中国科学: 技术科学 2012 年 第 42 卷 第 12 期: 1463 ~ 1471
www.scichina.com tech.scichina.com
《中国科学》杂志社
SCIENCE CHINA PRESS

复杂工况下柱塞泵流量脉动并行仿真与试验研究

杨华勇*, 宋月超, 徐兵

浙江大学流体传动及控制国家重点实验室, 杭州 310027
* E-mail: yhy@zju.edu.cn

收稿日期: 2012-08-04; 接受日期: 2012-09-13
国家自然科学基金(批准号: 51075360)、国家科技支撑计划(批准号: 2011BAF09B03)和中央高校基本科研业务费专项资金资助项目

摘要 给出了一种能够模拟瞬态和稳态出口压力下柱塞泵流量脉动的有限元模型, 并通过“二次源”法验证了该模型的有效性. 首先基于斜盘式轴向柱塞泵的运行原理, 应用动网格(Dynamic Mesh)技术模拟缸体、柱塞和滑靴的运动, 计算运动流量; 通过 UDF (User Defined Function)程序定义油液可压缩性和粘性, 引入柱塞泵动态流量的影响; 针对流量脉动 CFD (Computational Fluid Dynamics)模型巨大, 串行求解器计算太慢的问题, 采用并行求解技术计算流量脉动. 针对现有模型难以计算出口压力突然变化和周期变化下流量脉动问题, 引入动边界定义柱塞泵出口压力与时间关系, 进而计算瞬态工况下柱塞泵流量脉动. 对比同一模型串、并行运行时间可知, 单机四核求解器可以减少 73.3%的运行时间, 极大地提高了运行效率; 对比引入/不引入配流副、柱塞副和滑靴副油膜流量脉动仿真和实验结果, 复杂模型能够提高脉动率、脉动均值和脉动幅值, 因此精度更高; 对比不同稳态压力下柱塞泵出口流量脉动可知, 稳态压力通过影响倒灌流量影响柱塞泵出口流量脉动; 出口压力周期性变化, 相同脉动均值下, 脉动幅值小于均值的 6%时, 柱塞泵出口流量脉动不随出口压力幅值的变化而变化; 出口压力突变时, 压力变化率越大, 柱塞泵出口流量脉动变化越大; 与稳态压力相比, 压力变化率影响程度大于稳态压力影响程度. 这些结论为“二次源法”测试条件的选择和大范围降噪方法的提出提供理论依据.

关键词
流量脉动
并行求解
动边界
动网格

1 前言

噪声是限制柱塞泵应用广度的主要因素, 随着科技发展和社会进步, 低噪音泵越来越具有市场竞争力. 轴向柱塞泵噪声分为机械噪声和流体噪声, 出口流量脉动是衡量柱塞泵流体噪声的重要指标. 因此针对泵出口流量脉动影响因素及仿真和试验方法的研究一直是国内外学者关注的焦点.

柱塞泵流量脉动主要受柱塞运动、流体特性(可压缩性、粘性等), 阻尼槽结构和泄漏等因素的影响, 20 世纪 80 年代末期, Edge 等人[1]分析柱塞腔压力仿真与试验结果之间的差值, 通过引入阻尼槽内油液惯性项修正了柱塞腔压力模型, 用柱塞腔压力试验结果证实了模型的有效性. 同时据此模型分析了缓冲槽形状、槽长角、槽深角和槽宽角对柱塞腔压力和柱塞泵出口流量脉动的影响, 优化阻尼槽的降噪结构. 20 世纪 90 年代 Edge 等人[2, 3]考虑气穴对体积弹性模量的影响, 完善了泵的仿真模型, 得到了进口压力对流量脉动和柱塞腔压力的影响. 基于上述研究, Bath 大学给出专门用于计算液压泵流体噪声的专用软件 Prasp. 20 世纪 90 年代初, Manring 等人[4, 5]对柱塞泵流量脉动进行了一些列研究, 忽略泄漏和油液

中文版发表信息: 杨华勇, 宋月超, 徐兵. 复杂工况下柱塞泵流量脉动并行仿真与试验研究. 中国科学: 技术科学, 2012, 42: 1463–1471, doi: 10.1360/092011-865

惯性的影响, 对建模过程分段细化, 但没有考虑到重合面积变化段的节流因素影响. 21 世纪初 Deeken 等人[6]基于 DSHplus 工具, 综合考虑柱塞泵关键摩擦副(配流副、柱塞副和滑靴副)油膜特性, 计算混合摩擦工况下, 油膜压力场、温度场等油膜特性. 该模型详细考虑了配流盘过渡区结构, 包括缓冲槽和预压缩结构影响, 耦合了机械模型和液压模型. 在流量脉动模型中, 考虑了与柱塞运动密切相关的运动流量、油液可压缩性影响. Paolo 等人[7]建立柱塞泵压力模型, 详细考虑了缓冲槽内油液特性和气穴的影响. Johansson[8~10]给出柱塞泵流体噪声模型, 综合考虑柱塞运动、油液可压缩性和气穴等因素影响. 同期 Ivantysynova 等人[11, 12]科研小组对柱塞泵流量脉动进行了研究, 开发了用于计算缓冲槽通流面积 AVAS 程序. 联合自己开发的 CASPAR 软件, 考虑关键摩擦副(配流副、柱塞副和滑靴副)之间间隙的瞬时变化计算泄漏; 国内也针对柱塞泵流量脉动进行了研究. 20 世纪 80 年代末 90 年代初, 邱泽麟[13]和余经洪[14]等人在理论分析上, 对巴斯大学[15]模型中压力变化过渡时间的进行修正, 同时对模型中节流系数给出修正参数, 并结合试验建立油液体积弹性模量的动态模型. 21 世纪浙江大学马吉恩[16]对柱塞泵流量脉动进行了研究, 综合考虑油液可压缩性、气穴、以及阻尼槽节流面积的影响, 建立了 Matlab 和 Fluent 模型, 优化了配流盘阻尼槽结构.

基于上述分析可知, 由于柱塞泵流量脉动受众多因素影响, 因此建立一个综合考虑以上因素的模型意义重大. 本文基于 Fluent 软件, 建立综合考虑上述所有因素的模型, 针对计算耗时长, 精度较低的缺点, 引入并行求解技术, 力求快速获得精确的仿真结果; 通过“二次源法”验证仿真模型的有效性. 针对现有模型不能计算瞬变工况下柱塞泵流量脉动的问题, 应用 Fluent 提供的动边界定义突变性和周期性压力, 计算两种瞬变工况下柱塞泵流量脉动, 给出工况对柱塞泵流量脉动和泵源阻抗的影响, 为“二次源法”的应用提供佐证, 同时为大范围降噪方法提供理论基础.

2 模型建立

基于轴向柱塞泵运行原理, 本节给出了考虑配流副、柱塞副和滑靴副泄漏流量的流量脉动模型.

2.1 轴向柱塞泵运行原理

斜盘式轴向柱塞泵通过柱塞腔容积的主动变化实现机械能(速度和转矩)到流体能(压力和流量)的转换. 首先用电机驱动主轴, 通过花键带动旋转组件(包括缸体、柱塞和滑靴)绕主轴转动. 在斜盘倾角的作用下, 柱塞和滑靴沿着相应柱塞腔的中心线直线往复运动, 实现柱塞腔容积的主动变化. 轴向柱塞泵关键部件及配流盘结构如图 1 所示.

柱塞通过配流盘下死点(Bottom Dead Center)后, 柱塞压缩柱塞腔内的油液, 油液通过配流盘排油区排出轴向柱塞泵. 柱塞旋转通过上死点(Top Dead Center)后, 柱塞腔体积增加, 油液通过吸油区进入柱塞泵. 滑靴副、柱塞副和配流副油膜起支撑、密封和润滑缸体、柱塞和滑靴等关键部件的作用.

2.2 CFD 模型

本文主要应用 Fluent 软件建立柱塞泵内油液的有限元模型. 在每一个控制单元内, 油液均遵守三大

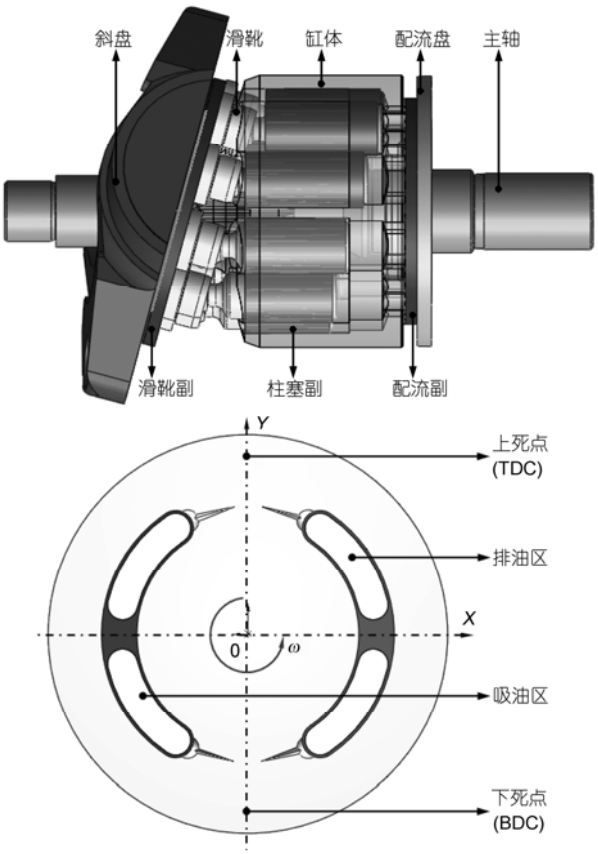

图 1 柱塞泵关键部件

守恒方程(质量守恒、动量守恒和能量守恒); 本节还将给出运动流量的计算公式; 引入油液可压缩性、粘性影响, 给出相应计算方程.

运动流量: 柱塞泵运动流量脉动是泵出口流量的固有属性, 受缸体、柱塞和滑靴运动的影响. 旋转运动可用下式计算:

$$\omega = 2\pi n / 60. \tag{1}$$

倾斜的斜盘使柱塞和滑靴在相应的柱塞腔往复直线运动, 其运动公式如下:

$$X_p = R\omega \tan\beta \sin\omega t, \tag{2}$$

式中ω为柱塞泵角速度, rad/s; n 为缸体转速, rpm; R 为柱塞分度圆半径, m; β为斜盘倾角, rad; t 为柱塞运行时间, s.

油液特性: 流体可压缩性对于柱塞泵流量脉动具有重要影响, 油液密度可用下式获得[16]:

$$\rho_L = \frac{\rho_0}{1-(p-p_0)/K}. \tag{3}$$

波在油液中的传播速度可用下式计算[16]:

$$c_0 = \sqrt{K/\rho_L} = \sqrt{(K-(p-p_0))/\rho_0}. \tag{4}$$

由于模型考虑摩擦副泄漏流量, 因此需要引入粘度都对泄漏的影响, 用下式计算[16]:

$$\eta = 0.0457\exp\left\{6.58\times\left[\left(1+5.1\times10^{-9}p\right)^{2.3\times10^{-8}}\left(\frac{T-138}{303-138}\right)^{-1.16}-1\right]\right\}, \tag{5}$$

式中, η为油液粘度, Pa s; ρ_0 为标准大气压, 室温油液密度, 871 kg/m^3; p_0 为室温下标准大气压, 101325 Pa; K 为油液体积弹性模量, Pa; c_0 为波的传播速度, 1391 m/s; T 为表示油液温度, K.

泄漏流量: 仿真过程中, 综合考虑配流副、柱塞副和滑靴副 3 个关键摩擦副, 采用超薄油膜(依据参考文献[17, 18]可知,取油膜厚度 5~25 μm 是合理的)进行建模, 设定柱塞副油膜和滑靴副油膜旋转运动, 采用压力出口的边界条件. 为了保证计算结果的准确, 将油膜划分至少六层.

2.3　动网格设置

为计算柱塞泵运动流量, 应用动网格和滑移网格定义缸体、柱塞和滑靴的运动. 为了仿真模型简单, 假定配流盘油液旋转, 而柱塞、缸体和滑靴等部件只进行往复直线运动. 采用滑移网格仿真旋转运动, 通过动网格仿真直线运动, 其设置方式如图 2 所示.

图 2 中柱塞腔油液网格为固定网格, 但与滑靴孔及滑靴油液相连端面则设定为动网格, 这主要是由于柱塞和滑靴组件往复直线运动压缩油液所致. 配流盘油液设定为滑移网格, 柱塞孔及滑靴油液设定为动网格, 以切合柱塞泵运行原理.

考虑和不考虑配流副、柱塞副和滑靴副油膜的复杂和简单模型如图 3 所示. 由图 3 可知, 复杂模型比简单模型结构要复杂许多, 网格巨大, 导致串行计算很慢, 甚至不能进行.

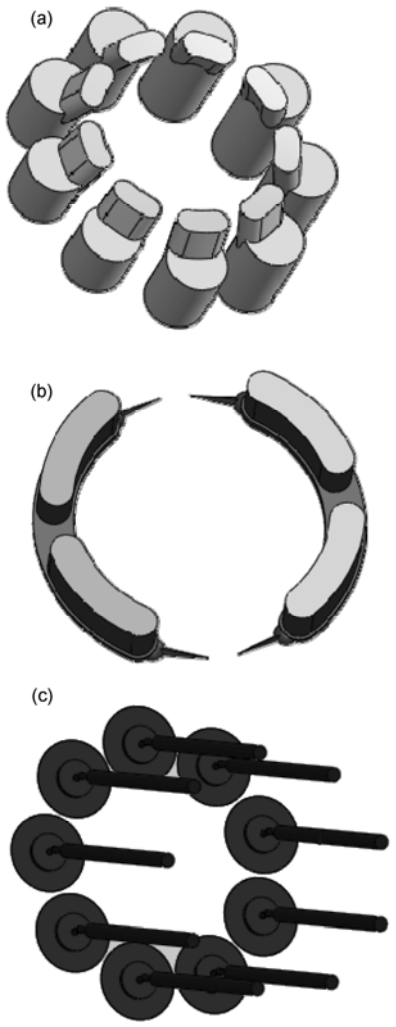

图 2　网格区域设置

(a) 柱塞腔油液(固定网格); (b) 配流盘油液(滑移网格); (c) 柱塞孔及滑靴油液(动网格)

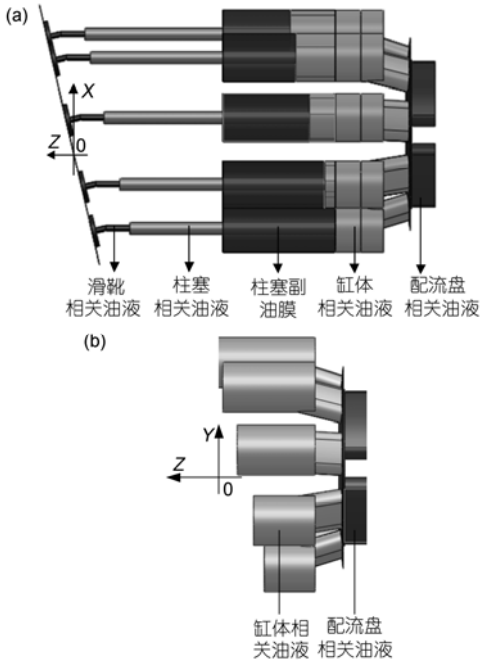

图 3　复杂和简单模型对比

(a) 复杂模型测试图; (b) 简单模型测试图

2.4　动边界定义

柱塞泵流量脉动激发相连管道压力周期变化, “二次源”法是通过测试管道动态压力来推导泵源阻抗和泵源流量脉动的方法, 因此有必要研究瞬变压力对于柱塞泵流量脉动影响, 为“二次源法”测试条件的选择提供参考.

1) 压力周期性变化

柱塞泵出口压力周期性变化时, 设泵出口压力均值为 P_0, 脉动幅值为 P_{am}, 周期为 ω_p, 初始相角为 φ_p 时, 柱塞泵出口压力可用下式表示:

$$P(t) = P_0 \sin(\omega_p t + \varphi_p). \tag{6}$$

2) 压力突然变化

当柱塞泵出口压力突然变化时, 设泵出口压力先迅速上升, 然后迅速下降, 当时间为 t_c, 最高值为 P_{ft}, 当时间为 t_{in} 和 t_{ft}, 柱塞泵压力为 P_{in}, 不同时间段压力变化如下所示.

当 $t_{in} \leqslant t \leqslant t_c$ 时

$$P(t) = \frac{(P_{in} - P_{fi})}{(t_{in} - t_c)}(t - t_{in}) + P_{in}. \tag{7}$$

当 $t_c \leqslant t \leqslant t_{fi}$ 时

$$P(t) = \frac{(P_{fi} - P_{fi})}{(t_{fi} - t_c)}(t - t_{fi}) + P_{fi}. \tag{8}$$

其余

$$P(t) = P_{in}. \tag{9}$$

2.5　串、并行求解模型参数设定

应用 gambit 软件划分柱塞泵的网格, 设定边界条件后, 发现柱塞泵的 mesh 文件达到 400MB, 网格数大于 1000000 个, 因此采用采用串行机不能完成 fluent 模型的初始化和求解, 为此需要较大内存, 多处理器计算机进行超复杂巨大网格模型求解. 由于网格中存在滑移网格, 因此需要采用串行 fluent 定义柱塞泵模型, 同时采用 fluent 提供的并行求解器快速获得仿真结果, fluent 串、并行求解模式对比如图 4 所示.

由图 4 可知, 并行求解器将复杂网格文件分配到计算机的各个处理器, 由内核给出命令, 经过 0 节点分配到各个计算节点, 通过 MP 实现节点之间的数据通讯, 最后结果输入主机节点, 完成整个迭代过程. 与串行求解器相比, 每个处理器处理的网格数明显减少, 且多处理器共同计算, 因此可以提高计算效率.

采用并行求解器时, 需要将整体网格划分为几个分区域, 为了提高计算精度, 采用手动划分. 由于

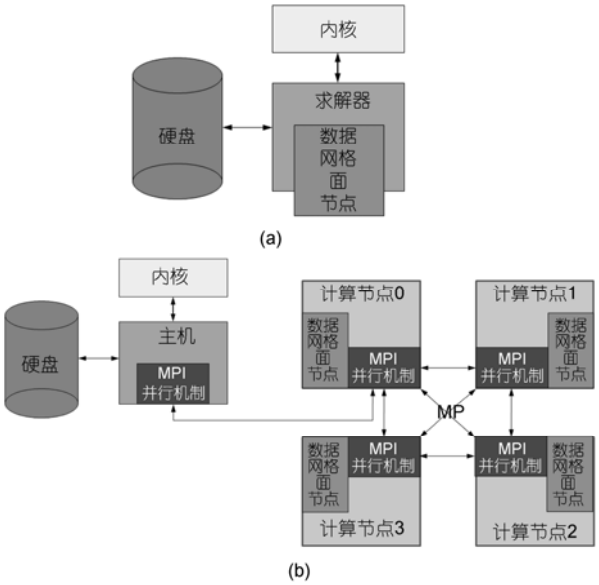

图 4　fluent 串、并行求解模式

(a) 串行求解器; (b) 并行求解器

采用四核运行可以达到最佳计算时间, 且计算机可同时计算 4 个其他串行模型, 因此采用 cylindrical z 方式将网格划分为 4 个子区域. 采用 SIMPLEC 压力速度耦合方式, 其中扭曲系数为 2; 采用二阶迎风格式离散化模型, 仿真步长设定为 6.66666×10^{-5} s, 其中 100 步为轴向柱塞泵运行一个周期.

3 “二次源”流量脉动测试法

为了应用仿真结果研究复杂工况影响, 需要对仿真方法进行验证. 本文采用“二次源”法获得测试结果, 进而证实模型的有效性.

“二次源法”基于如下假设, 即泵源阻抗和泵源流量脉动并联, 因此泵源流量脉动可用下式计算[16]:

$$Q_s=Q_s+(P_E/z_s), \tag{10}$$

式中, Q_s 为泵源流量脉动, m^3/s; z_s 为泵源阻抗, $(N\ s)/m^5$; Q_E 为泵出口处流量脉动, m^3/s; P_E 为泵出口处压力脉动, Pa;

将测得的压力脉动信号进行傅立叶变换, 取二次源频率信号 $P_{m,i}$, 应用下式计算“二次源”频率处被测泵泵源阻抗[15]:

$$Z_{SM,i}=Z_0\frac{t_2s_{1,1}-t_1s_{2,1}+t_1s_{2,2}-t_2s_{1,2}}{t_2s_{1,1}-t_1s_{2,1}-t_1s_{2,2}+t_2s_{1,2}}, \tag{11a}$$

式中,

$$s_{kl}=\sum_{m=1}^{3}\overline{f_k(x_m)}f_l(x_m), \tag{11b}$$

$$t_k=\sum_{m=1}^{3}P_{m,i}\overline{f_l(x_m)}, \tag{11c}$$

$$f_1(x)=e^{-yx}\ \text{和}\ f_2(x)=e^{yx}. \tag{11d}$$

式中, $z_{SM,i}$ 为被测泵频率处泵源阻抗, NS/m^5; z_0 为管道特征阻抗, NS/m^5; γ为波的传递系数.

γ可用下式计算[15]:

$$\gamma=j\omega\sqrt{\rho\xi/K}, \tag{11e}$$

式中, ρ为油液密度, kg/m^3; ξ为油液粘性系数;

ξ表示油液粘性影响, 可用下式计算[15]:

$$\xi=\sqrt{K_1+\left(8K_2/jN_s^2\right)}. \tag{11f}$$

K_1 和 K_2 是波剪切系数 N_s 的函数, N_s 可用下式计算:

$$N_s=\left(d/2\right)\sqrt{2\pi f/\nu}, \tag{11g}$$

式中 d 为管道内径, m; f 为谐波频率, Hz; ν为油液运动粘度, cst.

当 $N_s\leqslant8$ 时, K_1 和 K_2 的计算式为[15]

$$K_1=1+(\sqrt{2}/N_s),\ \ K_2=0.425+0.175N_s. \tag{11h}$$

当 $N_s>8$ 时, K_1 和 K_2 的计算式为

$$\begin{aligned}K_1&=1.333-4.66\times10^{-3}N_s^2+2.73\times10^{-4}N_s^3,\\K_2&=1.0-0.0203N_s^2-7.81\times10^{-4}N_s^3.\end{aligned} \tag{11i}$$

截止“二次源”系统, 测试参考管道上的压力信号, 转换成频域范围的压力信号后, 通过下式计算泵源流量脉动[15]:

$$Q_{s,i}=\left|(F_i+G_i)(1/Z_{SM,i}+1/Z_0)\right|, \tag{12}$$

式中,

$$F_i=\frac{t_1s_{22}-t_2s_{12}}{s_{11}s_{22}-s_{21}s_{12}}\ \text{和}\ G_i=\frac{t_2s_{11}-t_1s_{21}}{s_{11}s_{22}-s_{21}s_{12}}, \tag{13}$$

用(11b)~(11d)式计算. “二次源”法泵源阻抗和泵源流量脉动具体测试过程可参考 ISO 标准. “二次源”法测试系统如图 5 所示.

4 结果分析

4.1 效率分析

针对简单模型, 分别用串、并行求解器(单机四核)在进口压力为 2 MPa, 出口压力 15 MPa, 缸体转速 1000 r/min, 斜盘倾角 13°的工况下, 柱塞泵出口流量脉动如图 6 所示.

由图 6 可知, 两种求解器求得的柱塞泵出口流量脉动完全相同,但是采用并行求解器后, 计算机运行时间是原来的 26%, 因此并行求解器节省了大量时间, 提高了工作效率.

4.2 精度分析

在进口压力为 2 MPa, 出口压力 15 MPa, 缸体转速 1000 r/min, 斜盘倾角 13°时, 复杂、简单模型仿真结果以及试验结果对比如图 7 所示.

图 5　“二次源法”测试系统

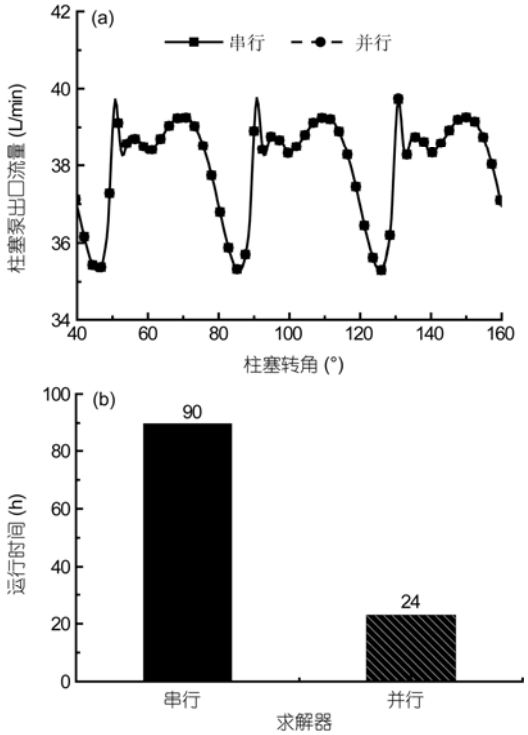

图 6　串、并行求解器结果对比

(a) 柱塞泵出口流量; (b) 运行时间对比

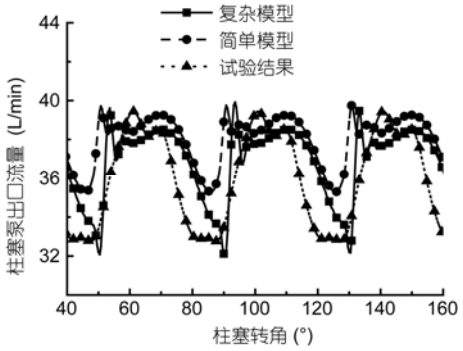

图 7　仿真与试验对比

由图 7 可知, 与实验数据相比, 复杂模型脉动均值误差 0.17%, 幅值误差 12.64%, 脉动率误差 13.45%; 简单模型均值误差为 3.88%, 幅值误差 –33.69%, 脉动率误差–36.17%. 对比两种模型与实验数据的误差可知, 复杂模型流量脉动均值精度提高 3.6%, 幅值提高 21.1%, 脉动率提高 22.7%, 因此复杂模型精度明显提高, 能够更好的模拟柱塞泵的实际运行状况, 给出流量脉动的更准确结果.

4.3　工况影响分析

泵出口压力影响柱塞泵倒灌流量(柱塞腔处于配流盘高、低压过渡区时, 由于柱塞腔与配流盘吸、排油区压差, 致使排油区油液倒灌进入柱塞腔, 或柱塞腔油液排入吸油区, 形成倒灌流量), 进而影响柱塞泵出口流量脉动. 本节将给出静态压力、周期性变化压力和突变压力下柱塞泵流量脉动, 获得工况对流量脉动的影响.

静态压力(以下简称静压)是由压力表测得的泵出口稳态压力, 周期性变化压力和突变压力则是由高频动态压力传感器测得的动态压力. 实际测试过程中, 由柱塞泵出口流量脉动激发, 由于管道、阀的影响, 柱塞泵出口压力将是一个周期变化的压力. 突变压力则主要是由于负载压力突变产生, 例如阀的开启和关闭过程会导致突变压力出现. 仿真运算时取缸体转速 1000 rpm, 进口压力 2 MPa, 斜盘倾角为 13°.

4.3.1　静压影响分析

不同静压下柱塞泵出口流量脉动仿真和测试结果如图 8 所示. 由图 8 可知, 不论是仿真结果, 还是测试结果, 随着泵出口压力的增加, 柱塞泵出口流量脉动幅值和脉动率升高, 脉动均值减小. 分析其原因, 主要由于柱塞泵出口压力增加, 柱塞泵倒灌流量增加, 脉动幅值增加; 同时柱塞泵出口压力增加, 柱塞泵泄漏增加, 柱塞泵流量脉动均值降低. 基于上述分析可知, 保持柱塞泵出口压力恒定是获得精确泵源流量脉动的基础. 要获得较大压力范围内低噪音泵, 需要减小泵的倒灌流量和泄漏流量.

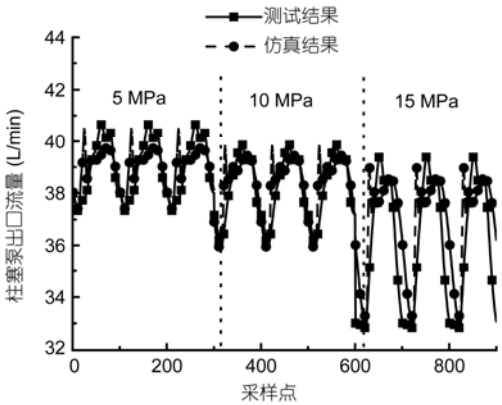

图 8　不同出口压力下柱塞泵流量脉动

4.3.2　周期压力影响分析

柱塞泵出口压力周期变化时, 变化趋势如图 9 所示.

在“二次源”法测试柱塞泵泵源阻抗和泵源流量脉动系统中, 柱塞泵出口压力脉动主要由出口流量激发, 因此柱塞泵出口压力脉动频率与柱塞泵流量脉动频率相同. 本节将主要给出压力均值和幅值对柱塞泵出口流量脉动的影响.

当压力均值为 15 MPa, 出口压力脉动幅值为 0.3, 0.6 和 0.9 MPa 时, 柱塞泵出口流量如图 10 所示. 从图 10 可知, 在出口压力均值为 15 MPa, 脉动幅值从 0.3 MPa 增加到 0.9 MPa 时, 柱塞泵出口流量脉动和柱塞腔压力基本没变, 由此可以推知, 在泵出口流量脉动测试过程中, 当管道压力脉动幅值小于均值压力的 6%时, 可以获得准确的流量脉动. 当压力均值为 10, 15 和 22 MPa, 出口压力脉动幅值为 0.3 MPa 时, 柱塞泵出口流量脉动如图 11 所示.

由图 11 可知, 随着柱塞泵出口压力均值的增加, 泵源流量脉动幅值增加, 脉动率从 13.3%增加到 18.7%, 因此可以推知, 流量脉动测试过程中, 保证泵出口压力稳定是获得精确测试结果的基础.

4.3.3　突变性压力影响分析

设柱塞泵出口压力先稳定运行(0°~40°), 接着压力线性上升, 然后压力线性减小(40°~80°), 最后柱塞泵出口压力稳定运行(>80°), 突变压力如图 12 所示.

当柱塞泵出口压力初始值为 15 MPa, 最高值为 18 MPa, 柱塞泵出口压力突然变化角度(θ_c)分别为 60.7°, 68.4°和 76.2°时, 压力变化率 K_1 和 K_2 分别为 90/−90 (MPa/s), 64.3/−150 (MPa/s)和 50/−450 (MPa/s), 柱塞泵出口流量脉动如图 13 所示.

由图 13 可知, 柱塞出口压力变化率(K_1)越低, 柱塞泵出口流量脉动下峰值越高; 主要是因为压力变化率越低, 相同柱塞转角下泵出口压力越低, 柱塞泵流量倒灌越低, 因此泵出口流量脉动下峰值越高. 当

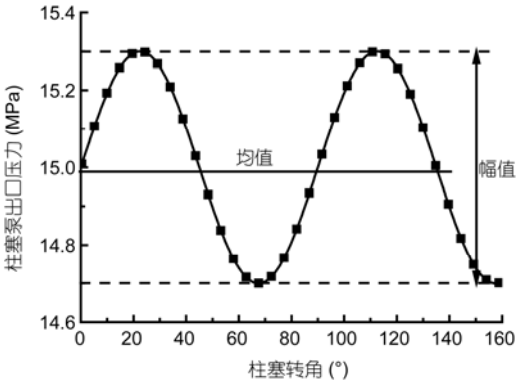

图 9　周期性压力

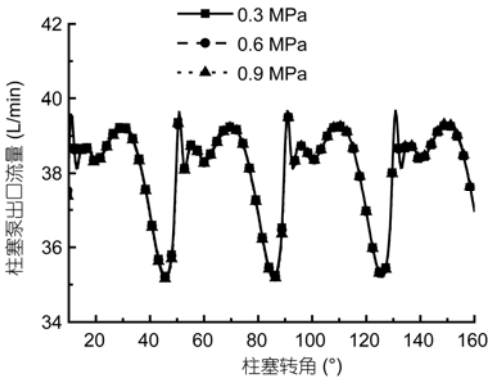

图 10　周期压力脉动幅值对柱塞泵流量脉动影响

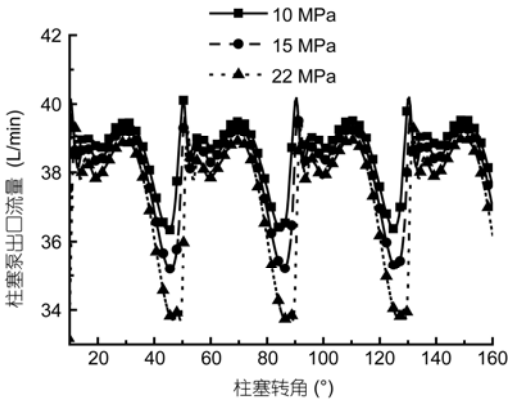

图 11　周期压力脉动均值对柱塞泵流量脉动影响

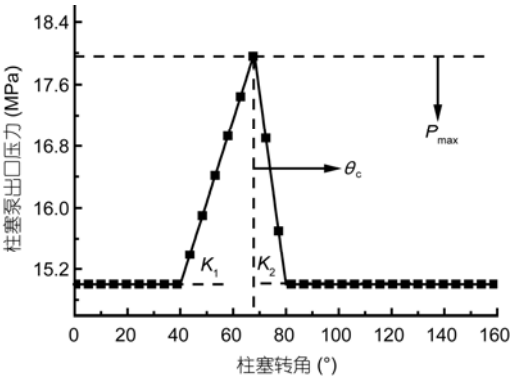

图 12　突变性压力

出口压力变化率由正值变为负值时, 压力变化率差值(K_1–K_2)越大, 出口流量脉动率越大, 流量脉动上峰值越高. 同时推知, 压力变化率的影响大于稳态压力对出口流量脉动的影响, 因此实际过程中需要避免压力的突变.

当柱塞泵出口压力突然变化角度为 60.7°, 压力初始值为 15 MPa, 变化最高值分别为 18, 22, 25 MPa 时, 压力变化率为 64.3/–150 (MPa/s), 150/–350 (MPa/s)和 214.3/–500 (MPa/s), 柱塞泵出口流量脉动如图 14 所示.

由图 14 可知, 随着压力变化率(K_1)越高, 柱塞泵出口流量脉动下峰值越低, 主要是因为压力变化率越高, 相同柱塞转角下泵出口压力越高, 柱塞泵倒灌量越大, 流量脉动下峰值越低. 压力变化率差值(K_1–K_2)越高, 柱塞泵出口压力脉动上峰值越大, 这与不同突变角度, 相同最高压力情况下结果相同. 由此可以推知, 压力变化率影响大于稳态压力影响, 压力变化率越大, 对柱塞泵流量脉动影响越大.

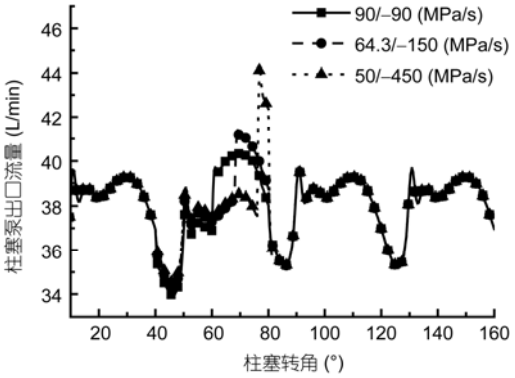

图 13　不同突变角度下柱塞泵流量脉动

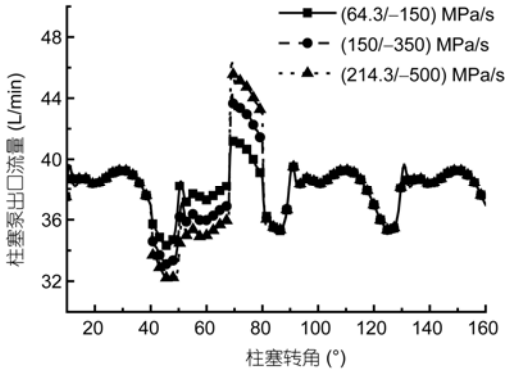

图 14　不同突变最高值下柱塞泵流量脉动

5　结论

本文以轴向柱塞泵出口流量脉动为研究对象, 综合考虑各种重要因素影响, 建立简化、复杂模型, 采用 fluent 串、并行求解器进行计算, 分析了稳态压力、周期压力和突变压力对柱塞泵流量脉动影响, 可以得到如下结论.

1) 并行求解计算 CFD 模型可以减少运行时间: 针对同一模型, 四核求解器可以减少 73.3%的计算时间.

2) 复杂模型仿真结果精度更高: 脉动率、脉动幅值和脉动均值精度均提高, 脉动率幅值提高程度最高, 均值提高程度最低;

3) 稳态压力通过影响柱塞泵倒灌流量和泄漏流量影响柱塞泵出口流量脉动.

4) 当柱塞泵出口周期压力脉动幅值小于均值的 6%时, 柱塞泵出口流量脉动基本不变.

5) 突变压力下, 压力变化率越大, 柱塞泵出口流量脉动变化越大. 压力变化率对流量脉动的影响大于稳态压力值对流量脉动的影响.

参考文献

1　Edge K A, Darling J. Pumping dynamics of swash plate piston pumps. J Dyn Syst Measur Control Trans ASME, 1989, 111(2): 307–312
2　Shu J J, Burrows C R, Edge K A. Pressure pulsation in reciprocating pump piping systems Part 1: Modeling. Proc Instn Mech Eng, 1996, 221: 229–237
3　Shu J J, Burrows C R, Edge K A. Pressure pulsation in reciprocating pump piping systems Part 2: Experiment investigation and model validation. Proc Instn Mech Engrs, 1996, 221: 239–249
4　Manring N D, Kasaragadda S B. The theoretical flow ripple of an external gear pump. J Dyn Syst Measur Control Trans ASME, 2003, 125: 396–404
5　Manring N D, Dong Z L. The impact of using a secondary swash-plate angle within an axial piston pump. J Dyn Syst Measur Control Trans ASME, 2004, 126: 65–74
6　Deeken M. Displacement unit simulation in DSHplus. lhydraulik und Pneumatik. Ölhydraulik und Pneumatik. O+P., 2001, 39, Nr.2
7　Paolo C, Andrea V. Modeling of an axial piston pump for pressure ripple analysis. The eighth Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2003

8 Johansson A. Noise Reduction of Piston Pumps—A Simulation Approach, Mechanical Engineering Systems. Linköping: Linköping University, Sweden, 2000
9 Johansson A. Design principles for noise reduction in hydraulic piston pumps-simulation, optimization and experimental verification. Dissertation for Doctoral Degree. Linköping: Linköping University, 2005
10 Johansson A, Ölvander J, Palmberg J O. Experimental verification of cross angle for noise reduction in hydraulic piston pumps. Proc IMechE Part I-J Syst Control Eng, 2007, 221: 321–330
11 Ivantysynova M, Huang C C, Christiansen S K. In: Computer Aided Valve Plate Design-An Effective Way to Reduce Noise, SAE Technical Paper Series, Publication by SAE, Warrendale, PA, USA, 2001-01-2621
12 IvantysynovaM, GaneshS, Huang C C. In: Comparison of Different Valve Plate Design Focusing on Oscillating Force Flow Pulsation, the Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'05, June 1-3, 2005
13 邱泽麟. 轴向柱塞泵流体噪声与振动研究及降噪、诊断应用. 博士学位论文, 上海: 上海交通大学, 1988
14 余经洪. 柱塞泵动态模型与降噪. 博士学位论文. 上海: 上海交通大学, 1990
15 The International Organization for Standardization. ISO 10767-1-1996 Hydraulic Fluid Power—Determination of Pressure Ripple Levels Generated in System and Components Part 1: Precision MEthod for Pumps. London: British Standards Institution, 1996
16 马吉恩. 轴向柱塞泵流量脉动及配流盘优化设计研究. 博士学位论文. 杭州: 浙江大学, 2009
17 王彬. 轴向柱塞泵平面配流副润滑特性及其参数优化. 博士学位论文. 杭州: 浙江大学, 2009
18 许耀铭. 油膜理论与液压泵和马达的摩擦副设计. 北京: 机械工业出版社. 1987