

现代工程机械 液压系统分析

颜荣庆 李自光 朱福民 李万莉 编著



人民交通出版社

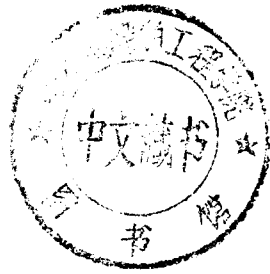


437869

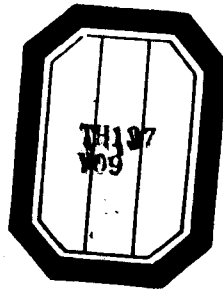
现代工程机械液压系统分析

Xiandai Gongcheng Jixie Yeya Xitong Fenxi

颜荣庆 李自光 朱福民 李万莉 编著



00437869



人民交通出版社

图书在版编目(CIP)数据

现代工程机械液压系统分析/颜荣庆等编著.-北京:
人民交通出版社,1998

ISBN 7-114-03154-8

I. 现… II. 颜… III. 工程机械-液压系统-分析
IV. TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字(98)第 25025 号

现代工程机械液压系统分析

颜荣庆 李自光 朱福民 李万莉 编著

责任印制:张 凯 版式设计:刘晓方 责任校对:尹 静

人民交通出版社出版发行

(100013 北京和平里东街 10 号)

各地新华书店经销

北京牛山世兴印刷厂印刷

开本:787×1092 1/16 印张:7.5 插页:1 字数:179 千

1998 年 10 月 第 1 版

1998 年 10 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数:0001-3500 册 定价:18.00 元

ISBN 7-114-03154-8

U · 02258

内 容 提 要

本书为适应机械设计制造及自动化专业教学及教材内容改革而编著。全书共 5 章,从工程机械液压系统传动的基本概念开始,介绍汽车式、履带式起重机、土方工程机械、路区工程机械液压系统,并进行了较详细的分析,最后还介绍了水泥混凝土机械。

本书供起重机械及工程机械专业高年级学生使用,亦可供中等专业学校师生、该专业的科研人员、工程技术人员、管理人员参考使用。

DY57/35

前 言

本教材为适应机械设计制造及自动化(起重机械及工程机械)专业教学及教材内容改革而编著。本教材内容是介绍在国内使用效果好、具有高科技含量的国内外现代工程机械的液压及液力传动系统及其分析。本书是目前国内外尚属少见,而国内工程建设及专业建设领域又急需的一本书。学生学习后,走向社会,将起到立竿见影的效果。由于教材内容涉及到“机械原理与零件”、“内燃机”、“工程电器”、“液压及液力传动”、“现代工程机械及应用”等课程的知识,所以它将是一门综合性极强的专业课程。为此,学生应在教师指导下以自学为主的教学方法进行学习。

本书由交通部长沙交通学院颜荣庆教授主编,李自光副教授、朱福民高级工程师、李万莉副教授为副主编,广西公路局陆天标工程师参与了本书有关起重机、土方机械、筑路机械有关章节的编写。本书在编写过程中得到了上海宝钢各冶金建设公司、湖南省道路桥梁建设总公司及美国 CMI 公司等单位的大力协助,在此表示感谢。

本教材除作为高等院校教学用书外,尚可供中等专业学校师生、设计科研部门技术人员、工程建设现场部门领导以及施工技术人员等参考。

限于编者水平,谬误在所难免,恳请有关专家和读者批评指正。

编著者

1998年3月

目 录

第一章 工程机械液压传动系统的基本概念	1
第一节 液压系统基本型式	1
一、开式、闭式系统	1
二、单泵、多泵系统	3
三、定量、变量系统	3
四、分功率变量、总功率变量系统	5
五、执行元件串、并、串并联系统	6
六、有级调速、无级调速及复合调速系统	8
第二节 液压系统的性能指标及基本要求	9
一、液压系统的效率(经济性指标)	9
二、功率利用(节能性指标)	10
三、调速范围和微调指标(调速指标)	10
四、液压系统刚度(机械特性指标)	11
五、负载能力(工作性能指标)	11
第二章 汽车式、履带式起重机械液压系统分析	12
第一节 起重机械常用液压回路	12
一、起升机构液压回路	12
二、伸缩臂机构液压回路	13
三、变幅机构液压回路	13
四、回转机构液压回路	14
五、支腿机构液压回路	14
六、转向机构液压回路	15
第二节 汽车式起重机	17
一、QY16 型汽车式起重机液压系统	17
二、LOKOM 系列汽车起重机液压系统	19
三、NK800 型汽车式起重机液压系统	22
四、TG1500E 型汽车式起重机液压系统	26
第三节 履带式起重机械	32
一、CC2000 型履带式起重机液压系统	32
二、KH100 型履带式多功能起重机液压系统	36
第三章 土方工程机械液压系统分析	42
第一节 铲土运输机械	42
一、推土机	42
二、铲运机	44

三、装载机	48
四、平地机	54
五、振动压路机	60
第二节 液压挖掘机	66
一、YW160 液压挖掘机	66
二、日本 1.8m ³ 液压挖掘机	68
三、EX400 型液压挖掘机	72
第三节 稳定土拌和机	75
一、WBY210 型全液压稳定土拌和机	75
二、MPH-100 型液压稳定土拌和机	77
第四章 路面工程机械液压系统分析	80
第一节 沥青混凝土摊铺机	80
一、LTU4 型沥青混凝土摊铺机	80
二、TITAN411 沥青混凝土摊铺机	81
三、SA125 型履带式沥青混凝土摊铺机	84
第二节 水泥混凝土摊铺机	87
一、轨道式水泥混凝土摊铺机	87
二、滑模式水泥混凝土摊铺机	93
第五章 水泥混凝土机械	103
第一节 水泥混凝土搅拌运输车	103
第二节 水泥混凝土输送泵	104
第三节 水泥混凝土泵车	108
一、搅拌回路	108
二、空压机回路和水泵回路	108
三、混凝土泵送回路	110
四、回转油路、悬臂伸缩回路、支腿工作回路	110
主要参考文献	112

第一章 工程机械液压传动系统的基本概念

液压传动系统是由各种液压传动基本回路组成的。液压传动基本回路(以下简称液压回路)又是以各种液压元件为基础组成的能完成各种传动职能用途的单元液压回路。例如,以液压泵动力元件为基础组成的供给液压源用的液压传动回路称液压动力回路;以各种液压控制阀(或组合阀)为基础组成的液压传动回路称各种控制液压回路(有调压回路、平衡回路、顺序回路、减压回路、增压回路、卸荷回路等等);以不同执行元件(液压缸、液压马达)为基础组成的液压传动回路称不同的执行元件回路(有回转回路、起升回路、变幅回路、伸缩回路、斗杆回路等等);以不同的辅助元件为基础组成的液压传动回路称不同的辅助回路(有冷却回路、滤油回路、蓄能器操作控制回路等等)以及其它液压回路等。这个整体(系统)里,除原动机械外,主要包括动力元件(液压泵)、执行元件(液压缸和液压马达)、控制元件(各类液压阀)和辅助元件(各种液压辅助件)等部分(回路)。可见主机液压传动效果好坏,除设计制造因素外,是否能正确认识、使用液压系统,特别是是否正确认识系统中各液压回路工作原理、用途也是关键因素之一。

本书将重点讨论工程机械液压系统的一般分析方法。包括液压系统型式、性能指标及工程机械典型液压系统一般分析方法等。本章将重点介绍液压系统基本型式、性能指标及基本要求。

第一节 液压系统基本型式

根据不同分类方法,液压系统的基本型式主要有以下几种。

一、开式、闭式系统

按油液循环方式的不同,液压系统可分为开式系统和闭式系统。

(一)开式系统

开式系统(图 1-1)是指液压泵 1 从液压油箱 5 吸油,通过换向阀 2 给液压缸 3(或液压马达)供油以驱动工作机构,液压缸 3 的回油再经换向阀回液压油箱。在泵出口处装溢流阀 4。这种系统结构较为简单。由于系统本身具有油箱,因此可以发挥油箱的散热、沉淀杂质的作用。但因油液常与空气接触,使空气易于渗入系统,导致工作机构运动的不平稳及其它不良后果。为了保证工作机构运动的平稳性,在系统的回油路上可设置背压阀,但又会引起附加能量的损失,使油温升高。

在开式系统中,采用的液压泵为定量泵或单向变量泵,考虑到泵的自吸能力和避免产生吸空现象,对自吸能力差的液压泵,通常将其工作转速限制在额定转速的 75% 以内,或增设一个辅助泵。工作机构的换向则借助于换向阀。换向阀换向时,除了产生液压冲击外,运动部件的节流损失将转变为热能,而使油温增加。但由于开式系统结构简单,因此仍为大多数工程机械

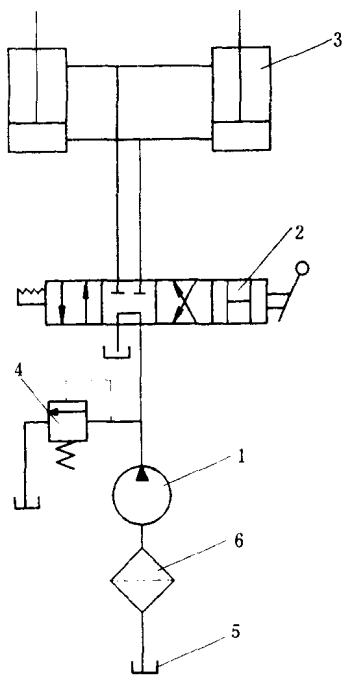


图 1-1 开式系统

1-液压泵; 2-换向阀; 3-液压缸; 4-溢流阀; 5-液压油箱; 6-滤油器

所采用。

(二) 闭式系统

在闭式系统(图 1-2)中, 液压泵的进油管直接与执行元件的回油管相联, 工作液体在系统的管路中进行封闭循环。闭式系统结构较为紧凑、泵的自吸性好、系统与空气接触的机会较少, 空气不易渗入系统, 故传动的平稳性较好。工作机构的变速和换向靠调节泵或马达的变量机构实现, 避免了在开式系统换向过程中所出现的液压冲击和能量损失。但闭式系统较开式系统复杂, 由于闭式系统本身没有油箱, 油液的散热和过滤的条件较开式系统差。为了补偿系统中的泄漏, 通常需要一个较小容量的补油泵和油箱, 因此这种系统实际上是一个半闭式系统。

一般情况下, 闭式系统中的执行元件若采用双作用单活塞杆液压缸时, 由于大、小腔流量不等, 在工作过程中, 会使功率利用下降。所以闭式系统中的执行元件一般为液压马达, 如大型液压挖掘机、液压起重机中的回转系统, 全液压压路机的行走系统与振动系统中的执行元件均为液压马达。

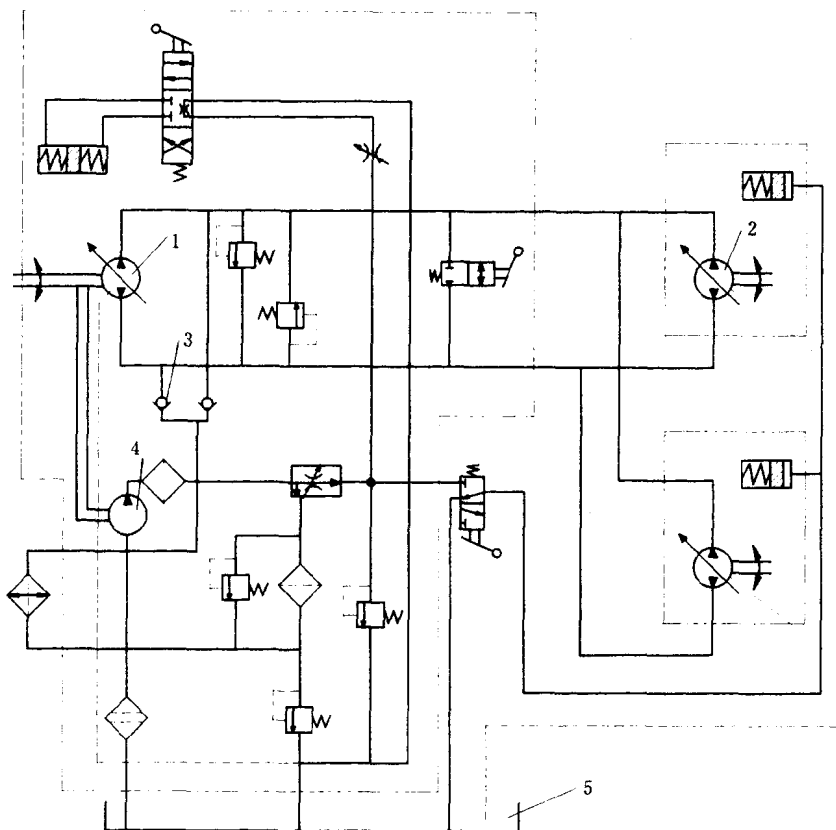


图 1-2 闭式系统

1-液压泵; 2-液压马达; 3-单向阀; 4-补油泵; 5-油箱

二、单泵、多泵系统

按系统中液压泵的数目,系统可分为单泵系统、双泵系统和多泵系统。

(一)单泵系统

由一个液压泵向一个或一组执行元件供油的液压系统,即为单泵液压系统,如图 1-3 所示。单泵系统适用于不需要进行多种复合动作的工程机械,如推土机、铲运机等铲土运输机械的液压系统。对某些工程机械如液压挖掘机、液压起重机的工作循环中,既需要实现复合运动,又需要对这些动作能够进行调节,采用单泵系统显然是不够理想的。为了更有效地利用发动机功率与提高工作性能,就必须采用双泵系统或多泵系统。

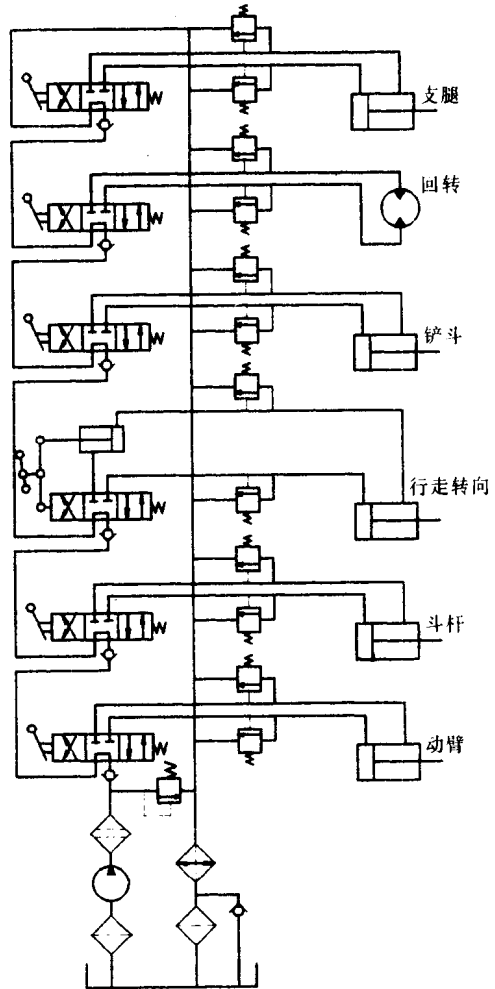


图 1-3 单泵系统

(二)双泵系统

图 1-4 为双泵液压系统图。双泵液压系统实际上是两个单泵系统的组合。每台泵可以分别向各自回路中的执行元件供油。每台泵的功率是根据各自回路中所需要的功率而定,这样可以保证进行复合动作。当系统中只需要进行单个动作而又要充分利用发动机功率时,可采用合流供流方式,即将两台液压泵的流量同时供给一个执行元件。这样可使工作机构的运动速度加快一倍。这种双泵液压系统在中小液压挖掘机和起重机中已被广泛采用。

(三)多泵系统

为了进一步改进液压挖掘机和液压起重机的性能,近年来在大型液压挖掘机和液压起重机中开始采用三泵系统。图 1-5 所示为三泵液压系统原理图。这种三泵系统的特点是回转机构采用独立的闭式系统,而其它两个回路为开式系统。这样可以按照主机工作情况,把不同的回路组合在一起,以获得主机最佳的工作性能。

三、定量、变量系统

按所用液压泵型式不同,系统可分为定量系统和变量系统

(一)定量系统

采用定量泵的液压系统称为定量系统,定量系统中所采用的液压泵为齿轮泵、叶片泵或固定斜盘的柱塞泵。

液压泵的功率是按理论功率 $N = p_{\max} Q$ 选取的。对定量泵,当发动机转速一定时,流量 Q 也一定。而压力是根据工作循环中需要克服的最大阻力确定的,因此液压系统工作时,液压泵

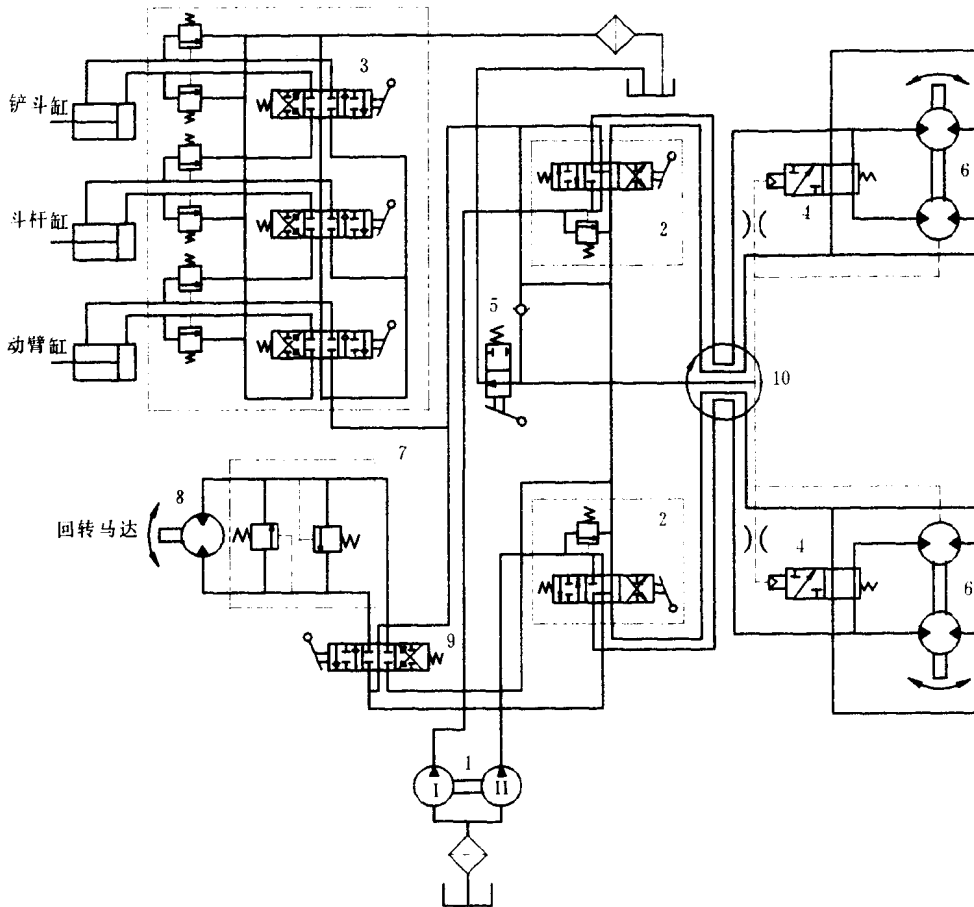


图 1-4 双泵液压系统

1-双联液压泵;2-换向阀;3-多路换向阀;4-变速阀;5-先导阀;6-行走马达;7-缓冲制动阀;8-回转马达;9-回转马达换向阀;10-回转接头

功率是随工作阻力变化而变化的。在一个工作循环中液压泵达到满功率的情况是很少的。据统计,在挖掘机中定量泵功率的平均利用率约为 54%~60%(图 1-6)。

液压系统中液压泵的理论功率与发动机有效功率之比约为 0.8~1.2。对定量泵,其功率比值可取在 1 以上,但应小于发动机的功率储备,以免突然过载时造成发动机熄火而影响正常工作。

(二) 变量系统

变量系统中所用的液压泵为恒功率控制的轴向柱塞泵,泵的恒功率控制原理及功率特性曲线如图 1-7 所示。从图中可以看出,功率调节器中控制活塞右面有压力油作用,控制活塞左面有弹簧力作用。当泵的出口压力低于弹簧装置预压紧力时,弹簧装置未被压缩,液压泵的摆角处于最大角度,此时泵的排量也最大。随着液压泵出口压力的增高,弹簧被压缩,液压泵的摆角也就随着减小,排量也就随之减少。液压泵在出口压力和弹簧装置预压紧力相平衡时的位置,称为调节起始位置时,作用在功率调节器中控制活塞上的液压力称为起调压力。当液压泵的出口压力大于起调压力时,由于调节器中弹簧压缩力与其行程有近似于双曲线的变化关系,因而在速度恒定时,液压泵出口压力与流量也呈近似于双曲线的变化。这样液压泵在调节范围之内始终保持恒功率的工作特性。由于液压泵的工作压力是随外载荷的大小而变化的,因此,

可使工作机构的速度随外载荷的增大而减小,或随外载荷的减小而增大,使发动机功率在液压泵调节范围内得到充分利用。变量泵的起调压力 p_0 是由弹簧装置的刚度和液压系统的要求决定的。调节终了压力 p_{max} 是由液压系统决定、由安全阀调定。相应于起调压力时的摆角为最大,相应于调节终了时的摆角为最小。

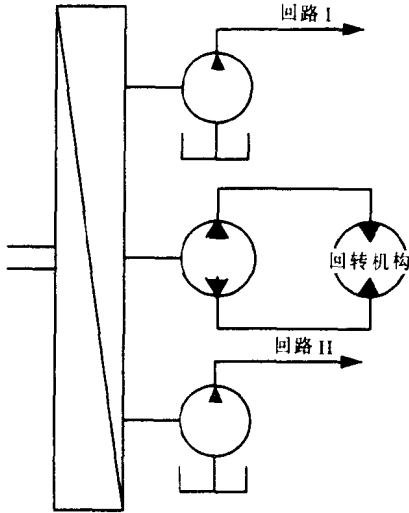


图 1-5 三泵液压系统原理图

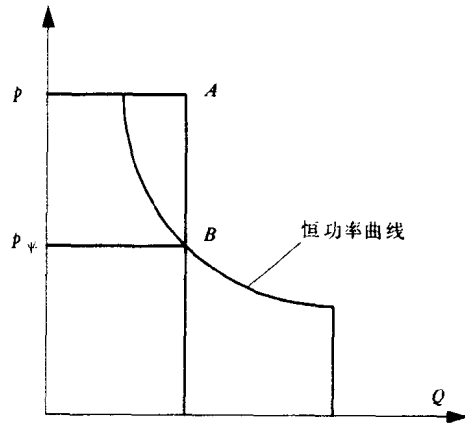


图 1-6 定量系统与变量系统功率利用对比

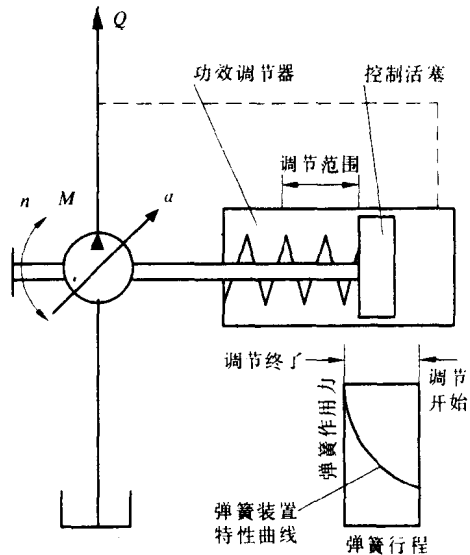
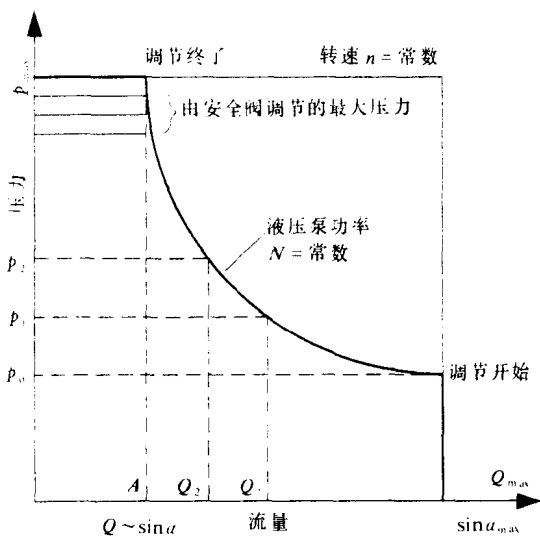


图 1-7 变量泵的恒功率控制原理及功率特性曲线

变量泵的优点是在调节范围之内,可以充分利用发动机的功率,缺点是结构和制造工艺复杂,成本高。

为了防止发动机因过载而突然熄火,一般将液压泵的理论功率与发动机有效功率之比限制在 0.8~1 之间。

四、分功率变量、总功率变量系统

变量系统按其对发动机功率利用情况的不同,可分为分功率变量系统和总(全)功率变量

系统。

因为变量系统一般多为双泵回路,故它又分为分功率调节和总功率调节两个基本类型。

分功率调节系统中的两个主泵,各有一个恒功率调节器(图 1-8),每一个泵的流量只受泵

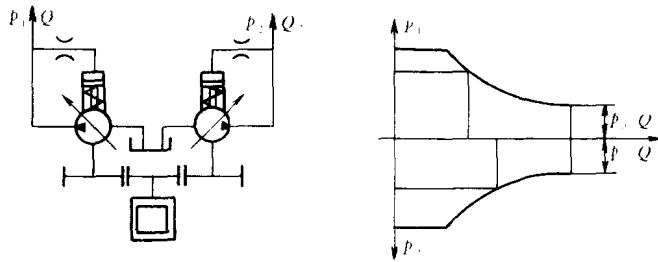


图 1-8 分功率调节变量系统

所在回路负载压力的影响,而不受另一回路负载的影响,不能保证相应的同步关系。每一回路所利用的发动机功率最多不超过 50%。为了改善功率利用,在进行单回路动作时,分功率变量系统可采用合流供油。

总功率调节变量系统如图 1-9 所示。图 1-9a 是采用机械联动调节总功率变量系统。两个泵的缸体连接在一起,由一个直接作用调节缸来调节双泵的摆角。泵 1 和泵 2 的压力油通过阻尼孔分别作用于调节缸的 a 腔和 b 腔,因此是按两台泵工作压力之和($p_2 = p_1 + p_2$)来进行流量调节的。调节过程中,两泵摆角相等。输出流量相等。两台泵功率总和始终保持恒定,使其不超过发动机的驱动功率。图 1-9b 是液压联动总功率调节变量系统。每台泵各自有调节器,同样,它们的摆角是按两台泵工作压力之和来调节的,而实现双泵同步变量。

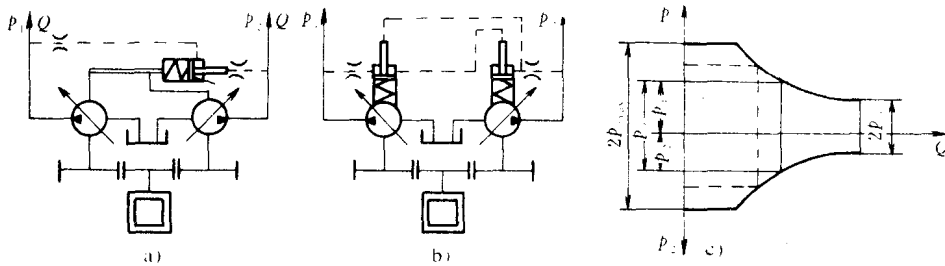


图 1-9 总功率变量系统

总功率变量系统有以下特点:

1. 发动机功率能得到充分利用。发动机功率可按实际需要在两泵之间自动分配与调节。在极限情况下,当一台泵空载时,另一台泵可以输出全部功率。
2. 两台泵流量始终相等。可保证履带式全液压挖掘机两条履带同步运行,便于司机掌握速度。
3. 两泵传递功率不等,因此其中的某个泵有时在超载下运行,对泵的寿命有一定的影响。

五、执行元件串、并、串并系统

按向执行元件供油方式不同,可分为串联、并联及串并系统。

(一) 串联系统(图 1-10a)

在系统中,当一台液压泵向一组多路换向阀控制的执行元件供油时,上一个执行元件的回油是下一个执行元件的进油时,此系统称为串联系统。

串联系统有以下几个主要特点:

1. 液压泵的流量(系统最大流量)是按动作中最大的一个执行元件流量选取的。

2. 液压泵的压力(系统压力)是同时动作的执行元件所有压力之和。

3. 当液压泵的流量不变时,串联系统中各液压缸或液压马达的速度与负载无关。

4. 当主泵向多路阀控制的各执行元件供油时,只要液压泵出口压力足够,便可实现各执行元件同时工作,且各执行元件工作速度与外负载无关。但由于执行元件的压力是重叠的,所以克服外负载的能力将随执行元件的数量增多而降低,或者泵的压力要较大。

(二) 并联系统(图 1-10b)

在系统中,当一台液压泵向一组多路换向阀控制的执行元件供油时,各执行元件同时能获得系统来的一部分油,则此系统称为并联系统。

并联系统有以下几个主要特点:

1. 液压泵的流量是按可同时动作执行元件之和选取的,可见泵的流量要求比较大。

2. 液压泵的压力是按各执行元件中最高的一个所需压力(执行元件中最高的一个工作压力及其油路压力损失之和)选取。

3. 当液压泵流量不变时,并联油路中的执行元件的速度将与外负载有关,且随外负载增大而减小,随外负载减小而增大。

4. 当主油泵向多路换向阀控制的各执行元件供油时,流量的分配是随各执行元件上外负载的不同而变化的,首先进入外负载较小的执行元件,也就是说,只有当各执行元件上外负载相等时,才能实现同时动作,否则由于各执行元件上外负载的不同而有先后动作。由于并联系统在工作过程中只需克服一次外负载,因此克服外负载的能力较大。

(三) 串并联系统(图 1-10c)

在系统中,当一台液压泵向一组多路阀控制的执行元件供油,在中位时,各单联换向阀的进油路是串联,回油路是并联,或者当后一联阀工作时,前面各联阀就不能工作的油路,此系统称为串并联系统。

串并联系统有以下几个主要特点:

1. 液压泵的流量和压力均按系统中单动执行元件动作中最大的一个流量和压力值进行选取。

2. 当液压泵的流量不变时,动作的执行元件速度与负载无关。

3. 当前一单联换向阀工作进油时,其后各单联换向阀得不到进油而不工作,也就是说,后面各单联换向阀要工作进油,其前各单联换向阀均不能工作保持在中位。系统在任何时候只能是一个执行元件在动作,因此这种串并联连接方式系统又称单动顺序系统或优先油路系统。可

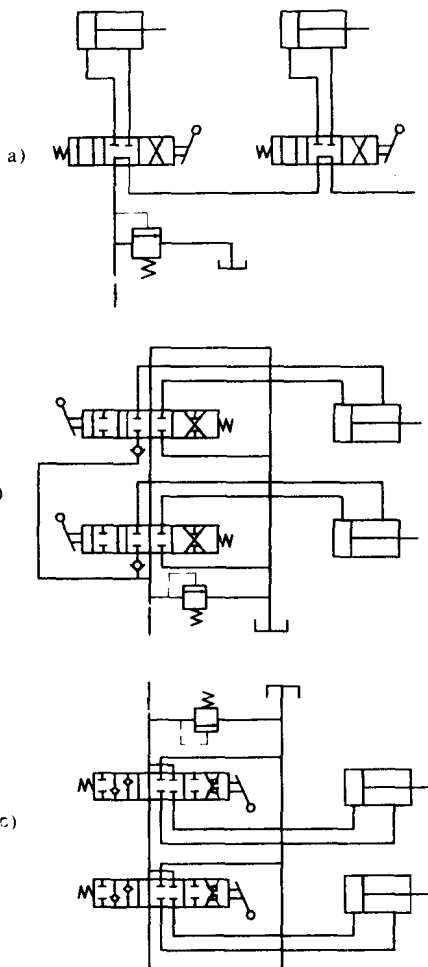


图 1-10

见这种系统不能实现复合动作,可防止误操作。

六、有级调速、无级调速及复合调速系统

按调速方法不同分有级调速、无级调速及复合调速系统。

液压传动的工程机械,其液压传动系统可以保持原动机的功率和转速不变的情况下,方便地实现大范围的调速。调速的方法:只要改变进入执行元件的流量或改变液压泵和液压马达的排量即可。液压传动调速,一般分为有级调速、无级调速及复合调速三大类。

(一)有级调速系统

在一些较大功率又要求有很大调速范围的液压工程机械上常采用有级调速。

有级调速办法有许多,有用合流阀来改变系统内是单泵供油或双泵供油的两级调速;有用顺序阀(顺序阀作卸荷阀用)解决低压大流量泵与高压小流量泵是否合流供油的有级调速;有用双速阀或二位四通电磁阀来改变内曲线马达作用柱塞数、有效作用次数、液压马达串并联从而调节系统速度的有级调速等等。

(二)无级调速系统

不管采用流量控制阀(工程机械上更多的是采用手动换向阀调节进入执行元件的流量),还是靠改变液压泵或液压马达的排量来实现的调速,均能在一定范围内实现无级调速。无级调速一般有节流调速、容积调速及容积节流调速三种。

1. 节流调速

节流调速由于结构简单,使用维护方便,调速范围大(调速比可达100以上),低速微动性能好,所以尤其在工程机械上得到广泛的应用。

节流调速是按节流阀安装在执行元件的进油路上、回油路上、旁油路上的不同而有进油节流调速、回油节流调速、旁油节流调速或以上三种任意组合的复合节流调速几种。

一般,复合节流调速由于微动性能优良、调速范围最大、刚度好,尽管其效率低,仍在工程机械中应用较多。回油节流调速由于其热油直接回油箱,有一定的背压存在,可使系统工作平稳,所以尽管其它指标不如复合节流调速,但也仍有应用。进油节流调速由于溢流损失大,系统效率低,一般很少单独应用。旁油节流调速尽管油液发热有改善,能量利用尚合理,但其调速性、刚度、工作稳定性均较差,一般也不单独应用。

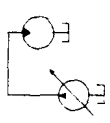
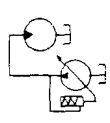
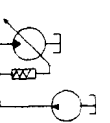
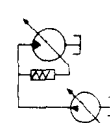

2. 容积调速系统

容积调速由于它不存在节流或溢流的能量损失,因此系统发热少、效率高、能量利用合理,在大功率工程机械的液压系统中获得更广泛应用。

容积调速的种类、调速特性可参见容积调速归纳表(表1-1)。

容积调速归纳表

表 1-1

组成示意图	变量泵-定量马达		定量泵-变量马达	变量泵-变量马达	
	定载荷	变载荷	变载荷	定载荷	变载荷
					

	变量泵-定量马达		定量泵-变量马达	变量泵-变量马达	
	定载荷	变载荷	变载荷	定载荷	变载荷
调速特性示意图					
$n_2 = \frac{q_1}{q_2} n_1$	因 q_1 变化故 n_2 可变	因 q_1 变化故 n_2 可变	因 q_2 变化故 n_2 可变	q_1 从 q_{1min} 调到 q_{1max} q_2 固定为 q_{2max} 故 n_2 可变	q_2 从 q_{2min} 调到 q_{2max} q_1 固定为 q_{1max} 故 n_2 可变
$M_2 = 1.59 \Delta p q_2$	因 $\Delta p, q_2$ 不变故 M_2 不变	因 Δp 变化故 M_2 可变	因 q_2 变化故 M_2 可变	因定载荷、 q_2 固定故 M_2 不变	因恒压马达 Δp 不变但 q_2 变化，故 M_2 变化
$N_2 = \frac{M_2 n_2}{974}$	因 n_2 可变故 N_2 可变	恒功率泵故 N_2 不变	定量泵故 N_2 不变	因相当定载荷的变量泵一定量马达，故 N_2 可变	因相当变载荷的定量泵-变量马达，故 N_2 不变
结论	速度可调 扭矩恒定 功率可变	速度可调 扭矩可变 功率恒定	速度可调 扭矩可变 功率恒定	速度可调 扭矩恒定 $i_1 = \frac{n_2}{n_{2min}}$ 功率可变	速度可调 扭矩可变 $i_2 = \frac{n_{2max}}{n_2}$ 功率恒定

3. 容积节流调速

由上可知，节流调速回路结构简单、调速比大、调速方便、具有较好的微调性，但节流调速能量损失大、油温升高快；容积调速效率高、能量利用合理、不存在节流溢流能量损失，但因变量泵和变量马达均存在死区，所以调低速困难，同时也存在速度随负载增加而降低及成本高等缺点。用节流阀（手动换向阀）配合变量泵来进行的容积节流调速，它具有效率高、调速方便、工作稳定等优点。工程机械上的恒功率变量泵—手动换向阀—执行元件及限压式变量泵—调速阀—执行元件调速的采用，就是容积节流调速的具体应用。

(三) 复合调速系统

复合调速系统已在许多大型工程机械液压系统上应用。它将有级调速、容积调速等组合在一起应用（例如 NK800 型液压起重机等液压系统），从而使这些液压系统获得工程上所需要的各种调速及性能要求。

第二节 液压系统的性能指标及基本要求

液压工程机械性能的优劣取决于液压系统性能的好坏。而液压系统性能的好坏则又以系统中所用元件的质量好坏和所选择的基本回路恰当与否为前提。对工程机械液压系统的评价，应该从液压系统以下的几个指标加以评定。

一、液压系统的效率（经济性指标）

在保证主机性能要求的前提下，应该使液压系统具有尽可能高的效率。液压系统效率的高

低反映了液压系统中能量损失的多少。这种能量损失最终是以热的形式出现,使系统的油温增高。系统中引起能量损失的因素很多,主要有以下几个方面。

1. 换向阀换向制动过程中出现的能量损失。当执行元件及其外负载的惯性很大时,在制动过程中压力油和运动机构的惯性都迫使执行元件继续运动,同时压入回油腔的液体,使回油腔的压力增高,严重时可达几倍的工作压力。液体在此高压作用下,将从换向阀或制动阀的开口缝隙中挤出,从而使运动机构的惯性能变为热耗,使系统油温升高。在一些换向频繁、负载惯性很大的系统中,如挖掘机的回转系统,由于换向制动而产生的热耗是十分可观的,有可能成为系统发热的主要因素。

2. 元件本身的能量损失。元件的能量损失包括液压泵、液压马达、液压缸和控制元件等的能量损失,其中以液压泵和液压马达的损失为最大。

液压泵和液压马达中能量损失的多少,可用效率来表示。液压泵和液压马达效率的高低,是作为其质量好坏的主要指标之一。液压泵和液压马达的效率等于机械效率和容积效率的乘积。机械效率和容积效率是与多种因素有关,如工作压力、转速和工作油液的粘度等。一般,每一台液压泵和液压马达在一个额定的工作点,即在一定的压力和一定的转速下,具有最高的效率,当增加或降低转速和工作压力时,都会使效率下降。

管路和控制元件的结构,同样也可以影响效率。因为油液流动时的阻力与其流动状态有关,为了减少流动时的能量损失,可在结构上采取改进措施:管件增大截面积以降低流动速度;控制元件增大结构尺寸,以增大通流量。但增加的结构尺寸超过一定数值时,就会影响到经济性。此外,在控制元件的结构中,两个不同截面之间的过渡要圆滑,以尽量减少摩擦损失。

3. 溢流损失。当液压系统工作时,工作压力超过溢流阀(或安全阀、过载阀)的开启压力时,溢流阀开启,液压泵输出的流量全部或部分地通过溢流阀溢流。出现溢流工况是:回转机构的启动与制动过程;负载太大,液压缸中的工作压力超过溢流阀的开启压力而仍继续工作;工作机构液压缸到达终点极限位置,而换向阀尚未回到中位。

在系统工作时,应尽量减少溢流损失。这可以从设计因素和操作因素上采取措施。

4. 背压损失。为了保证工作机构运动的平稳性,常在执行元件的回油路上设置背压阀。背压越大,能量损失亦越大。一般讲液压马达的背压要比液缸大;低速液压马达的背压要比高速马达大。

为了减少因背压引起的发热,在保证工作机构运动平稳性的条件下,尽可能减少回油背压,或利用这种背压做功。

二、功率利用(节能性指标)

液压系统的功率利用反映了主机的生产率。一般讲,采用恒功率变量泵的变量系统,其功率利用要比定量系统高。在双泵系统中,为了提高功率利用,除采用变量系统外,还可采用合流供油。

三、调速范围和微调指标(调速指标)

工程机械的特点是工作机构的负载及其速度的变化范围比较大,这就要求工程机械液压系统应具有较大的调速范围。不同的工程机械其调速范围是不同的,即使在同一工程机械中,