

1998.7.21 (1-134)

① 98.21(4) 1-6

金属带式无级变速传动的运动学和动力学分析

U463.21
TH132

孙冬野 秦大同 杨亚联

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆, 400044; 第一作者 31 岁, 男, 博士后)

摘要 通过对金属带式无级变速传动装置运动学和动力学特性分析, 建立了该传动装置的摩擦模型, 并深入地探讨了金属带作用力与速比和传递力矩的关系, 推导出金属环张紧力和金属块间挤压力的理论计算公式, 为无级变速器设计及其控制系统研究提供理论依据。

关键词 无级变速传动; 运动学; 动力学
中国图书资料分类法分类号 TH132

汽车 变速器
金属带

0 引言

金属带式无级变速传动(CVT)装置是一种适用于 3.3 L 排量以下汽车的新型传动装置, 独特的传动方式使其具有燃料经济性好、操纵简便和加速平顺等优点, 受到国外汽车厂商和专家学者的普遍关注。为了设计出更好的产品及开发出理想的变速控制系统, 建立准确的传动系统模型是十分必要的, 其中以日本的 S. Kanbara 和英国的 J. D. Micklem 所建的模型较为系统^[1,2], 但又各有缺陷, 均不能完整地解释 T. Fujii 试验中出现的各种现象^[3,4]。笔者以 T. Fujii 所完成的试验为基础, 分析了金属带作用力与速比及传递力矩的关系, 推导出金属环张紧力和金属块间挤压力的理论计算公式, 为无级变速器设计及其控制系统研究提供理论依据。

1 金属带 CVT 装置运动学分析

1.1 工作原理

传动装置的主要部件是两个靠金属带连接起来的 V 形带轮, 如图 1 所示。每个带轮的一半可以通过液压控制系统施加不同的压力而沿轴向移动, 从而改变金属带的运转半径, 最终实现传动比的调整。其中, 金属带是由数百个厚度约为 2 mm 的金属块通过两条金属环连接而成, 功率的传递是二者联合作用的结果, 传动比和输入扭矩大小不同, 金属块和金属环所传递功率的比率和在功率传递中所起的作用也不同; 除传动比 $i > 1$ 且传递扭矩较小时,

• 收文日期 1997-11-18
国家教育部跨世纪人才基金资助项目

金属块起阻碍功率传递作用外,其它条件下金属块间的挤压力均发挥积极作用,同时,随着输入扭矩增大,金属块所传递功率的比例也增大;与金属块不同,金属环在功率传递作用方面的作用仅与传动比有关,当 $i \geq 1$ 时,金属环起积极的传递作用,当 $i < 1$ 时,则起阻碍功率传递的作用。因此,在推导带轮轴向力计算公式时,必须考虑传动比和传递扭矩综合作用的影响。

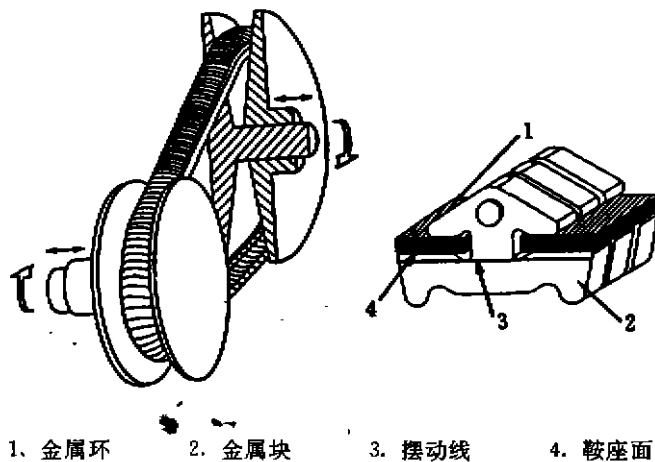


图1 金属带结构原理图

1.2 运动学分析

根据金属带运动和受力状态的不同,将其划分为四个不同的区段(如图2所示):主动轮部分 $a \sim b$ 、主动轮至从动轮直线部分 $b \sim c$ 、从动轮部分 $c \sim d$ 和从动轮至主动轮直线部分 $d \sim a$ 。金属块在整个区段运动过程中始终保持接触的作用线称为摆动线,金属块沿摆动线的运动速度相等,均为 v 。设主动轮和从动轮的角速度分别为 ω_1 和 ω_2 ,主动轮轴线和从动轮轴线至摆动线的距离称为有效半径 r_1 和 r_2 ,则传动比 i 为:

$$\omega_1 = v/r_1 \quad \omega_2 = v/r_2$$

$$i = \omega_1/\omega_2 = r_2/r_1 \quad (1)$$

设摆动线至金属环与金属块接触面(称为鞍座面)的距离为 h ,金属块在主动轮和从动轮啮合区段鞍座处的线速度 v_{s1} 和 v_{s2} 之比:

$$\frac{v_{s1}}{v_{s2}} = \frac{(r_1 - h)\omega_1}{(r_2 + h)\omega_2} = \frac{r_1 + h}{r_1 + h/i} \quad (2)$$

由此发现:线速度 v_{s1} 和 v_{s2} 并不始终相等,在金属块与带轮啮合区段,当 $i > 1$ 时,主动轮的鞍座速度比从动轮的鞍座速度快;当 $i < 1$ 时,从动轮的鞍座速度比主动轮的鞍座速度快。正是由于这种速度上差异的存在,才导致了T. Fujii试验中金属块与金属环上各种复杂受力现象的出现。

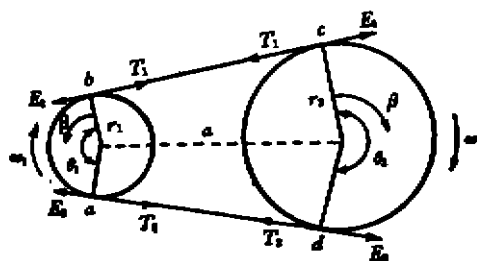


图2 作用力分布区段划分

2 金属带 CVT 动力学分析

2.1 有效摩擦系数

由于金属带是在浸油环境下工作,在各接触面上均有润滑油膜存在,在主动轮和从动轮啮合区段,金属块与金属环之间挤压力及相对滑动速度的不同,也必然导致两者之间摩擦系数的变化。文献[5]中,作者将啮合弧段划分为有效弧段和无效弧段,认为只有在有效弧段金属块与金属带间才有摩擦力出现,而如何确定各种工况条件下有效弧段的大小是非常困难的。由 T. Fujii 的试验可以发现,金属环从进入带轮啮合段到退出带轮啮合段,所受拉力是近似均匀的,只是金属环在啮合弧内运行时间不同,所受拉力变化梯度发生改变而已。因此,以整个啮合弧 θ 为有效弧段,根据摩擦带欧拉公式:

$$T_L = T_S e^{\mu \theta}$$

通过试验分别测出金属带紧边和松边张力 T_L 和 T_S , 其中 $T_L > T_S$, 从而确定在整个带轮啮合弧内的平均有效摩擦系数 $\bar{\mu}$:

$$\bar{\mu} = \frac{1}{\theta} \ln(T_L/T_S)$$

其中 $\bar{\mu}$ 是关于传动比和金属块与金属带间挤压力的函数,即使当传递扭矩为零时,受金属块鞍座面速度差值的影响, $\bar{\mu}$ 值也不等于零。参数 θ 在不同啮合弧段分别为主动轮啮合弧 θ_1 和从动轮啮合弧 θ_2 。

2.2 金属环受力分析

正是由于金属块鞍座速度差值的存在,导致金属环与金属块间出现摩擦滑移。当 $i > 1$ 时,金属环 $d \sim a$ 段受力张紧, $b \sim c$ 段受力相对松弛; 当 $i < 1$ 时,金属环 $b \sim c$ 段受力张紧, $d \sim a$ 段受力相对松弛,其摩擦力 F 如图 3 所示。忽略构成金属环多层钢片的内部摩擦损失,将金属环视为一个整体,由图 4 所示,设每个金属块于啮合弧段所占角度为 $\Delta\beta$, 金属带 $b \sim c$ 段和 $d \sim a$ 段金属环受力为 T_1 和 T_2 , 则金属环受力平衡方程式为:

主动轮:

$$(T_1 + \Delta T_1) \cos \frac{\Delta\beta}{2} - T_1 \cos \frac{\Delta\beta}{2} = 2\delta_1 \mu_1 \Delta\beta \quad (3)$$

$$(T_1 + \Delta T_1) \sin \frac{\Delta\beta}{2} + T_1 \sin \frac{\Delta\beta}{2} = 2\Delta\beta + m_1(r_1 + h_1)\Delta\beta\omega_1^2(r_1 + h_1) \quad (4)$$

由于金属块很薄, $\Delta\beta$ 比较小, $\sin \frac{\Delta\beta}{2} \approx \Delta\beta/2$, $\cos \frac{\Delta\beta}{2} \approx 1$ 。

根据边界条件: 当 $\beta = 0$, $T_1 = T_L$; 当 $\beta = \theta_1$ 时, $T_1 = T_2$ 。

设 $\Delta T = T_2 - T_1$, 由公式(3)和(4)积分得:

$$T_1 = \frac{1}{e^{\delta_1 \mu_1 \theta_1} - 1} \Delta T + m_1 \omega_1^2 (r_1 + h_1)^2 \quad (5)$$

$$T_2 = \frac{e^{\delta_1 \mu_1 \theta_1}}{e^{\delta_1 \mu_1 \theta_1} - 1} \Delta T + m_1 \omega_1^2 (r_1 + h_1)^2 \quad (6)$$

同理,由从动轮平衡方程式推出:

$$T_1 = \frac{1}{e^{\delta_2 \mu_2 \theta_2} - 1} \Delta T + m_2 \omega_2^2 (r_2 + h_2)^2 \quad (7)$$

$$T_2 = \frac{e^{\delta_1 \mu_1 \theta_1} e^{\delta_2 \mu_2 \theta_2}}{e^{\delta_1 \mu_1 \theta_1} e^{\delta_2 \mu_2 \theta_2} - 1} \Delta T + m_1 \omega_1^2 (r_2 + h_1)^2 \quad (8)$$

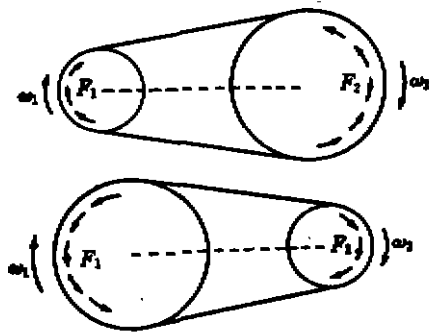


图3 金属环摩擦力方向

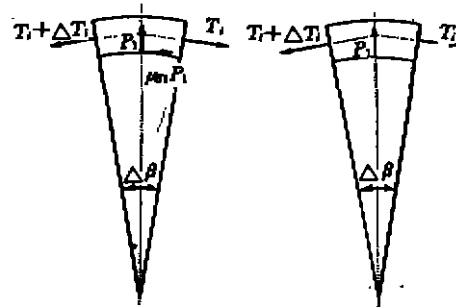


图4 金属环受力分析

其中, δ_1 是由传动比 i 决定的参数, 当 $i \geq 1$ 时, $\delta_1 = +1$, 当 $i < 1$ 时, $\delta_1 = -1$; 金属环线密度 m_1 , (kg/m); 金属带与主动轮和从动轮的啮合弧大小分别为 θ_1 和 θ_2 , (rad); 金属块与金属环于主动轮和从动轮啮合弧内, 单侧金属环单位弧度的平均压力分别为 P_1 和 P_2 , (N/rad), 金属环与金属块接触面于主动轮和从动轮啮合弧内的平均摩擦系数 μ_1 和 μ_2 .

2.3 金属块受力分析

如图5所示, 由金属块受力平衡方程式, 可推出金属带 $b \sim c$ 和 $d \sim a$ 段金属块间挤压力 E_1 和 E_2 的计算公式。

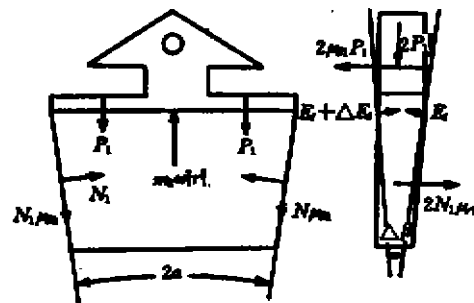


图5 金属块受力分析

主动轮:

$$(E_1 + \Delta E) \cos \frac{\Delta \beta}{2} - E_1 \cos \frac{\Delta \beta}{2} + 2N_1 \mu_{r1} \Delta \beta = 2\delta_1 P_1 \mu_{s1} \Delta \beta \quad (9)$$

$$(E_1 + \Delta E) \sin \frac{\Delta \beta}{2} + E_1 \sin \frac{\Delta \beta}{2} + 2N_1 \Delta \beta \sin \alpha + m_2 r_1 \omega_1^2 r_1 \Delta \beta = 2P_1 \Delta \beta + 2\delta_2 \mu_{r2} N_1 \Delta \beta \cos \alpha \quad (10)$$

根据边界条件: 当 $\beta = 0$ 时, $E_1 = E_1$; 当 $\beta = \theta_1$ 时, $E_1 = E_2$.

设 $\Delta E = E_2 - E_1$, 由公式(9)和(10)积分得:

$$E_1 = \frac{1}{e^{\delta_1 \mu_{r1} \theta_1} - 1} \Delta E - 2N_1 (\sin \alpha - \delta_2 \mu_{r2} \cos \alpha - \delta_1 \mu_{r1} / \mu_{s1}) - m_2 \omega_1^2 r_1^2 \quad (11)$$

$$E_2 = \frac{e^{\delta_1 \mu_{r1} \theta_1}}{e^{\delta_1 \mu_{r1} \theta_1} - 1} \Delta E - 2N_1 (\sin \alpha - \delta_2 \mu_{r2} \cos \alpha - \delta_1 \mu_{r1} / \mu_{s1}) - m_2 \omega_1^2 r_1^2 \quad (12)$$

同理, 由从动轮平衡方程式推出

$$E_1 = \frac{1}{e^{\delta_1 \mu_{r2} \theta_1} - 1} \Delta E - 2N_2 (\sin \alpha + \delta_2 \mu_{r2} \cos \alpha - \delta_1 \mu_{r2} / \mu_{s2}) - m_2 \omega_2^2 r_2^2 \quad (13)$$

$$E_2 = \frac{e^{\delta_2 \mu_{R2} \theta_2}}{e^{\delta_1 \mu_{R2} \theta_2} - 1} \Delta E - 2N_2 (\sin \alpha + \delta_2 \mu_{R2} \cos \alpha - \delta_1 \mu_{T2} / \mu_{S2}) - m_2 \omega_2^2 r_2^2 \quad (14)$$

其中, δ_2 是由传动比变化方向决定的参数, 当 i 增加时, $\delta_2 = -1$, 当 i 减少时, $\delta_2 = +1$, 当 i 稳定不变时, $\delta_2 = 0$; 金属块侧面于主动轮和从动轮啮合弧区所受平均挤压力为 N_1 和 N_2 , (N/rad); 金属块线密度 m_2 , (kg/m); 带轮夹角的半角 α , (rad); 金属块与带轮接触面间于主动轮和从动轮啮合弧内沿周向及径向的平均摩擦系数为 μ_{T1} 和 μ_{R2} 及 μ_{R1} 和 μ_{R2} .

3 结果分析与结论

由于金属块间挤压力, 金属环对金属块的摩擦力及带轮对金属块摩擦力作用半径的差异性, 金属块将产生绕自身旋转的倾向, 而这种倾向之所以被限制, 主要是金属块间联接销的作用. 由金属块力矩平衡方程式:

$$\frac{M_1}{r_1 - h_2} = (E_1 - E_2) + (T_2 - T_1) = \int_0^{\theta_1} 2N_1 \mu_{T1} d\beta \quad (15)$$

$$\text{得} \quad N_1 = \frac{M_1}{2\mu_{T1}\theta_1(r_1 - h_2)} \quad (16)$$

其中, M_1 为主动轮的输入力矩, (Nm); h_2 为金属块与主动轮之间摩擦力等效作用点与摆动线的距离, (m).

为了充分发挥无级变速传动装置的效率, 汽车应使其在较高输入扭矩下工作, 以此为前提, 由试验结果^[4]可知:

1) 当传动比 $i < 1$ 时, 金属带 $d \sim a$ 区段金属块间挤压力 E_2 等于零, 即 $E_2 = 0$, 且 $\delta_1 = -1$, 将此已知条件代入式(12)得:

$$\Delta E = (1 - e^{\mu_{S1}\theta_1}) [2N_1 (\sin \alpha - \delta_2 \mu_{R2} \cos \alpha + \mu_{T1} / \mu_{S1}) + m_2 \omega_1^2 r_1^2] \quad (17)$$

将式(16)代入得:

$$E_1 = -\Delta E = (e^{\mu_{S1}\theta_1} - 1) \left[\frac{M_1}{\mu_{T1}\theta_1(r_1 - h_2)} (\sin \alpha - \delta_2 \mu_{R2} \cos \alpha + \mu_{T1} / \mu_{S1}) + m_2 \omega_1^2 r_1^2 \right] \quad (18)$$

由式(15)已知:

$$\begin{aligned} \Delta T &= T_2 - T_1 = \Delta E + \frac{M_1}{r_1 - h_2} \\ &= \frac{M_1}{r_1 - h_2} - (e^{\mu_{S1}\theta_1} - 1) \left[\frac{M_1}{\mu_{T1}\theta_1(r_1 - h_2)} (\sin \alpha - \delta_2 \mu_{R2} \cos \alpha + \mu_{T1} / \mu_{S1}) + m_2 \omega_1^2 r_1^2 \right] \quad (19) \end{aligned}$$

将式(19)代入式(5)和(6), 可求出当 $i < 1$ 时, 金属环所受拉力 T_1 和 T_2 的值.

2) 当传动比 $i \geq 1$ 时, 金属带 $d \sim a$ 区段金属块间挤压力 E_2 仍为零, 但参数 $\delta_1 = +1$, 同理可得:

$$E_1 = (1 - e^{-\mu_{S1}\theta_1}) \left[\frac{M_1}{\mu_{T1}\theta_1(r_1 - h_2)} (\delta_2 \mu_{R2} \cos \alpha + \mu_{T1} / \mu_{S1} - \sin \alpha) - m_2 \omega_1^2 r_1^2 \right] \quad (20)$$

$$\Delta T = \frac{M_1}{r_1 - h_2} + (1 - e^{-\mu_{S1}\theta_1}) \left[\frac{M_1}{\mu_{T1}\theta_1(r_1 - h_2)} (\sin \alpha - \delta_2 \mu_{R2} \cos \alpha - \mu_{T1} / \mu_{S1}) + m_2 \omega_1^2 r_1^2 \right] \quad (21)$$

将式(21)代入式(5)和(6), 便可求出当 $i \geq 1$ 时金属环所受拉力 T_1 和 T_2 的值.

由于金属带长度 L 和主、从动轮中心距 a 为定值, 如图 2 所示, 由以下方程式可知:

$$L = \theta_1 r_1 + \theta_2 r_2 + 2 \sqrt{a^2 - (r_2 - r_1)^2} \quad (22)$$

$$\theta_1 = \pi - 2 \arcsin \left(\frac{r_2 - r_1}{a} \right) \quad (22a)$$

$$\theta_2 = \pi + 2 \arcsin \left(\frac{r_2 - r_1}{a} \right) \quad (22b)$$

$$i = r_2 / r_1 \quad (22c)$$

参数 θ_1 、 θ_2 、 r_1 和 r_2 均为传动比 i 的函数, 而各接触面间的摩擦系数又是传动比 i 和输入扭矩 M_1 的函数。因此, 由式(18)~(21)可知: 金属块间挤压力 E_1 和 E_2 及金属环张力 T_1 和 T_2 均为传动比 i 和输入扭矩 M_1 的函数。

参 考 文 献

- 1 Kanehara S, Fujii T, Ono S. A study on a metal pushing V-belt type CVT macroscopic consideration for coefficient of friction between belt and pulley. Proceedings of the International Conference on Continuously Variable Power Transmissions, Yokohama, Japan, 1996, 15~22
- 2 Micklem J D, Longmore D K, Burrows C R. Modelling of the steel pushing V-belt continuously variable transmission. Proc. Instn Mech. Engrs, 1994, 208:13~27
- 3 Fujii T, Kurokawa T, Kanehara S. A study of a metal pushing V-belt type CVT-part 1: relation between transmitted torque and pulley thrust. SAE Paper, 1993, 930666:1~11
- 4 Fujii T, Kurokawa T, Kanehara S. A study of a metal pushing V-belt type CVT-part 2: compression force between metal blocks and ring tension. SAE Paper, 1993, 930667:1~10
- 5 张滨刚, 姜正根, 刷引芳等. 金属带式自动无级变速传动(CVT)装置的性能分析. 兵工学报, 坦克装甲车与发动机分册, 1995, 58(4): 49~56

Analysis of Kinematic and Kinetic Characteristics of a Metal Pushing V-Belt CVT

Sun Dongye Qin Ditung Yang Yalian

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University)

ABSTRACT Based on the kinematic and kinetic characteristics, the friction model of a metal pushing V-belt continuously variable transmission (CVT) is established in this paper. The relation between applied forces and speed ratio as well as transmitted torque is analysed. The computational formulas on the tension forces of steel ring and compression forces between metal blocks are derived. The theoretical bases for designing a metal pushing V-belt CVT equipment and its control system are provided.

KEYWORDS Continuously variable transmission; kinematics; kinetics