

摆线马达转定子啮合副优化研究

路小江

(宁波中意液压马达有限公司工程技术部, 宁波, 315200)

摘要: 摆线马达中核心动力元件主要由摆线轮、定子针轮组成, 由于加工及安装误差的影响, 实际的摆线轮外轮廓难以获得理想的等距短幅外摆线, 导致摆线轮与定针轮组成的转定子啮合副的工作性能明显下降. 为此本文提出一种基于现代加工方法的摆线外轮廓的区间修形方法, 解决了摆线轮廓因制造精度误差所带来的负面影响, 大大提升了摆线马达的工作压力和容积效率。

关键词: 修行方法; 转定子啮合副; 摆线轮廓; 摆线马达;

中图分类号: TG502.32

Study on Optimization of rotor and stator meshing pair in Cycloid motor

LU Xiaojiang

(Ningbo Zhongyi Hydraulic Motor Co., Ltd. Engineering Technology Department, Ningbo, 315200)

Abstract: Cycloid motor core power element is mainly composed of cycloidal gear and Stator needle wheel, because of the influence of processing and installation error, in fact, the cycloid gear outer contour is difficult to obtain the satisfactory short amplitude outer cycloid equidistant, leading to the rotor and stator meshing pair's work performance which consists of Cycloidal gear and Stator needle wheel decreases obviously. In this paper presents an Interval modification method of cycloid outline based on the method of modification method, solves the negative influence of cycloid profile's manufacturing error, greatly enhance the work efficiency and pressure of the cycloid motor.

Key words: Method of cultivation; Rotor and stator meshing pair; Cycloidal profile; cycloid motor.;

0 引言

摆线马达是一种内啮合摆线齿轮式的小型、低速、大扭矩的液压马达, 其结构简单、低速性能好, 短期超载能力强。摆线液压马达在国外称为奥比特 (Orbit) 马达, 其主体摆线轮与定子体、针柱}所组成的啮合副 (以下简称转定子啮合副) 为一齿差内啮合, 具有容积式内啮合齿轮液压马达和一齿差行星齿轮啮合的优点[1 2], 摆线马达按照配油原理主要分为轴配流摆线液压马达和端面配流摆线液压马达, 但其转定子啮合副结构完全一致。

摆线液压马达具有结构简单、体积小、重量轻、转矩大以及单位质量功率比大等优点, 广泛应用于塑料机械、工程机械、农业机械、挖掘机械、起重、输送机械、渔业机械和工具机和其它设备。

摆线马达转定子啮合副为摆线液压马达的核心关键啮合副, 如图 1 所示, 摆线马达的工作原理依据是摆线针齿内啮合行星齿轮传动, 其中摆线轮廓的加工精度对啮合副的性能起着关键性的作用, 目前国内外摆线轮廓的加工工艺采用成型磨削工艺, 如图 2 所示, 将砂轮按照摆线轮廓设计曲线制作, 再通过国内外最先进的成型磨床加工技术, 摆线轮廓制造精度误差目前也只能控制在 $\pm 0.0075\text{mm}$, 国内摆线马达生产单位此处的控制精度一般在 \pm

基金项目: 高精度液压分度控制技术的研发及产业化 2012B10049

作者简介: 1983-12, 男, 中级工程师, 主要研究液压元件及液压系统. E-mail: nbzyjs@126.com

0.012mm，但摆线轮与针柱的径向配对间隙一般设定在 0-0.005 范围之内，因此导致摆线转
定子啮合副在运转过程中出现比较严重的干涉问题，影响摆线马达的容积效率，机械效率及
45 压力等级。

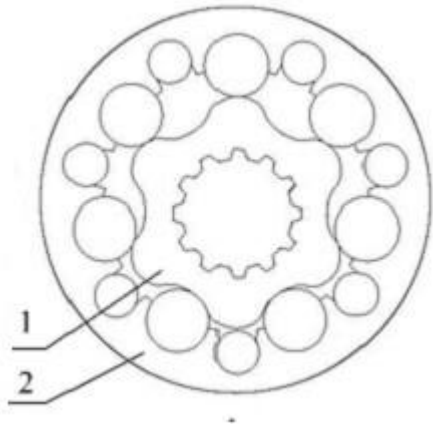


图 1.摆线啮合副
Fig 1.Cycloid meshing
1.摆线轮 2.定子针轮

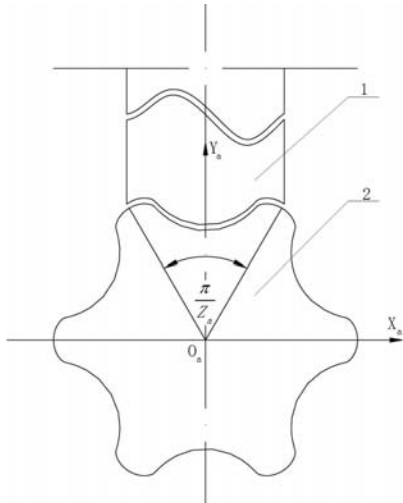


图 2 成形法磨削摆线轮原理图
Fig 2 Forming method of grinding cycloid gear schematics
1.砂轮 2.摆线轮

摆线轮廓加工精度受加工条件限制，无法满足设计需求，为此本文提出一种基于现代加
工方法的摆线外轮廓的区间修形方法，用于解决摆线轮廓因制造精度误差所带来的负面影
55 响，进一步提升摆线马达的容积效率。

1 摆线外轮廓曲线函数

1.1 摆线外轮廓曲线形成原理

摆线轮外轮廓曲线为短幅外摆线的等距曲线，其中短幅外摆线的形成方法有两种：第一
60 形成法外滚外切法和第二形成法环抱滚动法。外滚外切法是在基圆外部的滚圆与基圆外切；
环抱滚动法是半径比基圆大的滚圆与基圆内切[3]，本次主要介绍第二种环抱滚动法形成的
短幅外摆线。

图 3 所示为第二种形成法环抱滚动法，其中 1 曲线为外摆线，2 曲线为短幅外摆线。该

方法是指滚圆半径 r_b 比基圆半径 r_a 大, 二者偏心距 $A = r_b - r_a$, 滚圆套在基圆上, 即两圆相切; 当滚圆在基圆上做纯滚动时, 滚圆沿着基圆自转一周时, 滚圆上一点 C 的运动轨迹为一个拱外摆线; 其中假定在滚圆外与滚圆相固结的一点 M 的运动轨迹为短幅外摆线, 即形成一个拱的短幅外摆线。当滚圆半径 r_b 与基圆半径 r_a 满足相应的 $r_a Z_b = r_b Z_a$ 关系时, 滚圆沿着基圆公转一周时, 即可形成 Z_a 个拱的短幅外摆线。

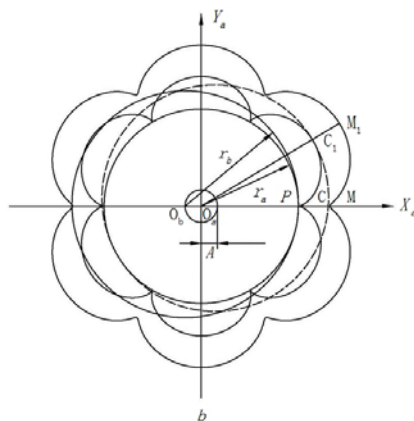


图 3 短幅外摆线生成模型

Fig 3 Generation model of the curtate-epicycloid

1.2 摆线外轮廓曲线函数方程

$$x = r \sin \frac{1}{z_2} \varphi - A \sin \varphi + \frac{d}{2} \frac{z_2 A \sin \varphi - r \sin \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}}$$

$$y = r \cos \frac{1}{z_2} \varphi - A \cos \varphi + \frac{d}{2} \frac{z_2 A \cos \varphi - r \cos \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}}$$

上式中

x ——摆线轮齿廓的横坐标 (mm)

y ——摆线轮齿廓的纵坐标 (mm)

r ——针齿中心分度圆半径 (mm)

z_1 ——摆线轮的齿数

z_2 ——针柱的个数

d ——针柱直径 (mm)

A ——偏心距 (mm)

φ ——摆线轮齿廓曲线的相位角 ($^\circ$);

2 摆线轮传统修形方法

85 2.1 等距修形方法

等距修形 (r'_z) : 加工方法与标准摆线轮加工方法一样, 如图 4 所示, 只是采用的砂轮半径相对于标准加工的有所偏差, 所以加工出来的摆线轮外齿廓是标准摆线轮外齿廓的等距曲线, 所以称之为摆线轮的等距修形, 变化距离即为修形量, 如下式所示:

$$\Delta r_z = r'_z - r_z$$

90 根据短幅系数的定义, 等距修形并不因此而改变, 但因为其与标准齿廓是等距的不同曲线, 所以这样修形加工出来的摆线轮与标准针轮啮合时将产生啮合间隙, 符合实际使用要求。

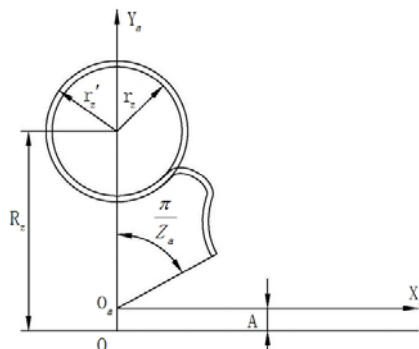


图 4 等距与移距修形示意图

Fig4 Isometric inset modification

95 2.2 移距修形方法

移距修形 (R'_z) : 与加工标准摆线轮不同, 移距修形是改变砂轮圆弧中心到机床主轴中心的距离, 同时保证偏心距、磨轮齿形半径、传动比等其它条件与加工标准齿形一样, 如图 5 所示。因此, 这种修形方法称之为移距修形, 相对于基本齿形参数的偏差即为修形量, 如下式所示:

$$\Delta R_z = R'_z - R_z$$

100

因此, 砂轮与工作台中心距离增大时, 磨出来的轮齿自然小于标准齿形。这样的摆线轮与标准的针轮啮合时, 肯定会产生相对的径向间隙^[4 5]。

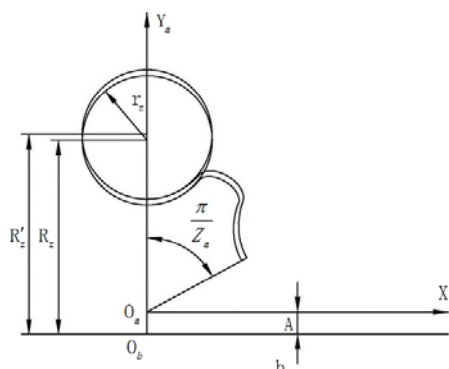


图 5 移距修形示意图

Fig5 schematic inset modification

105

2.3 齿高修形方法

齿高修形 (A')：与加工标准摆线轮不同，齿高修形是机床主轴与基本偏心距 A 有偏差，如图 6 所示。同时保证其余加工条件与加工标准齿形一致，因为这种修形方法使摆线轮齿全高有较大的变化，所以这种修形方法称为摆线轮的齿高修形，修形量如下式所示：

$$\Delta A = A' - A$$

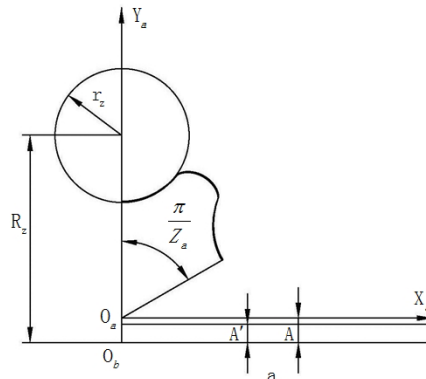


图 6 齿高修形示意图

Fig6 The schematic of tooth height modification

2.4 转角修形方法

转角修形：除上述三种修形方法外，还有在加工过程改变其中的啮合关系的。在第一遍加工时完全按照标准方法加工，在完成第一遍加工后将分齿机构与偏心机构的接触断开，并拨动分齿机构齿轮，通过改变摆线轮的位置来改变磨削的初始位置。然后按照标准的加工方法加工第二遍，这样加工出来的摆线轮齿厚会比标准的稍薄，齿槽宽度会稍大。

从啮合关系上分析，转角修形出来的摆线轮装到标准的针轮时，仍然是共轭齿形啮合。所以无论是受力还是传动平稳性都有所提高，但是齿顶和齿根部分仍然是理想的啮合关系，并不能补偿加工尺寸链的误差要求，也无法满足不破坏油膜润滑的需要。所以并不能单独采用这种方法，必须结合其他的修形方法使用。

经过等距修形、移距修形、齿高修形或者这三者的组合的修形后，摆线啮合副的多点啮合的条件便不再存在，运转可更顺畅，但径向间隙间接放大，径向间隙与摆线马达的容积效率数据成反比趋势，因此产品的容积效率和工作压力不能得到有效提升。

3 摆线轮廓区间修形方法

3.1 摆线轮廓修形依据

长期以来，人们一直致力于通过采用更高精度的加工设备以提高摆线轮加工的齿廓精度，一方面极大地提高了制造成本，另一方面，受现有加工设备精度的限制，难以从根本上解决摆线液压马达的机械效率、容积效率和压力等级低的问题。现有的修形工序虽然其工作原理各有不同，但都是以摆线轮的理论齿廓作为最终的标准，也就是说，修形的目的在于尽量减小摆线轮的实际齿廓与摆线轮的理论齿廓之间的误差，因而其修形实际上是机加工步骤的一个工序。

摆线液压马达在工作时，摆线轮与定子相啮合，如图 7 所示，摆线转子 1 以绕定子体 2 中心公转和自转形式运动，同时与定子体 2 和针柱 3 形成多个封闭容腔，随着摆线轮的周期转动，每个封闭容腔完成高低压的顺序切换。摆线转子 1 与定子体 2 和针柱 3 在啮合的任意

位置, 都会将液压动力油分成图 7 所示的高压腔 4 和低压腔 5, 由此可见, 如何保证 4 和 5 高低压腔临界点的密封效果是决定马达性能参数的重要因素。

经研究发现摆线轮上分隔高、低压区的两个轮齿与定子啮合的位置分别位于轮齿的齿顶和齿根区域, 如图 7 中的 A 黑色轮廓区域所示, 本文称之为高效区, 也就是说, 在轮齿的整个齿廓上, 真正起到分隔高、低压腔作用的只是轮齿的齿顶和齿根区域, 而位于齿顶和齿根之间的齿廓 B 只是起到高、低压腔内部几个独立变化容腔的分隔及定位支撑作用, 对马达的工作性能并无较大影响, 本文称之为辅助区。

在摆线轮与定子啮合时, 其理论的啮合状态时所有的轮齿与定子的针柱均形成无隙啮合, 但由于摆线转子曲线轮廓复杂, 精度要求高, 导致在加工过程中很难保证整体轮廓曲线的精确度及齿与齿之间的分度, 严重影响摆线轮与定子啮合副的啮合效果。马达在实际工作过程中, 最终结果是 B 轮廓区域与定子 32、33、34 在高压油的作用下优先接触或存在卡住现象, 使得转动不够顺畅, 不仅影响机械效率, 且干涉了 A 轮廓区域无法与定子 31、35 正常接触, 从而使 4、5 高低压容腔封闭边界区域形成了一定的间隙 (0.015-0.025mm), 使得高低压容腔接通, 大大影响产品的容积效率、机械效率、低速稳定性、压力等级等性能参数, 国内市场摆线马达在额定压力下的总效率与国家行业标准 (JB/T10206-2010) 基本相符, 端面配油摆线马达在额定压力情况下的总效率规定在 71%-77%之间, 容积效率规定在 85%-88%之间, 轴配流摆线马达在额定压力情况下的总效率规定在 60%-66%之间, 容积效率规定在 83%-85%之间, 如能解决啮合过程中的干涉问题, 此效率存在很大的提升空间。

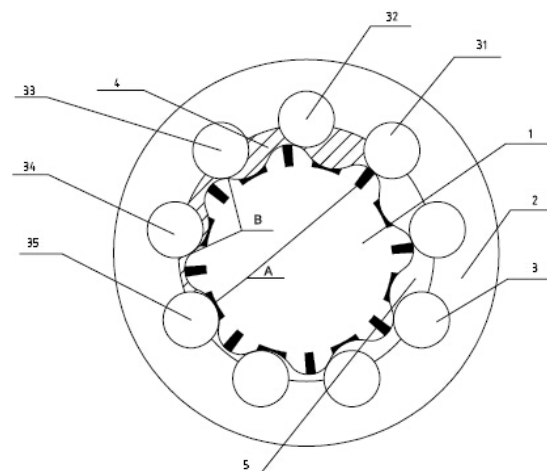


图 7 转定子啮合示意图

Fig7 The schematic of stator and rotor meshing

1.摆线轮 2.定子体 3.针柱

本文提出了一种创造性的修形方法, 首先对机加工后得到的摆线轮毛坯与理论齿廓相近似的齿廓确定一个位于齿顶和齿根之间的修形区间, 然后在保持现有加工精度的前提下对两侧位于齿顶和齿根之间的修形区间进行修形。这样, 位于修形区间的齿廓会略小于理论齿廓曲线, 在摆线液压马达工作时, 位于修形区间的齿廓与定子啮合时会会有一个径向上的微小间隙, 因而可确保摆线轮上只有分隔高、低压腔的两个轮齿与定子之间为无隙啮合, 提高了高、低压腔之间的密封性能, 进而显著地提升摆线液压马达的压力等级和容积效率。而摆线轮上其余的轮齿与定子之间的啮合位置则位于修形区间内, 因而摆线轮上其余的轮齿与定子之间构成具有微小径向间隙的有隙啮合, 这样, 摆线轮与定子之间不会因具有多个无隙啮合点而出现相互干涉的问题, 因而可显著地减小摆线轮转动时的摩擦力矩, 有利于提高摆线液压马

170 达的机械效率。

3.2 摆线轮廓具体修形方法

3.2.1 摆线轮廓具体修形区间

175 摆线轮齿廓上两侧的修形区间为对称设置, 摆线轮齿廓上一侧的修形起始点的相位角为 x_1 , 修形终止点的相位角为 x_2 , 如图 8 所示, 在 x_1 与 x_2 之间的摆线轮齿廓构成修形区间, 当摆线轮齿数 $z=6$ 时, $x_1=5^\circ$, $x_2=16^\circ$, 当 $z=8$ 时, $x_1=3^\circ$, $x_2=12.5^\circ$; 对摆线轮的毛坯齿廓两侧的修形区间对称地向内侧修形, 从而得到符合要求的摆线轮, 在整个修形区间上, 齿廓在径向上的修形量中间最大, 并向着修形起始点和修形终止点逐步减小至零。

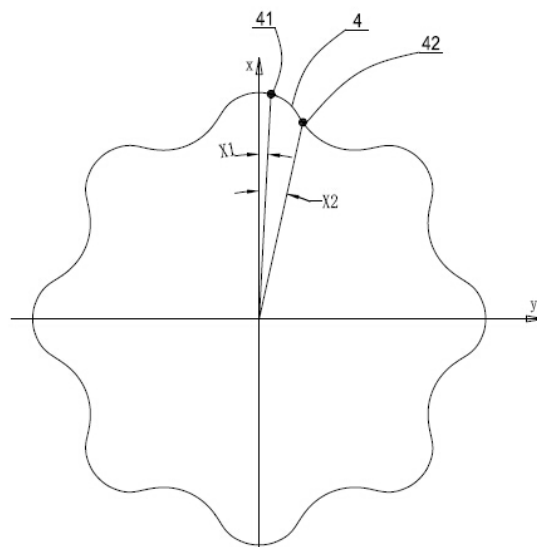


图 8 摆线轮廓修形区域示意图

180 Fig8 The schematic of Cycloid outline repair type area

3.2.2 摆线轮廓具体修形函数

齿廓在修形区间上按照理论修形函数进行修形, 当摆线轮齿数 $z=6$ 时, 且 $5^\circ \leq \phi \leq 8.2^\circ$ 时, 所述的理论修形函数为:

$$x = r \sin \frac{1}{z_2} \varphi - A \sin \varphi + \frac{d}{2} \frac{z_2 A \sin \varphi - r \sin \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}} - k \frac{\varphi - 5}{3.2} \sin \varphi$$

$$y = r \cos \frac{1}{z_2} \varphi - A \cos \varphi + \frac{d}{2} \frac{z_2 A \cos \varphi - r \cos \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}} - k \frac{\varphi - 5}{3.2} \cos \varphi$$

185 当 $z=6$, 且 $8.2^\circ < \phi \leq 16^\circ$ 时, 所述的理论修形函数为:

$$x = r \sin \frac{1}{z_2} \varphi - A \sin \varphi + \frac{d}{2} \frac{z_2 A \sin \varphi - r \sin \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}} - k \frac{16 - \varphi}{7.8} \sin \varphi$$

$$y = r \cos \frac{1}{z_2} \varphi - A \cos \varphi + \frac{d}{2} \frac{z_2 A \cos \varphi - r \cos \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}} - k \frac{16 - \varphi}{7.8} \cos \varphi$$

当 $z=8$, 且 $3^\circ \leq \varphi \leq 4.35^\circ$ 时, 所述的理论修形函数为:

$$x = r \sin \frac{1}{z_2} \varphi - A \sin \varphi + \frac{d}{2} \frac{z_2 A \sin \varphi - r \sin \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}} - k \frac{\varphi - 3}{1.35} \sin \varphi$$

$$y = r \cos \frac{1}{z_2} \varphi - A \cos \varphi + \frac{d}{2} \frac{z_2 A \cos \varphi - r \cos \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}} - k \frac{\varphi - 3}{1.35} \cos \varphi$$

当摆线轮齿数 $z=8$, 且 $4.35^\circ < \varphi \leq 12.5^\circ$ 时, 所述的理论修形函数为:

$$x = r \sin \frac{1}{z_2} \varphi - A \sin \varphi + \frac{d}{2} \frac{z_2 A \sin \varphi - r \sin \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}} - k \frac{12.5 - \varphi}{8.15} \sin \varphi$$

$$y = r \cos \frac{1}{z_2} \varphi - A \cos \varphi + \frac{d}{2} \frac{z_2 A \cos \varphi - r \cos \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}} - k \frac{12.5 - \varphi}{8.15} \cos \varphi$$

其中 k 为最大径向修形量。

根据上述理论修形函数对齿廓两侧的修形区间进行修形, 可确保在修形起始点和修形终止点处的修形量为零, 从而确保修形区间内修形后的齿廓曲线与齿顶和齿根部的原有齿廓曲线顺滑连接, 进而有利于摆线轮和定子的顺滑啮合。

当 $z=6$ 时, 最大径向修形量 k 在 $0.015-0.025\text{mm}$ 之间; 当 $z=8$ 时, 最大径向修形量 k 在 $0.02-0.03\text{mm}$ 之间。从而可确保在不提高加工精度要求的前提下, 摆线轮上只有分隔高、低压区的两个轮齿与定子之间为无隙啮合, 同时避免出现高、低压区内部几个独立变化容腔之间的分隔失效。

3.3 摆线轮廓区间修形实现方法

根据本文中摆线轮廓具体的修型函数, 通过修型曲线的计算机拟合, 形成分段函数线, 由编程分析软件输出摆线轮单齿的连续点坐标文件。首先成型砂轮按照连续点坐标文件进行修型特殊定制, 最终通过进口 SMART-B6140 摆线成型磨床, 依据范成法的磨削原理加工与实际曲线修型设计相符合的轮廓, 加工方法与原有工艺基本相同, 且制造成本并未增加。

4 摆线轮廓区间修形结论

本文提出一种基于现代加工技术的摆线轮廓的区间修形方法，主要在摆线轮辅助区域的曲线轮廓上，采用消除高低压区内部的油腔啮合点的修形方法，朝着辅助区产生径向间隙相等的目标设计修形曲线，目的是在确保摆线轮转定子啮合更顺畅的前提下，着重提高摆线轮工作在高效区域的密封性能，从而全面提升马达的容积效率、机械效率、转速范围和压力等级等性能参数。

根据此次提出的摆线轮廓区间修形后，经反复测试后得出具体的效率及压力等各项数据改善情况如表 1 所示（端面配油摆线马达）：

表 1 修形前后马达工作性能对比表
Tab. 1 The performance comparison before and after repair work table shape

数据类型	容积效率	机械效率	总效率	低速性能	工作压力
修形前	85%~88%	80%~85%	71%~77%	<30 转/分	16~18MPa
修形后	92%~96%	82%~87%	80%~83%	<10 转/分	18~20 MPa

通过表中数据可以明显看出修形后摆线马达的各项工作性能得到显著提升，可完全达到进口摆线马达水平，甚至在局部性能参数实现超越。

[参考文献] (References)

[1] 叶崇岳, 蒋玉瑛. 摆线液压马达情况简介_设计要点与选用[J]. 江苏机械, 1983(2):26-28.
[2] 李长生. 国外摆线马达概况[J]. 液压与气动, 1978(3):26-29.
[3] 王方江. 摆线马达齿轮基本参数和修形量的优化设计[D]. 上海: 同济大学, 2009.
[4] 张兰义, 秦维谦. 摆线针轮啮合副齿形修正的初步探讨[J]. 吉林工业大学学报, 1982(4):94-106.
[5] 秦维谦, 张兰义. 摆线针轮啮合副的初始径向间隙[J]. 吉林工业大学学报, 1983(2):122-131.