

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2013.12.001

基于动网格技术的理想液压缸运动数值计算*

金晓宏, 杨 科, 沈 洋

(武汉科技大学 机械自动化学院, 湖北 武汉 430081)

摘要: 液压缸是驱动高速大功率直线运动负载的首选元件, 针对该负载的高精度可预知运动控制这一问题。为了了解液压缸在高速运行速度下的运动特性和动力学特性, 以理想化的液压缸为对象, 利用Fluent软件及动网格技术, 对液压缸缸内流动流场和活塞运动过程进行了数值仿真, 探讨了压差、供油口大小和工作行程等参数对活塞动态特性的影响。研究表明, 液压缸活塞运动速度在启动瞬时和终止瞬时均出现了大幅度的波动, 在其余运动过程中, 运动速度表现为某一均值和规则性高频脉动值相叠加的形态; 压差越高, 脉动频率越高且脉动幅值越大; 油口直径增大, 速度脉动频率增高, 脉动幅值相应减小; 活塞上合力在启动瞬时和终止瞬时出现波动, 在稳态运动过程中, 合力表现出与速度类似的形态。该研究同时还给出了活塞速度与工作行程大小的关系。

关键词: 液压传动; 液压缸; 动网格; 合力特性; 速度特性

中图分类号: TH137.5 文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2013)12-1445-05

Numerical calculation of movement for ideal hydraulic cylinder based on dynamic mesh

JIN Xiao-hong, YANG Ke, SHEN Yang

(College of Machinery and Automation, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

Abstract: Hydraulic cylinder is the first choice for driving the high speed and high power linear motion load. Aiming at the predictable motion control with high precision to the load, it must be understood the kinematics and dynamics of the hydraulic cylinder at high running speed. An idealized hydraulic cylinder was taken as the object. The internal flow field of hydraulic cylinder and the piston movement process were simulated by using Fluent software and dynamic mesh technology, and the influence of differential pressure, the size of oil port and the working stroke on dynamic characteristics of piston were discussed. Results indicate that, the velocity of piston appeared significant fluctuations in the instants of start and end, in remaining movement process, the form of movement speed performed to be a mean value overlaid by regular high frequency pulse, a high pressure gives high pulse frequency and big amplitude of pulse; a big size of oil mouth diameter gives high pulse frequency and low amplitude of pulse accordingly. The resultant force on piston appears fluctuations in the instants of start and end, in steady-state movement process, the resultant force performs a similar form of speed. Meantime the relationship between piston speed and the working stroke is given.

Key words: fluid power; hydraulic cylinder; dynamic mesh; characteristics of resultant force; velocity characteristics

0 引 言

液压缸是液压传动及控制系统的重要元件, 它以直线运动方式驱动负载。当今机电设备在高速大功

率负载可预知控制、响应速度和控制精度3个方面都提出了更高的要求, 因此, 作为高速大功率负载系统的驱动元件—液压缸, 对其运动特性和动力学特性的研究也就显得迫在眉睫了。

目前, 国内外对液压缸内流动研究以缓冲为主,

收稿日期: 2013-09-03

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51245013)

作者简介: 金晓宏(1960-), 男, 广东揭阳人, 教授, 主要从事机电液系统动力学行为与运动控制等方面的研究. E-mail: jinxiaohong@wust.edu.cn

对于内流场整体流动,特别是活塞在内流场中的运动学和动力学研究几乎没有文献论及。张京平^[1]分析了多级液压缸内流场,求解了由几个基本动边界流场组成的多级液压缸内的复杂动边界流场,从而为液压缸的优化设计提供参考。刘伟涛^[2]通过对360°双螺旋副旋转油缸内部间隙螺旋流动特性的探讨,得到了摩擦力随结构参数及活塞速度等参数变化的规律。陶小军^[3]对高速液压弹射系统的高速同步液压缸进行了设计与研究。葛如海和杨工作等^[4]采用动网格技术对驱动气缸的内流场进行仿真计算,分析了气缸的启动腔容积、启动压力及喷口直径等参数对气缸动态响应的影响。刘华坪、陈浮和马波^[5]运用动网格和UDF(user-defined function, UDF)技术对4种常见的阀门进行数值模拟,从而对阀体工作精度的选择与结构的设计提供了参考价值。孔祥东和俞滨等^[6]采用CFD软件(computational fluid dynamics, CFD)技术对比例节流阀主阀腔内流体流动区域的流场分布情况进行了三维数值计算,其网格划分方法有借鉴意义。Y. S. Yang和S. L. Nie^[7]在淹没出流推力研究中,利用Fluent软件探讨了圆柱形腔体内的流动,其几何模型选取方法和计算模型有参考价值。王新晴、梁升和夏天等^[8]采用基于Hilbert-Huang变换方法,讨论了液压缸的动态特性。许勤、丁为民和黄圆月^[9]通过实验的方法,考察了液压冲击器进油口尺寸大小对压力和流量波动的影响。所有这些研究,为液压缸在高速运行速度下的运动特性和动力学特性研究提供了宝贵的参考依据。

本研究以理想液压缸作为研究对象,利用动网格技术,探讨液压缸活塞的运行速度行为和力行为。

1 几何模型

几何模型的精确程度对数值模拟的准确性有极大的影响,越精确的几何模型,其数值模拟结果越真实。考虑到完全按活塞式液压缸整体结构实体建模导致模型复杂,且Fluent软件仿真区域为流体流经的区域,因此,以揭示液压缸运动的基本规律为前提,可将液压缸的几何模型进行简化。

简化后的理想活塞式液压缸模型结构示意图如图1所示。模型中:

A —活塞面积;

V —活塞速度;

p_{in} —进油口压力;

p_{out} —出油口压力;

F_L, F_R —活塞左右两端面受到的液压总力,并记合力 $F = F_L - F_R$;

x —活塞初始位置,参考计算值为 $x = 20$ mm;

S —活塞工作行程, $S = 0 \sim 140$ mm。

其他结构参数为:缸内径 $D = 63$ mm,活塞厚度 $\delta = 40$ mm,进出油口直径 $d = 8$ mm,缸体长度 $L = 200$ mm。

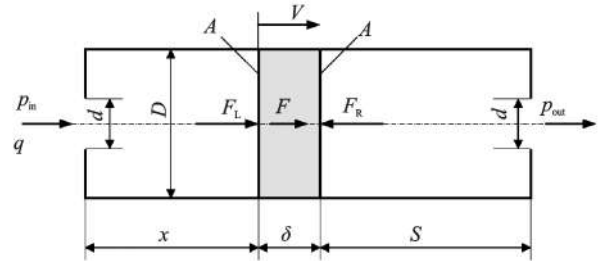


图1 理想活塞式液压缸模型

2 网格划分及其边界条件设置

2.1 网格划分

本研究使用GAMBIT软件对理想液压缸进行网格划分,网格单元以六面体单元为主,楔形体为辅,网格类型为非结构网格,网格大小通过定义边界上分点的长度来定义,其大小为1 mm。

液压缸的网格划分图如图2所示,总网格数约为 5.5×10^6 。

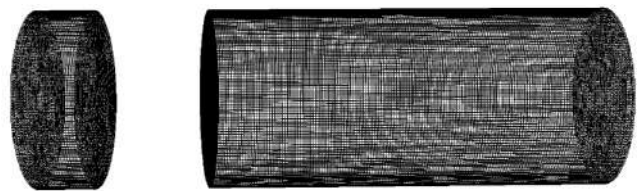


图2 液压缸网格模型

2.2 边界条件设置

(1) 流体介质。液压油N32,密度 ρ 为 890 kg/m^3 ,动力黏度 μ 为 $0.0285 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$,热传导系数 k 为 $0.12 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$,比热容 c 为 $2000 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ 。

(2) 边界条件设定。以压力入口和压力出口为边界条件,并设定计算参考值为 $p_{in} = 2 \text{ MPa}$, $p_{out} = 0 \text{ MPa}$ 。

(3) 计算模型。非定常流场流动,标准 $\kappa - \varepsilon$ 湍流模型。其方程可参见文献[7、10]。

(4) 初始条件。当 $t = 0 \text{ s}$ 时,活塞速度 $V = 0 \text{ m/s}$ 。

3 程序设计及网格更新

本研究中,动网格技术被应用于计算运动边界问题。液压缸内的流动是活塞两侧油液的流动,活塞是阻隔两腔流动的动边界,这种流场属于动边界流场,而且求解对象—活塞端面压力随时间变化,属于非稳态问题求解。

针对上述问题,本研究利用动网格技术来进行液压缸内部流场仿真分析,并在数值模拟过程中,使用UDF函数给定,并计算活塞的运动。

3.1 程序设计

计算活塞的运动中,通过DEFINE_CG_MOTION宏函数实现对活塞动态域移动的定义。

其原理是:给定活塞运动的线速度,通过UDF函数分别计算活塞的两个移动面的压力并将压力进行叠加,根据牛顿运动第二定律得到活塞的加速度,从而得到速度;然后,Fluent再根据给定的速度更新动态域上节点的位置。

3.2 网格更新

动网格更新有3种方式:

- (1) 弹簧近似光滑模型,适合四面体网格模型;
- (2) 动态分层模型,适合六面体网格模型;
- (3) 局部重划模型,适合四面体和三角形模型。

结合液压缸的网格模型,这里采用动态分层更新法来实现动网格更新,并选用常值比例法进行网格层的分割。

参数设置如下:分裂因子为0.4,收缩因子为0.04,时间步长取0.000 5 s或更小。

4 仿真分析

4.1 活塞受力分析

活塞两端面的受力曲线如图3所示。图3中,左、右两侧纵坐标分别为 F_L 和 F_R 。

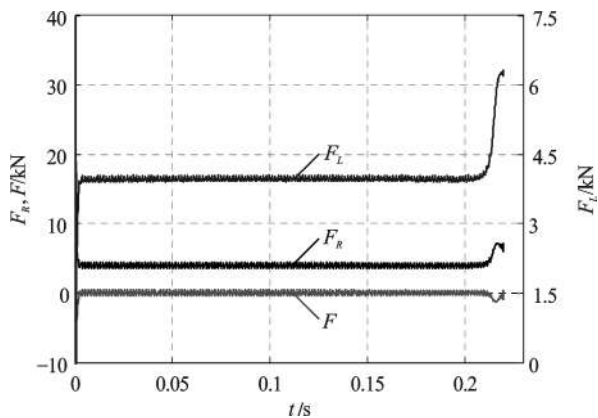
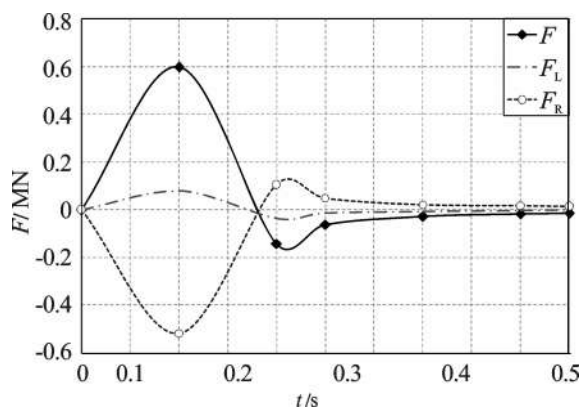


图3 活塞所受力曲线

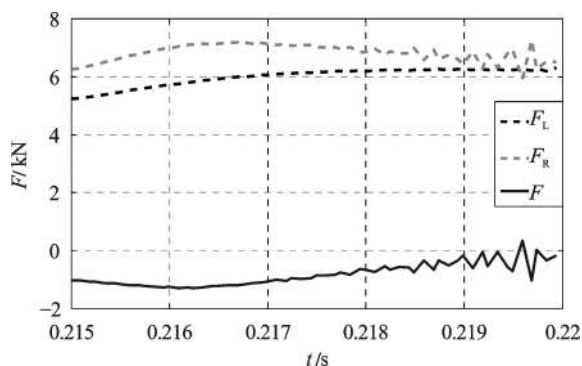
由图3可以看出,起始和终止阶段两端面受力波动幅度大,其余时段为稳态段,受力基本稳定,左端面 F_L 的稳态均值为3.9 kN,右端面 F_R 的稳态均值为3.7 kN。 F 稳态均值在0 kN附近作小幅周期性波动。

从图3还可以看出,活塞在起始和终止阶段受力变化剧烈,其波动细节如图4所示。

图4(a)中,由于液压油刚压入液压缸,活塞产生



(a) 起始阶段



(b) 终止阶段

图4 活塞受力局部放大曲线

一个巨大前冲,使活塞受力产生大幅变化,0.1 ms内,左端面所受到的力从0 N迅速上升至78 kN,同时右端面所受到的力降至-520 kN,其合力达到正压峰值598 kN;0.2 ms时,左端面压力下降至-36 kN,右端面压力急速上升至105 kN,致使其合力从正压峰值降至负压峰值-141 kN;0.2 ms~0.5 ms内,活塞受力为负值,并逐渐增大。

终止阶段,如图4(b)所示。0.215 s左右开始,活塞右端面所受到的力明显大于左端面的力,其合力为负值,使活塞做减速运动。0.218 s开始,活塞右端面的受力产生较大幅度的波动,从而导致活塞所受合力也随之大幅波动,这是由于活塞运动到右端,越来越接近出油口,出油口较活塞面积小很多,出油口起阻尼作用阻止活塞运动,产生力的波动。 $t=0.22$ s左右时,活塞所受合力为零,活塞停止运动。

4.2 活塞运动速度分析

活塞在右向行程中的速度变化情况如图5所示。

从图5中可以看出,活塞的运动分为3个阶段:起始段、稳态段、终止段。

在稳态段,活塞运动速度稳态均值为0.64 m/s并叠加有小幅周期性波动;在起动和终止阶段,活塞速度出现了较大幅度的跳动。在起始阶段,其速度最高达2.5 m/s,为稳态均值的4倍多,其原因是该瞬时具有

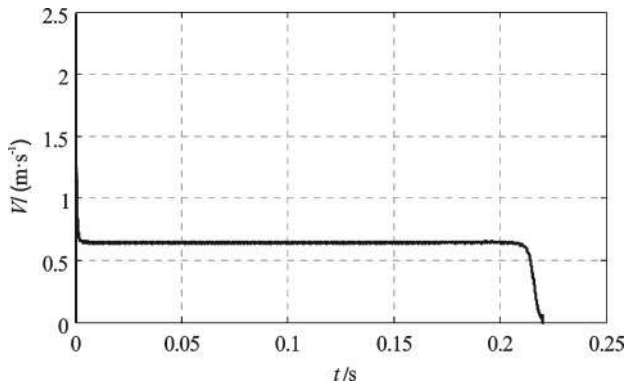


图5 活塞运动速度曲线

一定压力的入口阶跃流量使活塞产生高速前冲;待活塞运动后,左侧容腔体积增大,出口流量也建立起压力而使活塞速度明显下降,直至基本稳定。终止阶段,出油口的流线分布急剧改变,阻力增加,活塞速度降低直至为零,活塞由稳态速度均值降至零值的加速度高达 -43.3 m/s^2 。

4.3 运动与动力学参数和结构参数之间的关系

4.3.1 工作行程对活塞运动的影响

取 $x=10 \text{ mm}$, $d=10 \text{ mm}$,几何模型中其他参数保持不变,分别对 S 为 10 mm 、 30 mm 、 50 mm 和 70 mm 4种情况进行仿真,仿真结果如图6所示。

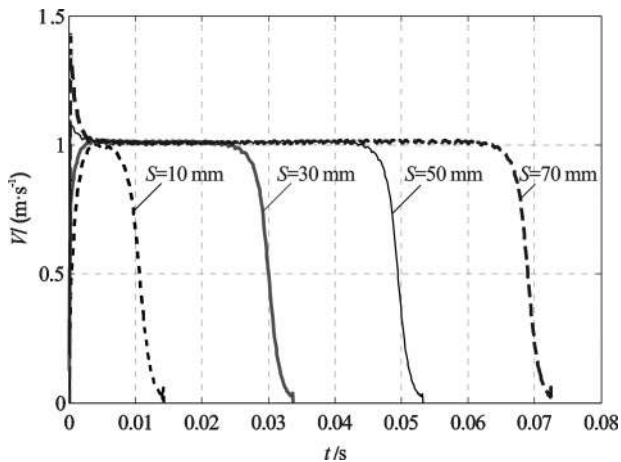


图6 不同行程时的活塞速度

从图6可以看出:

(1) 工作行程越短,活塞在起始段的速度越平缓。在起始段中,工作行程为 70 mm 时的瞬时速度以最短的时间达到最大值,活塞的高速前冲最为严重,当工作行程减短至 50 mm ,活塞的启动加速度明显减小,高速前冲现象减弱,直到行程为 30 mm 时,速度曲线变得平缓无大幅波动,工作行程为 10 mm 时,曲线极为平缓。

(2) 工作行程对稳态速度均值及达到稳态所用的时间几乎无影响。

4.3.2 压差大小对活塞速度的影响

取 $S=40 \text{ mm}$,几何模型中其他参数保持不变,分别对压差为 0.5 MPa 、 2 MPa 、 4 MPa 和 6 MPa 4种情况进行仿真,其结果如图7所示。

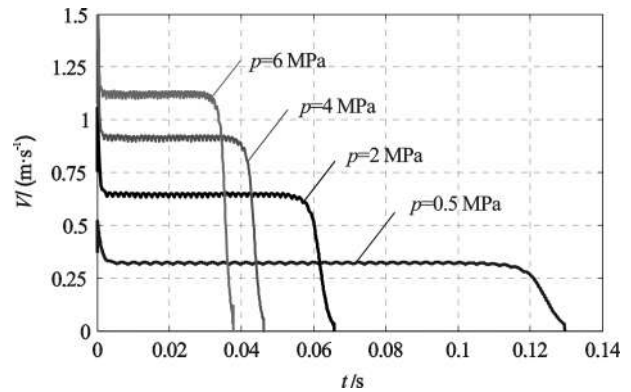


图7 不同压差大小时的活塞速度

从图7可以看出:

(1) 压差越大,起始段的速度波动幅度越大,活塞的高速前冲越严重,使得活塞进入平稳阶段的时间越短。

(2) 压差越大,稳态速度均值越大,并且,随着压差的逐步增加,稳态速度均值增大的幅度越来越小。

(3) 压差越小,活塞运行越平稳,其周期性波动幅度越小。

速度随压差波动的幅值和频率数据如表1所示。

表1 不同压差大小下的波动频率和幅值

压差 p/MPa	0.5	2	4	6
频率 f/Hz	313	667	883	1 000
幅值 $A/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.009	0.016	0.024	0.032

从表1可以看出,压差大小与速度波动的周期和幅值基本上成线性关系,压差每增加 2 MPa ,其对应的波动频率增大 166.5 Hz ,波动幅值增大 0.008 m/s 。

4.3.3 油口大小对活塞速度的影响

取 $S=40 \text{ mm}$,几何模型中其他参数保持不变,分别对 d 为 6 mm 、 8 mm 、 9 mm 、 10 mm 、 11 mm 和 12 mm 进行数值模拟计算,仿真结果如图8所示。

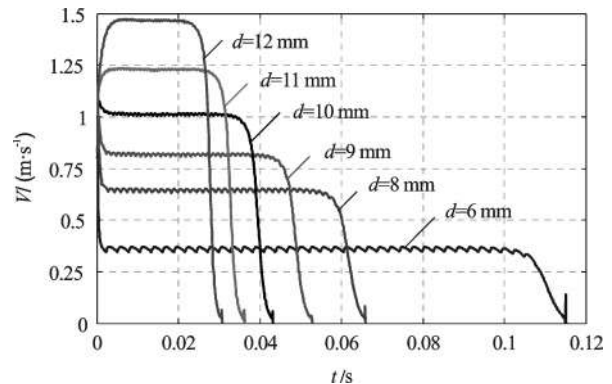


图8 不同油口大小时的活塞速度

由图8可以看出:

(1) 在起始段,由于活塞的前冲效应,使得油口直径为6 mm、8 mm、9 mm时,活塞加速度过大,速度有明显的大幅波动,但随着油口的增大,加速度减小,速度波动幅度渐渐减弱,直到 $d=11$ mm时,运动曲线在起阶段变得平滑且无明显波动, $d=12$ mm时,曲线已经无波动且更加平滑。同时,还可以看出,小尺寸入口能使活塞速度更快地达到稳态均值。

(2) 稳态速度均值随油口大小的增大而增大,同时,活塞在稳态匀速段,油口直径越小,其速度波动频率越高,波动幅值越大。

频率和幅值与油口尺寸关系如表2所示。

表2 不同油口大小下的波动频率周期和幅值

油口直径 d /mm	6	8	9	10	11	12
频率 f /Hz	357	667	833	1 000	1 168	1 335
幅值 A /($m \cdot s^{-1}$)	0.024	0.016	0.013	0.010	0.007	0.005

由表2数据可以总结如下:油口大小与速度波动的频率和幅值基本上成线性关系,油口直径每增加1 mm,其对应的波动频率增大166 Hz~168 Hz,波动幅值减小0.002 m/s~0.003 m/s;经计算,当 $d=14$ mm时,速度的周期性波动几乎消失。

由此可知,油口大小影响规律的结论与文献[9]通过实验得到的规律基本一致。

5 结束语

综上所述,可以得到如下结论:

(1) 活塞运动速度在起始段和终止阶段均出现了大幅度的波动,在稳态运动过程中,运动速度表现为某一均值和规则性高频脉动值相叠加的形态;压差越高,稳态速度均值越大,脉动频率越高,同时脉动幅值越大;就所选典型计算实例,压差大小与速度波动的周期和幅值基本上表现出线性关系,压差每增加2 MPa,其对应的波动频率增大166.5 Hz,波动幅值增大0.008 m/s。

(2) 活塞上的合力在起启动瞬时和终止瞬时出现波动,在稳态运动过程中,合力表现出与速度类似的形

态。

(3) 其他参数对运动的影响如下:工作行程对稳态速度均值及达到稳态所用的时间几乎无影响,工作行程越短,活塞起始瞬间的速度越平缓;压差越大,活塞在起始段的速度波动幅度越大;油口大小与速度波动的频率和幅值基本上成线性关系,油口直径增加,其对应的脉动频率增大,幅值相应减小,当油口尺寸增加到某一数值时,速度的周期性波动消失。

致 谢

本研究得到国家自然科学基金的经费资助,项目批准号:51245013,在此表示衷心的感谢。

参考文献(References):

- [1] 张京平. 液压缸内动边界流场的数值分析[D]. 浙江:浙江大学机械与能源工程学院,2001.
- [2] 刘伟涛. 360°双螺旋副旋转油缸流动特性及效率研究[D]. 湖南:中南大学机械学院,2010.
- [3] 陶小军. 高速液压弹射系统中高速液压缸的设计与性能研究[D]. 浙江:浙江理工大学机械与自动化学院,2007.
- [4] 葛如海,杨工作,吴云腾,等. 基于三维动网格技术的气缸动态响应特性研究[J]. 机床与液压,2011,39(17):57-59.
- [5] 刘华坪,陈 浮,马 波. 基于动网格与UDF技术的阀门流场数值模拟[J]. 汽轮机技术,2008,50(2):106-108.
- [6] 俞 滨,孔祥东,李亚星,等. 位移-电反馈型插装式比例节流阀主阀流场数值模拟分析[J]. 机电工程,2011,28(11):1291-1299.
- [7] YANG Y S, NIE S L, ZHU Y Q, et al. Reaction thrust of submerged water jets[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2007, 221(4):565-573.
- [8] 王新晴,梁 升,夏 天,等. 基于HHT的液压缸动态特性分析新方法[J]. 振动与冲击,2011,30(7):82-86.
- [9] 许 勤,丁为民,黄圆月. 进油口管径对液压冲击器冲击压力和流量的影响[J]. 河南科技大学学报:自然科学版,2007,28(1):9-12.
- [10] 沈 洋,金晓宏,杨 科. 基于CFD的蝶阀流场仿真和阀板驱动力矩研究[J]. 中国科技论文,2013,8(8):820-823.

[编辑:罗向阳]

本文引用格式:

金晓宏,杨 科,沈 洋. 基于动网格技术的理想液压缸运动数值计算[J]. 机电工程,2013,30(12):1445-1449.

JIN Xiao-hong, YANG Ke, SHEN Yang. Numerical calculation of movement for ideal hydraulic cylinder based on dynamic mesh[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2013, 30(12):1445-1449.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>