

NuVinci 无级变速器的传动特性分析及试验研究

李浩明, 张国凤, 胡群威

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

摘 要: 以现有 NuVinci 无级变速器为研究对象, 对其传动特性进行分析。建立其运动学和动力学数学模型, 得到传动比、滑动率、传动效率和承载转矩等各项传动特性与各结构参数之间的关系式, 并利用 MATLAB 语言编程计算得到各特性随结构参数的变化规律三维曲面图。研制无级变速传动试验台进行试验研究, 试验结果表明所建立的理论模型是可靠的, 为 Free-Ball 型无级变速器的结构参数优化设计打下了基础。

关键词: 无级变速器; 传动特性; 机械效率; 试验

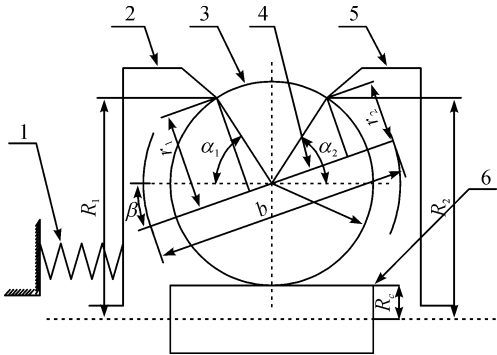
中图分类号: TH132 **文献标识码:** A

0 引 言

随着现代工业和科学技术的发展, 机械无级变速器因具有连续可变传动比的优点, 其应用越来越广泛。目前针对无级变速器的研究大多针对其基础特性或某项机械特性进行研究分析: 阮忠唐^[1]综合分析了各类机械无级变速器的基本特性; S. Ae-hurst 等^[2]则以滚子牵引传动为研究对象, 详细研究了牵引接触的性质; 朱宇等^[3]以行星锥盘无级变速器为研究对象, 推导出一种计算几何滑动率的数值计算方法; 周杰^[4]对行星锥式无级变速器进行效率分析, 提出了精确计算整机工作效率的计算方法。文献^[5]虽对半环型锥盘滚轮式无级变速器的结构参数与传动特性之间的关系进行了理论分析研究, 但缺乏试验验证。NuVinci 无级变速器的基本型为 Free-Ball 型无级变速器, 其结构简单、小巧紧凑, 可实现同轴传动, 并且具有较高的传动效率, 尤其适用于小功率传动的场合。本文以 NuVinci 无级变速器为研究对象, 对 Free-Ball 型无级变速器的传动特性进行研究, 并对其进行试验研究, 对同类无级变速器的研究具有一定的指导意义。

1 NuVinci 无级变速器的基本机构和工作原理

NuVinci 无级变速器是一种摩擦式无级变速传动装置, 主要由变速传动机构、调速机构和加压装置三部分组成。如图 1 所示, 变速传动机构是其核心部件, 主要由输入轮盘 2、传动钢球 3 和输出轮盘 5 组成。输入轮盘 2、输出轮盘 5 的实际工作面为内锥面, 在碟簧加压装置 1 的作用下与传动钢球 3 点接触, 动力和运动通过输入、输出轮盘与传动钢球 3



1. 碟簧加压装置, 2. 输入轮盘, 3. 传动钢球, 4. 摆杆, 5. 输出轮盘, 6. 压力轮

图 1 NuVinci 的工作原理

之间的润滑油膜中的摩擦牵引力来实现传递。在调速机构的作用下,传动钢球 3 绕球心作如图所示的偏转运动,其左右两侧与输入轮盘 2、输出轮盘 5 之间的工作半径发生变化,从而实现传动比的平稳变化。碟簧加压装置 1 向输入轮盘 2、输出轮盘 5 施加一定的轴向力,使两轮盘与传动钢球之间有足够的压力,从而保证它们之间的摩擦力能够有效地传递运动和动力。

2 传动参数数学模型

为方便进行 NuVinci 无级变速器变速传动机构的传动特性分析,相关符号说明见表 1。

表 1 NuVinci 无级变速器变速传动机构分析的相关符号说明

符号	定义
ω_1	输入轮盘角速度
ω_2^0	输出轮盘的名义角速度
ω_g	传动钢球的实际角速度
r_2	传动钢球输出端 B 点处的传动半径
R_2	输出轮盘工作半径
R_C	中心压力轮半径
α_2	输出轮盘与水平线的压力角
l_1	空载时输入轮盘当量圆锥的锥距
l_{g1}	传动钢球左侧当量圆锥的锥距
α_{g1}	传动钢球左侧当量圆锥的半锥角
m_2	输出侧节点偏移量
a_1	输入侧接触区椭圆长轴半径
k_f	传动系数,一般可取 $k_f=1.25\sim1.5$
ω_2	输出轮盘实际角速度
ω_g^0	传动钢球的名义角速度
r_1	传动钢球输入端 A 点处的传动半径
R_1	输入轮盘工作半径
R_0	传动钢球半径
α_1	输入轮盘与水平线的压力角
β	摆杆的摆动角度
l_2	空载时输出轮盘当量圆锥的锥距
l_{g2}	传动钢球右侧当量圆锥的锥距
m_1	输入侧节点偏移量
l_N	有效圆周力至滚动点的距离
a_2	输出侧接触区椭圆长轴半径

2.1 名义传动比

输入轮盘通过接触点 A 处的摩擦牵引力带动传动钢球,传动钢球通过接触点 B 处的摩擦牵引力带动输出轮盘,不考虑滑动,空载状况下 NuVinci 无级变速器的名义传动比为:

$$i_{12}^0 = \frac{\omega_2^0}{\omega_1} = \frac{\omega_g^0 \times r_2 / R_2}{\omega_g^0 \times r_1 / R_1} = \frac{r_2 \times R_1}{r_1 \times R_2} = \frac{R_1 \times \sin(\alpha_2 + \beta)}{R_2 \times \sin(\alpha_1 - \beta)} \quad (1)$$

式中, $R_1 = R_0 + R_c + R_0 \times \sin\alpha_1$, $R_2 = R_0 + R_c + R_0 \times \sin\alpha_2$, $r_1 = R_0 \times \sin(\alpha_1 - \beta)$, $r_2 = R_0 \times \sin(\alpha_2 + \beta)$ 。

β 在减速传动时为负,增速传动时为正。

2.2 输出转矩

设输入功率为 P (kW),输入转速为 n_1 (r/min),则输入转矩为:

$$T_{in} = 9.55 \times 10^6 P / n_1$$

以传动钢球作为研究对象,如图 2 所示,传动钢球两侧的输入和输出转矩相同,则无级变速器的输出转矩为:

$$T_{out} = T_{in} \times \frac{R_2}{R_1} \times \frac{r_1}{r_2} = T_{in} / i_{12} \quad (2)$$

2.3 滑动率和实际传动比

滑动率 ϵ 是无级变速器的重要性能指标之一。当 NuVinci 无级变速器处于负载状态,输入、输出轮盘与传动钢球之间摩擦副工作时,轮盘与传动钢球接触点处的几何形状发生变形,使得两滚动体接触区的速度分布发生变化,从而引起两滚动体之间的几何滑动。

以 A 点为例,A 点处接触区滑动率为:

$$\epsilon_1 = \frac{\omega_g^0 - \omega_g}{\omega_g^0} \times 100\% \quad (3)$$

当变速器空载和负载运行时,输入轮盘与传动钢球之间的角速度关系分别为:

$$\omega_g^0 = \frac{l_1 \sin(\alpha_1)}{l_{g1} \sin(\alpha_{g1})} \omega_1 \quad (4)$$

$$\omega_g = \frac{(l_1 - m_1) \sin\alpha_1}{(l_{g1} + m_1) \sin\alpha_{g1}} \omega_1 \quad (5)$$

式中, $\alpha_{g1} = 90^\circ - (\alpha_1 + \beta)$; $l_{g1} = r_1 / \sin\alpha_{g1} = r_1 / \cos(\alpha_1 + \beta)$; $l_1 = R_1 / \sin\alpha_1$ 。

将式(4)、式(5)代入式(3)即可计算出 A 点处的滑动率为:

$$\epsilon_1 = m_1(l_1 + l_{g1}) / (l_{g1} + m_1)l_1 \quad (6)$$

同理可求得 B 点处的滑动率为:

$$\epsilon_2 = m_2(l_2 + l_{g2}) / (l_2 + m_2)l_{g2} \quad (7)$$

式中, $l_{g2} = r_2 / \sin\alpha_{g2} = r_2 / \cos(\alpha_2 - \beta)$; $l_2 = R_2 / \sin\alpha_2$,

则变速器整机在负载下的总滑动率为:

$$\epsilon = \frac{\omega_2^0 - \omega_2}{\omega_2^0} \times 100\% =$$

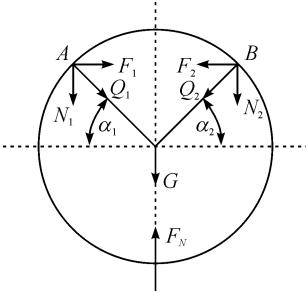


图 2 传动钢球的受力分析

$$\frac{r_1(l_1+m_1)[r_2(l_2+2m_2)-l_2m_2\cos(\alpha_2-\beta)]}{r_2l_1(l_2+m_2)[r_1+m_1\cos(\alpha_1+\beta)]}$$

(8)

简化计算中,一般取: $m_1=a_1/k_f, m_2=a_2/k_f$ 。
则 NuVinci 无级变速器的实际传动比为:

$$i_{12}=\frac{\omega_2}{\omega_1}=\frac{\omega_2^0(1-\epsilon)}{\omega_1}=(1-\epsilon)i_{12}^0$$

(9)

2.4 变速比

当调速机构使摆杆摆动时,输入、输出轮盘与传动钢球之间的工作半径发生变化,则输出轮盘的转速也随之变化。当 $r_2 < r_1$ 时,为减速传动;当 $r_2 = r_1$ 时,为等速传动;当 $r_2 > r_1$ 时,作增速传动。输出轮盘的最高和最低转速分别为:

$$n_{2\max}=n_1(1-\epsilon_{1g})(1-\epsilon_{2g})r_{2\max}/r_{1\min}$$

(10)

$$n_{2\min}=n_1(1-\epsilon_{1d})(1-\epsilon_{2d})r_{2\min}/r_{1\max}$$

(11)

则 NuVinci 无级变速器的变速比为:

$$R_b=\frac{(1-\epsilon_{1g})(1-\epsilon_{2g})r_{2\max}r_{1\max}}{(1-\epsilon_{1d})(1-\epsilon_{2d})r_{2\min}r_{1\min}}$$

(12)

式中, $\epsilon_{1g}、\epsilon_{2g}、\epsilon_{1d}、\epsilon_{2d}$ 分别为输出轮盘最高和最低转速时接触区 A 和 B 处的滑动率。

2.5 摩擦传动效率

摩擦式无级变速器的功率损失主要包括:摩擦功率损失、轴承功率损失、润滑油搅动的功率损失等。其中,摩擦功率损失占绝大部分,因此本文仅对摩擦功率损耗部分进行分析计算。对输入轮盘及传动钢球进行分析,输入轮盘和传动钢球的转矩、角速度分别为:

$$M_1=P(l_1-m_1+l_N)\sin\alpha_1$$

(13)

$$\omega_1=\frac{V_1}{(l_1-m_1)\sin\alpha_1}$$

(14)

$$M_2=P(l_{g1}+m_1-l_N)\cos(\alpha_1+\beta)$$

(15)

$$\omega_2=\frac{V_2}{(l_{g1}+m_1)\cos(\alpha_1+\beta)}$$

(16)

考虑到纯滚动点处 $V_1=V_2$,则 A 点处的摩擦传动效率为:

$$\eta_{g1}=\frac{M_2\omega_2}{M_1\omega_1}\times 100\% = \frac{(l_{g1}+m_1-l_N)(l_1-m_1)}{(l_1-m_1+l_N)(l_{g1}+m_1)}\times 100\%$$

(17)

式中, $l_N\approx a(k_f^2+1)/(2k_f)$ 。

同理,可求出传动钢球与输出轮盘之间 B 点处的摩擦传动效率:

$$\eta_{g2}=\frac{(l_2+m_2-l_N)(l_{g2}-m_2)}{(l_{g2}-m_2+l_N)(l_2+m_2)}\times 100\%$$

(18)

则总的摩擦传动效率为:

$$\eta_g=\eta_{g1}\eta_{g2}=\frac{(l_{g1}+m_1-l_N)(l_1-m_1)}{(l_1-m_1+l_N)(l_{g1}+m_1)}\cdot \frac{(l_2+m_2-l_N)(l_{g2}-m_2)}{(l_{g2}-m_2+l_N)(l_2+m_2)}\times 100\%$$

(19)

3 传动特性分析

取一组参数如表 2,根据前述数学分析模型,利用 MATLAB 语言编程计算分析其各传动参数的变化规律。

表 2 几何参数、工况系数和材料系数

参数	$\alpha_1/(^\circ)$	b	$\beta_{\max}/(^\circ)$	T_{in}/Nm	$n_1/(\text{r/min})$	k	μ	E/GPa
值	50	40	20	10	1 000	0.625	0.25	210

3.1 传动比随各参数变化特性

传动比 i_{12} 随摆杆摆动角度 β 的变化趋势如图 3 所示。当 β 为负值时, i_{12} 小于 1,作减速传动,并且随着摆动幅度的减小逐步增大;当 β 为正值时, $i_{12} > 1$,作增速传动,此时 i_{12} 随着摆动幅度的增大逐渐增大。当摆杆的摆动极限角度 β_{\max} 增大时,图 3 中的曲线将向两端延伸,最大传动比 i_{\max} 随着 β 的增大而增大,最小传动比 i_{\min} 随着 β 的减小而减小。此外,从式 (1) 中可看出,当 α 与 β_{\max} 数值无限接近时, i_{\max} 达到最大, i_{\min} 接近于零。

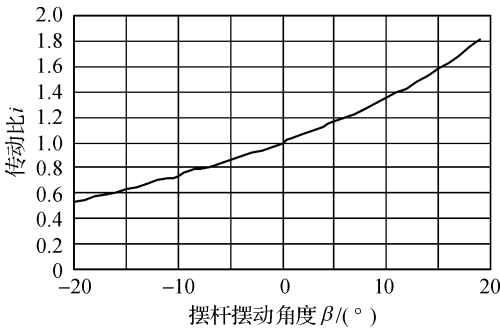


图 3 i_{12} 随 β 的变化曲线

图 4 和图 5 分别表示最大传动比 i_{\max} 、最小传动比 i_{\min} 随输入压力角 α_1 和输出压力角 α_2 的变化趋势。从图 4 中可以看出,增速传动阶段,在保持其它参数不变的情况下, i_{\max} 随 α_1 的变化幅度相对较小,但随 α_2 的变化关系则比较明显。当 α_2 保持定值, α_1 增大, i_{\max} 呈现出微弱的上升趋势;当 α_1 保持定值, i_{\max} 随着 α_2 的增大呈现出明显减小的趋势。从图 5 中可以看出,当 α_2 为定值的情况下, i_{\min} 随着 α_1 的增大呈现出递增的平滑变化趋势;当 α_1 保持定值, i_{\min} 随着 α_2 的增大呈现出递增的变化趋势。

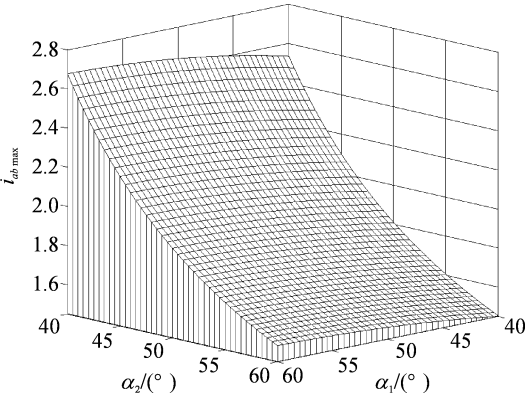


图4 i_{\max} 随 α_1 、 α_2 的变化趋势

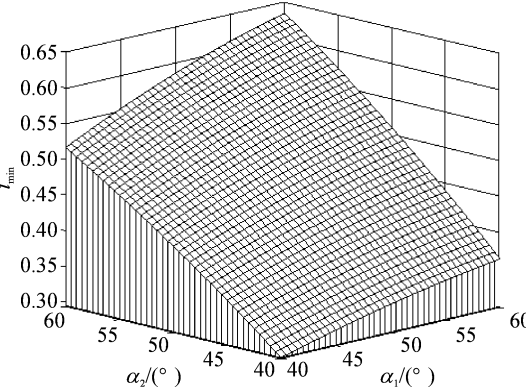


图5 i_{\min} 随 α_1 、 α_2 的变化趋势

3.2 滑动率随各参数变化特性

滑动率 ϵ 随压力角 α 和摆杆摆动角度 β 、传动钢球半径 R_0 和压力轮半径 R_c 的变化趋势如图6和图7所示。为简化计算,此处及以后的各式中均默认输入、输出压力角相等,用 α 表示。从图6中可以看出,当 β 保持定值, ϵ 随 α 的增大而逐渐减小;当 α 保持定值, ϵ 随摆杆摆动幅度的增大而逐渐增大,并且在摆杆摆动幅度相同的情况下,减速阶段的 ϵ 比增速阶段的相对较小,当摆杆处于水平位置即等速传动时, ϵ 达到最小值。从图7中可以看出,在结构允许的情况下, R_0 和 R_c 的增大都将使得 ϵ 逐渐减小。

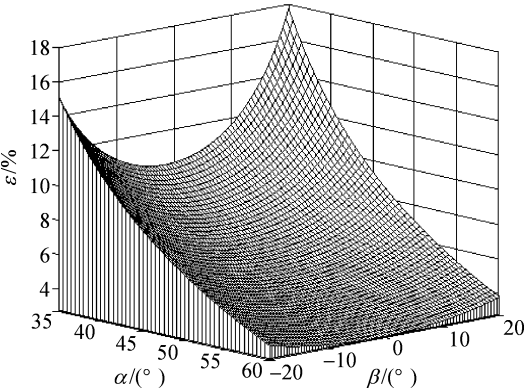


图6 ϵ 随 α 、 β 的变化趋势

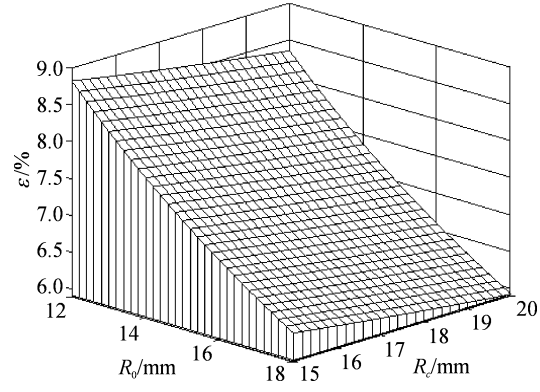


图7 ϵ 随 R_0 、 R_c 的变化趋势

3.3 传动效率随各参数变化特性

图8和图9分别表示传动效率 η 随压力角 α 和摆杆摆动角度 β 、传动钢球半径 R_0 和压力轮半径 R_c 的变化趋势。从图8中可以看出,在 α 不变的情况下, η 随着摆杆摆动幅度的增大而减小,并在等速传动附近达到最高值;在摆杆摆动幅度相同的情况下,减速传动阶段的 η 要比增速阶段高。当摆杆摆动幅度一定的情况下,随着 α 的增大, η 呈现出逐渐升高的变化趋势。从图9中可知,在无级变速器整体结构尺寸一定的情况下, R_0 和 R_c 的增大都使得 η 呈现出逐渐升高的变化趋势。

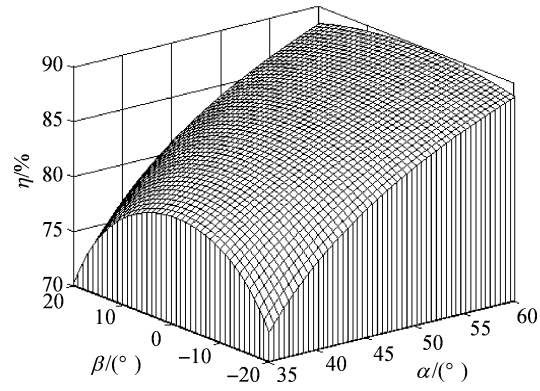


图8 η 随 α 、 β 的变化趋势

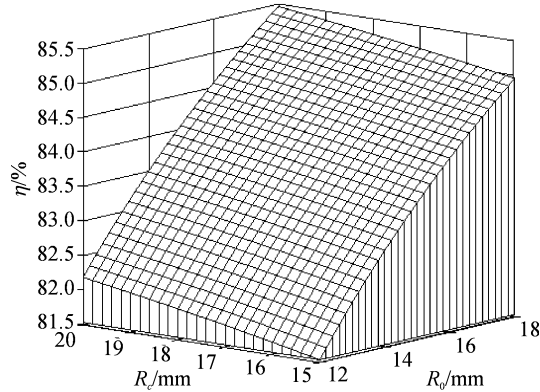


图9 η 随 R_0 、 R_c 的变化趋势

3.4 承载转矩随各参数变化特性

图 10 是 NuVinci 无级变速器的承载转矩 T 随传动钢球数目 z 和压力角 α 的变化趋势。在 α 不变的情况下, T 随 z 的增加呈倍数增大; z 一定的情况下, T 随着 α 的增大而呈现出缓慢减小的变化趋势。

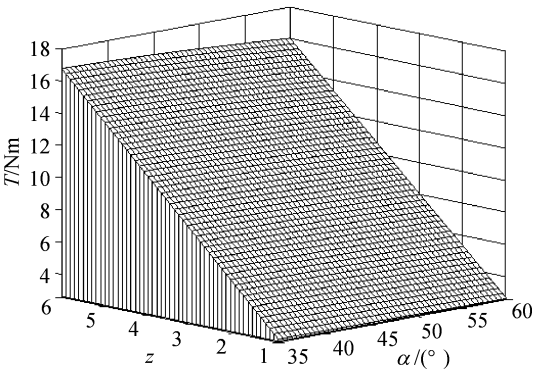


图 10 T 随 z 、 α 的变化趋势

4 试验研究

4.1 试验台设计

无级变速传动试验台工作原理如图 11 所示, 试验台如图 12 所示。动力由电机输入, 利用变频器实现变频调速。在无级变速器的输入及输出端各安装转矩转速传感器, 测试传动过程中的输入、输出端转速及转矩, 并由机械效率仪实时记录数据并传递给电脑进行数据处理。在负载端装置磁粉制动器, 以电涡流方式通过调节负载电流进行连续加载。

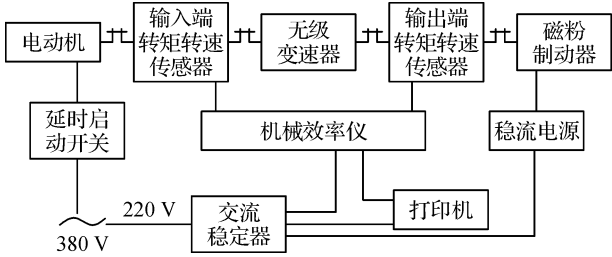


图 11 试验台工作原理

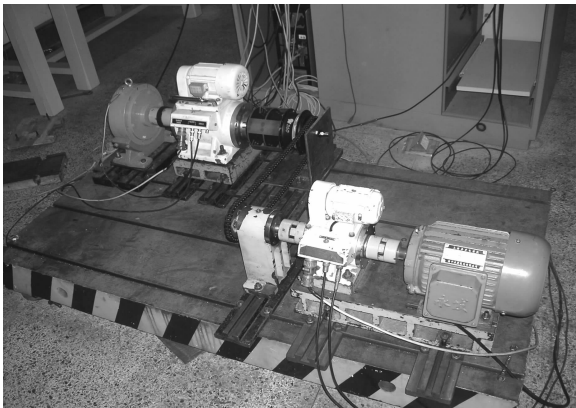


图 12 试验台实物图片

4.2 试验结果及数据分析

笔者对传动比 $i = 0.62$ 、 1 、 1.61 时, 传动效率随转速、输入转矩的变化进行测试, 由于在试验过程中存在链轮传动效率损耗, 因此以相同的试验方法针对链轮进行传动测试, 并将试验数据进行整理, 最终无级变速器的传动效率结果分别如图 13、图 14、图 15 所示。从以下各图中可看出, 在各传动阶段有一共同点: 在转矩一定的情况下, 传动效率随着转速的提高而逐渐增大; 在转速一定的情况下, 传动效率则随着转矩的提高而逐渐增大并达到一个稳定最大值。对比各图, 可以看出在转速及转矩相同的情况下, 等速传动阶段的传动效率最高, 减速传动次之, 增速传动最低, 这与理论计算结果一致。

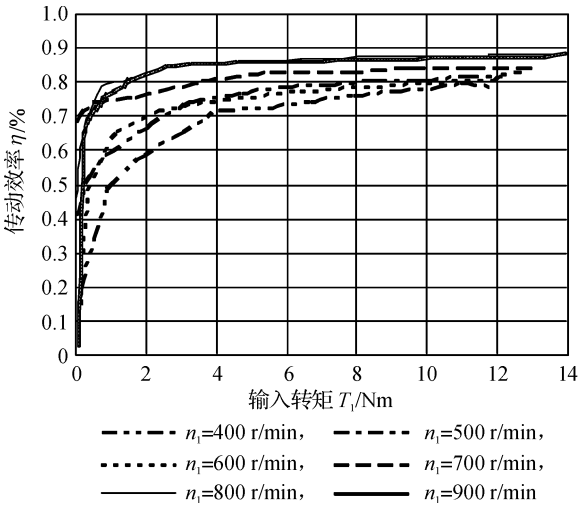


图 13 $i = 0.62$ 的传动效率 η 的变化曲线

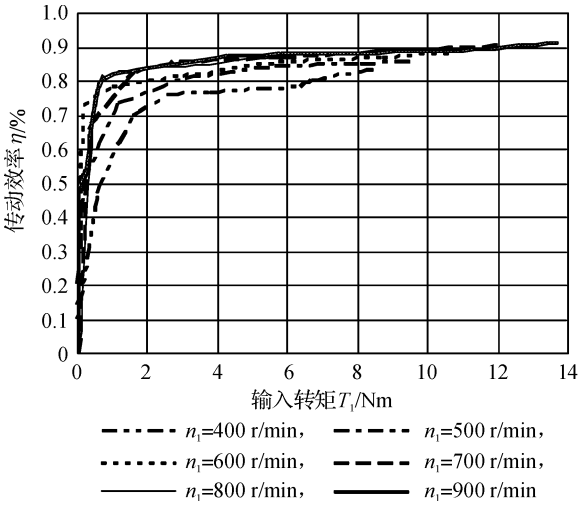


图 14 $i = 1$ 的传动效率 η 的变化曲线

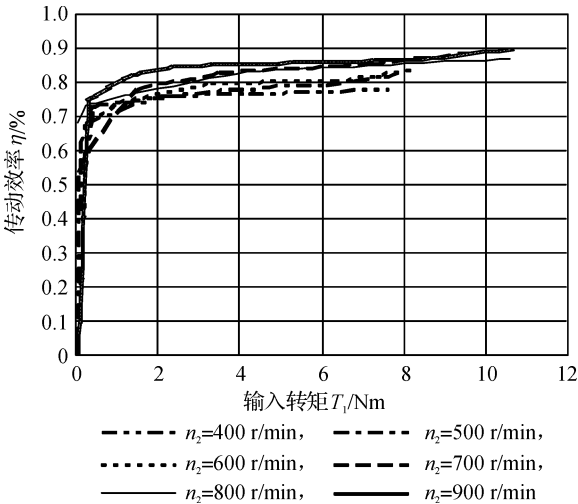


图 15 $i = 1.61$ 的传动效率 η 变化曲线

5 结 论

a)变速比随着摆杆摆动角度的增大而逐渐增大,最大传动比随输入压力角的增大而增大,随输出压力角的增大而减小,最小传动比则随输入、输出压力角的增大而增大。

b)滑动率随摆杆摆动角度的增大而增大,随压力角的增大而减小,随传动钢球半径、压力轮半径的

增大而减小。

c)传动效率随摆杆摆动角度的增大而减小,随压力角的增大而增大,随传动钢球、压力轮半径的增大而增大;随负载转矩的增大而逐渐增大并达到稳定最大值;定负载下,在等速传动时达到最大,且在摆杆摆动幅度相等的情况下,减速传动时的传动效率要比增速传动时稍高。

d)无级变速器所能承受的负载转矩随钢球数目的增多而增大,随压力角的增大而减小。

参考文献:

[1] 阮忠唐. 机械无级变速器的设计与选用指南[M]. 北京: 化学工业出版社, 1999: 11-45.
[2] Aehurst S, Parker D A, Schaaf S. CVT 滚子牵引传动: 在其设计、函数化和模拟研究方面的评估[J]. 传动技术, 2008, 22(2): 32-42.
[3] 朱 宇, 刘开昌. 行星锥盘无级变速器滑动率的数值计算[J]. 轻工机械, 2005(4): 64-67.
[4] 周 杰. 行星锥式摩擦无级变速器的效率分析研究[J]. 机械设计, 2000(12): 22-25.
[5] 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): 490-492.

Transition Characteristic Analysis and Experiment
Study of NuVinci CVT

LI Hao-ming, ZHANG Guo-feng, HU Qun-wei

(School of Machinery and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to design the Free-Ball type CVT more reasonably and rapidly, the analysis of the transmission characteristic for the NuVinci CVT has been carried out. The mathematical models for NuVinci CVT kinematics and dynamics analysis of NuVinci CVT have been established, and the relations between the transmission ratio, sliding ratio, transmission efficiency, load torque and the structural parameters have been obtained. The three dimensional surface diagrams of these relations have been got through using Matlab language. Besides, the test-bed of this CVT has been developed. The experimental results show that the established theoretical models are correct, which has laid foundation for the selection of the structural parameters and optimization design for the Free-Ball type CVT.

Key words: CVT; transition characteristic; transmission efficiency; experiment

(责任编辑: 杨元兆)