

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.03.011

基于 Pro/E 的织机打纬系统载荷特性研究*

邓威进,周香琴*

(浙江理工大学 机械与自动控制学院,浙江 杭州 310018)

摘要:针对织机打纬机构对主轴的载荷变化规律影响的问题,通过 Pro/E 建立了打纬机构的三维模型,利用其中的机构分析模块对打纬机构进行了动态仿真,以喷气织机四连杆打纬机构和剑杆织机共轭凸轮打纬机构为例,采用定性定量相结合的方法,对比分析了打纬机构中各构件的等效转动惯量变化规律及分布规律;分析了打纬机构箱座系统惯性能克服的阻力及其变化规律。研究表明,箱座系统的主轴等效转动惯量约占整个打纬系统主轴等效转动惯量的 75%,通过对比分析得到了两种织机的最佳打纬区域及完全惯性打纬的阻力范围,为合理设计打纬机构的结构参数提供了理论依据。

关键词:打纬机构;箱座系统;等效转动惯量;惯性载荷

中图分类号:TH112.1;TS1

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2014)03-0320-05

Beating-up mechanism in rapier loom based on Pro/E loading characteristic

DENG Wei-jin, ZHOU Xiang-qin

(Faculty of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Aiming at the changes of main shaft loading that comes from the beating-up mechanism in loom, the 3D model of beating-up mechanism was established based on Pro/E, mechanism module was used to make dynamic simulation for beating-up mechanism, four-bar beating-up mechanism in air-jet loom and conjugate CAM beating-up mechanism in rapier loom were used as an example, the qualitative and quantitative methods were used, the changes and distributions of equivalent moment of inertia on main shaft for every component in beating-up mechanism were contrasted. The resistance that inertia of sley system can overcome and its changes were analyzed. The results indicate that the ratio of equivalent moment of inertia on main shaft between sley system and beating-up system is 75%. The best beating-up range and the range of resistance that inertia beating-up can overcome for two different looms are gotten, they provide theory basis for design the structure parameters of beating-up mechanism reasonably.

Key words: beating-up mechanism; sley system; equivalent moment of inertia; inertial load

0 引 言

打纬机构是织机五大机构之一,是影响织机动力学性能的关键机构。常用的织机打纬机构有连杆和凸轮打纬机构。提高织机的车速和增大织机的打纬力是织机打纬机构研究的两大目标,织机在打纬过程中,打纬机构的受力情况较复杂,特别是影响打纬阻力的因素较多,因此不同的机型、不同的打纬机构适应织物的

品种差异较大。从载荷的角度研究织机性能已经开始受到重视^[1-4]。东华大学的滕兵^[5]对共轭凸轮打纬机构的弹性动力学分析研究,得到凸轮与滚子之间的接触力计算公式。徐浩贻^[6]研究了打纬的本质,分析了打纬过程中打纬阻力的变化。王鸿博等^[7]研究了打纬阻力的理论,分析了各因素与打纬阻力之间的关系。

笔者主要对打纬系统的惯性载荷特性进行研究,运用 Pro/E 软件,采用定性和定量相结合的方法,对比

收稿日期:2013-11-13

基金项目:浙江省重点科技创新团队资助项目(2011R09018_18)

作者简介:邓威进(1987-),男,江西抚州人,主要从事纺织机械机构学方面的研究。E-mail:jxyhxiaodeng@163.com

通信联系人:周香琴,女,副教授,硕士生导师。E-mail:zhouxiangqin@sohu.com

分析两种打纬机构各构件的等效转动惯量变化规律、等效转动惯量的分布规律和打纬机构的等效惯性力矩,对比分析两种打纬机构实现完全惯性打纬条件下能克服的打纬阻力、空机时的主轴驱动力矩,提出实现织机提速和增大打纬力两种不同目标情况下的打纬机构选型思路和设计趋向。

1 打纬机构分析

1.1 打纬机构运动简图

打纬机构的作用是将纬纱推向织口与经纱交织,最终形成织物。

一款剑杆织机的共轭凸轮打纬机构简图如图 1(a)所示。一款喷气织机的四连杆打纬机构简图如图 1(b)所示,两者门幅均为 2 800 mm。

共轭凸轮打纬机构的工作原理为主副凸轮 1、2 绕主轴中心 A 作逆时针转动,通过滚子 3 和 4 带动摆臂 5 绕打纬轴中心 B 做摆动运动,从而带动箱座系统(由滚子 3 和 4、摆臂 5、箱座和箱座脚 6、钢筘 7 构成)完成打纬的往复运动。

四连杆打纬机构的工作原理为:曲轴 1 绕主轴中心 A 转动,通过牵手 2 带动摇杆 3 绕打纬轴中心 B 做摆动运动,从而带动箱座系统(由摇杆 3、箱座和箱座脚 4、钢筘 5 构成)往复摆动,实现钢筘将纬纱打向织口及退出织口的往复动作,即完成打纬运动。

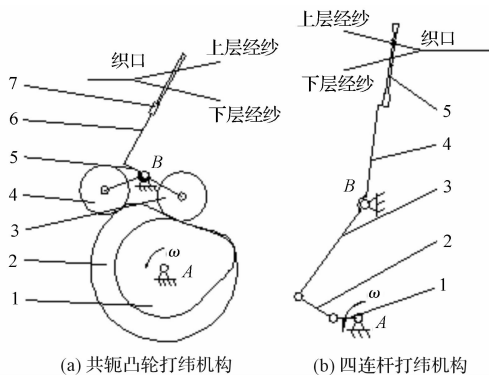


图 1 打纬机构示意图

1.2 打纬机构载荷分析

1.2.1 共轭凸轮打纬机构等效转动惯量计算

在如图 1(a)所示的共轭凸轮打纬机构中,为简化分析,忽略滚子自转自由度,则整个机构有两个运动构件,即构件 1T(由主凸轮 1 和副凸轮 2 构成)和构件 2T(即凸轮打纬机构的箱座系统),其动能计算如下:

$$\begin{cases} E_{1T} = \frac{1}{2} J_{1T} \omega_{1T}^2 \\ E_{2T} = \frac{1}{2} J_{2T} \omega_{2T}^2 \end{cases} \quad (1)$$

取构件 1T(即主轴 A)为机构的等效构件,根据动能守恒原理,可得各构件在构件 1T 上的等效转动惯量:

$$\begin{cases} J_{e1T} = J_{1T} \\ J_{e2T} = J_{2T} \left(\frac{\omega_{2T}}{\omega_{1T}} \right)^2 \end{cases} \quad (2)$$

打纬系统总等效转动惯量为:

$$J_{eT} = J_{e1T} + J_{e2T} \quad (3)$$

打纬系统动能^[8]为:

$$E_T = \frac{1}{2} J_{eT} \omega_{1T}^2 \quad (4)$$

式中: E_T, E_{1T}, E_{2T} —打纬系统、构件 1T、构件 2T 的动能; J_{eT}, J_{e1T}, J_{e2T} —打纬系统、构件 1T、2T 在主轴 A 上的等效转动惯量; ω_{1T}, ω_{2T} —构件 1T、2T 的角速度; J_{1T}, J_{2T} —构件 1T、2T 绕转动中心的转动惯量。

1.2.2 四连杆打纬机构等效转动惯量计算

在如图 1(b)所示的四连杆打纬机构中,整个机构有 3 个运动构件,即构件 1S(曲轴 1)、构件 2S(牵手 2)和构件 3S(连杆打纬机构的箱座系统)。各构件的动能如下:

$$\begin{cases} E_{1S} = \frac{1}{2} J_{1S} \omega_{1S}^2 \\ E_{2S} = \frac{1}{2} m_{2S} v_{2S}^2 + \frac{1}{2} J_{2S} \omega_{2S}^2 \\ E_{3S} = \frac{1}{2} J_{3S} \omega_{3S}^2 \end{cases} \quad (5)$$

取构件 1S(即主轴 A)为等效构件,根据动能守恒原理,可得各构件在构件 1S 上的等效转动惯量为:

$$\begin{cases} J_{e1S} = J_{1S} \\ J_{e2S} = m_{2S} \left(\frac{v_{2S}}{\omega_{1S}} \right)^2 + J_{2S} \left(\frac{\omega_{2S}}{\omega_{1S}} \right)^2 \\ J_{e3S} = J_{3S} \left(\frac{\omega_{3S}}{\omega_{1S}} \right)^2 \end{cases} \quad (6)$$

打纬系统的总等效转动惯量为:

$$J_{eS} = J_{e1S} + J_{e2S} + J_{e3S} \quad (7)$$

打纬系统的动能为:

$$E_S = \frac{1}{2} J_{eS} \omega_{1S}^2 \quad (8)$$

式中: $E_S, E_{iS} (i=1, 2, 3)$ —打纬系统、构件 iS 的动能; J_{eS}, J_{eIS} —打纬系统、构件 iS 在主轴 A 上的等效转动惯量; ω_{iS} —构件 iS 的角速度; v_{2S} —构件 2S 质心的速度; J_{1S}, J_{3S} —构件 1S、3S 绕转动中心的转动惯量; J_{2S} —构件 2S 绕质心的转动惯量; m_{2S} —构件 2S 的质量。

1.2.3 箱座受力分析

箱座系统在整个打纬机构中做非匀速定轴摆动,在不同时刻,箱座系统受力情况差异较大,本研究采用

动态静力法,对箱座系统进行受力分析,并针对平纹织物,以打纬轴中心 B 为坐标原点,以织口到综丝的综平位置线为 X 轴,指向综丝方向为正,建立坐标系。

其受力分析如图 2(a)所示。

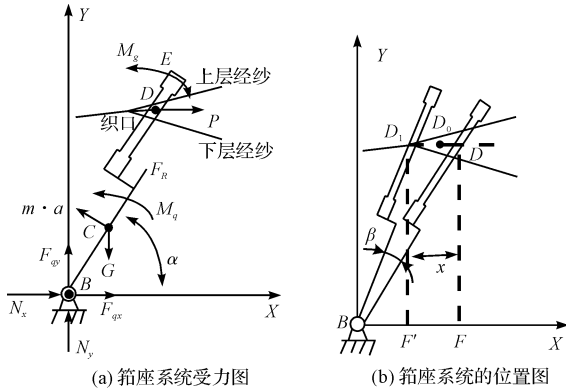


图 2 箱座系统图

C—箱座系统(2T 或 3S)的质心;D—钢筘与综平时的经位置线的交点

织机打纬过程中,箱座系统受阻力 P 、驱动力(等效到打纬轴中心上为 F_{qx} , F_{qy} 及 M_q)、离心力 F_R (通过中心 B)、惯性力矩 M_g 、箱座系统本身的重力 G 及箱座系统由于质心偏离打纬轴中心 B 所产生的惯性力 $m \cdot a$ 的共同作用。打纬过程中箱座系统所受的合力矩为 0^[9],取逆时针方向为正,则其力矩方程为:

$$M_g + M_q - G \cdot x_C - P \cdot y_D + m \cdot a \cdot l_{BC} = 0 \quad (9)$$

箱座系统的驱动力矩 M_q 的方程为:

$$M_q = G \cdot x_C + P \cdot y_D - m \cdot a \cdot l_{BC} - M_g \quad (10)$$

式中: M_g —箱座系统的惯性力矩。

即本研究中共轭凸轮打纬机构系统的惯性力矩 M_{2T} 及四连杆打纬机构箱座系统的惯性力矩 M_{3S} 为:

$$\begin{cases} M_{2T} = J_{2T} \varepsilon_{2T} \\ M_{3S} = J_{3S} \varepsilon_{3S} \end{cases} \quad (11)$$

式中: x_C —质心 C 的横坐标; y_D —交点 D 的纵坐标; ε_{2T} , ε_{3S} —构件 2T 和 3S 的角加速度。

(1) 当 $M_q \leq 0$ 时,即织机满足完全惯性打纬,因此由公式(10)可得织机满足完全惯性打纬所能克服的最大阻力 P_0 :

$$P_0 = \frac{M_g - G \cdot x_C + m \cdot a \cdot l_{BC}}{y_D} \quad (12)$$

(2) 当 $M_q > 0$ 时,即织机打纬时惯性力不能完全克服打纬阻力,需要由电机提供额外的动力来克服打纬阻力。根据做功不变原则,得 M_q 在主轴上的等效力矩 M_e :

$$M_e = \frac{M_q \cdot \omega_k}{\omega_1} = \frac{(G \cdot x_C + P \cdot y_D - M_g) \cdot \omega_k}{\omega_1} \quad (13)$$

式中: ω_k , ω_1 —箱座系统和打纬机构主轴的角速度,对共轭凸轮打纬机构, $\omega_k = \omega_{2T}$, $\omega_1 = \omega_{1T}$; 对四连杆打纬机构, $\omega_k = \omega_{3S}$, $\omega_1 = \omega_{1S}$ 。

1.2.4 打纬过程中箱座系统的位置

在打纬过程中,实际织口位置会偏离理论织口一定的距离,钢筘先接触实际织口位置 D_0 ,后接触理论织口位置 D_1 。具体如图 2(b)所示,假设钢筘从交点 D 运动到理论织口 D_1 箱座转过的角度为 β ,交点 D 距离理论织口 D_1 的距离为 x 。

1.3 打纬机构仿真分析

根据生产厂家的生产图纸,本研究运用 Pro/E 软件建立打纬机构的三维模型,构件中各个零件间采用刚性连接,构件之间添加相应的运动副^[10]。针对图 1(a)所示的机构,在主凸轮 2 的转动中心 A 处添加伺服电机;针对图 1(b)所示机构,在曲轴 1 的转动中心 A 处添加伺服电机。设置打纬机构的初始位置为钢筘处于前心位置,电机转速为 500 r/min,方向为逆时针,运行时间为 0.12 s,即主轴转一圈,分析类型设置为动态。

笔者运用 Pro/E 中的物性计算功能可获得各构件的转动惯量、质量等物性参数,并进行了抽样试验的验证其正确性,其结果如表 1 所示。

表 1 机构原始参数表

名称	数值
$J_{1T}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.164 8
$J_{2T}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.506 9
$J_{1S}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.018 71
$J_{2S}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.003 196
$J_{3S}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.695 6
m_{2S}/kg	1.533
y_{DS}/m 连杆打纬机构	0.155 761
y_{DT}/m 凸轮打纬机构	0.217 719
G_{2T}/N 凸轮打纬机构	1 955
G_{3S}/N 连杆打纬机构	1 180

经机构动态运行分析,通过运用 Pro/E 运行结果测量功能可直接获得以下运动参数,同时笔者对部分参数进行了抽样试验验证:

E_T , E_S , ω_{1S} , ω_{2S} , ω_{3S} , ω_{1T} , ω_{2T} , v_{2S} , ε_{2T} , ε_{3S} , x_C , β , x 。

运用公式(2,3,6,7)进行计算,可获得机构的等效转动惯量变化规律及分布规律。计算结果如图 3(a)、3(b)所示。

在运用 Pro/E 软件进行不计重力的动态分析时,所测量的主轴驱动力矩即为打纬机构在主轴上的等

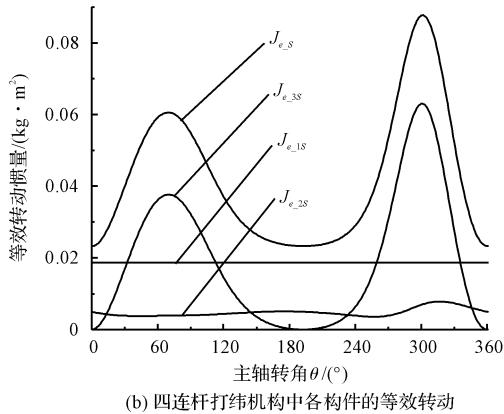
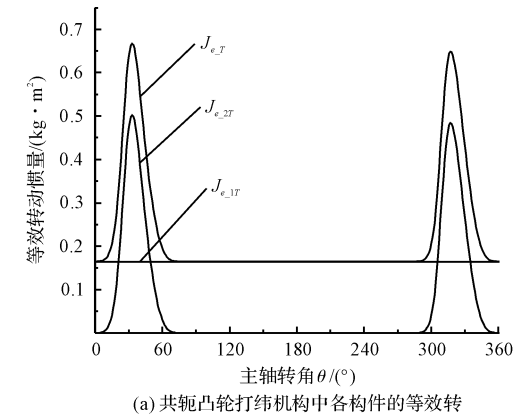


图3 等效转动惯量分布图

效惯性力矩。 M_T 、 M_S 分别为共轭凸轮打纬机构和四连杆打纬机构的等效惯性力矩,其测量结果如图 4 所示。

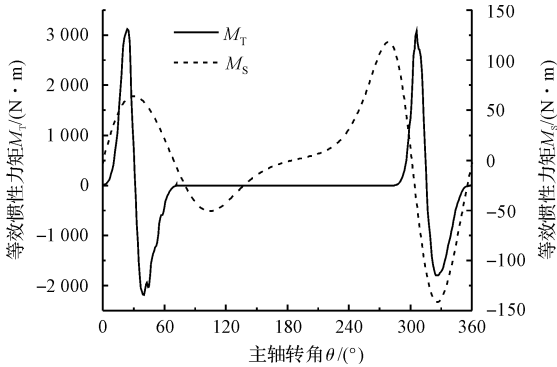


图4 打纬机构等效惯性力矩对比图

运用公式(11)可计算出 M_g (即 M_{2T} 、 M_{3S}),运用公式(12)可得出织机打纬机构箱座系统的惯性所能克服的最大阻力 P_0 与主轴转角 θ 的关系,计算结果如图 5(a)所示。箱座系统的转角 β 、距离 x 与惯性能克服的最大阻力 P_0 之间的关系分别如图 5(b)、图 5(c)所示;实际打纬阻力图如图 5(d)所示,其根据实际织物作出,由于该图只用于定性分析,笔者根据钢箱位置作出其示意图,图 5 中 P_T 、 P_S 分别表示连杆打纬机构和凸轮打纬机构所受的实际打纬阻力。

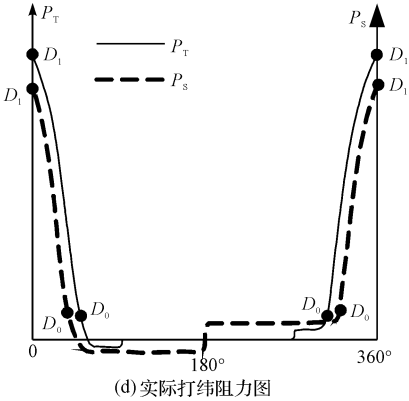
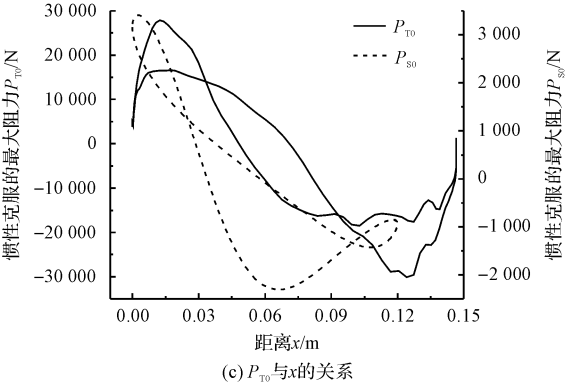
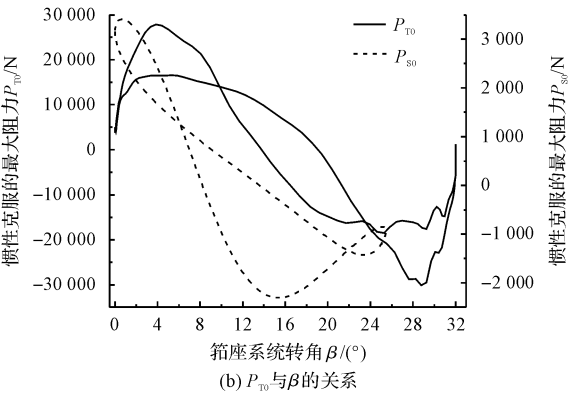
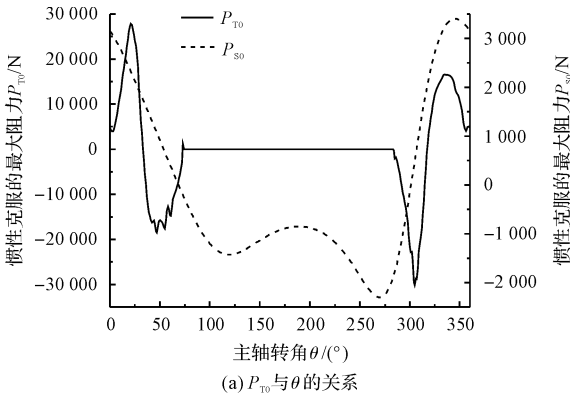


图5 惯性载荷对比图

2 载荷特性分析

2.1 等效转动惯量的分布规律

从图 3(a)、3(b)中可以看出,整个打纬系统在主

轴上的等效转动惯量随主轴转角呈周期性变化,箱座系统在主轴上的等效转动惯量占整个打纬系统的等效转动惯量比值较大,针对共轭凸轮打纬机构其峰值比大约为 75.24%,针对四连杆打纬机构,其峰值比大约为 71.96%,四连杆打纬机构中牵手在主轴上的等效转动惯量与整个打纬系统的等效转动惯量比值较小。

2.2 惯性载荷特征分析

由图 4 可知打纬机构的主轴等效惯性力矩随主轴转角呈周期性变化,共轭凸轮打纬机构主轴上的等效惯性力矩 M_T 明显大于四连杆打纬机构主轴上的等效惯性力矩 M_S ,两者的峰值比大约为 25。

打纬机构惯性打纬时能克服的最大阻力 P_0 如图 5(a~c)所示,从图 5(a)中可以看出共轭凸轮打纬机构能克服的最大阻力 P_{T0} 的最大值出现在主轴转角大约 21° 时,即 $x = 12.3 \text{ mm}$,通过设计凸轮廓线可改变该值。四连杆打纬机构能克服的最大阻力 P_{S0} 的最大值出现在主轴转角大约 345° 时,即 $x = 2.7 \text{ mm}$,共轭凸轮打纬机构能克服的最大阻力 P_{T0} 大约为四连杆打纬机构能克服的最大阻力 P_{S0} 的 8.35 倍;对比图 5(a)、5(b)、5(c)、5(d),通过分析织机打纬系统打纬过程中能克服的最大阻力 P_0 的最大值是否大于实际织物的阻力 P 来确定是否满足完全惯性打纬。

在实际织造时,为了提高打纬力,希望在需求的 D_0D_1 范围内的 P_0 尽可能地大。通过分析 P_0 相对 x 的变化规律,可以定量地分析织机在织造重磅织物时允许的织口后退量。为了提高车速,希望尽可能地减小整个打纬周期内 M_2 的峰值。

3 结束语

基于 Pro/E 软件,本研究对织机打纬系统载荷特性进行了分析研究,并得到了以下结论:

(1)打纬机构的惯性载荷主要来自于箱座系统,

因此,箱座系统的动力学性能是影响打纬机构动力学性能的关键部件;

(2)对比共轭凸轮打纬机构和四连杆打纬机构的等效惯性力矩,两者相差较大,共轭凸轮打纬机构相比四连杆打纬机构更适合织制高纬密织物和厚重织物;

(3)共轭凸轮打纬机构的凸轮廓线可以根据打纬力与织口后退情况的需求设计,因此灵活性更好;而四连杆打纬机构可以得到较小的主轴驱动力矩 M_2 峰值,因此更适合高速织造。

参考文献 (References):

- [1] 周香琴,张 雷. 剑杆织机空间连杆引纬机构载荷特性研究[J]. 中国机械工程,2013,24(14):1881-1885.
- [2] 鲁 宁,陈换过. 剑杆织机打纬机构动力学分析及仿真[J]. 现代纺织技术,2012(2):33-37.
- [3] DAO D, ARTUR B, MANSOUR M. Dynamic analysis of the beat-up process[J]. *Textile Research Journal*, 1991, 61(12):760-773.
- [4] 魏圆圆,冯志华. 四连杆打纬机构动的平衡研究[J]. 苏州大学学报,2007,27(2):19-22.
- [5] 滕 兵,何 勇. 共轭凸轮打纬机构弹性动力学和有限元分析[J]. 机械设计与制造,2006(2):39-40.
- [6] 徐浩贻. 打纬本质及影响打纬阻力因素的研究[J]. 纺织科学研究,2005(3):49-53.
- [7] 王鸿博,高卫东. 打纬阻力的理论与实践[J]. 毛纺科技,2012(6):45-48.
- [8] 孙 恒,陈作模,葛文杰. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社,2006:92-94.
- [9] 张 策. 机械动力学[M]. 2 版. 北京:高等教育出版社,2008.
- [10] 葛正浩,杨芙莲. Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 机构运动学与动力学仿真及分析[M]. 北京:化学工业出版社,2009:124-137.

[编辑:张 翔]

本文引用格式:

邓威进,周香琴. 基于 Pro/E 的织机打纬系统载荷特性研究[J]. 机电工程,2014,31(3):320-324.

DENG Wei-jin, ZHOU Xiang-qin. Beating-up mechanism in rapier loom based on Pro/E loading characteristic[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2014,31(3):320-324.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>