

# 轴向柱塞泵功率密度影响因素分析\*

陈淑梅 颜滨曲 陈传铭

(福州大学机械工程及自动化学院, 福州 350116)

**摘要:** 为进一步提高轴向柱塞泵功率密度,首先结合前人工作针对功率密度给出量化计算公式,并对其中最重要的2个因素进行了研究。分析表明,影响因素1单位体积的每转排量主要由斜盘倾角与柱塞分布圆半径决定,并提出采用柱塞包覆盖滑靴形式提高该因素值,计算表明其柱塞泵功率密度可提高60%;影响因素2最高转速主要受自吸性能影响,且普通柱塞泵自吸性能受缸体腰型槽粘性阻力与强制漩涡阻力影响,并随着转速提高而下降,对此提出一种双向倾斜式腰型槽缸体,其仿真证明该结构具有离心甩油作用,其最高转速最高可提高45.4%。最后针对大排量双联泵功率密度下降问题提出了一种对称X型高功率密度轴向柱塞泵结构,其功率密度提高了43%。

**关键词:** 轴向柱塞泵 功率密度 缸体 滑靴副 自吸性

**中图分类号:** TH137.51 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)06-0355-08

## Analysis of Factors Influencing Power Density for Axial-piston Pump

Chen Shumei Yan Binqiu Chen Chuanming

(School of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350116, China)

**Abstract:** In order to further increase the power density for axial-piston pump, the quantitative formulas were derived and the most important factors were studied. One factor was the amount of volumetric displacement of pump per revolution divided by the spatial volume of pump, and the analysis indicated that it was determined by swash-plate angle and piston pitch-radius, and 60% increase of it could be obtained by using an inverted piston-slipper design. The other factor was the maximal speed which was determined by the self-priming ability (SPA) of pump. The analysis result showed that the SPA was affected by resistance caused by viscous resistance and forced vortex, and the ability dropped with the rotating speed increasing, which was the defect of current structure of cylinder block. In order to overcome the defect, a new structure of cylinder block with bidirectional inclined cylinder block hole was presented, and the results of simulation demonstrated that SPA of axial-piston pump was increased by 45.4%. Finally, to meet the requirement of large displacement pump, a symmetrical X shape axial-piston pump was proposed and its power density was verified theoretically. The analysis result showed that the power density was increased by 43% compared with a double-pump.

**Key words:** Axial-piston pump Power density Cylinder block Slipper pair Self-priming

### 引言

轴向柱塞泵优势在于其转矩惯性比<sup>[1]</sup>与功率密度都高于其他设备<sup>[2]</sup>。随着航空航天、工程与农业机械等领域对高功率密度液压设备提出更高要

求<sup>[3]</sup>,提高柱塞泵功率密度的研究显得尤其重要。

美国密苏里大学 Manring 等<sup>[3]</sup>给出轴向柱塞泵功率密度的一种定义,由于没有考虑柱塞泵的转速以及变量机构体积影响,因此其结论具有一定局限性;安徽理工大学邓海顺等<sup>[4]</sup>提出一种紧凑型平衡

收稿日期: 2014-07-03 修回日期: 2014-08-05

\* 2012年度中央财政支持地方高校发展专项资金资助项目(闽教财[2012]788号)、福建省科技重大专项资助项目(2011HZ006-1)和福建省科技创新平台建设资助项目(2011H2008)

作者简介: 陈淑梅,教授,博士生导师,主要从事流体传动与控制研究,E-mail: smchen@fzu.edu.cn

式轴向柱塞泵结构以减少缸体倾覆力矩,但其自吸性恶化。柱塞泵为避免柱塞腔吸油压力过低出现空化现象等问题<sup>[5]</sup>,对其最高转速有所限制。

传统变排量柱塞泵通过调整变量机构实现变量<sup>[6]</sup>,因含有变量机构部分,加大了柱塞泵体积。为此Perry等<sup>[7]</sup>提出采用高速开关阀控定量泵方式,其次张红娟等<sup>[8]</sup>采用永磁同步电动机直驱泵等变转速形式,这些控制策略使得变量泵体积显著减少。本文从柱塞泵主体结构出发,研究提高柱塞泵功率密度。

## 1 轴向柱塞泵功率密度

### 1.1 柱塞泵功率密度定义推导

轴向柱塞泵功率密度目前尚无严格定义<sup>[9]</sup>,一般是指单位质量功率,又因为密度为常数,因此也可理解为单位体积功率,结合文献[3,9]可将功率密度量化定义为

$$\Pi = \frac{V_d}{V_s} p n \quad (1)$$

式中  $V_d$ ——泵每转排量  
 $V_s$ ——泵旋转部分的体积  
 $p$ ——柱塞泵出口压力  
 $n$ ——柱塞泵转速

从式(1)虽可直观看出提高压力等级,增加每转排量,或者提高最高转速都可提高柱塞泵功率密度,但由于这些参数受柱塞泵各部分结构参数的影响,因此需对其细化从而找到关键因素。由于压力等级的提高将带来柱塞泵寿命缩短、性能降低、噪声增大等问题<sup>[9]</sup>,因此本文优先从提高柱塞泵每转排量与最高转速两方面研究。将式(1)改写为3个功率影响因子

$$\Pi = \Pi_1 \Pi_2 \Pi_3 \quad (2)$$

其中  $\Pi_1 = \frac{V_d}{V_s}$   $\Pi_2 = p$   $\Pi_3 = n$

式中  $\Pi_1$  决定了每转单位体积排量密度,  $\Pi_2$  决定了最高压力等级,  $\Pi_3$  决定了最高转速。

图1所示为柱塞泵旋转部分结构几何尺寸,则柱塞泵每转排量

$$V_d = \frac{\pi d^2}{2} N r \tan \alpha \quad (3)$$

式中  $d$ ——柱塞直径  $N$ ——柱塞个数  
 $r$ ——柱塞分布半径  
 $\alpha$ ——斜盘倾角  
 泵旋转部分的体积

$$V_s = \frac{\pi}{4} D^2 L \quad (4)$$

其中  $D = 2(r + h)$

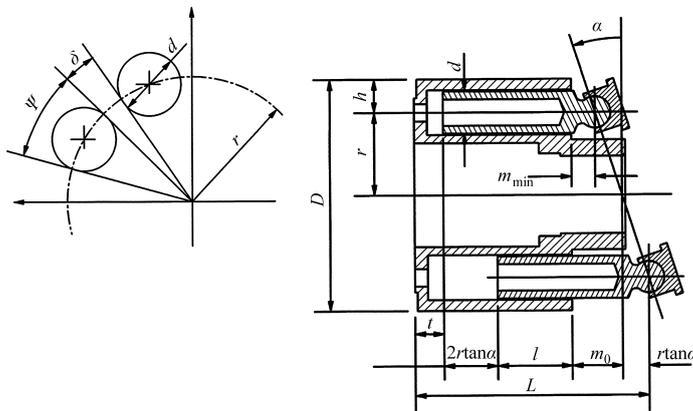


图1 柱塞泵旋转部分结构几何尺寸

Fig. 1 Geometry for determining envelope volume of rotating group

由于  $\delta = \frac{2\pi}{N} - \frac{d}{r}$ , 且  $h = \frac{d}{2} + r\delta$ , 则有

$$h = \frac{d}{2} + r \left( \frac{2\pi}{N} - \frac{d}{r} \right) = \frac{2r\pi}{N} - \frac{d}{2}$$

所以

$$D = 2 \left( r + \frac{2r\pi}{N} - \frac{d}{2} \right) = 2r - d + \frac{4r\pi}{N} \quad (5)$$

因为

$$L = t + 2r \tan \alpha + l + m_0 + r \tan \alpha \quad (6)$$

其中  $m_0 = m_{\min} + r \tan \alpha$

式中最小外伸长度  $m_{\min} = 0.2d$ , 最小含接长度

$l = 1.8d$ , 缸体腰型槽部分的壁厚与剩余液体所占的轴向尺寸

$$t = 1.5r\delta = \frac{3\pi r}{N} - 1.5d$$

将式(5)和式(6)代入式(4)得

$$V_s = \frac{\pi}{4} D^2 L =$$

$$\frac{\pi}{4} \left( 2r - d + \frac{4r\pi}{N} \right)^2 \left( \frac{3\pi r}{N} + 4r \tan \alpha + 0.5d \right) \quad (7)$$

目前柱塞泵柱塞个数常见为9和7,变化范围较小,因此可将该值当做常数,将柱塞个数9与式(3)

和式(7)代入  $\Pi_1$ , 可得功率密度影响因子

$$\Pi_1 = \frac{V_d}{V_s} = \frac{18 \left( \frac{d}{r} \right)^2 \tan \alpha}{\left( 2 + \frac{4\pi}{9} - \frac{d}{r} \right)^2 \left( \frac{\pi}{3} + 4 \tan \alpha + 0.5 \frac{d}{r} \right)} \quad (8)$$

由式(8)可以看出, 决定功率密度影响因子  $\Pi_1$  的因素主要为  $d/r$  与斜盘倾角  $\alpha$ , 并得出随着斜盘倾角  $\alpha$  的增加功率密度影响因子  $\Pi_1$  也增加。图2曲线表明随着  $d/r$  的增加, 功率密度影响因子  $\Pi_1$  也增加。

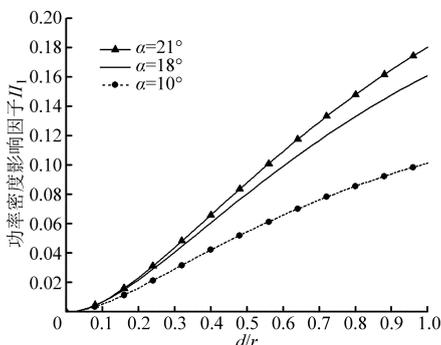


图2 功率密度影响因子  $\Pi_1$  与  $d/r$  的关系 ( $N=9$ )

Fig. 2 The first impact factor  $\Pi_1$  vs  $d/r$  ( $N=9$ )

## 1.2 普通柱塞泵与改进式柱塞泵功率密度对比

首先按照普通柱塞泵结构即滑靴包覆柱塞形式设计柱塞泵。根据统计资料<sup>[10]</sup>, 在缸体上的柱塞孔直径  $d$  所占的弧长约为分布圆周长  $2\pi r$  的 75%, 即

$$\frac{Nd}{2\pi r} = 0.75$$

则  $\frac{d}{r} = \frac{1.5\pi}{N}$ , 代入式(8), 得

$$\Pi_1 = \frac{V_d}{V_s} = \frac{\tan \alpha}{6.9077 \tan \alpha + 2.189} \quad (9)$$

可见从几何尺寸上看, 按照普通柱塞泵结构设计原则, 决定功率密度影响因子  $\Pi_1$  的决定性因素为柱塞泵允许的最大斜盘倾角  $\alpha$ 。从式(9)可知, 随着最大斜盘倾角的增加, 柱塞泵功率密度影响因子  $\Pi_1$  也增加。其中斜盘倾角  $\alpha$  与滑动副中最小的材料许用比压  $[p_c]$ 、许用滑动速度  $[v]$  和许用比功率  $[p_c v]$  相关<sup>[11]</sup>, 并且受到滑靴强度的限制, 并且目前该因素是目前限制柱塞泵斜盘倾角加大的关键<sup>[12]</sup>。目前采用青铜类材料的柱塞泵斜盘  $\alpha_{\max} = 18^\circ$ , 因此普通柱塞泵的最大功率密度影响因子  $\Pi_1$  为

$$\Pi_1 = \frac{\tan 18^\circ}{6.9077 \tan 18^\circ + 2.189} = 0.0733$$

为进一步提高斜盘倾角最大值, 滑靴副采用柱塞包覆滑靴形式, 如图3所示。

滑靴采用合金钢材料, 加大了滑靴强度, 目前最

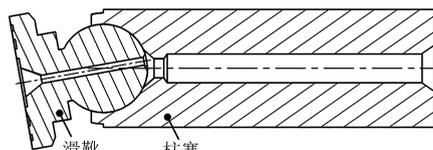


图3 柱塞包覆滑靴式结构

Fig. 3 Diagrammatic sketch of inverted piston-slipper

大倾角可达到  $21^\circ$ <sup>[12]</sup>, 并且在柱塞直径不变的情况下柱塞分布半径  $r$  可减少 15%<sup>[3]</sup>, 因此  $d/r = 1.765\pi/N$ , 此时功率密度影响因子  $\Pi_1 = 0.1174$ 。

对比采用 2 种不同滑靴副形式的柱塞泵性能参数, 普通柱塞泵选用 K3V112DT 型柱塞泵作为基准泵, 如表 1 所示。

表 1 不同滑靴副下柱塞泵关键参数对比

Tab. 1 Design feature comparisons for machines with different slippers pairs

参数	普通柱塞泵	改进式柱塞泵	变化量/%
$r/\text{mm}$	47.5	41	-15
$\alpha/(\circ)$	18	21	16.7
$\Pi_1$	0.0773	0.1174	60

功率密度影响因子  $\Pi_1$  提高了 60%。可见, 影响功率密度影响因子  $\Pi_1$  的关键主要为斜盘倾角与柱塞的分布半径。为提高柱塞泵功率密度, 应优先考虑采用柱塞包覆滑靴形式。

## 2 普通柱塞泵自吸性能

### 2.1 自吸性能理论分析

功率密度影响因子  $\Pi_3$  即最高转速  $n$ , 其主要由柱塞泵自吸性能决定。柱塞泵自吸可靠性同样决定了柱塞泵的性能<sup>[13]</sup>, 若转速过高, 将产生吸空进而导致空化现象<sup>[11]</sup>, 目前国内外关于这方面研究较少。普通柱塞泵其腰型槽一般为直腰型槽。在液压泵吸入系统中, 吸入高度、吸入管路的总损失压头, 以及泵内的总损失压头均消耗大气压力<sup>[11]</sup>, 即

$$H_a = h_s + h_l + h_{sv} + \Delta h + H_{qs} \quad (10)$$

式中  $H_a$ ——大气压  $h_s$ ——吸入高度

$h_l$ ——吸入管路的总损失压头

$h_{sv}$ ——必要吸入绝对压头

$\Delta h$ ——剩余吸入绝对压头

$H_{qs}$ ——油液的空气分离压力

若液面高于泵轴线的倒灌式吸入, 则有

$$h_l + h_s = 0$$

代入式(10), 得

$$H_a = h_{sv} + \Delta h + H_{qs} \quad (11)$$

此时吸入性能完全取决于泵本身的压力损失。如图4所示为普通柱塞泵缸体结构。泵吸入口至柱塞泵底腔的总压力损失主要发生在腰型处, 包括油

液进入腰型槽时的压力损失,以及油液流入缸体时因缸体转动使之转向改变的损失<sup>[11]</sup>。

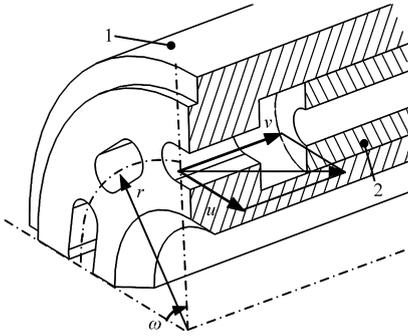


图4 普通柱塞泵缸体示意图

Fig. 4 Diagrammatic sketch of common cylinder block

1. 缸体 2. 柱塞

由于腰型槽部分截面近似为等直径管,因此将其当作等直径管研究,并将其腰型槽中的液体流动当作层流,因液体在等直径管中流动因粘性摩擦而产生的沿程压力损失为<sup>[14]</sup>

$$\Delta p = \frac{32\mu lv}{d^2} \quad (12)$$

式中  $\mu$ ——动力粘度  $l$ ——管道长  
 $v$ ——平均流速  $d$ ——管道直径

式(12)可以转换为

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (13)$$

其中

$$\lambda = \frac{75}{Re}$$

式中  $\lambda$ ——沿程阻力系数(金属管)

$Re$ ——雷诺数

从式(13)可以看出,压力损失与流速呈平方关系。由于腰型槽内的流速近似为

$$v = r\omega \sec^2 \alpha \sin \theta_n + r \tan \alpha \cos \theta_n \quad (14)$$

结合式(13)和式(14),可以看出柱塞泵吸油压力损失随着泵转速的提高。为保证柱塞腔压力不过低,则要求其压力损失不高于最低值  $\Delta p_{\min}$ ,则可以得出柱塞泵转速必须满足

$$\omega \leq \sqrt{\frac{2\Delta p_{\min} d}{\lambda \rho l} - r \tan \alpha \cos \theta_n} \frac{1}{r \sec^2 \alpha \sin \theta_n} \quad (15)$$

结合式(15)和上文可以看出,柱塞分布半径  $r$  减少可提高最高转速允许值,斜盘倾角的加大将导致最高转速降低。式(13)表明泵进油口吸油后到柱塞腔的液体压力将降低,并与转速呈平方关系。

## 2.2 自吸性能仿真分析与结果讨论

采用 Pumplinx 流体仿真软件对普通柱塞的压力分布进行仿真分析,进出口压力都设定为大气压,转速为 2 360 r/min。

从图5普通柱塞泵压力分布仿真结果可以看出,普通柱塞泵缸体在高速旋转过程其腰型槽流体将形成强制漩涡现象,其压力采用水头表示为<sup>[15]</sup>

$$H = \frac{\omega^2 r^2}{g} \quad (16)$$

由于强制漩涡现象,导致腰型槽油液压力上升,从而减少了腰型槽进出口压差导致流体流速下降,即加大了吸油阻力。从式(16)可以看出,为减少该部分压力损失应尽量减少腰型槽分布直径以及限制最高转速。

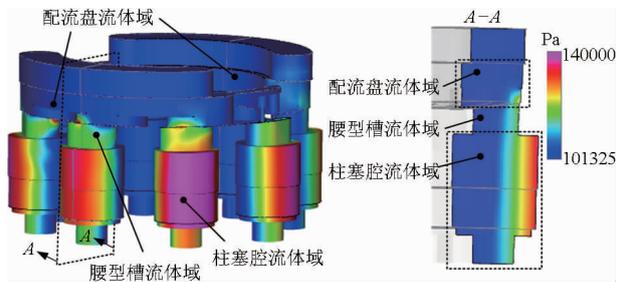


图5 普通柱塞泵压力分布

Fig. 5 Pressure distribution of common axial-piston pump

从上述分析可以看出,柱塞泵吸油过程,其吸油阻力不仅包括粘性阻力,同时包含了由于强制漩涡现象产生的阻力。为进一步提高柱塞泵的功率密度,其转速需加大,但普通柱塞泵直腰型槽结构限制了其转速提高。目前可采用加压方式,但这不仅提高了系统复杂性,并增加了柱塞泵体积,不利于提高功率密度,同时其能量损失将进一步加大。为此设计了一种带有斜腰型的缸体,如图6所示。

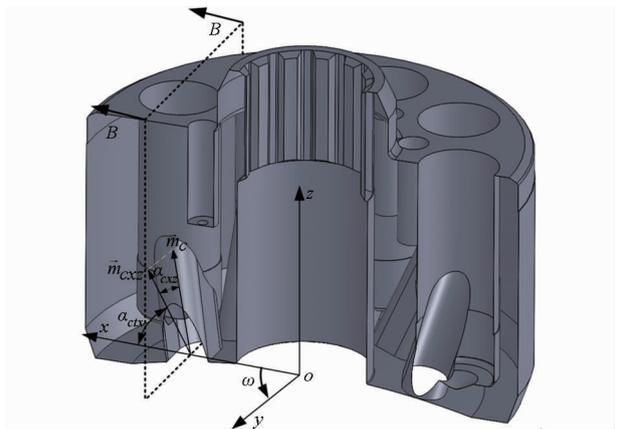


图6 斜腰型槽式缸体示意图

Fig. 6 Diagrammatic sketch of cylinder block with inclined cylinder block hole

## 3 斜腰型槽式缸体柱塞泵自吸性

### 3.1 自吸性能理论

普通柱塞泵缸体腰型槽朝向与缸体轴线平行,缸体高速旋转运动的动能不仅没有被利用,反而对柱塞泵吸油形成了阻力。同时随着材料性能的提高



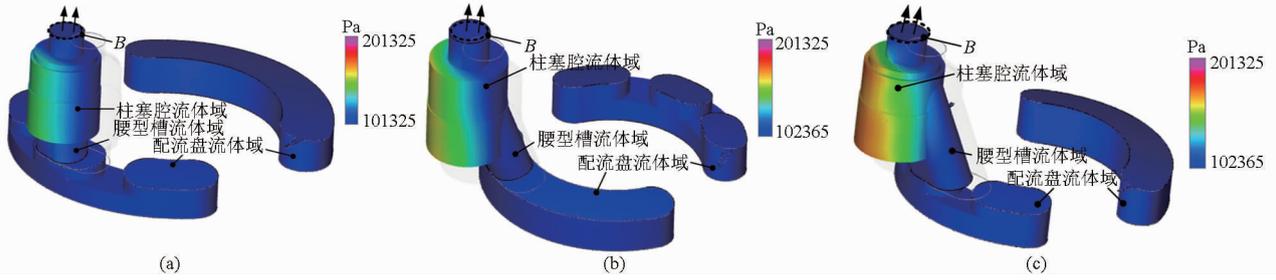


图8 槽压力分布

Fig. 8 Pressure distribution of fluid region

(a) 直腰型 (b) 单向倾斜式腰型 (c) 双向倾斜式腰型

从图9可看出,在斜腰型槽离心甩油的作用下,单向倾斜式缸体单个柱塞腔自吸平均质量流量达到0.15 kg/s,若液压油密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ,则体积流量为10 L/min,9个柱塞总的体积流量为90 L/min,则自吸能力提高0.34倍(即90/264.32),即最高自吸转速最高可提高34%。表3所示为不同缸体下柱塞泵自吸性能对比。

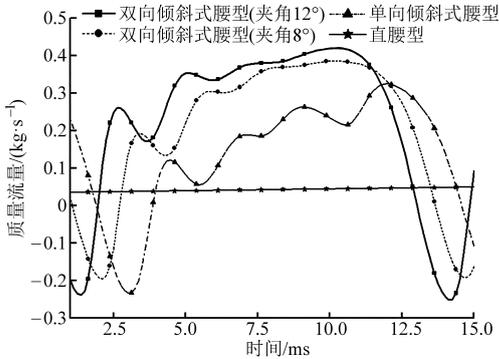


图9 不同腰型槽下单个柱塞腔的自吸质量流量

Fig. 9 Self-priming mass velocity of single piston chamber with different types of cylinder block holes

表3 不同缸体自吸能力对比

Tab. 3 Self-priming ability of different cylinder blocks

缸体结构	自吸体积流量/(L·min <sup>-1</sup> )	最高转速提高量/%
直腰型	24	9
单向倾斜式	90	34
双向倾斜式1	105	40
双向倾斜式2	120	45.4

可见在无负压下,直腰型槽基本不存在自吸流量,而斜腰型槽随着倾斜角的加大其自吸流量随之加大,在基准泵上进行改进后,其最高转速最高可提高45.4%,显著提高了自吸能力。设计时转速可按提高20%考虑。

#### 4 功率密度影响因子间的耦合关系

在泵出口压力恒定下,从式(8)及图2可以看出,普通柱塞泵功率密度因子 $\Pi_1$ 的增加可通过提高斜盘倾角 $\alpha$ 或减少柱塞分布半径 $r$ ,结合式(15)可以看出,减小柱塞分布半径 $r$ 有利于提高泵的最高

转速 $n$ 即提高了功率密度因子 $\Pi_3$ ,因此柱塞分布半径 $r$ 与功率密度影响因子 $\Pi_1$ 与 $\Pi_3$ 呈正比关系。但斜盘倾角 $\alpha$ 的加大将减小功率密度因子 $\Pi_3$ ,因此普通柱塞泵功率密度影响因子 $\Pi_1$ 与 $\Pi_3$ 之间存在耦合关系,并且其耦合关系主要受参数 $r$ 与参数 $\alpha$ 的影响。为求取其耦合关系对总功率密度的影响,将式(8)和式(15)代入总功率密度式(2),则有普通柱塞泵总功率密度为

$$\Pi = \Pi_1 \Pi_2 \Pi_3 \leq \frac{18 \left(\frac{d}{r}\right)^2 \tan \alpha \left(\sqrt{\frac{2\Delta p_{\min} d}{\lambda \rho l}} - r \tan \alpha \cos \theta_n\right) p}{\left(2 + \frac{4\pi}{9} - \frac{d}{r}\right)^2 \left(\frac{\pi}{3} + 4 \tan \alpha + 0.5 \frac{d}{r}\right) r \sec^2 \alpha \sin \theta_n} \quad (20)$$

根据3.2节结论可知,引入斜腰型槽缸体后其最高转速可按提高20%设计,其总功率密度为

$$\Pi = \frac{21.6 \left(\frac{d}{r}\right)^2 \tan \alpha \left(\sqrt{\frac{2\Delta p_{\min} d}{\lambda \rho l}} - r \tan \alpha \cos \theta_n\right) p}{\left(2 + \frac{4\pi}{9} - \frac{d}{r}\right)^2 \left(\frac{\pi}{3} + 4 \tan \alpha + 0.5 \frac{d}{r}\right) r \sec^2 \alpha \sin \theta_n} \quad (21)$$

因此由于耦合的存在,在分别考虑各功率密度影响因子时,应通过式(20)以及式(21)验证其耦合关系对总功率密度变化的影响。从式(21)可以看出,斜腰型槽缸体是对其整体功率进行提升,并不影响其参数间的耦合关系。

#### 5 对称X型高功率密度轴向柱塞泵

对于大排量柱塞泵,通常采用双联泵,由于中间泵体的影响其功率密度将下降。为进一步提高柱塞泵功率密度,结合上述结论创新提出一种对称X型高功率密度轴向柱塞泵,如图10所示。其特点在于滑靴副采用柱塞包覆滑靴形式,滑靴采用合金钢材料,相对原来采用合金铜,其强度显著提高,最大外伸长度加大,其斜盘倾角可达21°。其斜盘两斜面交叉成X型,内圈滑靴通过球铰压

紧回程盘从而达到定位的目的,外圈滑靴通过固定式压盘固定回程盘从而达到定位目的,通过这种交错形式布置,减小了柱塞的分布直径与柱塞泵的轴向尺寸,并且斜盘两斜面所确定的滑靴球心的两面交叉与驱动轴花键中心,由于配流盘上的吸、排油口方向相反,则可通过合理设计保证缸体所受倾覆力矩为零,从而可提高压力等级;其缸体的腰型孔成离心甩油结构,保证内外圈柱塞腔吸油的可靠性,并且由于柱塞个数的增加进一步减小了柱塞泵的流量脉动。其通轴形式保证其可以多个柱塞泵串联。

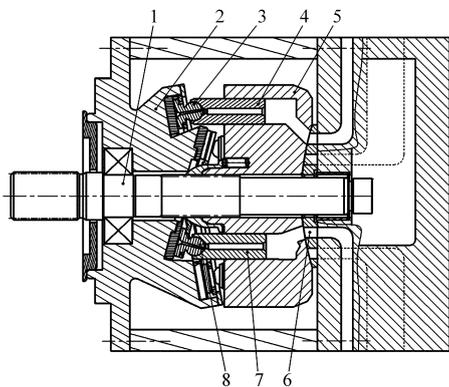


图10 对称X型高功率密度轴向柱塞泵示意图

Fig. 10 Diagrammatic sketch of symmetrical X shape axial-piston pump with high power density

1. 传动轴 2. 斜盘 3. 外圈滑靴 4. 外圈柱塞 5. 缸体 6. 配流盘 7. 内圈柱塞 8. 内圈滑靴

在排量相近下,对比采用普通双联泵(简称双联泵,以K3V112DT型柱塞泵为基准)与图10的对称X型高功率密度轴向柱塞泵(简称高功率泵)。轴向方向两泵相近,主要区别在于径向方向。对于单排柱塞泵,驱动轴所需驱动转矩为<sup>[19]</sup>

$$\bar{T} = \frac{NA_p(p_d - p_i)rt \tan \alpha}{\pi} \left(1 - \frac{\gamma^2}{6}\right) \quad (22)$$

式中  $A_p$ ——柱塞面积  $p_d$ ——泵出口压力  
 $p_i$ ——泵进口压力  $\gamma$ ——配流盘错配角  
 因此对于高功率泵其所需的驱动转矩

$$\bar{T} =$$

$$\frac{NA_p(p_d - p_i)}{\pi} \left[ r_1 \tan \alpha_1 \left(1 - \frac{\gamma_1^2}{6}\right) + r_2 \tan \alpha_2 \left(1 - \frac{\gamma_2^2}{6}\right) \right] \quad (23)$$

式中  $r_1$ ——内圈柱塞分布半径  
 $\alpha_1$ ——内圈柱塞的斜盘倾角  
 $\gamma_1$ ——内圈柱塞对应的配流盘错配角  
 $r_2$ ——外圈柱塞分布半径  
 $\alpha_2$ ——外圈柱塞的斜盘倾角  
 $\gamma_2$ ——外圈柱塞对应的配流盘错配角  
 可见由于外圈柱塞的影响,其传递扭矩加大,因

此在设计高功率泵时需要加大驱动轴直径与内圈柱塞分布半径,以满足驱动力矩加大的缸体与驱动轴强度要求。另一方面由于缸体倾覆力矩基本为零,因此驱动轴设计主要传递扭矩要求。根据该设计准则其最终参数对比如表4所示,其中 $l_2$ 表示双联泵轴向方向大于高功率泵的尺寸。

表4 不同柱塞泵结构参数变化对比  
 Tab. 4 Parameter comparison of different axial-piston pumps

参数	双联泵	高功率泵	变化量/%
$D/\text{mm}$	134	200	49.25
$d/\text{mm}$	24	24	0
$L/\text{mm}$	123.7	114.1	-7.76
$m_{\min}/\text{mm}$	4.8	0	-100
$N$	18	18	0
$r/\text{mm}$	47.5	55/80	0/47.4
$t/\text{mm}$	12.5	12.5	0
$V_s/\text{mm}^3$	$3.93 \times 10^6$	$3.58 \times 10^6$	-18.26
$\alpha/(\circ)$	18	21/14.6	16.7/-18.9
$n/(r \cdot \text{min}^{-1})$	2360	2600	10
$l_2/\text{mm}$	31.5	0	-100
$\Pi_1$	0.0640	0.0954	49

从表4的对比可以看出,受到中间泵体的影响,双联泵相对原来的单泵体功率密度有所下降,下降量为

$$\delta = \frac{0.0733 - 0.064}{0.0733} \times 100\% = 12.7\%$$

即功率密度下降12.7%。

高功率密度泵相对单排柱塞泵的功率密度影响因子 $\Pi_1$ 增加量为

$$\delta = \frac{0.0954 - 0.0733}{0.0733} \times 100\% = 30\%$$

相对双联泵功率密度则提高了49%,可见高功率泵功率密度影响因子 $\Pi_1$ 显著提高,并且转速提高了10%,因此总的功率密度增加值为 $1.3 \times 1.1 = 1.43$ ,即提高了43%。

因此在大排量柱塞泵场合,采用图10的对称X型高功率密度柱塞泵可在减小缸体倾覆力矩的同时减小柱塞泵体积。

## 6 结论

(1) 影响柱塞泵功率密度的主要参数包括斜盘最大倾角、柱塞分布圆半径、最高自吸转速和压力。通过采用柱塞包覆滑靴形式提高滑靴副强度,不仅提高了斜盘最大倾角,并减少了柱塞分布圆半径,显著提高了柱塞泵功率密度,提高了60%。

(2) 普通柱塞泵缸体的直腰型槽结构使得柱塞泵吸油过程存在粘性阻力与强制漩涡阻力,且随转速增加而增加。双向倾斜式腰型槽结构的缸体由于

其离心甩油的作用,显著提高了柱塞泵的自吸能力,使其最高转速可提高45.4%,达到了提高柱塞泵功率密度的目的。

采用对称X型高功率密度柱塞泵结构,不仅有利于减小缸体倾覆力矩,同时由于其X型斜盘以及柱塞包覆滑靴形式,使得柱塞泵结构更为紧凑,相对普通双联泵总的功率密度提高了43%。

(3) 针对大流量柱双联泵功率密度下降问题,

#### 参 考 文 献

- Blackburn F J, Reethof G, Shearer J L. Fluid power control[M]. New York: Wiley, 1960.
- Manring N D. Designing the shaft diameter for acceptable levels of stress within an axial-piston swash-plate type hydrostatic pump[J]. Journal of Mechanical Design, 2000, 122(4): 553 - 559.
- Manring N D, Mehta V S, Nelson B E. Increasing the power density for axial-piston swash-plate type hydrostatic machines[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2013, 135(7): 071002.
- 邓海顺,王传礼,张立祥. 平衡式两排轴向柱塞泵流量脉动研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(3): 15 - 21.  
Deng Haishun, Wang Chuanli, Zhang Lixiang. Study on flow ripple of balanced two-ring axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(3): 15 - 21. (in Chinese)
- He X, Huang W, Zhu B, et al. Air suction characteristics of a water hydraulic piston pump with check valves[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(11): 114502.
- 岑顺锋,吴张永,王娟,等. 基于高速开关阀的数字式变量泵研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(6): 671 - 675.  
Cen Shunfeng, Wu Zhangyong, Wang Xian, et al. Research on digital variable displacement pumps based on high-speed on/off valve[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(6): 671 - 675. (in Chinese)
- Perry Y Li, Cassie Y Li, Thomas R Chase. Software enabled variable displacement pumps[C] // ASME 2005 International Mechanical Engineering Congress and Exposition—Fluid Power Systems and Technology, 2005: 63 - 72.
- 张红娟,权龙,李斌. 永磁同步电动机直驱泵控差动缸位置伺服系统性能研究[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(24): 107 - 112.  
Zhang Hongjuan, Quan Long, Li Bin. Performance of difference cylinder position servo system controlled by permanent magnet synchronous motor driven pump[J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(24): 107 - 112. (in Chinese)
- 干培春. 液压设备与系统的高压化[J]. 机电设备, 1998(3): 18 - 23.
- 李壮云. 液压元件与系统[M]. 3版. 北京:机械工业出版社, 2011: 80 - 81.
- 翟培祥. 斜盘式轴向柱塞泵设计[M]. 北京:煤炭工业出版社, 1978: 101.
- 邹俊. 新一代液压元件——Linde 02 系列柱塞元件简介[J]. 工程机械, 1999(5): 31 - 32.
- 孙毅,姜继海,刘军龙. 柱塞泵滑靴卡盘与球头的相对位置及摩擦功耗[J]. 华南理工大学学报:自然科学版, 2011, 39(4): 82 - 87.  
Sun Yi, Jiang Jihai, Liu Junlong. Relative position and friction power loss between slipper retainer and ball guide in axial position pump[J]. Journal of South China University of Technology: Natural Science Edition, 2011, 39(4): 82 - 87. (in Chinese)
- 陈淑梅. 液压与气压传动[M]. 北京:机械工业出版社, 2007: 27 - 34.
- 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社, 2011: 7.
- 刘建瑞,文海罡,向宏杰,等. 导流器对射流自吸离心泵自吸性能的影响[J]. 农业机械学报, 2013, 44(1): 43 - 47.  
Liu Jianrui, Wen Haigang, Xiang Hongjie, et al. Effects of diffuser on self-priming performance of flow-ejecting self-priming centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(1): 43 - 47. (in Chinese)
- Muggli F A, Dupont P, Holbein P. CFD calculation of a mixed flow pump characteristic from shutoff to maximum flow[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 798 - 802.
- 黄艳芬. Pumplinx 3.2 新增功能[J]. CAD/CAM 与制造业信息化, 2013(4): 38 - 39.
- Manring N D. The torque on the input shaft of an axial-piston swash-plate type hydrostatic pump[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1998, 120(1): 57 - 62.