

泵-蓄势器传动的 锻造液压机主要参数的确定和计算(一)

李 龙, 张林禄, 张 伟

(北方重工集团有限公司, 辽宁 沈阳 110141)

摘要:通过对沈重生产的泵-蓄势器传动的 25MN 锻造液压机工作状态的分析 and 计算, 提出泵-蓄势器传动的锻造压机主要参数新的计算方法和理论根据, 既可提高蓄势器传动效率, 又可显著降低蓄势器传动部分的制造和投资成本及能耗。

关键词:机械设计; 液压机; 锻造; 泵-蓄势器传动; 机动容积; 有效蓄液量

中图分类号: TG315.4 **文献标识码:** A

1 锻造液压机的传动方式和工作介质

锻造液压机的传动方式有三种: 泵直接传动; 泵-蓄势器传动和泵直接传动与泵-蓄势器传动的联合传动。液压机广泛使用的液体工作介质有两种: 一种是矿物油, 一种是水的乳化液。

以油为介质的液压机多为泵直接传动, 但也有用泵-蓄势器传动的。沈重与德国潘克公司合作生产的 16-25/30MN 快锻油压机, 就是采用泵直接传动和泵-蓄势器传动的联合传动。压机加压用七台 RX360 型正弦泵。每台流量 750L/min, 电机功率 315kW, 不考虑供液泵的装机容量为 2205kW。另外还需两台为七台主泵供液的泵。每台流量 3750L/min, 电机功率 110kW。总装机容量为 2425kW。比相同规格蓄势器传动的压机总装机容量大一倍以上。从这点看并不比蓄势器传动效率高。主缸工作压力为 35MPa。无论是快锻、常锻和锻粗, 动梁回程都用泵-蓄势器传动。加压时回程缸内的油返回到蓄势器。只有锻粗时回程缸内的油才回到油箱。蓄势器由一个 300L 的活塞式蓄势器和一个 3000L 氮气罐组成。最近潘克公司为我国通迪公司制造的 70NM 锻造油压机也是采用泵直接传动和泵-蓄势器传动的联合传动。所谓改进型正弦泵控系统的锻造压机, 快锻时动梁回程都是用泵-蓄势器传动, 即快锻加压时回程缸内的高压油返回到蓄势器, 为下次动梁回程提供动力。这就是所说的压缩能得到充分利用, 因而

节能的原因之一。70MN 压机动梁回程用一个 230L 的活塞式蓄势器和一组六个氮气瓶组成, 每个 75L, 共 450L。动梁回程时液体压力都是 31MPa, 活塞蓄势器内油量减少时, 由用于移动工作台液压系统的泵(辅助泵)补油。压力降低时充氮气。

就液压传动本身来讲, 泵-蓄势器传动的效率永远低于泵直接传动。但适当增加蓄势器的压力和容积可使其本身的传动效率接近直接传动。从全面分析, 泵-蓄势器传动的效率要高于泵直接传动。泵-蓄势器传动效率低于泵直接传动是如下解释的, 如图 1 所示。

图中, 粗实线为工艺过程负荷曲线, 虚线为高压泵的供液压力, 细实线为蓄势器的供液压力, 点划线为液压机压力。泵直接传动的效率为粗实线所包围

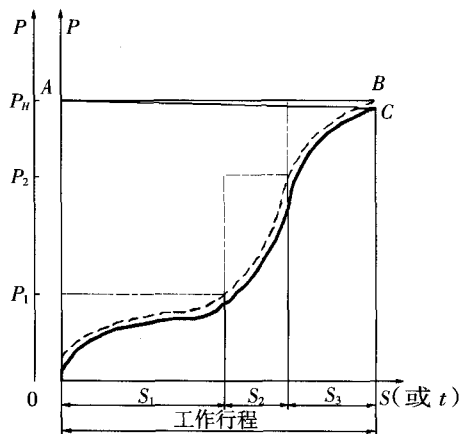


图 1 供液压力(或液压机压力)与液压机行程变化(或工作时间)的关系曲线

粗实线—工艺过程负荷曲线 虚线—泵供液压力
细实线—蓄势器供液压力 点划线—液压机压力

收稿日期: 2012-05-27

作者简介: 李 龙(1964-), 男, 高级工程师, 从事锻造液压机研发制造

的面积与点划线包围面积之比。蓄势器传动效率为粗实线所包围的面积与细实线所包围的面积之比。显然,泵-蓄势器传动的效率低于泵直接传动的效率。这种解释值得探讨,因为泵-蓄势器传动,压机每次加压后,其压力都是变化的(由B点降到C点),细实线(AB)下面的面积应理解为压机在工作间歇时间内泵打出的高压液体,即所做的功变为势能,储存在蓄势器内。使蓄势器具有势能,在压机加压时转变为动能做功。压机每次加压时仅用其中一小部分(ABC的面积),它在加上泵每次加压时打出的高压液体所作的功才是压机对锻件变形所作的功。它用此图形表示不出来,而且压机对锻件变形所作的功是一个比较复杂的过程。所以不能用此图简单说明谁的效率高。详见资料[1]。

2 锻造液压机工作时的动态分析

锻造液压机根据锻件的工艺要求,分为常锻、快锻和微粗。常锻和微粗时加压的工作行程大,回程量也大。因此工作缸和回程缸需要大量的高压液体。每分钟的锻造次数低。一般20~25MN锻造压机,常锻时每分钟8~12次。50MN以上的压机常锻时次数更低。一般锻造压机生产锻件时都是连续锻造的。经过几次大行程的常锻后,锻件尺寸接近成品尺寸,工作行程逐渐变小。用液量也减小,每分钟的锻造次数增加,转为精锻或称快锻。快锻时,25MN液压机每分钟锻造次数可达35~45次,采用泵-蓄势器传动的压机工作特点是:压机每次加压的压力都是变化的。在锻造锻件时,都是连续进行的,压机实际发出的压力,就是加压时蓄势器放出高压液体以后工作缸的压力和工作柱塞总面积的乘积。过去压机的压力(公称压力)都是以蓄势器的压力和柱塞面积乘积来计算。即:

$$N_s = P_s A$$

式中: P_s ——蓄势器内的液体压力,MPa;

A ——液压机工作柱塞的总面积, m^2 。

液压机在工作时,蓄势器中的气体变化过程可视为绝热(或等温)过程,则有方程式:

$$PV_1^i = P_2 V_2^i$$

液压机在动态工作中所发出的压力为:

$$N = \frac{\pi}{4} d^2 n p_s \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^i \quad (1)$$

式中: V_1 、 V_2 ——加压前、后蓄势器中的气体容积, m^3 ;

P ——加压后工作缸内的液体压力,MPa。其值随气罐总容积变化而变化;

d ——工作缸直径和数量,m;

n ——工作缸数量;

i ——绝热系数。在压力 $P_s=32MPa$ 时 $i=1.4$ 。

上式说明,压机工作时发出的压力与蓄势器最初使用压力和气罐总容积有关。通过后面的进一步分析和计算可知,压机连续第二次加压以后的压力,除与上述因素有关外,还取决于高压泵每分钟的总供液量。即液压机和蓄势器的主要参数及每分钟的锻造次数一定时,压机每次锻造时发出的压力还决定于高压泵的总供液量,有三种情况:

(1)压机连续加压时,压力逐渐升高。压机连续加压时,每次高压泵的总供液量大于蓄势器的耗液量时,蓄势器内高压液体增加,压力逐渐升高,压机压力升高,且随着 $\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{1.4}$ 而升高。

(2)压机连续加压时,压力逐渐降低。压机连续加压时,每次高压泵的总供液量小于蓄液罐的总耗液量时,蓄势器内高压液体逐渐减少,压力逐渐降低,压机的压力也降低,且随着 $\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{1.4}$ 而降低。

(3)压机连续加压时,压力不变。压机连续加压时,每次高压泵的总供液量与蓄液罐的耗液量相等时,蓄势器内的高压液体不增不减,蓄液罐内的压力不变,压机的压力也不变。这就是泵-蓄势器传动的自由锻造液压机的三种工作状态。

液压机的三种工作状态不是固定不变的,对任何一台确定的自由锻造液压机,这三种状态是可以互相转化的。工作时只能处于某种状态,主要决定于加压时的工作行程和每分钟的加压次数,要求压机每次的加压行程大,每分钟的加压次数多。系统压力逐渐降低,压机达不到公称压力。反之,压机工作行程或每分钟加压次数减少到一定程度,压力可达到不变,再减少工作行程和次数,系统压力逐渐升高,压机发出的压力亦升高,可达到或超过公称压力。

泵-蓄势器是液压机液压系统的重要组成部分。合理计算和确定蓄势器的压力和气罐总容积,对提高蓄势器的传动效率,降低设备制造和投资成本及能耗具有重大意义。

3 液压机设计前应先确定的主要参数

3.1 液压机压力、蓄势器压力和工作压力

3.1.1 液压机压力

液压机的压力即公称压力,现在多用MN或kN表示,是设计前应确定的基本参数之一。它是由使用单位根据生产的锻件工艺要求提出的。是用来计算

工作缸直径和数量等的主要依据。

3.1.2 蓄势器压力

蓄势器内使用前的液体压力是蓄势器传动的最主要参数之一。过去我国水传动的各类压机的液体压力分 20MPa 和 32(31.5)MPa 两级。蓄势器的压力应根据液压机的规格选用液体压力,一般来说,选用液体压力高时设计出的液压机重量轻、效率高。为了提高蓄势器传动效率,蓄势器应尽量选用较高的液体压力。而不应受压力分级的限制。

3.1.3 工作压力

液压机的工作压力是指液压机在确定的工作行程加压时工作缸中的液体压力。压机的公称压力应按此压力计算。不应按蓄势器的压力计算。由后面的分析和计算可知,用其压力比蓄势器压力低 4~5% 时计算的工作缸直径,并由此计算出的气罐总容积是最经济适用的。

3.2 液压机的工作行程和最大行程

3.2.1 工作行程

和液压机的压力一样,工作行程也是设计前应确定的基本参数之一。主要是用来确定高压泵的每分钟总供液量。压机的实际工作行程即每次加压时的压下量,则由锻件的锻造工艺要求给定。压机的实际工作行程可大于或小于工作行程。为了确定高压泵每分钟的供液量,20~50MN 的泵-蓄势器传动的压机工作行程按 180~200mm 给出;大于 60~100MN 的压机工作行程为 200~250mm 之间;大于 100MN 的压机为 275~300mm。

3.2.2 最大行程

液压机的下底座与上横梁之间的距离过去一般称为闭合高度。安装上活动横梁后下底座与活动横梁之间的最大距离称为活动横梁行程或最大行程。是决定锻造最大锻件的规格尺寸和重量的依据。也是过去计算蓄势器机动容积(有效蓄液量)的依据。

3.3 液压机的工作速度

液压机的工作速度也是用来计算高压泵每分钟总供液量和其他参数的依据。液压机的实际工作速度无论是泵直接传动还是泵-蓄势器传动,都取决于锻件的变形阻力,阻力大速度慢,阻力小速度快。从锻件的锻造工艺和生产率考虑,希望压机的加压速度越快越好。特别是锻造合金钢的锻件,不仅要求锻件的变形速度(加压速度)快,而且也希望每分钟的锻造次数多。因此出现快锻压机。快锻压机每分钟锻造次数可达 80~120 次。潘克公司在介绍改进型正弦驱动系统的液压机时说:液压机的液压驱动系统

应使锻压速度至少为 120mm/s,如果>150mm/s 或更大会更好。因为快锻压机多为泵直接传动,增加工作速度就要增加泵的流量,增加装机容量。所以泵直接传动的快锻油压机装机容量是由快锻时的加压速度决定的。其常锻和镦粗速度一般都比快锻时的速度小很多,也比泵-蓄势器传动加压速度小很多。要按泵-蓄势器传动的加压速度确定泵直接传动的加压速度,其装机容量比蓄势器传动的装机容量要大很多。如果用定量泵,泵给出的速度是恒速的。

对泵-蓄势器传动的压机,由于压机在工作的工作间歇时间(一般压机常锻时工作的间歇时间为工作时间的 3~5 倍),泵打出的高压液体储存在蓄势器中。蓄势器中具有势能,在压机工作的瞬间释放出来,势能转变为动能做功。压机的活动梁、柱塞等活动部分的重量,中小型压机达数吨或数十吨,大型压机达数百吨,加压时(上传动)活动梁都是向下运动的,不考虑立柱和导套、柱塞和工作缸之间摩擦力。压机开始加压时的速度是加速运动,如果将活动部分视为一个物体或质点,根据牛顿动力学公式 $F=ma$,其中 a 为动梁下降时的加速度, m/s ; F 为动梁产生加速度的力, kgf 。 $F=mg+P-P_1-R_1-R_2-R_3$,其中 g 为重力加速度; m 为动梁运动部分质量; P 为压机的公称压力; P_1 为工件的变形阻力; R_1 、 R_2 、 R_3 为工作缸、回程缸和动梁导向套间的摩擦力。

将各值代入上式有: $ma=mg+P-P_1-R_1-R_2-R_3$

则有: $m \frac{dv}{dt} = mg+P-P_1-R_1-R_2-R_3$

上式即说明泵-蓄势器传动的液压机工作中发出的速度总是在变化的,而且一开始给出的速度就是很大的,甚至不受泵的流量和装机容量的限制,就可达到较高的工作速度。也就是蓄势器给出的加压速度远远大于设计时给出的工作速度,从这点也不难看出,蓄势器传动的压机效率也比直接传动的高。

为确定蓄势器传动的其他参数,例如要确定高压泵每分钟的供液量和台数,必须在设计前确定一个适当的工作速度,以满足压机的锻造工艺和使用要求。根据多年工作经验,现在 20MN 以下的压机工作速度一般确定为 0.1m/s;25~60MN 压机为 0.15m/s;60~160MN 压机确定在 0.075~0.1m/s。不同规格锻造液压机的工作速度、工作行程、最大行程和镦粗行程如表 1 所示。

3.4 空程速度和回程速度

潘克公司在介绍改进型正弦驱动系统的锻造液压机时说:高回程速度对生产率影响较小,高快进速

表 1 不同规格锻造液压机工作行程、最大行程和锻粗行程

序号	公称压力 /MN	工作行程 /mm	最大行程 /mm	锻粗行程 /mm	工作速度 /mm/s	空程速度 /mm/s	回程速度 /mm/s	每分钟加压 次数	按经验公式计算 C 值 $C = \frac{5000}{P} + 0.25 \leq 1$
1	5		800	630	100	400	400	24	1
2	8		1000	750		400	400	20	0.875
3	10		1100	880		400	400		0.75
4	15		1400	1150		400	400		0.58
5	20	200	1700	1250	100	300	300	8~10	0.5
6	25	200	1800	1400	150	300	300	8~10	0.45
7	30	200	1900	1500	150	300	300	8~10	0.416
8	40	200	2150	1600	150	300	300	8~10	0.375
9	50	250	2500	1750	150	300	300	8	0.35
10	60	250	2800	1900	100	300	300	7	0.335
11	80	275	3000	2000	100	250	250	6	0.312
12	100	275	3300	2150	100	250	250	6	0.3
13	120	275	3400	2300	75~100	250	250	6	0.291
14	150	300	3400	2400	75~100	250	250	5	0.283
15	160	300	3500	2400	75~100	250	250	5	0.281

度(空程速度)也几乎不会节省时间,压机的工作过程是连续的一个循环接着另一个循环。故高的空程速度和回程速度又难以操作。然而,速度慢,则能很好调整。空程速度快,压机易磨损,耗能高。运行速度越快,耗能越多。这是为了说明正弦驱动系统的液压机节能。因为正弦驱动系统的液压机空程下降和回程都用泵提供流量和压力。因此改进型正弦驱动系统的锻造压机的空程速度和回程速度都取较小值。一般空程速度取 140~200mm/s;回程速度取 160~210mm/s。蓄势器传动的压机空程下降是靠充液罐内的液体压力(一般为 0.8~1.2MPa)为主缸充液。充液罐内的液体是由主缸加压后卸压得到的。因此也是节能的。

泵-蓄势器传动的液压机,动梁的空程下降速度和回程速度一般取相同数值。公称压力小于 10MN 的压机空程速度和回速度均取 400mm/s,20MN~60MN 的压机空程速度和回程速度取 300mm/s,大于 60MN 以上的压机取 250mm/s。参看表 1。

以上介绍的泵-蓄势器传动的液压机工作速度,回程速度和空程下降速度的确定是指老式泵-蓄势器传动的锻造水压机而言。因为过去受水阀种类和功能的限制,这三种速度在工作中都无法调到固定

值。也就是老式水压机的液压系统和泵-蓄势站用的是老式分配器和电磁分配器。主缸和回程缸的进水和排水都是由凸轮机构和分配器的进、排水阀芯组成的分配阀组控制的。即每次压机动作都必须通过凸轮轴上的扳把手动控制其阀的开启量和速度。

锻造液压机较早的传动方式都是以水的乳化液为工作介质的泵-蓄势器传动。以油为工作介质的锻造液压机多为泵直接传动。特别是快锻压机,是上个世纪 70 年代得到快速发展的。主要原因是由于锻造合金钢锻件的锻造温度窄,要求变形速度(加压力度)快,每分钟有较高的锻造次数。另外也是因为以油为工作介质的各种功能的阀和插装阀,特别是高压快速动作的球式电磁换向阀(每分钟可向换 250 次)和大流量变量泵的发展。使得以油为工作介质的快锻油压机得到快速发展。以乳化液为工作介质的阀,因其易泄漏,各种功能的阀发展较慢。但是,正如潘克公司介绍的那样,大量的调查与科研工作改进了液压系统控制单元的零件及液压泵,水介质高压驱动单元。结果在密封技术、耐磨性能及可控制性方面取得了显著提高。以乳化液为工作介质的高压两位三通换向阀也早已问世。上世纪八十年代,沈重与西德合作生产的单层热压机的液压系统(以乳化液

为工作介质的泵蓄势器传动)已用这种阀。这种阀也已用在自由锻造水压机上。鞍钢重机厂从德国进口的80MN锻造水压机也是用这种阀。这些技术目前国内还没看到用在自由锻造水压机上。如果将这些技术用在新设计的锻造水压机或老式水压机改造上。不仅可使水压机的工作速度、回程速度及空程速度实现可调,而且也可实现泵-蓄势器传动的液压机给出的工作速度也是恒速的,并与泵直接传动的油压机一样非常容易实现压机的压力分级。并可实现压机的自动和微机控制。

4 蓄势器传动液压机的计算参数

确定了上述五项基本参数,和常锻时液压机的每分钟工作次数后,就可以计算液压机的其他主要参数。以25MN压机为例,设计前确定的主要参数如下:压机公称压力 $N=25\text{MN}$;蓄势器压力 $p_s=32\text{MPa}$;工作行程 200mm ;工作速度 150mm/s ;空程速度 300mm/s ;回程速度 300mm/s ;常锻时工作次数 10 次/分;最大行程 1800mm 。

4.1 工作缸直径 d 的计算

$$d = \sqrt{\frac{N}{\frac{\pi \pi}{4} p_s n}} = \sqrt{\frac{25}{0.785 \times 32 \times 3}} = 0.576\text{m}$$

式中: N ——压机公称压力, $N=25\text{MN}$;

p_s ——蓄势器压力, $p_s=32\text{MN}$;

n ——工作缸的数量, $n=3$ 。

取 $d=580\text{mm}$ 。

4.2 回程缸直径 d_1 的计算

回程缸的直径应根据活动横梁的重量和工作缸、回程缸和柱塞之间、活动梁及导向之间摩擦力等条件来计算。

经计算,25MN压机回程缸的直径可取 $d_1=0.25\text{m}$,数量两个。

4.3 泵每分钟供液量的计算

供应一台压机的泵每分供液量按下式计算:

$$Q = \frac{1}{\eta} (h \sum F + h_1 \sum F_1) \quad (2)$$

式中: h ——主柱塞工作行程, $h=0.2\text{m}$;

$\sum F$ ——主柱塞总工作面积, $\sum F = \frac{\pi}{4} \times 0.58^2 \times 3\text{m}^2$;

h_1 ——回程缸回程高度, $h_1=0.25\text{m}$;

$\sum F_1$ ——回程缸柱塞总面积, $\sum F_1 = \frac{\pi}{4} \times 0.25^2 \times 0.25 \times 2\text{m}^2$;

η ——液压机容积效率,一般取 $\eta=0.9$;

n ——液压机常锻时的每分钟冲次, $n=10$ 。

计算得: $Q=2.03\text{m}^3$

因此取流量为 $1\text{m}^3/\text{min}$ 的高压泵3台,其中一台备用。泵的工作压力为 32MPa ,电机功率 630kW 。

4.4 蓄势器的容积计算

4.4.1 蓄势器蓄液罐容积的计算

蓄液罐使用前的蓄液量按下式计算:

$$V_2 = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 \quad (3)$$

式中: V_1 ——上安全容积, m^3 ;

V_2 ——机动容积(有效容积), m^3 ;

V_3 ——下安全容积, m^3 ,是为了防止液体全部流出,高压气体进入管道引起振动,此时应将低液面阀关闭;

V_4 ——下安全容积, m^3 ,罐内流不出来的液体。

对部颁标准 4m^3 的液罐: $V_3 + V_4 = 0.5\text{m}^3$ 。

蓄液罐内容纳高压液体的总容积不超过该罐总容积的三分之二,如超过,应设置两个蓄液罐。

机动容积 V_2 过去是如下解释的:蓄势器机动容积应能满足液压机最大高压液体消耗量减去该段时间内泵的供液量。蓄势器的机动容积资料^[2]中有两种计算方法:

第一种计算方法:

$$Q_0 = \frac{\sum F_1 C H_0 + \sum F_2 H_0}{700} \quad (4)$$

式中: $\sum F_1$ ——主柱塞工作面积总和, cm^2 ;

$\sum F_2$ ——回程柱塞工作面积总和, cm^2 ;

H_0 ——液压机最大行程, cm ;

C ——液压机工作行程与最大行程之比。

对 5000kN 以上的液压机按经验公式选取:

$$C = \frac{5000}{P} + 0.25 \leq 1$$

式中: P ——液压机的额定压力, kN 。

第二种计算方法:

$$Q_0 = Q_c \cdot t_n - Q_H \cdot n \cdot \frac{t_n}{60} \quad (5)$$

式中: Q_c ——全部液压机在每秒内高峰耗液量总和, L/sec ;

Q_H ——选定的单台泵的供液量, L/min ;

n ——选定的泵的台数;

t_n ——高峰持续时间,通常采用全部液压机或部分液压机的工作行程的平均持续时间, sec 。

资料^[3]只介绍了这种计算方法。

沈重在上世纪五十年代是前苏联援建或扩建中国156个项目之一的单位。当时苏联专家介绍,蓄势器机动容积的计算有三种方法。

第一种方法:

$$V_0 = \frac{\sum F_1 C H + \sum F_2 H}{0.7} \quad (6)$$

此法与式(4)相同,其计算单位为 dm 或 m,计算结果为 $\text{dm}^3(\text{L})$ 或 m^3 。公式(4)中的 700 应改为 0.7,否则单位应为 cm。但计算体积很少用 cm 为单位。

第二种方法:

$$V_2 = 7 \sim 10 \left[\frac{1}{0.9} (h_1 \sum F_1 - g t) \right] \quad (7)$$

式中: g ——泵的供液量, dm^3/min 或 m^3/min ;

t ——工作行程的持续时间, Sec。

第三种方法:

$$V_2 = 1.25 (\sum F_1 H_1 - g t) \quad (8)$$

式中: H_1 ——压机镦粗行程,其值参见表 1。

苏联专家介绍,这三个公式都是经验公式,应用时必须结合具体条件进行计算。

公式(4)或(6)中的 C 值,都介绍说是液压机的工作行程与最大行程之比。但实际给出的还是经验公式,即:

$$C = \frac{5000}{P} + 0.25 \leq 1$$

所以公式(4)更难理解。公式(7)可理解为:蓄势器的机动容积(有效蓄液量)是压机工作行程时,工作缸消耗的高压液体减去泵同期供液量的 7~10 倍。没考虑回程缸耗液量,但考虑了工作缸或液压系统的容积效率为 90%。也可以理解为是蓄势器的液位处于逐渐下降或高压泵突然发生故障时,蓄势器内有效容积仍可使压机继续工作几次。

公式(8)可理解为蓄势器的机动容积(有效容积)是压机一次镦粗行程时,工作缸的用液量减去泵同期供液量的 1.25 倍。

公式(5)经详细分析和反复多次试算可知:无论是单台还是多台压机,其计算结果都是一个很小的数量值。因为无论压机的压力和加压速度有多大,压机在一秒钟内加压的用液量都是很小的。再减去泵同期供液量($Q_h \cdot n \cdot \frac{t_n}{60}$),其值就更小。高峰持续时间就是液压机在最大工作行程时的加压时间,也只有几秒钟。按公式(5)计算的机动容积也增加不多。因此不能用其来作为蓄势器的机动容积(有效蓄液量)。单台压机高峰用液量出现在压机连续加压的每开始第一次加压时,这是因为压机连续加压后,到下次加压开始的间歇时间比加压时间长得多,高压泵补充高压液体也多。因此蓄势器内的最大耗液量即为压机连续加压时每开始第一次加压时的耗液量,可按下式计算:

$$Q_0 = \frac{\pi}{4} (d^2 h n + d_1^2 h_1 n_1) - Q_h \cdot n \cdot \frac{t_n}{60} \quad (9)$$

式中: d ——工作缸直径, m;

h ——工作行程, m;

d_1 ——回程缸直径, m;

h_1 ——回程高度, m;

Q_h ——选定的单台泵的供液量, L/min;

n ——选定的泵的台数;

t_n ——高峰持续时间, sec。

用公式(4)或(6),(7)和(8)计算的机动容积是蓄势器使用前的有效蓄液量。用公式(9)计算的结果才是压机每次加压时真正的机动容积。它是随压机每次加压的行程即锻件的压下量而变化的。它也不能用来作为蓄势器使用前的有效蓄液量。用它只能满足压机一次加压的高峰用液量,压机连续进行第二次加压或一旦高压泵出现故障,压机就得立刻停止工作。因为这时蓄势器中已没有可利用的有效液体。若使泵出现故障时,压机还能工作 6~7 次,应将公式(9)乘以 6~7 的系数。考虑回程缸直径较小,相对主缸用液量小很多;和加压的高峰持续时间短,泵补充的高压液体有限,两者基本可以抵消,由公式(9)可推出蓄势器使用前的有效蓄液量 V_2 新的计算公式,即:

$$V_2 = 5 \sim 5.5 (d^2 h n) \quad (10)$$

按公式(10)计算 25MN 压机的机动容积: $V_2 = 1.08 \sim 1.19 \text{m}^3$,与按公式(4)计算的结果 1.17m^3 基本一致。

用公式(6)或(4)、(7)、(8)、(10)四种方法分别计算不同规格压机蓄势器机动容积(有效容积)并对结果进行比较可知,四种方法的计算结果基本一致。用公式(6)、(7)、(8)计算,不但道理解释不清且比较复杂。公式(7)、(8)国内可能已基本失传。用公式(10)计算,道理明确清楚,计算简单方便。只要知道工作缸的直径、数量和工作行程就可计算出蓄势器使用前的有效蓄液量,计算结果和用公式(6)、(7)、(8)计算的结果也基本一致。

对 25MN 压机的机动容积按前面计算结果取 $V_2 = 1.15 \text{m}^3$ 。蓄势器使用前的总蓄液量:

$$V_0 = 0.1 + 1.15 + 0.5 = 1.75 \text{m}^3$$

对用 4m^3 的标准蓄液罐, $1.75 \leq \frac{2}{3} V (\leq 2.67)$, 因此选用一个蓄液罐。

(未完待续)

文章编号:1672-0121(2012)06-0042-02

液压垫多缸液压系统的设计分析

李响

(徐州压力机械有限公司,江苏徐州 221004)

摘要:分析了大型汽车覆盖件生产对液压垫的工艺要求,在此基础上设计了液压垫多缸液压系统,并分析了该液压系统的特点。

关键词:流体传动与控制;液压垫;液压系统;快顶;比例阀;闭环控制

中图分类号:TH137 **文献标识码:**A

1 前言

近年来,随着我国汽车工业的飞速发展,新的车型不断出现,对汽车覆盖件尺寸精度、形状精度、表面质量的要求越来越高。在汽车覆盖件的拉深成形工艺中,反拉深工艺被广泛采用,即利用液压机的液压垫进行压边。为了在覆盖件拉深成形时受力均匀,液压垫多采用三缸或五缸结构设计,因此对液压机的液压垫多缸液压系统设计提出了更高的要求。

2 对液压垫液压系统的要求

由于拉深工艺是汽车覆盖件加工的第一道工序,其生产效率高低以及能否满足覆盖件成形工艺要求至关重要,因此对液压垫的多缸液压系统设计提出如下要求:①具有多缸快速顶出功能,以便提高整台设备的生产效率;②液压垫力在拉深

过程中可调,以适应复杂覆盖件的成形工艺要求;③拉深工艺完成后,液压垫力要泄掉,以防止覆盖件反弹,影响工件质量;④要方便对液压系统的故障进行检查。

根据以上几点要求,经过多个方案的分析比较,最终确定液压垫的多缸液压系统原理图如图1所示。

3 液压垫多缸液压系统设计分析及特点

3.1 动力源

动力源的选择是为了实现液压垫多缸的快速顶出功能。有以下三种方式可以实现:①采用主缸的动力源向液压垫缸供油;②采用独立的动力源向液压垫缸供油;③采用独立的动力源向液压垫中间缸供油,侧缸采用充液阀供油。

虽然以上三种方式均可实现液压垫的快速顶出,但 π 细分析发现,若采用主缸的动力源供油,则必须等到滑块回到上死点之后才行,这样就增加了设备的等待时间,提高不了生产效率;若采用独

收稿日期:2012-05-11

作者简介:李响(1975-),男,工程师,从事液压机研发设计

The confirmation and calculation of main parameters for pump-accumulator transmission hydraulic forging press

LI Long, ZHANG Linlu, ZHANG Wei

(Northern Heavy Industries Group Co., Ltd., Shenyang 110141, Liaoning China)

Abstract: The working status of 25 MN pump-accumulation transmission hydraulic forging press has been analyzed and calculated. The new calculation method and theory basis of the parameters for pump-accumulation transmission hydraulic forging press have been put forward. It can not only improve the transmission efficiency of the accumulation, but also greatly reduce the cost and energy consumption in manufacture and investment of transmission part for accumulator.

Keywords: Pump-accumulation transmission; Direct transmission by pump; Motor volume; Effective stored liquid volume