

活齿无级变速器传动效率分析与试验研究

冯能莲, 米 磊

(北京工业大学环境与能源工程学院, 北京 100124)

摘 要: 为研究活齿无级变速器(movable-teeth continuously variable transmission, MCVT)的传动效率,分析了MCVT的功率损失机理,建立了其传动效率理论计算模型,搭建了其传动效率试验台,开展了定传动比条件下MCVT传动效率与其转速、转矩关系的试验研究.结果表明:由齿侧间隙产生的滑动摩擦功率损失、冲击功率损失、搅油功率损失以及油封功率损失是MCVT的主要功率损失.在定传动比为1.2时,MCVT的传动效率可达95%左右.转矩对MCVT传动效率的影响显著,而转速对MCVT的传动效率影响不显著,但MCVT高转速时的传动效率要大于低转速时的传动效率.当转速、转矩同时从低到高变化时,传动效率逐渐增大.

关键词: 活齿无级变速器; 传动效率; 定传动比

中图分类号: TH 132.46

文献标志码: A

文章编号: 0254-0037(2016)10-1547-05

doi: 10.11936/bjtu2015100013

Analysis and Experimental Investigations of Transmission Efficiency of Movable-teeth CVT

FENG Nenglian, MI Lei

(College of Environment and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: In order to investigate the transmission efficiency of movable-teeth CVT(MCVT), the power losses of MCVT was analyzed and the theoretical model of its transmission efficiency was set up. Then, transmission efficiency test platform was set up for the MCVT. Lastly, experimental study of the relations among transmission efficiency, speed and torque was conducted when the transmission ratio was fixed. The results show that the power losses of the sliding friction and impact caused by the backlash of the tooth, the power loss of the oil stirring and the power loss of oil seal are the main power losses of iMCVT. The transmission efficiency of iMCVT can reach 95% when the constant transmission ratio is 1.2. Torque is the most significant impact to the transmission efficiency. The effect of speed on the transmission efficiency of iMCVT is not significant, but the efficiency of high speed is greater than that of low speed. The transmission efficiency is gradually increasing when speed and torque both range from the low to high.

Key words: movable-teeth continuously variable transmission (MCVT); transmission efficiency; constant transmission ratio

无级变速器(continuously variable transmission, CVT)是一种可直接通过改变主、从动锥轮接触半径

来实现速比无级调节的变速装置. CVT的速比可在其最大值和最小值之间连续变化^[1],而最佳速比能

收稿日期: 2015-10-08

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51075010);北京市教育委员会重点资助项目(KZ200910005007)

作者简介: 冯能莲(1962—),男,教授,主要从事新能源汽车、汽车电子、智能车辆方面的研究, E-mail: fengnl@bjut.edu.cn

减少发动机的燃油消耗,使发动机在最高效工况下工作. 研究表明:无级变速传动最多能减少60%的燃油消耗^[2].

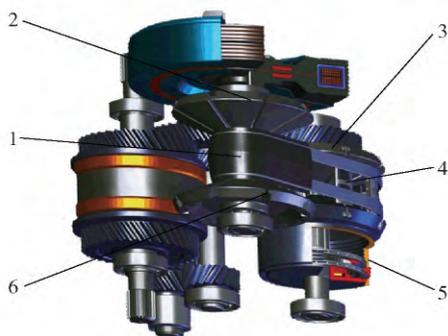
目前,CVT主要包括金属带式 and 金属链式,其主要部分包括主动轮、从动轮和传动带. 金属带式CVT和金属链式CVT均采用摩擦式传动,并依靠液压装置传递动力,传递的转矩受限,功率损失也较大,因此传动效率较低^[3-4]. 活齿无级变速器(movable-teeth CVT,MCVT)采用无级啮合传动方式,降低了对液压装置的需求,转矩传递能力更强,传动效率更高.

常规变速器的功率损失主要包括机械损失和液力损失^[5]. 与其相似,MCVT的机械损失主要是由齿侧间隙导致的滑动摩擦、冲击以及油封摩擦引起的;液力损失主要是由旋转部件对润滑油的搅动所引起的. 由于MCVT采用非摩擦式啮合传动方式,不仅传递的转矩较大,也降低了对液压装置的需求,同时功率损失减少.

1 MCVT的组成及工作原理

1.1 MCVT的组成

MCVT由金属齿形链、主动锥轮、从动锥轮、活齿单元等关键部分组成. 其结构如图1所示^[6].



1—金属齿形链(或带); 2—主动锥轮; 3—从动锥轮;
4—活齿单元(主、从动锥轮上均有); 5—电磁调速控制器;
6—锥轮嵌槽.

图1 MCVT结构^[6]

Fig. 1 Construction of MCVT^[6]

MCVT的锥轮与金属带式CVT的锥轮相似,但MCVT的锥轮沿锥轮母线开有嵌槽6,嵌槽对活齿单元4的运动起导向作用,金属齿形链(或带)1为一种内表面具有啮合齿的传动链(或带),其覆于活齿单元上,如图1所示. 活齿单元是MCVT的关键部位,每个活齿单元开有2个活齿槽,活齿槽内装有活齿,活齿由若干薄滑片和1个滑块叠合组成,如图

2所示^[6]. 增设滑块的目的是避免啮合时出现单个或较少的滑片与链齿啮合的情况,防止较少的滑片啮合时出现断裂,从而增强活齿的转矩传递能力.

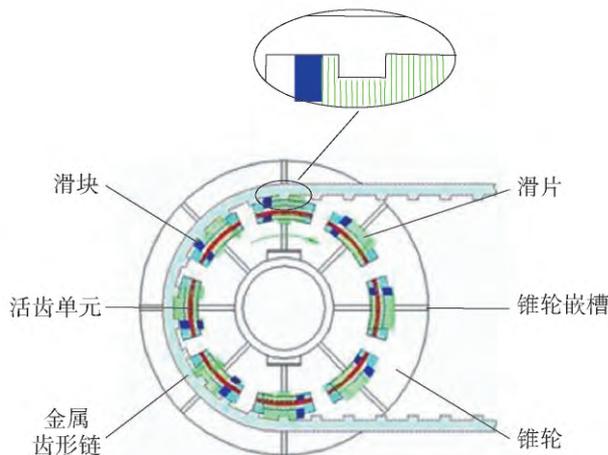


图2 MCVT工作原理^[6]

Fig. 2 Principle of MCVT^[6]

1.2 MCVT的工作原理

MCVT是一种非摩擦式的无级变速传动装置,采用活齿啮合传动. 活齿单元均布于锥轮,在活齿单元的两端设有滚轮,当锥轮轴向移动时,在锥轮的压力作用下活齿单元依靠滚轮可沿锥轮嵌槽径向移动,从而改变主、从动锥轮中活齿单元与金属齿形链的啮合半径,以此来改变传动比,如图2所示. 因此,MCVT的速比调节原理与金属带式CVT相同,即通过主、从动锥轮轴向移动来改变金属链与主、从动锥轮的接触半径,进而实现无级调速.

运行前,活齿处于活齿槽中;运行时,在离心力和链条压力作用下,滑片可从活齿槽中甩出并与金属齿形链的链齿啮合. 活齿通过自由无级滑移可构成任意形状的啮合齿形,同时会形成与链齿轮廓相同的齿槽,如图2所示. 由于活齿的滑移方向与受力方向不同,因此活齿可以自由随当前的啮合齿形所需及时变形而实现无级啮合. 因为齿片是活动的,所以在啮合状态下MCVT仍然可以实现无级变速传动. 活齿传递功率时的受力方向与自由滑移方向垂直,具有自锁性,所以其承载受力时不会改变齿廓形状,可保持正常啮合态.

1.3 MCVT的特点

MCVT改变了传统CVT的摩擦式传动方式,通过活齿和链齿的啮合来传递动力,它的主要特点如下:

- 1) 采用活齿无级啮合传动方式,与金属带式

CVT 相比,传递的转矩更大,可实现大转矩高功率传递。

2) 啮合式传动方式可避免摩擦式传动方式的打滑现象,动力传递连续、可靠,提高了传动效率,减小了链条与锥轮的磨损。

3) MCVT 在速比调节时依靠滚轮使活齿单元沿锥轮径向移动,由滚动摩擦代替了金属带式 CVT 的滑动摩擦,调速更方便,并能减少金属链与锥轮间的磨损。

4) 利用 MCVT 能传递大转矩的特点,可设计级联式的活齿无级变速传动装置,增大速比范围的同时也可实现大转矩的传递。

2 MCVT 的传动效率分析

2.1 MCVT 功率损失分析

通过对 MCVT 结构、工作原理及稳态运行的分析,可得 MCVT 的功率损失主要存在以下 3 个方面:

1) MCVT 采用活齿啮合传动,在啮合过程中存在明显的齿侧间隙。齿侧间隙引起了金属齿形链与活齿单元之间的滑动摩擦,同时也造成了啮合冲击,产生了摩擦功率损失和冲击功率损失。

2) MCVT 采用浸油润滑方式,因此,在运行过程中会产生搅油功率损失。

3) MCVT 的输入轴和输出轴与箱体之间有油封元件,因此,会产生油封功率损失。

2.2 各项功率损失的分析与计算

2.2.1 由齿侧间隙产生的滑动摩擦和冲击功率损失

由于滑片具有一定的厚度(2 mm 左右),使得 MCVT 在啮合传动过程中存在齿侧间隙,因此,在传动过程中金属齿形链和单元体之间具有以齿侧间隙 L 为滑动距离的滑动摩擦功率损失,同时,齿侧间隙也造成了活齿与链齿的啮合冲击功率损失。

在传动过程中,由于齿侧间隙的最大值为滑片厚度,相对于啮合圆周较小,可将活齿在齿侧间隙 L 内的圆周运动简化为直线运动,因此,为了简化计算,可假设在产生啮合冲击时,活齿在间隙内的切向运动为瞬间匀加速直线运动,由此假设可计算出活齿与链齿冲击前的速度

$$V_{DR1}^2 - V_{DR}^2 = 2kL \quad (1)$$

$$T_{DR} = \frac{J}{R_{DR}}k \quad (2)$$

式中: V_{DR} 为主动轮线速度, m/s ; V_{DR1} 为主动轮活齿与链齿冲击前的速度, m/s ; k 为主动轮的线加速度, m/s^2 ; T_{DR} 为主动轮转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; J 为主动轮转动惯

量, kg/m^2 ; R_{DR} 为主动轮啮合半径, m 。

由于活齿与链齿冲击后变为同一速度,因此,可将活齿与链齿的啮合冲击过程看成是完全非弹性碰撞,则根据动量守恒定理可得出冲击后的主动轮线速度

$$m_1 V_{DR1} + m_2 V_{DC} = (m_1 + m_2) V_{DR2} \quad (3)$$

式中: m_1 为活齿的冲击质量, kg ; m_2 为链齿的冲击质量, kg ; V_{DR2} 为冲击后主动轮线速度, m/s 。

其中活齿的冲击质量取为锥轮质量 M_1 ,链齿的冲击质量取为链条质量 M_2 。 V_{DC} 为金属齿形链的链速^[7]

$$V_{DC} = \frac{Z_{DR} n_{DR} p}{60 \times 1000} \quad (4)$$

式中: V_{DC} 为金属齿形链链速, m/s ; Z_{DR} 为链轮齿数; n_{DR} 为主动轮转速, r/min ; p 为金属齿形链链条节距, mm 。

由式(1)~(4)可得出齿侧间隙造成的主动轮线速度差

$$\Delta V = V_{DR} - V_{DR2} = V_{DR} - \frac{m_1 \sqrt{V_{DR}^2 - 2T_{DR}R_{DR}L/J} - \frac{m_2 V_{DC}}{m_1 + m_2}}{m_1 + m_2} \quad (5)$$

传动过程中主动轮活齿提供的驱动力为

$$F_{DR} = \frac{T_{DR}}{R_{DR}} \quad (6)$$

由于主、从动轮均存在齿侧间隙,因此,均有滑动摩擦功率损失。计算时按照主动轮计算,则滑动摩擦功率损失为

$$P_1 = F_{DR} \Delta V = \frac{T_{DR}}{R_{DR}} \left(V_{DR} - \frac{m_1 \sqrt{V_{DR}^2 + 2T_{DR}R_{DR}L/J} - \frac{m_2 V_{DC}}{m_1 + m_2}}{m_1 + m_2} \right) \quad (7)$$

2.2.2 搅油损失

搅油损失与旋转件数目、回转件尺寸和浸油深度等因素有关。本文采用搅油损失数学模型^[8]: $P_j = 1.43e^{3v}$,其中 v 为车辆行驶速度。将车辆行驶速度表示成发动机转速的函数,再通过某传动比下由发动机到搅油齿轮的传动比将发动机转速换算为搅油齿轮的转速,从而得到搅油损失计算式^[8]

$$P_2 = 0.00143e^{0.0082n/i_c} \quad (8)$$

式中: P_2 为搅油功率损失, kW ; n 为发动机转速, r/min ; i_c 为某挡位下发动机到搅油齿轮的传动比。

2.2.3 油封功率损失

油封的功率损失主要是摩擦损失,并且与轴的

转速有关,文中使用公式^[8]

$$P_3 = 9.8 \times 10^{-7} n^2 + 0.006965n + 5.4075 \quad (9)$$

计算油封的功率损失. 式中: P_3 为油封功率损失, kW; n 为轴的转速, r/min.

2.3 MCVT 传动效率的计算

试验用 MCVT 机体的主动锥轮(或从动锥轮)质量 M_1 为 23.5 kg, 金属齿形链总质量 M_2 为 6.25 kg, 锥轮半径 R 为 122 mm, 主动锥轮(或从动锥轮)活齿单元数量 Z_{DR} 为 4, 金属齿形链链条节距 p 为 120 mm.

MCVT 在传动过程中的各项功率损失之和为

$$P_L = P_1 + P_2 + P_3 \quad (10)$$

MCVT 的传动效率为

$$\eta = \frac{P - P_L}{P\eta_1} \times 100\% \quad (11)$$

式中: P 为输入功率; η_1 为联轴器的传递效率, 其取值为 0.99^[9]. 当传动比为 1.2 时, MCVT 传动效率与主动轮转速、转矩的关系如图 3 所示.

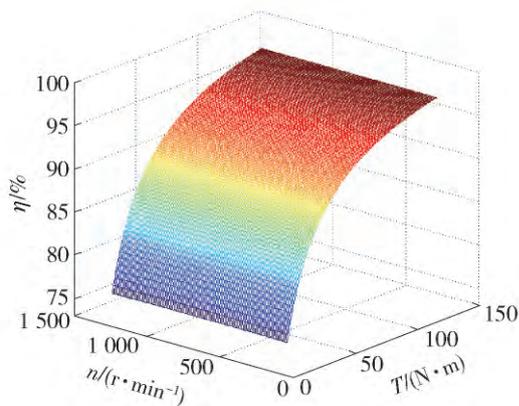


图3 效率与转速、转矩的关系

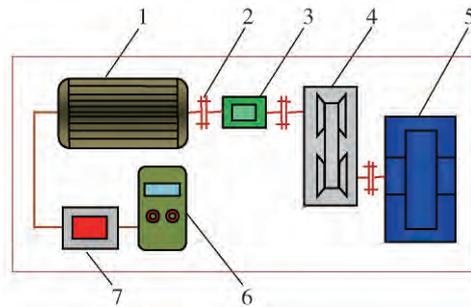
Fig. 3 Relation of efficiency and speed and torque

3 MCVT 传动效率的试验研究及分析

试验中用到的试验设备主要有驱动电机、电涡流测功机和转速转矩传感器. MCVT 传动效率试验系统框图如图 4 所示, 实物图如图 5 所示.

试验时, 转速控制在 1300 r/m 以下, 转矩控制在 150 N·m 以下, 速比设定为 1.2, 调节转矩、转速, 得到不同转矩、转速下的效率值. MCVT 传动效率与转速、转矩关系的三维拟合图如图 6 所示.

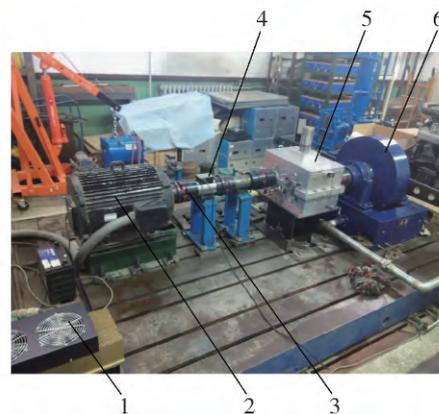
试验结果表明: 速比为 1.2 时, 在不同的驱动电机转速及转矩下, MCVT 的最大传动效率可达 95% 左右, 与理论效率计算模型的计算结果相符. 文献 [9-10] 的试验结果表明: 在相同工况下, 金属带式



1—电机; 2—联轴器; 3—转速转矩传感器; 4—MCVT 测试机体; 5—电涡流测功机; 6—电源; 7—电机控制器.

图4 MCVT 传动效率试验系统原理框图

Fig. 4 Diagram of test system of transmission efficiency of MCVT



1—电机控制器; 2—电机; 3—联轴器; 4—转速转矩传感器; 5—MCVT 测试样件; 6—电涡流测功机.

图5 MCVT 传动效率试验系统实物图

Fig. 5 Physical map of the test system of transmission efficiency of MCVT

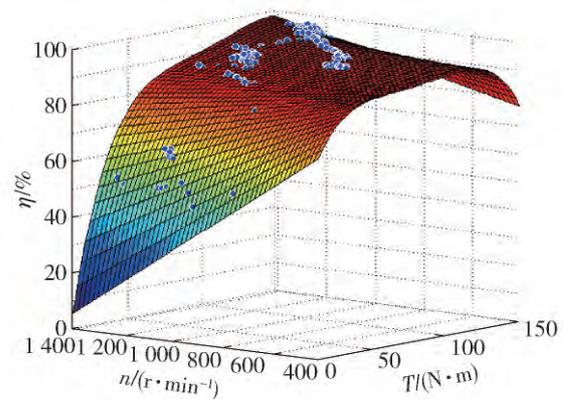


图6 效率与转速、转矩关系的数据拟合图

Fig. 6 Fitting graph of three-dimensional of the relation of transmission efficiency of MCVT with speed and torque

CVT 的传动效率为 85% ~ 92%, 与其相比, MCVT 的传动效率较高.

通过对 MCVT 理论及试验传动效率拟合图的进一步分析可知,转矩对 MCVT 的传动效率影响较为显著,随着转矩的增加,其传动效率呈逐渐增大趋势;转速对 MCVT 的传动效率影响并不显著,但高转速时的效率要大于低转速时的效率。当转矩和转速都从低到高变化时,传动效率逐渐增大。

4 结论

1) MCVT 的功率损失主要包括啮合传动过程中由于齿侧间隙产生的滑动摩擦和冲击功率损失、搅油功率损失以及油封功率损失。

2) 传动比为 1.2 时,通过改变主动轮转速和转矩,MCVT 的传动效率可达 95% 左右,与传统金属带式 CVT 相比,效率较高。

3) 定传动比下,转矩对 MCVT 的传动效率影响显著,转速对 MCVT 的传动效率影响不显著,但高转速时的效率要大于低转速时的效率。当主动轮转速、转矩同时从低到高变化时,传动效率逐渐增大。

参考文献:

- [1] PENTZER J, BRENNAN S. Investigation of the effect of continuously variable transmissions on ground robot power train efficiency [C] // American Control Conference. Montreal: IEEE, 2012: 4245-4250.
- [2] MANRING N D, AL-GHRAIRI T S, VERMILLION S D. Designing a hydraulic continuously variable transmission (CVT) for retrofitting a rear-wheel drive automobile [J]. J Mech Des, 2013, 135(12): 121003-1-121003-11.
- [3] ANDO T, YAGASAKI T, ICHIJO S, et al. Improvement of transmission efficiency in CVT shifting mechanism using metal pushing V-belt [J]. SAE Int J Engine, 2015, 8(3): 1391-1397.
- [4] VAN DER SLUIS F, VAN DONGEN T, VAN SPIJK G J, et al. Efficiency optimization of the pushbelt CVT [C] // SAE 2007 World Congress & Amp. Warrendale: SAE International, 2007: 1-11.
- [5] SAITO T, MIYAMOTO K. Prediction of CVT transmission efficiency by metal V-belt and pulley behavior with feedback control [C] // SAE 2010 World Congress & Exhibition. Warrendale: SAE International, 2010: 1-9.
- [6] 王国斌. 滑片变形齿无级啮合活齿轮: CN1752479 [P]. 2006-03-29.
- [7] 成大先. 机械设计手册/机械传动 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2009: 102-106.
- [8] 王熙, 秦大同, 胡明辉, 等. 汽车变速器传动效率理论建模与实验测试 [J]. 机械传动, 2010, 34(8): 21-24. WANG X, QIN D T, HU M H, et al. Modeling and testing of the vehicle transmission efficiency [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(8): 21-24. (in Chinese)
- [9] 程乃士, 刘温, 郭大忠, 等. 金属带式无级变速器传动效率的实验研究 [J]. 东北大学学报(自然科学版), 2000, 21(4): 394-396. CHENG N S, LIU W, GUO D Z, et al. Experimental study of transmission efficiency for metal pushing V-belt type CVT [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2000, 21(4): 394-396. (in Chinese)
- [10] 黄宏成, 徐继财, 闻居博. CVT 效率台架试验与分析 [J]. 传动技术, 2010, 24(2): 37-41. HUANG H C, XU J C, WEN J B. Test and analysis of efficiency [J]. Drive System Technique, 2010, 24(2): 37-41. (in Chinese)

(责任编辑 梁洁)