

本資料來自網絡僅供參考使用，有涉及版權請來信告知刪除處理！

动力转向机构

为了减轻转向时驾驶员作用到转向盘上的手力和提高行驶安全性，在有些汽车上装设了动力转向机构。

中级以上轿车，由于对其操纵轻便性的要求越来越高，采用或者可供选装动力转向器的逐渐增多。转向轴轴载质量超过2.5t的货车可以采用动力转向，当超过4t时应该采用动力转向。

一、对动力转向机构的要求

1) 运动学上应保持转向轮转角和驾驶员转动转向盘的转角之间保持一定的比例关系。

2) 随着转向轮阻力的增大(或减小)，作用在转向盘上的手力必须增大(或减小)，称之为“路感”。

3) 当作用在转向盘上的切向力 $F_h \geq 0.025 \sim 0.190 \text{ kN}$ 时(因汽车形式不同而异)，动力转向器就应开始工作。

4) 转向后，转向盘应自动回正，并使汽车保持在稳定的直线行驶状态。

5) 工作灵敏，即转向盘转动后，系统内压力能很快增长到最大值。

6) 动力转向失灵时，仍能用机械系统操纵车轮转向。

7) 密封性能好，内、外泄漏少。

二、动力转向机构布置方案分析

液压式动力转向因为油液工作压力高，动力缸尺寸小、质量小，结构紧凑，油液具有不可压缩性，灵敏度高以及油液的阻尼作用可吸收路面冲击等优点而被广泛应用。

1. 动力转向机构布置方案

由分配阀、转向器、动力缸、液压泵、贮油罐和油管等组成液压式动力转向机构。根据分配阀、转向器和动力缸三者相互位置的不同，它分为整体式(图7—25a)和分置式两类。

后者按分配阀所在位置不同又分为：分配阀装在动力缸上的称为联阀式，见图7—25b；分配阀装在转向器和动力缸之间的拉杆上称为连杆式，见图7—25c；分配阀装在转向器上的称为半分置式，见图7—25d。

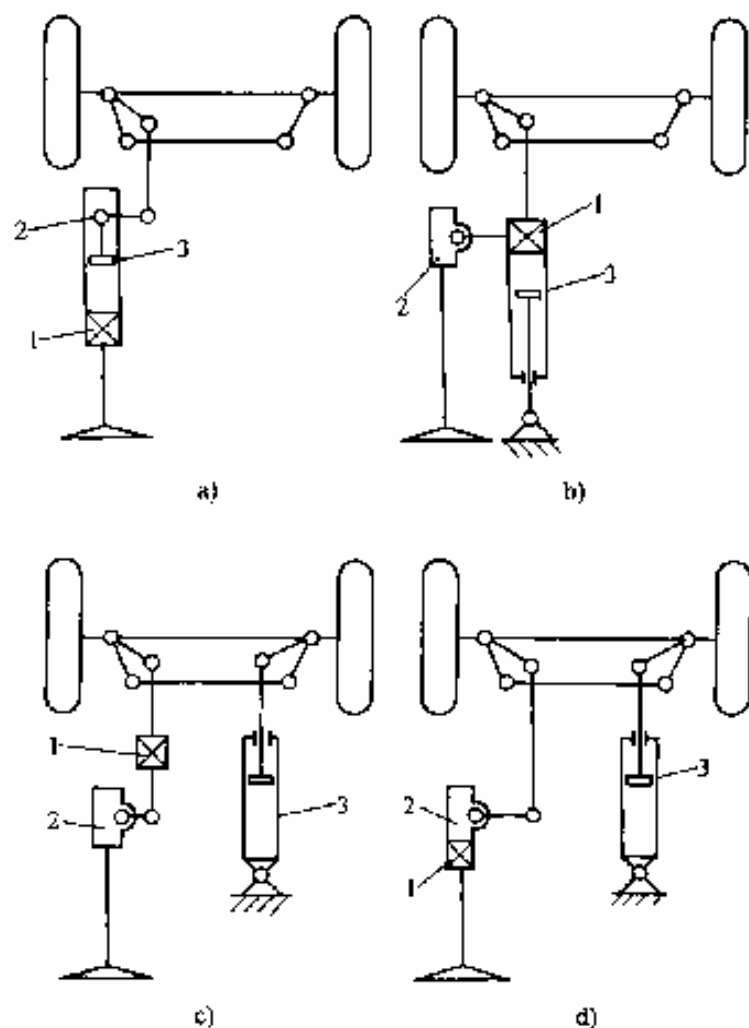


图 7-25 动力转向机构布置方案图

1—分配阀 2—转向器 3—动力缸

在分析比较上述几种不同动力转向机构布置方案时，常从结构上是否紧凑；转向器主要零件是否承受由动力缸建立起来的载荷；拆装转向器是否容易；管路，特别是软管的管路长短；转向轮在侧向力作用下是否容易引起转向轮摆振；能不能采用典型转向器等方面来做比较。例如整体式动力转向器，由于分配阀、转向器、动力缸三者装在一起，因而结构紧凑，管路也短。在转向轮受到侧向力作用时或者发动机的振动不会影响分配阀的振动，因而不能引起转向轮摆振。它的缺点是转向摇臂轴、摇臂等转向器主要零件，都要承受由动力缸所建立起来的载荷，因此必须加大它们的尺寸和质量，这对布置它们带来不利的影响。同时还不能采用典型转向器，拆装转向器时要比分置式的困难。除此之外，由于对转向器的密封性能要求高，这对转向器的设计，特别是重型汽车的转向器设计带来困难。整体式动力转向器多用于轿车和中型货车。

2. 分配阀的结构方案

分配阀有两种结构方案：分配阀中的阀与阀体以轴向移动方式来控制油路的称为滑阀

式，以旋转运动来控制油路的称为转阀式。

滑阀式分配阀结构简单，生产工艺性较好，易于布置，使用性能较好，曾得到广泛应用。

转阀式与滑阀式比较，灵敏度高，密封件少，结构较为先进。由于转阀式是利用扭杆弹簧使转阀回位，所以结构复杂。转阀式分配阀在国内、外均得到广泛应用。

三、动力转向机构的计算

1. 动力缸尺寸的计算

动力缸的主要尺寸有动力缸内径、活塞行程、活塞杆直径和动力缸壳体壁厚。

动力缸的布置若如图7—26所示，则在计算前，应先行确定作用在直拉杆上的力 F_1 。

此力应用式(7—9)计算出来的转向阻力矩换算。

动力缸应产生的推力 F 用下式计算

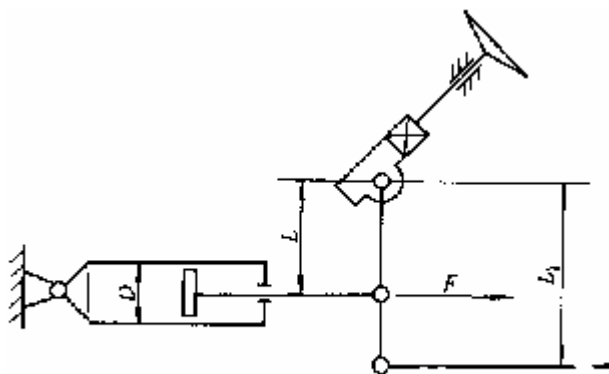


图 7—26 动力缸的布置

$$F = \frac{F_1 L_1}{L}$$

式中， L_1 为转向摇臂长度； L 为转向摇臂轴到动力缸活塞之间的距离。推力 F 与工作油液压力 P 和动力缸截面面积 S 之间有如下关系

$$F = ps$$

所以

$$s = \frac{F_1 L_1}{pL} \quad (7—14)$$

因为动力缸活塞两侧的工作面积不同，应按较小一侧的工作面积来计算，即

$$s = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_p^2) \quad (7—15)$$

式中， D 为动力缸内径； d_p 为活塞杆直径，一般初选时可取 $d_p = 0.35D$ 。

联立式(7—14)和式(7—15)后得到

$$D = \sqrt{\frac{4F_1 L_1}{\pi p L} + d_p^2} \quad (7—16)$$

式中，压力 p 一般在6~10MPa，最高可取16.5~18.0MPa.

活塞行程是车轮转至最大转角时，由直拉杆的移动量换算到活塞杆处的移动量得到的。

如图7—27所示，活塞移到两端极限位置，还要留有一定间隙。活塞移到左侧极限位置时，其端面到动力缸之间，应当留有10mm间隙。活塞移到右侧极限位置时，其端面到缸盖之间应留有 $e=(0.5\sim0.6)D$ 的间隙，以利于活塞导向作用。

活塞厚度可取为 $B=0.3D$ 。动力缸的最大长度 s 用下式计算确定

$$s = 10 + (0.5 - 0.6)D + 0.3D + s_1 \quad (7—17)$$

式中， s_1 为活塞最大位移量。

动力缸壳体壁厚 t ，根据计算轴向平面拉应力 σ_z 来确定

$$\sigma_z = p \left[\frac{D^2}{4(Dt + t^2)} \right] \leq \frac{\sigma_T}{n} \quad (7—18)$$

式中， p 为油液压力； D 为动力缸内径； t 为动力缸壳体壁厚； n 为安全系数，取 $n=3.5\sim5.0$ ； σ_T 为壳体材料的屈服点。

壳体材料有球墨铸铁和铸造铝合金两种。球墨铸铁采用QT500—05，抗拉强度为500MPa，屈服点为350MPa；铸造铝合金多采用ZL105，抗拉强度为160~240MPa。

活塞杆用40或45钢制造。为提高可靠性和寿命，要求其表面镀铬并磨光。

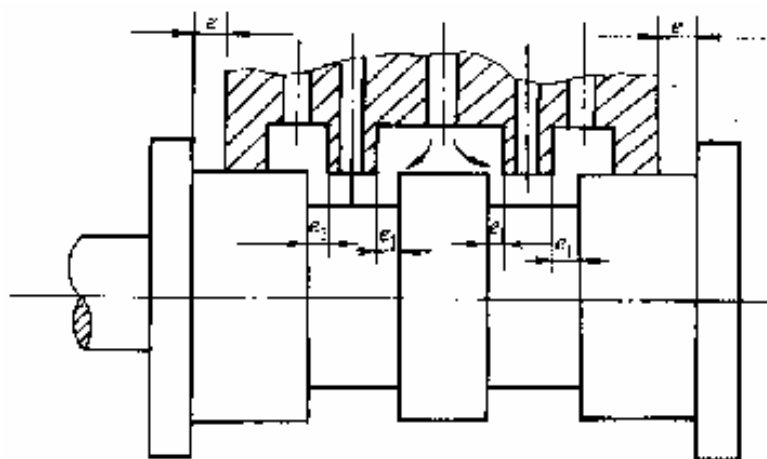


图 7—28 预开隙 e_1

2. 分配滑阀参数的选择

分配滑阀的主要参数有：滑阀直径 d ，预开隙 e_1 、密封长度 e_2 和滑阀总移动量 e 等，见图7—28。上述参数影响分配阀的泄漏量、液流速度和转向灵敏度。设计时可根据下列关系式来确定上述参数。

(1) 分配阀的泄漏量 ΔQ 要求 ΔQ 不大于溢流阀限制下最大排量的5%~10%。 ΔQ 按下式计算

$$\Delta Q = \frac{\Delta r^3 \Delta p \pi d}{12 \mu e_2} \quad (7-19)$$

式中， ΔQ 为分配阀泄漏量(cm^3/s)； Δr 为滑阀和阀体在半径方向的间隙(cm)，一般 Δr 在0.0005~0.00125 cm ，计算时取最大间隙； Δp 为滑阀进、出口油压差，又称局部压力降(MPa)； d 为滑阀外径(cm)； e_2 为密封长度(cm)， $e_2=e_2-e_1$ ； μ 为液体动力粘度($\text{Pa} \cdot \text{s}$)。

(2) 局部压力降 Δp 汽车直线行驶时，液流流经分配阀后流回油箱。液流流经分配阀时，产生的局部压力降 Δp 用下式计算

$$\Delta p = 1.38 \times 10^{-3} v^2 \quad (7-20)$$

式中， Δp 为局部压力损失 (MPa)； v 为中立位置的液流流速(m/s)，用下式计算：

$$v = \frac{Q}{37.6 d e_1} \quad (7-21)$$

式中， Q 为溢流阀限制下的最大排量(L/min)，一般约等于发动机怠速时油泵排量的1.5倍； d 为滑阀直径(cm)； e_1 为预开隙(cm)。

Δp 的允许值为 $3 \times 10^{-2} \sim 4 \times 10^{-2} \text{ MPa}$ 。

分析式(7—20)、式(7—21)可知：若滑阀直径 d 和预开隙 e_1 取得过小，将使中立位置的液流流速增大，并导致 Δp 超过允许值。

3. 分配阀的回位弹簧

为了防止因外界干涉破坏分配阀的正常工作和保证转向后转向盘的自动回正作用，回位弹簧的力在保证转向轻便的条件下，应尽可能取大些。为克服回位弹簧上的压力，反映在转向盘上的作用力，轿车应比货车的小些。

回位弹簧预压缩力的最小值，应大于转向器逆传动时的摩擦力，否则转向后转向轮不可能有自动回正作用。转向器的摩擦力可由试验确定。

4. 动力转向器的评价指标

(1) 动力转向器的作用效能 用效能指标 $s=F_h/F_h'$ 来评价动力转向器的作用效能。式中， F_h 和 F_h' 为没有动力转向器和有动力转向器时，转动转向轮所必须作用在转向盘上的力。现有动力转向器的效能指标 $s=1\sim 15$ 。

(2) 路感 驾驶员转动转向盘，除要克服转向器的摩擦力和回位弹簧阻力外，还要克服反映路感的液压阻力。液压阻力等于反作用阀面积与工作液压压强的乘积。在最大工作压力

时，轿车：换算到转向盘上的力增加约30—50N，货车：增加80~100N。

(3)转向灵敏度 转向灵敏度可以用转向盘行程与滑阀行程的比值*i*来评价

$$i = \frac{D_{sw} \varphi}{2 \delta} \quad (7-22)$$

式中， D_{sw} 为转向盘直径； φ 为转向盘转角； δ 为滑阀行程。

由式(7—22)可见，当 D_{sw} 和 δ 的数值不变时，转向盘转角甲仅仅取决于比值*i*，所以这完全可以表达转向灵敏度。比值*i* 越小，则动力转向作用的灵敏度越高。高级轿车的*i*值在6.7以下。

转向灵敏度也可以用接通动力转向时，作用到转向盘的手力和转角来评价，要求此力在20~50N，转角在10° ~15° 范围。

(4)动力转向器的静特性 动力转向器的静特性是指输入转矩与输出转矩之间的变化关系曲线，是用来评价动力转向器的主要特性指标。因输出转矩等于油压压力乘以动力缸工作面积和作用力臂，对于已确定的结构，后两项是常量，所以可以用输入转矩*M*。与输出油压*p*之间的变化关系曲线来表示动力转向的静特性，如图7—29所示。常将静特性曲线划分为四个区段。在输入转矩不大的时候，相当于图中A段，是直线行驶位置附近小角度转向区，曲线呈低平形状，油压变化不大；汽车原地转向或调头时，输入转矩进入最大区段(图中C段)，要求助力转向效果应当最大，故油压曲线呈陡而直状上升；月区段属常用快速转向行驶区段，要求助力作用要明显，油压曲线的斜率变化应较大，曲线由较为平缓变陡。

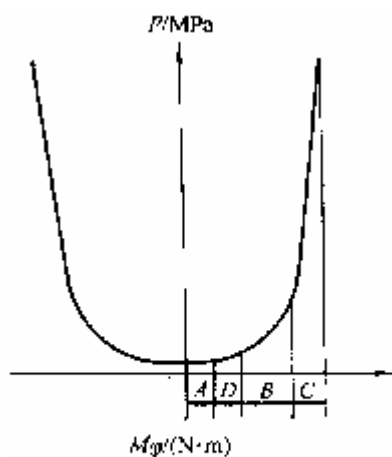


图 7-29 静特性曲线分段示意图

除此之外，上述三个区段之间的油压曲线过渡要求平滑，D区段曲线就表明是一个较宽的平滑过渡区间。

要求动力转向器向右转和向左转的静特性曲线应对称。对称性可以评价滑阀的加工和装配质量。要求对称性大于0.85。