

# 超高压液压增压器的效率分析\*

王海波, 金成柱\*

(杭州电子科技大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310018)

**摘要:** 为了减少液压增压器在运行过程中的能量损失, 改善超高压水射流设备的整体性能, 以某型号超高压水射流设备为研究对象, 建立了其增压器的运动学模型, 应用 Matlab 软件对增压器内部运动微分方程进行数值分析, 研究了增压器运行效率与各主要设计参数之间的关系。研究结果表明, 增压器运行效率的影响因素主要有阻尼系数、增压器与单向阀之间高压管路的体积、换向阀换向时间、增压器的输出压力、水射流系统的回油压力等。对增压器运行效率的分析研究, 为提高增压器运行效率和改善超高压水射流系统的性能提供了依据。

**关键词:** 超高压水射流; 液压增压器; 动态特性; 效率

**中图分类号:** TH137.51; TH122

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1001-4551(2010)12-0015-05

## Efficiency analysis of ultra-high pressure hydraulic intensifier

WANG Hai-bo, JIN Cheng-zhu

(School of Mechanical Engineering, Hangzhou Dianzi University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** Aiming at reducing the energy loss of hydraulic intensifier in operation and improving the overall performance of ultra-high pressure water jet equipment, an ultra-high pressure water jet equipment was taken as an example. The kinematics model of its intensifier was built. Based on Matlab software, the numerical analysis of kinematics differential equations was done to research the relationship between intensifier's running efficiency and main design parameters. The results show that the influence factors of intensifier's running efficiency mainly are damping coefficient, the volume of high pressure pipeline between intensifier and holding valve, reversal time, output pressure of intensifier, return pressure of water jet system, etc.. The analysis result of intensifier's running efficiency provides a basis for the enhancement of intensifier's running efficiency and the improvement of the performance of ultra-high pressure water jet system.

**Key words:** ultra-high pressure water jet; hydraulic intensifier; dynamic characteristic; efficiency

## 0 引 言

高压水射流是近年来发展十分迅速的一项新技术, 其应用日益广泛, 目前已在煤炭、石油、冶金、航空、建筑、交通、化工、建筑、建材、市政工程及医学等部门应用。超高压水射流系统是超高压水射流的发生装置, 而其核心部分为超高压发生器。目前超高压水射流系统主要采用 3 种形式的超高压发生器: 第 1 种是直接驱动的超高压柱塞泵; 第 2 种是目前国外采用较

多, 国内普遍采用的液压增压器; 第 3 种是相位式增压器。

由直接驱动的超高压柱塞泵组成的超高压水射流系统, 结构简单、工作可靠、维护方便、水压脉动较小。但超高压柱塞泵的结构复杂、精度高、价格昂贵, 并且相对于液压增压器来说, 柱塞泵产生的压力较低, 一般用户不能自己生产, 目前主要在高校、科研院所的试验装置中有所应用<sup>[1]</sup>。超高压水射流系统主要由油压系统、供水系统、液压增压器系统、以蓄能器为核心的恒压系统、喷嘴和管路等组成。其特点是油压系统采

收稿日期: 2010-07-15

基金项目: 国家高技术研究发展计划(“863”计划)资助项目(2007AA09Z308)

作者简介: 王海波(1986-), 男, 浙江台州人, 主要从事超高压水射流技术方面的研究. E-mail: wang\_haibo\_22@126.com

通信联系人: 金成柱, 男, 博士. E-mail: czjin615@sina.com

用现有的液压技术和元件就能解决,液压增压器及蓄能器用户可以自己开发研制,加工制造并非十分复杂。但液压增压器与超高压柱塞泵相比,其工作效率相对较低<sup>[2-3]</sup>,而且液压增压器两个高压腔中的压力相位始终相差 180°,排水和吸水动作是不连续的,产生的压力存在波动<sup>[4]</sup>。相位式增压器相当于将液压增压器拆分成两个单作用缸而并联起来,可以说是液压增压器的一种变化形式<sup>[5]</sup>。压力波动小是相位式增压器的最大特点,但从结构上看,必然要复杂一些,控制与维护也相对繁琐一些。

液压增压器运行效率不高的问题普遍存在,但目前国内外对此开展的相关研究工作却很少<sup>[6]</sup>。众所周知,液压增压器运行效率不高不但增加了能量的损耗,更直接影响了液压增压器式超高压水射流设备的整体性能。因而,对液压增压器运行效率进行研究,为液压增压器的优化设计提供了依据,对提高液压增压器式超高压水射流设备的整体性能,具有重要的现实意义。

本研究以某型号液压增压器式超高压水射流设备为研究对象,通过建立其增压器的运动学模型,应用 Matlab 对增压器内部运动微分方程进行数值分析,研究增压器运行效率与各主要设计参数之间的关系。

## 1 增压器的运动学模型

### 1.1 工作原理

液压增压器的结构如图 1 所示。液压油从液压增压器左侧油管路进入左侧低压油腔,推动活塞和活塞杆向右运动。左侧高压腔的容积不断增大,容腔内的水不断膨胀,压力急剧下降。当左侧高压腔内的压力降低到等于供水泵提供的压力时,左侧进水单向阀打开,低压水从进口流入左侧高压腔。在活塞和活塞杆向右运动的过程中,右侧高压腔的容积不断变小,容腔内的水不断被压缩,压力急剧上升。当右侧高压腔内的压力达到出水压力时,右侧出水单向阀打开,高压水

从出口流出,经过蓄能器,最后从喷嘴喷出。当活塞右行至行程终点时,霍尔接近开关发出电信号,电磁换向阀改变液压油的流向。此时,液压油从增压缸右侧油管路进入右侧低压油腔,推动活塞向左运动,右侧高压腔内的水膨胀降压,左侧高压腔内的水被压缩增压。如此往复,形成连续的超高压水射流<sup>[7]</sup>。

### 1.2 水的压缩性方程

增压器利用水的压缩性来提升水的压力。若不考虑温度对压力影响,水的压缩性方程为<sup>[8-9]</sup>:

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{K}{V} \frac{dV}{dt} \quad (1)$$

式中  $p$ —水的压力,Pa; $V$ —水的体积, $m^3$ ;  $K$ —水的体积弹性系数,Pa。

### 1.3 增压器的力平衡方程

取增压器活塞运动至左行程终点并开始反向往右运动的时刻为研究的起始点<sup>[10-11]</sup>,取增压器活塞和活塞杆组成的系统作为研究对象,对其进行受力分析,忽略增压器工作过程中液压油温升高对其的影响。根据牛顿第二定理,增压器的力平衡方程为<sup>[12]</sup>:

$$pA_2 + (p_1 - p_3)(A_1 - A_2) - p_2A_2 - B \frac{dx}{dt} = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (2)$$

式中  $p$ —左侧高压腔内水的压力,Pa; $p_1$ —左侧低压腔内油的压力,Pa; $p_2$ —右侧高压腔内水的压力,Pa; $p_3$ —右侧低压腔内油的压力,即水射流系统的回油压力,Pa; $A_1$ —增压器活塞面积, $m^2$ ;  $A_2$ —增压器活塞杆面积, $m^2$ ;  $B$ —阻尼系数; $m$ —系统的总质量,kg; $x$ —活塞右行的位移,m。

### 1.4 动态过程分析

根据增压器左右两侧进出水单向阀的开启情况,增压器活塞从左行程终点移动至右行程终点的运动过程可以分为以下 3 个阶段:

第 1 阶段,当左侧进水单向阀、右侧出水单向阀都未打开时,左侧高压腔内的水不断膨胀,容腔内水的压力下降,右侧高压腔内的水不断被压缩,容腔内水的压力上升,根据水的压缩性方程(1)可得:

$$p = p_0 - K \ln \frac{V_1 + \Delta V}{V_1} \quad (3)$$

$$p_2 = p_4 - K \ln \frac{V_2 - \Delta V}{V_2} \quad (4)$$

式中  $p_0$ —增压器的输出压力,Pa; $p_4$ —水射流系统中压力水泵的输出压力,Pa; $V_1$ —左行程终点时左侧高压腔的容积,即增压器与单向阀之间高压管路的体积, $m^3$ ;  $V_2$ —左行程终点时右侧高压腔的容积, $m^3$ ,  $V_2$

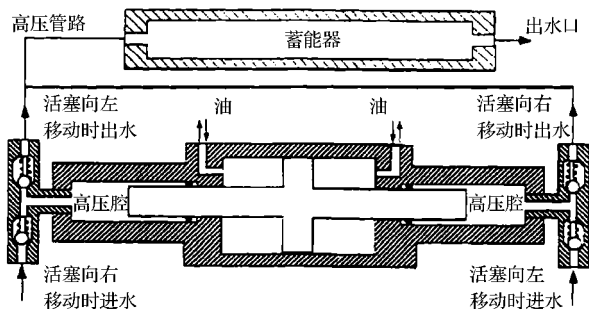


图 1 液压增压器结构

$= V_1 + A_2 l$ ,  $l$ —活塞的行程,  $m$ ;  $\Delta V$ —位移为  $x$  时高压腔容积变化量,  $m^3$ ,  $\Delta V = A_2 x$ 。

把式(3)与式(4)代入增压器的力平衡方程(2)可得这一阶段增压器内部运动微分方程为:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} - K A_2 \ln \frac{V_1 V_2 - \Delta V V_1}{V_1 V_2 + \Delta V V_2} - (p_1 - p_3)(A_1 - A_2) - (p_0 - p_4)A_2 = 0 \quad (5)$$

第 2 阶段,当左侧进水单向阀打开,右侧出水单向阀未打开时,左侧高压腔内水的压力维持恒定,即  $p$  等于水射流系统中压力水泵的输出压力  $p_4$ ,右侧高压腔内的水仍不断被压缩,容腔内水的压力继续上升,故  $p_2$  仍满足式(4)。把这一阶段的  $p$  和  $p_2$  代入增压器的力平衡方程(2),可得此阶段增压器内部运动微分方程为:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} - K A_2 \ln \frac{V_2 - \Delta V}{V_2} - (p_1 - p_3)(A_1 - A_2) = 0 \quad (6)$$

第 3 阶段,当左侧进水单向阀、右侧出水单向阀都打开时,左右两侧高压腔内水的压力都维持恒定,即  $p$  等于水射流系统中压力水泵的输出压力  $p_4$ ,  $p_2$  等于增压器的输出压力  $p_0$ 。把这一阶段的  $p$  和  $p_2$  代入增压器的力平衡方程(2)可得此阶段增压器内部运动微分方程为:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} - (p_1 - p_3)(A_1 - A_2) + (p_0 - p_4)A_2 = 0 \quad (7)$$

### 1.5 模型的验证

本研究所建立的增压器运动学模型已经通过试验<sup>[13]</sup>证明是基本合理的,具体说明如下:在其他影响因素不变的情况下,增压器输入油压大小直接决定了增压器活塞的行程时间。根据所建立的数学模型,通过理论计算可以得到不同油压下增压器活塞的行程时间。在试验过程中,通过调节超高压水射流系统的电磁溢流阀,可以改变增压器输入油压,从而得到在不同油压下系统的运行状况,记录增压器活塞的总运动时间。通过增压器活塞行程时间的理论计算值与实测值的比较,发现当增压器的输入油压较小时,两者之间的差值较大,随着输入油压的上升,两者之间的差值逐渐减小并趋于稳定。之所以存在这样的现象,是因为当增压器输入油压较小时,增压器活塞的行程时间较长,排油腔中的油液不能在极短时间内排出,从而造成了实际情况与理论假设存在偏差。随着增压器输入油压的增大,增压器活塞的行程时间缩短,此时,排油腔中的油液能在极短时间内排出,因而理论假设与实际情况能较好地吻合,理论计算与实测到的增压器活塞行

程时间也比较接近。故本研究所建立的增压器运动学模型是基本合理的。

## 2 运动微分方程的数值分析

Matlab 是 MathWorks 公司提供的高性能软件平台,是一种面向科学与工程的高级语言,它集数值分析、矩阵运算、信号处理和图形显示于一体,构成一个功能强大、方便、界面友好的用户环境。运用它所提供的强大的数值分析功能进行微分方程数值求解,在系统数值仿真研究中有着很大的优越性。

丽水某公司生产的某型号超高压水射流设备所采用的液压泵是由柴油机驱动的定排量齿轮泵。在正常工作情况下,该齿轮泵的输出流量(即增压器的输入流量)是一定的,故该超高压水射流设备中的增压器活塞的行程时间也是一定的。根据该超高压水射流设备的设计参数及实测数据,增压器进油口流量  $Q_1$  为 75.4 L/min,活塞的行程时间  $t_1$  为 1 s,电磁阀换向时间  $t_2$  为 0.15 s,其他参数取值如下: $p_0 = 150$  MPa,  $p_1 = 10.276$  MPa,  $p_3 = 0.1$  MPa,  $p_4 = 0.6$  MPa,  $l = 0.171$  m,  $A_1 = 7.84 \times 10^{-3}$  m<sup>2</sup>,  $A_2 = 4.9 \times 10^{-4}$  m<sup>2</sup>,  $V_1 = 1.24 \times 10^{-5}$  m<sup>3</sup>,  $V_2 = 9.62 \times 10^{-5}$  m<sup>3</sup>,  $K = 2180$  MPa,  $B = 10000$ ,  $m = 5.2$  kg。

本研究运用工程计算软件 Matlab 对增压器内部运动微分方程进行数值分析。在保证增压器的输入流量不变的前提下,当运动微分方程中的各种参数发生变化时,通过分析增压器的输入压力及输出流量的变化情况,并经过进一步的数据处理,可以得出增压器运行效率与各主要设计参数之间的关系。

## 3 结果分析与讨论

在本研究中,分别定义增压器平均输出功率  $P_{out}$ 、平均输入功率  $P_{in}$  及增压器的运行效率  $k$  为:

$$P_{out} = \frac{p_0 V_3}{t_1 + t_2} \quad (8)$$

$$P_{in} = \frac{p_1 Q_1}{6 \times 10^4} \quad (9)$$

$$k = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (10)$$

式中  $V_3$ —活塞从左行程终点运动到右行程终点的过程中增压器输出高压水的体积, m<sup>3</sup>。

不同参数条件下增压器运行效率与各主要设计参数之间的关系,如图 2 ~ 图 6 所示。

阻尼系数对增压器运行效率的影响如图 2 所示。

由图 2 可以看出,当增压器与单向阀之间高压管路的体积相同时,阻尼系数对增压器运行效率有明显的影 响,阻尼系数越大,增压器运行效率越低。这是因为增压器活塞在运动过程中受到越大的摩擦阻力,就会损 失越多的动能,这部分能量损失转化为热能,引起液压油温的升高。这说明在保证增压器内部相对运动部件 之间良好的密封性的前提下,应使阻尼系数变小,减小摩擦阻力,提高增压器运行效率。从图中还可以看出, 在阻尼系数不变的情况下,增压器与单向阀之间高压管路的体积越小,增压器运行效率越高。

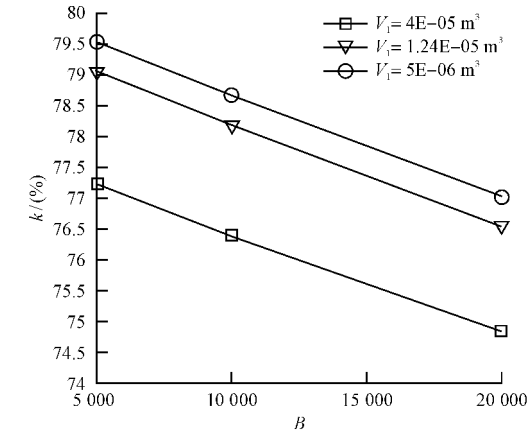


图 2 阻尼系数对增压器运行效率的影响

增压器与单向阀之间高压管路的体积对增压器运行效率的影响如图 3 所示。由图 3 可以看出,在相同换向阀换向时间的情况下,从总体趋势上来看,增压器运行效率随增压器与单向阀之间高压管路的体积的增大而降低;当增压器与单向阀之间高压管路的体积相同时,增压器运行效率随换向阀换向时间的延长而降低。这说明减小增压器与单向阀之间高压管路的体积对提高增压器运行效率有好处,但过小的 高压管路的体积会受到增压器整体结构设计的限制。

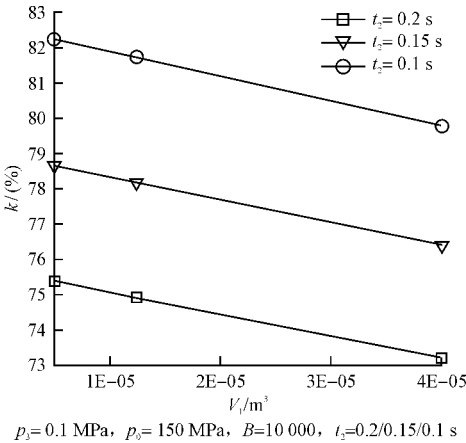


图 3 增压器与单向阀之间高压管路的体 积对增压器运行效率的影响

换向阀换向时间对增压器运行效率的影响如图 4 所示。由图 4 可以看出,当阻尼系数相同时,换向阀换 向时间对增压器运行效率有显著的影响,这说明换向 阀是超高压增压系统的关键元件之一,换向阀换向时 间是影响超高压增压系统整体性能的重要参数。换向 阀换向时间越长,增压器运行效率越低,反之效率越 高。在换向阀换向时间不变的情况下,增压器运行效 率随阻尼系数的增大而降低。

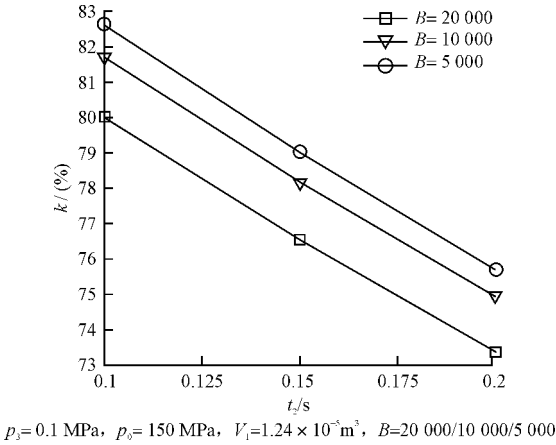


图 4 换向阀换向时间对增压器运行效率的影响

增压器的输出压力对增压器运行效率的影响如图 5 所示。从图 5 可以看出,增压器的输出压力越大,增 压器运行效率越低。这是因为随着增压器的输出压力 的增大,水的体积压缩更为明显,增压器在一个行程时 间内输出高压水的体积就会减小,从而降低了增压器 运行效率。在增压器的输出压力保持不变的情况下, 换向阀换向时间越短,增压器运行效率越高。

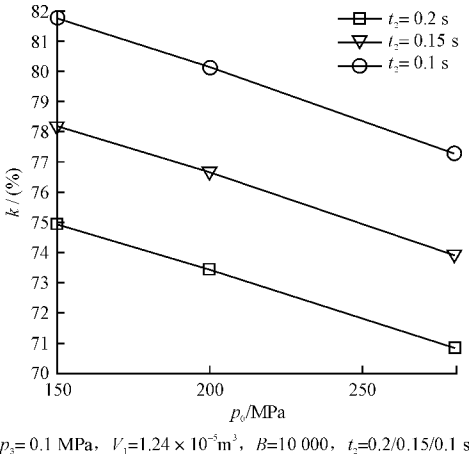


图 5 增压器的输出压力对增压器运行效率的影响

水射流系统的回油压力对增压器运行效率的影响 如图 6 所示。从图 6 可以看出,在阻尼系数保持不变的 情况下,水射流系统的回油压力越小,增压器运行效 率越高。这是显而易见的,从上述方程(2)中,可以看

出,水射流系统的回油压力会抵消一小部分增压器的输入压力,所以水射流系统的回油压力越小越好,有助于提高增压器运行效率。从图中还可以看出,在水射流系统的回油压力相同的情况下,增压器运行效率随阻尼系数的减小而升高。

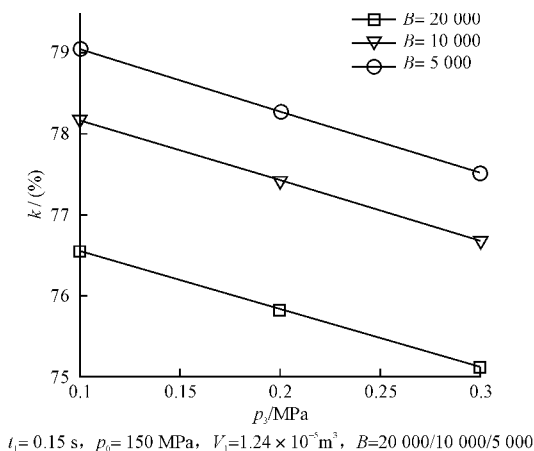


图 6 水射流系统的回油压力对增压器运行效率的影响

## 4 结束语

本研究以某型号液压增压器式超高压水射流设备为研究对象,通过建立其增压器的运动学模型,应用 Matlab 对增压器内部运动微分方程进行数值分析,研究增压器运行效率与各主要设计参数之间的关系。研究表明,增压器运行效率的影响因素主要有阻尼系数、增压器与单向阀之间高压管路的体积、换向阀换向时间、增压器的输出压力、水射流系统的回油压力等,其中阻尼系数、换向阀换向时间以及增压器的输出压力对增压器运行效率影响较大,增压器与单向阀之间高压管路的体积、水射流系统的回油压力对增压器运行效率影响相对较小。

为了提高增压器运行效率,改善液压增压器式超高压水射流系统的性能,可以考虑采取以下措施:①选择快速换向阀,以缩短换向时间,从而提高增压器运行效率;②在保证增压器内部相对运动部件之间良好的密封性的前提下,减小阻尼系数,削弱摩擦阻力的作用,从而提高增压器运行效率;③在满足增压器整体结构设计要求的前提下,缩小增压器与单向阀之间高压管路的体积,有助于提高增压器运行效率;④选择性能良好的换向阀,减小回流液压油经过换向阀时的压力

损失,从而减小水射流系统的回油压力,有助于提高增压器运行效率。

研究表明,本研究为增压器运行效率的优化设计提供了参考依据,对提高增压器的性能提供了一定的帮助,在实际工程应用上具有一定的指导意义。

## 参考文献 (References):

- [1] 薛胜雄,黄汪平,陈正文. 300 MPa 超高压往复密封的试验研究[J]. 中国安全科学学报,1995,5(5):55-58.
- [2] 金春花,韩东熙. 液压系统效率的分析与对策[J]. 液压与气动,1999,5(3):19-22.
- [3] HASHISH M, STEELE D E, BOTHELL D H. Machining with super-pressure(690MPa) waterjets[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 1997, 37(4):465-479.
- [4] 侯健,韩育礼,吴粉祥. 超高压水射流系统压力稳定性研究[J]. 中国安全科学学报,1999,9(6):17-19.
- [5] 魏欣. 基于相位式增压器的磨料水射流切割机及切割模型的研究[D]. 南京:南京理工大学机械学院,2002:9-16.
- [6] KULEKCI M K. Processes and apparatus developments in industrial waterjet applications[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2002, 42(12):1297-1306.
- [7] 喻峰,杨敏官,蔡纪鹤,等. 双增压器增压系统中压力波动的分析[J]. 流体机械,2009,37(5):22-25.
- [8] SUSUZLU T, HOOGSTRATE A M, KARPUSCHEWSKI B. Initial research on the ultra-high pressure waterjet up to 700 MPa[J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2004, 149(1-3):30-36.
- [9] HOOGSTRATE A M, SUSUZLU T, KARPUSCHEWSKI B. High performance cutting with abrasive waterjets beyond 400 MPa[J]. *CIRP Annals Manufacturing Technology*, 2006, 55(1):339-342.
- [10] 吴丽华,高红俐,齐子诚,等. 基于虚拟仪器的径向柱塞液压泵测试系统[J]. 轻工机械,2009(6):59-61.
- [11] 陈伦军,汤何胜. 故障树分析在造纸机液压系统故障诊断中的应用[J]. 轻工机械,2009(4):88-91.
- [12] 雷玉勇,宋清俊,杨桂林,等. 基于 SIMULINK 的水射流动态特性仿真[J]. 机床与液压,2007,35(4):125-128.
- [13] 杨敏官,喻峰,康灿,等. 往复式增压器的运动特性分析[J]. 排灌机械,2009,27(5):332-336.

[编辑:柴福莉]