

202253

矿用高转矩液动机

苏联 B.H. 霍林 G.H. 法捷耶夫 A.H. 申尔尼舍夫 著

鸡西煤矿机械厂技术情报档案室 译

中国工业出版社

矿用高转矩液动机

〔苏联〕 В. Н. 霍林 С. Н. 法捷耶夫 А. И. 車尔尼舍夫 著

鸡西煤矿机械厂技术情报档案室 译

中国工业出版社

本书介绍矿山机械用的径向柱塞式和叶片式高转矩液动机的原理、结构和配油，并简要地叙述了高转矩液动机的一般计算式、分类、试验和使用。

本书供矿山机械设计、制造和使用的工程技术人员参考。

В.Н.Хорин, С.Н.Фатеев, А.И.Чернышев
ВЫСОКОМОМЕНТНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ В
ГОРНОМ МАШИНОСТРОЕНИИ
НЕДРА Москва 1964

* * *

矿用高转矩液动机

鸡西煤矿机械厂技术情报档案室 译

*

煤炭工业部书刊编辑室编辑 (北京东长安街煤炭工业部大厦)

中国工业出版社出版 (北京任胡同路西10号)

北京市书刊出版业营业许可出字第110号

中国工业出版社第四印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

开本 $850 \times 1168^{1/32}$ ·印张 $3\frac{3}{4}$ ·字数86,000

1966年3月北京第一版·1966年3月北京第一次印刷

印数0001—1,480·定价(科四)0.48元

*

统一书号: 15165·4235 (煤炭-331)

目 录

第一章 概論	1
§ 1. 基本計算式	1
§ 2. 高轉矩液動机的分类	11
§ 3. 液動机质量指标的評定	16
第二章 內工作曲面徑向柱塞式液動机	21
§ 1. 液動机的型式特征	21
§ 2. 液動机的工作曲面及配油工作	24
§ 3. БГД型液動机	37
§ 4. БГД型液動机的容积效率和机械效率的計算	42
§ 5. ДП型液動机	49
第三章 外工作曲面徑向柱塞式液動机	56
第四章 叶片式液動机	62
§ 1. БЛГ型叶片式液動机的結構	62
§ 2. 材料的选择、热处理、对表面光度和几何形偏差的要求	67
§ 3. БЛГ-400型液動机的計算	69
§ 4. БЛГ型液動机的系列	86
第五章 矿山机械用高轉矩液動机的液压传动系統	88
§ 1. 矿山机械中“泵—液動机”式的典型液压传动系統	88
§ 2. 組合液压传动系統	96
第六章 高轉矩液動机的試驗	102
§ 1. 試驗目的和方法	102
§ 2. 試驗台	103
第七章 高轉矩液動机液压传动裝置的使用	111
§ 1. 基本使用規則	111
§ 2. 液压传动系統的預防檢查和小修理	114

第一章 概 論

§ 1. 基本計算式

液动机的作用是将油液的压力能轉換为軸的旋轉运动的机械能。

目前，在短时作用压力为 $P_{\text{zp}} = 160$ 公斤/厘米² 的情况下，高轉矩液动机的液压传动系統最常用的工作油液的压力为 $P_{\text{pac}} = 100$ 公斤/厘米²。

不久的将来，油液的工作压力可增加到 160 公斤/厘米²，以后还可增加到 250 公斤/厘米²。使用与制造的經驗表明，在許多情形下，将压力增高到上述数值在技术上并不会产生特殊困难。

液动机的理論功率为：

$$N = QP, \text{ 公斤} \cdot \text{厘米/秒}$$

或

$$N = \frac{QP}{10\,200}, \text{ 千瓦}, \quad (1)$$

式中 Q ——油液的流量，厘米³/秒；

P ——压力，公斤/厘米²。

如 Q 的单位以厘米³/分或升/分表示，則

$$N = \frac{QP}{61.2 \times 10^4}, \text{ 千瓦} \quad (2)$$

或

$$N = \frac{QP}{612}, \text{ 千瓦}. \quad (3)$$

液动机旋轉时油液的理論流量等于液动机的工作容积 q （厘米³/轉）与軸轉速 n （轉/分）的乘积：

$$Q = qn, \text{ 厘米}^3/\text{分}. \quad (4)$$

此时，当軸旋轉一周时液动机工作腔的容积即为液动机的工作容积。

工作容积在型式特征中是液动机的主要参数，它能充分表明液动机的尺寸及液压功率。若以工作容积代替公式（2）中的流量 Q （厘米³/分），則

$$N = \frac{qnP}{61.2 \times 10^3}, \text{ 千瓦.} \quad (5)$$

由此式可見，液动机的理論功率与軸的轉速成正比。

液动机的第二个主要参数是軸的轉矩。

大家知道，旋轉运动时，功率与轉矩之間的关系可以用下式表示：

$$N = M\Omega, \text{ 公斤} \cdot \text{厘米/秒}$$

或

$$N = \frac{M\Omega}{10\,200}, \text{ 千瓦,} \quad (6)$$

式中 N ——液动机軸的理論功率；

M ——液动机軸的理論轉矩，公斤·厘米^①；

Ω ——液动机軸的旋轉角速度，弧度/秒，

$$\Omega = \frac{Q2\pi}{q \cdot 60} = \frac{\pi Q}{30q}. \quad (7)$$

若流量 Q 的单位为厘米³/分，則

$$N = \frac{QP}{60}, \text{ 公斤} \cdot \text{厘米/秒,} \quad (8)$$

$$M = \frac{N}{\Omega} = \frac{Pq}{2\pi} \approx 0.159Pq, \text{ 公斤} \cdot \text{厘米,} \quad (9)$$

式中 P ——工作压力，公斤/厘米²；

q ——液动机的工作容积，厘米³/轉。

由方程式（9）可知，液动机軸的理論轉矩当工作压力 P （公

① 原书为“公斤/厘米”有誤。——譯者

斤/厘米)为给定值时是一个常数,与轴的转速变化无关。这是液动机与电动机特性的重要区别之一。

实际上,液动机工作油液的压力能并未全部转换为轴的旋转运动的机械能。

液动机的能量有下列损失:

- 1) 因液动机的洩漏及其内部溢流而引起的容积损失;
- 2) 因液动机旋转时运动部份的摩擦而引起的机械损失。

除上述能量损失外,高速液动机当转速 $n > 3000$ 转/分时,还会受到局部阻力造成的压力损失,因而引起液压损失。本书所讲到的有关类型的液动机,其液压损失很小,可以忽略不计。

液动机功率的平衡关系由下式决定:

$$N_{\text{вх}} = N_{\text{вых}} + \Delta N_{\text{ог}} + \Delta N_{\text{мех}}, \quad (10)$$

式中 $N_{\text{вх}}$ ——液动机的输入功率;

$N_{\text{вых}}$ ——液动机输出轴上的输出功率或有效功率;

$\Delta N_{\text{ог}}$ ——容积损失功率;

$\Delta N_{\text{мех}}$ ——机械损失功率。

$$\Delta N_{\text{ог}} = \frac{Q_{\text{yr}} P}{612}, \text{ 千瓦}, \quad (11)$$

式中 Q_{yr} ——液动机的洩漏及油液的溢流,升/分。

$$Q_{\text{yr}} = Q_{\text{вх}} - Q, \text{ 升/分}, \quad (12)$$

式中 $Q_{\text{вх}}$ ——液动机进口处的流量,升/分;

Q ——液动机在给定工况下工作时的理论流量,升/分。

液动机相应的容积效率为:

$$\eta_{\text{ог}} = \frac{Q_{\text{вх}} - Q_{\text{yr}}}{Q_{\text{вх}}} = 1 - \frac{Q_{\text{yr}}}{Q_{\text{вх}}}. \quad (13)$$

高转矩液动机的洩漏值(Q_{yr})与轴的转速关系不大,而随压力的增高而增加,此时容积效率相应地降低。

增加液动机轴的转速可以增加液动机进口处的流量 $Q_{\text{вх}}$,由此可以提高容积效率。

计算时,通常以液动机的油液在一大气压下的单位洩漏来表

示油液的洩漏值,

$$Q_{yr} = q_{yr} P, \quad (14)$$

式中 q_{yr} ——液動機的油液在一大氣壓下的單位洩漏;

P ——液動機進口處工作油液的壓力, 公斤/厘米²。

機械損失功率

$$\Delta N_{\text{mec}} = \frac{M_{rp} n}{97500}, \text{ 千瓦}, \quad (15)$$

式中 M_{rp} ——換算于液動機軸上的摩擦轉矩, 公斤·厘米^①;

n ——液動機軸的轉速, 轉/分。

$$M_{rp} = M - M_{\text{ex}}, \quad (16)$$

式中 M ——液動機軸上的理論轉矩, 公斤·厘米;

M_{ex} ——液動機軸實際傳遞的轉矩, 公斤·厘米。

機械效率值依下式而

定:

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{M_{\text{ex}}}{M} = 1 - \frac{M_{rp}}{M}. \quad (17)$$

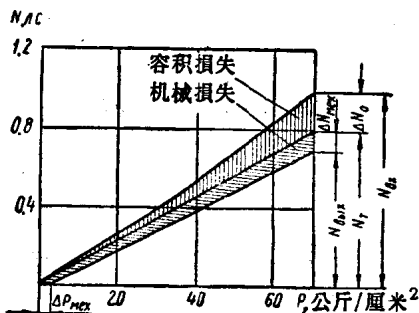


圖 1

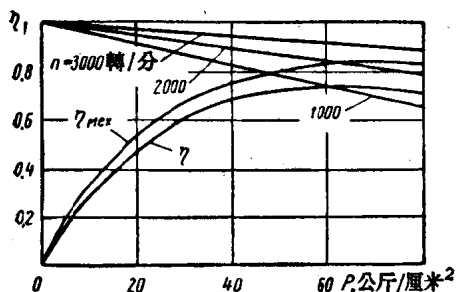


圖 2

η_{mec} 值隨壓力的增高而增加, 因為此時液動機軸上理論轉矩增加的速度明顯地高于摩擦轉矩 M_{rp} 增加的速度。液動機功率的平衡關係如圖1所示, 容積效率和機械效率的變化與壓力的關係如圖2所示。

① 原書誤為“公斤/厘米”。——譯者

液动机的总效率

$$\eta = \frac{N_{\text{вх}}}{N_{\text{вх}}} = \eta_{\text{ог}} \eta_{\text{мех}}. \quad (18)$$

矿山机械制造中有使用前途的高转矩液动机有径向柱塞式和叶片式两种。

外工作曲面①的径向柱塞式液动机(图3)可借增加油缸数和柱塞每转的工作行程数来增大转矩值。

为了增加液动机的油缸数可采用两个方法,一个是合理地选择位于同一平面内的各油缸与其相间部份的几何尺寸之间的关系;另一个是增加位置不同而彼此平行的平面内的油缸的排数。

位于同一平面内的油缸通常选用奇数(7~17,通常用9~11),因为此时可以减小液动机传递转矩的脉动。

位于不同平面内的油缸排数通常为1~3。

柱塞每转工作行程数依沿圆周分布且与柱塞相作用的工作曲面的数量而定。

工作曲面的数量通常为6~13。这个数值范围主要是根据防止柱塞的滚子脱离工作曲面和使回油管路中的工作油液具有合适的压力值而选定的(见后面所述)。

径向柱塞式液动机的工作容积依下式计算:

$$q_{p.n} = \frac{\pi d^2}{4} S Z m i \cdot 10^{-3}, \text{升/转}, \quad (19)$$

式中 $q_{p.n}$ ——径向柱塞式液动机的工作容积,升/转;

① 原书误为内工作曲面。——译者

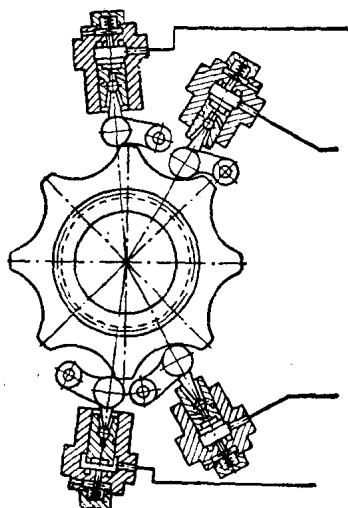


图3 外工作曲面①径向柱塞液动机装置图

d ——油缸直径，厘米；

S ——柱塞行程，厘米；

Z ——同一平面内的油缸数（一排内）；

i ——柱塞每转的工作行程数（沿圆周分布的工作曲面数）；

m ——液动机油缸的排数。

液动机以转速 n （转/分）旋转时的理论流量

$$Q_n = q_{p,n} n = \frac{\pi d^2}{4} S Z m i \cdot 10^{-3}, \text{ 升/分.} \quad (20)$$

公式 (20) 和 (19) 中的工作容积可以写成：

$$q_{p,n} = \frac{\pi}{4} \frac{S}{d} Z m i d^3, \text{ 厘米}^3/\text{转}. \quad (21)$$

此时，

$$d = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \frac{q_{p,n}}{\frac{S}{d} m Z \cdot i}} = 1.08 \sqrt[3]{\frac{q_{p,n}}{\frac{S}{d} m Z i}}, \text{ 厘米.} \quad (22)$$

柱塞行程对其直径之比 $\frac{S}{d}$ 是径向柱塞式液动机的一个重要结构参数。这个比值通常取为 $\frac{S}{d} = 0.4 \sim 1.0$ 。柱塞的长度 $l = (1.25 \sim 2.0) d$ 。

А.И. 捷斯連柯工程师考虑到配油器油孔的面积值，推荐了下列的计算油缸的直径的公式：

$$d = 2 \sqrt[3]{\frac{1}{(2-\phi) \pi} \frac{q_{p,n}}{m Z i}}, \text{ 厘米,} \quad (23)$$

式中 ϕ ——配油器油孔面积对油缸面积的比例系数，

$$\phi = \frac{F \phi}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4 F \phi}{\pi d^2}. \quad (24)$$

А. И. 捷斯連柯工程师推荐下式计算柱塞行程对其直径的比

值:

$$\frac{S}{d} = \frac{2 - \phi}{2}, \quad (25)$$

式中 S ——柱塞行程, 厘米。

对于叶片式液动机说来, 增加转矩决定于叶片工作表面的几何尺寸和同时工作的叶片的数量。БЛГ型叶片式液动机在矿山机械制造中具有应用前景, 因为这种液动机具有四个工作腔(图4), 每个工作腔都有一个工作叶片并单独地进行工作。

这种叶片式液动机的工作容积

$$q_n = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - d_p^2) l Z \cdot 10^{-3}, \text{ 升/转}, \quad (26)$$

式中 q_n ——叶片式液动机的工作容积, 升/转;

D_c ——液动机壳体的内孔直径, 厘米;

d_p ——液动机转子直径, 厘米;

l ——叶片长度, 厘米;

Z ——液动机的工作腔数。

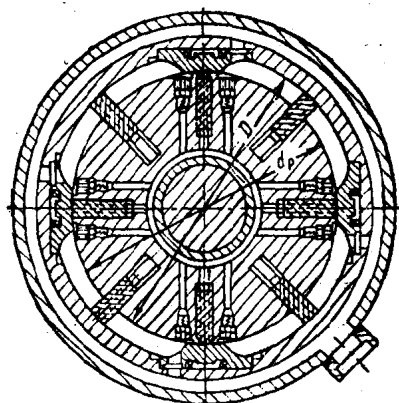


图4 具有四个工作腔的高转矩叶片式液动机装置图

液动机以转速 n (转/分) 旋转时的相应流量

$$Q_{\pi, n} = q_{\pi} n = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - d_p^2) l Z \cdot 10^{-3}, \text{ 升/分.} \quad (27)$$

液动机传递的轉矩公式

$$M = 0.159 q P = K_{\pi} P, \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}, \quad (28)$$

式中 K_{π} ——液动机轉矩系数;

$$K_{\pi} = 0.159 q, \quad (29)$$

q ——液动机的工作容积, 厘米³/轉。

以解析法研究液动机的瞬变过程时, 利用液动机軸旋轉 1 弧度的容积常数較為方便,

$$q_r = \frac{q}{2\pi}, \text{ 厘米}^3/\text{弧度}. \quad (30)$$

軸的角速度对流量之比称为液动机的放大系数

$$K_{\pi} = \frac{\Omega}{Q}, \quad (31)$$

式中 Ω ——軸旋轉的角速度, 弧度/秒;

Q ——流量, 厘米³/秒。

将公式 (7) 中的角速度值 Ω 代入, 得:

$$K_{\pi} = \frac{2\pi}{q} = \frac{1}{q_r}, \text{ 厘米}^{-3}. \quad (32)$$

液动机輸出軸空轉时的角速度与液动机流量的变化关系即为液动机的速度特性。

由公式 (31) ① 得出液动机軸的旋轉角速度

$$\Omega = K_{\pi} Q, \text{ 弧度/秒}, \quad (33)$$

式中 Q ——液动机的流量, 厘米³/秒。

考虑到洩漏和內部孔道的液压損失 (对高轉矩液动机來說, 其值相当小), 角速度

$$\Omega = K_{\pi} Q - q_r K_{\pi} P - q_r K_{\pi} \Delta P, \text{ 弧度/秒}, \quad (34)$$

式中 q_r ——液动机的油液在一个大气压下的单位洩漏, 厘

① 原书誤为“公式 (28)”。——譯者

米⁵①/秒·公斤；

P ——液动机空轉时工作油液的壓力，公斤/厘米²；

$$\Delta P = \frac{Q}{G_{\pi}}, \quad (35)$$

式中 ΔP ——液动机孔道的液压損失，公斤/厘米²；

Q ——液动机进口处的流量，厘米³/秒；

G_{π} ——液动机孔道的油液傳導率，厘米/公斤·秒。

当一开始向液动机供給油液还未克服摩擦力矩时，供給的油液就全部洩漏（图5）。

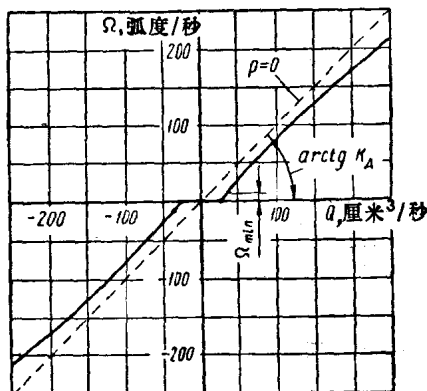


图5 液动机的速度特性曲线

当流量增加到 Q_1 时，液动机軸开始旋轉。由于摩擦力矩和洩漏值的变化（例如，叶片式液动机的轉子由于在其壳体内位置的变化等原因使端面間隙发生变化，从而引起洩漏值的变化），液动机軸得到稳定的轉速需待流量达到 $Q_{\min}$ 时。

如果向液动机供給的油液的流量为恒定数值，此时若改变液动机軸的轉矩，則液动机軸的旋轉角速度也发生变化。

轉速与轉矩的这种关系即为液动机的机械特性。

由公式(28)②得出压力与轉矩的关系：

① 原文为“厘米³”疑誤。——譯者

② 原书誤为“公式(25)”。——譯者

$$P = \frac{M}{K_x}, \quad (36)$$

由此

$$\Omega = K_x Q - q_y K_x \frac{M}{K_x} - q_y K_x \frac{Q}{G_x}. \quad (37)$$

上式中轉矩值 M 的变化范围为 $M = +M_p \sim M = -M_p$, 式中 M_p 系指最大的計算轉矩, 公斤·厘米。

为計算方便, 公式(34)可以写成下式:

$$\Omega = K_x Q - \left(\frac{d\Omega}{dM} \right) M, \text{ 弧度/秒}, \quad (38)$$

$$\text{式中} \quad \left(\frac{d\Omega}{dM} \right) \approx \frac{K_x q_y}{K_x u}, \quad (39)$$

$\left(\frac{d\Omega}{dM} \right)$ ——液动机的机械特性弹性系数;

u ——考虑液压損失平均值的經驗系数 ($u = 0.3 \sim 0.6$)。

当給定流量 Q 时液动机的机械特性如图6所示。

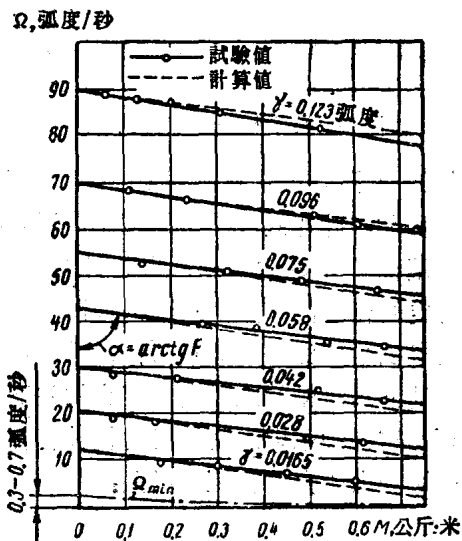


图6 液动机的机械特性曲线

单位参数指标 λ 是各种类型液动机的重要指标, 其值为液动机的重量 G 对工作容积 q (升/轉) 与工作油液的压力差 P (公斤/厘米²) 乘积之比:

$$\lambda = \frac{G}{qP}, \text{ 轉} \cdot \text{厘米}^2 / \text{升}, \quad (40)$$

式中 G ——液动机的重量, 公斤;

q ——工作容积, 升/轉;

P ——液动机的工作压力差, 公斤/厘米²。

这个单位参数指标可以充分評定各种液动机的重量特性。

高轉矩液动机当工作压力差为 $P = 100$ 公斤/厘米² 时的单位参数指标值通常为 $\lambda = 0.1 \sim 1.5$ 轉·厘米²/升。具有四个工作腔的叶片式液动机的单位参数指标值較小, $\lambda = 0.1 \sim 0.5$ 轉·厘米²/升, 而径向柱塞式液动机的单位参数指标值較大, $\lambda = 0.5 \sim 1.5$ 轉·厘米²/升。

§ 2. 高轉矩液动机的分类

在矿山机械制造中应用的高轉矩液动机 (轉矩大于200公斤·米) 可分为两种基本类型, 即径向柱塞式和叶片式液动机。

第一种类型的液动机, 其柱塞在径向配置的油缸中作往复运动 (图 3), 使工作油液的压力能轉变为机械能。这种液动机具有足够高的容积效率, 这是因为一方面在工艺上很容易使柱塞与油缸孔达到足够高的配合精度, 另一方面柱塞与油缸之間的縫隙具有良好的密封性。这种类型液动机的結構比較成熟, 使用比較可靠。

第二种类型即为叶片式液动机, 它通常具有数个工作腔。图 4 即为具有四个工作腔的高轉矩叶片式液动机。

在液动机中, 工作油液的压力作

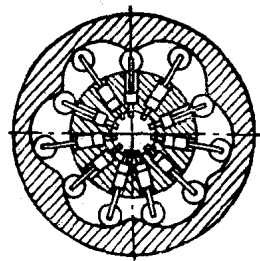
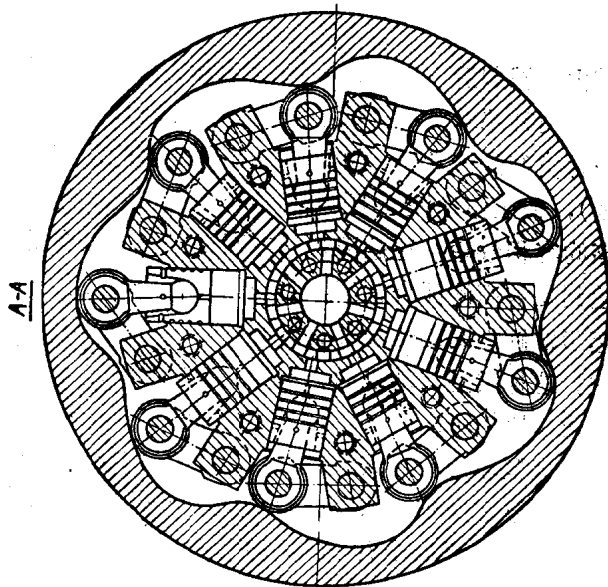
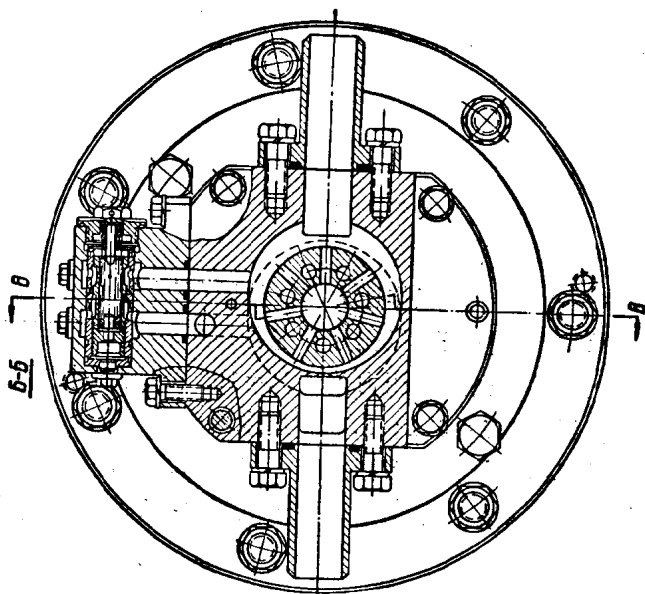


图 7 內工作曲面的径向柱塞式液动机装置图



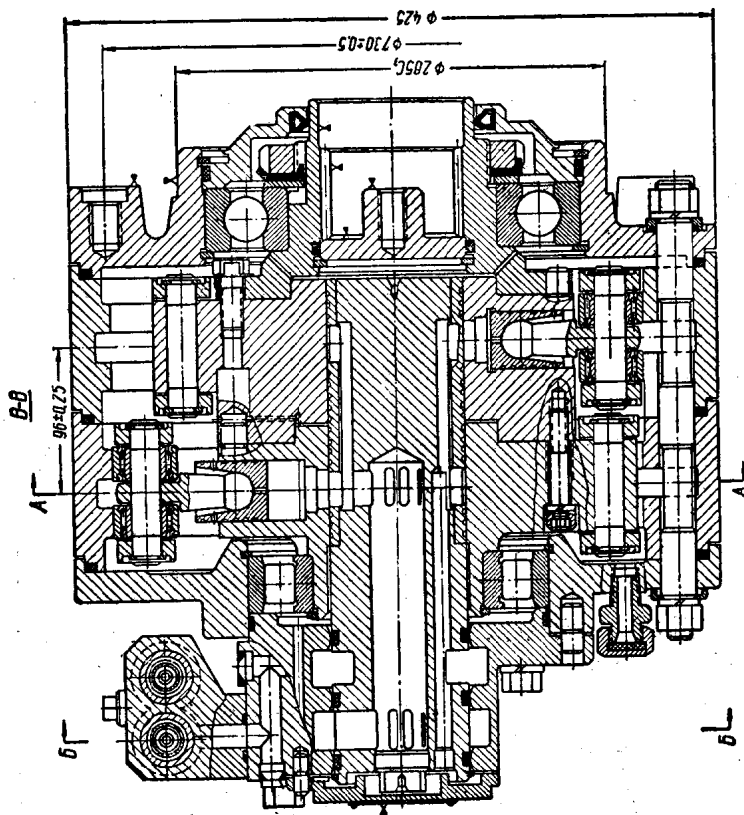


图 8 双排分段径向柱塞式液动机装置图