

一种潮流能直驱式反渗透海水淡化低转速柱塞泵

杨友胜^{1,2}, 纪朋祥¹, 曾祥峰³, 方继根⁴, 吴进军⁴

(1. 中国海洋大学工程学院, 266100, 山东青岛; 2. 哈尔滨工程大学水下机器人技术国防重点实验室, 150001, 哈尔滨; 3. 桂林力源粮油食品集团有限公司, 541001, 广西桂林; 4. 机械科学研究总院, 100044, 北京)

摘要: 针对潮流能直驱式反渗透海水淡化系统中,海水液压泵与水轮机转速不配比问题,提出了一种低转速、高容积效率的动外壳式多作用径向柱塞泵方案。该泵由动外壳、缸体、配流阀、柱塞组件、液体弹簧、管道轴和调压装置等组成。工作时,潮流能水轮机直接驱动外壳,多排错位轴对称的柱塞组件在液体弹簧的作用下紧贴外壳内壁,沿内壁多作用曲线相对缸体孔做往复运动,通过配流阀完成吸压海水。该泵利用单转多次作用方式,增加柱塞运动频率与速度,补偿低转速下因高压差产生的泄漏;利用动外壳式代替动缸体式或动斜盘式,将泵直接置于水轮机内,简化了系统结构;采用分组轴对称布置柱塞,消除了径向不平衡力;采用液体弹簧复位,使得复位迅速,安全可靠。仿真结果表明:该泵排量为 202.9 mL/r,额定转速为 50 r/min,额定压力为 8 MPa;在额定工况下,当柱塞副单边间隙为 10 μm 时,输出流量约为 9.8 L/min,容积效率为 96.6%,流量脉动为 1.92%;配流阀启闭动作协调,单阀最大配流量为 2.0 L/min;在保证容积效率下,额定转速降低至已有水液压轴向柱塞泵产品的 5% 左右。该柱塞泵可应用于以潮流能直驱的反渗透海水淡化系统、发电系统等核心能量转换设备。

关键词: 潮流能;水轮机;反渗透海水淡化;海水液压;多作用径向柱塞泵

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202004004 **文章编号:** 0253-987X(2020)04-0027-08



OSID 码

A Low Speed Piston Pump Directly Driven by Tidal Current Energy
for Reverse Osmosis Desalination

YANG Yousheng^{1,2}, JI Pengxiang¹, ZENG Xiangfeng³, FANG Jigen⁴, WU Jinjun⁴

(1. College of Engineering, Ocean University of China, Qingdao, Shandong 266100, China; 2. State Key Laboratory of Autonomous Underwater Vehicle, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;
3. Guilin Liyuan Cooking Oil Food Group Co. Ltd., Guilin, Guangxi 541001, China;
4. China Academy of Machinery Science and Technology, Beijing 100044, China)

Abstract: A multiple-action radial piston pump scheme with a revolving outer ring featuring low speed and high volumetric efficiency is proposed to solve the problem of rotating speeds mismatch between the seawater hydraulic pump and the hydro-turbine in the reverse osmosis desalination system driven by tidal current energy. The pump is composed of a moving shell, a cylinder, a distributing valve, a plunger component, a liquid spring, a pipeline shaft, and a pressure regulator, etc. When the pump is working, the tidal current energy hydro-turbine drives the shell directly and the multi-row misaligned axisymmetric plunger component is closely attached to the inner wall of the shell under the action of the liquid spring, moves reciprocally along the multi-

action curve of the inner wall relative to the cylinder hole, and completes seawater suction and compression through the distribution valve. The pump realizes multiple actions within single rotation to raise the frequency and velocity of the piston and to reduce its leakage caused by highly differential pressure at a lower speed. By using the moving shell mode instead of the moving cylinder or the moving swash plate mode, the pump is directly placed in the hydro-turbine, which simplifies the structure of the device as well as the whole working system. Moreover, the piston uses a grouped axisymmetric arrangement to eliminate the radial force and adopts the liquid spring to ensure rapid, safe and reliable reset. Numerical results show that: the displacement of the design is 202.9 mL/r, rated rotating speed is 50 r/min, rated pressure is 8 MPa; Under the rated condition and when the clearance of the plunger pair is 10 μm , the output flow rate of the pump is about 9.8 L/min, the volume efficiency is 96.6%, and the flow pulsation is 1.92%; The opening and closing of the distributing valve are well coordinated, and the maximum flow rate of single valve is 2.0 L/min; The rated rotating speed is reduced to 5% of that of the existing water hydraulic axial piston pump with a similar volumetric efficiency. The radial piston pump provides a basis for the research and development of key energy conversion equipment such as reverse osmosis desalination systems and power generation systems that are directly driven by tidal current energy.

Keywords: tidal current energy; hydro-turbine; reverse osmosis desalination; seawater hydraulic; multiple-action radial piston pump

我国淡水资源匮乏,人均淡水资源仅为世界平均水平的 1/4,严重制约了我国沿海地区的经济发展。除了传统意义上的调水、节水外,海水淡化是解决我国淡水资源短缺的重要途径^[1]。

当前海水淡化方式主要有反渗透法、蒸馏法及电渗析法。其中,反渗透法具有投资设备省、出水效果好、能耗低等优点,是目前海水淡化的理想选择^[2-6]。反渗透海水淡化系统主要由反渗透膜组件、海水液压泵、能量回收装置等组成^[7],当反渗透膜选定的情况下,反渗透海水淡化系统的能耗指标主要取决于海水液压泵与能量回收装置的能耗指标。其中,海水液压泵耗电约占系统运行费用的 35%,因此海水液压泵的性能与效率是反渗透海水淡化装置能否产生较好经济效益的关键^[8]。

国内外学者及研究机构对海水液压泵进行了大量研究。美国 MOOG 公司研制出 RKP 系列径向柱塞泵^[9],最大转速范围 1 800~2 900 r/min,高压产品连续工作压力达 35 MPa,排量为 16~140 mL/r,GIANT 公司生产的 P/MP 系列海水泵^[10]广泛用于海水淡化等领域,流量为 13~400 L/min,工作压力为 9~14 MPa,工作效率为 85%~93%;德国 HAWE 公司生产的 R&RG 系列径向柱塞泵^[11]具有封闭的泵壳,可安装在液压系统油箱内部,最大工作压力为 70 MPa,在转速为 1 450 r/min 时排量达

12.7 L/min,Beinlich 公司专为高压工作条件设计了 TR/TRG 系列径向柱塞泵^[12],该系列泵最高转速为 2 000 r/min,排量为 85 L/min;法国 Poclain Hydraulics 公司针对不同工作条件研发出多个系列液压泵,其中 PL 系列液压泵^[13]最大工作压力为 45 MPa,最高转速为 2 000 r/min,排量为 130 L/min。

华中科技大学早在 1990 年就开始了海水液压传动的相关研究,1996 年研制出国内第一台阀配流中低压轴向柱塞式海水泵^[14],最大工作压力为 7 MPa,流量 120 L/min,转速 1 500 r/min,2012 年针对我国 4 500 m 潜水器浮力调节系统的需求,研制出超高压轴向柱塞海水泵^[15],额定转速为 1 000 r/min,容积效率为 91%。浙江大学于 2009 年研制出工作压力为 8 MPa、流量为 100 L/min、额定转速为 1 500 r/min、总效率为 81.2% 的水液压轴向柱塞泵^[16],该泵已实际用于反渗透海水淡化系统中。北京工业大学近年来对水液压泵进行了大量的研究工作,2013 年成功研制多台端面配流水液压轴向柱塞泵^[17],额定压力为 14 MPa,额定转速为 1 500 r/min,额定流量为 113 L/min,容积效率达 82%。

然而,国内外的海水液压泵的额定转速远大于水轮机允许转速(≤ 100 r/min),若由潮流能水轮机直接驱动,势必会影响泵的性能,甚至泵的输出压力达不到海水淡化系统的要求,从而无法进行正常工

作。因此,本文提出一种可用于海水淡化并直接由潮流能水轮机驱动的低速泵,在转速为 50 r/min、工作压力为 8 MPa 的额定工况下,容积效率可达 96.6%,满足反渗透海水淡化的要求。

1 问题阐述

当前,利用潮流能进行反渗透海水淡化的方式主要有 3 种,其能量转换方式如图 1 所示。①通过增速装置将水轮机的低转速(≤ 100 r/min)增加到发电机所需范围内,带动发电机发电,最后将电能用于电动机,驱动海水液压泵工作。②通过增速装置将水轮机增速到海水液压泵所需转速范围内,直接驱动海水液压泵。以上两种方式均需增速装置,不仅增大了反渗透海水淡化系统的体积,而且水轮机尺寸一定时,其转速与潮流速度的 3 次方成正比^[18],当潮流速度发生变化时,很难保证增速后的速度在海水液压泵所需范围内,从而降低海水液压泵的稳定性的。③直接利用潮流能水轮机驱动海水液压泵进行海水淡化,不仅省去了增速装置,减小了系统体积,而且简化了能量转换过程,提高了系统效率,是利用潮流能进行反渗透海水淡化的理想方式。

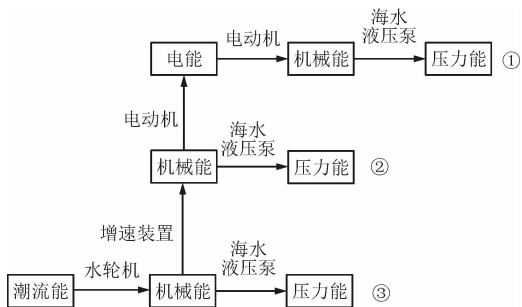


图1 潮流能转换成压力能的能量转换方式

然而,目前国内外研发的海水液压泵基本为卧式或轴向柱塞泵,其额定转速远大于水轮机允许转速,若由潮流能水轮机直接驱动会导致如下问题。

(1)容积效率降低。在柱塞泵中,泄漏量不仅与工作压力和相对运动部件间的间隙有关,还取决于相对运动速度^[19]。由环形缝隙流量特性可知,柱塞与缸体孔的相对运动速度与泄漏量成反比。以浙江大学 2009 年研发的水液压轴向柱塞泵^[16]为例,其柱塞副泄漏、容积效率与转速的关系如图 2 所示。在额定工况下,柱塞副泄漏量约为 0.03 L/min,容积效率约为 99.9%,当转速为 100 r/min 时,泄漏量约为 0.08 L/min,此时容积效率降低近 60%。

(2)关键摩擦副间的摩擦阻力大,材料磨损加剧,间隙及泄漏增大,容积效率进一步降低。柱塞泵

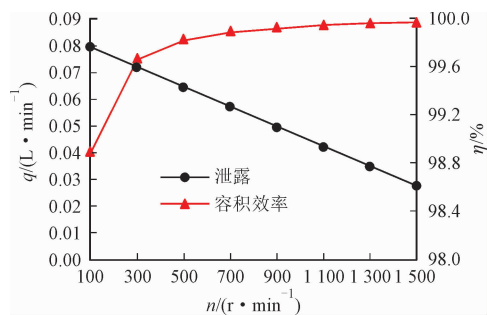


图2 浙大泵柱塞副泄漏、容积效率与转速关系图

中关键摩擦副间的水膜厚度与摩擦副特征、工作压力及摩擦副相对运动速度有关。理论上最佳水膜厚度与转速的平方根成正比^[2],即转速越高,水膜厚度越大,越易形成流体润滑,从而保证容积效率。

(3)无法双向工作。由于卧式或轴向柱塞泵的结构,现有海水液压泵基本上只能单向工作,当潮流方向改变后,水轮机的转向会改变,这必然会导致现有海水液压泵无法正常工作。

针对以上问题,本文提出了一款新型海水径向柱塞泵。结构上,采用径向式代替轴向式或卧式,通过增加单转柱塞往复运动频率,加快柱塞运动速度,提高泵在低转速下的容积效率;运动形式上,采用动外壳式代替动缸体式或动斜盘式,使海水柱塞泵可直接置于水轮机内,简化了系统结构、提高了效率;柱塞布置上,采用多排错位轴对称方式布置柱塞,消除了径向力,减小了流量脉动;柱塞复位方式上,采用液体弹簧复位代替离心力复位或金属弹簧复位,使得柱塞复位迅速、安全可靠,且由于柱塞与动外壳都是轴对称,使泵能双向工作。

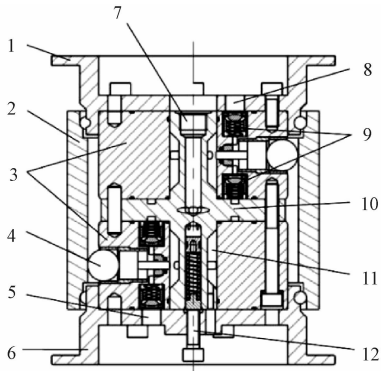
2 新型柱塞泵的结构及工作原理

2.1 组成

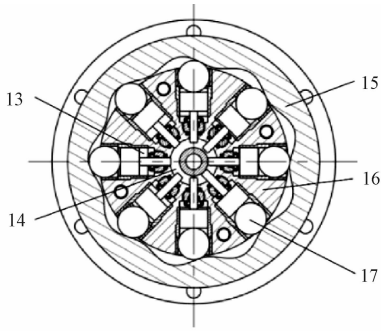
潮流能直驱式反渗透海水淡化低转速柱塞泵主要由外壳、缸体、管道轴、配流阀、柱塞组件、液体弹簧和调压装置等组成,如图 3 所示。外壳两端通过滚动轴承与端盖相连接;外壳内设置缸体,缸体内安装圆盘形且两端均带有柱状凸起的管道轴;一端柱状凸起内部空腔内设置调压装置,向内部空腔内充满压力液体形成液体弹簧;另一端柱状凸起的内部空腔与相邻端盖上的出水口相通;管道轴圆盘两侧的缸体内沿周向均布数量相同的柱塞组件,工作腔底部通过配流阀与进出水口相通。

2.2 工作原理

外壳在潮流能水轮机的带动下转动,柱塞组件在液体弹簧的作用下紧贴外壳内壁,在缸体做往复



(a)主视图



(b)顶视图

1—前端盖;2、15—动外壳;3、16—缸体;4、17—柱塞组件;

5—进水口;6—后端盖;7—出水口;8—进水口;9—配流阀;

10—管道轴;11、14—液体弹簧;12—调压装置;13—工作腔。

图3 潮流能直驱式反渗透海水淡化低转速柱塞泵结构图

运动,容积腔在柱塞组件与液压弹簧的作用下周而复始的增大和减小,海水通过配流阀吸入压出,单向吸入阀和单向压出阀保证工作介质的单向流动。

3 模型分析

3.1 理论模型

3.1.1 动外壳内曲线方程 动外壳内曲线是此泵的重要参数,决定了单次转动下柱塞往复运动次数,从而影响泵的工作效率。余弦加速度曲线相比较其他内曲线具有加速度连续且加速度变化连续、无冲击的特点,故选取余弦加速度曲线作为该海水径向柱塞泵动外壳内曲线。

极坐标下余弦加速度曲线方程为

$$\rho = A + B \cos(N\theta) = \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right) + \left(\frac{r_1 - r_2}{2} \right) \cos(N\theta) \quad (1)$$

式中: r_1 为柱塞下止点; r_2 为柱塞上止点; N 为动外壳内曲线作用数; θ 为极角。

图4表示柱塞在内曲线作用下的柱塞行程 S 。考虑到泵的性能、安装及密封问题,取 $r_1 = 61 \text{ mm}$,

$$r_2 = 67 \text{ mm}, S = r_2 - r_1 = 6 \text{ mm}。$$

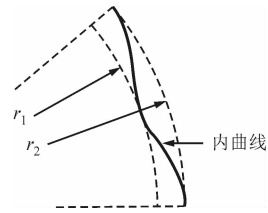


图4 动外壳内曲线

综上所述,内曲线方程为

$$\rho = 64 + 3 \cos(9\theta) \quad (2)$$

绘制动外壳内曲线轮廓,如图5所示。

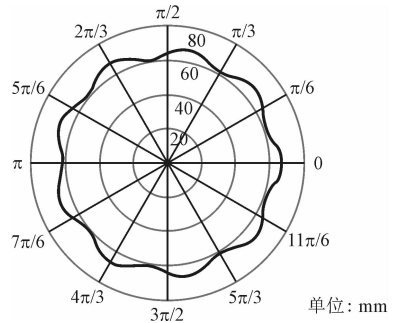


图5 动外壳内曲线轮廓

3.1.2 排量 如图5所示,动外壳由 N 段曲线组成, N 决定了柱塞一个周期的往复次数,因此称 N 为作用数,所对应的中心角 2φ 为作用幅角,则有

$$2\varphi = \frac{2\pi}{N} \quad (3)$$

动外壳每转过 2φ 角度,柱塞完成一个吸、压水动作,因此动外壳转动一周,柱塞泵的排量为

$$V = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) N X Y S = 202.9 \text{ mL/r} \quad (4)$$

式中: D 为柱塞直径; d 为复位杆直径; X 为每排柱塞数; Y 为柱塞排数。

3.1.3 柱塞组几何分布 本文设计的海水液压泵采用9作用双排16柱塞形式,将动外壳内曲线沿圆周方向展开,数字1~16代表16个柱塞,位于曲线的不同位置,假设1号柱塞初始相位角为0,同时为减小流量脉动,第一排柱塞与第二排柱塞错开 $\pi/8$ 的相位角,得到初始状态下各个柱塞的位置关系如图6所示,其中黑色区域为压水区。

分析图6可知,在整个圆周上,所有柱塞孔都是非同相的,泵每转过一个角度 φ_x ,所有柱塞均与前一时刻分布状态一致,即柱塞以 φ_x 为运动周期。

3.1.4 流量脉动 图7为柱塞与外壳曲线接触模型。为研究方便,在此引入度速度 v_θ 这一概念,其物理意义为动外壳转过1弧度角度时,柱塞的极径

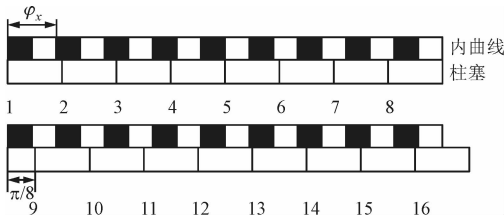


图 6 动外壳与柱塞位置关系图

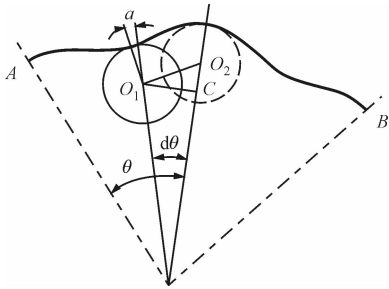


图 7 柱塞与外壳曲线接触模型

变化量。度速度的大小与动外壳的转速无关,表征的是动外壳内曲线的性质,度速度的表达式如下

$$v_{\theta} = \frac{d\rho}{d\theta} \quad (5)$$

柱塞在缸体内往复运动速度

$$v = \frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = v_{\theta}\omega \quad (6)$$

单个柱塞流量

$$q_{sh} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \omega C \sin(N\theta_i) \quad (7)$$

式中: ω 为动外壳转速; C 为微分系数。

在不考虑泄漏的情况下,柱塞泵出口流量等于进口流量,故处于吸水状态下流量累加之和或压水状态下流量累加之和为瞬时流量。该泵柱塞数量为 16,所以同时处于吸入状态或压出状态的柱塞组件数为 8,故整个泵流量为

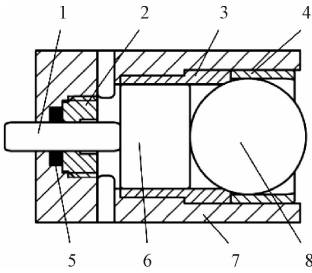
$$q = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \omega C \sum_{i=1}^8 \sin(N\theta_i) \quad (8)$$

给式(8)代入数值,得柱塞泵最大流量为 10.892 L/min,最小流量为 10.683 L/min,柱塞泵流量脉动系数为

$$\delta_q = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\max}} \times 100\% = 1.92\% \quad (9)$$

3.1.5 泄漏 当前用于柱塞泵的柱塞一般有两种,一体式柱塞和柱塞加滚动体组成的柱塞组件,但无论哪种在工作过程中均会受较大侧向力和磨损严重等问题。为此,本文提出了一种三段式柱塞组件,如图 8 所示,由复位杆、柱塞、滚动体组成,三者之间不传递侧向力,避免了磨损与卡滞问题,加工要求低,

尤其适合大扭矩场合。



1—复位杆;2—密封塞;3—套筒下部;4—套筒上部;
5—格莱圈;6—柱塞;7—缸体;8—滚动体。

图 8 三段式柱塞副结构

本文设计的海水液压泵的泄漏主要发生在柱塞与柱塞套之间,属于环形缝隙泄漏。由于该泵的工作介质为海水,而海水的黏度低,因此须对其流动状态进行判断。环形缝隙流动的雷诺数计算公式为

$$Re = \frac{\rho q d_H}{A \mu} = \frac{\rho \delta^3 \Delta p}{4.43 \mu^2 l} \quad (10)$$

式中: ρ 为海水密度; d_H 为通流截面的水力直径; A 为环形缝隙过流面积; μ 为海水动力黏度; δ 为柱塞与柱塞套的单边间隙; Δp 为柱塞两侧的压差; l 为缝隙长度。

油压系统下柱塞与柱塞套孔的间隙推荐值为柱塞公称直径的 1.3%~1.5%,但在水压系统中,水介质的黏度低,更易于泄漏,本文取 $\delta=10 \mu\text{m}$,代入式(10),得 $Re=367.6<400$ (临界雷诺数),因此该泵柱塞与柱塞副之间流态为层流,由环形缝隙泄漏流量公式可得单个柱塞泄漏量为

$$q_i = \frac{\pi D \delta^3}{12 \mu l} (1 + 1.5 \epsilon^2) \Delta p - \frac{27 \omega \sin \theta}{2} \pi D \delta \quad (11)$$

式中: ϵ 为柱塞偏心率。

由式(11)可以看出,柱塞泄漏量主要由间隙大小决定,并随外壳转动发生变化。因该泵柱塞数量过多,泄漏量计算烦琐,故通过后续仿真进行研究。

3.2 仿真模型

3.2.1 模型假设 在实际工况下,柱塞泵除正常能量传递外,还存在低速不稳定、液膜不稳定等难以用仿真软件来分析的问题,因此,为简化分析及计算,对传动模型初始条件及工况作如下假设:

- (1)柱塞泵工作过程中工作介质黏度等物理性能不发生变化;
- (2)柱塞泵工作状态稳定,输入输出流量和压力稳定,不存在零位不稳定区域;
- (3)摩擦副间的润滑为流体润滑。

3.2.2 单个柱塞模型的建立 本文设计海水液压泵柱塞的运动主要是在动外壳内曲线轮廓与液体弹

簧的共同作用下,在柱塞孔内作往复运动,工作介质经配流阀分别吸入和排出。图 9 为采用 AMESim 软件建立的柱塞泵单个柱塞模型。

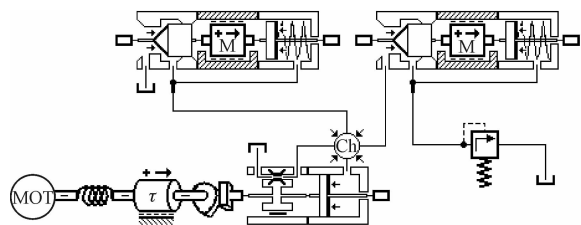


图 9 单个柱塞模型

3.2.3 整体模型的搭建及仿真参数设置 将图 9 所示单个柱塞模型封装成超级元件,将柱塞通过旋转机械节点进行并联,采用理想旋转弹簧连接电动机与动外壳,采用凸轮模块模拟动外壳的驱动作用,将柱塞的往复直线运动转为凸轮的旋转运动,建立如图 10 所示的海水径向柱塞泵整体模型,主要仿真参数见表 1。

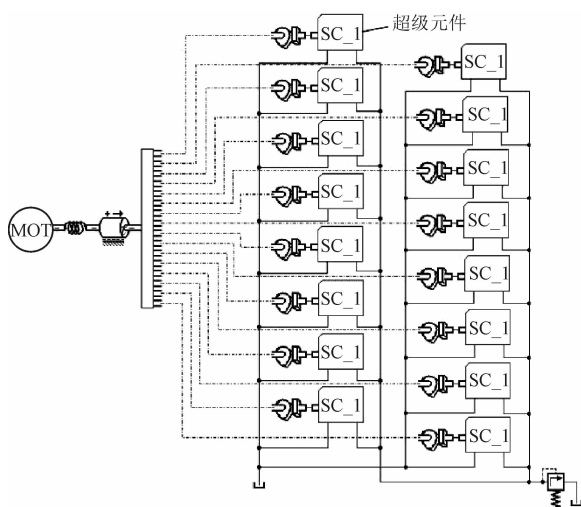


图 10 海水径向柱塞泵整体模型

表 1 主要仿真参数及取值

参数	数值
海水温度/℃	40
绝对黏度/(Pa·s)	0.656
工作压力/MPa	8
柱塞直径/mm	18
柱塞杆径/mm	5
柱塞副间隙/ μm	10
电机转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	50
阀芯直径/mm	14
阀座孔直径/mm	8
阀芯质量/g	13

4 结果分析

通过 AMESim 软件对建立的仿真模型进行输出特性及内部情况的仿真分析,研究泵的转速、工作压力及柱塞配合间隙等参数对该海水径向柱塞泵性能的影响。

4.1 电动机转速对输出流量的影响

将电动机转速分别设置为 30、40、50、60、70 r/min,对本文所建模型进行批处理仿真,得到不同转速下柱塞泵的输出流量情况,如图 11 所示。由图 11 可知,柱塞泵在转速 50 r/min、工作压力 8 MPa 的额定工况下,输出流量约为 9.8 L/min,此时容积效率为 96.6%。

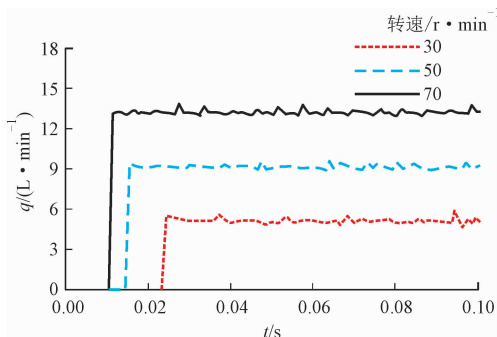


图 11 不同转速下柱塞泵输出流量

4.2 柱塞副间隙对输出流量的影响

将柱塞副间隙设置为 20、15、10 μm , 对本文所建模型进行批处理仿真, 得到不同间隙下单柱塞泄漏情况如图 12 所示。图 13 为不同间隙下柱塞泵的输出流量。

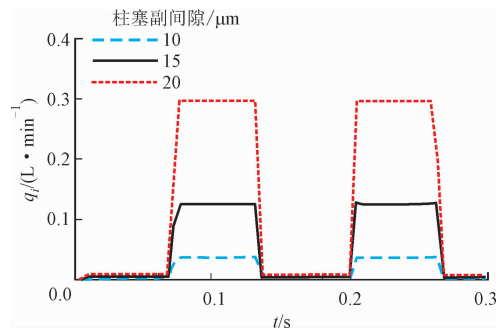


图 12 不同柱塞副间隙下单柱塞泄漏情况

由图 12 和图 13 可知,柱塞副的间隙对泄漏有巨大影响。在额定工况下,柱塞副的间隙为 $20\text{ }\mu\text{m}$ 时,单柱塞瞬时最大泄漏量约为 0.30 L/min ,此时泵输出流量为 7.9 L/min ;柱塞副间隙为 $15\text{ }\mu\text{m}$ 时,单柱塞瞬时最大泄漏量约为 0.13 L/min ,此时泵输出流量约为 9.1 L/min ;柱塞副间隙为 $10\text{ }\mu\text{m}$ 时,性

能仿真表现更好,单柱塞瞬时最大泄漏量约为 0.04 L/min,比间隙为 20 μm 时降低了约 87%,比间隙为 15 μm 时降低了约 70%,此时泵输出流量约为 9.8 L/min。

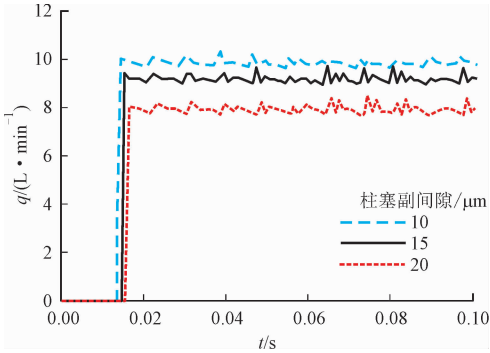


图 13 不同柱塞副间隙下柱塞泵输出流量

4.3 工作压力、转速与输出流量的关系

在建立的仿真模型中,将泵的工作压力分别设置为 2、4、6、8、10、12 MPa,电动机转速分别设置为 30、50、70 r/min,对模型进行批处理仿真,得到不同工作压力及转速下柱塞泵的输出流量情况,如图 14 所示。

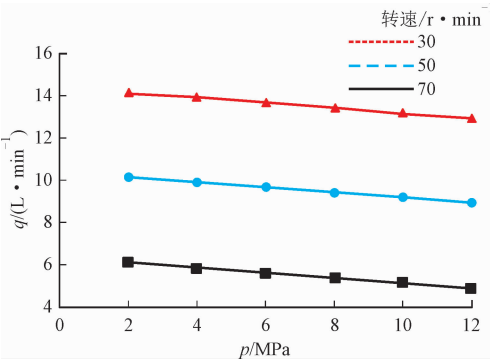


图 14 流量-压力特性曲线

4.4 内部工作情况仿真

在通常泵的性能试验中,无法观测泵的内部情况,如柱塞的位移、速度、配流阀的流量及启闭时间等,而这些参数对泵的性能影响较大,因此对泵的内部情况作仿真研究。

将 1 号柱塞作为研究对象,得到其位移和速度曲线如图 15 所示,柱塞随时间变化做余弦运动,最大行程 6 mm,最大速度为 0.135 m/s,在柱塞处于中位时取得。

配流阀的流量情况如图 16 所示,柱塞吸入行程,吸入阀开启,压出阀完全关闭;压出行程正好相反,压出阀开启,吸入阀完全关闭。也就是说,任何时刻都有一个阀芯处于闭合,并保持密封状态。由

图 16 可看出,配流阀设计合理、工作平稳、开闭动作协调,没有出现吸入阀与压出阀同时处于开启,而导致柱塞泵的容积效率降低的情况,单阀最大流量 2.0 L/min 左右。

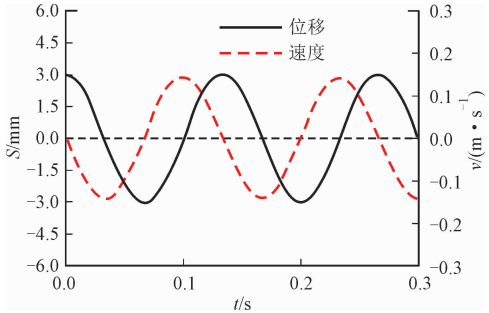


图 15 柱塞位移-速度曲线

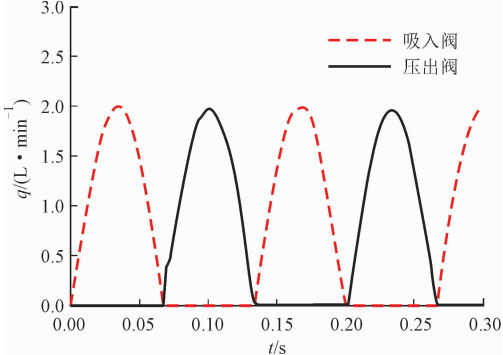


图 16 配流阀流量曲线

5 结 论

本文对比分析了利用潮流能进行海水淡化的几种方式,提出了一种新型的潮流能直驱式反渗透海水淡化低转速柱塞泵,直接将潮流能水轮机的机械能转换成压力能,为潮流能海水淡化提供了关键能量转换装备,对缓解我国淡水资源短缺、推动我国沿海城市经济发展具有重大意义。本文主要研究内容及结论如下。

(1)对国内外高性能海水泵的研究现状进行了总结,介绍了潮流能直驱式反渗透海水淡化低转速柱塞泵的工作原理及特点,对理论模型的关键参数进行了分析计算,并对其排量、流量脉动以及泄漏情况进行了分析。

(2)搭建了仿真模型,考查了摩擦副的间隙、转速和工作压力对该海水柱塞泵性能的影响,并对其内部情况如柱塞的位移、速度和配流阀的流量及开闭时间等进行仿真研究,主要结果如下:①柱塞泵容积效率不仅与工作压力与电动机转速有关,还受柱塞副间隙的影响,在额定工况下,柱塞副间隙为 10 μm 时,泵输出流量约为 9.8 L/min,容积效率约为

96.6%;②配流阀设计合理、工作平稳,与柱塞工作协调,单阀最大流量约2.0 L/min。

参考文献:

- [1] 王玉杰, 马俊涛. 关于海水淡化浓海水综合利用的研究[J]. 盐科学与化工, 2019, 48(11): 9-10, 13.
WANG Yujie, MA Juntao. Study on comprehensive utilization of seawater desalination concentrated seawater[J]. Journal of Salt Science and Chemical Industry, 2019, 48(11): 9-10, 13.
- [2] KAVITHA J, RAJALAKSHMI M, PHANI A R, et al. Pretreatment processes for seawater reverse osmosis desalination systems: a review[J]. Journal of Water Process Engineering, 2019, 32: 100926.
- [3] IMBROGNO J, KEATING J J, KILDUFF J, et al. Critical aspects of RO desalination: a combination strategy[J]. Desalination, 2017, 401: 1-20.
- [4] ABDULLAH H A, LUCA F, NOREDDINE G, et al. Advanced coagulation using in-situ generated liquid ferrate, Fe(VI), for enhanced pretreatment in seawater RO desalination during algal blooms[J]. Science of the Total Environment, 2019, 685: 1193-1200.
- [5] SHAHABI S S, AZIZI N, VATANPOUR V, et al. Novel functionalized graphitic carbon nitride incorporated thin film nanocomposite membranes for high-performance reverse osmosis desalination[J]. Separation and Purification Technology, 2019, 235: 116134.
- [6] CALISE F, CAPIELLO F L, VANOLI R, et al. Economic assessment of renewable energy systems integrating photovoltaic panels, seawater desalination and water storage[J]. Applied Energy, 2019, 253: 113575.
- [7] 郑建波. 反渗透海水淡化高压给水系统运行优化研究[D]. 江苏镇江: 江苏大学, 2017: 6-10.
- [8] 邵天宝, 李露, 卜建伟, 等. 反渗透海水淡化高压系统设计及设备选型要点[J]. 净水技术, 2019, 38(9): 131-134.
SHAO Tianbao, LI Lu, BU Jianwei, et al. Design and equipment selection of reverse osmosis desalination high pressure system[J]. Water Purification Technology, 2019, 38(9): 131-134.
- [9] MOOG. RKP pumps [EB/OL]. [2019-09-19]. <https://www.moog.com/content/dam/moog/literature/ICD/Moog-Pumps-RKP-Catalog-en.pdf>.
- [10] GIANT. P/MP pumps [EB/OL]. [2019-09-19]. http://www.giantpumps.com/pump_categories/corrosion_resistant.
- [11] HAWE. R&RG pumps [EB/OL]. [2019-09-19]. <https://www.hawe.com/de-de/produkte/produktsuche-nach-geraetarten/hydraulikpumpe/radialkolbenpumpe/r/>.
- [12] BEINLICH. TR/TRG pumps [EB/OL]. [2019-09-19]. <https://www.beinlich-pumps.com/en/radial-piston-pumps.html>.
- [13] POCLAIN. HYDRAULICS pumps PL [EB/OL]. [2019-09-19]. <https://www.poclain-hydraulics.com/zh/products/pumps>.
- [14] LI Z Y, LIU Y S, HE X F, et al. The research & development of water hydraulics at Huazhong university of science and technology [EB/OL]. [2019-09-19]. <https://www.paper.edu.cn/releasepaper/content/2004-05-97>.
- [15] 刘银水, 吴德发, 李东林, 等. 海水液压技术在深海装备中的应用[J]. 机械工程学报, 2014, 50(2): 28-35.
LIU Yinshui, WU Defa, LI Donglin, et al. Applications of seawater hydraulics in deep-sea equipment[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(2): 28-35.
- [16] ZHOU H, ZHAI J. Simulation and experiment study on the driving torque of the axial piston pump for seawater desalination[J]. Advanced Science Letters, 2012, 12(1): 78-83.
- [17] YIN F, NIE S, XIAO S, et al. Numerical and experimental study of cavitation performance in sea water hydraulic axial piston pump[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part I Journal of Systems and Control Engineering, 2016, 230(8): 716-735.
- [18] 程帅兵, 陈兵, 张欢. 导流涵道对垂直轴水轮机性能影响的研究[J]. 可再生能源, 2016, 34(11): 1706-1713.
CHENG Shuaibing, CHEN Bing, ZHANG Huan. Influence of duct on the performance of the vertical axis tidal turbine[J]. Renewable Energy Resources, 2016, 34(11): 1706-1713.
- [19] 张鑫杰, 谌炎辉, 周知进. 轴向柱塞泵参数对其流量和压力脉动的影响[J]. 机床与液压, 2018, 46(13): 125-129, 120.
ZHANG Xinjie, CHEN Yanhui, ZHOU Zhijin. Influence of axial piston pump parameters to flow and pressure pulsation[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2018, 46(13): 125-129, 120.
- [20] 温诗铸. 摩擦学原理[M]. 5版. 北京: 清华大学出版社, 2019: 134-144.

(编辑 刘杨)