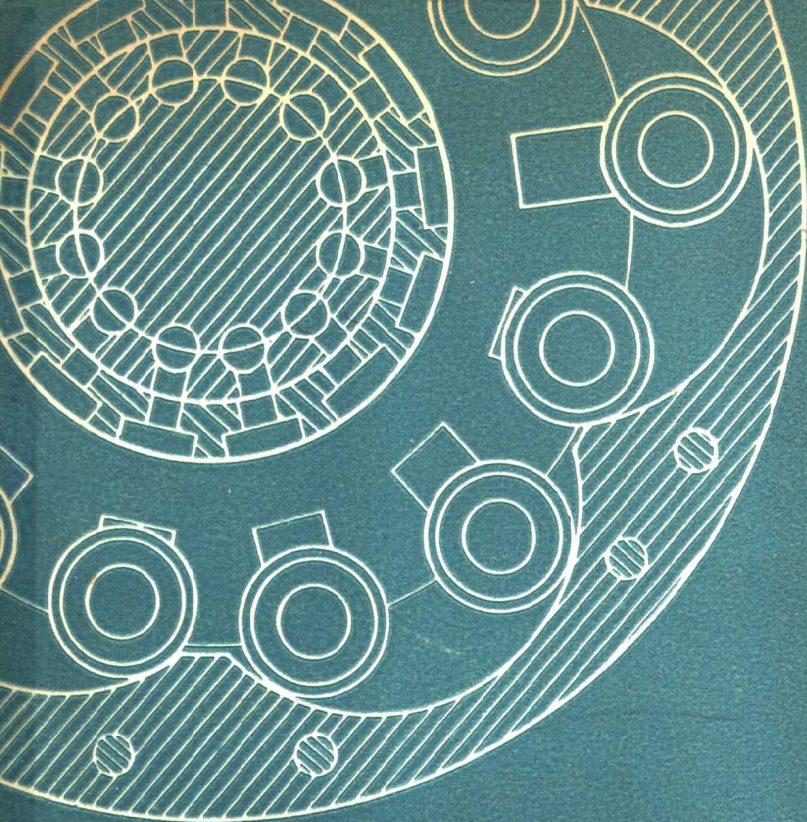




径向柱塞式 大转矩液压马达

燃料化学工业出版社

径向柱塞式大转矩液压马达

〔苏〕 Ю. Ф. 波诺马连科 А. Я. 罗戈夫 著

鸡西煤矿机械厂 译
山西省煤炭工业研究所 校

燃料化学工业出版社

内 容 提 要

本书分析径向柱塞式大转矩液压马达及其主要零件的结构,介绍柱塞组的运动学、液压马达的工作平稳性及导轨曲面的计算方法,指出液压马达结构特点和工作方式对效率的影响,说明液压马达主要参数的选择以及液压马达试验台和测量仪表。

本书可供从事液压传动机械的设计、制造、试验和使用的工程技术人员参考。

Ю. Ф. Пономаренко А. Я. Рогов
**РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ
ВЫСОКОМОМЕНТНЫЕ
ГИДРОМОТОРЫ**

Издательство «Машиностроение»
Москва 1964

* * *

径向柱塞式大转矩液压马达

鸡西煤矿机械厂 译

山西省煤炭工业研究所 校

燃料化学工业出版社 出版

(北京安定门外和平北路16号)

燃化出版社第一印刷厂 印刷

新华书店北京发行所 发行

* * *

开本 $850 \times 1168^{1/32}$

印张 $7\frac{7}{16}$

字数 197 千字

印数 1—7,750

1974年5月第1版

1974年5月第1次印刷

* * *

书号 15068·2071(煤-38) 定价 0.93 元

前 言

由于容积式液压驱动具有许多优点，所以在机械制造业的各个部门中得到了广泛的应用。

容积式液压驱动在高机械效率下能进行无级调速，防止机械超负荷，使工作在同一执行机构中的每台液压马达平衡分配负荷。这种驱动方式操作简便，使用可靠，而且其尺寸和重量比同功率的电力驱动都小。

机械中采用液压驱动，在许多场合下具有新的特性。因为液压驱动能进行无级调速，故可在具体的使用条件下选择（或自动选择）适当的机械工作方式，提高其生产率，降低单位能率的电力消耗。

大转矩液压马达的液压驱动与电动机驱动相比，液压马达的速度可为后者的 $1/1000 \sim 1500$ ，并相应地增大转矩。

大转矩液压马达同小转矩液压马达一样可分为三种类型：柱塞式、叶片式和齿轮式。柱塞式液压马达又分为径向式和轴向式两种。得到最广泛应用的是径向柱塞式大转矩液压马达，因为这种液压马达最简单，工艺性良好，而且使用可靠。柱塞式液压马达与其它类型液压马达的区别在于能用于较高的工作压力，因此可缩小传动装置的尺寸，而且便于在机械中安装。

径向柱塞式大转矩液压马达具有一系列特性，常常影响设备的工作性能和经济性，所以在设计时必须加以考虑。因此，本书着重于液压马达合理参数的选择及其主要零件的计算。

容积式液压驱动的缺点是，各零件必须保持很小的配合间隙，因此，要求提高零件的制造精度、材质和工作油液的质量。

不过，如能组织液压传动装置的专业生产，并做出合理的结构设计，这些缺点是容易克服的，而且还可减少制造工作量和降低成本。

目 录

前 言

第一章 液压马达的工作原理和基本关系式 1

第一节 径向柱塞式大转矩液压马达的工作原理 1

第二节 基本关系式 4

第三节 机械特性 12

第二章 液压马达的结构 17

第一节 国内(苏联)的液压马达 17

第二节 外国的液压马达 40

第三章 液压马达柱塞组的运动学及工作平稳性 49

第一节 柱塞组的运动学及导轨曲面 49

第二节 液压马达的工作平稳性 70

第四章 液压马达的效率 86

第一节 概论 86

第二节 液压马达的容积损失 87

第三节 液压马达的机械损失 94

第四节 液压马达的液压损失 107

第五节 液压马达的工作条件对其效率的影响 114

第五章 液压马达主要部件的计算与设计 117

第一节 柱塞组 117

第二节 转子 135

第三节 定子 139

第四节 配油器 166

第六章 变量液压马达 174

第一节 变量和定量液压马达液压传动的机械特性 174

第二节 有级调节容积常数的变量液压马达 181

第三节 无级调节容积常数的变量液压马达 200

第七章 大转矩液压马达的试验 205

第一节 试验台 205

第二节 试验液压马达时所采用的仪表 223

第一章 液压马达的工作原理和 基本关系式

第一节 径向柱塞式大转矩液压马达 的工作原理

径向柱塞式大转矩液压马达按其工作原理和结构型式可分为两类。一类为多行程液压马达，另一类为单行程液压马达。多行程液压马达的应用最广。

多行程液压马达的原理如图 1, a 所示。液压马达为一转子 5 (油缸组)，在转子的诸孔中装有柱塞 4。柱塞上的滚子 3 沿导圈 2 的曲面滚动。工作油液经配油器 1 进入柱塞下部。

配油器有高压油路和回油路 (在图 1, a 中，高压油路以符号“+”表示，回油路以符号“-”表示)。配油器油口的位置与定子导轨曲面的工作段和回油段的位置相适应。

工作油液从配油器进入柱塞 II、III 的下部 (图 1, a)，该柱塞的滚子位于导轨曲面的工作段。而滚子位于非工作段的柱塞 V、VI，则与回油管路连通。在导轨曲面的工作段和非工作段之间则有过渡段。

当滚子在过渡段移动时，柱塞不动作，此时，高压油路和回油路截断 (柱塞 I、IV)。

当油液送入柱塞的下部空间时，柱塞即行移动，其滚子紧靠于导轨曲面。由于曲面的关系，当柱塞的作用力 P 增大时，压力角 γ 越大，滚子对导轨曲面的压力 N 也越大。

滚子沿导轨曲面滚动时所产生的切向力 T 对转子形成扭矩。在一般情况下，液压马达的配油器和导圈是固定的，所以油缸组——转子转动。如果油缸组固定，则导圈和配油器转动。切向力

T 作用于滚子中心，并经柱塞或使柱塞卸除侧向分力的特殊装置而作用于转子。输入液压马达的油液的流量增加，其转速也随之提高。

如果改变工作油液的流向（变换高压油管和回油管的位置），液压马达的转子则反向旋转。

液压马达每排装有 z 个柱塞。转子每旋转一周，每个柱塞完成 x 个双行程，其数量取决于导轨曲面的数量（凹入与凸出部位的数量）。液压马达的柱塞可成单排或多排（如 y 排）。多排柱塞

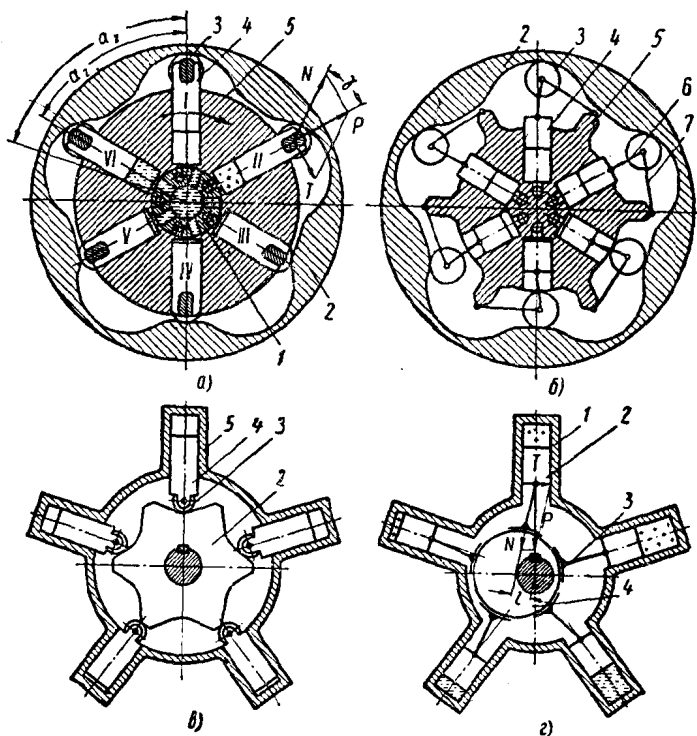


图 1 径向柱塞式大转矩液压马达

a—滚子与柱塞以相同速度和加速度运动的多行程液压马达；

b—利用摆动杠杆卸除侧向分力的多行程液压马达；

c—具有内导向转子的多行程液压马达；

d—单行程液压马达

可以错开排列，但不错开排列的多排柱塞，其结构比较简单。

在图 1, *a* 中，滚子与柱塞同时移动，所以，其速度和加速度一样。也有运动比较复杂的液压马达，如图 1, *b* 所示（零件号与图 1, *a* 相同，配油器未标出）。这种液压马达的特点是装有连杆 6 和摆动杠杆 7。在这种液压马达中，滚子与柱塞具有不同的速度和加速度。滚子的力通过杠杆 7 作用于转子，所以柱塞所受的侧向分力几乎全部得以卸除。仅有由于杠杆 6 对柱塞中心的偏斜所产生的较小的分力作用于柱塞。其余工作情况与前述液压马达类似（见图 1, *a*）。

还有另外一些结构的液压马达，其油缸组位于外周，而星形导轨装置位于中心（见图 1, *c*）。这种液压马达的油缸体一般固定不动，而是导轨装置旋转，但也有可能相反。在许多情况下，这种液压马达便于在机械中安装，并可大大减小旋转部件的惯性力矩，从而提高设备的灵活性（图 1, *c* 的零件号与图 1, *a* 相同）。

上述为一般最通用的多行程液压马达。还有其他一些多行程液压马达，将在以后有关章节中加以叙述。

图 1, *e* 所示为一单行程液压马达，由星形油缸组 1 组成，柱塞 2 在油缸组体的孔中移动，通过连杆 3 作用于偏心轮 4。此外，液压马达还装有配油器，图中未标出。当工作油液进入柱塞的下部时（图 1, *e* 中的高压油符号为“+”，回油符号为“-”），柱塞通过连杆作用于偏心轮。这时，如果偏心轮固定，则作用于柱塞的力 T 使油缸组旋转，如果油缸组不动，则力矩 Nl 使偏心轮旋转。轴每转一周，每个柱塞就完成一个行程。

按上述原理所制造的液压马达，工艺性良好，并可高速旋转，但当容积常数相同时，这种液压马达的重量和尺寸都比多行程液压马达大。

上述均为定量液压马达，即其容积常数在使用过程中不能强制改变。变量大扭矩液压马达将在第六章叙述。

第二节 基本关系式

1. 确定液压马达输出转矩（在定压下）及其转速（当流量已定时）的主要参数是容积常数，即在单位容积效率时，液压马达轴每转所需要的流量。容积常数以符号 q （公分³/转或升/转）表示。径向柱塞式液压马达的容积常数可由下式求出：

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h x y z \quad (1)$$

式中 d ——柱塞直径；
 h ——柱塞行程；
 x ——液压马达轴每转一次柱塞的行程数量；
 y ——柱塞的排数；
 z ——每排的柱塞数。

如果液压马达的流量为 $Q_{\text{м}}$ 升/分，则当容积常数为 q 升/转时，其轴的理论转速为：

$$n_{\text{теор}} = \frac{Q_{\text{м}}}{q} \text{ 转/分} \quad (2)$$

实际上并非全部油液都能进行有效的工作，因为一部分油液经间隙产生泄漏，一部分油液产生压损，还有一部分油液在高压油管 and 回油管中产生溢损。以容积效率 $\eta_{\text{об}}$ 表示这些损失。因此，液压马达轴的实际转速为：

$$n_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{q} \eta_{\text{об}} \quad (3)$$

液压马达出轴的功率（公斤米/秒）可由下式确定：

$$N_{\text{м}} = M_{\text{м}} \omega$$

式中 $M_{\text{м}}$ ——液压马达轴上的力矩（公斤米）；

$\omega = \frac{\pi n_{\text{м}}}{30}$ ——出轴的角速度（弧度/秒）。

输入液压马达油流的功率为：

$$N_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{м}} \Delta p}{612} \text{ 瓩} \quad (4)$$

或

$$N_n = \frac{10Q_n \Delta p}{60} \text{ 公斤米/秒} \quad (5)$$

式中 Δp ——液压马达的压力差 (公斤/厘米²)。

如果液压马达为全效率 η_n , 则:

$$N_n \eta_n = N_m$$

或

$$\frac{10Q_m \Delta p}{60} \eta_n = M_m \frac{2\pi n_m}{60}$$

如果 $\eta_n = \eta_o \eta_m \eta_z$, 式中 η_m 、 η_z 分别为机械效率和液压效率, 则得:

$$M_m = \frac{\Delta p q}{100 \times 2\pi} \eta_m \eta_z \text{ 公斤米} \quad (6)$$

式中 q 为厘米³/转。

若不计效率, 则液压马达输出的理论转矩为:

$$N_{m \text{ 理论}} = \frac{\Delta p q}{2\pi} \quad (7)$$

上列计算功率用的公式 (4), 计算转矩用的公式 (6)、(7) 和计算转速用的公式 (2)、(3) 是在具体使用条件下确定液压马达参数的几个基本公式。在设计液压马达时, 正确地确定其容积常数, 尤为重要, 因为它直接关系到液压马达的尺寸和重量。

一定容积常数的选择取决于所用的压力, 因为液压马达的输出转矩与工作压力差成正比。高压能减小传动装置的尺寸, 所以采用高压是有利的。不过, 提高工作压力将使液压马达的结构复杂, 因为必须采用严密的密封和复杂的配油器, 而且传动部件所受的力和接触应力也相应增加。此外, 还必须考虑到, 工业部门生产的是哪一种油泵。基于上述条件, 当前液压马达的压力采用 100 公斤/厘米² 较为合理, 今后, 大转矩液压马达可采用 160 和 250 公斤/厘米² 的压力。在选择液压马达的容积常数时, 还需要注意国内一些工业部门所应用的液压马达容积常数的参数系列, 因此, 所选的容积常数, 应与一定的参数系列相符合。

2. 现在研究柱塞滚子沿导轨曲面工作段移动时转矩的形成。

图2所示为承受一个柱塞滚子作用的导轨曲面区段。假定滚子与柱塞为刚性连接，而且二者的轴心重合，则由于导轨曲面的作用，柱塞所产生的力 P 可分解为对导轨曲面的法向力 N 和与力 P 作用线垂直的切向力 T 。柱塞所产生的力矩为：

$$M_n = T\rho \quad (8)$$

式中 ρ ——液压马达中心与滚子轴心间距。

此时，切向力为：

$$T = P \operatorname{tg} \gamma \quad (9)$$

式中

γ ——力 P 和力 N 作用方向之间的夹角（压力角）。

压力角 γ 是液压马达的重要特征，因为法向力 N 和切向力 P

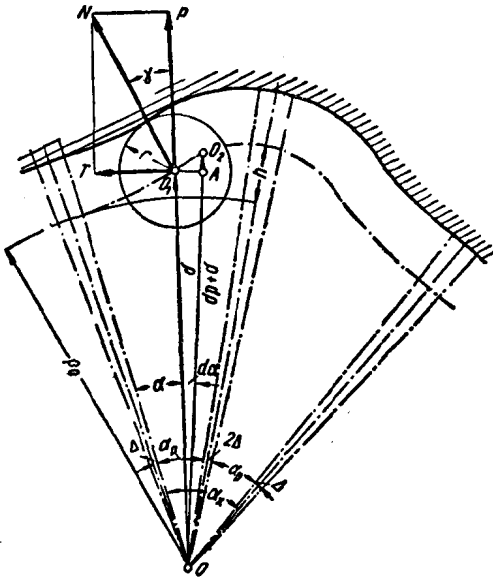


图2 作用于导轨曲面工作段的诸力

的形成与这个角的大小有关。

为确定 $\operatorname{tg} \gamma$, 使液压马达的转子转动一个角 $d\alpha$ 。滚子中心从 O_1 移至 O_2 , 液压马达中心至滚子中心的距离则为 $\rho + d\rho$ 。

再来分析曲线三角形 $O_1 O_2 A$ 。 $A O_2$ 边等于 $d\rho$, $O_1 A$ 边等于 $\rho d\alpha$ 。因为 $O_1 A \perp O O_2$, 而 $O_1 O_2 \perp N$, 所以 $\angle A O_1 O_2 = \gamma$ 。

此时, 则可求出:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{O_2 A}{O_1 A} = \frac{d\rho}{\rho d\alpha} \quad (10)$$

将公式(9)、(10)代入式(8), 并已知 $\alpha = \omega t$ (ω ——液压马达的角速度, t ——时间), 则:

$$M_n = P \frac{d\rho}{d\alpha} = P \frac{\frac{d\rho}{dt}}{\omega} = P \frac{v_\rho}{\omega} = P v_\alpha \quad (11)$$

式中

$v_\rho = \frac{d\rho}{dt}$ ——柱塞的相对移动速度;

$\frac{d\rho}{d\alpha} = \frac{d\rho}{dt} \cdot \frac{dt}{d\alpha} = \frac{v_\rho}{\omega} = v_\alpha$ ——柱塞的换算速度。

柱塞的换算速度 v_α 和换算加速度 $a_\alpha = \frac{dv_\rho}{\omega^2} = \frac{d^2\rho}{d\alpha^2}$ 是液压马达的重要特征, 因为它与液压马达的转速无关, 且可用来表明导轨曲面的质量。柱塞的运动学、液压马达的工作平稳性、柱塞输出的转矩、机械损失、导轨曲面压力角的变化、曲率, 以及导轨曲面的接触应力等都与柱塞的换算速度和加速度有关。

我们再来研究柱塞输出转矩的形成。

确定一个柱塞输出转矩的公式(11)是任何结构液压马达的通用公式, 当然, 也曾导出适用于某一具体结构的公式。实际上, 柱塞移动 $d\rho$ 距离所做的功为 $dA_n = P d\rho$, 而柱塞此时对出轴所做的功为 $dA_s = M_n d\alpha$ 。因为当效率为单位值时, $dA_n = dA_s$, 则得:

$$M_n = P \frac{d\rho}{d\alpha} = P v_\alpha$$

即实际上，柱塞传递于出轴的转矩，除与液压马达的结构有关外，还与柱塞的作用力及其相对移动速度（或换算速度）成正比。后一个结论非常重要，因为不管柱塞组的结构和切向力的卸载方式如何，都能得出为确定任一类型导轨曲面的扭矩和转速的通用方法。

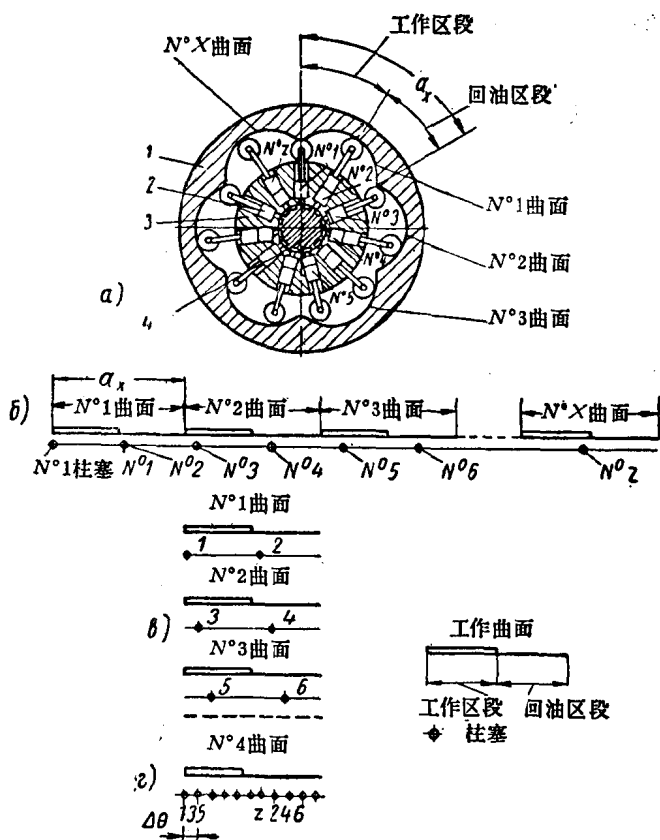


图 3 柱塞导入一个工作面图

液压马达的总转矩:

$$M = \sum M_n = pF \sum v_z \quad (12)$$

式中 F ——柱塞面积。

由公式(12)可知, 液压马达输出转矩的大小, 与在该转矩下承受工作压力时的各柱塞的换算速度之和有关。(柱塞的滚子位于导轨曲面的工作段) 但因柱塞的换算速度随转子的迴转角度而变化, 所以在一般情况下转矩不是固定不变的, 甚至轴每旋转一周, 就将变动若干次。本书第三章将谈到影响液压马达的转矩和转速变化的各个因素和消除这个不稳定性的途径, 同时还将谈到液压马达工作过程的周期性。

3. 研究径向柱塞式液压马达的柱塞与导轨工作曲面的相对位置。该液压马达有 z 个柱塞和 x 个工作曲面(图 3, a)。假定将导圈展开, 在展开图中标出柱塞位置(图 3, b)。

假如将所有的柱塞置于一个工作曲面上(为此, 必须将各个工作曲面加在一起, 图 3, b), 则可作出在表面上的柱塞分布图(图 3, c)。位于一个曲面内的柱塞之间的角度叫做柱塞角节距 $\Delta\theta$ 。

当液压马达工作时, 柱塞开始对工作曲面作相对运动, 而当转子转到 $\Delta\theta$ 角时, 柱塞便进入最初位置。以后, 液压马达的角速度和转矩按 $\Delta\theta$ 周期发生变化。增加柱塞的数量, 并不一定都能减小角节距。

现在研究工作曲面数 x 和柱塞数 z 有补偿公因数 m 的液压马达。在这种情况下, 液压马达可分解为柱塞与工作曲面的相对位置相同的 m 个对称部分。因此, 如果将诸柱塞置于一个工作曲面上, 则将出现柱塞重合, 在与工作曲面相对的同一位置上出现 m 个柱塞。

图 4, a 所示为六个工作曲面、八个柱塞的液压马达。其补偿公因数 m 等于 2。所以液压马达可分成两个对称的半边 aIb 和 $aIIb$, 在两个半边上, 柱塞与曲面相对位置一致。图 4, a 也表示各柱塞在一个表面上的位置。

图 4, b 所示为六个工作曲面、九个柱塞的液压马达, 其补偿

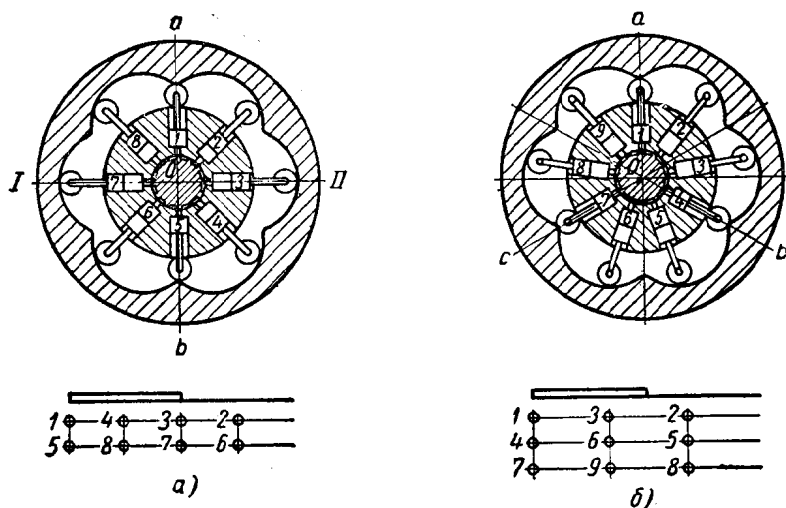


图 4 具有八个柱塞(a)和九个柱塞(b)的六行程液压马达

公因数 m 等于 3。液压马达可分成三个对称部分： aOb 、 bOc 、 cOa 。同样，当补偿公因数为任一 m 值时，液压马达便可分解成 m 个对称部分。因此，若将各柱塞置于一个曲面时，此一曲面则可分成 $\frac{z}{m}$ 个部分。各柱塞的角节距为：

$$\Delta\theta = \frac{\alpha_x m}{z} = 2\pi \frac{m}{xz} \quad (13)$$

式中 $\alpha_x = \frac{2\pi}{x}$ 曲面角——一个曲面所占有的角度。

由上式可知， m 值越小，角节距 $\Delta\theta$ 也越小。因此，为了保证最小的角节距 $\Delta\theta$ ，必须选择除 1 之外的没有补偿公因数的 x 和 z 值。

通过将各柱塞置入导轨曲面一个工作段来研究液压马达工作过程的方法是非常简便的。利用这种方法，可以直接而明显地看出液压马达的工作稳定性，确定各柱塞所形成的转矩数值和各传动元件的力，以及研究配油器的工作过程等等。为此，在曲面展开图上，可作出相对或换算速度图、力矩图、压力角图、法向应力图等等，并绘出导入一个曲面的各柱塞的位置。在上述图中，

可查出每个柱塞的速度、力距、压力角和法向应力。上述方法，可广泛用于多行程液压马达的研究与计算。

4. 下面分析大转矩液压马达在提高转速时的工作情况。

径向柱塞式大转矩液压马达的试验和使用经验表明，如果转子的转速超过每分钟 120~150 转，则液压马达的工作不良。虽然液压马达的转数不高，但柱塞组的工作强度却相当大。例如，具有六个工作曲面的液压马达，转子的转速为 200 转/分时（转子每转一周，柱塞完成六个行程），一个柱塞要在一分钟内完成 1200 个双行程。转子的转速太高时，滚子可能从导轨曲面脱开，使液压马达内发生撞击，并减小输出转矩。如果导轨曲面的外形合适，则可使上述现象消除或减小到最低限度。

当分析液压马达的运动学时，必须考虑到同时作用于柱塞组的力适合于三种加速度。旋转加速度 a_n （法向或向心加速度）使滚子紧贴导轨曲面。相对运动加速度 a_p ，根据不同符号，既可使滚子紧贴导轨曲面，也可使滚子脱开科里奥利加速度 a_k 与柱塞相对运动速度的方向垂直。

滚子从导轨曲面脱开，往往发生在曲面的回油区段，这时，除惯性力外，使柱塞压向导轨曲面的力只有较小的回油管路的压力或弹簧力。以后，将不考虑弹簧力，因为在各种液压马达的最新结构中，一般都不采用弹簧。

滚子不致从导轨曲面脱开的条件为：

$$p_{ca}F \geq \frac{G}{g}(a_{p\max} - a_n) \quad (14)$$

式中 p_{ca} ——回油管路压力（公斤/厘米²）；

F ——一个柱塞或连成柱塞组的数个柱塞的横截面积（厘米²）；

G ——柱塞和随柱塞一同运动的整个系统的重量（公斤）；

g ——重力加速度（厘米/秒²）；

$a_{p\max}$ ——柱塞相对运动的最大正加速度（由中心到周边方

向的加速度为正加速度)(厘米/秒²);

$a_n = \omega^2 \rho_{u,r}$ ——法向加速度的绝对值 (厘米/秒²);

ω ——转子的旋转角速度 (弧度/秒);

$\rho_{u,r}$ ——液压马达中心至柱塞组重心之距离(厘米)。

当液压马达柱塞和滚子的速度与加速度相同时, 根据公式(14)可以计算出回油管路中的必需压力。液压马达柱塞和滚子的速度不同时(图1, δ 所示具有摆动杠杆的卸载装置), 应在公式(14)的右边加上与柱塞一同运动的所有元件的惯性载荷。

国内和国外液压马达工作情况的分析结果表明, 导轨结构都有一定的缺点, 即当转子的转速较高时, 必须在回油管路中保持相当高的压力。

由公式(14)可知, 在下式情况下, 转子为任一转速时, 柱塞才不致从导轨曲面脱开:

$$a_{\rho_{\max}} \geq a_n \quad (15)$$

因此, 当多行程大转矩液压马达的转速较高时, 所设计的导轨曲面必须符合公式(15)的条件。

在提高转速时, 导轨曲面的形状对回油管路的压力(加速度大小), 和对液压马达的工作经济性都有很大的影响, 这点将在第三章加以叙述。

第三节 机械特性

所谓液压马达的机械特性, 是指其流量不变时液压马达的转速与出轴扭矩(或压力)的关系。在确定液压马达的外特性时, 可求出效率与转速或转矩的关系。图5所示为全苏国立煤矿机械设计院БГД-420型液压马达的外特性曲线, 即转速、效率与压力的关系曲线。绘制该图曲线的数据见表1。

根据液压马达的外特性曲线, 就可确定液压马达在不同使用条件下的工作经济性。

从图5所示的各曲线可知, 液压马达的效率取决于他的工作条件。若减少转数, 容积效率就降低, 因为, 绝对泄漏量实际上