

车辆并联机构座椅三维减振研究^{*}

吴伟光 马履中 杨启志 陈修祥

(江苏大学机械工程学院, 镇江 212013)

【摘要】 针对车辆座椅的三维振动,提出采用三平移并联机构作为其主体机构,运动学分析表明在垂直方向具有较大的工作空间,且机构的 Jacobian 矩阵与垂直位移无关,适合作为车辆三维减振座椅。机构的模态分析结果表明,系统的3个固有频率避开了人体的敏感频率,可以使人体具有较好的乘坐舒适度。最后对系统进行了动态灵敏度分析,确定了系统设计参数对座椅固有频率的影响情况,更好地满足了车辆对座椅动态特性的要求。

关键词: 车辆 座椅 三维减振 并联机构 模态 灵敏度

中图分类号: TH112; TB535⁺.1; U463.83⁺.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)06-0023-05

3-D Vibration Isolation of Vehicle Seat Based on Parallel Mechanism

Wu Weiguang Ma Lüzhong Yang Qizhi Chen Xiuxiang

(School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

A 3-D parallel mechanism was designed to solve the problem of 3-D vibration isolation of vehicle seat. The kinematic analysis of the platform indicated that there was big workspace in vertical direction. The Jacobian matrix was not relative to the vertical displacement, so the parallel mechanism met the need of 3-D vibration isolation of vehicle seat. The results of mode analysis showed that three natural frequency of the 3-D vibration isolation system could avoid the sensitive frequency of body, and the dynamic sensitivity analysis for the 3-D vibration isolation system discovered the influences of the design parameter to the natural frequency.

Key words Vehicle, Seat, 3-D vibration isolation, Parallel mechanism, Mode, Sensitivity

引言

车辆在行驶过程中由于路面不平引起上下颠簸,在制动时引起车体前后振动,在汽车拐弯转向时引起车体左右振动,这些振动综合起来可视为三维方向的振动。目前有关座椅多维减振的方法还不多见,文献[1~3]只考虑了垂直方向车辆振动的影响,这主要是因为所研究的座椅主体机构只提供一个方向的运动,因而无法对车辆座椅的三维减振进行研究。文献[4]提出了一种救护车用三维防振架,但采用机械多层单自由度减振装置,分层各自实现独立方向的减振,结构十分复杂。由于并联机构是一种多输入和多输出的多自由度系统,假设并联机构平台受到多维振动激励,在并联机构运动输入

的原动件处装配可控的弹性阻尼减振系统,那么整个机构即可实现多方向的多自由度减振效果。为此马履中、陈修祥等提出采用 Stewart 六自由度和四自由度的并联机构实现多维振动控制^[5],但对车辆座椅来说,座椅在车辆上随车辆运动,一般3个方向的减振和隔振即可。本文提出一种3-PRRP(4R)的三平移并联机构,利用并联机构多输入多输出的运动特点,并在并联机构的原动件处辅以弹性阻尼装置,构成浮动支撑,采用反向驱动自适应原理,实现车载座椅3个方向上较理想的减振和隔振效果。

1 结构与运动分析

如图1所示,车载座椅的三维减振装置采用3-PRRP(4R)并联机构,并联机构由上、下平台和

收稿日期: 2010-08-23 修回日期: 2010-10-27

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50905077)和江苏省博士后科研基金资助项目(0901010B)

作者简介: 吴伟光,博士生,主要从事机械系统动力学及其控制研究, E-mail: weiujs@126.com

3个单开链组成,3个支链对称布置,且结构参数相同,每个单开支链均由 $\{-P \perp R // R \perp 4R-\}$ 组成,即全部由单自由度的P或R副组成,上平台与座椅相连,下平台与车体连接,机构的上平台相对下平台产生 x, y, z 3个方向的平移运动,主动副 q_i 位置安装弹性阻尼减振装置,采用空气弹簧可调粘滞阻尼器,通过机构参数设计和调整机构的阻尼器的弹簧刚度可调整系统的固有频率,通过可调阻尼对振动冲击的能量消耗实现车辆座椅的减振。

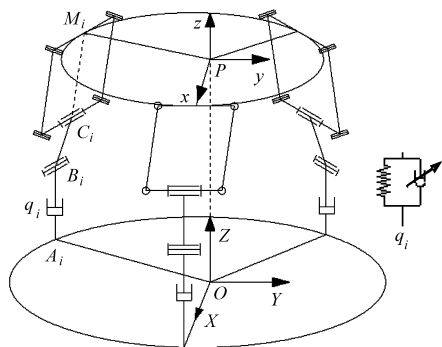


图1 座椅三维减振装置结构简图

Fig. 1 Sketch of seat with 3-D vibration damping

在上、下平台的形心分别建立固定参考系 $OXYZ$ 和动参考系 $Pxyz$,取机构的单开链进行分析,图2为机构单支链位置投影图,其中连杆 M_iC_i 、 B_iC_i 的长度分别为 d_i 、 l_i ,它们与 Z 轴夹角分别为 α_i 、 β_i , q_i 是杆 A_iB_i 的长度, r 、 R 分别是动、静平台的半径($i=1,2,3$)。设静平台中 OA_i 与 X 轴的夹角为 θ_i , r_p 表示动平台质心 P 在定坐标系 $OXYZ$ 中的矢量, a_i 、 e 、 d_i 、 l_i 、 r_i 分别为 OA_i 、 A_iB_i 、 B_iC_i 、 C_iM_i 、 P_iM_i 在定坐标系 $OXYZ$ 下的单位矢量,由图2中的矢量关系可得

$$Ra_i + q_i e + ll_i + dd_i = r_p + rr_i \quad (1)$$

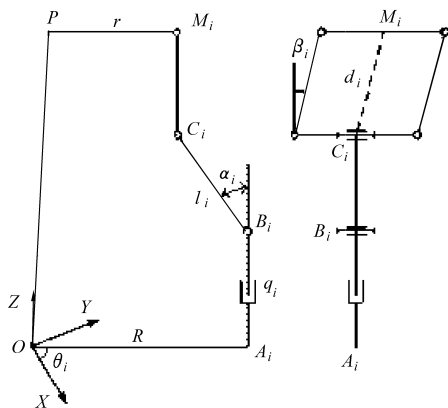


图2 机构单开链坐标投影图

Fig. 2 Coordinate projection of branches

对式(1)两边同时对时间求导,可得动平台质心 P 点的速度

$$\dot{v}_p = \dot{q}_i e + l \omega_{l_i} \times l_i + d \omega_{d_i} \times d_i \quad (2)$$

式中 v_p ——动平台质心 P 点的速度

$\dot{q}_i$ ——第 i 个支路移动滑块的速度

ω_{l_i} 、 ω_{d_i} ——第 i 个支路上连杆 B_iC_i 、 C_iM_i 转动的角速度

假设存在单位矢量 r ,使 r 同时和 l_i 、 d_i 垂直,令 $r = l_i \times d_i$,那么式(2)两边同点乘 r ,并整理后可得

$$\dot{q} = G_q^H v_p = J^{-1} \cdot v_p \quad (3)$$

其中 $\dot{q} = [\dot{q}_1 \quad \dot{q}_2 \quad \dot{q}_3]^T$ $v_p = [\dot{x}_p \quad \dot{y}_p \quad \dot{z}_p]^T$

$$J^{-1} = G_q^H = [G_1^H \quad G_2^H \quad G_3^H]^T$$

$$G_i^H = \frac{r}{r^T e} = \begin{bmatrix} -\tan \alpha_i \cos \theta_i + \tan \beta_i \sin \theta_i \\ -\tan \alpha_i \sin \theta_i - \tan \beta_i \cos \theta_i \\ 1 \end{bmatrix} \quad (i=1,2,3)$$

$$\begin{cases} \alpha_i = \arcsin((-x_p \cos \theta_i - y_p \sin \theta_i - r + R)/l_i) \\ \beta_i = \arcsin((x_p \sin \theta_i - y_p \cos \theta_i)/d_i) \end{cases} \quad (4)$$

由 Jacobian 矩阵 J 和虚功原理,可得机构的力 Jacobian 矩阵 $G = (J^T)^{-1}$ 。由式(3)、(4)可知,该机构的 Jacobian 矩阵与机构动平台的垂直位移 z_p 无关,故当座椅仅在垂直方向由载荷产生位移时,不影响机构的 Jacobian 矩阵,另外可以看出,机构的工作空间在垂直方向取决于 q_i 的位移, q_i 的位移越大,则机构的工作空间越大,这可以很好地适应座椅的使用特点。

2 模态分析

该座椅减振平台主要用于对空间三维振动的控制,因此研究该减振平台的固有振动特性非常必要。由于该减振平台有3个自由度,存在粘性、摩擦阻尼及结构阻尼,考虑到结构阻尼较小忽略不计,摩擦阻尼为各运动副的摩擦力,故系统阻尼可仅考虑移动副处弹性元件和阻尼元件的粘性阻尼。以动平台为研究对象,在机构工作初始静平衡位置,不计各杆件的质量,则系统的运动微分方程为

$$M \ddot{X} + C \dot{X} + KX = F \quad (5)$$

$$\text{其中 } M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix} \quad C = cGG^T$$

$$c = \begin{bmatrix} c_1 & 0 & 0 \\ 0 & c_2 & 0 \\ 0 & 0 & c_3 \end{bmatrix} \quad K = kGG^T \quad k = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 \end{bmatrix}$$

式中 M ——广义质量矩阵

m ——上平台和座椅载荷的总质量

C ——当量阻尼矩阵

K ——广义刚度矩阵

F —— X 方向的广义力

广义坐标取 $X = \{x_p, y_p, z_p\}$ 。

为建立阻尼系统的模态模型,令 $F=0$,可得

$$(s^2 \mathbf{M} + s\mathbf{C} + \mathbf{K})\mathbf{u} = 0 \quad (6)$$

故系统特征方程为

$$|s^2 \mathbf{M} + s\mathbf{C} + \mathbf{K}| = 0 \quad (7)$$

得: $s_r = \sigma_r + j\omega_r$ ($r=1,2,3$) 为系统特征方程的复根,即系统的复模态频率; $\mathbf{u}$ 为系统的模态向量。

由系统的模态向量和复模态频率,即可求得系统对外激励的正则响应。但系统的响应与该阶固有频率 ω_r 同激励频率的接近程度有关,当第 r 阶模态起主要作用时,其余模态的影响很小。一般来说,并联平台在不同的初始位置下,系统的 Jacobian 矩阵是不一样的,因而模态参数和系统响应也不一样,故应该合理选择并联机构的初始位置。但对该并联机构来讲,座椅在支撑人体时,在垂直方向产生位移并不改变机构的 Jacobian 矩阵,而另两个方向由振动引起的位姿的改变量是很小的,因而该座椅平台可以不考虑位姿变化对系统力 Jacobian 矩阵及模态参数的影响。

3 动态灵敏度分析

在座椅多维减振系统模型确定以后,为了使结构的动态特性(如某阶固有频率及振型)满足预定的要求,需要对结构作一定的修改,为了确定有效的修改方案,需要分析各个结构参数和力学参数的改变对系统结构动态特性变化的敏感程度,即结构的动态特性灵敏度分析。对多维振动系统而言,动态特征灵敏度可理解为系统动态特征参数(特征值和特征向量)对结构参数或设计变量的改变率,通过灵敏度分析计算可求出动态特性对结构设计变量的敏感程度,进而选择对系统动态特性影响较大的结构参数作为设计变量。

对于式(5)表达的有阻尼多自由度系统,令状态向量 $\mathbf{Z} = [\mathbf{X} \quad \dot{\mathbf{X}}]^T$,则得到系统自由运动方程为

$$\mathbf{A}\dot{\mathbf{Z}} + \mathbf{B}\mathbf{Z} = 0 \quad (8)$$

$$\text{其中 } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{K} & 0 \\ 0 & -\mathbf{M} \end{bmatrix}$$

式(8)的特征方程有复共轭特征对 $\lambda_r, \bar{\lambda}_r; \bar{\psi}_r^*, \bar{\psi}_r^*$ 。其中 $r=1,2,3$ 。

对第 r 阶模态则有

$$\lambda_r \mathbf{A} \bar{\psi}_r + \mathbf{B} \bar{\psi}_r = 0 \quad (9)$$

$$\text{其中 } \bar{\psi}_r = \begin{bmatrix} \bar{\psi}_r \\ \lambda_r \bar{\psi}_r \end{bmatrix} \quad \bar{\psi}_r^* = \begin{bmatrix} \bar{\psi}_r^* \\ \lambda_r^* \bar{\psi}_r^* \end{bmatrix}$$

考虑到模态向量的正交性^[8],并对 $\bar{\psi}$ 正则化后处理,则有

$$\lambda_r \mathbf{A} \bar{\psi}_r + \mathbf{B} \bar{\psi}_r = 0 \quad (10)$$

其中

$$\bar{\psi}_r = \begin{bmatrix} \bar{\psi}_r \\ \lambda_r \bar{\psi}_r \end{bmatrix}$$

若结构设计变量为 x_m ,对式(10)求偏导数得

$$\frac{\partial \lambda_r}{\partial x_m} \mathbf{A} \bar{\psi}_r + \lambda_r \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial x_m} \bar{\psi}_r + \lambda_r \mathbf{A} \frac{\partial \bar{\psi}_r}{\partial x_m} + \frac{\partial \mathbf{B}}{\partial x_m} \bar{\psi}_r + \mathbf{B} \frac{\partial \bar{\psi}_r}{\partial x_m} = 0 \quad (11)$$

式(10)左乘 $\bar{\psi}_r^T$,整理后得

$$\begin{aligned} \frac{\partial \lambda_r}{\partial x_m} &= -\lambda_r \bar{\psi}_r^T \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial x_m} \bar{\psi}_r - \bar{\psi}_r^T \frac{\partial \mathbf{B}}{\partial x_m} \bar{\psi}_r = \\ &= -\left(\lambda_r^2 \bar{\psi}_r^T \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial x_m} \bar{\psi}_r + \lambda_r \bar{\psi}_r^T \frac{\partial \mathbf{C}}{\partial x_m} \bar{\psi}_r + \lambda_r \bar{\psi}_r^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial x_m} \bar{\psi}_r \right) \end{aligned} \quad (12)$$

式(12)便是特征值一阶灵敏度的表达式,亦是固有频率对结构设计变量的灵敏度。

4 振动特性分析

车辆座椅的动态舒适性与座椅、人体的振动特性密切相关^[9],人体在不同的姿态下所表现出来的振动特性也各不相同,一般在坐姿状态下,人体的胸、腹部的共振频率为 4~8 Hz,头、颈部的共振频率为 20~30 Hz。另外座椅垂直轴向频率最敏感频率中,在 4~8 Hz 这个频率范围内,人的内脏器官产生共振,人体会感觉很不舒适,8~12.5 Hz 对人的脊椎系统影响较大,随着频率的增高,敏感度下降。座椅水平轴向的频率最敏感频率范围为 0.5~2 Hz,大约在 3 Hz 以下水平振动比垂直振动更敏感。

为了减轻传递给乘坐者的振动,提高车辆座椅的动态舒适性,对座椅的三维减振设计应考虑以下因素:座椅应有合适的共振频率,既要避开人体最敏感的频率区,又不能与悬架的共振频率重合;要尽量降低共振频率所对应的最大传递率,以减少传给人体的振动能量;应降低 10 Hz 附近的振动传递率,因为车辆非簧载质量的共振频率在 10 Hz 左右,降低该值能减少由车轮传递上来的高频振动的影响,并能减小来自椅背的高频振动。

确定座椅样机上平台半径 $r=112$ mm,质量 $m=60$ kg,连接上平台杆件长 $d_1=120$ mm,连接阻尼器的杆件长 $l_1=100$ mm,下平台半径 $R=140$ mm,移动副处的空气弹簧刚度为 $k_1=k_2=k_3=100$ N/mm,可调阻尼器的阻尼比 $\xi=0.2$ 。

在座椅工作的平衡位置,取上平台中心点为(0,0,320),则该位置系统的 Jacobian 矩阵为

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} 1.1429 & 1.1429 & -2.2857 \\ 1.9795 & -1.9795 & 0 \\ 0.3333 & 0.3333 & 0.3333 \end{bmatrix}$$

由式(6)可以求得系统 3 个广义坐标下的固有频率分别为: $f_1 = 2.321\ 0\ \text{Hz}$, $f_2 = 2.321\ 0\ \text{Hz}$, $f_3 = 11.254\ 0\ \text{Hz}$ 。

系统的模态振型如图 3 所示,系统在第 1 阶和第 2 阶主振动时为异向振动,在第 3 阶主振动时为同向振动。

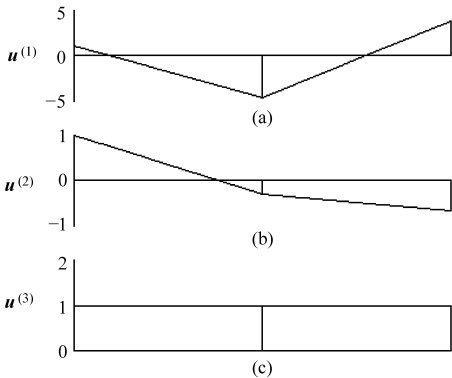


图 3 系统的 3 阶模态
Fig. 3 Three nature modes of system
(a) 第 1 阶 (b) 第 2 阶 (c) 第 3 阶

通过模态分析可知,系统的固有频率接近人体的敏感范围,下面由式(12)研究样机在工作位置下 3 个固有频率对系统设计参数的影响。图 4~6 为动平台质量 m 和主动副的刚度 k 对系统 3 个频率的灵敏度影响,可见随着弹簧刚度的增加,动平台质量的减小,系统的 3 个固有频率均增大,且在不同位置系统频率对 m 、 k 的敏感程度是不一样的。系统的阻尼系数对系统的 3 个固有频率影响不大,而系统在工作静平衡位置一旦偏离了水平面中心位置等,却由于机构的 Jacobian 矩阵发生变化,系统的固有频率也会随之变化,但它们主要影响水平和横向的系统固有频率。另外机构设计参数对系统的固有频率也有影响,图 7 为系统固有频率随静平台半径 R 的变化图,主要是由于它们改变了机构初始位形的 Jacobian 矩阵。

总体上说,系统的固有频率一般会随着机构各设计参数的变化而变化,若在座椅减振设计时,发现其固有频率不满足要求,根据图 4~7 等调整一或两个参数即可,如欲使座椅的固有频率满足水平、横向

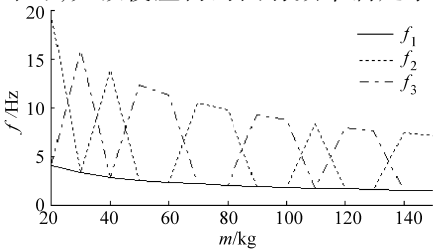


图 4 系统的固有频率 f 随动平台质量 m 的变化曲线
Fig. 4 Relationship between nature frequency f and mass of upper flat m

方向大于 3 Hz,垂直方向大于 12 Hz,可保持动平台质量不变,调整座椅弹簧刚度,使 $k_1 = k_2 = k_3 = 170\ \text{N/mm}$,则系统的 3 个固有频率分别为 $f_1 = 3.026\ 2\ \text{Hz}$, $f_2 = 3.026\ 2\ \text{Hz}$, $f_3 = 14.673\ 4\ \text{Hz}$,从而满足设计要求。

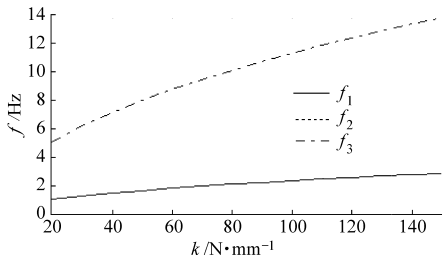


图 5 系统的固有频率 f 随弹簧刚度 k 的变化曲线
Fig. 5 Relationship between nature frequency f and stiffness k

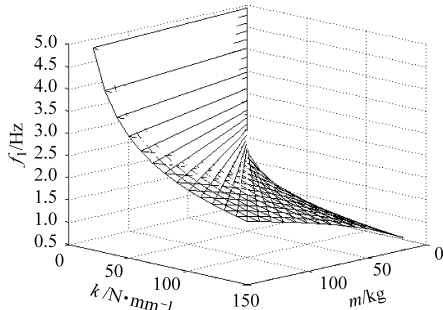


图 6 系统的固有频率 f_1 随质量 m 和弹簧刚度 k 的变化分布图
Fig. 6 Relationship between nature frequency f_1 and mass m , stiffness k

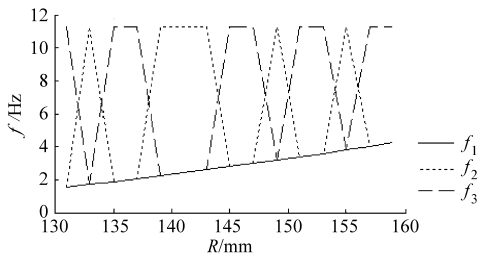


图 7 系统的固有频率 f 随静平台半径 R 的变化图
Fig. 7 Relationship between nature frequency f and radius of lower flat R

5 结论

(1)提出了一种三平移并联机构作为车辆三维减振座椅的主体机构,其运动学分析表明,机构在垂直方向具有较大的工作空间,且机构的 Jacobian 矩阵与垂直方向位移无关,适合作为车辆座椅的三维减振平台。

(2)对系统进行了模态分析,求解了系统 3 个方向的固有频率和振型,结果表明机构 3 个方向的固有频率避开了人体的敏感频率,适合用于车辆座椅的三维减振。

(3)对系统进行了动态灵敏度分析,通过分析系统的结构参数和力学参数对系统固有频率的影响,进一步确定了对系统动态设计的途径,使系统更好地满足了车辆座椅的固有特性要求。

参 考 文 献

- 1 徐晓美,朱思洪. 一种剪式座椅振动特性的理论分析[J]. 中国机械工程, 2006,17(4):802~804.
Xu Xiaomei, Zhu Sihong. Theoretical analysis on the vibration characteristics of one kind of scissors linkage driver's seat[J]. China Mechanical Engineering, 2006, 17(4): 802~804. (in Chinese)
- 2 姚为民,孙丹丹,林逸. 卧姿人体垂直振动模型的研究[J]. 汽车技术,2002(6):10~12.
Yao Weimin, Sun Dandan, Lin Yi. Study of vertical vibration modal for decubitus body[J]. Automotive Engineering, 2002(6):10~12. (in Chinese)
- 3 刘会英,盖玉先,郑超. 汽车座椅主动振动控制与仿真分析[J]. 中国机械工程, 2006,6(12):1 227~1 230.
Liu Huiying, Gai Yuxian, Zheng Chao. Active control and system simulation of vertical vibration in a vehicle seat[J]. China Mechanical Engineering, 2006, 6(12): 1 227~1 230. (in Chinese)
- 4 藤田悦则. 救护车用防振架:中国,CN1251292A[P]. 2000-04-06.
- 5 陈修祥,马履中. 车载设备多维振动控制装置的设计及模态研究[J]. 自然科学进展,2007,17(4):551~555.
Chen Xiuxiang, Ma Lvzhong. Study on mode and design of mutil-vibration control device for vehicle equipment[J]. Progress in Nature Science, 2007,17(4):551~555. (in Chinese)
- 6 Hauge G S, Campbell M E. Sensors and control of a spaced-based six-axis vibration isolation system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 269(3~5):913~931.
- 7 Johnson C D, Wilke P S, Darling K R. Multi-axis whole-spacecraft vibration isolation for small launch vehicles[C]// SPIE Conference on Smart Structures and Materials 2001: Damping and Isolation, Proceedings, Vol: 4331, 2001:153~161.
- 8 傅志方,华宏星. 模态分析理论与应用[M]. 上海:上海交通大学出版社,2000.
- 9 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
- 10 吴光中,李剑峰,费仁元,等. 3-PU*U*型平动并联机构的运动学分析[J]. 中国机械工程,2004,15(9):816~819.
Wu Guangzhong, Li Jianfeng, Fei Renyuan, et al. Kinematics analysis of 3-PU*U* translational parallel manipulator[J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(9): 816~819. (in Chinese)
- 11 朱伟,马履中,吴伟光,等. 新型3-PUU并联机构的运动学和动力学分析及建模仿真[J]. 机床与液压, 2007(9):17~19.
Zhu Wei, Ma Lvzhong, Wu Weiguang, et al. Kinematics and dynamics analysis of new type 3-PUU parallel mechanism and its simulation[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2007(9): 17~19. (in Chinese)