

大型双柱上压式液压机组活动横梁预紧特性分析

贾磊¹, 杨晋¹, 何琪功², 栾大为³, 杨晓波¹

(1. 兰州交通大学机电工程学院, 甘肃兰州 730070; 2. 兰州兰石能源装备工程研究院有限公司, 甘肃兰州 730050;
3. 兰州兰石重工有限公司, 甘肃兰州 730050)

摘要: 针对大型双柱上压式快速锻造液压机的组合活动横梁预紧结构及特点, 分析了采用整机设计方法来设计活动横梁的不足, 通过偏载分析确定了先单独设计活动横梁再设计整机的方法。基于该设计方法, 通过分析坯料的锻造过程, 建立了以锻压正面体坯料为例的工况分析模型, 对比分析了不同工况下的预紧力, 确定了快速上行是组合活动横梁拉杆预紧力分析的恶劣工况。建立了恶劣工况下的拉杆预紧力模型, 提出了预紧力确定思路。通过有限元分析, 验证了组合活动横梁预紧力确定思路的正确性。为大型双柱上压式快速锻造液压机组活动横梁的预紧力结构设计和理论研究提供了一种可行性的思路和方法。

关键词: 液压机; 组合活动横梁; 工况分析; 预紧力; 整机设计

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2024.05.022

中图分类号: TG315

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2024) 05-0171-08

Preload characteristics analysis on combined movable beam for large-scale double-column up-pressing hydraulic press

Jia Lei¹, Yang Jin¹, He Qigong², Luan Dawei³, Yang Xiaobo¹

(1. School of Mechanical Engineering, Lanzhou Jiao Tong University, Lanzhou 730070, China;

2. Lanzhou LS Energy Equipment Engineering Research Co., Ltd., Lanzhou 730050, China;

3. Lanzhou LS Heavy Industry Co., Ltd., Lanzhou 730050, China)

Abstract: For the preload structure and characteristics of combined movable beam for large-scale double-column up-pressing fast forging hydraulic press, the disadvantage of the method for designing the movable beam by the whole machine design was analyzed, and through the unbalanced loading analysis, the feasibility of designing the movable beam separately and then designing the whole machine was determined. Then, based on the above design method, taking the forging cube billet as an example, a model of working condition analysis was established by analyzing the forging process of billet, and through compared and analyzed the preloads under different working conditions, it was determined that the fast upward was the worst working condition for the preload analysis of combined movable beam pull rod. Furthermore, the preload model of pull rod under the worst working condition was established, and the idea of determining the preload was proposed. Through the finite element analysis, the correctness of determining idea for the preload of combined movable beam was verified, which provided a feasible idea and method for the preload structure design and theoretical research of the combined movable beam in the large-scale double-column up-pressure fast forging hydraulic press.

Key words: hydraulic press; combined moving beam; working condition analysis; preload; whole machine design

双柱式液压机广泛应用于机械、有色冶金等领域在热态下的自由锻造, 能够完成拔长、镦粗等各种自由锻工序。双柱式快速锻造液压机结构形式主

要分为双柱下拉式结构和双柱上压式结构两种, 大中型快速锻造液压机多采用双柱上压式结构。双柱上压式快速锻造液压机的组合活动横梁已在多种规格液压机上广泛应用。组合活动横梁是上压式液压机的运动部件, 利用拉杆将中横梁与导套预紧为一个整体, 其预紧力结构对液压机的安全使用有着重要影响^[1]。

针对双柱上压式快速锻造液压机活动横梁的相关研究, 文献[2]对组合活动横梁的整体性及其影响因素进行分析, 得出其主要影响因素是拉杆直径、活动横梁高度等。文献[3]建立了组合活动

收稿日期: 2023-10-23; 修订日期: 2024-01-16

基金项目: 甘肃省科技专员专项 (22CX8GA063); 高性能复杂制造国家重点实验室资助项目 (Kfkt2002-02)

作者简介: 贾磊 (1996-), 男, 硕士研究生

E-mail: 1733295233@qq.com

通信作者: 杨晋 (1962-), 男, 学士, 教授

E-mail: yangjin@mail.lzjtu.cn

横梁的有限元模型并对其进行受力分析, 得出了筋板的厚度和位置对活动横梁的受力影响最大的结论, 设计时应多计算多比较取最佳值。文献 [4] 通过对比分析组合活动横梁结构、S 型活动横梁结构、回程缸安装于上横梁的活动横梁结构, 得出了组合活动横梁抗偏载能力强的结论, 同时组合活动横梁由多个部分组成, 更容易加工制作及运输。文献 [5] 利用有限元方法分析了四柱式液压机的活动横梁, 以减重及减小应力集中为目的, 提出了活动横梁的改进方案并进行了验证。

目前, 有关活动横梁的整体性及优化分析等方面有一定的研究, 但针对组合活动横梁的拉杆预紧力的研究却罕见报道。至今, 组合活动横梁施加多大的预紧力依旧没有一套成熟的理论方法, 以往设计人员凭借工程经验对其施加的预紧力可能过大或过小^[5], 由于缺乏理论性给组合活动横梁设计带来了巨大困扰, 使其预紧力组合结构的可靠性大大降低。因此, 急需一种针对组合活动横梁预紧力分析的理论方法。本文以组合活动横梁的预紧力为研究对象, 通过对组合活动横梁的机理进行分析, 建立恶劣工况下的拉杆预紧力模型, 并提出预紧力确定思路, 为组合活动横梁的预紧力结构设计及理论研究提供了一种可行的方法及思路, 最后通过有限元分析对该方法进行验证。

1 组合活动横梁的构成

双柱上压式快速锻造液压机主要由机组和液压系统组成, 机组的工作部件将液压系统的压力转化为机械能, 驱动主机的活动横梁等运动部件对坯料进行锻造。图 1 为双柱上压式快速锻造液压机。

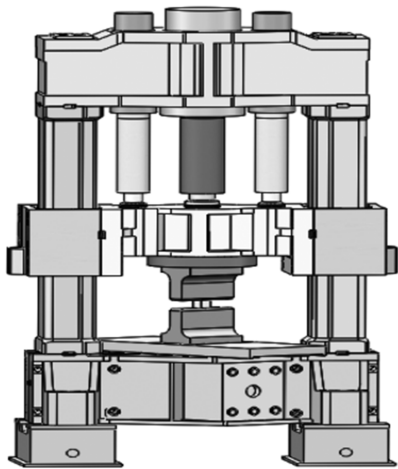


图 1 双柱上压式快速锻造液压机模型

Fig. 1 Model of double-column up-pressing rapid forging hydraulic press

活动横梁为运动部件, 主要由 3 个部分组成, 中间为中横梁, 两侧为导套。中横梁与导套利用拉杆、螺母构成预应力组合刚性结构。主缸和侧缸柱塞通过连接部件安装在中横梁上, 回程缸柱塞安装在两侧导套上。这种组合活动横梁将液压机的两个立柱包围在内部。图 2 为组合活动横梁。

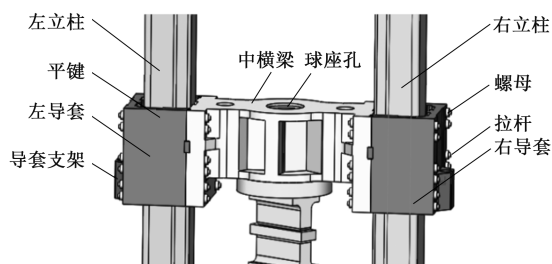


图 2 组合活动横梁

Fig. 2 Combined moving beam

当前, 预紧力结构的的活动横梁已广泛使用。根据组合活动横梁的结构特点必须对其施加预紧力。若预紧力过小, 在承载及卸载瞬间产生冲击, 使接合面出现开缝, 导致结构损坏。若预紧力过大, 使其结构及重量过大, 导致成本高昂。在以往的工程设计中, 采用经验设计常导致预紧力施加过大^[6], 虽暂未出现破坏现象但预紧力不合理。若组合活动横梁预紧力不合理且在大冲击大频率下长期使用, 必然导致损坏, 作为最昂贵最重要的构件之一的活动横梁应具备与液压机相应的寿命。在组合活动横梁设计中, 如何确定合理的预紧力是设计中的关键点^[6], 同时也是本文研究的重点。

2 简化模型及机理分析

2.1 简化模型

基于活动横梁的构成可知, 活动横梁位居上横梁与下横梁之间, 在锻造过程中, 各立柱与活动横梁、上横梁、下横梁的变形存在极为密切的关系。如图 3 所示, 活动横梁沿立柱进行上下运动时, 在锻造力的作用下, 立柱及上横梁、下横梁均产生较大变形, 其中立柱变形对活动横梁设计影响最大^[7]。

在以往的实际工程设计及有限元分析中, 常使用整机设计方法, 若活动横梁刚度及强度设计不足时, 一般将其进行加高或加厚处理。基于上述机架变形可知, 若重新设计活动横梁, 则液压机最大行程需修改且立柱需重新设计, 则上横梁、下横梁均需重新设计。因其设计工作量大且重复性工作多, 整机设计方法明显不足, 一旦活动横梁设计不合理

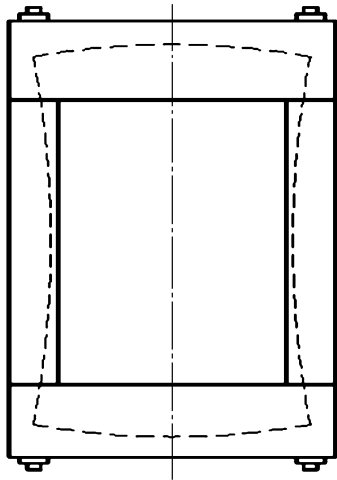


图3 机架变形简图

Fig. 3 Schematic diagram of frame deformation

则机架均需全部重新设计。

由于上述设计方法有明显不足,现提出一种新的可行性设计活动横梁的方法。在锻造过程中,作用于上砧的偏载对活动横梁受力的影响非常小,侧缸担任了活动横梁的导向部件,发生偏载后导致两个侧缸力不相等,且由于锻造偏心距一般较小,偏载对活动横梁的预紧力分析影响非常小,故简化模型时单独分析活动横梁预紧力可不考虑偏载对其的

影响^[6]。活动横梁及其预紧力方案设计合理后,设计机架时将预紧力系数放大25%~30%以抵消偏载对其的影响,则完全可以解决偏载对活动横梁预紧力产生的不良影响^[7]。只需活动横梁与立柱间隙设计合理,活动横梁与立柱之间就不会产生相互作用。基于上述偏载分析确定了先单独分析活动横梁再设计整机方法的可行性,此方法工作量明显减少且提高了工作效率,同时设计的活动横梁可靠性大大提高。通过简化模型为后文单独分析活动横梁的工作机理奠定了理论基础。

2.2 组合活动横梁的工作机理分析

双柱上压式快速锻造液压机工作过程包括快速下行、对工件进行挤压和快速上行。由于挤压过程比快速下行及上行时的压力大得多,故将挤压过程定义为锻压工况,将快速下行及上行定义为空载工况。液压机的锻压工况主要由工作缸控制,空载工况主要由回程缸控制。

根据锻造工艺特性可知,如图4所示,工件进行拔长时先将大型圆柱体坯料锻压为四面体坯料,再将四面体坯料拔长一定的距离,坯料由窄变宽锻压为不规则的多面体坯料,再锻压为八面体坯料,最后锻压为小型圆柱体坯料^[8]。

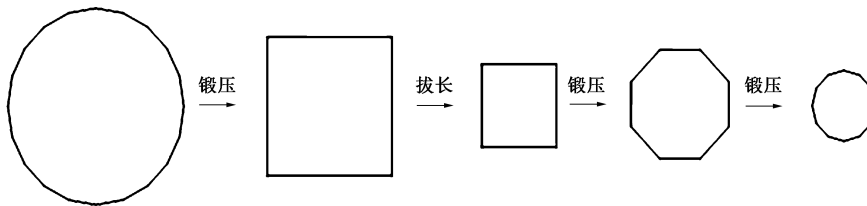


图4 坯料截面的变化过程

Fig. 4 Change process of cross section for billet

通过坯料截面的变化分析,锻压过程中的变形主要发生在对四面体及多面体坯料锻压时,故锻压过程中坯料与平砧接触绝大部分处于面接触状态。由于正方体坯料在锻压时的轴向伸长量最大,同时其对活动横梁反作用力也最大^[8],故以锻压正方体坯料为例,建立组合活动横梁的工况分析模型,并进行不同工况下的预紧力对比分析。图5为组合活动横梁的工况分析模型,其中, A 为正方体坯料与上砧的左接触端点, B 为正方体坯料与上砧的右接触端点, l 为回程缸中心处至接合面的水平偏心距, F_1 为主缸推力, F_2 为侧缸推力, F_H 为回程缸推力, F_z 为正方体坯料的负载压力, G_h 为运动部分重力(活动横梁、上砧垫板、上砧、中间杆、主缸及侧缸柱塞等)。

$$F_1 = P_0 \cdot A_1 \quad (1)$$

$$F_2 = P_0 \cdot A_2 \quad (2)$$

$$F_H = P \cdot A_h \quad (3)$$

式中: A_1 为主缸有效截面积; A_2 为侧缸有效截面积; A_h 为回程缸有效截面积; P_0 为主缸及侧缸的工作压力; P 为回程缸压力。

工况1:当液压机在锻压工况下砧子正在挤压坯料时,活动横梁处于压下状态:

$$F_1 + 2F_2 + G_h = 2F_H + F_z \quad (4)$$

为了提高自由锻生产效率,此压下状态下使用伺服锻造阀液压系统控制回程缸卸荷^[6],即回程缸推力 $F_H=0$,则有:

$$F_1 + 2F_2 + G_h = F_z \quad (5)$$

中横梁与左、右导套间的接触面定义为接合面。

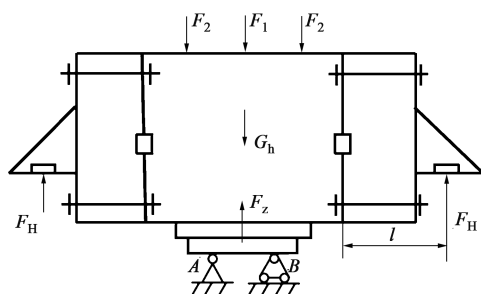


图 5 组合活动横梁的工况分析模型

Fig. 5 Working condition analysis model of combined moving beam

由于此时回程缸推力 $F_H = 0$ ，回程缸推力在接合面处形成的力矩 M_D 为：

$$M_D = F_H \cdot l \quad (6)$$

由于回程缸作用于活动横梁的载荷传递路径为回程缸-导套-拉杆-中横梁，此状态下拉杆仅起紧固防松的作用，将中横梁与导套预紧为一个整体，拉杆只受沿杆方向的轴向力，不承受力矩。

液压机处于锻压工况时，主缸及侧缸的柱塞通过连接部件将工作载荷传递于活动横梁上表面，活动横梁下部安装的自动换砧装置将上砧安装于活动横梁的下表面，并对正方体坯料进行挤压，正方体坯料的负载压力 F_z 向上施加于上砧。由于上砧垫板面积非常大，将工作载荷均载于上砧，同时上砧的锻压平面也很大，将工作载荷均载于正方体坯料的上表面，则正方体坯料的负载压力应满足以下关系：

$$F_z = F_1 + 2F_2 + G_h = q \cdot l_0 \quad (7)$$

式中： l_0 为正方体坯料的边长； q 为均布载荷的数值。

液压机进行拔长工作的首次锻压时，圆柱体坯料的最大圆截面能锻压为正方体坯料的最大正方形边长为：

$$l_0 = \sqrt{\frac{\pi D_{\max}^2}{4}} \quad (8)$$

式中： D_{\max} 为圆柱体坯料的最大圆截面的直径。

通过图 6 可计算出均布载荷作用下的正方体坯料的变形曲线方程为：

$$w = \frac{qx}{24EI} (l_0^3 - 2l_0x^2 + x^3) \quad (9)$$

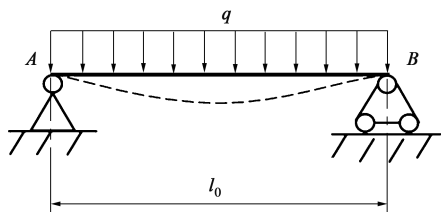


图 6 锻压工况下正方体坯料的变形

Fig. 6 Deformation of square billet under forging condition

式中： w 为挠曲线方程； E 为正方体坯料的弹性模量； I 为正方体坯料的截面惯性矩； x 为正方体坯料变形时任意截面点距铰支座 A 的水平距离。

正方体坯料的最大变形出现在中间处^[9]，故正方体坯料的最大变形 $w_{l_0/2}$ 为：

$$w_{l_0/2} = \frac{5ql_0^4}{384EI} \quad (10)$$

工况 2：当上砧在开始接触或离开坯料的瞬间，液压机处于锻压工况与空载工况的转换瞬间，活动横梁可能处于快速上行或快速下行状态，则有：

$$P_b \cdot A_1 + 2P_b \cdot A_2 + G_h \leq 2F_H + F_z \quad (11)$$

式中： P_b 为主缸及侧缸的背压力。

此状态下，由于上砧与坯料处于接触或离开的瞬间，此时正方体坯料的负载压力 $F_z = 0$ ，则有：

$$P_b \cdot A_1 + 2P_b \cdot A_2 + G_h \leq 2F_H \quad (12)$$

当活动横梁处于快速下行状态，回程缸推力应满足：

$$F_H < (P_b \cdot A_1 + 2P_b \cdot A_2 + G_h)/2 \quad (13)$$

当活动横梁处于快速上行状态，回程缸推力应满足：

$$F_H \geq (P_b \cdot A_1 + 2P_b \cdot A_2 + G_h)/2 \quad (14)$$

由于其运动部分质量在数百吨以上，且 A_1 及 A_2 非常大，故主缸及侧缸快速上行时的背压 ($P_b \cdot A_1 + 2P_b \cdot A_2$) 非常大。快速上行时，回程缸推力不仅需支撑运动部分的自重且需克服主缸及侧缸的背压，此时回程缸推力 F_H 达到最大值，回程缸推力在接合面处形成的力矩 M_A 应满足：

$$M_A \geq F_H \cdot l \quad (15)$$

根据上述载荷传递路径可知，在快速上行状态下，拉杆不仅起紧固防松的作用，同时拉杆是力的主要传递部件且承受的力矩非常大。通过对比工况 1 可知，快速上行是活动横梁拉杆预紧力分析的恶劣工况，取快速上行与快速下行时的临界转换状态确定回程缸推力为：

$$F_H = (P_b \cdot A_1 + 2P_b \cdot A_2 + G_h)/2 \quad (16)$$

通过组合活动横梁的工作机理分析，对比分析不同工况明确了拉杆预紧力的恶劣工况，确定了回程缸推力为后文研究拉杆预紧力奠定了重要基础。

3 拉杆预紧力模型建立及分析

根据上述简化模型及机理分析，建立组合活动横梁在恶劣工况下的拉杆预紧力模型。

3.1 拉杆预紧力模型

基于第2章的分析,快速上行是拉杆预紧力的恶劣工况。快速上行时,液压机运动部分自重达数百吨,且主缸及侧缸的向下背压力非常大,故建立拉杆预紧力模型时,将中横梁上部固定进行简化分析。图7为活动横梁力学模型简图。

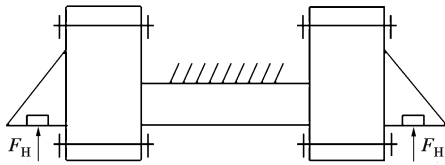


图7 活动横梁力学模型简图

Fig. 7 Schematic diagram of mechanical model for moving beam

3.2 双排拉杆预紧力分析

当中横梁与导套间拉杆为双排时,位于导套上的回程缸支座上部及下部拉杆各为一排。图8为组合活动横梁受力简图,其中 h_1 、 h_2 分别为上、下排拉杆中心处至接合面的垂直偏心距。

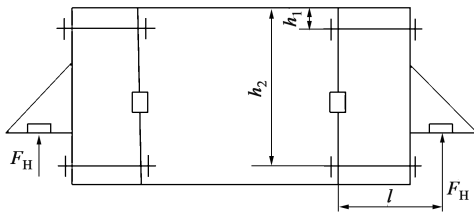


图8 组合活动横梁受力简图

Fig. 8 Schematic diagram of force for combined moving beam

因中横梁与左、右导套的预紧力结构完全相同,以中横梁与右导套为例进行分析。图9为中横梁与右导套双排拉杆预紧力简图,其中, F_a 、 F_b 分别为上、下排拉杆的预紧力。

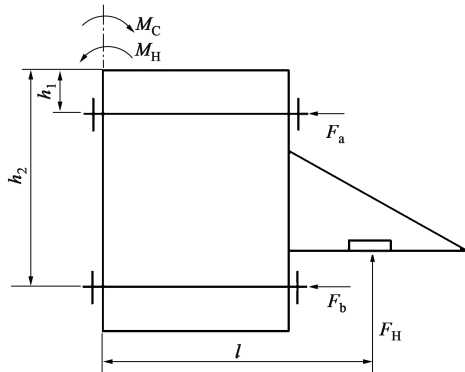


图9 中横梁与右导套双排拉杆预紧力简图

Fig. 9 Schematic diagram of preload for double-row pull rod of middle beam and right guide sleeve

接合面位于右导套与中横梁相接处,回程缸推

力在接合面处形成的力矩 M_H 为:

$$M_H = F_H \cdot l \quad (17)$$

上排、下排拉杆预紧力在接合面处形成的力矩 M_a 、 M_b 分别为:

$$M_a = F_a \cdot h_1 \quad (18)$$

$$M_b = F_b \cdot h_2 \quad (19)$$

上排和下排拉杆预紧力总和在接合面处形成的力矩 M_C 为:

$$M_C = M_a + M_b \quad (20)$$

力矩 M_H 为逆时针方向,有使接合面出现开缝的趋势。力矩 M_C 为顺时针方向,有使接合面出现闭合的趋势。为使接合面不出现开缝现象,需使接合面处力矩平衡,则:

$$M_H = M_C \quad (21)$$

通过文献[6]中预紧力确定方法可知,为使组合活动横梁拉杆预紧优良,需使各排拉杆具有相同的预紧力,则各排拉杆预紧力 F_c 为:

$$F_c = F_a = F_b \quad (22)$$

由式(17)、式(21)可得各拉杆预紧力 F_c 为:

$$F_c = (F_H \cdot l) / (h_1 + h_2) \quad (23)$$

3.3 多排拉杆预紧力分析

当中横梁与导套间拉杆为*i*排时,位于导套上的回程缸支座上部及下部拉杆各为*i*/2排。图10为中横梁与右导套*i*排拉杆预紧力简图。

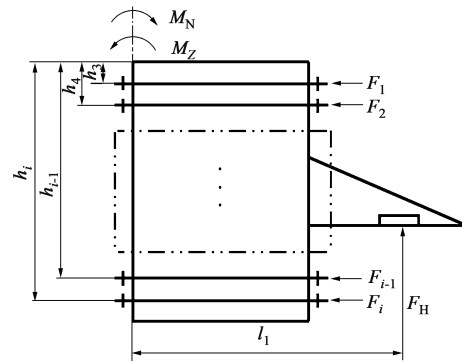


图10 中横梁与右导套*i*排拉杆预紧力简图

Fig. 10 Schematic diagram of preload for *i*-row tie rod of middle beam and right guide sleeve

回程缸推力在接合面处形成的力矩 M_Z 为:

$$M_Z = F_H \cdot l_1 \quad (24)$$

式中: l_1 为回程缸中心处至接合面的水平偏心距,mm。

第1排、第2排拉杆预紧力在接合面处形成的力矩大小分别为:

$$M_1 = F_1 \cdot h_3 \quad (25)$$

$$M_2 = F_2 \cdot h_4 \quad (26)$$

式中: F_1 为第 1 排拉杆预紧力, N; F_2 为第 2 排拉杆预紧力, N; h_3 为第 1 排拉杆中心处至接合面的垂直偏心距, mm; h_4 为第 2 排拉杆中心处至接合面的垂直偏心距, mm。

通过上述方法可分别计算出第 3 排、第 4 排和第 5 排等拉杆在接合面处形成的力矩大小, 故可得第 $(i-1)$ 排、第 i 排拉杆预紧力在接合面处形成的力矩 M_{i-1} 、 M_i 分别为:

$$M_{i-1} = F_{i-1} \cdot h_{i-1} \quad (27)$$

$$M_i = F_i \cdot h_i \quad (28)$$

式中: F_{i-1} 为第 $(i-1)$ 排拉杆预紧力, N; F_i 为第 i 排拉杆预紧力, N; h_{i-1} 为第 $(i-1)$ 排拉杆中心处至接合面的垂直偏心距, mm; h_i 为第 i 排拉杆中心处至接合面的垂直偏心距, mm。

第 i 排拉杆预紧力总和在接合面处形成的力矩 M_N 为:

$$M_N = M_1 + M_2 + \cdots + M_{i-1} + M_i \quad (29)$$

接合面处力矩平衡, 则有:

$$M_Z = M_N \quad (30)$$

各排拉杆预紧力 F_d 为:

$$F_d = F_1 = F_2 = \cdots = F_{i-1} = F_i \quad (31)$$

由式 (24) 和式 (30) 可得, 各排拉杆预紧力 F_d 为:

$$F_d = (F_H \cdot l_1) / (h_3 + h_4 + \cdots + h_{i-1} + h_i) \quad (32)$$

4 实例计算及有限元分析

根据上述力学分析, 提出了组合活动横梁在恶劣工况下的拉杆预紧力确定思路, 为实例计算提供了理论基础。使用 SolidWork 对某公司 63 MN 双柱上压式液压机组活动横梁 1:1 建模, 使用 HyperMesh 及 ANSYS 联合仿真的方式对预紧力分析进行验证。

4.1 实例计算

取某公司 63 MN 双柱上压式液压机组活动横梁参数进行实例计算。

由表 1 及式 (31) 可得, 活动横梁各排拉杆预紧力为 474203.528 N。

表 1 接合面处形成的力矩

Table 1 Moment at joint surface

参数	接合面处形成的力矩/(N·m)
回程缸推力	3801327.111
拉杆预紧力总和	7492415742.400

4.2 材料设置

中横梁及导套的材料为 ZG25Mn 钢。材料参数如表 2 所示。

表 2 ZG25Mn 钢的性能参数

Table 2 Performance parameters of ZG25Mn steel

参数	密度/(kg·m ⁻³)	弹性模量/GPa	泊松比
数值	7850	206	0.3

4.3 网格划分

本次网格划分采用先面网格后体网格划分, 网格尺寸设置为 30 mm, 单元总数为 5983830, 节点总数为 12316916。组合活动横梁网格划分模型如图 11 所示。

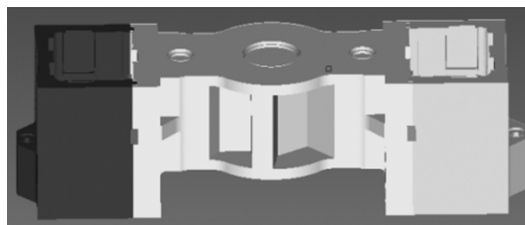


图 11 组合活动横梁网格划分模型

Fig. 11 Meshing model of combined moving beam

4.4 约束及载荷设置

中横梁上部球座孔的内表面施加固定约束, 限制 3 个方向自由度。导套支架处下部球座孔的内表面施加回程缸推力。建立关于拉杆的 Link180 杆单元及关于螺母的 Rigid 刚性连接单元, 并对其进行拉杆预紧力程序编程, 将拉杆预紧力设置为上述计算值^[9]。

为了保证预紧分析的全面性, 以如下 3 种条件分别进行加载。3 种条件下施加的回程缸推力相同、拉杆预紧力相同, 3 种条件下仅施加固定约束不同。加载 1: 中横梁主缸球座孔的内表面施加固定约束; 加载 2: 中横梁两个侧缸球座孔的内表面施加固定约束; 加载 3: 中横梁主缸和侧缸球座孔的内表面均施加固定约束。

4.5 有限元计算结果

通过有限元计算得到的应力和变形及开缝情况可判断组合活动横梁预紧力是否能满足工程需要。选择不同加载情况进行分析, 表 3 为组合活动横梁仿真得到的最大应力值。加载 2 条件下最大应力值最高, 最高值出现在拉杆孔处。图 12 为加载 2 条件下的应力云图。

对组合活动横梁进行刚度分析, 主要分析活动横梁在 Y 方向上的最大静挠度, 因其对坯料加工质

表 3 组合活动横梁的最大应力值

Table 3 Maximum stress values of combined movable beam

加载情况	最大应力/MPa
加载 1	137. 216
加载 2	139. 272
加载 3	137. 256

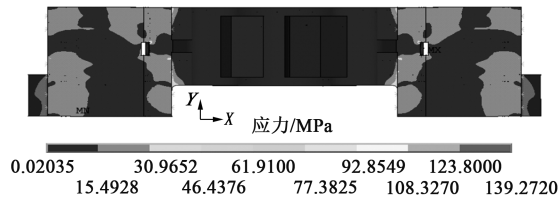


图 12 加载 2 条件下的应力云图

Fig. 12 Stress cloud diagram under loading condition 2

量影响较大^[3]。表 4 为组合活动横梁最大静挠度值。加载 2 条件下最大静挠度值最高，最大变形出现在导套外侧拉杆与螺母的接触面处。图 13 为加载 2 条件下位移云图。

表 4 组合活动横梁的最大静挠度值

Table 4 Maximum static deflection values of combined moving beam

加载情况	最大静挠度（Y 方向位移）/mm
加载 1	0. 9313
加载 2	0. 9681
加载 3	0. 9186

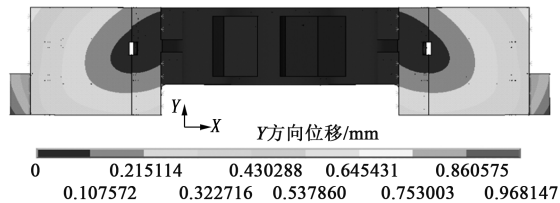


图 13 加载 2 条件下的位移云图

Fig. 13 Displacement cloud diagram under loading condition 2

通过仿真得到中横梁与导套间接合面最大开缝的结果，可判断拉杆预紧力能否保证组合活动横梁的整体性^[6]。加载 2 条件下，其最大开缝值最高，最大开缝出现在接合面顶部。接合面最大开缝值如表 5 所示。

通过上述仿真分析，根据液压机行业工程经验及我国双柱斜置式自由锻造液压机行业标准为参考。由于活动横梁的材料为 ZG25Mn 钢，其屈服强度为 270 MPa，根据要求安全系数为 1. 8，故活动横梁允许承受最大应力为 $\sigma_{\max} = 150 \text{ MPa}$ ^[10]。一般用最大

表 5 接合面的最大开缝值

Table 5 Maximum opening values of joint surface

加载情况	接合面最大开缝/mm
加载 1	0. 00608
加载 2	0. 00678
加载 3	0. 00626

静挠度判断构件刚度^[10]，根据液压机行业工程经验，最大静挠度取构件长度的 1/8000~1/5000^[11]，故要求活动横梁的最大静挠度值在 0. 61~1. 33 mm 范围内。拉杆预紧力能够保证液压机分体结构接合面最大开缝小于 0. 05 mm^[12]，则认为此分体结构的整体性合格。由表 3~表 5 结果可知，组合活动横梁均满足性能要求。

5 结 论

（1）分析了机架变形对活动横梁产生的影响，对比分析了以往实际工程中常使用整机设计后设计活动横梁方法的明显不足。通过偏载分析得出了偏载对组合活动横梁的受力及预紧力影响非常小，明确了单独分析活动横梁的可行性，提出了先单独分析活动横梁再分析整机的方法。

（2）分析了坯料的锻造过程，明确了锻压过程中绝大多数变形发生于面接触状态。因正方体坯料锻压时的变形量最大，建立了以锻压正面体坯料为例的工况分析模型，对比分析了不同工况下的组合活动横梁的预紧力，明确了回程缸推力，确定了快速上行为组合活动横梁拉杆预紧力分析的恶劣工况。

（3）建立了组合活动横梁在恶劣工况下的拉杆预紧力模型，提出了适合组合活动横梁拉杆预紧力的确定思路，为合理研究组合活动横梁的预紧力提供了理论支撑。

（4）通过实例计算及有限元分析，组合活动横梁的应力、最大静挠度、接合面最大开缝均满足工程要求，验证了组合式活动横梁预紧力确定思路的正确性。

参考文献：

[1] 高峰, 郭为忠, 宋清玉, 等. 重型制造装备国内外研究与发展 [J]. 机械工程学报, 2010, 46 (19): 92-107.
Gao F, Guo W Z, Song Q Y, et al. Current development of heavy-duty manufacturing equipments [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46 (19): 92-107.
[2] 韩长伟, 殷文齐, 宋清玉, 等. 正交分析法在 150 MN 水压机活动横梁设计中的应用 [J]. 一重技术, 2017, (1): 1-6, 23.
Han C W, Yin W Q, Song Q Y, et al. The application of orthog-

- onal analysis method in the design of movable beam of 150 MN hydraulic press [J]. CFHI Technology, 2017, (1): 1-6, 23.
- [3] 杨红娟, 张君, 罗远新. 大型铝挤压设备活动横梁受力分析及优化 [J]. 锻压装备与制造技术, 2016, 51 (5): 54-59. Yang H J, Zhang J, Luo Y X. Stress analysis and optimization of movable beam of large aluminum extrusion equipment [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2016, 51 (5): 54-59.
- [4] 张鸿飞, 贾鋈, 闫立军, 等. 大型快锻压机活动横梁轻量化设计研究 [J]. 锻压装备与制造技术, 2023, 58 (5): 36-40. Zhang H F, Jia Y, Yan L J, et al. Research on lightweight design of moving beam of large fast forging press [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2023, 58 (5): 36-40.
- [5] 卜匀, 龚清华, 王晓东. 四柱液压机横梁结构设计 with 有限元特性分析 [J]. 装备制造技术, 2017, (5): 7-11. Bu Y, Gong Q H, Wang X D. Structural design and finite element characteristic analysis of beam of four-column hydraulic press [J]. Equipment Manufacturing Technology, 2017, (5): 7-11.
- [6] 陈柏金. 快速锻造液压机组 [M]. 上海: 机械工业出版社, 2022. Chen B J. Fast Forging Press [M]. Shanghai: Machinery Industry Press, 2022.
- [7] 刘艳妍, 王勇, 何琪功. 工作缸柱塞连接形式对锻造液压机的影响 [J]. 锻压技术, 2023, 48 (3): 170-175. Liu Y Y, Wang Y, He Q G. Influence of working cylinder plunger connection form on forging hydraulic press [J]. Forging & Stamping Technology, 2023, 48 (3): 170-175.
- [8] 陈媛媛, 刘艳妍, 张起樑, 等. 平行连杆式锻造操作机缓冲装置的结构特性分析 [J]. 锻压技术, 2023, 48 (2): 168-173. Chen Y Y, Liu Y Y, Zhang Q L, et al. Structural characteristics analysis of buffer device of parallel connecting rod forging manipulator [J]. Forging & Stamping Technology, 2023, 48 (2): 168-173.
- [9] 刘富文, 周威豪, 李清野, 等. 30 MN 三梁四柱式双动拉伸液压机机身的有限元分析及轻量化设计 [J]. 锻压技术, 2023, 48 (2): 161-167. Liu F W, Zhou W H, Li Q Y, et al. Finite element analysis and lightweight design of 30 MN three-beam four-column double-action hydraulic press body [J]. Forging & Stamping Technology, 2023, 48 (2): 161-167.
- [10] 俞新陆. 液压机的设计与应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007. Yu X L. Design and Application of Hydraulic Press [M]. Beijing: China Machine Press, 2007.
- [11] 孙恒, 陈作模, 葛文杰. 机械原理 [M]. 7 版. 北京: 高等教育出版社, 2007. Sun H, Chen Z M, Ge W J. Mechanisms and Machine Theory [M]. 7nd Eidition. Beijing: Higher Education Press, 2007.
- [12] 闻邦椿, 张义民, 鄂中凯, 等. 机械设计手册 [M]. 5 版. 北京: 机械工业出版社, 2010. Wen B C, Zhang Y M, E Z K, et al. Machine Design Handbook [M]. 5nd Eidition. Beijing: China Machine Press, 2010.
-
- (上接第 165 页)
- [6] 刘欢. 我国工业机器人行业的发展现状及启示 [J]. 科学技术创新, 2019, (13): 108-109. Liu H. Development status and enlightenment of industrial robot industry in China [J]. Scientific and Technological Innovation, 2019, (13): 108-109.
- [7] 漆伟. 基于响应面法的隧道内工程作业机械臂结构优化 [J]. 起重运输机械, 2022, (20): 28-33. Qi W. Structural optimization of manipulator in tunnel engineering based on response surface methodology [J]. Hoisting and Conveying Machinery, 2022, (20): 28-33.
- [8] 陈国雄, 曹阳, 张大斌, 等. 角钢法兰焊接机器人龙门架结构静动态特性与轻量化研究 [J]. 现代制造工程, 2022, (9): 62-71. Chen G X, Cao Y, Zhang D B, et al. Static and dynamic characteristics and lightweight research on the gantry structure of angle steel flange welding robot [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2022, (9): 62-71.
- [9] 黄红捷. 工业机械臂轻量化设计的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2022. Huang H J. Reserch on Lightweight Design of Industrial Manipulator [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2022.
- [10] 刘鸿文. 材料力学 I [M]. 6 版. 北京: 高等教育出版社, 2017. Liu H W. Materials Mechanics I [M]. 6nd Eidition. Beijing: Higher Education Press, 2017.
- [11] 郭北涛, 代国辉. 基于 Ansys Workbench 分拣机械手爪的仿真与优化 [J]. 山西焦煤科技, 2022, 46 (9): 4-8. Guo B T, Dai G H. Simulation and optimization of sorting mechanical paw based on Ansys Workbench [J]. Shanxi Coking Coal Science & Technology, 2022, 46 (9): 4-8.
- [12] 王晓翔. 基于 SolidWorks 方程式及 API 的容积式换热器参数化设计 [J]. 化工机械, 2017, 44 (4): 410-413. Wang X X. Parametric design of the volumetric heat exchanger based on the SolidWorks equation and API [J]. Chemical Engineering & Machinery, 2017, 44 (4): 410-413.
- [13] 汤爱君, 王红梅, 李同, 等. 基于 Ansys Workbench 的低位缠绕机链轮支架的仿真与优化 [J]. 制造业自动化, 2019, 41 (1): 145-147. Tang A J, Wang H M, Li T, et al. Simulation and optimization of chain wheel support of low winding machine based on Ansys Workbench [J]. Manufacturing Automation, 2019, 41 (1): 145-147.
- [14] 梁竞文. 四自由度锻造机械臂设计及仿真研究 [D]. 青岛: 青岛大学, 2021. Liang J W. Design and Simulation of Four Degrees of Freedom Forging Manipulator [D]. Qingdao: Qingdao University, 2021.