

基于进出油腔结构优化的某型内啮合摆线机油泵的性能研究

叶拥拥¹, 刘佳伟², 于 洋², 梁鹏飞², 王林涛², 曾 佳², 郭晓宁²

(1. 海军驻七一一研究所军事代表室, 上海 201208; 2. 上海齐耀动力技术有限公司, 上海 201203)

摘 要: 在应用现有摆线机油泵进出油腔设计理论与半经验方法基础上, 对某型内啮合摆线机油泵的进出油腔提出了改进方案, 通过台架试验对机油泵性能进行了试验研究。试验结果表明, 进出油腔结构优化后, 机油泵的容积效率与总效率分别提升 3% 和 2.9%。应用 Pumplinx 软件对机油泵进行仿真分析。结果表明, 仿真结果与试验数据基本吻合, 进、出油腔压力分布均匀, 无气蚀, 机油泵的优化改进满足设计要求。

关键词: 内啮合摆线机油泵; 进出油腔结构; 优化设计; 台架试验

中图分类号: TK423.4⁺3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2012)01-0042-05

The Performance Investigation of an Inner Engaging Cycloidal Gerotor based on the Optimization of Inlet and Outlet Cavities

Ye Yongyong¹, Liu Jiawei², Yu Yang², Liang Pengfei², Wang Lintao², Zeng Jia², Guo Xiaoning²

(1. Naval Deputy Office of Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108; 2. Shanghai MicroPowers Co., Ltd., Shanghai201203)

Abstract: Based on the available theoretical and half-empirical methods of gerotor design, one optimization scheme of inlet and outlet cavities for a inner engaging cycloidal gerotor has been presented. Experimental investigation has been carried out through bench test, and the results show that 3% and 2.9% increase of the volume efficiency and total efficiency of the gerotor has been achieved respectively through the optimization of inlet and outlet cavities. Then, the numerical investigation of the gerotor has been carried out with the commercial software Pumplinx. The simulation results show a good agreement with the experimental data. The pressure is uniform in most area of the inlet and outlet cavity and cavitation phenomenon has not been detected. The optimization satisfies the design requirements.

Keywords: inner engaging cycloidal gerotor; inlet and outlet cavities; optimization design; bench test

0 引 言

内啮合摆线转子泵因其结构紧凑、运转平稳、脉动小、不易产生“气穴”等优点而被广泛用作多种型式发动机的机油泵。其性能好坏直接影响润滑系统工作的优劣。一般内啮合摆线泵的外转子选用标准件, 其设计的核心是进出油腔结

构设计。

目前国内针对内啮合摆线转子泵进出油腔的主要研究基于理论及半经验设计, 如毛华勇等^[1]建立了进出油腔面积计算式, 并分析了实际设计时应考虑的转速、油液黏度和进油方式等影响因素; 屈盛官等^[2]从理论上分析了影响转子机油泵容积效率的主要原因, 并从选择合适的进油槽尺寸、合适

收稿日期: 2011-07-09
作者简介: 叶拥拥(1968 -), 男, 高级工程师, 主要研究方向为斯特林发动机系统及其附件。

的进出油管通畅等方面论述了提高转子泵容积效率的具体措施。国外, K. Natchimuthu 等^[3]则应用 Fluent 软件对某机油泵在不同工况下的流动情况及其内部流场进行了详细分析; R. Elayaraja 等^[4]应用 STAR-CD 软件仿真分析了某机油泵的内部流动, 并对其内部流动形态及出口流量的周期性波动情况进行了分析。

针对某型斯特林发动机的特殊要求, 本文应用摆线机油泵进出油腔设计理论与半经验设计方法, 对其进出油腔进行了多种方案的结构改进, 通过对比试验优选出性能最佳方案, 并应用 PumpLinx 软件对最佳方案机油泵的内部流场及流量特性进行了分析, 并与试验数据进行比较。结果表明, 优化后的机油泵性能优异, 满足了匹配斯特林发动机的设计要求。

1 摆线机油泵进出油腔设计

内啮合摆线转子泵的内外转子是以偏心距 a 装入泵体圆柱腔中, 并在泵体上开有进出油腔窗口与进出油孔相通。进、出油腔窗口通常呈月牙状布置在泵体或泵盖上, 一般月牙状油腔的内缘是以内转子的回转中心 O_1 为圆心, 以内转子的齿根圆为半径的圆弧; 月牙状油腔的外缘则是以外转子的回转中心 O_2 为圆心, 以外转子的齿根圆为半径的圆弧。

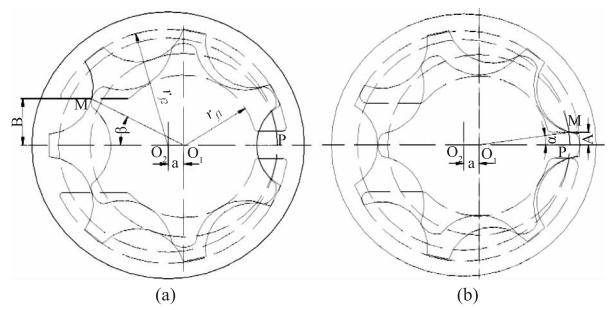


图 1

进出油腔在圆周上的位置尺寸需要根据进油区域和出油区域啮合点的位置来求得。当内转子转角 $\varphi_1 = \pi$ 时, 两接触齿廓间形成的封闭容腔的面积为最大。此时啮合点 M 的位置如图 1 (a), 在该位置的啮合点 M 至 x 轴的距离 B 可由下式求出

$$B = L\sin\varphi_2 - R\sin(\varphi_2 + \theta)$$

(1)

其中: $\varphi_2 = \frac{Z_1}{Z_2}\pi$

(2)

$$\tan\theta = \frac{\sin\varphi_2}{k - \cos\varphi_2}$$

(3)

式中: Z_1 为内转子齿数, Z_2 为外转子齿数, L 为创成圆半径, k 为创成系数。此时, 啮合点 M 至中心 O_1 的连线与水平线的夹角度为

$$\beta = \tan^{-1} \left| \frac{L\sin\varphi_2 - R\sin(\varphi_2 + \theta)}{L\cos\varphi_2 - R\cos(\varphi_2 + \theta) - a} \right|$$

(4)

当内转子转角 $\varphi_1 = \frac{\pi}{Z_1}$ 时, 封闭容腔的面积为最小, 如图 1 (b) 所示。此时可将式 (1) ~ (4) 式中的 φ_2 以 $\varphi_2 = \frac{\pi}{Z_2}$ 代换之, 即可求出啮合点 M 至 x 轴的距离 A 以及啮合点 M 至中心 O_1 的连线与 x 轴的角度 α 。

上述所计算出的尺寸为理论值, 实际的月牙形油腔可开成如图 2 所示的两种形式, 进、出油腔可以是对称的。但为了得到更好的油泵性能, 可利用油液的流动惯性, 将 B_i 或 β_i 适当减小, 这样有利于惯性进油; 而 A_i 或 α_i 可适当加大, 以增加进、出油腔间的密封区宽度。

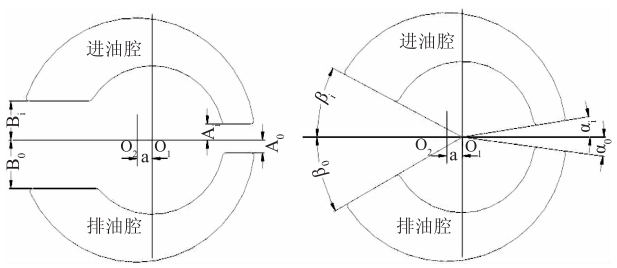


图 2

某型内啮合摆线机油泵, 外转子数为 7, 内转子数为 6, 偏心距为 4, 创成圆半径为 44, 创成系数为 1.57, 其现有进、出油腔结构参数 (原方案) 如图 3 所示, 为依据公式 (1) 设计。进油腔出口与出油腔入口均为水平布置, 且进油腔出口到水平中线的距离小于出油腔入口到水平线的距离, 该设计在一定程度上利用了机油的流动惯性并减小了流动阻力。

为了分析比较不同进、出油腔结构形式对机油泵性能的影响, 另设计了三种进出油腔结构方案, 如图 3 所示。方案 1 为在原方案基础上将进出油腔改为对称布置。方案 2 为依据公式 (4) 将进出油腔对称布置, 进油腔出口与出油腔入口均与水平线成一定角度, 该结构较方案 1 在一定程度上增加了进、出油腔面积。方案 3 为在方案 2 基础上将进油腔出口角度减小, 同时增大出油腔入口角度, 以期进一步利用油液惯性减小进油腔出口阻力。

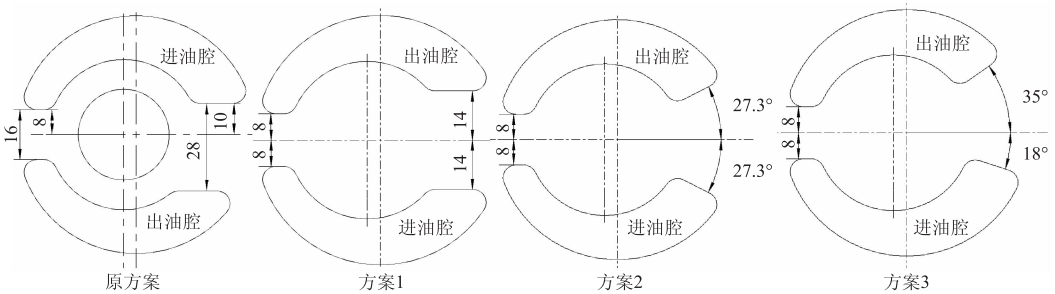


图 3

2 试验研究

2.1 试验装置

本试验是在某型机油泵专用性能试验台上进行的，图 4 为该台位原理图。可调速电动机驱动待测油泵将机油从恒温油箱中泵出，泵出的机油一部分经过溢流阀返回恒温油箱，另一部分流经体积流量计后再返回恒温油箱。在驱动电机和机油泵之间安装有测量转速和扭矩的扭矩转速测量仪；在机油泵出口口附近安装有用于监测油温与油压的温度表和压力表；在机油泵进油油路上装有粗滤器和真空压力表。试验用油为壳牌 10W-30 润滑油，试验时保持油温为 $60 \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。测量用仪表精度如表 1 所示。

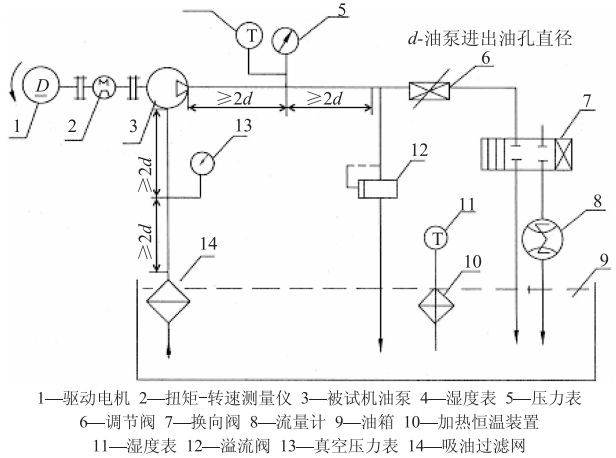


图 4

表 1 测量用仪器仪表精度	
测量用仪器仪表	精度
扭矩转速测量仪	$\pm 0.5\%$
流量计	$\leq 0.5\%$
温度传感器	$\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$
压力传感器	不低于 0.5 级
真空压力表	不低于 1.5 级

2.2 试验结果及分析

试验中，通过调整调节阀开度改变回油路中的阻力，从而实现机油泵出油压力的变化。图 5 所

示为转速 $1\,800\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1}\text{)}$ 时，各个方案在不同出油压力下的流量特性曲线。

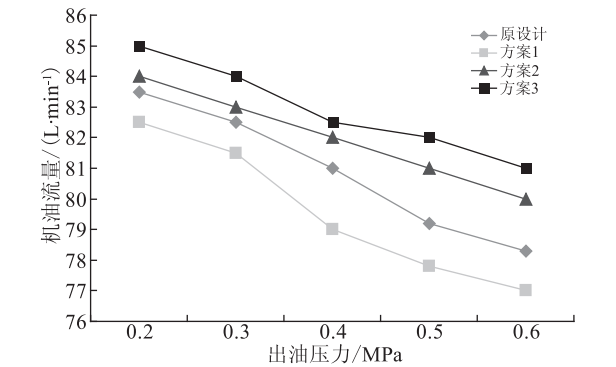


图 5

从图中可以看出，随着出口压力的增加，机油泵出口流量缓慢下降，其主要原因：是随着压力的增加机油泵的泄漏量稍有增加。在每个试验压力工况下，各方案之间的流量大小关系一致，依次为方案 3 > 方案 2 > 原设计 > 方案 1，方案 3 流量特性最好，方案 1 流量特性较原设计有所降低。随着压力的增加，方案 3 与原设计的机油流量差值缓慢增加，出油压力为 0.5 MPa 时方案 3 的机油流量为 $82\text{ (L}\cdot\text{min}^{-1}\text{)}$ ，较原设计增加 $2.8\text{ (L}\cdot\text{min}^{-1}\text{)}$ ，提高约 3.5%。

在 0.4 ~ 0.6 MPa 工作区间内，各方案机油泵的容积效率和总效率对比如表 2 所示。

表 2

容积效率 总效率	工作 区间	原方案	方案 1	方案 2	方案 3
容积效率	0.4 MPa	90.0%	87.8%	91.1%	91.7%
	0.5 MPa	88.0%	86.4%	90.0%	91.1%
	0.6 MPa	87.0%	85.6%	88.9%	90.0%
总效率	0.4 MPa	42.9%	45.1%	46.4%	45.7%
	0.5 MPa	47.9%	45.8%	49.1%	48.4%
	0.6 MPa	52.2%	51.6%	53.7%	55.1%

从表 2 中看到，与原方案相比，方案 2 与方案 3 的容积效率与总效率均有提高，其中方案 3 改进

效果最为明显；方案 3 在 0.6 MPa 工况下的容积效率与总效率在原方案基础上分别提高了 3% 和 2.9%。由于机油泵总效率为容积效率和机械效率的综合反映，所以方案 3 的机械损失较原方案也有所降低。

通过以上试验可以发现，对摆线机油泵的进出油腔结构进行优化后，其容积效率和总效率可分别提高 3% 和 2.9%，由于该优化没有增加机油泵安装空间，使机油泵在保持原来结构紧凑的前提下进一步提升了性能，所以很好地满足了某型斯特林发动机的匹配要求。

3 数值仿真分析

近年来，新开发的各种专用计算流体力学软件使得复杂流体域的计算变得更为高效易行。PumpLinx 是一款专门面向泵、阀内部流场计算的 CFD 软件，其针对于摆线泵计算中所需要的动网格生成技术设置了专用模板，大幅减少了生成动网格的时间，且生成后的结构化动网格质量较高。

基于前面试验结果，选择方案 3 结构的机油泵为仿真对象，运用 PumpLinx 软件对其进行流体动力学与流量特性分析。

3.1 网格生成与边界条件设定

为了精确模拟内、外转子的三维几何，首先根据短幅外摆线等距曲线的形成原理，应用 Pro/E 软件对方案 3 结构中的流体域进行了三维建模，并将流体域模型导入 PumpLinx 软件。随后应用 PumpLinx 软件的摆线泵动网格模板对内、外转子间流体域模型进行结构化动网格的生成，生成后该流体域周向、径向及轴向的网格节点数依次为 $720 \times 16 \times 24$ ；应用二叉树网格生成方法对进、出油腔的流体域进行混合非结构化网格的生成，并将转子流体域网格与进、出油腔流体域网格应用 Mismatched Grid Interfaces 方法进行连接。

流体域进口设定为压力入口，根据试验数据给定进口压力为 82 325 Pa。流体域出口设定为压力出口，根据试验数据分别给定出口压力为 0.3、0.4、0.5 MPa。计算的湍流模型及湍流边界条件的设定均为默认值。计算中不加入能量方程，壁面均设为绝热边界条件。转子转速为 $1\,800\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ ，时间步长设定为转子旋转一周所需时间的 $1/180$ 。

3.2 计算结果及分析

为了方便地进行分析说明，对该泵的几个典型截面进行名称的标定，如图 6 所示。

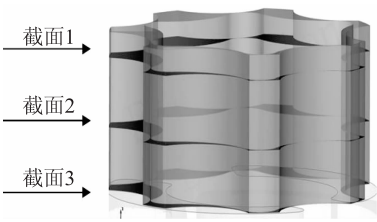


图 6 截面标定

内、外转子壁面的静压分布见图 7、图 8，典型截面的静压分布见图 9。通过对内、外转子壁面及各典型截面的静压分布的观察可以发现：机油在真空作用下经进油腔吸入由内、外转子齿廓形成的独立封闭空间，此时该空间内压力较低且容积较小，随着转子的转动，该封闭空间容积逐渐增大并不断吸入机油，并在其容积为最大时吸油过程结束；此后随着转子的继续转动，该封闭空间容积不断减小，空间内压力逐渐增大，机油在压力作用下被排入出油腔，从而流出油泵。各个独立封闭空间内的机油压力沿径向及轴向的分布都很均匀，变化很小，各腔室内无气蚀现象发生。

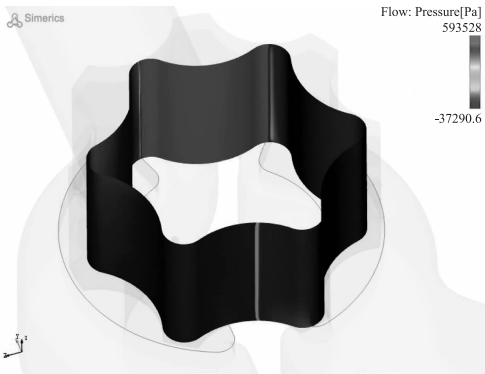


图 7 内转子壁面的静压分布图

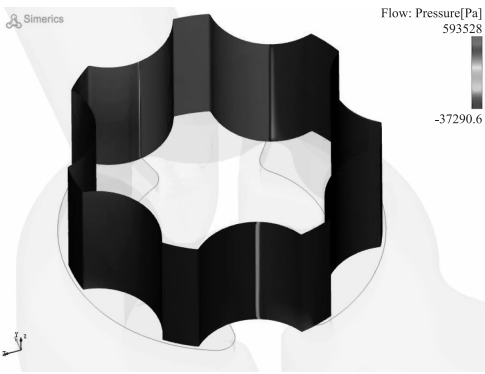


图 8 外转子壁面的静压分布

从流动情况来看，机油可以顺利地通过进油腔流入转子间的封闭空间，并随着转子的转动顺利地流出油腔；机油在大部分区域内的流动都非常顺畅，只是在转子与进、出油腔相衔接的区域出现

小量的回流，见图 10。其可能原因为发生回流的封闭空间处于进、出油腔间的密封区域，为吸油结束排油开始状态，其内压力与两侧封闭空间差别较

大，所以出现了轻微回流，该现象对机油泵整体性能无明显影响。

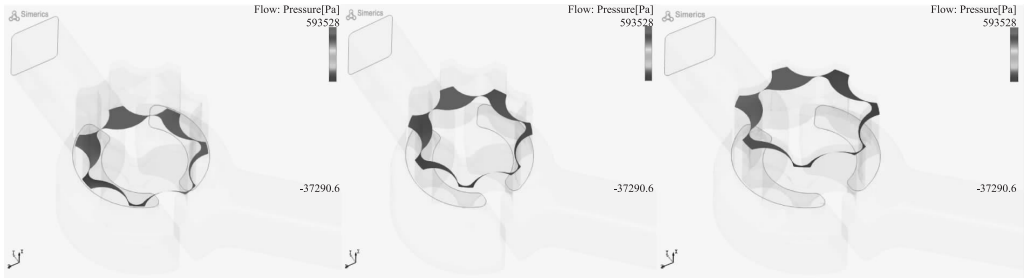


图 9 各截面压力分布

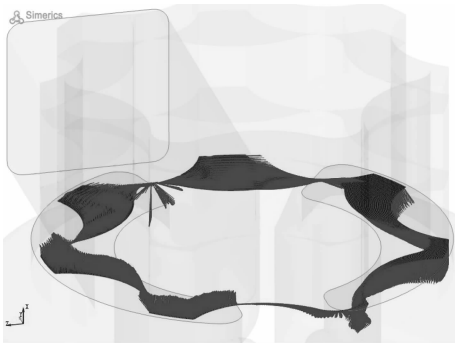


图 10 截面 1 的速度矢量分布

机油泵流量的数值模拟结果与试验结果对比见图 11。可以发现两者的结果非常吻合，且模拟值在三种压力工况下均略高于试验值，其主要原因为：由于自身结构特点，摆线式机油泵在实际运行中不可避免地存在轻微泄漏，而在仿真分析中没有考虑该因素的影响。

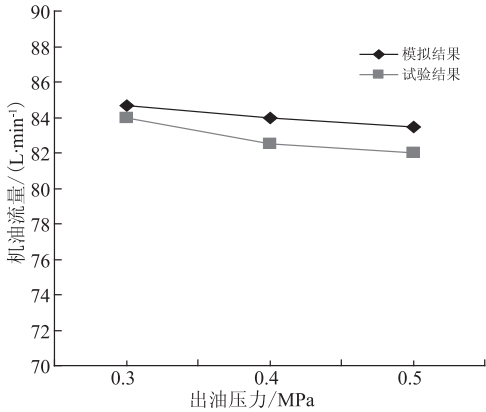


图 11 机油流量模拟结果与试验结果的对比

4 结 论

本文在现有半经验理论基础上，对某型内啮合摆线机油泵进行了进出油腔结构优化，通过试验对比研究了各优化方案的性能。结果表明：经优化后该机油泵的容积效率与总效率分别提升 3% 和 2.9%，较好地满足了某型斯特林发动机的匹配要求。

随后应用 PumpLinx 软件对最优方案机油泵进行了内部流场与流动特性仿真分析。结果表明，仿真结果与试验数据基本吻合，油腔内压力分布均匀，流动顺畅，无气蚀现象发生，满足设计使用要求。

参考文献

[1] 毛华永,李国祥,胡云萍. 摆线转子泵进排油腔的设计计算[J]. 山东大学学报(工学版),2005(10),35-5.
[2] 屈盛官,孙自树. 提高转子泵容积效率的措施[J]. 华中科技大学学报,2011,29(1).
[3] Karthikeyan Natchimuthu. CFD analysis of flow through a gerotor oil pump[C]. SAE-2010-01-1111.
[4] R. Elayaraja. Performance of gerotor oil pump for an automotive engine-prediction using CFD analysis and experimental validation[C]. SAE-2009-28-0007.