

DCT360 液压系统剖析

陈先典

我厂 DCT360 变速器, 由于大扭矩传输的需要, 采用了“湿式双离合+6 前进档+1 倒档”的技术方案。因为紧凑设计和润滑需求, 离合器、换挡、润滑的控制机构由液压系统实施。变速器的液压控制系统一直是国内变速器技术上一个重点和难点。本文对 DCT360 液压控制系统进行结构的剖析, 探究其设计思路和设计方法, 并提出潜在的优化方案, 供参考和讨论。

1 DCT360 液压系统结构与功能原理剖析

1.1 液压系统的组成

按系统的组成元件大类分为: 油泵、吸油过滤器、高压过滤器、和液压阀体模块。其中液压阀体模块包含: 8 个滑阀、8 个电磁阀、两个阀体板、一个密封垫 (见图 1 和图 2)。

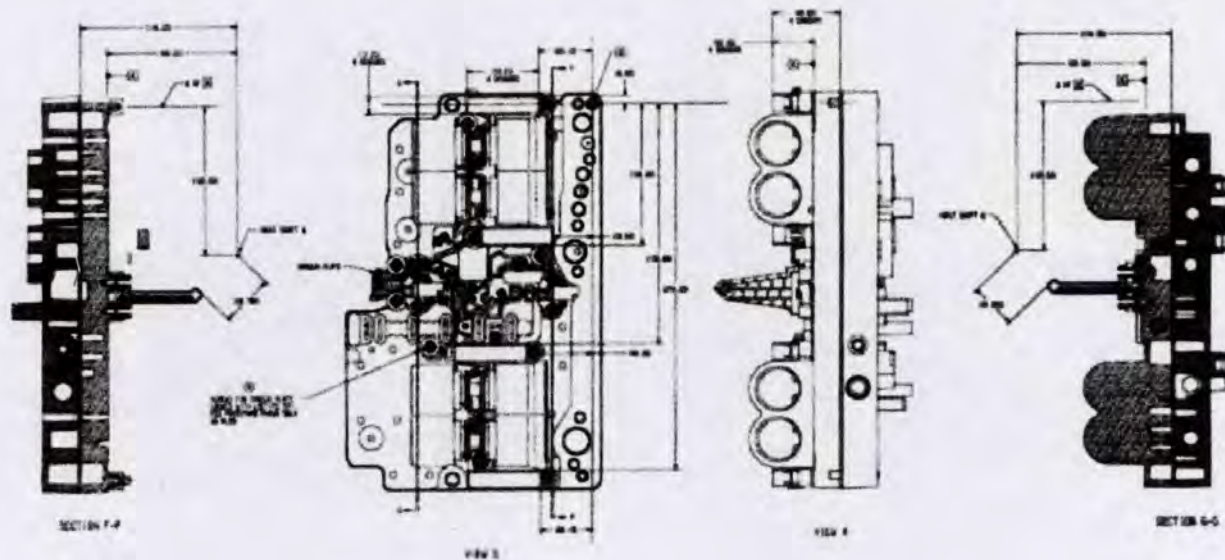


图 1

由图 3 可以看出, 液压系统的组成有: 液压油泵、吸油过滤器 (粗滤)、高压过滤器 (精滤)、主调压阀 (包括主调压滑阀和控制滑阀用的 VBS 阀)、离合器润滑控制阀 (包括离合器润滑调节滑阀和控制滑阀用的 VBS 阀)、2 个离合器控制用的 VFS 阀、2 个换挡力调节阀 (包括滑阀和控制滑阀用的 VBS 阀)、两个档位选择用的多路阀 (滑阀), 4 个换挡油缸。

如果分子系统, 可以分为: 液动力源子系统、润滑调节子系统、离合器扭矩控制子系统、换挡控制子系统。

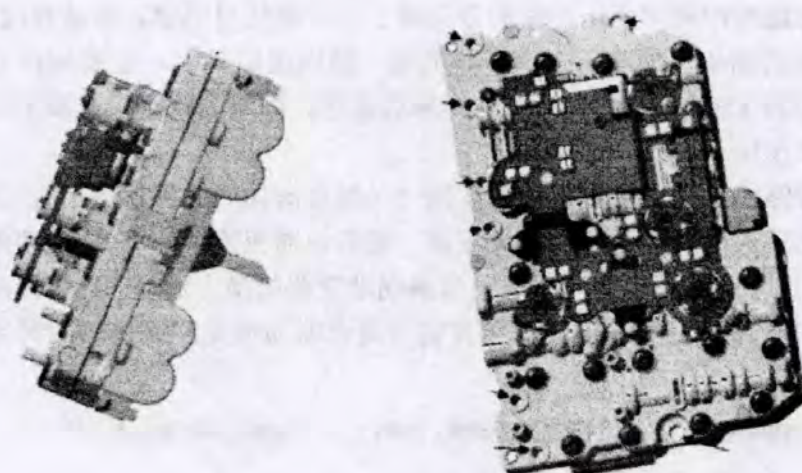


图 2

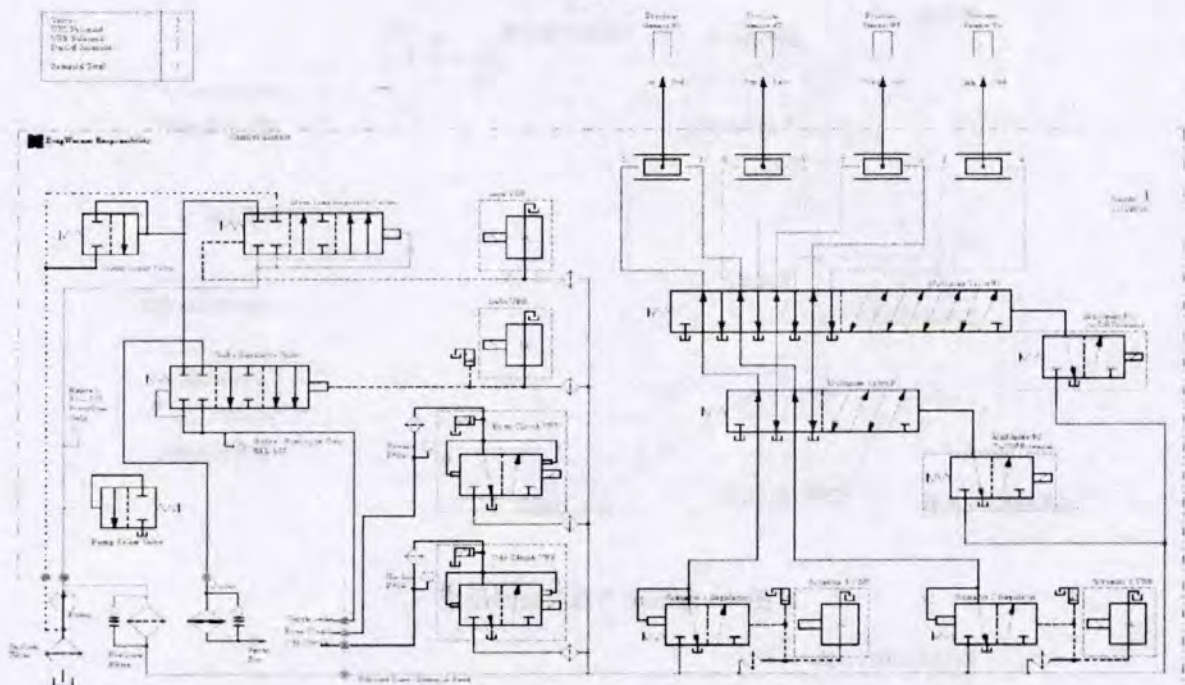


图 3 DCT360 液压系统原理图

1.2 液压动力源与润滑系统

液压动力源由：液压油泵、吸油过滤器、高压过滤器（控制级高压油）、主油路压力调节阀、主油路压力控制 VBS 阀和主油路限压阀组成。

油泵由发动机直接驱动，在发动机最大转速下能提供最大流量约 100 L/min；主油路压力调节阀的调节范围约为 4~25 bar；主油路压力调节阀有两个通道，在典型工况或者说中低发动机转速下，主油路的油经第一通道来调节压力，泄走多余的液压油，并送入润滑油路；而在发动机转速高、油泵流量大的情况下，第二通打开通道，直接将多余的油送回油泵吸油口，形成快速回油，降低泵油损失、避免油泵吸油油路气穴产生。由于控制用高压油对油液的清洁

度要求高，在主油路到控制用高压油路的分支设了一个高压过滤器，过滤精度 5 μm。

润滑系统的润滑油从主油路压力调节阀的第一通道出口输入。主要构件有：润滑调节阀、润滑调节控制的 VBS 阀、润滑冷却与喷淋装置等。润滑油路不仅起润滑作用，还起到变速箱油的温度调节作用。

其中，润滑油路输入端设置了一个节流阀 1（做在阀体间的密封垫上），这个节流阀限制了主油路调压阀第一通道所能通过的最大流量（或者说通流能力）。在通往喷淋润滑的润滑支路设置节流阀 2，这个节流阀也限制了通往喷淋润滑管路的最大流量。离合器润滑调节阀调节通往离合器润滑支路的流量。该调节阀在调节离合器润滑支路流量的同时也会影响喷淋润滑支路的流量。

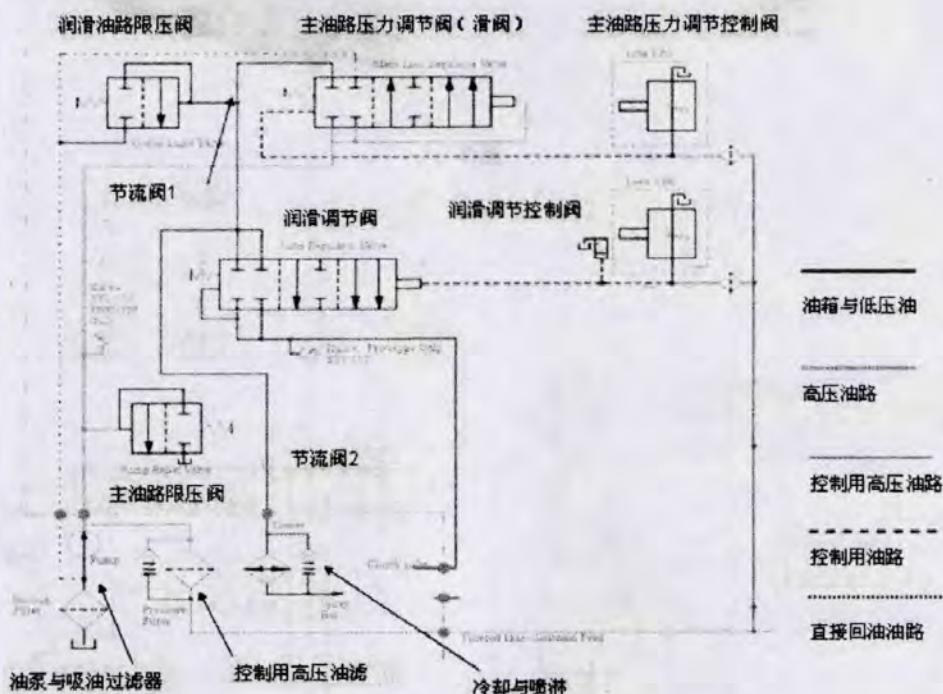


图 4 液动力源与润滑系统

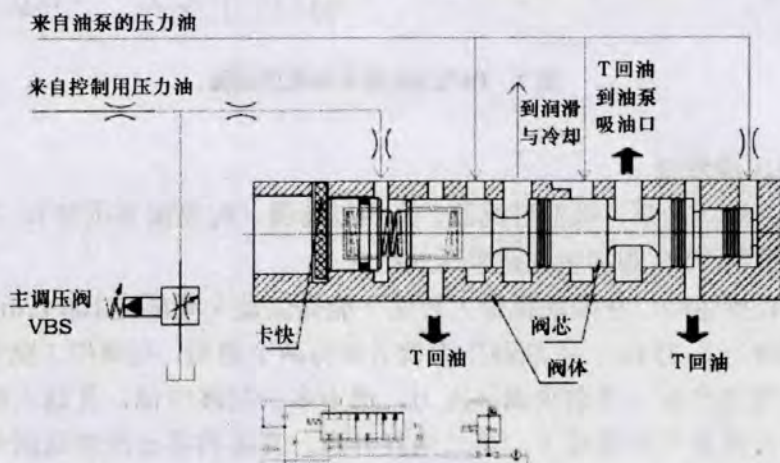


图 5 主调压阀

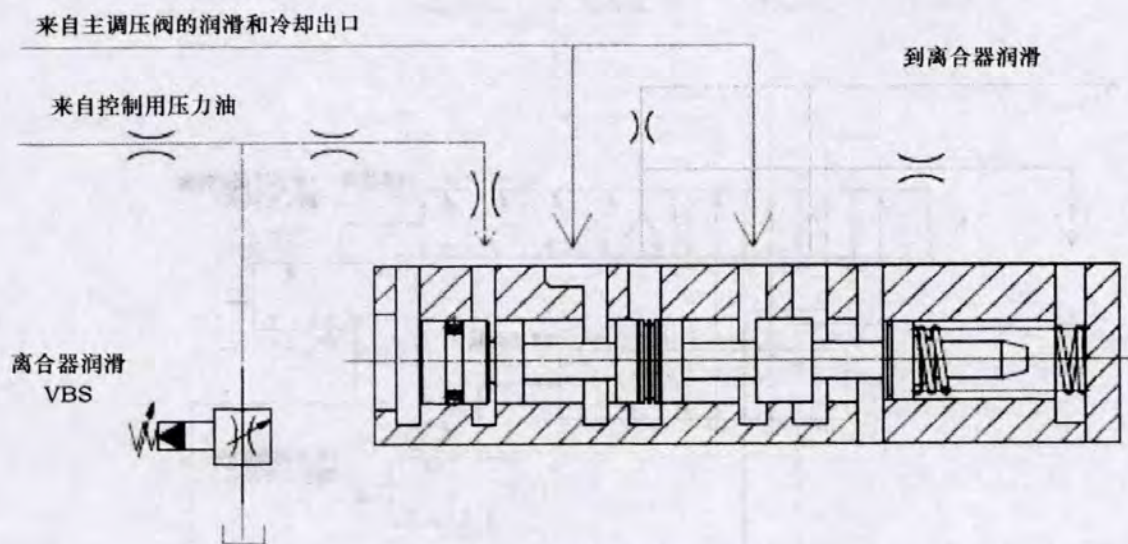


图 6 离合器润滑调节阀

1.3 离合器控制系统

离合器用于控制离合器的扭矩传递。两个离合器分别用一个 VFS 阀控制。VFS 的压力控制精度较高。该 VFS 阀在通用液压系统里可称之为比例减压阀。通过调节阀出口的压力，进而控制离合器的传扭能力。

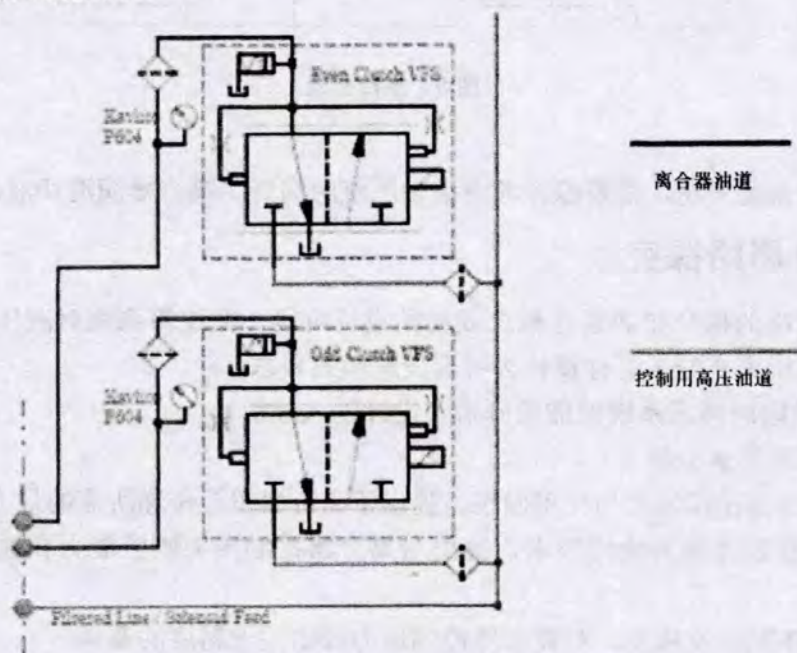


图 7 离合器控制的两个 VFS 阀

1.4 换档控制系统

DCT360 总共 6 个前进档和一个倒档，因此需要 4 个换档油缸。采用了两组“VBS+压力调节滑阀”的方式来调节每一个换档油缸上活塞两侧的液体压力。用两个多路阀来选择欲动作的档位。多路阀采用滑阀的型式，并由开关式电磁阀控制。从通用液压系统来讲，用于换档压力调节的可以称之为先导式减压阀，而多路阀可称为先导式两位 N 通换向阀。

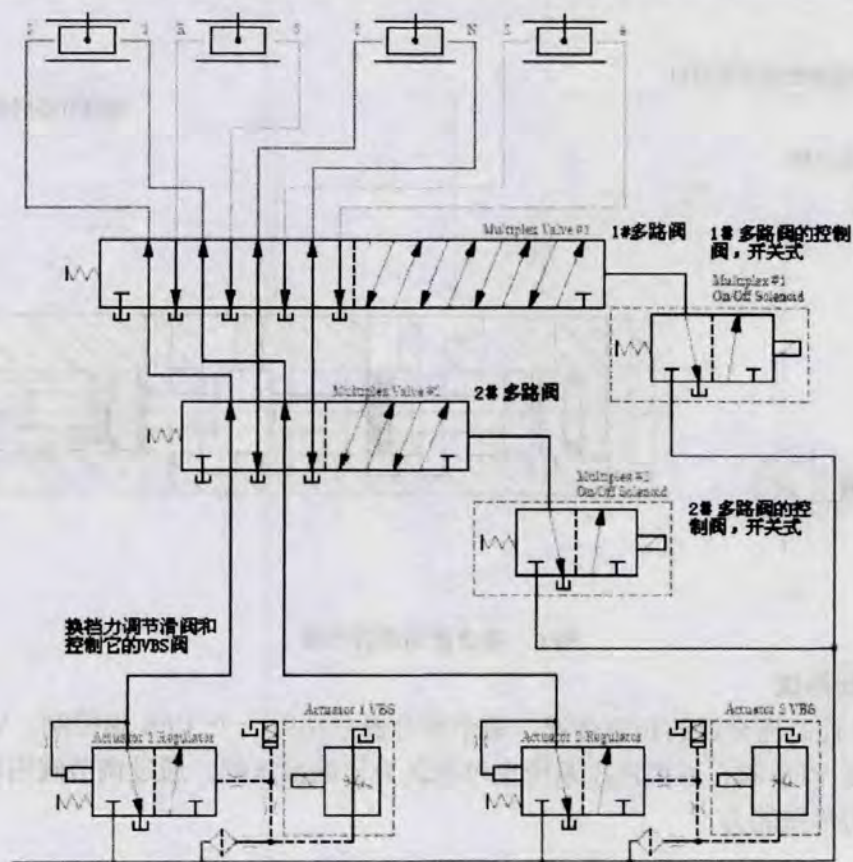


图 8 换挡系统

1.5 油品

油品从功能角度考虑, 需要综合考虑齿轴系统的润滑、离合器润滑和液压控制功能实现。

2 系统设计思路探究

这里设计思路的探究指的是在概念或初始设计阶段, 变速箱系统对液压系统可能提出什么样的要求, 液压系统怎么进行设计去符合变速箱的要求。

2.1 初始设计阶段对液压系统的需求分析 (设计输入分析)

2.1.1 离合器系统需求分析

- (1) 离合器传递扭矩能力与作用面积, 提出了离合器扭矩传递所需的最大油压;
- (2) 离合器扭矩传递的响应要求, 提出对离合器控制压力响应能力和通流能力要求的要求;
- (3) 离合器扭矩控制精度, 对离合器控制压力提出关于精度的要求;
- (4) 离合器发热, 对润滑和散热提出流量的要求。

2.1.2 换挡与同步器系统需求分析

- (1) 换挡的档位数量, 决定所需的液压通道数量;
- (2) 换挡力要求决定了换挡缸的大小和换挡阀控制压力和控制精度;
- (3) 换挡的响应要求对液压系统提出的压力响应与通流能力要求。

2.1.3 变速箱润滑与散热的的需求分析

(1) 变速箱齿轴系统总体强制润滑需求流量与压力限制;

(2) 离合器系统润滑流量的需求与压力限制;

(3) 离合器、齿轴传动系统的传递效率、变速箱自然散热能力综合分析后, 提出的散热需求与散热策略(不同工况下的典型散热需求、极限工况等)。

2.2 液压系统设计可能存在的概念方案和最终的选择方案探究

2.2.1 离合器扭矩传递解决方案探究

离合器控制, 由于离合器作用缸的活塞面积大, 微小的压力变化会导致传递扭矩能力的巨大变化, 所以需要精度高、调节快的压力调节阀。不仅阀的精度, 通油管道的油腔容积也会对离合器控制的精度和响应造成影响。既然压力精度要求高, 所以离合器控制油压还应配置压力传感器进行反馈。

2.2.2 换档系统解决方案探究

换档过程中, 需要调节控制的量有换档力、换档位移、换档速度。DCT360 有 6 个前进档和一个倒档, 需要 4 组同步器控制。典型的换档油缸结构很多, 取决于总体设计布置和机构控制策略。然而, 每一个同步器管两个档位。总的思路应该用尽量少的元件来实现尽可能多的档位控制。

现在 DCT360 采用 4 组对置等面积活塞的换档油缸, 估计是考虑布置与控制的便利。活塞两侧面积相同, 各自配置压力调节阀, 能够比较顺利地实现力、位移和速度的控制。现在的换档系统结构, 两组多路阀用来选择欲控制的换档缸, 压力控制阀来控制换档缸的动作, 做到尽量减少所需的元件。

2.2.3 润滑液动力源系统解决方案探究

离合器需要强制润滑, 齿轴某些靠飞溅润滑到不了的地方需要借助液压系统进行强制润滑。由于离合与换档的控制系统需要较高的压力, 如果把润滑油路从主油路开始与控制油路进行并联, 则当润滑需求大的时候, 将影响主油路油压, 导致油压无法建立或过低, 影响离合器扭矩传递和换档。所以现在这个系统利用主油路调压阀的回油油路进行润滑, 优先保证控制油路供油, 利用多余的油通过主油路调压阀流出, 这样多余的油可以全部用来润滑。

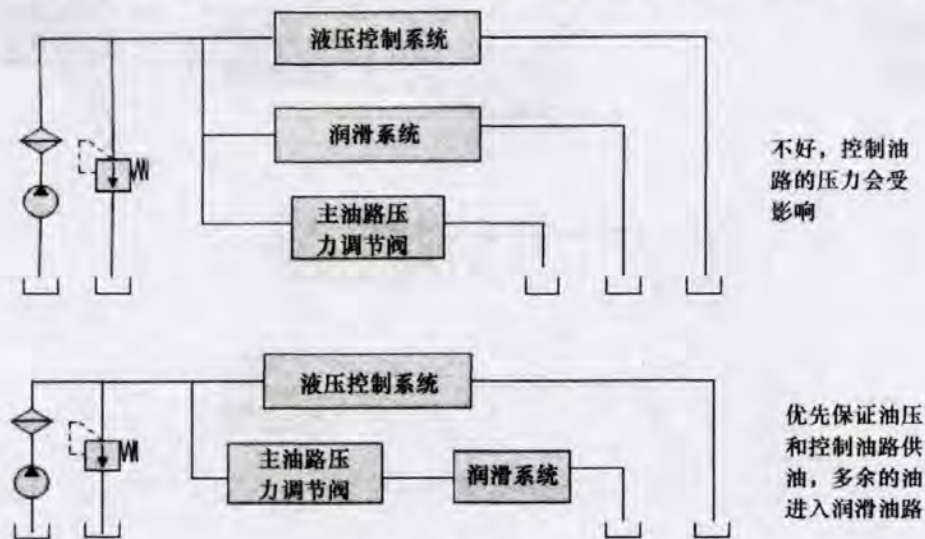


图9

依据目前得到材料，齿轴、离合器润滑最大需求流量之和约为 50 L/min 左右，其中而齿轴润滑，包括散热最大流量大约 30 L/min，离合器润滑最大 20 L/min 左右。而控制模块瞬时最大流量需求可能在 10 L/min。所以将主油路压力调节阀第一通道的流量现在最大 50 L/min 左右，即可满足润滑需求，其余的多余的油可以直接回油泵吸油口。

注：这里的数据是根据仿真和现有资料估算获取，并非正式数据。

2.2.4 系统集成思路探究

综合润滑、离合器扭矩控制、换档，DCT360 液压系统最大工作压力需求来自离合器扭矩传递控制，流量的最大需求来自润滑系统的需求，而换档力需求，通过调整换档油缸活塞面积来适应最大压力。原则上换档缸是越小越好。

前面在液压动力源与润滑系统中提到，为了保证离合器与换档瞬时有油的优先权，也为了尽可能利用油泵打上来的压力油，采用了主调压阀调压卸压出口作为润滑系统用油的来源。而在离合器控制上采用直动式比例减压阀作为离合器控制压力的调节阀，具有控制精度高和响应快的特点。换档系统采用“主级滑阀+先导 VBS 阀”组合的方式，则可能是在控制压力精度要求不高，基于成本的考量一个方案；否则，从功能实现角度说，采用通离合器一样的 VFS 阀在功能实现上一样，控制精度提高，布置设计简单。

需要重点关注的还是液压动力源压力、卸压流量分配和润滑系统的流量分配。因为，在液压动力源系统建立以后，换档与离合的控制系统与典型的液压系统应用没有很大的差异。差异最大的还是在满足变速箱系统要求之下的动力源压力调节、流量分配和润滑系统的流量分配。

先看看液压动力源压力调节及其卸压流量分配调节系统。

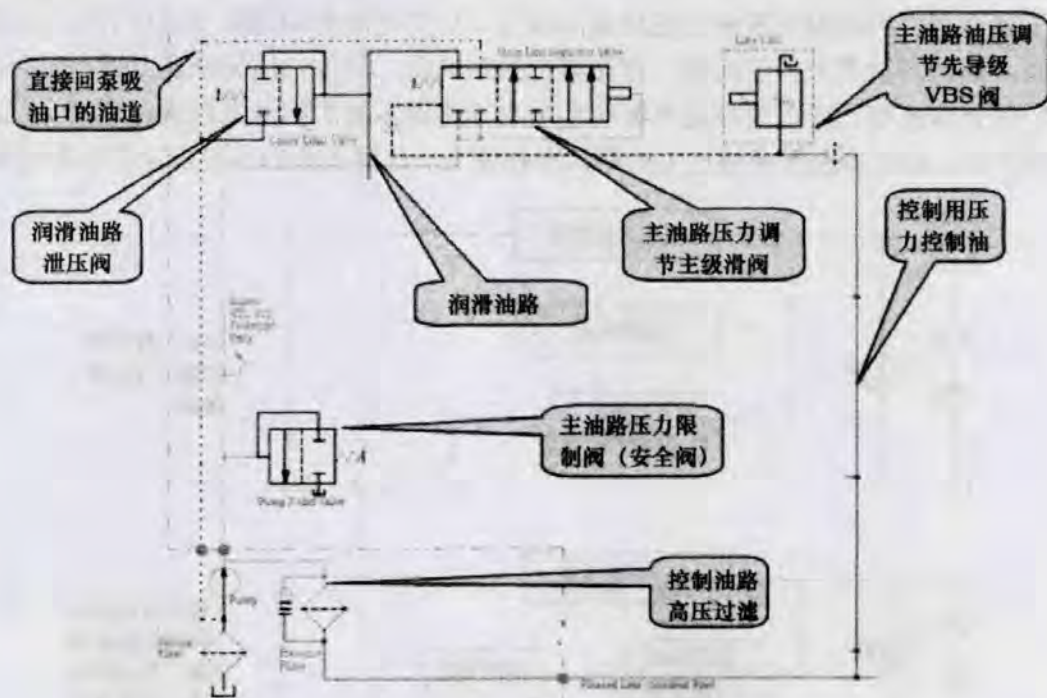


图 10

主油路压力调节阀,主阀采用两位四通,其中第一位置或者称第一通道先于第二通道打开,第一通道卸压出油口供给润滑系统,第二通道卸压出油口直接供油泵吸油口。由于油泵由发动机直接驱动,系统的流量将随发动机的转速变化发生变化。在发动机转速较低的情况下,系统流量较小,正好或不太够的满足润滑系统的需求,所以这时候多余的压力油必须全部从第一通道走;而发动机转速高的情况下,这时候系统流量大于润滑需求流量,同时因为高转速泵油,可能造成油泵吸油口供油不足,所以在满足润滑需求的前提下,其它多余的油需要尽快回到油泵吸油口,这时候由主调压的第二通道加入调压工作,并直接回油到油泵吸油口。润滑系统的最大流量限制由进入润滑油路前的一个节流阀锁定。该节流阀阀口越小,润滑系统流量就越小,主调压阀的第二通道越早的参与工作。该节流阀的参数可以这样初步计算并最终由试验锁定参数:在主油压调节阀第二通道参与工作时,第一通道的阀口已经完全打开。可以认为第一通道阀口只有很小的压降,那么当主油路压力达到额定最大压力时,由该润滑流量节流阀与润滑系统最小液阻组成的总的液阻作用下,这时候所达到的流量为润滑系统的最大流量。

主压力调节阀设成:在断电的情况下主油路拥有最大压力,当控制电流增加的时候,主油路油压随电流的增加而降低。总的来说,主油压只需要调节在离合器当前需求压力稍高(比如所传递扭矩较小的情况下,离合器所需油压很低,主油压就调节在比离合器油压高一点点),这样可以节约动力。再考虑安全,比如主调压阀线路故障,依然能保证液压系统压力。

同样的,润滑系统。应该说,在稳态工况下,离合器微打滑或不打滑,发热量很少,离合器所需要的润滑和冷却只是很少的流量或基础流量。把离合器润滑阀也设计成两个通道。第一通道是带流量连续调节功能,第二通道是直通。在先导级VBS不得电的情况下,两个通道都打开,但是第二通道液阻小,离合器的润滑流量全部从第二通道流通。当需要减少流量的时候,增加控制电流,第二通道关闭,通过第一通道进行连续流量调节。这样的设计一是出于安全,在不得电的情况下确保离合器能够得到润滑,二是在离合器润滑流量需求小的情况下,维持正常的润滑水平和离合器工作温度。然而,齿轴的润滑和冷却系统却没有做成流量可调的,估计是出于成本考虑,或者,仔细分析齿轴系统的润滑需求和油液散热需求,把通往齿轴润滑冷却的润滑支路做成固定液阻已经能够满足变速箱系统需求。这样,调节离合器润滑的时候虽然会影响往齿轴与冷却的润滑流量,但是总体来说满足系统需求。在各典型工况下,通过仿真软件来模拟流量需求,仿真改变润滑油路节流口参数,来最终满足变速箱离合器、齿轴和热管理的需求。

2.2.5 阀体设计思路探究

迷宫式的阀体设计,不仅仅是体积最小化,不仅集成油道,同时作为控制阀的安装载体,直接进行阀芯的安装和提供控制阀口。密封钢垫同时可以作为各功能节流阀口的载体。从制造角度讲,迷宫式的阀体在大批量生产中有助于降低成本。

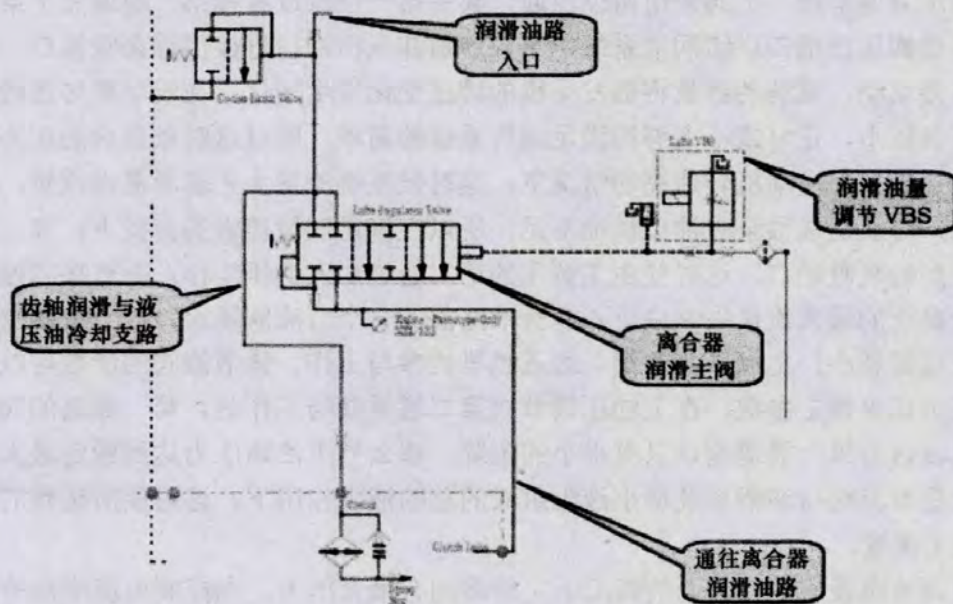


图 11

3 主要各液压控制阀功能原理探究

3.1 主调压阀

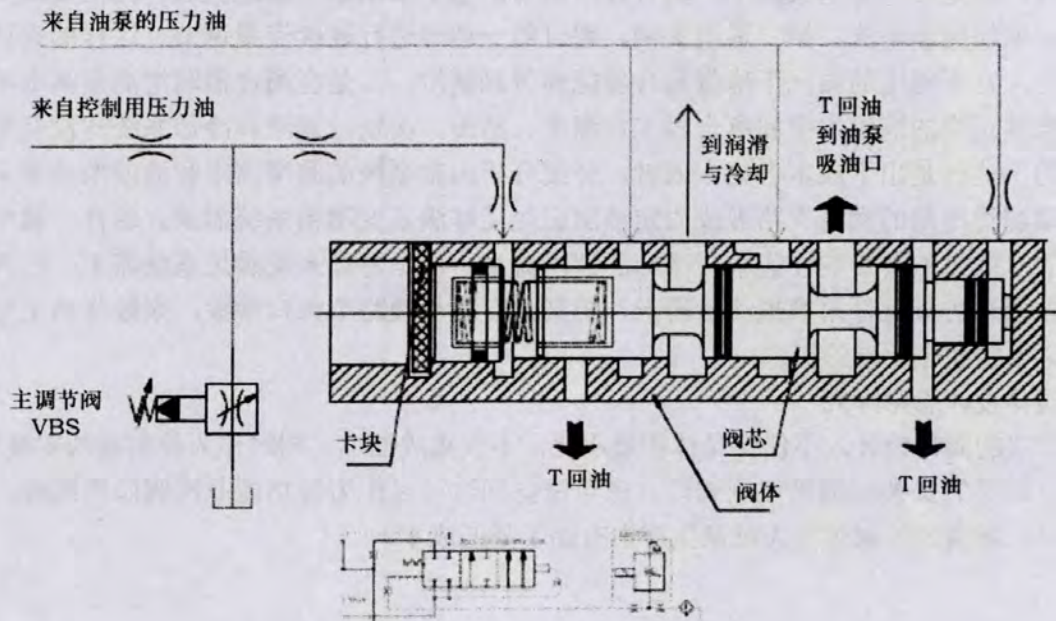
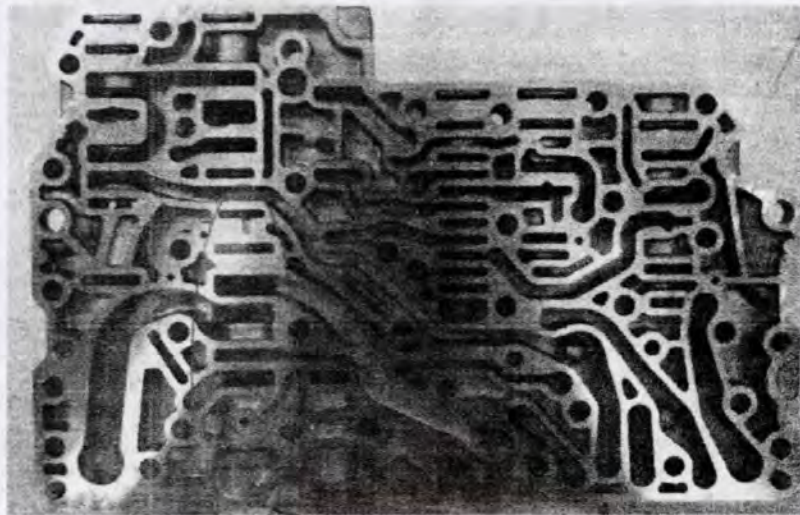


图 12 主油路压力调节阀 (同图 5)

如图 12，滑阀的左侧是 VBS 控制口，滑阀的最右侧是主油路油压反馈口。中间从左到右分别是第一通道和第二通道。其中第一通道的阀口从关闭位置到打开位置间隔 1.5 mm，第二

通道从关闭位置到打开位置间隔 3 mm，落后第一通道 1.5 mm。所以当主油油压上升后，第一通道将先打开泄油，如果第一通道来不及泄油，主油路油压将上升，上升的油压继而推动滑阀阀芯继续向左移动，第二通道打开泄油，阀芯位移与压力重新达到平衡。起压力调节的 VBS 阀是常闭式阀，在不得电的状态下 VBS 阀是关闭的，于是滑阀左端的控制口得到一个较高的油压，使主油路维持较高油压。在 VBS 电流作用下，VBS 逐渐打开阀口，于是滑阀的控制油口油压下降，滑阀阀芯左移，泄油口加大，主油路压力下降，然后重新达到新的平衡。

在阀口处理上，在第一阶段和第二阶段的阀体中，我们可以看到，第二阶段阀体的阀口不是直接打开，而是一个三角槽，这样能够起到流浪平稳过渡，防止阀口突然打开的时候，一下子泄油太多造成油压不稳或振荡。



主调压阀所在，红线为阀口流道形状

图 13

一阶段的阀体，先用一个小半圆作为阀口的初始开启，而后通流面积急剧变大

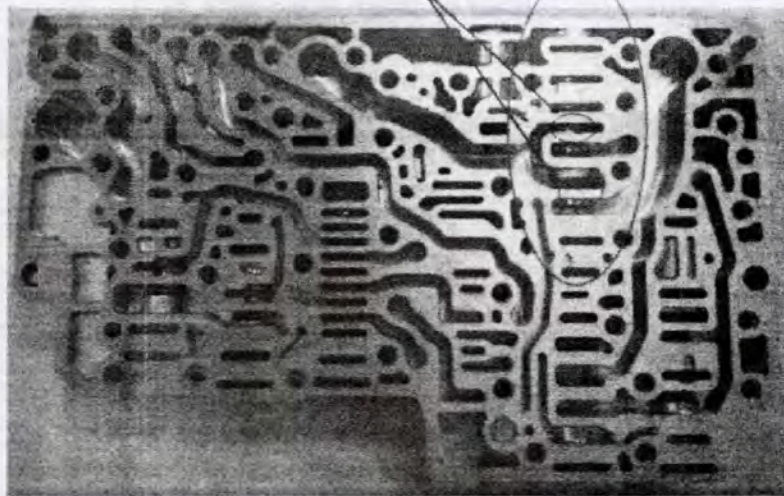


图 14

图 13 是二阶段阀体，油口是经过改良的。看图 14 一阶段阀体油口比较平直，在阀口初始开启阶段类似一个很小的节流孔似的阀口，而后急剧变大类似周口阀，容易造成振荡或失压。

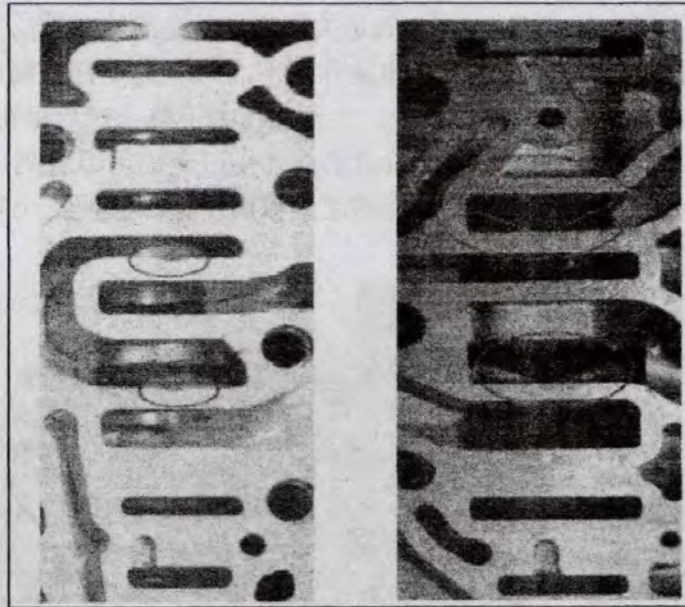
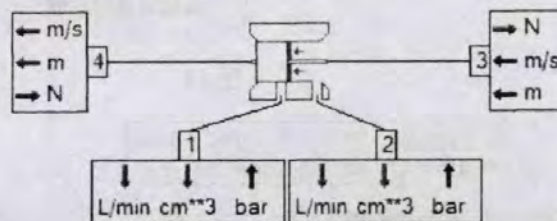


图 15 一阶段与二阶段 主调压阀 阀口比较

在比如 AMEsim 的液压元件仿真建模中，可以提供阀口模型供选择，进行仿真比较。

External variables



Integer parameters

	Title	Variable name	Default value
1	index of hydraulic fluid	indexf	0
2	number of orifice holes	nholes	1
3	geometry of section orifice	geometry	1: circular

Parameter settings

Five geometries are considered, selected by the enumeration parameter *geometry of section orifice* :

1. Circular
2. Triangular
3. Rectangular
4. Trapezoidal
5. Trapezoidal with rounded edges

图 16 AMEsim for hydraulic 中的阀口仿真设置

3.2 主油路限压阀

从图 17 的结构上看, 是一个典型的直动式卸压阀。

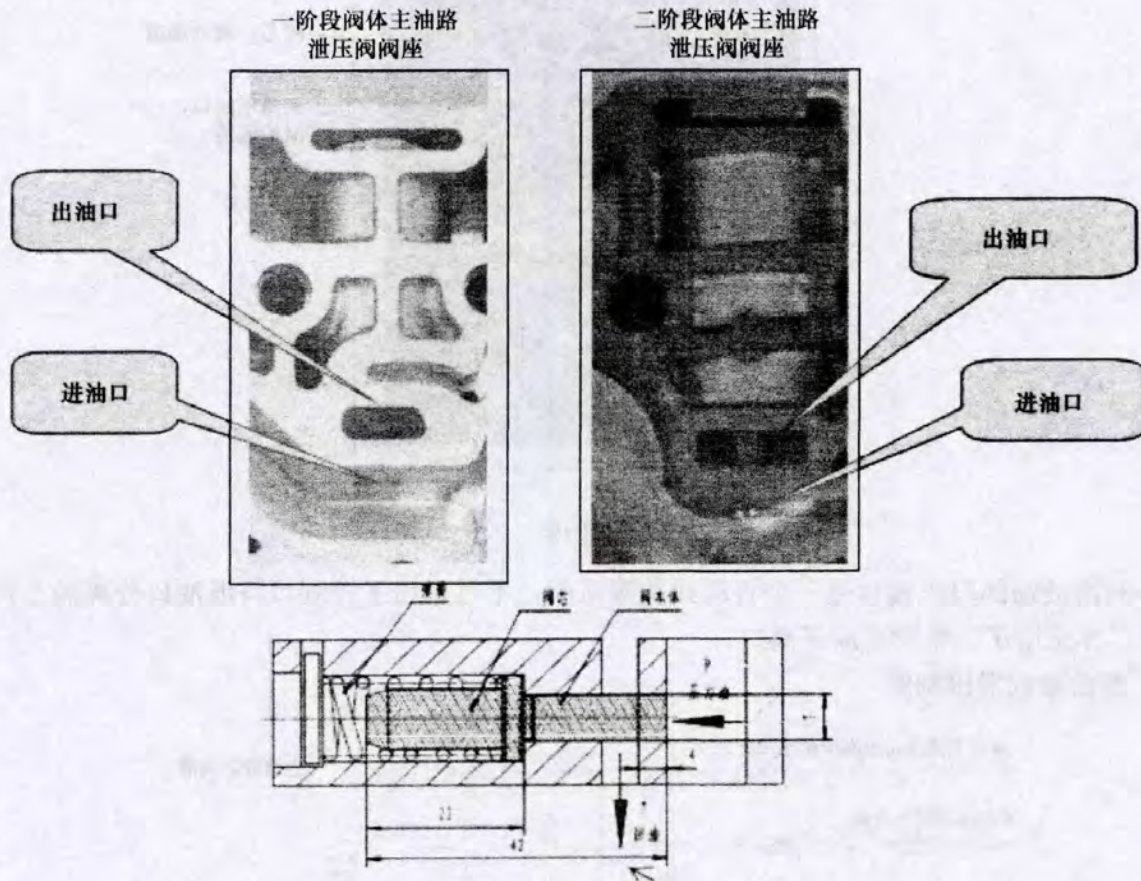


图 17

3.3 润滑油路限压阀

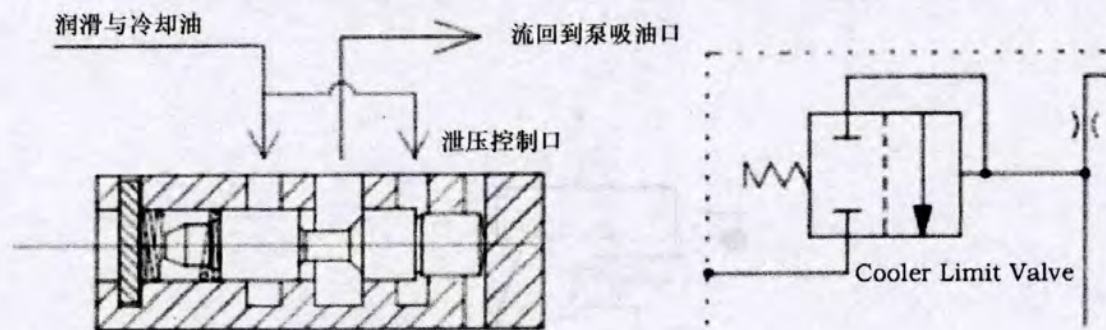


图 18

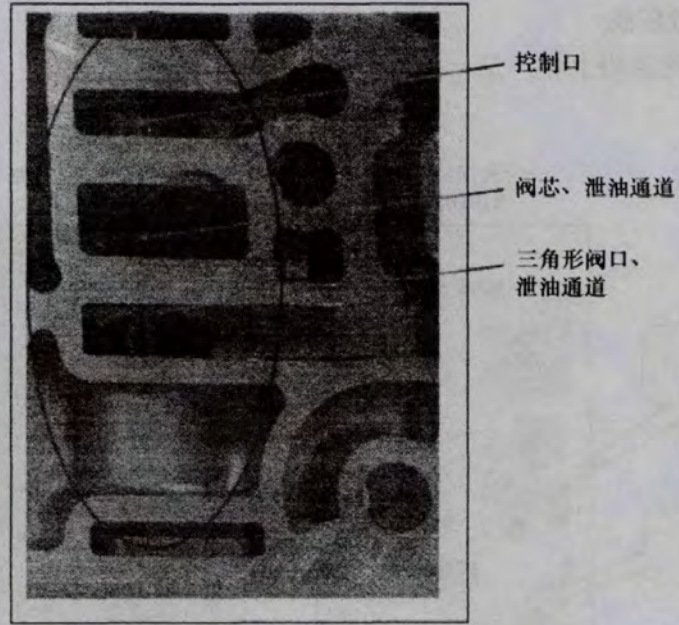


图 19

润滑油路的限压阀也是一个直动式的限压阀，不过采用了控制口与泄油口分离的方式。泄油口亦采用了三角形渐开阀口。

3.4 离合器润滑控制阀

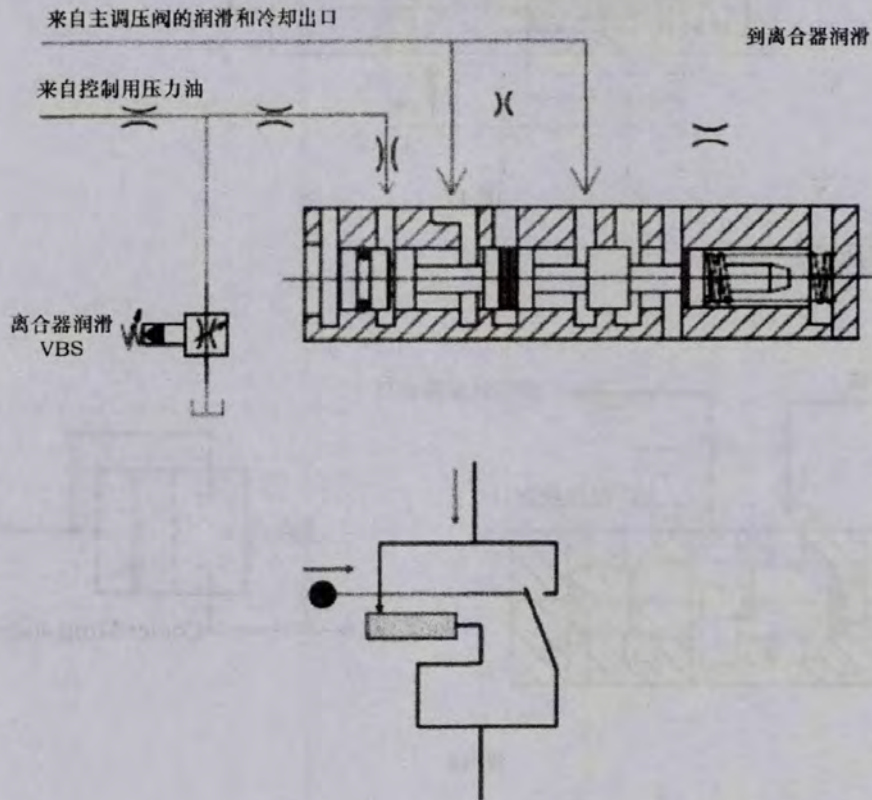


图 20

离合器润滑控制阀同样采取了两通道式。第一通道是减压阀加节流口，构成流量连续可调的流量调节器。第二通道相当于一个短路开关，当阀芯继续移动，第二通道打开，所有的流量将从第二通道流走，整个润滑调节阀的原理就类似图 20 下方的电路图。

从阀体照片（图 21）同样可以看出采用了三角形阀口的方式，使流量调节稳定过渡。

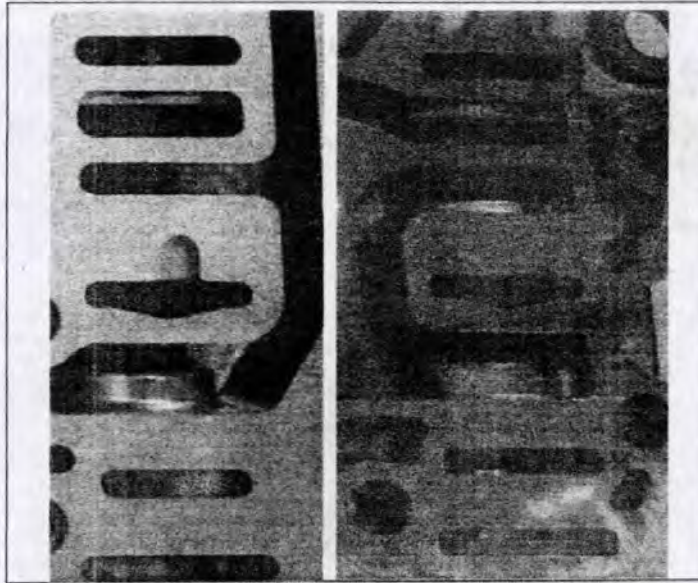


图 21

3.5 离合器控制阀

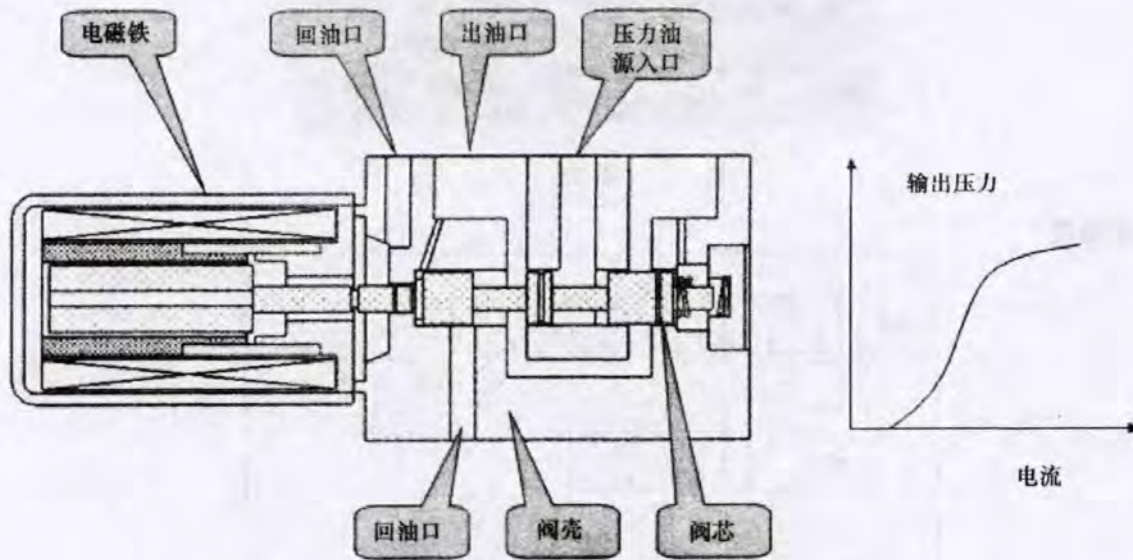


图 22

离合器控制阀典型的比例减压式阀，直动式，精度高，响应快。这里不多展开。

3.6 换档力控制阀

可能是出于成本考虑，换档力调节采用一个滑阀，具体是一个减压阀，调节依靠控制其控制口的 VBS 阀。由于换档缸所需流量小，响应的要求也不是很高（预换档的特性），所以阀

口采用圆形节流设计，可以防止流量过快变化导致压力振荡。具体见图 23。

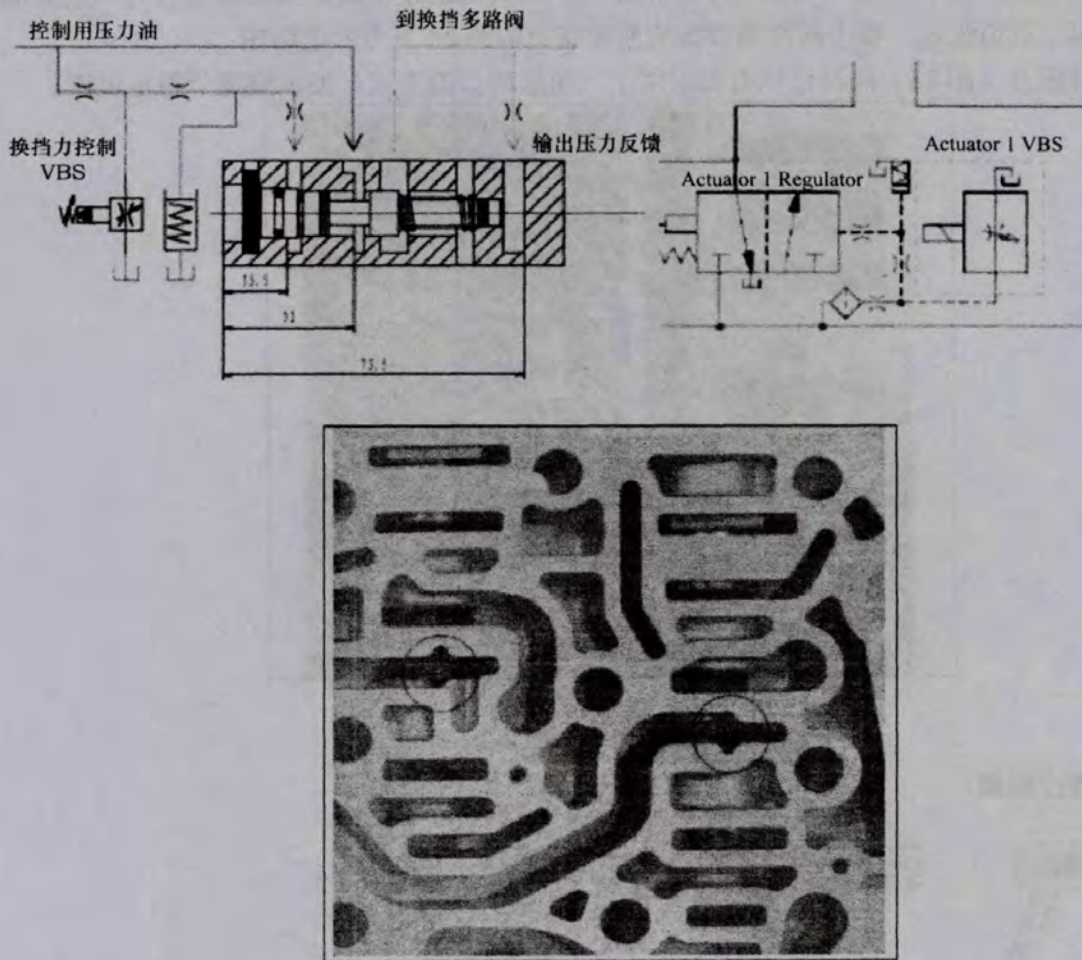


图 23

3.7 多路阀

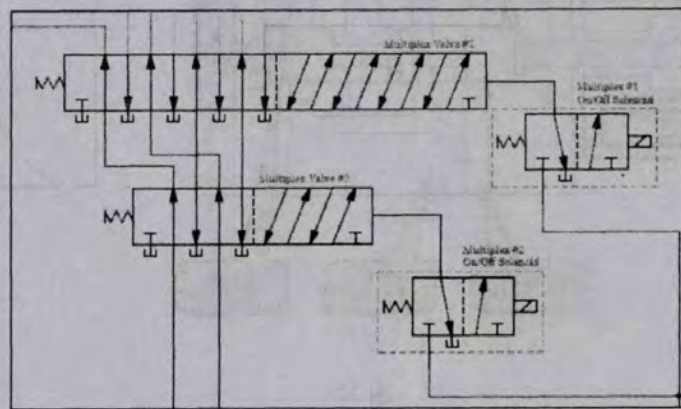


图 24

本多路阀实际上是一个换挡向阀，两个位置，多通道。两组的多路阀把换挡压力油送到 4 个换挡缸。

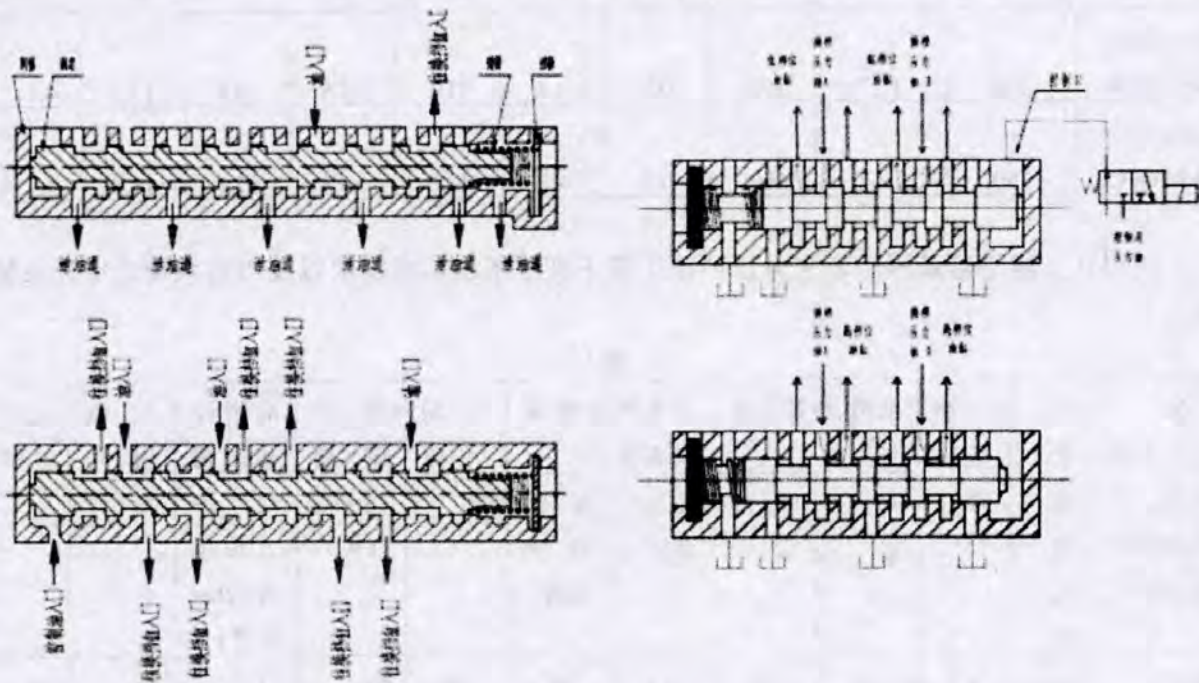


图 25

4 潜在的液压系统优化方案构想

我认为，该 DCT360 液压系统存在一些不足，即：(1) 当系统压力要求较高的时候，润滑用的油需先泵到一个较高的压力，然后又下降到一个较低的压力，有多余的泵油损失；(2) 当发动机转速超过 3000 rpm 或 4000 rpm 的时候，油泵的泵油流量大于润滑与控制所需流量，出现多余的泵油，造成不必要的燃油浪费，在高转速加速的过程中，大流量的泵油也影响了整车的动力性。

表 1 工况与压力流量需求分析表

Simulation Setting					Flow Distribution [lpm]					
Operating condition	Clutch Torque [Nm]	Line pressure [bar]	Engine speed rpm	Lube VBS amp	Clutch Lube	Spray bar	Pump	PR suction	Cooler limit	Soleno id
Creep	50	4,5	700	0	7,5	1,8	11,0	0,3	0,0	1,4
Hillhold	200	8,6	1200	0	12,3	3,4	18,7	0,6	0,0	2,4
Launch normal	350	12,8	1500	0	14,5	4,2	23,2	0,8	0,0	3,6
Launch kick down	350	12,7	2700	0	24,8	7,9	42,9	6,6	0,0	3,6
Launch trailer	350	12,8	2400	0	23,8	7,5	38,0	2,9	0,0	3,6
constant driving A	350	12,7	1500	0,8	4,6	10,6	23,2	1,1	2,8	4,1

constant driving B	350	12,7	3000	0,8	4,5	11,5	47,8	10,8	17,2	4,1
constant driving C	350	12,7	6000	0,8	4,5	11,6	96,3	57,1	18,9	4,1

我们从上述的流量压力表来分析典型工况下液压系统功率需求以及当前系统功率分布情况。

表 2

工况 (与上表 对应,发 动机转 速亦对 应)	油 泵 输 出 流 量	主 油 路 压 力	润 滑 、 冷 却 用 流 量		直 接 回 泵 吸 油 口 流 量		控 制 用 流 量	泵 的 驱 动 功 率 (W)	润 滑 冷 却 所 需 功 率 (按 压 力 2bar 计 算)	控 制 用 功 率	无 用 功 率
			离 合 器	喷 淋 管	经 主 调 压	经 润 滑 限 压 阀					
爬行	11,0	4,5	7,5	1,8	0,3	0,0	1,4	83	31	11	41
坡道停止	18,7	8,6	12,3	3,4	0,6	0,0	2,4	268	53	34	181
Launch normal	23,2	12,8	14,5	4,2	0,8	0,0	3,6	495	62	77	366
Launch Kickdown	42,9	12,7	24,8	7,9	6,6	0,0	3,6	915	109	77	729
Launch trailer	38,0	12,8	23,8	7,5	2,9	0,0	3,6	810	104	77	629
constant driving A	23,2	12,7	4,6	10,6	1,1	2,8	4,1	495	51	87	357
constant driving B	47,8	12,7	4,5	11,5	10,8	17,2	4,1	1012	53	87	872
constant driving C	96,3	12,7	4,5	11,6	57,1	18,9	4,1	2038	53	87	1898

由表 2 分析对比可看出,由于润滑系统所需压力实际很低,而为了满足控制系统压力,润滑所需要的流量被不必要地抬高了压力,造成动力系统功率损失,增加热管理系统负担。在高转速稳态驾驶工况下,不但因为压力因素造成无用功,多余的流量也是动力系统动力损失的一大要素。

如果在液压动力源部分采用双联泵,把高低压系统分开,则可以避免润滑部分“被高压”带来的功率损失;如果采用电动机(比如用无刷电机驱动),则可避免发动机转速范围巨大变化带来多余的流量损失。电动机应与发动机、变速箱等同寿命设计。所以动力源的最佳方案是“长寿命无刷电机+双联泵”的高低压分离系统。同时借助电动机在一定范围内调速,可以改善发动机低转速下的润滑。而离合与换档系统在减小油泵排量的基础上,增加液压蓄能器(与

DCT250 类似)，能够减小液压控制系统的功耗，同时在短时间内能够提供执行机构动作所需的能量。

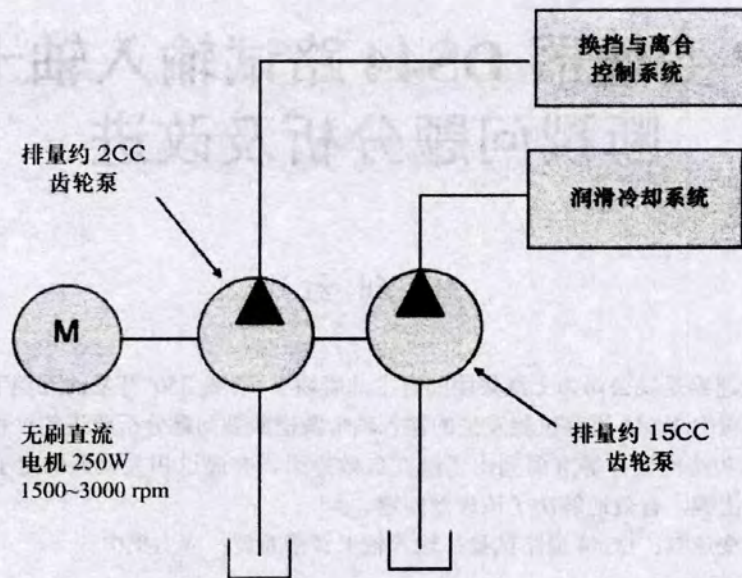


图 26

总之，在电子化与新技术的进一步导入，现在 DCT360 的液压系统还有改进的余地。