

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.06.014

新型线香机设计及间隙密封流场仿真分析^{*}

李 伟,何毅斌^{*},王彦伟,宋 龙,冯晓良,曾亚君,何 德
(武汉工程大学 机电工程学院,湖北 武汉 430073)

摘要:针对新型线香机在制香过程中缸筒活塞的间隙密封问题,在研究新型线香机制香的基础上,对新型线香机的密封性能进行了归纳,提出了该缸筒活塞装置泄流量的仿真研究,通过采用 GAMBIT 软件建立缸筒活塞的数学结构模型,利用 Fluent 模拟缸筒活塞的内部流动,对不同结构的间隙内部流场进行了仿真分析,得出了缸筒活塞间隙密封内压力场的流场分布图。研究表明,该缸筒活塞装置的内部流场的间隙密封的密封性能主要受间隙宽度的控制影响,随着压力、密封间隙的增大,泄漏量也随之增加,而缸筒与活塞之间的密封间隙最优化的宽度应控制在 0.3 mm 以下,可以通过减小密封间隙来减少泄漏量,该结果可对新型线香机的改进优化提供了方向。

关键词:缸筒活塞;间隙密封;优化分析;泄漏量

中图分类号:TH136

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)06-0713-05

Design of new incense machine and simulation analysis of clearance seal flow field

LI Wei, HE Yi-bin, WANG Yan-wei, SONG Long, FENG Xiao-liang, ZENG Ya-jun, HE De
(School of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430073, China)

Abstract: Aiming at the problem of new incense machine existed seal clearance between the cylinder and the piston device during the movement, based on the study of new incense machine system, the sealed performance of the new incense machine was summarized, the flow simulation research on the leakage of cylinder piston device was proposed. The GAMBIT software was used to establish the mathematical model of the cylinder piston device, the FLUENT software was used to simulate the interior flow between cylinder and piston, and through simulation analysis of the internal flow field in different structure, the flow field distribution figure of seal clearance stress field between cylinder and piston was got. The results indicate that the sealing of the interior flow field between the cylinder and piston device is mainly controlled by the gap width. The leakage of cylinder piston device is adding with the pressure and the gap width, and the best width of seal clearance between piston and cylinder should be controlled below 0.3 mm, there is a way to reduce leakage by decreasing the seal clearance, this method provides a direction to improve new incense machine performance.

Key words: cylinder piston; clearance seal; optimization analysis; leakage

0 引 言

虚拟设计是近年来兴起的一种新兴设计方案和技术^[1]。随着计算机软、硬件技术的快速发展,虚拟现

实技术中的虚拟造型装备技术为产品研制提供了一种全新的设计方法和实现途径,在进行产品虚拟设计时,设计人员主要采用三维虚拟设计软件如 UG、SolidWorks、ANSYS 等为机械产品的创意和设计提供了虚

收稿日期:2016-01-19

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51375186);武汉工程大学研究生教育创新基金项目(CX2015020)

作者简介:李伟(1990-),男,湖北荆州人,主要从事机械的设计仿真和优化分析方面的研究。E-mail:13207176157@163.com

通信联系人:何毅斌,男,博士后,教授,硕士生导师。E-mail:gong_da_2007@126.com

拟的三维环境^[2]。设计人员借助虚拟环境对机械产品进行虚拟加工和评价,进而避免设计缺陷,有效地缩短产品的开发周期,同时降低产品的开发成本和制造成本^[3]。

随着科学技术的日新月异推动了线香机的快速进步和发展。传统的线香机的成品加工装置,采用人工操作或者半自动方式进行生产,生产效率低,劳动强度高,这样耗费了大量的人力和财力,不能满足市场需求。而新型线香机是一种全自动化的生产装置,具有运动平稳、扭矩大、结构紧凑与生产成本低等优点,具有广泛的应用前景。

随着工业装备技术的迅速发展,对新型线香机设备精度要求不断提高,其中密封结构是一项重要因素,尤其是动密封结构直接影响回转机械的润滑、泄露问题^[4]。

间隙密封在间隙中有一层薄的油膜,对运动副起到润滑作用,从而降低摩擦力,提高动态性能。但是,密封结构不能保证泄露,特别是环形间隙,泄露量与间隙量成三次方的关系,因此密封间隙结构必然带来泄露量的增加^[5-8]。若间隙过大,泄露量增大;若间隙过小,缸筒内表面容易磨损,所以控制密封间隙非常重要^[9-12]。

本研究以新型线香机的设计为研究对象,通过仿真软件 Fluent 对缸筒活塞装置构建缸筒与活塞之间的间隙密封的流场模型,对不同的密封间隙宽度形式的内部流场进行仿真分析研究,为新型线香机的设计工艺优化提供参考。

1 数学模型

1.1 新型线香机三维模型

新型线香机主要有包括减速器、螺杆、光杆、导向轮、螺杆、缸筒、活塞和压香桶盖等组成,结构简图如图 1 所示。新型线香机主要采用螺旋传动机构和缸筒活塞机构。

在生产过程中,全自动微型线香机装置代替了人工操作,其体积小,重量轻,提高生产效率,降低生产成本,安全环保便于携带和搬运,并且能够做到制香机内零香料残留。其中缸筒活塞装置是新型线香机的重要组成部分,决定制香机械设备的生产质量和制香效率。

本研究以缸筒活塞装置为研究对象,分析缸筒与活塞之间的间隙密封,而在缸筒活塞装置中缸筒与活塞之间是轴向往复运动。为了保证缸筒与活塞

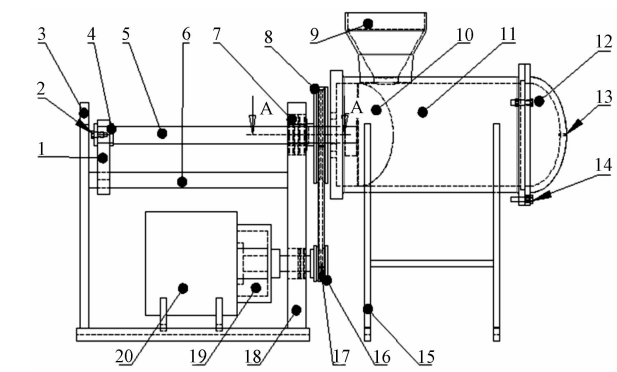


图 1 新型线香机的结构简图

1—导向轮;2—螺母;3—支架;4—压板;5—螺杆;6—光杆;7—轴承;8—带内螺纹孔的带轮;9—料筒;10—活塞;11—缸筒;12—模具;13—出香嘴;14—螺栓;15—制香座;16—带轮;17—皮带;18—机架;19—减速器;20—伺服电机

之间的密封介质流通通道的宽度相同,笔者忽略重力作用和安装误差,简化为理想的同心结构。在工作过程中,间隙充满的液压油会形成环形流场,将缸筒和活塞隔开,使两接触面在运动过程中不发生碰撞。合理研究密封间隙结构的尺寸、操作工况等参数对密封性能的影响,并验证在制香过程中是否满足设计的基本要求。

本研究建立缸筒活塞相对静止状态下,缸筒和活塞之间的间隙密封结构的数学模型,利用 Fluent 仿真软件对缸筒与活塞之间的间隙宽度 h 为 0.1 mm、0.2 mm、0.3 mm、0.4 mm、0.5 mm、0.6 mm,对间隙密封内流体进行模拟仿真和对比分析。

1.2 流动状态

对于特殊形状的流道,其流态判别下的临界雷诺数如表 1 所示^[13]。

表 1 不同形状流道的临界雷诺数

流道截面形状	雷诺数
同心环缝	1 100
偏心环缝	1 000
正方形	2 070
正三角形	1 930
带均压槽的同心环缝	700
带均压槽的偏心环缝	400

缸筒活塞装置在工作中采用 L-HM46 抗磨液压油,为获得所建立模型的最大雷诺数,取粘度更小的 L-HM46 抗磨液压油为计算对象,介质密度为 860 kg/m^3 , $\mu = 0.039\ 56\text{ N}\cdot\text{s/m}^2$, $D = 0.1\text{ m}$, $d = 0.098$, 计算得 $Re = 43.48\text{ v}$ 。通常利用环形断面雷诺数公式来判定轴套式间隙密封内流体的流动状态:

$$Re = \frac{\rho(D-d)}{\mu} \quad (1)$$

式中: ρ —介质的密度, kg/m^3 ; d —介质动力粘度, $\text{n} \cdot \text{s}/\text{m}^2$; D —外圆柱面直径, m ; d —内圆柱面直径, m ; v —流场中介质的流动的平均速度, m/s 。

根据流体力学理论,对于环形缝隙流动,当间隙很小时,流动速度通常较小,远小于临界速度,由表1可知,模型的雷诺数远小于上表中的下限值,因此判断出间隙密封内流体属于层流流动,即模型为层流模型。

1.3 控制方程

本研究在仿真分析过程中认为自然界的一切流体都要遵循质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒,流体的流动是稳态过程,且活塞的运动过程相对比较缓慢,因而忽略温度场和能量方程的影响,这样得到CFD仿真的基本控制方程为:

(1) 质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{y} + \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

式中: ρ —密度; t —时间; u, v, w —速度矢量在 x, y 和 z 方向的分量。

(2) Navier-Stokes 运动方程:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial(\rho \mu)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mu u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \mu v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \mu \omega)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \mu}{\partial x} \right) + \\ &\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \mu}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \mu}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + F_x \end{aligned} \right. \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v \omega)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \\ &\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + F_y \end{aligned} \right. \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \omega v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \omega \omega)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) + \\ &\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \omega}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} + F_z \end{aligned} \right. \quad (5)$$

式中: ρ —流体微元体上的压力; t —时间; $\tau_{xx}, \tau_{xy}, \tau_{xz}$ —粘性应力在 x, y, z 3 个方向的分量; F_x, F_y, F_z —体积力。

1.4 流场模型及边界条件

在分析过程中,本研究首先建立缸筒密封结构中使用间隙密封形式的几何模型,然后通过计算流体动力学 Fluent 软件来求解,但由于实际模型较复杂,需简化间隙密封的几何模型,忽略缸筒中与间隙密封作用无关的结构,将缸筒和活塞的密封间隙简化为两个薄壁圆环围成的密封间隙,简化后的几何模型如图2所示。

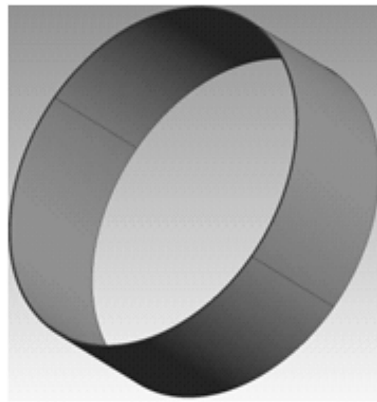


图2 几何模型

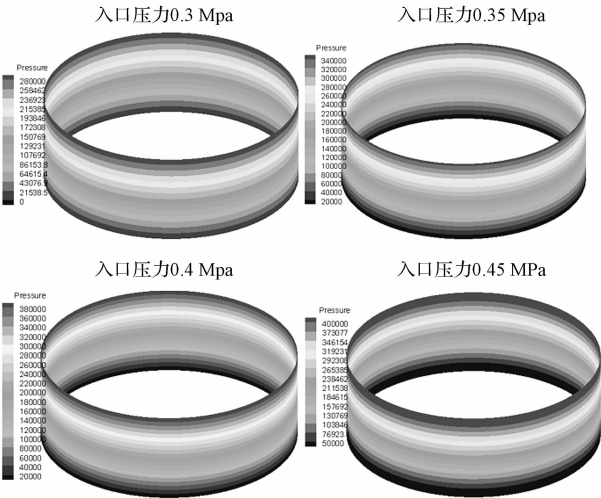
缸筒活塞装置的活塞直径为 100 mm, 活塞轴向长度为 60 mm, 缸筒与活塞之间的宽度间隙 h 分别取 0.1 mm、0.2 mm、0.3 mm、0.4 mm、0.5 mm、0.6 mm。挤压压力由无极电机功率和扭矩决定, 分别取 0.3 MPa、0.35 MPa、0.4 MPa、0.45 MPa、0.5 MPa。由于简化之后的几何结构比较简单, 所以直接在 Fluent 前处理软件 GAMBIT 中对缸筒活塞装置进行网格, 然后生成三维网格模型, 得到简化后的网格。

2 间隙流场的仿真分析

在满足工艺要求、生产安全的前提下, 往复密封结构中的密封件应使泄漏量最低。动密封与配合运动表面之间的摩擦受润滑薄膜控制, 泄漏量的大小受薄膜的厚度以及压力分布影响。耦合的零件之间的配合间隙对泄漏量的大小起决定作用, 然而运动表面之间必须留有一定间隙才能产生相对运动, 否则摩擦过大或者过小, 将影响密封件的使用寿命和整个设备的使用寿命。根据工作经验, 合理的密封间隙才能使缸体内壁和活塞之间有良好的相对运动。

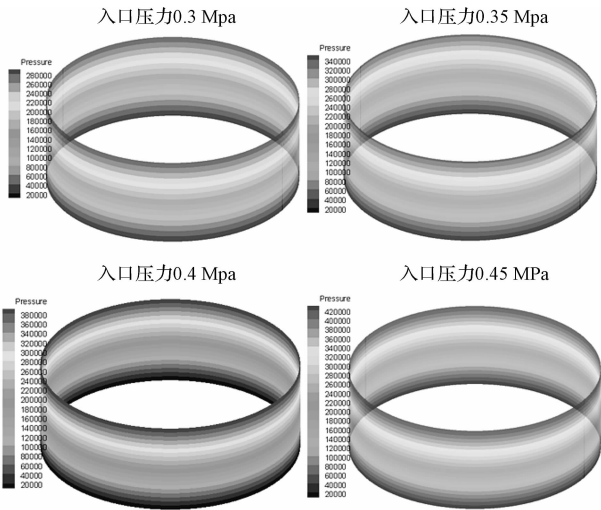
在缸筒活塞装置的活塞和缸筒相对静止时, 评价密封性能的好坏主要依靠泄漏量。由于操作密封间隙和挤压压力的不同会引起密封间隙内部流体介质的压力场不同, 从而影响缸筒活塞装置运动过程中泄露量的大小。当密封气隙为 0.1 mm、0.2 mm 时, 操作压力从 0.3 MPa 变化到 0.45 MPa 时, 密封间隙内部的压力场变化规律如图3所示。

由图3可以看出, 压力在密封间隙内部随着流动方向呈梯度变化, 在间隙入口处压力最大, 逐渐到出口处降低为零, 且随着操作压力和密封间隙的增大, 泄露量也逐步增大, 泄露量随压力变化曲线如图4所示。



(a) 密封间隙为0.1 mm时,密封间隙内压力场图

(a) 密封间隙为 0.1 mm 时,密封间隙内压力场图



(b) 密封间隙为0.2 mm时,密封间隙内压力场图

(b) 密封间隙为 0.2 mm 时,密封间隙内压力场图

图 3 不同密封间隙的压力场图

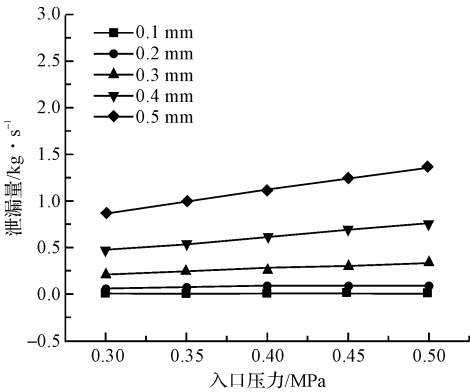


图 4 泄漏量随压力变化曲线

根据不同间隙宽度下的泄漏量与入口压力的线性拟合关系式的斜率,可以得到随着间隙宽度的增大,密封间隙泄漏量随间隙宽度的变化规律如图 5

所示。

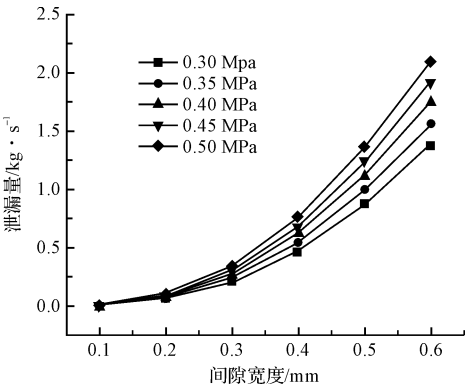


图 5 密封间隙泄漏量随间隙宽度的变化规律

从图 5 可以看出,在相同的间隙宽度条件下,泄漏量随着入口压力的增大而线性增大。当入口压力相等时,泄漏量随间隙宽度的增大,增长的速度越来越快。

根据新型线香机的设计要求,其制香过程应使制香成品的相对密度较大,则缸筒活塞装置在满足材料的安全许用应力的情况下,尽可能使活塞具有较大的压力,并且泄流量应小于 $0.25 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

密封间隙应用在缸筒活塞装置的活塞与缸筒之间的密封时,间隙宽度应控制在 0.3 mm 以下。此时泄流量近似于水平直线,而缸筒活塞能获得较大的压力,制造更优质的香料产品,更有利于调节不同种类香料的要求,满足生产的多样化需求。

3 结束语

本研究通过建立缸筒活塞装置的数学模型,利用 Fluent 软件对缸筒活塞装置进行密封间隙和入口压力对密封间隙内的泄流量仿真研究,得出如下结论:

(1) 当间隙宽度小于 0.3 mm 时,泄漏量随间隙宽度和入口压力的变化几乎没有增长。但泄漏量随着间隙宽度的增大而增大,且增长的速度越来越快。即缸筒活塞装置的活塞与缸套之间的密封间隙宽度应控制在 0.3 mm 以下,能满足新型线香机的设计要求。

(2) 泄漏量是评价间隙密封密封性能最重要的参数,可以适当的减小密封间隙来减小泄露量,从而达到新型线香机的密封性能的要求。

此外,在新型线香机的设计过程中,合理优化改进缸筒活塞的间隙宽度,有效地延长了线香机的使用寿命,还可以提高加工原料的利用率。这些结果对新型线香机的进一步改善和优化提供了方向;同时为以新型线香机等机械设备为原型的虚拟样机的设计研制提供一定的参考价值。

参考文献 (References):

[1] 何毅斌,李 伟,宋 龙,等. 新型线香机的设计及其零件的有限元分析[J]. 机械,2015,42(12):71-73.

[2] 张 雨,何毅斌,杨兵宽,等. 风载荷下的起重机主梁有限元分析[J]. 机电工程,2013,30(9):1090-1092.

[3] 何毅斌,李 伟,王彦伟,等. 基于 CATIA 槽轮机构的结构设计及优化分析[J]. 机电工程,2016,33(1):8-11.

[4] 於秋萍,孙见君,涂桥安,等. 接触式机械密封基本性能研究进展[J]. 流体机械,2015,43(2):41-47.

[5] 周梓荣,彭浩舰,曾曙林. 环形间隙中泄漏流量的影响因素研究[J]. 润滑与密封,2005,30(1):7-9.

[6] 孙建辉,周丹锋,袁巧玲. 带卸压槽的微摩擦气缸 Fluent 仿真分析[J]. 中国机械工程,2015,26(4):491-496.

[7] 巴 鹏,李 旭,任希文,等. 迷宫密封内部结构尺寸变

化对泄漏量的影响[J]. 润滑与密封,2011,36(3):101-104.

[8] 巴 鹏,黄建峰,张秀珩. 多变量双侧齿迷宫密封泄漏量模拟分析研究[J]. 流体机械,2014,42(12):39-42,16.

[9] 李宝良,唐学峰,张 婕. 新型矿用排水泵入口段口环密封结构优化研究[J]. 润滑与密封,2015,40(5):84-88.

[10] 康保印,范植坚,唐 霖. 闭式整体构件涡道电解加工流场设计与分析[J]. 兵工学报,2015,36(1):151-156.

[11] 莫 丽,王晓兵,王 军. 基于 CFD 的压裂泵泵阀结构特性分析[J]. 机械设计,2015,32(6):75-78.

[12] 周文驰,傅连东,苏 杰. 间隙密封液压缸的 UDF 有限元分析[J]. 机床与液压,2015,43(3):179-181.

[13] 王晓晶,李军民,魏建义. 液体静压轴承主轴设计与仿真分析[J]. 机床与液压,2015,43(23):132-135.

[编辑:张 豪]

本文引用格式:

李 伟,何毅斌,王彦伟,等. 新型线香机设计及间隙密封流场仿真分析[J]. 机电工程,2016,33(6):713-717.

LI Wei, HE Yi-bin, WANG Yan-wei, et al. Design of new incense machine and simulation analysis of clearance seal flow field[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2016,33(6):713-717.

《机电工程》杂志;http://www.meem.com.cn

(上接第 712 页)

进汽道的压损不仅仅跟阀的选取有关,还跟流道的设计有关。加大流动转变处的圆角半径或者将流道设计成蜗壳形式都有利于进汽部分压力损失的减小,后续将从这个角度加大研究的力度。

参考文献 (References):

[1] BIELECKI M, KARCZ M, RADULSKI W, et al. Thermo-mechanical coupling between the flow of steam and deformation of the vane during start-up of the 200 MW turbine[J]. **Task Quarterly**,2001,5(2):125-140.

[2] MAZUR Z, URQUIZA G, CAMPOS R. Improvement of the turbine main stop valves with flow simulation in erosion by solid particle impact CFD[J]. **International Journal of Rotating Machinery**,2004(10):65-73.

[3] 屠 珊,孙 弼,毛靖儒. 汽轮机 GX-1 型调节阀流动特性的试验与数值研究[J]. 西安交通大学学报,2003,11(37):1124-1127.

[4] 杨定国. 基于 CFD/CAA 的直筒笼式阀流动及噪声特性研究[D]. 杭州:杭州电子科技大学机械工程学院,2013.

[5] 刘利杰. 某调节阀的气动噪声研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学机电工程学院,2013.

[6] 李建波,吴 琼. 600 MW 汽轮机主调节阀流动特性数值分析及配汽优化[J]. 发电设备,2011,25(5):314-316.

[7] 宋忠荣,陶国庆,刘建峰,等. 最小流量调节阀内部流场及流量特性模拟研究[J]. 流体机械,2014,42(5):31-34.

[8] 王炜哲,施鑾鑾,柴思敏,等. 1000 MW 超临界汽轮机主调节阀内流动和噪声计算分析[J]. 动力工程,2007,27(3):401-405.

[9] 相晓伟,毛靖儒,孙 弼,等. 汽轮机调节阀全工况三维流场特性的数值研究[J]. 西安交通大学学报,2006,40(3):289-293.

[10] 刘建成. 电厂给水泵汽轮机安装技术及质量控制[J]. 机电工程技术,2015,44(12):18-21.

[编辑:张 豪]