

高速同步带间歇传送装置的动态性能研究

王政杰, 葛正浩, 李森, 赵梦凡

(陕西科技大学, 西安 710021)

摘要: **目的** 为了解决间歇运动引起的振动和噪音问题, 提高同步带传送的精度和可靠性, 研究间歇运动对高速同步带传动装置的影响。**方法** 通过研究一对带齿与轮齿的啮合接触问题, 建立周期性载荷激励下带上相邻夹具间的振动平衡方程, 在理论模型的指导下, 利用 Recurdyn 软件建立高速同步带间歇传送系统动态仿真模型, 分析系统位置精度和动态性能的影响因素。**结果** 得到的数据表明, 带元的粘弹性会造成同步带的横向及纵向振动, 且带中段的定位精度较低。**结论** 根据得到的间歇运动对高速同步带间歇传送装置动态性能的影响可以得出, 采用带中段增设涨紧轮或者采用中间加钢丝的无拼接同步带可提高同步带传送的可靠性。

关键词: 自动化; 传送装置; 动态模型; Recurdyn

中图分类号: TB486; TH113.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2018)03-0172-06

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2018.03.033

Dynamic Performance of the High-speed Synchronous Belt Intermittent Transmission Device

WANG Zheng-jie, GE Zheng-hao, LI Sen, ZHAO Meng-fan
(Shaanxi University of Science & Technology, Xi'an 710021, China)

ABSTRACT: The work aims to solve the problem of vibration and noise caused by intermittent motion, improve the accuracy and reliability of synchronous belt transmission and study the effect of intermittent motion on the high-speed synchronous belt transmission device. By studying a pair of meshing contact problems between belt teeth and gear teeth, the vibration balance equation between adjacent fixtures on the lower belt of periodic load excitation was established. Then, under the guidance of theoretical model, Recurdyn software was used to establish the dynamic simulation model of high-speed synchronous belt intermittent transfer system. The factors affecting the system position accuracy and dynamic performance were analyzed. The data obtained indicated that the lateral and longitudinal vibrations of the synchronous belt were caused by the viscoelasticity of the tape elements, and the positioning accuracy in the middle of the tape was low. According to the effect of intermittent motion on the dynamic performance of high-speed synchronous belt intermittent transmission device, it is possible to increase the reliability of the synchronous belt transmission by an additional tensioner with a mid-section or a stitch-free synchronous belt with steel wire in the middle.

KEY WORDS: automatic; transmission device; dynamic model; Recurdyn

自动包装机械在国民经济中占有重要的地位, 源于包装机械及生产线的需要, 其发展方向正趋于高速化及高精密化。自动包装中常常要求物料传送机构以间歇运动方式工作, 这就必须引入间歇运动机构, 但间歇运动

机构的引入使得下游机构, 包括作为间歇运动最终执行机构的物料传送机构, 其组成构件受到复杂的激励作用, 造成振动和噪音现象加剧, 工作平稳性下降。克服由间歇运动引起的振动和噪音问题是提高自动包装性

收稿日期: 2017-11-20

作者简介: 王政杰 (1994—), 男, 陕西科技大学硕士生, 主攻自动机械的动态分析与设计研究、刚性材料与柔性材料的集成方法。

通信作者: 葛正浩 (1964—), 男, 陕西科技大学教授、博导, 主要研究方向为自动机械的动态分析与设计研究、凸轮机构和先进制造技术。

能，实现高速、高可靠性和平稳性的重要内容。

近年来，国内外学者对高速凸轮分度机构进行了深入的研究^[1]，取得了不少成果。随着对同步带传动研究的不断深入，使得同步带传动在高速、高精度的自动包装机械中替代其他传统传送方式被广泛使用^[2-3]。由于国内在高速同步带间歇传送中的高精度定位和精密输送理论方面并没有深入研究，以至于同步带传动及高速间歇运动机构的研究成果不能为高速同步带间歇传送机构的应用提供充足的理论支撑，也不能将高速间歇传动良好的动力性能转化为高精度机构的传送运动，因此文中基于材料力学和多体系统动力学理论，建立高速同步带间歇传送装置的动力学模型，并利用 Recurdyn 软件进行详细的动态仿真分析。

1 高速同步带间歇传送系统动力学模型研究

1.1 高速同步带间歇传送系统啮合动力学模型

建立带齿与带轮齿间相互作用关系的数学模型的过程中，根据带与带轮间啮合特性的多边形效应^[4]，将啮合中的同步带离散为若干个由一段带齿齿厚部分（弦运动）与一段带背部分（圆运动）组成的微元，并与带轮齿相互啮合以构成新的多体系统，该微元段在带上的长度为同步带的一个节距^[5]。如图 1 所示，假设弦运动中带齿接触区域有 2 个方向上的自由度 $U_{i,j}$ 和 $V_{i,j}$ ，圆运动中带元接触区域有一个自由度 $X_{i,j}$ ，同时 $U_{i,j}$ 、 $V_{i,j}$ 可分别用于定义啮合单元弦运动中带齿的切向位置和径向位置， $X_{i,j}$ 用于定义啮合单元圆运动中带元的切向位置，因此在每个自由度方向建立 $U_{i,j}$ 方向的平衡方程，带齿与带轮齿离散啮合单元弦运动切向平衡方程为：

$$\begin{aligned} & [(U_{i,j} - X_{i-1,j} + \frac{P_d}{2}) \cos \theta_{S_{i,j}} + (U_{i,j} - X_{i,j} - \frac{P_d}{2}) \cos \theta_{T_{i,j}}] K_c + A \left(U_{i,j} \cos \frac{\psi}{2} - B\Delta \right) \cdot \\ & K_t \cos \frac{\psi}{2} + [\mu N_{r_{i,j}} \tanh \frac{[(V_{i,j} \cos \frac{\psi}{2} - \gamma_{i,j-1})] K_{fr}}{\mu N_{r_{i,j}}}] \cdot \\ & \sin \frac{\psi}{2} = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

在 $V_{i,j}$ 向，带齿与带轮齿离散啮合单元弦运动法向平衡方程为：

$$\begin{aligned} & [(U_{i,j} - X_{i-1,j} + \frac{P_d}{2}) \sin \theta_{S_{i,j}} + (U_{i,j} - X_{i,j} - \frac{P_d}{2}) \sin \theta_{T_{i,j}}] K_c + A [U_{i,j} \cos \frac{\psi}{2} - B\Delta] K_t \sin \frac{\psi}{2} + \\ & [\mu N_{r_{i,j}} \tanh \frac{[(V_{i,j} \cos \frac{\psi}{2} - \gamma_{i,j-1})] K_{fr}}{\mu N_{r_{i,j}}}] = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

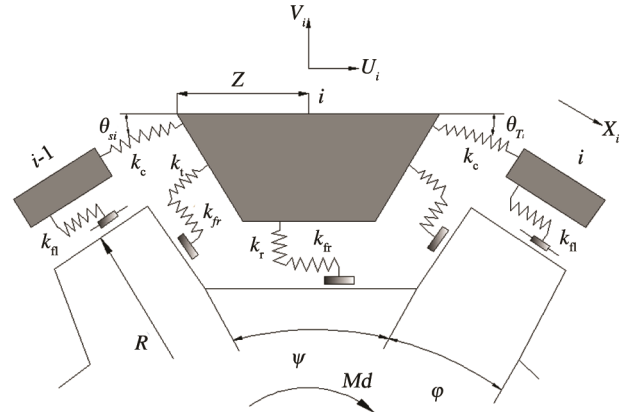


图 1 带齿轮齿离散啮合单元弹性模型
Fig.1 Spring model of the dispersed meshing unit of belt and gear teeth

在 $X_{i,j}$ 方向，带齿与带轮齿离散啮合单元圆运动切向平衡方程为：

$$\begin{aligned} & [(X_{i,j} - U_{i,j} + \frac{P_d}{2}) \cos(\frac{\psi}{2} + \frac{\phi}{2} - \theta_{T_{i,j}}) K_c - \\ & (X_{i,j} - U_{i+1,j} - \frac{P_d}{2}) \cdot \cos(\frac{\psi}{2} + \frac{\phi}{2} - \theta_{S_{i+1,j}}) K_c + \\ & \mu N_{r_{i,j}} \cdot \tanh \frac{(X_{i,j} - \epsilon_{i,j-1}) K_{fl}}{\mu N_{r_{i,j}}}] = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

式中： P_d 、 ψ 、 ϕ 、 Z 、 R 均为已知几何参数条件； K_c 为同步带弹性系数，且为同步带固有物理参数； K_c 、 K_t 为带轮齿与带齿各接触面的法向刚度； K_{fr} 、 K_{tr} 、 K_n 为带轮齿与带齿各接触面的切向刚度； $\delta_{i,j}$ 、 $\gamma_{i,j}$ 、 $\epsilon_{i,j}$ 为带轮齿与带齿各接触面的切向位移； Γ 、 Δ 为带轮齿与带齿在带齿侧面、带齿齿顶面处的法向接触渗透量； μ 为带轮齿与带齿的接触面摩擦因数。

1.2 高速同步带间歇传送系统的振动特性研究

高速间歇工况易引起周期性的载荷激励，使同步带沿横向和传送方向产生振动^[6]，这些振动会加剧带磨损、降低传送系统的定位精度，同时当传送速度或振幅较大时，结构中的几何非线性因素将不能被忽略^[7]，这里分别从静态系统和动态系统对横向振动展开研究。取两相邻工位夹具间的带段对静态系统进行研究，见图 2。静态振动系统条件下，高速同步带间歇传送系统两夹具工位间的横向自由振动微分方程：

$$EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} - T \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} dx = \rho \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} \quad (4)$$

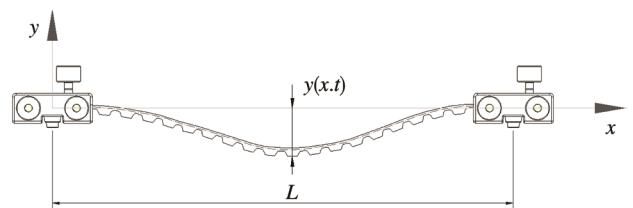


图 2 带段截取
Fig.2 The belt interception

式中： EI 为抗弯刚度（ E 为弹性模量， I 为截面惯性矩）； $y(x, t)$ 为 y 方向变形。

取起始阶段靠近从动轮一侧两夹具工位间的带段进行分析，假设传送装置中各夹具工位、滚轮及限位槽加工装配精度良好，可将该带段两端夹具工位与导轨副间视为简支支撑，即将原有系统的振动问题简化为两端简支轴向运动梁的振动问题^[8]，具体模型见图3^[3]。

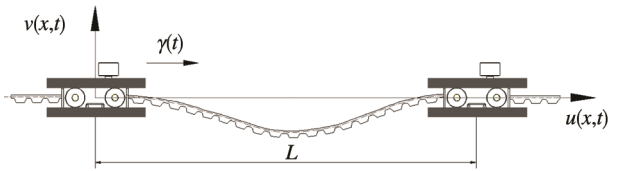


图3 传送系统子横向振动模型

Fig.3 Transverse vibration model of transmission sub-system

将两负载工位间同步带横向振动系统简化为均匀粘弹性 Euler-Bernoulli 梁的横向振动问题^[9]，得该带段系统的力矩平衡方程为：

$$\begin{cases} \text{传送方向: } \rho A ds \frac{d^2 u}{dx^2} = \frac{\partial P_u}{dx} ds + f_u(x, t) ds - \\ \quad \rho d A ds \dot{\gamma}(t) \\ \text{横向: } \rho A ds \frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{\partial P_v}{dx} ds + f_v(x, t) ds - M_{xx} \end{cases} \quad (5)$$

式中： $u(x, t)$ 为轴向（传送方向）位移； $v(x, t)$ 为横向位移； M_{xx} 为带段在横向位移 $v(x, t)$ 方向产生的附加剪力项； A 为同步带横截面面积； b 为带宽； h 为带厚度； L 为两夹具工位间距； ρ 为带密度； p_0 该带段所受初张力。

将带段的应变-位移、修正张力等代入后得高速同步带间歇传送系统中该带段的力平衡方程为：

传送方向

$$\rho A [\gamma^2 u_{xx} + 2\gamma u_{xt} + \gamma(u_x + 1) + u_{tt}] - \left[\frac{(P_0 + EA\varepsilon + \alpha\gamma A\varepsilon_x + \alpha A\varepsilon_t)(1 + u_x)}{\sqrt{(1 + u_x)^2 + v_x^2}} \right]_x = f_u(x, t) \quad (6)$$

横向

$$\rho A [\gamma^2 v_{xx} + 2\gamma v_{xt} + \dot{\gamma} v_x + v_{tt}] - \left[\frac{(P_0 + EA\varepsilon + \alpha\gamma A\varepsilon_x + \alpha A\varepsilon_t)v_x}{\sqrt{(1 + u_x)^2 + v_x^2}} \right]_x + I(x) [E v_{xxxx} + \alpha \gamma v_{xxxx} + \alpha v_{xxxx}] = f_v(x, t) \quad (7)$$

2 高速同步带间歇传送系统动力学仿真分析

2.1 三维建模

根据已知条件，建立的高速同步带间歇传送系统试验台三维模型见图4。

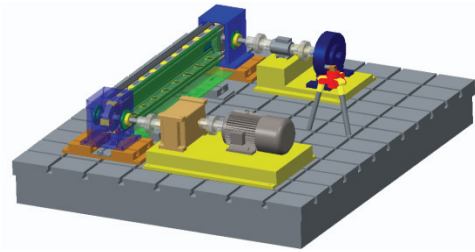


图4 高速同步带间歇传送系统试验台三维模型

Fig.4 Three-dimensional model of high-speed synchronous belt intermittent transfer system testbed

2.2 动态仿真分析模型的建立

选择 RecurDyn 软件实现传送系统的仿真^[10]。设置同步带及带轮模型参数；对同步带轮相应的节拍点进行切齿，使同步带上夹具工位卡块与同步带轮契合；导入夹具工位，直接通过 Belt 模块中的 Fixed Connector 将其固定在相应的带齿上^[11]。最终建立的仿真模型见图5。

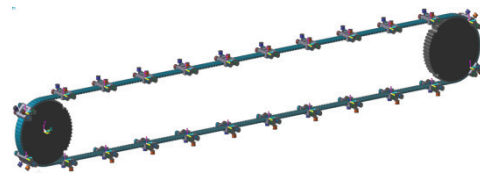


图5 仿真模型

Fig.5 Simulation model

夹具工位上负载施加由 STEP 阶跃函数实现，同步带上的负载施加情况，即在 01 号工位处施加载荷，在 10 号工位处卸载。同步带轮角位移驱动采用五次多样性逼近海赛（Heaviside）阶跃函数加以描述。采用 RecurDyn 自带的点-曲线约束（PTCV）来描述滚轮轴承在导轨副中的约束^[12]。同步带各带元间的柔性连接方及传递力的计算通过 Bushing 力来描述^[13]。

2.3 动态仿真分析

2.3.1 启动阶段夹具工位动态特性研究

启动瞬间力的传递由主动轮一侧通过 Bushing 力往从动轮一侧延伸^[14]，由于同步带的粘弹性特性导致带内动张力瞬间增大，因此夹具工位起始瞬间的加速度并不为 0。在整个起始分度阶段，带轮和带齿间存在的初始啮合间隙，使得启动阶段夹具工位存在一定幅度的速度增幅波动，夹具工位 01 起始阶段在 x 方向的加速度存在小幅波动，见图6。在 y 方向上存在微幅抖动，之后趋于稳定，速度为 0，加速度始终围绕零值存在上下波动。夹具工位 01 所对应的 220 号带元在带轮轴向的（ z 方向）运动位移无明显波动，见图7—8，但速度、加速度曲线波动较为剧烈，张紧力在分度期与停歇期的过度段存在小幅的数值波动，并逐渐趋于稳定，接触力始终为 0。

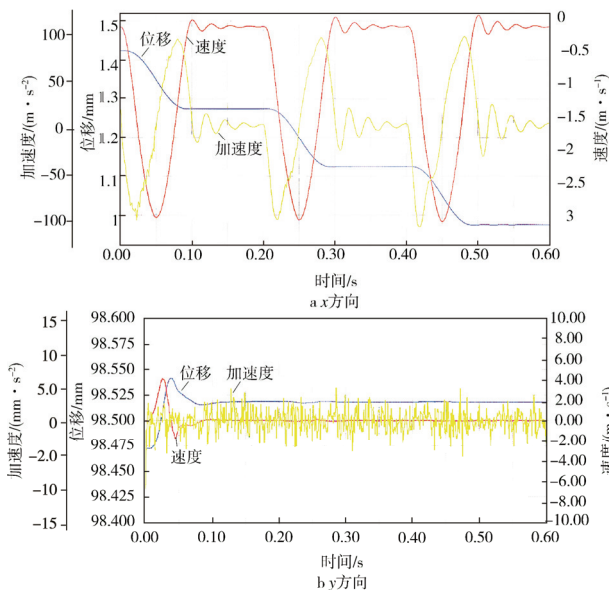


图 6 夹具工位 01 运动曲线
Fig.6 Motion curve of fixture position 01

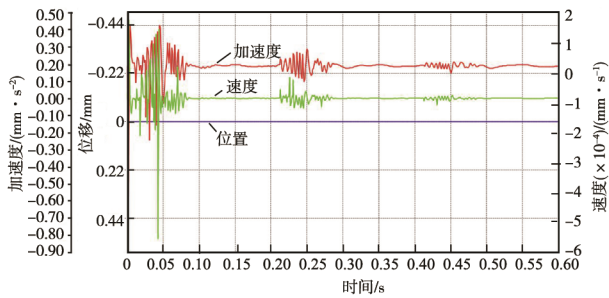


图 7 220 号带元 z 方向运动曲线
Fig.7 z-direction motion curve of the belt element 220

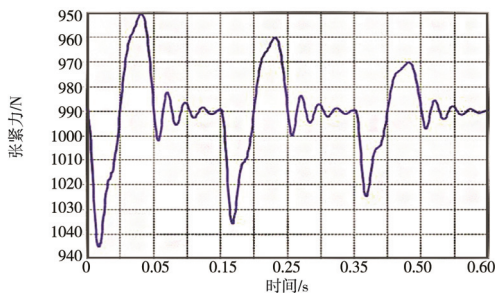


图 8 220 号带元张紧力曲线
Fig.8 Tension force curve of belt element 220

2.3.2 传送系统位置精度研究

高速同步带间歇传送系统服务于工业自动化生产线，带上各工位的定位精度决定了工业生产的精度和效益，由于同步带自身粘弹性特性的影响，同步带上不同位置处夹具工位的定位精度受到不同程度的影响，尤其以带中段受影响最为剧烈^[15]。以带中段 04 号夹具工位为研究对象对其起始 3 个周期展开分析。04 号夹具工位传送方向 (x 方向) 的运动曲线在 3 个周期内的动态响应整体符合分割器输出的正弦运

动规律，见图 9。同时由于同步带的粘弹性特性，在过渡阶段，其速度及加速度曲线均呈现明显的衰减震荡趋势，见图 10。04 号夹具工位横向振动方向 (y 方向) 上的运动位移呈现微幅波动，见图 11，速度在各分度期与停歇期的过渡段呈现小幅的衰减震荡，加速度呈现较大的抖动频率。04 号夹具工位所对应的 265 号带元张紧力产生一定幅度的波动，见图 12，

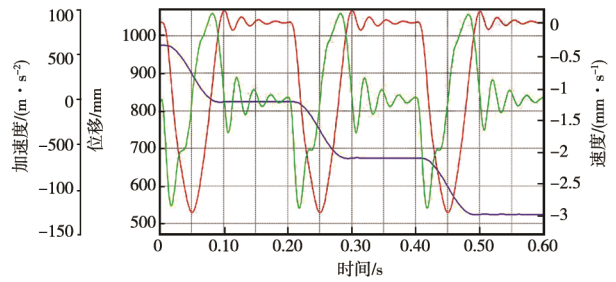


图 9 夹具工位 04 x 方向运动曲线
Fig.9 x-direction motion curve of fixture position 04

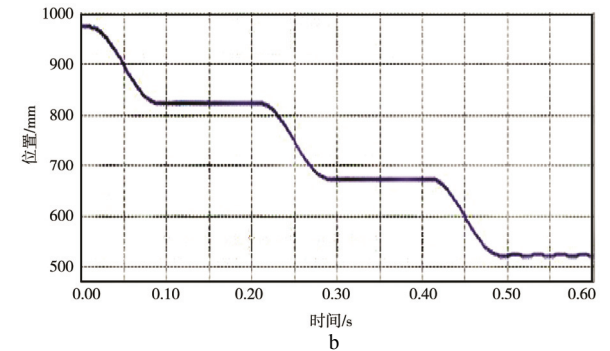
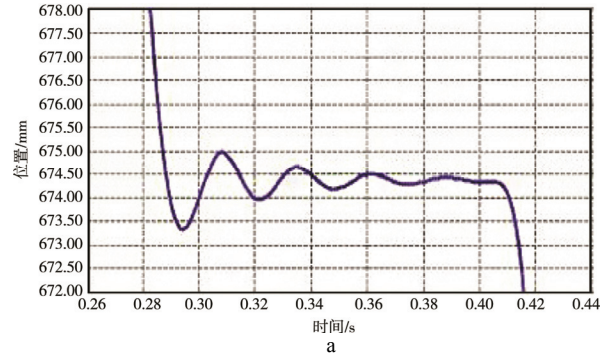


图 10 夹具工位 04 x 方向位置精度曲线
Fig.10 x-direction position accuracy curve of fixture position 04

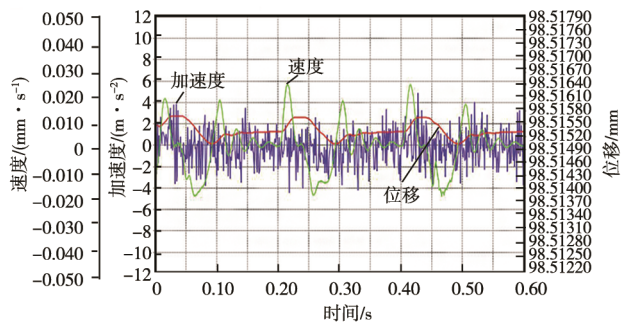


图 11 夹具工位 04 y 方向运动曲线
Fig.11 y-direction motion curve of fixture position 04

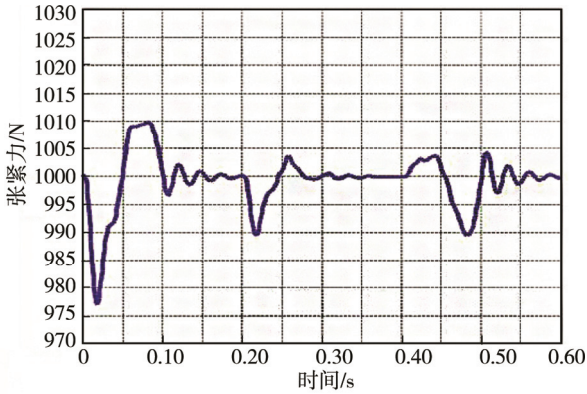


图 12 265 号带元张紧力曲线
Fig.12 Tension force curve of belt element 265

同时在停歇期初始阶段存在小幅的数值衰减震荡,并逐渐趋于稳定。由于 04 号夹具工位 在 3 个周期内与带轮同样均不存在接触,带元所受接触力始终为 0。

2.3.3 啮合接触力及张紧力动态特性研究

各带元与同步带轮进入啮合时,在周期性惯性激励下啮合瞬间易产生较大的冲击力,严重时产生剧烈震动,降低传送系统的定位精度。由图 13 可知,夹具工位 08, 09, 10 在未啮合阶段,各分度期内带元所受张紧力曲线与分割器输出的正弦运动规律相吻合,且在停歇期内也基本保持预紧力的大小。进入啮合时,由于同步带的柔性、各带元受到轮齿的挤压以及轮齿对带齿的摩擦等,张紧力呈现短暂数值波动后才渐渐趋于相对稳定的预紧力状态,同时接触力开始出现。在负载惯性作用下,接触瞬间带元会承受较大的冲击力,带元迅速被压缩,带齿瞬间会处于非接触状态或者较小面积的接触状态,致使带元各部分受力不均,同时由于带齿与轮齿的啮合间隙、带传动的多边形效应等因素的综合作用,各带元间 Bushing 力连接不稳定,导致啮合初始阶段接触力在数值上呈现较大波动。

2.3.4 不同带段各夹具工位动态特性研究

同步带在驱动力作用下会发生弹性变形,在伸缩过程中使带元内部产生动张力,并通过各带元间的 Bushing 力不断的沿带传播、叠加。由于不同带段各夹具工艺节拍点与两侧带轮间离散带元的数量差异,使得各夹具工位的动力学响应存在明显差异。同时由于同步带不同带段内部的静阻力不同,有的带段静阻力容易克服,启动较快,而有的带段则启动稍滞后些。从图 14b 可知,01—07 号夹具工位在分度期与停歇期的衔接段,当各夹具工位处于同步带最中段工艺节拍点时其速度波动最大,处于中段的夹具在启、停时更易受外界间歇性激励的影响,同时其速度、加速度波动的衰减震荡相对两侧的夹具工位稍微滞后,波动幅值也要大于两侧夹具,这一特性也充分说明了传送

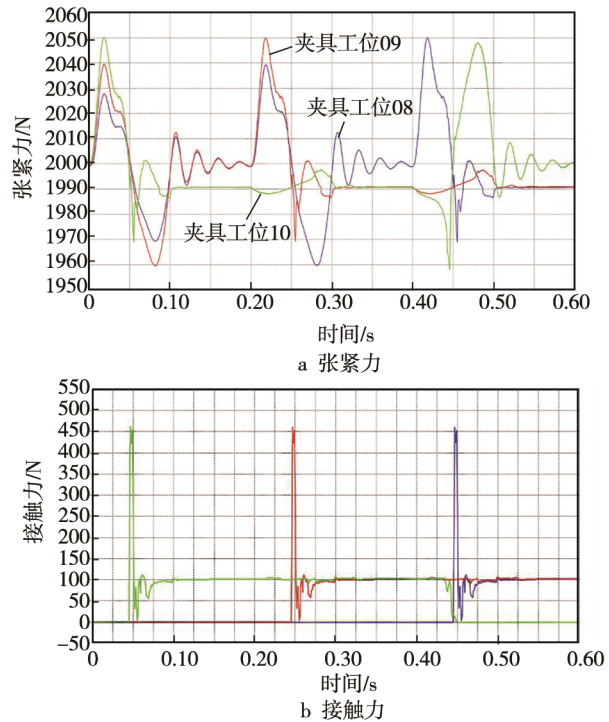


图 13 夹具工位 08, 09, 10 啮合阶段受力曲线
Fig.13 The stress curve of the meshing phase on fixture positions 08, 09 and 10

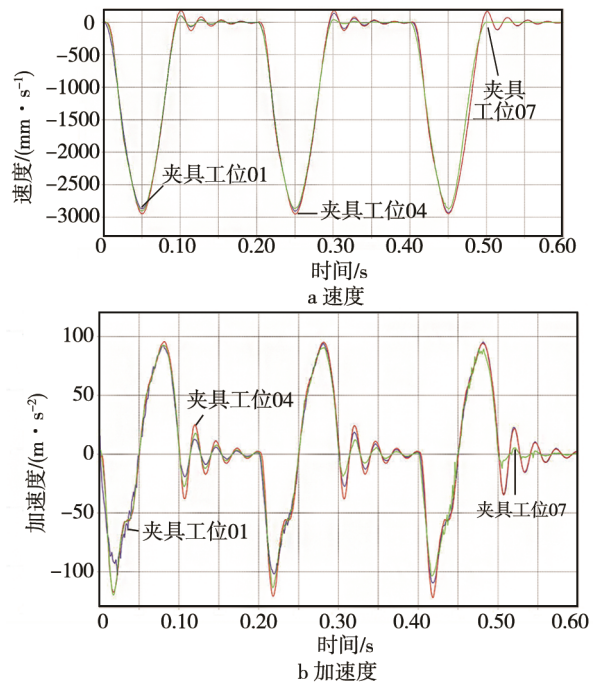
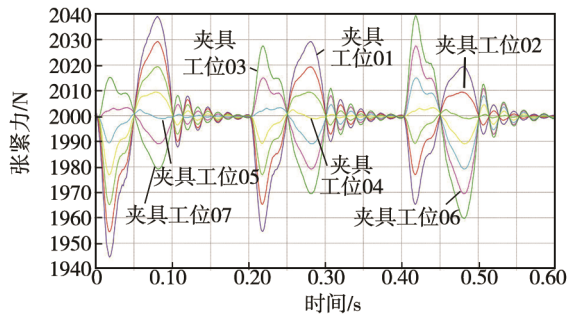


图 14 夹具工位 01, 04, 07 在 x 方向的响应曲线
Fig.14 x-direction response curve of fixture positions 01, 04 and 07

系统不同带段在间歇性负载激励作用下具有不同的动态响应。在图 15 中两侧紧边段的带元张紧力波动幅值要大于带中段,并且越靠近中段,带元张紧力波动幅值越小并越趋于稳定,这是由于高速间歇传送工况下,夹具工位在不断启动、停止时,带内动张力不

图 15 夹具工位 01—07 在 x 方向的张紧力曲线Fig.15 x -direction tension curve of fixture positions 01-07

断沿带元往两侧传播、叠加, 作用于两侧带元, 导致两侧带元张紧力波动幅值大于中段带元。

3 结语

采用新的建模思路和分析方法, 建立了适用于一对带齿与轮齿间的啮合接触模型, 并进一步确立了实际啮合过程中的力学平衡方程。基于设计条件完成间歇传送系统设计, 利用 Recrdyn 软件建立高速同步带间歇传送系统仿真模型, 得到各夹具工位启动阶段的动力学响应、带中段各工艺节拍点的定位精度以及啮合阶段的接触力和张紧力特性曲线, 所得到的分析数据与凸轮分割器的输入运动规律相符, 并且与同步带作为一种粘弹性体材料, 在驱动力作用下易产生弹性变形的而引起同步带沿横向和传送方向的振动现象相符。文中在动态仿真中基于 Recurdyn 软件, 采用刚性带元、柔性连接的方式, 并非严格意义上刚柔耦合分析, 在处理同步带内部钢丝绳芯问题上显得不够完善, 因此考虑带内金属抗拉层, 建立基于有限元柔性体理论的刚柔耦合动力学模型显得十分必要。

参考文献:

- [1] 彭国勋, 肖正扬. 自动机械的凸轮机构设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
PENG Guo-xun, XIAO Zheng-yang. Design of Cam Mechanism for Automatic Machinery[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1990.
- [2] 罗善明, 余以道. 带传动理论与新型带传动[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
LUO Shan-ming, YU Yi-dao. Belt Drive Theory and New Belt Drive[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2006.
- [3] 严巧赞. 轴向加速运动黏弹性梁横向非线性振动分岔与混沌[D]. 上海: 上海大学, 2014.
YAN Qiao-yun. Bifurcation and Chaotic Responses in the Nonlinear Vibration of Axially Accelerating Viscoelastic Beams[D]. Shanghai: Shanghai University, 2014.
- [4] 周洪刚, 朱凌, 郭乙木. 轴向加速度运动弦线横向振动的数值计算方法[J]. 机械强度, 2004(1): 6—19.
ZHOU Hong-gang, ZHU Ling, GUO Yi-mu. Numerical Simulation of the Transverse Vibration of Axially Accelerating String[J]. Journal of Mechanical Strength, 2004(1): 6—19.
- [5] 原大宁, 康锋. 多参数摩擦模型及其在机构动力学分析中的应用[J]. 机械科学与技术, 2009(7): 936—940.
YUAN Da-ning, KANG Feng. Multi-parameter Friction Model and its Application in Mechanism Dynamics Analysis[J]. Mechanical Science and Technology, 2009(7): 936—940.
- [6] 姚廷强. 带传动系统的多体动力学建模与接触振动研究[J]. 系统仿真学报, 2009, 21(16): 4945—4950.
YAO Ting-qiang. Research on Multibody Dynamics and Contact Vibration of Belt Transmission[J]. Journal of System Simulation, 2009, 21(16): 4945—4950.
- [7] 张能辉, 王建军, 程昌钧. 轴向变速运动粘弹性弦线横向振动的复模态 Galerkin 方法[J]. 应用数学和力学, 2007(1): 1—8.
ZHANG Neng-hui, WANG Jian-jun, CHENG Chang-jun. Complex_Mode Galerkin Approach in Transverse Vibration of an Axially Accelerating Viscoelastic String[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2007(1): 1—8.
- [8] 丁虎. 轴向运动梁横向非线性振动建模、分析和仿真[D]. 上海: 上海大学, 2008.
DING Hu. Transverse Viscoelastic Vibration of Axially Moving Beams: Modeling, Analysis and Simulation[D]. Shanghai: Shanghai University, 2008.
- [9] 刘义. RecurDyn 多体动力学仿真基础应用与提高[M]. 北京: 电子工业出版社, 2013.
LIU Yi. RecurDyn Multi-body Dynamics Simulation Based Application and Improvement[M]. Beijing: Electronic Industry Press, 2013.
- [10] 焦晓娟, 张渭, 彭斌彬. RecurDyn 多体系统优化仿真技术[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010.
JIAO Xiao-juan, ZHANG Wei, PENG Bin-bin. RecurDyn Multi-body System Optimization Simulation Technology[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2010.
- [11] ZHANG L. One-to-one Auto-parametric in Serpentine Belt Drive System[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 232(4): 783—806.
- [12] ERGIN K, MELIK. Analysis and Estimation of Motion Transmission Errors of a Timing Belt Drive[J]. Turk J Elec Eng & Comp Sci, 2010, 18(5): 883—897.
- [13] CALLEGARI M, CANNELLA F. Multi-body Modelling of Timing Belt Dynamics[J]. Institution of Mechanical Engineers, 2003, 217(3): 63—75.
- [14] GUIHEM M, LIONEL M. Parametric Instability of an Axially Moving Belt Subjected to Multi-frequency Excitations: Experiments and Analytical Validation[J]. Journal of Applied Mechanics, 2008, 75(4): 1—8.
- [15] CHEN G S, ZHENG H, MOHAMAD Q. Decomposition of Noise Sources of Synchronous Belt Drives[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(4): 2239—2252.