

基于多体分析的对接机构结构 锁动力学仿真研究^{*}

吴义忠 陈立平 张云清

(华中科技大学国家 CAD 支撑软件工程技术中心 武汉 430074)

摘 要

分析了周边式空间对接机构结构锁的执行机构的特点,以及运用现有动力学分析软件解决此问题的困难;继而采用多体动力学建模方法,建立了结构锁执行机构的动力学模型,并针对本模型的特殊性采用了变步长的广义坐标分块求解算法;最后通过求解模型得到了机构的动力学特性曲线,证明了滚珠丝杆和弹簧复合机构作为结构锁执行部件是可行的。

关键词 空间对接机构; 结构锁; 多体动力学; 动力学仿真

1 引言

空间对接机构的结构锁是为了保证两个航天器之间或者航天器与空间站之间刚性连接的机电装置,是对接交会系统中最为关键的传动部件之一^{[1],[2]}。因此,设计结构锁重要原则之一是其可靠性与安全性。对结构锁执行机构进行合理地动力学建模和分析是保证结构锁安全可靠的有效措施。文献[3]—[6]从不同的角度对周边式空间对接机构进行了动力学建模和分析,并得出了对设计具有一定指导意义的结论。结构锁的动力学分析与仿真的主要任务是,验证主动航天器的结构锁的锁钩能否摆正到位与被动航天器结构锁的锁钩对正;主动航天器的结构锁执行机构能否在给定的电机功率下实现拉紧动作而不会被卡死;主动航天器的结构锁执行机构能否在规定的时间内完成对接任务。作者已对滚珠丝杆结构锁执行机构建立了简化的动力学模型^[7],该模型可以化求解耦的代数方程和微分方程,直接通过现有的动力学分析软件求解。但是,因为建立的模型是简化过的,故得到的结果与实际情况有一定的差距。本文试图建立更准确的多体动力学模型,对滚珠丝杆的结构锁传动机构进行分析仿真。

2 结构锁执行机构——滚珠丝杆机构

结构锁执行机构的方案有多种^[8]。由于滚珠丝杆的传动效率很高,故选择该机构作为结构锁执行机构的拉紧机构,另外配置辅助的弹簧机构作为其摆正机构。如图1所示,主动航天器的结构锁执行机构主要由主动锁钩、摆正弹簧、摆正推杆、滚珠丝杆、滑动螺母

^{*} 国家自然科学基金项目(59990470-2)资助

2003-05-28 收到原稿, 2004-01-05 收到修定稿

等部件组成, 被动航天器的结构锁有一个对应的被动锁钩及防止拉过的工作在零刚度区的预压碟簧组。各构件间通过运动副相连接: 滚珠丝杆与机架之间通过转动副连接, 滑动螺母与机架之间通过滑动副连接, 滚珠丝杆与滑动螺母通过滚珠螺旋副连接, 主动锁钩与滑动螺母通过可转副连接, 主动锁钩与摆正推杆通过点在曲线上的约束关系连接, 摆正推杆与滑动螺母通过回转副连接。摆正弹簧一端固定在机架上, 另一端与摆正推杆连接。

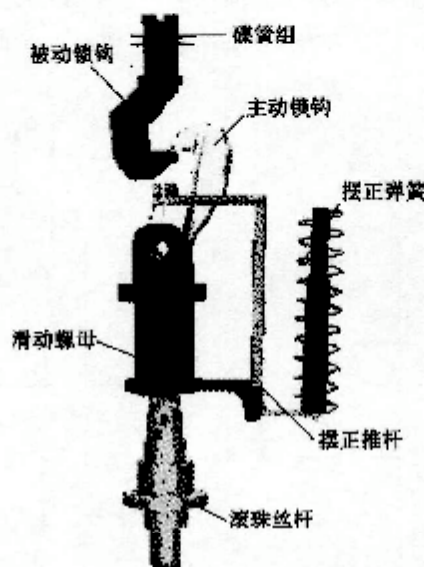


图 1 结构锁执行机构

Fig.1 Structural lock executive mechanism

结构锁执行机构的工作原理是, 开始时主动锁钩处于摆开位置, 滑动螺母处于最上端位置, 摆正弹簧处于原长。当滚珠丝杆在力矩电机驱动的钢索滚轮的带动下转动时, 滑动螺母沿着滑槽向下运动, 此时主动锁钩受到弹簧的推力而进行空载摆正运动, 使主动锁钩与对应的被动锁钩啮合到位。啮合后进入拉紧阶段, 主动锁钩在被动锁钩的支持下拉长摆正弹簧, 保持方向不变。此阶段主动锁钩拉动被动锁钩带动被动航天器一起进入拉紧运动, 使得主、被动航天器紧密连接到一起。如果滚珠丝杆因为制造或安装误差引起转动过渡时, 被动锁钩上的预紧碟簧组可以被拉长, 这样既保证了各对结构锁的拉力相等且不变, 又保护了机构不被破坏。在拉紧保持阶段, 滚珠丝杆采用摩擦片机构使其反方向自锁。打开过程与拉紧过程相反, 不再详述。

由上述的机构工作原理可知, 机构的动力学模型包括运动约束和受载在主动锁钩摆正前后发生了改变, 因为发生的时间未知, 故在现有的动力学分析软件 (如 ADAMS, DADS) 中难以描述。虽然可以用接触力模型来代替主动锁钩与被动锁钩之间的约束和受力模型, 但在该模型中接触力是变化的, 这与实际的主动锁钩受到的恒定拉力不相符合, 而且机构受到接触力作用下容易造成求解不收敛, 必须缩短步长, 因而求解过程很费时。另外, 执行机构的滚珠丝杆是受直流力矩电机带动的, 也就是说在机构工作期间滚珠丝杆受到电机的输出功率驱动, 而在现有的动力学分析软件中, 驱动源一般只有速度和力/力矩等。

基于上述原因, 本文研究了在模型结构改变和在额定功率驱动情形下对接机构结构锁动力学建模与求解问题.

3 结构锁执行机构的多体动力学建模

设电机作用在滚珠丝杆的功率为 P_0 , 滚珠丝杆的效率为 η , 则电机传递到滑动螺母上的功率为 $P_1 = P_0/\eta$, 图 1 所示的结构锁转化为图 2 所示的平面机构动力学模型.

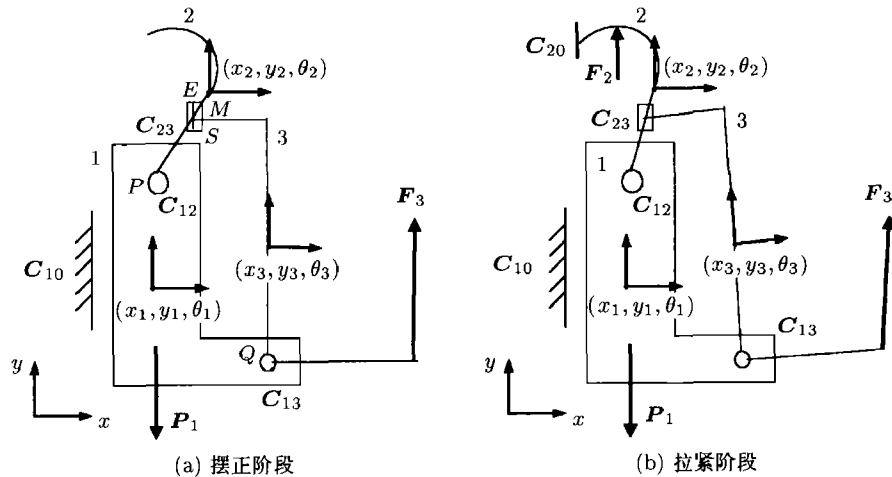


图 2 结构锁的动力学模型

Fig.2 Dynamic model of structural lock

由图 2, 用笛卡儿广义坐标矢量表示机构的 3 个运动构件的位置和方向为

$$\mathbf{q} = [\mathbf{q}_1, \mathbf{q}_2, \mathbf{q}_3]^T. \quad (1)$$

其中, $\mathbf{q}_i = (x_i, y_i, \theta_i)$, $i = 1, 2, 3$, 表示构件 i 的方位, (x_i, y_i) 为构件 i 的重心坐标, θ_i 为构件坐标系 $Ox'_iy'_i$ 与固定坐标系 Oxy 之间的夹角.

3.1 运动学约束

机构所受的运动学约束在摆正阶段和拉紧阶段不同. 摆正阶段的运动学约束如下.

(1) 构件 1 (滑动螺母) 与机架之间的滑动副约束 C_{10} 为

$$C_{10} = \begin{bmatrix} x_1 - X_1 \\ \theta_1 - \alpha_1 \end{bmatrix} = 0. \quad (2)$$

其中, X_1, α_1 为初始方位值.

(2) 构件 1 与构件 2 (主动锁钩) 之间的回转副约束 C_{12} 为^[8]

$$C_{12} = \begin{bmatrix} x_1 + x'_1{}^P \cos \theta_1 - y'_1{}^P \sin \theta_1 - x_2 - x'_2{}^P \cos \theta_2 + y'_2{}^P \sin \theta_2 \\ y_1 + x'_1{}^P \sin \theta_1 + y'_1{}^P \cos \theta_1 - y_2 - x'_2{}^P \sin \theta_2 - y'_2{}^P \cos \theta_2 \end{bmatrix} = 0. \quad (3)$$

其中, $(x'_1{}^P, y'_1{}^P), (x'_2{}^P, y'_2{}^P)$ 为回转中心 P 分别在 $Ox'_1y'_1$ 和 $Ox'_2y'_2$ 中的位置坐标.

(3) 构件 1 与构件 3 (摆正推杆) 之间的回转副约束 C_{13} 为

$$C_{13} = \begin{bmatrix} x_1 + x_1'^Q \cos \theta_1 - y_1'^Q \sin \theta_1 - x_3 - x_3'^Q \cos \theta_3 + y_3'^Q \sin \theta_3 \\ y_1 + x_1'^Q \sin \theta_1 + y_1'^Q \cos \theta_1 - y_3 - x_3'^Q \sin \theta_3 - y_3'^Q \cos \theta_3 \end{bmatrix} = 0. \quad (4)$$

其中, $(x_1'^Q, y_1'^Q), (x_3'^Q, y_3'^Q)$ 为回转中心 Q 分别在 $Ox_1'y_1'$ 和 $Ox_3'y_3'$ 中的位置坐标.

(4) 构件 2 上的点在构件 3 的一直线上约束 C_{23} 为

$$C_{23} = \left[\frac{x_2^M - x_3^S}{y_2^M - y_3^S} - \frac{x_2^E - x_3^E}{y_2^M - y_3^E} \right] = 0. \quad (5)$$

其中, $(x_2^M, y_2^M), (x_3^S, y_3^S), (x_3^E, y_3^E)$ 分别为构件 2 上的点 M 、构件 3 上直线的起止点 S , E 的笛卡儿坐标, 可用广义坐标及其在构件坐标系中的位置坐标为

$$\begin{cases} x_i^K = x_i + x_i'^K \cos \theta_i - y_i'^K \sin \theta_i, \\ y_i^K = y_i + x_i'^K \sin \theta_i + y_i'^K \cos \theta_i, \end{cases} \quad i = 2, 3; K = M, S, E.$$

(5) 当机构运动到拉紧阶段后, 增加了一个滑动螺母方向固定约束 C_{20} ,

$$C_{20} = [\theta_2 - \alpha_2] = 0. \quad (6)$$

因此, 摆正阶段与拉紧阶段的运动学约束方程式 $\Phi(q, t)$ 分别为

摆正阶段:

$$\Phi^B(q, t) = [C_{10}^T, C_{12}^T, C_{13}^T, C_{23}^T]^T = 0, \quad (7a)$$

拉紧阶段:

$$\Phi^L(q, t) = [C_{10}^T, C_{12}^T, C_{13}^T, C_{23}^T, C_{20}^T]^T = 0. \quad (7b)$$

3.2 广义作用力

因为航天器工作在太空中, 各构件的重力可以不计. 结构锁的广义作用力有: 以额定功率 P_1 的方式作用在构件 1 (滑动螺母) 上的拉力 F_1 , 由直流力矩电机的机械特性曲线可以得到任何转速对应的输出扭矩, 使得构件 3 (摆正推杆) 发生摆正的弹簧力 F_3 作用. 另外, 在机构进入拉紧阶段后, 被动锁钩对构件 2 (主动锁钩) 的拉力 F_2 负载作用. 所以, 结构在两阶段受到的广义力矢量 Q_A 分别为

摆正阶段:

$$Q_A^B = \begin{bmatrix} F_1 \\ 0 \\ F_3 \end{bmatrix}. \quad (8a)$$

拉紧阶段:

$$Q_A^L = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix}. \quad (8b)$$

其中,

$$F_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ F_t - F_q + \frac{F_q}{V_0} \dot{y}_1 \\ 0 \end{bmatrix},$$

F_f 为摩擦阻力, F_q 和 V_0 分别为电机起动力矩和空载转速转换到滑动螺母的起动拉力和空载滑动速度 (由电机特性和 P_1 决定), 该广义力 F_1 通过构件 1 的重心;

$$\mathbf{F}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ F_L(t) \\ 0 \end{bmatrix},$$

$F_L(t)$ 为方向通过构件 2 重心的负载, 为时间 t 的函数;

$$\mathbf{F}_3 = \begin{bmatrix} K(L_H - L_H \cos \theta_3) \\ K(y_1 - L_H \cdot \sin \theta_3) \\ -KL_V(L_H - L_H \cos \theta_3) - KL_H(y_1 - L_H \cdot \sin \theta_3) \end{bmatrix},$$

K 为弹簧刚度, L_H 和 L_V 分别为弹簧力作用点距离构件 3 重心的水平距离和垂直距离.

3.3 结构锁动力学方程

至此, 建立结构锁的动力学方程的拉格朗日乘子形式^[9]为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \phi_q^T \\ \phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_A \\ \gamma \end{bmatrix}. \quad (9a)$$

式中, λ 为拉格朗日乘子矢量; ϕ_q 为运动学约束方程 $\Phi(q, t)$ 的雅可比矩阵; γ 为加速度方程的右边项, 可由 $\Phi(q, t)$ 求导得到; $\mathbf{M}$ 为质量矩阵,

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_1 & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_2 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{M}_3 \end{bmatrix}.$$

其中,

$$\mathbf{M}_i = \begin{bmatrix} m_i & 0 & 0 \\ 0 & m_i & 0 \\ 0 & 0 & J_i \end{bmatrix}, \quad i = 1, 2, 3.$$

另外, 式 (9) 描述的动力学方程还必须满足运动学约束方程式和速度方程式

$$\Phi(\mathbf{q}, t) = 0, \quad (9b)$$

$$\Phi_q \dot{\mathbf{q}} = -\Phi_t \equiv \mathbf{v}, \quad (9c)$$

最后, 还应满足位置和速度的初始条件

$$\Phi(\mathbf{q}(t_0), t_0) = 0, \quad (9d)$$

$$\Phi_q(t_0) \dot{\mathbf{q}}(t_0) = -\Phi_t(t_0) \equiv \mathbf{v}_0. \quad (9e)$$

结构锁的质量矩阵、质心坐标、初始位置等可以由三维造型系统装配模型直接得出, 机构的初始速度即在时间 $t = 0$ 时各构件的速度和角速度均为 0.

4 模型的求解与分析

4.1 模型求解步骤

对于式 (9) 表示的结构锁动力学模型, 要得到机构各构件在任意时刻的位置、速度和加速度 (即 $\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}$), 可以采用广义坐标分块法^{[9],[10]}来求解, 但是由于机构在对接时开始受到载荷作用, 采用传统的广义坐标分块法若在保证求解的收敛, 必须缩短求解步长. 为了实现快速求解, 我们对传统的广义坐标分块方法进行改进, 采用变步长进行求解: 在机构对接前后一段时间内, 设定小的步长, 在机构空载运行和受载稳定后, 设定大的步长. 另外, 由于在结构锁机构运动过程中运动学约束和广义力载荷都发生了改变, 在求解过程中需要作相应处理. 用变步长广义坐标分块法求解本问题的算法过程如下.

步骤 1 由机构的三维实体装配图得到机构的初始位置数据 $\mathbf{q}(t_0)$, 设机构开始 $t = t_0 = 0$ 时机处于静止状态, 即 $\dot{\mathbf{q}}(t_0) = 0$.

步骤 2 令 $t = t_i$, 如果 $\theta_2 < \alpha_2$ (即当机构处于摆正阶段时), 计算并因式分解 $\Phi_q^B(t)$; 否则计算并因式分解 $\Phi_q^L(t)$. 确定广义坐标矢量 $\mathbf{q}$ 中的相关变量 $\mathbf{u}$ 和独立变量 $\mathbf{v}$.

步骤 3 如果 $\alpha_2 - \delta > \theta_2$, $t_{i+1} = t_i + T/100$ (对接前).

如果 $\alpha_2 - \delta < \theta_2$, $t_{i+1} = t_i + T/1000$ (对接中).

如果 $\alpha_2 = \theta_2$, 计算并保存 $T(\alpha_2)$.

如果 $t_i > T(\alpha_2) + \Delta t$, $t_{i+1} = t_i + T/100$ (对接后).

其中, δ 为设定区间可取 5° , T 为对接过程仿真时间, Δt 为对接后区间, 可取为 5 秒.

步骤 4 如果 $\theta_2 < \alpha_2$, 令 $\mathbf{Q}_A = \mathbf{Q}_A^B$; 否则, 令 $\mathbf{Q}_A = \mathbf{Q}_A^L$. 求解式 (9a) 得到 $\ddot{\mathbf{u}}, \ddot{\mathbf{v}}$ 和 λ .

步骤 5 运用预估-校正积分算法, 对 $\ddot{\mathbf{v}}$ 在 t 从 t_i 到 t_{i+1} 区间内积分, 得到 $\mathbf{v}(t_{i+1})$ 和 $\dot{\mathbf{v}}(t_{i+1})$; 同样对 $\ddot{\mathbf{u}}$ 积分, 得到 $\mathbf{u}(t_{i+1})$ 的逼近值 $\mathbf{u}_0(t_{i+1})$.

步骤 6 利用上一步得到的逼近值, 用牛顿-拉普森迭代法求解相应的运动约束方程, 得到 $\mathbf{u}(t_{i+1})$, 求解速度方程得到 $\dot{\mathbf{u}}(t_{i+1})$.

步骤 7 如果 t_{i+1} 到达设定时间 T , 则算法停止; 否则, 转到步骤 2.

4.2 机构运动分析与仿真

如前所述, 结构锁动力学分析的主要目的是, 验证在给定的机构几何参数和弹簧刚度情况下, 主动锁钩能否正确摆正, 即主动锁钩是否能够在随着滑动螺母向下移动一定的位移后同时摆正到正确位置, 既不与被动锁钩发生碰撞干涉, 又能在到达摆正位置后立即进入啮合拉紧状态, 尽量减少滑动螺母空载的位移和时间; 验证给定被动锁钩负载下主动锁钩在能提供的电机功率驱动情况下是否会卡死; 验证在要求的对接交会时间内被动锁钩的行程是否达到要求的拉紧位移. 前面两个任务是明显的, 如果做不到机构就不能正常工作, 最后一个任务也非常重要, 因为如果在对接时间内被动锁钩移动位移不足会在两航天器间留下空隙, 导致对接失败.

(1) 验证主动锁钩能否正确摆正. 设主动锁钩在只作转动不作移动的情况下从初始位置转动到啮合位置时, 主动锁钩与被动锁钩之间的最大间隙为 Y_{20} , 主动锁钩在摆正阶段向下的移动总位移为 Y_2 , 显然当 $Y_2 \leq Y_{20}$ 时, 则主动锁钩在空载摆正过程中能够顺利进入啮合位置; 否则, 主动锁钩会与被动锁钩干涉, 不能进入啮合位置. 而且 Y_2 越接近 Y_{20} ,

则空载位移和时间就越少,理想的情况下,当 $Y_2 = Y_{20}$ 时,则主动锁钩完成摆正动作后,立即进入受载拉紧阶段。

(2) 验证机构会不会卡死。结构锁是在直流力矩电机的驱动下运动的,直流力矩电机的特点是低速大扭矩,正常工作时功率一定,即转速与扭矩成反比。但是它存在一个堵转力矩,即当电机所受的载荷力矩大于堵转力矩时,电机就会停转,机构即被卡死。简便的验证方法是计算对接过程中特别是受载后机构的速度,如果机构的速度一直为零,则机构卡死;否则机构能够正常运行。

(3) 验证在要求的对接时间 T 内被动锁钩的行程是否达到要求的拉紧位移 L 。验证方法是计算机构在仿真时间 T 内,滑动螺母在拉紧阶段的位移 Y 是否大于要求的拉紧位移 L 。若 $Y \geq L$,则满足要求;否则被动锁钩的位移不足,不能实现正确对接。

4.3 算例分析

已知电机输出到滑动螺母的额定功率 $P_1 = 1.10 \text{ W}$,起动力矩换算到滑动螺母上的拉力 $F_q = 25\,500 \text{ N}$,空载转速转换到滑动螺母的移动速度 $v_0 = 9.0 \times 10^{-4} \text{ m/s}$;因为有零刚度弹簧作用,被动锁钩负载可看做常量,设 $F_L(t) \equiv 25\,000 \text{ N}$;拉紧位移 $L = 6 \times 10^{-3} \text{ m}$,对接时间 $T = 240 \text{ s}$,弹簧刚度 $K = 2 \times 10^4 \text{ N/m}$,滑动螺母受的摩擦力 $F_f = 50 \text{ N}$ 。

由三维模装设计及相关计算,可得到模型的原始几何参数分别为

$$\begin{aligned} X_1 &= 0.194 \text{ m}, \quad \alpha = 0, \quad (x_1^P, y_1^P) = (0, 5.0 \times 10^{-2} \text{ m}), \\ (x_2^P, y_2^P) &= (-1.5 \times 10^{-2} \text{ m}, -2.5 \times 10^{-2} \text{ m}), \\ (x_1^Q, y_1^Q) &= (4.0 \times 10^{-2} \text{ m}, -3.5 \times 10^{-2} \text{ m}), (x_3^Q, y_3^Q) = (0.5 \times 10^{-2} \text{ m}, -5.6 \times 10^{-2} \text{ m}), \\ (x_2^M, y_2^M) &= (-0.5 \times 10^{-2} \text{ m}, -0.5 \times 10^{-2} \text{ m}), (x_3^S, y_3^S) = (-5.0 \times 10^{-2} \text{ m}, 5.2 \times 10^{-2} \text{ m}), \\ (x_3^E, y_3^E) &= (-5.0 \times 10^{-2} \text{ m}, 5.8 \times 10^{-2} \text{ m}), \quad \alpha_2 = 13.5^\circ, \quad L_H = 2.6 \times 10^{-2} \text{ m}, \\ L_V &= 5.6 \times 10^{-2} \text{ m}, \quad m_1 = 0.184 \text{ kg}, \quad J_1 = 1.184 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \quad m_2 = 9.8 \times 10^{-2} \text{ kg}, \\ J_2 &= 4.355 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \quad m_3 = 1.518 \times 10^{-2} \text{ kg}, \quad J_3 = 2.545 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \\ Y_{20} &= 1.5 \times 10^{-3} \text{ m}. \end{aligned}$$

初始位置 $\mathbf{q}_1 = (0.194 \text{ m}, 0.190 \text{ m}, 0.0)^T$, $\mathbf{q}_2 = (0.129 \text{ m}, 0.190 \text{ m}, 0.0)^T$, $\mathbf{q}_3 = (0.166 \text{ m}, 0.185 \text{ m}, 0.0)^T$ 。

初始速度均为 0。

将原始数据和初始条件代入模型求解,输出的部分结果如图 3 所示。

图 3 为模型求解得到的几种时域曲线,分析这些曲线可知,由图 3(a), (b), 主动锁钩摆正到位约在 $t = 3.55 \text{ s}$ 处,滑动螺母在此阶段移动的位移小于最大间隙,即 $Y_2 \leq Y_{20}$ (1.5 mm),从而验证主动锁钩能够正确摆正而不与被动锁钩发生干涉;由图 3(c), (d), 滑动螺母具有位移和速度,故机构不会发生卡死;由图 3(c), (d) 还可得出,在对接时间 T 内(图中只给出 24 s 之前的曲线),滑动螺母在拉紧阶段的行程即被动锁钩的行程达到了 $Y > L$ (6 mm),验证了在给定时间内其拉紧位移能够达到设计要求。

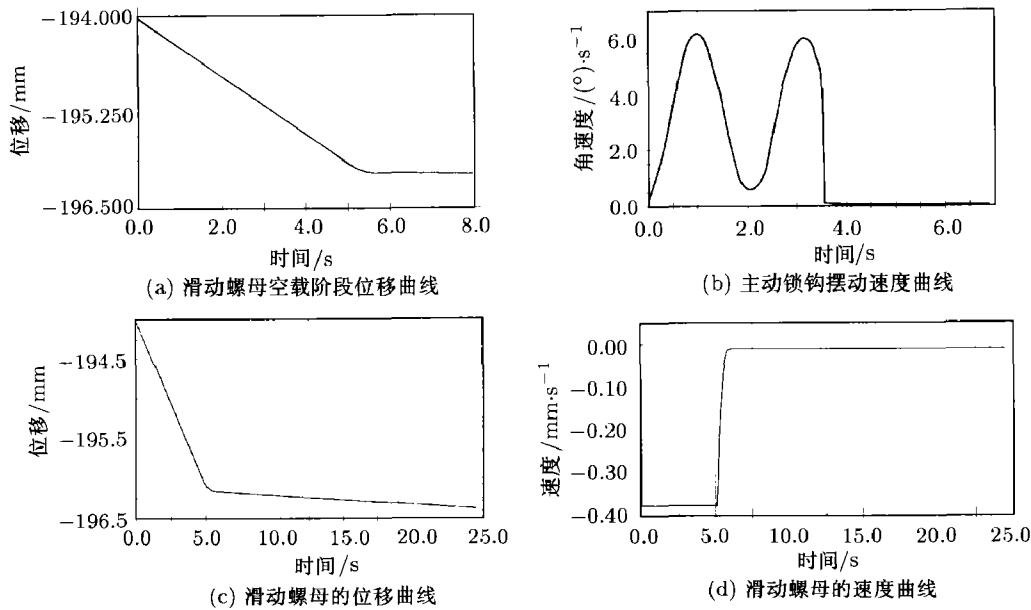


图3 结构锁动力学分析结果

Fig.3 Dynamic analysis results of structural lock

5 结论

在空间对接机构结构锁设计过程中, 运用多体系统动力学建模及分析仿真, 得到结构锁的动力学特性能够满足设计要求, 即: 在给定被动锁钩负载下主动锁钩在能提供最大功率驱动情况下不会卡死; 在给定的弹簧刚度和丝杆空载力矩作用下, 主动锁钩能够正确摆正; 在要求的对接时间内被动锁钩的行程能够达到要求的拉紧位移, 从而证明该设计方案是可行的、设计参数是合理的。

参 考 文 献

- [1] Lou Hanwen, Qu Guangji, Liu Jisheng. Spatial Docking System. Beijing: Aviation Industry Press, 1992. 15—108. in Chinese (娄汉文, 曲广吉, 刘济生编译. 空间对接机构. 北京: 航空工业出版社, 1992. 15—108)
- [2] Bloom K A. The Apollo docking system. In: Proc. 5th AMS USA, 1970. 46—74
- [3] Grubin C. Docking dynamics for rigid-body spacecraft. *J AIAA*, 1964, **2**(1):26—47
- [4] Wang Xuexiao. Study on dynamics of docking mechanism of aircraft. *Chin. J. Astron.*, 1991, **12**(3):19—24. in Chinese (王学孝. 空间飞行器对接动力学研究. 宇航学报, 1991, **12**(3):19—24)
- [5] Wang Xinggui. Determination of the first collided point of circumjacent docking mechanism of aircraft. *Chin. J. Astron.*, 1999, **20**(1):49—57. in Chinese (王兴贵. 周边式对接机构的航天器首次接触撞击点的确定. 宇航学报, 1999, **20**(1):49—57)
- [6] Zhao Yang, Cao Xibin, Wang Xinggui et al. Research on the dynamic characteristics about difference cushion damp and transmission system of spatial docking mechanism. *Chin. J. Space Sci.*, 1999, **19**(2):173—180. in Chinese (赵阳, 曹喜滨, 王兴贵等. 空间对接机构差动式缓冲阻尼及传动系统力学特性研究. 空间科学学报, 1999, **19**(2):173—180)

- [7] Wu Yizhong. Dynamics analysis of spatial docking mechanism. *Chin. J. Huazhong Sci. Tech.*, 2001, (9):84—87. in Chinese (吴义忠. 空间对接机构动力学分析. 华中科技大学学报, 2001, (9):84—87)
- [8] Wu Yizhong, Liu Zhiqun, Chen Liping *et al.* Optimization of structural lock of spatial docking mechanism. *Chin. J. Space Sci.*, 2000, **20**(4):356—365. in Chinese (吴义忠, 刘志全, 陈立平等. 空间对接机构结构锁的优化设计. 空间科学学报, 2000, **20**(4):356—365)
- [9] Haug E J. Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical System. Beijing: Higher Education Press, 1996. 120—150, in Chinese (豪格. 机械系统的计算机辅助运动学与动力学. 北京: 高等教育出版社, 1996. 120—150)
- [10] Wehage R A, Haug E J. Generalized coordinate partitioning for dimension reduction in analysis of constrained dynamic systems. *J. Mech. Des.*, 1982, **104**(1):247—255

STUDY ON DYNAMICS SIMULATION OF THE STRUCTURAL LOCK OF SPATIAL DOCKING MECHANISM BASED ON THE MULTI-BODY SYSTEMATIC ANALYSIS

WU Yizhong CHEN Liping ZHANG Yunqing

(CAD Center, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074)

Abstract

The paper analyzed the characteristics of structural lock performing mechanism of spatial docking system and the difficulties of solving the model of the mechanism through dynamic analysis software on hand. And then the modeling method of multi-body dynamics is adopted and dynamics equation of the mechanism is established. The solving process considering the special features of the model is also narrated. Finally, the result of dynamics characteristics curves which are obtained from the model proved that the ball bearing lead screw mechanism aided by spring mechanism is feasible as the structural lock performing mechanism.

Key words Spatial docking mechanism, Structural lock, Dynamics, Multi-body dynamics, Dynamics simulation