R_c由式(5)推导得出。

3.3 计算方法和边界条件

在空间上对式(1)~(5)进行离散,采用 SIMPLE 算法实现速度和压力之间的耦合,压力项离散格式采用 Standard 格式,其他项采用一阶迎风格式。考虑到计算区域的网格可能会在计算时发生较大变形,因此采用三角形网格对图 2 所示的计算区域进行网格划分。在计算时为了防止网格划分过于细密影响计算速度,故而对两齿轮啮合处和轮齿与壁面接触处的间隙做了微小扩大,并对吸、排油口和泵体的连接处进行了适当的圆角过渡。

计算区域随着泵的旋转不断改变,因此在泵内流域采用动网格。计算时,通过用户自定义函数(UDF)给定主、从齿轮的转速,泵内流域网格随着齿轮的旋转不断重构以保证网格质量。

计算中主、从动齿轮的转速相等,主、从齿轮作回转运动时的角速度为

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \tag{6}$$

式中 ω——泵的角速度,rad/s

n——泵的转速,r/min

设泵的转速为 1 500 r/min，在 UDF 中对应的角速度为 157.08 rad/s。当齿轮逆、顺时针旋转时，在 UDF 中角速度对应地取“+”和“-”，即可保证动网格能顺利更新而不出现负体积。

求解器类型定义为瞬态（Unsteady），湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型，近壁面处理方法中选择尺度化壁面方程；介质为油液，粘性系数为 0.040 48 N·s/m^2，密度为 880 kg/m^3；为了进出口的边界条件贴近实际，选择通用边界，进出口压力类型为：压力入口 + 压力出口；排油口压力设为 6.3 MPa，为了模拟欠压吸油、正常吸油和加压吸油的情况，吸油口压力 p_1 分别设为 0.05、0.10、0.15 MPa。此处设置的吸、排油压力均指绝对压力。

4　可视化试验与结果分析

为验证该模型泵内部流场数值模拟的准确性，搭建齿轮泵可视化试验系统。

4.1　可视化试验系统

该试验系统主要由试验泵、伺服电机、高速摄像机、速度计、调压阀、高精度传感器等组成，试验系统如图 3 所示。

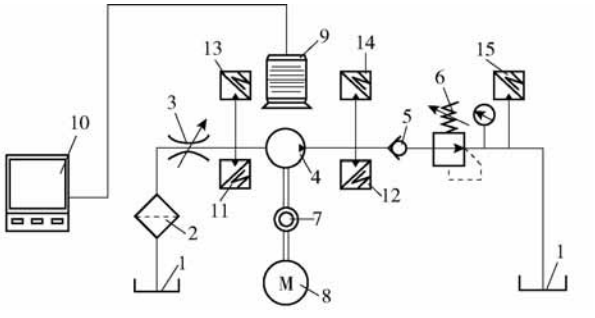

图 3　齿轮泵空化特性可视化试验系统示意图

Fig. 3　Schematic of visualization test system for cavitation characteristics in gear pump

1. 油箱　2. 过滤器　3. 节流阀　4. 试验泵　5. 单向阀　6. 调压阀　7 转速计　8. 伺服电机　9. 高速摄像机　10. 图像显示器　11、12. 温度传感器　13、14、15. 压力传感器

试验中齿轮泵实物如图 4 所示。为了顺利进行可视化试验，便于清晰地观察齿轮泵内部油液的实际流动状态和空化特性，该试验齿轮泵的泵体和后端盖用有机玻璃（PMMA）加工而成。

4.2　试验条件

为保证结果分析的准确性，设置相同的试验条件和数值模拟条件。泵内的工作介质为 L-HM 46#抗磨液压油，试验系统所处的环境温度为 22℃。试验泵转速 n 为 1 500 r/min，转速误差为 ±10 r/min。

为了模拟欠压吸油、正常吸油和加压吸油的情况，试验泵吸油口压力根据压力表分别调整为 -0.05、0、0.05 MPa，排油口压力均调整为 6.2 MPa（因为标准大气压为 0.1 MPa，如此设置可确保吸油压力 p_1 依次为 0.05、0.10、0.15 MPa，排油压力 p_0 为 6.3 MPa），压力表误差为 ±0.002 5 MPa。

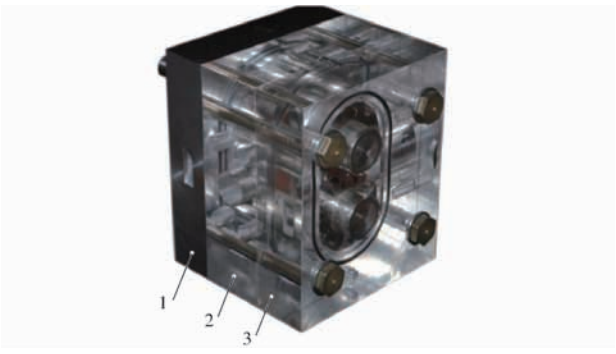

图 4　可视化试验齿轮泵

Fig. 4　Gear pump for visualization test

1. 前端盖　2. 泵体　3. 后端盖

4.3　结果分析

通过对泵进行数值模拟和可视化试验，分别在吸油压力为 0.05、0.10、0.15 MPa 时得到泵内部流场的气体体积分数分布和泵内实际流动状态。为了保证对比分析的有效性和准确性，在计算结果后处理阶段，分别在 3 种吸油压力下选取齿轮转过相同角度时（即齿轮泵处于相同位置）对应的气体体积分数分布云图，结果如图 5 所示。

由图 5 可以看出，在 3 种吸油压力下，泵内部流场的左侧（进油侧）均出现了气体体积分数大于 0 的区域；随着吸油压力的提高，气体体积分数大于 0 的区域在云图中显示的颜色逐渐变浅，且其范围也在逐渐缩小。在 3 种吸油压力下，泵内流场中都出现了不同程度的空化现象；且随着吸油压力的提高，泵内油液的最大气体体积分数在逐渐减小，同时其空化强度和空化范围在逐渐减小。

可视化试验结果显示，转速对齿间油液建压桥路区域内的空化特性影响不大，但对吸油腔、齿间工作腔、排油腔及轮齿复位桥路区域内空化特性的影响非常明显。泵内实际流动状态（图 1 中虚线框区域）如图 6 所示。

在图 6 中：I 为进口油流；齿轮泵按箭头所指方向旋转；k1 和 k2 为前一对相互配合的轮齿，m1 和 m2 为后一对相互配合的轮齿；B 表示气泡，Ve 表示雾化流，Vx 表示漩涡流。

在图 6a 中，在 k1、k2 和 m2 构成的区域（即齿间工作腔 T）内，随着齿轮的旋转，T 的体积突然增大，并开始吸入油液，导致此区域压力骤减，加之吸油压力严重不足，造成油液补充不及时，使泵发生吸空，同时之前溶入油液的空气由于此区域内的压力低于空气分离压而析出，泵吸空和气泡析出的双重作用导致漩涡流（Vx1）的出现，此处油流极不平稳；

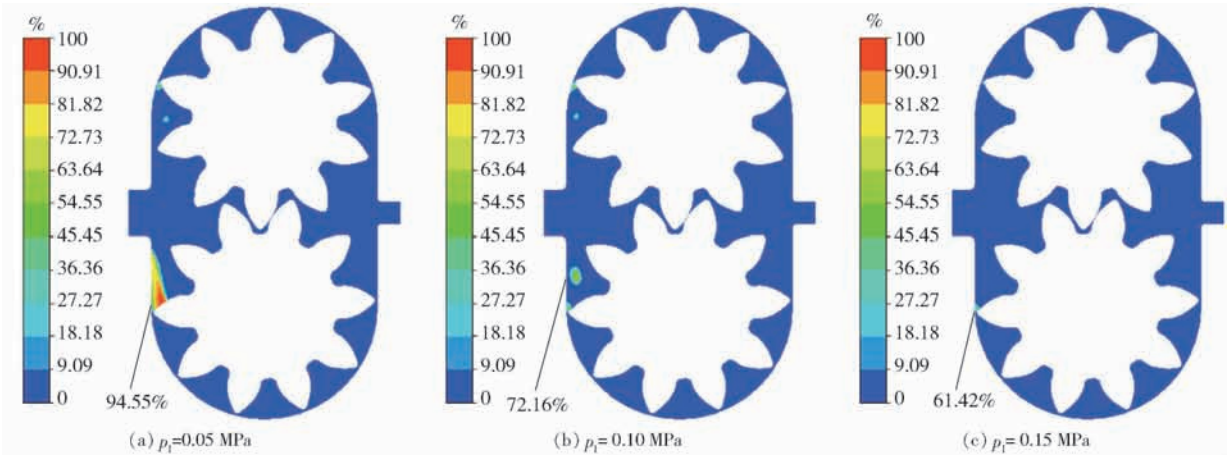

图 5 泵内部流场的气体体积分数分布

Fig. 5 Vapor volume fraction distributions in internal flow field of gear pump

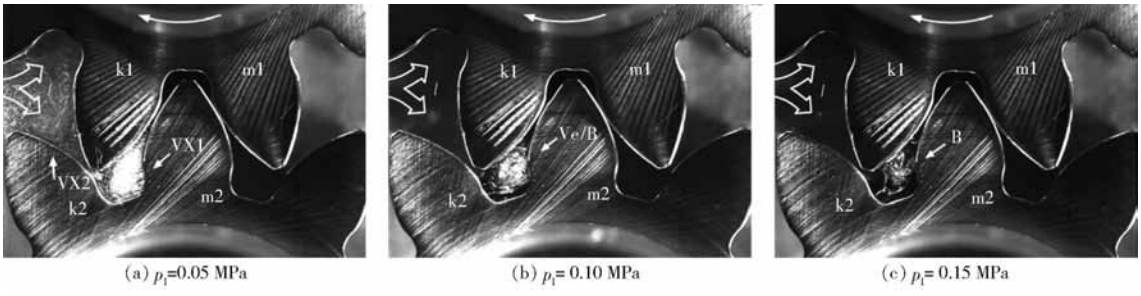

图 6 泵内实际流动状态

Fig. 6 Actual flow states in internal flow field of gear pump

进口油流 I,由于吸油过程的进行,吸油压力的不足,使得油液补充极不充分,导致泵出现吸空,也出现了漩涡流(Vx2),此处油流也不平稳。在图 6b 中,在 k1、k2 和 m2 构成的区域(T)内,也由于泵的吸空和部分溶入油液的空气因其压力低于空气分离压而析出,使该区域内出现雾化流(Ve),并伴随产生了大量的气泡(B),此处油流不稳定;进口油流 I,也因吸油压力略有不足,导致油液补充稍显不足,而出现了少量的气泡(B),此处油流轻微有些不稳定。在图 6c 中,在 k1、k2 和 m2 构成的区域(T)内,由于 T 的体积骤增,使得之前溶入油液的少量空气因其压力低于空气分力压而析出,出现了一定量的气泡(B),此处油流也变得不稳定;进口油流 I,由于吸油压力足够,泵吸油所需的油液得以及时且足量的补充,因此并无气泡出现,此处油流较为平稳。

综合图 6 可知,随着吸油压力的增大,泵内的空化强度由大变小,且依次表现为漩涡流、雾化流、气泡,同时空化区域的范围在逐渐缩小,使得泵内的流动状态由不平稳逐渐发展到平稳。

通过数值模拟,得到泵内油液的最大气体体积分数随吸油压力的变化曲线如图 7 所示。由图 7 可知,泵内油液的最大气体体积分数随着吸油压力的增大而减小。

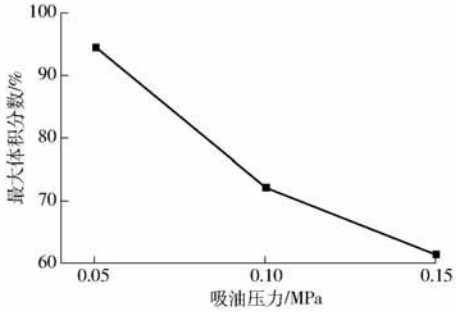

图 7 最大气体体积分数随吸油压力的变化曲线

Fig. 7 Changing trend of maximum vapor volume fraction with suction pressures

泵内流场的空化程度随吸油压力的变化趋势如表 2 所示。

表 2 空化程度随吸油压力的变化趋势

Tab. 2 Changing trend of cavitation degree with suction pressures

空化程度	吸油压力/MPa		
	0.05	0.10	0.15
空化形式	Vx1 + Vx2	Ve + B	B
空化强度	大	中	小
空化范围	大	中	小

由表 2 可知,泵内流场的空化强度和空化范围随着吸油压力的增大而减小,说明其相应的空化程

度随着吸油压力的提高在逐渐降低。

5　结论

(1)在 3 种吸油压力下,泵内的油液均会出现不同程度的空化现象,空化强度由大到小依次表现为漩涡流(Vx)、雾化流(Ve)、气泡(B)。

(2)随着吸油压力的增大,泵内油液中出现的气泡数目逐渐减少、气泡体积逐渐减小,使泵内油液的最大气体体积分数逐渐减小。

(3)随着吸油压力的增大,泵内流场的空化程度(空化强度 + 空化范围)逐步降低,泵内油液的流动状态变得越来越平稳,进而改善了泵出口流量的连续性和稳定性。

参　考　文　献

[1] 何存兴,林建亚. 液压元件[M]. 北京:机械工业出版社,1982.

[2] 许贤良,赵连香,王传礼. 复合齿轮泵[M]. 北京:机械工业出版社,2007.

[3] 周俊杰. 齿轮泵多连通容积内空化演变过程及其影响研究[D]. 北京:北京理工大学,2015.
ZHOU Junjie. Study on cavitation in multi-connected volumes and its effects on the operation of gear pumps [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2015. (in Chinese)

[4] 李家宁. 高原环境下小断面隧道用凿岩台车液压系统设计与钻臂轻量化研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2016.
LI Jianing. Design of hydraulic system and lightweight research of drill arm of drill jumbo used in small section tunnel of plateau [D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2016. (in Chinese)

[5] 李国权. 航空发动机滑油泵高空性分析[J]. 航空发动机,2008,34(1):46 - 47.
LI Guoquan. Analysis of altitude performance of aeroengine oil pump[J]. Aeroengine, 2008, 34(1): 46 - 47. (in Chinese)

[6] 靳生盛. 高原环境对工程机械动力系统的影响及措施[J]. 青海师范大学学报(自然科学版),2004,20(4):48 - 50.
JIN Shengsheng. The influence and measure of plateau's environment for engineering mechanical power system[J]. Journal of Qinghai Normal University (Natural Science), 2004,20(4):48 - 50. (in Chinese)

[7] RIEMSLAGH K, VIERENDEELS J, DICK E. An arbitrary Lagrangian - Eulerian finite volume method for the simulation of rotary dis-placement pump flow[J]. Applied Numerical Mathematics, 2000, 32(4): 419 - 433.

[8] 杜睿龙,谢安桓,周华,等. 基于集中参数法的内啮合齿轮泵仿真[J]. 华中科技大学学报(自然科学版),2018,46(9):101 - 106.
DU Ruilong, XIE Anhuan, ZHOU Hua, et al. Simulation on internal gear pumps utilizing lumped parameter approach[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2018, 46(9):101 - 106. (in Chinese)

[9] CAMPO D, CASTILLA R, RAUSH A, et al. Numerical analysis of external gear pumps including cavitation[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2012, 134 (8):081105.

[10] 文昌明,李玉龙,钟飞. 齿轮泵入口侧的空化性能研究与分析[J]. 机床与液压,2018,46(19):50 - 52,22.
WEN Changming, LI Yulong, ZHONG Fei. Research on cavitation performance on the inlet side of the gear pump[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2018, 46(19): 50 - 52,22. (in Chinese)

[11] 刘巍,王安麟,张小路,等. 高压齿轮泵过渡区阻尼结构参数化[J/OL]. 农业机械学报,2013,44(6):280 - 286.
LIU Wei, WANG Anlin, ZHANG Xiaolu, et al. Parametric on transition zone damping structure in high-pressure gear pumps [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 280 - 286. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20130649&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.06.049. (in Chinese)

[12] 吕亚国,刘振侠,黄健. 外啮合齿轮泵内部两相流动的数值模拟[J]. 润滑与密封,2012, 37(1):17 - 21.
LÜ Yaguo, LIU Zhenxia, HUANG Jian. Numerical simulation of the two-phase flow in external gear pump[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(1): 17 - 21. (in Chinese)

[13] ZHOU Junjie, VACCA A, CASOLI P. A novel approach for predicting the operation of external gear pumps under cavitating conditions [J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2014, 45(6):35 - 49.

[14] ANTONIAK P, STRYCZEK J. Visualization study of the flow processes and phenomena in the external gear pump[J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2018, 18(4):1103 - 1115.

[15] 许燕,郭津津,刘杰. 基于 FLUENT 的齿轮泵内流场分析[J]. 机床与液压,2013,41(7):189 - 191.
XU Yan, GUO Jinjin, LIU Jie. Analysis of internal flow field of gear pump based on FLUENT[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2013, 41(7): 189 - 191. (in Chinese)

[16] 杨元模,胡兵,曾名嵩,等. 进一步探究外啮合齿轮泵产生噪声和振动的机理及解决方法[J]. 机床与液压,2007,35(12):114 - 116.
YANG Yuanmo, HU Bing, ZENG Mingsong, et al. Cause and solution for noise and vibration of external rotary gear pump [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2007,35(12):114 - 116. (in Chinese)

[17] 吕正农,刘杰. 外啮合齿轮泵产生噪声的原因及解决方法[J]. 流体传动与控制,2008(3):47 - 48.
LÜ Zhengnong, LIU Jie. Noise caused from external gear pump and its solution [J]. Fluid Power Transmission & Control,

2008(3): 47 - 48. (in Chinese)
[18] MUCCHI E, RIVOLA A, DAIPIAZ G. Modelling dynamic behaviour and noise generation in gear pumps: procedure and validation[J]. Applied Acoustics, 2014, 77: 99 - 111.
[19] 赵伟国,翟利静,夏添,等. 离心泵叶片开槽抑制空化数值模拟[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(12):150 - 157.
ZHAO Weiguo, ZHAI Lijing, XIA Tian, et al. Numerical simulation of slotted blade in centrifugal pump on cavitation suppression[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(12): 150 - 157. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20181219&flag = 1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.12.019. (in Chinese)
[20] 张人会,陈学炳,郭广强,等. 低比转数离心泵叶轮内流场重构与模态分析[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(12):143 - 149.
ZHANG Renhui, CHEN Xuebing, GUO Guangqiang, et al. Reconstruction and modal analysis for flow field of low specific speed centrifugal pump impeller[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(12): 143 - 149. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20181218&flag = 1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.12.018. (in Chinese)
[21] 李贝贝,刘秀梅,龙正,等. 基于 Fluent 的节流阀油液空化流场数值分析[J]. 振动与冲击,2015,34(21): 54 - 58.
LI Beibei, LIU Xiumei, LONG Zheng, et al. Simulation and analysis for cavitation flow field in a throttle valve based on Fluent [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(21): 54 - 58. (in Chinese)
[22] 高红. 溢流阀阀口气穴与气穴噪声的研究[D]. 杭州:浙江大学,2003.
GAO Hong. The study on cavitation near the orifice of relief valve and cavitation induced noise[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2003. (in Chinese)
[23] 李玉龙,刘焜. 外啮合齿轮泵动态困油模型及其参数影响分析[J]. 农业机械学报,2009,40(9):214 - 219.
LI Yulong, LIU Kun. Dynamic model of trapped oil and effect of related variables on trapped oil pressure in external spur-gear pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(9): 214 - 219. (in Chinese)
[24] 陈庆光,吴玉林,刘树红,等. 轴流式水轮机全流道内非定常空化湍流的数值模拟[J]. 机械工程学报,2006,42(6): 211 - 216.
CHEN Qingguang, WU Yulin, LIU Shuhong, et al. Numerical simulation of unsteady cavitating turbulent flow in the whole flow passage of a Kaplan turbine [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(6): 211 - 216. (in Chinese)

(上接第 419 页)

[14] ERTURK N, VERNET A, CASTILLA R, et al. Experimental analysis of the flow dynamics in the suction chamber of an external gear pump [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2011, 53(2): 135 - 144.
[15] CASTILLA R, GAMEZ-MONTERO P J, RAUSH G, et al. Method for fluid flow simulation of a gerotor pump using OpenFOAM[J]. Journal of Fluids Engineering, 2017, 139(11): 111101.
[16] PELLEGRI M, VACCA A, DEVENDRAN R S, et al. A Lumped parameter approach for gerotor pumps: model formulation and experimental validation[C]//10th International Fluid Power Conference, 2016: 465 - 476
[17] LIU J J, SONG R, CUI M M. Improvement of predictions of petrophysical transport behavior using three-dimensional finite volume element model with micro-CT images[J]. Journal of Hydrodynamics, 2015, 27(2): 234 - 241.
[18] SUNG H J, MIN H K, NAM Y J, et al. Design and experimental verification of a port plate in a gerotor pump to reduce pressure pulsation[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(2): 671 - 678.
[19] GAMEZ-MONTERO P, CASTILLA R, CODINA E, et al. GeroMAG: in-house prototype of an innovative sealed, compact and non-shaft-driven gerotor pump with magnetically-driving outer rotor[J]. Energies, 2017, 10(4): 435.
[20] 王福军. 流体机械旋转湍流计算模型研究进展[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(2): 1 - 14.
WANG Fujun. Research progress of computational model for rotating turbulent flow in fluid machinery[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2): 1 - 14. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20160201&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.001. (in Chinese)
[21] DARYUS A, SISWANTARA A, DARMAWAN S, et al. CFD simulation of turbulent flows in Proto X - 3 bioenergy micro gas turbine combustor using STD $k-\varepsilon$ and RNG $k-\varepsilon$ model for green building application [J]. International Journal of Technology, 2016, 7(2): 204 - 211.