

船用齿轮泵 与 螺杆泵

郑 洪 兰 编

上 海 海 运 学 院

内 容 提 要

本书说明齿轮泵, 转子泵及螺杆泵的工作原理、结构、工作特性及维护管理。其中对高压齿轮泵和三螺杆的工作原理和特性作了较详细的论述, 为使内容通俗易懂, 简略了繁琐理论公式推导。本书除可作大专院校轮机专业教学参考外, 对船舶轮机人员及液压技术人员也有一定的参考价值

绪 言

泵是用来输送液体的机械，它把原动机(一般为电机)输出的机械能转变为液体的能量，即液体的位能、动能和压力能，使液体可以从低处流向高处；从低压的地方流到高压的地方；或使液体获得一定压力能，用于驱动液压机械等。它是使用广，数量和类型众多的一种通用机械。

在船舶上有数量众多的各种类型的泵，而齿轮泵及螺杆泵是其中的两种泵。因为它们的运动部件仅有回转部件，所以它们又可称回转泵。同时它们吸、排液体是靠泵的工作容积产生变化而完成的，因此它们又属于容积泵的一种。

齿轮泵和螺杆泵仅有回转运动部件，而无往复运动部件，没有往复运动部件的惯性力，所以允许其转速较高，进而使其外型尺寸小，结构变得紧凑，且易磨损的部件少，维修管理简单方便，因而在船舶上得到广泛的应用。在船舶上它们一般适用于输送润滑油、燃油、冷却系统的冷却油及液压机械中的主油泵及辅助油泵等。但也可以作水泵用，不过要采用非金属的部件，以防止泵的锈死及减少磨损。

目 录

绪 言

第一章 齿 轮 泵

第一节 外啮合齿轮泵

- 一、外啮合齿轮泵的基本工作原理.....(1)
- 二、齿轮泵的排量及其脉动.....(2)
- 三、齿轮泵的效率及特性.....(4)
- 四、齿轮泵产生径向不平衡力的原因及减小方法.....(7)
- 五、齿轮泵的困油现象及解决方法.....(9)
- 六、齿轮泵的典型结构.....(10)

第二节 内啮合齿轮泵

- 一、低压内齿轮泵.....(19)
- 二、高压内齿轮泵.....(20)

第三节 转子泵

- 一、转子泵的结构及工作原理.....(22)
- 二、转子泵的排量及优缺点.....(23)

第四节 齿轮泵的管理

- 一、齿轮泵运转中注意的事项.....(24)
- 二、齿轮泵检修中注意的事项.....(25)
- 三、齿轮泵的常见故障及其原因和解决方法.....(25)

第二章 螺 杆 泵

第一节 三螺杆泵

- 一、三螺杆泵的工作原理.....(27)
- 二、三螺杆泵的密封腔室形成.....(28)
- 三、三螺杆泵的轴向力和径向力及其平衡方法.....(31)
- 四、三螺杆泵的排量及特性.....(32)
- 五、三螺杆泵的结构.....(33)

第二节 双螺杆泵

第三节 单螺杆泵

- 一、单螺杆泵的结构.....(37)
- 二、单螺杆泵的工作原理及排量.....(38)

第四节 螺杆泵的管理

- 一、螺杆泵的起动.....(39)
- 二、螺杆泵运转中的管理.....(40)
- 三、螺杆泵的停车.....(40)

第一章 齿 轮 泵

第一节 外啮合齿轮泵

一、外啮合齿轮泵的基本工作原理

齿轮泵一般按其结构的不同,可以分为外啮合齿轮泵、内啮合齿轮泵及转子泵,它们的工作原理基本相同。由于外啮合齿轮泵使用较广,若无特别的说明,齿轮泵多数即指外啮合齿轮泵(简称外齿轮泵)。

图1所示为外啮合齿轮泵的基本工作原理图,齿轮泵的主要工作部件为一对互相啮合的齿轮,主动齿轮2和从动齿轮4安装在泵体3上的两根齿轮轴上。一般主动齿轮和从动齿轮都做成具有相同的形状和大小,主动齿轮用键固定在一根较长并穿出泵体端盖的主动轴上,由原动机带动其回转,从而使两个互相啮合的齿轮按相反的方向作等速的回转。由于两齿轮的齿顶外圆及两端面都被泵体和泵端盖所密封,且由啮合着的牙齿

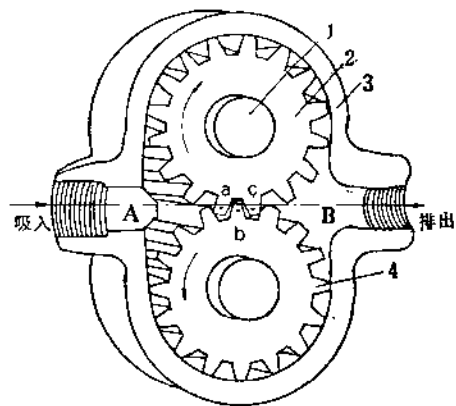


图1 外啮合齿轮泵的基本工作原理

1—主动轴;2—主动齿轮;3—泵体;4—从动齿轮。

a、b、c、将泵腔分成两个密闭的腔室A和B,而这两个腔室又分别和各自的吸入管口及排出管口相通。当主动轴带动两齿轮按图示箭头的方向作相反方向回转时,原来啮合的牙齿a就逐渐退出啮合,于是密闭的腔室A容积逐渐增大,腔室内的压力降低,产生局部真空,将吸入管内的油液吸入到腔室A,因此腔室A称为吸入腔。被吸入到齿间的油液将随着齿轮的回转,沿着泵体3的内侧壁带动到腔室B,在腔室B内,由于牙齿c的逐渐进入啮合,插入到另一齿轮的齿谷空间,将齿间的油液挤出,腔室B的容积逐渐变小,压力增高,达到排出压力时,油液就从腔室B经排出口排出,因此腔室B就称为排出腔。这样随着齿轮不断的回转,在腔室A按顺序有一对对牙齿退出啮合,而在腔室B则按顺序有一对对牙齿进入啮合,齿轮泵就能连续不断地从吸入管吸入油液,从排出口排出油液。若主动轴的回转方向和图示的箭头方向相反时,则原来的吸入腔A就变为排出腔,原来的排出腔B变为吸入腔,即泵的吸、排油液的方向和原来的方向相反。

从上述的齿轮泵工作原理可以看出:

1. 齿轮泵的吸、排工作是由于一对互相啮合的齿轮回转产生的,退出啮合一侧的腔室容积增大,压力降低;进入啮合一侧的腔室容积减小,压力增大。它是靠容积变化来产生吸、排工作的,是属于容积式定量泵的一种;

2. 为使腔室密封,减少泄漏损失,其密封性能要好,即齿面的啮合接触要好,齿顶外

圆和泵体内壁的径向间隙及齿轮两端面和泵体的前、后端盖间的轴向间隙要小。间隙越小其内部泄漏损失也越小，容积效率也越高，吸入性能及排出压力也可越高；

3. 齿轮泵的吸、排工作是连续的，但排量不够均匀，并带来压力脉动，其不均匀度及脉动率取决于齿轮的齿数、齿形及转速；

4. 齿轮泵不需要吸入及排出阀，没有往复运动部件，因此，其结构就比较简单，造价低及管理 and 维修简单方便；

5. 齿轮泵工作时，齿面的接触应力较大，齿面的磨损较大，所以它仅适用于输送润滑性能好及含杂质较少的液体。

二、齿轮泵的排量及其脉动

1. 齿轮泵的排量

齿轮泵每回转一次的排量，可以设想为等于两个齿轮所有牙齿槽的工作容积总和。但是要计算出这工作容积也是比较麻烦的，为化简起见，可以假设齿轮各牙齿的体积近似相等与牙齿间槽的容积。因此，齿轮泵每一转的理论排量 q_T 为：

$$q_T = \pi D_H h B = 2\pi Z m^2 B = 2\pi \frac{D_H^2}{Z} B, \text{毫升/转} \quad (1)$$

式中 D_H ——齿轮节圆直径，厘米， $D_H = Zm$ ；

B ——齿轮宽度，厘米；

Z ——齿数；

h ——齿高，厘米， $h = 2m$ ；

m ——齿轮模数，厘米。

实际上齿间槽的容积比牙齿的体积稍大，并且齿数越少时，两者的差值越大。考虑到这因素，在(1)式中可以用系数3.33~3.5代替 π 值，齿数少时可取大值，若以3.33代替 π ，则公式(1)变为：

$$q_T = 6.66 \frac{D_H^2}{Z} B, \text{毫升/转} \quad (2)$$

若齿轮泵每分钟转速为 n ，则泵的每分钟理论排量 Q_T 为：

$$Q_T = 6.66 \frac{D_H^2}{Z} B n \times 10^{-3}, \text{升/分} \quad (3)$$

在有些著作中，齿轮泵的每转理论排量 Q_T 采用下式计算：

$$q_T = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) B, \text{毫升/转} \quad (4)$$

式中 D_2 ——齿顶圆直径，厘米；

D_1 ——齿根圆直径，厘米。

从式(3)中可知，在节圆直径 D_H 相等的齿轮泵中，用增加齿轮的宽度 B 和转速 n 及减少齿数 Z 都可以增加泵的排量。但齿轮宽度 B 的增加将使齿轮泵的径向力增加，所以宽度不能增加过大。提高泵的转速 n ，虽可增加排量，但转速增加也有一定限量，因转速太高时，泵的磨损和噪声要增大。且当转速太高时，油液在离心力的作用下，对吸油产生阻力，油液不能填满整个工作腔室，这样会产生气蚀现象。故齿轮泵节圆的圆周速度最大以5~6米/秒为宜。但转速也不能过低，因泵的泄漏量和转速无关，仅和油液的粘度、间隙的大小及工作压力的

高低有关。故当齿轮泵的转速过低时, 泵的容积效率大为降低, 转速低于200~300 转/分
时, 泵就很难正常工作了。

有些转速较高的齿轮泵, 为了改善吸入性能不受过大的离心力影响, 其吸、排油口设在
端盖上。

减少齿数 Z 对增大泵的排量是有利的, 但齿数的减少意味着供油量的不均匀及排油压力
脉动增加。同时齿数过少时, 还会使牙齿产生根切现象。

产生根切时, 就会使齿轮的啮合系数 $\varepsilon < 1$, 即前面一对牙齿已脱离啮合, 但后面的一对
牙齿却还未进入啮合, 其后果将是: (1)破坏齿轮泵运转的连续性, 当一对牙齿已退出啮合,
另一对牙齿进入啮合时, 就会产生牙齿的撞击和噪声; (2)在没有啮合的瞬间, 齿间的密封
受到破坏, 使排出腔的高压油液倒回到低压的吸入腔, 使泵的容积效率下降; (3)根切使牙
齿根部厚度变薄, 使齿根强度减弱, 泵工作时甚至可使牙齿根部断裂。

为了避免齿轮产生根切现象, 对正常的标准齿轮, 则规定其齿数不能少于最小齿数, 或
采用修正齿形。

2. 齿轮泵的排量不均匀系数

齿轮泵是由二个互相啮合并作相反方向回转的齿轮所构成, 它随着容积变化而完成吸、
排油液的工作, 因而在齿轮的不同啮合点,
工作腔容积变化率是不相等的, 所以在每一
瞬时所排出的油量也就不相等, 这就造成了
瞬时输油不均匀和油压力脉动。齿轮泵的瞬
时排量计算较复杂, 但一般可看为是按抛物
线规律变化的, 图2表示啮合系数 $\varepsilon = 1$, 有
侧向间隙及对称卸荷槽的齿轮泵瞬时排量
变化曲线, 排量不均匀系数可用下式表示:

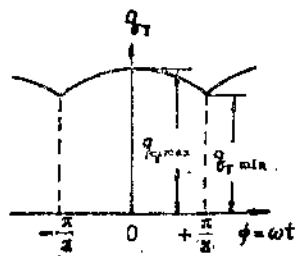


图2 齿轮泵瞬时排量变化曲线

$$\delta_q = \frac{(q_T)_{\max} - (q_T)_{\min}}{q_T} \quad (5)$$

式中 $(q_T)_{\max}$ ——瞬时排量的最大值;

$(q_T)_{\min}$ ——瞬时排量的最小值;

q_T ——每转的平均排量。

δ_q 的大小和齿轮泵的具体结构有关, 对上述的标准齿形的齿轮泵可用下式表示:

$$\delta_q = \frac{3\pi^2 \cos^2 \alpha}{12(z+1) - \pi^2 \cos^2 \alpha} \quad (6)$$

式中 α ——啮合角

由上式可知, 增加齿数 Z 及啮合角 α 都能减小不均匀系数 δ_q , 对 $\alpha = 20^\circ$, 有侧间隙的标准
齿轮, 利用公式(6)可算出 Z 和 δ_q 的关系, 如表1所示。

表1 齿轮泵齿轮齿数 Z 和排量不均匀系数的关系表

齿 数 Z	6	8	10	12	14	16	20
排量不均匀系数 δ_q (%)	34.7	26.3	21.2	17.7	15.25	13.38	10.74

由表1可见齿轮泵的排量不均匀性是相当大的, 尤其是当齿数少时, 所以在排量均匀性

能要求较高的液压系统中是不能采用的。

排量不均匀性大,使泵的性能变坏,而且还会产生压力脉动。对液压系统来说,使液压油缸的运动及液压马达转速均匀性变差。并影响到管路、阀门及整个系统振动,使管路的接头,密封都受到影响,并使噪声增加。

为了减小排量的不均匀性,可增加齿轮的啮合角 α 及齿数 Z 。一般齿轮泵的齿数为 $Z=6\sim30$,一般的船用机械,对泵的排量均匀性要求不高,仅要求其结构尺寸小,作用在齿轮上的径向力小,以延长轴承的使用寿命。低压的润滑油泵,一般可取 $Z=6\sim8$;对排量均匀性要求较高的低压齿轮泵(如某些调速器上用的动力油泵)一般可取 $Z=15\sim30$ 。

3. 齿轮泵的排量脉动频率

由于齿轮泵是作匀速连续回转运动的,齿轮上各牙齿齿形是相同,且作均匀分布的,所以每对牙齿转过时,排量变化的规律应该是相同的,即和图2所示的曲线相同,作周期性的循环,齿轮每转过一齿就变化一次,故其变化频率为:

$$f = \frac{Zn}{60}, \text{ Hz} \quad (7)$$

排量脉动频率,也就是油压脉动频率,当此频率和阀门、管路系统的自振频率相等时,就会产生共振现象。当发生共振时,将对系统产生严重的影响,如噪声增加,振动加剧,甚至可使管路等振裂,为了避免共振:(1)可改变系统的自振频率,即可用改变阀门、弹性元件和管路的尺寸或其安装位置;(2)改变排量的脉动频率 f ,如改变泵的转速或齿轮的齿数。

三、齿轮泵的效率及特性

1. 齿轮泵的容积效率

齿轮泵的实际排量 Q 要比理论排量 Q_T 小,两者之比称为容积效率,即

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q_T - \Delta Q}{Q_T} \times 100\% \quad (8)$$

式中 ΔQ ——容积损失。

容积损失,主要是泵的内部泄漏损失,其次是泵在压油过程中油液的体积压缩损失及外部泄漏损失。

外部泄漏损失是通过主动轴外表面和泵前端盖的密封装置向外泄漏,这种泄漏易于发现和排除。

油液的压缩损失,是因油液从低压的吸入腔进入齿间后,随着齿轮的回转逐步带到高压的排出腔,齿间的油液随着压力的升高,其体积逐步受到压缩。工作压力越高及油液中溶解

的空气越多,缩小的体积也越多,对容积效率是有一定影响。工作压力较低,这种压缩量很小,对容积效率影响小,可以不考虑。此外在齿封容积中还有少部分油液要被带回到吸入腔中。

齿轮泵产生内部泄漏,是在相对运动部件的间隙处,其泄漏途径如图3所示,分下面三部分:

1) 齿轮两端面和前、后端盖之间轴向

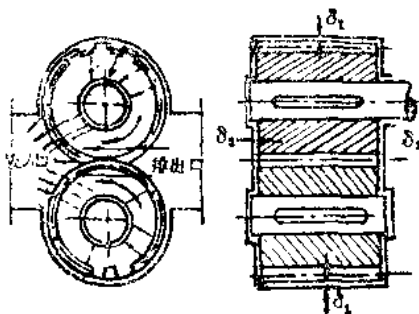


图3 齿轮泵内部泄漏途径

间隙泄漏。此是由排出腔和过渡区牙齿间的油液，(1)经齿轮两端的轴向间隙流入轴承腔后再流入到吸入腔；(2)或由端面轴向间隙直接流到吸入腔。由于端面间隙泄漏途径多，密封距离短，其泄漏量最大，占总泄漏量的70~80%左右，对容积效率起着决定性作用，且随着轴向间隙 δ_2 增大而增加。图4所示为某一齿轮泵，在相同的工作条件下，轴向间隙 δ_2 的大小对端面泄漏量的关系曲线。

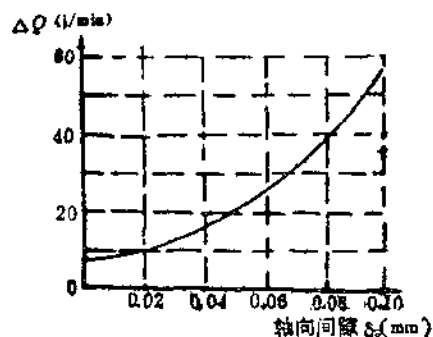


图4 齿轮泵轴向间隙和泄漏的关系

2) 齿顶外表面和泵体内侧壁的径向间隙泄漏。由于齿顶和泵侧壁的径向间隙 δ_1 较小，密封距离较长，且油液又有粘性，泄漏远较端面泄漏小得多，约占总泄漏量的15~20%左右。

3) 两齿轮齿面啮合接触处的泄漏，这泄漏是由于啮合接触不好，如由于齿轮加工安装不良所造成密封不好。在啮合正常情况下，这种泄漏是很小的，一般可以不考虑。

由于泄漏的结果，使齿轮泵的实际排量 Q 比理论排量 Q_T 小。

容积效率 η_v 随着工作压力的增加而降低，因工作压力越大，泄漏量也越大，所以泵的实际排量曲线就不再是水平的直线，而是随着工作压力的增加向下倾斜的曲线(见图5所示)。

2. 齿轮泵的机械效率

从齿轮泵排出的油液，其压力比吸入压力增加很多，这是由于从原动机上取得机械能的结果。因此排出的油液也就具有液压能量，也称输出功率，这能量除向需要的地方供应油液外，还可以用作液压机械的动力。齿轮泵的输出功率可用下式表示：

$$N_e = \Delta P Q \times 10^{-3}, \text{千瓦} \quad (9)$$

式中 ΔP ——排出压力和吸入压力之差，千帕；

Q ——齿轮泵的每秒实际排量，升/秒。

由原动机输入到齿轮泵轴的机械能，不能全部变为输出油液的液压能。这是因其中存在着机械摩擦损失和液体粘性摩擦损失。机械摩擦损失包括为：(1)轴承的摩擦损失；(2)轴和轴密封的摩擦损失；(3)齿轮啮合面间的摩擦损失；(4)轴向和径向间隙过小时还有齿轮和泵体间的摩擦损失。液体粘性摩擦损失，主要发生在齿轮的齿顶及两端面。(有些著作把液体粘性摩擦损失作水力效率来考虑，不作机械损失计算)。

这些摩擦损失，无疑都要消耗原动机的机械功，使齿轮泵理论输出功率 N_T 要比输入功率 N 小，两者之比值称为机械效率 η_m ，即

$$\eta_m = \frac{N_T}{N} = \frac{N - \Delta N}{N} \times 100\% \quad (10)$$

$$N_T = \eta_m N \quad (11)$$

式中 ΔN ——摩擦损失功率。

3. 齿轮泵的总效率及其特性曲线

1) 齿轮泵的总效率：齿轮泵的容积效率 η_v 和机械效率 η_m 的乘积就是它的总效率 η ，

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_m \quad (12)$$

用公式(8)和(10)代入上式，得出：

$$\eta = \frac{Q}{Q_T} \cdot \frac{N_T}{N} = \frac{Q}{Q_T} \cdot \frac{Q_T \cdot \Delta P}{N} = \frac{Q \Delta P}{N} \times 100\% \quad (12')$$

总效率的大小表征泵工作的完善程度，即输入泵内的机械功被转换为油液的输出功的百分数。

2) 齿轮泵的特性曲线：齿轮泵的性能，常用压力 P 为横坐标，总效率 η 、机械效率 η_m 、容积效率 η_v （或实际排量 Q ）、理论排量 Q_T 及输入功率 N 为纵坐标的性能曲线加以表示，这种性能曲线，是对应一定的泵，在一定的工作液体及某一恒定的转速和恒定的温度下作试验而

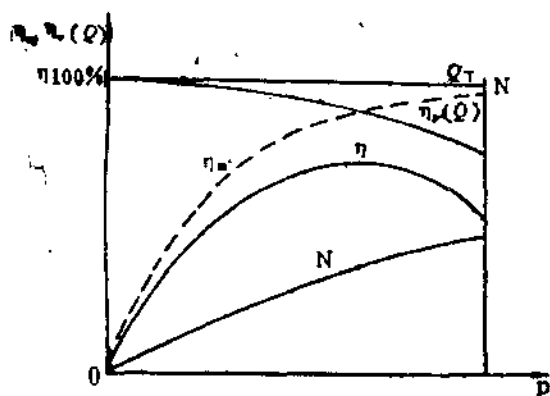


图5 齿轮泵的性能曲线

得到的，它是将试验的结果整理成表格，后在坐标图上逐点描绘出来，并将各点连成一光滑的曲线，如图5所示。

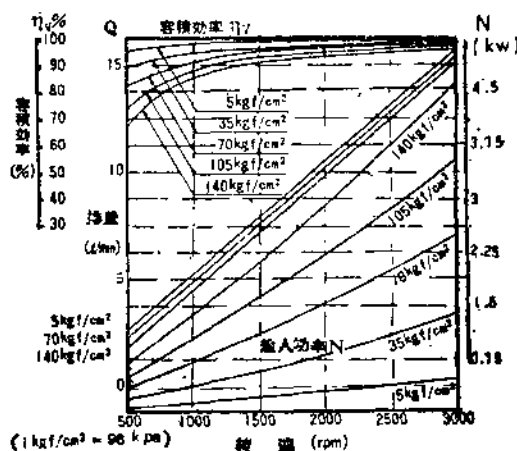
从图中可以看出，容积效率 η_v 是随工作压力的增加而减小的，当工作压力为零时，泵的泄漏量为零，容积效率 η_v 等于1，以后随着压力的增加，泄漏量增加，容积效率 η_v 降低。而机械效率 η_m ，则随着压力的增加而增加，这是因摩擦损失虽随压力的提高而增加，但其绝对值增加很小，远小于机械功的增加。当压力

等于零时，输出液体的输出功为零，输入的机械功全部变为机械损失，所以机械效率 η_m 为零；当压力升高以后，机械效率 η_m 开始时迅速增加，以后变慢。总效率 η 则在工作压力为零时，因机械效率 η_m 为零，所以它也为零，并随工作压力的增加从零迅速增高，当压力增加到一定值后，其增加的速度变小，达到最大值以后，若工作压力再增加，则总效率又减小，这是因压力增加，泄漏增加，容积效率下降较大的原因。

在此特性曲线中，还可以看出，泵的输入功率 N 随着压力的增加而增加的。所以在选用齿轮泵时，除了考虑所需排量和工作压力外，应把泵的工作点选在总效率 η 为最大值的附近。

如前所述齿轮泵的排量是和转速成正比的，图6所示为某一齿轮泵在不同转速时，泵的实际排量 Q 、输入功率 N 与工作压力 P 关系的性能曲线。在此情况下对已有的泵，欲增加泵的转速以增加其排量时，应防止原动机过载及泵的噪声过分增大。但当泵的转速降低到每分钟200转以下时，因容积效率下降严重，使泵不能向外正常供油。

对齿轮泵的特性还应指明：随着输送油液的温度或品种改变，油液的粘度和重度也改变，所以特性曲线也将发生变化。温度低或油液粘度大时，吸入压力将会降低，严重时可能造成吸入困难，而排出压力及消耗功率也会增加，这时应防止泵的过载。



四、齿轮泵产生径向不平衡力的原因及减小方法

由齿轮泵的工作原理可知,油液是从吸入腔吸入到齿槽,后沿着泵体内侧壁被带到排出腔排出的,由于吸入腔压力最低,一般低于大气压力,而排出腔压力最高。沿泵体内壁作用在齿顶外周的压力是变化的,是从吸入腔到排出腔是逐步升高,这一区域又称压力过渡区。此压力对齿轮产生径向力,作用在齿顶外周的径向力分布状况如图7所示。它的合力 F_1 和 F_2 径向作用在齿顶外周,并传递到齿轮轴上,使齿轮轴向吸入腔方向产生弯曲变形,同时轴承也受到单向的径向力,使其磨损不均匀。

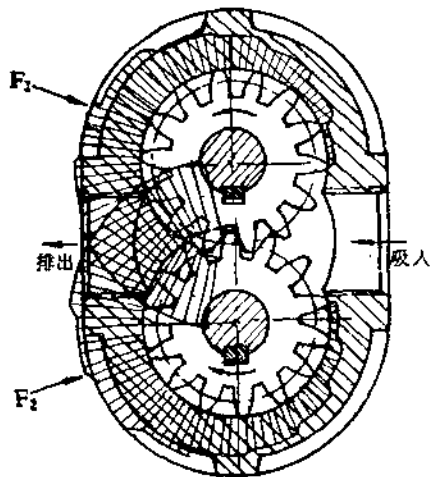


图7 齿轮泵的径向不平衡力分布状况

齿轮泵的排出压力越高,齿轮齿顶圆直径 D_2 及齿宽 B 越大,这种不平衡的径向力也就越大,它直接影响到齿轮和轴承的寿命。因油液引起的径向不平衡力可以近似地用下式计算:

$$F = K \Delta P B D_2, \text{ 牛} \quad (13)$$

式中 ΔP ——泵的排出压力与吸入压力差,兆帕;

B ——齿轮的宽度,厘米;

D_2 ——齿顶圆的直径,厘米;

$K = 80 \sim 70$ ——系数。

为了减小作用在齿轮上因油液压力引起的径向不平衡力,可采用以下几种方法。

1. 合理地选好齿轮泵外形尺寸

从上式(13)可知,对实际的齿轮泵,径向不平衡力是与齿宽 B 和齿顶圆直径 D_2 成正比的。但对相同的工作压力 ΔP 及排量 q_T 相等的角度来分析,则可得另一不同的结论。由前述的排量公式(1)中知:

$$q_T = 2\pi Z m^2 B$$

标对准齿

$$D_2 = (Z + 2)m, \text{ 用 } m = \frac{D_2}{Z + 2} \text{ 代入上式, 从而得:}$$

$$q_T = 2\pi Z \frac{D_2^2}{(Z + 2)^2} B = K' D_2^2 B \quad (14)$$

式中

$$K' = \frac{2\pi Z}{(Z + 2)^2}$$

从式(14)得:

$$B = \frac{q_T}{K' D_2^2}, \text{ 将此值代入式(13)得:}$$

$$F = K \Delta P D_2 \frac{q_T}{K' D_2^2} = \frac{K}{K'} \Delta P \frac{q_T}{D_2} = K_1 \Delta P \frac{q_T}{D_2} \quad (15)$$

式中

$$K_1 = \frac{K}{K'}$$

再由式(14)得:

$$D_2 = \sqrt{\frac{q_T}{K'}} \frac{1}{\sqrt{B}}, \text{ 将其代入式(13)得:}$$

$$F = K \Delta P \sqrt{\frac{q_T}{K'}} \frac{1}{\sqrt{B}} B = \sqrt{\frac{K}{K'}} \Delta P \sqrt{q_T} \sqrt{B} = K_2 \Delta P \sqrt{q_T} \sqrt{B} \quad (16)$$

式中

$$K_2 = \sqrt{\frac{K}{K'}}$$

从式(15)和(16)中可知当泵的工作压力 ΔP 和排量 q_T 一定时, 齿轮泵所受到的径向不平衡力是与齿顶圆直径 D_2 成反比, 与齿宽 B 的平方根成正比。因此在选用齿轮泵时, 对高压齿轮泵可选择较小齿宽 B 而齿顶圆直径 D_2 较大的泵, 用以减小径向力, 但 D_2 又不能过大, 以免产生过大的离心力, 使吸入困难。对中、低压齿轮泵, 因径向力不大, 可以选用齿宽 B 大些而齿顶圆直径 D_2 较小的泵, 以减小泵的径向尺寸, 使泵的结构紧凑。

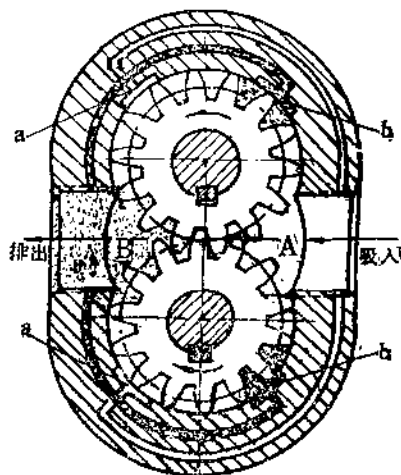


图8 在压力过渡区开压力平衡槽

高, 而把排出口的轴向宽度增加, 使排出口呈椭圆形截面。

4. 将高压油作用的范围扩大

实践证明, 齿轮泵在工作过程中, 由于受到径向力的作用, 齿轮轴产生变形, 齿顶和泵体的侧面的径向间隙是不均匀的(尤其是中、高压齿轮泵), 在吸入腔附近间隙最小。因此在压力过渡区内, 压力在径向间隙中不是沿圆周直线下降的, 在靠近排出腔, 因径向间隙最大, 压力下降慢, 在接近吸入腔的1~2个齿处, 间隙最小, 压力急剧下降, 这说明密封作用主要靠这1~2个齿。因此, 有些高压齿轮泵, 就把吸入腔侧的1~2个齿的齿顶和泵体之间的径向间隙做得很小, 而将其余齿的径向间隙加大。这样在很大的径向间隙内, 压力都近似排出压力, 因此径向力大部分得到平衡, 减小了不平衡的径向力。如国产的CB-N和CB-II型齿轮泵就是采用这样结构来减小径向力的。此外还有其它减小不平衡的径向力的方法, 将在高压齿轮泵的具体结构中加以说明。

2. 在压力过渡区开压力平衡槽

如图8所示, 在泵的端盖或泵体上开有压力平衡槽a和b, 并有孔道分别和吸入腔A及排出腔B相沟通。这样就可以使径向力达到近似相互平衡。但这种结构的压力平衡槽a和b使高压腔与低压腔相靠近, 要引起泵内部泄漏增加, 使泵的容积效率有所降低。

3. 减小齿轮泵的排出角

某些CB型齿轮泵, 为了使容积效率不降低, 又能减小径向不平衡力, 是采取减小排出口角度, 这角度越小越好, 使最高压力的油液仅作用到一、二个齿的范围。为了避免因此使排出口的截面积过小, 排油流速过

五、齿轮泵的困油现象及解决方法

为了使齿轮泵能连续稳定地供油，就要使其啮合系数 $\epsilon > 1$ ，也就是在齿轮上的一对牙齿退出啮合之前，另一对牙齿就要开始啮合，即在此一小段时间内，同时有两对牙齿啮合着。这样，在两对同时啮合着的牙齿之间，就存在着一个小的密封腔室，如图9所示。图9a表示

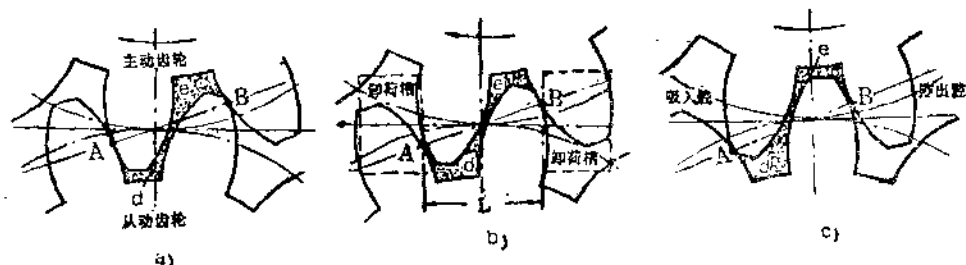


图9 齿轮泵的困油现象

为两对牙齿同时开始啮合的瞬间，两啮合点A、B间的密封腔容积为最大，随着齿轮按箭头方向继续回转，此密封腔的容积逐渐减小，直到两个啮合点A、B在两齿轮中心连线两侧对称位置时(如图9b所示)，密封腔的容积为最小。由于油液的可压缩性很小，随着密封腔容积的减小，腔室内的油液被压缩，压力急剧上升，油液强迫从密封面挤出，并使这部分油发热而引起变质，同时使齿轮和轴承受到很大的径向力。当齿轮再继续回转时，密封腔室的容积又逐渐增大，直到前面一对啮合的牙齿完全退出啮合的瞬间，密封腔的容积又增大到最大值(如图9c所示)。在密封腔的容积增大过程中，腔内的压力又急速降低，使溶于油液中的空气分离出来。若压力低于油液的饱和蒸发压力时，油液就要蒸发气化。当前一对牙齿完全退出啮合对，原来的密封腔马上又和吸入腔接通，油液快速冲入，这就是齿轮泵的困油现象。它可能引起“气蚀”，并产生噪音和振动等现象。发生困油现象时，除产生上述的后果外，还可能损坏齿轮的工作面，严重地影响齿轮泵的工作平稳性和泵的寿命，所以要力求避免齿轮泵的困油现象出现。

消除困油的方法很多，其中常采用的主要有两种：

1. 卸荷槽法

此法是在油泵两侧端盖的内平面对称两齿轮的连心线的位置上，各铣出两个长方形的卸荷槽，两卸荷槽的两内边在困油腔最小位置时，正好和两啮合点A、B相切，如图9b中虚线所示。两卸荷槽间的最小距离L应保证困油腔室达到最小位置以前通过卸荷槽和排出腔相通。在困油腔容积最小位置时，它既不和排出腔相通，也不和吸入腔相通。过了最小位置以后，困油腔室能通过另一侧的卸荷槽和吸入腔相通，从而避免了困油现象。

但在新型的CB型及一些其它型齿轮泵中，卸荷槽不是在对称于两齿轮的连心线两侧，而是向吸入腔方向偏移一小距离。这是因为当两齿轮的齿间隙很小时，困油腔上、下两小室e和d(见图9)可能互不相通。当齿轮啮合状态越过图9b所示位置以后，虽然困油腔室的总容积开始逐渐增大，但小室e的容积仍在继续减小，但已和排出腔侧的卸荷槽脱开，困油现象还不能完全解决。若卸荷槽向吸入腔移动一小距离以后，可使腔室e在大部分压缩过程中能和排油腔相通，并还可以多排出少量油液。下部的腔室d也可能因推迟和卸荷槽相通，产生局部真空而有利于吸油，从而基本上解决了困油现象，还能稍许提高泵的容积效率，更主要的是能使泵的噪声显著下降。

卸荷槽的结构形式是多种多样的,除了上述的两侧对称和不对称的矩形卸荷槽外,也有采用圆形结构的卸荷槽。此外还有仅在吸入腔侧或排出腔侧的单侧卸荷槽。考虑到向吸入腔侧偏移的两侧卸荷槽,起主要作用的仅是排出腔侧的卸荷槽,在吸入腔侧的卸荷槽,在实际工作中起的作用很小,而将其取消,这样就成了仅在排出腔侧有一个卸荷槽。至于仅在吸入腔侧有卸荷槽的,只是在两齿轮的齿间隙相当大时才采用。在这种情况下,困油腔的上下两个小腔室互相沟通,而实际上齿轮泵的齿间隙是相当小的,故这种结构很少采用。

虽然卸荷槽的结构是多种多样的,但卸荷的原理是相同的,即(1)要保证吸入腔和排出腔互不相通;(2)设法使困油腔室与吸入腔或排出腔相通。

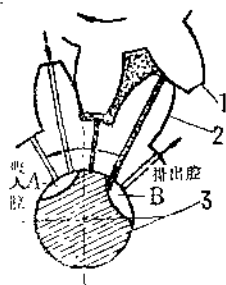


图10 消除困油现象的卸压孔法

1—主动齿轮; 2—从动齿轮; 3—从动轴。

腔相通;相反密封腔容积增大时,能和吸入腔沟通,从而避免产生困油现象。

2. 泄压孔法

在从动齿轮上开卸压旁通孔,如图10所示。从动齿轮2的牙齿和齿间上都钻有径向孔,从动轮滑套在从动轴3上,从动轴不随从动齿轮一同回转,并在其轴上的两侧各铣出一个弧形槽A和B,使它能和从动轮上径向孔相通。当产生困油现象时,使困油密封腔能和吸入腔或排出腔相通。从动轴的安装位置应为困油密封腔容积缩小时,能和排出腔相通;

六、齿轮泵的典型结构

齿轮泵按泵壳的结构来分有二片式和三片式。两片式由于加工及轴线对中较困难,所以采用不多;按齿轮的结构来分,有直齿、斜齿和人字齿之分,斜齿和人字齿,因制造工艺较复杂,现除了大排量及要求排量均匀和噪声小的场合使用外,一般都采用直齿轮为多,斜齿轮泵在转动过程中会产生轴向推力,人字齿轮则看成是两相反方向的斜齿轮组合,因而传动过程中所产生的轴向推力可以互相平衡;按齿轮数来分,有双齿轮泵、三齿轮泵(见图11a)、多齿轮泵及双联齿轮泵(见图11b)和三联齿轮泵(见图11c);按工作压力来分,可分为低压、中压及高压齿轮泵;按输入轴端的密封来分,有机械密封和填料密封。填料密封的结构简单、可靠、成本低,但阻力及磨损较大,且要经常维修;机械密封则相反,结构较复杂、零件多、造价高,优点是密封性能好,摩阻小、机械效率高,且不要经常维护。所以排量大的泵较多的采用机械密封,小型泵多采用填料密封。

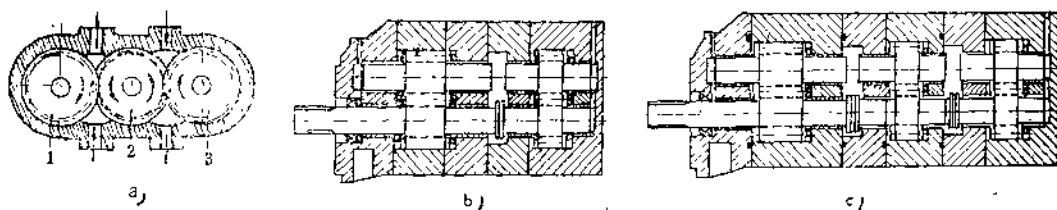


图11 齿轮泵的结构型式

a) 三齿轮泵 b) 双联齿轮泵 c) 三联齿轮泵。

(一) 低压齿轮泵

1. cy型齿轮泵

图12所示为2cy29/3.6—1型齿轮泵的结构图。型号“cy”是齿轮和油泵两个词的双语拼音的第一个字母；“2”表示双齿轮；“29”表示泵的排量为每小时29立方米；“3.6”表示泵的额定工作压力为3.6千克·力/厘米²(0.353兆帕)；末位字“1”表示型式。cy型系列齿轮泵是低压大排量的齿轮泵，其额定工作压力范围为0.274~2.45兆帕(2.8~25千克·力/厘米²)，排量为1.08~38米³/时。

2cy型齿轮泵的泵壳由泵体1、后端盖10及前端盖27组成。在泵体1内有四个螺旋形齿轮(斜齿轮)，两个主动齿轮18和20用长平键16装在主动轴12上，两个齿轮的螺旋角方向相反，共同拼装成一个人字形齿轮，以平衡螺旋形齿轮作啮合传动时所产生的轴向推力，并使传动平稳，排量脉动率减小。主动轴12的一端穿出前端盖27，借弹性联轴节和电机相连，并驱动其回转。

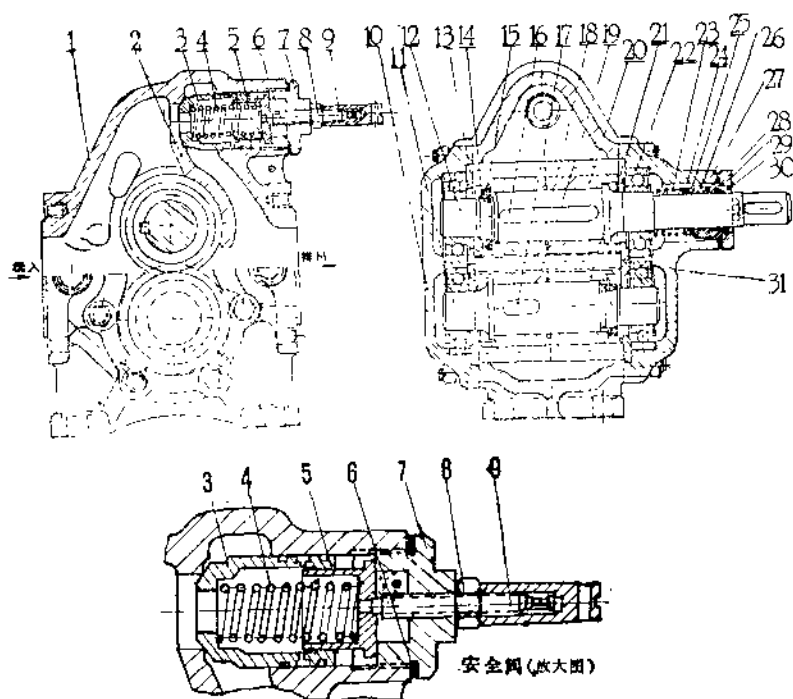


图 12 2cy29/3.6—1 齿轮泵的结构

1—泵体；2—泵体横隔；3—安全阀体；4、23—弹簧；5—弹簧座；6—垫片；7—安全阀盖；8—螺母；9—调节螺杆；
10—后端盖；11—从动轴；12—主动轴；13、31—挡板；14—锁紧螺母；15—锁紧环；16、17—平键；18、20—主动齿轮；
19、21—从动齿轮；22—轴承；24—弹簧座圈；25—橡胶密封环；26—动环；27—前端盖；28—静环；29—轴密压盖；30—销钉。

从动齿轮19和21也是由两个螺旋角方向相反的螺旋形齿轮拼装成一个人字形齿轮，但仅从动齿19才用短平键17固定在从动轴11上，而另一个从动齿轮21滑套在从动轴上，其目的是使两对齿轮在作啮合传动时，能自动调整其啮合位置，以补偿安装时位置的误差。

为防止齿轮的轴向位移，齿轮的一端是靠紧在轴的凸肩上，待另外齿轮装上以后，另一端用螺母14固定，并用锁紧垫15锁紧，以防螺母的松脱。两齿轮轴的两端各装在单列的向心球轴承上，而轴承的外圈则装在前、后端盖10和27的轴承座孔中。

齿轮的两端面不是和前、后端盖直接配合，在两者之间各有一经过热处理、精密磨光的

挡板 13 和 31, 泵体和挡板共同组成泵的密封工作腔。在泵体和前、后端盖之间有防止油液向外泄漏的垫片, 此垫片除起密封作用外, 还可用来调整齿轮两端面和挡板之间的轴向间隙, 改变垫片的厚度就意味着端面的轴向间隙大小的改变。

在前端盖主动轴出轴端处装有机密封装置, 以防止油液沿主动轴向外泄漏。机械密封装置主要由静密封环 28、动密封环 26、轴向密封橡胶环 25、弹簧衬座 24 及弹簧 23 组成。静密封环是借销钉 30 固定在轴封压盖 29 上, 不能随轴转动。压紧弹簧 23 一端靠在主动轴凸肩上, 当主动轴回转, 通过压紧弹簧使动密封环 26 及密封橡胶环 25 一同回转, 并使密封橡胶环径向压紧轴表面, 使油液不沿轴表面泄漏, 同时又使动密封环紧贴静密封环上。动环和静环的互相接触面就成一对产生相对运动的摩擦副, 这两个接触平面要经过高精度的研磨, 达到完全密封的作用。这样油液就既不能沿轴外表从橡胶密封圈 25 向外泄漏, 也不能从径向经过动环和静环间的密封面, 及橡胶密封圈和动环间接接触处向外泄漏。密封性能的好坏, 主要取决于动环和静环表面研磨的光洁度及橡胶密封圈的松紧程度。密封圈过松, 则轴表面的轴向密封性能不能保证; 如密封橡胶圈过紧, 密封圈不能作轴向移动, 使动环磨损或传动轴产生微小的轴向移动时, 动环和静环间的间隙不能得到补偿, 使径向密封得不到保证。

在 CY 型齿轮泵的吸入腔和排出腔之间的横隔 2 上装有一个带有凸肩的圆筒形差压式安全阀。它有一个空心圆筒形阀体 3 (见放大图), 内有弹簧 4 将其压住, 阀体上有弹簧座盖 5, 其上有调节螺杆 9 用于调节其压力。此差压式安全阀的工作原理是这样的, 排出腔的高压油作用在阀体外部凸肩上, 油压力作用的面积等于阀体最大直径处的横截面积和阀座通路横截面积之差, 并产生一个向右开阀的推力。面向左关阀的力除了弹簧力外, 还有吸入腔的低压油作用在阀内的力, 由于阀体内腔是和吸入腔相通的, 故低压油作用的面积和高压油作用的面积相同。当排出压力和吸入压力差小于弹簧调定的压力时, 安全阀关闭, 这时泵的排出压力取决于外界的负载。一旦外界负载增加, 排出压力也增高, 若排出压力和吸入压力差超过安全阀调定压力时, 安全阀打开, 使排出腔和吸入腔相通, 达到泄压保护目的。因安全阀的启闭是与排出压力和吸入压力差有关, 故称为差压式安全阀。

旋进或旋出调节螺杆 9, 就能调节弹簧力的大小, 使泵的工作压力得到调节, 不过安全阀的弹簧一般在产品出厂时, 都由工厂调节好, 一般情况下不可以任意进行调节, 以免使泵工作不正常或造成过载。

2. CB 型齿轮泵

CB 型齿轮泵也是我国自行设计制造的定型系列产品, 它是工作压力为 2.45 兆帕 (25 千克·力/厘米²), 排量为 25~125 升/分的低压齿轮泵。“CB”代表齿轮和泵, 由此两词的汉语拼音第一个字母所组成。

CB 型齿轮泵结构如图 13 所示, 此泵的特点是泵壳由后端盖 1、泵体 3 及前端盖 4 所组成的三片式结构。三片式泵壳的毛坯制造容易, 可直接用型材切料制造, 机械加工量小。在泵的前、后端盖上都装有承压能力较大的套圈式滚针轴承 2, 两齿轮轴安装在此轴承上。两端盖的内表面各铣出两个偏向于吸入腔 A 的卸荷槽 c, 能较好地消除困油现象。泵的吸、排口都设在后端盖上, 这样可以减小泵的横向尺寸, 使泵的结构更紧凑合理, 还可以避免因泵的转速过高造成过大的离心力而影响泵的吸入性能。

CB 型泵体两侧的端面上还有卸荷槽 b, 沿端盖接合面处, 径向向外泄漏的油液可以经此槽 b 流回到吸入腔, 这样可以降低泵体与端盖接合面间因泄漏油产生的推力, 以减小固紧螺

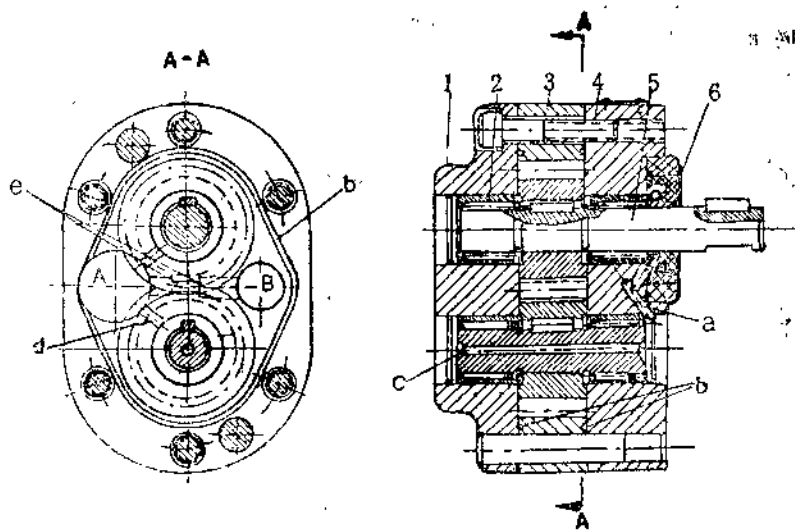


图13 “CB”型齿轮泵的结构
1—后端盖;2—轴承;3—泵体;4—前端盖;5—主动轴;6—轴密封。

柱的负荷。

沿轴承向外泄漏的油液，可以经小孔a、从动轴中心孔c及孔d流回到吸入腔A。

主动轴的出轴端密封是采用自紧橡胶密封圈6来实现的，它利用外漏油的压力使橡胶密封圈的内缘紧贴在轴表面上，以达到防止油液外泄的目的。

3. 可逆转的齿轮泵

如前所述，一般齿轮泵的回转方向决定泵的吸、排油方向。但有时为适应工作的需要，如有些自带齿轮泵的小型船用主机等，当主机作反转时，齿轮泵也跟着作反向运转，在这情况下，应能保持相同的供油方向。但这时若还是采用一般的齿轮泵，则不能满足这要求，而应采用可逆转的齿轮泵。这种泵的特点，是在泵内的吸、排油路上安装四只单向阀，单向阀可以是球阀也可以是碟阀。球阀结构简单，但密封性能差；碟阀则正好相反，密封性能好，但结构较复杂。

图14所示为采用四个单向碟形阀可逆转齿轮泵的结构图，当主动齿轮2按逆时针方向回转时，单向阀b和d开启，而单向阀a和c在油压的作用下关闭，油液将从吸腔A经单向阀d吸入，而从单向阀b压出到排出腔B；一旦主动轴由逆时针方向转变为顺时针方向回转时，齿轮泵的吸、排油方向改变，这时单向阀b和d关闭，而单向阀a和c开启，油液还是从吸入腔A吸入，不过是改为经单向阀a进入，从单向阀c压出到排出腔B排出。泵仍按原来的供油方向，把油液送到原来的部位。

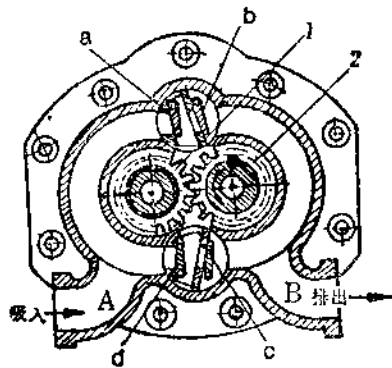


图14 可逆转齿轮泵的结构

(二) 高压齿轮泵的结构和特点

高压齿轮泵与低压齿轮泵的工作原理与特性是相同的，但低压齿轮泵不能作高压齿轮泵来使用，除了因泵的各部件强度受限制外，更主要的是工作压力提高后，不仅泵的径向