

基于缸径与流量匹配的高空作业平台 飞臂液压系统节能设计

刘宇超¹ 习毅^{1*} 张宇效² 戴巨川¹ 贺乐君¹ 夏虎强²

1.湖南科技大学机电工程学院,湘潭,411201

2.湖南星邦智能装备股份有限公司,长沙,410600

摘要:针对高空作业平台飞臂液压系统效率很低的问题,提出了通过匹配飞臂液压缸缸径和泵的输出流量来降低液压系统能耗的新方法。建立了飞臂机构负载的数学模型,采用 AMESim 软件建立了高空作业平台飞臂液压系统的仿真模型,在通过实验验证仿真模型准确性的基础上,计算了各设计方案的能耗情况。研究表明:在保证飞臂液压系统执行机构负载和输出速度均不变的前提下,通过匹配飞臂液压缸缸径和泵的流量,避免负载敏感泵工作在小排量区,可有效提高液压系统的工作效率,优化后飞臂液压系统整体的工作效率提高了 4.6%。

关键词:高空作业平台;飞臂液压系统;小流量;节能

中图分类号:TH137

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.06.016

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Energy-saving Design of Aerial Work Platform Flying Boom Hydraulic Systems Based on Cylinder Diameter and Flow Matching

LIU Yuchao¹ XI Yi^{1*} ZHANG Yuxiao² DAI Juchuan¹ HE Lejun¹ XIA Huqiang²

1.College of Electrical and Mechanical Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan, Hunan, 411201

2.Hunan Xingbang Intelligent Equipment Co., Ltd., Changsha, 410600

Abstract: Aiming at the problems of very low efficiency of the aerial working platform flying arm hydraulic systems, a new method was proposed to reduce the energy consumption of the hydraulic systems by matching the hydraulic cylinder bores of the flying arms and the output flow rates of the pump. A mathematical model of the load applied on the flying arm mechanisms was established, and the simulation model of the aerial working platform flying arm hydraulic systems was established by AMESim software, and the energy consumptions of each design scheme were calculated on the basis of verifying the accuracy of the simulation model through experiments. The results show that: under the premise of ensuring that the actuator load and output speed of the flying arm hydraulic systems are unchanged, by matching the hydraulic cylinder bores of the flying arms and the flow rates of the pump, and the load-sensitive pump is avoided to work in the small-displacement areas. The efficiency of the hydraulic systems may be effectively improved, and the overall efficiency of the optimized flying arm hydraulic systems is improved by 4.6%.

Key words: aerial work platform; flying boom hydraulic system; low flow rate; energy saving

0 引言

近年来,随着中国城市化进程的不断推进,城市需要定期维护和改造,中国高空作业平台的市场进一步扩大,其年销量逐年递增。工程机械液压系统节能一般从提高动力源(电机、发动机)的工作效率和降低液压系统(泵+阀+管道+执行机构)的损耗两个方面入手^[1]。目前,关于工程机

械液压系统的节能研究主要集中在以下几个方面。

1) 液压元器件的优化。钟麒等^[2]研制了一种比例先导式可编程阀;YUE 等^[3]提出了一种新型数字泵,使外部液压能量可直接重复使用,提高了能量的利用率;CHEN 等^[4]提出了一种具有可控压力补偿能力的负载敏感流量阀,提高了大流量条件的快速性和小流量条件的节能控制精度。

2) 液压系统控制技术的优化。BAO 等^[5]提出了一种基于挖掘机的多泵多执行器液压系统来消除耦合节流损失;YU 等^[6]提出了一种新型的能源再生臂系统,这种系统采用了一种新型的控

收稿日期:2024-04-26

基金项目:湖南省教育厅项目(23B0496);中国博士后科学基金(2023M731822)

制策略来估算发动机的速度和扭矩;石方亮^[7]提出了一种驱动单元整体能效的优化方法,实现了电机、泵、负载的全局功率匹配。

3)能量回收。XIA 等^[8]提出了一种基于三腔液压缸的综合驱动和能量回收系统;周山旭^[9]设计了一种电动挖掘机动臂混合式能量回收系统;王金凤等^[10]提出了一种基于三腔蓄能器的液压挖掘机回收再利用的节能装置。

近年来,对高空作业平台的研究也逐渐增多。张强等^[11]通过对上下调平机构六变量的数学模型进行优化,减小了高空作业平台的调平误差;HU 等^[12]提出了一种基于神经网络的反步控制器,用于工作平台轨迹的跟踪控制;陈鑫^[13]通过对臂架和转台结构进行轻量化研究,减小了上车结构的质量。

综上所述,工程机械液压系统的节能研究主要集中在液压元器件优化、液压系统控制技术优化及能量回收三个方面。但上述三种节能方案均是通过一定的方法来减小泵出口管路系统的节流损失或回收重力势能,很少关注泵自身的功率损失问题。为了使液压系统具有更优良的能耗性能,本文提出通过匹配液压缸缸径和泵流量的新方法降低高空作业平台液压系统的能耗。首先,分析高空作业平台的整体能耗和飞臂液压系统中各部分的能耗情况,找出能耗较高的源头;然后,基于能耗分析结果进行节能优化方案设计,并基于飞臂机构的负载分析结果建立飞臂液压系统的 AMESim 仿真模型;接着,通过实验验证仿真模型的正确性,对所提出的飞臂液压系统节能方案进行仿真;最后,对各设计方案的能耗进行对比分析,得到最佳节能方案,验证所提出节能设计方案的正确性。

1 高空作业平台液压系统能耗分析

1.1 液压系统整体能耗

高空作业平台结构如图 1 所示,动力单元为电机和液压泵,液压系统主要包括平台摆动、飞臂变幅、主动调平、主臂伸缩、主臂变幅、转台回转等子液压系统。对某型号的高空作业平台进行能耗测试实验,如图 2 所示。测试额定负载下各典型动作的能耗情况,结果如表 1 所示。其中,动力单元损耗功率是电机和泵两者损耗功率之和,总损耗功率是多路阀损耗功率和动力单元损耗功率之和。由表 1 可看出,飞臂液压子回路的损耗较高,几乎占到了总输入能量的 70%,因此,该子系统的节能设计是降低高空作业平台能耗的关键挖掘点之一。

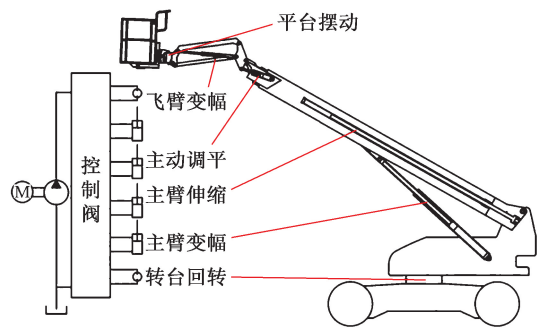


图 1 高空作业平台结构

Fig.1 Aerial working platform structure



图 2 高空作业平台实验

Fig.2 Experimental of aerial working platform

表 1 额定负载各典型动作下的能耗

Tab.1 Energy consumption at rated load for each typical action

动作名称	电池输出功率/W	多路阀损耗功率/W	动力单元损耗功率/W	总损耗功率/W	单动作总损耗占电池输出比例
主臂上	6078.03	487.05	2138.53	2625.58	0.43
主臂伸	7056.00	579.76	2592.72	3172.48	0.45
飞臂上	3828.06	157.60	2497.10	2654.70	0.69
飞臂下	4363.56	169.60	2889.96	3059.56	0.70
转台回转	3818.00	236.00	1855.52	2091.52	0.55
主臂缩	6468.00	265.28	2810.48	3075.76	0.48

1.2 飞臂子液压系统的能耗

额定负载工况下测试执行飞臂变幅上动作时,液压系统各部件损耗功率情况如图 3 所示,可知,多路阀的损耗功率为 157.6 W,电机的损耗功率为 723.8 W,液压泵的损耗功率为 1773.3 W。显而易见,液压泵损耗的功率占比最大,所以飞臂

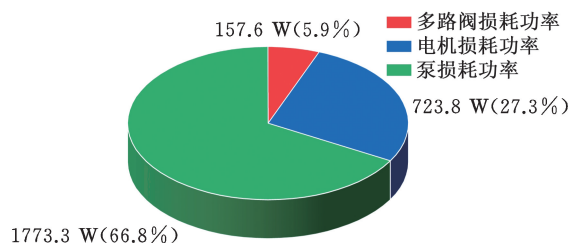


图 3 飞臂变幅上液压系统部件损耗功率情况

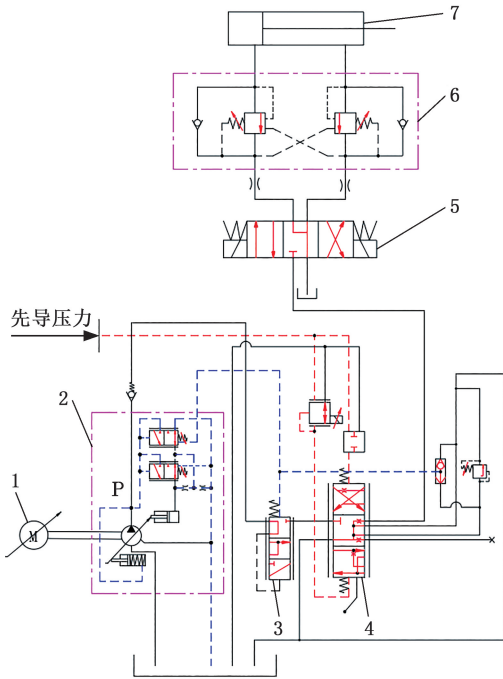
Fig.3 Power loss of hydraulic system components on fly jib luffing

液压回路节能分析的重点为提高液压泵的效率。

2 飞臂液压系统节能方案设计

2.1 飞臂液压系统

目前高空作业平台液压系统普遍采用负载敏感压力补偿液压系统,其飞臂子回路液压系统原理如图 4 所示。该液压系统主要由调速电机、负载敏感泵、压力补偿阀、多路阀、换向阀、平衡阀以及飞臂变幅液压缸等组成。



1. 调速电机 2. 负载敏感泵 3. 压力补偿阀 4. 多路阀
5. 换向阀 6. 平衡阀 7. 飞臂变幅液压缸

图 4 飞臂液压系统结构图

Fig.4 Flying arm hydraulic system structure

2.2 飞臂液压系统能耗特性

由图 4 可知,飞臂液压系统的能量损耗主要集中在电机、液压泵以及液压回路的节流损耗三个方面,其能量耗散方程可表示为

$$P_1 = P_2 + P_3 + P_4 + F_0 v_0 \quad (1)$$

式中: P_1 为电机的输入功率; P_2 为电机所损耗的功率; P_3 为液压泵所损耗的功率; P_4 为液压回路中的节流损失; F_0 为变幅液压缸活塞杆所受到的负载压力; v_0 为变幅液压缸活塞杆的运动速度。

电机输出功率可表示为

$$P_{mo} = P_1 \eta_{mo} \quad (2)$$

式中: η_{mo} 为电机的效率。

可将飞臂液压系统能耗方程改写为

$$P_{mo} = P_1 \eta_{mo} = P_3 + P_4 + F_0 v_0 \quad (3)$$

保证飞臂液压系统输出功率不变(即 F_0 、 v_0 不变)的条件下,电机的输入功率 P_1 只与电机效率 η_{mo} 、液压泵的损耗功率 P_3 以及液压回路的节

流损失 P_4 有关。

2.3 柱塞泵效率的理论计算公式

由于液压泵的损耗功率占比最大,为此对液压泵工作效率影响因素进行分析。影响液压泵效率的因素有很多,根据学者的研究,可将液压泵的总效率 η_i 表示为^[14]

$$\eta_i = \eta_v \eta_c = \frac{E}{F + Gn + Hn^2} \quad (4)$$

$$\eta_v = 1 - C_s \left(\frac{60\Delta p}{\mu n} \right) \left(\frac{1}{\beta} \right) \quad (5)$$

$$\eta_c = \frac{1}{1 + C_v \left(\frac{\mu n}{60\Delta p} \right) \left(\frac{1}{\beta} \right) + C_f \left(\frac{1}{\beta} \right) + \frac{2\pi T_s}{\Delta p V_i^{\max}} \left(\frac{1}{\beta} \right)} \quad (6)$$

$$E = 60(\mu q - 60C_s \Delta p V_i^{\max}) \Delta p \quad F = 60\mu \Delta p q$$

$$G = (60\Delta p C_f V_i^{\max} + 120\pi T_s) \mu \quad H = \mu^2 C_v V_i^{\max}$$

式中: η_v 为液压泵的容积效率; η_c 为液压泵的机械效率; C_s 为液体泄漏系数; C_v 为层流的沿程阻力系数; C_f 为摩擦阻力系数; T_s 为与系统压力、转速等参数无关的扭矩损失; μ 为液压油动力黏度; β 为排量比, $\beta = V_i/V_i^{\max}$; V_i^{\max} 为泵全排量; Δp 为泵的进出口压差; q 为泵的流量, $q = nV_i$; n 为电机转速。

为得到准确的泵效率理论计算公式,开展了泵的效率实验研究(图 5)。当电机转速为 1700 r/min 时,通过实验获得的液压泵效率与流量的关系如图 6 所示。经初步分析可知:理论计算公式和实验得到的泵效率存在一定差异,为此将泵的效率计算公式进行了适当修正,以使其更加准确,并将其用于分析其他不同工况下泵的效率。修正过后的泵总效率计算公式为

$$\eta_i = \frac{E}{F + Gn + Hn^2} + y_1 \quad (7)$$

$$y_1 = 2.0663 \times 10^{-5} q^3 - 1.6964 \times 10^{-3} q^2 + 4.3746 \times 10^{-2} q + 0.1829 \quad (8)$$

式中: y_1 为液压泵效率的修正函数。



图 5 液压泵实验图

Fig.5 Experimental diagram of hydraulic pump

2.4 飞臂液压系统低能耗优化设计方案

高空作业平台在额定负载工况下执行飞臂变幅动作时的工作参数如下:电机转速为 1700 r/min;飞臂变幅上的泵流量为 4.8 L/min,泵出口压力为 14.3 MPa;飞臂变幅下的泵流量为 4.5

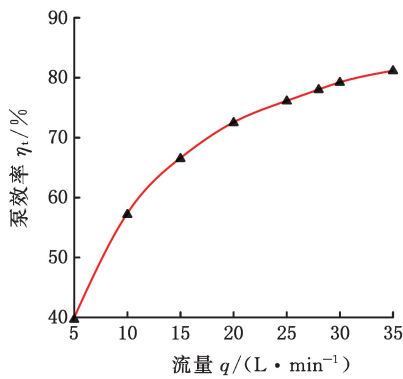


图6 泵效率随流量变化曲线图

Fig.6 Pump efficiency versus flow rate

L/min, 泵出口压力为 18.4 MPa。此时泵工作在小排量区, 由泵效率式(7)可知增大泵的排量可有效提高泵的效率, 为此, 可考虑在保证满足负载做功要求的基础上(泵的输出功率不变), 通过适当增大飞臂液压缸的缸径来适当增大泵的输出流量。负载一定条件下, 缸径增大, 虽然使泵的输出流量增大, 但同时泵的出口压力也会降低, 这样可实现输出功率不变的前提下, 通过调节液压缸缸径和泵输出流量的方法来提高液压系统的工作效率。

飞臂液压缸缸径的增大虽然会导致系统总流量增大, 但不会对其他子系统的流量产生影响, 其原因是高空作业平台的子系统均配有带阀前补偿或阀后补偿功能的压力补偿阀, 各回路的流量由多路阀的开度决定。另外, 由于飞臂液压系统属于高空作业平台中的小流量子系统, 适当增加该子系统的流量对整个系统总流量的影响很小, 因此可忽略飞臂液压系统流量增加对主系统液压元件损耗的影响。

根据《GB/T 2348—2018 流体传动系统及元件 缸径及活塞杆直径》, 将飞臂液压缸的缸径分为 4 种方案对系统的能耗情况进行分析, 如表 2 所示。

表 2 4 种方案下液压缸的缸径

Tab.2 Bore of hydraulic cylinders in four scenarios

方案	液压缸无杆腔直径/mm	活塞杆直径/mm
方案一(初始)	63	45
方案二	80	56
方案三	90	63
方案四	110	80

3 飞臂液压系统建模与能耗仿真分析

3.1 飞臂系统负载模型建立

为了得到不同设计方案时飞臂液压缸的负载情况, 首先根据飞臂系统的物理模型建立其负载的数学模型。液压系统在执行飞臂变幅动作时,

主要由飞臂液压缸的伸缩来控制工作栏在小范围内上下升降, 且在移动过程中工作栏始终保持水平, 飞臂变幅角 α 的范围为 $-78^\circ \sim 65^\circ$ 。工作范围如图 7 所示。

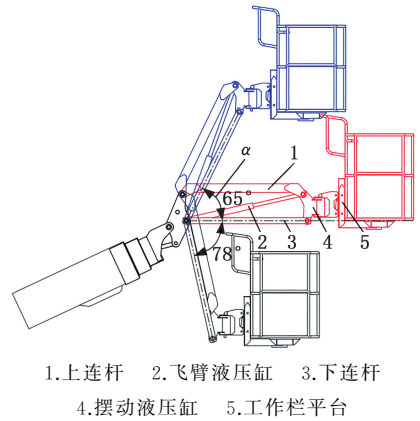


图7 工作范围

Fig.7 Scope of work

飞臂机械为平行四边形机构, 结构简图见图 8。飞臂液压缸所受负载压力随着变幅角 α 的变化而变化, 角 β 也随 α 的变化而变化, 根据三角函数关系可推导 β 与 α 的关系。令 $AC = l_1, AB = l_2$, 已知 $\angle FCE = 100^\circ, \alpha + \angle DCA = 5/9\pi, \angle DCA = \angle CAE = 5/9\pi - \alpha, AE = AC \cos(\angle CAE) = l_1 \cos(5/9\pi - \alpha), EC = AC \sin(\angle CAE) = l_1 \sin(5/9\pi - \alpha), \angle CBA = \angle BCD = \beta$, 可得

$$\tan \beta = \frac{EC}{EB} = \frac{l_1 \sin(5/9\pi - \alpha)}{l_1 \cos(5/9\pi - \alpha) + l_2} \quad (9)$$

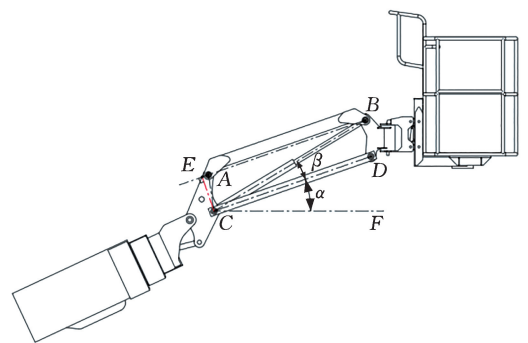


图8 飞臂机械机构简图

Fig.8 Flying arm mechanism sketch

对飞臂上连杆进行受力分析, 如图 9 所示。 F_{Ax} 与 F_{Ay} 为飞臂底座在 A 点对杆 AB 在 x 和 y 方向的分力; F_{Bx} 与 F_{By} 为工作栏平台在 B 点对杆 AB 在 x 和 y 方向的分力, 杆 AB 自重为 g_1 。

根据力矩平衡原理, 对 A 点求矩, 得

$$\frac{1}{2} l_2 g_1 \cos \alpha + l_2 F_{By} \cos \alpha = l_2 F_{Bx} \sin \alpha \quad (10)$$

对飞臂下连杆进行受力分析, 如图 10 所示。 F_{Cx} 与 F_{Cy} 为飞臂底座在 C 点对杆 CD 在 x 和 y 方向的分力; F_{Dx} 与 F_{Dy} 为工作栏平台在 D 点对杆

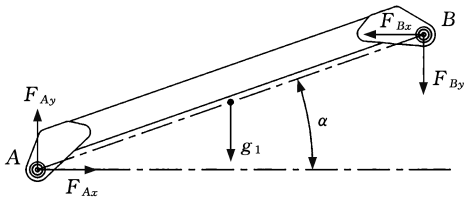


图 9 飞臂上连杆受力分析图

Fig.9 Flying arm upper linkage force analysis diagram

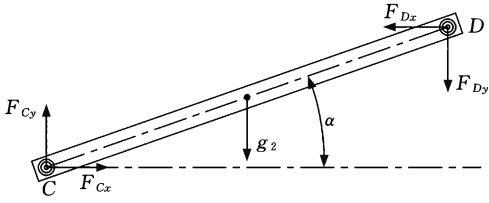


图 10 飞臂下连杆受力分析图

Fig.10 Flying arm lower linkage force analysis diagram

CD 在 x 和 y 方向的分力,杆 CD 自重为 g_2 。

根据力矩平衡原理,对 C 点求矩,得

$$\frac{1}{2} l_2 g_2 \cos \alpha + l_2 F_{Dy} \cos \alpha = l_2 F_{Dx} \sin \alpha \quad (11)$$

对工作平台及其摆动液压缸进行受力分析,如图 11 所示。 F_{Bx} 与 F_{By} 为杆 AB 在 B 点对摆动液压缸在 x 和 y 方向的分力, F_{Dx} 与 F_{Dy} 为杆 CD 在 D 点对摆动液压缸在 x 和 y 方向的分力, F_P 为飞臂液压缸在 B 点对摆动液压缸的推力,摆动液压缸自重为 g_3 ,工作栏自重加上负载总重力为 g_4 。

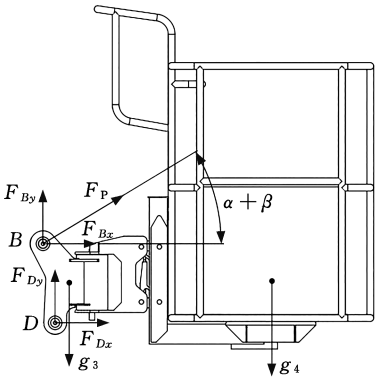


图 11 工作平台及摆动液压缸受力分析图

Fig.11 Working platform and swing cylinder force analysis diagram

根据力平衡的原理,可得

$$F_{Dx} + F_{Bx} + F_P \cos(\alpha + \beta) = 0 \quad (12)$$

$$F_{By} + F_{Dy} + F_P \sin(\alpha + \beta) = g_3 + g_4 \quad (13)$$

联立式(10)~式(13),化简得

$$F_P = \frac{g_1 + g_2 + 2g_3 + 2g_4}{2[\sin(\alpha + \beta) - \tan \alpha \cos(\alpha + \beta)]} \quad (14)$$

飞臂机构的参数如下: $l_1 = 0.356 \text{ m}$, $l_2 = 1.6 \text{ m}$, $g_1 = 400 \text{ N}$, $g_2 = 500 \text{ N}$, $g_3 = 400 \text{ N}$, $g_4 = 6500 \text{ N}$, $\alpha \in [-78^\circ, 65^\circ]$ 。将参数数值代入式(9)和式(14),可计算出飞臂液压缸的推力 F_P 随飞臂变幅

角 α 变化的曲线,并与实验数据进行对比,如图 12 所示。从图 12 中可看出,在 $-78^\circ \sim -65^\circ$ 之间时,飞臂液压缸的推力变化速率很大,这是导致飞臂变幅下落尾时冲击很大的原因,为了避免飞臂变幅时机械冲击过大,将飞臂安全工作角度的范围取为 $-65^\circ \sim 65^\circ$,飞臂变幅角度为 -65° 时,飞臂液压缸的推力为 $43\,759.9 \text{ N}$,飞臂变幅角度为 65° 时,飞臂液压缸的推力为 $29\,260.3 \text{ N}$ 。

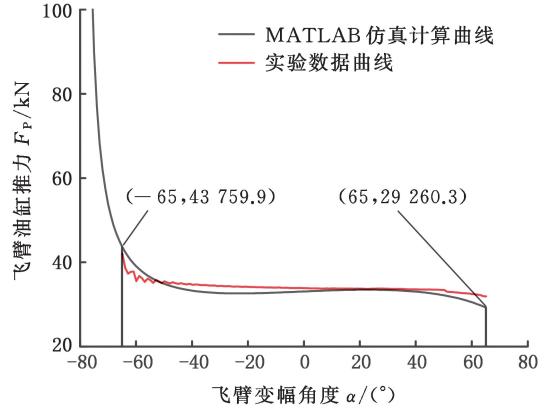


图 12 推力 F_P 随飞臂变幅角度 α 所变化的曲线

Fig.12 The curve of the thrust force F_P as a function of the flyer arm luffing angle α

飞臂变幅角度在 $-65^\circ \sim 65^\circ$ 之间时,飞臂液压缸的推力变化不大,为了方便下一步液压仿真模型的搭建和后续能耗的计算,将飞臂液压缸的推力设置为 33 kN ,也就是 AMESim 液压仿真模型中所施加的负载压力为 33 kN 。

3.2 飞臂液压系统 AMESim 建模

根据高空作业平台飞臂液压系统的工作原理,在 AMESim 软件中建立其仿真模型,主要仿真参数如表 3 所示。仿真模型包括调速电机、负载敏感泵、压力补偿阀、多路阀、换向阀、平衡阀以及飞臂变幅液压缸等,如图 13 所示。

表 3 主要仿真参数表

Tab.3 Main simulation parameter table

主要仿真参数	方案一	方案二	方案三	方案四
液压缸直径/mm	63	80	90	110
活塞杆杆径/mm	45	56	63	80
液压缸总行程/mm	654	654	654	654
液压缸负载压力/kN	33	33	33	33
电机转速/(r · min ⁻¹)	1700	1700	1700	1700
主阀芯位移/mm	2.95	3.47	4.21	4.32

3.3 仿真模型正确性验证

为验证仿真模型正确性,通过仿真和实验得到飞臂变幅过程中泵出口的压力和流量,结果分别如图 14 和图 15 所示,图中,0~20 s 为飞臂变幅上动作,22~32 s 为飞臂变幅下动作。由图 14 和图 15 可知:实验测试曲线与仿真曲线变化趋势

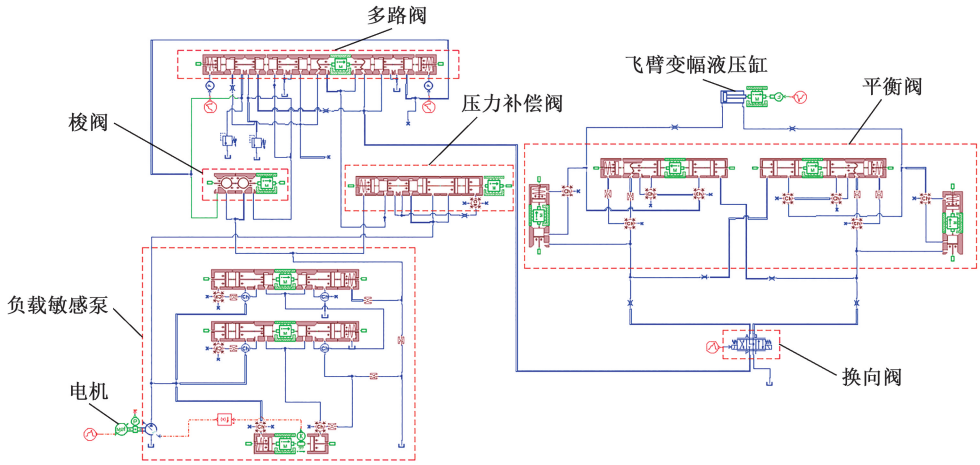


图 13 飞臂液压系统仿真模型

Fig.13 Flying arm hydraulic system simulation mode

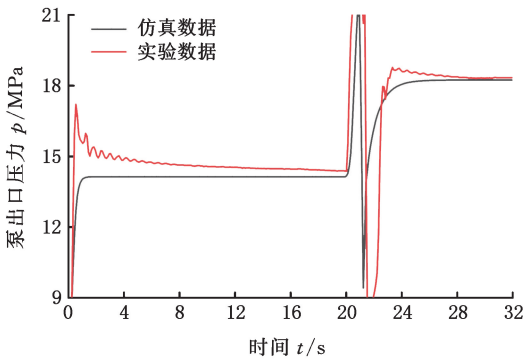


图 14 泵出口压力实验曲线与仿真曲线

Fig.14 Pump outlet pressure test and simulation curve

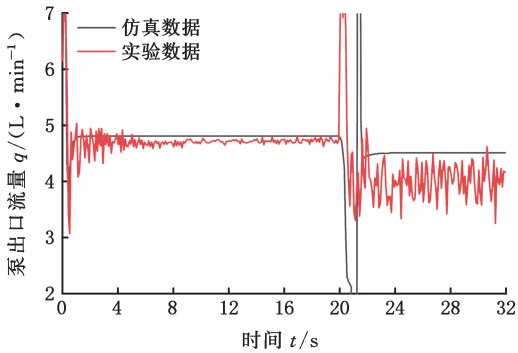


图 15 泵出口流量实验曲线与仿真曲线

Fig.15 Test and simulation curve of pump outlet flow

基本吻合，且数值基本吻合，证明了所建立高空作业平台飞臂液压系统仿真模型的正确性。

3.4 节能优化设计方案的能耗

利用上述所建立的模型对不同设计方案的液压系统进行仿真计算和能耗分析。根据飞臂液压系统低能耗优化设计方案中所设计的 4 种缸径分别调节仿真模型中飞臂变幅液压缸的缸径，并使液压系统中的流量满足执行机构的速度不变的前提条件。

根据所建立飞臂变幅系统的负载数学模型得到的计算结果给飞臂变幅液压缸设置相应的负载

力，得到各设计方案泵出口压力、流量及液压缸位置的仿真结果，分别如图 16~图 18 所示。由图 16~图 18 可知：在保证飞臂液压缸位移曲线一致的前提下，液压缸的缸径越大，泵出口压力越小，泵出口流量越大。

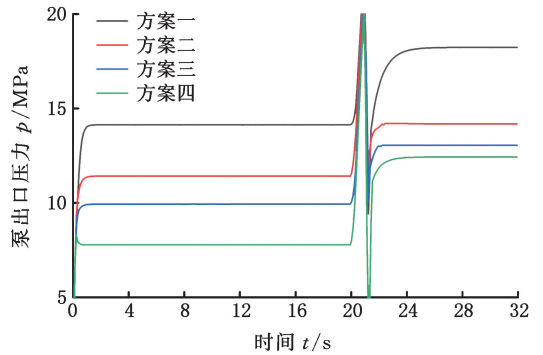


图 16 不同设计方案下泵出口压力仿真曲线

Fig.16 Pump outlet pressure simulation curve under different design scheme

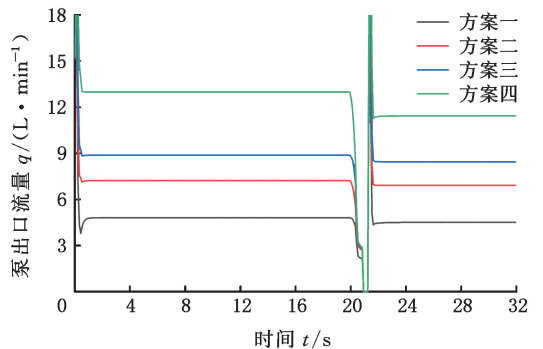


图 17 不同设计方案下泵出口流量仿真曲线

Fig.17 Pump outlet flow simulation curve under different design scheme

在液压系统执行机构的速度和负载力不变的前提下，电机输入功率越大，损耗越大，电液系统效率越低；电机输入功率越小，损耗越小，电液系统效率越高。由节能方案设计中所提到的能耗特性式(3)可知：影响电机输入功率大小的三个

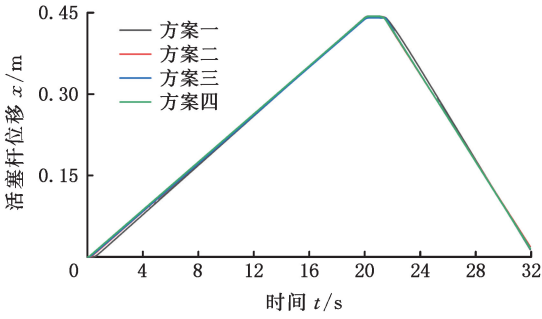


图 18 飞臂变幅液压缸活塞杆位移仿真曲线

Fig.18 Simulation curve of piston cylinder displacement of fly jib luffing cylinder

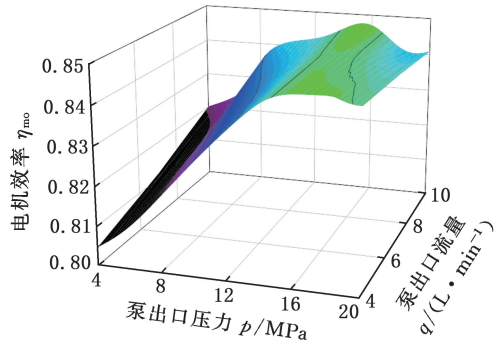


图 19 电机效率与泵出口压力、流量的曲面图

Fig.19 Surface plot of motor efficiency versus pump outlet pressure and flow rate

因素分别是电机效率 η_{mo} 、液压泵损耗的功率 P_3 以及液压回路的节流损失 P_4 。只需要根据仿真数据计算出这三个参数即可判断出整个飞臂电液系统的能耗情况。

电机转速为 1700 r/min 时,电机效率与泵出口压力、流量的关系如图 19 所示,可知,在各方案所涉及的流量范围内,流量和压力的变化对电机效率的影响很小(约 1%),为此在能耗分析过程中可忽略电机效率的变化。

由于电机效率变化几乎为零,因此分析各方案中电液系统的总损耗时只需要关注液压泵的损耗功率 P_3 和液压回路的节流损失 P_4 。液压泵的损耗功率 P_3 为

$$P_3 = \eta_{mp} \eta_p P_1 \quad (15)$$

式中: η_p 为液压泵的效率。

根据液压泵和流体的相关参数,结合修正后

表 4 4 种方案的能耗分析表

Tab.4 Energy consumption analysis table for four scenarios

方案	动作	泵出口流量/ (L · min ⁻¹)	泵出口压力/ MPa	液压泵输出 功率/W	液压泵输入 功率/W	液压泵 效率/%	液压泵损耗 功率 P_3 /W	液压泵损耗 变化量 ΔP_3 /W	节流损耗 变化量 ΔP_4 /W	$\Delta P_3 + \Delta P_4$ /W
方案一	飞臂变幅上	4.8	14.3	1144	2917	39.22	1773			
	飞臂变幅下	4.5	18.4	1380	3656	37.74	2276			
方案二	飞臂变幅上	7.2	11.4	1368	2866	47.73	1498	-275	224	-254
	飞臂变幅下	6.9	14.1	1621.5	3453	46.96	1831.5	-444.5	241.5	
方案三	飞臂变幅上	8.8	9.9	1452	2782	52.20	1330	-443	308	-265
	飞臂变幅下	8.4	13	1820	3526	51.61	1706	-570	440	
方案四	飞臂变幅上	13	7.8	1690	2785	60.67	1095	-678	546	220
	飞臂变幅下	11.4	12.5	2375	4008	59.25	1633	-643	995	

3.5 优化方案对摩擦和自重损耗的影响

飞臂液压缸缸径的增大会对摩擦、自重损耗产生影响,为此需要在这两方面的影响加以考虑。首先计算液压缸泄漏以及摩擦造成的功率损耗 P_f ,活塞与缸筒的结构如图 20 所示。根据圆环缝隙理论,泄漏量 q_1 可表示为

$$q_1 = \pi v r h_0 + \frac{\pi r h_0^3}{6\mu} \frac{\Delta p_g}{l} [1 + 1.5(\frac{e}{h_0})^2] \quad (16)$$

式中: v 为活塞运动速度; r 为活塞半径; l 为活塞长度; e 为活塞相对缸筒的偏心量; $h_0 = (h_1 + h_2) / 2$; h_1 为最小

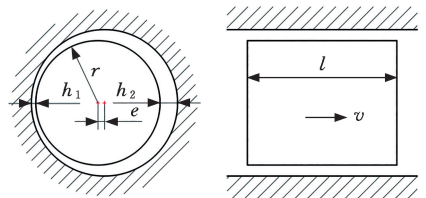


图 20 活塞与缸体示意图

Fig.20 Schematic diagram of piston and cylinder

间隙; h_2 为最大间隙; Δp_g 为活塞两端的压差。

参考工程中广泛应用的 Stribeck 摩擦模

型^[15],非接触密封处于纯流体润滑状态,其轴向摩擦力主要是由油液剪切应力组成,液压缸摩擦力 F_f 可表示为

$$F_f = \frac{2\pi r \mu v l}{h_0 \sqrt{1 - (e/h_0)^2}} - \pi r h_0 \Delta p_g \quad (17)$$

假定液压缸活塞为全圆周均匀润滑,不考虑

液压缸活塞的偏心,即 $e = 0$,泄漏及摩擦造成的功率损耗为

$$P_f = \frac{\pi r h_0^3}{6\mu} \frac{\Delta p_g^2}{l} + \frac{2\pi r \mu v^2 l}{h_0} \quad (18)$$

查询液压缸样本,结合仿真数据,将液压缸相关参数汇总于表 5。

表 5 液压缸相关参数

Tab.5 Hydraulic cylinder related parameters

方案	缸径/mm	杆径/mm	活塞宽/mm	间隙/mm	每 100 mm 行程质量/kg	油液动力黏度/(Pa·s)	液压缸两侧压差/MPa	
							飞臂变幅上	飞臂变幅下
方案一	63	45	70	0.025	2.6	0.0288	11.2	0.7
方案二	80	56	78	0.032	3.6		6.7	0.4
方案三	90	63	85	0.038	4.3		4	0.5
方案四	110	80	98	0.045	6.2		3.5	2.9

结合表 5 和式(18)可以计算出泄漏、摩擦带来的损耗,如表 6 所示。飞臂液压缸缸径的增大也会使其重力增大,导致主臂动作时需要更大的功率来克服重力做功,已知飞臂液压缸的行程不变,为 654 mm,额定工况下,平台上升的速度最大为 0.3 m/s,通过公式 $P = Gv$ 可以得到主臂动作时,飞臂液压缸自重功率损耗,如表 6 所示。

表 6 各方案飞臂液压缸功率损耗情况

Tab.6 Flying arm hydraulic cylinder power loss by program

方案	飞臂液压缸泄漏及摩擦功率损耗/W	飞臂液压缸自重功率损耗/W
方案一	16.09	5.10
方案二	13.78	7.06
方案三	8.66	8.44
方案四	19.20	12.16

从式(18)中可看出,影响液压缸泄漏及摩擦功率损耗的因素较多,虽然缸径增大,活塞和缸筒配合的间隙有所增大,但由于推力不变,液压缸两侧的压差会降低,导致飞臂液压缸泄漏及摩擦功率损耗变化并不大;飞臂液压缸重力增大,其自重功率损耗会增加,但是高空作业平台车的平台上升速度较慢,导致其自重功率损耗的变化并不大,最大不超过 10 W。对比本文所设计的最佳节能方案所节能的 265 W 功率损耗,可忽略不计。

综上所述,在高空作业平台飞臂液压回路中,适当的增加液压缸直径,对泄漏、摩擦损耗及自重功率损耗影响很小。

3.6 对整车系统的影响

本文所设计的节能方案会导致泵出口压力降低,压力降低时如何保证其余执行机构的动作也是一个需要考虑的问题,可以分为两点分析。

1)在飞臂单动作时,液压泵只需要给飞臂机构供油,其压力降低不会影响其他执行机构的

动作。

2)组合动作时,飞臂的常用组合动作有:飞臂变幅上下+主臂变幅上下、飞臂变幅上下+工作栏摆动。①飞臂变幅+主臂变幅组合动作时,虽然泵出口的压力最高为 18.4 MPa,但仅需 10 MPa 即可实现完整的主臂变幅动作(图 21)。本文设计的最佳节能方案三中,飞臂液压回路的最小压力为 9.9 MPa,和主臂变幅上下所需的最大压力接近。因此,适当地减小飞臂液压回路的压力不仅不会影响主臂变幅的动作,而且还会在一定程度上减小节流损失。②在飞臂变幅+工作栏摆动组合动作时,工作栏摆动回路需要泵出口压力最高为 16.3 MPa,在飞臂液压回路所需压力降低后,为了保证系统的正常运行,泵出口压力会降低到 16.3 MPa 左右,然后通过飞臂回路多路阀前的压力补偿阀将该回路的压力调节至优化后所需的合适压力,并不会影响工作栏的动作。此时,飞臂液压回路虽然会产生一定的节流损失,但是由于飞臂液压回路流量仅为 4~5 L/min(远小于其他主动作回路的流量),该节流损失较小;此外,泵输出流量的增大也会使泵的效率显著提高,在一定程度上可弥补飞臂液压回路因压力降低所致的节流损失。因此,在该组合动作时,飞臂液压缸缸径的增大对整个系统能耗的影响较小。

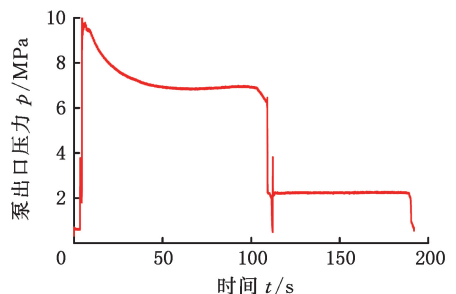


图 21 主臂变幅上下泵出口压力

Fig.21 Jib luffing up and down pump outlet pressure

本文所提优化方法可降低整车的能耗。当整车仅有飞臂动作时,研究结果表明所提优化方法可使得液压系统能耗减少 265 W,工作效率提高 4.6%;当整车有多个复合动作时,所提方法可降低低压大流量回路(如主臂变幅与伸缩)的节流损失,或显著提高小流量工况的泵效率,这样也会降低整个系统的能耗。除此之外,经分析表明,增大缸径所带来的摩擦、自重等功率损耗远小于所节省的能量。因此,所提出的优化方法可降低整车的能耗。

此外,本文虽然是针对具体的研究对象展开,但所提出的节能优化方法具有普适性。原因是高空作业平台是一种典型的工程机械,其液压驱动原理和工况与其他工程机械差异较小,如挖掘机精细作业的工况,也常常由于泵处于小排量区而造成较大的能量损耗,也可以采用本文所提出的节能优化方法,使泵脱离小排量区来提高工作效率。所涉及泵效率计算公式中的修正系数是通过对比理论和实验结果得到的,对同类型的柱塞泵可能具有一定的适用性,其他不同类型泵的效率需要采用类似的方法重新计算以修正系统。

4 结论

1)通过对飞臂液压缸缸径和泵输出流量的匹配,高空作业平台液压系统的能耗减少了 265 W,液压系统的整体工作效率提高了 4.6%。

2)液压泵小流量工况下的效率较低,节能优化设计需要重点考虑;对于工作在小流量的液压系统,在保证液压系统负载和输出速度均不变的条件下,适当增大液压缸缸径和泵的流量,可在一定程度上降低液压泵的功率损耗,从而有效提高整个液压系统的工作效率。

3)不能无限增大液压缸的缸径来提高液压系统效率,因为当流量过大时,节流损耗所增加的能量损耗会大于液压泵减少的能量损耗,整个液压系统的能耗也会随之增大。

参考文献:

- [1] 权龙,夏连鹏,赵斌,等. 液压驱动机械臂势能回收利用研究工作进展[J]. 机械工程学报, 2018, 54(20):4-13.
QUAN Long, XIA Lianpeng, ZHAO Bin, et al. Innovation Progress in Research on Gravitational Potential Energy Recovery and Utilization of Hydraulic Driven Mechanical Arm[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(20):4-13.
- [2] 钟麒,杨华勇,张斌. 面向负载口独立控制的可编

程阀关键技术研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(22):200.

ZHONG Qi, YANG Huayong, ZHANG Bin. Research on Key Technology of Programmable Valve for Independent Control of Load Port[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(22):200.

- [3] YUE D, ZUO X, LIU Z, et al. Simulation Analysis of a Novel Digital Pump with Direct Recycling of Hydraulic Energy[J]. Axioms, 2023, 12(7):696.
- [4] CHEN XinYuan, LI Bang. Study on the Characteristics of Multiway Valve with Compensator with Variable Pressure Difference[C]// 5th World Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Manufacturing(WCMEIM). Maanshan, 2022:145-150.
- [5] BAO R, WANG Q, WANG T. Energy-saving Trajectory Tracking Control of a Multi-pump Multi-actuator Hydraulic System[J]. IEEE Access, 2020, 8:179156-66.
- [6] YU Y X, AHN K K. Optimization of Energy Regeneration of Hybrid Hydraulic Excavator Boom System[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 183:26-34.
- [7] 石方亮. 液压机驱动单元电机一泵匹配节能方法及其动态性能研究[D]. 合肥:合肥工业大学, 2017.
SHI Fangliang. Study on Energy-saving Method and Dynamic Performance of Motor-pump Matching for Hydraulic Drive Units[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2017.
- [8] XIA L, QUAN L, GE L, et al. Energy Efficiency Analysis of Integrated Drive and Energy Recuperation System for Hydraulic Excavator Boom[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 156:680-687.
- [9] 周山旭. 纯电动挖掘机动臂混合式能量回收系统研究[D]. 贵阳:贵州大学, 2022.
ZHOU Shanxu. Research on Hybrid Energy Recovery System for Pure Electric Excavator Arm[D]. Guiyang: Guizhou University, 2022.
- [10] 王金凤,周连佺,蒋红旗,等. 液压挖掘机液能回收再利用节能装置测控系统[J]. 液压与气动, 2024, 48(1):100-107.
WANG Jinfeng, ZHOU Lianquan, JIANG Hongqi, et al. Measurement and Control System of Hydraulic Excavator Energy Recovery and Re-use Energy-saving Device[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2024, 48(1):100-107.
- [11] 张强,何雪泓,周振东,等. 高空作业平台液压调平机构的优化研究[J]. 机械设计与制造, 2023(4):187-90.
ZHANG Qiang, HE Xuehong, ZHOU Zhendong,

et al. Research on the Optimization of Hydraulic Leveling Mechanism on Aerial Work Platform[J]. Machinery Design & Manufacture, 2023(4):187-190.

[12] HU H, SONG Y, FAN P, et al. A Backstepping Controller with the RBF Neural Network for Folding-boom Aerial Work Platform [J]. Complexity, 2022, 2022:1-9.

[13] 陈鑫. 直臂式高空作业车上车结构轻量化研究[D]. 长春:吉林大学, 2022.
CHEN Xin. Research on Lightweight Design of Upper Structure of Straight Arm Aerial Working Vehicle[D]. Changchun:Jilin University, 2022.

[14] 张德. 复合调速液压系统功率匹配及稳定性分析[D]. 西安:西安建筑科技大学, 2021.
ZHANG De. Power Matching and Stability Analysis of Compound Speed Regulating Hydraulic System[D]. Xi'an: Xi'an University of Architecture and Technology, 2021.

[15] 李毅波, 曾云龙, 潘晴, 等. 考虑压力效应的液压

缸摩擦模型研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(11):418-426.

LI Yibo, ZENG Yunlong, PAN Qing, et al. Pressure Dependent Friction Model of Hydraulic Cylinder[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11):418-426.

(编辑 袁兴玲)

作者简介:刘宇超,男,2000年生,硕士研究生。研究方向为机电液一体化。E-mail:2462076630@qq.com。习毅*(通信作者),男,1988年生,副教授。研究方向为流体传动与控制、机电液一体化。发表论文10余篇。E-mail:xiyi1235@163.com。

本文引用格式:

刘宇超,习毅,张宇效,等.基于缸径与流量匹配的高空作业平台飞臂液压系统节能设计[J]. 中国机械工程, 2025, 36(6):1290-1299.

LIU Yuchao, XI Yi, ZHANG Yuxiao, et al. Energy-saving Design of Aerial Work Platform Flying Boom Hydraulic Systems Based on Cylinder Diameter and Flow Matching[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(6):1290-1299.

(上接第 1260 页)

[14] 顾文斌, 李育鑫, 钱煜晖, 等. 基于激素调节机制 IPSO 算法的相同并行机混合流水车间调度问题[J]. 计算机集成制造系统, 2021, 27(10):2858-2871.
GU Wenbin, LI Yuxin, QIAN Yuhui, et al. Scheduling Problem of Identical Parallel Machine Hybrid Flow Shop Based on the IPSO Algorithm with Hormone Regulation Mechanism[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2021, 27(10):2858-2871.

[15] XUE Lirui, ZHAO Shinan, MAHMOUDI A, et al. Flexible Job-shop Scheduling Problem with Parallel Batch Machines Based on an Enhanced Multi-Population Genetic Algorithm[J]. Complex & Intelligent Systems, 2024, 10(3):4083-4101.

[16] ZHOU Kai, TAN Chuanhe, ZHAO Yi, et al. Research on Solving Flexible Job Shop Scheduling Problem Based on Improved GWO Algorithm SS-GWO[J]. Neural Processing Letters, 2024, 56:26.

[17] CHEN Shuilin, ZHENG Jianguo. Hybrid Grey Wolf Optimizer for Solving Permutation Flow Shop Scheduling Problem [J]. Concurrency and Computation: Practice and Experience, 2024, 36(5):e7942.

(编辑 王艳丽)

作者简介:赵培瑞,男,1999年生,硕士研究生。研究方向为企业集成及信息化工程、智能优化调度、生产及制造系统工程。E-mail:724172613@qq.com。邓超*(通信作者),女,1985年生,高级实验师。研究方向为企业集成及信息化工程、智能优化调度、生产及制造系统工程。E-mail:20110099@kust.edu.cn。

本文引用格式:

赵培瑞,邓超,朱波,等.基于多元动因驱动的中药制药车间动态调度建模与优化[J]. 中国机械工程, 2025, 36(6):1247-1260.

ZHAO Peirui, DENG Chao, ZHU Bo, et al. Modelling and Optimisation of Dynamic Scheduling in Chinese Materia Medica Pharmaceuticals Workshops Based on Multiple Motivation Drivers[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(6):1247-1260.