

高压子母叶片泵流量均匀性

那焱青 王峥嵘 李少年 那成烈

(兰州理工大学流体动力与控制学院 兰州 730050)

摘要: 针对液压用油的可压缩性, 研究高压子母叶片泵流量均匀性及其改善的办法。对液压传动领域中传统的忽略油液可压缩性的理论瞬时流量公式进行修正, 建立考虑油液可压缩性时的理论瞬时流量数学模型, 绘出理论瞬时流量波形图, 计算出流量不均匀系数。通过研究泵的工况参数变化与流量不均匀系数的关系, 确定影响高压子母叶片泵流量均匀性的主要因素是油液的体积弹性模量、泵的工作压力、转速和阻尼的结构型式及参数, 而不是排油腔几何容积变化率的不均匀性。研究结果表明, 选择合适的阻尼结构型式及参数, 使工作腔在预升压过程中, 由机械闭死压缩、阻尼倒灌及吸油区叶片伸出耗油而产生的瞬时损失流量在时域上叠加, 并将叠加后的幅值近似为常值, 可有效地改善泵的瞬时流量均匀性。

关键词: 子母叶片泵 瞬时流量 流量脉动 流量不均匀系数

中图分类号: TH137.51

0 前言

液压元件的专业基础理论是液压流体力学, 现代液压流体力学仍然是在流体不可压缩假设前提下建立的^[1-2]。当油液不可压缩时, 叶片泵的理论瞬时流量和泵的排油腔几何容积变化率是相同的, 当叶片泵过渡曲线的类型、作用数、叶片数符合一定规则时, 排油腔几何容积变化率的脉动率可以为零, 泵的理论瞬时流量可实现绝对均匀。文献[3-6]中仍然以这种方法计算叶片泵的流量不均匀系数, 已显得陈旧, 与时代的发展现状落后相当的距离。由于现代的叶片泵工作压力已进入高压领域, 油液的可压缩性不能忽略, 压缩集中在预升压角区间内, 压缩损失的理论瞬时流量幅值是很大的, 泵的流量不均匀系数百分点已进入两位数, 此时若仍然认为叶片泵流量脉动小, 甚至可实现绝对均匀, 将不利于泵在液压控制系统中的正确使用, 也不利于新的设计理论的建立。探明流量损失的实际情况, 寻求良好的设计方法降低泵的流量不均匀系数, 提高控制系统的平稳性、降低噪声已是不容忽视的开拓性的重要课题。

由于油液预升压损失的理论瞬时流量方程是非线性微分方程, 只能用计算机求得近似解。因此, 叶片泵理论瞬时流量的波形图和流量不均匀系数计算只能借助计算机仿真的方法完成。现代相关文献中还没有公布这方面的计算结果, 本文将介绍其建模的方法并公布计算结果。

原则上叶片泵流量不均匀系数也可以用试验的方法取得, 但现有的瞬时流量计仍然属于惯性流量计, 对于叶片数 $Z=10\sim 12$ 、转数 $n=1\ 800\ \text{r/min}$, 瞬时流量脉动频率 $f=300\sim 360\ \text{Hz}$, 还不能准确地测出瞬时流量的波形。因此, 当前仿真计算仍然是泵的瞬时流量波形图和流量不均匀系数唯一可靠的获取方法。

1 现在使用的子母叶片泵理论瞬时流量计算公式及存在的问题

1.1 子母叶片泵的配流原理

子母叶片泵的工作原理如图 1 所示, 主要零件配流盘、转子、子母叶片结构以及定子跟配流盘的位置关系如图 2 所示, 它是一种双作用定量叶片泵。其配流原理简化为图 3。

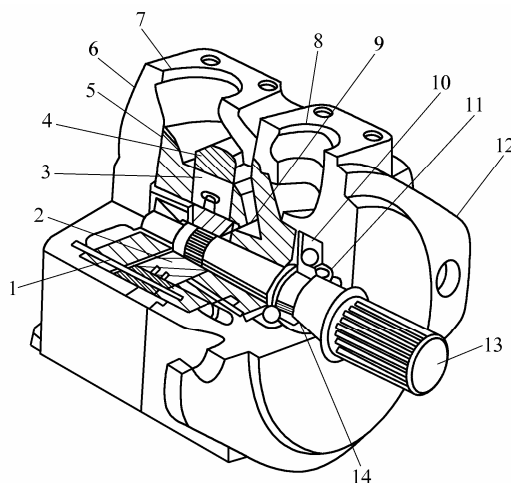


图 1 子母叶片泵结构示意图

- 1. 定位销 2. 转子 3. 叶片 4. 定子 5. 吸油腔 6. 泵盖
- 7. 进油口 8. 出油口 9. 排油腔 10. 轴承 11. 密封圈
- 12. 泵体 13. 驱动轴 14. 防尘圈

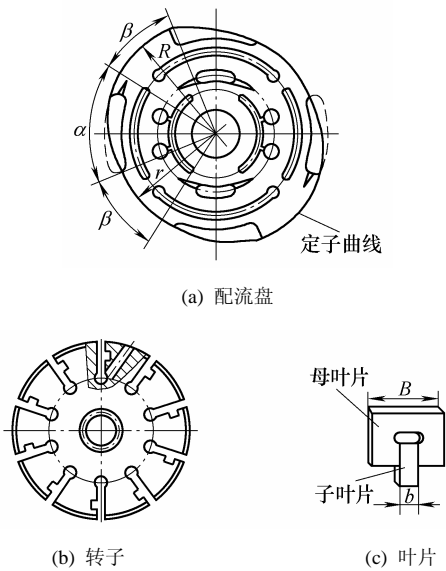


图2 配流盘、转子、叶片结构简图

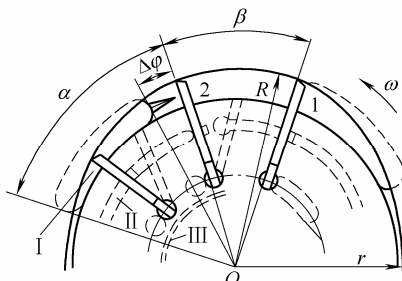


图3 子母叶片泵配流原理简图

图3中叶片1和前一个叶片2形成具有单独排(吸)油机能的叶片腔,通过转子上打的斜孔与叶片底腔连通,实现均压;配流盘上有三道配油槽,I为排油腰槽,II为子母叶片腔配油腰槽,III为阻尼槽。

配流盘上开设的排油腰槽I的包角小于定子过渡曲线的包角 α ,二者之差为闭死角 $\Delta\phi$,由叶片1和2形成的单工作腔在闭死角 $\Delta\phi$ 区间内运行时腔中的油液受到闭死压缩,其压缩作用包括以下几方面:叶片2由半径为 R 的大圆弧区滑进过渡曲线区,由于叶片2向内退缩,单工作腔容积减小,使腔中的油液受到机械闭死压缩;排油腰槽I端部三角槽式阻尼和恒过流断面阻尼槽III引进的高压油使单工作腔中的油液受到液压闭死压缩。这就是每个由相邻两叶片形成的独立单工作腔由吸油转为排油之前进行的预升压过程。当叶片2转过闭死角使叶片1、2所形成的单工作腔和排油腰槽接通后其排油工作原理与文献[3-6]中介绍的相同,所有进入排油行程的单工作腔排油理论瞬时流量代数和便是泵的理论瞬时流量。

1.2 子母叶片泵理论瞬时流量的计算

文献[3-6]中叶片泵理论瞬时流量的计算是忽略

闭死压缩过程损失的理论瞬时流量,用排油腔几何容积变化率来代替泵的理论瞬时流量,当油液不可压缩时二者是相同的,这种算法可以简称为油液不可压缩时泵的理论瞬时流量计算方法,对于叶片径向放置子母叶片腔作为大叶片顶紧油压腔的双作用定量子母叶片泵,其计算式如下

$$q'_V = B(R^2 - r^2)\omega - 2bs \sum_{i=1}^n V_i \quad (1)$$

式中 B ——母叶片的宽度
 s ——叶片厚度
 b ——子叶片的宽度
 R ——定子大圆弧区的圆弧半径
 r ——定子小圆弧区的圆弧半径
 ω ——转子旋转的角速度

$\sum_{i=1}^n V_i$ ——吸油区叶片径向运动速度之和

根据式(1)计算出35VQ子母叶片泵理论瞬时流量波形如图4,波形脉动的周期是 $2\pi/Z$, Z 是叶片数。

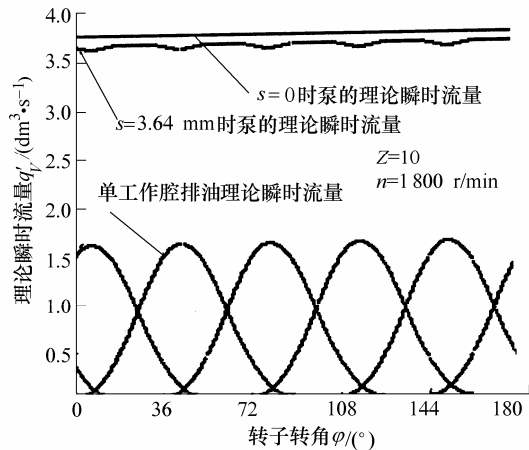


图4 油液不可压缩时双作用子母叶片泵理论瞬时流量波形图

式(1)是沿用下来的有待改进的计算公式,它的缺点是没有考虑闭死角区间内损失的理论瞬时流量,因此与油泵的工况参数如压力、油液的体积弹性模量无关、脉动率也与转速无关。对早期的工作压力为中低压的叶片泵,理论瞬时流量还可作近似计算,但对现代工作压力已达17.5~28.0 MPa的子母叶片泵来说,其计算误差已超过允许范围了。

例如35VQ子母叶片泵采用等加速等减速过渡曲线、叶片数 $Z=4(2n+1)$ (n 为自然数)按式(1)计算,泵的排油腔几何容积变化率的脉动率为0,即在不考虑油液的可压缩性时泵的理论瞬时流量不均匀系数 $\delta=0$ 。35VQ子母叶片泵实际的叶片数 $Z=10$ 、 $s=3.64$ mm、 $b=8.42$ mm、 $B=40.16$ mm、 $R=47.2$ mm、

$r=41.6$ mm, 按式(1)计算理论瞬时流量不均匀系数 $\delta=1.26\%$ 。可是如果考虑了油液的可压缩性, 即考虑了闭死角区间内油液预升压损失的瞬时流量, 在泵的工况参数压力 $p_w=17.5\sim 21.0$ MPa、转速 $n=1\ 800$ r/min、油液的体积弹性模量 $K=1.4$ GPa, 泵的流量不均匀系数 $\delta=9.34\%\sim 10.62\%$ 。由于油液的体积压缩, 泵实际输出的理论平均体积流量也比按式(1)计算的结果小 $1.7\%\sim 2.0\%$ 。因此式(1)不能够准确表示子母叶片泵理论瞬时流量的动态和静态特性, 其失真的程度已经不能允许, 必须加以修正。

2 子母叶片泵理论瞬时流量计算公式的修正

2.1 机械闭死压缩损失的理论瞬时流量

对由叶片 1、2 形成的单工作腔, 当叶片 2 进入过渡曲线区便发生机械闭死压缩, 在预升压闭死角 $\Delta\varphi$ 内, 该工作腔不向排油腔排油, 只是通过工作腔体积缩小的方法使腔中油液压缩压力升高, 即产生预升压作用。所以和图 4 中的理论瞬时流量相比, 泵的理论瞬时流量应减去每个单工作腔在预升压闭死角 $\Delta\varphi$ 内的机械闭死压缩损失的瞬时流量 q_{V1} , 根据文献[7], q_{V1} 为

$$q_{V1} = -\frac{B}{2}(R^2 - \rho_2^2)\omega - bs \frac{d\rho_2}{dt} \quad 0 \leq \varphi \leq \Delta\varphi \quad (2)$$

式中 ρ_2 ——叶片 2 与过渡曲线接触点的极径

2.2 阻尼回冲损失的理论瞬时流量

当每个单工作腔处于预升压闭死区时, 将通过排油腰槽端部的变过流断面阻尼三角槽和通向叶片底腔的恒过流断面阻尼槽向单工作腔引进高压油, 使腔中原有的油液体积缩小, 压力升高, 实现预升压, 根据文献[8], 阻尼引油瞬时流量 q_{V2} 为

$$q_{V2} = -C_q(A_{01} + A_{03})\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p)} \quad 0 \leq \varphi \leq \Delta\varphi \quad (3)$$

式中 C_q ——阻尼流量系数

A_{01} ——三角槽阻尼过流断面面积(闭死区局部区间工作)

A_{03} ——叶片根部恒过流断面阻尼槽过流断面面积(全闭死区间工作)

ρ ——油液密度

p_s ——泵出口压力

p ——单工作腔中油液的预升压压力

2.3 单工作腔中油液预升压压力 p 的求解

根据文献[8], $p = f(\varphi)$ 的求解公式为

$$\frac{dp}{d\varphi} = -K \frac{q_{V1} + q_{V2}}{V} \frac{1}{\omega} \quad 0 \leq \varphi \leq \Delta\varphi \quad (4)$$

式中 V ——单工作腔进入预升压闭死区时被封闭的油液初始体积

$$V = \left[\frac{R^2 - r_p^2}{2} \frac{2\pi}{Z} - s(R - r_p) \right] B + V_0$$

K ——油液的体积弹性模量

φ ——转子转角

V_0 ——转子中所有与单工作腔连通的腔中储油体积

Z ——叶片数

r_p ——转子外圆半径

对非线性微分方程式(4)进行计算机仿真求解可解出 $p = f(\varphi)$ 的最优解。

将单工作腔中油液预升压压力 $p = f(\varphi)$ 的数值代入式(3)可计算出通过预升压阻尼从排油腔引入单工作腔油液瞬时流量 $q_{V2} = f(\varphi)$ 。

2.4 考虑油液体积压缩损失时子母叶片泵的理论瞬时流量

q_{V1} 和 q_{V2} 都是泵损失的理论瞬时流量, 和式(1)叠加便是在考虑了油液体积压缩损失时双作用子母叶片泵的理论瞬时流量, 修正后的表达式如下

$$\begin{cases} q_V = q'_V + 2q_{V1} + 2q_{V2} & 0 \leq \varphi \leq \Delta\varphi \\ q_V = q'_V & \Delta\varphi \leq \varphi \leq 2\pi/Z \end{cases} \quad (5)$$

以上研究的都是理论瞬时流量, 其与实际瞬时流量的差别是忽略了泵的泄漏损失流量。

根据文献[3, 5], 取油液体积弹性模量为 1.4 GPa, 泵的工作压力为 17.5 MPa、转速为 1 800 r/min, 根据式(5)对 35VQ 子母叶片泵进行仿真计算可得子母叶片泵在油液可压缩时的理论瞬时流量 q_V 的波形图如图 5 所示。

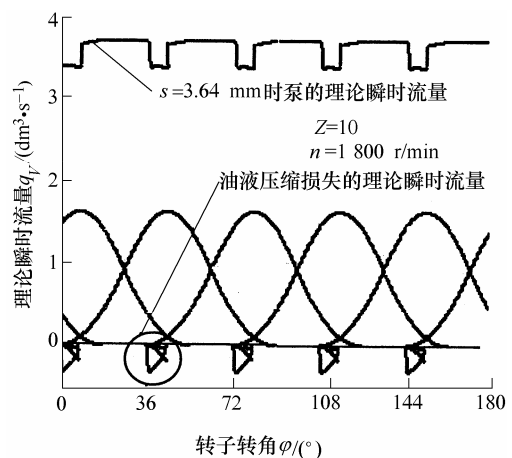


图 5 双作用子母叶片泵在油液可压缩时的理论瞬时流量波形图

图4和图5的理论瞬时流量曲线的脉动周期都是 $2\pi/Z$ 。可看出在考虑到油液的可压缩性时, 泵的理论瞬时流量脉动明显加大, 流量不均匀系数比油液不可压缩时大很多。

3 子母叶片泵的流量不均匀系数

流量不均匀系数是评价液压泵流量脉动性的指标, 它的定义是瞬时流量的最大值 $q_{V\max}$ 与最小值 $q_{V\min}$ 之差除以平均流量 q_{Va} , 表示为

$$\delta = \frac{q_{V\max} - q_{V\min}}{q_{Va}} \quad (6)$$

3.1 减小流量不均匀系数 δ 的设计方法

理论瞬时流量的最大值由式(1)决定, 影响理论瞬时流量最小值的因素很多, 除了油液体积弹性模量 K 、泵的工作压力 p_s 和转速 n 外, 最主要的是阻尼的结构型式及其组合。普通的双作用叶片泵只有排油腰槽端部开设的变过流断面三角槽式阻尼, 损失的理论瞬时流量变化规律近似为三角形, 最大值大约在单工作腔转至工作区间的五分之四处; 机械闭死压缩损失的理论瞬时流量变化规律近似直角三角形, 最大值在单工作腔转至闭死角结束点处; 二者叠加几乎是最大值相加, 泵的理论瞬时流量最小值下降的幅值较大, 流量均匀性较差, 泵的理论瞬时流量的波形近似为三角波。为改善泵的流量均匀性, 可并联恒过流断面阻尼, 它损失的理论瞬时流量的变化规律近似直角三角形, 最大值近似在单工作腔转至闭死角起始位置, 与闭死机械压缩损失的理论瞬时流量叠加波形近似为方波, 中间凹陷处可用排油腰槽端部开设的三角槽式阻尼损失的理论瞬时流量填补, 最后再与叶片厚度损失的理论瞬时流量叠加形成更为完整的方波。高压子母叶片泵叶片厚度较厚, 遮盖作用较大, 三角槽不在闭死角全程内开设, 适当组合可很好地实现上述目标。这样就使因油液的可压缩性而损失的理论瞬时流量最大值降低一半, 提高泵的理论瞬时流量最小值, 有效降低泵的流量不均匀系数, 提高流量均匀性。这种设计方法已在外国车辆转向叶片泵中得到应用。

3.2 子母叶片泵流量不均匀系数仿真结果

油液的可压缩性对高压子母叶片泵的瞬时流量均匀性的影响很大, 当油液的体积弹性模量根据文献[3, 5]推荐值取1.4 GPa、泵的转速取1 800 r/min时, 取子母叶片泵常用的几个工作压力, 则在预升压时损失的机械闭死压缩体积和阻尼的引油体积都在相应变化, 所需的预升压角度和阻尼的过流断面面积也在变化。由仿真计算可得泵的流量不均匀系

数 δ 随工作压力的变化关系如表1所示。

表1 $K=1.4$ GPa、 $n=1$ 800 r/min 时 δ 随工作压力的变化关系

工作压力 p_w /MPa	7.0	17.5	21.0	24.5
流量不均匀系数 δ /%	5.83	9.34	10.62	12.24

当泵的工作压力为17.5 MPa, 转速为1 800 r/min时, 对于不同含气量液压用油的体积弹性模量不同, 由仿真计算可得泵的流量不均匀系数 δ 随油液的体积弹性模量的变化关系如表2所示。

表2 $p_w=17.5$ MPa、 $n=1$ 800 r/min 时 δ 随体积弹性模量的变化关系

体积弹性模量 K /MPa	720	1 100	1 400	1 660
流量不均匀系数 δ /%	16.68	11.58	9.34	9.12

表1、2中得到的流量不均匀系数 δ 数值是按照各种取值设计出的配流盘在子母叶片泵中应用所能达到的最小值。

下面研究在泵的配流盘已经确定, 转速变化时泵的流量不均匀系数的变化特征。当泵的转速变化时, 确定的预升压结构将不能完善地适应泵的转速变化, 当转速低于设计转速时预升压所需的闭死角减小, 在剩余的闭死区内会产生超升压现象, 超升压力等于超压缩流量通过阻尼流入排油腔的阻力损失, 当阻尼通油体积比按最佳值选取时, 超压值很小; 当转速高于设计转速时会出现欠升压现象, 每个单工作腔和排油腰槽接通时会产生油击及压力自由振荡。当转速低于设计转速时, 预升压损失的理论瞬时流量最大值没有太大变化, 但泵的平均流量随转速近似成正比地减小, 因此泵的流量不均匀系数变化很大。由仿真计算可得出, 按泵的工作压力为17.5 MPa、转速1 800 r/min、油液的体积弹性模量1.4 GPa设计的配流盘, 在泵的转速调节范围内几种转速工况运转时泵的流量不均匀系数 δ 如表3所示, 两种转速工况下 δ 的比值近似与转速成反比。

表3 $p_w=17.5$ MPa、 $K=1.4$ GPa 时 δ 随转速的变化关系

泵的转速 n /(r·min ⁻¹)	600	1 200	1 800
流量不均匀系数 δ /%	26.82	13.76	9.34

4 结论

(1) 当油液可压缩时子母叶片泵的理论瞬时流量不可能绝对均匀, 通常流量不均匀系数要比推荐的流量不均匀系数大一个数量级, 其百分点已进入两位数。

(2) 高压子母叶片泵的流量不均匀系数的主要影响因素是油液的可压缩性、工作压力及泵转速的

变化。由表 1~3 可看出泵的工作压力升高时流量不均匀系数变大, 油液的体积弹性模量变小时流量不均匀系数变大, 泵在设计转速下运转时流量不均匀系数最小, 低于设计转速时, 流量不均匀系数迅速增大。

(3) 合理设计阻尼结构型式可以有效减小子母叶片泵流量不均匀系数, 所做的仿真、计算是采用 35VQ 泵的结构和参数, 表 1~3 中列出的流量不均匀系数是同参数泵所能达到的最小值。

参 考 文 献

- [1] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.
- [2] 竹中利夫. 液压流体力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- [3] 雷天觉. 液压工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- [4] 市川常雄. 液压技术基本理论[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1974.
- [5] 路甬祥. 液压气动技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [6] 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [7] 那成烈. 叶片泵配流窗口的流动状态及其对泵的性能的影响[J]. 机床与液压, 1983, 10(2): 26-34.
- [8] 那成烈. 轴向柱塞泵可压缩流体配流原理[M]. 北京: 兵器工业出版社, 2003.

FLUCTUATION OF FLOW IN HIGH PRESSURE VANE WITHIN VANE TYPE PUMP

NA Yanqing WANG Zhengrong

LI Shaonian NA Chenglie

(College of Fluid Power and Control, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050)

Abstract: Aiming at the compressibility of fluid, the flow ripple and method to improve it are studied. The conventional discharge flow formula of a high-pressure vane within vane type pump in fluid drive field power transmission is corrected, which is calculated when the fluid is considered to be incompressible. In order to simulate the actual discharge flow and calculate the uneven coefficient of flow ripple, a mathematic model of theoretical flow is built when the fluid compressibility is considered. Through the study of relationship between working condition parameter and flow ripple of pump, it reveals that the fluid bulk modulus, discharge pressure, rotate speed and the structure of relief grooves are the main influential factors of flow-ripple. The results show that choosing appropriate structure and parameters of relief grooves to make the overall losing flow almost constant can reduce the flow ripple of pump effectively. The overall losing flow is generated by compressed flow, backfilling flow and negative flow due to the thickness of vane.

Key words: Vane within vane type pump

Discharge flow Flow ripple

Uneven coefficient of flow

作者简介: 那焱青, 男, 1971 年出生, 讲师。主要从事轴向柱塞泵、叶片泵可压缩流体的配流研究。

E-mail: lsn19@163.com