

文章编号:1009-3087(2014)02-0166-05

半环面牵引式无级变速器接触应力分析

李 华,李青涛,姚 进

(四川大学 制造科学与工程学院,四川 成都 610065)

摘 要:在分析半环面无级变速器工作原理的基础上,建立了接触压力的计算公式,以赫兹接触理论为指导,给出了接触应力的计算公式。以某公司的样机为实例,讨论了接触应力的变化规律、影响因素。研究表明:在轴向力不变的情况下,接触压力和接触应力与接触点的位置有关,接触位置越靠近锥盘轴线,则接触压力和接触应力越大,接触椭圆的长轴越大,接触椭圆的短轴越小;接触应力随环面半径和环腔半径的增大而减小,随半锥角的增大而减小;接触应力对环腔半径的改变敏感度高,对环面半径和半锥角的改变敏感度低;将锥盘与滚轮设计为线接触,可大幅降低接触应力。其研究成果可为半环面型无级变速器设计提供理论参考。

关键词:半环面牵引式无级变速器;接触应力;椭圆接触;赫兹接触理论

中图分类号:TH132

文献标志码:A

Analysis for Contact Stress of Half Toroidal Traction Continuously Variable Transmission

Li Hua, Li Qingtao, Yao Jin

(School of Manufacturing Sci. and Eng., Sichuan Univ., Chengdu 610065, China)

Abstract: Based on the analysis of working principle of half toroidal CVT, and guided by Hertz contact theory, the contact stress calculation formula of half toroidal CVT was established. Taking a company's prototype for example, the change laws and influencing factors of the contact stress were discussed. Studies showed that in the case of constant axial force, the contact pressure and stress are larger and relate to the location of the contact point, the contact position is closer to the axis of the cone, the contact ellipse's major axis is longer, and the contact ellipse's minor axis is smaller. The contact stress decreases with the increases of torus radius, cavity radius, and half cone angle. The contact stress have high sensitivity with cavity radius, and low sensitivity with torus radius and half cone angle. If the contact type of the cone disk and the roller is line contact, contact stress can be reduced significantly. The research results can provide theoretical reference for design of half toroidal CVT.

Key words: half toroidal traction CVT; contact stress; contact ellipse; Hertz contact theory

环面牵引式无级变速器主要由主动锥盘、动力滚轮和从动锥盘构成,主动锥盘和动力滚轮以及动力滚轮和从动锥盘之间都为高副接触。依靠主动锥盘和动力滚轮之间的油膜以及动力滚轮和从动锥盘之间的油膜的剪切力传递动力。牵引式无级变速器具有承载能力强、传动效率高、平稳性好、噪声低、速比变化响应快以及结构简单等传动特性^[1-4],是金属带式CVT外,可用于车辆传动的又一种CVT,它适合于较大排量车辆上应用。环面牵引式无级变

速器可分为全环面和半环面2种型式,由于半环面型的自旋损失较小,国内外学者对半环面牵引式无级变速器开展了大量的研究工作^[5-9],在传动特性、牵引能力、传动比、伺服控制等方面进行了深入的研究。

到目前为止,牵引式无极变速器仍未进入商业性的实际应用^[10-11]。一个重要的原因在于,牵引接触区的接触应力高达数千兆帕,锥盘和滚轮材料的可靠性很难满足要求,导致变速器寿命不足。因此,研究牵引传动接触应力的影响因素、变化规律及改善措施对提高牵引式无级变速器的寿命具有重要的意义。由于解析法分析接触应力快速且偏于安全^[12],作者以赫兹理论为指导,应用解析法分析半环面牵引式无级变速器的接触应力。

收稿日期:2013-09-21

基金项目:四川省科技厅应用基础研究计划资助项目
(2012JY0085)

作者简介:李 华(1974—),男,讲师,博士。研究方向:机械传动。E-mail:sculihua2005@sina.com

1 半环面牵引式无级变速器受力分析

1.1 半环面牵引式无级变速器简介

如图1所示,半环面牵引无级变速器主要由加载凸轮、主动锥盘、动力滚轮(2个或2个以上)、从动锥盘等零件组成。发动机与加载凸轮相连,发动机的动力由加载凸轮输入,经过输入锥盘和动力滚轮的传递,最后由输出锥盘输出。主动锥盘与加载凸轮同步旋转,二者传递的力矩相等。改变动力滚轮的倾角 α 的大小,就可改变它与主动锥盘和从动锥盘的接触位置,从而改变输出锥盘的力矩和转速。

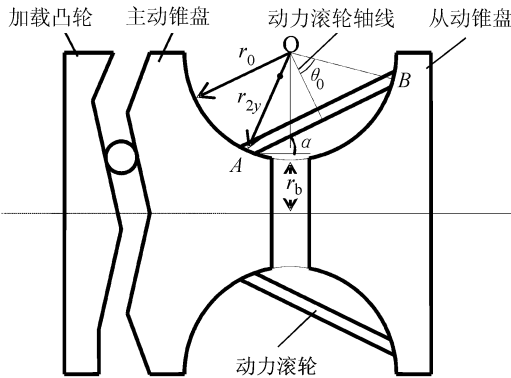


图1 半环面牵引无级变速器的结构简图

Fig.1 Structure diagram of half toroidal CVT

1.2 加载凸轮及轴向力

加载凸轮是一个端面凸轮,与主动锥盘以滚动体相隔,当加载凸轮旋转时,通过滚动体向主动锥盘施加法向力 F_n , F_n 产生2个分力,一个是圆周方向分力 F_t ,另一个是轴线方向分力 F_a , F_t 使主动锥盘旋转, F_a 使主动锥盘和动力滚轮以及动力滚轮和从动锥盘之间相互压紧,产生接触应力。由图2可知,轴线方向分力 F_a 和圆周方向分力 F_t 成固定关系,如果施加在加载凸轮上的力矩不变,则动力滚轮与输入锥盘和输出锥盘之间的轴向力也不会发生变化。

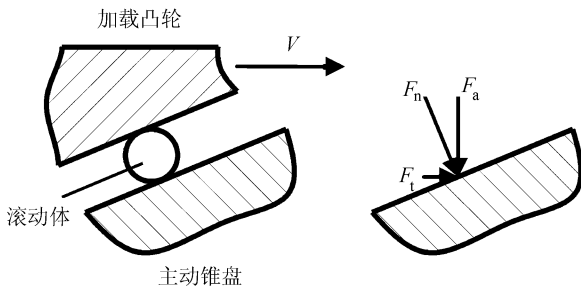


图2 加载凸轮的工作原理

Fig.2 Working principle of charging cam

1.3 接触压力计算

由图1所示可知,主动锥盘与动力滚轮之间的接触压力 F_{12} 的方向在接触点处的公法线上,接触压力的大小可由式(1)求得:

$$F_{12} = \frac{F_a}{n \sin(\theta_0 - \alpha)} \quad (1)$$

式中, F_a 为加载凸轮对主动锥盘施加的轴向力, n 为动力滚轮的数目, θ_0 为动力滚轮的半锥角, α 为动力滚轮的倾角。

动力滚轮与从动锥盘之间的接触压力计算式如下:

$$F_{23} = \frac{F_a}{n \sin(\theta_0 + \alpha)} \quad (2)$$

2 接触应力计算

2.1 点接触的接触应力

半环面牵引式无级变速器中,动力滚轮与主动锥盘和从动锥盘一般为点接触^[13]。由赫兹接触理论可知,在接触压力的作用下,接触区域发生弹性变形,实际接触形状为一个小椭圆。以图1中主动锥盘与动力滚轮接触的A点为例,给出最大接触应力 σ_H 的计算公式。

$$\sigma_H = \frac{3F}{2\pi ab} \quad (3)$$

式中: F 为接触压力; π 为圆周率; a 、 b 分别为接触椭圆的长半轴和短半轴^[14-15],

$$a = \sqrt[3]{\frac{3k^2 \varepsilon R F}{\pi} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \quad (4)$$

$$b = \frac{a}{k} \quad (5)$$

式中: μ_1 、 μ_2 分别为主动锥盘和动力滚轮的泊松比; E_1 、 E_2 分别为主动锥盘和动力滚轮的弹性模量; k 为接触区域内的椭圆率,

$$k = 1.0339 \left(\frac{R_x}{R_y} \right)^{0.636} \quad (6)$$

ε 为第一类椭圆积分的近似值,

$$\varepsilon = 1.0003 + 0.5968 R_x / R_y \quad (7)$$

R 为接触区域综合曲率半径:

$$R = \frac{R_x R_y}{R_x + R_y} \quad (8)$$

式中, R_x 和 R_y 分别为接触区域内2个主平面内的当量曲率半径:

$$R_x = \frac{R_{1x} R_{2x}}{R_{1x} + R_{2x}} \quad (9)$$

$$R_y = \frac{R_{1y}R_{2y}}{R_{1y} + R_{2y}} \quad (10)$$

式中, R_{1x} 、 R_{1y} 为主动锥盘在接触点处的主曲率半径, R_{2x} 、 R_{2y} 为动力滚轮在接触点处的主曲率半径。 R_{1x} 由式(11) 计算:

$$R_{1x} = \frac{r_b + r_0}{\cos(\theta_0 - \alpha)} - r_0 \quad (11)$$

式中: r_b 为环腔底部到锥盘轴线的距离, 也称为环面半径; r_0 为锥盘环腔半径。 $R_{1y} = -r_0$; $R_{2x} = r_0$; 对大多数滚轮而言^[13], R_{2y} 通常取值为 $0.8r_0$ 。

2.2 线接触的接触应力

如果滚轮的主曲率半径 R_{2y} 等于环腔半径 r_0 , 则动力滚轮与锥盘为线接触, 在接触线较短的情况下, 可以简化为轴线平行的 2 个圆柱体接触。轴线平行的 2 圆柱体接触时的接触应力为:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F}{\pi L} \left[\frac{\frac{1}{\rho}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}} \right]} \quad (12)$$

式中: π 为圆周率; L 为接触线的长度; F 为正压力; E_1 、 E_2 分别为 2 种材料的弹性模量; μ_1 、 μ_2 分别为 2 种材料的泊松比; ρ 为综合曲率半径,

$$\rho = \frac{R_{1x}R_{2x}}{R_{1x} + R_{2x}} \quad (13)$$

2.3 接触应力计算实例

以 NSK 公司开发样机的参数为实例计算接触应力, 主要参数如下: 半锥角 θ_0 等于 62.5° , 环腔半径 r_0 为 45 mm, 环面半径 r_b 为 20 mm, 最大轴向压力 51 000 N, 滚轮倾角变化范围为 $-27^\circ \sim 27^\circ$, 双腔共有 6 个滚轮, 主动锥盘、动力滚轮和从动锥盘的材料均为 GCr15。材料的弹性模量为 207 GPa, 泊松比为 0.3。

按照前述计算公式, 动力滚轮与主动锥盘和从动锥盘之间的接触应力如图 3 所示。

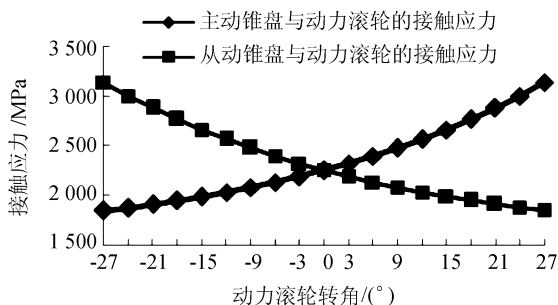


图3 点接触时的接触应力

Fig.3 Contact stress of point contact

主动锥盘与动力滚轮的接触椭圆的长半轴和短半轴如图 4 所示。

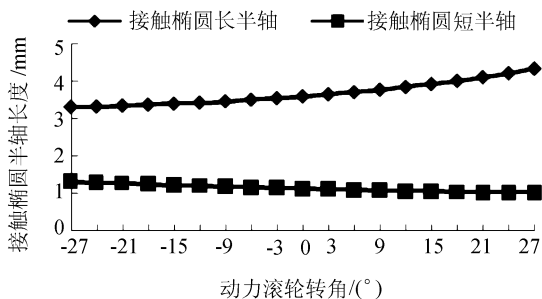


图4 接触椭圆的半轴长度

Fig.4 Length of contact ellipse's half axis

如果滚轮的主曲率半径 R_{2y} 等于环腔半径 45 mm, 则与锥盘接触的滚轮表面是半径为 45 mm 的球面的一部分, 滚轮与锥盘为线接触, 接触线为一段弧线。弧线长度取滚轮倾角为 0° 时接触椭圆的长轴长度, 计算结果如图 5 所示。

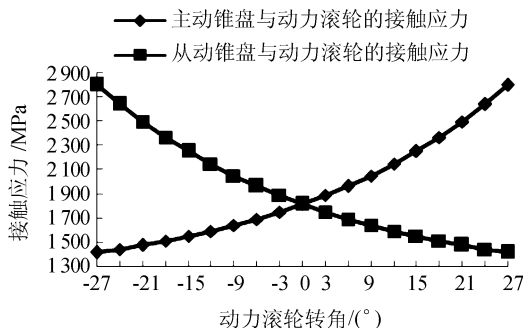


图5 线接触时的接触应力

Fig.5 Contact stress of line contact

3 分析与讨论

3.1 接触应力的变化规律

动力滚轮的倾角越大, 则主动锥盘与动力滚轮的接触区域离锥盘的轴线越近, 从动锥盘与动力滚轮的接触区域离锥盘的轴线越远; 由图 3 和 5 可以看出, 当锥盘的接触区域离轴线越近时, 接触应力越大; 动力滚轮与锥盘为线接触时, 接触应力大幅度下降; 主动锥盘上的接触应力曲线与从动锥盘上的接触应力曲线是轴对称图形。

3.2 接触应力的影响因素

由于主动锥盘上的接触应力曲线与从动锥盘上的接触应力曲线是轴对称图形, 只需要分析任意一个锥盘的接触应力即可。现以主动锥盘为例, 分析牵引式无级变速器的几何参数对接触应力的影响。

对接触应力影响较大的几何参数有环腔半径 r_0 、环面半径 r_b 、以及半锥角 θ_0 。这 3 个参数对接触应力的影响分别如图 6、7 和 8 所示。由图 6 可以看出,

环腔半径增大时,接触应力减小。由图7可以看出,接触应力随环面半径的增大而减小。由图8可以看出,半锥角增大时接触应力减小。

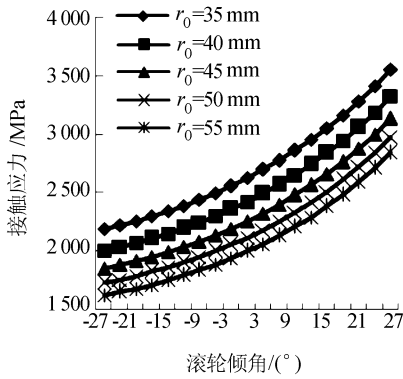


图6 环腔半径与接触应力的关系

Fig.6 Relationship between cavity radius and contact stress

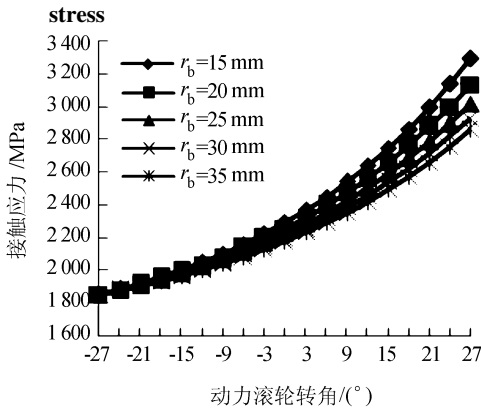


图7 环面半径与接触应力的关系

Fig.7 Relationship between torus radius and contact stress

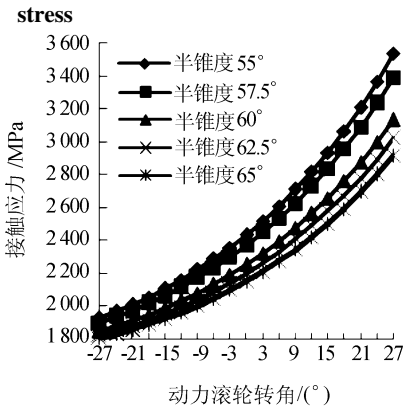


图8 半锥角与接触应力的关系

Fig.8 Relationship between half cone angle and contact stress

综合图6、7和8可以发现:接触应力对环腔半径的改变敏感度较高,对环面半径和半锥角的改变敏感度较低;改变环面半径和半锥角,对锥盘上离轴线较远位区域的接触应力影响不明显,对离轴线较近区域的接触应力影响较大。

4 结 论

在轴向力不变的情况下,锥盘上所受的接触压力和接触应力与接触区域的位置有关,接触位置越靠近锥盘轴线,则接触压力和接触应力越大。如果锥盘与滚轮为线接触,可大幅降低接触应力。

锥盘与动力滚轮的接触椭圆形状与接触区域的位置有关,接触位置越靠近锥盘轴线,接触椭圆的长轴越大,短轴越小。

半环面牵引无级变速器的接触应力受锥盘几何参数的影响情况如下:接触应力随环面半径和环腔半径的增大而减小,随半锥角的增大而减小。

接触应力对环腔半径的改变敏感度高,对环面半径和半锥角的改变敏感度低。改变环面半径和半锥角,对锥盘上离轴线较远位区域的接触应力影响不明显,对离轴线较近区域的接触应力影响较大。

参考文献:

[1] Nabil A. Study on performance of half-toroidal traction drive CVT[D]. Chongqing: Chongqing University, 2004.

[2] Chen Desheng, Pan Rongrong. Developments of traction drive [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2009, 33(6): 108 - 110. [陈德生, 潘荣荣. 牵引传动研究综述[J]. 机械传动, 2009, 33(6): 108 - 110.]

[3] Chen Yong. New development and trend of automatic transmission technologies [J]. Automotive Engineering, 2008, 30(10): 938 - 945. [陈勇. 自动变速器技术的最新动态和发展趋势[J]. 汽车工程, 2008, 30(10): 938 - 945.]

[4] Li Zhong, Qin Datong. Transmission characteristics of half-toroidal traction drive continuously variable transmission [J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(6): 490 - 494. [李忠, 秦大同. 半环型锥盘滚轮式无级变速器的传动特性研究[J]. 中国机械工程, 2005, 16(6): 490 - 494.]

[5] Ota M, Nakayama T, Nanbu T, et al. Novel microsurface machining techniques for improving the traction coefficient [J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2009, 1(1): 174 - 181.

[6] Miyata S, Höhn B R, Michaelis K, et al. Experimental investigation of temperature rise in elliptical EHL contacts [J]. Tribology International, 2008, 41(11): 1074 - 1082.

[7] Imanishi T, Toyoda T, Shinojima T, et al. Development of

- next-generation half-toroidal IVT system control scheme of geared-neutral system[J]. Review of Automotive Engineering, 2007, 28(3): 365 - 369.
- [8] Ohno N. High-pressure behavior of toroidal CVT fluid for automobile[J]. Tribology International, 2007, 40(2): 233 - 238.
- [9] Kaneko Y, Adachi K, Kanal K, et al. Design of a ratio servo control system for a toroidal CVT[J]. Review of Automotive Engineering, 2006, 27(1): 89 - 94.
- [10] Chinese Technology Center of NSK. Development of half-toroidal CVT[J]. Bearing, 2006(11): 42 - 47. [NSK 中国技术中心. 半环形无级变速器的开发[J]. 轴承, 2006(11): 42 - 47.]
- [11] Machida H, Itoh H, Imanishi T, et al. Design principle of high power traction drive CVT[J]. Drive System Technique, 2001(2): 23 - 33. [Machida H, Itoh H, Imanishi T, 等. 大功率牵引传动 CVT 的设计原理[J]. 传动技术, 2001(2): 23 - 33.]
- [12] Zhang Yanqin, Zhang Guanghui, Qiu Xinyang. The contact stress of the planar double enveloping hourglass worm gears [J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2011, 43(5): 247 - 251. [张彦钦, 张光辉, 邱昕洋. 平面二次包络环面蜗杆传动齿面接触应力计算[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2011, 43(5): 247 - 251.]
- [13] He Huibo, Li Huaying, Qin Datong, et al. Optimization design for structural parameters of toroidal CVT for automobiles [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(5): 281 - 284. [何辉波, 李华英, 秦大同, 等. 汽车环面型无级变速器结构参数优化设计[J]. 机械工程学报, 2009, 45(5): 281 - 284.]
- [14] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992: 13 - 40.
- [15] Zhang Xisheng, Wu Zhen, Zhang Jingchun. The contact stress calculation of mechanical parts[J]. Machinery, 2000, 27(1): 24 - 26. [章希胜, 武震, 张景春. 机械零件的接触应力计算[J]. 机械, 2000, 27(1): 24 - 26.]

(编辑 黄小川)