

基于流固耦合的液压缸碰撞研究

姚雪明, 权 辉

(第二炮兵工程学院, 陕西 西安 710025)

摘 要: 针对经典碰撞模型的局限性, 通过采用缸筒弹簧模型, 建立了新型液压缸碰撞模型; 通过构建描述液压缸碰撞的流固耦合方程组, 利用有限元软件 ADINA 分析了有无流体及不同负载力对液压缸碰撞位移、速度和应力的影响, 分析结果表明流体对于液压缸碰撞具有明显的阻尼作用。

关键词: 液压缸; 流固耦合; 碰撞; ADINA

中图分类号: TH137.51; TP136 文献标识码: A 文章编号: 1008-0813(2012)-05-0013-04

Collision Analysis of the Cylinder Based on Fluid-Structure Interaction

YAO Xue-ming, QUAN Hui

(Second Artillery Engineering University, Xi'an 710025, China)

Abstract: Aimed at the limitations of the classical collision model, a simplified description of the cylinder collision is made with the cylinder tube spring model; equations set of the cylinder collision is established and the influences of the conditions with or without liquid and different load, velocity and pressure on displacement, velocity and stress of cylinder when collision occurs are analyzed by ADINA, which show that liquid has damping effect on the cylinder collision.

Key words: hydraulic cylinder; fluid-structure interaction; collision; ADINA

0 前言

多级油缸与单级油缸相比, 在缸体初始长度相同的情况下具有更长的行程, 因此采用多级油缸完成结构紧凑的大型机械装置的起竖运动是一种有效的方法。含多级缸的液压系统在驱动负载时, 由于各级活塞杆的依次伸出是通过相互间的碰撞来实现限位的, 液压缸运动过程中存在换级碰撞和到位碰撞, 容易对负载产生过大冲击。要提高起竖过程的快速性, 又要保证

其平稳性, 必须研究多级油缸运动过程的碰撞特性。当前对液压缸碰撞的研究多采用刚体碰撞模型^[1], 且很少考虑流固耦合的影响, 致使求解精度距实际情况有一定差距。本文在充分考虑流固耦合的情况下对液压缸碰撞的规律进行深入研究。

1 经典碰撞模型研究

传统液压缸碰撞的研究多采用基于弹性力学的 Hertz 接触力模型^[1]。碰撞期间活塞杆与缸筒盖的碰撞力可以表示为:

$$F_c = D(x)x' + kx^n \quad (1)$$

式中 F_c ——碰撞力;

收稿日期: 2011-11-23

作者简介: 姚雪明(1963-), 男, 河北正定人, 高级工程师, 主要从事控制方面的科研工作。

器不仅有提供流量和压力的作用, 其吸收系统冲击的作用也比较明显;

(5) 通过仿真计算说明, AMESim7.0 软件的仿真计算结果和实际工况基本接近, 说明该软件仿真结果可信度比较高, 其运用必将越来越广泛。

参 考 文 献

[1] 祁晓野. AMESim 系统建模和仿真[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.

[2] 吴根茂, 丘敏秀, 王庆丰, 等. 实用电液比例技术[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2004.

[3] 翟大勇, 周志鸿, 林嘉栋. 基于 AMESim 的压路机振动液压系统仿真研究[J]. 液压气动与密封, 2010, (1).

[4] 雷天觉等. 新编液压工程手册[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.

[5] 刘龙园, 傅连东, 王佳, 等. AMESim 仿真技术在矫直机液压系统中的应用[J]. 液压气动与密封, 2009, (6).

x ——活塞位移;

$D(x)$ ——阻尼函数;

k ——Hertz 刚度系数,与接触面材料和曲率半径有关。

根据 Hunt 和 Grossley 的研究^[2],阻尼函数形如:

$$D(x) = Cx^n \quad (2)$$

式中 C ——滞后阻尼系数。

对于大多数的低速碰撞行为,即碰撞前接触体之间的相对速度不大于 0.5m/s 时, C 可以表达为^[3]:

$$C = \frac{3}{2} \alpha_1 k \quad (3)$$

式中 α_1 ——材料系数,对于碳钢和青铜材料,可取 $\alpha_1 = 0.08 \sim 0.32 \text{ s/m}$ 。

由此碰撞力可进一步表示为:

$$F_c = kx^n \left(\frac{3}{2} \alpha_1 \dot{x} + 1 \right) \quad (4)$$

经典碰撞模型主要研究对象是质体自由碰撞,而实际液压缸碰撞与之差别较大,主要表现在:

(1) 液压缸碰撞并非自由碰撞,碰撞同时受到液压油的作用;

(2) 由于活塞和缸盖厚度相对于缸筒长度比较小,所以其轴向的弹性变形相对于缸筒比较小,基于此可以认为液压缸碰撞中主要变形来自缸筒轴向伸长,而非碰撞部分压缩。

根据以上分析,可以得出经典碰撞模型在研究液压缸碰撞时并不适用。本文采用在研究接触时被广泛使用的弹簧模型,并假设材料为完全弹性,忽略恢复因数的影响,由于活塞和缸盖的轴向形变相对于缸筒较小,将其形变忽略不计,仅作为几何面处理,将缸筒视为弹簧,建立新的液压缸碰撞模型。根据模型的假设条件可以得到:

$$l_1 \approx l_a \quad (5)$$

$$F_c = \int_0^{2\pi} \int_R^{R+\delta} \sigma_{1z} \bigg|_{z=l_1} dr d\varphi \quad (6)$$

式中 l_1 ——流体区域长度;

l_a ——缸筒长度;

σ_{1z} ——缸筒应力。

2 流固耦合方程组

对于液压缸碰撞,可以分别建立缸筒和活塞杆的运动方程,再加上流体控制方程、几何物理方程,形成求解碰撞问题的封闭方程组,由边界条件组合求解碰撞过程。

设定起竖液压缸下铰支点为原点,沿轴线向上为 z 轴正向,建立柱坐标系,半径和角度分别用 r, φ 表示。根据流体力学和弹性力学知识可以得到如下方程组。

流体连续性方程:

$$\frac{\partial \rho_F}{\partial t} + \nu_z \frac{\partial \rho_F}{\partial z} + \nu_r \frac{\partial \rho_F}{\partial r} + \rho_F \frac{\partial \nu_z}{\partial z} + \frac{\rho_F}{r} \frac{\partial r \nu_r}{\partial r} = 0$$

式中 ρ_F ——流体密度;

ν_z ——流体轴向流速;

ν_r ——流体径向流速。

流体轴向运动方程:

$$\rho_F \frac{\partial \nu_z}{\partial t} + \rho_F \nu_z \frac{\partial \nu_z}{\partial z} + \rho_F \nu_r \frac{\partial \nu_z}{\partial r} + \frac{\partial p}{\partial z} = \mu' \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \nu_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 \nu_z}{\partial z^2} \right]$$

式中 p ——压力;

μ' ——黏度。

流体径向运动方程:

$$\rho_F \frac{\partial \nu_r}{\partial t} + \rho_F \nu_z \frac{\partial \nu_r}{\partial z} + \rho_F \nu_r \frac{\partial \nu_r}{\partial r} + \frac{\partial p}{\partial r} = \mu' \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \nu_r}{\partial r} \right) - \frac{\nu_r}{r} + \frac{\partial^2 \nu_r}{\partial z^2} \right]$$

根据正压流体理论,流体状态方程为:

$$\rho_F = \rho_f \left(1 + \frac{p}{k_f} \right)$$

式中 ρ_f ——流体初始密度;

k_f ——流体体积模量。

以上流体方程组中 4 个未知量 ρ_F, p, ν_z 和 ν_r , 由边界条件可以封闭求解。

缸筒轴向运动方程:

$$\rho_p \frac{\partial \dot{u}_{1z}}{\partial t} + \rho_p \dot{u}_{1z} \frac{\partial \dot{u}_{1z}}{\partial z} + \rho_p \dot{u}_{1r} \frac{\partial \dot{u}_{1z}}{\partial r} = \frac{\partial \sigma_{1z}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{1rz}}{\partial r} + \frac{\tau_{1rz}}{r}$$

缸筒径向运动方程:

$$\rho_p \frac{\partial \dot{u}_{1r}}{\partial t} + \rho_p \dot{u}_{1z} \frac{\partial \dot{u}_{1r}}{\partial z} + \rho_p \dot{u}_{1r} \frac{\partial \dot{u}_{1z}}{\partial r} = \frac{\partial \sigma_{1z}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{1rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{1r} - \sigma_{1\varphi}}{r}$$

活塞杆轴向运动方程:

$$\rho_p \frac{\partial \dot{u}_{2z}}{\partial t} + \rho_p \dot{u}_{2z} \frac{\partial \dot{u}_{2z}}{\partial z} + \rho_p \dot{u}_{2r} \frac{\partial \dot{u}_{2z}}{\partial r} = \frac{\partial \sigma_{2z}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{2rz}}{\partial r} + \frac{\tau_{2rz}}{r}$$

活塞杆径向运动方程:

$$\rho_p \frac{\partial \dot{u}_{2r}}{\partial t} + \rho_p \dot{u}_{2z} \frac{\partial \dot{u}_{2r}}{\partial z} + \rho_p \dot{u}_{2r} \frac{\partial \dot{u}_{2z}}{\partial r} = \frac{\partial \sigma_{2z}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{2rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{2r} - \sigma_{2\varphi}}{r}$$

以上缸筒与活塞杆的方程组中:

ρ_p ——结构密度;

u_z ——结构轴向位移;

u_r ——结构径向位移;

σ ——正应力;

τ ——切应力;

角标“1”——缸筒;

角标“2”——活塞杆。

几何物理方程:

$$\sigma_{ir} = \frac{E}{1+\mu} \left[\frac{\mu}{1-2\mu} \left(\frac{\partial u_{ir}}{\partial r} + \frac{u_{ir}}{r} + \frac{\partial u_{iz}}{\partial z} \right) + \frac{\partial u_{ir}}{\partial r} \right]$$

$$\sigma_{i\varphi} = \frac{E}{1+\mu} \left[\frac{\mu}{1-2\mu} \left(\frac{\partial u_{ir}}{\partial r} + \frac{u_{ir}}{r} + \frac{\partial u_{iz}}{\partial z} \right) + \frac{u_{ir}}{r} \right]$$

$$\sigma_{iz} = \frac{E}{1+\mu} \left[\frac{\mu}{1-2\mu} \left(\frac{\partial u_{ir}}{\partial r} + \frac{u_{ir}}{r} + \frac{\partial u_{iz}}{\partial z} \right) + \frac{\partial u_{iz}}{\partial z} \right]$$

$$\tau_{irz} = \frac{E}{2(1+\mu)} \left(\frac{\partial u_{ir}}{\partial z} + \frac{\partial u_{iz}}{\partial r} \right)$$

以上 4 个方程式中:

i ——可取值 1 或 2;

E ——弹性模量;

μ ——泊松比。

3 ADINA 仿真分析

在液压缸换级和伸出到位时都会发生碰撞,其特点是流固耦合。本文仅考虑到位碰撞,通过 ADINA 有限元软件仿真,研究流固耦合对液压缸碰撞的影响。为分析这种影响,采用如下仿真方案:

方案一:在考虑流体和不考虑流体两种情况下分别建立流固耦合模型和非流固耦合模型,比较碰撞过程的位移、速度和应力变化,用以说明流体对碰撞的影响;

方案二:在流固耦合模型的基础上,给流体施加不同的入口压力,讨论空载状态下不同流体压力对碰撞的影响。

3.1 仿真模型建立及求解

采用 ADINA-M 建模,结构主要尺寸为:缸筒段长 953mm,内径 63mm,外径 83mm,缸筒盖厚取 50mm;活塞段长 50mm,直径 63mm;活塞杆长 867mm,直径 32mm。液体模型尺寸为 853mm,直径 63mm。以液压缸底部中心为原点,液压缸运动方向为 y 轴正向,垂直桌面向外为 x 轴正向, z 轴与 x 轴、 y 轴成右手螺旋,建立空间直角坐标系。结构主自由度为三轴平移。

液压缸结构底部 x 轴方向外壁两点固定,顶部 x 轴方向外壁两点约束 x 、 z 方向位移。定义接触组 1,缸筒盖与活塞碰撞面为接触对 1,缸筒内壁与活塞滑移接触面为接触对 2,缸筒盖与活塞杆移接触面为接触对 3。

流体和活塞杆同时施加初始速度 0.01m/s。结构材料为线弹性材料,弹性模量为 2.07e11Pa,泊松比为 0.29,密度为 7800kg/m³。液体材料为势流体,体积模量为 2.56e9,密度为 1000kg/m³。结构单元组选用三维实体,液体单元组选用三维流体。网格划分密度采用定长值,整个模型设为 0.03m。划分网格后液压缸模型如图 1 所示。

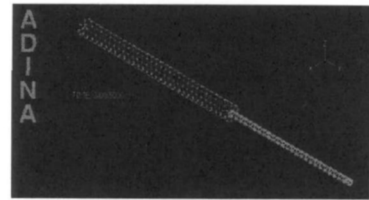


图 1 碰撞模型网格图

选择隐式动力模型。设置求解步长为 0.000 1s,步数为 30 步,选择自动时间步,在 0~30 步缓慢加载。按照上文的各仿真方案设定流体模型,分别施加载荷并求解。

3.2 仿真结果分析

取缸筒长度 1/2 处横截面上 z 坐标最大点,命名为 MID1;活塞杆长度 1/2 处横截面上 z 坐标最大点,命名为 MID2;活塞底部中心点,命名为 END1;活塞杆顶部 z 坐标最大点,命名为 END2。对这 4 个特征点的 y 向位移、速度和正应力变化作出比较,定性分析出流固耦合对液压缸碰撞的影响。液压缸碰撞的危害主要表现在其对活塞杆位移、速度、应力以及缸筒应力的影响上,所以在具体各仿真方案的研究中没有考虑缸筒的位移和速度。

1) 有无流体的情况下碰撞效果比较

根据方案一,在加入流体(流体入口端施加 30 000Pa 压力)和不加入流体两种情况下分别建模求解。分别在两个求解结果中取 END2 的位移、速度,利用 MATLAB 进行仿真计算,绘出其随时间变化曲线,如图 2、图 3 所示;取 MID1 的应力,在 MATLAB 中绘出其随时间变化的曲线,如图 4 所示。

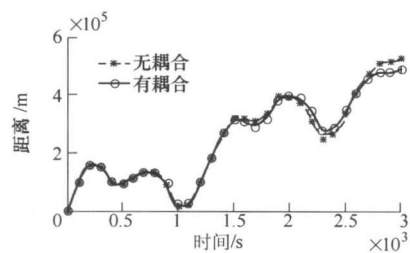


图 2 流固耦合对碰撞位移的影响

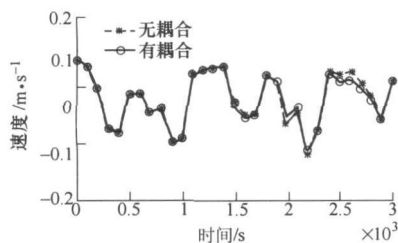


图 3 流固耦合对碰撞速度的影响

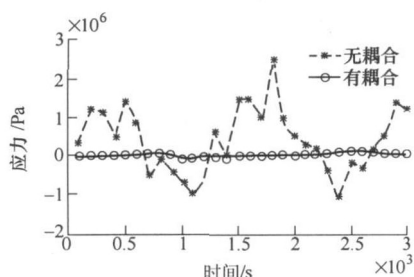


图 4 流固耦合对碰撞应力的影响

从以上位移、速度以及应力的比较可看出,由于流体的阻尼作用,碰撞过程中活塞杆的位移、速度都有一定减小,缸筒应力有明显的减小。

2) 不同压力对碰撞的影响

根据方案二,在流固耦合模型的流体入口端分别施加 30 000Pa 压力和 3 000Pa 压力并求解。分别在两个求解结果中取 END1 的位移、速度,通过 MATLAB 绘出它们随时间变化的曲线,如图 5、6 所示;取 MID1 的应力,用 MATLAB 绘出其随时间变化的曲线,如图 7 所示。

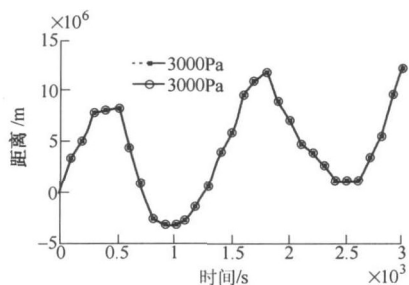


图 5 压力对碰撞位移的影响

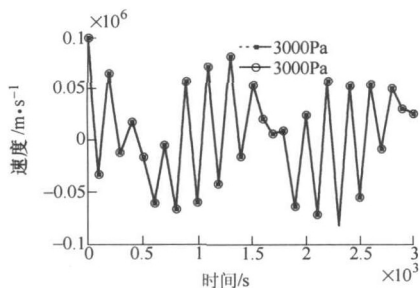


图 6 压力对碰撞速度的影响

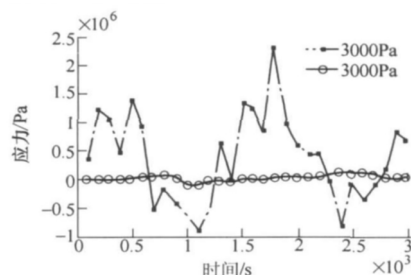


图 7 压力对碰撞应力的影响

从以上位移、速度以及应力的比较可看出,流体压力大小对活塞杆位移和速度没有影响,随着流体压力的增大,缸筒应力有明显减弱。综合仿真结果可以得出,流体在液压缸碰撞过程中起到了阻尼器的作用。流体压力变化对碰撞位移和速度没有影响,对缸筒应力具有明显的减小作用。

4 结语

本文根据经典碰撞模型,结合实际情况,建立了液压缸碰撞模型。由流体力学和弹性力学相关理论构建了描述液压缸碰撞的流固耦合方程组,通过 ADINA 软件分析了有无流体、流体不同入口压力对液压缸碰撞位移、速度和应力的影响。分析结果表明,流体对于液压缸碰撞具有明显的阻尼作用,在设计和实践中可以充分利用这一特点对液压系统性能提出更好的改进措施。

参 考 文 献

- [1] 高钦和,黄先祥.多级缸起竖系统运动过程的建模与仿真[J].系统仿真学报,2005,17(7).
- [2] Salah Faik, Holly Witterman. Modeling of Impact Dynamics. A Literature Survey [R]. Ann Arbor: International ADAMS User Conference, 2000.
- [3] 金栋平,胡海岩.碰撞振动与控制[M].北京:科学出版社,2005.
- [4] A. S. Tijsseling. Fluid Structure Interaction in Case of Water Hammer with Cavitation [D]. Delft: Delft University of Technology, 1993.
- [5] 卢芳云.一维不定常流体动力学教程[M].北京:科学出版社,2006.
- [6] 雷天觉.新编液压工程手册[M].北京:北京理工大学出版社,1999.
- [7] 杨文华.液控原理[M].北京:学术书刊出版社,1990.
- [8] 陆元章.现代机械设备设计手册[M].北京:机械工业出版社,1996.
- [9] 杨培元,朱福元.液压系统设计简明手册[M].北京:机械工业出版社,2011.