

高等学校教学参考书

# 摩擦无级变速器

余茂芄 编

机械零件设计丛书

高等教育出版社

TH132.46

7.8

已出版的机械零件设计丛书

- |             |      |
|-------------|------|
| 1. 滑动轴承     | 张桂芳编 |
| 2. 摩擦与磨损    | 齐毓霖编 |
| 3. 弹性流体动力润滑 | 胡西樵编 |

书号 15010-0720  
定价 0.57 元

高等学校教学参考书  
机械零件设计丛书

# 摩擦无级变速器

余茂芑 编

高等教育出版社

## 内 容 提 要

本书是《机械零件设计丛书》的一册,是在高等工业学校机械类机械零件设计基本教材的基础上,为适当加深加宽摩擦无级变速器知识而编写的。

本书内容包括:基本理论、材料与寿命、机械特性、加压装置、调速力与调速机构、结构实例和算例。书末附有常用摩擦无级变速器的工作原理图、机械性能和主要特点以及脉动式无级变速器简介。

本书可供各类高等工业学校机械类各专业学生学习,也可供有关教师及工程技术人员参考。

本书曾经机械零件教材编审小组委托汤绍模同志和邱宣怀同志先后审阅。

高等学校教学参考书

机械零件设计丛书

**摩擦无级变速器**

余茂芹 编

高等教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

人民教育出版社印刷厂印装

\*

开本 850×1168 1/32 印张 2.625 字数 63,000

1986年2月第1版 1986年3月第1次印刷

印数 00,001—4,120

书号 15010·0720 定价 0.57 元

## 前 言

摩擦无级变速器问世已近百年。近二十年来,由于生产和节能的需要,以及材料、工艺、润滑剂等方面的技术进步,它在理论和实践上又有了显著的发展。我国虽然也在20年前制造了摩擦无级变速器,但是至今论述较少,并且缺乏一本简明的参考用书,加之摩擦无级变速器的设计亦并非易事,故决定编写这本参考书。

本书的编写是在假定读者已有一定机械设计知识的基础上进行的。作为教学,建议主要讲“基本理论”,“机械特性”,“加压装置、调速力与调速机构”和“算例”三;其余部分可由学生自学。用于设计,还应注意分析“结构实例”、“算例”和“附录”。

本书承天津大学邱宣怀教授和汤绍模副教授审阅并提出了许多宝贵的意见,特此致谢。书中不妥或谬误之处,希批评指正。意见请寄北京市沙滩后街55号高等教育出版社转。

编 者      1985年7月

# 目 录

## 前言

## 常用符号表

|                                |    |
|--------------------------------|----|
| § 1 概述                         | 1  |
| § 2 基本理论                       | 4  |
| 一、传动条件                         | 4  |
| 二、滑动                           | 7  |
| 三、效率                           | 17 |
| 四、润滑                           | 20 |
| 五、强度与寿命                        | 23 |
| § 3 材料与许用应力                    | 31 |
| § 4 机械特性                       | 33 |
| § 5 加压装置、调速力与调速机构              | 35 |
| 一、加压装置                         | 35 |
| 二、调速力与调速机构                     | 39 |
| § 6 结构实例                       | 43 |
| § 7 算例                         | 53 |
| 附录 1 常用摩擦无级变速器的工作原理图、机械性能和主要特点 | 66 |
| 附录 2 脉动式无级变速器简介                | 72 |
| 参考文献                           | 75 |

## § 1 概 述

无级变速器是使机器的速度连续可调，以满足最佳工作需要的调速设备。近代生产的发展，使采用无级变速的部门日益广泛。如今无级变速不仅常用于食品、造纸、纺织、印刷、橡胶、塑料等轻工业部门中，而且在运输机械、电工机械、农业机械、工程机械和机床上，在仪器装置和试验装置上，都有所应用。甚至为了节能，国外已将其用于汽车变速上。

我国也有不少工厂专门生产无级变速器；在某些专业设备上，还随同整机设计了一些无级变速装置。

无级变速有机械式、电气式、液压式和气动式等型式。机械式无级变速中最常用的是摩擦无级变速器。

摩擦无级变速器是利用摩擦传动进行工作的，它主要由摩擦副、加压装置和调速机构所组成。图 1 即为一例：主动轮 1 和从动盘 2 组成摩擦副，弹簧 3 为加压装置，螺旋机构 4 为调速机构。工作时，弹簧 3 的压紧作用，促使摩擦副的接触面上形成摩擦力，凭借此力对于从动轴之矩，便能传递一定的扭矩。转动调速螺旋无级地改变从动盘的工作直径，即可使其转速相应地得到无级的调节。

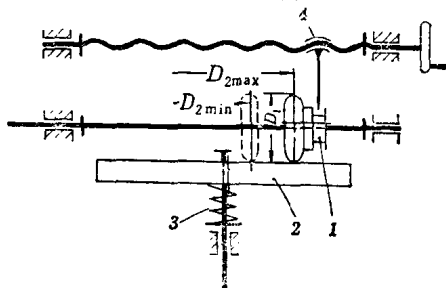


图 1 摩擦无级变速器的基本组成和工作原理

1、2—摩擦副 3—加压装置 4—调速机构

表 1 摩擦无级变速器的基本类别

|               | 圆 盘 式 | 圆 锥 式 | 球 式 | 弧 锥 式 |
|---------------|-------|-------|-----|-------|
| 直 接 传 动 式     | (a)   | (e)   | (i) | (m)   |
|               | (b)   | (f)   | (j) | (n)   |
| 过 渡 元 件 传 动 式 | (c)   | (g)   | (k) | (o)   |
|               | (d)   | (h)   | (l) | (p)   |
|               |       |       | (q) | (r)   |

摩擦无级变速器的型式很多(见表1),按有无过渡元件,可分为直接传动式和过渡元件传动式;按可调元件的几何形状,可分为圆盘式、圆锥式、球式和弧锥式;按有无挠性元件,可分为刚性元件传动式和挠性元件传动式;按运动形式,可分为普通传动式和行星传动式。

摩擦无级变速器和机械有级调速设备相比,其主要优点不仅是无级调速,简化传动方案,而且工作平稳、噪音低。与其他型式的无级变速设备相比,其主要优点是结构简单,容易制成单机,适应性强,通常不需要添加辅助设备,价格较低,容易维护,容易设计出较好的恒功率输出特性,容易做到增、减速型的调速。所以即使在电子技术、液压技术等自动调速手段迅猛发展的今天,摩擦无级变速器仍然是无级变速的一个主要分支。

摩擦无级变速器的主要缺点是:对材料热处理、加工、装配和润滑的要求比较高;承载能力低,过载能力和耐冲击的能力较差;不宜用于刚性运动链或用于长期定速运转。

摩擦无级变速器的功率因受承载能力的限制,目前大都设计在几千瓦以内,几百千瓦者为数不多。其调速范围则因几何滑动、结构刚性和结构尺寸的限制,通常是直接传动者小于6,过渡元件传动者小于12,行星传动者小于50(虽然理论上可趋近于 $\infty$ )。

摩擦无级变速器设计的重点是工作原理图、摩擦副和加压装置,同时要充分重视润滑剂的选择。设计时,除调速范围和输出特性能适应工作要求外,还应注意结构简单紧凑、工作可靠、效率高和调速轻便。

工作原理图可参考附录1进行设计。

摩擦副是摩擦无级变速器的核心,设计时应注意其几何形状和材料的选择。不合理的几何形状会造成滑动过大、磨损迅速而效率甚低,材料选用或热处理不当则会降低使用寿命。

加压装置也是摩擦无级变速器的关键部件。自动加压装置的压紧力可随载荷而增减，可以避免无谓的磨损与功耗，因而最为合理。

动力传动用的摩擦无级变速器大多数是湿式工作的，即摩擦副的工作面是有润滑油的。它比干式工作的寿命长、可靠性高、尺寸紧凑。干式工作的主要优点是摩擦系数大、摩擦副不要润滑、没有搅油损失。

润滑剂对湿式摩擦传动的工作能力和寿命具有很大影响，设计湿式摩擦无级变速器时，对其必须慎加选择。

## §2 基本理论

### 一、传动条件

如果把传动可以付之实用的基本条件称为传动条件，则在摩擦无级变速器中摩擦传动的传动条件便是其承载能力、传动比和调速范围必须满足使用要求。

#### 承载能力

承载能力即传动所能传递的载荷大小。摩擦传动的工作原理如图2所示。对于图示的模型，其承载能力即为计算载荷  $F$ 。根据传动可以正常工作的条件，可知

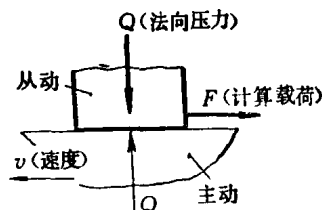


图2 摩擦传动的力学模型

$$F = k_A F_0 = \frac{Qf}{K} \quad (1)$$

式中  $Q$  为法向压力； $f$  为接触面间的滑动摩擦系数 (friction coef-

ficient)或牵引系数(traction coefficient)①(见表4、5、7);  $K$  为安全系数, 动力传动取  $K=1.2\sim1.5$ , 仪器传动取  $K\approx3$ ;  $F_0$  为名义载荷;  $k_A$  为工况系数, 其参考值见表2。摩擦副的承载能力不仅受到摩擦系数或牵引系数的限制, 而且受到摩擦副接触强度的限制。

表2 摩擦无级变速器的工况系数  $k_A$

| 载 荷 性 质        | $k_A$     |
|----------------|-----------|
| 平稳或轻微的冲击振动、惯性小 | 1.0~1.50  |
| 中等冲击振动、中等惯性    | 1.25~1.75 |
| 较大的冲击振动、较大的惯性  | 1.50~2.00 |

注: 经常启动和经常正反转者取大值。

传动比与调速范围

图3为一具有过渡滚轮的圆盘式摩擦无级变速器的原理图, 主动轴的转速  $n_1$  恒定, 滚轮处于任意位置和极端位置时, 主、从动

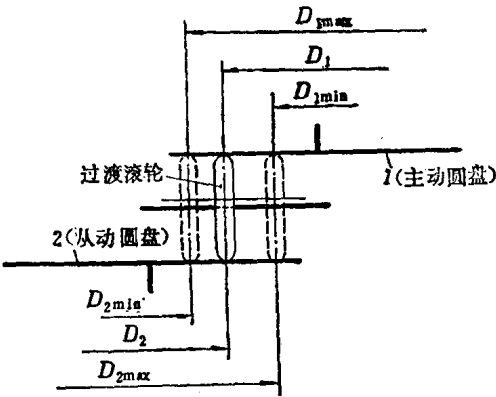


图3 摩擦无级变速器的调速原理

① 摩擦副接触面间的油膜牵引力与法向压力之比, 称为“牵引系数”。

圆盘的工作直径如图所示。由图可见：对于任意调速位置，如不计滑动，则变速器的传动比和从动轴的转速分别为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}; \quad (2)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{D_1}{D_2} n_1. \quad (3)$$

所以  $D_2 > D_1$  时为减速； $D_2 < D_1$  时为增速； $D_2 = D_1$  时，主、从动轴转速相等。滚轮接触于主动圆盘的最小工作直径时，变速器的最大传动比和从动轴的最低转速分别为

$$i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{D_{2\max}}{D_{1\min}}, \quad (4)$$

$$n_{2\min} = \frac{n_1}{i_{\max}} = \frac{D_{1\min}}{D_{2\max}} n_1; \quad (5)$$

滚轮接触于主动圆盘的最大工作直径时，变速器的最小传动比和从动轴的最高转速分别为

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{D_{2\min}}{D_{1\max}}, \quad (6)$$

$$n_{2\max} = \frac{n_1}{i_{\min}} = \frac{D_{1\max}}{D_{2\min}} n_1. \quad (7)$$

所以变速器的调速范围

$$R = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{D_{1\max} D_{2\max}}{D_{1\min} D_{2\min}}. \quad (8)$$

为了布置合理、结构紧凑，大多数具有过渡元件的摩擦无级变速器都采取对称布置，即  $D_{1\min} = D_{2\min} = D_{\min}$ ， $D_{1\max} = D_{2\max} = D_{\max}$ ，故此时

$$i_{\max} = \frac{1}{i_{\min}}; \quad (9)$$

$$R = i_{\max}^2 = \left( \frac{D_{\max}}{D_{\min}} \right)^2. \quad (10)$$

其他型式的摩擦无级变速器，根据其结构和几何关系也不难求出它们的传动比和调速范围。

## 二、滑 动

滑动对于摩擦传动的性能影响很大。滑动的类型可分为弹性滑动、几何滑动和打滑等三种。

### 基本概念

(1) 弹性滑动 摩擦副工作时由于材料的弹性变形所造成的滑动称为弹性滑动。图 4 为一圆柱摩擦副，在法向压力  $Q$  的作用下，由于材料的弹性变形，其接触区为一带状平面，端面为一小段直线。传递扭矩时，由于摩擦力的作用，在主、从动轮滚过接触区的过程中，主动轮轮缘上的微段由压缩状态变到拉伸状态，从动轮轮缘的对应微段则与其相反，由拉伸状态变为压缩状态，因而二者之间便产生了滑动，即“弹性滑动”。

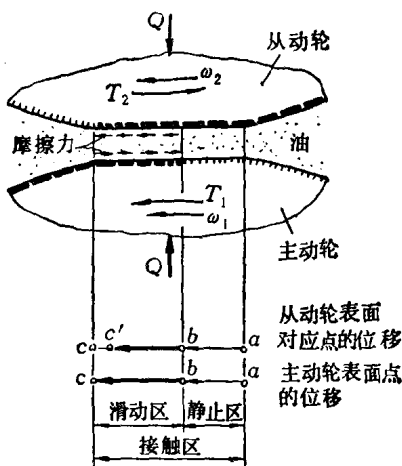


图 4 弹性滑动的概念

弹性滑动区位于接触区的出端。即轮缘上的微段在接触区的入端  $ab$  段上并没有滑动，当其运转到接触区的出端  $bc$  段上的  $b$  点时方才产生弹性滑动。故前者叫静止区，后者叫滑动区。因而当主动轮工作表面上的某点从  $b$  点运转到  $c$  点时，从动轮工作表面

的对应点则从  $b$  点运转到  $c'$  点, 同时  $\overline{bc} > \overline{bc'}$ 。即主动轮超前, 从动轮落后, 二者之间存在“滑差”。又因摩擦轮上各微摩擦力矩之和应与它所受的外加扭矩相平衡, 所以载荷越大, 滑动区越大, 滑差也越大。

由此可见, 弹性滑动的大小不仅与载荷有关, 显然还与材料的弹性模量有关: 弹性模量越大, 弹性滑动越小。但材料总是有弹性的, 所以弹性滑动是不可避免的。

(2) 几何滑动 摩擦副工作时, 由于几何形状的原因所造成的滑动, 称为几何滑动。例如图 5 所示的滚轮圆盘摩擦副, 设主动轮 1 以恒角速  $\omega_1$  不打滑地带动从动圆盘 2 回转, 则从纯几何的观点看问题, 其接触线上的速度分布应如图所示。由图可见, 此时只有  $C$  点为等速点,  $C$  点左右的各点, 其滑动速度方向相反, 犹如“涡旋”(spin)。故  $C$  点称为节点, 过该点的工作圆, 称为节圆。

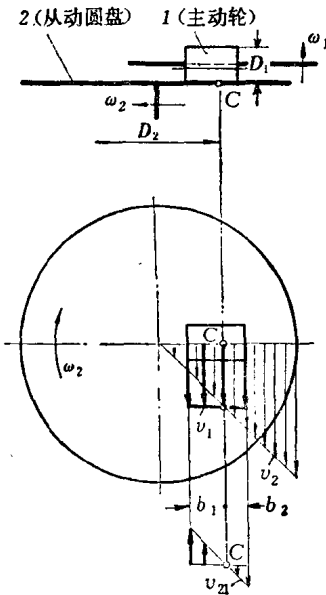


图 5 几何滑动的概念

由此可见, 几何滑动会导致“涡旋”; 在其他条件既定的情况下, 几何滑动的大小只与摩擦副元件的形状和相对位置有关。

但摩擦副元件的形状比较复杂, 而且调速时它们的接触部位是变化的。所以为了便于分析, 通常可把它们接触段, 用圆锥近似地替代。例如图 6 所示的球摩擦副, 便可以用沿其接触点的两小段圆锥来代替。该二圆锥的轴线和母线分别为原轴线和原二轴线所在平面内的二球的公切线。而圆柱、圆盘和曲线母线的回转体,

则可分别视为锥顶角  $2\alpha=0^\circ$ 、 $2\alpha=180^\circ$  和锥顶角为变量的圆锥体。

摩擦传动中，节点是随载荷而变化的。如图 7 所示的线接触的圆锥摩擦副，设长圆锥 1 为主动轮，短圆锥 2 为从动轮①，则接触线上，轮 2 相对于轮 1 的滑动

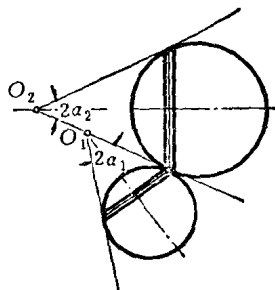


图 6 近似圆锥

速度  $v_{21}$  如图所示。又因接触线通常较短，滑动速度一般也不太大，故可假定接触线上的摩擦力是均匀分布的。所以空载时，如不计系统的自重与摩擦阻力，则根据接触线上的反向几何滑动所导致的锥轮 2 上的摩擦力  $F_{f1}$  和  $F_{f2}$  对于该圆锥轴线的矩的平衡，可知此时节点应位于接触线的中点  $m$ ，且  $F_{f1}=F_{f2}$ 。同时由图可见  $F_{f1}$  对从动轮起驱动作用， $F_{f2}$  起制动作用。故在传递载荷时，载荷越大， $F_{f1}$  也越大。即随着载荷的增大， $C$  点朝大端移动。

依此类推，可知轮 2 主动时， $C$  点朝小端移动。

总之，载荷增大，节点朝传动比增大的方向移动(表 3)。即载

表 3 节点  $C$  对于接触线中点的偏移

| 外 接 触 |  | 内 接 触 |  |
|-------|--|-------|--|
|       |  |       |  |

① 此地所说的圆锥的长短，是指锥顶至接触线中点的距离。

(c) 从动轮 2 所受的  
摩擦力

(b) 滑动速度  $v_{21}$

(a) 线接触的圆锥摩  
擦副

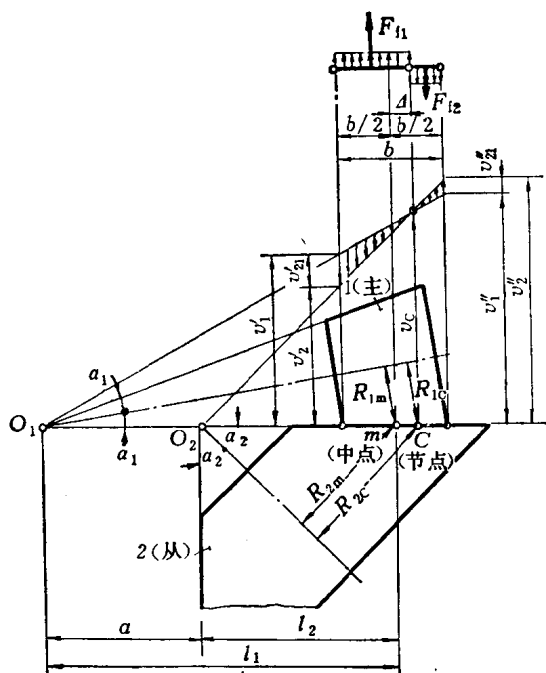


图 7 线接触摩擦副几何滑动的分析

$\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ —轮 1、2 的半锥顶角； $l_1$ 、 $l_2$ —长圆锥（轮 1）、短圆锥（轮 2）锥顶至接触线中点的距离； $R_{1m}$ 、 $R_{2m}$ —轮 1、2 在接触线中点处的半径； $R_{1c}$ 、 $R_{2c}$ —轮 1、2 的节圆半径； $F_{f1}$ 、 $F_{f2}$ —轮 1 对轮 2 的驱动摩擦力和制动摩擦力； $v_1'$ 、 $v_2'$ 、 $v_1''$ 、 $v_2''$ —轮 1、2 接触边缘处的圆周速度； $v_{21}'$ 、 $v_{21}''$ —轮 2 相对于轮 1 的最大滑动速度和最小滑动速度；其余符号见常用符号表。

荷越大，从动轴的转速越低，传动的速度损失越大。

点接触的摩擦副（图 8），情况也是如此。

另外，由图 7 不难推知：圆柱摩擦副或共顶的圆锥摩擦副没有几何滑动。由此可见，几何滑动并不是摩擦副的共性。

（3）打滑 载荷大到整个接触区都有滑动的时候，摩擦传动

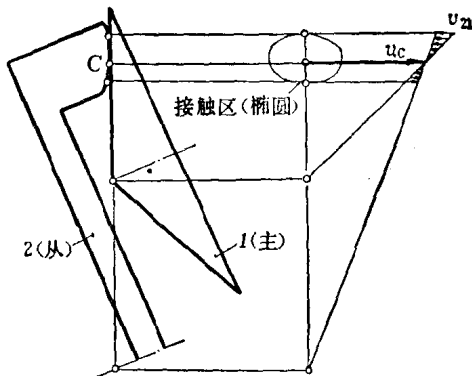


图8 点接触摩擦副摩擦轮母线上的几何滑动

便出现打滑。打滑是一种过载效应。没有几何滑动的摩擦副，过载所导致的过大的弹性滑动是打滑的原因。有几何滑动的摩擦副，应同时考虑弹性滑动和几何滑动。

打滑不大时，传动虽然仍能运转，但效率很低，并且不可靠。严重打滑则会导致工作表面的局部擦伤或胶合，故设计时应取一定的安全系数予以防止；而把打滑当作过载保护的手段是不适宜的。

打滑的外因出于过载，内因则是摩擦系数或牵引系数欠大、法向压力不足、摩擦副工作元件的弹性模量太小以及几何形状与相对位置设计不合理，因而只有克服这些不利的内外因素，才能克服打滑。

(4) 滑动率 滑动导致从动轴转速降低和传动比增大，构成传动的速度损失。滑动的大小可用滑动率  $\epsilon$  来描述。滑动率应包括弹性滑动率  $\epsilon_e$  和几何滑动率  $\epsilon_g$ 。

摩擦副的滑动率系为  $\epsilon_e$  与  $\epsilon_g$  之和。但前者不易计算求值，而后者却可根据节点位置作概略计算(后详)。

无论是摩擦副还是无级变速器，实用上均可取从动轴的转速损失率作为滑动率，即