

摆线针齿行星传动

(译文集)

科学出版社

摆线针齿行星传动

(译文集)

沈阳机电学院机械设计基础教研组 编译

科学出版社

1977

内 容 简 介

本译文集是从英、日、俄文书刊中选译了十九篇文章,内容包括摆线针齿行星传动的原理、设计、制造以及一些专题分析和试验研究结果。本书可供有关工矿企业的工人及工程技术人员和大专院校师生参考。

摆线针齿行星传动

(译文集)

沈阳机电学院机械设计基础教研组 编译

*

科学出版社出版

北京朝阳门内大街137号

中国科学院印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

*

1977年8月第一版 开本:787×1092 1/32

1977年8月第一次印刷 印张:9 3/8

印数:0001—12,100 字数:214,000

统一书号:15031·156

本社书号:868·15—3

定价: 0.95 元

前 言

摆线针齿行星传动由于其具有减速比大、体积小、重量轻、效率高、运转平稳而无噪音等特点，受到国内外的重视。目前已在许多工业部门得到了日益广泛的应用。

遵照毛主席关于“**洋为中用**”的教导，结合生产与科研工作的需要，我们从英、日、俄文书刊中选译了十九篇文章（有的文章，对原文作了部分删减），内容包括摆线针齿行星传动的原理、设计、制造以及一些专题分析和试验研究结果，供有关人员参考。

在编译过程中，得到了天津市减速机厂、上海煤矿设计院的大力支持，为我们提供资料和部分译稿，在此表示感谢。

对于所发现的原文公式中的错误，在译文中已作了改正，但其中有一部分改正未加脚注，特此声明。

由于我们的水平有限，译文中不当和错误之处一定不少，希望批评指正。

目 录

摆线减速机的设计和性能	(1)
针齿啮合的 K-H-V 减速机	(11)
摆线机构的分析与设计问题	(41)
针齿传动齿廓的几何计算	(60)
摆线针齿行星减速机的设计经验	(71)
针齿行星减速机柱销部件的间隙分布	(122)
针齿行星减速机针齿啮合中的间隙分布	(128)
针齿行星减速机输出机构柱销的负荷分布	(134)
针齿行星减速机针齿啮合中的力分布	(141)
对 MH4064-62 标准中针齿行星减速机的根切和接触 强度的研究	(148)
对针齿行星减速机内摆线啮合的研究	(157)
瞬心线外针齿内摆线啮合行星减速机滑动系数的研究	(162)
摆线齿轮减速机	(170)
摆线减速机的选择	(186)
关于内啮合同轴式减速机的问题	(209)
瞬心线外的摆线啮合切齿刀具的齿廓	(228)
用棒量法检验摆线减速机的摆线轮	(237)
用光弹性实验对摆线减速机摆线轮应力分析的研究	(263)
摆线减速机的维护(关于润滑问题)	(281)

摆线减速机的设计和性能

和齿轮传动系统不同,摆线减速机传递动力时,相接触的零件间没有滑动,而是纯滚动.这一特性说明摆线传动在一定的速度和额定的功率范围内,给出了许多有利的性能.本文将详述其原理和设计.

几 何 基 础

摆线传动的几何基础是一滚圆沿着另一圆的外圆周滚动所发生的曲线之一.如图 1,点 C 是半径为 r 的发生圆圆周上的一点,当这个圆滚子沿着基圆滚动,点 C 描绘的曲线 N ,即大家所熟悉的外摆线.

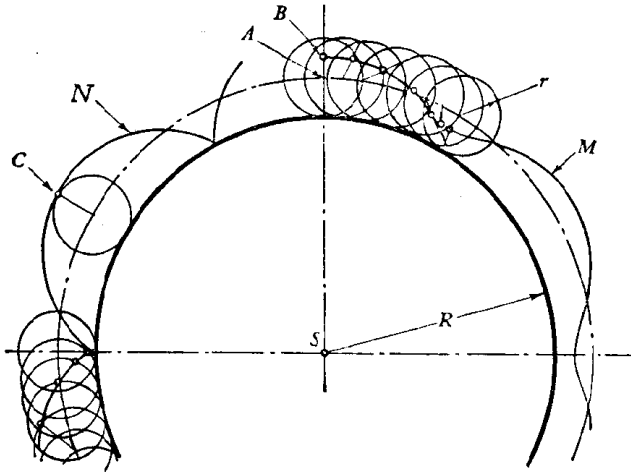


图 1 由滚圆产生的摆线族

在发生圆内的一点 B ，描绘的扇形曲线 M ，称为短幅外摆线。这曲线——为便于引证，划归为摆线族中的一根曲线——就是供摆线减速机摆线轮应用的几何基础。

发生圆绕基圆一周，在曲线 M 上描绘出 L 个凸齿，这里

$$L = \frac{R}{r} \quad (1)$$

r 和 R 分别为发生圆和基圆的半径。

如果 $\frac{R}{r}$ 是整数，曲线 M 将是封闭而连续的，只有封闭的曲线才能够用于实际的摆线机构。

发生圆滚子在基圆上要完成两个转动，一个是以角速度 ω_1 绕其圆心转动，另一个则是以角速度 ω_2 绕基圆中心转动。发生圆的这一复合运动可以用四连杆图解法来说明，如图 2。假定滚动时没有滑动，两个角速度之间的关系是：

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R}{r} \quad (2)$$

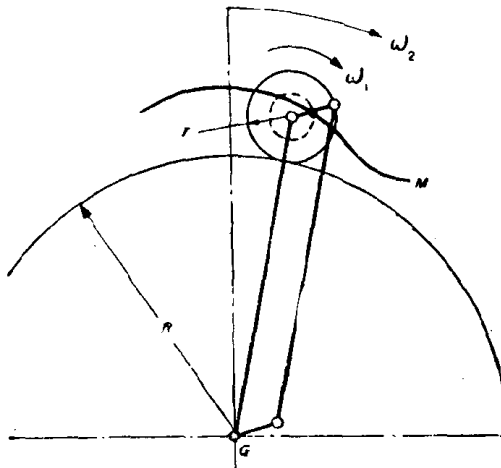


图 2 发生圆的复合运动可用四连杆图解法说明

上述的基圆都是保持静止状态。假定点 G 在空间固定，

让它在运动的基圆上描绘曲线(如图3)。当基圆以速度 ω_2 绕其圆心作回转运动的同时,圆心 S 又绕点 Q 以速度 ω_1 ,半径为 r_E 作偏心回转。点 G 在动基圆上描绘的曲线 M 和前述者相同。考虑到描绘运动的合成速度, ω_2 必须冠以负号。

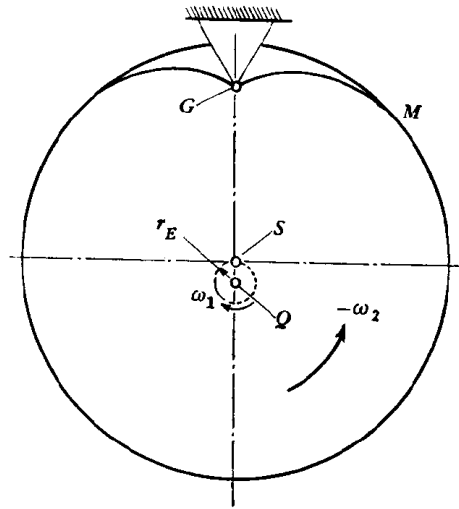


图3 固定点在动基圆上描绘的外摆线

曲线 M 和其基圆的关系如图4,平行于 M 的曲线 P 是圆心在 M 上,半径为 r_R 的

许多圆的包络线。摆线减速机工作时需要圆盘 P 即摆线轮完成两个相反的运动,它的运动如图3。当圆盘作这样的运动——围绕其圆心 S 转动,而 S 又绕点 Q 作偏心转动——则其外周便保持和半径为 r_R 的滚子接触(图4)。

显然,圆盘绕圆心 Q 转一转,滚子和凸齿曲线具有同样的关系。这指出了有更多的滚子能够安置在摆线轮的周围,所有的滚子在不同的时间相继通过同样的接触循环。这些滚子的数目等于圆盘在其复合回转循环中转一圈,一个滚子的全部转数,或

$$N_R = \frac{R}{r} + 1 = \frac{\omega_1}{\omega_2} + 1 = L + 1 \quad (3)$$

因为图4的摆线传动有六个凸齿,亦即 $\frac{R}{r} = 6$,它将有七个滚子均匀配置在以 Q 点为中心,以 $R + r$ 为半径的圆周上。

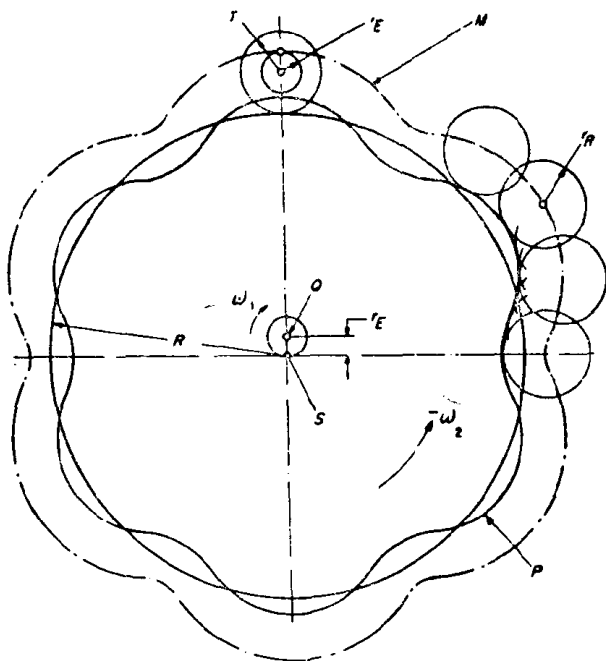


图 4 外摆线的等距曲线的作图

摆线传动的机械部分

摆线传动的机械部分有摆线轮，一个偏心和固定在机壳内的一些滚子。偏心以输入轴速度 ω_1 回转，所有其它转动为输出轴速度 ω_2 。偏心绕 O 每转一转，摆线轮盘被滚子推进一个齿。

为了从输出轴获得纯转动，圆盘的偏心摆动必须消除。这是由柱销（或柱销套）和摆线轮盘上的圆孔配合完成的，如图 5，孔的直径比柱销直径大 $2r_E$ 。

方程式(1)和(2)证明，摆线传动的减速比 ω_1/ω_2 必须是一个整数。在实际中，每一级减速比最高可达 85:1，它是由圆盘周围空间可能设置的最大齿数所限制的一个极限。最小

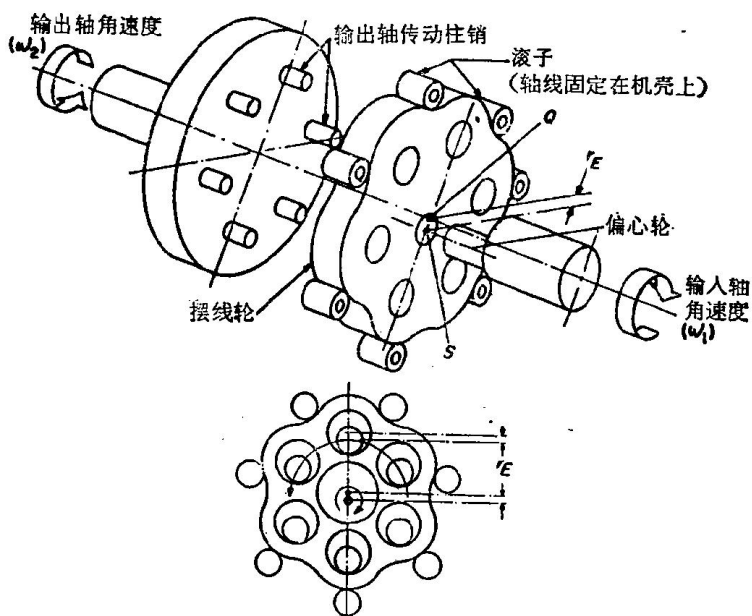


图5 摆线减速机组成元件排列图

减速比在实际上应用的是 7:1.

图6 是减速比为 11:1 的摆线传动模型, 这里有两个偏心

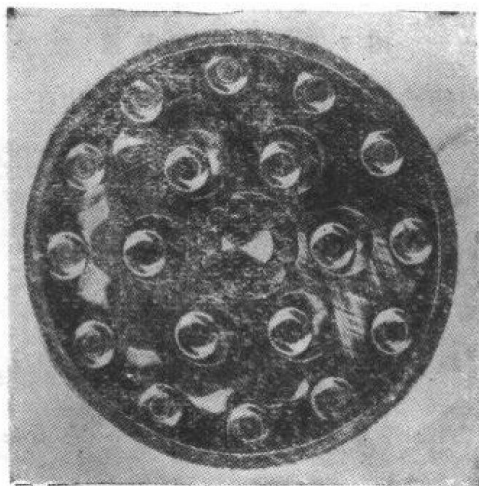


图6 减速比为 11:1 的摆线传动模型

圆盘互成 180° ，借以改善输入轴高速度下的动平衡。

图 7 是一个摆线减速传动的横剖面。这种类型的装置已经运转了 15 年。在实际运转中没有可听见的噪音，有 98—99% 的效率，没有负荷集中和高滑动速度联合作用的点，所以不需要冷却。在全封闭机壳内涂以润滑脂，润滑就已经够用了。

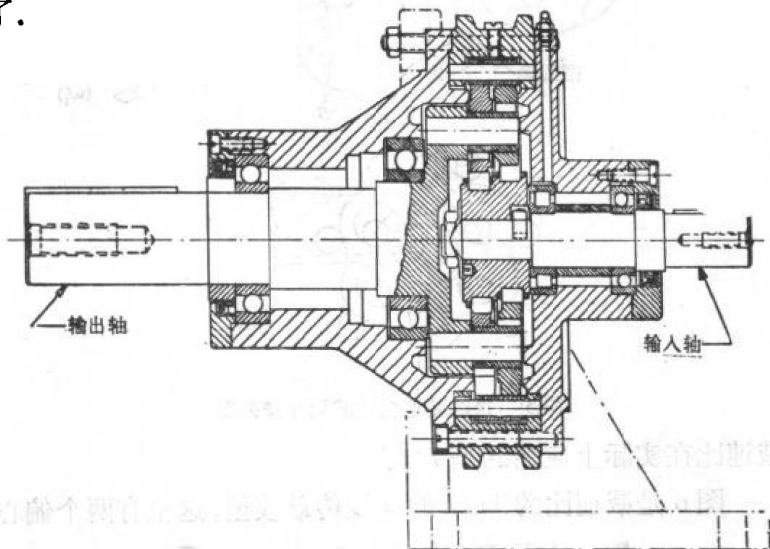


图 7 单级摆线装置

图 8 是摆线减速机的机械部件和电机装在一起。

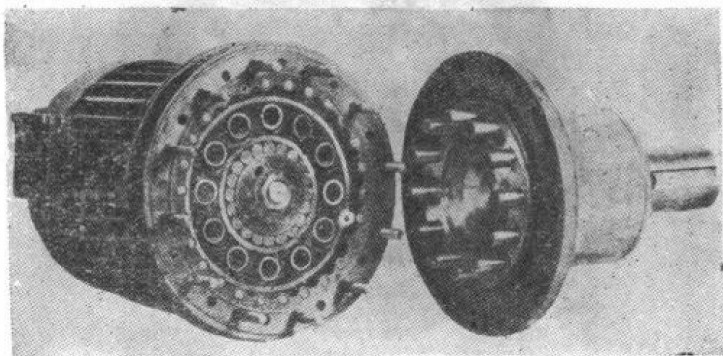


图 8 摆线减速机的机械部件和电机

摆线传动的工作应力

摆线传动的工作应力和齿轮系统轮齿的工作应力完全不同,当齿轮工作时,弯曲应力、表面压应力和由于扭曲对应力分布的影响,错综复杂. 而和摆线传动主要有关系的几乎只有表面压应力,负荷情况和滚子轴承或超越离合器相类似.

滚子和摆线轮的材料采用滚珠轴承钢,并经过热处理,全部淬硬到洛氏硬度 HRC64 (最小).所有最终尺寸都要经过磨削. 为了保证负荷均匀分布,其制造精度应当不低于精密滚子轴承. 应力、尺寸和额定负荷的计算,基于同样的理由,可以应用滚子轴承的计算方法.

摆线装置的制造问题

摆线装置的制造问题主要是摆线等距曲线的磨削精度. 正确几何形状的获得必须由一个适当的连杆,并供给两个旋转运动,如图 3 所叙述的. 砂轮的磨损、补偿、尺寸的调整、金相需要防止磨削烧伤和质量的控制,与磨削其它精密工件相同.

图 9 是一种磨削摆线实际可行的方法的简图. 其它的装置已经有了发展,使磨削工艺有所改进,并使曲线的形状不受砂轮半径的影响.

图 10 是四种类型齿轮减速机的比较. 这些传动的减速比是 75:1,输出功率为 25 马力,输入轴转速是 1000 转/分. 齿轮装置性能评价假定为高质量工业齿轮在连续运转情况下作出的.

减速比 75:1 特别适合于摆线传动,它用单级就可以实

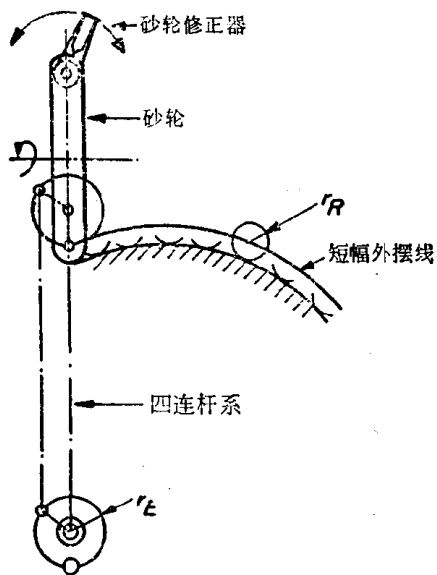


图9 磨削摆线轮的方法

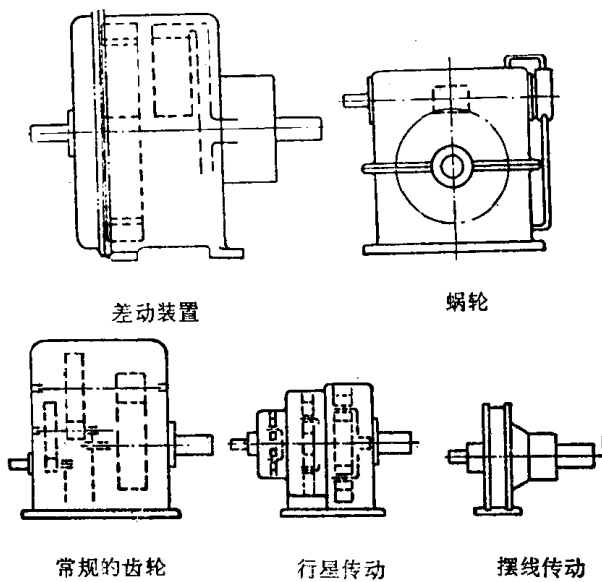


图10 四种减速装置的比较
 减速比 75:1 额定马力 25 输入轴转速 1000 转/分

现。对于其他传动当然各有其最有效的适用范围，或者从设计观点出发，有其比较实用的地方。

差动装置每级能够实现很高的减速比，它的工作是以两齿轮的齿数差为根据。通常减速比为 50:1 到 100:1。因为有很高的内部功率循环，用于实际减速，其效率是低的。

蜗轮传动的减速比最好在 10:1 到 50:1 范围内，它工作时比一般齿轮噪音低，有良好的抗震能力，其效率在 50—80% 之间。如图 10 所指出的速度与额定功率下，高质量的蜗轮效率约为 60—65%。其损失主要是因为蜗轮齿有高的滑动速度，图中所示的减速机需要热交换装置以扩散所发生的热量。两轴交错成直角排列可能是优点，也可能是缺点，按其应用而定。输入轴转速 1000 转/分，已接近蜗轮传动实际应用的上限。

常规的齿轮装置通常需要三级才能得到 75:1 的减速比。韶轮直径取决于轮齿的允许负荷，为获得所要求的减速比便要选择相应的齿轮直径。齿轮的增大，外壳尺寸也相应地增大。一般齿轮传动的效率比蜗轮传动高，其损失主要是因为齿面上的滑动摩擦。但滑动速度比蜗轮的要低得多，所以高质量的齿轮，每级只有 1% 的损失。运动的均匀性，抗震能力一般不如蜗轮传动。齿轮减速装置通常是展开式的平行轴，只有多级减速机才可能获得同轴性。由于受速度限制的影响，常规齿轮传动已经经历了相当长的不断改进设计的历史，其输入轴速度在实际应用中已达 12000 转/分或更高。因此它很自然地被选用于高速发动机。

行星传动装置更为紧凑，但对于减速比 75:1 通常则需要三级。它的性能是可以和常规的齿轮传动装置比拟的，其效率则略低，但和其它传动装置相比还是高的。紧凑是其最大的特点。

摆线传动装置可以很容易地通过一级得到减速比 75:1, 它的排列紧凑, 而且同轴线. 它的效率高是因为传递动力的零件间没有滑动摩擦. 到目前为止, 输入轴转速 3000 转/分已实验成功. 这里之所以用这个传动装置来作比较, 因为它是正在大量生产的实际应用的减速机.

摆线传动装置的应用表明, 它适用于大减速比、中等速度和功率范围. 目前实际应用的摆线传动装置为 50 马力, 输入轴转速为 1200 转/分, 一级减速比为 85:1. 小的减速装置已经制造有 1 马力以下, 输入轴转速达 3000 转/分. 因为摆线传动在运动中是纯滚动接触, 且没有自锁, 故可用于增速. 减速比决定于摆线轮上凸齿的数目, 这就限制减速比必须是整数, 和常规的齿轮传动不同, 后者几乎可以满足任何需要的减速比. 对于大减速比, 则可用二级或三级, 其减速比可达 5000:1.

译自 D. W. Botsiber, Leo Kingston, «Mach. Design» [美], 1956, No.13, 65—69.

针齿啮合的 K-H-V 减速机

在 K-H-V 行星传动中 (图 1)

$$i_{ab}^H = \frac{z_b}{z_a}$$

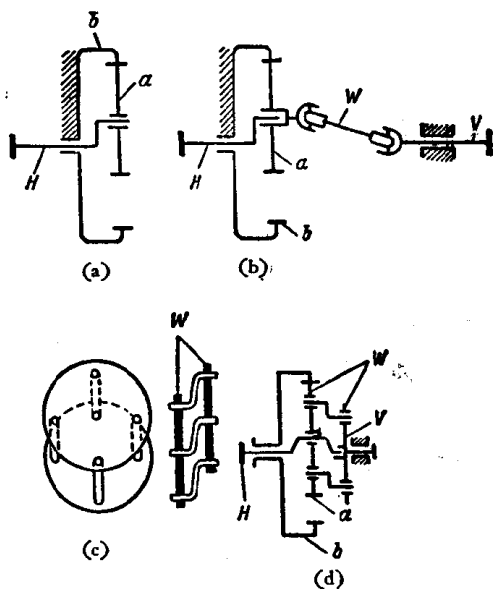


图 1 $i^H > 0$ 的 K-H-V 传动

因此根据公式

$$i_{Ha}^b = \frac{1}{i_{aH}^b} = \frac{1}{1 - i_{ab}^H} \quad (1)$$

当构件 b 固定时

$$i_{Ha}^b = - \frac{z_a}{z_b - z_a} \quad (2)$$

当构件 a 固定时

$$i_{Hb}^a = \frac{z_b}{z_b - z_a} \quad (2a)$$

在 K-H-V 传动中, 绝大多数情况构件 b 是固定的。

当 z_a 已定, 为了获得最大的传动比 $|i_{Hb}^a|$, 应尽可能减小 $z_b - z_a$ 值。

在渐开线变位啮合中, 这个差值能达到 1, 然而在 K-H-V 传动中, 由于许多原因, 这种啮合是不合理的。

采用针齿啮合可以实现 $z_b - z_a$ 的差等于 1, 而且由于它具有一系列优点, 使它广泛应用于 K-H-V 传动中。对于它的几何学和在行星传动中的应用作了大量的研究, 使这种啮合日益被人们所重视^[1,2,3,4等]。

一、针齿啮合的几何学

用 r_a 和 r_b 表示 $a - b$ 啮合的瞬心圆半径 (节圆半径), R_b 为针齿中心圆半径 (图 2 和图 3)。

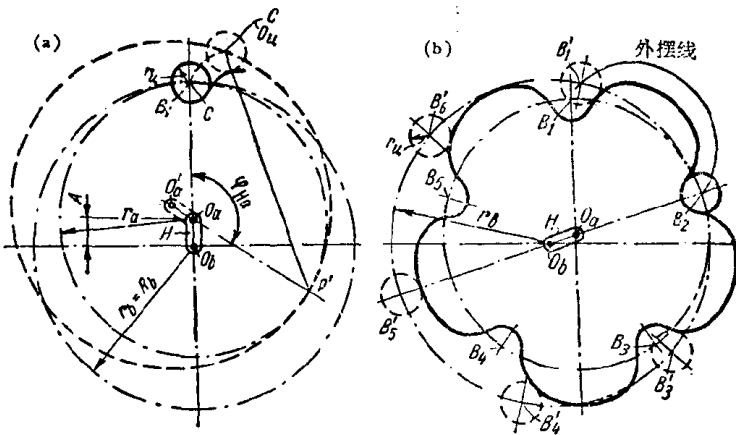


图 2 非变位的针齿啮合