

杂志专题丛刊之二

汽车动力转向教材

中国汽车工程学会汽车转向学组主编

《汽车杂志》社

汽车专题丛

汽车动力转向专辑

——动力转向学习班教材

中国汽车工程学会转向学组

《汽车杂志》社出版

一九八五年四月

目 录

√ 动力转向的设计与计算.....	包志超 (1)
汽车动力转向系统的试验.....	重庆重型汽车研究所 (20)
DZ型动力转向试验台及试验方法探讨.....	毕大宁 (37)
重型汽车转向油泵的设计和试验.....	杨定英 (50)
√ BJ370转向装置结构与计算.....	宋克俊 (64)
红岩261转向装置设计.....	马燕云 (77)
液压动力转向.....	郑校英 (89)
转阀式汽车动力转向器设计.....	马福生 (104)
动力转向常流式四通控制阀静特性理论.....	钟天飞 (112)
汽车动力转向静特性评价方法.....	关 维 (122)
汽车动力转向试验基础理论.....	孙树春 (135)

动力转向的设计与计算

包志超

§ 1、应用动力转向的目的和要求

由于20世纪三十年代以来，汽车转向行驶时轮胎自动回正力矩提高了近30%，而且由于对载重汽车的额定吨位和小轿车的舒适性要求在不断提高，汽车的前轴负荷增加了，操舵力也就不断增加。为了改善转向轻便性，汽车设计师采取了各种补救办法：

- 1、尽量减轻自重，选择最佳的轴荷分配；
- 2、提高转向系统的传动效率；
- 3、调整前轮定位参数，主要是减小主销后倾角；
- 4、选择更为合理的转向器速比曲线。

目前对于前轴满载负荷在三吨以下的载重车，经上述措施一般可以满足轻便性的要求，对于三吨以上者就比较困难了。小轿车的驾驶员往往是非职业的，轻便性的要求就更高些。六十年代以来一般认为方向盘总圈数不宜超过五圈，行驶转向时操舵力矩不宜大于2~3 kg·m。西欧有些国家把这个操舵力的极限定为250牛顿（约25公斤）。较多的超过这个限度，则应该装用动力转向。因此，应用动力转向应该达到下述几项要求：

- 1、减小操舵力，特别是减小停车转向的操舵力。
- 2、设计者可以选择合适的转向器传动比，适当减少方向盘总圈数。
- 3、转向行驶时，驾驶员仍然能够获得关于转向阻力矩的正确感觉。
- 4、以最小的费用，在不需要增加过多保修工作量的条件下达到上述要求。

例如对某些小轿车，当用机械转向时，停车转向需要用3.0~3.3公斤·米的操舵力矩转五圈，当装用动力转向后，要完成同样操作，只需要用0.55公斤·米的操舵力矩转三圈就够了。当前国内外用的最多的是液力常流或滑阀结构的动力转向，本章将以此种结构作为讨论的主要对象。

§ 2、动力转向的作用原理

以液力常流式滑阀式结构的动力转向为例说明动力转向的一般作用原理。如图6—1所示。动力转向由油箱、油泵、控制阀、动力缸和机械转向器等部分组成。油泵由发动机驱动，为系统提供高压油。控制阀可以根据操舵力矩大小和方向决定助力油压和液流通路。动力油缸是系统的执行机构。图示位置为汽车的直线行驶的情况，此时，由油泵输送出来的油，经过常开的控制阀流回油箱，这时油泵的负荷很小，只需克服管路的阻力。

若转动方向盘，由于转向阻力矩的存在，起初螺母12保持不动。这样一来转向螺杆就必然一方面旋转，一方面做轴向移动。（移动的方向决定于转向的方向）。因为螺杆11，滑阀

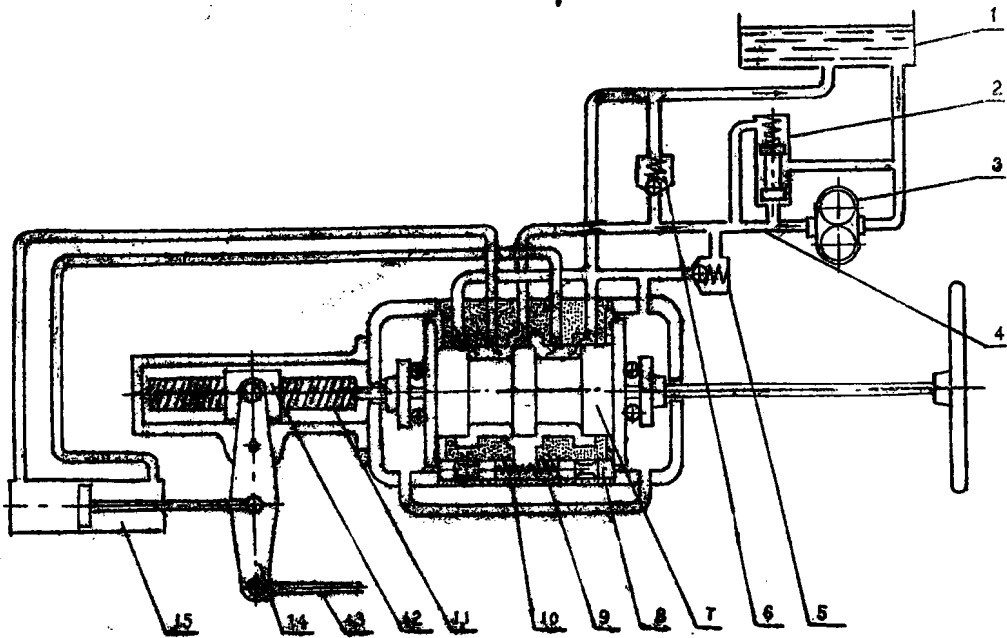


图 1：动力转向原理图

- 1、油箱 2、溢流阀 3、齿轮油泵 4、量孔 5、单向阀 6、安全阀 7、滑阀 8 反作用阀
9、分配阀体 10、回位弹簧 11、转向螺杆 12、转向螺母 13、直拉杆 14、转向垂臂 15、动力缸

7 和转向轴做成一个整体，故滑阀 7 也产生轴向移动，从而使油路发生变化，这时高压油经控制阀后不再直接流回油箱，而是流向动力缸相应的一侧，克服转向阻力矩使活塞移动，通过纵拉杆回转转向轮。同时转向螺母 12 也被摇臂带动产生相应的轴向移动。

在转向过程中，助力缸的油压随转向阻力变化，二者互相平衡(在油泵的负荷范围内)。如果油压过高，助力矩超过了转向阻力矩，则车轮产生一定的回转加速度，是一个加速转向过程。若此时驾驶员仍然维持方向盘匀速转动，则摇臂就变被动为主动，拉动螺母 12 做相反方向的轴向移动，即滑阀开始回位。机构可以简化为图 2 所示的力学模型。当我们忽略动力转向系统中的路感反力时，系统可以写成下面的平衡方程式：

$$P_C \times C + P_Y \times b = P_Z (a + b) + P_M \times C \quad (1)$$

式中：

P_C —操舵力；

P_Y —液压助力；

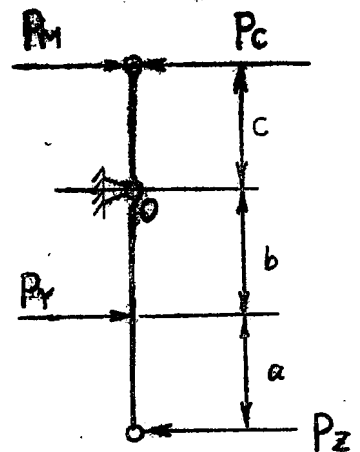


图 2：力平衡图

P_z —转向阻力；

P_M —系统摩擦力；

当力处于平衡状态时，摇臂14的转动是匀速的，当方程左端大于右端时，则摇臂旋转加速，如果驾驶员不想使方向盘跟进，那么摇臂和螺母12驱动螺杆滑阀向相反方向移动，油路改变了，减小了动力缸油压，转向轮的转速又复减慢，这种作用称为随动作用。它表明，动力缸只提供助力，而转向速度仍然由驾驶员通过方向盘控制。理论上说来，驾驶员对方向盘施加的力矩只需克服对中弹簧和路感机构的阻力，此力将大大小于转向阻力，它是一个重要的设计指标。

当方向盘转到某一角度后，驾驶员松开方向盘时，如果忽略摩擦，则在螺杆11和螺母12之间的轴向力即行消失。在对中弹簧力的作用下，滑阀迅速回到中间位置，动力缸压力消失，转向轮即停止运动，如果车轮具有自动回正力矩，则该回正力矩通过摇臂14，螺母12，对中弹簧10，螺杆11，使方向盘回到中间位置。

然而，当动力转向系统（如油泵）失效时，动力转向不但不能使转向轻便，反而增加了液压阻力。为了减少这个阻力，装置了单向阀5。单向阀装在进油道与回油路之间，在正常情况下，进油道中为高压，回油道为低压，单向阀与被弹簧和高压油所关闭，两油道互不相通。当油泵出了故障时，进油道变为低压，而回油路由于存在一定的泵油阻力而相对的压力较高，进油和回油道里的压力差使单向阀打开，两油道相通，油可以自动力缸的一侧（被活塞挤压的一侧）通过此单向阀流向动力缸的另一边（活塞离开后产生低压的一边），这就减小了转向阻力。

路感效应：一般动力转向系统都有路感机构。在图1中，反作用阀8靠近滑阀中间位置内端面，在转向过程中，总是充满高压油，其油压与动力缸的油压相同，其值与转向阻力成正比。转动方向盘使滑阀移动时也必须移动反作用阀，即克服反作用阀高压端油压构成的反力，此力传到驾驶员手上，使驾驶员感到转向阻力的变化情况，这种作用称为路感效应。高速行驶时路感作用就显得更为重要。有的低速非公路用车的动力转向没有路感机构，这时不论转向阻力多么大，操舵力都大致相同。

对中装置：一般采用回位弹簧10为滑阀的对中装置，弹簧的预压缩力使滑阀保持在中间位置，因此，滑阀要移开中间位置就必须克服这一预压缩力。回位弹簧的作用有两个：一是保证当方向盘上无作用力时滑阀可靠地保持在中间位置上，防止由于滑阀偏置造成动力缸两侧油压不同而使转向轮跑偏；二是在车轮自动回正力矩作用下，方向盘能自动回正而滑阀不致于发生反接。

安全装置：安全阀6的作用是限制油泵的最大压力，以避免油泵等液压系统过载。

溢流阀2的作用是限制进入系统的流量。当发动机转速过高，油泵排量超过某一值时，多余的油便经过溢流阀回到油泵入口处。

各种动力转向器的结构尽管不同，但就基本原理来说都是一样的。

§ 3、动力转向的布置和分类

按动力源的种类可分为液压助力和气压助力式两类。气压助力转向系统应用较早，对于

装气制动系统的载重汽车，可以通用气压制动的动力源。但由于它对于路面反冲没有阻尼作用，且存在助力作用不易平稳，机构体积较大等多方面的缺点，现已极少应用，多被液压助力机构所代替。本章我们主要论述液压助力系统。

液力动力转向按液流型式分，可以分为常流式和常压式两种。常流式即方向盘没有力矩输入，分配阀处于中间位置时，液流即在油泵—分配阀开隙—油箱之间低压常流。这时液流仅克服管路阻力，油泵空负荷运转。对常流式系统，只有存在转向阻力矩时，泵才承受负荷。常压式则相反，阀于处于中间位置时，阀的进油道一直处于高压状态，此类型式当前应用较少。

按动力缸与转向器的布置位置分，有整体式和分开式两种。分开式结构，转向器与动力缸分开布置，可以在原车转向器结构不变的情况下很方便的进行改装，具有良好的适应性，它是动力转向最先发展的一种结构。整体式动力转向是最近20年来逐渐成熟的结构型式。这两种结构的布置可参看图3、4。

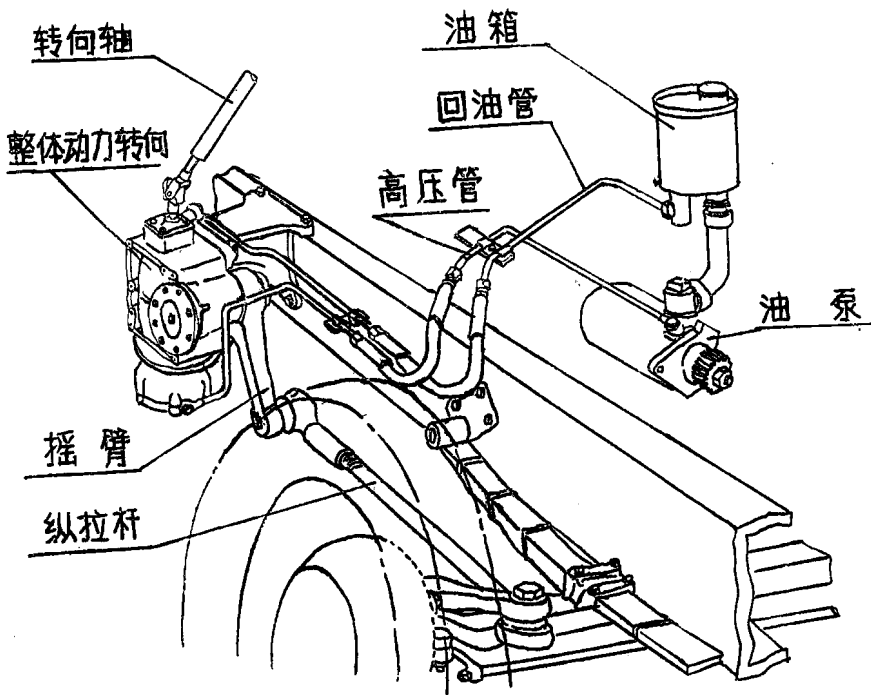


图3：整体式动力转向在整车上的布置

（一）整体式动力转向

整体式动力转向指的是动力缸，控制阀和机械转向机构均布置在一个转向器壳体内，使结构紧凑。从摇臂输出的力矩就是经过助力后的驱动力矩，这种结构代表了动力转向发展的趋势。根据控制阀在转向器里的位置整体式动力转向可以分为三类：

- 1、控制阀在活塞里面；

2、控制阀在转向器上端或下端，其中心与转向轴成一

直线；
3、控制阀在转向器上部，但其中心线平行转向轴，它们的布置情况可参看简图5。

(二) 分开式动力转向

当动力缸布置在转向器本体之外时，称为分开式动力转向，一般说来，动力缸可以布置在方向盘与车轮之间的任何位置上，而控制阀也可以布置在方向盘与动力缸之间的任何位置上，但在实际布置时，还要具体情况具体分析，要考虑如下几点：

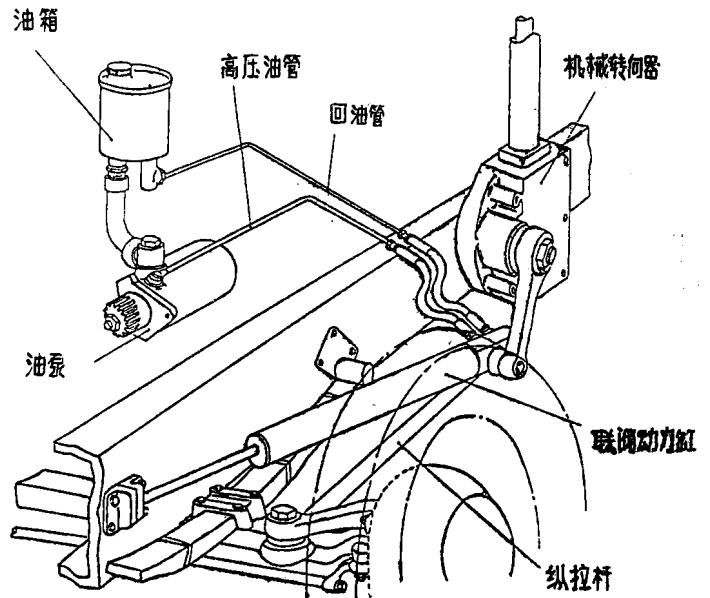


图4：分开式动力转向在整车上的布置

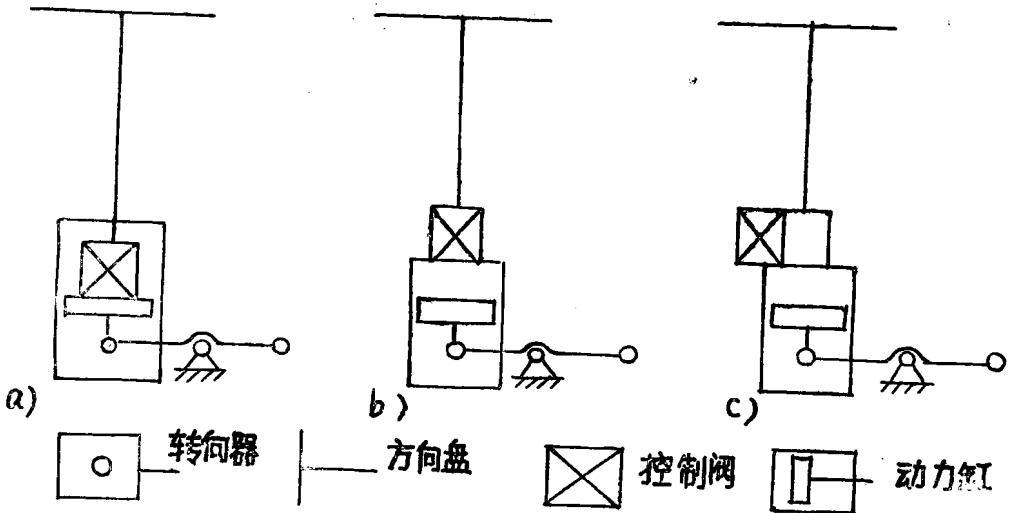


图5：控制阀布置示意图

- 1、动力缸最好不要固定在前轴上，因为这样做会增加非悬挂质量和管路长度；
 - 2、控制阀最好与转向轴直接连接，尽量减少中间转换的杆件，以提高转向的灵敏性；
 - 3、控制阀与动力缸应尽量靠近，以减短连接管路的长度。
- 最常用的几种具体布置方案简图如图6，其中a、b两种型式控制阀靠近转向轴，转向灵

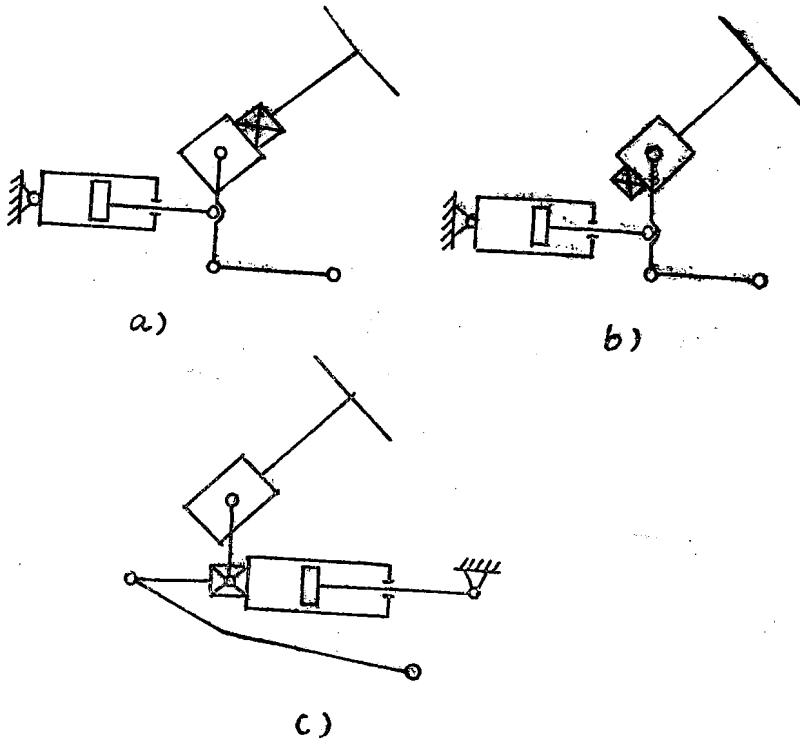


图6：分开式动力转向
动力缸的布置

敏性较高。但是转向器本体要做适当的改变；c类布置的最大优点是可以在原车机械转向的基础上进行改装。

§ 4、动力缸尺寸的确定

为计算方便，首先给出对于图1所示的动力转向的几个换算公式。

设方向盘转角为 φ ，摇臂轴转角为 β ，方向盘半径为 R ，螺杆螺距为 h ，动力缸在摇臂上的作用力臂为 b ，根据力学的基本原理可以推导出下列公式：

螺母（或滑阀）的轴向位移与方向盘转角之间有下面的关系式（忽略间隙）：

$$S = \frac{h}{2\pi} \varphi \quad (2)$$

式中， S —螺母位移；

当方向盘上作用有操舵力克服螺母轴向阻力使其产生轴向位移时，轴向力与操舵力的关系为：

$$P_o \cdot h = P_c \cdot 2\pi R$$

$$P_c = \frac{P_o \cdot h}{2\pi R} \quad (3)$$

式中，

P_c —操舵力；

P_0 —螺杆轴向力；

根据作功相等的原理，动力缸的液压助力可以比较容易地转化至方向盘上，计算公式是：

$$P_Y \cdot b \cdot d\beta = P_{CY} \cdot R \cdot d\varphi;$$

$$P_{CY} = \frac{P_Y \cdot b}{R} \cdot \frac{d\varphi}{d\beta} = \frac{P_Y \cdot b}{Ri}; \quad (4)$$

式中，

P_Y —动力缸作用力；

P_{CY} —换算至方向盘轮缘上的动力缸作用力；

表征动力缸加力作用的主要参数有两个，一个是动力缸作用力换算到方向盘上的轮缘力，另一个是动力缸的效力指标 n 。

$$\begin{aligned} P_{CY} &= \frac{P_Y \cdot b}{Ri} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) P \frac{b}{Ri} \\ &= \frac{\pi b P}{4 Ri} (D^2 - d^2); \\ &= m (D^2 - d^2); \\ &= P_K - P_C; \end{aligned} \quad (5)$$

P —动力缸最大工作油压；

P_K —当无加力作用时，必须作用到方向盘上的力，它表征转向车轮阻力。

$m = \frac{\pi a P}{4 Ri}$ ，与动力缸压力和传动比有关的系数。

D, d —动力缸直径和活塞杆直径；

i —转向器速比；

加力器的效力指标用 n 表示， n 的物理意义是有加力作用时，转向阻力与操舵力的比值。

$$n = \frac{P_K}{P_C} = \frac{P_K}{P_K - P_{CY}} = \frac{1}{1 - k}$$

式中

$$k = \frac{P_{CY}}{P_K}, \text{ 表示助力程度的系数。}(k < 1)。$$

当最大工作油压 P 和结构传动比 i 确定后，即 m 确定后，助力效果就仅仅与动力缸直径 D 有关。根据轻便性的要求（即 P_C 值的大小）和转向轮的实际转向阻力矩值可利用公式（5）计算出必要的 P_{CY} 值。这样就可以根据此值决定动力缸的尺寸。 P_{CY} ， m ，和 D 的选取可以参照图 7。

下面给出一种简化计算方法。假设转向阻力全部由液压助力所克服，则可以根据转向阻力矩求出动力缸最大作用力，由于：

$$P_{Ymax} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot P$$

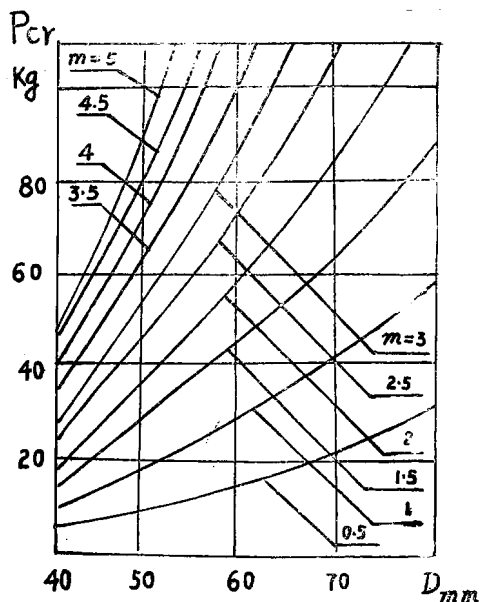


图 7: $P_{Cr}-D$ 关系图

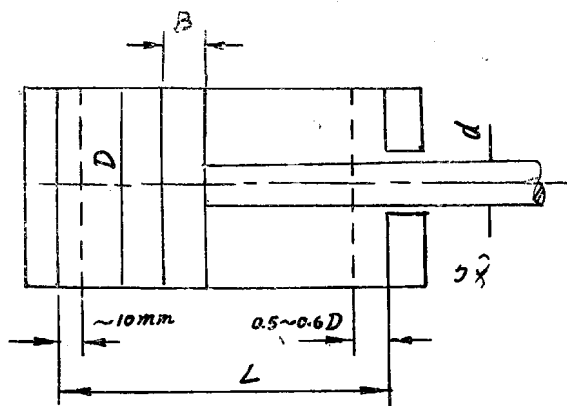


图 8: 动力缸简图

则有:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 P_{Y_{max}}}{\pi \cdot P} + d^2} \quad (6)$$

计算结果经圆整后, 应选取标准的内径 D 。动力缸的壁厚由必要的强度条件和刚度条件决定之。考虑到活塞运动应具有良好的导向性, 活塞杆右端的极限位置与端盖之间要留有 $0.5D \sim 0.6D$ 的余量 (参看图 8)。另一端要留有 10 毫米左右间隙, 活塞厚度 $B = 0.3D$, 由此可以计算出动力缸的最大长度 L 值:

$$L = 10 + (0.5 \sim 0.6) D + B + C_{max} \quad (7)$$

式中:

C_{max} —连杆最大位移;

§ 5、动力转向的静特性:

动力转向的静特性是评价动力转向装置的主要特性指标, 在考查静特性时, 我们不考虑机械传动系统的惯量, 阻尼和刚度。

为了更清楚的说明静特性的含意, 首先考查机械转向机构的静输入—输出特性。转向行驶时, 驾驶员的操舵力主要用于克服:

- 1、车轮与地面的摩擦 (滚动和滑动的);
- 2、由于存在转向轮的侧向力对主销接地点的拖距而形成的回正力矩;
- 3、主销内倾角造成的回正力矩;
- 4、转向传动系统中存在的各种类型的摩擦力和力矩。

假设转向系统的传动比和传动效率是常数, 则其输入—输出特性显然应该是图 9 的实斜

线，它表明，转向时驾驶员施加在方向盘上的输入力矩（操舵力矩）与它克服的转向力矩（输出力矩）之间存在线性关系，当转向力矩增大时，唯一的办法就是相应的增加操舵力矩，即增加驾驶员的劳动强度，即

$$\frac{M_{出}}{M_{入}} = K;$$

式中K是由系统传动比和传动效率决定的常量，它决定了转向轻便性的程度。反之，当道路反冲的力矩返回到方向盘时（逆传动），由于所逆效率较低，故大致呈虚线表示的关系。不难看出，当由于道路和行驶状况不同转向力矩（或反冲力矩）发生变化时，则驾驶员在方向盘上将有成比例的明确感觉，这个特性称为“路感特性”，实线和虚线的斜率可以用来衡量“路感”强度的大小。

对于动力转向，输入—输出特性实际上由两部分组成，一部分是手动传动部分，另一部分是液压助力部分。为了改善转向轻便性，在系统的设计中，操舵力被限制在某一较小的范围内，即在全部分转向运动中驾驶员只承担转向力矩的较小份额，主要部分由液压助力承担。一般情况下，我们可以把此时的机械传动部分的输入—输出特性表示为图10中的直线1，而其图中的曲线2表示为助力部分的静特性，总的特性曲线是两者的叠加表示为曲线3。其中机械传动所承担的部分仅仅是打开滑阀所必须克服的对中弹簧力和各部摩擦力，在操舵力较大时，虽然输出载荷变化很大，但由于曲线很陡（接近平行于y轴），反应到操舵力的变化却是很小的，亦即驾驶员在方向盘上往往不能获得与转向力矩变化成比例的感觉，这时路感效果就比较差。

由图中曲线可知，大载荷时助力部分的输出力矩是主体部分，它表示了动力转向的基本

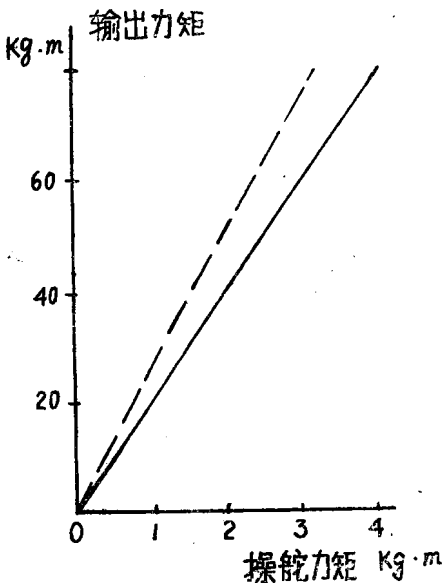


图9：机械转向输入—输出特性

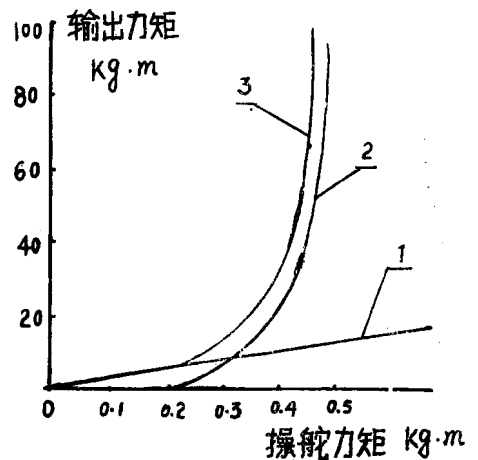


图10：输入—输出特性曲线的组成

性能。助力部分的输出力矩一般是动力缸压力乘以动力缸面积和作用力臂。面积和力臂对于某一确定的结构是个常量，因此对于一般的液压助力转向装置，用输入力矩—输出油压曲线表示它的静特性更为合适些，典型曲线如图11所示。

什么样的特性曲线是理想的？据近年来的研究成果，可以归纳为下列五点：

1、在输入力矩很小的区域（相当直线行驶），希望助力部分的输出越小越好，曲线呈低而平形状，如图11中的A段。

2、原地转向或汽车调头时，即当转向力矩足够大后，应最大发挥助力转向效果，曲线呈陡而直。如C段。

3、在常用的快速转向行驶区段B，助力效果要明显，曲线的斜率变化应较大，曲线由弯变陡。

4、上述三个区段之间的过渡要平滑，曲线D段就是一个较宽的过渡区间。

5、如果机构能够保证在高速和低速时有不同的静特性曲线，那是特别理想的。这样就可以进一步加宽高速曲线的中间部分。

高速转向时，驾驶员的路感显得特别重要，这是因为，侧向加速度较小时，作用在轮胎与地面接触面上的转向力的作用点位于接触面中心之后，该力乘以绕主销的力臂即构成轮胎

自动回正力矩的主要部分。起初，横向加速度增大，侧偏角增大，转向力也增大，但由于力臂不变，故其回正力矩大致与横向加速度成正比，（参看图12）但当转向力增加到一定值后，轮胎接近它的附着极限，转向力的作用力臂即急骤减小，（图12中的A点），自动回正力矩亦开始减小，这是汽车失去控制的危险信号。如果系统具有良好的路感特性，则驾驶员此时应当及时明确地感到操舵力的减小，只有进一步加宽特性曲线中间低而平部分才那办到这一点。如图13的双速

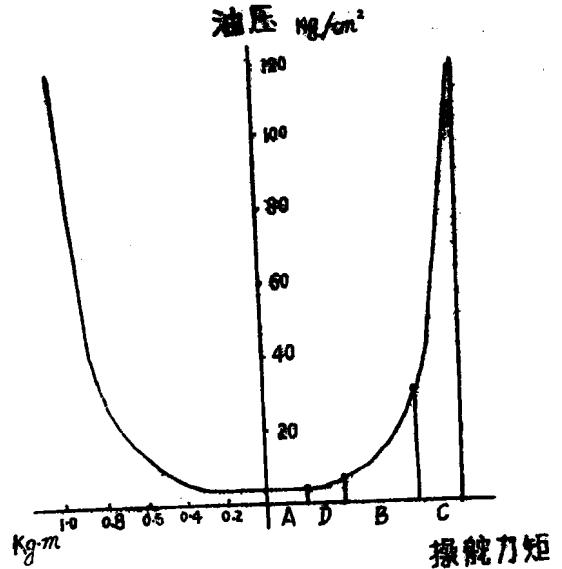


图11：静特性曲线分段示意图

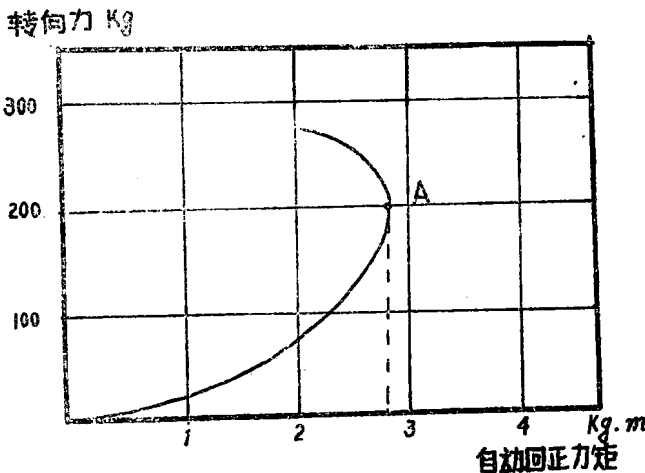


图12：车轮自动回正力矩

特性曲线，高速曲线的B点宽度大约是低速曲线B'点的4倍。

当然最理想的方案是在两条特性曲线之间提供无数条适用于各种车速的特性曲线。近年来，电子控制技术应用于动力转向之后，这个理想已经变成了现实。图14是华丽牌汽车动力转向特性区域图，两个边界车速是10公里/小时和60公里/小时；它可以把车速低于10公里/小时转向时的操舵力限制在2公斤以下，同时，它可以大大加宽60公里/小时以上车速特性曲线的操舵力与油压成比例的区域，且最高工作油压限制在40公斤/厘米²以下。对于10~60公里/小时之间的任何车速系统均可提供与其相适应的工作特性，这是动力转向随动控制技术的一个跃进。

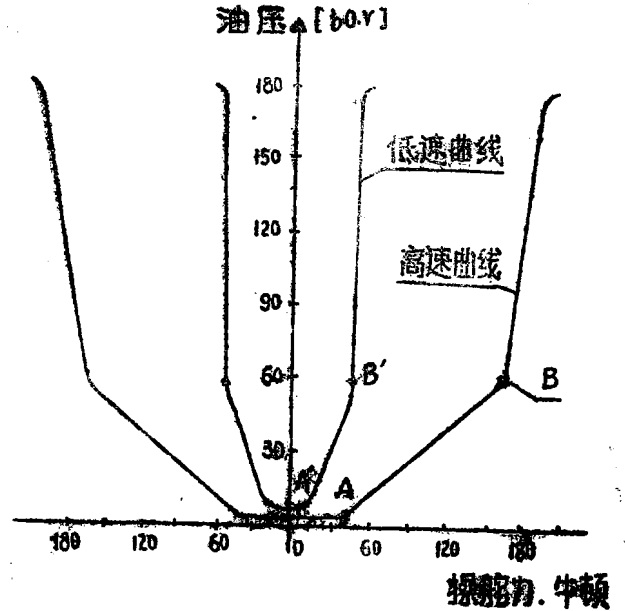


图13：双速特性曲线

§ 6、控制阀的设计

我们仅讨论滑阀式控制阀。它的主要尺寸参数是：滑阀直径 d ，预开隙 e_1 ，密封长度 e_2 和滑阀总移动量 e_0 。这些参数影响控制阀的静特性，液流常流速度，泄漏量以及转向灵敏度。

当滑阀移动开隙变化时（参看图15），根据伯努里方程式可以写出流速和压力的方程式：

$$\Delta P = \gamma \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (8)$$

对于我们研究的四通阀式滑阀结构，在假设初速和未压很小的条件下，可改写为如下形式：

$$P = v \cdot \zeta \frac{V_2^2}{2g} = v \cdot \zeta \cdot \left[\frac{Q}{2\pi d(e_1 - S)} \right]^2 \frac{1}{2g} \quad (9)$$

式中：

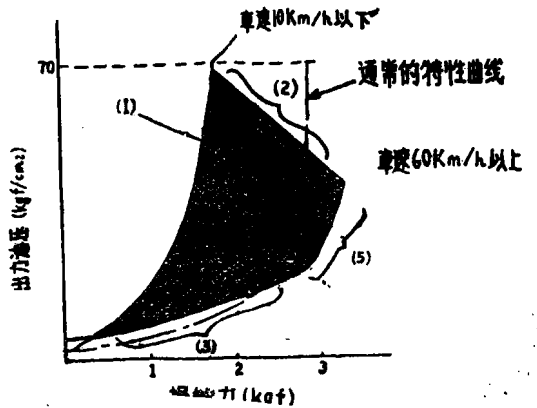


图14：电控静性区域

ν —工作液体的比重，一般动力转向用油， $\nu = 900 \text{ kg/m}^3$ ；

V_1, V_2 ，—控制阀节流刃口前及刃口处的流速。

ζ —液流的局部阻力系数，一般取 $\zeta = 3.0$ 。

d —控制阀直径；

e_1 —控制阀预开隙；

Q —流量；

S —滑阀位移量；

g —重力加速度；

对于一定的工作液体和一般的滑阀结构（ γ, ζ, d 值一定），若流量不变，则不难由公式9看出，压力 P 是滑阀开隙的函数，压力 P 与开隙的平方成反比：

$$P = k \frac{1}{(e_1 - S)^2} \quad (10)$$

式中， k 是与结构有关的常数。

根据此公式计算的静特性曲线如图16所示，当 $S = 0$ 时，节流压力很小，当 $S = e_1$ 时，从理论上说压力 P 变为极大值，但由于径向间隙的存在，即或有相当的密封长度，泄漏量总是不可避免的，故实际曲线往往与计算曲线有一定的差异。图17为西德本茨—280小客车的液压刚度实测曲线，图18是本茨—280的静特性曲线，下面我们分析滑阀结构参数对其特性的影响。

1、滑阀开口处流速

控制阀在中间位置时滑阀开隙处液流的常流速度可用下式计算：

$$V = \frac{Q}{2\pi d e_1} \text{ m/S}, \quad (11)$$

式中： Q 为溢流阀限制下的泵的最大排量，一般等于发动机怠速时油泵排量的1.5倍。由此计算的流速不能太大，否则开隙前后的压力降将超过允许值。如果为了保证一定的转向速度排量不能降低的话，降低流速的唯一办法是适当加大滑阀直径 d 和预开隙 e_1 。

2、局部压力降 ΔP ；

当方向盘上没有作用力，滑阀在中间位置时，此时液流流经控制阀后流回油箱，经控制

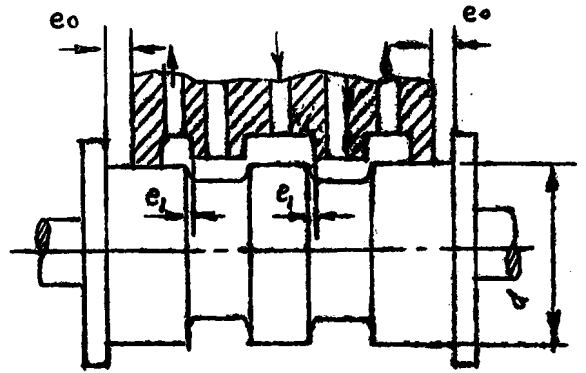


图15：控制滑阀示意图

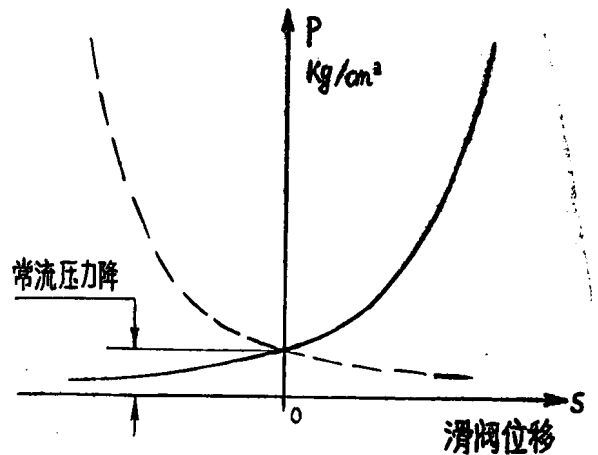


图16：理论特性曲线

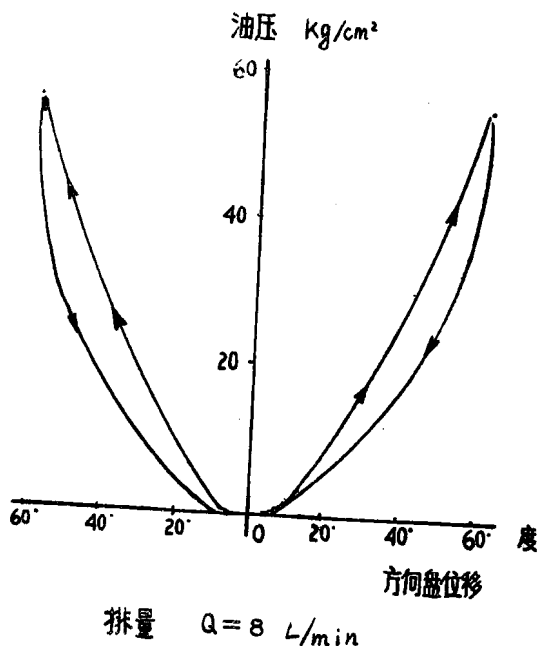


图17: 本茨—280动力转向液压刚度曲线

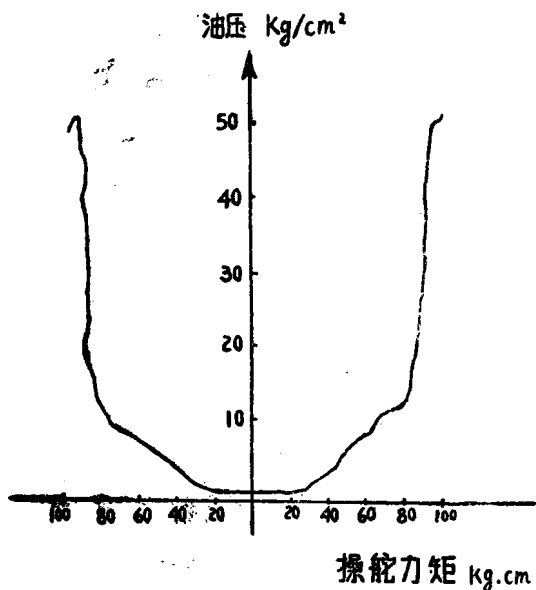


图18: 本茨—280动力转向静特性曲线

阀时产生局部压力降 ΔP ，其值可以用下公式计算：

$$\Delta P = \gamma \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (12)$$

式中，

V —液流的常流速度；

ζ —局部阻力系数，一般取 $\zeta = 3.0$ ；

这一压力降表示滑阀处于中间位置时的节流损失，它决定了泵的经常负荷，此压力降太大还将增加额外的燃料消耗，是不利的，其允许值一般为 $0.3 \sim 0.4 \text{ kg/cm}^2$ 。因此，在转向灵敏度允许的时候，应该适当增大预开隙以减小液流的常流速度。

3、预开隙的选择

为了使滑阀关闭方向盘行程（忽略传动间隙）为 φ_0 ，则对于图1所示的结构有：

$$\varphi_0 = \frac{2\pi}{h} e_1$$

从提高转向灵敏度的观点考虑，这一行程应当尽量减小，一般要求：

1、当滑阀移动量为 e_1 时，方向盘转角允许值为 $2^\circ \sim 5^\circ$ 。

2、当滑阀移动全行程 e_0 时，方向盘转角允许值为 20° 。

其次，预开隙还影响静特性曲线的斜率和过渡特性，选择时也应予以注意。图19表示了不同的预开隙对静特性曲线的影响。从图中可以看出，当对中弹簧刚度均为150公斤/毫米

时，且起始压力均为55公斤，预开隙分别为0.1、0.2、0.4毫米时的情形。预开隙较小，则开始助力的操舵力矩较小，但过渡不够平滑，反之当预开隙较大时，开始助力的操舵力矩变大了，但过渡特性却很理想。

4、泄漏量

滑阀的泄流量 ΔQ 可以按下面的公式计算：

$$\Delta Q = \frac{\Delta\gamma^3 \cdot P \cdot \pi \cdot d}{12\mu(e_0 - e_1)} \quad (13)$$

式中， $\Delta\gamma$ —滑阀的径向间隙，一般取 $\Delta\gamma = 0.005 - 0.0125$ 毫米；

$(e_0 - e_1)$ —滑阀的密封长度；

μ —液体的动力粘性系数，对于三号旋子油，当油温为 50°C 时， $\mu = 1.84 \times 10^{-7}$ 公斤·秒/厘米。

由上式可知，滑阀泄流量 ΔQ 正比于油压 P ，滑阀直径 d 和径向间隙 $\Delta\gamma$ 的三次方。而与 μ 和 $(e_0 - e_1)$ 成反比。在工艺条件和其他性能允许的条件下应尽量减少泄漏量，一般泄漏量不允许大于溢流阀限制下最大排量的5~10%。

§ 7、定中元件和路感机构的设计

如果滑阀缺少对中机构，则当汽车直线行驶转向轮受到路面一较小的冲击力时，在此力传到方向盘上之前，首先就要移动滑阀造成动力转向的反接，反接的结果是系统压力突然升高，转向轮振动和汽车跑偏，同时加重了泵的负荷。缺少定中元件，方向盘自由行程也大，直线向前的位置不明确。为克服这一缺点，一般控制阀都设计有定中结构，采用一个或几个预压弹簧使控制阀强力保持在中间位置上。此时，来自车轮的冲击只有超过某一限度后才能造成控制阀反接。一般情况下在未移动滑阀之前就可以使方向盘旋转。这对保证直线行驶稳定性和自动回正性能都是十分重要的。定中弹簧起始压力的选择原则是该力应大于滑阀至方向盘间的摩擦力。定中弹簧的刚度和起始压力也不能取得过高，因为它首先受到转向轻便性的限制。因为要使滑阀开启，操舵力首先必须压缩定中弹簧，滑阀最大位移时的弹簧力为：

$$P_{CT} = P_{e_0} + C \cdot n \cdot e_0 \quad (14)$$

式中， P_{CT} —对中弹簧的作用力；

P_{e_0} —弹簧的起始压力；

C —弹簧刚度；

n —弹簧数目；

当把 P_{CT} 转换成操舵力时对于载重汽车不应大于1.5~2.0公斤。

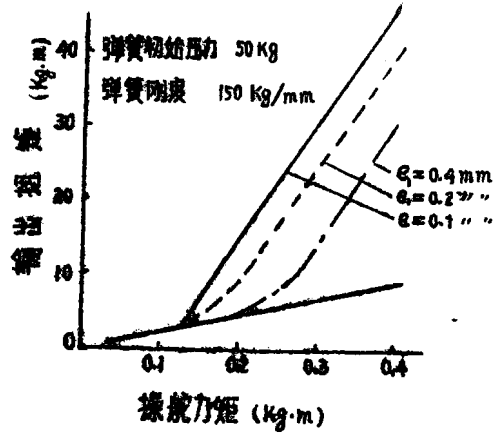


图19：预开隙对静特性的影响