

迴轉式壓縮機

下 冊

石 華 鑫 編

西安交通大學

1963. 7

下 册 目 录

第五章 有內压缩的两轉子式压缩机——螺杆式压缩机——

第一节	结构型式，工作原理与参数	281
第二节	轉子理論型綫的設計	297
第三节	理論型綫的角关系	350
第四节	型面的接触綫	367
第五节	轉子实际型綫的設計	380
第六节	輸气量关系	387
第七节	內压缩	412
第八节	容积效率	461
第九节	功，功率与效率	480
第十节	动力关系	500

第五章 有內壓縮的两轉子式壓縮机 ——螺桿式壓縮机——

第一节 結構型式，工作原理与参数

迴轉式壓縮机的一些实际生产的机型中，滑片式壓縮机虽能达到比較高的压力，然而由于滑片相对于机体內壁的摩擦，机器的效率不高。同时，滑片相对于机体內壁相对运动所要求的潤滑情况，使滑片式壓縮机所輸出的气体中，含有潤滑油，深为使用者所不满。

罗茨鼓风机恰与上述的情况相反。由于轉子与机体以及轉子相互間不发生直接的接触，故輸气中可以不含有潤滑油。而且，机器的效率也得以有所提高。但是，机器的工作是按等容壓縮过程进行的，致使机器的效率在另一方面又形下降，不能适应所要求的压力，亦即是只能作为鼓风机之用，限制了它的实际用途。

只在螺桿式壓縮机問世之后，迴轉式壓縮机的实际应用始行获得很大的意义。

可以认为螺桿式壓縮机的形式与扭轉叶片的罗茨鼓风机基本相仿。前者由于吸入孔口与压出孔口的适当配置，使气体在进入机体的工作容积——基元容积——之后，首先經過一个在机器内部的壓縮过程阶段，然后再行压出机外。这样，螺桿式壓縮机中的气体壓縮循环，当与一般的滑片式或往复式中所进行的相同，且无余隙容积中的膨胀过程出現。再者，由于沒有金属机件間的直接相对滑动，故效率——不論是內效率或机械效率——得以大为提高。

可以说，螺桿式壓縮机具有很大的优点，可以认为是罗茨鼓风机的改进型式。当然，螺桿式壓縮机中，气体的密封問題尚不能如往复式壓縮机中那样解决得彻底，故目前尚不能作为中压或高压壓縮机应用。

螺旋式压缩机的基本工作原理，仍可作为是具有扭转叶片转子的罗茨鼓风机，由于吸入孔口与压出孔口的适当配置，使处于转子之间的气体，增加一个内部压缩过程。如图 5-1 所示，上下两转子的型面——处于两齿——之间的容积，由于转子的旋转，不但作周期性的容积变化，且也沿着转子轴线由吸入侧进至压出侧，完成两转子式压缩机所要求的基本动作。

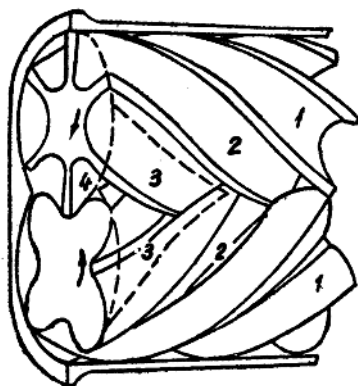


图 5-1

图中用 1-1 表示的基元容积，系由上下两转子的型面——齿面——，机体内壁圆周，以及吸入侧与压出侧机体端盖所形成。压出孔口系部分处于图中左侧的端盖上，部分处于机体的圆周表面上，如图中的虚线面积。吸入孔口则完全处于图中右侧的端盖上——图中未画出——，且也不是成环形的孔口，而是约达四分之三环形的孔口。这样，基元容积 1-1 在图中所示的位置，其左端被左端盖所封闭，其右端恰与吸入孔口的面积相脱离，亦即是被右端所封闭，故基元容积 1-1 恰处在吸入終了，压缩开始的位置。

可以想象，当基元容积尚未转到图示的位置之前，其右端系与吸入孔口相连通，而左端仍被封闭，故在扩大的过程中，进行吸入气体的过程。

当上下转子从图示位置按矢向旋转时，可以看出，上转子处于基元容积前方——按运动方向言——的齿将伸入下转子的基元容积中，随后，下转子处于运动后方的齿，也将伸入上转子的基元容积中。这样，形成齿的啮合，且在一定转角之后，基元容积的右端，将不再由右端盖所封闭，而是由两齿间的啮合所封闭。当此项由齿的啮合封闭基元容积的过程恰好完成的瞬间，基元容积 1-1 已沿轴向向左进行到

图中所示的2-2位置上。

由此可以看出，随着转子的旋转，基元容积除分别绕两转子轴相向运动外，尚沿轴线向压出端运动。

基元容积从位置1-1开始，由于上下转子的齿的分别伸入，使基元容积逐渐缩小，亦即是说，齿的伸入即系进行压缩过程——基元容积两端及外圆周均被封闭住——。

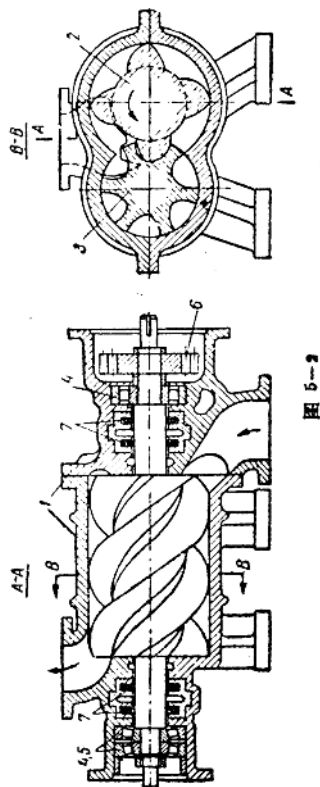
当基元容积右端被齿的啮合所封闭后，转子的继续旋转，将使此啮合部分沿轴线向左移。这样，由于此项移动，基元容积将继续减少其容积——继续进行压缩过程——。

基元容积中的压缩过程，将随转子的旋转继续进行到基元容积与压出孔口相连接为止——图中的位置3-3——。

基元容积一旦与压出孔口连通之后，此后虽然基元容积再因啮合的不断左移而缩小，亦只能进行压出过程。

当基元容积右端的齿的啮合达到最左方时，基元容积缩小到最小值，压出过程于是終了。此后，随着转子的旋转，两转子的齿又分别自对方的齿间间隙脱出，形成基元容积的扩大过程，亦即是吸入行程——图中未示出——。

可以看到，转子不断的旋转，就形成新的基元容积，依次地向压出孔口输气，故气流是不间断的。虽然每一基元容积的输



气还是具有脉动性的——气流不均匀性——，但是，由于螺桿式压缩机的轉数极高，而齿数又較多，故气流的不均匀度将不为任何仪器所感觉到。

整个机器的結構簡图示于图5-2。

机体1系由中間部分——气缸——与兩端的端盖所組成。由于形状，以及安装机件的理由，气缸与端盖又各自分別由若干部分组成。例如，气缸系由水平剖分的，亦即是沿着包含轉子軸綫的平面剖分为兩半部分组成。具有吸入通道与压出通道的端盖——吸入側端盖与压出側端盖——，通常自己成为一个組件，并在其中安放轴承与同步齿輪等附属机件。

有时，为制造方便計，压出側端盖即与气缸連成一体，如图所示。但在較大的結構中，多半与气缸分开。

吸入通道与压出通道的配置，形成所謂之对角的流动，保证了螺桿式压缩机必要的工作条件。

与罗茨鼓风机不同，螺桿式压缩机的轉子2与3，并不一定需要具有

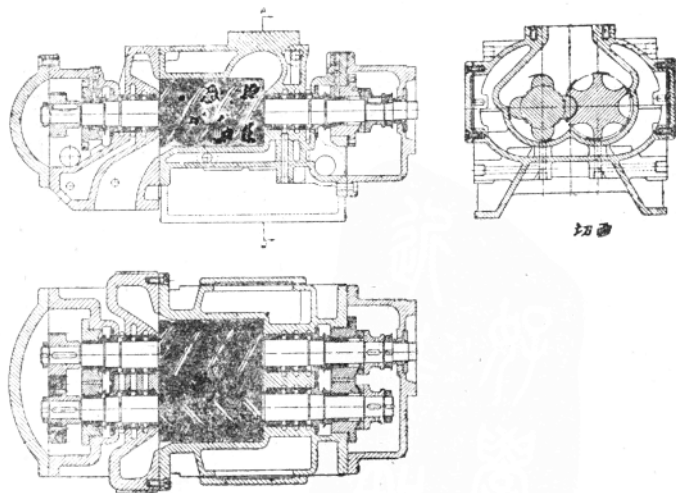


图 5-3

相同的齿数，且两转子各齿相应部分的型线形状，亦不相同。

通常指具有图中右转子形状的转子为主动转子，具有左转子形状的转子为从动转子。

主动转子与从动转子分别借助于径向支承轴承 4 与轴向支承轴承

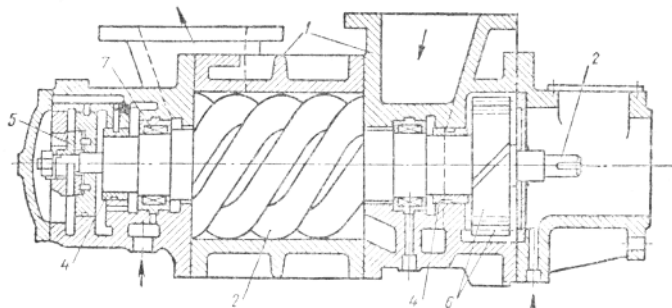


图 5-4

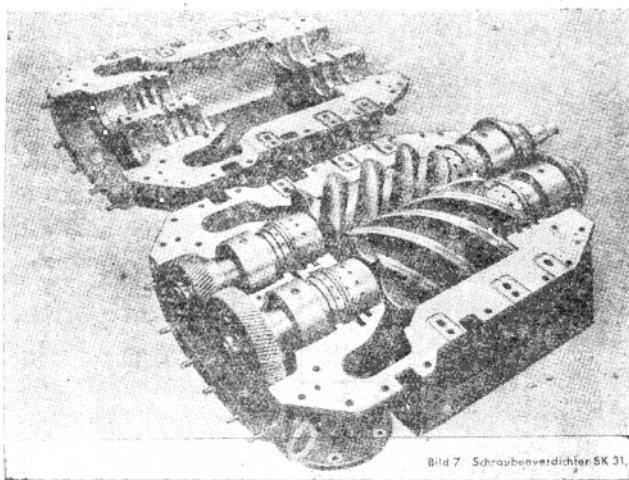
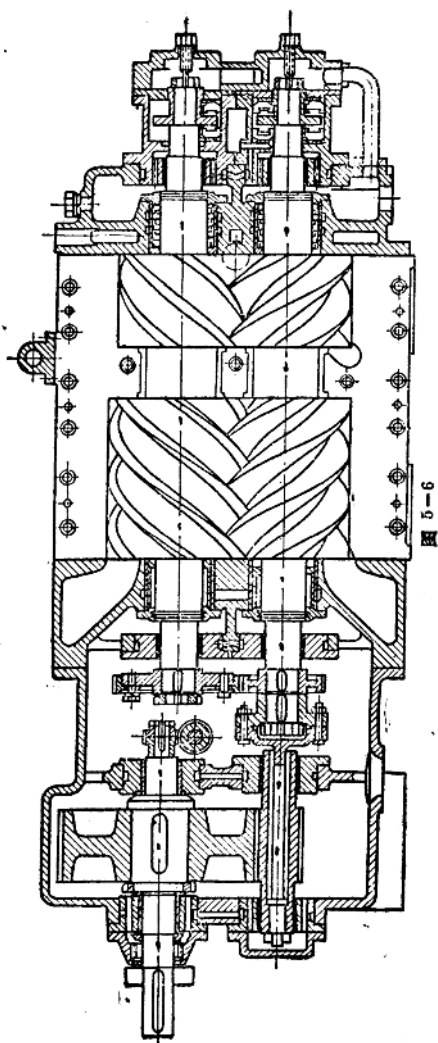


图 5-5



5 支承在机体中。支承轴承可以是滑动轴承，也可以是滚动轴承。

轴向支承轴承是为承受轴向力，使转子在轴向定位，保证转子的两端面相对于端盖的位置——间隙——。如一般的设计那样，轴向定位只采用于转子的一端。当采用滚动轴承时，往往将一端的轴承设计成能够同时承受径向力与轴向力的，如图中左端的轴承 4,5。当径向轴承为滑动轴承时，轴向轴承往往仍用单独的滚动轴承，以期简化结构。

两转子的同步运转，仍借助于安装在转子一端的同步齿轮 6 实现。同步齿轮的齿数，则与转子的齿数相应，具有一定的传动比。

基元容积——转子型面间的容积——对外的密封，仅依靠制造时的精确性，利用一定大小的间隙达到。至于沿转子轴穿过端盖的洩

漏，往往采用密封环7加以密封。

图5-3示全部轴承采用滑动轴承的剖面图。

此处，由于机器的尺寸不大，轴向定位分别在轴的兩端进行。但也有在轴的一端定位的，如图5-4所示。

图5-5示吸入側端盖也沿轉子軸綫平面分开的机器图形。

从上述的基本結構形式中可以看出，螺桿式压缩机由于借助于保持一定的間隙达到气体的密封，故每一压缩级能够达到的压力比不能过高。当作为空气压缩机之用，且从大气中吸取空气时，单级压缩机的輸气压力約为4~5公斤/厘米²，兩级压缩机的輸气压力最大为12公斤/厘米²。

兩压缩级的相互配置，可以取串联的形式，并处于同一机体之内，如图5-6所示。这样的形式，往往对轉子的設計，有一定的牽制，但对机器的緊湊性与简单性来說，却有一定的长处。

也可以采用兩組机器并联的方式，合用同一的驱动齿組。此时，兩組机器可用具有参数不同的轉子以配合压缩机的需要，串联安装或并联安装。但更通用的是采用同样的兩組机器，而在不同的轉数運轉，俾資配合各級。这样，在設計，制造与運轉方面說来，都极有利。图5-7即示机組并联的兩级压缩机。

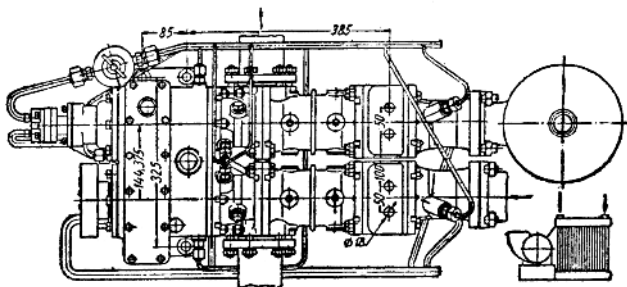


图 5-7

螺桿式压缩机的輸气量，可以在很大的範圍内变化。例如目前国外所生产的螺桿式压缩机，輸气量約为0.425~850米³/分。

由于轉子的絕對动力平衡性，故螺桿式压缩机可以有非常高的轉

數。特別是在需要機器重量很輕的條件下，轉數更高。例如，一般的产品，轉數約為 1500~12000 轉/分。而在個別的特例中，可高達 40000 轉/分。

螺桿式壓縮機也可以作為真空泵使用。單級時能達到 75~80% 的真空度，兩級時的真空度當更高。

螺桿式壓縮機的重量，可以認為是各種壓縮機之中最輕的一類。例如二次世界大戰時採用于飛機中的制冷裝置，其中螺桿式壓縮機的重量僅為 3.2 公斤，但其效率卻可以替代當時最新式的兩台活塞式壓縮機，而後者的重量，卻達每台 50 公斤左右。

由此可以看出，螺桿式壓縮機的外形尺寸與單位輸氣量重量，僅為活塞式壓縮機的十分之一與八至十五分之一。

螺桿式壓縮機除節省金屬材料與加工費用外，在運轉的經濟性與可靠性方面，也是極為優越的。它避免了機器缸內部的潤滑油消耗，避免被壓縮氣體的污染，而且極度的減少了相對運動部分的機件，減少磨蝕。特別是不再裝用氣閥，使往復式壓縮機內發生故障最多的部分根本不再存在，對於工作可靠性的改善，具有很大的意義。

螺桿式壓縮機的轉數固然很高，但運動機件僅限于甚易獲得動力平衡性的轉子，故運轉時的振動極小，不需要很大的基礎。

而且，螺桿式壓縮機可以與最高轉數的驅動機器直接連接——事實上，在螺桿式壓縮機本身上，多半已帶有增速的齒組，故壓縮機轉子的轉數恆比目前一般的原動機轉數為高——，因之也減少整個機組的外形尺寸與重量，同時也降低機組的購置費用。

低壓力比的螺桿式壓縮機中，轉子通常是不加以冷卻的。——僅在個別的情況或高壓力比時，採用中間蝕孔並通以冷卻劑的轉子，參閱圖 5-8——而且，當壓力比不高—— $\tau < 2 \sim 2.5$ ——時，機體上也不必加以冷卻。較高的壓力比時，可以採用氣冷的或水冷的機體。更高的壓力比，例如 $\tau > 5$ 時，還可採用氣體中噴水冷卻的方法。

由此也可以看出，螺桿式壓縮機不但適用於壓縮濕氣體，而且也適用於含有液體顆粒的氣體，這就使它在制冷裝置中具有很大的實用意義。

螺桿式壓縮機的主動轉子與從動轉子，可以採用不同的齒數，但

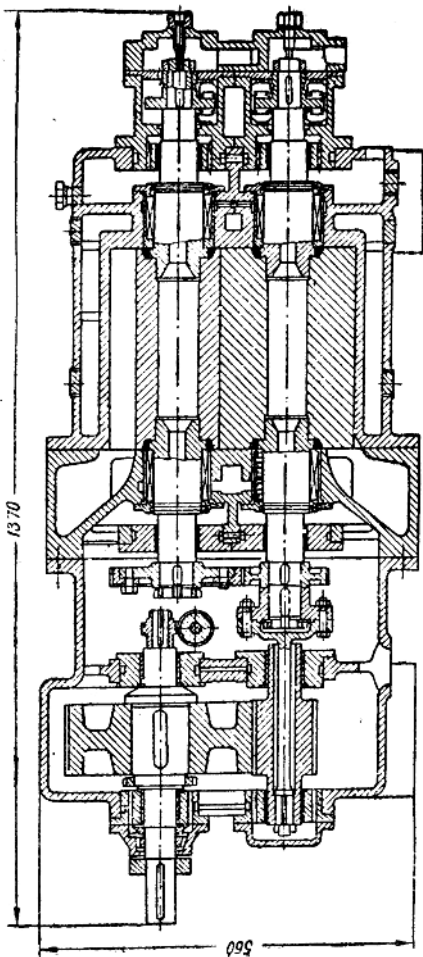
目前习用四齿与六齿相互工作的型式。

型面系属凸出的主动转子，采用四齿的，而型面为凹入的从动转子，则采用六齿的。这样，两转子具有大致相等的抗弯强度。

必须提及，由于螺桿式压缩机的紧凑性，转子与轴通常制成整体，用优质炭素钢制造，仅在有特别要求的场合，采用不锈钢制造。此外，在较大尺寸的转子时，转子制成中空的，并与两轴端焊成一体，如图5-8所示。

为了使螺桿式压缩机转子的转矩波动不传递到其他部分，且也为了保证增速驱动齿组的可靠运转，转子的驱动常采用弹性的扭力桿接合，如图5-8所示。

应该注意到，与罗茨鼓风机不同，螺桿式压缩机的两个转



子所傳遞——作用于气体——的力矩是不同的。具有凸出型面的轉子，担当极大部分的功率，而具有凹入型面轉子，仅担任很少的功率，例如仅属整个压缩机功率的5~12%。这样，为了更合理地使用同步齿輪，将前者作为主动轉子，后者作为从动轉子是极为应该的。因此，螺旋式压缩机的同步齿輪，由于不傳遞巨大的功率，故只要求有最高的精确度，而磨蝕則相对地不大。

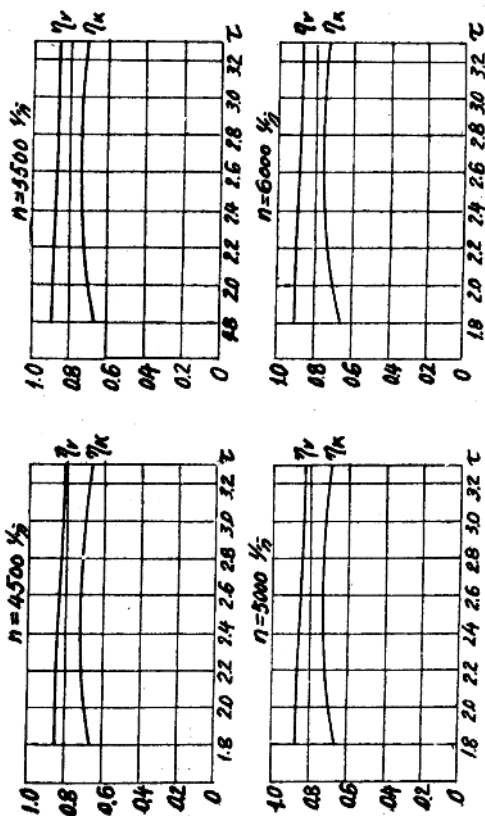


图 5-9

必須提及，在某些型綫時，會發生氣體驅動從動轉子的現象。此時，同步齒輪系將為值不大的轉矩，自從動轉子傳遞給主動轉子。

同步齒輪通常配置在吸入側端蓋中，以期減少熱脹的影響。

作為表征機器優良程度的效率值 η_v 與 η_c ，就螺桿式壓縮機說來，幾乎不受到壓力比與轉數的影響。圖5-9示某一螺桿式機器在不同轉數與不同壓力比時的容積效率曲綫與絕熱效率曲綫。

由圖可以看出，在不變的轉數時，容積效率值 η_v 僅隨壓力比的上升略有下降，這說明了主要由於製造的精確性——控制到間隙的最小值——，也由於螺桿式壓縮機不具有或只有很少的穿通容積，可以達到活塞式壓縮機所不能達到的穩定輸氣量。

從圖5-10的曲綫中也可以看到，不同壓力比 τ 時的輸氣量 V ，由於只受到通過間隙洩漏的影響，故比理論輸氣量 V_T 為小，且壓力比 τ' 愈大時，曲綫也愈往右移——輸氣量降低——。這與圖5-9曲綫所示的情況是相符合的。

因此，圖中的理論輸氣量曲綫 V_T ，為成 45° 角的斜綫，而所有的輸氣量曲綫 V ，則均與其平行，就說明輸氣量很少受轉數的影響。

在某一不變的轉數時，理論輸氣量曲綫 V_T 與某一輸氣量曲綫 V 間的垂直距離 ΔV ，即表示氣體通過間隙的洩漏量。

如改用容積效率 η_v 作為縱座標時，可得圖5-11的曲綫圖。

圖中，用虛綫表示容積效率曲綫。

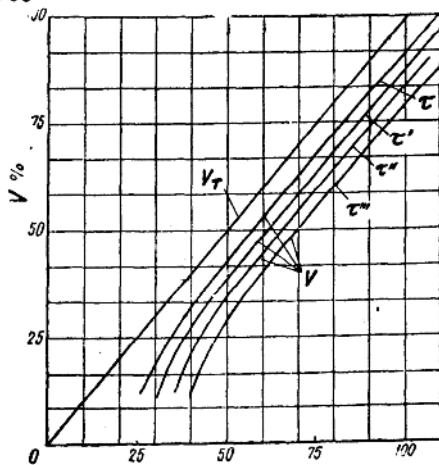


圖 5-10

容积效率曲线随转数的上升而增高的现象，是基于气体通过间隙的洩漏量，在单位时间内是近似不变的数值——假定压力比仍保持不变——，而机器的输气量则随转数而增高，故绝对洩漏量虽然未变，但相对洩漏量却随转数的增高而下降，故容积效率曲线上升。因此，图中的容积效率曲线愈属平坦时，表示机器中的洩漏量也愈小。

此外，容积效率曲线在两端——低转数与高转数——的弯曲，是由于在低转数时，洩漏量的影响更大，而在高转数时，气体的流动损失又起重要的影响所致。

图 5-11 中也用实线给出不同压力比与不同转数时的压缩机总绝热效率值 $\eta_{\text{总}}$ 。

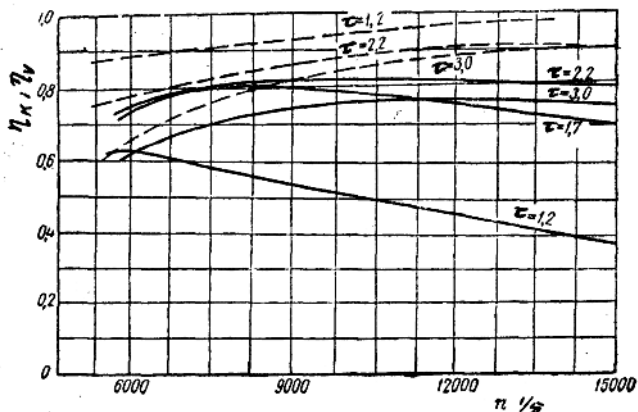


图 5-11

由图可知，效率曲线在很大的转数范围内保持相当高的数值，这就说明螺棒式压缩机极适合于变工况的运转。

一般说来，低压力比与大输气量的螺棒式压缩机，绝热效率可达 0.82~0.84，而在单级的中小输气量压缩机中——压力比为 3.5~5.2——，绝热效率可达 0.72~0.80。

为了使螺棒式压缩机相对于其他类型的压缩机更为突出它的特点起见，在表 5-1 中列出螺棒式压缩机，活塞式压缩机，滑片式压缩

各类压缩机主要参数的比较 表 5-1

压缩机型式	输气量	输气压力	相同条件时的 绝对效率	相对外形尺寸	相对重量
	标准米 ³ 分	P_H 绝对气压		米 ³ 标准米 ³ /分	(黑色金属制) 公斤 标准米 ³ /分
单级螺桿式	5~420	2.5~5.2	0.72~0.84	0.005~0.010	5~18
两级螺桿式	10~420	7~11.5	0.60~0.78	0.012~0.03	20~35
单级活塞式	2.3~60	5~7	0.4~0.75	0.15~0.39	138~260
两级活塞式	10~130	9	0.50~0.83	0.16~0.68	140~392
滑片式	1.5~50	3~6	0.5~0.7	0.06~0.14	50~112
离心式	50~500	3.8~6	0.65~0.80	0.02~0.28	30~130

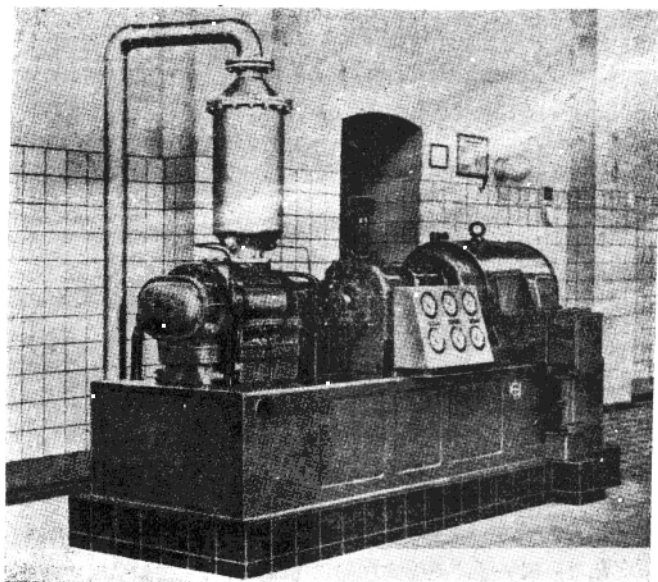


图 5-12

机，以及离心式压缩机的一些主要参数——输气量，输气压力，绝热效率，外形尺寸与重量等——，借资比较。

必需指出，螺桿式压缩机虽然具有上列优点，但亦有許多地方亟待改进。

例如，高轉数旋轉的轉子，将产生很高的噪音，往往需要加装灭音器，且灭音器的尺寸显得过为巨大，如图5-12，5-13所示。这不但使得装置复杂化，同时也加大气流的压力损失，降低效率。

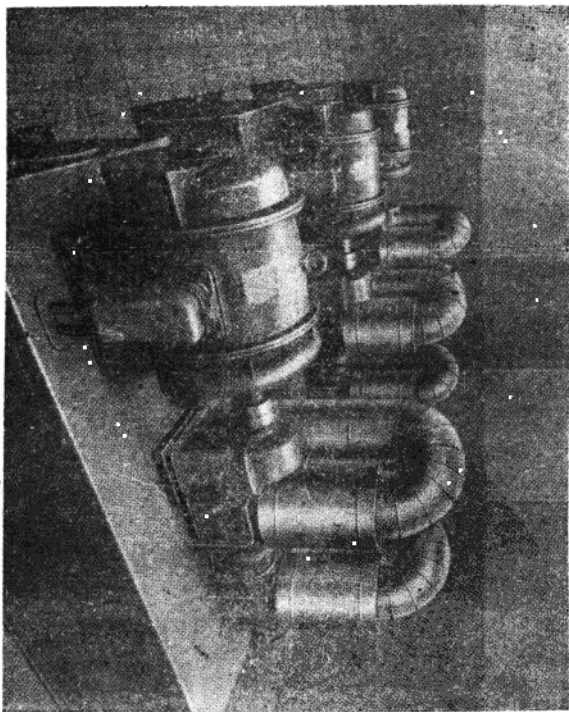


图 5-13

此外，同一般的迴轉式压缩机相同，螺桿式压缩机内压缩所达到的压力，决定于机器的几何参数，故在输气压力与原设计压力不同

时，会影响到机器的效率。

螺旋式压缩机的输气量调节问题，与一般容积式压缩机相类似，约可分为转速调节，充量调节，空转调节与停转调节等数类。

转速调节是最经济的输气量调节方式。但它要求原动机具有足够

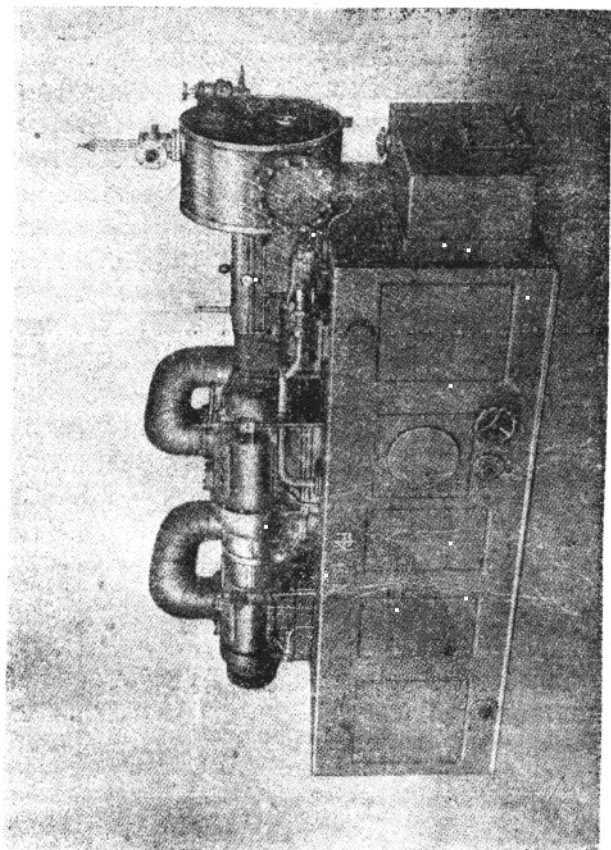


图 5-14