第54卷第2期
2014年3月

大连理工大学学报
Journal of Dalian University of Technology

Vol. 54, No. 2
Mar. 2014

工程力学

文章编号：1000-8608(2014)02-0157-06

考虑锻件塑性变形的锻造系统动力学建模

李　刚*[1,2]，　孙文杰[1,2]

（1.大连理工大学 工程力学系，辽宁 大连　116024；
2.大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室，辽宁 大连　116024）

摘要： 提出了一种改进的锻造系统动力学建模方法，采用能够考虑锻件塑性变形的弹塑性离散弹簧模型模拟锻砧和锻件之间的接触行为.结合有限元法和拉格朗日方程建立了锻造系统在锻压过程中的动力学控制方程.通过与商业软件LS-DYNA显式有限元模型的仿真结果以及其他的结果的比较，验证了所提出模型的有效性和优越性，研究表明接触边界条件对锻造系统的动力学响应影响明显，在精确的响应计算中锻件的塑性变形效应不可忽略.

关键词： 锻造系统；接触边界；弹塑性弹簧；动力学建模

中图分类号： O313.3；TB122　　**文献标识码：** A　　**doi：** 10.7511/dllgxb201402001

0　引　言

锻造操作机是大型锻压工业中不可或缺的辅助工具，其主要功能是夹持锻件配合液压机完成锻压操作，它可以极大地提高制造能力、生产效率和降低制造成本.但锻压工况十分恶劣，高温锻件会受到液压机的锻压变形力作用，加之操作机和锻件本身的质量都很大，所以在锻件与夹钳的结合处会产生巨大的反作用力，这很可能会对操作机造成严重的破坏.因此，在操作机中有必要设计缓冲系统（包括主动顺应和被动顺应两种实现方式）来缓解操作机的受力状态[1]，保证其正常作业，提高锻压生产过程的安全性.

随着锻压工业在生产效率上要求的不断提高，锻造过程中振动问题愈发明显，因而锻造系统动力特性的研究很有必要，这对操作机的设计和控制十分关键.Chen等[2]使用有限元软件DEFORM-3D分析了操作机的刚度和锻压速度对其动态受力的影响.Wang等[3]和He[4]应用DEFORM-3D分别研究了操作机顺应运动对其动态受力和锻件成形质量的影响.赵凯等[5]利用所建立的锻造操作机“锻造-机械-液压”多领域耦合动力系统模型对操作机的顺应过程进行了研究，揭示了顺应运动对操作机的保护作用.文献[6]建立了考虑缓冲装置非线性刚度阻尼效应的锻造系统动力学模型，其中锻件视为刚体.鉴于上述工作很少考虑锻件柔性的影响，文献[7]利用有限元法分析了被动顺应操作机夹持细长锻件的动态受力过程，锻造系统简化为滑动端悬挂质量弹簧的Euler-Bernoulli梁模型，发现液压机的锻压位置对操作机的动力特性有显著影响，但模型将锻砧对锻件的作用假设成简支状态，忽略了锻砧对锻件的转角约束.实际上，对于细长锻件来说，其所受的动态弯矩可能比动态力更危险，于是文献[8]又在上述简化模型的基础上研究了操作机夹钳在锻压过程中所受的动态弯矩，采用弹性Winkler地基模型模拟锻砧与锻件之间的接触作用，从而建立了锻造系统的单自由度解析模型，但是没有考虑锻件的塑性变形影响.

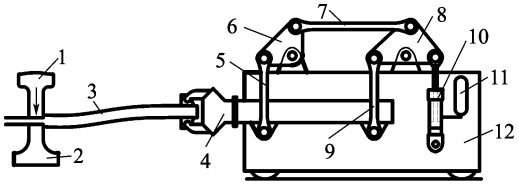
本文对文献[7-8]的模型做出改进，利用有限元法对系统进行建模，采用弹塑性离散弹簧模型模拟锻砧与锻件之间的接触作用，重点考虑锻件塑性变形的影响，以使建模更加合理、准确.

1　锻造系统的动力学建模

一种典型的被动顺应式锻造系统的框架如图1所示.操作机的夹钳4通过一个双平行四连杆机构悬挂在行走大车12上，这样可以保证夹钳在

收稿日期： 2012-11-23；　**修回日期：** 2014-01-09.
基金项目： “九七三”国家重点基础研究发展计划资助项目(2006CB705403).
作者简介： 李　刚*(1966-)，男，教授，博士生导师，E-mail：Ligang@dlut.edu.cn.

锻压过程中处于水平状态. 在锻压操作期间,夹钳夹持锻件 3 配合液压机的两个锻砧 1、2 工作,通过在不同位置的连续多次挤压形成一个锻压道次,把锻件锻打成所需的形状和尺寸.



1 上砧;2 下砧; 3 锻件;4 夹钳;5 前吊杆;6 前摇臂;7 连杆;8 后摇臂;9 后吊杆;10 缓冲缸;11 蓄能器;12 大车

图 1 典型的锻造系统[7]

Fig. 1 Typical forging system[7]

液压机一个锻压周期的工作行程包括 4 个阶段:空载下行期、压下期、保压期和回程期[7],如图 2 所示. 本文主要研究液压机挤压细长锻件期间操作机夹钳所受的动态弯矩,即中间的两个阶段. 根据操作机的结构特点,锻造系统可简化成如图 3 所示的模型,其中 k_c、c_c 和 m_c 分别表示操作机的缓冲刚度、缓冲阻尼和质量. 这里以常见的方形截面锻件作为研究对象,它与夹钳刚性连接于点 O_4. 整个锻件划分为 3 部分:O_1O_2、O_2O_3 和 O_3O_4. O_2O_3 在液压机作用下发生塑性变形,而未锻压部分 O_3O_4 仍然保持弹性. 在系统建模中没有考虑锻压完成部分 O_1O_2,因为在液压机的约束下它对系统的动力学行为影响很小. O_3O_4 的长度 l 定义为锻压位置,即液压机的工作位置. 在实际的锻压过程中,液压机的运动是可以控制的,这里采用一种常用的锻压曲线——正矢前锋函数[9]来模拟上砧挤压锻件时的工作行程:

$$u_p(t)=\begin{cases}\dfrac{d_p}{2}\left(1-\cos\dfrac{\pi t}{\tau}\right); & 0\leqslant t<\tau\\ d_p; & t\geqslant\tau\end{cases}\tag{1}$$

其中 $\tau=0.5$ s,是压下期的持续时间;$d_p=0.075$ m,是上砧的挤压深度,如图 4 所示. 因此,考虑锻件塑性变形的锻造系统动力学模型可建立为如图 5 所示的模型,其中将细长锻件考虑成 Euler-Bernoulli 梁,采用一种弹塑性离散弹簧模型[10]模拟锻件和锻砧之间的接触作用. O_3O_4 部分离散成 n 个等长度梁单元,梁的有限元模型如图 6 所示. O_2O_3 部分划分成 m 个等长度单元, 每个单元的节点都有上下两个沿挠度方向变形的弹塑性弹簧来模拟锻件的锻压变形.

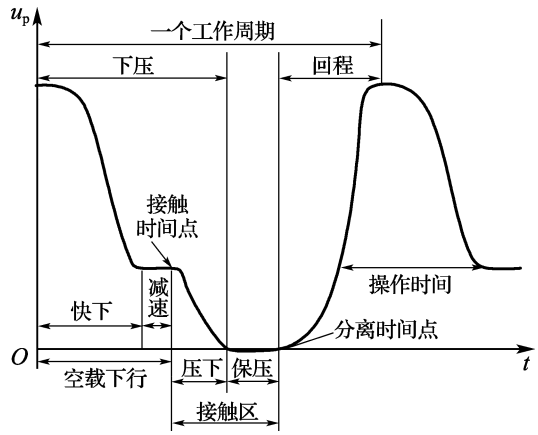


图 2 液压机上砧的工作行程[7]

Fig. 2 Upper die working stroke of hydraulic press[7]

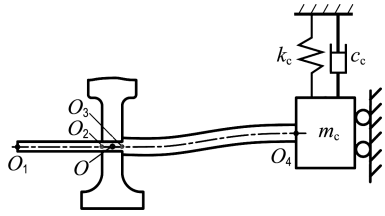


图 3 锻造系统的简化模型

Fig. 3 A simplified model of the forging system

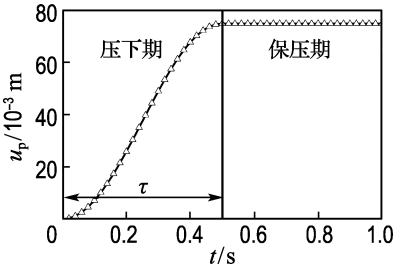


图 4 接触操作期间上砧的工作行程

Fig. 4 Upper die motion program during the contact operation period

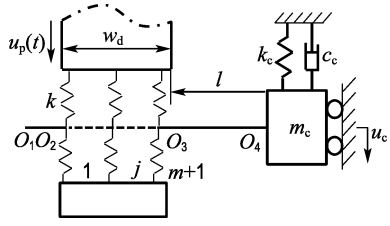


图 5 考虑锻件塑性变形的锻造系统动力学模型

Fig. 5 Dynamic model for the forging system considering the plastic deformation of workpiece

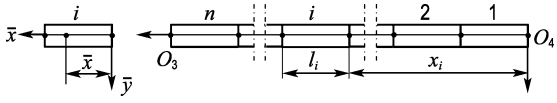


图 6 梁的有限元模型

Fig. 6 Finite element model of the beam

2　锻造系统的动力学方程

如图 5 所示，梁锻件的运动由两部分组成：一是夹钳的刚体运动，二是锻件相对于夹钳的弹性变形. 则梁上距离夹钳端 x 处一点的位移可表示为

$$u_y(x,t) = u_c + u_b(x,t) \tag{2}$$

其中 u_c 是夹钳的位移，$u_b(x,t)$ 是锻件在距离夹钳端 x 处的弹性变形，$x = x_i + \bar{x}$，x_i 为单元 i 的第一个节点在梁整体坐标系下的轴向位置.

单元 i 的挠曲变形可表示为

$$u_{bi}(\bar{x},t) = \boldsymbol{N}(\bar{x})\boldsymbol{q}_i(t) \tag{3}$$

其中 $\boldsymbol{N}(\bar{x})$ 是形函数向量；$\boldsymbol{q}_i(t)$ 是单元节点位移向量，它可以表示成

$$\boldsymbol{q}_i(t) = \boldsymbol{B}_i\boldsymbol{q}(t) \tag{4}$$

其中 $\boldsymbol{B}_i = (\underbrace{0\quad 0\quad \cdots\quad 0}_{2(i-1)}\ \boldsymbol{I}_4\ \underbrace{0\quad 0\quad \cdots\quad 0}_{2(n-i)})$，$\boldsymbol{q}(t)$ 是梁的广义位移向量.

为了求得锻造系统的动力学方程，首先需要计算系统的能量. 长度为 l_i 的单元 i 的动能可表达为

$$\begin{aligned} T_i^b = {} & \frac{1}{2}\int_0^{l_i}\rho A\,\dot{u}_y^2\,\mathrm{d}\bar{x} = \\ & \frac{1}{2}\rho A l_i\,\dot{u}_c^2 + \rho A\dot{u}_c\int_0^{l_i}\boldsymbol{N}\mathrm{d}\bar{x}\boldsymbol{B}_i\dot{\boldsymbol{q}} + \\ & \frac{1}{2}\rho A\,\dot{\boldsymbol{q}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{B}_i^{\mathrm{T}}\int_0^{l_i}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}\mathrm{d}\bar{x}\boldsymbol{B}_i\dot{\boldsymbol{q}} \end{aligned} \tag{5}$$

单元 i 的弹性变形能为

$$\begin{aligned} V_i^b = {} & \frac{1}{2}\int_0^{l_i}EI\left[\frac{\partial^2 u_{bi}(\bar{x},t)}{\partial\bar{x}^2}\right]^2\mathrm{d}\bar{x} = \\ & \frac{1}{2}EI\boldsymbol{q}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{B}_i^{\mathrm{T}}\int_0^{l_i}\boldsymbol{N}''^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}''\mathrm{d}\bar{x}\boldsymbol{B}_i\boldsymbol{q} \end{aligned} \tag{6}$$

其中 ρA 和 EI 分别是梁的线密度和抗弯刚度.

则整个梁锻件的动能和变形能可表示为

$$T^b = \sum_{i=1}^{n}T_i^b;\quad V^b = \sum_{i=1}^{n}V_i^b \tag{7}$$

在实际中，操作机的阻尼效应是不可避免的，但对操作机等效阻尼的估算却是复杂而困难的，是一个有待解决的技术难题. 为了简单，采用线性阻尼模型近似考虑操作机的阻尼效应. 则操作机的动能、势能以及耗散能可表示成

$$T^m = \frac{1}{2}m_c\dot{u}_c^2;\ V^m = \frac{1}{2}k_c u_c^2;\ D^m = \frac{1}{2}c_c\dot{u}_c^2 \tag{8}$$

其中 $c_c = 2\xi\sqrt{k_c m_c}$，为操作机的阻尼；ξ 是操作机的阻尼比.

假设弹簧满足双线性本构关系假定，则弹簧 j 在弹性加载、塑性加载和弹性卸载三个阶段的变形能可表示为

$$V_j^s = \begin{cases} \dfrac{1}{2}kW_j^2;\quad W_j \geqslant W_f \\ -\dfrac{1}{2}kW_f^2 + kW_fW_j + \dfrac{1}{2}\lambda k(W_j - W_f)^2; \\ \qquad W_j < W_f \\ \dfrac{1}{2}kW_j^2 + \dfrac{1}{2}(1-\lambda)k((W_j^* - W_j)^2 - \\ (W_j - W_f)^2);\quad W_j > W_j^* \end{cases} \tag{9}$$

其中 $W_j = \begin{cases} \boldsymbol{N}(\bar{x}_j)\boldsymbol{B}_{n(l/L)+1}\boldsymbol{q} + u_c - u_p;\ j \leqslant m+1 \\ -\boldsymbol{N}(\bar{x}_j)\boldsymbol{B}_{n(l/L)+1}\boldsymbol{q} - u_c;\quad j > m+1 \end{cases}$，$\bar{x}_j$ 是弹簧 j 在梁单元局部坐标系下的轴向位置；W_j 和 $W_j{}^*$ 分别是弹簧 j 的变形量和初始卸载变形；W_f、k 和 λ 分别表示弹簧的弹性极限变形、刚度和硬化系数. k 可以由 Winkler 地基模型[11] 的刚度 k_W 计算得到：

$$k = k_W w_d/m \tag{10}$$

其中 $k_W = Ew_w/h_w$，w_d、w_w 和 h_w 分别表示砧宽、锻件的宽度和高度.

忽略锻件的耗散能，对式(7)～(9)应用拉格朗日方程，便可得到如下形式的锻造系统动力学方程：

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{Q}} + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{Q}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{Q} = \boldsymbol{f}(\boldsymbol{Q}) \tag{11}$$

其中 $\boldsymbol{Q} = (\boldsymbol{q}^{\mathrm{T}}\quad u_c)^{\mathrm{T}}$，是整个锻造系统的广义位移向量；$\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{C}$ 和 $\boldsymbol{K}$ 分别为锻造系统的质量阵、阻尼阵和刚度阵；$\boldsymbol{f}(\boldsymbol{Q})$ 表示系统所受的外力向量，它由两部分组成：一是由上砧运动所引起的惯性力，二是由塑性加载和弹性卸载所引起的残余变形力.

3　锻造系统动力学模型的验证

随着计算机和数值模拟技术的突飞猛进，有限元分析技术已广泛而成功地应用到金属塑性成形的模拟当中，它能够较为准确地模拟变形过程以及应力应变和热场分布，因此本文通过与锻造系统的三维有限元模型的比较来验证所提出模型的实用性. 此外，为了更好地说明本文建模方法的优越性，还将其与文献[7]中的简支边界模型和文献[8]中的弹性单自由度模型进行了对比.

假设锻件为 1 000 ℃下的 45# 钢[12]，锻造系统的材料属性和尺寸见表 1，其中操作机缓冲刚度是通过现场实验所测得的数据计算得到的. 如图 7 所示，使用显式动力学有限元分析软件 LS-DYNA 建立了锻造系统的三维有限元模型，其中夹钳和上下砧都看作刚体，锻件为弹塑性材

料，采用双线性各向同性硬化模型定义其本构关系；缓冲弹簧-阻尼系统由 COMBI165 弹簧阻尼单元模拟，其余部分均由 SOLID164 实体单元剖分. 整个仿真期间，下砧始终处于静止状态，上砧以式(1)给定的阶跃激励曲线挤压锻件.

表 1 锻造系统的参数

Tab. 1 Forging system parameters

参数名称	符号	数值
锻件截面积	A	0.4 m×0.4 m
锻件密度	ρ	7.82×10^3 kg/ m^3
锻件弹性模量	E	100 GPa
锻件屈服应力	σ_s	85 MPa
锻件硬化系数	λ	2×10^{-3}
锻件长度	L	11 m
操作机缓冲刚度	k_c	2×10^6 N/m
操作机阻尼比	ξ	0.2
操作机质量	m_c	4×10^4 kg
砧宽	w_d	0.5 m

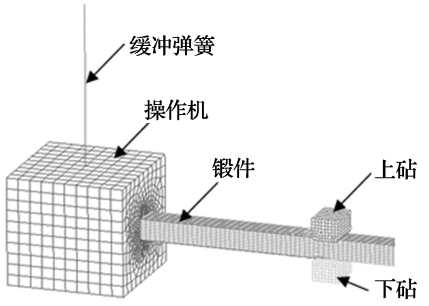


图 7 锻造系统的 LS-DYNA 模型[7]

Fig. 7 LS-DYNA model for the forging system[7]

首先对夹钳所受的动态弯矩 M 进行量纲一化：

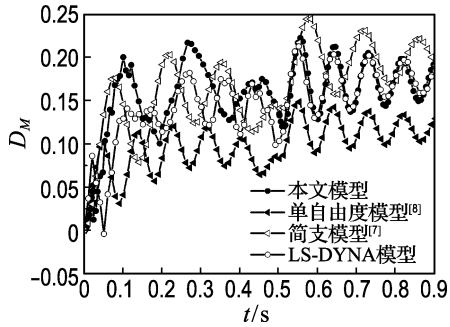
$$D_M = M/M_g \tag{12}$$

其中 M_g 是由锻件自重引起的夹钳端静弯矩.

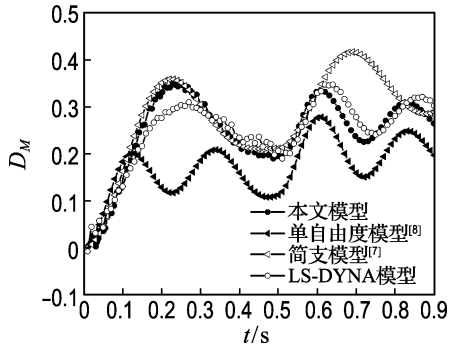
4 个不同锻压位置的操作机夹钳所受动态弯矩的时程响应如图 8 所示. 除了 2 m 锻压位置在压下期的响应，无论是振动趋势还是峰值响应，本文模型的预测结果都和 LS-DYNA 模型吻合得很好；而弹性单自由度模型不但高估了系统的振动频率，而且数值上也与 LS-DYNA 模型的结果相差甚远；尽管简支边界模型在压下期的结果和 LS-DYNA 模型相近，但在保压期的结果却和 LS-DYNA 模型存在明显的差异，它低估了系统在保压期的频率.

不同锻压位置的弯矩峰值响应 $D_{M\max}$ 也用来进一步验证本文模型的有效性，如图 9 所示，从中可得到如下结论：

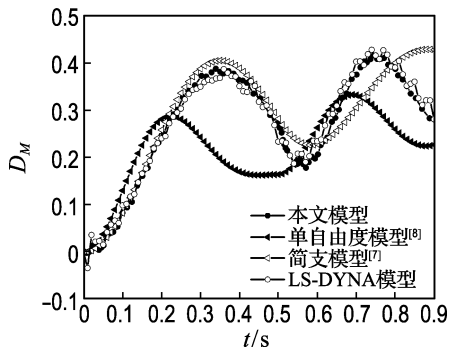
(1)本文模型仍然和 LS-DYNA 模型吻合得很好，除了 $l<1.5$ m 的锻压位置，本文模型与 LS-DYNA 模型之间弯矩峰值的相对误差 e_r 小于 7.5%.



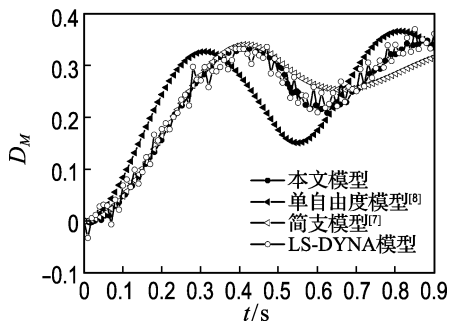
(a) $l=2$ m



(b) $l=4$ m



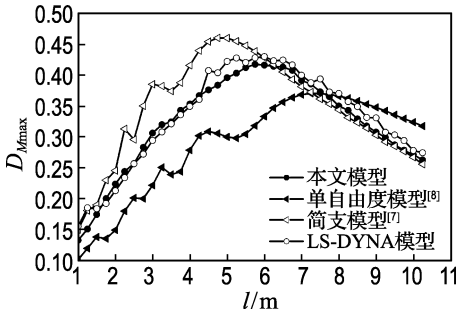
(c) $l=6$ m



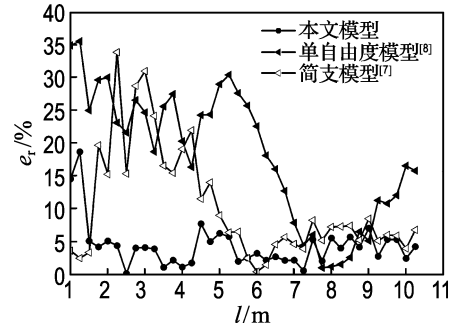
(d) $l=8$ m

图 8 不同锻压位置夹钳所受的动态弯矩

Fig. 8 Dynamic bending moments exerted to the clamp for different press positions



(a) 不同锻压位置夹钳所受的最大弯矩



(b) 不同锻压位置最大弯矩的相对误差

图 9　不同模型之间夹钳的弯矩峰值响应比较

Fig. 9　Comparison of the maximum bending moments exerted to the clamp for different models

(2)弹性单自由度模型的结果仍然无法让人满意，除了少数几个锻压位置外，它与 LS-DYNA 模型的弯矩峰值误差均高于 7.5%，最大误差达到约 35%. 当 $l>8$ m 时，它会高估操作机所受弯矩；而当 $l\leqslant 8$ m 时，结果正好相反.

(3)尽管简支边界模型(简称简支模型)和本文模型有类似的变化趋势，尤其是当 $l\geqslant 6$ m 时，随着锻件刚度的降低，简支模型的结果和本文模型十分接近，但却明显高估了在 1.5 m$<l<$6 m 锻压位置的弯矩峰值，最大误差将近 35%.

(4)从整个锻压道次[7]上来看，本文模型略微低估了操作机夹钳整道次所受的最大弯矩，而弹性单自由度和简支模型分别很大程度上低估和高估了夹钳整道次所受的最大弯矩. 总的来说，弹性单自由度模型由于忽略了锻件的塑性变形导致系统过刚，而简支模型由于忽略了锻砧对锻件的转角约束致使系统偏柔.

(5)3 种模型对靠近操作机夹钳端的锻压位置的弯矩峰值的预测都与 LS-DYNA 模型存在很大的差异，这个现象可作如下解释：随着锻压位置靠近操作机夹钳端，一方面细长梁的假设已不再成立，另一方面由圣维南原理可知，液压机锻压荷载的局部效应所造成的复杂应力分布对夹钳端受力的影响也逐渐明显.

此外，不同锻压位置弯矩峰值发生的时间如图 10 所示. 可以看到，本文模型的预测结果仍然要比文献中的两个模型要好. 从整体上来看，弹性单自由度模型的结果与本文模型较为相近，而简支模型的就要差很多. 值得注意的是，几乎所有弯矩峰值都发生在保压期间，这主要是由锻件受到如图 4 所示的阶跃激励所造成的，在阶跃激励的作用下，系统的峰值响应出现在激励达到其恒定最大值之后，并且与残余响应振幅有着密切关系[9]. 还可以观察到，弯矩峰值发生的时间基本上随着锻压位置的增加而增大.

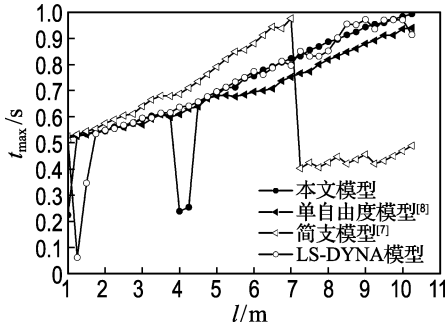


图 10　最大弯矩发生的时间

Fig. 10　Time points when the maximum bending moments occur

4　结　语

本文针对前期锻造系统动力学建模中存在的问题，研究了如何准确模拟锻压接触边界条件，采用能考虑锻件塑性变形的弹塑性离散弹簧模型模拟锻砧和锻件之间的接触作用，使动力学模型更合理、接近实际. 结合有限元法和拉格朗日方程得到了系统的动力学方程. 通过与 LS-DYNA 模型的仿真结果比较，验证了本文模型的有效性. 通过与文献[7-8]两种模型的结果比较，说明了考虑锻件塑性变形的必要性. 文献中的弹性单自由度和简支边界模型分别会不同程度地低估和高估夹钳整道次所受的最大弯矩. 为了获得更为准确的预测效果，锻件的塑性变形不可忽略，本文提出的动力学模型可以更好地满足锻造操作机的实际设计和控制的需求.

参考文献：

[1] Lilly K W, Melligeri A S. Dynamic simulation and neural network compliance control of an intelligent forging center [J]. **Journal of Intelligent and Robotic Systems: Theory & Applications**, 1996, **17**(1): 81-99.

[2] CHEN Wen, ZHANG Xiao-xun, CUI Zhen-shan. Numerical simulations of open-die forging process for manipulator design [C] // **ICIRA 2008, Lecture Notes in Computer Science**. Berlin: Springer, 2008: 650-658.

[3] WANG Wu-rong, ZHAO Kai, LIN Zhong-qin, *et al*. Evaluating interactions between the heavy forging process and the assisting manipulator combining FEM simulation and kinematics analysis [J]. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, 2010, **48**(5-8): 481-491.

[4] HE Xiao-ming. Effects of manipulator compliant movements on the quality of free forgings based on FEM simulation [J]. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, 2011, **56**(9-12): 905-913.

[5] 赵 凯,王 皓,陈关龙,等. 自由锻造操作机顺应过程分析[J]. 机械工程学报, 2010, **46**(4): 27-34.
ZHAO Kai, WANG Hao, CHEN Guan-long, *et al*. Compliance process analysis for forging manipulator [J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, 2010, **46**(4): 27-34. (in Chinese)

[6] 李 刚,刘德时. 锻压操作机大范围顺应运动的动力学行为分析[J]. 机械工程学报, 2010, **46**(11): 21-28.
LI Gang, LIU De-shi. Dynamic behavior of the forging manipulator under large amplitude compliance motion [J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, 2010, **46**(11): 21-28. (in Chinese)

[7] 李 刚,刘德时,孙文杰. 锻压操作机夹持长棒料随动过程动态受力分析[J]. 计算力学学报, 2012, **29**(3): 300-305.
LI Gang, LIU De-shi, SUN Wen-jie. Analysis of dynamic force transmitted to the forging manipulator clamping a slender workpiece during the compliance motion [J]. **Chinese Journal of Computational Mechanics**, 2012, **29**(3): 300-305. (in Chinese)

[8] LI Gang, LIU De-shi. Prediction on the bending moment transmitted to the forging manipulator due to press motion using a single degree of freedom model [J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture**, 2012, **226**(8): 1334-1345.

[9] Harris C M, Piersol A G. **Harris' Shock and Vibration Handbook** [M]. 5th ed. New York: McGraw Hill, 2002.

[10] Chen X W, Yu T X. Elastic-plastic beam-on-foundation under quasi-static loading [J]. **International Journal of Mechanical Sciences**, 2000, **42**(12): 2261-2281.

[11] Allotey N, El Naggar M H. Analytical moment-rotation curves for rigid foundations based on a Winkler model [J]. **Soil Dynamics and Earthquake Engineering**, 2003, **23**(5): 367-381.

[12] 周纪华,管克智. 金属塑性变形阻力[M]. 北京:机械工业出版社, 1989.
ZHOU Ji-hua, GUAN Ke-zhi. **Metal Shaping Force** [M]. Beijing: Chinese Mechanical Industry Press, 1989. (in Chinese)

Dynamic modeling for forging system considering plastic deformation of workpiece

LI Gang[*1,2], SUN Wen-jie[1,2]

(1. Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;
2. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: A modified model is presented to predict the dynamic responses of the forging system during the forging process, where an elastic-plastic discrete spring model is adopted to simulate the contact interaction between the workpiece and forging dies considering the plastic deformation of workpiece. The dynamic control equation of the forging system subjected to a forging operation is obtained by combining the finite element method (FEM) and Lagrange equation. A comparison between the results by the explicit FEM of the commercial software LS-DYNA simulations and other results of the previous work is carried out to validate the proposed model. It is shown that the contact boundary condition has significant influence on the dynamic responses of the forging system and the plastic deformation should not be ignored for an accurate calculation of the responses.

Key words: forging system; contact boundary; elastic-plastic spring; dynamic modeling