doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.07.018

基于数学模型的二维插装水泵设计与试验

金丁灿[1]　阮　健[1]　邢　彤[1]　王灵峰[2]

(1.浙江工业大学机械工程学院,杭州 310014;2.中国航天科工飞航技术研究院北京空天技术研究所,北京 100074)

摘要:基于传统水泵,设计了一种由多组单元泵组插装而成的二维插装水泵。单元泵组由两个单元泵组成,通过两个单元泵的配合可以消除流量脉动。基于其中的基础组件,即两个单元泵的组合特性展开了研究。通过理论分析与对比,阐述了二维插装水泵的工作原理,说明了二维插装水泵的潜在优势,包括结构力平衡、排量大、油水分离、无结构性流量脉动等。同时,针对凸轮与滚子之间的接触曲面进行了数学建模与分析。有别于二维取点后补偿得到接触点的方式,接触曲面的数学建模方法采取分析滚子与凸轮的空间接触关系,基于空间关系建立接触曲面的坐标模型,接触曲面的数学模型在精度上优于二维取点补偿法。通过对活塞运动规律和两个单元泵组流量特性的试验研究,验证了接触曲面数学模型的正确性和二维插装水泵无结构性流量脉动的优点。

关键词:二维插装水泵;接触曲面;无结构性流量脉动;数学模型

中图分类号:TH321　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2019)07-0177-09

Design and Experiment of Two-dimensional Cartridge Water Pump Based on Mathematical Model

JIN Dingcan[1]　RUAN Jian[1]　XING Tong[1]　WANG Lingfeng[2]

(1. *College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou* 310014, *China*
2. *Beijing Aerospace Technology Institute, China Aerospace Science and Technology Flight Technology Research Institute, Beijing* 100074, *China*)

Abstract: The distribution of water resources and the application of seawater desalination pumps in China were analyzed. Based on the traditional water pump, a water pump named two-dimensional cartridge pump composed of some pairs of unit pumps was proposed. Depending on the basic components of the unit pump set, namely the combined characteristics of two unit pumps were studied. Through the theoretical analysis and comparison with the traditional axial piston pump and centrifugal pump for water, the working principle and potential advantages of the two-dimensional cartridge water pump were expounded. The advantages included structural force balance, large displacement, oil and water separation, no structural flow ripple and so on. In the meantime, the mathematical modeling and analysis of the contact surface between cam and roller were carried out. Being different from the method of obtaining contact points by taking points in two dimensions after compensation, the mathematical model of contacting surface was established based on the analysis of the spatial contacting relationship between the roller and cam. The mathematical model of contacting surface was more precise which offered theoretical basis for the further research. The correctness of the mathematical model of contact surface and the advantage of no structural flow pulsation in two-dimensional cartridge pump were verified by the experimental study of piston movement and flow characteristics of two unit pump set.

Key words: two-dimensional cartridge water pump; contacting surface; zero structural flow ripple; mathematical modeling

收稿日期:2018-12-20　修回日期:2019-01-10

基金项目:国家自然科学基金项目(51775500)

作者简介:金丁灿(1991—),男,博士生,主要从事流体元件研究,E-mail:jindingcan@163.com

通信作者:阮健(1963—),男,教授,博士生导师,主要从事流体传动与电液数字控制研究,E-mail:ruanjiane@zjut.edu.cn

0 引言

我国是一个农业大国,农业用水量占总用水量的 70% 左右。而我国的水资源除了总量不足,还面临着分布不均的问题。地处西北部的干旱和半干旱地区约占国土总面积的 47%,但水资源仅占全国的 7% 左右[1]。一些北部城市虽然沿海,但是城市缺水现象更为严重[2-4]。虽然南水北调工程效果显著,但受水区域供需矛盾仍极其突出,特别是农业用水,其用水量常年受城市生活和工业用水的挤占,导致北部沿海城市即使处于受水区,其农业用水仍处于缺水状态[5]。针对沿海城市缺水的问题,以色列通过海水淡化的方式,逐渐摆脱了缺水的状态,其政府计划到 2025 年通过海水淡化可承担生活总用水量的 70%[6-7]。

海水淡化的方法有多种,目前较为通用的是多级闪蒸法和反渗透法,就能量的来源和安装的便捷性来讲,反渗透海水淡化方法较为理想[8]。高压海水泵作为反渗透法应用的核心部件,在较大程度上决定了海水淡化装置的效率和成本。

现有的高压海水泵主要有离心泵、容积式往复泵和旋涡泵。旋涡泵由于流量、效率都较低,只适用于极小流量、较高压力的场合[9]。工作原理决定了离心泵和容积式往复泵各自的适用范围,离心泵适用于流量大于 3 000 m^3/d,柱塞泵适用于流量小于 2 000 m^3/d 的应用场合[10-11]。流量区间并不是两种泵之间选择的唯一标准。如在风电海水淡化系统中,由于系统供电量波动较大,导致泵的工作功率波动较大。离心泵在降功率运行时会同时降低系统的反渗透流量和质量,而容积式往复泵虽然也会降低系统的反渗透流量,却能保证系统的反渗透质量。故小规模的风电海水淡化系统基本选择容积式往复泵,其中最具有代表性且应用最广的是柱塞泵。相对于离心泵,柱塞泵的优点明显,如流量恒定、压力范围大、效率高,基本不受设计工作点的影响,且拥有自吸作用。柱塞泵也存在一些缺点,包括流量不均匀、流量小、结构复杂、振动大、维修麻烦等[12-13]。同时,柱塞泵与离心泵均存在轴向力不平衡[14]的缺点。

本文提出二维插装水泵的工作原理,通过与传统轴向柱塞水泵进行比较,分析其所具有的潜在优势,并对其中的滚轮-凸轮轨道机构进行研究。针对滚轮-凸轮轨道机构的运动接触规律展开分析,建立接触面的数学模型。基于数学模型提出应用分析,测试转换机构的运动曲线来验证其表面精确度和运动转换精度,同时,通过试验验证运动转换机构的应用效果,测试单元泵组的流量特性曲线,并对其进行分析。

1 二维插装水泵结构设计

1.1 结构及工作原理

目前水介质柱塞泵应用最广的是斜盘式轴向柱塞泵,以下简称柱塞泵。流量不均匀主要由柱塞泵有限的柱塞数和流量倒灌引起,相关研究主要关注增加柱塞数[15]和优化配流口[16]。流量小、结构复杂、维修麻烦这些问题均源于柱塞泵中的摩擦副。滑靴-斜盘和缸体-配流盘摩擦副承受很大的不平衡静液压力,摩擦副相对运动时,形成了摩擦副 PV 值(压应力与线速度的乘积)的“天花板效应”,限制了工作压力或工作转速的提高[17]。线速度的“天花板”在于柱塞泵的流量受转速的限制,同时也受到排量的制约。柱塞泵排量由柱塞直径决定,而柱塞直径的增加一方面会带来柱塞旋转直径的增加,即旋转线速度的增加,另一方面会带来柱塞转动惯量和往复惯量的增大,导致调速困难和冲击加大。压应力的“天花板”在于除了上述两个摩擦副,柱塞泵中还有球头-滑靴摩擦副、柱塞-缸体摩擦副。在油介质中这些滑动摩擦副间存在着润滑与泄漏的矛盾,系统压力越高,为了维持压应力的极限,润滑与泄漏的矛盾也越突出[18]。当介质为水时,由于其粘度只有液压油的 1/50 ~ 1/30,这一特性凸显了摩擦副之间因支撑不足而造成组件之间接触的问题,加剧了润滑与泄漏之间的矛盾[19-20]。同时,海水介质杂质较液压油更多,更易引起摩擦副之间的磨损。产生磨损之后需要维修或更换的部件往往相互关联,导致了柱塞泵结构复杂、维修麻烦的问题。

如图 1 所示,在传统轴向柱塞泵中存在着 4 个主要的滑动摩擦副,包括滑靴-斜盘摩擦副、柱塞-缸体摩擦副、缸体-配流盘摩擦副和球头-滑靴摩擦副。理论上 4 个摩擦副之间的间隙是均匀的且充满能平衡柱塞负载的润滑液体,然而事实并非如此。水介质的低粘度特性,使传统轴向柱塞泵本身存在的问题更为突出。轴向柱塞泵中每个摩擦副都承受着源自于滑靴-斜盘摩擦副反作用力 F_n 的侧倾力矩,且会产生侧倾变形。作用在滑靴上的反作用力会导致柱塞倾斜并在柱塞和缸壁上引起较大的反作用力 F_a 和 F_b。由于配流副中相对于 Z 轴的压力分布不均匀,也会在缸体上引起倾斜力偶。在水介质条件下,不平衡力造成的磨损将更明显。由于介质粘度小,为了平衡这些不平衡力,润滑与泄漏之间的矛盾变得更为显著。离心泵作为水液压泵的另一大应用,轴向力和径向力的平衡问题也一直是提升泵的

设计水平的一个难点[21]。

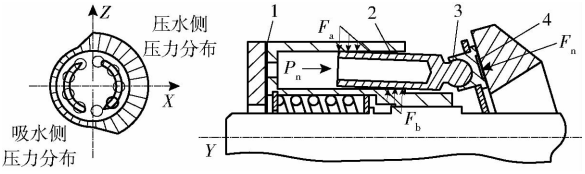

图 1　传统轴向柱塞泵中摩擦副与不平衡力

Fig. 1　Friction pairs and unbalanced forces in traditional axial piston pump

1. 缸体-配流盘摩擦副　2. 柱塞-缸体摩擦副　3. 球头-滑靴摩擦副　4. 滑靴-斜盘摩擦副

水介质轴向柱塞泵相对于离心泵最大的劣势是单泵的流量极限较小。为了增大水介质液压轴向柱塞泵的流量，需要通过增大泵的排量和转速来实现。增大转速必然会恶化摩擦副之间的润滑条件。增加排量则会增大泵组件的尺寸和相对于 Y 轴的回转半径，导致柱塞的直线往复与单向旋转惯性的增大。直线往复惯性会增大组件的冲击，单向旋转惯性则会降低电机转速的可调性。同时组件的尺寸和回转半径的增加也会增大摩擦副之间的相对运动速度，恶化摩擦副之间的润滑条件。

本文提出一种柱塞配流的二维插装水泵，由多个独立工作的单元泵组成。区别于传统轴向柱塞泵中存在诸多不平衡力的情况，单元泵的工作原理使其能消除所有柱塞泵中存在的不平衡力。如图 2、3 所示，单元泵的柱塞由安装在缸体两侧的两个滚轮-凸轮轨道机构驱动。柱塞的中部有两个柱塞台肩，这两个台肩与安装在缸体两侧的凸轮作为边界从缸体内部空间隔离出两个密闭的空间作为液腔，两个液腔由于高低压的不同，以红、蓝两色区分。缸体上的密封圈安装槽安装的“O”型密封圈用以隔离高低压液体和两侧运动转换机构所在的腔体。通过空间凸轮滚子机构的运动传递，拨叉滚子机构的旋转运动被转换为柱塞的单向旋转和往复直线运动的复合运动。通过这个复合运动，两侧液腔内的油液能通过周向分布在活塞上的沟槽与周向分布在缸体上的进出液口交替连通，实现连续的泵吸水和配流功能。

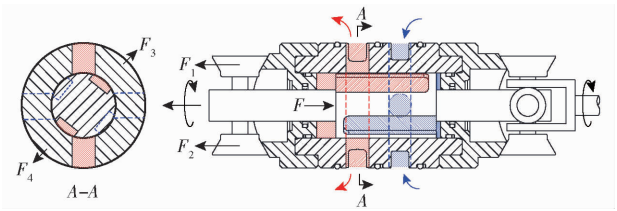

图 2　二维插装水泵单元泵结构简图

Fig. 2　Unit pump of two-dimensional cartridge water pump

基于这一结构设计，柱塞腔中高压液体产生的轴向力 F 被平均地分配于两个对称的锥滚子上，两个锥滚子分别承受一个相同的力，即 F_1 等于 F_2，保证了活塞泵轴向的受力平衡。同时，由于配流结构的优化，高压配流液体产生的径向力 F_3 等于 F_4。这两个径向力在保证配流结构受力平衡的同时，还能为活塞提供支撑力与油膜润滑，减少活塞与缸体的摩擦，即理论上提高了泵的 PV 值极限。

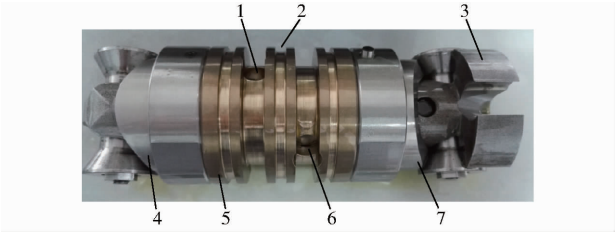

图 3　单元水泵样机

Fig. 3　Photo of two-dimensional unit water pump

1. 出液口　2. 密封圈安装槽　3. 拨叉滚子机构　4. 空间凸轮　5. 缸体　6. 进液口　7. 滚轮-凸轮轨道机构

单元泵泵吸液的具体实现过程参照文献[22]。本文的单元泵与文献[22]区别在于二维插装水泵单元泵的液腔隔离式设计，能将润滑油脂与输送液体相隔离。

如图 4 所示，二维插装水泵主要由 6 个插装在泵体中的单元泵、汇流轴、泵壳、齿轮箱和动力输入轴组成。每个单元泵都能独立工作，6 个单元泵的流量通过汇流轴汇聚。由于油水分离结构的设计，泵吸水的功能在单元泵体内部和汇流轴中段实现，使水与两侧的润滑液完全隔离。由于单元泵工作时会导致两侧润滑液腔内润滑液体积的变化，故需要在汇流轴内部设计润滑液沟通孔来连接两端的润滑液腔。单元泵独立使用时流量脉动较大，需要两个为一组一起使用来消除结构性流量脉动[23]。二维插装水泵通过偶数个单元泵插装使用，能消除结构性流量脉动。另一方面，由于插装水泵中每个单元泵都是独立的，增加单元泵的数量并不会像轴向柱塞泵一样增加各摩擦副的回转半径。原因是单元泵可以通过齿轮箱多环复式叠加插装，不同于轴向柱

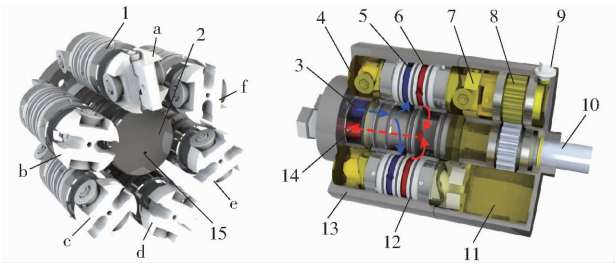

图 4　二维插装水泵示意图

Fig. 4　Schematic of two-dimensional cartridge water pump

1. 单元泵　2. 汇流轴　3. 低压汇流孔　4. 左侧润滑液腔　5. 吸液槽　6. 泵液槽　7. 运动转换机构　8. 齿轮箱　9. 润滑液注口　10. 动力输入轴　11. 右侧润滑液腔　12. 密封圈　13. 泵体　14. 高压汇流孔　15. 润滑液沟通孔

塞泵的布局方式,只能将柱塞安放在一个圆环内。即理论上插装式水泵的单体体积不存在限制,可以通过增加单元泵数量而不增加摩擦副间相对速度的方法来提高单泵的流量。该设计可以使二维插装水泵突破传统轴向柱塞水泵单体具有流量极限劣势,使容积式柱塞泵相对于离心泵具有更多优势。

图 5 中单元泵 a－d、b－e、c－f 的活塞之间分别以相对差 45°的相位角来布局,保证相对应的两个泵组合后的瞬时流量为一个恒定值。同时单元泵 a、b、c 之间的相位角之差为 60°,使单元泵组 a－d、b－e、c－f 的活塞均匀地分布在 180°之间,能减少因某个单元泵由于磨损而产生的流量脉动。

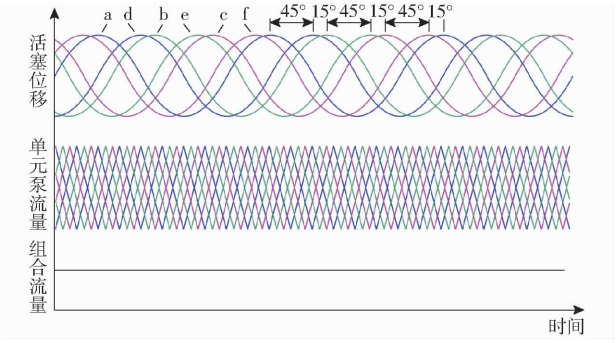

图 5 二维插装水泵流量的理论组合形式

Fig. 5 Theoretical combining form of flow rate in two-dimensional cartridge water pump

1.2 凸轮滚子运动转换机构设计

二维理论的主要原理是通过由空间凸轮滚子机构驱动实现的柱塞复合运动来实现泵的泵吸功能和配流功能。二维原理的应用,打破了传统轴向柱塞中多项结构性限制。其突破限制的前提是有一个可靠的运动转化装置,即凸轮-滚子空间机构。作为电机输出轴旋转运动和泵内柱塞复合运动之间的转换装置,单元泵 PV 值极限和效能的提高对其强度、疲劳强度和转速极限提出了更高的要求,而结构流量脉动的消除则要求其具有更高的转换精度。

采用球滚子的运动转换机构设计简单,可通过滚子运动的理论廓线按基圆直接展开得到凸轮滚子接触面的实际廓线。如图 6 所示,由于凸轮与滚子的接触形式为点接触,故凸轮的加工也较为简便,接触面可以按等高曲面加工。但是由于接触区域过小(临界状况下为一个点),会导致接触应力急剧增大,造成曲面磨损,形成了特别明显的接触带。

如图 7 所示,相较于球滚子运动转换机构,锥滚子运动转换机构的接触区域更大(临界状况下为一条线)。线接触能显著优化接触工况,减少锥滚子与凸轮之间的磨损。

如图 8 所示,在运动过程中,锥滚子外表面与凸

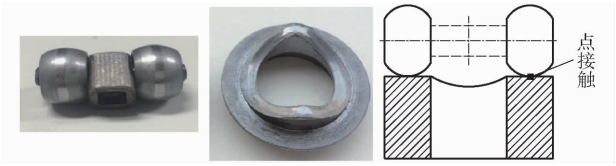

图 6 球滚子运动转换机构

Fig. 6 Ball roller motion transfer mechanism

图 7 锥滚子运动转换机构

Fig. 7 Tapered roller motion transfer mechanism

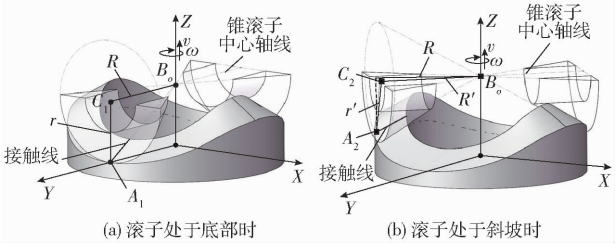

图 8 锥滚子接触情况

Fig. 8 Contact condition of taper roller

轮最外缘空间曲线接触产生接触点 A,从 A_1 变化到 A_2。以凸轮为基准,接触点 A 一直在凸轮最边缘运动,以锥滚子为基准,接触点所在锥滚子上的圆周半径是变化的。在旋转的过程中,将点 A 和 Z 轴之间的最短距离定义为公转半径,将点 A 到锥滚子中心轴线的最短距离定义为自转半径。显然在机构的运动过程中,由于锥滚子与凸轮的接触关系是在变化的,对于接触点 A 来说,公转半径是恒定的而自转半径是变化的。

结合图 8、9 可以看出,接触点 A_n 所处锥滚子上的基圆是变化的,当基圆位于顶部和底部时,其半径等于 r,在运动的过程中,基圆的半径 r' 是一个变量。针对这一变化,早期工作对等高曲面廓

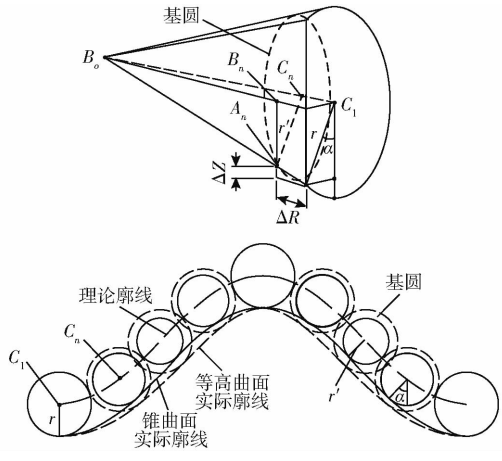

图 9 自转半径变化情况

Fig. 9 Change of rotation radius

线做定基圆包络法展开后对 ΔZ 进行了补偿，即以自转半径为 r 的基圆利用包络法画出等高廓线后通过消除 ΔZ 的高度误差来得到近似的锥曲面实际廓线[24]。

通过消除 ΔZ 的高度误差虽然可以得到空间曲面的近似结果，但由于其应用的是包络法，只能得到接触点的坐标，却无法进行推导。且对其中一些值采用了近似取值，如回转半径取为 $l_{B_oC_1}$，实际应为 $l_{B_oC_n}$等，使求解结果存在一定的误差。其得到坐标的方式，使其不能作为进一步的静力学与动力学研究的理论基础。如图 10 所示，为了得到可用于理论分析的数学模型，通过空间关系建立了空间点直接求解的数学模型。

如图 11 所示，由于不同基圆对应的理论廓线不

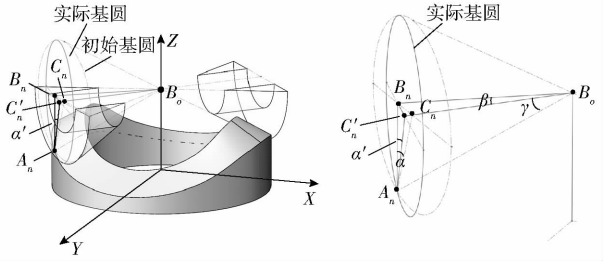

图 10　参数关系

Fig. 10　Relationship of parameters

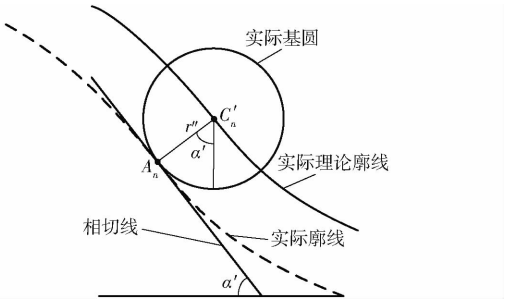

图 11　实际基圆的参数求解

Fig. 11　Parameter solution of actual base circle

是简单的平面展开，所以在运动过程中，实际基圆垂直于 B_oB_n，且实际回转半径为 $l_{B_oB_n}$，定义为 R_n。基圆的半径 $l_{C_{n'}A_n}$区别于 r'，定义为 r''。当 B_o的运动规律采用等加等减速时，其 Z 轴方向位移表示为

$$f(\theta)=\begin{cases}\dfrac{2h\theta^2}{\theta_0^2} & \left(\theta\in\left(0,\dfrac{T}{4}\right)\right)\\ h-\dfrac{2h(\theta_0-\theta)^2}{\theta_0^2} & \left(\theta\in\left[\dfrac{T}{4},\dfrac{T}{2}\right)\right)\\ h-\dfrac{2h(\theta-\theta_0)^2}{\theta_0^2} & \left(\theta\in\left[\dfrac{T}{2},\dfrac{3T}{4}\right)\right)\\ \dfrac{2h(2\theta_0-\theta)^2}{\theta_0^2} & \left(\theta\in\left[\dfrac{3T}{4},T\right)\right)\end{cases}\tag{1}$$

式中　θ——锥滚子中心轴线的旋转角度

h——活塞的行程

T——活塞完成一个行程对应的参数（角度或弧长）

θ_0——活塞完成 1/2 行程对应的角度

显然，点 C'_n的坐标为点 B_o关于回转半径 R_n的展开，则点 C'_n在 Z 轴方向的位移表示为

$$f(\theta,R_n)=\begin{cases}\dfrac{2h(\theta R_n)^2}{\left(\dfrac{\pi}{2}R_n\right)^2} & \left(\theta R_n\in\left(0,\dfrac{T}{4}\right)\right)\\ h-\dfrac{2hR_n^2\left(\dfrac{\pi}{2}-\theta\right)^2}{\left(\dfrac{\pi}{2}R_n\right)^2} & \left(\theta R_n\in\left[\dfrac{T}{4},\dfrac{T}{2}\right)\right)\\ h-\dfrac{2hR_n^2\left(\theta-\dfrac{\pi}{2}\right)^2}{\left(\dfrac{\pi}{2}R_n\right)^2} & \left(\theta R_n\in\left[\dfrac{T}{2},\dfrac{3T}{4}\right)\right)\\ \dfrac{2hR_n^2(\pi-\theta)^2}{\left(\dfrac{\pi}{2}R_n\right)^2} & \left(\theta R_n\in\left[\dfrac{3T}{4},T\right)\right)\end{cases}\tag{2}$$

确定点 C'_n在 Z 轴方向的位移为 $f(\theta,R_n)$，则点 C'_n的斜率可以表示为 $f'(\theta,R_n)$。

由 $f'(\theta,R_n)$可以得到 α' 的值，公式为

$$\alpha'=\arctan f'(\theta,R_n)\tag{3}$$

当 α' 得到求解之后，可以通过图 10 中的空间关系得到 α'与 β 的关系，公式为

$$\alpha'=\arcsin\frac{l_{C'_nB_n}}{l_{C'_nA_n}}=\arcsin\frac{1}{\sqrt{\sin^2\beta+\dfrac{\tan^2\gamma\cos^4\beta}{\sin^2\beta}}}\tag{4}$$

式中　γ——锥滚子锥度

β——实际接触点与 Z 轴的垂线相对于锥滚子中心轴线的偏转角

当求解 β 之后，可以通过图 10 中三角形之间的关系得到 r''的求解公式

$$r''=l_{C'_nA_n}=\sqrt{(R_n\cos\beta\tan\gamma)^2+(R_n\tan\beta\sin\beta)^2}\tag{5}$$

式中　r''——实际基圆半径

由图 11 可得，点 A_n的 Z 轴坐标可以表示为 $f(\theta,R_n)+r''\cos\alpha'$，结合图 12，$A_n$的空间坐标可以表示为 $(R_n,\theta+\beta,f(\theta,R_n)+r''\cos\alpha')$，也可以转换为 $(X(\theta,R_n),Y(\theta,R_n),Z(\theta,R_n))$。

通过 Matlab 软件对上述推导过程进行程序编写，可以得到锥滚子与空间凸轮在任意旋转角度上的接触点。通过改变程序的循环次数来加密求解接触点，理论上能得到一个完整的接触曲面，可以用于三维建模。

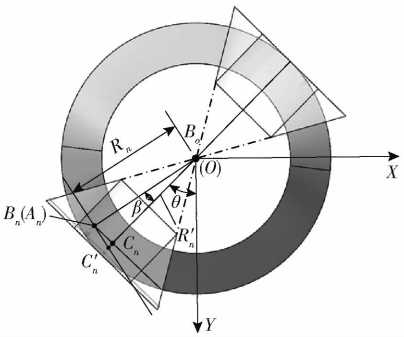

图 12 接触点的平面坐标

Fig. 12 Plane coordinates of contact points

2 仿真

如图 13 所示,通过 Matlab 软件对于接触点处的衍生计算,还能得到接触点处压力角的分布情况。点 a、c 分别为凸轮上一个波峰两侧压力角最大的斜坡处,点 b 为波峰处,此处压力角为零。接触点压力角变化的趋势可以用于凸轮设计前的结构分析与设计后的受力分析。

如图 14 所示,对于图 13 中最大压力角处的数据进行提取分析,可以得到凸轮面上最大压力角随

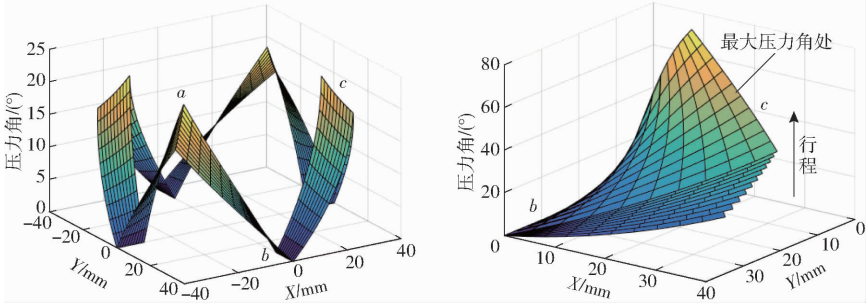

图 13 接触点处压力角的变化

Fig. 13 Change of pressure angle at contact point

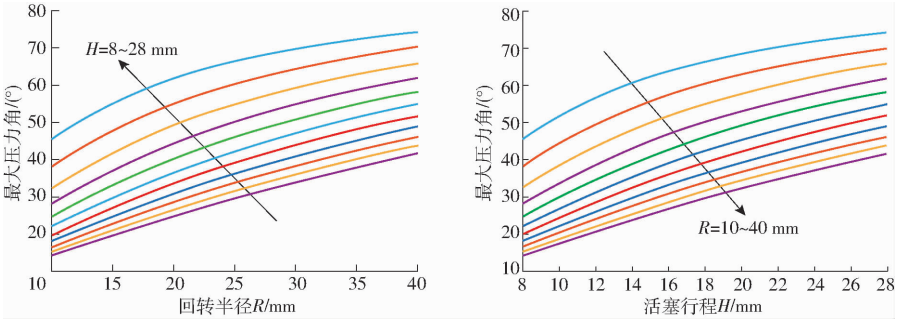

图 14 凸轮面上压力角极值的变化趋势

Fig. 14 Variation trend of maximum pressure angle on cam surface

接触点所处凸轮的行程和内外径变化而产生的变化趋势。最大压力角分布的求解能指导凸轮的设计与其他配件的选型,如凸轮的半径对应着滚子的形状,凸轮的行程对应着活塞的行程,即决定了单元泵排量的选择。曲率公式[25]为

$$K=\frac{\sqrt{\begin{vmatrix}X'(\theta) & Y'(\theta)\\ X''(\theta) & Y''(\theta)\end{vmatrix}^2+\begin{vmatrix}Y'(\theta) & Z'(\theta)\\ Y''(\theta) & Z''(\theta)\end{vmatrix}^2+\begin{vmatrix}Z'(\theta) & X'(\theta)\\ Z''(\theta) & X'(\theta)\end{vmatrix}^2}}{\left[(X'(\theta))^2+(Y'(\theta))^2+(Z'(\theta))^2\right]^{\frac{3}{2}}} \tag{6}$$

式中 K——曲率

则曲率半径公式为

$$\rho=\frac{1}{K} \tag{7}$$

式中 ρ——曲率半径

由于接触点 A_n 和理论端点 C_n 的坐标可以表示为 $(X(\theta,R_n),Y(\theta,R_n),Z(\theta,R_n))$,则通过 Matlab 软件对求解过程进行编程,可以得到理论曲面的曲率半径与实际曲面的曲率半径分布图。

凸轮的理论曲率半径如图 15 所示,为了使凸轮的理论曲率半径分布状态更符合凸轮的变化趋势,将其值求负值。凸轮理论曲面的曲率半径主要分为凹曲率半径和凸曲率半径,公式为

$$\rho_j=\rho\pm r'' \tag{8}$$

式中 ρ_j——接触曲面的曲率半径

如式(8)所示,接触曲面的曲率半径可以通过理论曲率半径和实际接触半径运算得到。由于曲率半径分为凹曲率半径和凸曲率半径,所以当求解凹曲面的曲率半径时,ρ_j 的值为理论曲率半径和实际接触半径之和,当求解凸曲面的曲率半径时,ρ_j 的值为理论曲率半径和实际接触半径之差。如图 16 所示,由于加减的区别,接触面的曲率半径并不连续。

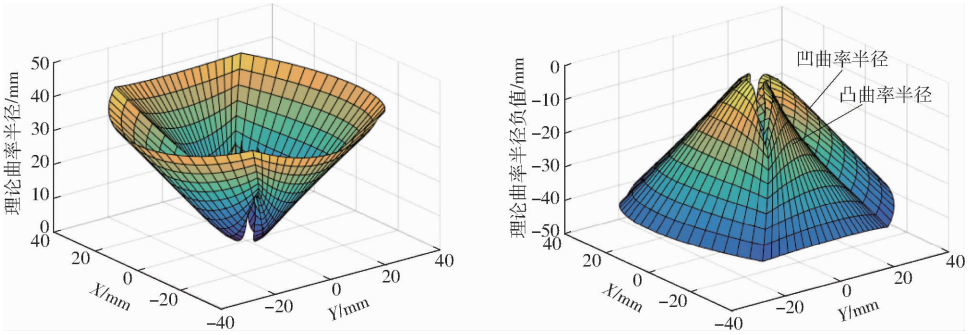

图 15　理论曲率半径分布

Fig. 15　Distribution of theoretical curvature radius

一般平面凸轮判断滚子与凸轮机构之间的关系能否满足设计要求，主要通过判断接触曲线的曲率半径是否大于 5 mm。求得空间曲率分布之后，通过接触曲面的曲率半径分布能更直观地判断是否符合设计要求。

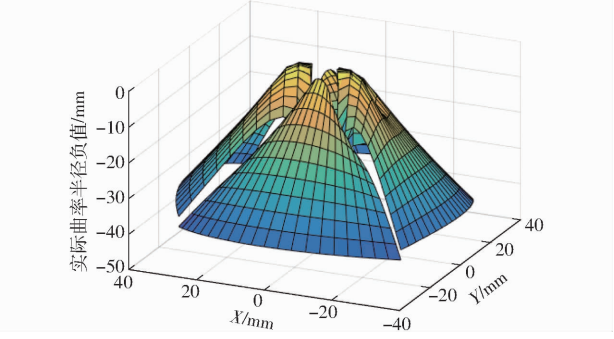

图 16　接触曲面曲率半径分布

Fig. 16　Curvature radius distribution of contact surface

3　试验

建立理论模型后，可以通过模型验证参数是否符合设计要求。当确定设计参数之后，只要输入锥滚子的锥度和空间凸轮的内外径就可以得到接触曲面上的接触点。如图 17 所示，通过这些接触点，可以通过 SolidWorks 软件来构造空间曲线，从而建立三维模型。以三维模型为基础可以加工得到实物。

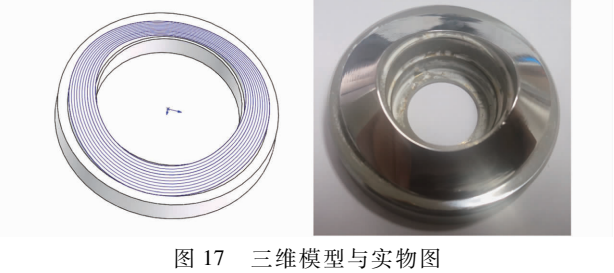

图 17　三维模型与实物图

Fig. 17　Three-dimensional model and product photo

如图 18 所示，通过柱塞泵柱塞位移的测试平台，测试了柱塞往复运动位移情况来验证滚轮-凸轮运动转换机构转换精度，测试结果如图 19 所示。

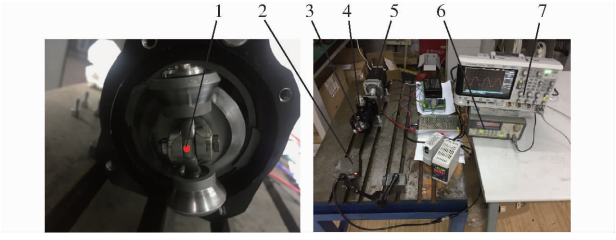

图 18　位移测试平台

Fig. 18　Displacement test platform

1. 激光位移传感器测试点　2. 激光位移传感器　3. 柱塞　4. 二维泵　5. 步进电机　6. 信号发生器　7. 示波器

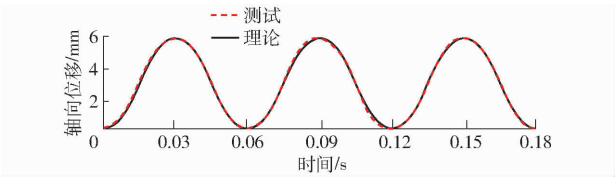

图 19　测试结果与理论值的对比

Fig. 19　Comparison between test results and theoretical values

图 19 展示了电机转速为 500 r/min 左右时的试验测试结果。在波谷和波峰处有一些波动，这些波动主要由凸轮表面误差和装配精度引起。

由于二维插装水泵的流量特性是基于两个单元泵为一组的配合实现的，采用多个单元泵组的目的是增大其流量和稳定性。两个单元泵配合而成的单元泵组就可以实现结构性流量脉动消除的验证。为了验证两个单元泵组消除结构脉动的能力，基于燃油与水介质粘度相近的原理，采用一个燃油介质的单元泵组测试系统来测试其流量特性。同时通过试验结果验证滚轮-凸轮运动转换机构对单元泵组流量特性的影响，系统原理如图 20 所示。

测试试验台采用辅助泵为单元泵组提供燃油，用溢流阀模拟系统压力。在试验过程中，通过速度传感器和流量计测试泵的动态特性，并以此验证单元泵组消除结构性流量脉动的特性，和验证凸轮运动转换机构接触曲面模型的正确性。出于速度可测范围和系统安全性的考虑，系统中加入了加速器和扭矩限制器。

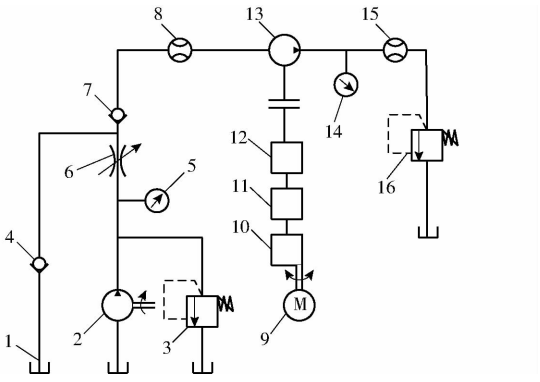

图 20 流量特性测试系统原理图

Fig. 20 Schematic of flow characteristic test system

1. 油箱 2. 辅助泵 3、16. 溢流阀 4、7. 单向阀 5、14. 压力表 6. 节流阀 8、15. 流量计 9. 电机 10. 加速器 11. 扭矩限制器 12. 力矩转速传感器 13. 单元泵组

试验台示意图如图 21 所示,通过该试验台,可以检测单元泵组的流量与转速。

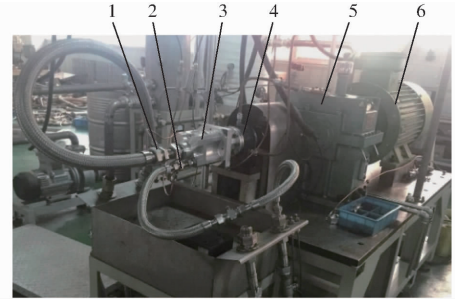

图 21 流量特性测试试验台

Fig. 21 Flow characteristic test bench

1. 泵入口 2. 泵出口 3. 泵单元组 4. 扭矩限制器 5. 加速器 6. 电机

图 22 所示为转速曲线和流量曲线,可以看出转速与流量的波动均为 10% 左右,但是流量和转速的跟随性相当高。如果流量相对于转速的跟随性较好,说明产生的流量脉动来自于转速波动而不是结构本身。若流量相对于转速的跟随性达到 100%,则说明在恒转速的情况下,二维插装水泵能达到如图 5 所示的完全没有流量脉动的状态,从侧面说明接触曲面的精确性。为了定量分析试验结果,对采集的数据进行了分析。

首先对图 22 中转速和流量曲线的组成点分别

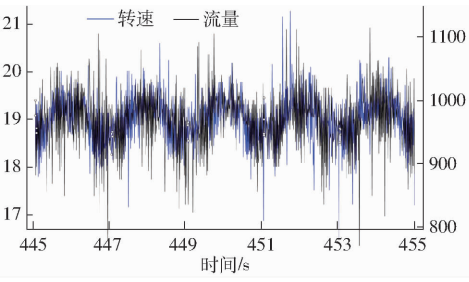

图 22 转速、流量曲线

Fig. 22 Curves of revolving speed and flow

取平均值,然后基于此平均值对每个数据点做平均值的误差分析。将转速曲线组成点相对于平均值的误差与流量曲线组成点相对于平均值的误差进行相减后得出的差值如图 23 所示。可以看出,流量的波动误差相对于转速的波动误差的差值基本分布在 ±2% 以内。由于误差差值包含了许多外界因素,如装配精度、设备共振、加工精度等,此误差分布区间基本可以说明两个单元泵的组合可以消除结构性流量脉动,同时也可以验证接触曲面数学模型的正确性。

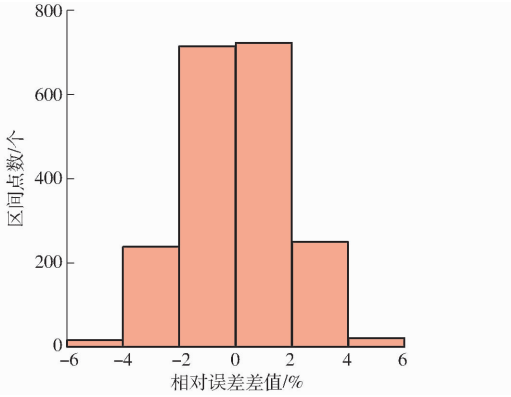

图 23 误差对比分布

Fig. 23 Distribution of error contrast

4 结论

(1)相对于离心泵,传统轴向柱塞泵存在流量不均匀、流量小、结构复杂、振动大、维修麻烦等缺点。同时,两者均存在轴向力不平衡的问题。因此,二维插装水泵没有结构性流量脉动,可通过偶数插装提高单泵流量。由于插装结构,多个单元泵之间不存在互相干涉,结构简单,对于有损坏的单元泵,可直接更换,维修方便。由于单元泵的结构设计,泵中不存在不平衡力,故各向力平衡且不会因不平衡力产生额外的振动。

(2)相对于传统轴向柱塞泵,二维插装水泵用凸轮滚子转换机构替换了斜盘滑靴机构,将滑动摩擦副转换为滚动摩擦副;通过在柱塞上对配流功能的集成,消除了配流盘,将原轴向柱塞泵中两个摩擦副(即柱塞副和配流副),减少到一个柱塞配流副。由于配流和泵吸水功能的集成,可设计油水分离结构,使运动转换机构处于油脂润滑状态,减少磨损。

(3)建立了数学模型,通过数学模型推导出曲面的压力角分布、空间曲率分布等设计参数,为单元泵运动学与动力学的进一步研究提供了理论基础。

(4)通过对柱塞轴向运动曲线的测量,验证了数学模型的正确性,也分析了加工与装配过程中存在的误差。

(5)单元泵组的独立试验证明单元泵组可以消除结构性流量脉动,即可推论二维插装水泵能消除

结构性流量脉动，这是传统轴向柱塞泵无法实现的。一方面降低了泵的噪声，另一方面也减小了因流量脉动冲击带来的磨损影响。同时，根据流量与转速的跟随性，进一步验证了数学模型的正确性。

参 考 文 献

[1] 黄国勤. 我国水资源面临的问题与对策[J]. 中国生态农业学报, 2001,9(4):123 – 125.
HUANG Guoqin. Problems and countermeasures of water resources in our country[J]. CJEA, 2001,9(4):123 – 125. (in Chinese)

[2] 佚名. 中国近 90% 沿海城市存在缺水问题[J]. 城市规划通讯, 2012(21):13.

[3] 屈东星, 沈秀云, 刘晓燕. 河北沧州市粮食安全目标下的缺水问题及对策[J]. 中国防汛抗旱, 2010, 20(4):39 – 41.

[4] 常德利. 大连严重缺水问题及对策[J]. 中国水利, 2001(12):105 – 106.

[5] 姜斌, 夏朋. 南水北调工程受水区挤占农业与生态用水返还政策分析[J]. 水利发展研究, 2012, 12(5):5 – 9.

[6] 王参民. 以色列水政策的演进[J]. 安庆师范大学学报(社会科学版), 2017, 36(3):66 – 73.
WANG Canmin. Water policy evolution of Israel[J]. Journal of Anqing Normal University (Social Science Edition), 2017, 36(3):66 – 73. (in Chinese)

[7] 王维汉, 毛前. 以色列农业水资源的可持续利用[J]. 浙江水利水电学院学报, 2014, 26(1):43 – 45.
WANG Weihan, MAO Qian. Sustainable utilization of agricultural water resources in Israel[J]. J. Zhejiang Univ. of Wat. Res. & Electric Pow., 2014,26(1):43 – 45. (in Chinese)

[8] 解利昕, 李凭力, 王世昌. 海水淡化技术现状及各种淡化方法评述[J]. 化工进展, 2003, 22(10):55 – 58.
XIE Lixin, LI Pingli, WANG Shichang. A review of seawater desalination and comparison of desalting processes[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2003, 22(10):55 – 58. (in Chinese)

[9] 范德明. 工业泵选用手册[M]. 北京：化学工业出版社, 1998.

[10] 周红生, 王乙福, 薛兴昌. 浅谈离心泵与柱塞泵在油田注水中的应用[J]. 油气田地面工程, 2004, 23(8):19.

[11] 田林,李东洋,王晓丽,等. 反渗透技术在小钦岛海水淡化工程中的应用[J]. 工业水处理, 2018,38(9):100 – 103.
TIAN Lin,LI Dongyang,WANG Xiaoli, et al. Application of reverse osmosis to Xiaoqin Island seawater desalination project [J]. Industrial Water Treatment, 2018,38(9):100 – 103. (in Chinese)

[12] 黄晶晶, 姚兴华. 风电反渗透海水淡化耦合系统中高压泵的选择分析[J]. 电力勘测设计, 2014(3):68 – 72.
HUANG Jingjing, YAO Xinghua. Selection of high pressure pumps in wind-powered reverse osmosis seawater desalination systems[J]. Elecric Power Survey & Design, 2014(3):68 – 72. (in Chinese)

[13] 聂松林, 尹方龙. 水液压柱塞泵的研究进展及展望[J]. 液压与气动, 2015(1):1 – 7.
NIE Songlin,YIN Fanglong. Progress and prospect of water hydraulic piston pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015(1):1 – 7. (in Chinese)

[14] 柴立平, 王俊, 江志煙,等. 反渗透海水淡化高压多级泵的轴向力平衡机构[J]. 排灌机械工程学报, 2009, 27(3):154 – 157.
CHAI Liping, WANG Jun, JIANG Zhikun, et al. Axial thrust equilibrator of multi-stage pumps in SWRO[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(3):154 – 157. (in Chinese)

[15] 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/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(5):305 – 309.
DENG Haishun, WANG Chuanli, ZHANG Lixiang. Study on flow ripple of balanced two-ring axial piston pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5):305 – 309. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20140547&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.05.047. (in Chinese)

[16] XU B, YE S, ZHANG J, et al. Flow ripple reduction of an axial piston pump by a combination of cross-angle and pressure relief grooves: analysis and optimization[J]. Journal of Mechanical Science & Technology, 2016, 30(6):2531 – 2545.

[17] LVANTYSYN J, IVANTYSYNOVA M. Hydrostatic pumps and motors[M]. New Dehli: Tbi Publishers & Distributors, 2002.

[18] MANRING N D, ZHANG Y H. The improved volumetric-efficiency of an axial-piston pump utilizing a trapped-volume design [J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2000, 123(3):479 – 487.

[19] 张增猛, 孟繁毅, 侯交义,等. 水润滑下 316L 不锈钢与聚醚醚酮摩擦磨损性能研究[J]. 润滑与密封, 2017, 42(5):20 – 23.
ZHANG Zengmeng, MENG Fanyi, HOU Jiaoyi, et al. Research on tribological behaviors of 316L stainless steel against polyether-ether-ketone under water lubrication[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(5):20 – 23. (in Chinese)

[20] PELOSI M, IVANTYSYNOVA M. The impact of axial piston machines mechanical parts constraint conditions on the thermo-elastohydrodynamic lubrication analysis of the fluid film interfaces[J]. International Journal of Fluid Power, 2013, 14(3):35 – 51.

[21] 胡敬宁, 肖霞平, 叶晓琰,等. 反渗透海水淡化提升泵轴向力和径向力平衡的研究[J]. 流体机械, 2009, 37(10):19 – 23.
HU Jingning, XIAO Xiaping, YE Xiaoyan, et al. Research on axial force and radial force balance of lilt pump for reverse osmosis seawater desalination[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(10):19 – 23. (in Chinese)

[22] 阮健, 李进园, 金丁灿,等. 二维(2D)活塞泵原理性验证研究[J]. 浙江工业大学学报, 2017, 45(3):264 – 269.
RUAN Jian, LI Jinyuan, JIN Dingcan, et al. Research and feasibility verification of two-dimensional (2D) piston pump[J]. Journal of Zhejiang University of Technology, 2017, 45(3):264 – 269. (in Chinese)

[23] 阮健, 金丁灿, 申屠胜男,等. 二维(2D)双联泵原理性验证研究[J]. 液压与气动, 2017(11):1 – 5.
RUAN Jian, JIN Dingcan, SHENGTU Shengnan, et al. Research and feasibility verification of two-dimensional (2D) tandem pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017(11):1 – 5. (in Chinese)

[24] 李进园, 金丁灿, 童成伟,等. 二维(2D)活塞泵用端面凸轮的设计与误差补偿[J]. 液压气动与密封, 2017(6):18 – 22.
LI Jinyuan, JIN Dingcan, TONG Chengwei, et al. Design and an error compensation of end cam for two dimensional (2D) axial piston pump[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals,2017(6):18 – 22. (in Chinese)

[25] 褚宝增, 齐良平. 平面曲线与空间曲线曲率及其算法[J]. 德州学院学报, 2013, 29(2):18 – 21.
CHU Baozeng, QI Liangping. The curvatures of plane curve and space curve and the methods of their calculation[J]. Journal of Dezhou University. 2013, 29(2):18 – 21. (in Chinese)