

超大型辊锻机气动干式离合器动作时间参数的数值模拟与分析

高俊峰, 徐悦鹏, 敖 茜, 郑子豪, 杨 勇, 石一磬

(中国机械总院集团北京机电研究所有限公司, 北京 100083)

摘要: 以某超大型辊锻机的气动干式离合器为研究对象, 通过数学建模与数值模拟方法, 对离合器动作时间进行分析, 建立了离合器动作时间参数以及各阶段时间参数及其影响因素的数学模型, 得到了各时间参数与其影响因素间的相互关系, 获得了相关参数的关系曲线。结果表明, 摩擦结合时间与活塞复位时间在离合器动作时间中的占比很大, 二者对动作时间的影响尤其显著, 并进一步确定了影响离合器动作时间的主要参数, 得到了影响离合器动作时间的一般规律。为超大型辊锻机气动干式离合器的设计优化及其对辊锻机工作性能的提升提供了理论基础与依据。

关键词: 超大型辊锻机; 气动干式离合器; 动作时间参数; 摩擦结合时间; 活塞复位时间

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2024.10.022

中图分类号: TH133.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2024) 10-0166-08

Numerical simulation and analysis on action time parameters for pneumatic dry clutch of super-large roll forging machine

Gao Junfeng, Xu Yuepeng, Ao Qian, Zheng Zihao, Yang Yong, Shi Yiqing

(China Academy of Machinery Beijing Research Institute of Mechanical & Electrical Technology Co., Ltd., Beijing 100083, China)

Abstract: For the pneumatic dry clutch of a super-large roll forging machine, the clutch action time was analyzed by mathematical modeling and numerical simulation methods, and the mathematical models of clutch action time parameters and time parameters of various stages as well as their influencing factors were established. Then, the mutual relationship between the each time parameter and their influencing factors were obtained, and the mutual relationship curves of relevant parameters were acquired. The results show that the friction engagement time and piston reset time account for a large proportion in the clutch action time, and both of them have a significant impact on the action time. The main parameters affecting the clutch action time are further determined, and the general rule affecting the clutch action time is obtained, which provides theoretical basis and foundation for the design and optimization of pneumatic dry clutch of super-large roll forging machine and the improvement of working performance on the roll forging machine.

Key words: super-large roll forging machine; pneumatic dry clutch; action time parameters; friction engagement time; piston reset time

辊锻机作为金属热锻成形领域的工业基础装备和工业母机, 在热锻成形领域具有重要的支撑地位, 广泛应用于汽车轴类、火车轴类等零部件的制造。国外的辊锻机发展较早, 技术较为成熟, 以德国EUMUCO、LASCO和日本万阳等为代表的进口品牌辊锻机, 在国内热锻成形领域被广泛应用。近年来, 随着我国锻压装备制造技术的提升, 制造业基础装备和工业母机国产化进程的快速推进, 根据零部件外形尺寸、结构强度等需求的不同, 多种不同型号的国产辊锻机设计研发应运而生, 并成功投入市场使用, 国内生产厂家主要有贵阳险峰机床有限责任

公司等, 科研院所和高校主要有中国机械总院集团北京机电研究所有限公司、吉林工业大学、华中科技大学和吉林大学等^[1-4]。其中, 中国机械总院集团北京机电研究所有限公司在结合国外辊锻技术的基础上, 自主研发了460~1250 mm等系列型号的自动辊锻机, 进一步成功研发了某型号超大型辊锻机^[5-6]。

离合器作为辊锻机上关键的能量传递与连接设备, 其性能参数直接影响辊锻机的工作效率和可靠性。应用于辊锻机、压力机等成形装备上的离合器主要分为干式离合器和湿式离合器两大类^[7-8]。众多专家学者对其进行了大量研究: 张军^[9]对干式摩擦离合器进行了设计研究, 对结构、气动回路控制、温升控制及冷却技术等方面进行了阐述; 严宏志等^[10]对弹簧间隙及均匀性对离合器动态性能的影响

收稿日期: 2024-07-01; 修订日期: 2024-10-09

作者简介: 高俊峰 (1987-), 男, 博士, 工程师

E-mail: aresfgjunfeng@163.com

进行了分析和实验验证,得到了使离合器稳定“离合”的弹簧间隙范围;Chen H 等^[11]对高速冲压机离合制动系统的可靠性实验台进行了分析,确定了离合制动器的工作状态和打滑功率,设计了可靠性测试平台,并对平台的有效性和可靠性进行了实验验证;谢关煊^[12]对机械压力机摩擦离合器的摩擦块进行了计算分析,归纳了常用摩擦块的形状尺寸系列,提出了摩擦工作面积和形心的计算方法;Kwon B 等^[13]对离合器自动控制系统切换质量的动态特性进行了研究,得到了动态模型,并开发出评估切换质量的仿真工具,通过与实验结果对比,发现该模拟工具能够预测离合器发热压力分布和输出扭矩;端武治等^[14]对一种机械压力机分体式离合器制动器的控制气路进行了分析,阐述了不干涉功能气路原理,并通过实验验证了其可行性。

气动干式离合器作为辊锻机上控制动力输入的关键设备,离合器动作时间是离合器设备的关键参数,直接影响离合器的工作性能、辊锻机的工作效率、离合器与制动器的配合控制,以及与动作时间相关的其他性能参数等方面,又由于离合器动作时间受多种参数影响,因此,需要对其进行深入分析。

本文以某型号超大型辊锻机上的气动干式离合器为研究对象(以下简称离合器),在分析其工作机理和动作过程的基础上,建立离合器动作时间相关数学模型,并利用数值模拟软件对其进行数值分析,以探究气动干式离合器动作时间的主要影响因素及其各参数间的内在关系,为超大型辊锻机及其关键装备的自主研发与优化提供理论依据。

1 气动干式离合器主要结构组成及工作原理

气动干式离合器主要由活塞盖、活塞、挤压盘、从动盘、摩擦块、主动盘及其密封件、弹簧和连接辅件及管道等组成,如图 1 所示。其中,活塞盖上有进、排气口,二者可共用亦可相互独立,进气口与高压气管相连;活塞盖、挤压盘和主动盘刚性相连,主动盘与飞轮刚性连接;活塞具有轴向移动自由度和一定的旋转自由度,从动盘和驱动轴相连,具有旋转自由度;摩擦块可在从动盘槽中轴向移动。

当辊锻机处于工作状态时,飞轮带动主动盘持续旋转,高压气体通过进气口进入活塞盖与活塞组成的腔体内,推动活塞运动,进而推动挤压盘,使挤压盘、摩擦块和主动盘相互挤压,在摩擦力的作

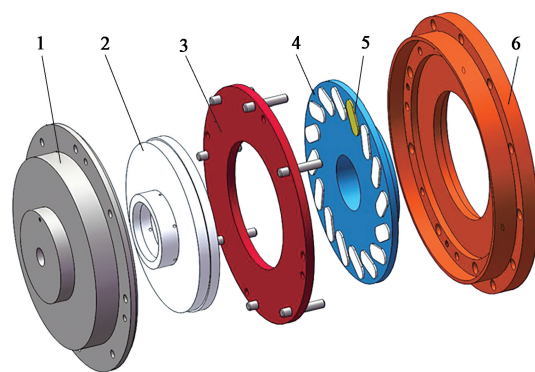


图 1 离合器结构示意图

1. 活塞盖 2. 活塞 3. 挤压盘 4. 从动盘 5. 摩擦块 6. 主动盘

Fig. 1 Schematic diagram of clutch structure

用下,与飞轮同步转动的主动盘和挤压盘通过摩擦块带动从动盘同步旋转,从而带动驱动轴旋转,进而对上、下轧辊实现能量传递,该状态为离合器结合状态,用于实现辊锻工作。当辊锻完成后,通过气动切换使高压气体排出,在弹簧力的作用下,推动挤压盘和活塞复位,且实现挤压盘、摩擦块和主动盘的脱离,使从动盘脱离主动盘和飞轮,切断能量传递,并在制动器的介入下,实现从动盘和驱动轴的制动停止,使轧辊停止工作,为下一个工作周期做准备。

根据工作原理分析可见,离合器的工作过程总体可分为结合过程和分离过程。离合器结合过程为摩擦块与外摩擦盘由完全分离到相互接触、相对滑动,直至同步转动、完全结合的过程;离合器分离过程为摩擦块与外摩擦盘由同步转动到相对滑动,直至完全分离的过程。

2 气体定熵绝热流动理论

气动系统中由于存在节流阀,阀口的节流面积明显小于两侧管道中的其他截面积,故可结合缩放管流动类型分析系统中的气体流动过程,且节流面积为缩放管的喉部截面积。由于气动系统传动时间较短,忽略流动过程中与外界的热量交换,整个过程视为绝热可逆流动,且认为气体为理想气体,可利用气体定熵绝热流动理论进行分析。

气体在缩放管中的流动原理如图 2 所示,其中, p_s 、 v_s 和 c_{fs} 分别为入口截面处的压力、比体积和流速,均为流动过程中的初态参数, p_{cr} 、 v_{cr} 和 c_{fcr} 分别为喉部截面处的压力、比体积和流速, A_{cr} 为喉部截面积。

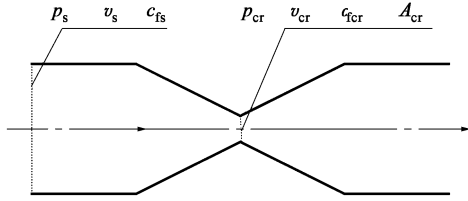


图2 气体在缩放管内的流动示意图

Fig. 2 Schematic diagram of gas flow in scaling tube

与喉部截面流速相比，入口截面的流速 c_{fs} 较小，可忽略不计。根据能量方程^[15]，理想气体在缩放管中绝热流动时喉部截面上的流速为：

$$c_{fcr} = \sqrt{2 \cdot \frac{kRT_s}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{cr}}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1)$$

式中： k 为气体的比热容比（绝热系数），取 $k = 1.4$ ； R 为气体常数，取 $R = 287.05 \text{ J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$ ； T_s 为气源内空气在室温（20℃）下的绝对温度，为 293.15 K。

根据气体稳定流动连续性方程^[15]，质量流量受管道中最小截面的制约，则常按最小截面（缩放管的喉部截面，本文中为节流阀节流面积）来计算质量流量 q_m ，则有：

$$q_m = \frac{A_{cr} c_{fcr}}{v_{cr}} \quad (2)$$

由于气体定熵绝热流动过程方程 $p_{cr} v_{cr}^k = p_s v_s^k$ ，以及理想气体状态方程 $p v = RT$ （其中， p 为气体压力； v 为气体比体积； T 为气体绝对温度），将式（1）代入，可得缩放管喉部截面上的质量流量：

$$q_m = p_s A_{cr} \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{1}{RT_s} \cdot \left[\left(\frac{p_{cr}}{p_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{cr}}{p_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (3)$$

对于缩放管，气体质量流量始终等于最大质量流量。通过对式（3）求压力比的导数并令其为零，可求得，当 $p_{cr}/p_s = \beta$ 时，喷管的质量流量达到的最大值 q_{mmax} ：

$$q_{mmax} = p_s A_{cr} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{1}{RT_s}} \quad (4)$$

此时的压力比称为临界压力比 β ，即：

$$\beta = \frac{p_{cr}}{p_s} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (5)$$

3 离合器动作时间的数学建模

通过对离合器工作原理和气动系统的分析，绘

制并利用活塞腔内气压和通气时间的关系示意图，表明离合器动作及进、排气过程，如图3所示。

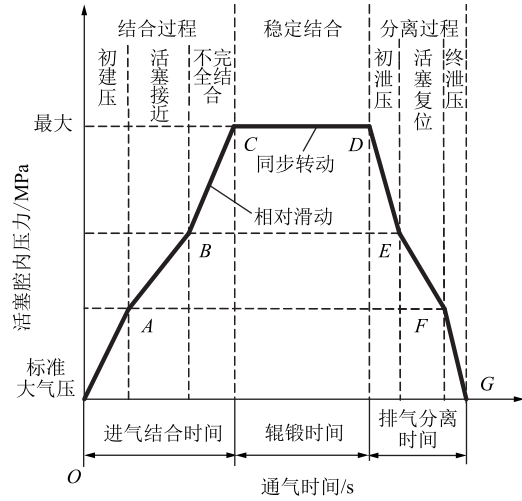


图3 离合器动作过程中活塞腔内压力与通气时间关系示意图

Fig. 3 Schematic diagram of relationship between internal pressure of piston chamber and ventilation time during clutch action process

本文将离合器发生进气和排气时离合器内活塞、挤压盘等关键部件产生运动所需的时间称为离合器动作时间。由图3可见，离合器动作时间分为两部分，分别为离合器进气结合时间（OC段）和离合器排气分离时间（DG段）；不包括离合器稳定结合时的辗锻时间（CD段）以及离合器在初始不工作状态下的时间。

3.1 离合器进气结合时间

根据对离合器进气及活塞动作过程的分析，将离合器进气结合时间分为建压时间和摩擦结合时间，其中，建压时间包括初建压时间（OA段）、活塞接近时间（AB段）和终建压时间，且终建压时间与摩擦结合时间发生在不完全结合阶段（BC段）。在初建压和不完全结合两个阶段，活塞不发生移动，活塞腔容积保持不变，均为密闭固定容积进气；活塞接近阶段，高压气体推动活塞运动，为密闭可变容积进气。其中，不完全结合阶段包括固定容积充气升压至最大工作压力和摩擦盘与两侧盘由相对滑动至同步转动。离合器结合过程原理如图4所示，其中， q_{LjM} 为经过节流阀节流横截面进入活塞腔内的气体的质量流量； p_{Ls} 为气源压力，此处为气动系统气泵的最大供气压力； A_{Ljcr} 为进气节流阀的节流面积； p_0 为标准大气压； v_L 为活塞移动速度； F_{Lk} 为弹簧力； F_{Lzj} 为进气时活塞的摩擦阻力。

根据气体定熵绝热流动理论，离合器结合过程中进气的质量流量为：

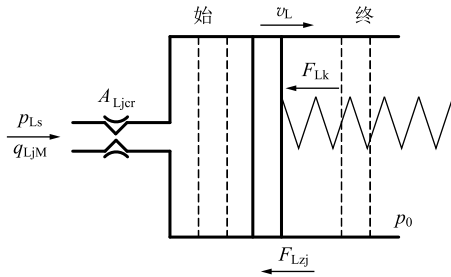


图 4 离合器结合过程原理图

Fig. 4 Principle diagram of clutch engagement process

$$q_{LjM} = p_{Ls} A_{Ljcr} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{1}{RT_s}} \quad (6)$$

由式 (6) 可见，进气质量流量受气泵最大供气压力、进气节流阀的节流面积和气源处气体温度影响，由于进气过程时间很短，忽略管道内气体与外界的热量交换，流动过程中气体温度为恒室温 20 ℃，且气动系统气泵的最大供气压力恒定，则进气质量流量仅受进气节流阀的节流面积的影响，进气质量流量与节流面积成正比，节流面积不变，进气的质量流量不变。

离合器结合过程中，节流阀开口度恒定不变时，进气建压时间为：

$$t_{Lj1} = \frac{V_{L1}}{A_{Ljcr} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot RT_s}} \quad (7)$$

$$t_{Lj2} = \frac{S_L x_{Lh}}{A_{Ljcr} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot RT_s}} \quad (8)$$

$$t_{Lj3} = \frac{V_{L1} + S_L x_{Lh}}{A_{Ljcr} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot RT_s}} \quad (9)$$

式中： t_{Lj1} 、 t_{Lj2} 、 t_{Lj3} 分别为初建压时间、活塞接近时间和终建压时间； V_{L1} 为活塞在初始位置不发生位移时活塞腔及前端通气管道内的容积，称为初始容积； S_L 为活塞有效横截面积； x_{Lh} 为活塞从初始位置移动至终端位置的最大行程（以下简称活塞行程）。

离合器进气结合的建压时间 t_{Lj} 为 t_{Lj1} 、 t_{Lj2} 、 t_{Lj3} 三者之和，即：

$$t_{Lj} = \frac{2(V_{L1} + S_L x_{Lh})}{A_{Ljcr} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot RT_s}} \quad (10)$$

在不完全结合阶段，根据刚体转动定理及摩擦力和摩擦过程动力学方程，可得摩擦结合时间为：

$$t_{Ljm} = \frac{\omega I}{2N_L r_L \mu_L [\Delta p_{Lm} S_L - k_L (x_{L0} + x_{Lh})]} \quad (11)$$

式中： t_{Ljm} 为摩擦结合时间； ω 为从动盘与主动盘同步转动的角速度（飞轮角速度）； I 为负载折算至从动盘的转动惯量； N_L 为产生摩擦转矩的摩擦面数量； r_L 为摩擦块在从动盘上分布的平均半径； μ_L 为离合器摩擦块的滑动摩擦因数； Δp_{Lm} 为最大供气压力与标准大气压的压差； x_{L0} 为离合器弹簧预压缩量； k_L 为离合器弹簧刚度。

则可得，离合器进气结合时间 t_{Ljz} 为：

$$t_{Ljz} = \frac{2(V_{L1} + S_L x_{Lh})}{A_{Ljcr} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot RT_s}} + \frac{\omega I}{2N_L r_L \mu_L [\Delta p_{Lm} S_L - k_L (x_{L0} + x_{Lh})]} \quad (12)$$

3.2 离合器排气分离时间

根据对离合器排气及活塞动作过程的分析，将离合器排气分离时间包括初泄压时间（DE 段）、活塞复位时间（EF 段）和终泄压时间（FG 段），如图 3 所示。在初泄压和终泄压两个阶段，活塞不发生移动，活塞腔容积保持不变，均为密闭固定容积排气；活塞复位阶段，复位弹簧推动挤压盘进而带动活塞运动，密闭容积变小，使气体排出，离合器分离过程原理如图 5 所示。其中， q_{LjM} 为经过节流阀节流横截面排出活塞腔内的气体质量流量； F_{Lzf} 为活塞复位移动时的摩擦阻力； A_{Ljcr} 为离合器分离时排气管道中节流阀的节流面积； p_{Lb} 为活塞腔内气压。

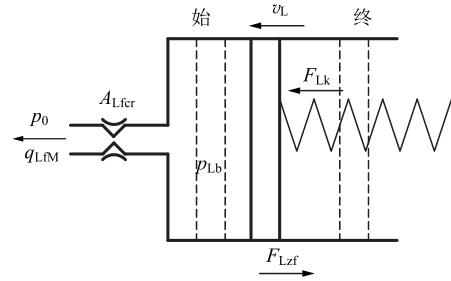


图 5 离合器分离过程原理图

Fig. 5 Principle diagram of clutch separation process

由于活塞腔高压排气时间极短，可认为在排气过程中的气源压力保持恒定，则离合器复位过程中，气动系统的排气流动初态参数与进气流动的初态参数相同，忽略管道长度及能量损失差异，流道结构状态与进气相同，均按缩放管结构进行分析，固定容积腔高压气体的排气过程可视为进气的逆过程。

根据质量守恒定律，在固定密闭容积内充入气体的质量 M_{Lj} 等于排出的气体质量 M_{Lf} ，即 $M_{Lj} = M_{Lf}$ ，则有：

$$q_{LjM} t_{Lj3} = q_{LjM} t_{Lj1} \quad (13)$$

式中: t_{L1} 为初泄压时间。

由于排气时与进气时的最大供气压力相同, 得到初泄压时间 t_{L1} 与终泄压时间 t_{L3} 分别为:

$$t_{L1} = \frac{V_{L1} + S_L x_{Lh}}{A_{L1cr} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot RT_s}} \quad (14)$$

$$t_{L3} = \frac{V_{L1}}{A_{L1cr} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot RT_s}} \quad (15)$$

固定容积排气泄压时间 t_{Lfg} 为 t_{L1} 与 t_{L3} 二者之和, 即:

$$t_{Lfg} = \frac{2V_{L1} + S_L x_{Lh}}{A_{L1cr} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot RT_s}} \quad (16)$$

在离合器活塞分离阶段, 与活塞腔内气体自泄压相比, 复位弹簧对活塞复位时间的影响更为显著, 活塞的动力学及力平衡方程为:

$$F_{Lk} - (p_{Lb} - p_0) S_L - F_{Lzf} = m_L a_{Lf} \quad (17)$$

$$F_{Lk} = k_L (x_{L0} + x_{Lh} - x_L) \quad (18)$$

式中: m_L 为活塞等效质量; x_L 为活塞位移; a_{Lf} 为活塞加速度。

可得活塞运动至复位终点, 即活塞位移 $x_L = x_{Lh}$ 时, 活塞复位时间 t_{L2} 为:

$$t_{L2} = \sqrt{\frac{m_L}{k_L}} \cdot \arccos \left[1 - \frac{k_L x_{Lh}}{k_L (x_{L0} + x_{Lh}) - \Delta p_{Lb} S_L - F_{Lzf}} \right] \quad (19)$$

式中: Δp_{Lb} 为活塞复位移动过程中活塞腔内气压与标准大气压的压差。

离合器排气分离时间 t_{Lz} 为:

$$t_{Lz} = \frac{2V_{L1} + S_L x_{Lh}}{A_{L1cr} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot RT_s}} + \sqrt{\frac{m_L}{k_L}} \cdot \arccos \left[1 - \frac{k_L x_{Lh}}{k_L (x_{L0} + x_{Lh}) - \Delta p_{Lb} S_L - F_{Lzf}} \right] \quad (20)$$

综上, 离合器动作时间 t_L 为进气结合时间与排气分离时间之和, 为:

$$t_L = t_{Ljz} + t_{Lz} \quad (21)$$

4 时间参数的数值模拟与分析

利用前述建立的数学模型, 采用数值模拟方法建立时间与各影响参数间的关系曲线, 并对影响时

间的因素进行分析。

4.1 离合器进气结合时间的数值模拟分析

不同活塞行程下, 建压时间与进气节流阀节流面积的关系曲线、摩擦结合时间与压差的关系曲线, 分别如图 6 和图 7 所示。

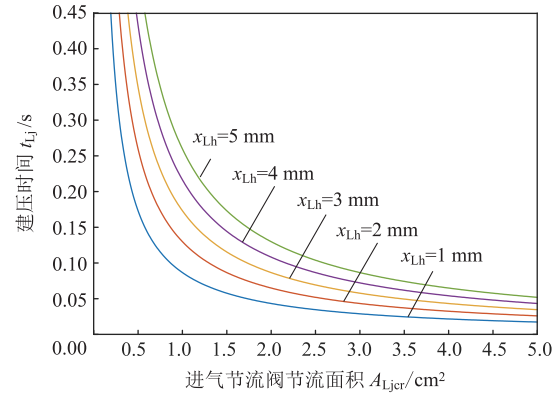


图 6 建压时间与进气节流阀节流面积的关系曲线

Fig. 6 Relationship curves between pressure building time and throttling area of inlet throttle valve

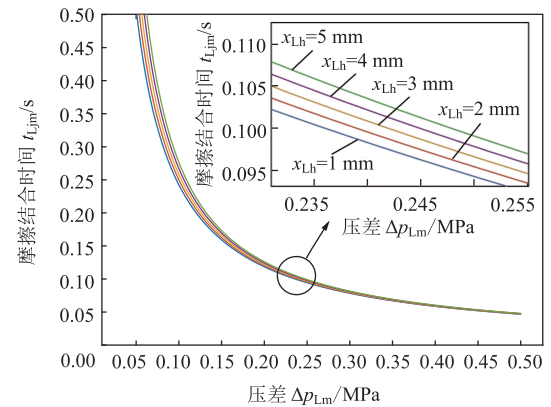


图 7 摩擦结合时间与压差的关系曲线

Fig. 7 Relationship curves between friction engagement time and pressure difference

由图 6 可见: 建压时间与进气节流阀节流面积成反比, 与活塞行程成正比; 进气节流阀节流面积越小, 活塞行程对建压时间的影响越显著, 随着进气节流阀节流面积的增大, 活塞行程对建压时间的影响程度逐渐降低; 节流面积越大, 建压时间的减小程度越小。

由图 7 可见: 摩擦结合时间与压差成反比, 与活塞行程成正比; 压差对摩擦结合时间的影响明显强于活塞行程, 且压差越小, 活塞行程对摩擦结合时间的影响越显著, 在压差较大时, 可以忽略活塞行程对摩擦结合时间的影响。

图 6 和图 7 进行比较可知, 除进气节流阀节流面积过小的情况外, 建压时间小于摩擦结合时间,

且当最大供气压力、活塞行程等其他参数一定时,在不考虑摩擦磨损的情况下,摩擦结合时间保持恒定。此时,离合器进气结合时间仅受进气节流阀节流面积的影响,进气结合时间的最小值主要受摩擦结合时间制约。

4.2 离合器分离时间的数值模拟分析

不同活塞行程下,固定容积排气泄压时间与排气节流阀节流面积的关系曲线、复位时间与压差的关系曲线,分别如图 8 和图 9 所示。

由图 8 可见,固定容积排气泄压时间与排气节流阀节流面积成反比,与活塞行程成正比;排气节流阀节流面积越小,活塞行程对固定容积排气泄压时间的影响越显著,随着排气节流阀节流面积的增大,活塞行程对固定容积排气泄压时间的影响程度逐渐降低。排气节流阀节流面积越大,固定容积排气

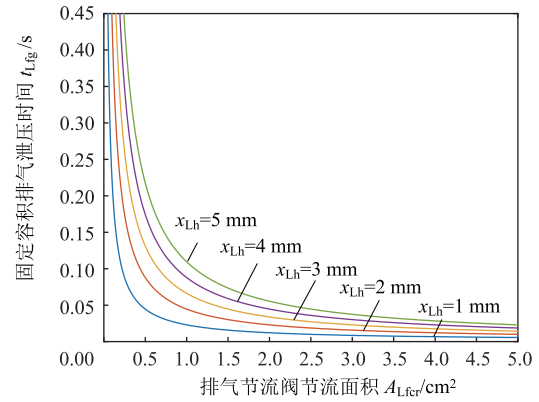


图 8 固定容积排气泄压时间与排气节流阀节流面积的关系曲线

Fig. 8 Relationship curves between fixed volume exhaust pressure relief time and throttling area of exhaust throttle valve

泄压时间的减小程度越小。

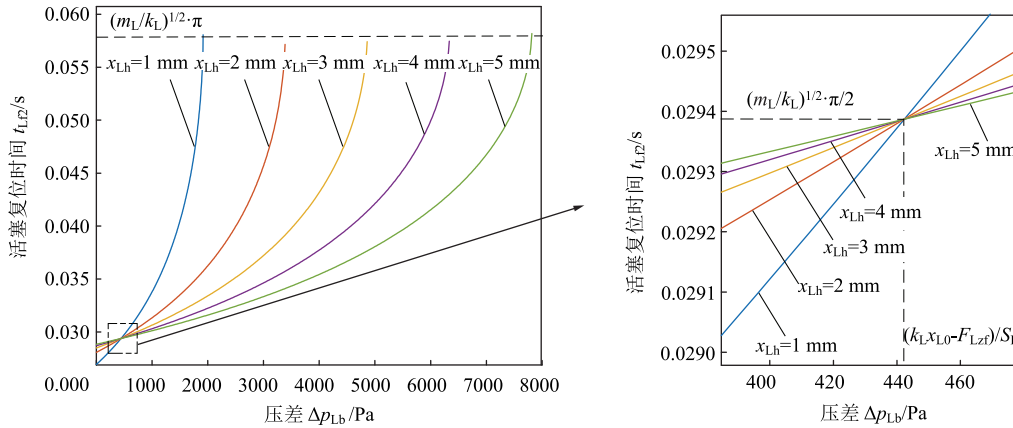


图 9 不同活塞行程下压差对活塞复位时间的影响

Fig. 9 Influence of pressure difference on reset time of piston under different piston strokes

由式 (19) 及图 9 分析可得,保证活塞能够到达复位终点的最大压差为 $\Delta p'_{Lb} = [k_L(x_{L0} + x_{Lh}/2) - F_{Lzf}]/S_L$, 最大压差受活塞行程影响,活塞行程变大,复位所允许的最大压差随之变大。在该压差下,到达复位终点时活塞速度为 0,复位时间最大,为 $(m_L/k_L)^{1/2} \cdot \pi$; 当压差超过这一数值时,活塞最大位移小于活塞行程,活塞无法运动至复位终点;当压差小于这一数值时,活塞最大位移大于活塞行程,到达复位终点时活塞仍具有一定的速度,且压差越小速度越大,其中,当压差 $\Delta p_{Lb} = (k_L x_{L0} - F_{Lzf})/S_L$ 时,活塞复位时间不受活塞行程影响,为 $(m_L/k_L)^{1/2} \cdot \pi/2$, 活塞到达复位终点时的速度为 $(m_L/k_L)^{1/2} \cdot x_{Lh}$ 。当压差 $\Delta p_{Lb} = 0$ 时,活塞复位时间最短,活塞到达复位终点时的速度最大。

通过上述分析可以看到压差 ΔP_{Lb} 对活塞复位时间的影响规律,同时,压差还受到排气节流阀节流

面积的影响,因此,可以进一步得到排气节流阀节流面积与活塞复位时间的数学模型:

$$A_{Lf} = \frac{S_L x_{Lh}}{C_d \sqrt{\frac{2}{\rho_{Lf} S_L}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{k_L(x_{L0} + x_{Lh}) - F_{Lzf} - \frac{k_L x_{Lh}}{1 - \cos(\sqrt{\frac{k_L}{m_L}} t_{Lr2})}}} \quad (22)$$

式中: C_d 为气体流量系数; ρ_{Lf} 为气体密度。

不同活塞行程下,排气节流阀节流面积与活塞复位时间的关系,如图 10 所示。由图 10 可见,活塞复位时间与排气节流阀节流面积成反比,且随着排气节流阀节流面积减小,对活塞复位时间的影响

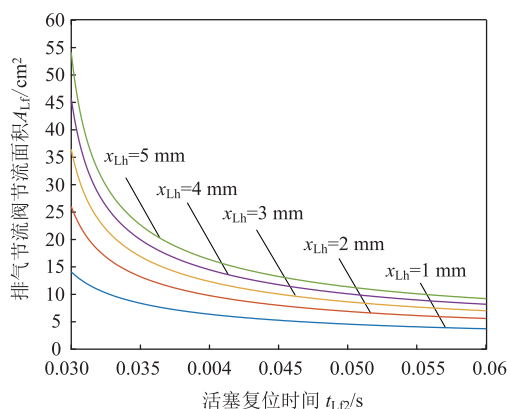


图 10 不同活塞行程下排气节流阀节流面积与活塞复位时间的关系曲线

Fig. 10 Relationship curves between throttling area of exhaust throttle valve and reset time of piston under different piston strokes

越显著。活塞复位时间与活塞行程成正比，且行程越大，排气节流阀节流面积对活塞复位时间的影响越明显。活塞复位时间被限定在一定范围内，超出这一范围则不符合实际情况或活塞无法完全复位，因此，排气节流阀节流面积也受一定范围所限，只

能在该数值范围内选用。

对比图 8 与图 10 可以看到，固定容积排气阶段（初泄压和终泄压阶段）的节流阀节流面积选择范围较大，理论上取值可以无限大，而活塞复位阶段的节流阀节流面积只能在一定范围内选取，选择范围明显小于前者，故离合器分离排气时的节流阀节流面积受活塞复位过程中的节流面积限制，需优先考虑。

通过上述分析，综合对比离合器结合与分离过程可以看到，相比于进气节流阀节流面积，排气节流阀节流面积的设计和选择的条件更为苛刻，在离合器结构及气动系统设计时需要优先考虑。此外，为了简化气动系统，在冲击振动等符合要求的前提下，可以考虑进气节流阀节流面积与排气节流阀节流面积相同；也可针对进气、排气过程分别设计、调节节流阀节流面积，使气动系统得到更为优化的性能。

在离合器结构尺寸及气动系统参数一定的情况下，进气节流阀节流面积与排气节流阀节流面积同时的各时间参数，如表 1 所示。

表 1 离合器排气分离时间与进气结合时间参数对比

Table 1 Comparison of exhaust release time and inlet engagement time parameters for clutch

排气节流阀节流面积/ cm^2	离合器排气分离时间/s		离合器进气结合时间/s		离合器动作时间/s
	固定容积排气泄压时间	活塞复位时间	建压时间	摩擦结合时间	
3.8	0.01710	0.05800	0.02280	0.04670	0.14500
102.0	0.00064	0.02700	0.00085	0.04670	0.07500

从表 1 可见：排气节流阀节流面积可选用的尺寸范围为 $3.8 \sim 102.0 \text{ cm}^2$ ；离合器排气分离时间最小为 0.02764 s ，最大为 0.07510 s ；离合器结合时间最小为 0.04755 s ，最大为 0.06950 s ，摩擦结合时间不受节流阀节流面积的影响；离合器动作时间最小为 0.07500 s ，最大为 0.14500 s 。其中，活塞复位时间与摩擦结合时间在离合器动作时间的占比较大，合计约为 $72.2\% \sim 98.3\%$ 。若需要保持活塞复位终点速度为 0，此时离合器排气分离时间最小为 0.05864 s ，离合器动作时间最小为 0.10600 s 。

5 结语

本文建立了离合器动作时间的数学模型，得到了关于动作时间及其影响因素之间的一般规律；确定了影响离合器动作时间的主要参数有进、排气节流阀节流面积、摩擦转矩、活塞等效质量与弹簧刚度比 m_L/k_L ；摩擦结合时间与活塞复位时间在离合器动作时间中的占比较大，是影响离合器动作时间

的主要因素，可通过合理设计离合器摩擦转矩和弹簧刚度等关键参数，优化摩擦结合时间与活塞复位时间，进而优化离合器动作时间。为超大型辊锻机气动干式离合器的设计优化及预测提供理论依据，并且为离合器与制动器动作配合控制、离合器制动器的动作频率、入模角制动角以及提高整机工作效率等方面的研究奠定理论基础。

参考文献：

- [1] 曹树森, 于江. 我国辊锻机的发展现状及展望 [J]. 中国重型装备, 2015 (1): 18-20, 23.
Cao S S, Yu J. Current status and forecasts of roll forging press development in China [J]. China Heavy Equipment, 2015 (1): 18-20, 23.
- [2] 郭文凤, 刘春梅, 王云, 等. 柔性辊压成形技术及装备发展现状与展望 [J]. 现代制造工程, 2024 (1): 151-161.
Guo W F, Liu C M, Wang Y, et al. Development status and prospect of flexible roll forming technology and equipment [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2024 (1): 151-161.

(下转第 183 页)