

摩擦因数对双定子凸轮转子叶片马达 转矩性能的影响

刘巧燕^{1,2}, 刘忠迅^{1,2}

(1. 黄淮学院 智能制造学院, 河南 驻马店 463000; 2. 驻马店市机器人先进流体动力驱动技术重点实验室,
河南 驻马店 463000)

摘要:为改善双定子凸轮转子叶片马达的性能,研究了叶片摩擦因数对双定子凸轮转子叶片马达转矩性能的影响,建立了双定子凸轮转子叶片马达在外马达单独工作、内马达单独工作、内外马达联合工作、内外马达差动工作 4 种不同工作方式下转矩的力学模型。通过对外马达叶片和内马达叶片在不同曲线段进行受力分析,推导出了叶片与叶片槽之间的摩擦因数与凸轮转子对外马达叶片和内马达叶片的正压力的关系,并得出了叶片对凸轮转子阻力矩的关系表达式,最后对力学模型进行了仿真计算。结果表明,摩擦因数的增大会减小叶片与凸轮转子之间的正压力,进而增大叶片对凸轮转子的阻力矩。通过减小叶片和叶片槽之间表面粗糙度以及形位公差可在一定程度上改善双定子凸轮转子叶片马达的性能。

关键词:机械电子工程;流体传动与控制;双定子;凸轮转子叶片马达;阻力矩;摩擦因数

中图分类号:TH137.51 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5497(2026)04-0984-08

DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20241145

Impact of friction coefficient on the torque performance on double-stator cam rotor vane motor

LIU Qiao-yan^{1,2}, LIU Zhong-xun^{1,2}

(1. School of Intelligent Manufacturing, Huanghuai University, Zhumadian 463000, China; 2. Zhumadian Key Laboratory of Advanced Robot Fluid Power Technology, Zhumadian 463000, China)

Abstract: To improve the performance of the dual stator cam rotor blade motor, the influence of blade friction coefficient on the torque performance of the dual stator cam rotor blade motor was studied. A mechanical model of the torque of the dual stator cam rotor blade motor was established under four different working modes: external motor working alone, internal motor working alone, internal and external motor working together, and internal and external motor differential working. By analyzing the forces acting on the outer and inner motor blades on different curve segments, the relationship between the friction coefficient between the blades and blade grooves and the positive pressure of the cam rotor on the outer and inner motor blades was derived. The expression for the relationship between the blade and the resistance

收稿日期: 2024-10-24.

基金项目: 河南省科技攻关计划项目(212102210330, 252102320175)

作者简介: 刘巧燕(1989-), 女, 讲师, 博士. 研究方向: 流体传动与控制. E-mail: liuqiaoyan419729@126.com

通信作者: 刘忠迅(1990-), 男, 副教授, 博士. 研究方向: 流体传动与控制. E-mail: liuzhongxun@yeah.net

torque of the cam rotor was obtained, and finally, the mechanical model was simulated and calculated. The results indicate that an increase in friction coefficient will reduce the positive pressure between the blades and the cam rotor, thereby increasing the resistance torque of the blades to the cam rotor. Reducing the surface roughness and geometric tolerances between the blades and blade slots can improve the performance of dual stator cam rotor blade motors to a certain extent.

Key words: mechanical and electronic engineering; fluid transmission and control; double-stator; cam rotor blade motor; resistance torque; friction coefficient

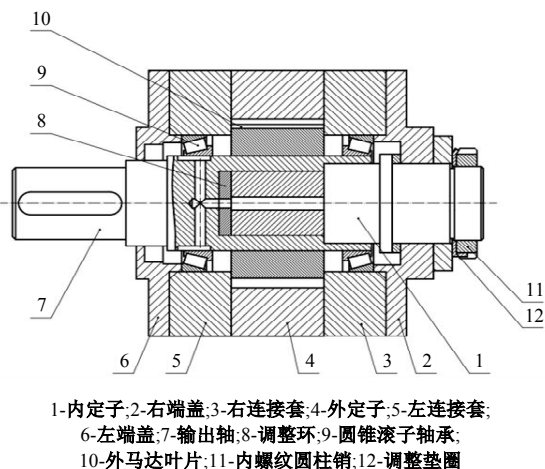
0 引言

凸轮转子叶片马达具有结构紧凑、体积小、可实现低速大扭矩运转等特点,在挖掘机等工程机械领域、飞机起落架系统与舱门控制系统等航空航天领域、助力转向系统等汽车制造领域、注塑机等工业制造领域、舵机系统与锚机系统等船舶及海洋工程领域都得到了广泛的应用^[1-6]。

双定子凸轮转子叶片马达是一种基于国际专利技术的新型液压元件^[7,8],目前已对双定子系列液压元件进行了大量的研究^[9-14]。对于双定子凸轮转子叶片马达的研究还处于结构原理的设计阶段,深入研究较少^[15,16]。因此,本文以双定子凸轮转子叶片马达为研究对象,分析了摩擦因数对马达转矩的影响,为双定子凸轮转子叶片马达的发展提供一定的理论依据。

1 双定子凸轮转子叶片马达结构

图1为双定子凸轮转子叶片马达的结构原理示意图,凸轮转子、外定子、外马达叶片、配流装置以及侧板组成外马达,凸轮转子、内定子、内马达叶片、配流装置以及侧板组成内马达。外马达叶片和内马达

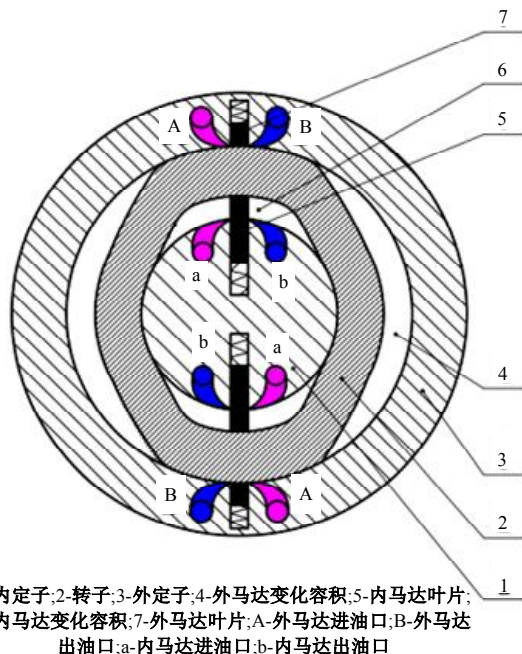


1-内定子;2-右端盖;3-右连接套;4-外定子;5-左连接套;
6-左端盖;7-输出轴;8-调整环;9-圆锥滚子轴承;
10-外马达叶片;11-内螺旋圆柱销;12-调整垫圈

图1 双定子凸轮转子马达结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of double-stator cam rotor motor

叶片分别安装在外定子 and 内定子槽中,图2为双定子凸轮转子叶片马达的原理简图。



1-内定子;2-转子;3-外定子;4-外马达变化容积;5-内马达叶片;
6-内马达变化容积;7-外马达叶片;A-外马达进油口;B-外马达
出油口;a-内马达进油口;b-内马达出油口

图2 双定子凸轮转子马达原理简图

Fig. 2 Schematic diagram of double-stator cam rotor motor

2 凸轮转子马达的叶片受力分析

2.1 双定子凸轮转子过渡曲线

图3为双定子凸轮转子马达的轮廓示意图,处于外马达中的叶片1和2,以及处于内马达中的叶片1和2。凸轮转子的轮廓曲线由两段大圆弧、两段小圆弧以及4段过渡曲线组成, β 为大圆弧和小圆弧对应的中心角, α 为过渡曲线对应的中心角,且满足 $\alpha + \beta = 90^\circ$ 。 ρ_{w1} 和 ρ_{n1} 分别为外马达叶片和内马达叶片由大圆弧向小圆弧运动时的凸轮曲率半径, ρ_{w2} 和 ρ_{n2} 分别为外马达叶片和内马达叶片由小圆弧向大圆弧运动时的凸轮曲率半径。 R_w 和 r_w 分别为外马达的大小圆弧半径, R_n 和 r_n 分别为内马达的大小圆弧半径, φ 为凸轮转子转角。

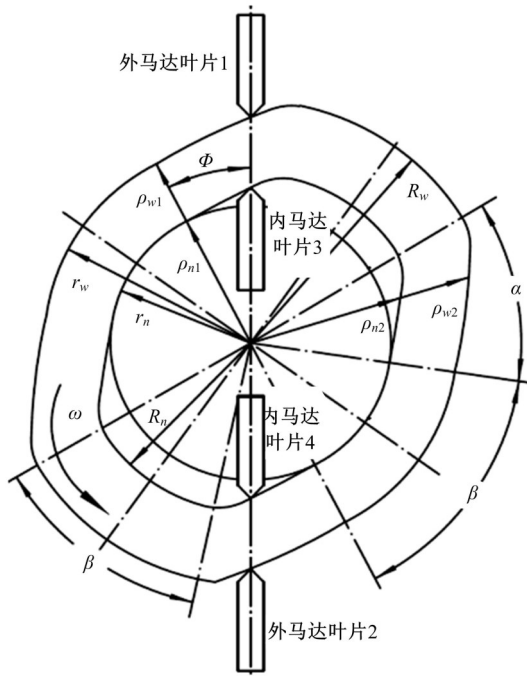


图 3 双定子凸轮转子轮廓

Fig. 3 Contour of double stator cam rotor

文中凸轮转子的过渡曲线选用的是二次余弦曲线,凸轮外轮廓曲线为:

$$\begin{cases} \rho_{w1}^2 = r_w^2 + \frac{R_w^2 - r_w^2}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\alpha}\varphi\right) \right] \\ \rho_{w2}^2 = R_w^2 - \frac{R_w^2 - r_w^2}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\alpha}\varphi\right) \right] \end{cases} \quad (1)$$

式中: $0 \leq \varphi \leq \alpha$ 。

凸轮内轮廓曲线为:

$$\begin{cases} \rho_{n1}^2 = r_n^2 + \frac{R_n^2 - r_n^2}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\alpha}\varphi\right) \right] \\ \rho_{n2}^2 = R_n^2 - \frac{R_n^2 - r_n^2}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\alpha}\varphi\right) \right] \end{cases} \quad (2)$$

2.2 叶片受力分析

双定子凸轮转子叶片马达有 4 种不同的工作方式,如图 4 所示。马达工作方式不同,外马达叶片 1 和 2,以及内马达叶片 3 和 4 的受力情况也各不相同。当叶片处于凸轮转子圆弧区段时,受力情况较简单,因此本文只对叶片处于过渡曲线段时的受力情况进行分析。

当外马达单独工作、内外马达联合工作以及内外马达差动工作时,外马达叶片 1 分别在过渡区段 ρ_{w1} 和 ρ_{w2} 处的受力状况如图 5 所示。

当双定子马达在非差动工作(内马达单独工作、内外马达联合工作)和差动工作时,内马达叶

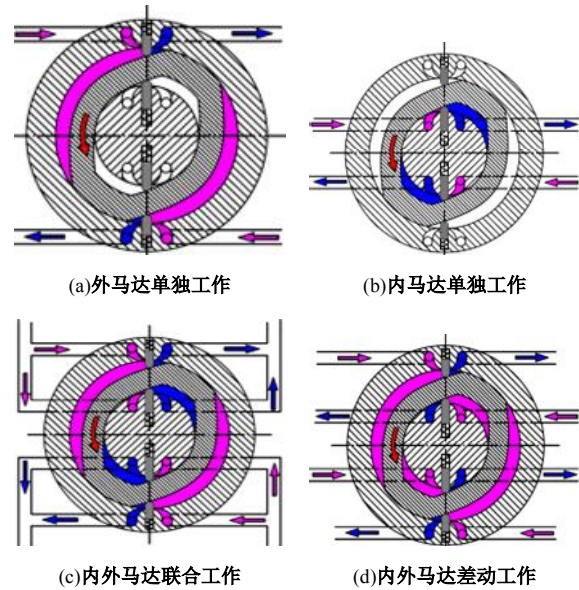


图 4 双定子凸轮转子马达 4 种不同工作方式

Fig. 4 Four different working modes of double-stator cam rotor motor

片 3 处于过渡区段 ρ_{n1} 和 ρ_{n2} 的受力状况分别如图 6 和 7 所示。

在图 5~图 7 中, F_{i1} 和 F_{i8} 分别表示叶片上端面和下端端面所受的压力($i=1, 2, 3, 4$); F_{i3} 和 F_{i4} 分别为叶片槽表面对叶片的压力; F_{i2} 和 F_{i5} 分别为叶片槽表面对叶片的摩擦力; F_{i6} 和 F_{i7} 分别为凸轮转子对叶片的摩擦力和正压力; F_{i9} 为叶片受到高压油液作用的液压力; δ_i 为凸轮转子上的压力角。

由图 5、图 6 和图 7 可得:

$$F_{i1} = Bs p_2 \quad (3)$$

$$F_{i8} = Bs \frac{p_1 + p_0}{2} \quad (4)$$

$$F_{i9} = B(p_1 - p_0)(R - \rho_i) \quad (5)$$

式中: B 为叶片宽; s 为叶片厚; p_0 、 p_1 、 p_2 分别为回油口压力、进油口压力以及减压阀出口压力。

对外马达叶片 1 进行分析,如图 5 所示,建立如图中所示坐标系,根据受力平衡条件可以得出在 x 和 y 方向上的受力平衡方程为:

$$\begin{cases} F_{14} + F_{19} = F_{13} + F_{16} \cos \delta_1 + F_{17} \sin \delta_1 \\ F_{11} + F_{12} + F_{15} + F_{16} \sin \delta_1 = F_{18} + F_{17} \cos \delta_1 \end{cases} \quad (6)$$

以凸轮转子和外马达叶片 1 的接触点为中心点建立转矩平衡方程:

$$F_{14}(R + l - \rho_{w1}) + F_{19} \frac{R - \rho_{w1}}{2} = F_{13}(R - \rho_{w1}) \quad (7)$$

式中: l 为叶片槽的长度。

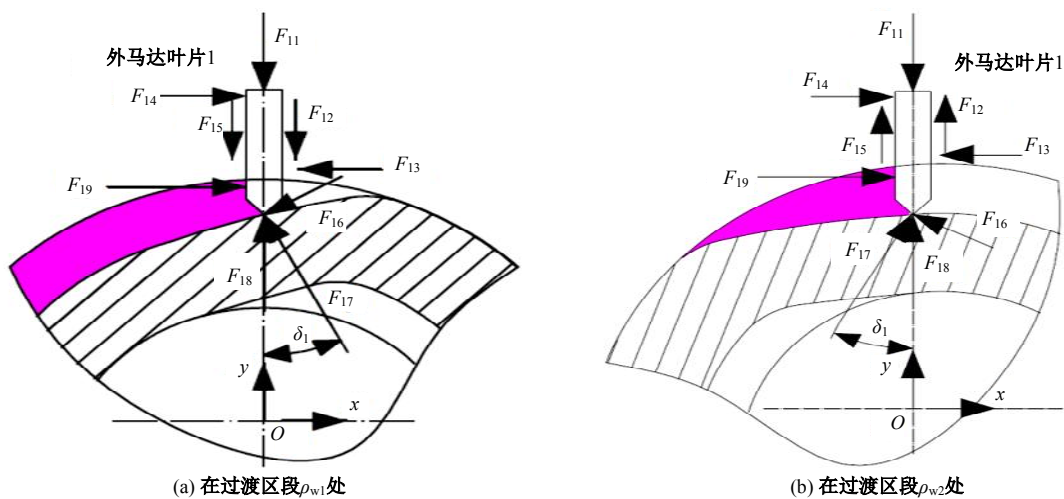


图5 外马达叶片1受力示意图

Fig. 5 Schematic diagram of force on outer motor blade 1

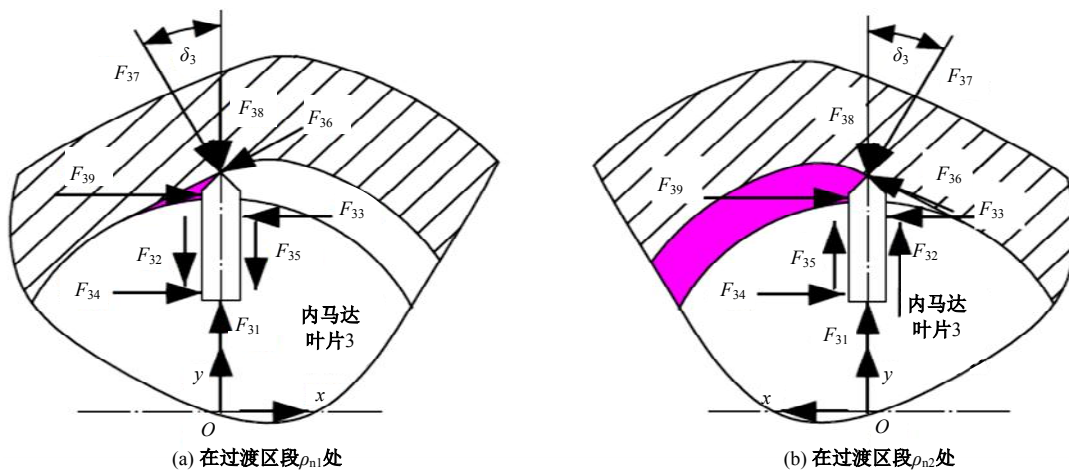


图6 马达在非差动工作时内马达叶片受力示意图

Fig. 6 Schematic diagram of the force on the inner motor blades when the motor is in non-differential operation

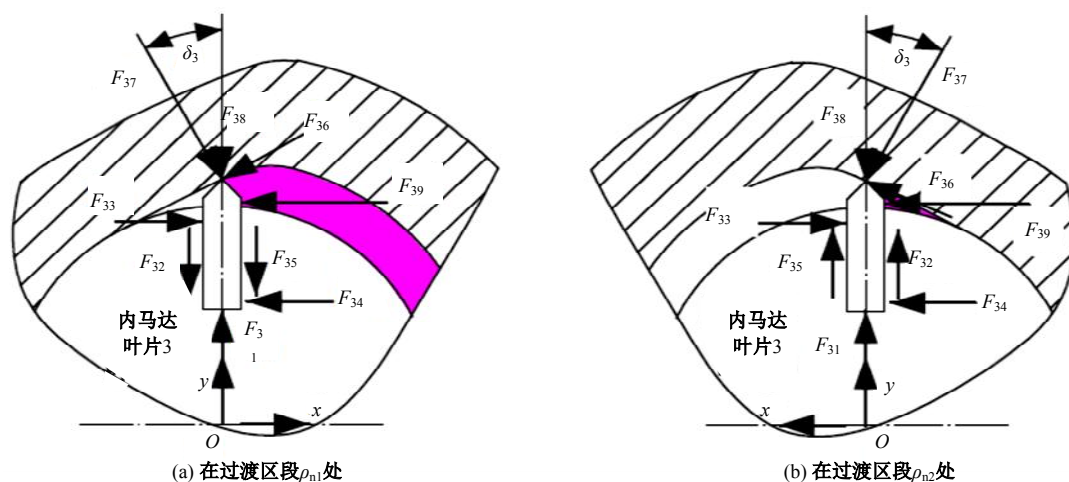


图7 马达在差动工作时内马达叶片受力示意图

Fig. 7 Schematic diagram of the force on the inner motor blades when the motor is in differential operation

联立公式(3)~(7)可得:

$$F_{17} = \left[F_{19}(R_w + l - \rho_{w1})f + l(F_{11} - F_{18}) \right] / \left[(2f \cos \delta_1 + 2 \sin \delta_1)(R_w - \rho_{w1})f + l(f^2 + 1) \cos \delta_1 \right] \quad (8)$$

式中: f 为材料的摩擦因数。

对外马达叶片 1 处于过渡曲段 ρ_{w2} 时进行类似的分析,同理可得:

$$F_{17}' = [F_{19}(R_w + l - \rho_{w2})f - l(F_{11} - F_{18})] / [(2f \cos \delta_1 - 2 \sin \delta_1)(R_w - \rho_{w2})f + l(f^2 \cos \delta_1 - \cos \delta_1 - 2f \sin \delta_1)] \quad (9)$$

叶片对凸轮转子的阻力矩主要由正压力和摩擦力产生,外马达叶片 1 处于过渡区段 ρ_{w1} 和 ρ_{w2} 时凸轮转子对叶片的正压力产生的阻力矩分别为:

$$\begin{cases} M_{11} = F_{17} \rho_{w1} \sin \delta_1 \\ M_{11}' = -F_{17}' \rho_{w2} \sin \delta_1 \end{cases} \quad (10)$$

摩擦力产生的阻力矩分别为:

$$\begin{cases} M_{21} = -f F_{17} \rho_{w1} \cos \delta_1 \\ M_{21}' = -f F_{17}' \rho_{w2} \cos \delta_1 \end{cases} \quad (11)$$

同理,当马达在非差动工作以及差动工作时,对内马达叶片 3 处于过渡区段 ρ_{n1} 和 ρ_{n2} 时进行类似分析,可得:

马达在非差动工作且内马达叶片 3 处于过渡区段 ρ_{n1} 时:

$$F_{37} = [F_{39}(l - R_n + \rho_{n1})f - l(F_{31} - F_{38})] / [(2f \cos \delta_3 - 2 \sin \delta_3)(R_n - \rho_{n1})f + l(f^2 - 1) \cos \delta_3 - 2f \sin \delta_3] \quad (12)$$

马达在非差动工作且内马达叶片 3 处于过渡区段 ρ_{n2} 时:

$$F_{37}' = [F_{39}(R_n + l - \rho_{n2})f + l(F_{31} - F_{38})] / [(2f \cos \delta_3 + 2 \sin \delta_3)(R_n - \rho_{n2})f + l(f^2 + 1) \cos \delta_3] \quad (13)$$

马达在差动工作且内马达叶片 3 处于过渡区段 ρ_{n1} 时:

$$(F_{37})_d = [F_{39}(R_n + l - \rho_{n1})f - l(F_{31} - F_{38})] / [(2 \sin \delta_3 - f \cos \delta_3 - \cos \delta_3)(R_n - \rho_{n1})f - l(f + 1) \cos \delta_3] \quad (14)$$

马达在差动工作且内马达叶片 3 处于过渡区段 ρ_{n2} 时:

$$(F_{37})_d' = [F_{39}(R_n + l - \rho_{n1})f + l(F_{31} - F_{38})] / [l(\cos \delta_3 - f^2 \cos \delta_3 - 2f \sin \delta_3) - 2f(R_n - \rho_{n1})(f \cos \delta_3 + \sin \delta_3)] \quad (15)$$

内马达叶片 3 处于过渡区段 ρ_{n1} 和 ρ_{n2} 时,凸轮转子对叶片的正压力产生的阻力矩分别为:

非差动工作时:

$$\begin{cases} M_{13} = -F_{37} \rho_{n1} \sin \delta_3 \\ M_{13}' = F_{37}' \rho_{n2} \sin \delta_3 \end{cases} \quad (16)$$

差动工作时:

$$\begin{cases} (M_{13})_d = -(F_{37})_d \rho_{n1} \sin \delta_3 \\ (M_{13})_d' = (F_{37})_d' \rho_{n2} \sin \delta_3 \end{cases} \quad (17)$$

非差动工作时,摩擦力产生的阻力矩分别为:

$$\begin{cases} M_{23} = -f F_{37} \rho_{n1} \cos \delta_3 \\ M_{23}' = -f F_{37}' \rho_{n2} \cos \delta_3 \end{cases} \quad (18)$$

差动工作时,摩擦力产生的阻力矩分别为:

$$\begin{cases} (M_{23})_d = -f (F_{37})_d \rho_{n1} \cos \delta_3 \\ (M_{23})_d' = -f (F_{37})_d' \rho_{n2} \cos \delta_3 \end{cases} \quad (19)$$

根据双定子凸轮转子叶片马达的结构,处于外马达中与内马达中的叶片均为两个。所以,双定子凸轮转子叶片马达在 4 种不同工作方式下叶片对凸轮转子的总干扰阻力矩分别如下所示。

外马达单独工作:

$$M_{w1} = 2(M_{11} + M_{21} + M_{11}' + M_{21}') \quad (20)$$

内马达单独工作:

$$M_{n1} = 2(M_{13} + M_{23} + M_{13}' + M_{23}') \quad (21)$$

内外马达联合工作:

$$M_{u1} = 2(M_{11} + M_{21} + M_{11}' + M_{21}' + M_{13} + M_{23} + M_{13}' + M_{23}') \quad (22)$$

内外马达差动工作:

$$M_{ct} = 2[M_{11} + M_{21} + M_{11}' + M_{21}' + (M_{13})_d + (M_{13})_d' + (M_{23})_d + (M_{23})_d'] \quad (23)$$

3 实例仿真计算与结果分析

双定子凸轮转子叶片马达样机如图 8 所示,结构参数分别为: $R_w = 30 \text{ mm}$, $r_w = 25 \text{ mm}$, $R_n = 21 \text{ mm}$, $r_n = 17 \text{ mm}$, $s = 8 \text{ mm}$, $B = 45 \text{ mm}$, $l = 14.8 \text{ mm}$, 油源压力 $p_s = 5 \text{ MPa}$, 并设定 $p_1 = 5 \text{ MPa}$, $p_0 = 0$ 。

运用仿真软件对不同摩擦因数下叶片受到凸轮转子的正压力的变化曲线如图 9~图 11 所示。从图



图 8 双定子凸轮转子马达样机

Fig. 8 Prototype of double-stator cam rotor motor

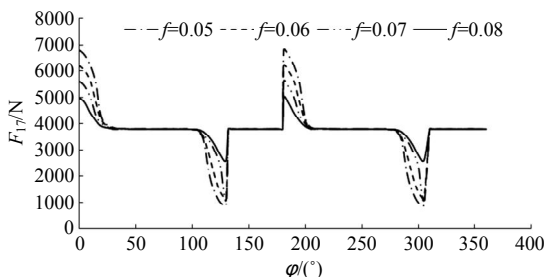
图9 不同 f 条件下凸轮转子对外马达叶片正压力的变化

Fig. 9 Positive pressure curve of cam rotor applied to vane under different friction coefficients

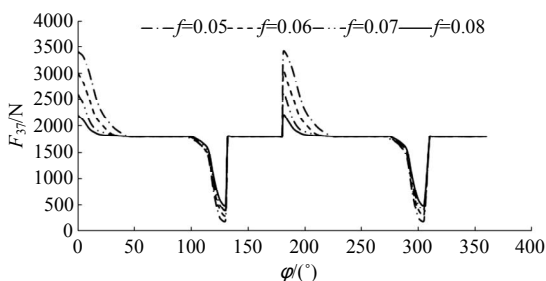
图10 不同 f 下凸轮转子对内马达叶片正压力的变化(非差动)

Fig. 10 Positive pressure curve of cam rotor applied to vane under different friction coefficients (non-differential connection)

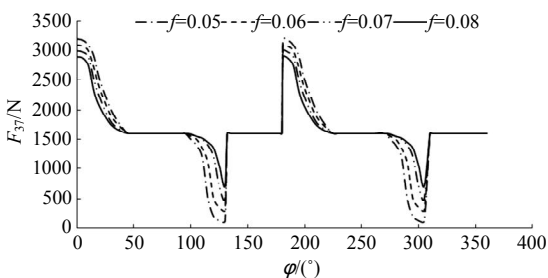
图11 不同 f 下凸轮转子对内马达叶片正压力的变化(差动)

Fig. 11 Positive pressure curve of cam rotor applied to vane under different friction coefficients (differential connection)

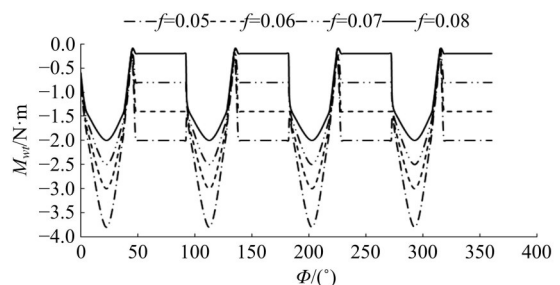
9中可以看出,外马达叶片以及内马达叶片分别处于不同的过渡区段时,摩擦因数对正压力的影响不同。当凸轮转子转角为 $0^\circ \sim 45^\circ$ 之间时,随着摩擦因数的增大,凸轮转子对外马达叶片和内马达叶片的正压力均逐渐增大;当凸轮转子转角在 $45^\circ \sim 90^\circ$ 以及 $135^\circ \sim 180^\circ$ 之间时,摩擦因数对正压力的影响较小;当凸轮转子转角在 $90^\circ \sim 135^\circ$ 之间时,随着摩擦因数的增大,凸轮转子对叶片的正压力逐渐减小。

此外,从图9~图11中还可以看出,当摩擦因数逐渐增大时,凸轮转子对叶片的正压力的最小

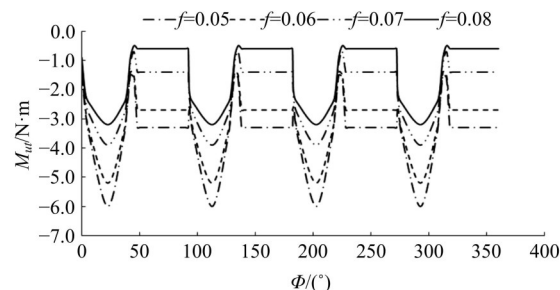
值将出现负值,这表明在双定子凸轮转子叶片马达运转的过程中,叶片与凸轮转子将会分离,进而造成马达的故障。

双定子凸轮转子叶片马达在4种不同工作方式以及不同摩擦因数下凸轮转子受到叶片的阻力矩的变化情况分别如图12所示。

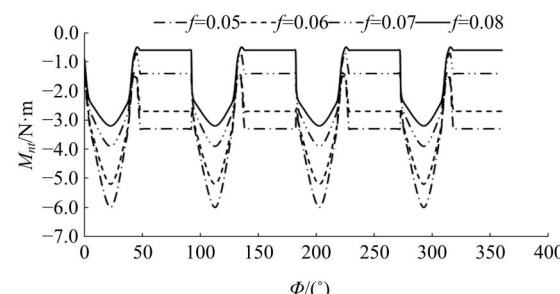
从图12中可以得出,在双定子凸轮转子叶片马达4种不同工作方式下,随着摩擦因数的增加,



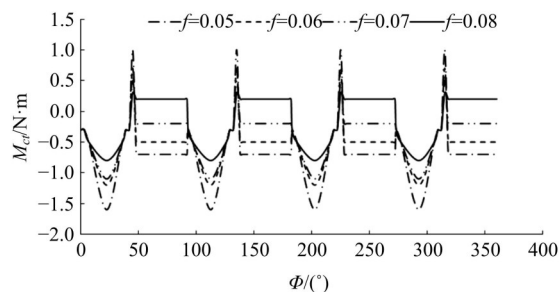
(a)外马达单独工作



(b)内外马达联合工作



(c)内马达单独工作



(d)内外马达差动工作

图12 不同 f 时叶片对凸轮转子总阻力矩变化

Fig. 12 Variation of the total resistance torque applied by vane to the cam rotor under different friction coefficients

叶片对凸轮转子的总阻力矩均是逐渐增大的。当摩擦因数为 0.08 时,外马达单独工作时阻力矩最大值为 3.8 N·m,内外马达联合工作时阻力矩最大值为 4.2 N·m,内马达单独工作时阻力矩最大值为 2.1 N·m,内外马达差动工作时阻力矩最大值为 2.2 N·m。当双定子凸轮转子叶片马达小转矩驱动运转时,4 种不同工作方式下的最大阻力矩值对马达输出力矩的影响便不可忽略。因此,在双定子凸轮转子叶片马达的加工条件允许的情况下,应尽可能提高叶片与叶片槽之间的表面粗糙度和形位公差,进而减小摩擦因数,从而改善双定子凸轮转子叶片马达的性能。

4 结 论

(1)材料的摩擦因数会影响双定子凸轮转子叶片马达转子和叶片之间的正压力。外马达叶片和内马达叶片处于不同曲线段时,摩擦因数对其影响程度也不同。随着摩擦因数的增大,凸轮转子和叶片之间正压力的最小值逐渐减小,当摩擦因数增大到一定数值时,正压力最小值将出现负值,进而造成马达故障。

(2)随着摩擦因数的增加,在 4 种不同工作模式下,叶片对凸轮转子的阻力矩的最大值均增大,且内外马达联合工作时阻力矩最大值也最大,内马达单独工作时阻力矩最大值是最小的。因此,摩擦因数的增大不利于马达性能的改善。

参考文献:

- [1] 焦宗夏, 吴帅, 李洋, 等. 液压元件及系统智能化发展现状及趋势思考[J]. 机械工程学报, 2023, 59(20): 357-384.
Jiao Zong-xia, Wu Shuai, Li Yang, et al. Development status and trends of the intelligence of hydraulic components and systems[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(20): 357-384.
- [2] Zhang Y K, Gong G F, Yang H Y, et al. From tunnel boring machine to tunnel boring robot: perspectives on intelligent shield machine and its smart operation[J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering), 2024, 25(5): 357-381.
- [3] 蒋彦收. 新冠肺炎疫情背景下工程机械用液压元件产业发展战略研究[J]. 工程机械文摘, 2020(4): 1-5.
Jiang Yan-shou. Research on the development strategy of hydraulic components for construction machinery under the background of the new crown pneumonia epidemic[J]. Construction Machinery Digest, 2020(4): 1-5.
- [4] 王福山. 我国高压液压元件发展现状与试验平台建设[J]. 工程机械, 2012, 43(10): 1-7.
Wang Fu-shan. Present developing situation of high pressure hydraulic components and construction of test platform[J]. Construction Machinery, 2012, 43(10): 1-7.
- [5] 孔祥东, 朱琦歆, 姚静, 等. 高端移动装备液压元件与系统轻量化发展综述[J]. 燕山大学学报, 2020, 44(3): 203-217.
Kong Xiang-dong, Zhu Qi-xin, Yao Jing, et al. Reviews of lightweight development of hydraulic components and systems for high-level mobile equipment[J]. Journal of Yanshan University, 2020, 44(3): 203-217.
- [6] 王长江. 液压元件及核心零部件细分市场研究报告[J]. 今日工程机械, 2017(Z2): 66-71, 10.
Wang Chang-jiang. Market research report of hydraulic components and core components [J]. Construction Machinery Today, 2017(Z2): 66-71+10.
- [7] 闻德生. 轴转动等宽曲线双定子多速马达[P]. 美国: PCT/CN2011/072216. 2016-02-24.
- [8] 闻德生. 轴转动等宽曲线双定子多速马达[P]. 日本: 特许第 5805747 号. 2015-09-11.
- [9] Wen D S, Wang Z L, Gao J, et al. Output speed and flow of double-acting double-stator multi-pumps and multi-motors[J]. Journal of Zhejiang University (Science A), 2011, 12(4): 841-849.
- [10] Wen D S. Theoretical analysis of output speed of multi-pump and multi-motor driving system[J]. Science China Technology Science, 2011, 54(4): 992-997.
- [11] 吕世君, 朱鸿飞, 苗宇航, 等. 双定子力偶型摆动多路马达的径向受力特性[J]. 机床与液压, 2023, 51(14): 1-5.
Lyu Shi-jun, Zhu Hong-fei, Miao Yu-hang, et al. Radial force characteristics of double-stator couple swinging multi-channel motor[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2023, 51(14): 1-5.
- [12] 闻德生, 刘巧燕, 刘忠迅, 等. 滚柱叶片式双定子多速马达的原理与实验验证[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2015, 45(4): 1130-1138.
Wen De-sheng, Liu Qiao-yan, Liu Zhong-xun, et al. Principle and experiment validation of roller tip-vane type double-stator multi-speed motor[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2015, 45(4): 1130-1138.

- [13] 闻德生, 隋广东, 田山恒, 等. 内外啮合齿轮马达泄漏与容积效率分析及试验[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2019, 49(4): 1186-1193.
- Wen De-sheng, Sui Guang-dong, Tian Shan-heng, et al. Leakage/volumetric efficiency analysis and experiment of internal and external meshing gear motors [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2019, 49(4): 1186-1193.
- [14] 刘巧燕, 闻德生, 吕世君, 等. 双定子力偶型液压马达及其转子径向受力特性[J]. 农业机械学报, 2019, 50(2): 393-401.
- Liu Qiao-yan, Wen De-sheng, Lyu Shi-jun, et al. Double-stator couple hydraulic motor and radial force characteristics of rotor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(2): 393-401.
- [15] 闻德生, 周瑞彬, 吕建森, 等. 双转子凸轮马达的转矩和转速分析[J]. 华南理工大学学报: 自然科学版, 2014, 42(4): 105-110.
- Wen De-sheng, Zhou Rui-bin, Lv Jian-sen, et al. Analysis of rotational torque and speed of double-stator cam motor[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2014, 42(4): 105-110.
- [16] 闻德生, 潘为圆, 商旭东, 等. 双作用双转子叶片马达的转矩特性[J]. 华中科技大学学报: 自然科学版, 2017, 45(9): 90-95.
- Wen De-sheng, Pan Wei-yuan, Shang Xu-dong, et al. Torque characteristics for double-acting and dual-rotor vane motor[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2017, 45(9): 90-95.