

摘 要

中国江河湖泊众多，海岸线长，航运历来是交通运输的重要方式，因此中国疏浚业对于挖泥船工作性能的要求日益增长，不仅要求生产率高，而且对于特定的工作环境，对于挖泥船也有特殊的性能要求，比方港珠澳大桥所用抓斗式挖泥船，就有自动平挖的功能要求。为了实现挖泥船疏浚航道、挖泥清污的功能，液压驱动控制系统那么是必须有的。

本文通过对各种挖泥船的学习和分析，依据抓斗挖泥船施工运行功能和操控要求，设计出了一种 50 立方抓斗式挖泥船抓斗液压驱动控制系统，该系统能实现抓斗的开闭，以及抓斗各种工位下的起升与下降，以及可靠制动，并具有缓冲措施；能实现回转台左右旋回以及起重臂的变幅运动；具有单独的液压马达与卷筒制动回路。起升、回转以及变幅回路均采用闭式液压系统，执行元件都选用液压马达。

本设计考虑了抓斗式挖泥船工作过程中的各种工况，根据其工作要求，通过设计计算完成系统的设计选型。

关键词：抓斗式挖泥船；液压驱动控制，闭式液压系统。

ABSTRACT

China, which country has many rivers, lakes and long coastline, that is also the re shipping has been the mainly transport mode. Thus, demand of dredger working performance gradually increased in China dredge section, it includes not only the high productivity requires special performance in given work environment. For instance, the grab dredger was used to construct Hong Kong-Zhuhai-Macau Bridge demands automatic surface digging. ordertoachievethefunctionof dredgemud and dredgingtrash-removal,thahydraulicdrive control system is definitely the necessary condition,

This paper accordingto studyingand analysisof variousdredger,in terms of dredger' s working functionand operatingrequirement,thispaper designsone 50 StereGrab Dredger hydraulic drive control systems in order to operate and lift it, reliability of brakine mitigation; turning around of rotary table and variable traverse motion of cargo boom; hydraulicmotor and brake circuitof coilingblock. Lifting,rotationand trolleyingloop recommend closed type hydraulic system, actuator uses hydraulic motor.

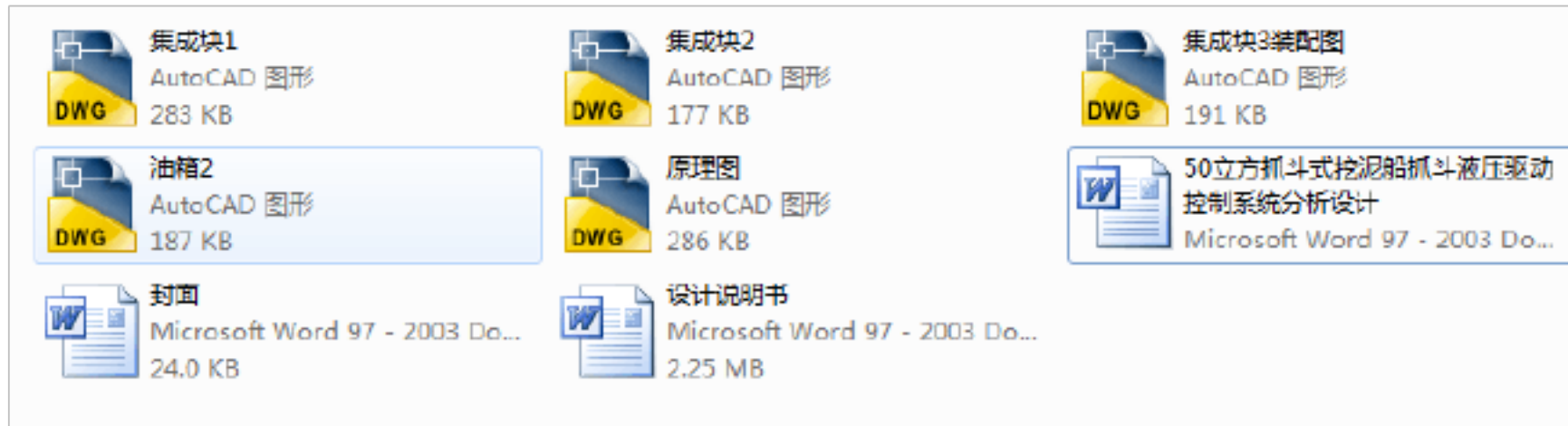
This system design and model selection was finished by had taking all working conditions dredger into consideration, according to the working requirement and calculation.

Keywords: Grab dredger; hydraulic drive control system; Closed hydraulic system

目 录

摘 要.....	I
ABSTRACT
1 绪论.....	1
挖泥船的开展现状及其前景.....	1
挖泥船的应用.....	1
挖泥船的分类.....	2
1.2 本文主要内容和结构.....	5
2 液压系统设计.....	6
工况分析及功能要求.....	6
液压系统的主要设计参数.....	6
制定系统原理图.....	7
起升机构与回转机构液压原理图设计.....	7
变幅机构液压原理图的设计.....	8
液压马达与卷动制动回路的设计.....	9
油源局部.....	10
整体系统原理图.....	10
选择的液压系统类型.....	12
调压方式的选择.....	12
顺序动作的选择.....	13
调速方式的选择.....	13
执行元件的选择.....	13
3 液压系统设计计算及元件选型.....	14
起升回路的设计计算.....	14
回转回路的设计计算.....	17
变幅回路的设计计算.....	19
补油回路的设计计算.....	22
选择联轴器型号.....	23
液压控制阀的选型.....	24
液压辅件的计算及选型.....	29
油箱设计.....	33
液压控制装置的设计.....	37
3.9 液压泵的安装形式.....	37
4 系统性能验算.....	38
液压系统压力损失验算.....	38
系统温升的验算.....	40
5 集成块设计.....	43
块体结构.....	43
集成块结构尺寸确实定.....	43
抓斗起升回路集成块设计.....	43
抓斗开闭及液压马达制动集成块设计.....	46
6 结束语.....	48
总结.....	48

展望.....	48.....
心得体会.....	48.....
参考文献.....	50.....
致谢.....	51.....
全套图纸 加 36396305	



1 绪论

挖泥船的应用

中国江河湖泊众多，海岸线长，水资源南多北少，水土流失严重，航运历来是交通运输的重要方式，同时就人口现状与增长而言，已无法再论地大物博，沿海地带吹填造地及治理、向海洋开展亦势在必行。相对其它船舶来说，工程船舶特别是挖泥船在设计和建造上多年来相对较弱，但近年有提高，现有市场需求和潜在市场大，亟待进一步开展。

中国疏浚治理史并不短，但手段落后，规模小，特别是以前水利清淤疏浚欠债较多，致使河道和入海口淤塞严重，水患频繁，航道和港深标准偏低，水库面积和库容萎缩普遍。仅依照水利规划，近期 2002 年前我国各大主要江河年清淤疏浚量为 1.81 亿立方米，远期 2003~2021 年年清淤疏浚量为 2.71 亿立方米，而目前国内挖泥船总的年清淤疏浚能力只有约 1 亿立方米。

上述现状决定了中国水利、河湖航道及海域清淤疏浚施工量大，中国有广阔的疏浚市场和挖泥船需求，这是中国挖泥船及其疏浚业迅猛开展的最重要的先决条件。

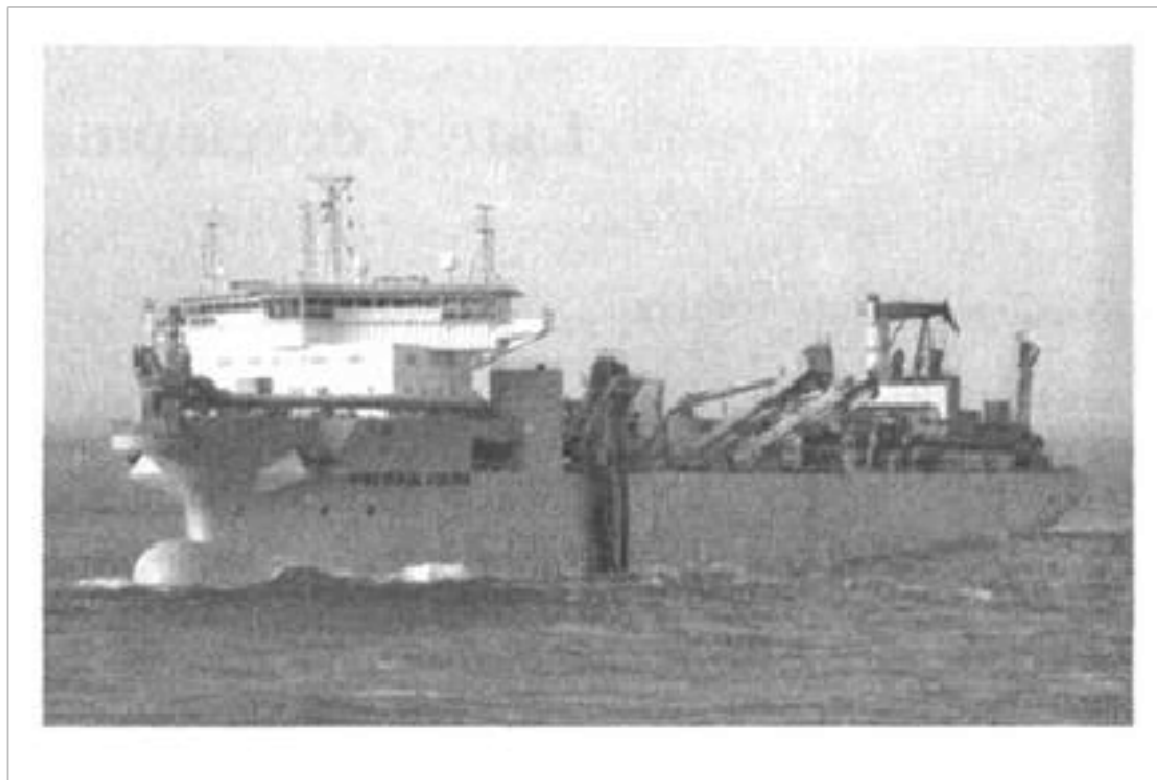
多年以来在施工实践中，中国疏浚业形成了以航道、水利和地方疏浚实业为主的行业框架，拥有主要自我开展积累的疏浚施工技术和国产及局部引进的挖泥船等施工设备，这是中国疏浚业的现状和进一步开展的根底。迄今为止中国疏浚施工的主要目的任务是解决单一工程问题，大量工程属于初期治理、大规模和根底性建设，施工环境和工况条件相对恶劣，近两年有了复合功能的疏浚工程和专门的环保主题的疏浚施工工程，疏浚工程已呈现向专业化、多元化、系统化、综合性开展趋势。

挖泥船的主要工作，是负责清挖水道与河川淤泥，以便其他船舶顺利通过。挖泥船的工作能力是以每小时能挖多少立方米泥土来表示的，挖泥船有机动和非机动之分，按施工特点又可分为耙吸式、绞吸式和抓斗式等。

上世纪 90 年代初期，亚洲经济强劲复苏，推动了世界疏浚市场蓬勃开展。1994 年，世界上第一艘超大型耙吸式挖泥船——17 000 立方“Pearl River”应运而生。由此至 2000 年的七年时间内，世界上共建成以 33 000 立方巨无霸型耙吸船为首的超大型耙吸船 11 艘，顺应了经济建设的需求。直至二十世纪之初，前后这十年被国际疏浚界誉为“黄金十年”，也是世界疏浚装备取得辉煌业绩的十年。新世纪之初，随着世界经济形势的进一步好转，疏浚界权威人士断言第二个“黄金十年”将伴之而来。有了第一个“黄金十年”资金和经验的积累，素有世界疏浚市场“晴雨表”之称的世界四大疏浚公司（它们是范奥德集团 (Van Oord)、波斯卡利斯集团 (Boskalis)、杨德努集团 (JDN) 和 德米集团 (DEME)），前几年来

以更大的底气、不失时机地投入了新一轮装备竞赛高潮，这新一轮的开展决非十年前的简单重复，不管是开展规模还是技术内涵方面都将留下全新的印记。

四大公司装备开展除了规模上的超大型化(耙吸)和远海自航化(绞吸)以外，在技术层面上概括起来说还有如下特点：浅吃水船型特征日益突出；疏浚机具功率配备显著加大、成效更高；浚 / 驾合一的控制技术日益完善；单边耙吸船广受欢迎；绿色造船、持续开展理念深入人心等等



2021年初交付的JDN集团最新巨无霸
——46 000 立方“Cristobal Colon”

近年来国外疏浚装备和技术的开展，充分表达了高效—节能—环境友好的宗旨，给人以深刻印象。

挖泥船的分类

挖泥船分为抓斗式挖泥船、耙吸式挖泥船和绞吸式挖泥船等。

(1) 耙吸式挖泥船 耙吸式挖泥船是吸扬式中的一种。它通过置于船体两舷或尾部的耙头吸入泥浆，以边吸泥、边航行的方式工作。是利用泥耙松土，船中设开底泥舱，舱容积表示船的大小。有单耙或对耙，分别布置于船中或两侧。耙吸式挖泥船机动灵活，效率高，抗风浪力强，适宜在沿海港口、宽阔的江面和船舶锚地作业，在风浪大又无掩护的滨海和河口地区，宜选用自航式耙吸挖泥船。适于松散和低于粘土硬度的土质作业

2008年11月28日，“新海凤”“新海凤”轮总长165米，型宽27米，型深11.7米，载泥量23750吨，舱容16888立方米，具有耙吸装舱、吹岸、艏喷以及低浓度自动排放功能，采用综合集成平台控制系统、驾驶室单人遥控推进系统、单人遥控挖泥系统。



“新海风”号自航耙吸式挖泥船

此外绞吸式挖泥船、绞耙吸双重功能自航工程船的研究开发，也使得挖泥船事业蓬勃开展。

(2) 抓斗式挖泥船 抓斗式挖泥船是利用旋转式挖泥机的吊杆及钢索来悬挂泥斗；在抓斗本身重量的作用下，放入海底抓取泥土。然后开动斗索绞车，吊斗索即通过吊杆顶端的滑轮，将抓斗关闭，升起，再转动挖泥机到预定点（或泥驳）将泥卸掉。挖泥机又转回挖掘地点，进行挖泥，如此循环作业。抓斗式挖泥船主要用于挖取粘土、淤泥、卵石、宜抓取细砂、粉砂。



2021年6月，上海振华重工建造的27立方抓斗挖泥船“新海蚌”正式交付中交上航局使用。这是目前我国自行设计、建造的最先进抓斗式挖泥船。27立方抓斗挖泥船“新海蚌”总长65.8米，型宽24米，型深4.8米，设计吃水2.7米，最大挖深56米，标准工况下挖泥能力为747立方/小时。27立方抓斗挖泥船“新海蚌”采用全回转、吊臂可变幅的抓斗挖泥机，配置不同形式、不同斗容的抓斗，适用于各种土质及岩石。27立方抓斗挖泥船“新海蚌”具备先进的疏浚监控系统，并同时配有锚泊和钢桩两套移船定位系统，能高效地实现船舶的移动定位。



“新海蚌”抓斗挖泥船

(3) 绞吸式挖泥船 绞吸式挖泥船是疏滩工程中运用较广泛的一种船舶，它是利用吸水管前端围绕吸水管装设旋转绞刀装置，将河底泥沙进行切割和搅动，再经吸泥管将绞起的泥沙物料，借助强大的泵力，输送到泥沙物料堆积场，它的挖泥、运泥、卸泥等工作过程，可以一次连续完成，它是一种效率高、本钱较低的挖泥船，是良好的水下挖掘机械。



1.2 本文主要内容和结构

本文所设计的是 50 立方抓斗式挖泥船抓斗液压驱动控制系统。通过液压系统的设计，完成对系统的各个零部件的选用和设计，并对系统进行相关验算。主要内容如下：

第一章 绪论。主要说明了选题的目的和意义以及翻车机的开展现状和前景。

第二章 液压系统的方案确定。介绍了本次设计的技术要求和相应的技术方案，并依此确定系统的原理图，并介绍了液压系统工作原理。

第三章 液压系统设计。详细的介绍了系统的设计过程和其中的一些计算，并为系统选择或设计所需元器件。

第四章 集成块的设计计算。确定需要集成的液压元件，并完成集成块的设计。

第五章 系统的性能验算。对系统的压力损失和温升进行验算，验算系统是否满足要求。

第六章 结束语。主要对本次设计作出总结以及展望。

2 液压系统设计

及功能要求

抓斗式挖泥船是利用旋转式挖泥机的吊杆及钢索来悬挂泥斗；在抓斗本身重量的作用下，放入海底抓取泥土。然后开动斗索绞车，吊斗索即通过吊杆顶端的滑轮，将抓斗关闭，升起，再转动挖泥机到预定点（或泥驳）将泥卸掉。挖泥机又转回挖掘地点，进行挖泥，如此循环作业。抓斗式挖泥船主要用于挖取粘土、淤泥、卵石、宜抓取细砂、粉砂。

工况条件

工作环境：水温 $10^{\circ}\text{C} \sim 45^{\circ}\text{C}$ ；

抗风等级蒲式 7 级；

波浪高度 $1.5\text{m} \sim 2.0\text{m}$ ；

航区：港珠澳遮蔽海区作业，沿海调遣及港口作业。

挖泥船主体工作装置的如图 1.3 所示，因此其功能为

（1）由液压马达控制实现抓斗的开闭动作，挖取淤泥，如果系统参加平挖控制箱（里面是精密的集成器）那么能实现自动平挖功能。

（2）液压马达控制卷筒将抓斗升起到指定工作行程位置，液压马达抱紧制动，实现抓斗在空中的停留。

（3）由液压马达实现回转台的左右转动到指定位置时，液压马达控制卷筒转动实现抓斗降落，并在稳定后开启抓斗放下挖取的淤泥。

确定系统主要参数的目的是为了拟订系统原理图以及选择或设计液压元件提供依据。这些参数主要是系统工作压力、液压执行元件的工作压力和流量、负载力等。确定主要参数的依据是液压执行元件的负载和速度；可供元件的种类、质量和价格。

技术指标：

- | | |
|-----------|----------------------------------|
| （1）抓斗 | $50\text{m}^3 / 110\text{t}$ ； |
| （2）最大提升力 | 280t |
| （3）提升速度 | $0 \sim 60\text{m}/\text{min}$ ； |
| （4）最大作业半径 | 24m |
| （5）回转台半径 | 8m |
| （6）下方速度 | $0 \sim 70\text{m}/\text{min}$ ； |

- (7) 旋回速度 0~1.0rpm;
- (8) 主机功率 4800Ps ;
- (9) 开闭钢缆行程 28.2m;
- (10) 开闭钢缆的长度 63.5m;
- (11) 臂架角度 $60^{\circ} \sim 70^{\circ}$;
- (12) 挖深 75m。

2.3 设计的根本内容

根据上述性能要求，本次设计将完成以下设计内容：

- (1) 液压系统型式、控制原理及其详细设计计算，要求满足上述技术参数；
- (2) 液压系统总回路图制图，各液压元器件的计算选型；
- (3) 液压系统性能验算；
- (4) 液压系统主要非标元器件的设计、计算与制图；
- (5) 液压系统阀块的设计及制图；
- (6) 液压系统液压泵站油箱的设计、计算及制图。

拟定液压系统原理图是整个设计工作中最重要的步骤，对系统的性能以及设计方案的经济性与合理性具有决定性地影响，它能清楚地表示出各元件之间的关系、动作原理、操纵和控制方式等。拟定液压系统原理图的一般方法是，根据各执行机构动作和性能要求先分别选择和拟定根本回路，然后将各个根本回路组合成一个完整的系统。

起升机构与回转机构液压原理图设计

起升机构作为抓斗升降的机构，具有以下特点：(1) 方向控制（起升/下降）。(2) 能在起升和下降阶段保持一定的压力。(3) 能在行程范围内随时停机制动，即能可靠制动。(4) 必须限制放下重物的速度，以防止重物在重力作用下快速坠落。

回转机构能够实现回转台的左右旋回，且限制回转速度，使其具有可靠制动。

因为此系统要求的功率很大，那么将起升下降阶段与回转阶段分时工作，且利用插装阀控制油路使起升液压泵与回转液压泵同时为同一回路提供液压油来进行工作。

系统起升回路与回转回路如图2.1所示，

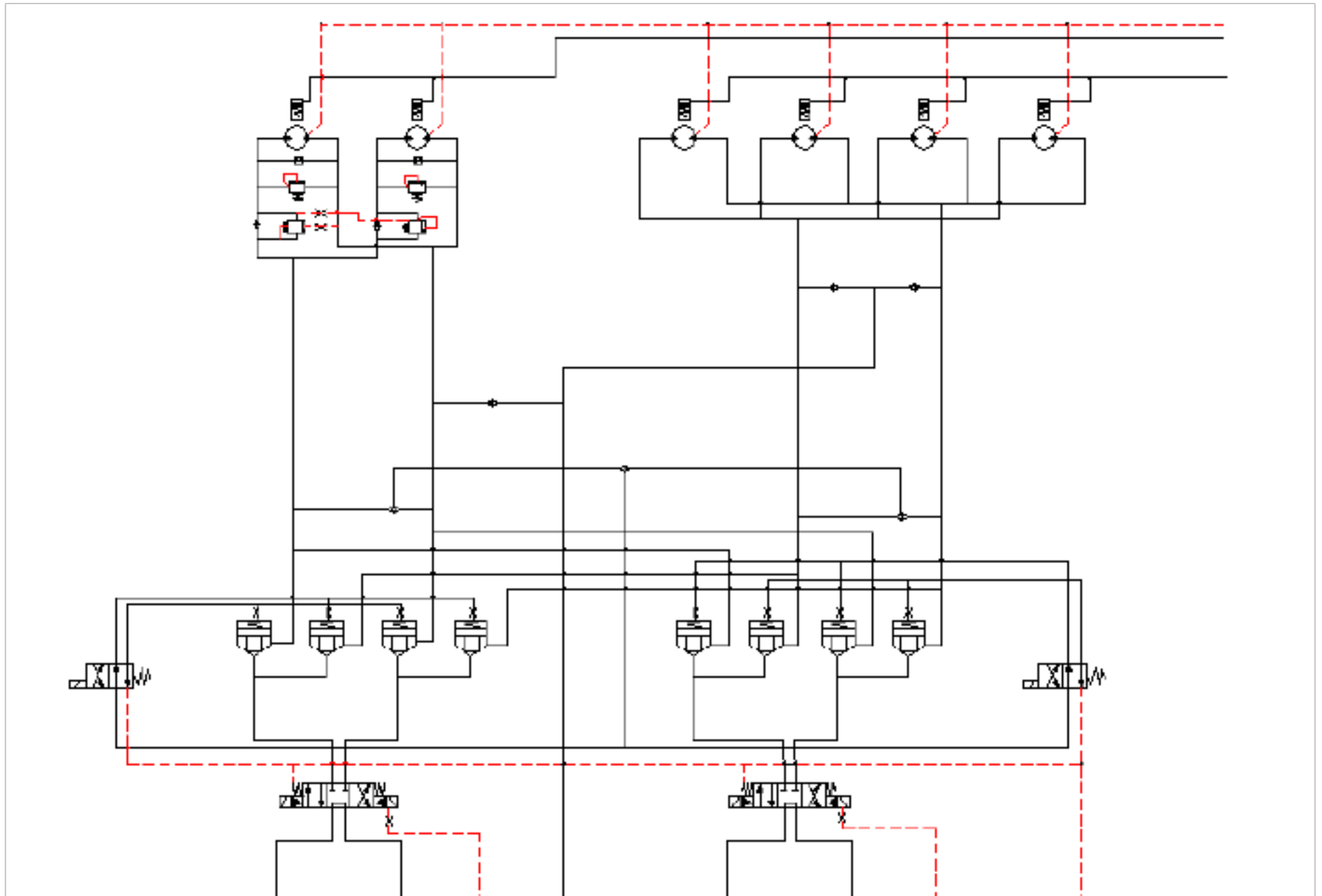


图 2.1 起升与回转回路原理图

当起升回路与回转回路的三位四通电磁换向阀处于左工位时，左边二位四通电磁换向阀处于右工位，而右边的二位四通电磁换向阀处于左工位时，那么高压油经梭阀通电磁换向阀控制插装阀的开闭，使回转液压泵为起升回路提供液压油；在回转阶段时，同理使得起升液压泵与回转液压泵为回转液压马达提供动力。

变幅机构液压原理图的设计

将抓斗起吊、闭紧后，通过抓斗起重臂的变幅机构运动来完成起重臂的变幅，变幅机构具有的特点是：将抓斗起吊、锁紧后，通过抓斗起重臂的变幅机构运动来完成起重臂的变幅。

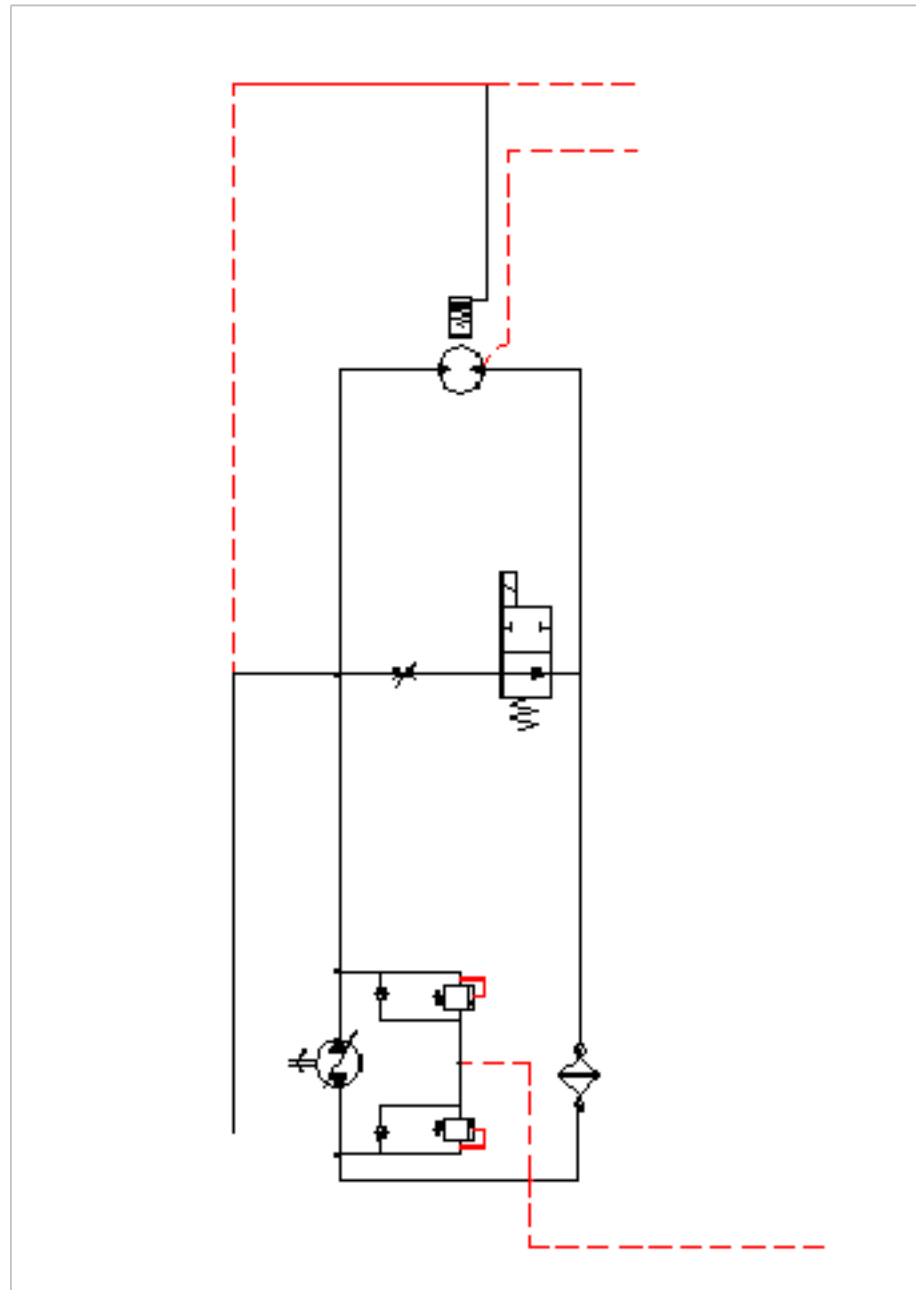


图 2.2 变幅机构液压原理图

液压马达为双向作用，通过减速箱和联轴器带动变幅卷筒转动，利用钢绳来控制变幅机构完成变幅运动，且由控制油路来启动制动器，使液压马达得到可靠制动。

液压马达与卷动制动回路的设计

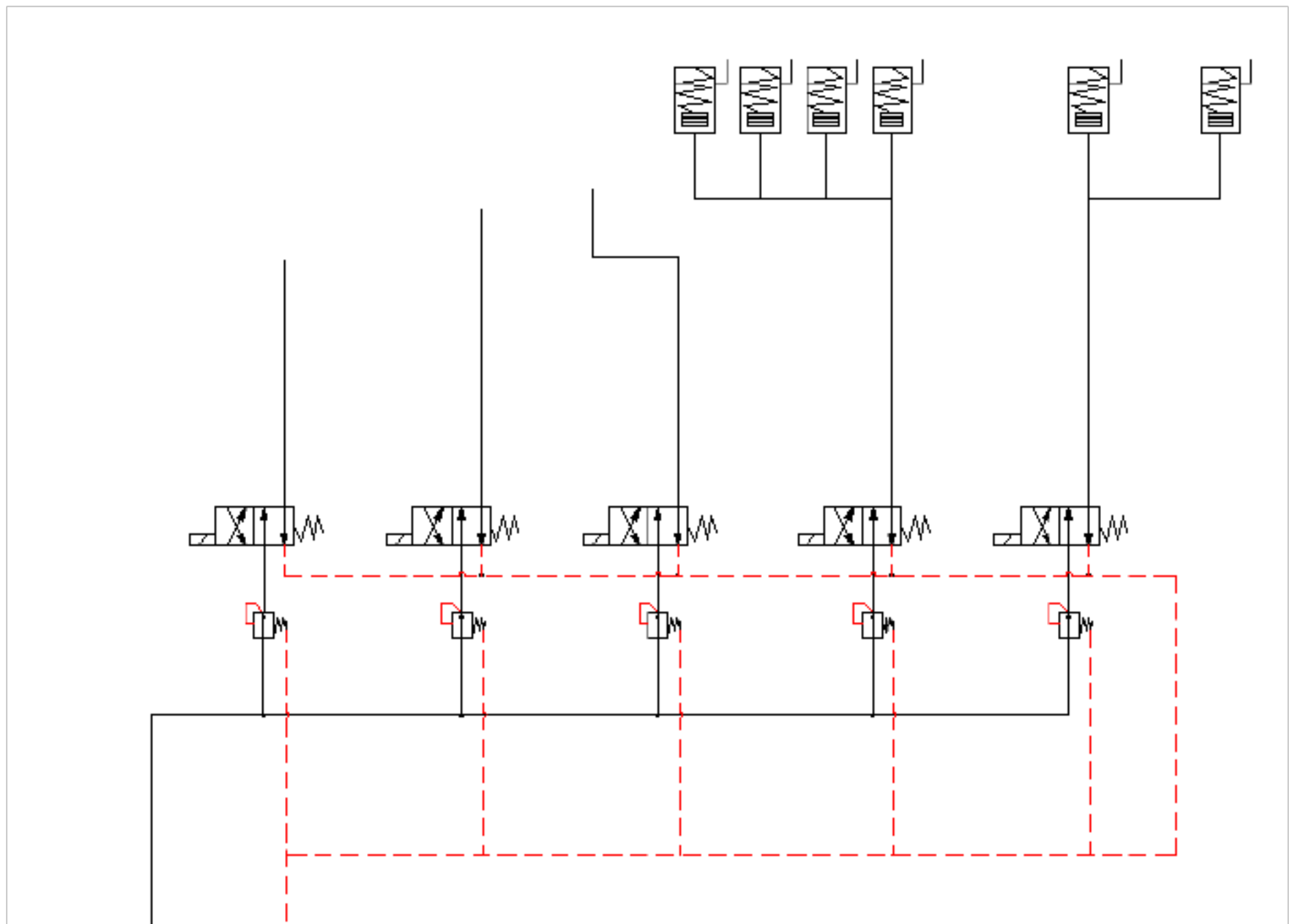


图 2.3 液压马达及卷筒制动液压原理图

油源局部

液压源的核心是液压泵。系统采用闭式液压系统回路，选用容积调速回路来调节执行元件，系统调节选用变量液压泵——定量液压马达，且闭式液压系统需要补油泵来补偿系统液压油的泄漏。

2.4.5 整体系统原理图

此次系统的设计起升回路采用液压马达带动卷筒转动来实现抓斗的起升、下降动作，抓斗的开闭动作是由电机带动分动箱经联轴器来使开闭卷筒转动控制来实现的。回转回路是由回转液压马达带动回转装置使回转台左右旋回的。变幅回路也是有液压马达带动卷筒转动实现变幅的。其系统原理图如下：

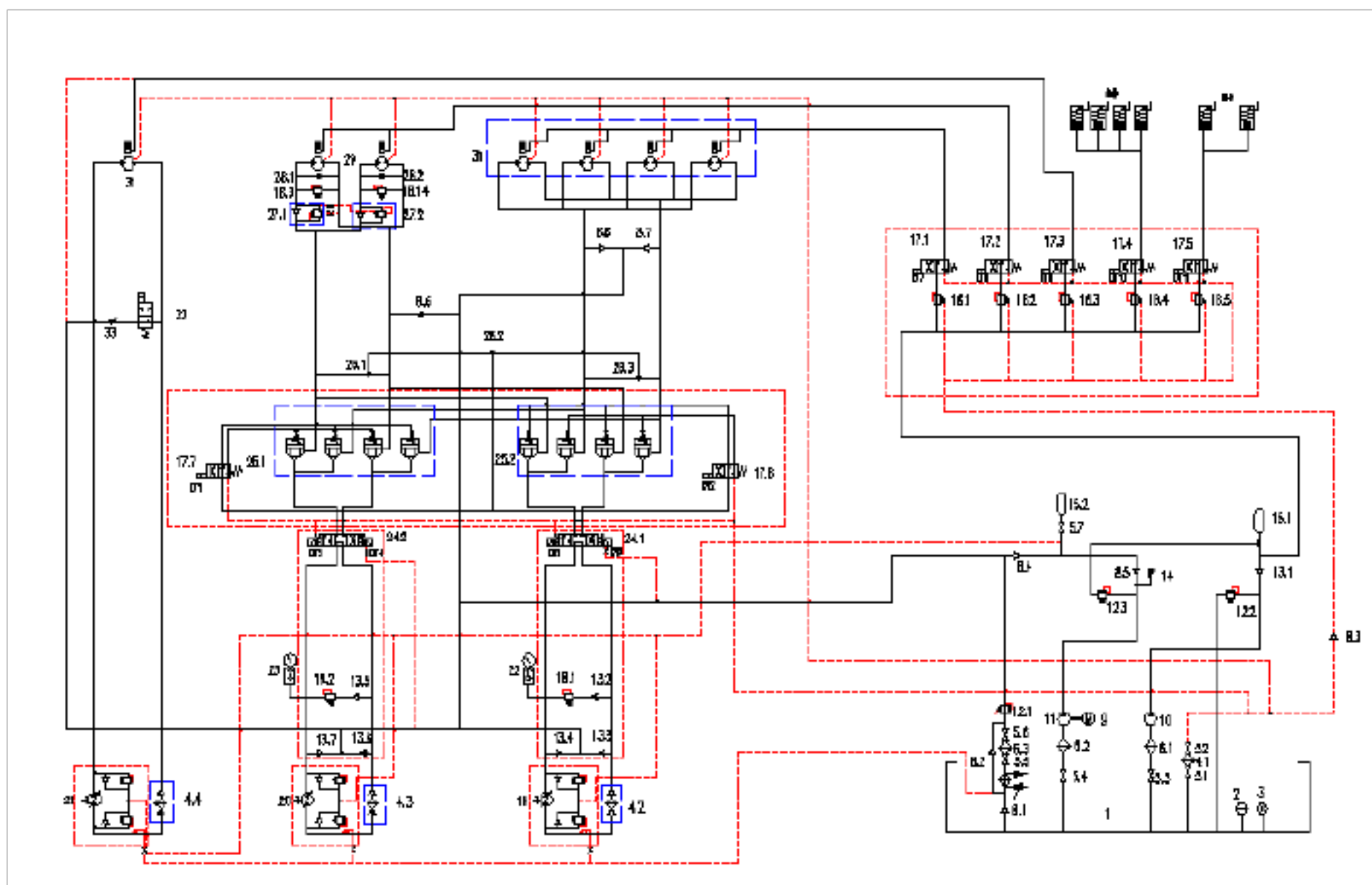


图 2.4 液压系统原理图

1 油箱 2 温度计 3 液位计 4 回油过滤器 5 截止阀 6 吸油过滤器 7 冷却器 8 单向阀 9 补油电动机 10、11、19、20、21 液压泵 12、18 溢流阀 13 板式单向阀 14 压力继电器 15 蓄能器 16 减压阀 17 二位四通电磁换向阀 22、23 压力表 24 三位四通电磁换向阀 25 插装阀 26 梭阀 27 平衡阀 28 液压缓冲器 29 起升马达 30 回转马达 31 变幅马达 32 二位二通电磁换向阀 33 节流阀

按照动力元件、执行元件、控制调节元件及辅助元件的顺序说明元件的功能及用途。

(1) 动力元件：2 个变量泵，为整个液压系统提供稳定的油源。

(2) 执行元件：2 个液压马达，实现抓斗起升和下降动作；

4 个液压马达，实现回转台旋回动作；

1 个液压马达，实现臂架变幅；

控制调节元件：2 个三位四通电磁换向阀，控制液压马达的正反转动作；

7 个两位四通电磁换向阀，2 个控制插装阀开启以及 5 个控制刹车回路油液换向；

8 个插装阀，控制液压油供应回路；

15 个单向阀，补油以及保护液压泵；

7 个溢流阀，补油回路卸荷以及起升回转回路作平安阀作用；

5 个减压阀，使刹车回路得到低于其他回路的压力；

12 个单向节流阀，起到回油节流调速的作用；

1 个压力继电器，其检测补油压力的作用。

辅助元件： 7 个滤油器，过滤油液；

1 个冷却器，给回油箱的液压油冷却散热；

1 个油箱，储存油液

1 个油位计、温度计，起到检测油箱油液的容积和温度。

其动作顺序如下表所示：

表 2.1 动作顺序表

动作 磁铁	DT1	DT2	DT3	DT4	DT5	DT6	DT7	DT8	DT9
起升	-	+	+	-	+	-	-	-	-
起升停止	-	-	-	-	-	-	-	+	-
左回转	+	-	+	-	+	-	-	-	-
右回转	+	-	-	+	-	+	-	-	-
回转至零位停止	-	-	-	-	-	-	+	-	-
下降	-	+	+	-	-	+	-	-	-

类型

液压传动系统可分为开式系统和闭式系统，开式系统的工作油液在油箱中冷却、别离空气及沉淀杂质后再进入工作循环，系统结构简单；但因油箱内的油液直接与空气接触，空气易进入系统，导致工作机构运动不平稳并产生其它不良后果。闭式回路的油液都在闭合回路中循环，油液温升较高，但所用的油箱容积小，系统结构紧凑，闭式系统的结构复杂，本钱较高，通常用于功率较大的液压系统。本系统采用闭式系统。

液压源的核心是液压泵。系统采用闭式液压系统回路，选用容积调速回路来调节执行元件，系统调节选用变量液压泵——定量液压马达，且闭式液压系统需要补油泵来补偿系统液压油的泄漏。

油液的净化装置是液压源中不可缺少的。一般泵的入口要装有吸油过滤器，为防止系统中杂质流回油箱，可在回油路上设置磁性过滤器或其他形式的回油过滤器。根据液压设备所处环境及对温升的要求，还要考虑冷却等措施。

调压方式的选择

液压执行元件工作时，要求系统保持一定的工作压力或在一定压力范围内工作，也有的需要多级或无级连续地调节压力。本次设计中，泵出口采用溢流阀作平安阀作用调定系统起升回路以及回转回路，起升回路马达进油路上还装有自动调节背压的平衡阀。

的选择

顺序动作的方式很多，工程机械的操纵机构多为手动，一般用手动的多路换向阀控制，加工机械的各执行机构的顺序动作多采用行程控制，当工作部件移动到一定位置时，通过电气行程开关发出电信号给电磁铁推动电磁阀或直接压下行程阀来控制连续的动作；另外还有时间控制、压力控制等。

本系统的顺序动作采用电液换向阀以及插装阀控制动作顺序。

式的选择

液压缸和液压马达速度控制通过改变输入或输出液压执行元件的流量或者利用密封空间的容积变化来实现。相应的调速方式有节流调速、容积调速以及二者的结合——容积节流调速。

节流调速一般采用定量泵供油，用流量控制阀改变输入或输出也压制性元件的流量来调节速度。此种调速方式结构简单，由于这种系统必须用溢流阀，故效率低、发热量大，多用于功率不大的场合。

容积调速是靠改变液压泵或液压马达的排量来达到调速的目的。其优点是没有溢流损失和节流损失，效率较高。但为了散热和补充泄露，需要有辅助泵。此种调速方式适用于功率大流量大的系统。

容积节流调速一般是用变量泵供油，用流量控制阀调节输入或输出液压执行元件的流量。此种调速回路效率较高，速度稳定性较好，但其结构比拟复杂。

本系统采用容积调速。

元件的选择

液压执行机构包括液压缸和液压马达。本次设计起升回路采用两个液压马达作为执行元件，回转回路采用四个液压马达作为执行元件，变幅回路采用一个液压马达作为执行元件。

3 液压系统设计计算及元件选型

设计计算

(1) 技术指标

减速器传动比 $i_q = 99$ ，机械效率 $\eta_q = 0.94$ ，滑轮组倍率 $n = 18$ ，卷筒直径 $D_1 = 1.8$ ，钢丝绳层数 $l = 3$ ，钢丝绳直径 $d = 60\text{mm}$ 。

起升回路采用变量液压泵驱动两台双排量液压马达。

(2) 起升液压马达确实定

1) 起升卷筒扭矩为

$$M_j = \frac{F_t D_j}{2 \eta_j} = \frac{280000 \cdot 10}{2 \cdot 18} \cdot 2.1 \cdot 0.98 = 833333\text{N} \cdot \text{m} \quad (3.1)$$

其中

$$D_j = D_1 (2l - 1)d = 1.8 (2 \cdot 3 - 1) \cdot 0.06 = 2.1\text{m} \quad (3.2)$$

式中： F_t ——卷筒所受的最大拉力；

η_j ——卷筒机械效率，可根据《起重机设计手册》表 8-7 查得， $\eta_j = 0.98$ ；

D_1 、 l 、 d ——卷筒直径，为 1.8m，钢丝绳层数为 3，钢丝绳直径为 0.06m。

2) 起升马达的扭矩

$$M_q = \frac{M_j}{i_q \cdot \eta_q} = \frac{833333}{99 \cdot 0.94} \text{N} \cdot \text{m} = 895.5\text{N} \cdot \text{m} \quad (3.3)$$

式中： η_q ——起升马到达减速器输出端的机械效率，一般 0.9~0.97，此处取为 0.94。

i_q ——卷筒传动比， $i_q = 99$ 。

3) 起升液压马达排量确实定

初选液压马达的进出口压力为 $P = 25\text{Mpa}$ 。按满负载时起升液压马达负载扭矩为

$M_q = 895.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 来计算所需要的液压马达的排量 V_{qm} ，其计算式为

$$V_{qm} = \frac{2 M_q}{P \cdot \eta_{qmm}} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 895.5}{25 \cdot 0.96} = 234 \text{ mL/r} \quad (3.4)$$

式中

η_{qmm} ——起升液压马达机械效率，取值为 0.96.

根据计算结果，选取液压马达型号 H2V 226 SL2R2EM，意大利 Brevini 公司生产，主要技术如下：

(a) 液压马达最大排量 $V_{\max} = 225.1 \text{ mL/r}$ ，最小排量 $V_{\min} = 64.9 \text{ mL/r}$ ；

(b) 额定压力 35Mpa，最高压力 45Mpa；

(c) 控制方式：电两位控制，控制电压 DV 24V。

4) 系统补油压力及马达进出油口压力确实定

系统补油压力设定为 $P_b = 2.5 \text{ Mpa}$ ，起升液压马达进油口压力 P_{qm} 为

$$P_{qm} = \frac{2 M_q}{V_{\max} \cdot \eta_{qmm}} = P_b = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 895.5}{225.1 \cdot 0.96} = 2.5 + 2.6 = 2.5 + 2.6 = 5.1 \text{ Mpa} \quad (3)$$

5) 额定负载时，起升液压马达所需要流量的 q_{qm}

起升卷筒的转速

$$n_j = \frac{v}{\pi \cdot D_j} = \frac{70}{3.14 \cdot 2.1} = 10.6 \text{ r/min} \quad (3.5)$$

式中

v ——卷筒单绳最大速度，为 70m/min

起升液压马达转速

$$n_{qm} = i \cdot n_j = 99 \cdot 10.6 = 1049.4 \text{ r/min} \quad (3.6)$$

那么起升液压马达输入流量

$$q_{qm} = \frac{V_{\max} \cdot n_{qm}}{\eta_{qmv} \cdot \eta_{qv}} = \frac{225.1 \cdot 1049.4 \cdot 10^{-3}}{0.96 \cdot 0.99} = 248.5 \text{ L/min} \quad (3.7)$$

式中

η_{qmv} ——液压马达容积效率，取值为 0.96；

η_{qv} ——液压马达进油管路容积效率，取值为 0.99.

(3) 液压泵确实定

1) 电动机转速及分动齿轮箱确实定

电动机电制: AC 400V, 50Hz, 额定转速为 $n_M = 1486 \text{r/min}$ 。

分动齿轮箱型号: A4387-02, 德国生产, 其主要技术参数如下:

- (a) 传动比 $i = 0.7313$;
- (b) 最大输入功率 380kw, 最大输入转速 2500r/min;
- (c) 单泵功率 250kw, 最大扭矩 1100N·m。

2) 起升液压泵转速为

$$n_{qp} = \frac{n_M}{i} = \frac{1486}{0.7313} \text{r/min} = 2032 \text{r/min} \quad (3.8)$$

3) 起升液压泵排量确实定

按额定负荷时, 起升马达所需要流量 $q_{qm} = 248.5 \text{L/min}$ 计算, 起升液压泵所需排量为

$$V_{qp} = \frac{2q_{qm}}{n_{qp} \cdot \eta_{qpV}} = \frac{2 \cdot 248.5}{2032 \cdot 0.96} = 0.2548 \text{L/r} = 254.8 \text{mL/r} \quad (3.9)$$

因为回转回路液压泵也会向起升回路提供油液, 故根据计算结果, 起升液压泵初定为 135mL/r, 选定型号为 HPV135-02, 德国林德公司生产, 主要技术参数如下:

- (a) 额定排量为 135mL/r;
- (b) 连续工作压力 $\{P\}$ 为 25Mpa, 最大工作压力 42Mpa, 瞬时最大工作压力 50Mpa。

(4) 起升液压泵最大驱动扭矩

额定负荷时, 起升液压泵排量为 $V_{qp} = 135 \text{mL/r}$, 补油压力 $P_b = 2.5 \text{Mpa}$, 起升马达进油压力为 $P_{qm} = 28.5 \text{Mpa}$, 起升液压泵驱动扭矩 T_{qb} 为

$$T_{qb} = \frac{(P_{qm} - P_b) \cdot V_{qb}}{2 \eta_{qbm}} = \frac{(28.5 - 2.5) \cdot 135}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.96} = 582.2 \text{N} \cdot \text{m} \quad (3.10)$$

式中

η_{qbm} ——起升液压泵机械效率, 取值为 0.96.

(5) 起升回路最大驱动功率

额定负荷时, 起升液压泵最大驱动扭矩为 $T_{qb} = 582.2 \text{N} \cdot \text{m}$, 起升液压泵转速为 $n_{qb} = 2032 \text{r/min}$, 起升回路最大驱动功率为

$$P_{q \max} = \frac{2 T_{qb} n_{qb} 10^3}{60} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 582.2 \cdot 2032 \cdot 10^3}{60} = 123.8 \text{kw} \quad (3.11)$$

根据计算结果，起升回路所需最大的驱动功率为 123.8kw，因此选择主电机功率为 160kw，型号为 M2BAT 315SMC-4，主要技术参数如下：

- (a) 功率：160kw；
- (b) 额定转速 1486r/min；
- (c) 电制：400V，50Hz，3P。

(1) 主要技术指标

回转减速器传动比 $i_h = 223.55$ ，机械效率 $\eta_h = 0.92$ ，回转最大速度 1.0r/min，回转总阻力矩 $M_{H \max} = 208 \text{kN} \cdot \text{m}$ 。

(2) 回转液压马达确实定

本次设计的回转回路采用四台双向变量马达驱动回转装置。

1) 回转马达阻力矩

$$M_h = \frac{M_{H \max}}{4 i_h \eta_h} = \frac{208}{4 \cdot 223.55 \cdot 0.92} \cdot 10^3 = 252.8 \text{N} \cdot \text{m} \quad (3.12)$$

式中

$M_{H \max}$ —— 回转总阻力矩， $M_{H \max} = 208 \text{kN} \cdot \text{m}$ ；

i_h —— 回转减速器传动比， $i_h = 223.55$ ；

η_h —— 回转机械传动效率，取值为 0.92。

2) 回转液压马达排量确实定

初选液压马达进出油口压差 $P = 25 \text{Mpa}$ ，那么回转液压马达的排量 V_{hm} 为

$$V_{hm} = \frac{2 M_h}{P \eta_{hm}} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 252.8}{25 \cdot 0.95} = 66.8 \text{mL / r} \quad (3.13)$$

式中

η_{hm} —— 回转马达机械效率，取值为 0.95。

根据计算结果，选取回转液压马达型号 H2V 75 SL2，意大利 Brevini 公司生产，主要技术参数如下：

(a) 液压马达最大排量 $V_{H \max}$ 75.3mL /r，最小排量 $V_{H \min}$ 21.7mL /r；

(b) 额定压力 35Mpa，最高压力 45Mpa

(c) 控制方式：电两位控制，控制电压 DV 24V。

(3) 系统补油压力及马达进油口压力确实定

系统补油压力设定为 P_{hb} 2.5Mpa，回转液压马达进油口压力 P_{hm} 为

$$P_{hm} = \frac{2 M}{V_{H \max} \cdot \eta_h} = P_{hb} \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 252.8}{75.3 \cdot 0.92} = 2.5 \cdot 23 \cdot 2.5 = 25.5 \text{Mpa} \quad (3.14)$$

式中

η_h ——回转马达机械效率，取值为 0.92。

(4) 额定负载时，回转马达所需流量

$$q_{hm} = \frac{V_{H \max} \cdot n_h \cdot 10^3}{\eta_{Hv} \cdot \eta_{Hv}} = \frac{75.3 \cdot 1650 \cdot 10^3}{0.96 \cdot 0.99} = 130.7 \text{L/min} \quad (3.15)$$

式中

n_h ——液压马达转速，取 n_h 1650r/min；

η_{Hv} ——液压马达容积效率，取值为 0.96；

η_{Hv} ——液压马达进油管路容积效率，取值为 0.99。

(5) 回转液压泵确实定

1) 电动机转速及分动齿轮箱确实定

电动机电制：AC 400V，50Hz，额定转速为 n_M 1486r/min。

分动齿轮箱型号：A4387-02 德国生产，其主要技术参数如下：

(a) 传动比 i 0.7313；

(b) 最大输入功率 380kw，最大输入转速 2500r/min；

(c) 单泵功率 250kw，最大扭矩 1100N·m。

2) 回转液压泵转速为

$$n_{hp} = \frac{n_M}{i} = \frac{1486}{0.7313} \text{r/min} = 2032 \text{r/min} \quad (3.16)$$

3) 回转液压泵排量确实定

按额定负荷时，回转马达所需要流量 q_{hm} 130.7L/min 计算，回转液压泵所需排量

为

$$V_{hp} = \frac{4q_{bm}}{n_{hp} \cdot \eta_{hpv}} = \frac{4 \cdot 130.7}{2032 \cdot 0.96} = 0.2573 \text{L/r} = 257.3 \text{mL/r} \quad (3.17)$$

因为系统是由起升液压泵与回转液压泵一起给起升回路和回转回路提供液压油，故根据计算结果，起升液压泵初定为 135mL/r，选定型号为 HPV135-02，德国林德公司生产，主要技术参数如下：

(a) 额定排量为 135mL/r；

(b) 连续工作压力〔 ΔP 〕为 25Mpa，最大工作压力 42Mpa，瞬时最大工作压力 50Mpa。

那么根据起升回路与回转回路计算结果可知，起升回路与回转回路所选取的液压泵是符合条件而可行的。

(6) 回转液压泵主电机确实定

计算同起升回路相同，不再赘述。

选取的主电机率为 160kw，型号为 M2BAT 315SMC-4，主要技术参数如下：

(a) 功率：160kw；

(b) 额定转速 1486r/min；

(c) 电制：400V，50Hz，3P。

(1) 主要技术指标：

传动比 $i_b = 147$ ，机械效率 $\eta_b = 0.94$ ，变幅液压马达最大负载扭矩 $T_b = 718.5 \text{N} \cdot \text{m}$ ，最高转速 $n_b = 1287.72$ 。

(2) 变幅液压马达确实定

1) 变幅液压马达排量确实定

初选液压马达进出油口压差 $P = 25 \text{Mpa}$ ，那么变幅液压马达的排量 V_{bm} 为

$$V_{bm} = \frac{2 T_b}{P \cdot \eta_{bm}} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 718.5}{25 \cdot 0.96} = 188 \text{mL/r} \quad (3.18)$$

式中

η_{bm} ——变幅马达机械效率，取值为 0.96。

根据计算结果，选取变幅液压马达型号 H2V 226 SL2，意大利 Brevini 公司生产，主要技术参数如下：

(a) 液压马达最大排量 $V_{B \max}$ 225.1mL /r，最小排量 $V_{B \min}$ 64.9mL /r；

(b) 额定压力 35Mpa，最高压力 45Mpa

(c) 控制方式：电两位控制，控制电压 DV 24V。

(3) 系统补油压力及马达进油口压力确实定

系统补油压力设定为 P_{bb} 2.5Mpa，变幅液压马达进油口压力 P_{bm} 为

$$P_{bm} = \frac{2 T_b}{V_{B \max} \cdot \eta_{bm}} = P_{bb} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 718.5}{225.1 \cdot 0.96} = 2.5 \cdot 21 \cdot 2.5 = 23.5 \text{Mpa} \quad (3.19)$$

式中

η_{bm} ——变幅马达机械效率，取值为 0.96。

(4) 变幅液压马达所需流量 q_{bm} 为

$$q_{bm} = \frac{V_{B \max} \cdot n_b \cdot 10^3}{\eta_{bmv} \cdot \eta_{bv}} = \frac{225.1 \cdot 1287.72 \cdot 10^3}{0.96 \cdot 0.99} = 305 \text{L/min} \quad (3.20)$$

式中

n_b ——液压马达转速，取 n_b 1287.72r/min；

η_{bmv} ——液压马达容积效率，取值为 0.96；

η_{bv} ——液压马达进油管路容积效率，取值为 0.99。

(5) 变幅液压泵确实定

1) 电动机转速及分动齿轮箱确实定

电动机电制：AC 400V，50Hz，额定转速为 n_M 1486r/min。

分动齿轮箱型号：A4387-02 德国生产，其主要技术参数如下：

(a) 传动比 i 0.7313；

(b) 最大输入功率 380kw，最大输入转速 2500r/min；

(c) 单泵功率 250kw，最大扭矩 1100N·m。

2) 变幅液压泵转速为

$$n_{bp} = \frac{n}{i} = \frac{1486}{0.7313} \text{ r/min} = 2032 \text{ r/min} \quad (3.21)$$

3) 变幅液压泵排量确实定

按额定负荷时，变幅回路马达所需要流量 $q_{bm} = 305 \text{ L/min}$ 计算，变幅液压泵所需排量为

$$V_{bb} = \frac{q_{bm}}{n_{bb} \cdot \eta_{bbv}} = \frac{305}{2032 \cdot 0.96} = 0.1564 \text{ L/r} = 156.4 \text{ mL/r} \quad (3.22)$$

根据计算结果，变幅液压泵排量初定为 5 mL/r ，选定型号为 HPV210-02，德国林德公司生产，主要技术参数如下：

- (a) 额定排量为 210 mL/r ；
- (b) 连续工作压力 (P) 为 25 Mpa ，最大工作压力 42 Mpa ，瞬时最大工作压力 50 Mpa 。

(6) 变幅液压泵最大驱动扭矩

额定负荷变幅时，变幅液压泵排量为 $V_{bb} = 210 \text{ mL/r}$ ，补油压力 $P_b = 2.5 \text{ Mpa}$ ，变幅液压马达进油压力为 $P_{bm} = 23.5 \text{ Mpa}$ ，变幅液压泵驱动扭矩 T_{bb} 为

$$T_{bb} = \frac{(P_{bm} - P_b) \cdot V_{bb}}{2 \cdot \eta_{bbm}} = \frac{(23.5 - 2.5) \cdot 210}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.96} = 731.5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.23)$$

式中

η_{bbm} ——变幅液压泵机械效率，取值为 0.96 。

(7) 变幅回路最大驱动功率

额定负荷变幅时，变幅液压泵最大驱动扭矩为 $T_{bb} = 731.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，变幅液压泵转速为 $n_{bb} = 2032 \text{ r/min}$ ，变幅回路最大驱动功率为

$$P_{B \max} = \frac{2 \cdot T_{bb} \cdot n_{bb} \cdot 10^3}{60} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 731.5 \cdot 2032 \cdot 10^3}{60} = 155.6 \text{ kw} \quad (3.24)$$

选取的主电机率为 160 kw ，型号为 M2BAT 315SMC-4，主要技术参数如下：

- (a) 功率： 160 kw ；
- (b) 额定转速 1486 r/min ；
- (c) 电制： 400 V ， 50 Hz ， 3 P 。

此系统中抓斗的开闭是机械带动开闭卷筒转动来实现抓斗的开闭。开闭卷筒的刹车装置使用液压控制的，参考同类系统，其刹车控制液压泵的排量选取为 94 mL/r ，型号为 PV2R3-94叶片泵，技术参数如下：

- (a) 额定排量为 93.6mL/r;
- (b) 额定压力为 17.5Mpa, 最大工作压力 21Mpa。
- (c) 最高转速 1800r/min。

那么选取电机型号为 M2QA160 M6A, 主要技术参数如下:

- (a) 额定功率为 7.5kw;
- (b) 额定转速为 970r/min;
- (c) 电制: 400V , 50Hz, 3P。

(1) 补油压力确实定

为补偿闭式回路中液压泵、马达和管路的泄漏, 防止因供油缺乏而导致吸空, 以及补偿液压泵和马达瞬时排量的不均, 回路中必须设置低压补油泵。除补偿系统泄漏外, 补油泵主要还具有以下三个方面的作用: 通过冲洗阀更换主回路的热油, 对系统进行强制冷却; 为变量泵控制机构、液压马达刹车回路提供压力油; 保证系统低压管道的压力恒定, 防止出现气穴现象和空气渗入系统。因此, 补油回路的压力和流量对主回路的正常工作至关重要。

假设补油压力过低, 在压力出现波动时容易造成控制回路失压, 且由于主回路低压侧压力和补油压力根本相当, 无法翻开冲洗阀对主回路进行有效地冲洗冷却; 假设补油压力过高, 那么会造成液压马达出油口压力过大, 整个回路所需功率变大, 系统效率降低, 发热严重, 造成不必要的能量浪费。

由于补油压力直接影响变量泵控制机构的响应时间, 假设系统负载变化大或要求反响迅速, 那么选择较高的补油压力, 反之那么选择较低的补油压力。参照同类系统及样本中所给出的参考值, 系统补油压力设定为 2.5Mpa。

(2) 补油流量确实定

补油流量可根据系统的容积效率和对冷却的要求来选择, 一般取主回路液压泵最大流量的 20%至 30%, 冷却要求较高时可取至最大流量的 40%。本次设计液压系统设置了独立的冷却回路, 为提高冷却效果, 取补油泵的流量为 30%的主回路液压泵最大流量。

因为起升液压泵与回转液压泵的排量相同, 且最高转速也相同, 那么补油量为

$$q_1 = 30\% q_{qb} = 30\% \frac{V_{max} n}{q_{bv} q_v} \cdot 10^3 \quad (3.25)$$

$$\frac{135 \cdot 2032 \cdot 10^3}{0.96 \cdot 0.99} \cdot 30\% = 86.6 \text{ L/min}$$

式中

——补油泵容积效率。取值为 0.96；
 q_{bv}

——补油泵进油管路容积效率，取值为 0.99。
 q_v

设补油电动机转速 $n_{bM} = 970 \text{ r/min}$ ，那么补油泵排量为

$$V_1 = \frac{q_1 \cdot 10^3}{n_{bM} \cdot \eta_{bpv}} = \frac{86.6 \cdot 10^3}{970 \cdot 0.96} = 93 \text{ mL/r} \quad (3.26)$$

根据计算结果，选取补油泵型号为 PV2R3-94 叶片泵，德国力士乐公司生产，其主要技术参数如下：

- (a) 额定排量 93.6 mL/r；
- (b) 额定压力 17.5 Mpa，最高压力 21 Mpa；
- (c) 最高转速 1800 r/min。

由于液压马达制动回路的开启压力约为 3 Mpa，设补油泵出口压力 $P_{bout} = 3.5 \text{ Mpa}$ ，由此得补油泵所需最大驱动功率为

$$P_{bmax} = \frac{P_{bout} \cdot q_1}{60 \cdot \eta_{bpv}} = \frac{3.5 \cdot 86.6}{60 \cdot 0.96} = 5.3 \text{ kW}$$

根据计算结果选取补油电机型号为 M2QA 160 M6A，主要技术参数为

- (a) 额定功率为 7.5 kW；
- (b) 额定转速为 970 r/min；
- (c) 电制：400V，50Hz，3P。

为了补偿液压泵和电动机在安装时两轴的同轴度误差，通常采用弹性联轴器联接。

根据所选电机，可以查得电机轴径。根据电机的额定功率和转速，可以计算出电机扭矩。查《机械设计手册》5，选择 LM 型梅花型联轴器。

查得起升与回转液压泵主电机轴径：D=65mm

变幅回路液压泵主电机轴径：D=65mm

补油泵主电机轴径：D=42mm

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/958061052025006137>