

同步回转式混输泵的工作原理与动力特性研究

杨旭, 屈宗长, 吴裕远

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 提出了一种新型的同步回转式混输泵, 介绍了该混输泵的结构特点与工作原理. 在对其关键运动部件建立动力学模型的基础上, 研究了该混输泵的动力学特性, 分析了主要结构参数对泵的动力学性能的影响, 并对样机进行了功率特性测试. 研究表明: 同步回转式混输泵具有结构简单、运转平稳、制造成本低等优点; 转子和油缸之间的相对角速度低于转子角速度的 10%; 滑板受力随相对偏心距和长径比的减小而减小, 转子轴承与油缸轴承的载荷随相对偏心距的增大和长径比的减小而减小; 在 0.5~2.5 MPa 的工作压力范围内, 样机的实测功率与理论计算值的相对偏差为 17.3%~35.1%, 其中摩擦功耗所占比例较大, 需进一步改进.

关键词: 同步回转; 混输泵; 动力特性; 相对偏心距; 长径比

中图分类号: TE977 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)05-0060-06

Working Principle and Dynamic Characteristics of a Synchronal Rotary Multiphase Pump

YANG Xu, QU Zongchang, WU Yuyuan

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A new synchronal rotary multiphase pump (SRMP) is proposed and its structural characteristics and working principle are described. With the dynamic model established for the key moving parts, the dynamic characteristics of the pump and the influence of main structural parameters on the dynamic performance are investigated. The power input of a prototype of the SRMP is tested experimentally. The results show that the pump has the advantage of simple structure and smooth running. The relative angular velocity between the rotor and the oil cylinder is less than 10% of the rotor angular velocity. The forces on the pump slide vane decrease with the decrease of the relative eccentricity and the slenderness ratio. The loads on bearings decrease with the increase of the relative eccentricity or the decrease of the slenderness ratio. Additionally in the working pressure range of 0.5-2.5 MPa, the deviation of the power input tested and calculated is in the range of 17.3%-35.1%, the friction loss in the prototype occupies a large part of the total power consumption. It seems that the pump needs to be improved further.

Keywords: synchronal rotary; multiphase pump; dynamic characteristic; relative eccentricity; slenderness ratio

油气集输是现代石油天然气开采工艺中的一个重要组成部分. 油气集输技术采用了多相混输泵为气、液流体增压, 其发展的关键在于提高混输泵的质量. 近年来, 国内外对混输泵的研制有较大的进展,

也产生了不同类型的混输泵, 目前使用较多的有螺杆泵、轴流泵、离心泵和液环泵等. 关于混输泵的研究主要是对现有的泵进行优化改造和开发新型结构的机型, 以致致力于提高泵的工作性能和降低制造的

成本。

本文设计了一种新型的同步回转式混输泵,其结构形式与同步回转式空气压缩机^[1](目前已经成功开发同步回转式空气压缩机)相似。该混输泵具有结构简单、容积效率高、摩擦磨损小、振动小和制造成本低等显著特点,可用于固、液、气三相混合输送,在石油天然气工业领域具有广泛的应用前景和市场规模。目前对同步回转式混输泵的研制还处于实验阶段,已经研制出 3.5 m³、10 m³ 的样机数台,并在吴起采油厂进行了现场实验,实验情况良好。

本文介绍了同步回转式混输泵的结构特点与工作原理,在对机构建立动力学模型的基础上,分析了样机的动力特性以及泵的结构参数对动力性能的影响。通过对样机的运行测试,初步研究了同步回转式混输泵的工作性能。本文结论为样机的进一步改进与优化提供了理论与数据支持。

1 结构特点与工作原理

如图 1 所示,同步回转式混输泵主要由转子、油缸、滑板等组成。转子与油缸偏心安装,且转子外表面与油缸内表面始终保持相切,由此形成了油泵的月牙形工作腔。滑板一端嵌入转子的滑板槽内,圆头端与油缸相连,这样将工作腔分隔为进油腔和排油腔。油泵工作时,主轴驱动转子转动,转子再带动滑板运动,从而驱动油缸绕自身的轴心与转子同步转动^[1]。由于滑板的运动,使得进油腔容积不断增大,工作介质通过设在油缸上的进油口不断被吸入,与此同时,在滑板另一侧的排油腔容积不断缩小,工作介质通过设在转子上的排油口被轴向排出。由图 1 可见,虽然对于滑板单侧的工作腔,转子需要转动 2 周才能完成一个“吸-排”过程,但是由于泵的吸入与排出是同时进行的,因此对于泵转子仍然只需转动 1 周即可完成一个“吸-排”过程。此外,转子与油缸分别绕自身的轴心转动,因此无旋转惯性力引起的振动,而且二者之间的相对速度极小,其间的摩擦磨损也较小。

如图 1 所示,定义过转子与油缸两圆心和切点的直线与滑板中心线在旋转方向上所构成的夹角为滑板位置角 ϕ ^[2],若忽略滑板厚度,泵的工作容积 V 与 ϕ 的关系为

$$V = \frac{1}{2}HR^2\left[\frac{1}{2}\epsilon^2\sin(2\phi) - \epsilon\sin\phi(1 - (\epsilon\sin\phi)^2)^{1/2} - \arcsin(\epsilon\sin\phi) + \epsilon(2 - \epsilon)\phi\right] \quad (1)$$

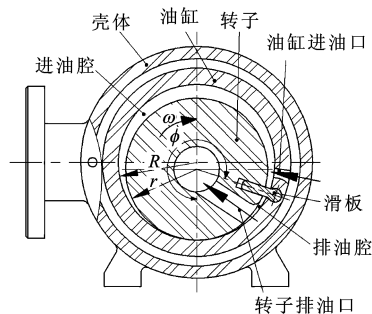


图 1 同步回转式混输泵结构示意图

式中: H 为转子轴向高度; R 为油缸半径; ϵ 为相对偏心距, $\epsilon=e/R$, e 为偏心距。

图 2 同步回转式混输泵为在一个完整的“吸-排”过程中,工作容积 V 随滑板位置角 ϕ 的变化曲线。由图 2 可见,同步回转式混输泵与其他类型的混输泵相比较,前者进油持续的时间最长,因此进油的压力损失小。另外,该泵工作容积变化缓慢,不会发生压力突变现象,更为重要的是,旋转的排油口保证了泵在工作过程中不会由于介质中的油气比例发生变化而产生气蚀和液击问题,所以该泵对介质油气比的适应范围较大。

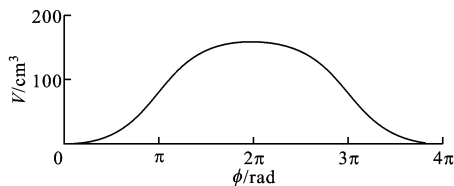


图 2 同步回转式混输泵工作容积随滑板位置角的变化曲线

2 动力学模型

2.1 运动模型分析

同步回转式混输泵的主要运动部件有滑板、转子与油缸。如图 3 所示,泵工作时,若转子以角速度 ω 绕轴心 O_1 匀速转动,则滑板做刚体的平面复合运动,而油缸则绕轴心 O_2 做变速旋转运动。

首先研究滑板的运动。如图 3 所示,选取坐标系 O_1XY 为定参考系,通过滑板中心线且随转子一起转动的坐标系 $O_1X_1Y_1$ 为动参考系。滑板圆头中心 B 的牵连速度为

$$v_{eB} = \gamma_B\omega \quad (2)$$

式中: $\gamma_B=O_1B$ 为 B 点牵连矢径^[1]。由于滑板 B 点随油缸一起以角速度 ω_z 绕 O_2 旋转,则 B 点绝对速度 v_B 与牵连速度 v_{eB} 的夹角等于 B 点的油缸型线压力角 $\lambda(\angle O_1BO_2)$ ^[2]。根据速度矢量关系,滑板相对速度与 B 点绝对速度分别为

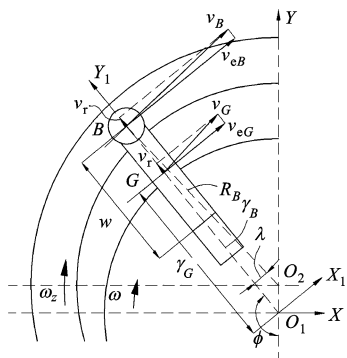


图3 滑板速度示意图

$$v_r = v_{eB} \tan \lambda \quad (3)$$

$$v_B = \frac{v_{eB}}{\cos \lambda} \quad (4)$$

依据刚体平面复合运动定理,滑板质心 G 的绝对加速度为相对加速度、牵连加速度和科氏加速度的矢量叠加。牵连加速度

$$a_{eG} = \gamma_G \omega^2 \quad (5)$$

式中: γ_G 为 G 点牵连矢径。根据文献[2],相对加速度

$$a_r = \gamma_B \omega^2 \left[1 + 2 \tan^2 \lambda - \frac{\gamma_B}{R_B \cos^3 \lambda} \right] \quad (6)$$

式中: R_B 为 B 点绕 O_2 的旋转半径。科氏加速度

$$a_k = 2\omega v_r \quad (7)$$

由前面的分析可知,油缸绕 O_2 变速旋转,其角速度

$$\omega_z = \frac{v_B}{R_B} \quad (8)$$

角加速度

$$\beta = \frac{d\omega_z}{dt} \quad (9)$$

2.2 受力模型分析

如图4a所示,若不计滑板重力,根据质点动力学理论,作用在滑板上的力主要有高-低压工作腔压差作用力 F_{pb} ,油缸法向约束力 F_n 与切向约束力 F_t ,滑板槽约束力 F_{b1} 、 F_{b2} ,滑板槽摩擦力 F_{f1} 、 F_{f2} ,牵连惯性力 F_e ,相对惯性力 F_r ,科氏惯性力 F_k 。其中, F_e 、 F_r 和 F_k 可由牛顿第二定律求得,高-低压工作腔压差作用力

$$F_{pb} = (p_2 - p_1)LH \quad (10)$$

式中: p_1 为进油压力; p_2 为工作压力; L 为滑板工作面位于工作腔部分的径向长度。为简化模型,略去了油缸所受的摩擦力矩,则油缸切向约束力

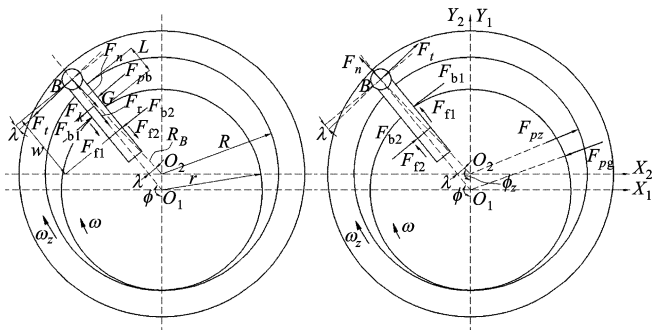
$$F_t = \frac{M_{jz}}{R_B} \quad (11)$$

式中: M_{jz} 是油缸所受的惯性力矩,大小为油缸绕其

轴心的转动惯量与角加速度的乘积。通过上述分析,根据达朗伯原理对滑板质心 G 建立力与力矩平衡方程

$$\left. \begin{aligned} F_n \sin \lambda + F_{b1} - F_{b2} - F_{pb} \cos \lambda - F_k - F_{pb} &= 0 \\ F_n \cos \lambda + F_{f1} + F_{f2} + F_t \sin \lambda - F_e + F_r &= 0 \\ \frac{\omega}{2} F_n \sin \lambda + \left(\frac{\omega}{2} - L \right) F_{b1} + \frac{\omega}{2} F_{b2} - \\ &\frac{\omega}{2} F_t \cos \lambda - \left(\frac{\omega}{2} - L \right) F_{pb} = 0 \\ F_{f1} - \operatorname{sgn}(v_r) f |F_{b1}| &= 0 \\ F_{f2} - \operatorname{sgn}(v_r) f |F_{b2}| &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式中: ω 为滑板长度; f 为滑板槽摩擦系数,根据文献[3],在本文计算中 $f=0.15$ 。求解平衡方程(12)即可求得在任意 ϕ 时的 F_n 、 F_{b1} 、 F_{b2} 、 F_{f1} 和 F_{f2} 。



(a) 滑板受力图

(b) 转子与油缸受力图

图4 滑板、转子与油缸受力图

如图4b所示,作用在转子上的力有滑板约束力和摩擦力以及高-低压工作腔压差作用力 F_{pg} ,由平面任意力系的平移定理,可将各力简化为过转子中心 O_1 的一个径向力 F 和一个附加力偶矩 M 。 F 在 X_1 与 Y_1 向的分量以及 M 的计算式分别为

$$F_X = F_{pg} \sin \frac{\phi}{2} - (F_{b1} - F_{b2}) \cos \phi + (F_{f1} + F_{f2}) \sin \phi \quad (13)$$

$$F_Y = F_{pg} \cos \frac{\phi}{2} + (F_{b1} - F_{b2}) \sin \phi + (F_{f1} + F_{f2}) \cos \phi \quad (14)$$

$$M = F_{b1} r - F_{b2} (\gamma_B - h) \quad (15)$$

F 即构成了转子轴承的径向载荷。若不计转子与油缸之间的摩擦力矩, M 即为泵的阻力矩,从而可以计算整机的理论功率,计算式如下

$$P = \frac{n}{60} \int_0^{2\pi} M d\phi \quad (16)$$

式中: n 为额定转速。

如图4b所示,作用在油缸上的力有滑板约束力

和高-低压工作腔压差作用力 F_{pz} , 将各力简化为过油缸中心 O_2 的一个径向力 F_z 和一个附加力偶矩 M_z , F_z 在 X_2 与 Y_2 向的分量以及 M_z 的计算式分别为

$$F_{zX} = -F_{pz} \sin \frac{\phi_z}{2} + F_t \cos \phi_z + F_n \sin \phi_z \quad (17)$$

$$F_{zY} = -F_{pz} \cos \frac{\phi_z}{2} - F_t \sin \phi_z + F_n \cos \phi_z \quad (18)$$

$$M_z = M_{jz}$$

式中: $\phi_z = \phi - \lambda$; F_z 构成了油缸轴承的径向载荷。

3 动力特性研究

经过前面的分析,建立了同步回转式混输泵机构的动力学模型. 本节将对样机进行动力计算与特性分析,样机的工况与结构参数见表 1.

表 1 样机工况与结构参数

参数	数值	参数	数值	参数	数值
h/m	240	r/m	0.057	w/m	0.024
$n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	400	H/m	0.070	b/m	0.008
$Q/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	3.5	e/m	0.006	r_h/m	0.006 5
工作介质	原油	ϵ	0.095	$\rho_z/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	7 800
R/m	0.063	c	1.111	$\rho_h/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	7 800

注: h 为扬程; Q 为额定流量; r 为转子半径; $c = H/T$ 为长径比; b 为滑板厚度; r_h 为滑板圆头半径; ρ_z 为油缸材料密度; ρ_h 为滑板材料密度.

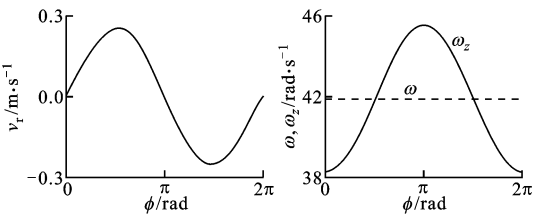
3.1 样机动力计算结果分析

由图 5 可知,滑板相对速度在 $0 \leq \phi \leq \pi$ 和 $\pi \leq \phi \leq 2\pi$ 内方向相反,大小对称变化且小于 0.3 m/s . 转子匀速旋转时,油缸在 $0 \leq \phi \leq \pi$ 内加速旋转,在 $\pi \leq \phi \leq 2\pi$ 内减速旋转,但是相对旋转速度 $|\omega_z - \omega| < 10\% \omega$,可见二者之间的摩擦损耗较小.

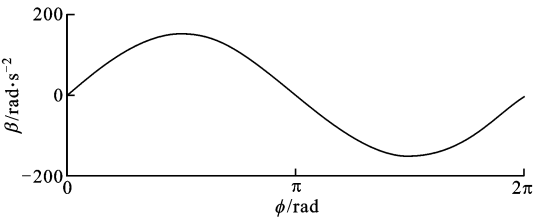
如图 6a 所示,由于油缸的变速旋转,使得滑板圆头受到一个在 $0 \leq \phi \leq 2\pi$ 内对称变化的切向力 F_t . 由前面分析可知, F_t 随着油缸转动惯量和转子转速的增加而增大,因此减小油缸质量和选取适当的转速,有助于改善滑板受力和机构的运转平稳性,而对于样机,由于转速较低,因此 F_t 相对于工作腔压差作用力 F_{pb} 很小. 此外,由图 6a 和图 6b 可知,滑板槽约束力 F_{b1} 、 F_{b2} 的变化曲线与 F_{pb} 相似,可见工作腔压差是影响样机滑板受力的主要因素,而滑板槽摩擦力 F_{f1} 、 F_{f2} 与法向力 F_n 均在 $\phi = \pi$ 时反向.

图 7a 和图 7b 为转子径向力和油缸径向力随滑板位置角的变化曲线,各力的变化趋势基本相似,均在 $\phi = \pi$ 时最大,这样便构成了转子与油缸的脉动

径向载荷. 如图 7c 所示,泵的阻力矩在 $0 \leq \phi \leq 2\pi$ 时均为正值,且在 $\phi = \pi$ 时达到最大,但与文献[4]中的同步回转式压缩机阻力矩变化曲线完全不同,主要原因在于本文的转速较低,受 F_t 的影响较小,阻力矩主要由 F_{pb} 构成.

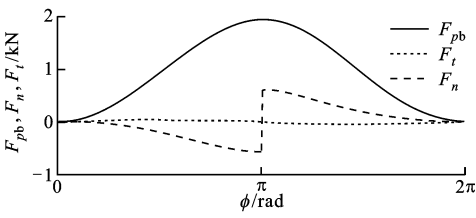


(a) 滑板相对速度 (b) 转子和油缸角速度

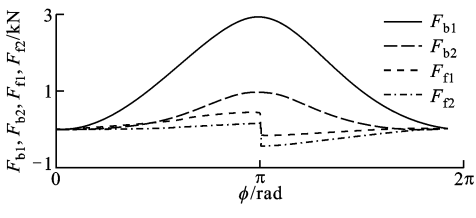


(c) 油缸角加速度

图 5 滑板相对速度、转子角速度、油缸角速度和角加速度随滑板位置角的变化曲线



(a) 切向力、法向力和高-低压工作腔压差作用力



(b) 约束力、摩擦力

图 6 滑板受力随滑板位置角的变化曲线

由以上分析可知,同步回转式机构的显著特点是,油缸与转子之间相对速度很小,滑板和滑槽之间的滑动速度很小,相对于滚动活塞式和旋叶式机构具有更好的磨擦特性与可靠性.

3.2 结构参数对动力特性的影响

相对偏心距 ϵ 和长径比 c 是同步回转式混输泵的 2 个重要的结构参数. 由图 8a 和图 9a 可知,转子径向力 F 随 ϵ 增大而减小,随 c 增大而增大,可见适当增加 ϵ 和减小 c 可以减小转子轴承与油缸轴承的

径向载荷。如图 8b 和图 9b 所示,切向力 F_t 随 ϵ 增大而略有增大,随 c 增大而减小,由前面的分析可知, F_t 随转速的增加而增大,因此在高转速的情况下,增加 c 可以增加整机的运转平稳性和可靠性。由图 8c 和图 9c 可知,滑板约束力 F_{bl} 随 ϵ 和 c 的增大而增大,因此在结构允许的情况下,减小 ϵ 和 c 可以改善滑板受力,从而增加滑板的安全系数并减小滑板的摩擦磨损。此外,由图 8d 和图 9d 可知, ϵ 和 c 对样机阻力矩的影响较小。

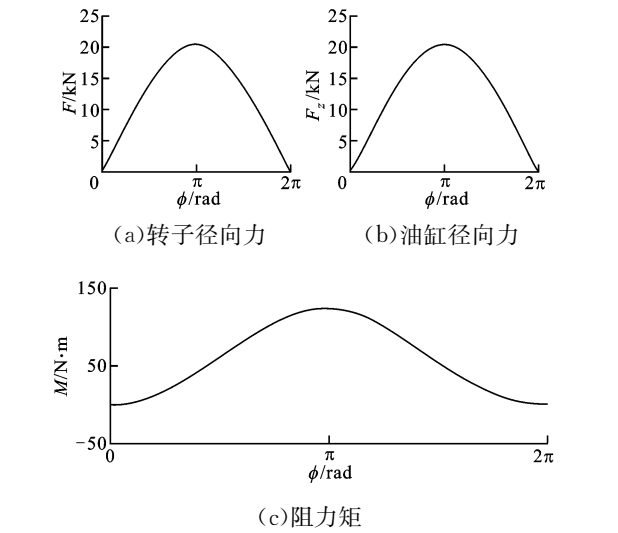


图 7 转子、油缸的径向力和阻力矩随滑板位置角的变化曲线

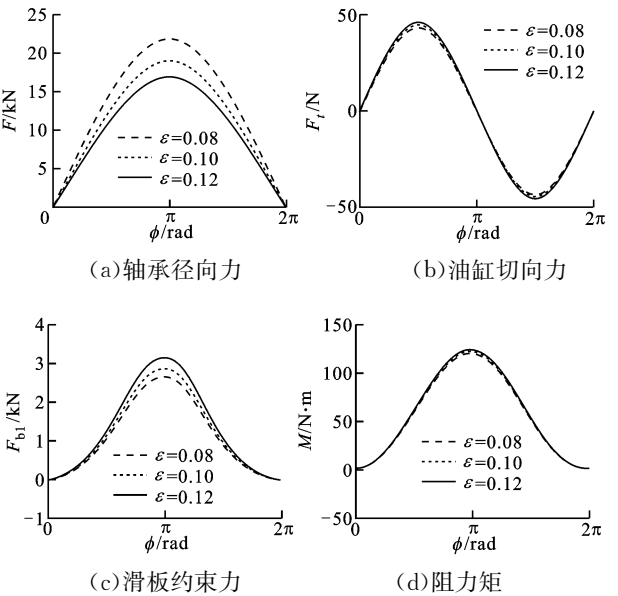


图 8 $c=1$ 时 ϵ 对动力性能的影响

4 样机实验

为了验证同步回转式混输泵结构的可行性以及动力模型的正确性,对样机进行了功率特性测试。样

机的工况与结构参数见表 1,工作介质为原油(含水量约为 30%,含少量固体杂质和少量气体),环境温度为 5~15℃,进油压力 p_1 为大气压,测试点的工作压力 p_2 分别为 0.5、1.0、1.5、2.0 和 2.5 MPa。

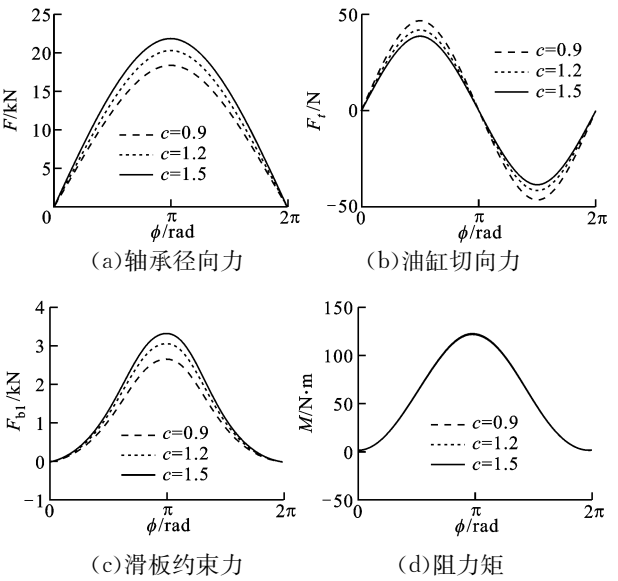


图 9 $\epsilon=0.1$ 时 c 对动力性能的影响

实验结果表明,样机工作时运转平稳,噪声较小,工况稳定时轴承温度为 (50 ± 2) ℃。如图 10 所示,在 0.5~2.5 MPa 的工作压力范围内,实测功率值均大于理论计算值,相对偏差变化范围为 17.3%~35.1%,且随工作压力的升高而增大。这主要是由于,在理论计算中忽略了转子和油缸之间的摩擦力矩,并且随着工作压力的升高,泵的密封性能降低,从而导致了整机功耗偏差的增加。

此外,在吴起采油厂分别对 3.5 m³ 和 10 m³ 样机进行了现场运行测试。当地环境温度为 -6~5℃,原油黏度较大,流动性极差,未经过滤和加热处理,含大量杂质,管线的工作压力为 (2.0 ± 0.5) MPa。在现场条件下,离心式混输泵已经无法正常工作,但两台实验样机仍能正常运行,稳定流量分别可达 3.6 m³/h 和 8.9 m³/h。测试结果表明,泵的自吸能力较强,运转平稳。

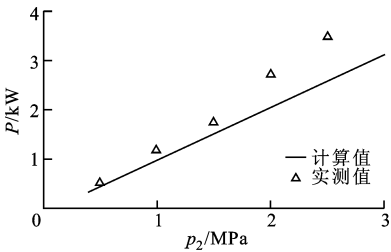


图 10 样机功率随工作压力的变化

5 结 论

通过理论分析与样机实验,得出以下结论.

(1)同步回转式混输油泵的结构形式是可行的,且具有结构简单、制造成本低、维修简单、工作可靠等特点,能在较为恶劣的环境下正常工作.可以预测,该泵经过进一步的研究与改进,有望成为性能优良的油气混输泵.

(2)同步回转式混输泵的转子与油缸不是真正意义上的“同步回转”,二者之间还存在相对速度,但数值小于转子角速度的10%.油缸旋转时存在一个角加速度,这对整机的动力性能有着重要影响,降低工作转速和减轻油缸质量可减小其影响.

(3)滑板受力随相对偏心距和长径比的减小而减小,转子轴承与油缸轴承的载荷随相对偏心距的增大和长径比的减小而减小.因此,合理选择相对偏心距和长径比,可以增加整机的可靠性与寿命.

(4)在0.5~2.5 MPa的工作压力范围内,样机的实测功率值与理论计算值的相对偏差为17.3%~35.1%,实验样机的机械效率较低,需对泵的摩擦功耗和内部泄漏做进一步研究.此外,实验中工作介质的含气率很低,需对泵在不同含气率下的工作特性做进一步研究.

参考文献:

- [1] 屈宗长. 同步回转式压缩机的几何理论 [J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(7): 731-733.
QU Zongchang. Geometric theory for a synchronal rotary compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2003, 37(7): 731-733.
- [2] 周慧, 屈宗长, 冯健美, 等. 同步回转式压缩机滑板运动分析 [J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(9): 982-984.
ZHOU Hui, QU Zongchang, FENG Jianmei, et al. Sliding vane kinetic characteristics analysis for a synchronal rotary compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(9): 982-984.
- [3] YANAGISAWA T, SHIMIZU T. Friction losses in rolling piston type rotary compressor: III [J]. International Journal of Refrigeration, 1985, 8 (3): 159-165.
- [4] 杨旭, 屈宗长, 束鹏程. 同步回转式压缩机动力分析及计算 [J]. 流体机械, 2007, 35(11): 15-20.
YANG Xu, QU Zongchang, SHU Pengcheng. Dynamic analysis and calculation on synchronal rotary compressor [J]. Fluid Machinery, 2007, 35(11): 15-20.

(编辑 王焕雪 苗凌)