

文章编号: 1005-8893(2003)02-0040-03

V带传动预紧力的精确计算^{*}

胡爱萍

(江苏工业学院 机械工程系, 江苏 常州 213016)

摘要: 分析了现有V带传动预紧力计算公式存在不足, 预紧力值偏小, 带速越高, 小的越多。对高速V带传动用现有预紧力计算公式是不合适的。给出了预紧力的精确计算公式, 为高速V带传动的设计计算提供了切合实际的理论依据。

关键词: V带传动; 预紧力; 计算

中图分类号: TH 132.3

文献标识码: A

V带传动具有结构简单、传动平稳、缓冲吸振和价格低廉等优点, 所以, 在对传动比要求无须非常严格的一般机械传动中, 广泛应用V带传动。预紧力计算是设计V带传动的内容之一, 合理的预紧力能充分发挥带传动的工作能力, 同时保证带具有一定的疲劳强度和寿命。若预紧力过大, 使带的磨损加剧和带内拉应力增大, 缩短带的寿命。若预紧力过小, 带传动工作能力得不到充分发挥, 预紧力的大小又是计算压轴力进行带轮轴的强度计算和带轮轴上轴承寿命计算的依据。现有V带传动设计理论的预紧力计算公式^[1~4]存在不足, 预紧力值偏小, 带速越高, 小的越多。本文给出了预紧力的精确计算公式, 为高速V带传动的设计计算提供了切合实际的理论依据。

1 现有预紧力计算公式存在不足

现有预紧力公式^[1~3]为:

$$F_0 = \frac{500P_{ca}}{z \cdot v} \cdot \frac{e^{f_v \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f_v \cdot \alpha_1} - 1} + qv^2 \quad (1)$$

或

$$F_0 = \frac{500P_{ca}}{z \cdot v} \cdot \left(\frac{2.5}{k_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \quad (1-1)$$

式中: F_0 ——单根V带的预紧力(N);

P_{ca} ——计算功率(kW);

z ——V带的根数;

v ——带速(m/s);

f_v ——带与带轮间的当量摩擦系数;

α_1 ——带在小带轮上的包角(弧度);

q ——单根V带单位长度的质量(kg/m);

k_α ——包角系数。

式(1)或式(1-1)存在的不足是在导出过程中虽然考虑了运行时离心惯性力使带传动产生的摩擦力减小、传递功率减小这一影响因素, 但考虑的方法是先假设不存在离心惯性力导出传递功率 P_{ca} 需要的预紧力, 然后在该预紧力的基础上增加 qv^2 作为实际存在离心惯性力时, 传递功率 P_{ca} 需要的预紧力。这样的考虑方法漏掉了其它影响因素, 因为离心惯性力使带传动产生的摩擦力减小、传递功率减小, 而摩擦力的减小值不仅与 qv^2 有关, 还与 α_1 和 f_v 有关, 故现有预紧力计算公式(1)或(1-1)存在不足。

2 预紧力的精确计算公式

预紧力的精确计算公式应该考虑在离心惯性力的作用下, 影响带与带轮间产生摩擦力的全部因素以及具体的影响量来导出。

设由于离心惯性力存在, 使包角 α_1 弧段上比不存在离心惯性力时所产生的摩擦力要减小 F_v , 实际能够传递的最大有效拉力为 F_{ev} , 把不考虑离

* 收稿日期: 2003-03-05

作者简介: 胡爱萍(1957-), 女, 浙江长兴人, 副教授。

心惯性力的条件下能够传递的最大有效拉力 F_{ec} 减去 F_v 便为 F_{ev} , 即:

$$F_{ev} = F_{ec} - F_v \quad (2)$$

而 F_{ec} 为^[1-3]:

$$F_{ec} = 2F_0 \frac{e^{f_v \alpha_1} - 1}{e^{f_v \alpha_1} + 1} \quad (3)$$

将式 (3) 代入式 (2) 有:

$$F_{ev} = 2F_0 \frac{e^{f_v \alpha_1} - 1}{e^{f_v \alpha_1} + 1} - F_v \quad (4)$$

F_v 的大小推导见图 1。

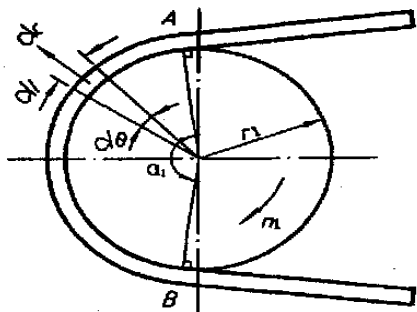


图 1 离心惯性力使摩擦力减小计算图

图 1 中, 小带轮节圆半径为 r_1 , 带在小带轮上的包角为 α_1 , 相应的围包弧段为 AB , 在 AB 弧段的带上任取一微段弧 dl , dl 微段弧所对应的圆心角用 $d\theta$ 表示, 带传动工作时, dl 微段带上作用的离心惯性力用 dc 表示, 由牛顿第二定律有:

$$dc = (q \cdot dl) \cdot \frac{v^2}{r_1} = qv^2 \cdot d\theta \quad (5)$$

由于离心惯性力使带向外离开带轮, 使带与带轮间的正压力减小, 相应摩擦力减小, 根据正压力与摩擦力间的关系, 可知离心惯性力 dc 使 dl 微段弧上减小的摩擦力 dF_v 为:

$$dF_v = dc \cdot f_v = qv^2 d\theta \cdot f_v \quad (6)$$

整个包角 α_1 的弧段 AB 上减小的摩擦力 F_v 由积分可得:

$$F_v = \int_0^{\alpha_1} dF_v = \int_0^{\alpha_1} qv^2 f_v d\theta = qv^2 f_v \alpha_1 \quad (7)$$

将式 (7) 代入式 (4) 有:

$$F_{ev} = 2F_0 \frac{e^{f_v \alpha_1} - 1}{e^{f_v \alpha_1} + 1} - qv^2 f_v \alpha_1 \quad (8)$$

又因为 F_{ev} 应能满足传递功率要求, 即:

$$F_{ev} = \frac{1000P_{ca}}{z \cdot v} \quad (9)$$

联列式 (8)、式 (9) 可得:

$$F_0 = \frac{500P_{ca}}{z \cdot v} \cdot \frac{e^{f_v \alpha_1} + 1}{e^{f_v \alpha_1} - 1} + \frac{1}{2} qv^2 f_v \alpha_1 \cdot \frac{e^{f_v \alpha_1} + 1}{e^{f_v \alpha_1} - 1} \quad (10)$$

式 (10) 考虑了影响带传动产生摩擦力的全部因素, 不仅考虑 V 带单位长度质量 q 、带速 v , 而且还考虑了小轮包角 α_1 和当量摩擦系数 f_v , 所以, 式 (10) 是预紧力的精确计算公式, 用式 (10) 计算出的预紧力是真正切合实际所需要的预紧力。

3 预紧力的精确与不精确计算比较

将预紧力的精确计算式 (10) 与不精确计算式 (1) 或式 (1-1) 进行比较, 两式右边的第一项相同, 为不考虑离心惯性力时所需的预紧力, 区别在于用不同的方法考虑离心惯性力对带与带轮间产生摩擦力的影响而得到的右边第 2 项。设式 (1) 或式 (1-1) 中的 F_0 为 F_{01} , 式 (10) 中的 F_0 为 F_{02} , 取 V 带传动可能的 α_1 和 f_v 值进行计算, 可得出 $F_{02} > F_{01}$ 的结论, 且带速越高, F_{02} 与 F_{01} 的差值越大。现举两个例子来加以说明。

例 1: 设一 V 带传动, 采用单根 C 型带, $q = 0.3 \text{ kg/m}$, 特定带长, $\alpha_1 = 180^\circ$, $f_v = 0.51$, 主动带轮节圆直径 $d_1 = 315 \text{ mm}$, 转速 $n_1 = 730 \text{ r/min}$, 工作情况系数 $K_A = 1$, 试计算其预紧力。

解: 带速 $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = 12.05 \text{ m/s}$;

由文献 [1] 查得其基本额定功率 $P_0 =$

8.34 kW;

计算功率 $P_{ca} = K_A P_0 = 8.34 \text{ kW}$;

按式 (1) 有:

$$F_{01} = \frac{500P_{ca}}{z \cdot v} \cdot \frac{e^{f_v \alpha_1} + 1}{e^{f_v \alpha_1} - 1} + qv^2 = 564 \text{ N}$$

(按式 (1-1) 有 $F_{01} = 563 \text{ N}$)

按式 (10) 有:

$$F_{02} = \frac{500P_{ca}}{z \cdot v} \cdot \frac{e^{f_v \alpha_1} + 1}{e^{f_v \alpha_1} - 1} + \frac{1}{2} qv^2 f_v \alpha_1 \cdot \frac{e^{f_v \alpha_1} + 1}{e^{f_v \alpha_1} - 1} = 573 \text{ N}$$

两者相对差值为:

$$\delta = \frac{F_{02} - F_{01}}{F_{02}} = 1.6\%$$

(按式 (1-1) 有 $\delta = 1.7\%$, 相对差值较小。)

例 2: $d_1 = 400 \text{ mm}$, $n_1 = 1460 \text{ r/min}$, 其余参数与例 1 相同, 试计算其预紧力。

解: 带速 $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = 30.6 \text{ m/s}$;

由文献 [1] 查得其基本额定功率 $P_0 = 15.5 \text{ kW}$;

计算功率 $P_{ca} = K_A P_0 = 15.51 \text{ kW}$;

按式 (1) 有:

$$F_{01} = \frac{500P_{ca}}{z \cdot v} \cdot \frac{e^{f_v \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f_v \cdot \alpha_1} - 1} + qv^2 = 662 \text{ N}$$

(按式 (1-1) 有 $F_{01} = 661 \text{ N}$)

按式 (10) 有:

$$F_{02} = \frac{500P_{ca}}{z \cdot v} \cdot \frac{e^{f_v \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f_v \cdot \alpha_1} - 1} + \frac{1}{2} qv^2 f_v \alpha_1 \cdot \frac{e^{f_v \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f_v \cdot \alpha_1} - 1} = 720 \text{ N}$$

两者相对差值为:

$$\delta = \frac{F_{02} - F_{01}}{F_{02}} = 8.1\%$$

(按式 (1-1) 有 $\delta = 8.2\%$, 相对差值较大。)

4 结 论

本文导出的预紧力计算公式 (10) 算出的预紧力值大于现有预紧力计算公式 (1) 或 (1-1) 算出的值, 但当带速较低时, 公式 (1) 或 (1-1)

与公式 (10) 算出的结果相差较小, 而当带速较高时, 两者算出的结果相差较大。因此, 本文导出的预紧力计算公式 (10) 对低速 V 带传动的设计计算指导意义并不很大, 而对高速 V 带传动, 尤其是对允许更高带速的窄 V 带传动的设计计算具有较重要的指导意义。

参考文献:

- [1] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2001. 140—162.
- [2] 徐锦康. 机械设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2001. 43—71.
- [3] 彭文生, 黄华梁, 王均荣, 等. 机械设计 [M]. 武汉: 华中理工大学, 2000. 76—94.
- [4] 成大先. 机械设计手册 [M]. 第四版. 第 3 卷. 北京: 化学工业出版社, 2002.

Accurate Calculation for the Advance Tension of V—belt Drive

HU Ai—ping

(Department of Mechanical Engineering, Jiangsu Polytechnic University, Changzhou 213016, China)

Abstract: The paper analysed the calculation formula which was now being used for the advance tension of V—belt drive, and pointed out that the formula was not accurate. The higher the velocity of V—belt, the smaller the calculated value was. It was not suitable that the calculation formula now being used for the advance tension of higher velocity V—belt was utilized. The paper gave the accurate formula for calculating the advance tension of V—belt drive. The given formula supplied the theoretical bases for the practice of designing calculation of higher velocity V—belt drive. It had important significance.

Key words: V—belt drive; advance tension; calculation