

高压大排量盘配流式径向柱塞泵关键摩擦副静力学分析

董季澄, 曹文斌, 杨国来, 陈晨, 高文涛

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 高压超大排量动力元件在大型液压设备中应用广泛, 其首选泵型是盘配流式径向柱塞泵, 该文以一种全新的盘配流式径向柱塞泵为研究对象, 对该泵型的工作原理和结构进行了详细的论述, 并对该泵的关键摩擦副进行了三维 Solidworks 建模, 对盘配流式径向柱塞泵的缸体(转子)和配流盘这对关键摩擦副在两种主要旋转工况下采用了 Ansys 进行了静力学分析, 找到了该泵型在工况温度为 40℃ 时缸体(转子)和配流盘等效应力和变形量最大的区域, 为该泵型的理论设计和样机的试制提供理论依据。

关键词: 盘配流; 径向柱塞泵; 缸体; 配流盘; 静力学分析

中图分类号: TH137 文献标志码: A 文章编号: 1008-0813(2018)12-0011-04

Static Analysis of Key Friction Pair for High-pressure Large-displacement Valve Plate Radial Piston Pump

DONG Ji-cheng, CAO Wen-bin, YANG Guo-lai, CHEN Chen, GAO Wen-tao

(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: High-pressure large displacement power components in a wide range of large-scale hydraulic equipment widely used in a wide range of large-scale hydraulic equipments, the preferred pump is a valve plate radial piston pump. In this paper a novel radial piston hydraulic pump ported by plate is presented. The working principle and structure of this novel pump are analyzed in detail. Meanwhile, a three-dimensional Solidwork model of key friction pair is established and the two important working condition of friction pair—valve plate and cylinder (rotor) is studied by using Ansys static structural analysis software. We find the area of the largest equivalent stress and total deformation in the working temperature of 40℃ in the cylinder (rotor) and valve plate. It will provide important theoretical basis for theoretical design and making the prototype of this type pump.

Key words: valve plate; radial piston pump; cylinder; valve plate; static analysis

0 引言

在液压直驱式风力机、工业机械、矿山机械、冶金机械等大型液压设备中, 盘配流式径向柱塞泵具有很大的优越性, 多作用式盘配流径向柱塞泵不仅可以解决传统径向柱塞泵径向力不平衡的问题, 而且利用配流盘的静压支承消除部分轴向力, 既减轻了摩擦、减小了泄漏, 又提高了效率^[1-2]; 济南大学李宏伟等人对内啮合式齿轮泵进行了 ANSYS 有限元分析, 减轻了壳体的质量, 优化了壳体结构^[3], 辽宁铁法能源公司王禹对外啮合式齿轮泵的泵轴进行了 ANSYS 强度校核, 对齿轮

泵失效进行了预判^[4], 大连理工大学王猛等人对斜盘式轴向柱塞变量泵的各关键零部件进行了有限元分析并进行了结构优化^[5], 浙江大学张斌等人针对轴向柱塞泵的虚拟样机应用 ANSYS 软件进行了斜盘式轴向柱塞泵柔性动力学分析, 为样机的动力学特性分析提供了依据^[6], 但是这些研究大多数都是建立在齿轮泵和斜盘式轴向柱塞泵的基础上, 关于高压超大排量径向柱塞泵静力学分析的研究很少, 本文将以前述多作用式盘配流径向柱塞泵为研究对象, 着重研究两种主要旋转工况下缸体(转子)、配流盘的静力学特性, 为新型盘配流式多作用径向柱塞泵样机的试制奠定坚实的理论基础。

1 盘配流式径向柱塞泵工作原理

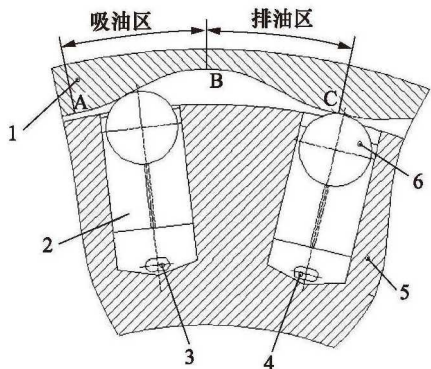
图 1 为盘配流式径向柱塞泵的工作原理图。该液压泵采用的是定子导轨和配流盘固定, 缸体(转子)随泵轴旋转的结构形式, 这样既可以使泵的径向尺寸

收稿日期: 2017-10-24

基金项目: 甘肃省青年科技基金(1610RJYA018)

作者简介: 董季澄(1994-), 男, 甘肃会宁人, 硕士研究生, 主要从事液压直驱式风力机液压元器件的设计与优化。

和轴向尺寸都变得更加紧凑,并且盘配流的形式有利于采用多泵同轴并联结构以实现超大排量,而且大大简化了传统的轴配流径向柱塞泵的结构;使用盘配流形式替代轴配流,克服了以往轴配流径向力不平衡和排量受到限制的缺点;滚子滚压装配于柱塞的圆弧槽内,使得柱塞滚子组件对冲击载荷不太敏感;当泵工作时,柱塞滚子组件一方面沿定子导轨做圆周运动,另一方面柱塞滚子组件沿缸体(转子)做往复直线运动^[7]。



1. 定子 2. 柱塞 3. 吸油窗口 4. 排油窗口 5. 缸体(转子) 6. 滚子
图1 盘配流式径向柱塞泵工作原理图

圆弧 AC 段是定子导轨上的其中一个吸排油作用的完整曲线,当滚子在圆弧 AB 段运动时,柱塞滚子组件伸出缸体做径向运动,此时柱塞容腔容积增大,液压油通过吸油窗口 3 进入到柱塞容腔内,完成吸油过程;当滚子进入圆弧 BC 段时,柱塞容腔与排油窗口 4 接通,柱塞滚子组件在定子导轨的作用下向着缸体(转子)中心做回程运动,迫使油液排出柱塞容腔,完成排油过程;当定子上有多个相同的作用曲线时,即多作用形式,柱塞滚子组件就能在旋转一周的过程中完成多次吸排油,另一方面这种结构还易于实现同轴并联结构,进而能实现泵的大排量化;同时由于作用次数的增多,液压泵在相同排量的工况所允许的最大转速明显降低,使得该泵的结构形式相比于其他泵型在大排量和力平衡等方面有着明显优势。

2 缸体(转子)、配流盘静力学理论分析

本论文的研究对象采用 6 作用 8 柱塞盘配流径向柱塞泵,其主要结构参数如表 1 所示;无论是轴向柱塞泵还是盘配流式径向柱塞泵,旋转的缸体(转子)与配流盘始终是一对极其关键的摩擦副,配流盘既要起配流作用,又要起支承缸体(转子)的作用,维持缸体(转子)的受力平衡;而柱塞孔中的液体压力,一方面把柱塞滚子组件紧紧地压向定子,另一方面又要把缸体(转子)压向配流盘,而缸体(转子)和配流盘之间的液压支承力

又试图把缸体(转子)推开,受力情况复杂多变,因此展开对配流盘以及缸体(转子)的静力学分析势在必行。

表 1 盘配流径向柱塞泵基本参数

参数(单位)	数值
单排柱塞个数	8
作用次数	6
柱塞直径/mm	6
柱塞位移/mm	10
滚子半径/mm	8
额定压力/MPa	21
吸油口压力/MPa	0.5

表 2 缸体及配流盘基体材料基本参数

弹性模量 E/Pa	泊松比 μ	密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	屈服 强度/MPa	抗拉 强度/MPa
2×10^{11}	0.3	7850	250	250

缸体(转子)和配流盘基体材料的具体参数如表 2 所示;一般情况下把缸体(转子)的受力,按照厚壁筒模型进行计算,缸体(转子)的尺寸图如图 2 所示^[8],将柱塞孔与缸体(转子)外圆之间的最小壁厚设为 δ_1 、柱塞孔与缸体(转子)内圆之间的最小壁厚为 δ_2 ,相邻的柱塞孔与柱塞孔之间的最小壁厚设为 δ_3 ,这三个参数(δ_1 、 δ_2 、 δ_3)可能是相等的,也可能互不相等或者有两个参数是相等的,计算时选择这三个参数中的最小值作为厚壁筒的壁厚,令其为 δ_{\min} ,因此厚壁筒的外径 $D = d + 2\delta_{\min}$,新型设计的此泵型中 $\delta_1 = 13.5 \text{ mm}$, $\delta_2 = 7 \text{ mm}$, $\delta_3 = 14.5 \text{ mm}$,所以 $\delta_{\min} = 7 \text{ mm}$, $D = (6 + 2 \times 7) \text{ mm} = 20 \text{ mm}$,在液压泵额定压力 p 的作用下,厚壁筒内壁任一点的最大拉应(σ_q)_{max}、最大径向压应力 σ_{jn} 以及液压泵的最大超载压力 p_{\max} 分别为:

$$(\sigma_q)_{\max} = \sigma_1 = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} p = \frac{2^2 + 0.6^2}{2^2 - 0.6^2} \times 21 \text{ MPa} = 25.15 \text{ MPa} \quad (1)$$

$$\sigma_{jn} = \sigma_s = -p = -21 \text{ MPa} \quad (2)$$

$$p_{\max} = \sqrt{2} p = \sqrt{2} \times 21 \text{ MPa} = 29.70 \text{ MPa} \quad (3)$$

我们选择的缸体(转子)材料为合金钢,用第四强度理论计算应力:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{\sqrt{3D^4 + d^4}}{D^2 - d^2} p_{\max} \approx \frac{1.8D^2}{D^2 - d^2} p_{\max} \\ &= \frac{1.8 \times 2^2}{2^2 - 0.6^2} \times 29.7 \text{ MPa} = 58.747 \text{ MPa} \leq [\sigma] \end{aligned} \quad (4)$$

式中, $[\sigma]$ 为材料的许用应力, 对于钢 $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$ 。

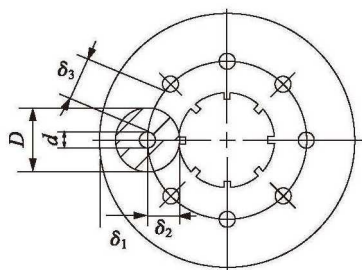


图2 缸体尺寸图

缸孔的径向变形量 Δd 按式(5)进行校核计算:

$$\Delta d = \frac{d}{2E}(\sigma_1 + \mu p_{\max}) = \frac{0.6}{2 \times 2 \times 10^{11}} \times (25.15 + 0.3 \times 29.7) \times 10^6 \text{ cm} = 0.51 \text{ } \mu\text{m} \leq [\Delta d] \quad (5)$$

式中, $[\Delta d]$ 为允许径向变形量, $[\Delta d] = \frac{\text{径向间隙}}{2} \approx (5 - 7) \text{ } \mu\text{m}$ 。

通过对缸体(转子)的强度和径向变形量的校核, 验证了缸体(转子)的理论设计和材料选择满足盘配流式径向柱塞泵的强度要求。

3 缸体(转子)在两种主要旋转工况下静力学仿真分析

缸体(转子)共有 8 个配流窗口, 其实际工况的压力分布主要可以分成两种主要情形: ①缸体(转子)在配流过程中相邻各配流窗口依次出现高压→过渡压力→低压→过渡压力→高压→过渡压力→低压→过渡压力; ②缸体(转子)在配流过程中相邻各配流窗口依次出现高压→高压→低压→低压→高压→高压→低压→低压。

(1) 在第一种情形下, 水平方向上的两个配流窗口及其柱塞内孔设为高压排油区, 压力设定为泵的额定压力 21 MPa, 垂直方向上的两个配流窗口及其柱塞内孔设为低压吸油区, 压力设定为吸油压力 0.5 MPa, 其余对角的四个配流窗口及其柱塞内孔设为压力过渡区, 压力设定为 10 MPa, 工况温度设定为 40°C; 第一种情形下的缸体(转子)在压力载荷下的等效应力云图和总变形量云图分别如图 3 和图 4 所示, 从图 3 和图 4 可以清晰地看出缸体的最大变形和最大等效应力出现在柱塞内孔与高压配流窗口的交汇内壁面处, 最大变形尺寸为 0.78 μm , 最大等效应力为 $\sigma = 56.839 \text{ MPa}$, 远远小于材料的最大屈服强度和抗拉强度 $[\sigma_b] = 250 \text{ MPa}$, 计算得出的缸体(转子)的最小安全因子为 $\eta = [\sigma_b] / \sigma = 250 \div 58.747 = 4.256$, 仿真后的最小安全

因子为 4.398, 仿真结果说明了缸体(转子)理论设计的结构和选取的材料都满足盘配流式径向柱塞泵的实际工作要求。

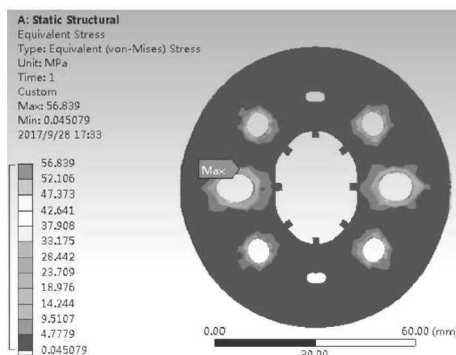


图3 缸体(转子)等效应力云图(①)

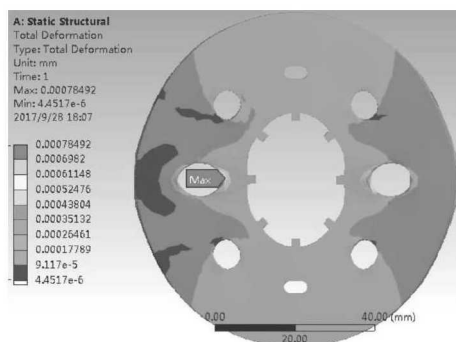


图4 缸体(转子)变形位移云图(①)

(2) 在第二种情形下, 将缸体(转子)水平的两个配流窗口和相邻的两个斜 22.5° 的配流窗口及其柱塞内孔设置为高压排油区, 压力载荷设置为泵的额定压力 21 MPa, 其余四个配流窗口及其柱塞内孔设置为低压吸油区, 压力设置为吸油压力 0.5 MPa, 工况温度设定为 40°C; 第二种情形下的缸体(转子)在压力载荷下的等效应力云图和总变形量云图分别如图 5 和图 6 所示; 同样的, 从图 5 和图 6 也可以得到缸体的最大变形和最大等效应力出现在柱塞内孔与高压配流窗口的交汇内壁面, 最大变形尺寸为 0.79 μm , 最大等效应力为

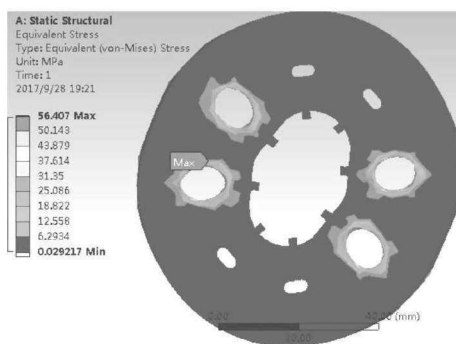


图5 缸体(转子)等效应力云图(②)

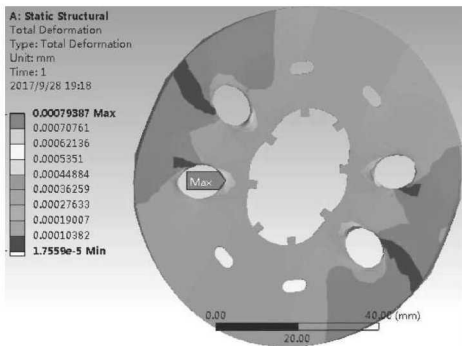


图6 缸体(转子)变形位移云图(②)

$\sigma = 56.407 \text{ MPa}$, 远远小于材料的最大屈服强度和抗拉强度 $[\sigma_b] = 250 \text{ MPa}$, 缸体(转子)的安全因子 $\eta = [\sigma_b]/\sigma = 4.43$, 仿真后的最小安全因子为 4.43, 仿真结果也同样说明了缸体(转子)在不同转角的工作情形下同样完全满足盘配流式径向柱塞泵的实际工作要求。

4 配流盘静力学仿真分析

配流盘共有 12 个配流窗口, 分为压力交替分布的 6 个吸油窗口和 6 个排油窗口, 即压力载荷分布依次为高压→低压→高压→低压→高压→低压→高压→低压; 而配流盘窗口多于缸体(转子)吸排油窗口的主要原因在于柱塞滚子组件在吸排油过程中存在既不于吸油口相通, 又不于排油口相通的闭死过渡区间, 并且定子曲线为多作用形式, 柱塞在多作用曲线上均布, 有的配流盘油口在启动时刻就不与缸体(转子)吸排油窗口相连通。

配流盘工况温度设定为 40°C , 配流盘的吸油窗口的压力设为 0.5 MPa , 排油窗口的压力设为额定压力 21 MPa ; 配流盘在压力载荷下的等效应力云图和总变形量云图分别如图 7 和图 8 所示, 从图 7 和图 8 中可以得到配流盘的最大变形和最大等效应力出现在配流盘排油窗口内壁面的外侧, 最大变形尺寸为 $0.74 \mu\text{m}$, 最大等效应力为 $\sigma = 49.369 \text{ MPa}$, 远远小于配流盘材料的最大屈服强度和抗拉强度 $[\sigma_b] = 250 \text{ MPa}$, 配流盘仿真后的最小安全因子为 5.06, 仿真结果说明了配流盘

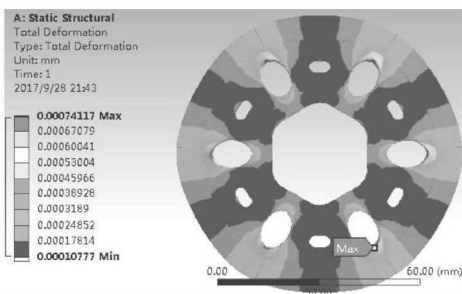


图7 配流盘等效应力云图

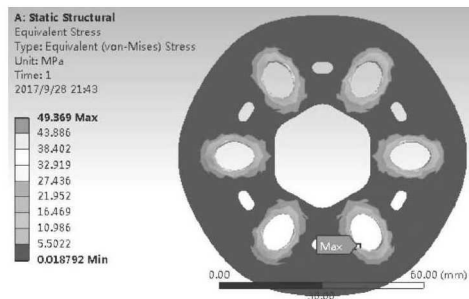


图8 配流盘变形位移云图

的这种结构形式和材料同样满足盘配流式径向柱塞泵的实际工作要求。

5 结论

(1) 论文中提出了一种新型的多作用盘配流式径向柱塞泵, 分析了其在低转速、大排量和抗冲击载荷等方面的独特优势, 为该系列泵型样机试制提供了理论支持;

(2) 对缸体(转子)在旋转中的两种主要工况和配流盘进行了静力学仿真, 发现所选取的材料和理论结构设计完全满足强度和刚度的要求, 并且缸体(转子)在两种主要旋转工况下的等效应力最大处和变形尺寸最大处发生在排油柱塞内孔与其高压配流窗口交汇的内壁面处, 而配流盘的最大变形和最大等效应力出现在配流盘排油窗口内壁面的外侧, 因此可以得出对缸体(转子)和配流盘的优化可以从吸排油窗口的内壁面展开。

参考文献

- [1] 兰州理工大学. 作用径向柱塞泵: 中国, CN200410073371. 9[P]. 2007-11-14.
- [2] 兰州理工大学温州泵阀工程研究院. 一种浮动平衡式盘配流径向柱塞泵: 中国, CN 201110117822. 4[P]. 2013-10-19.
- [3] 李宏伟, 杨成. 基于 ANSYS 的内啮合齿轮泵壳体有限元分析及优化[J]. 液压与气动, 2011, (2): 32-35.
- [4] 王禹. 基于 ANSYS 的外啮合齿轮泵齿轮轴疲劳分析[J]. 流体传动与控制, 2011, (5): 35-37.
- [5] 王猛. 基于 ANSYS 的轴向柱塞变量泵强度分析与结构优化[D]. 大连: 大连理工大学, 2015.
- [6] 张斌. 轴向柱塞泵的虚拟样机及油膜压力特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2009.
- [7] 杨国来, 黄昭雪, 李文祺, 赵君. 幅角分配对大排量径向柱塞泵性能的影响[J]. 液压与气动, 2016, (6): 1-7.
- [8] 何存兴, 林建亚. 液压元件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.