

基于 Simpack 的重载操作机刚柔耦合动力学分析*

韩雅楠 李刚 罗晓明

(大连理工大学工程力学系,工业装备结构分析国家重点实验室,大连 116023)

摘要 首先介绍了柔性物体进行动力学分析时连体基的选取原则,以保障物体的小变形效应.进而阐述了在连体基下弹性物体的主模态、约束模态,以此作为重载操作机刚柔耦合动力学分析的模式基底.由 Jourdain 虚功率原理,详细推导了刚柔耦合动力学分析虚功率方程,并且得到多体动力学分析的微分控制方程.另外,本文由流量守恒定律以及伯努利方程推导出液压等效的非线性刚度.最后,基于 Simpack 软件,分析了操作机提升运动和锻造作业两种典型工况.

关键词 重载操作机, 柔性动力学, 模态集, 液压刚度

引言

重载操作机异常庞大,以承受巨大的锻造力的作用,锻造力有时会达到上千吨.图1所示为工作过程中断裂的钳颚.随着操作机朝着大型化、重载化的方向发展,直接关系到操作机安全运行的问题也日益突出.目前世界上著名的生产锻造操作机的公司主要有德国的 SMS 公司, DDS 公司,捷克的 ZDAS 公司等.我国在大型锻造操作机装备方面相对薄弱,影响了大型复杂、锻造操作机进行物理样机实验通常是不可行的,所以使用虚拟样机技术就成为设计制造的必经之路,以达到产品制造的最优目标^[1].

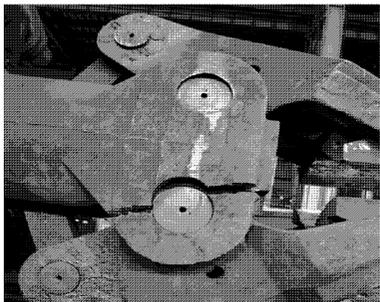


图1 断裂的钳颚

Fig. 1 The broken clamp jaw

锻造质量是评价操作机性能的主要指标之一.为了尽可能保证操作机的性能和节约成本,必须进行大量的力学分析:应力应变分析、疲劳分析、寿命估计和结构优化等,所有这些分析必须基于动力学的分析结果.

对于操作机这样的重型机械系统,现大都采用多刚体模型进行动力学分析^[2],对其进行柔性动力学分析的比较少,并且都是针对于相对小型的操作机械^[5-7].原因在于操作机构件刚度大,运行速度低.然而,操作机受到极端载荷的作用,另外操作机由运动变为静止的时候,用到大量的缓冲装置,这必然产生振动,有时候振动幅度和频率都很高,这种冲击引起的动载荷是必须加以考虑的.不考虑构件的柔性,就很难比较准确地模拟这些运动形式.

本文介绍了柔性物体进行动力学分析时的连体基的选取原则.阐述了在连体基下弹性物体的主模态、约束模态.由 Jourdain 虚功率原理,详细推导了刚柔耦合动力学分析的虚功率方程,并且得到多体动力学分析的微分控制方程.另外,重载操作机是带多重冗余机构的并联控制系统,操作机的不同运动形式由复杂的液压回路实现.对于液压控制系统,利用 Matlab 的 Simulink 建模不但对于控制策略的要求非常高,而且计算效率也会非常低.为了提高计算效率,本文由流量守恒定律以及伯努利方程推导出液压等效的非线性刚度.进而,用非线性刚度、阻尼和液压力代替液压的控制作用.最后,本文通过 Ug、Ansys 和 Simpack 的结合使用,分析了操作机提升运动和锻造作业两种典型工况.

1 连体坐标系下物体模态分析

部件的转动和平移不管有多大,只要变形相对

来说很小,就可以用浮动坐标系方法描述部件的弹性运动. 这种弹性运动必须相对于部件的连体坐标系描述. 连体坐标系的选择并没有严格的限定,前提是必须能正确描述部件的刚性运动. 然而,连体坐标系的选择也不能太过任意. 如果选择的不够恰当,就会使分析异常繁琐.

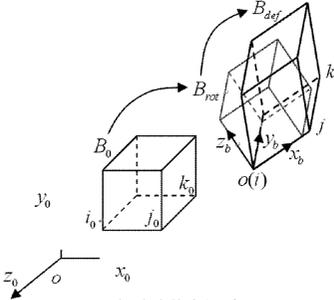


图2 物体连体坐标系的选取

Fig. 2 Definition of the body reference frame

如图2所示空间物体, $ox_0y_0z_0$ 是空间总体坐标系, B_0 是初始状态, B_{rot} 代表 B_0 的刚性运动, B_{def} 是物体的运动状态, 描述物体相对于连体坐标系的变形. 以物体的 i, j, k 节点为参考点, 建立变形后物体连体坐标系.

$$x_b = \frac{r_{ij}}{|r_{ij}|} \tag{1}$$

$$z_b = \frac{r_{ij} \times r_{ik}}{|r_{ij} \times r_{ik}|} \tag{2}$$

$$y_b = z_b \times x_b \tag{3}$$

其中 $r_{lm} = r_m - r_l$, r_l 表示构件变形后节点相对于总体坐标系原点的矢径. 对于空间物体, 为了便于分析, k 点可以选择偏离 i 和 j 连线以外的任意一个节点. 连体坐标系的确定原则要求连体坐标系下的弹性运动必须满足约束方程

$$u_{ix} = u_{iy} = u_{iz} = u_{jy} = u_{jz} = u_{kz} = 0 \tag{4}$$

下标 i, j, k 为节点号, x, y, z 为坐标系分量. 记确定部件连体坐标系的参考节点弹性自由度集为 D_b . 另外, 多柔体动力学分析时弹性部件上力的作用点和铰点对模态集的确定具有重要意义. 相应节点弹性自由度集分别记作 D_f 和 D_j .

1.1 主模态集

约束 D_b, D_f 和 D_j 集中的所有自由度, 弹性体主模态可通过解特征值问题得到

$$(K - \omega^2 M)u = 0 \tag{5}$$

其中, K 是刚度矩阵, M 是质量矩阵. 取低阶模态作

为部件的主模态集, 记为 Φ_m .

1.2 约束模态

记 $D_c = D_f \cup D_j$, 令 D_b 对应自由度的弹性位移为 0, 令 D_c 中的一个位移为 1 而其余位移为 0, 由此得到的模态集为

$$\Phi_c = [u_0 \ E_c \ u_f]^T \tag{6}$$

其中, u_0 是零矩阵, E_c 是单位矩阵, 维数同 D_c . Φ_c 满足方程

$$\begin{bmatrix} K_{cc} & K_{cf} \\ K_{fc} & k_{ff} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_c \\ u_f \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_c \\ 0 \end{pmatrix} \tag{7}$$

从中可以求得:

$$u_f = -K_{ff}^{-1} K_{fc} \tag{8}$$

因此, 约束模态集

$$\Phi_c = [u_0 \ E_c \ -K_{ff}^{-1} K_{fc}]^T \tag{9}$$

2 刚柔耦合动力学方程

刚柔耦合动力学分析中, 物体的运动包括大范围运动的刚体位移 r_0 和小幅的弹性位移 u , 如图3所示. XY 是总体坐标系, $x_b y_b$ 是物体浮动坐标系. 弹性体上任一点的位置坐标可以写为:

$$r = r_0 + \bar{r} + u \tag{10}$$

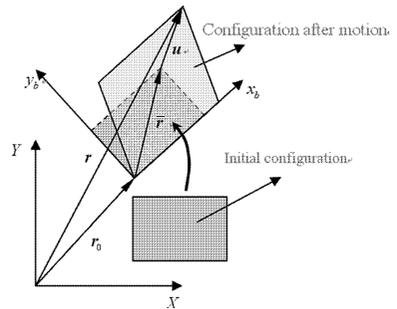


图3 弹性运动物体位移的分解

Fig. 3 Decomposition of the elastic displacement

其中, r_b 为初始时刻部件连体基原点与部件内任意一点之间的矢径, 弹性变形位移 u 可以表示为

$$u = RNu_b = RN\Phi w \tag{11}$$

式中, R 是物体浮动坐标系与总体坐标系之间的坐标转换矩阵, N 是形函数, u_b 是节点弹性位移在物体连体基下的分量, Φ 是弹性模态集:

$$\Phi = [\Phi_m \ \Phi_c] \tag{12}$$

部件内任意一点在总体坐标系下的速度为

$$\dot{r} = \dot{r}_0 + \omega \times (\bar{r} + u) + \dot{u} \tag{13}$$

式中, 符号表示绝对导数, $\dot{}$ 表示相对导数.

$$u = RN\Phi \dot{w} \tag{14}$$

代入(13)式可得

$$\dot{r} = L\dot{q} \quad (15)$$

式中

$$\dot{q} = [\dot{r}_0 \quad \omega \quad \dot{w}] \quad (16)$$

$$L = [I \quad -\tilde{r} - \tilde{u} \quad RN\Phi] \quad (17)$$

部件任意一点的加速度为

$$\ddot{r} = \ddot{r}_0 + \dot{\omega} \times (\tilde{r} + u) + 2\omega \times u + \ddot{u} \quad (18)$$

其中, ω 为连体基角速度

$$u = RN\Phi\dot{w} \quad (19)$$

代入(18)式,部件任意一点的加速度可写为

$$\ddot{r} = L\ddot{q} + L_1 \quad (20)$$

式中

$$L_1 = \tilde{\omega}\tilde{\omega}(\tilde{r} + u) + 2\tilde{\omega}RN\Phi\dot{w} \quad (21)$$

弹性体的动能为

$$T = \frac{1}{2} \int_V \rho \dot{r} \cdot \dot{r} dv = \frac{1}{2} \int_V \rho \dot{q}^T L^T L \dot{q} dv = \frac{1}{2} \dot{q}^T \left(\int_V \rho \dot{q} L^T L dv \right) \dot{q} = \frac{1}{2} \dot{q}^T M \dot{q} \quad (22)$$

式中

$$M = \int_V \rho L^T L dv = \int_V \rho \begin{bmatrix} I & -\tilde{r} - \tilde{u} & RN\Phi \\ -\tilde{r} - \tilde{u} & -(\tilde{r} + \tilde{u})(\tilde{r} + \tilde{u}) & -(\tilde{r} + \tilde{u})RN\Phi \\ \Phi^T N^T R^T & -\Phi^T N^T R^T(\tilde{r} + \tilde{u}) & \Phi^T N^T N\Phi \end{bmatrix} dv \quad (23)$$

根据 Jourdain 虚功率原理,多柔体动力学方程可表示为^[4,9]

$$\int_V \underbrace{\delta \dot{r} \cdot \dot{r} \rho dv}_{\delta \Pi_m} + \int_V \underbrace{\delta \dot{\varepsilon} \cdot \sigma dv}_{\delta \Pi_i} = \int_V \underbrace{\delta \dot{r} \cdot f dv}_{\delta \Pi_f} \quad (24)$$

式中, $\delta \Pi_m$ 为弹性体动能变化虚功率

$$\delta \Pi_m = \int_V \delta \dot{r} \cdot \dot{r} \rho dv = \delta \dot{T} = \int_V \delta(L\dot{q}) \cdot (L\dot{q} + L_1) \rho dv = \delta \dot{q}^T M \dot{q} + \delta \dot{q}^T F_m \quad (25)$$

其中

$$F_m = \int_V LL_1 \rho dv \quad (26)$$

$\delta \Pi_i$ 为弹性势能虚功率,由于 $\sigma = D\varepsilon$ 以及 $\varepsilon = BNu_b$ ^[8]

$$\delta \Pi_i = \delta \dot{w}^T K_e w \quad (27)$$

式中

$$K_e = \int_V \Phi^T N^T B^T DBN\Phi dv \quad (28)$$

其中,是弹性矩阵, B 是应变矩阵, $\delta \Pi_f$ 为外力虚功率

$$\delta \Pi_f = \int_V \delta \dot{r} \cdot f^a dv + \int_V \delta \dot{r} \cdot g \rho dv = \delta \dot{q}^T F_f \quad (29)$$

其中

$$F_f = \int_V \delta L^T f^a dv + \int_V L^T g \rho dv \quad (30)$$

式中, f^a 是面力分布函数, g 是重力加速度. 由以上各式可得

$$\delta \dot{q}^T (M\dot{q} - F) = 0 \quad (31)$$

式中

$$F = F_m - F_f + [0 \quad 0 \quad K_e w]^T \quad (32)$$

3 缓冲缸刚度的等效

重载操作机是带多重冗余机构的并联液压控制系统. 为了提高计算效率,本文用非线性刚度、阻尼和液压力替代液压到控制作用. 本小节以水平缓冲缸为例,推导液压刚度方程. 操作机中一般使用的是气囊式蓄能器. 水平缓冲液压缸左端铰接于操作机框架上,机构运行过程中水平缓冲柱塞向左运动,推动液压油进入蓄能器;回程时气囊释放的势能推动机构回到初始位置.

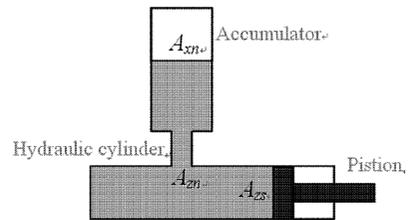


图4 缓冲缸结构图

Fig. 4 Configuration of the cushion

如图4所示为一缓冲缸结构图. A_{2s} 是缓冲缸截面积, A_{2n} 是蓄能器孔口的截面积, A_{xn} 是蓄能器的截面积. h_0 是蓄能器气囊初始高度, h 是蓄能器气囊高度, x_0 是水平缓冲缸初始长度. 假设液压油为不可压缩流体,柱塞压缩的液体流量与小孔出口处流量相等;流孔口的实际流量与缓冲柱塞所压缩的液压油的流量相等. 根据流量守恒定律以及伯努利方程可得

$$h = h_0 - \frac{A_{2s}}{A_{xn}}(x_0 - x) \quad (33)$$

$$p_{2s} = \frac{\rho \dot{x}(A_{2s}^2 - A_{2n}^2)}{2C^2 A_{2n}^2} + p_{xn} \quad (34)$$

其中 C 为孔口流量系数. 在空气多变过程中

$$p_{xn} = p_{xn}^0 \left(\frac{h_0}{h} \right)^\gamma \quad (35)$$

式中, γ 为气体多变指数, 本文取值为 1.4. 将式 (33)、(34) 带入式 (35), 可得

$$p_{zs} = \frac{p\dot{x}(A_{zs}^2 - A_{zn}^2)}{2C^2 A_{zn}^2} + p_{xn}^0 A_{xn} \left(\frac{h_0}{A_{xn} h_0 - A_{zs}(x_0 - x)} \right)^\gamma \quad (36)$$

上式中第二项体现了缓冲气囊体积变化引起的非线性刚度效应. 水平缓冲缸输出力为 $f_{zs} = p_{zs} A_{zs}$. 对 f_{zs} 求 $x_0 - x$ 的导数, 可得缓冲缸等效刚度

$$K = \frac{\gamma p_{xn}^0 A_{zs}^2 (h_0 A_{xn})}{[h_0 A_{xn} - A_{zs}(x_0 - x)]^{\gamma+1}} \quad (37)$$

4 操作机刚柔耦合数值分析

真实机构在运行中均存在柔性体的结构特征, 但是在仿真分析时将整个系统都作为柔性体, 会增加系统仿真分析的复杂程度和计算量, 对于有些受力小、刚性大的构件, 其本身在运动中的柔性特征就不是很明显, 所以可以将这些构件视为刚性体, 而那些受力大、刚性小, 在运动中柔性特征比较明显的构件, 在仿真中必须视为柔性体, 这样构建的模型才可以准确反映其自身的运动特性, 因此在仿真中采用刚-柔耦合模型进行模拟仿真计算是非常必要的.

压和控制系统实现, 每个运动结束都借助缓冲装置. 图 6 为操作机提升的过程. 本节针对操作机提升工作, 以非线性力模拟液压力, 分析操作机提升作业的动力学行为. 只考虑梁性构件的柔性, 选取频率低于 100Hz 的主模态, 考虑铰点和力点作用的约束模态.

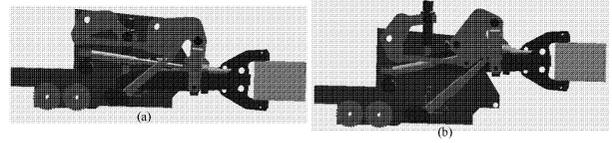


图 6 (a) 操作机初始状态; (b) 操作机提升结束状态

Fig. 6 (a) Initial state of the manipulator; (b) Final state of the manipulator

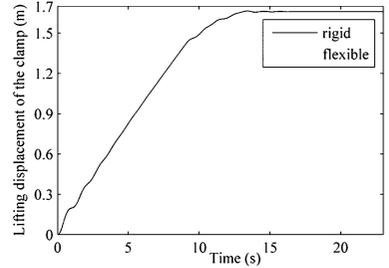


图 7 操作机提升位移

Fig. 7 Lifting displacement of the clamp

图 7 所示为操作机提升高度, 可以看出, 操作机的刚体动力学效应和刚柔耦合动力学效应对提升高度没有太大的影响. 只是提升的开始阶段和停止阶段, 两条曲线出现少许的不一致. 原因是, 在提升的初始阶段, 操作机突然受液压力的作用而产生弹性振动. 停止阶段, 缓冲装置起作用, 操作机也会产生一定的弹性振动. 最终刚柔分析曲线归于一致. 图 8、9 是操作机提升速度和提升加速度.

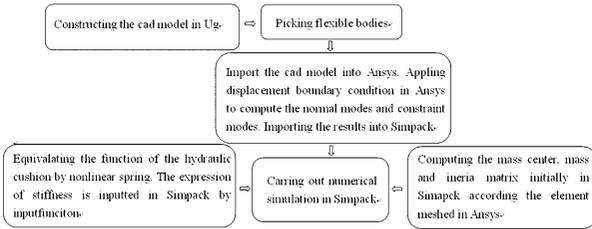


图 5 重载操作机刚柔耦合动力学分析流程

Fig. 5 The flow of flexible multibody dynamic analysis of the heavy load forging manipulator

本文采用 Ug、Ansys 和 Simpack 联合仿真. 首先在 Ug 环境下进行建模, 其次导入 Ansys, 根据主模态和约束模态定义添加相应约束, 生成多柔体分析的模态文件导入 Simpack. 另外, 生成液压非线性刚度导入 Simpack, 完成系统虚拟模型的建立. 最后在 Simpack 中进行操作机刚柔耦合动力学分析. 图 5 所示为仿真计算流程图. 本文分析了锻造操作机的两个主要工况: 提升工况和锻造工况.

4.1 提升工况

操作机能实现夹钳的提升, 扭转, 翻转等等功能, 来满足不同工件的夹紧和定位. 整个过程通过液

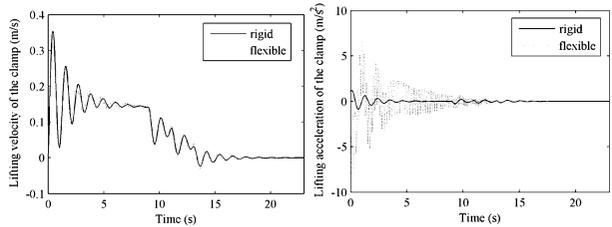


图 8 操作机提升速度 图 9 操作机提升加速度

Fig. 8 Lifting velocity of the clamp Fig. 9 Lifting acceleration of the clamp

操作机提升作业时, 提升的速度不能超过 1m/s. 本例题用非线性的力模拟液压的控制力, 以控制操作机提升时的速度. 由图 8 可以看出, 提升速度控制在 0.4m/s 以内. 提升中间状态, 速度趋于稳定状态时, 控制力的变化幅度很大. 提升的速度变化频率提高, 体现为明显的小幅度弹性振动. 提升结束时, 缓冲装置起作用, 速度在 0 附近振动以致为 0.

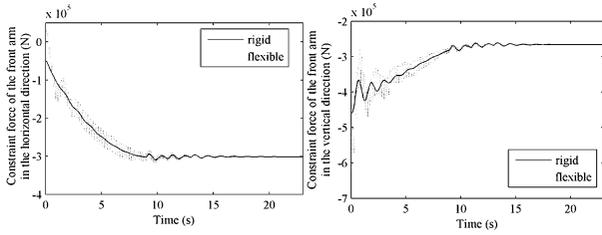


图 10 前臂水平方向约束反力 Fig. 10 Constraint force of the front arm in the horizontal direction
 图 11 前臂垂直方向约束反力 Fig. 11 Constraint force of the front arm in the vertical direction

图 10 和图 11 为前臂与侧壁之间的约束反力。由图可以看出,操作机刚体动力学分析和柔性动力学分析时的整体趋势一致,柔性分析时的约束反力体现为高频振动。提升大部分时间与刚体分析相差不是很大,只是在分析初始阶段,柔性分析时的约束反力是刚性分析时的 1.6 倍,这是由于液压突然给力产生了明显弹性效应。约束反力是进行疲劳分析、寿命预计和结构优化等等的最重要影响因素。操作机在自由运动以及锻造操作时,经常受到异常大的变幅力的作用,进行柔体动力学分析才能比较正确进行疲劳分析、寿命预计和结构优化等等。

4.2 锻造工况

操作机最易坏的部件是钳颚,如图 1 所示。原因是钳颚承受非常大的冲击载荷作用,这时柔性效应已经不可忽略。本例题选取钳颚作为柔体进行动力学仿真。锻造力如图 12 所示。缓冲缸刚度如图 13 所示。

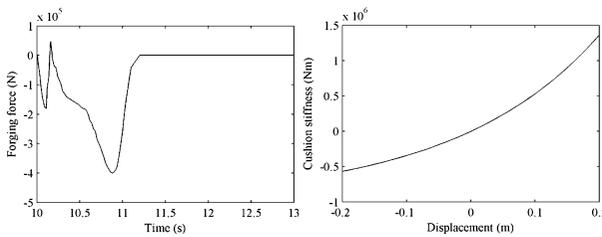


图 12 操作机锻造力 Fig. 12 Forging force
 图 13 缓冲缸刚度 Fig. 13 Forging force

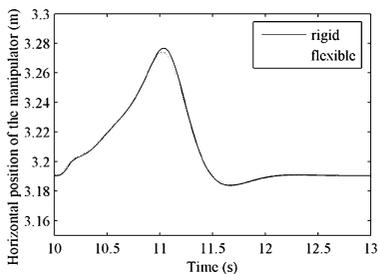


图 14 操作机锻压水平位置 Fig. 14 The horizontal position of the manipulator

可以看出,操作机的夹钳在锻造过程中被拉伸了近 0.1m。整个过程中,水平缓冲缸起主要作用,水平缓冲缸在水平方向和竖直方向的液压力分量分别如图 15、16 所示。

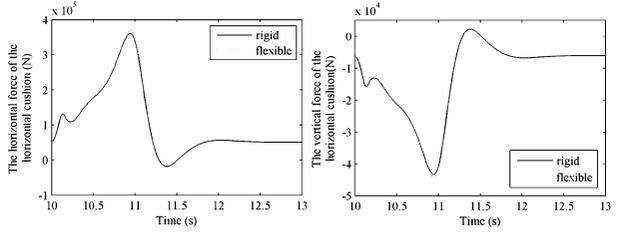


图 15 水平缓冲缸水平方向液压力 Fig. 15 The horizontal force of the horizontal cushion
 图 16 水平缓冲缸垂直方向液压力 Fig. 16 The vertical force of the horizontal cushion

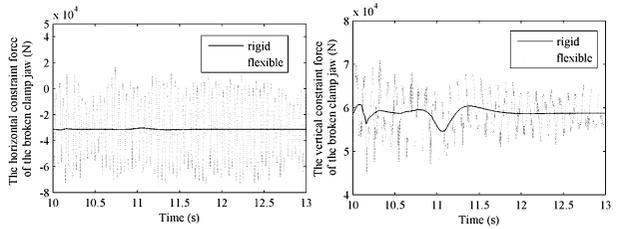


图 17 钳颚断裂处水平约束反力 Fig. 17 The horizontal constraint force of the broken clamp jaw
 图 18 钳颚断裂处竖直约束反力 Fig. 18 The vertical constraint force of the broken clamp jaw

图 17、18 所示钳颚断裂处水平方向和竖直方向约束反力,实线为刚体分析结果,虚线为柔性分析结果。由图可以看出,柔性动力学分析的水平方向的约束反力波动最大峰值是刚体分析的两倍,竖直方向 1.2 倍。另外,刚体分析时,面外方向约束反力为 0,柔性分析时,面外方向产生了很大的约束反力,如图 19 所示。这时,相当于钳颚附加了一个竖直方向的力矩,这也是钳颚断裂的主要原因之一。

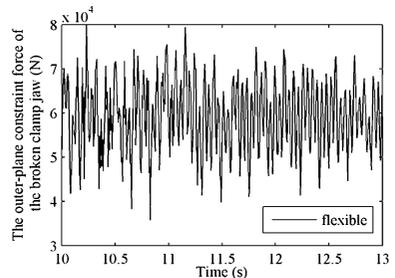


图 19 钳颚断裂处弹性效应引起的面外约束反力 Fig. 19 The outer - plane constraint force of the broken clamp jaw

5 结论

本文介绍了一般柔性物体连体基的选取原则,柔性分析时模态集,推导了刚柔耦合动力学分析微分控制方程和缓冲缸等效刚度。通过 Ug、Ansys 和

图 14 所示为锻造过程夹钳的水平位置从图中

Simpack 的结合使用,分析了操作机提升运动和锻造作业两种典型工况.从分析结果可以看出,操作机的柔性分析效果不会影响操作机的广义位移,而会不同程度的影响广义速度以及约束反力,尤其是在受力变化幅度较大阶段,弹性振动的效应非常明显,如例1中的提升初始阶段和结束阶段.如果操作机处于工作阶段,锻锤处的巨大压力会对操作机产生冲击效应,这时的弹性效应会更为明显,振动频率更高,柔性分析较刚性分析更符合实际.采取柔性动力学分析更能准确的分析操作机的力学行为,为部件的疲劳分析、寿命预计和结构优化以及整机的机构设计提供更科学的依据.

参 考 文 献

- 1 蔡墟.我国自由锻液压机和大型锻件生产的发展历程.大型铸锻件,2007(01):37~44(Cai Yong. The Developmental Course of Our Free-forging Hydraulic Press and the Heavy Casting and Forging Production. *Heavy Casting and Forging*, 2007(01):37~44(in Chinese))
- 2 任云鹏,张天侠.锻造操作机的可视化刚体动力学仿真.中国工程机械学报,2008,6(2):127~132(Ren Yunpeng, Zhang Tianxia. Rigid-dynamics-based visualized simulation on forging manipulators. *Chinese Journal of Construction Machinery*, 2008,6(2):127~132(in Chinese))
- 3 洪嘉振,尤超蓝.刚柔耦合系统动力学研究进展.动力学与控制学报,2004,2(2):1~6(Hong Jiachen, You Chaolan. Advances in dynamics of rigid-flexible coupling system. *Journal of Dynamics and Control*, 2004,2(2):1~6(in Chinese))
- 4 齐朝晖.多体系统动力学.北京:科学出版社,2008(Qi Zhaohui. *Dynamics of Multibody Systems*. Beijing: Science Press, 2008(in Chinese))
- 5 Manfred Hiller. Modeling, simulation and control design for large and heavy manipulators. *Robotics and Autonomous Systems*, 1996,19:167~177
- 6 A Ghasempour, N Sepehri. A Measure of Stability for Mobile Manipulators With Application to Heavy-Duty Hydraulic Machines. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1998,120:360~370
- 7 S Dubowsky, P Y Gu, J Deck. The dynamic analysis of flexibility in mobile robotic manipulator systems, in: Proceedings of the VIII World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Prague, Czechoslovakia, July 1991
- 8 O C Zienkiewicz, R L Taylor. The finite element method: basic formulation and linear problems. London: McGraw-Hill, 1990
- 9 Dynamics of Multibody Systems. Cambridge University Press, Cambridge, 2005
- 10 A A Shabana. Definition of the Slopes and the Finite Element Absolute Nodal Coordinate Formulation. *Multibody System Dynamics*, 1997,1:339~348

FLEXIBLE MULTIBODY DYNAMICAL ANALYSIS OF THE HEAVY LOAD FORGING MANIPULATOR BASED ON SIMPACK*

Han Yanan Li Gang Luo Xiaoming

(Department of Engineering Mechanics, State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment Dalian University of Technology, Dalian 116023, China)

Abstract The strategy for choosing the reference frame of a flexible body was introduced firstly, which should obey the small strain terms. Furthermore, a group of normal modes and constraint modes were described under the body reference frame. Then, the multibody dynamical differential equation was deduced using the principle of Jourdain virtual power. In addition, we induced the equivalent nonlinear stiffness of the hydraulic cushion based on Comment Water Conservation Law and Bernoulli equation. Finally, the lifting and forging working were carried out by numerical examples based on Simpack.

Key words heavy load forging manipulator, flexible dynamic, modal basis, cushion stiffness

Received 16 March 2010, revised 6 July 2010.

* The project supported by National Nature Science Foundation of China (10721062) and 973 program (2006CB705403)