

doi:10.3969/j.issn.2095-0411.2021.02.008

非接触式余弦转子泵力学性能分析

任爽¹, 邹旻^{1,2}, 李亮亮¹, 乔永强¹, 孙定华³

(1. 常州大学机械与轨道交通学院, 江苏常州 213164; 2. 江苏省绿色过程装备重点实验室(常州大学), 江苏常州 213164; 3. 常州交通技师学院工程车辆系, 江苏常州 213147)

摘要:提出了一种新的转子型线,以余弦函数曲线作为转子型线,并给出转子型线的极坐标方程和直角坐标方程。运用理论推导出非接触式余弦转子泵运输流体过程中产生的液压力,进一步提出减小液压力的措施,提高转子泵使用寿命。结合 FLUENT 对余弦转子泵进行数值模拟,验证理论分析的正确性。数值模拟结果表明较大的进出口压差导致转子间隙处回流速度增大,效率降低。

关键词:余弦转子;液压力;进出口压差

中图分类号:TH 326

文献标志码:A

文章编号:2095-0411(2021)02-0062-06

Mechanical Property Analysis of Non-Contact Cosine Rotor Pump

REN Shuang¹, ZOU Min^{1,2}, LI Liangliang¹, QIAO Yongqiang¹, SUN Dinghua³

(1. School of Mechanical Engineering and Rail Transit, Changzhou University, Changzhou 213164, China; 2. Jiangsu Key Laboratory of Green Process Equipment, Changzhou University, Changzhou 213164, China; 3. Engineering Vehicle System, Changzhou Communication Technician College, Changzhou 213147, China)

Abstract: A new type of rotor profile is proposed, the cosine function curve is used as the rotor profile, and the polar coordinate equation and rectangular coordinate equation of the rotor profile are given. The hydraulic pressure produced in the process of fluid transportation of non-contact cosine rotor pump is deduced theoretically, and the measures to reduce the hydraulic pressure are put forward to improve the service life of rotor pump. Combined with FLUENT, the numerical simulation of cosine rotor pump is carried out to verify the correctness of the theoretical analysis. The numerical simulation results show that the larger inlet and outlet pressure difference leads to the increase of the return velocity at the rotor gap and the decrease of efficiency.

Key words: cosine rotor; liquid pressure; pressure difference between inlet and outlet

收稿日期:2020-11-14。

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51075046)。

作者简介:任爽(1995—),男,江苏徐州人,硕士生。通信联系人:邹旻(1963—),E-mail:2743255299@qq.com

引用本文:任爽,邹旻,李亮亮,等.非接触式余弦转子泵力学性能分析[J].常州大学学报(自然科学版),2021,33(2):62-67.

非接触式余弦转子泵^[1]是以余弦函数曲线作为转子齿廓曲线,与传统的渐开线、圆弧^[2-3]等型线相比,余弦转子的型线更加简单,余弦转子通过外部齿轮驱动,自身啮合传动的重合度为1,所以不会发生困油现象,且通过实验证明:余弦转子泵的平均流量较大,并且流量脉动较小^[4]。转子泵在使用过程中,承受的径向力会对轴承及其他零部件产生液压冲击,影响转子泵的使用寿命,因此如何计算转子泵中径向力大小及方向,进而有针对性地提出改善措施是十分重要的课题。张军^[5]以活齿二齿齿轮转子泵为研究对象,分析得到液压力分布情况,发现二齿齿轮转子泵的啮合力为0,其受力情况明显好于普通齿轮泵。冀宏等^[6]对泵改进卸荷槽前后的径向力进行分析计算和数值模拟,发现合理地设计卸荷槽将有效改善径向力不平衡的现象,同时该文也提供了一种优化设计的方法。金林等^[7]考虑到泵的全齿廓曲线及动态液压场计算出径向力,计算结果更接近实际。现有文献采用理论计算或数值模拟等方法,对转子泵受力情况进行研究,本文将理论分析及数值模拟相结合探究影响径向力因素,找出减小径向力的措施,提高转子泵使用寿命,并为今后研究工作提供参考。

1 余弦转子齿廓曲线

如图1所示,建立1个极坐标系和1个直角坐标系,其中极坐标系的极轴与直角坐标系的 x 轴重合。余弦转子齿廓曲线以其分度圆为零位线,图中 r 为分度圆半径,向径为按余弦函数规律变化的曲线^[8],余弦函数的一个周期对应转子的一个齿距。于是,余弦转子齿廓的极坐标方程可表示为^[9]

$$\rho = r + h \cos(z\theta) \quad (1)$$

式中: ρ 为极径; h 为齿顶高,mm; z 为转子叶数; θ 为极角。

若令 m 为模数,mm,结合 $r = mz/2$,可以得到余弦转子齿廓曲线的直角坐标公式

$$\begin{cases} x = (mz/2 + h \cos z\theta) \cos \theta \\ y = (mz/2 + h \cos z\theta) \sin \theta \end{cases} \quad (2)$$

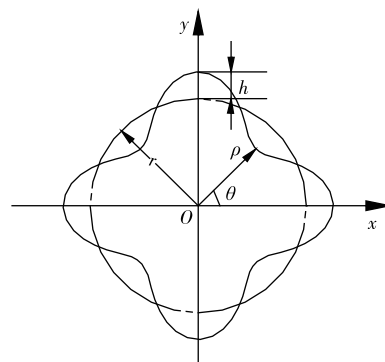


图1 余弦转子齿廓曲线

Fig.1 The profile curve of cosine rotor

2 非接触式余弦转子泵力学性能分析

转子泵工作时,径向力过大会加快轴承的磨损,降低使用寿命,因此在设计过程中考虑径向力带来的影响是十分重要的问题。非接触式余弦转子泵由于两转子之间留有微小间隙,使得其不适合在工作压力高的环境下工作,同时由于工作时处于不接触状态,也不会承受转子啮合时的啮合力,只承受输送流体时产生的液压力,即文中所述径向力为输送流体时的液压力。

液体从吸液口进入泵腔,从排液口被排出,转子泵内部压力分为低压区、过渡区及高压区,压力从低压区经过渡区到高压区呈递增趋势。为计算方便将两转子中心分别设原点 O_1, O_2 ,构建图2所示的2个动坐标系 $O_1-x_1, y_1; O_2-x_2, y_2$ 。记吸液口边缘为点 M ,排液口边缘为点 N ,将锐角 O_2O_1M 定为 φ' ,将钝角 O_2O_1N 定为 φ'' ,此时在叶顶圆上取一夹角为 $d\varphi$,宽为 W 的微元面积 $dA = Wr_a d\varphi, r_a = r + h$ 。

将吸液腔内压力设为 F_d ,排液腔压力设为 F_g ,有 $F_g > F_d$ 。当转动角度 $\varphi \in (0, \varphi')$ 时,转子与吸液腔接触,转子受到压力 F_d 的作用;当转动

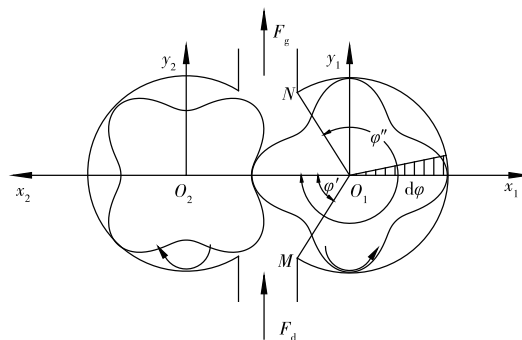


图2 转子液压力计算示意图

Fig.2 Calculation diagram of rotor hydrostatic pressure

角度 $\varphi \in (\varphi', \varphi'')$ 时, 转子与泵腔接触, 转子受到的压力从 F_d 逐渐增大到 F_g ; 当转动角度 $\varphi \in (\varphi'', 2\pi)$, 转子受到压力 F_g 的作用, 转子如此循环往复, 实现吸液、排液的过程。

作用在微元面积上的液压力及在 x 轴、 y 轴上的分力表示为

$$\begin{cases} dF_P = F dA = F W r_a d\varphi \\ dF_{Px} = F W r_a \cos\varphi d\varphi \\ dF_{Py} = F W r_a \sin\varphi d\varphi \end{cases} \quad (3)$$

① 当 $0 \leq \varphi \leq \varphi'$ 时, 此时有 $F = F_d$, 则液压力在 x 轴、 y 轴上的分力可表示为

$$\begin{cases} F_{Px}^a = F_d W r_a \int_0^{\varphi'} \cos\varphi d\varphi = F_d W r_a \sin\varphi' \\ F_{Py}^a = F_d W r_a \int_0^{\varphi'} \sin\varphi d\varphi = F_d W r_a (1 - \cos\varphi') \end{cases} \quad (4)$$

② 当 $\varphi' < \varphi \leq \varphi''$ 时, 此时依据相似三角形关系, 可以得到 $F = F_d + \frac{F_g - F_d}{\varphi'' - \varphi'}(\varphi - \varphi')$, 所以有

$$\begin{cases} F_{Px}^b = W r_a \int_{\varphi'}^{\varphi''} [F_d + \frac{F_g - F_d}{\varphi'' - \varphi'}(\varphi - \varphi')] \cos\varphi d\varphi = W r_a [F_d (\sin\varphi'' - \sin\varphi') + (F_g - F_d)(\sin\varphi'' + \frac{\cos\varphi'' - \cos\varphi'}{\varphi'' - \varphi'})] \\ F_{Py}^b = W r_a \int_{\varphi'}^{\varphi''} [F_d + \frac{F_g - F_d}{\varphi'' - \varphi'}(\varphi - \varphi')] \sin\varphi d\varphi = W r_a [-F_d (\cos\varphi'' - \cos\varphi') + (F_g - F_d)(-\cos\varphi'' + \frac{\sin\varphi'' - \sin\varphi'}{\varphi'' - \varphi'})] \end{cases} \quad (5)$$

③ 当 $\varphi'' < \varphi \leq 2\pi$ 时, 此时有 $F = F_g$, 则液压力在 x 轴、 y 轴上的分力可表示为

$$\begin{cases} F_{Px}^c = F_g W r_a \int_{\varphi''}^{2\pi} \cos\varphi d\varphi = -F_d W r_a \sin\varphi'' \\ F_{Py}^c = F_g W r_a \int_{\varphi''}^{2\pi} \sin\varphi d\varphi = -F_d W r_a (1 - \cos\varphi'') \end{cases} \quad (6)$$

所以总液压力在 x 轴、 y 轴上的分力为

$$\begin{cases} F_{Px} = F_{Px}^a + F_{Px}^b + F_{Px}^c = W r_a \Delta p (\cos\varphi'' - \cos\varphi') / (\varphi'' - \varphi') \\ F_{Py} = F_{Py}^a + F_{Py}^b + F_{Py}^c = -W r_a \Delta p (1 - (\sin\varphi'' - \sin\varphi') / (\varphi'' - \varphi')) \end{cases} \quad (7)$$

式中 Δp 为排液口与吸液口压力差, MPa, $\Delta p = F_g - F_d$ 。

一般近似认为 $\varphi' = 2\pi - \varphi''^{[10]}$, 于是 $\cos\varphi' = \cos\varphi''$, $\sin\varphi' = -\sin\varphi''$, 代入式(7)得

$$\begin{cases} F_{Px} = 0 \\ F_{Py} = -W r_a \Delta p (1 + \sin\varphi' / (\pi - \varphi')) \end{cases} \quad (8)$$

于是

$$F_P = \sqrt{F_{Px}^2 + F_{Py}^2} = -W r_a \Delta p (1 + \sin\varphi' / (\pi - \varphi')) \quad (9)$$

又 $r_a = r + h$, 所以式(9)又可表示为

$$F_P = -W(r + h) \Delta p (1 + \sin\varphi' / (\pi - \varphi')) \quad (10)$$

负号“ $-$ ”表示液压力指向 y 轴负方向, 即负载方向垂直向下, 指向吸液腔。由式(10)可知在余弦转子泵其他参数相同的情况下, 随着进出口压差的增大, 会导致吸液腔内压力值增大。

径向力过大会影响到转子泵的使用寿命, 因此有必要改善径向力的大小, 目前减小径向力的措施主要包括^[6,11]: ①合理选择模数、转子宽度及叶顶圆直径; ②缩小压油腔尺寸; ③使用液压平衡法。

3 数值模拟

为进一步探究进出口压差对余弦转子泵所受液压力及工作效率的影响, 采用数值模拟的方式进行解析。非接触式余弦转子泵内部运转为旋转形式, 实验难度大、过程繁琐, 故采用 FLUENT 进行数值模拟, 分析压力分布^[12]。若采用三维模型, 则网格划分的数目较多, 计算量大, 且对计算机的要求较高; 而采用二维模型可获得三维径向截面同样的流动现象和流场分布情况, 可基本满足分析流场的需要^[13]。

3.1 控制方程

泵内部流动为瞬态不可压缩流体,流体在流动过程中遵守物理守恒定律,而物理守恒定律则通过控制方程实现。

3.1.1 质量守恒及动量守恒方程

任何流动问题都满足质量守恒定律^[14],据此可写出质量守恒方程(连续性方程)为

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (11)$$

动量守恒定律即微元体中流体动量对时间的变化率等于外界作用在该微元体上的各种力之和,可写出动量守恒方程为

$$\begin{cases} \rho \frac{du}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho X + \mu \Delta u \\ \rho \frac{dv}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho Y + \mu \Delta v \\ \rho \frac{dw}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho Z + \mu \Delta w \end{cases} \quad (12)$$

3.1.2 湍流模型

湍流是自然界非常普遍的流动类型,流动过程中液体质点具有不断互相掺混的现象^[15],常用的 RNG $k-\epsilon$ 方程通过修正湍流黏度,考虑了平均流动中的旋转及旋流流动情况^[16],湍动能 k 和耗散率 ϵ 方程为

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k + \rho \epsilon \\ \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) + \frac{C_{1\epsilon}^*}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{cases} \quad (13)$$

式中 $C_{1\epsilon}^* = C_{1\epsilon} - \eta(1 - \eta/\eta_0)/(1 + \beta\eta^3)$ 。

3.2 网格划分及边界设置

课题组通过 Gambit 进行网格划分,边界设置。由于进出口区域为四边形,进出口处采用四边形网格,而泵腔内部是由许多不规则的部分组成的,所以将泵腔内部设置成三角形网格。由于转子之间留有微小间隙,需要在间隙处进行加密。网格划分如图 3 所示。

本次划分网格取的最小值为 0.15 mm,理论上满足网格计算标准,不会出现负体积影响仿真,网格划分共得到 229 210 个网格单元,网格质量检查合格率为 100%。模型需要设置的边界条件分别为:壁面条件、体内接触条件、压力入口边界条件、压力出口边界条件,如图 4 所示。设置介质类型为流体(Fluid),这里需要指出的是在设置体内接触条件之前需要分别将泵腔与进出口通过“Connect Faces”命令连接起来。

由于余弦转子是运动的,将通过 profile 文件实现上下两个转子运动,程序为

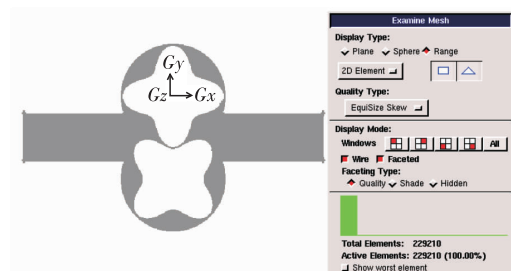


图 3 余弦转子泵网格划分

Fig.3 Grid partition of cosine rotor pump

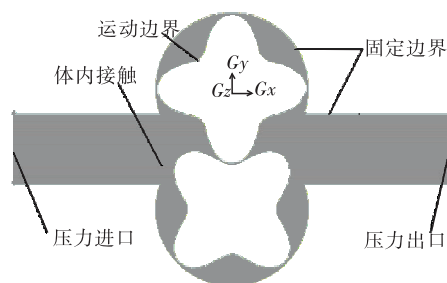


图 4 边界条件

Fig.4 Boundary condition

```
((wallup 3 point)
(time 0 1 60)
(omega_z -41 -41 -41))
((walldown 3 point)
(time 0 1 60)
(omega_z 41 41 41))
```

计算求解采用非稳态湍流模型,压力场与速度场耦合采用 PISO 算法求解,固体壁面采用标准壁面函数,湍动能、湍流耗散率及雷诺应力均采用二阶迎风格式离散。时间步长为 0.000 05,步数为 3 000 步。

3.3 结果分析

图 5 是余弦转子泵出口流速脉动曲线,虽然初期转子泵运转不稳定,产生较大波动,但总体的周期性和重复性较好,运转平稳,一共产生 8 次变化,与转子叶数之和相同。表明本课题组提出的余弦转子泵满足生产需求,具有一定的应用潜力。

图 6、图 7、图 8 分别为转子间隙为 0.2 mm,工作压差为 0.2, 0.4, 0.6 MPa 时的压力分布云图,从图中可以看出,进出口压差从 0.2 MPa 依次增加到 0.6 MPa 时,出口处压力没有发生很明显地变化,泵腔内压力呈现梯度变化。进口部分是整个转子泵压力值最低的区域,这是因为两转子即将退出啮合时,使得进口区域容积变大而产生一定负压吸入流体,输送流体过程中由于承受流体液压力,泵腔内部压力逐渐增大且呈现梯度变化,流体被挤压出去的过程中,在出口处形成较大的压力。当进出口压差从 0.2 MPa 增加到 0.6 MPa 时,由于出口压力增大使得转子间隙处的回流速度增大,吸液腔内的涡流会在一定程度上增多,使吸液腔内压力升高,同时增加泄漏降低效率。

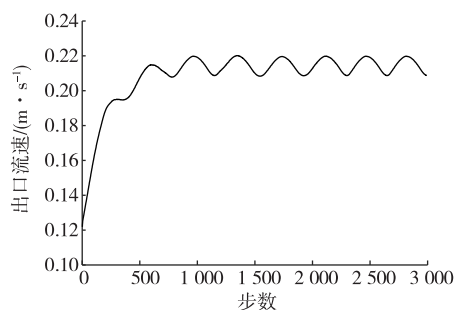


图 5 出口流速脉动曲线

Fig.5 The fluctuation curve of outlet flow velocity

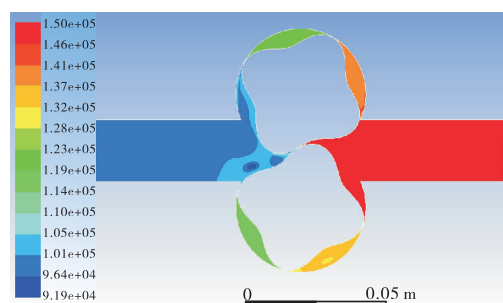


图 6 进出口压差为 0.2 MPa 时压力云图

Fig.6 Pressure cloud diagram when the inlet and outlet pressure difference is 0.2 MPa

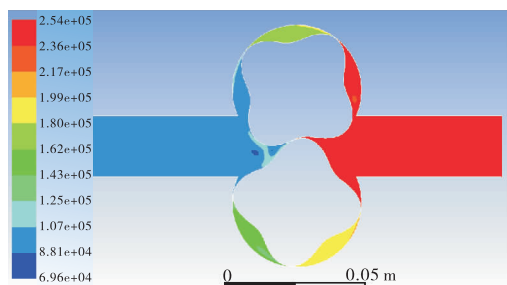


图 7 进出口压差为 0.4 MPa 时压力云图

Fig.7 Pressure cloud diagram when the inlet and outlet pressure difference is 0.4 MPa

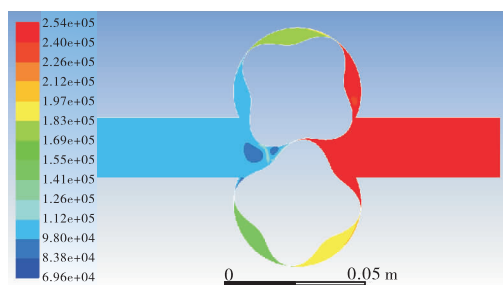


图 8 进出口压差为 0.6 MPa 时压力云图

Fig.8 Pressure cloud diagram when the inlet and outlet pressure difference is 0.6 MPa

4 结 论

针对转子泵,提出一种新的型线,即以余弦函数曲线作为齿廓,补充了转子型线种类,并给出了转子型线的极坐标和直角坐标方程。将余弦转子泵工作过程受到的液压力分为3个阶段,分别计算得到3个阶段及总液压力表达式,发现余弦转子泵的液压力方向指向吸液腔,且液压力大小与分度圆半径、齿顶高和进出口压差成正比例关系,在此基础上给出减小液压力的措施,对于提高余弦转子泵使用寿命具有一定意义。通过数值模拟发现较高的进出口压差会导致转子间隙处回流增快,造成吸液腔压力值增大,同时增加泄漏量,降低转子泵的效率。

参考文献:

- [1]WANG J, LUO S M, CHEN L F, et al. Analysis of transmission characteristics of cosine gear drive[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(3): 94-98.
- [2]秦丽秋, 刘玉岱. 罗茨真空泵圆弧转子型线研究[J]. 真空, 1990(1): 34-39.
- [3]李玉龙, 冉光泽, 张宸赫. 渐开线转子型线的参数化与最优化研究[J]. 成都大学学报(自然科学版), 2017, 39(4): 398-401.
- [4]胡华荣, 罗善明, 王建, 等. 余弦齿轮泵试验研究[J]. 机械强度, 2013, 35(4): 523-525.
- [5]张军. 活齿二齿齿轮转子泵液压力分析[J]. 煤矿机械, 2003(1): 41-43.
- [6]冀宏, 赵光明. 基于流场的外啮合齿轮泵径向力计算[J]. 机床与液压, 2013, 41(7): 1-4.
- [7]金林, 祝海林, 彭雨萌, 等. 齿轮泵液压径向力精确计算及仿真分析[J]. 常州大学学报(自然科学版), 2019, 31(1): 50-54.
- [8]LUO S M, WU Y, WANG J. The generation principle and mathematical models of a novel cosine gear drive[J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(12): 1543-1556.
- [9]胡华荣. 外啮合余弦齿轮泵的特性研究[D]. 湘潭: 湖南科技大学, 2008.
- [10]杨国来, 刘园园, 严浩, 等. 外啮合齿轮泵径向力分析[J]. 液压气动与密封, 2018, 38(12): 40-43.
- [11]邹旻, 吴良才, 朱英杰, 等. 一种新型弦线转子泵[J]. 液压与气动, 2017(10): 78-83.
- [12]姜小军. 基于三维数值模拟的转子泵性能特性研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2015.
- [13]钱浩海. 基于流动分析的转子泵的优化选型[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2013.
- [14]向永超, 史元元, 崔瑾, 等. CFD仿真技术在齿轮泵设计中的应用[J]. 机床与液压, 2016, 44(22): 127-130.
- [15]张师帅. CFD技术原理与应用[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2016: 8-9.
- [16]邹旻, 孔德昂, 朱英杰, 等. 非接触式余弦转子泵及流场数值分析[J]. 常州大学学报(自然科学版), 2018, 30(4): 59-63.

(责任编辑:谭晓荷)