

doi:10.3969/j.issn.2095-0411.2022.02.006

影响高黏度齿轮泵容积效率因素分析

吴少华¹, 祝海林^{1,2}, 唐鑫¹, 於雷¹, 何宜玖¹, 徐玉凯¹

(1. 常州大学机械与轨道交通学院, 江苏常州 213164; 2. 江苏省绿色过程装备重点实验室(常州大学), 江苏常州 213164)

摘要:应用 Gambit, Fluent 软件对高黏度齿轮泵参数化模型进行仿真模拟, 探讨了介质黏度、转速、压差、齿顶间隙对高黏度齿轮泵容积效率的影响。得出: 介质黏度较高时, 高黏度齿轮泵的容积效率比较稳定、波动不大; 齿轮低速运转时的容积效率较高。从结构参数、运动参数两方面为改善高黏度齿轮泵的容积效率提供了依据。

关键词:高黏度齿轮泵; 容积效率; 参数化模型; 仿真

中图分类号:TH 325

文献标志码:A

文章编号:2095-0411(2022)02-0045-08

Influence of Various Parameters on the Performance of High Viscosity Gear Pump

WU Shaohua¹, ZHU Hailin^{1,2}, TANG Xin¹, YU Lei¹, HE Yijiu¹, XU Yukai¹

(1. School of Mechanical Engineering and Rail Transit, Changzhou University, Changzhou 213164, China; 2. Jiangsu Key Laboratory of Green Process Equipment, Changzhou University, Changzhou 213164, China)

Abstract: The Gambit and Fluent software were used to simulate the parametric model of the high-viscosity gear pump, and the effects of medium viscosity, speed, pressure difference and tooth tip clearance on the volumetric efficiency of the high-viscosity gear pump were discussed. It is concluded that when the viscosity of the medium is high, the volumetric efficiency of the high-viscosity gear pump is relatively stable and the fluctuation is not large; the volumetric efficiency of the gear is high at low speed. It provides a basis for improving the volumetric efficiency of high-viscosity gear pumps in terms of structural parameters and motion parameters.

Key words: high viscosity gear pump; volumetric efficiency; parametric model; simulation

收稿日期: 2021-11-24。

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51075046)。

作者简介: 吴少华(1995—), 男, 江苏泰州人, 硕士生。通信联系人: 祝海林(1960—), E-mail: 1516686883@qq.com

引用本文: 吴少华, 祝海林, 唐鑫, 等. 影响高黏度齿轮泵容积效率因素分析[J]. 常州大学学报(自然科学版), 2022, 34(2): 45-52.

化工及食品行业的生产原料、成品、半成品多为高黏度液体,对高黏度液体进行增压、输送,从而满足各种反应条件及连续生产的要求,这就需要具有一定自吸能力的各类容积式泵。在各类容积式泵中,齿轮泵的特点是结构简单、加工方便、成本低,对液体中的污物敏感性不强,高黏度抽吸性能非常强,泵的工作效率受液体黏度影响较小,因而是输送黏稠液体的理想泵种。齿轮泵作为一种高效液压元件,在各个场合应用广泛。但目前中国石化行业所使用的高黏度齿轮泵多依赖进口,因此,了解和掌握齿轮泵的特点、性能及其发展方向十分必要^[1-3]。研究高黏度齿轮泵的泄漏问题以提高其容积效率是一个十分重要的课题。

1 高黏度齿轮泵的泄漏问题

1.1 影响高黏度齿轮泵性能的因素

高黏度齿轮泵在输送高黏度介质时出口压力远大于进口压力,高黏度介质会沿着轴向间隙和径向间隙泄漏。齿轮高速旋转产生的离心力往相反的方向推送介质,而让介质远离齿轮啮合处,使部分介质无法进行输送。输送的高黏度介质,需要加热使介质处于流体状态,才能方便输送,泵内温度过高,使得压力差变大。当齿顶间隙过大时,泄漏增加,会造成齿轮泵容积效率降低;当齿顶间隙过小时,齿轮、轴在高压和高黏度介质被输送时产生的摩擦力下变形,造成齿轮碰撞低压腔泵体,会使机械损失增大。这些问题都会影响高黏度齿轮泵的工作性能^[4-6]。

1.2 轴向间隙的泄漏

轴向间隙的泄漏分为压差引起的泄漏和离心泄漏,轴向间隙的泄漏量的推导公式为^[7]

$$Q_s = 4q_v \left(\frac{\theta}{2\pi} + \frac{Z_0 - 1}{2Z} \right) = \frac{s^3}{3\mu \ln \left(\frac{R}{R_z} \right)} \Delta P \left(\theta + \frac{Z_0 - 1}{Z} \right) \pi \quad (1)$$

式中: q_v 为流量; θ 为高压腔包角; s 为轴向间隙; μ 为高黏度介质动力黏度; R 为齿轮分度圆半径; R_z 为齿轮轴半径; ΔP 为齿轮泵高低压腔压差; Z 为齿轮齿数; Z_0 为过渡区齿数。

由式(1)可知,在高黏度齿轮泵中,轴向间隙的增大能使高黏度介质的摩擦损失减小,但泄漏量会增大;减小间隙,能使泄漏量变小,但介质的摩擦损失会变大。

1.3 径向间隙的泄漏

径向间隙的泄漏是介质在齿顶与壳体间隙之间的泄漏,径向间隙的泄漏量的推导公式^[8]为

$$Q_h = B \left(\frac{h^3 \Delta P}{6\mu L} - h v_0 \right) = \frac{B h^3 \Delta P}{6\mu S_e Z_0} - \frac{\pi B h n R_e}{60} \quad (2)$$

式中: B 为齿宽; h 为齿顶间隙; L 为压力作用长度; v_0 为齿顶线速度; S_e 为分度圆的齿顶宽; Z_0 为过渡区齿数; ΔP 为齿轮泵高低压腔压差; n 为工作转速。

由式(2)可知,在高黏度齿轮泵中,径向间隙的泄漏量跟介质黏度、齿宽、齿顶间隙和转速有关。

2 仿真模型的建立和参数设置

2.1 仿真模型

高黏度齿轮泵几何参数:齿宽为 20.2 mm,模数为 2.76,齿数为 12,轴长为 20.3 mm,齿轮泵体积为 18 123.4 mm³,主动轮的转速为 600 r/min。高黏度齿轮泵的三维图如图 1 所示。

把模型导入 Gambit 中进行网格划分,划分网格时 Interval size 取值为 0.1,由于两齿轮之间和齿顶间隙的尺寸较小,为了更好地捕捉到高黏度齿轮泵的内部流动特征,需对齿轮啮合处和齿顶间隙网格进行加密^[9-10]。对齿轮的齿顶、齿根部分进行细化,Interval size 取值为 0.05,得到网格划分后的模型网格数为 365 630,最大扭曲度为 0.473 3,如图 2 所示。

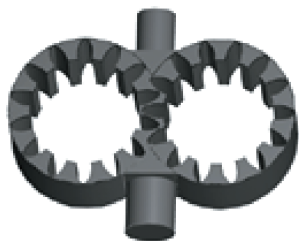


图1 齿轮泵流体区域模型

Fig.1 Fluid region model of gear pump

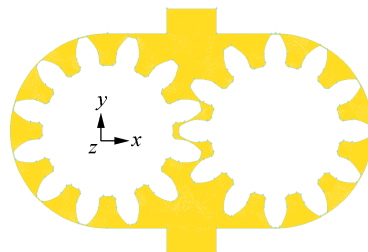


图2 齿轮泵流体区域网格图

Fig.2 Fluid area grid of gear pump

2.2 计算方法和湍流模型

通过 Fluent 动网格技术模拟仿真齿轮泵运行的动态过程,借助 profile 编译即可。考虑到齿轮泵大多浸泡于液体中,因此关键在于仿真液体的流体场。Fluent 计算流场基于动量方程、流体连续性方程、能量方程这 3 个基本方程^[11-13]。在下列过程中,式(3)表示流体连续性方程^[9]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (j=1,2,3) \quad (3)$$

式中: u_j 为流体在 y 轴上的速度分量; x_i 为笛卡尔坐标系。当 $i=1$ 时, $x_i=x$; $i=2$ 时, $x_i=y$; 当 $i=3$ 时, $x_i=z$ 。

动量方程为

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (4)$$

式中: P 为静压; τ_{ij} 为应力张量,其中 i 为作用面的外法向, j 为在 j 方向上的投影; c_j 为积分常数, g_i 为 i 轴方向的重力加速度。 τ_{ij} 计算式为

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (5)$$

式中: δ_{ij} 为黏性项; u_l 为管道内任意一点的速度。

Fluent 对流场能量方程求解为

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial [\rho u_i (E + P)]}{\partial x_i} = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \left[k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right] + S_i \quad (6)$$

式中: k_{eff} 为材料的导热系数; J_j 为扩散通量; S_i 为导热项。导热项、黏性耗散项、组分扩散项这 3 个重要的相关项在方程右侧,代表反应热、体力热源总加和的是 S_h ,所以公式右侧可以用 S_h 来替换。

$$E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (7)$$

式中 h 为流体焓。其中理想流体的焓定义为 $h = m_j h_{j'}$;不可压缩流体焓定义为 $h = m_j h_{j'} + \frac{P}{\rho}$;组分 j' 的

焓表达式为 $h_{j'} = \int_{T_{\text{ref}}}^T c_{P,j'} dT$,有效温度 $T_{\text{ref}} = 298.15 \text{ K}$ 。

2.3 边界条件的确定

设齿轮泵排液口的压力为 0.1 MPa,吸液口无压力,吸排液口的温度根据介质的黏度进行设置,湍

动强度设为 5%, 水利半径设为 0.004 mm。

2.4 仿真参数的确定

选用压力求解器进行求解, 湍流模型选用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型, 采用动网格技术对齿轮泵的旋转运动进行模拟, 选用的动网格的调节算法为弹性光顺和局部重构法^[14-16]。设定仿真步长为 0.000 01 s, 时间步数为 3 000 步, 同时为了便于观察齿轮泵在不同时刻的运行情况, 设置在仿真过程中每隔 20 步自动保存一次。

因主要研究的是齿轮泵在恒定转速下转动, 当齿轮泵转速为 400, 800, 1 200 r/min 时, 所编写的边界型函数为:

左侧齿轮

((left 3 point)

(time 0 1 60)

(omega_z v v v))

右侧齿轮

((right 3 point)

(time 0 1 60)

(omega_z v v v))

3 仿真结果与分析

3.1 齿顶间隙对高黏度齿轮泵内部流场的影响

由齿轮泵的速度分布云图如图 3~图 5 所示, 由图可知, 齿轮泵内部流速的最大值集中在齿顶处, 间隙越大, 最大流速越小, 当间隙越小时, 最大流速往齿根附近靠近。



图 3 齿顶间隙为 0.05 mm 时的速度图

Fig.3 Velocity map when the tip clearance is 0.05 mm



图 4 齿顶间隙为 0.1 mm 时的速度图

Fig.4 Velocity map when the tip clearance is 0.1 mm

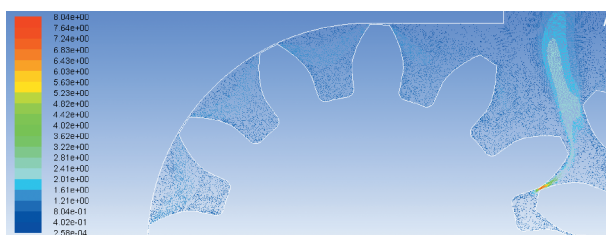


图 5 齿顶间隙为 0.2 mm 时的速度图

Fig.5 Velocity map when the tip clearance is 0.2 mm

由表 1 可知,顶隙由 0.05 mm 变化为 0.1 mm 时,流量减少,流量脉动增大,流量的减小速度变快,流量脉动率变化速度先增大后减小。

3.2 介质黏度对高黏度齿轮泵内部流场的影响

选取 3 种不同黏度的介质,在相同的齿顶间隙下进行分析,由图 6~图 8 可知,介质的黏度越高,流场内的压力变低,且吸排液口的压差变小。

表 1 流量-齿顶间隙关系表

Table 1 Flow-tooth tip clearance relationship table

齿顶间隙/mm	脉动幅值	脉动系数	实际流量/(L·min ⁻¹)
0.05	0.112	8.12	1.325
0.1	0.137	8.37	1.028
0.2	0.158	8.42	0.823

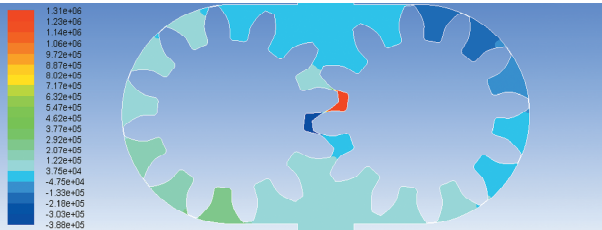


图 6 介质黏度为 1 Pa·s 的压力分布图

Fig.6 Pressure distribution map when medium viscosity is 1 Pa·s

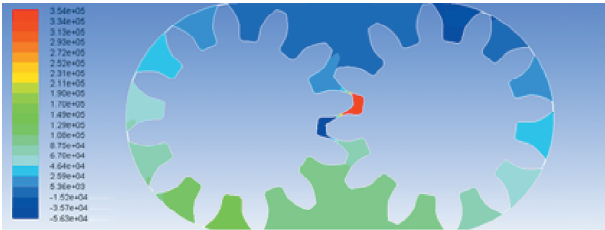


图 7 介质黏度为 0.5 Pa·s 的压力分布图

Fig.7 Pressure distribution map when medium viscosity is 0.5 Pa·s



图 8 介质黏度为 0.001 Pa·s 的压力分布图

Fig.8 Pressure distribution map when medium viscosity is 0.001 Pa·s

3.3 转速对高黏度齿轮泵内部流场的影响

从压力分布图图 9~图 11 可知,在输送高黏度介质时,转速越大,流场内的压力越大,且黏度变大,流场内的压力增加的速率变小。所以介质的黏度越大,速度对流场内压力变化的影响越小。

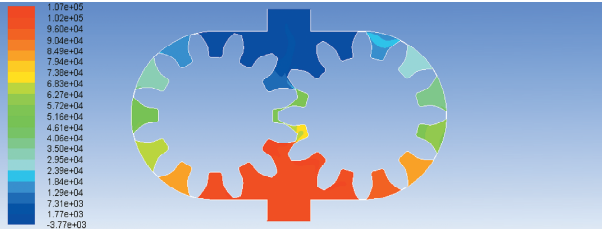


图 9 转速为 400 r/min 的压力分布图

Fig.9 Pressure distribution when speed is 400 r/min

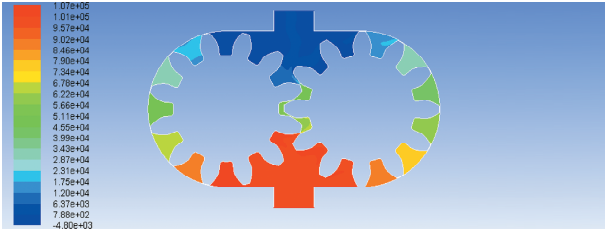


图 10 转速为 800 r/min 的压力分布图

Fig.10 Pressure distribution when speed is 800 r/min



图 11 转速为 1 200 r/min 的压力分布图

Fig.11 Pressure distribution when speed is 1 200 r/min

从速度分布图图 12~图 14 中可知,高黏度齿轮泵的转速越快,齿轮啮合处进入的介质就越多,流量就越大。

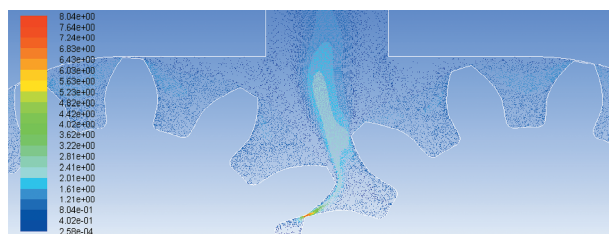


图 12 转速为 400 r/min 的速度分布图

Fig.12 Speed distribution when speed is 400 r/min

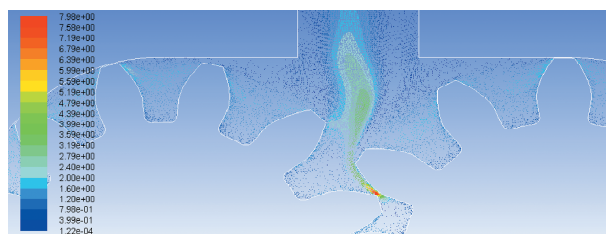


图 13 转速为 800 r/min 的速度分布图

Fig.13 Speed distribution when speed is 800 r/min

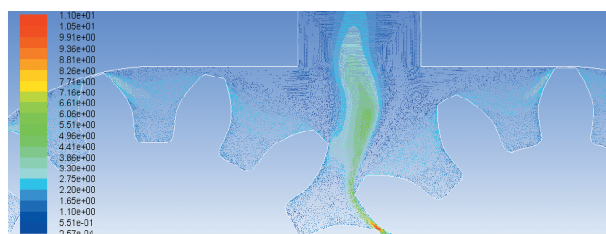


图 14 转速为 1 200 r/min 的速度分布图

Fig.14 Speed distribution when speed is 1 200 r/min

3.4 工作参数对高黏度齿轮泵容积效率的影响

3.4.1 容积效率的计算

高黏度齿轮泵的工作性能与影响高黏度齿轮泵的容积效率最大的 3 个因素是黏度、压力和转速,根据 3.1,3.2,3.3 中的结论,可以认为高黏度齿轮泵的容积效率在不同间隙和不同黏度的条件下是会变化的。

齿轮泵的理论流量计算为

$$Q_t = KD2mBn \times 10^{-6}n \quad (8)$$

式中: K 为修正系数,一般为 1.05~1.15; D 为齿轮分度圆直径; m 为模数; B 为齿宽; n 为转速。

高黏度齿轮泵容积效率为

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad (9)$$

式中: Q 为实际流量; Q_t 为理论流量。

3.4.2 黏度对高黏度齿轮泵容积效率的影响

图 15 是相同压差 $\Delta P=0.1$ MPa 的条件下,容积效率随着黏度变化的线性图。

由图 15 可知,黏度在 $0.001 \sim 0.1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时,容积效率随着介质黏度增大了 46% 。当黏度在 $0.1 \sim 0.5 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时,容积效率随着介质黏度增大了 7% 。当黏度在 $0.5 \sim 1.0 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时,容积效率随着黏度的增加幅度几乎不变。

3.4.3 转速对高黏度齿轮泵容积效率的影响

图 16 是相同压差 $\Delta P = 0.1 \text{ MPa}$ 的条件下,容积效率随转速变化的线性图。

由图 16 可知,黏度为 $0.001 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时,随着齿轮泵转速的增大,容积效率会有明显的提升,当转速为 $400 \sim 1\,000 \text{ r/min}$ 时,容积效率增大了 17% ;转速为 $1\,000 \sim 1\,600 \text{ r/min}$ 时,容积效率增大了 22% 。当黏度为 $0.1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时,容积效率的增大幅度会变缓,当转速为 $400 \sim 1\,600 \text{ r/min}$ 时,容积效率增大了 8% 。当黏度为 $0.5 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时,容积效率会变先变大后变小。当转速为 $400 \sim 800 \text{ r/min}$ 时,容积效率增大了 6% ;转速为 $800 \sim 1\,600 \text{ r/min}$ 时,容积效率减少了 11% ,在容积效率达到 80% 时趋于平稳。

3.4.4 压力差对高黏度齿轮泵容积效率的影响

在相同转速 $n = 1\,000 \text{ r/min}$ 的条件下,容积效率随压力差变化的线性图如图 17 所示。

由图 17 可知,黏度为 $0.001 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时,容积效率在 $0.1 \sim 0.3 \text{ MPa}$ 下降了 22% ,容积效率在 $0.3 \sim 0.5 \text{ MPa}$ 下降了 36% 。黏度为 $0.1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时,容积效率在 $0.1 \sim 0.5 \text{ MPa}$ 下降了 18% 。黏度在 $0.5 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时,容积效率在 $0.1 \sim 0.5 \text{ MPa}$ 下降了 2% 。

3.4.5 齿顶间隙对高黏度齿轮泵容积效率的影响

在相同压力差 $\Delta P = 0.1 \text{ MPa}$ 的条件下,输送介质黏度为 $0.5 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 时,容积效率随齿顶间隙变化的线性图如图 18 所示。

由图 18 可知,当转速为 $1\,200 \text{ r/min}$ 时,容积效率在齿顶间隙 $0.10 \sim 0.25 \text{ mm}$ 降低了 8% 。当转速为 800 r/min 时,容积效率降低了 14% 。当转速为 400 r/min 时,容积效率降低了 18% 。

4 结 论

1) 相同的压差下,高黏度齿轮泵在输送高黏度介质时,容积效率随转速的增大而增大,且增加的幅度明显;而在输送超高黏度介质时,容积效率虽然也

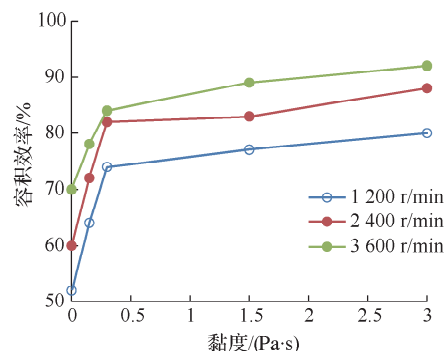


图 15 黏度对高黏度齿轮泵容积效率的影响

Fig.15 Effect of viscosity on volumetric efficiency of high viscosity gear pump

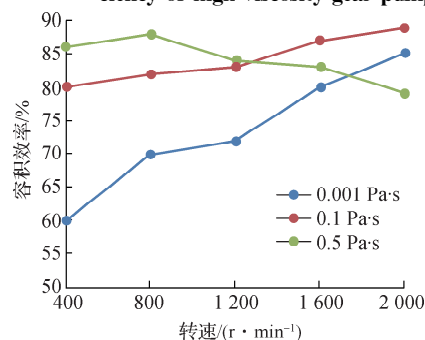


图 16 转速对高黏度齿轮泵容积效率的影响

Fig.16 Effect of speed on volume efficiency of high viscosity gear pump

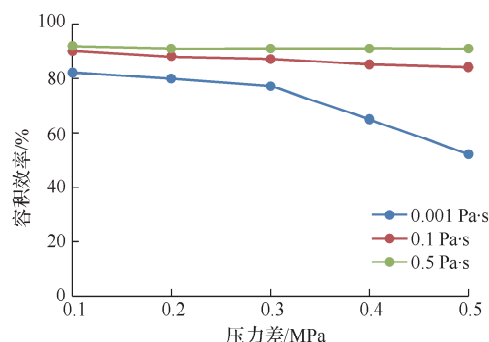


图 17 压力差对高黏度齿轮泵容积效率的影响

Fig.17 Effect of pressure difference on volume efficiency of high viscosity gear pump

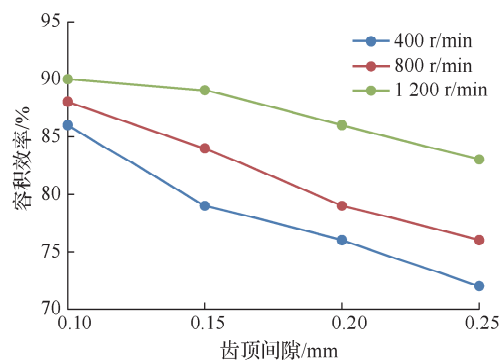


图 18 齿顶间隙对高黏度齿轮泵容积效率的影响

Fig.18 Effect of tooth clearance on volume efficiency of high viscosity gear pump

随转速的增大而增大,但增加的幅度不明显。这说明高黏度齿轮泵在输送高黏度介质时,容积效率随着转速的增大而增大,但随着黏度的增加,转速对容积效率的影响变小。

2) 相同的压差下,高黏度齿轮泵在输送不同黏度的高黏度介质时,最高容积效率所对应的转速也不相同。黏度越高,最大容积效率对应的转速越低。这说明了在输送不同黏度的高黏度介质时,不同的黏度需要有相对应的转速,这样才能提高高黏度齿轮泵的容积效率。

3) 相同的转速下,在输送低黏度介质时,容积效率随着压差的增大而降低,且降低幅度较大。当输送高黏度介质时,容积效率虽然也随着压差的增大而降低,但变化不大,随着黏度的越来越大,最终趋于稳定。这说明高黏度齿轮泵在输送有些高黏度介质时,可以对压差不予考虑。

4) 相同压差,相同黏度的条件下,容积效率随着齿顶间隙的变大而降低,但转速越快,降低的幅度越低。这说明了高黏度齿轮泵在采用较大的齿顶间隙时,可以适当提高转速。

参考文献:

- [1]祝海林,邹旻. 输送高粘度液体用齿轮泵的特点与发展方向[J]. 石油机械, 2002, 30(1): 42-44.
- [2]孙志刚. 浅谈高粘度齿轮泵的使用[J]. 内蒙古石油化工, 2011, 37(9): 93-94.
- [3]祝海林,邹旻. 一种高粘度复合齿轮泵[J]. 石油化工高等学校学报, 2004, 17(1): 58-61.
- [4]屈盛官,孙自树. 外啮合直齿轮机油泵容积效率的研究[J]. 车用发动机, 2001, 134(4): 18-21.
- [5]闫冰倩,麦云飞. 外啮合齿轮泵最佳间隙优化设计[J]. 农业装备与车辆工程, 2018, 56(12): 87-88.
- [6]李昶,姜小军,钱浩海. 黏度对凸轮转子泵效率影响的数值分析[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(8): 669-673.
- [7]陈作炳,邹远志,江智,等. 转子与泵体间隙对转子泵性能影响的数值模拟[J]. 噪声与振动控制, 2017(2): 62-65.
- [8]STRYCZEK J, ANTONIAK P, JALKNO O, et al. Visualisation research of the flow processes in the outlet chamber-outlet bridge-inlet chamber zone of the gear pumps[J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2015, 15(1): 95-108.
- [9]李玉龙,钟飞,孙付春. 齿轮泵基于困油力的高困油性能优化设计[J]. 液压与气动, 2018(12): 75-78.
- [10]CASTILLA R, GAMEZ-MONTERO P J, DEL CAMPO D, et al. Three-dimensional numerical simulation of an external gear pump with decompression slot and meshing contact point[J]. Journal of Fluids Engineering, 2015, 137(4): 041105.
- [11]吴晓,黎志杰. 外啮合微小齿轮泵流场模拟分析与优化[J]. 液压与气动, 2019(7): 50-54.
- [12]黄冬平,崔建昆,王仲伟. 基于 Fluent 的内啮合齿轮泵分离式月牙板受力分析[J]. 流体机械, 2017, 45(6): 49-53.
- [13]王小东. 单斜盘错位相位双侧柱塞泵结构设计与 FLUENT 分析[D]. 长春: 吉林大学, 2014.
- [14]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): 189-192.
- [15]吴玲,谷立臣. 基于 Fluent 的外啮合齿轮泵内流场分析[J]. 煤矿机械, 2015, 36(10): 145-147.
- [16]吴炳胜,王建,马戎,等. Fluent12 在齿轮泵流场仿真中的应用[J]. 机械传动, 2017(10): 78-83.

(责任编辑:李艳,周安迪)