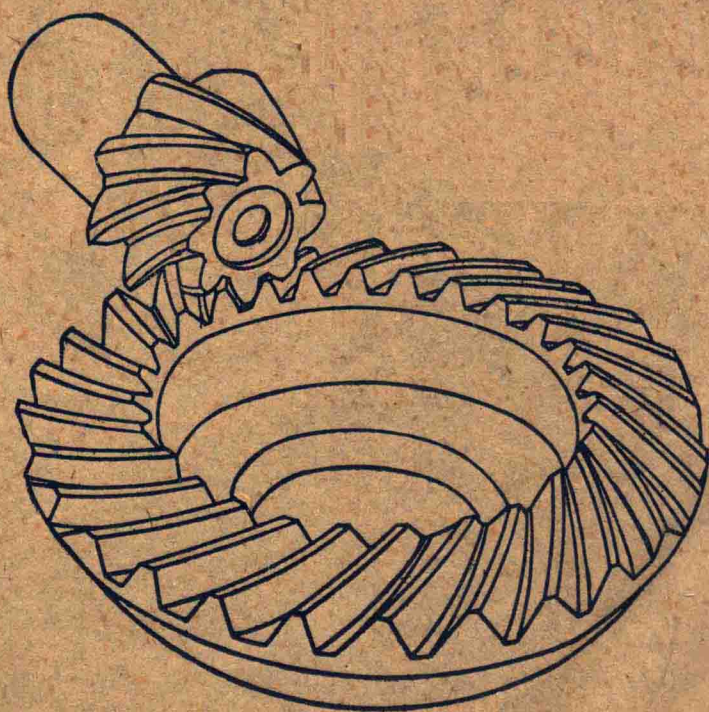


机械另件

中 册

浙江大学机械原理及机械另件教研组编



1960

機械零件目錄(中冊)

第三篇 機械傳動 (1)

第九章 摩擦輪傳動 (4)

- §1 概 述 (4)
- §2 摩擦輪傳動的破壞及其計算的理論基礎 (6)
- §3 圓柱形平摩擦輪傳動 (7)
- §4 有槽圓柱形摩擦輪傳動 (9)
- §5 圓錐摩擦輪傳動 (10)
- §6 受傳動比的摩擦輪傳動 (11)
- §7 無級變速摩擦傳動簡述 (12)

第十章 皮帶傳動 (16)

- 1. 皮帶傳動的基本知識 (16)
- 2. 平皮帶傳動 (18)
- 3. 三角皮帶傳動 (38)
- 4. 皮帶輪 (43)
- 5. 皮帶無級變速器 (46)
- 6. 例題 (47)

第十一章 齒輪傳動 (52)

- 1. 概 述 (52)
- 2. 齒輪傳動的受力分析 (57)
- 3. 齒輪的破壞情況 (62)
- 4. 漸伸綫齒輪輪齒工作表 (63)
- 5. 漸伸綫齒輪輪齒彎曲疲勞強度計算 (68)
- 6. 漸伸綫齒輪傳動的計算模荷 (77)
- 7. 齒輪材料 (83)
- 8. 漸伸綫齒輪傳動的許用應力 (85)
- 9. 漸伸綫齒輪傳動參數的合理選擇 (88)
- 10. 漸伸綫齒輪的設計步驟與計算公式 (92)
- 11. 齒輪傳動的效率和散熱計算 (93)
- 12. 齒輪的構造 (94)
- 13. 圓弧點嚙台齒輪(諾維柯夫齒輪) (98)

14. 例題

第十二章 蝸桿傳動

(106)

1. 蝸桿傳動的基本知識..... (106)
2. 蝸桿傳動的受力分析與效率..... (111)
3. 蝸桿傳動計算..... (114)
4. 蝸桿傳動的材料與許用應力..... (119)
5. 蝸桿傳動的散熱計算..... (121)
6. 球面蝸桿傳動強度計算..... (124)
7. 蝸桿傳動的構造..... (125)
8. 例題..... (127)

第十三章 減速器與變速器

(131)

1. 減速器的型式簡圖..... (131)
2. 減速器的速比分配..... (135)
3. 減速器的結構特征..... (135)
4. 減速器的潤滑及安裝概述..... (139)
5. 變速器的概述..... (141)

第十四章 鏈傳動

(147)

1. 概述..... (147)
2. 鏈傳動的構造及材料..... (147)
3. 鏈傳動的特性..... (157)
4. 鏈傳動計算..... (162)
5. 高速鏈傳動設計與計算..... (166)

第十五章 螺旋傳動

(169)

1. 概述..... (169)
2. 螺旋傳動的設計和計算..... (169)

第三篇 机械传动

机器中用以在一定距离間傳遞能量或改变运动的机构或装置称为机械传动。机械传动装置具有分配能量，降速或增速，調節速度，改变运动的形式（例如变迴轉运动为前进或往复运），开，停或反轉运动的作用。它总是机器中一个极重要的組成部分。

过去旧式工厂的传动装置是利用长軸将能量从一个原动机分配到許多工作机械，常称之为集中传动。由于那时的工厂或車間拿现代的观点来看規模极小，功率也不大，不适宜于用单独的原动机来驱动一部机器。

由于工业的发展，工厂的扩大，工作机械的型式和尺寸愈来愈大，需要大功率和高速度的原动机来驱动；同时随着电力驱动的发展和电动机的出现，因而促使工厂中的传动捨棄了使用上述消耗很多非生产能量的複杂装置而采用更新更简单經濟的传动装置。也就是从成本高的集中传动装置过渡到通用而价廉的单独传动装置。

近代传动能量的装置可以有下述几种方式：

- 1) 原动机—发电机—配电板—电动机—工作机（例如工作母机的心軸）。
- 2) 原动机—发电机—配电板—电动机—中間的传动机构（例如变速箱）——工作机械。
- 3) 原动机—传动軸—中間的传动机构—工作机械。

除特殊情形外在原动机与工作机械之間必須具有传动装置，这是由于很多原因：

- a) 工作机械所需的速度，絕大多数与原动机的經濟速度不相一致（通常要低得多）。
- b) 工作机械的工作速度經常需要改变，但直接用原动机来調節是不經濟而且有时是不可能。
- c) 往往需要由一部原动机带动若干不同速度要求的工作机組。
- d) 标准原动机通常作等速迴轉，而工作机械的运转需要經常变更速度或週期停歇的直綫运动，往复运动，螺旋运动或其他运动形式。
- e) 有时因工作安全和管理方便的需要，或为外形尺寸所限制不能将原动机联接到工作机械上。

现代机器制造业的发展已使传动装置不祇采用机械传动，已广泛采用电传动，液压传动，风动传动，通常在同一台机器中，为了驱动不同的机构，既采用机械传动，同时还采用其它型式的传动。这些传动的相对优缺点，可从表—1中窺見一般。在選擇最合适的传动机构时还应就技术和經濟方面作全面考虑，确定方案。

机械零件課程中主要是研究均匀轉动的机械传动。

机械传动可分为：

- 1) 摩擦传动：a) 直接接触的传动（例如摩擦輪传动）及b) 具有挠性件的传动（皮带传动）。
- 2) 齧合传动：a) 直接接触的传动（例如齿輪传动及蜗輪传动）及b) 具有挠性件的传动（鏈传动）。

表(三)—1 各類型傳動的優點比較

各種特性 (優點)	驅 動			傳 動 機 械	
	電驅動	液壓	氣壓	摩 擦	嚙 合
集中供給能量	+		+		
能量傳遞簡單 (遠距離)	+				
容易儲蓄			+		
有級調速範圍大	+	+		+	+
無級調速範圍大	+	+		+	
能保持精確傳動比					+
能高速迴轉	+		+		
直線運動所用機械簡單		+	+	+	+
不受周圍環境影響	+		+		+
實際到達工作機構的壓力較大		+			
操作容易 (包括自動的遠距離操作)	+				

傳出運動及扭力的軸為主動軸；接受主動軸傳來的運動及扭力的軸為從動軸。主動軸的迴轉速度或角速度對從動軸的迴轉速度或角速度之比值稱為傳動比，一般用 i 表示。設以 n_1, ω_1 及 n_2, ω_2 分別表示主動軸及從動軸的每分鐘轉數及角速度（弧度/每秒），則

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

在複式傳動中，是由同一種類型不同類型的多個單式傳動所組成，各個傳動比為 $i_1, i_2, i_3, \dots, i_n$ ，則總傳動比為

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n$$

各類型定傳動比的傳動可達到的最大傳動比因其傳動的特性不同而亦不相同。嚙合傳動中的蝸輪傳動通常傳動比為 $i \leq 40$ ，（特殊情況下 i 可高 250），齒輪傳動的傳動比 $i \leq 4 \sim 20$ ，鏈傳動中套筒滾子的 $i \leq 6 \sim 10$ ，齒形鏈的 $i \leq 15$ 。這類傳動最大的傳動比是為傳動的外形尺寸所限制。摩擦傳動中皮帶傳動所允許的傳動比受小輪包角最小允許值所限制，其最大值为 $i \leq 8 \sim 15$ ，如設張緊輪則 i 可達 ≤ 10 ，開式皮帶傳動的傳動比則應 ≤ 5 。摩擦輪傳動通常為 $i \leq 5 \sim 10$ 。實際上常是選用這些比值中的較小者。以上所述都是降速傳動。升速傳動是從動軸的轉速高於主動軸的轉速，只即 i 比值總是小於 1。升降傳動的工作情況不如減速傳動，採用的地方不多。

汽車傳動機構按照行車情況變化驅動輪的速度及所接受的扭矩需要經常變化原動機與驅動輪之間的傳動比。切削機床在切削加工時為了要達到最經濟的速度常須改變主軸的轉速。

因此这些情况下是要利用变传动比的传动，来作有机调速。

某些机械必须采用平稳无级的变速以提高生产能力并使操纵机构简化。在现有的变速箱中要改变从动轴的转速时必须令原动轴与变速箱脱节，这将会引起从动轴停车，如采用无级变速传动就能在运转时连续不断地改变速度，减少功率消耗而提高工作效率。

在传动装置中由于存在着摩擦阻力不可避免地要损失功率，主动轴对从动轴的功率传递常用效率表明，即

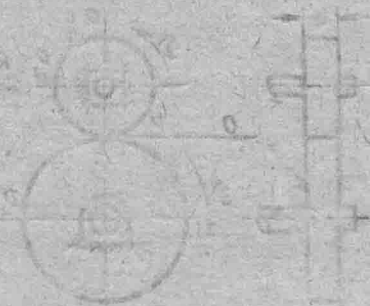
$$\eta = \frac{N_1}{N_2}$$

η 总是小于1。这里， N_2 为从动轴的功率， N_1 为主动轴的功率。如以扭力矩表示则

$$\eta = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M_2}{M_1 \cdot i}$$

式中 M_1 和 M_2 分别为主动轴和从动轴的扭力矩。

各类型传动装置的效率随其结构形式，制造精度，迴转速度以及安装，润滑和运转情况而有所不同，将分别在以后各章中加以叙述。必须指出在计算机械传动装置的总效率时还应当将原动机的效率考虑进去。



第九章 摩擦輪傳動

本章內容：摩擦輪傳動的工作原理，优缺点，分类及应用範圍。材料及其要求。計算的理論基础，定傳動比的圓柱形平摩擦輪，圓柱形有槽摩擦輪及圓錐摩擦輪傳動的分析与計算，变傳動比圓柱輪与圓盤傳動的分析与計算，無級变速器簡述。

§9—1 概 述

摩擦輪傳動是属于摩擦傳動中的直接接触傳動。这种傳動的工作原理是藉輪与輪間的相互压紧力在工作面上产生摩擦力，利用这个摩擦力使主动軸帶動从动軸迴轉以傳遞必需的運動或能量。图9—1表示最简单的一种圓柱摩擦輪傳動的簡图。

1) 优缺点：

摩擦輪傳動与其它類型的傳動比較具有下述的一些优点：

1) 构造简单；2) 加载和傳動时很少冲击，工作时亦无噪音，可用于高轉速机械及仪器傳動中；3) 过载时在輪与輪間产生滑动，可以在事故时防止机件的损坏；4) 傳動比能够平稳地改变，因此最容易达到無級变速。

其缺点是：1) 需要受很大的压紧力，因而增高了軸承承受的压力，有时須采用使軸承卸載的机构；2) 有打滑現象，因而只能应用于不需要严格保証傳動比的傳動中；3) 外廓尺寸較大；4) 效率較低（除特种机构可达0.97外）一般 $\eta=0.85\sim0.9$ ；5) 不适于傳遞很大的功率。

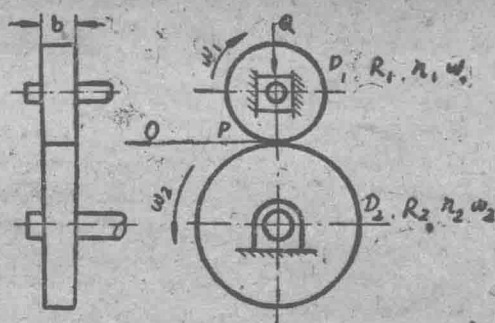


图9—1

2) 分類及应用範圍：

(1) 兩軸平行的傳動。这种傳動的輪緣可以为光滑的圓柱面，(图9—1)也可以是有槽的圓柱輪(图9—2)；有外接触的也有内接触的。

(2) 兩軸交叉：傳動的輪子大都为錐形(图9—3)也有以圓盤与輪子接触的(图9—4)。

摩擦輪傳動的应用範圍极为广泛。它可用以在机器，傳动机构及某些仪器中傳遞成任何角度（由 0° 到 90° ）的兩軸間的運動，可以改变迴轉運動为往复運動（送料机械）或改变为螺旋運動（压床，无心磨床等）。如制造精确，摩擦傳動可在速度达25米/秒及傳動比 i 达15的情况下工作，所能傳遞的功率可从很小的馬力到300馬力（在重型傳動中）的範圍內变化。

工作面粉間的压紧力是根据工作条件利用下述的几种方式来实现：1) 彈簧或槓桿机构产生初夹紧力；2) 傳动裝置的自身重量；3) 人力操縱；4) 用于強力傳動的液压法；5) 自动压紧裝置；6) 离心力。

3) 材料

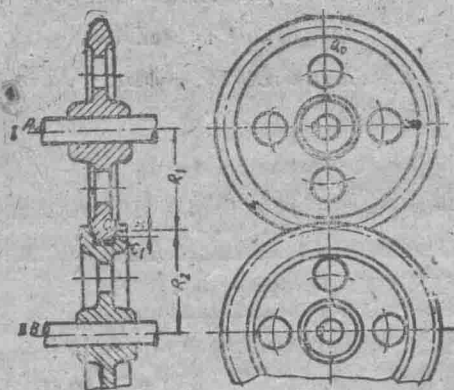


图9-2

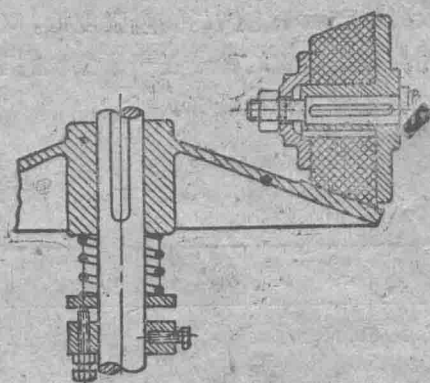


图9-3

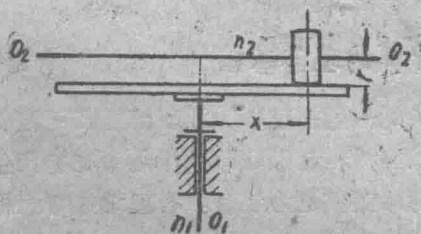


图9-4a

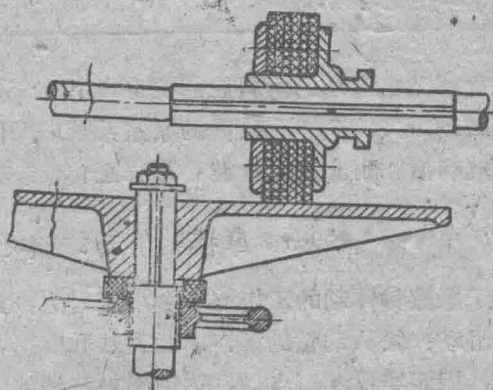


图9-4b

由于传递的功率和工作条件的不同，摩擦轮所用的材料也就不相同。

最常用的有下列几种：

(1) 淬火钢对淬火钢，通常为滚珠轴承钢，(ГХ-15)热处理后表面硬度可达 $R_c = 60$ 能保证传动最紧凑最经济，但要求制造精确，工作面亦须精加工。

(2) 铸铁对铸铁，或铸铁对钢。用于外廓尺寸较大的开式传动中，常使铸铁的工作表面具有尽可能高的硬度(冷硬或淬火)。

由于用途，工作条件及加工情况不同，钢质及铸铁摩擦轮的传动可在干燥状态或在油池中工作，后一种情况下效率较低，而传动的寿命则因磨损小较前一种情况为大。

(3) 钢或铸铁对夹布塑料或石棉。这种传动能在干燥状态中工作并且制造不须高度精确。由于摩擦系数大，需要的压力较小。

(4) 皮革, 木材, 橡皮或橡胶布及其類似的非金属材料, 在摩擦輪傳动中用以增高摩擦系数, 然而由于它們的接触强度低, 在现代大功率的摩擦輪傳动中很少应用。

用非金属制成的輪子在干摩擦状态下工作时, 主动輪常用較軟的材料制造, 以避免打滑时从动輪工作面磨坏。

表 3—1 常用材料的摩擦系数f的计算值

摩 擦 輪 材 料	工 作 条 件	f
鋼对鋼或鑄鉄	油中	0.05
鋼对鋼或鑄鉄	乾燥	0.1~0.15
夹布塑料对鋼或鑄鉄	乾燥	0.2~0.25
石棉塑料对鋼或鑄鉄	乾燥	0.15~0.2
皮帶对鑄鉄	乾燥	0.25~0.35
木材对鑄鉄	乾燥	0.4~0.5
特种橡皮对鑄鉄	乾燥	0.5~0.75

总之摩擦輪傳动的材料应能符合以下几个要求: 1) 具有較高的彈性模数, 以減少彈性滑动及滚动损失; 2) 具較高的摩擦系数以降低必需的压紧力; 3) 要有較高的接触强度, 並且具抗磨損和耐温度的性能, 以保証傳动获得必需的寿命。

§9—2 摩擦輪傳动的破坏及其計算的理論基础

由于摩擦輪傳动的工作必須利用压紧力, 如果材料的接触强度不夠或表面加工不精就容易引起滑动, 使从动輪的工作表面发热和磨損, 同时表面材料在循环載荷作用下也将产生疲劳現象, 因而导致表面点蝕, 这种現象在油池中工作的摩擦輪更为显著。合理地選擇摩擦輪材料和正确地計算其尺寸是可以防止傳动破坏現象的发生。

(一) 压紧力。摩擦傳动中, 产生摩擦力所需要的压紧力Q是根据所傳遞的圓周力 T 及工作面材料的摩擦系数 f , 即

$$Q \cdot f = \beta p \tag{9-1}$$

式中 β 为傳动的安全系数, 在强力傳动中其值为1.25~2; 在仪器中可达3。

(二) 最大接触应力的驗算。在重型摩擦傳动中, 摩擦輪的强度計算应根据計用的接触压应力以求得适宜的尺寸。一般是应用赫尔磁—别辽耶夫研究受压圆柱体所得出的公式:

$$(\sigma_c)_{max} = 0.418 \sqrt{\frac{KqE_{np}}{\rho}} = 0.418 \sqrt{\frac{KQE_{np}}{bp}} \tag{9-2}$$

式中 $q = \frac{Q}{b}$ 为圆柱体单位长度上的載荷, 公斤;

E_{np} 为当量弹性模数 $= \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$; 公斤/厘米²;

ρ 为工作体的诱导曲率半径 $(= \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2})$, 厘米;

Q 为压紧力, 公斤;

b 为被压缩圆柱体的接触线长度, 厘米;

k 为耐久系数按下式确定

$$K = \sqrt[3]{\frac{60Tn_{min}}{10^7} \sum \frac{T_i}{T} \cdot \frac{n_i}{n_{min}} \left(\frac{Q_i}{Q_{min}} \right)^3} \quad (9-3)$$

式中 T —传动预定的使用期限, 小时;

Q_{max} —最大载荷, 公斤

n_{min} —当载荷为 Q_{max} 时每分钟的载荷循环次数

T_i , Q_i , n_i —所计算的传动在工作情况 i 时的的工作时间, 载荷以及每分钟的载荷循环次数。

载荷稳定时可以不考虑耐久系数, (即 $k=1$)

轮面宽度 b , 从 (9-2) 可转化为:

$$b = 0.175 \frac{kQE_{np}}{[\sigma]^2 \rho} \quad \text{厘米} \quad (9-4)$$

$$b = 0.175 \frac{K\beta p E_{np}}{f[\sigma_c]^2 \rho}, \quad \text{厘米} \quad (9-5)$$

这是摩擦轮传动计算的基本方程式。许用接触应力推荐下述几个数值

1) 在油中工作的钢轮

$$[\sigma_c] = (25 \sim 30) H_B, \quad \text{公斤/厘米}^2;$$

淬火钢取大值, 非淬火钢用小值。

2) 沿綫接触並在油中工作的鑄鉄輪

$$[\sigma_c] = 1.5 \sigma_{Bn}$$

式中 σ_{Bn} 为鑄鉄的抗彎强度限。

3) 塑料制造的沿綫接触的摩擦輪可取 $[\sigma_c] = 1000$ 公斤/厘米²

4) 在乾燥状态下工作的鋼輪

$$[\sigma_c] = (12 \sim 15) H_B.$$

5) 在乾燥状态下鋼对鑄鉄或鑄鉄对鋼輪可取 $[\sigma_c] = 500$ 公斤/厘米²。

§9-3 圆柱形平摩擦輪传动

摩擦輪传动最简单的形式为圆柱形平摩擦輪, 如图(9-1)所示。这种形式用于兩軸平行

的傳動，其中有一根軸（或兩根軸）的軸承可以在軸所在平面上移動，以便施加指定的壓力Q使兩輪互相壓緊。如已知傳動的功率 N_1 （或扭矩 M_1 ）， n_1 ， n_2 （或 i ），或已定的圓周速度 v 及中心距 A ，則摩擦輪直徑及輪寬度等尺寸均可按下述方法求得。

1) D_1 及 D_2 的決定

$$\text{由於 } A = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1}{2} (1 + i), \text{ 因此 } D_1 = \frac{2A}{1+i}$$

如不考慮工作表面滑動的影響則

$$D_2 = iD_1 \quad (9-6)$$

如計及滑動則

$$D_2 = iD_1 (1 - \varepsilon) \quad (9-7)$$

式中 ε 為相對滑動係數。摩擦輪的相對滑動速度約為圓周速度的0.5~1.0%。若中心距為未知，則常取 $D_1 \geq (4-5)d_1$ ，此處 d_1 為小輪軸直徑。

2) 壓緊力Q。在不考慮軸承摩擦力矩影響下，應符合下列關係

$$Q = \beta \frac{P}{f} \quad (9-8)$$

式中 P 為圓周力（公斤），（ $P = \frac{75N}{v}$ ）； f 為工作表面的摩擦係數， β 為傳動的安全數約1.25~1.5。

3) 輪寬度 b 。應用（9-5）式，以

$$\rho = \frac{D_1}{2} \left(\frac{i}{1+i} \right)$$

代入則

$$b = 0.95 \frac{K \beta P E_{np} (i+1)}{f [\sigma_c]^2 i D_1} \quad (9-9)$$

$$\text{式中 } P = \frac{2.71620N}{D_1 n_1}$$

$$b = 5.104 \frac{K \beta N E_{np} (i+1)}{[\sigma_c]^2 f D_1^2 i n_1} \text{ 厘米} \quad (9-10)$$

從工藝方面考慮，要使輪寬全長均勻接觸， b 不應過大，一般

$$b \leq D_1 \quad (9-11)$$

實際計算出來的 b 可能大於 D_1 ，即須反復進行修正計算。

平摩擦輪傳動的最大缺點，如前已指出，是需要很大的壓力，為了減少 Q 可選用摩擦係數大且能耐磨的材料，或採用輪緣上有楔形槽的摩擦輪。選定圓周速度時必須注意不使傳動

的外廓尺寸过大，慣力愈大則滑动会愈大。建議 $V \leq 5\sqrt{N}$ 米/秒， N 以馬力計。

§9-4^{vvv} 有槽圓柱形摩擦輪傳動

將圓柱輪的工作表面做成楔槽如图 (9-5) 所示即為有槽摩擦輪。當兩輪压紧時，从圖

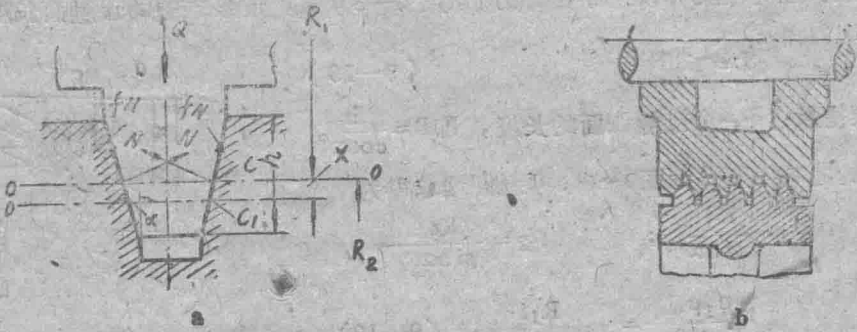


图 9-5

(9-5a) 的軸平面中，作用在槽斷面上的諸力平衡关系可得

$$Q - 2N(\sin\alpha + f\cos\alpha) = 0$$

但在迴轉時，摩擦力沿平均圓周的切綫方向作用着，並与圓周力平衡，即

$$P = 2Nf$$

因此

$$Q = P \frac{\sin\alpha + f\cos\alpha}{f} \quad (9-12)$$

为了可靠起見，圓周力应考虑安全系数 β ，即

$$Q = \beta P \frac{\sin\alpha + f\cos\alpha}{f} \quad (9-13)$$

在轉動時的压紧力，則为

$$Q \approx \beta P \frac{\sin\alpha}{f} \quad (9-14)$$

輪槽每邊的傾斜角 α 在 $12^\circ \sim 18^\circ$ 之間。一般取 $\alpha = 15^\circ$ ，如果 $\alpha < 12^\circ$ ，則容易发生咬住或自鎖現象。

这种摩擦輪的优点可以通过數字例來說明。設取 $f = 0.15$ (鑄鉄对鑄鉄) 及 $\alpha = 13^\circ$ 代入 (9-13) 式， $Q = 2.7\beta P$ ，代入 (9-14) 則 $Q \approx 1.75\beta P$ ，取平均值 $Q \approx 2.23\beta P$ 。可是在同樣情況下用平圓柱輪傳動則 $Q = \beta \frac{P}{f} = 6.66\beta P$ ，所需压紧力較有槽摩擦輪要增多 1.5~2 倍。

但是有槽摩擦輪的缺点在于它的工作面上各接触点圓周速度不同，因而产生的摩擦功不同，表面的磨損自然也就不同。例如在 C 点 $v_c = \omega_1 R_1 = \omega_2 R_2$ ，而在 c_1 点，則 $v_1 = (R_1 + x)\omega_1$ ， $v_2 = (R_2 - x)\omega_2$ ， v_1 不等于 v_2 而是大于 v_2 ，即 $v_1 - v_2 = \Delta V = x(\omega_1 + \omega_2)$ 。为了减小这一差

別應使槽的深度尽可能小，大致可取 $h = (0.025 \sim 0.05)D_1$ ，小值用于大直徑，大值用于小直徑（小于500毫米）。

从制造工艺的观点来看，楔槽数 Z 应当有所限制，因为不可能将槽制造得非常准确，大多数情况下建議

$$Z_{\max} \leq 6 \quad (9-14)$$

按接触剪应力計算有槽摩擦輪时仍可用 (9-5) 式，惟該式中的接触面长度为

$$L = 2ZB \quad (9-15)$$

式中 z 为楔槽数； B 一个接触侧面的长度，即 $B = \frac{h}{\cos \alpha}$ 。

工作表面的曲率半徑（如图9-6）可近似地求得为

$$\rho_1 = \frac{R_1}{\sin \alpha}; \quad \rho_2 = \frac{R_2}{\sin \alpha}$$

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{R_1 i}{\sin \alpha (i+1)} \quad (9-16)$$

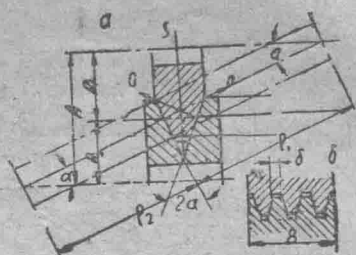


图9-6

将 b 代以 L 並將 ρ 一併代入 (9-5) 式，則

$$2ZB = 2Z \cdot \frac{h}{\cos \alpha} = \frac{0.175 K \beta P E_{np} (i+1) \sin \alpha}{2 [\sigma_c]^2 R_1 i f}$$

$$Z = \frac{0.175 K \beta P E_{np} (i+1) \sin \alpha \cos \alpha}{2 [\sigma_c]^2 D_1 i f h} \quad (9-17)$$

当 $\alpha = 15^\circ$ 时並以 $P = \frac{2.71620N}{D_1 n_1}$ 代入，得

$$Z = 3130 \frac{K \beta N E_{cp} (i+1)}{[\sigma_c]^2 D_1^2 h f i n_1} \quad (9-18)$$

随着 D_1 也就是中心距 A 的减小，槽数必須增多，設計时应能使 Z 不超 (9-14) 式所建議的限度。

槽輪的寬度（图9-6） $b = 2Z (htg \alpha + \delta)$ ，对鑄鉄輪 $\delta = 0.5$ 厘米，对鋼輪 $\delta = 0.3$ 厘米。

§9-5 圓錐摩擦輪傳动

圓錐摩擦輪傳动是由两个截錐形輪所組成（图9-7）用于兩軸相交的傳动，其夾角 α 常为直角，即

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ$$

这种傳动的傳动比为

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} \quad (9-19)$$

当 $\alpha = 90^\circ$ 时， $i_{12} = ctg \alpha_1 = tg \alpha_2 \quad (9-20)$

通常 i_{12} 为已知(一般 $i_{12}=1-4$), 因此锥顶角 α_1 和 α_2 应用上式即可确定。

由力的平衡条件可分别求出作用在轴1和轴2上的压紧力 Q_1 和 Q_2 : 即

被压紧时 $Q_1 = N(\sin\alpha_1 + f\cos\alpha_1)$;

$Q_2 = N(\sin\alpha_2 + f\cos\alpha_2)$

迴轉时 $Q_1 \approx N\sin\alpha_1$; $Q_2 \approx N\sin\alpha_2$

但 $\beta P = fN$,

或 $N = \beta \frac{P}{f}$

$$\therefore Q_1 = \beta P \frac{\sin\alpha_1}{f} \quad Q_2 = \beta P \frac{\sin\alpha_2}{f} \quad (9-21)$$

显然由(9-21)式, 可看出圆锥摩擦輪工作时所需的軸向压紧力較园柱摩擦輪所需的小。同时主动軸压紧較从动軸压紧时所需的压紧力小, 因而机构可較紧凑。

圆锥摩擦輪工作寬度的决定与园柱摩擦輪相同, 也是按工作面耐久强度根据接触应力計算。因此也适用(9-5)式。式中的综合曲率半径应按背锥半径(即假想的园柱輪)合成, 即

$$\rho_1 = \frac{R_1}{\cos\alpha_1} \quad \rho_2 = \frac{R_2}{\cos\alpha_2}$$

$$\rho = \frac{R_1 i}{\cos\alpha_2(i^2 + 1)} = \frac{\left(L - \frac{b}{2}\right)i}{i^2 + 1} \quad (9-22)$$

以 $\frac{P}{f}$ 代替 Q 並將 ρ 一起代入(9-5)式, 得

$$b = 0.175 \frac{K\beta P E_{np}(i^2 + 1)}{[\sigma_c]^2 \left(L - \frac{b}{2}\right) f i} \quad (9-23)$$

$$\text{如令 } P = \frac{2.71620}{D_1} \frac{N}{n_1} =$$

$$\frac{2.71620}{\left(L - \frac{b}{2}\right) \sin\alpha_1} \text{ 代入 則}$$

$$b = 125 \cdot 10^2 \frac{K\beta N E_{np}(i^2 + 1)}{[\sigma_c]^2 \left(L - \frac{b}{2}\right)^2 f n_1 i} \text{ 厘米} \quad (9-24)$$

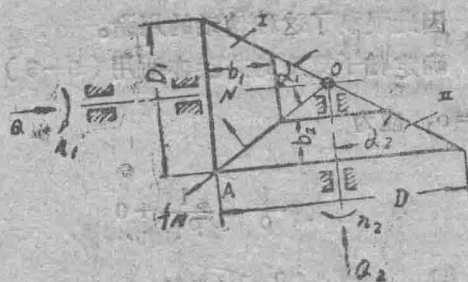


图9-7

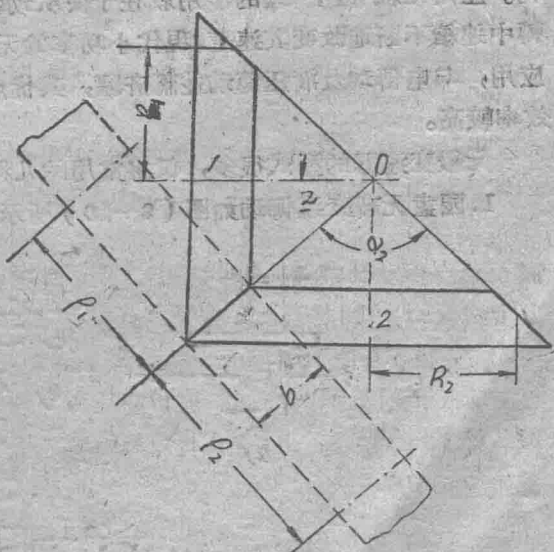


图9-8

§9-6 变傳动比的摩擦輪傳动一园柱輪与园盘傳动

有时在机械制造中, 例如螺旋摩擦压力机, 利用园柱形輪与园盘接触以傳动同在一平面

内互成 90° 的两轴间的运动或功率，如图(9-9)，这种传动的缺点在于沿轮宽上有相对滑动，宽度愈大滑动愈严重，就容易使轮子急剧磨损，同时传动的效率也较其它摩擦传动为低，因此限制了这种传动的用途。

确定轮子宽度的方法亦适用(9-5)式，综合曲率半径由于圆盘系沿平面工作，即

$$\frac{1}{\rho_2} = 0, \text{ 应为}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + 0$$

$$\text{即 } \rho = \rho_1 = r_1$$

$$\text{因此 } b = \frac{0.35 K \beta P E_{np}}{[\sigma_c]^{1/2} D_1 f}, \text{ 厘米 (9-25)}$$

$$\text{或 } b = 5.10^4 \frac{K \beta N E_{np}}{[\sigma_c]^{1/2} D_1^2 f n_1}, \text{ 厘米 (9-26)}$$

式中 D_1 为轮子直径。必须指出，因为这种传动的滑动大，材料的接触应力 $[\sigma_c]$ 应较圆柱摩擦轮降低15~20%。

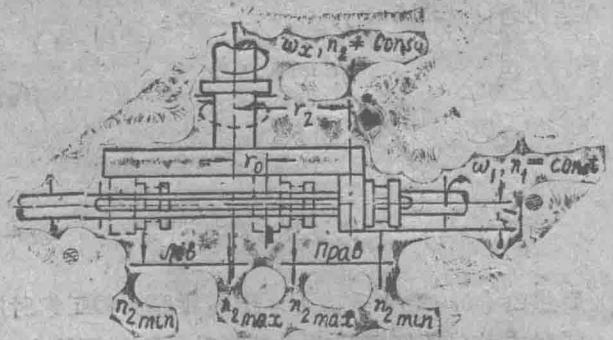


图9-9

§9-7 无级变速摩擦传动简述

在某些机械制造部门中需要采用平稳无级的变速，以提高机器的生产能力并简化操纵机构。应用无级变速传动的作用就在于使从动轴在改变转速时不需要停车脱啮而可以在传动运转中连续不断地改变其速度。现代小功率的无级变速摩擦传动，在工业上已得到广泛的发展与应用，与电传动及液压传动并驾齐驱，其优点为构造简单，外廓尺寸小，而且转动惯量小，效率较高。

无级变速器的型式很多，仅将常用的几种简要介绍于下：

1. 圆盘无级变速传动如图(9-10)所示的几种简图

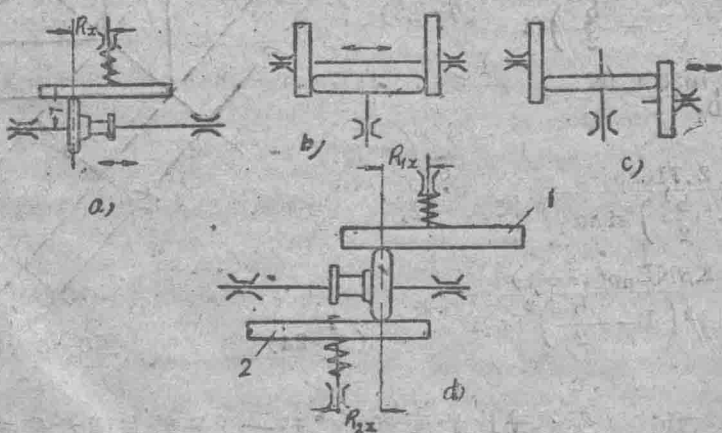


图9-10

这种无级变速传动虽然沿接触线的速度差很大，摩擦损失和磨损均大，但由于它简单可靠，现仍广泛应用，（如螺旋压力机，金属切削机床，磨玻璃机，计算机，转数机等）。轮的工作面最常用的材料为夹布塑料对钢或铸铁。这种传动可按改变传动比工作体的数目分为两类：1）利用传动中一个工作体的半径改变完成变速，如图9—10a；2）利用传动中两个工作体的半径改变完成变速如图9—10b, c, d。

图9—10a传动的传动比（不考虑滑动）为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{R_x}{r}$$

从 $R_x = 0, i = 0$, 到 $R_x = R, i = i_{\max}$ 之间变化。

图9—10d传动的传动比，（不考虑滑动）为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_{1x}}{R_{2x}}$$

从 $R_{1x} = 0, i = 0$, 到 $R_{2x} = 0, i = \infty$ 的范围内变化。

2. 圆锥无级变速传动如图(9—11)所示简图是用于平行或不平行两轴之间的传动。这种传动的调整范围及原理与圆盘无级变速传动相似，但其接触面上的速度分布却比较有利，因此工作面的磨损较小，可是制造和调整则复杂得多，它的传动比可用下式表示（图9—11a）

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_x}{R}$$

可在 $i_{\min} = \frac{r_{\min}}{R}$ 及 $i_{\max} = \frac{r_{\max}}{R}$ 之间调整（不考虑滑动）。

3. 利用中间滚轮的锥柱无级变速传动(图9—12)。在二锥柱之间有一摩擦滚轮，靠弹簧的作用将其压紧，它的运动关系及调整范围与前一种传动相似。由于滚轮轴与两锥柱的轴不平行使制造与使用都产生困难，因而未被广泛应用。

4. 利用双滚轮的锥体无级变速传动，这种变速器系苏联中央工艺与机器制造研究苏。斯维托扎洛夫工程师所创造(И.В.А. Свѣтѣлов), 其效率高而稳定，工作体间的滑动小而且维护简便。图9—13为构造简图。在主动轴I和从动轴II上各装一带球形工作表面的锥状体，中间滚轮1—1自由地安装在轴2—2上，利用这两个滚轮即可将主动轴的运动传至从动轴。令轴2—2同时绕铰链3—3转动即可任意改变传动比。传动速度可在 $\lambda = 6 \sim 8$ 范围内调整，这

里 $\lambda = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$ (不计滑动)

无级变速器基本上是按接触强度计算，当工作体理论上沿綫接触时可应用(9—2)式，如理论上为点接触时则应用下式

$$\sigma_{\text{сmax}} = 0.338 \sqrt[3]{\frac{KQEn_p^2}{\rho^2}} \quad (9-27)$$

有关无级摩擦变速器的设计将详有关专业课程中，本节不再详述。

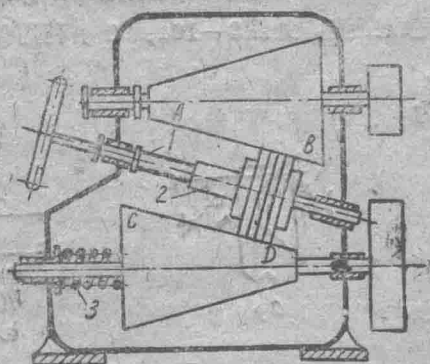


图9-12

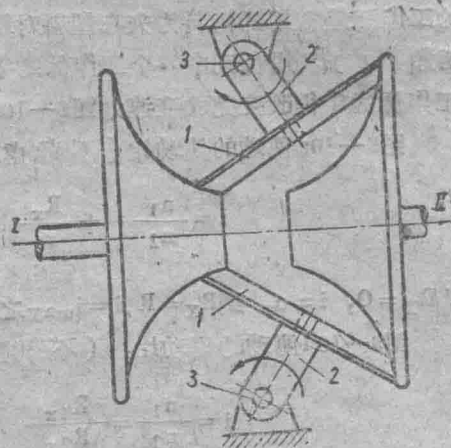


图9-13

例 题

计算一对用于运输机上的圆柱摩擦轮尺寸。已知： $N_1 = 5$ 马力； $n_1 = 1000$ 转/分， $n_2 = 350$ 转/分，型式一开式（即不在封闭箱壳中工作），材料—夹布塑料对钢。

解：1) 选用常数，从表 9-1 选 $f = 0.225$ 。取 $\beta = 1.5$ ， $[\sigma_c] = 500$ 公斤/厘米²，夹布塑料 $E_1 = 9 \cdot 10^4$ 公斤/厘米²，钢 $E_2 = 2.15 \cdot 10^6$ 公斤/厘米² 因此 $E_{np} = 1.73 \cdot 10^5$ 公斤/厘米²。

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{1000}{350} = 2.85, \text{ 根据经验公式取圆周速度}$$

$$v = 5\sqrt{N} = 11.2 \text{ 米/秒}$$

2) 决定轮子直径

$$D_1 = \frac{60 \cdot 1000 V}{\pi n_1} = 214$$

$$\text{取 } D_1 = 200 \text{ 毫米}$$

$$D_2 = D_1 i (1 - \varepsilon) = D_1 i (1 - 0.005) = 565$$

$$\text{取 } D_2 = 560 \text{ 毫米}$$

3) 中心距 A

$$A = \frac{D_1 + D_2}{2} = 380 \text{ 毫米}$$

4) 压紧力 Q

$$Q = \beta \frac{P}{f} = \beta \cdot \frac{2.71620}{D_1 f} \cdot \frac{N}{n_1} = 238 \text{ 公斤}$$

5) 轮宽度 b