

液压压紧式牵引传动装置传动效率研究

沈楚敬, 苑士华, 魏超, 陈星, 王智慧

(北京理工大学车辆传动国家重点实验室, 100081, 北京)

摘要: 以自行设计的液压压紧式牵引传动装置为基础, 针对装置传动过程中的自旋功率损失和滑动功率损失进行了理论研究, 结合弹流润滑理论对内、外摩擦副的牵引特性进行了数学建模, 并通过多重网格方法进行了联合求解, 从而获得了系统的传动效率及其变化规律. 研究表明: 液压压紧式牵引传动装置具有转速高、功率大的传动特性, 通过控制液压压紧力, 可使传动装置的传动效率达到 95.5% 以上; 自旋功率损失随着传动比的增加呈现出先减后增的变化规律, 滑动功率损失随着传动比的增加而减小, 当传动比大于 0.5 时, 滑动功率损失趋于稳定; 系统的效率随着传动比的增加呈现出先减后增的变化过程.

关键词: 无级变速; 弹流润滑; 传动效率; 多重网格; 自旋

中图分类号: TH132 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)07-0032-06

Transmission Efficiency of Hydraulic Clamp Type Traction Transmission Device

SHEN Chujing, YUAN Shihua, WEI Chao, CHEN Xing, WANG Zhihui

(National Key Laboratory of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: A hydraulic clamp type traction transmission device was fabricated to theoretically investigate the spin power loss and the sliding power loss during transmission. The mathematical model of the internal and external friction traction characteristics was established with the EHL theory. The internal and external friction EHL equation was jointly solved by the multi-grid method, and the transmission efficiency of the system and its variation were achieved. The results show that the hydraulic clamp type traction transmission device has a transmission character of high speed and high power. The transmission efficiency of continuously variable transmission in the whole ratio range can be above 95.5% by controlling the hydraulic clamp force. The spin power loss decreases first and then increases with an increase in the transmission ratio. The sliding power loss decreases with an increase in the transmission ratio, and it tends to be stable when the transmission ratio is greater than 0.5. These results indicate that the transmission efficiency decreases first and then increases with an increase in the transmission ratio.

Keywords: continuously variable transmission; elastohydrodynamic lubrication; transmission efficiency; multi-grid; spin

无级变速器能使发动机处于最佳的工作状态, 从而提高了发动机的工作效率, 增强了车辆的燃油

经济性, 减少了排放, 因此无级变速器具有广泛的运用前景^[1-2]. 牵引传动又称油式摩擦传动, 主要依靠

摩擦副间的油膜牵引力进行传动. 牵引传动无级变速器具有传递功率大和转速高等传动性能, 所以受到国内外学者的广泛关注, 如英国 Torotrak 公司已将全环型无级变速器运用于 F1 赛车, 1978 年 NSK 开始研究半环型无级变速器并于 1999 年 11 月应用在日本公爵和荣御的汽车上^[3-5]. 液压压紧式牵引传动装置是通过液压为牵引传动中的摩擦副提供合适的法向压紧力, 从而使油膜产生足够的牵引力来实现动力传递. 由于传统的牵引传动的法向压紧力不可控, 为了保证系统的寿命, 传动效率往往不高. 液压压紧式牵引传动装置可根据传递的功率、转速、转矩和油品等因素, 施加合适的法向压紧力, 在保证系统寿命的同时提高传动效率^[6].

对于传动系统, 一般的功率损失包括摩擦功率损失(接触区由自旋产生的功率损失、相对滑动产生的功率损失)、加载结构的动力损失、搅油功率损失、轴承和密封的功率损失, 其中摩擦功率损失比较大且影响因素复杂. 因此, 本文通过分析系统摩擦功率损失的主要因素, 结合弹流润滑理论建立了摩擦功率损失方程, 进而得到系统在整个传动比范围内的传动效率, 以期对液压压紧式牵引传动装置的特性分析与工程研制提供理论指导.

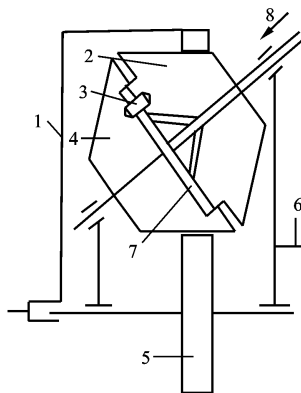
1 工作原理

如图 1 所示, 液压压紧式牵引传动装置的主要由变速机构和液压压紧机构两部分组成. 变速机构主要包括外摩擦轮、外圆锥、传动销、内圆锥、内摩擦轮和调速机构. 内、外圆锥和传动销等构件合称为双圆锥. 变速时变速机构通过左右移动双圆锥来改变双圆锥的工作半径, 从而达到改变传动装置的传动比. 液压压紧机构主要由油道、油腔、泵等部件组成, 通过调节油腔中的压强, 使内、外摩擦副在压紧力的作用下产生牵引力, 以实现动力传递. 为了方便研究, 将外摩擦轮与外圆锥组成的摩擦副称为外摩擦副, 内摩擦轮与内圆锥组成的摩擦副称为内摩擦副.

液压压紧式牵引传动装置的工作机理可以抽象为图 2 所示的行星轮系. 动力从左端的外摩擦轮输入, 通过外摩擦副的牵引力把动力传递给外圆锥, 外圆锥再通过传动销把动力传递到内圆锥, 内圆锥由内摩擦副将动力传递到内摩擦轮, 最后动力再从内摩擦轮输出.

2 传动装置的运动学分析

外摩擦轮与外圆锥以及内摩擦轮与内圆锥的角



1~8: 外摩擦轮; 外圆锥; 传动销; 内圆锥;
内摩擦轮; 调速机构; 油腔; 油道

图 1 传动装置简图

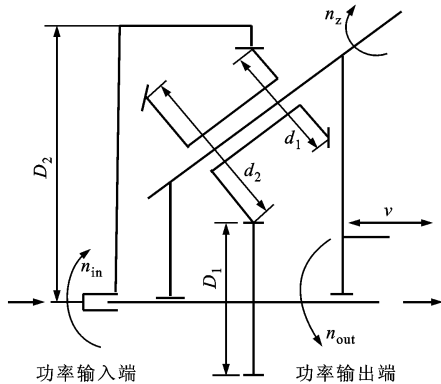


图 2 等效为行星轮系的传动装置

速度方向不平行, 因此必然存在自旋^[7]. 在没有负载的情况, 即不考虑摩擦副滑动的情况下, 以外摩擦轮作为输入, 由结构的几何关系则可得出整个系统的传动比

$$i = \frac{n_{in}}{n_{out}} = \frac{D_1 d_1}{d_2 D_2} \quad (1)$$

式中: n_{in} 、 n_{out} 为内、外摩擦轮的转速; D_1 、 D_2 为内、外摩擦轮的工作直径; d_1 、 d_2 为外圆锥、内圆锥的工作直径. 当系统有负载时, 内、外摩擦副的接触区必然存在滑动, 摩擦副的滑动一般由滑滚比来衡量. 滑滚比是两表面的滑动速度与卷吸速度之比, 所以内、外摩擦副的滑滚比分别为

$$\left. \begin{aligned} s_2 &= \frac{2(v_{z2} - v_{out})}{v_{z2} + v_{out}} \\ s_1 &= \frac{2(v_{in} - v_{z1})}{v_{in} + v_{z1}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: v_{z2} 、 v_{z1} 分别为内、外圆锥在接触区的线速度; v_{out} 、 v_{in} 分别为内、外摩擦轮在接触区的线速度. 由此, 不同滑滚比下内、外摩擦副的输入线速度和输出线速度分别为

量曲率半径; $P(s)$ 为分布力函数; E' 为摩擦副的综合弹性模量.

(3)黏度与压力的关系式为

$$\eta = \eta_0 \exp\{(\ln \eta_0 + 9.67)[(1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^z - 1]\} \tag{13}$$

式中: η_0 为在标准大气压力下的黏度; z 为实验常数, $z=0.57$.

(4)流变模型为 Bair-Winer Model^[12],即

$$\left. \begin{aligned} \tau_L &= \tau_0 + m p \\ \dot{\gamma} &= \frac{1}{G_\infty} \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_L}{\eta} \ln\left(1 - \frac{\tau}{\tau_L}\right)^{-1} \end{aligned} \right\} \tag{14}$$

式中: τ_L 为润滑油的极限剪切应力; τ_0 为初始剪切应力, $\tau_0=2\text{ MPa}$; m 为润滑油的物质特性参数, $m=0.046$; $\dot{\gamma}$ 为两个摩擦面之间的剪切率; τ 为接触区的剪应力; t 为时间; G_∞ 为高频极限剪切弹性模量,其中略去了 $\frac{1}{G_\infty} \frac{d\tau}{dt}$.

(5)油膜牵引力是油膜与接触体界面上剪应力的总和,即

$$F_t = \iint \tau dx dy \tag{15}$$

由结构可知,作用在内、外摩擦副上的法向压紧力 F_n 大小相等,因此内、外剪切力为

$$\left. \begin{aligned} F_{t2} &= F_n f_2 \\ F_{t1} &= F_n f_1 \end{aligned} \right\} \tag{16}$$

因此,系统总的滑动功率损失为

$$L_s = L_1 + L_2 = F_n (f_1 \Delta U_1 + f_2 \Delta U_2) \tag{17}$$

3.2 自旋产生的功率损失

在法向压紧力的作用下,线接触区将呈现为一个矩形区域^[13],该接触区域如图 4 所示,其中 x 方向为圆柱滚动方向, $2b$ 为赫兹接触区的宽度, l 为接触长度. 根据赫兹接触理论,可以得到接触区的压应力为

$$p(x) = \frac{2F_n}{\pi b^2 l} (b^2 - x^2)^{1/2} \tag{18}$$

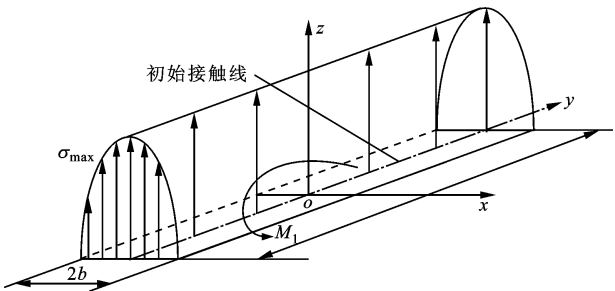


图 4 线接触表面应力分布

接触区内自旋产生的摩擦力矩

$$M_1 = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \int_{-a}^a p(x) f_1 (x^2 + y^2)^{1/2} dx dy \tag{19}$$

由于接触区的宽度 b 远远小于接触长度 l ,且最大接触应力在接触中心上,因此式(19)可简化为

$$M_1 = \frac{f_1 F_n l}{4} \tag{20}$$

又因内、外摩擦副的法向压紧力及接触长度的情况相同,则内摩擦副的摩擦力矩为

$$M_2 = \frac{f_2 F_n l}{4} \tag{21}$$

由此,自旋产生的功率损失为

$$L_3 = M_1 \omega_{s1} + M_2 \omega_{s2} = \frac{f_1 F_n l}{4} \omega_{s1} + \frac{f_2 F_n l}{4} \omega_{s2} \tag{22}$$

结合式(5)、式(7)可得

$$L_3 = M_1 \omega_{s1} + M_2 \omega_{s2} = \frac{F_n l}{4} (f_1 \omega_{s1} + f_2 \omega_{s2}) = \frac{F_n l \omega_z \sin \theta (f_1 + f_2)}{4} \tag{23}$$

所以系统总的功率损失为

$$L = L_s + L_3 = F_n (f_1 \Delta U_1 + f_2 \Delta U_2) + \frac{F_n l \omega_z \sin \theta (f_1 + f_2)}{4} \tag{24}$$

4 功率损失的计算结果

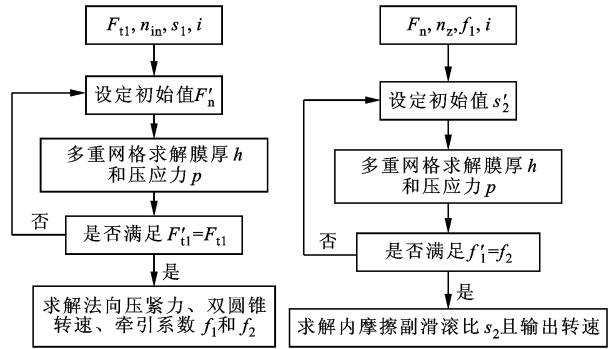
假设输入速度为 $10\,000\text{ r/min}$,输入功率为 157 kW ,装置的双圆锥有 4 个,每个双圆锥传递的功率为 39.25 kW ,外摩擦轮的直径为 300 mm ,内摩擦轮的直径为 100 mm ,内、外摩擦副的接触长度 $l=5\text{ mm}$,外摩擦副的滑滚比为 $0.051\,3$,由文献[8]可知,系统的传动比范围为 $0.133\,3\sim 0.833$. 又设摩擦副的牵引系数的极限值为 0.08 ,即在求解过程中,摩擦副的牵引系数不能超过该极限^[9].

基于上述假设,功率损失的求解如下.

(1)如图 5a 所示,在确定了输入转速 n_{in} 和转矩的情况下,根据滑滚比 s_1 可计算出不同传动比下的双圆锥转速,通过试算给定初始法向压紧力,并采用多重网格法进行油膜分布压力和膜厚的重复迭代计算,直至求解的油膜牵引力等于已知牵引力^[14]为止,此时可得外摩擦副的牵引系数 f_1 、法向压紧力、双圆锥转速和内摩擦副牵引系数等性能参数.

(2)如图 5b 所示,通过外摩擦副的求解,可以得到法向压紧力、双圆锥转速和外摩擦副牵引系数 f_1 ,结合式(9)中内、外摩擦副牵引系数与传动比之

间的关系,可以确定某传动比下实现双圆锥受力平衡时的内摩擦副牵引系数 f_2 ,并在给定的初始滑滚比 s_2' 下,采用多重网格计算方法进行反复迭代计算,从而得到与滑滚比 s_2' 相对应的牵引系数 f_2' .若 $f_2' \neq f_2$,则改变 s_2' 重新进行迭代,直至 $f_2' = f_2$,最后得到内摩擦副的滑滚比 s_2 、牵引系数 f_2 以及输出转速等性能参数.



(a)外摩擦副 (b)内摩擦副
图 5 内、外摩擦副之间的牵引特性求解流程

(3)通过图 6 所示计算流程求解功率损失,即在已求得的内、外摩擦副的滑滚比、牵引系数和法向压紧力的基础上,利用式(17)求解不同传动比下系统的滑动功率损失.另外,通过双圆锥转速、法向压紧力和内、外摩擦副的牵引系数,由式(23)可求出不同传动比下系统自旋产生的功率损失.由系统的滑动功率损失和自旋功率损失通过式(24)即可得到系统在不同传动比下的传动效率.

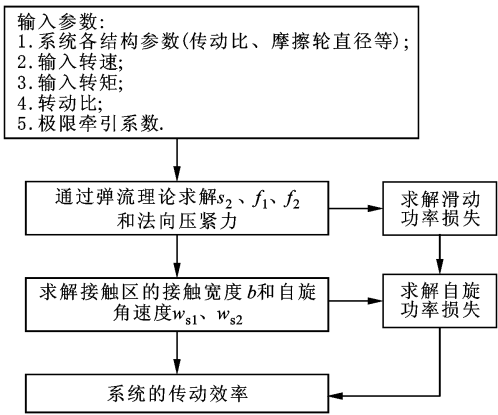


图 6 系统功率传递效率求解流程

如图 7 所示,由自旋引起的功率损失大于滑动引起的功率损失,所以自旋功率损失呈现出先减后增的过程,该损失的最小值出现在传动比为 0.3 的位置.由式(10)可知, $f_1 = f_2, d_1 = d_2$,因此要使系统的自旋功率损失更小,应尽可能使系统的传动比保

持在 0.3 附近.从图 7 可知,随着传动比的增加,系统的滑动功率损失减小,随着传动比的继续增大,功率损失趋于稳定.从图 7 还可知,系统的总功率损失随着传动比的增加呈现出先减后增的过程,所以为了减小系统的功率损失,应尽量使系统工作在传动比为 0.35~0.5 之间.

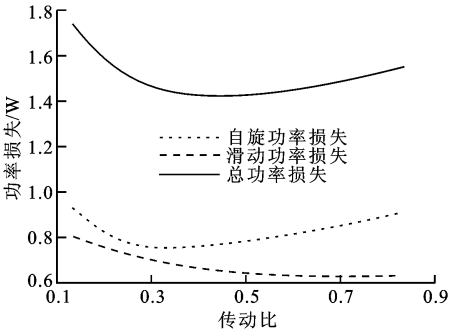


图 7 功率损失与传动比的关系

如图 8 所示,法向压紧力随着传动比的增加而增大,传动比最小时,法向压紧力最小,传动比最大时,法向压紧力最大.从图 9 可知,系统的总传动效率随着传动比的增加呈现出先增后减的规律,这与功率损失结果是一致的.从图 9 还可知,系统的工作效率在 95.5% 以上,最高接近 96.5%,可见在传动比要求的范围内系统具有很高的传动效率,稳定性也比较好.

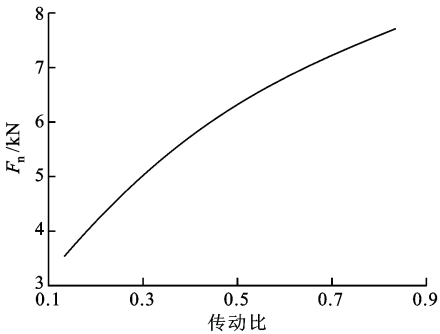


图 8 法向压紧力与传动比的关系

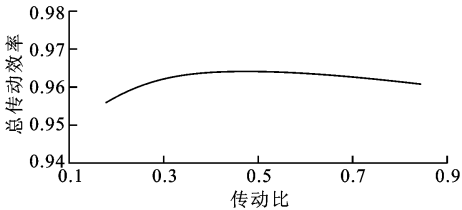


图 9 总传动效率与传动比的关系

5 结 论

液压压紧式牵引传动装置是一种能传递高转速

和大功率的无级变速装置。该装置是双圆锥结构,可使系统的传动比范围很宽。在考虑系统自旋功率损失和滑动功率损失的情况下,液压压紧式牵引传动装置在传动比要求的范围内使得传动效率很高,均在95.5%以上,这与牵引传动装置采用了液压作为内、外圆锥法向压紧力的控制源有关。因为系统可根据需求提供恰当的法向压紧力,因此在高转速和大功率的情况下,系统的传动效率大大提高。

参考文献:

- [1] 龚捷, 赵丁选. 工程车辆自动变速器换挡规律研究及自动控制仿真 [J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(9): 930-934.
GONG Jie, ZHAO Dingxuan. Study on shift schedule and auto-controlling simulation of automatic transmission [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2001, 35(9): 930-934.
- [2] LI Zhong, QIN Datong. Transmission characteristics of half-toroidal traction drive continuously variable transmission [J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(6): 490-494.
- [3] IMANISHI T. Development of high power-density double cavity half toroidal CVT[C]//The JSME International Conference on Motion and Power Transmissions. Fujioka, Japan: JSME, 2001: 860-863.
- [4] 丰田自动车株式会社. 环形无级变速器: 中国, 200910164830[P]. 2010-02-10.
- [5] 马自达汽车株式会社. 环型无级变速传动系统: 中国, 98800604.9 [P]. 1997-03-22.
- [6] 周有强. 机械无级变速器 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [7] CRETU O S, GLOVNEA R P. Traction drive with reduced spin losses [J]. Journal of Tribology, 2003, 125: 507-512.
- [8] WEI Chao, SHEN Chujing, YUAN Shihua. Analysis methods of power characteristics for hydraulic pressing of the traction drive device [J]. Advanced Materials Research, 2011, 301/302/303: 1458-1463.
- [9] DELKHOSH M, SAADAT M. Geometrical optimization of half toroidal continuously variable transmission using particle swarm optimization [J]. Scientia Iranica, 2011, 18(5): 1126-1132.
- [10] MACHIDA M, MURAKAMI Y. Development of the half toroidal CVT PowerToros unit [J]. NSK Technical Journal, 2000, 669: 9-22.
- [11] 温诗铸, 杨沛然. 弹流流体动力润滑 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1992: 69-70.
- [12] TEVAARWERK J L, JOHNSON K. The influence of fluid rheology on the performance of traction drives [J]. Transactions of the ASME: Journal of Lubrication technology, 1979, 101(3): 266-274.
- [13] SANDA S, HAYAKAWA K. Traction drive system and its characteristics as power transmission [J]. R & D Review of Toyota CRDL, 2005, 40: 30-39.
- [14] 杨沛然. 流体润滑数值分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1998: 69-71.

[本刊相关文献链接]

- 张慧贤, 寇子明, 吴娟, 等. 液压激波作用下管道流固耦合的动力学建模. 2012, 46(3): 94-99.
- 李学伟, 赵万华, 卢秉恒. 轨迹误差建模的多轴联动机床轮廓误差补偿技术. 2012, 46(3): 47-52.
- 李奎, 刘荣强, 姜生元, 等. 具有月面适应性的月球车着陆释放机构. 2011, 45(9): 28-33.
- 闻德生, 张勇, 王志力, 等. 三作用多泵多马达输出转速和转矩的理论分析. 2011, 45(3): 81-84.
- 邓星桥, 向中凡, 王进戈. 加工和安装误差对无侧隙蜗杆传动接触线及齿廓的影响. 2011, 45(2): 111-116.
- 于安才, 姜继海. 液压混合动力挖掘机回转装置控制方式的研究. 2011, 45(7): 30-33.
- 卢为, 成永红, 王增彬, 等. 环氧及其复合材料在变压器油中的快脉冲网络特性. 2010, 44(10): 83-87.
- 任燕, 阮健, 贾文昂. 2D 阀控电液激振器偏置控制的特性分析. 2010, 44(9): 82-86.
- 华成, 张庆, 徐光华, 等. 具有小世界特性的复杂液压系统故障源搜索方法. 2010, 44(7): 79-84.
- 宿月文, 朱爱斌, 陈渭, 等. 履带机械地面力学建模及牵引性能仿真与试验. 2009, 43(9): 42-45.
- 江小霞. 三向地震模拟平台控制系统的研究. 2009, 43(10): 16-21.
- 魏树国, 赵升吨, 张立军, 等. 直驱泵控式液压机液压系统的动态特性仿真及优化. 2009, 43(7): 79-82.
- 郑军, 曹兴进, 张光辉. 传动装置中磁流变液瞬态流动特性的数值计算. 2007, 41(9): 1053-1057.

(编辑 苗凌)