



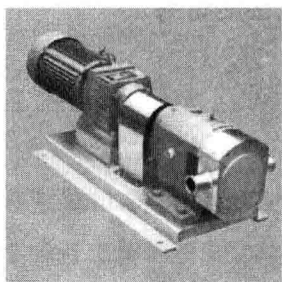
转子泵的设计理论

ZHUANZIBENG DE SHEJI LILUN

徐学忠 ● 著



苏州大学出版社



转子泵的设计理论

ZHUANZIBENG DE SHEJI LILUN

徐学忠 ● 著



苏州大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

转子泵的设计理论 / 徐学忠著. — 苏州: 苏州大学出版社, 2015. 1
ISBN 978-7-5672-1140-7

I. ①转… II. ①徐… III. ①泵—设计 IV. ①TH3

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2014)第 288343 号

内容简介

本书根据齿轮啮合基本理论,论述了摆线转子泵、多齿差摆线齿轮泵、直线共轭齿轮泵、爪型转子真空泵和罗茨泵(风机)的转子曲线的设计方法,同时对转子的啮合曲线特性和工作特性进行了研究,并对几种泵的齿廓设计参数进行了优化设计。本书理论联系实际,对工程中常用的转子曲线进行了详细的分析,给出了转子曲线方程和参数的取值范围。书后附有计算分析和绘图的 MATLAB 程序,便于工程设计人员应用。

转子泵的设计理论

徐学忠 著

责任编辑 苏 秦

苏州大学出版社出版发行

(地址: 苏州市十梓街 1 号 邮编: 215006)

常熟高专印刷有限公司印装

(地址: 常熟市元和路 98 号 邮编: 215500)

开本 787 mm×1 092 mm 1/16 印张 9.5 字数 209 千

2015 年 1 月第 1 版 2015 年 1 月第 1 次印刷

ISBN 978-7-5672-1140-7 定价: 25.00 元

苏州大学版图书若有印装错误,本社负责调换

苏州大学出版社营销部 电话: 0512-65225020

苏州大学出版社网址 <http://www.sudapress.com>

前言

QIANYAN

液压系统和真空技术的发展对液压泵的真空泵提出了更高的要求,国内外研究者不断探索设计出新的液压元件。其中,液压转子泵、爪型真空泵和罗茨真空泵设计的关键技术就是转子齿廓曲线的设计。摆线转子泵、爪式真空泵和罗茨真空泵虽然在功能上有差异,但在转子齿廓曲线设计原理方面是相同的,就是根据齿轮啮合原理来进行设计。

对于工程设计者来说,掌握其设计原理和方法并不是一件轻松的工作。为了使工程设计人员能够掌握转子齿廓的设计方法,作者将自己多年来的研究成果整理出版,期望在转子齿廓设计和结构设计方面对工程设计人员有所帮助。

本书按照各种不同类型的转子分别进行论述,并提供了 MATLAB 的作图程序,对一些机器的性能也进行了研究和参数优化。读者在应用时可根据设计参数作出图形,也可通过输出数据完成零件的三维造型和零件的加工程序设计,使设计人员省去繁琐的曲线方程的推导,节省设计时间,提高设计效率。

本书的出版得到了常熟理工学院教授基金的支持,也得到了苏州大学出版社编辑许周鹏和苏秦的帮助,在此表示感谢。本书内容借鉴了同行的研究成果,在此表示谢意。

作者

2015.1.20

第 1 章 坐标系和坐标变换 1

1.1 坐标系的建立 / 1

1.2 坐标变换 / 2

第 2 章 摆线转子泵 4

2.1 短幅外摆线及其参数方程 / 4

2.2 摆线齿廓曲线方程 / 6

2.3 摆线泵的工作原理概述 / 8

2.4 摆线泵基本参数及几何尺寸 / 10

2.5 摆线齿廓的曲率半径 / 13

2.6 摆线转子泵啮合特性分析 / 16

2.7 摆线泵的密封性能 / 18

2.8 摆线转子泵的齿形修正 / 20

2.9 摆线转子泵齿廓公法线的测量 / 23

2.10 流量特性分析 / 27

2.11 摆线转子泵的参数优化设计 / 36

第 3 章 多齿差摆线齿轮泵 40

3.1 多齿差摆线齿轮泵的齿廓 / 40

3.2 基本参数和几何尺寸 / 43

3.3 齿廓几何参数的限制条件 / 47

3.4 多齿差摆线泵的齿廓重叠干涉 / 48

- 3.5 多齿差摆线泵的啮合特性 / 51
- 3.6 多齿差摆线泵的齿形修正 / 54
- 3.7 多齿差摆线泵的流量特性分析 / 58
- 3.8 多齿差摆线泵基本参数的优化设计 / 63

第4章 直线共轲齿轮泵

67

- 4.1 直线共轲齿廓曲线方程 / 68
- 4.2 基本参数及几何参数计算 / 69
- 4.3 啮合特性分析 / 71
- 4.4 设计参数的限制条件 / 75
- 4.5 直线共轲齿轮副的运动分析及仿真 / 77
- 4.6 直线共轲齿轮泵的流量特性分析 / 80
- 4.7 直线共轲齿轮泵的参数优化设计 / 83

第5章 爪型转子真空泵

87

- 5.1 六段曲爪式转子 / 87
- 5.2 七段直爪型转子型线 / 91
- 5.3 非对称型爪型真空泵 / 96

第6章 罗茨泵(风机)

105

- 6.1 外圆弧型转子型线 / 105
- 6.2 内圆弧转子型线 / 110
- 6.3 内外圆弧加摆线转子型线 / 113
- 6.4 摆线型转子型线 / 115
- 6.5 渐开线型转子型线 / 117
- 6.6 圆弧-摆线-渐开线型转子型线 / 121
- 6.7 直线型转子曲线 / 124

附录 齿廓曲线绘制程序 / 126

参考文献 / 142

1.1 坐标系的建立

为了求解相互啮合转子的齿廓曲线,首先要建立相应的坐标系。图 1-1 为内啮合传动时的坐标系,以齿轮 1 的回转中心为原点建立静坐标系 $f_1(X_1O_1Y_1)$;以齿轮 2 的回转中心为原点建立静坐标系 $f_2(X_2O_2Y_2)$;以齿轮 1 的回转中心为原点,坐标系固结于齿轮 1 上,建立动坐标系 $S_1(x_1O_1y_1)$;以齿轮 2 的回转中心为原点,坐标系固结于齿轮 2 上,建立动坐标系 $S_2(x_2O_2y_2)$ 。

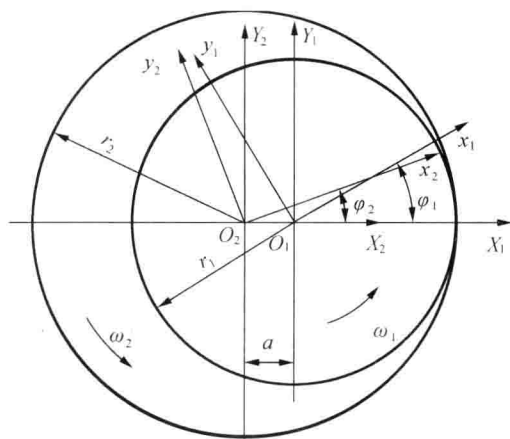


图 1-1 内啮合坐标系

一对相互啮合的齿轮 1 和 2 的齿廓是共轭曲线,由齿廓啮合定理可得它们的传动比有以下关系:

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_2}{r_1} = i \quad (1-1)$$

$$r_2 - r_1 = a \quad (1-2a)$$

式中:

φ_1, φ_2 ——转子 1、2 的转角;

r_1, r_2 ——转子 1、2 的节圆半径(mm);

ω_1, ω_2 ——转子 1、2 的转动角速度(rad/s);

a ——两转子的中心距(mm)。

若传动是定传动,则传动比 i 是一常数,否则 i 是变量。

同理,对于如图 1-2 所示的外啮合传动,以齿轮 1 的回转中心 O_1 为原点建立静坐标系 $f_1(X_1O_1Y_1)$;以齿轮 2 的回转中心 O_2 为原点建立静坐标系 $f_2(X_2O_2Y_2)$;以齿轮 1 的回转中心为原点,坐标系固结于齿轮 1 上,建立动坐标系 $S_1(x_1O_1y_1)$;以齿轮 2 的回转中心为原点,坐标系固结于齿轮 2 上,建立动坐标系 $S_2(x_2O_2y_2)$ 。

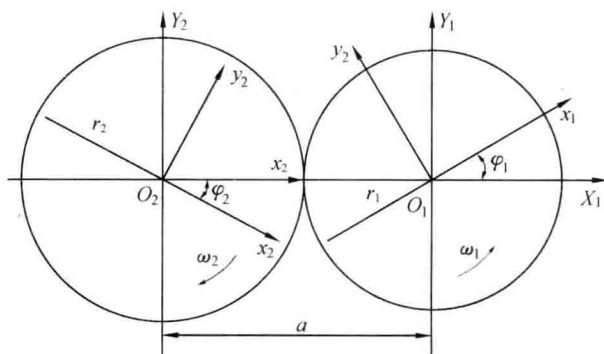


图 1-2 外啮合坐标系

外啮合传动中,中心距的关系式为

$$r_2 + r_1 = a \quad (1-2b)$$

1.2 坐标变换

一对齿廓啮合时,齿廓上的每一啮合点 M ,都可表示在上述四个坐标系中,在求解相互啮合的齿廓曲线方程、啮合线时,要进行坐标系之间的变换,为此,首先研究各个坐标系间的变换关系。

1.2.1 静坐标系与动坐标系之间的变换关系

设啮合点 M 点在静坐标系中的矢径为 $r_M^{(f_k)}$,在动坐标系中的矢径为 $r_M^{(S_k)}$ 。在这里上标 (k) 表示 M 点所在的坐标系($k=1,2$), f 表示静坐标系, S 表示动坐标系。则啮合点 M 在图 1-1 内啮合坐标系的动、静坐标系中的矢径之间有下列关系:

$$r_M^{(S_1)} = r_M^{(f_1)} \cdot e^{-i\varphi_1} \quad (1-3a)$$

$$r_M^{(S_2)} = r_M^{(f_2)} \cdot e^{-i\varphi_2} \quad (1-3b)$$

或

$$\boldsymbol{r}_M^{(f_1)} = \boldsymbol{r}_M^{(S_1)} \cdot e^{i\varphi_1} \quad (1-3c)$$

$$\boldsymbol{r}_M^{(f_2)} = \boldsymbol{r}_M^{(S_2)} \cdot e^{i\varphi_2} \quad (1-3d)$$

而对于图 1-2 的外啮合坐标系,矢径方程的变换只需将转子 2 的相应关系进行变化,即将式(1-3b)和式(1-3d)变换为

$$\boldsymbol{r}_M^{(S_2)} = \boldsymbol{r}_M^{(f_2)} \cdot e^{i\varphi_2} \quad (1-3e)$$

$$\boldsymbol{r}_M^{(f_2)} = \boldsymbol{r}_M^{(S_2)} \cdot e^{-i\varphi_2} \quad (1-3f)$$

1.2.2 两静坐标系之间的变换关系

当要对矢径在两静坐标系之间进行变换时,它们之间具有以下关系式:

$$\boldsymbol{r}_M^{(f_2)} = \boldsymbol{r}_M^{(f_1)} + a \quad (1-4)$$

1.2.3 两动坐标系之间的变换关系

对于内啮合传动,由上述关系式可得到两动坐标系间的变换关系为

$$\boldsymbol{r}_M^{(S_2)} = \boldsymbol{r}_M^{(S_1)} \cdot e^{i(\varphi_1 - \varphi_2)} + a \cdot e^{-i\varphi_2} \quad (1-5a)$$

或

$$\boldsymbol{r}_M^{(S_1)} = \boldsymbol{r}_M^{(S_2)} \cdot e^{-i(\varphi_1 - \varphi_2)} - a \cdot e^{-i\varphi_1} \quad (1-5b)$$

对于外啮合传动,由上述关系式也可得到两动坐标系间的变换关系为

$$\boldsymbol{r}_M^{(S_2)} = \boldsymbol{r}_M^{(S_1)} \cdot e^{i(\varphi_1 + \varphi_2)} + a \cdot e^{i\varphi_2} \quad (1-6a)$$

或

$$\boldsymbol{r}_M^{(S_1)} = \boldsymbol{r}_M^{(S_2)} \cdot e^{-i(\varphi_1 + \varphi_2)} - a \cdot e^{-i\varphi_1} \quad (1-6b)$$

在啮合传动中,当已知啮合点在某一动坐标系中的运动轨迹即齿廓曲线时,就可以通过坐标变换关系,求得在另一动坐标系中与其共轭的齿廓曲线。

第 2 章

摆线转子泵

摆线内啮合齿轮泵简称摆线泵(也叫摆线转子泵),它与渐开线外啮合齿轮泵相比,具有结构紧凑、零件少、噪声低、流量脉动小、自吸性能好、适应于高速等优点。同内啮合渐开线齿轮泵相比,又具有排量大、结构简单等特点。由于摆线泵的齿廓曲线比渐开线齿轮的曲线方程复杂,加工工艺复杂,制造成本较高,因而给设计制造和应用带来了许多不便,限制了摆线泵的应用和发展。

近年来,随着现代制造技术的发展,曲线齿廓的制造变得愈来愈容易,成本也愈来愈低,摆线泵又受到了国内外学术界和工业界的重视。与此同时,国内有关摆线泵设计制造方面的研究文献却较少,也没有相应的设计规范和标准,制约了摆线泵的制造和推广应用。本章将以齿轮啮合理论和微分几何理论为基础,以建立摆线泵齿廓曲线方程为出发点,对摆线泵的齿廓曲率、几何参数、啮合角、啮合界限点等问题进行研究。

2.1 短幅外摆线及其参数方程

摆线泵的内转子齿廓曲线是短幅外摆线的等距曲线,外转子齿廓是与其相共轭的部分圆弧,圆弧半径等于上述等距曲线的等距值。由微分几何理论可知,当以短幅外摆线上的点为中心,以齿廓圆弧半径为半径作一系列的圆时,该圆族的内包络线就是内转子的齿廓曲线。

2.1.1 短幅外摆线的形成

当一半径为 r_2 的滚圆与半径为 r_1 的基圆周外切并做相互纯滚动时,滚圆上任意一定点 C 的轨迹称为外摆线。当 C 点在滚圆外时,它的轨迹称为长幅外摆线。当 C 点在滚圆内时, C 点的轨迹称为短幅外摆线(图 2-1)。摆线泵的齿廓曲线是短幅外摆线的等距曲线,这里只讨论短幅外摆线。

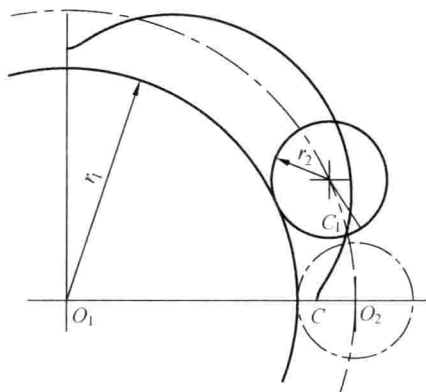


图 2-1 短幅外摆线

当滚圆半径 r_2 大于基圆半径 r_1 且内切时,滚圆上的定点轨迹也为外摆线。此种形成方法称为内滚法(图 2-2);当滚圆与基圆外切时形成外摆线的方法称为外滚法。两种成形法所确定的曲线方程在形式上有差异,通过变换可互相转化。在应用时视方便程度进行选用。

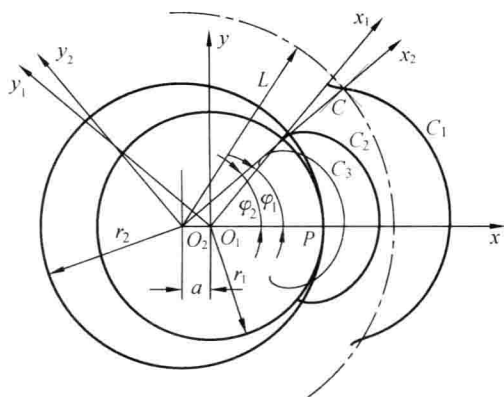


图 2-2 外摆线曲线

2.1.2 短幅外摆线的参数方程

如图 2-2 所示为内切法形成短幅外摆线的方法。图中 O_1 为基圆 1 的圆心, O_2 为滚圆 2 的圆心。当滚圆与基圆相对做纯滚动时,滚圆上任一点 C 在与基圆相固连的平面上所形成的轨迹就是外摆线。内切法形成短幅外摆线时, C 点位于滚圆外。

以基圆 1 的中心 O_1 为原点建立固定坐标系 $S_f(x_{O_1}y)$, 其横轴通过切点 P ; 以 O_1 为原点建立动坐标系 $S_1(x_1O_1y_1)$, 与基圆固连; 以滚圆 2 的中心 O_2 为原点, 建立动坐标系 $S_2(x_2O_2y_2)$ 并与其固连, 任一点 C 位于其横坐标轴上。坐标系 S_1 、 S_2 在起始位置的横坐标轴与定坐标系 S_f 的横坐标轴重合, 当某时刻基圆绕圆心 O_1 转过 φ_1 角时, 滚圆 2 也相应地绕其圆心转过 φ_2 角(图 2-2)。它们之间的传动关系由下式确定:

$$n_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \quad (2-1)$$

式中, ω_1 、 ω_2 分别为轮 1、轮 2 的转动角速度。

当基圆半径 r_1 、滚圆半径 r_2 确定以后, 外摆线的特征取决于滚圆半径与点 C 距滚圆中心 O_2 的距离 L 的比值, 此比值称为短幅系数 K , 即

$$K = \frac{r_2}{L} \quad (2-2a)$$

以 L 为半径的圆也称为短幅外摆线的创成圆, 为了后续计算方便, 取短幅系数的倒数

$$k = \frac{1}{K} = \frac{L}{r_2} \quad (2-2b)$$

这里称 k 为创成系数。

这样, 当 $k > 1$ 时, C 点的轨迹为短幅外摆线, 如图 2-2 中的曲线 C_1 ; 当 $k < 1$ 时, C 点的轨迹为长幅外摆线, 如图 2-2 中的曲线 C_3 ; 当 $k = 1$ 时则为普通外摆线, 如图 2-2 中的曲线 C_2 。建立短幅外摆线参数方程可用坐标变换法, 也可用复数矢量法, 复数矢量法具有书写简便、求解方便、宜于编程求解的特点, 本书采用复数矢量法进行分析。

2.1.3 复数矢量法建立短幅外摆线方程

在动坐标系 S_2 中, C 点的轨迹方程写成复数矢量形式为

$$\mathbf{r}_{C_2} = L \quad (2-3a)$$

C 点在动坐标系 S_1 的矢方程可由式(1-5b)的坐标变换得到, 即

$$\mathbf{r}_{C_1}(\varphi) = -a \cdot e^{-i\varphi_1} + L \cdot e^{i(\varphi_2 - \varphi_1)} \quad (2-3b)$$

此式为 C 点在动坐标系中的轨迹, 即短幅外摆线方程。

2.2 摆线齿廓曲线方程

2.2.1 摆线泵的齿廓

由短幅外摆线的形成过程可知, 滚圆与基圆做相对纯滚动的相对瞬心为两圆的切点 P , 因此直线 PC 也是曲线 C_1 的法线。以短幅外摆线 C_1 上的点为圆心、 R 为半径作一系列的圆族, 其内包络线为曲线 C_1 的等距曲线, 即为摆线泵的内转子齿廓曲线。外转子齿廓为与其共轭的部分圆弧, 它们啮合传动时能满足齿廓啮合基本定律, 能保证定传动比传动。

2.2.2 啮合方程

在图 2-3 中, 令直线 O_2C 与摆线的法线 PC 的夹角为 θ , 在 $\triangle PCO_2$ 里, 由正弦定理

可得

$$\frac{r_2}{\sin\theta} = \frac{L}{\sin(\pi - \varphi_2 - \theta)}$$

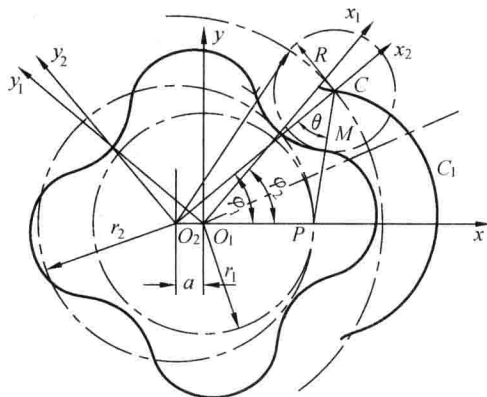


图 2-3 摆线泵齿廓曲线

经化简整理,并注意到式(2-2b),可得关系式

$$k \sin\theta = \sin(\theta + \varphi_2) \tag{2-4}$$

该式称为摆线齿轮的啮合方程,它在摆线啮合理论中具有重要的作用。该式建立了转子转角与齿廓公法线方向角之间的联系,使摆线齿廓方程的形式和计算变得简单、容易。此式还可转化成

$$\tan\theta = \frac{\sin\varphi_2}{k - \cos\varphi_2} \tag{2-4a}$$

2.2.3 短幅外摆线等距曲线方程

摆线泵的内转子齿廓曲线是短幅外摆线的等距曲线,外转子的齿廓曲线就是以 R 为半径的圆弧,内外转子齿廓啮合时,其啮合点 M 在齿廓公法线 PC 上(图 2-4)。在坐标系 S_2 中,啮合点 M 在动坐标系 S_2 中的径矢用复数矢量形式表示为

$$\mathbf{r}_{M_2} = L - R e^{i\theta} \tag{2-5}$$

式中, $\mathbf{r}_{M_2}$ 为啮合点在坐标系 S_2 中的径矢。

式(2-5)在动坐标系 S_2 中的曲线是一个圆,此圆即为外转子的齿廓圆弧曲线。

M 点在固定坐标系 f_2 中的轨迹为实际啮合线,啮合线方程可通过将矢量 $\mathbf{r}_{M_2}$ 进行坐标变换得到,即

$$\mathbf{r}_M = \mathbf{r}_{M_2} \cdot e^{i\varphi_2} - a = L \cdot e^{i\varphi_2} - R \cdot e^{i(\varphi_2 + \theta)} - a \tag{2-6}$$

啮合点 M 在动坐标系 S_1 中的径矢通过对 $\mathbf{r}_M$ 进行坐标变换得到,即

$$\mathbf{r}_{M_1} = \mathbf{r}_M \cdot e^{-i\varphi_1} = L \cdot e^{i(\varphi_2 - \varphi_1)} - R \cdot e^{i(\varphi_2 + \theta - \varphi_1)} - a \cdot e^{-i\varphi_1} \tag{2-7}$$

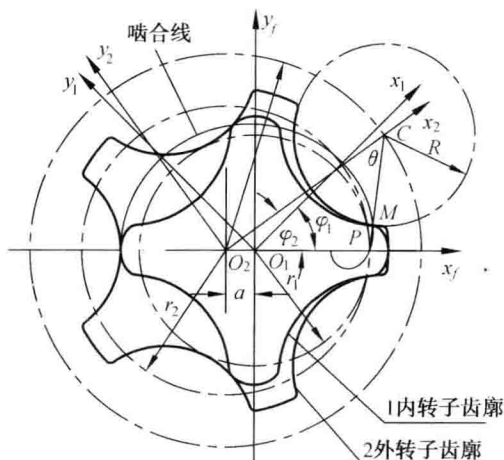


图 2-4 摆线泵齿廓曲线和啮合线

上式即为内转子的齿廓曲线方程,通过上式就可以作出内转子的齿廓曲线,即短幅外摆线等距曲线。图 2-4 为根据啮合线方程作出的实际啮合线和齿廓曲线。从图中可以看出,摆线泵的啮合线是一条曲线,在内转子齿根啮合处啮合线的曲率较大,曲线变化幅度较大。

摆线齿廓曲线方程式(2-7)可改写成直角坐标形式的曲线方程:

$$\begin{cases} x_{M_1} = L \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_1) - R \cdot \cos(\varphi_2 + \theta - \varphi_1) - a \cdot \cos\varphi_1 \\ y_{M_1} = L \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_1) - R \cdot \sin(\varphi_2 + \theta - \varphi_1) + a \cdot \sin\varphi_1 \end{cases} \quad (2-8)$$

2.3 摆线泵的工作原理概述

2.3.1 摆线齿廓满足齿廓啮合基本定律

从形成短幅外摆线的原理可知,当滚圆 2 与基圆 1 相对做纯滚动时,滚圆外与滚圆固连的一点 C 的轨迹就是一条短幅外摆线。这时瞬心 P 总是落在基圆上,即基圆是瞬心 P 的轨迹。当以半径为 R 的圆作短幅外摆线的内包络线时,形成了短幅外摆线的等距曲线(图 2-3)。由微分几何理论可知,短幅外摆线的法线与其等距曲线的法线方向相同,即包络圆的中心与包络圆和等距曲线的接触点的连线必定通过瞬心 P。当以基圆作为内转子的节圆,短幅外摆线的等距曲线作为其齿廓;以滚圆作为外转子的节圆,包络圆的部分圆周作为其齿廓组成一对啮合传动齿轮时,它们之间的相对运动就相当于短幅外摆线的等距曲线与其包络圆之间的相对运动。因此,不论齿廓在何位置接触,接触点 M 的法线总是过节点 P,所以有

$$\frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_2}{r_1} = \text{常数}$$

根据齿廓啮合基本定律,齿廓传动比恒定不变,所以圆弧摆线齿轮符合齿廓啮合的基本定律。

由此可知,形成短幅外摆线的基圆和滚圆就是摆线轮与圆弧齿轮相啮合时的一对节圆。节圆2的圆心与圆弧齿轮的齿廓圆弧的圆心之间的距离就是短幅外摆线的幅长,齿廓圆弧的半径就是包络圆的半径。圆弧摆线齿轮传动中,每个齿都参与啮合,所有啮合点的公法线都通过节点 P 。

由短幅外摆线方程式(2-3b)可知,当滚圆转过 2π 角度时, C 点在基圆上形成单支完整的短幅外摆线。当齿数差 $z_2 - z_1 = 1$ 时,滚圆经 $2\pi \cdot z_1$ 角度后,能形成一条连续封闭的曲线。因此,普通摆线泵是一齿差的摆线传动,当齿数差为2、3时,成为多齿差摆线啮合传动,关于多齿差摆线泵的论述将在后续章节进行。

2.3.2 摆线泵的工作原理

摆线泵在啮合运转过程中,两接触齿廓间能形成几个独立的封闭空间。随着内外转子的啮合旋转,各封闭空间的容积将发生变化。^[1]

图2-5所示的摆线泵,其内转子齿数 $z_1 = 6$, $z_2 = 7$,现以内转子上的1齿和外转子上的1'齿间为起点零位,通过分析1齿后侧的A腔容积的变化,来分析泵的吸油和压油过程。

在图2-5(a)所示位置时,A腔容积最小,当转到图(b)所示位置时A腔容积扩大;当转到图(c)所示位置时A腔进一步扩大;A腔容积由小变大的过程中[图2-5(a)~

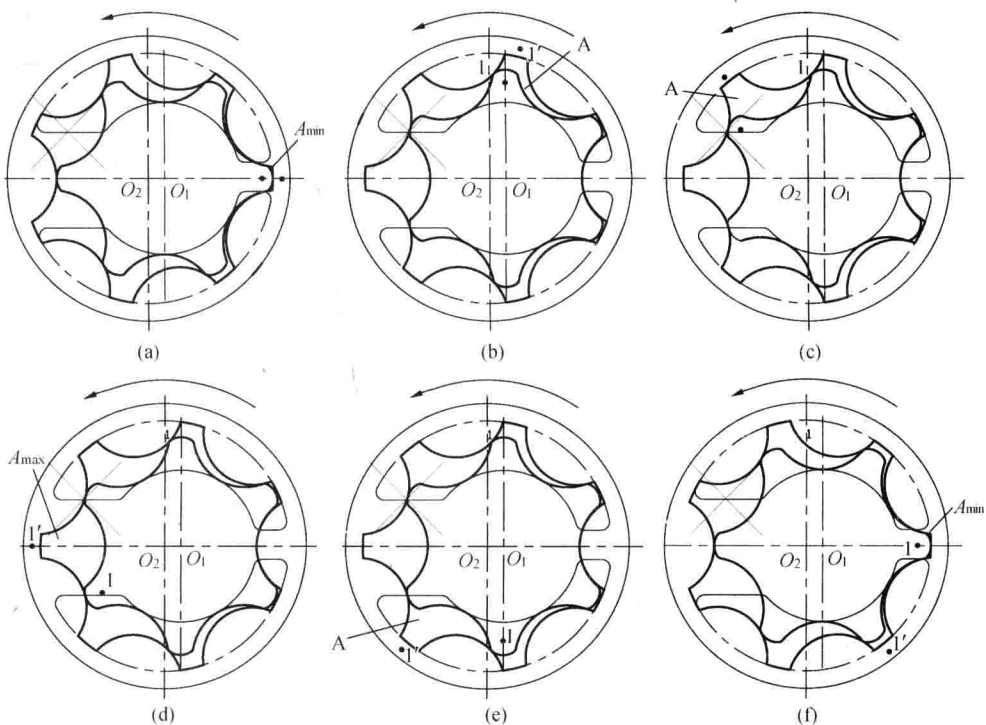


图2-5 摆线泵的工作原理

(d)], 容腔内产生局部真空, 在大气压力作用下油液通过进油管道和摆线泵后盖上的月牙形吸油槽(图中虚线所示)被吸入, 此即为吸油过程。转到图(d)所示位置时 A 腔容积达到最大($A=A_{\max}$), 吸油过程结束。转子继续运转到图(e)所示位置时, A 腔容积由大变小, 腔内油液从月牙形的排油槽(图中虚线所示)中被压出, 此即为排油过程。到图(f)所示位置时 A 腔容积达到最小($A=A_{\min}$), 排油过程结束。

由图 2-5 可知, 摆线泵在工作过程中, 内转子的一个齿每转过一周时, 出现一个工作循环, 完成吸排油各一次。对于具有 z_1 个齿的内转子, 每转一转将出现 z_1 个与 A 腔相同的工作循环。这样, 摆线泵便达到了连续输油的作用。故内外转子绕相互平行的两个定轴以不同的转速(内转子的转速为 n_1 , 外转子的转速为 n_2)同方向转动时, 必然产生相对运动, 这个相对运动使内外转子间产生不断变化的容腔空间, 适当地把吸油腔与排油腔和不断变化的容腔空间接通, 就能完成液压泵的吸排油功能。

2.4 摆线泵基本参数及几何尺寸

摆线泵的齿廓与形成短幅外摆线的基圆、滚圆、短幅系数和包络圆有关, 而其传动比又与转子的齿数 z 有关。所以在设计时, 把中心距 a 、齿数 z 、创成系数 k 和弧径系数 h 作为基本参数, 基本参数确定后, 其他几何参数都可以通过基本参数计算出来。

2.4.1 基本参数

1. 齿数 z

摆线转子泵中, 内外转子的齿数差为 1, 且一般 z_1 的取值较小。齿数少时, 单位体积的排量较大, 但流量脉动也同时增大, 引起大的压力脉动。增大齿数可减小泵的流量脉冲和压力脉动, 但会使泵的体积增大, 使整个泵的外形尺寸增大。实际应用中通常取 $z_1=3\sim 8$, 流量脉动要求小时, z 取大值, 反之则 z 取小值, 有

$$z_2 = z_1 + 1 \quad (2-9)$$

2. 中心距 a

中心距是指相啮合的两齿轮的回转中心之间的距离, 当两轮齿数确定后, 中心距的大小决定着齿轮节圆半径的大小, 也决定着泵的排量及泵的外形尺寸的大小。中心距的大小应根据排量来选择。为了设计制造方便, 取中心距为标准数列, 可参照齿轮模数的值来选取, 即取 $a=1, 1.25, 1.5, 2, \dots$ 。

3. 创成系数 k

在摆线针轮传动中, 常用短幅系数作为基本参数, 短幅系数 K 为形成短幅外摆线的滚圆半径与滚圆中心至定点 C 距离的比值。在摆线转子泵中, 即为外转子节圆半径与外转子回转中心至其齿廓圆弧中心之间距离的比值, 即

$$K = \frac{r_2}{L} \quad (2-10)$$

式中:

r_2 ——外转子的节圆半径(mm);

L ——外转子中心至其齿廓圆弧中心的距离,也称为创成圆半径(mm)。

为了计算方便,取 $k = \frac{1}{K}$, 称为创成系数,则创成圆半径

$$L = kr_2 \quad (2-11)$$

创成系数 k 的取值一般为 $1.1 \sim 1.7$, 齿数多时取小值, 齿数少时取大值。其值可通过优化设计方法求得。

4. 弧径系数 h

当 L 确定后, 外转子的齿廓圆弧半径 R 的取值直接影响圆弧齿的齿厚和齿间尺寸的大小。圆弧半径 R 过大, 会使摆线齿廓产生失真或顶切, R 的取值要根据短幅外摆线的曲率半径的大小来选择。在设计摆线泵时, 令

$$h = \frac{R}{r_2} \quad (2-12)$$

式中, h 为齿形圆半径系数, 简称弧径系数。

当选择了 h 以后, 外转子的齿形圆半径

$$R = hr_2 \quad (2-13)$$

弧径系数 h 要以能保证短幅外摆线不出现顶切为条件来确定, 一般取值为 $0.2 \sim 0.95$ 。

以上四个参数 z 、 a 、 k 、 h 都是在设计中必须确定的独立设计参数, 这些参数一旦确定, 其他几何尺寸就可以通过公式计算出来。目前, 摆线泵的基本参数的选择尚无一套完整的理论体系和实用的计算方法, 给设计者带来许多不便。本书提出了一种优化设计方法来选择其基本参数。通过所建立的优化设计数学模型, 能得到满足不同设计要求的设计参数。

2.4.2 几何尺寸计算

1. 传动比

根据传动比的定义, 圆弧摆线齿轮的传动比为

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2-14)$$

式中:

ω_1 、 ω_2 ——内、外转子的转动角速度(rad/s);

n_1 、 n_2 ——内、外转子的转速(rpm, 即 r/min)。

2. 节圆半径

等传动比传动的摆线齿轮间的传动相当于两节圆在做纯滚动。因此, 两节圆半径 r_1 、 r_2 与基本参数之间存在下列关系: