

文章编号:1000-582x(1999)06-0001-07

① CVT 无级变速传动钢带的轴向偏移分析

99, 22(6)
1-7

杨亚联, 秦大同, 王红岩, 孙冬野
(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

TH132.46
TH132.32

摘要:用数值求解的方法,定量计算了金属钢带式无级变速器 CVT(Continuously Variable Transmission) 变速过程中,传动钢带的轴向偏移大小。比较了不同计算方法的精度,提出了减少钢带轴向偏移的几种方法。

关键词:无级变速传动;金属带;带轮

中图分类号:TH 132.32

文献标识码:A

无级变速器 钢带传动

CVT, 轴向偏移

CVT 无级变速器自 1987 年在日本富士重工 SUBARU JUSTY 汽车上首次装车成功以来,世界上已有上百万辆的装车规模,CVT 金属钢带无级变速传动作为一种新型传动引起了传动界的广泛关注。金属钢带的轴向偏移是 CVT 特定变速方式的必然结果,早期的研究均忽略了这一现象,随着研究和应用的逐步深入,人们发现:金属钢带的轴向偏移会导致带与带轮的相互滑移和附加磨损,消耗额外能量,这将直接影响 CVT 传动的性能和传动效率。笔者采用数值求解的方法求出了金属钢带的轴向偏移大小,提出了消除或减少钢带轴向偏移的几种方法,结果可作为 CVT 传动设计、强度校核、变速控制的基础。

1 钢带轴向偏移现象

1.1 变速原理

如图所示,金属钢带 CVT 的核心由金属带轮和钢带组成,主动带轮、从动带轮各由一轴向固定的锥轮和可轴向移动的锥轮构成,两锥轮相向布置,形成一 V 型工作面。金属钢带由约 300 片,每片厚 2.2 mm,宽 24 mm、正面为 V 型的金属片,以及两匝 10 层(不同的传递扭矩要求可以配备不同的钢环层数)厚 0.18 mm 的钢环组成。当主动带轮轴向夹紧力增加,锥轮间距 $\Delta 1$ 减小,因带轮的 V 型楔面作用,钢带沿带轮径向向外滑移,作用半径增大。在变速过程中,由于钢带长度一定,从动轮的作用半径因此减小,锥轮间距 $\Delta 2$ 增大,CVT 传动比减小。当主动带轮轴向夹紧力减小,则有相反的作用过程,导致 CVT 传动比增加。

金属钢带 CVT 传动正是通过调整主从动轮的轴向夹紧力,调整主从动锥轮间距的大小,无级地改变了传动比。

收稿日期:1998-11-16

基金项目:国家自然科学基金重点资助项目(59835160)

作者简介:杨亚联(1972-),男,贵州思南人。重庆大学讲师,博士生,主要从事机械传动领域研究工作。

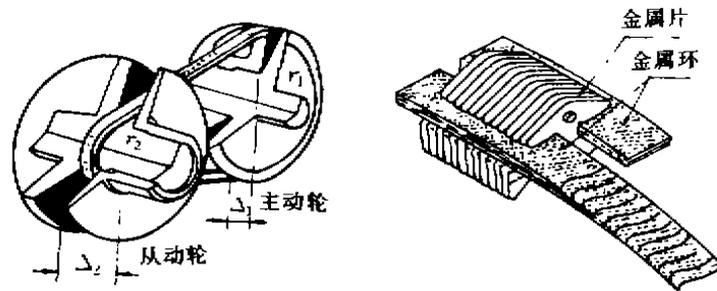


图1 金属钢带 CVT 无级传动结构及变速原理

1.2 轴向偏移现象

CVT 无级变速传动钢带的轴向偏移现象是现有 CVT 变速方式的必然结果。当主从动轮均采用两可动锥轮对称地同轴相对或相背移动的变速方式, 则不存在钢带的轴向偏移现象。考虑到变速机构的简易和可操纵性。现有的 CVT 采用了单一可动带轮的变速方式, 如图 2 所示, 主从动带轮各有一可动锥轮和固定锥轮, 两固定锥轮相对布置, 两相对的可动锥轮同向移动, 当主动端可动锥轮轴向移动 $2C_p$, 从动端可动锥轮同向轴向移动 $2C_s$ 时, 钢带中心线主、从动端分别同向移动 C_p 和 C_s , C_p 与 C_s 并不总相等因此产生了带的偏移。

金属钢带的轴向偏移会导致带与带轮的附加磨损, 消耗额外能量, 这将直接影响 CVT 传动的性能和传动效率, 因此有必要对 CVT 无级变速传动钢带的轴向偏移进行深入研究。

2 轴向偏移的解析

2.1 基本几何关系

基本几何关系的推导基于如下的假设:

1) 由于钢带的弹性模量较大, 因此忽略钢带受力后的弹性伸长, 假设钢带在变速的过程中几何长度保持恒定不变。

2) 忽略金属片及带轮的变形对几何关系的影响, 假设钢带与带轮的作用弧段是理想的圆弧。所用的符号说明如下:

r_p ——主动轮半径; r_{pm} ——对中时主动轮半径; C_p ——主动轮端带中心线的移动;
 r_s ——从动轮半径; r_{sm} ——对中时从动轮半径; C_s ——从动轮端带中心线的移动; α ——图 2 中定义的角度; θ ——图 2 中定义的带轮锥角; C ——钢带中心线的偏移 DE(图 2);
 β_p ——主动轮包角; a ——两带轮的中心距 $O_1 O_2$; L ——带的长度; β_s ——从动轮包角。

由图 2(a), 有如下的关系:

$$\left. \begin{aligned} L &= r_p \beta_p + r_s \beta_s + 2\sqrt{(a \cos \alpha)^2 + c^2} \\ \beta_p &= \pi - 2\alpha \\ \beta_s &= \pi + 2\alpha \\ \sin \alpha &= \frac{(r_s - r_p)}{a} \\ i &= r_s / r_p \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

在图 2(b) 中, 主从动轮的固定锥轮相对布置, 当主动轮半径为 r_{pm} , 从动轮半径为 r_{sm} 时, 钢带的偏移为零。在变速的过程中, 带的中心线端点分别在平行于相应固定锥轮母线, 与

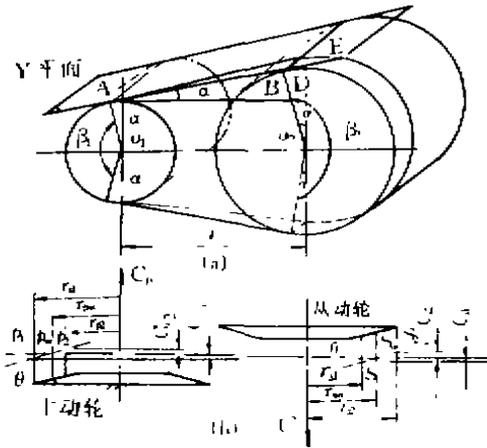


图 2 金属钢带 CVT 传动带偏移计算简图

55.060 mm ($i_m = 1$), 则计算结果如图 3 所示。

母线轴向距离为 $1/2$ 钢片宽的 $P_1 P_2$ 和 $S_1 S_2$ 线上滑动。因此有如下关系成立：

$$\left. \begin{aligned} C_p &= (r_{pm} - r_p) \tan \theta \\ C_s &= (r_{sm} - r_s) \tan \theta \\ C &= C_p + C_s \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

联立公式(1)、(2), 可得到 $L = f(i, a, r_p)$ 的非线性方程, 当已知带长 L , 中心距 a , 钢带无偏移时主从动带轮的半径 r_{pm}, r_{sm} 时, 用数值解析的方法便可求出一定速比条件下主从动带轮的半径、包角、带中心线的移动量及带的偏移大小。参照荷兰 VDT 公司带轮的工程图, $L = 655.942 \text{ mm}$, $a = 155.000 \text{ mm}$, $i = 0.455 \sim 2.600$, $\theta = 11^\circ$ 。若 $r_{pm} = r_s =$

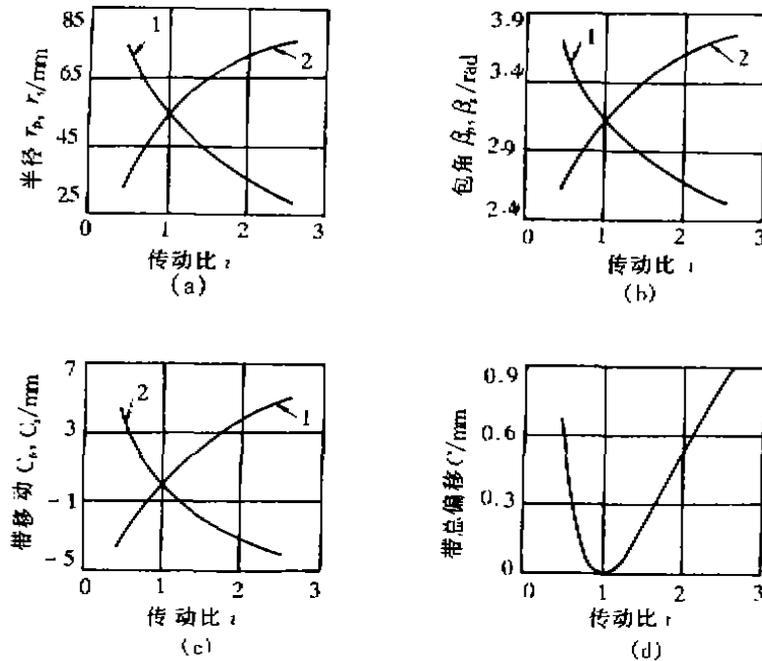


图 3 CVT 传动参数基本计算结果

图 3 中, 箭头 1 所指的曲线代表主动轮参数, 箭头 2 所指的曲线代表从动轮参数, 由图 3(a) 看出, 主从动轮尺寸并不一致, 这是由于 CVT 传动的增、减速比不互为倒数造成的, 主动轮的最小半径比从动轮小, 这与从动轴传递较大的扭矩要求是一致的。主动轮的外径比从动轮的外径小, 选择增、减速比不互为倒数的传动比, 可有效地减小结构尺寸。由图 3(c), 主从动轮端带中心线的移动并不一致, 造成带的轴向偏移, 偏移量约为 0.9 mm。

2.2 计算方法的比较

文献[1]、[3]曾对带的轴向偏移进行了推导,并借用了橡胶带带长的近似计算公式,从工程应用的角度,推出了一个表述较简单的公式。

在式(1)带长公式中,忽略带的轴向偏移 C ,将第三项 $\cos \alpha$ 展开并略去高阶项,有带长公式:

$$L \approx 2a + \pi(r_p + r_s) + \frac{(r_p - r_s)^2}{a} \quad (3)$$

当传动比为 $i = 1$ 时,主动轮的作用半径相等为 r_0 ,以下等式成立:

$$L = 2a + 2\pi r_0 \quad (4)$$

将式(3)代入(4)式有:

$$r_0 = \frac{(r_p - r_s)}{2} + \frac{(r_p - r_s)^2}{2\pi a} \quad (5)$$

当初始带无偏移时,速比 $i_m = 1$,即 $r_m = r_s = r_0$ 时有:

$$\left. \begin{aligned} C_p &= (r_0 - r_p)\tan \theta = \frac{r_s - r_p}{2}\tan \theta + \frac{(r_p - r_s)^2}{2\pi a}\tan \theta \\ C_s &= (r_0 - r_s)\tan \theta = -\frac{r_s - r_p}{2}\tan \theta + \frac{(r_p - r_s)^2}{2\pi a}\tan \theta \\ C &= C_p + C_s = \frac{(r_p - r_s)^2}{\pi a}\tan \theta \approx \frac{4r_0^2(i-1)^2}{\pi a(i+1)^2}\tan \theta \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

公式(6)所得的计算结果与2.1的结果比较见图4。

图中 a 为文献[1]、[3]的计算结果, b 为本文的结果,计算表明,文献[1]、[3]的近似计算结果在 $i = 0.700 \sim 1.400$ 时成立,误差在1.00%以内,当传动比 $i = 0.445$ 时,两者相对误差5.90%,当传动比 $i = 2.600$ 时,两者相对误差达7.93%。

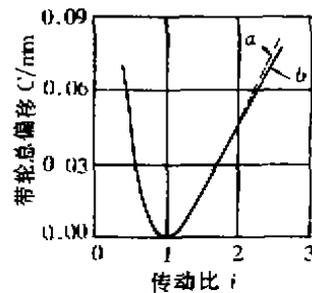


图4 偏移计算方法的比较

3 轴向偏移的减小

3.1 曲母线带轮

CVT钢带的轴向偏移可采用曲母线带轮的方法加

以矫正,如图5所示,带轮特有的曲母线使钢片向固定带轮端移动 d_c ,可动带轮也向左移动 $2d_c$,钢带的中心线向左移动 d_c ,钢带的偏移被补偿了 d_c 。以下就 $i_m = 1$ 时,三种不同曲母线的性能进行分析。

3.1.1 本文曲母线带轮

为了消除带的轴向偏移 C ,采用曲母线带轮的方法,主从动轮各矫正 $C/2$,如图5建立坐

标系, 设坐标原点在 r_{im} 、 r_m 处, 设带轮母线的坐标为 (x, y) , 由 2.1 可推得:

主动轮:

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= C_p - \frac{C}{2} \\ y_3 &= r_p - r_{im} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

从动轮:

$$\left. \begin{aligned} x_4 &= C_s - \frac{C}{2} \\ y_4 &= r_s - r_{im} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

由图 5 知, 主从动固定带轮母线的横坐标 x_p 、 x_s 与主从动轮端钢片、钢片中心线的偏移量相等, 结合公式(2), 采用该曲母线带轮后钢带的轴向偏移为:

$$C_1 = x_3 + x_4 = C_p - \frac{C}{2} + C_s - \frac{C}{2} = 0 \quad (9)$$

3.1.2 Hendriks 曲母线带轮

从公式(6)可以看出, 主从动端钢带中心线的轴向偏移由同向移动的 $(r_s - r_p)\tan\theta/2$ 项和反向移动的 $(r_p - r_s)^2\tan\theta/(2\pi a)$ 项组成, 正是由于该反向移动项造成了钢带的轴向偏移, 因而可采用曲母线来补偿带的偏移, 由此可设:

主动轮:

$$\left. \begin{aligned} x_{p2} &= \frac{r_s - r_p}{2}\tan\theta = \frac{(r_s - r_{im}) - (r_p - r_{im})}{2}\tan\theta = \frac{\Delta r_s - \Delta r_p}{2}\tan\theta \\ y_{p2} &= r_p - r_{im} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

从动轮:

$$\left. \begin{aligned} x_{s2} &= -\frac{r_s - r_p}{2}\tan\theta \\ y_{s2} &= r_s - r_{im} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

将(10)式代入(5)式得:

$$\Delta r_s = \Delta r_p - \frac{\pi a}{2} + \sqrt{\left(\frac{\pi a}{2}\right)^2 - 2\pi a y_{p2}} \quad (12)$$

将(12)式代入(10)式得:

$$x_{p2} = -x_{s2} = \left\{ \sqrt{1 - \frac{8y_{p2}}{\pi a}} - 1 \right\} \frac{\pi a}{4}\tan\theta \quad (13)$$

该曲母线带轮上钢带的轴向偏移为:

$$C_2(i) = x_{p2}(i) + x_{s2}(i) = 0 \quad (14)$$

3.1.3 圆弧母线带轮

如图 5 所示, 圆弧母线通过主动带轮上三点(A, B, O_p)及相应从动带轮上(F, E, O_s)三

点时,带的偏移为零。若通过主动轮上(A, B, O_p)三点的圆弧圆心为(X₁, Y₁),则有:

主动轮:

$$\left. \begin{aligned} (x_1 - x_p)^2 + (y_1 - y_p)^2 &= R_1^2 \\ x_1 &= \frac{(x_a^2 + y_a^2)y_b - y_a(x_b^2 + y_b^2)}{2(x_a y_b - x_b y_a)} \\ y_1 &= \frac{(x_a^2 + y_a^2)x_b - x_a(x_b^2 + y_b^2)}{2(x_a y_b - x_b y_a)} \\ R_1 &= \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

从动轮:

$$\left. \begin{aligned} (x_2 - x_f)^2 + (y_2 - y_f)^2 &= R_2^2 \\ x_2 &= \frac{(x_e^2 + y_e^2)y_f - y_e(x_f^2 + y_f^2)}{2(x_e y_f - x_f y_e)} \\ y_2 &= \frac{(x_e^2 + y_e^2)x_f - x_e(x_f^2 + y_f^2)}{2(x_e y_f - x_f y_e)} \\ R_2 &= \sqrt{x_2^2 + y_2^2} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

带的偏移为:

$$C_3(i) = x_B(i) + x_3(i) \quad (17)$$

参照 3.1.1 带 A、O_p、B、E、O_s、F 点的坐标,即可求出带的偏移。三种曲母线带轮钢带的偏移如图 6 所示。

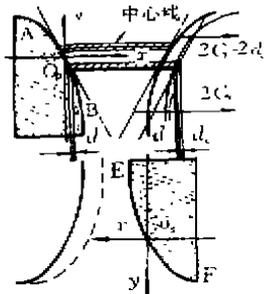


图 5 曲面带轮原理

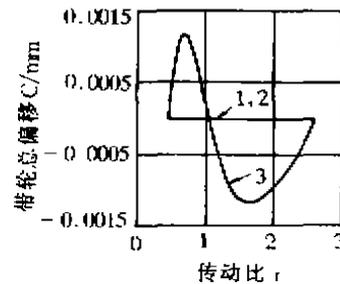


图 6 不同方法的减偏效果

由图 6 可知,采用本文曲母线带轮和 Hendriks 曲母线带轮(曲线 1,2)都能起到完全补偿带偏移的作用,圆弧曲母线带轮(曲线 3)也有很好的减偏效果,其带的最大轴向偏移仅为 0.001 5 mm。

3.2 改变无偏移时的速比

曲母线带轮有很好的减偏效果,但加工较困难,实际使用中常采用直母线带轮。汽车行驶过程中,挂高挡居多,对应于 CVT 的速比范围为 0.445 ~ 0.

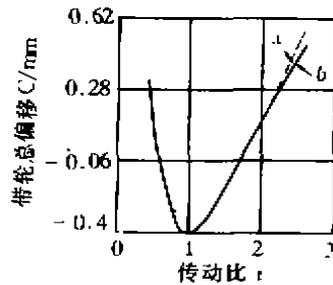


图 7 调整对中位置的效果

600)。若以减少在该速比范围内带的偏移为设计目标,调整带轮轴向位置,使 $i = 0.55$ 时,钢带的偏移为零,计算结果如图 7 所示。可见在常用的速比范围内,钢带的偏移减小,与图 4 比较,曲线整体下移,偏移量减小,最大的钢带偏移量已减小为原来的一半左右。

4 结论

1) 文献[1]、[2]表述的带偏移表达式仅适用于传动比 $i = 0.70 \sim 1.4$ 的范围,超出此范围时与本文给出的精确算法相比有 5% ~ 7% 的计算误差。

2) 曲母线带轮能有效地补偿带的轴向偏移,圆弧曲母线带轮虽不能完全补偿偏移,但由于曲母线简单,补偿精度足够,因而具有实用价值。

3) 采用调整带的轴向位置的方法,可使 CVT 传动在常用的速比带的偏移为零,在非常用的速比范围,最大的轴向偏移可减小一半。

参 考 文 献

- [1] EMERY HENDRIKS. Aspects of a Metal Pushing V-Belt for Automotive Car Application[J]. SAE Paper, 1988, 881734; 4. 1311~4. 1321.
- [2] SUN D C. Performance Analysis of a Variable Speed-Ratio Metal V-Belt Drive[J]. Transaction of the ASME, 1988, 110; 472~481.
- [3] 王红岩. 金属带式无级变速器装置带轮工作面形状与带轴向偏离的分析[J]. 吉林工业大学学报, 1997, 27(4): 16~21.

Analysis of Misalignment of Metal Pushing V-Belt of Continuously Variable Transmission

YANG Ya-lian, QIN Da-tong, WANG Hong-yun, SUN Dong-ye

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

ABSTRACT: With numerical calculation method, misalignment magnitude of CVT Metal V-Belt has been calculated when CVT is shifting. Accuracy of different calculation methods have been compared. Moreover, some way to resolve V-Belt misalignment are also presented.

KEYWORDS: continuously variable transmission; metal V-belt; pulley

(责任编辑 张小强)