

专业课习题解析课程

第7讲

第十一章 带传动

第十二章 其他传动类型简介

11-1 包角对带传动能力有什么影响？影响包角有哪些？为什么只给出小带轮包角 α_1 的计算公

解：1. 因为带传动最大有效工作拉力：

$$F_{ec} = F_1 - F_2 = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} = 2F_0 \frac{1 - 1/e^{f\alpha}}{1 + 1/e^{f\alpha}} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}} \right)$$

所以：包角 $\alpha \uparrow \rightarrow F_{ec} \uparrow \rightarrow$ 承载能力 \uparrow ；

2. 由公式可以看出，影响包角的因素包括两轮的中心距、大小带轮基准直径。

$$\alpha_1 = \pi - 2\theta \approx \pi - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a}$$

3. 由于大带轮的包角大于小带轮的包角，打滑首先发生
在小带轮，因此，只要考虑小带轮的包角。

11-2 带传动的工作原理是什么？正常工作时，
轮间的摩擦力两者大小是否相等？带传动正常工
力与打滑时的摩擦力是否相等，为什么？

解：1. 带的紧、松两边的拉力差 $F_1 - F_2$ 就是带传动中起传递动力作用的拉力。

2. 正常工作时是相等的。

3. 不相等，因为带正常工作时，它的摩擦力是随着工作阻力矩增加而增大的，即： $F' = F_e = 2T_2 / d_{d2}$ 。而当打滑时，工作所需要有效拉力超过了任一带与带轮之间所能产生的最大摩擦力。摩擦力能加到最大值，但仍不够驱动从动带轮转动。

11-3 摩擦因数大小对带传动有什么影响？影响的因素有哪些？为了增加传动能力，能否将带轮粗糙，为什么？

解：1. 由最大有效工作拉力公式可以看出，摩擦因数越大，带传动的承载能力越强。

$$F_{ec} = F_1 - F_2 = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} = 2F_0 \frac{1 - 1/e^{f\alpha}}{1 + 1/e^{f\alpha}} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}} \right)$$

2. 影响摩擦因数大小的因素有两接触体的材料。对于V带传动，与V带轮轮槽角有关。

$$f_v = \frac{f}{\sin \frac{\phi}{2} + f \cos \frac{\phi}{2}}$$

3. 不能，从影响摩擦因数的因素来看，增加工并不能起到增加传动性能的作用。

11-4 有效工作拉力与摩擦力、拉力差以及工作阻力之间有什么关系？最大有效工作拉力与那些因素有关？ d_{d1} 、 α_1 、 i 、 v 、 a 等对V带传动的传动能力各有什么影响？如何选择？为什么要使小带轮直径 d_{d1} 不小于 $d_{d\min}$ ，而且 $d_{d\min}$ 随着型号的增大而增大，这又是为什么？

解：1. 关系如下：

$$F_1 - F_2 = F_e = F_1' = F_2' = 2T_2 / d_{d2}$$

2. 最大有效工作拉力与初拉力，小带轮包角，摩擦因数有关。

$$F_{ec} = F'_{\max} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1} + 1}$$

- 1) $F_0 \uparrow \rightarrow F_{ec} \uparrow \rightarrow \text{承载能力} \uparrow$ 。
- 2) 包角 $\alpha \uparrow \rightarrow F_{ec} \uparrow \rightarrow \text{承载能力} \uparrow$ ；
- 3) $f \uparrow \rightarrow F_{ec} \uparrow \rightarrow \text{承载能力} \uparrow$

因 $f_v > f$ ，故在相同的条件下，V带能传递较大的功率。
或者说，在相同的条件下，V带传动的结构较紧凑；

2.1) d_{d1} 增大，则小带轮的包角增大，因此传动能力增大。

$$\alpha_1 = \pi - 2\theta \approx \pi - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a}$$

2) 小带轮包角增大，则带传动的传动能力增大。

3) 传动比增大, 则小带轮的包角减小, 因此作

4) 设 $([\sigma] - \sigma_{b1}) A = R$

$$P = \frac{(Rv - qv^3) \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha_1}}\right)}{1000}$$

当带速 v 等于0及 $\sqrt{R/q}$ 时, 带传动丧失工作能力。

$$v = v_{\lim 1} = 0 \text{ 及 } v = v_{\lim 2} = \sqrt{R/q}$$

带传动的最佳带速为: $v_{opt} = \sqrt{R/3q} \approx 0.58v_{\lim 2}$

当带在最佳速度下工作, 就能充分发挥带的工作能力。

5) 中心距越大, 小带轮的包角增大, 传动能力提高。

3. 带轮的直径越小，结构越紧凑。但V带受到的容易疲劳断裂。为了使带有一定的疲劳寿命，带小 $d_{d1} \geq d_{d\min}$ 。随着型号的增大，最小基准直径随之增大，保证带传动的传动性能。

11-7 试由设计公式分析带传动速度对传动能力的影响。带速越高，带的离心力越大，但在多级传动中，常将带传动放在高速级，这是为什么？

解：带是挠性件，因此具有吸振缓冲的能力，传动平稳，多级传动将带传动放在高速级。

11-8 带传动的失效形式有哪些？设计准则是什么？设计计算公式是否已充分体现了带传动设计准则？额定功率是在什么特定条件下得出的？当实际工作条件与特定条件不符时，如何处理？为什么要考虑 ΔP_0 值？

解：1. 主要失效形式：1) 打滑

2) 带的疲劳破坏

2. 设计准则：在不打滑的条件下，使带具有一定的疲劳强度和寿命。

3. 带传动的设计计算公式充分体现了带传动设计准则。

1) 不打滑：
$$F_{ec} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha_1}} \right) = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha_1}} \right)$$

2) 带具有一定的疲劳强度: $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1}$

$$\text{即: } \sigma_1 \leq [\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c$$

既不打滑, 又使带具有一定的疲劳强度:

$$\text{最大有效拉力: } F_{ec} = ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha 1}} \right)$$

因此, 带传动工作时有效工作拉力 F_e 不能超过其最大有效工作拉力 F_{ec} 。

$$F_e \leq ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha 1}} \right)$$

3. 特定条件下, 计算求得不同型号单根普通V带传递的基本额定功率 P_0 特定条件:

- 1) 载荷平稳;
- 2) 包角为 180° , 即 $i=1$;
- 3) 特定带长。

4. 实际工作条件与特定条件不符时，对表中的
进而得出实际工作条件下单根普通V带传递的功率 P_0 ：

$$[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L$$

长度系数，

包角系数， $\alpha_1 \downarrow$ 、 $K_\alpha \downarrow$

5. $\Delta P_0 \Rightarrow$ 功率增量，计 i 对 P_0 的影响。

11-11 设V带传动中心距 $a=2000\text{mm}$ ，小带轮基准直径 $d_{d1}=125\text{mm}$ ， $n_1=960\text{r/min}$ ，大带轮基准直径 $d_{d2}=500\text{mm}$ ，滑动率 $\varepsilon=2\%$ 。求：（1）V带基准长度；（2）小带轮包角 α_1 ；（3）大带轮实际转速。

解：（1）V带基准长度

$$\begin{aligned} L_d &\approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a} \\ &= 2 \times 2000 + \frac{\pi}{2} \times (500 + 125) + \frac{(500 - 125)^2}{4 \times 2000} \\ &= 5000 \text{mm} \end{aligned}$$

（2）小带轮包角 α_1

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \pi - 2\theta \approx \pi - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \\ &= 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{500 - 125}{2000} \times 57.3^\circ \\ &= 169.25^\circ \end{aligned}$$

(3) 大带轮实际转速

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{d_{d2}}{d_{d1}} \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

$$\begin{aligned} n_2 &= (1 - \varepsilon) \frac{d_{d1}}{d_{d2}} \cdot n_1 = (1 - 0.02) \times \frac{125}{500} \times 960 \\ &= 235.2 \text{ r/min} \end{aligned}$$

11-13 某V带传动传递功率 $P=7.5\text{kW}$ ，带速 $v=10\text{m/s}$ ，紧边拉力是松边拉力的2倍，求紧边拉力 F_1 及有效工作拉力 F 。

解：带的有效圆周力：

$$F = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 7.5}{10} = 750 \text{ N}$$

带的紧边拉力:

$$F_1 - F_2 = F$$

由题意有: $F_1 = 2F_2$

$$\text{联解} \begin{cases} F_1 - F_2 = F = 750\text{N} \\ F_1 = 2F_2 \end{cases}$$

$$F_1 = 1500\text{N}$$

12-1 棘轮机构有几种类型，它们的特点是什么？适用于什么场合？

答：棘轮机构有：

1. 齿式棘轮机构
2. 摩擦式棘轮机构

特点

1. 齿式棘轮机构特点：

结构简单，制造方便，工作可靠，几轮每次转过的角度大小可以调节。

2. 摩擦式棘轮机构优点：机构工作较为平稳，无噪声，从动轮每次转过 的角度可无级调整。缺点：从动轮转角精度差。

使用场合：

低速轻载且对运动精度要求不很严格的场合。

12-2棘轮机构除用来实现间歇运动外还可以实现什么功能？

答：棘轮机构还可以实现以下功能：

1. 转位分度，送进。
2. 止动
3. 超越离合器

12-3 为什么槽轮机构运动系数不大于1？

答：由于槽轮是做间歇转动的，必须有停歇时间，所以运动系数k总应小于1。

单拨销外槽轮机构的运动系数： $k = \frac{t_d}{t} = \frac{1}{2} - \frac{1}{z} < 0.5$

当拨销为n时： $k = \frac{t_d}{t} = n \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{z} \right)$

即外拨销槽轮拨盘拨销数 n 与槽轮槽数 z 的关系

$$n < 2z / (z - 2)$$

单拨销内槽轮机构的运动系数： $k = \frac{t_d}{t} = \frac{1}{2} + \frac{1}{z} > 0.5$

内拨销槽轮机构轮槽数应大于等于3。

12-4 不完全齿轮机构和普通齿轮机构的啮合过程有什么异同点？

答：不完全齿轮是由普通齿轮机构演化而来的的一种间歇运动机构。

它与普通齿轮机构的主要区别是：主、从动轮上的齿轮不是布满在整个圆周上，主动轮上只有一个或几个轮齿，因此，当主动轮连续回转时，从动轮做单向间歇回转运动。

12-5 液压传动，气动各有哪些特点？

答：液压传动的优点：

1. 单位功率重量轻、结构尺寸小、惯性小、反应快，易于快速启动、制动和频繁换向。
2. 可大范围实现无级调速，调速比可达2000: 1。
3. 传递较大力和力矩，低速液压马达输出力矩可达几千牛·米到几万牛·米。
4. 液压油的可压缩性，能吸收振动、缓和冲击，因此工作平稳，噪声小。
5. 易于实现过载保护，工作安全可靠。

- 6. 液压元件可自润滑，因此磨损小，使用寿命
- 7. 容易实现直线运动。
- 8. 液压元件可根据需要方便、灵活地布置。
- 9. 易于实现自动化，电液联合控制后，工作过程自动化程度更高，且可实现遥控。

液压传动的缺点：

- 1) 液压油存在可压缩性及泄漏，不易获得严格的定比传动。泄露还可能会对工作场地造成污染。
- 2) 液压油对温度比较敏感，传动系统受环境温度变化影响，不宜在温度很高或很低的环境下工作。
- 3) 流体流动有阻力损失，传动效率低，不宜远距离传动。

- 4) 液压元件的制造精度要求较高，价格较贵。
- 5) 液压传动系统出现故障不易找出原因，及时此使用和维修技术要求较高。

气压传动的优点：

- 1) 以空气为介质，易获取，不存在变质、补充和更换问题；不对环境产生污染。
- 2) 空气粘度小，在管内流动阻力小，压力损失小，便于集中供气和远距离输送。
- 3) 与液压传动系统相比，反应速度快，动作迅速，维护简单，管路不易堵塞。
- 4) 对工作环境适应性好，在特殊环境中安全可靠优于电子、电气和液压传动。

5) 空气具有可压缩性, 气压传动系统能够动保护; 便于储存能量。

6) 排气因气体膨胀自动降温, 不易发生过热现象, 利于长期运行。

7) 气动元件结构简单, 制造容易, 适于标准化、系列化、通用化。

气压传动的缺点:

1) 因空气具有可压缩性, 载荷变化时, 系统的动作稳定性差。

2) 工作压力低 ($0.3 \sim 1.0 \text{ MPa}$), 结构尺寸不易过大, 输出功率较小。

3) 排气噪声大, 需加消声装置。

12-7: 某自动机上装有一个单拨销六槽外槽轮机构，当槽轮停歇时进行工艺动作，所需工艺时间为30s，求槽轮的转速。

解：已知单拨销外槽轮机构的运动系数：

$$k = \frac{t_d}{t} = \frac{1}{2} - \frac{1}{z}$$

$$t - t_d = 30s; \quad z = 6$$

$$\text{求得：} \quad t = 45s$$

$$\text{拨盘转速} \omega = \frac{1}{3} \text{ r/min} \approx 1.3 \text{ r/min}$$

12-8 某自动机上装有一均布双拨销六槽的外槽
拨盘转速为24r/min，求槽轮在一个运动循环中
停歇的时间。

解：已知多拨销外槽轮机构的运动系数

$$k = \frac{t_d}{t} = n \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{z} \right) = \frac{n_{\text{槽轮}}}{n_{\text{拨盘}}}$$

$$n = 2$$

$$z = 6$$

$$n_{\text{拨盘}} = 24 \text{ r/min}; \text{ 所以: } t = \frac{1}{24} \text{ min}$$

$$t_{\text{停}} = \frac{1}{3} t = \frac{1}{72} \approx 0.014 \text{ min}; \quad t_{\text{运动}} = \frac{2}{3} t \approx 0.028 \text{ min}$$