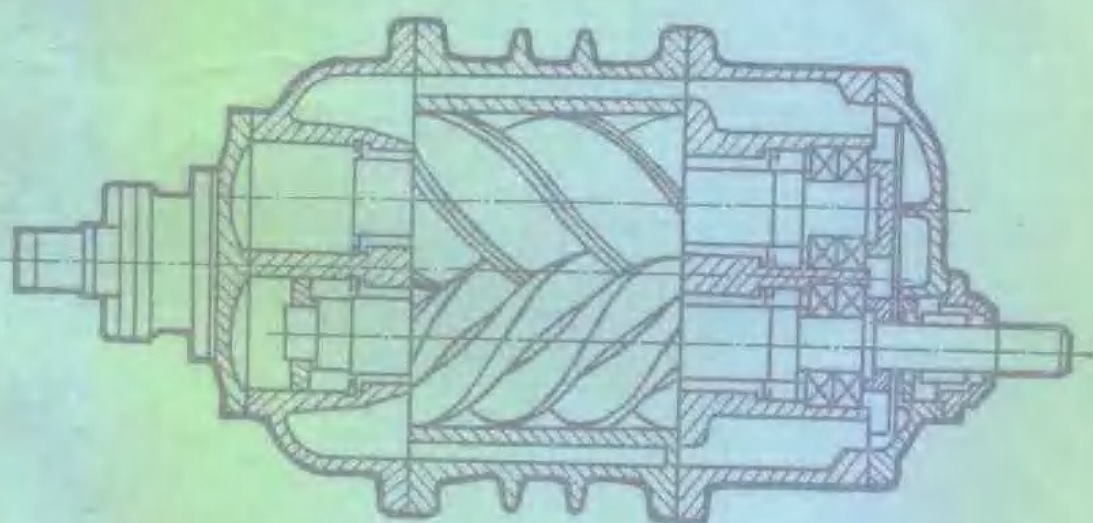


# 螺杆式制冷压缩机

华中工学院 吴宝志 编



机械工业出版社

• 209367

# 螺杆式制冷压缩机

华中工学院 吴宝志 编



机械工业出版社

D183/12

### 螺杆式制冷压缩机

华中工学院 吴宝志 编

\*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

\*

开本  $787 \times 1092 \frac{1}{16}$  · 印张 18 · 字数 440 千字

1985 年 1 月北京第一版 · 1985 年 1 月北京第一次印刷

印数 0,001—6,300 · 定价 2.85 元

\*

统一书号: 15033 · 5788

## 前 言

本书是根据一九七八年四月高等学校一机部对口专业座谈会的精神以及有关会议文件而拟定的《螺杆式制冷压缩机》教材编写大纲编写的。

随着我国四个现代化的发展，从事制冷技术的研究单位和工厂中的工程技术人员常遇到制冷螺杆的问题，没有设计螺杆式制冷压缩机的主要知识是不能胜任工作的。编者在螺杆式制冷压缩机的教学和设计的基础上，对原《压缩式制冷机》下册（华中工学院制冷教研室编印）进行了重新编写。全书共分七章，包括螺杆制冷循环、转子齿形设计、热力过程、动力过程、结构设计、齿形刀具设计以及单转子螺杆式制冷压缩机。本书在编写过程中，力求加强基础理论、内容新颖。对设计计算中出现较难的、复杂的内容均有例题解析。

本书除供制冷专业的高等院校学生用外，也可供工程技术人员在设计研制螺杆式制冷压缩机时参考。

本书由上海机械学院制冷教研室卜啸华、邬志敏两同志审阅。

限于编者的水平，书中难免有错误和缺点，恳切欢迎读者批评指正。

# 目 录

绪 论 .....	1	§ 4-1 结构参数 .....	134
第一章 螺杆制冷循环 .....	4	§ 4-2 吸、排气口设计计算 .....	136
§ 1-1 螺杆式制冷压缩机工作原理 .....	4	一、吸气口 .....	136
§ 1-2 螺杆式制冷压缩机机组 .....	6	二、排气口 .....	143
一、螺杆式制冷压缩机机组气、油路 .....	6	§ 4-3 能量调节 .....	150
二、螺杆式制冷压缩机机组的辅助设备 .....	8	§ 4-4 螺杆式制冷压缩机机型 及主要零件 .....	154
§ 1-3 螺杆制冷循环系统 .....	14	第五章 螺杆式制冷压缩机动力过程 .....	157
一、单级压缩螺杆制冷循环系统 .....	14	§ 5-1 功、功率 .....	157
二、经济器螺杆制冷循环系统(节电系统) .....	16	一、螺杆压缩机的功 .....	157
三、螺杆双级压缩系统 .....	29	二、螺杆压缩机的功率 .....	159
四、喷液螺杆制冷(节水系统) .....	31	§ 5-2 螺杆压缩机转子的受力 .....	160
五、半封闭螺杆冷水机组 .....	34	一、轴向力 .....	160
六、螺杆热泵 .....	35	二、扭矩 .....	168
第二章 螺杆式制冷压缩机转子齿形 .....	37	三、径向力 .....	170
§ 2-1 转子齿形概述 .....	37	四、螺杆转子的当量直径 .....	201
§ 2-2 齿形型线 .....	38	§ 5-3 噪声及其控制 .....	203
一、型线概述 .....	38	一、噪声的测试分析 .....	203
二、共轭原理 .....	40	二、噪声的基本知识 .....	205
三、型线 .....	45	三、噪声允许标准 .....	207
四、典型齿形 .....	64	四、噪声防止途径 .....	208
五、型线选择 .....	75	第六章 螺杆式制冷压缩机转子齿 形的刀具设计 .....	210
六、啮合线 .....	77	§ 6-1 刀具设计原理 .....	210
第三章 螺杆压缩机热力过程 .....	83	§ 6-2 转子齿形刀具设计例题 .....	224
§ 3-1 输气量 .....	83	§ 6-3 螺杆转子盘形铣刀电子计算机 求解 .....	249
一、转子面积利用系数 $C_n$ .....	83	第七章 单螺杆式制冷压缩机 .....	255
二、扭角系数 $C_\alpha$ .....	86	§ 7-1 单螺杆压缩机概述 .....	255
三、输气量公式 .....	87	§ 7-2 单螺杆制冷机 .....	255
四、齿高系数、齿数 .....	88	§ 7-3 单螺杆转子齿形 .....	259
五、圆周速度、长径比 .....	89	§ 7-4 单螺杆设计特点 .....	262
§ 3-2 内压缩 .....	90	附录 .....	266
一、基本概念 .....	90	I. 动力计算例题(附表1~4) .....	266
二、内压缩过程 .....	91	II. 国外各公司螺杆式制冷压缩机系列 (附表5~16) .....	274
三、内压力比 .....	100	参考文献 .....	281
四、压力分配图及其制作 .....	104		
§ 3-3 螺杆制冷机的效率 .....	120		
一、容积效率 .....	120		
二、绝热效率 .....	126		
§ 3-4 螺杆式制冷压缩机的性能 .....	129		
第四章 螺杆式制冷压缩机结构设计 .....	134		

## 绪 论

螺杆式制冷压缩机，由于结构简单，易损件少，排温低，压比大，尤其不怕带液带尘压缩，以及喷油螺杆式压缩机的出现，因此动力、工艺和制冷用的螺杆式压缩机（包括螺杆式空压机、螺杆式制冷压缩机等），在国内外得到飞速地发展。

不论从制冷量范围，机型多样化，还是从压缩机的性能、技术-经济指标来衡量，螺杆式制冷压缩机能适用活塞式制冷压缩机所适用的范围，它已成为活塞式制冷压缩机最有力的竞争对象。

螺杆式制冷压缩机的应用，首先与动力用的螺杆压缩机的发展是分不开的，而动力螺杆压缩机每前进一步，机器的效率每次的刷新，又与螺杆式压缩机的核心零件-转子-齿形是分不开的。回顾一下螺杆式压缩机齿形的变革，大体上是这样，四十到六十年代后期是瑞典的SRM技术-Lysholm齿形的螺杆时代；而七十、八十年代将是Sigma-X-G. H. H的螺杆时代。

SRM技术-Lysholm齿形的螺杆时代，可以追溯到一八七八年德国人H. Krigar最先提出无内压缩的螺杆压缩机，以及一九三四年瑞典皇家理工学院教授A. Lysholm奠定的螺杆式压缩机及其齿形。那时的A. Lysholm齿形是非对称，有内压缩，齿数比为3:3。到一九四六年，H. R. Nilsson对Lysholm齿形进行修正后又提出了对称圆弧齿形。限于当时加工工艺的水平，反而对称齿形发展很快。在五十到六十年代后期齿形不断改进，又派生出L. B. Schibbye包络非对称齿形，修正的Lysholm非对称齿形，SRM技术进一步地改进，美国单边非对称齿形，日本北越社的飞行家齿形，西德德玛格技术，苏联椭圆齿形、CRBK非对称齿形等等。齿形的千变万化，但实质上均是以SRM技术-Lysholm齿形为基础的非对称齿形的变形。在这期间，一九六〇年法国人Zimmermann又创建了单转子螺杆式压缩机（单螺杆），它的齿形和结构更为简单新颖。单螺杆出现后，螺杆式压缩机的发展分成两大支：单转子和双转子螺杆式压缩机。从齿形研究来分析，单螺杆开辟了一条新的途径——以轴向截面进行齿形的研究，打破了传统的端面齿形——以端截面进行齿形研究的格局。

螺杆式压缩机还在不断的发展，今天的螺杆式压缩机可谓之第二代，它以新型线的齿形，即七十年代西德Karsser公司的Sigma齿形，瑞典Atlas Copco公司的X齿形，及近期一九七九年展出的西德G. H. H技术的齿形等提供了工业的需要。这些新的齿形，对原有的齿形扬长避短，以创新的齿数比5:6，阴阳转子圆周线速度的逼近，加强刚度的大齿深的转子，利用速度差减少气体泄漏的新结构，齿形尖角过渡圆滑等新结构、新技术来提供新机型，它们的共同点都显示出机器效率的提高，功率的消耗减少，有的接近甚至于超过活塞式压缩机。可以预测，Sigma-X-G. H. H齿形将是八十年代螺杆式压缩机的主要齿形。齿形的发展与研究转子的几何特性参数、压缩机内部的热力过程、动力过程有着密切的关系，它们又建立在研究内压缩的基础上，即压力与容积的函数关系上。大家知道，螺杆式制冷压缩机具有固定的内容积比，即内压缩终了的压力取决于我们设计要求的转子的几何尺寸，因此转子齿形的研究实质是将转子的几何特性参数与压缩机内部工作过程有机的联系在一起，最终的效果表现在压缩机的容积效率、绝热效率、功率消耗等技术经济指标的提高和改善。

压缩机内部工作过程，不但要研究其内压缩、描述内部工作过程的真实情况——螺杆式制冷压缩机的示功，内压缩的压力与容积函数关系的测量与分析；同时还要研究螺杆式制冷压缩机的受力以及受力变形，功和功率对机器竞争的吸引力的研究分析，噪音对环境污染的控制等。事实上，今天的螺杆空压机的比功率、螺杆式制冷压缩机的制冷系数、噪音级别、耗油量等已接近，甚至达到或超过活塞式空压机、活塞式制冷压缩机的水平。

由于螺杆的喷油可以起密封、冷却、消音、润滑等多效的作用，这样便提高了压缩机的容积效率，使排气温度降低，结构简化，噪音下降，因此机器的性能大大改善，从而使螺杆式制冷压缩机和螺杆空压机在国内外得到加速地发展。

然而螺杆式制冷压缩机的喷油量极大，甚至达到机器的容积排量的1%，因此必然增加了油的处理——气油分离、油的冷却循环使用等问题。在螺杆式制冷压缩机机组（螺杆机组）中不得不增设油分离器、油冷却器、油泵、油过滤器、油压调节阀、管路等辅助设备，因而使螺杆机组笨重庞大、繁杂化，为此世界各国如美国、意大利、日本、瑞典、英国、丹麦等正在研究用喷液代替或部分代替喷油，以期达到割除油冷却器、减小油分离器尺寸的目的。

喷液和经济器螺杆制冷机，人们称之为螺杆节水节电系统。随着喷射制冷剂液体和经济器螺杆（经济器螺杆式制冷压缩机）研究的深化，必然导致螺杆式制冷压缩机的变革。小型轻量化的螺杆式制冷压缩机以及用经济器螺杆（实际上为单级螺杆式制冷压缩机）代替双级螺杆的日子已为期不远。事实上今天有些国家经济器螺杆已定型化了。

螺杆制冷机系统更新的同时，机器的种类也在与日俱增。单机开启式、半封闭螺杆、单机双级——单机并联、串联机型、经济器螺杆、全封闭螺杆都在争先恐后进入国际市场的各个工业部门。螺杆式制冷压缩机不但品种多样化，而且还在不断扩大其使用的范围，制冷量向更低和更高的范围扩张，出现了直径为50mm微型螺杆式制冷压缩机样机，大冷量机组向离心式制冷压缩机靠近，除此而外，螺杆的应用还在向不同的领域扩张，如螺杆膨胀机、螺杆氮压缩机、螺杆热泵、螺杆-活塞、螺杆-离心制冷压缩机等，这足以说明螺杆式制冷压缩机是工业中一支不可缺少的机种。

螺杆发展的动力是齿形的发展。螺杆转子工艺是推动螺杆发展的另一重要的因素。对称圆弧齿形和非对称齿形交替的发展和应用，其中与当时螺杆的工艺有极大的关系，同时螺杆工艺的发展还能促使齿形的更新，有了新的齿形就有相应的工艺出现。

新工艺、新材料是今天螺杆工艺发展的主要目标之一。以往螺杆转子加工，主要用无偏心包络法原理设计的盘形铣刀切削转子，这种刀具设计、制造的工作量相当大。从设计计算，以电子计算机求取刀具刃点，刃点描成曲线并放大再磨制样板，到以样板为靠模磨削刀具刃形的生产周期长，而且刀具切削后的磨损又不能重磨，可谓之既费工又费时，贵重的刀具材料浪费极大，因此人们正在考虑用新的工艺方法——展成法滚制螺杆转子，G. H. H 齿形设计者充分地考虑到这点。预计小型螺杆转子以展成法滚制加工将会很快地实现。

新工艺、新材料还表现在少屑或无屑加工螺杆转子以及转子新的测量技术的出现，如热挤压成形转子、扭制螺杆转子、粉末冶金压铸转子、精密铸造转子、高生产率、大刚度的机床的应用、高强度硬质合金刀具代替高速钢刀具以提高切削用量、转子综合测量及齿形测量等，从技术、经济性分析，它们对螺杆式制冷压缩机的发展有着重大的意义。

随着电子技术的发展，展望八十年代，人们将借助电子数字计算机、模拟计算机进行型线最优化选择和设计，预测各种齿形的性能，模拟压缩机的工作过程，从而进行研究压缩机

的热力和动力过程，以及内压缩、温度场测试等，为螺杆式压缩机的研究提供了全新的技术，精确的数据，给螺杆式压缩机的发展开辟了一条崭新的道路。

我国螺杆式制冷压缩机的研制是在六十年代末期，最初由一些厂、所试制，转子直径在80~250mm范围内，齿形既有对称圆弧的，也有非对称齿形。压缩机中，有的装设滑阀能量调节装置，有的未装能量调节装置，不装能量调节装置的结构，启动很困难，噪音也大。制冷量根据工质、工况的不同，可达23~1400kW。

通过样机的试制和工业运转，总结经验，改进设计，使螺杆式制冷压缩机得到较快的发展。在此基础上，有些工厂开始试制联合设计的螺杆式制冷压缩机。目前有的工厂已能生产螺杆系列产品，转子直径范围已达100~250mm范围，除生产单级螺杆式制冷压缩机组外，还生产冷水机组，井下空调机组。一九七九年我国已鉴定了半封闭螺杆冷水机组，单机双级压缩机组。目前半封闭螺杆机组除提供船用外，还能提供其它工业部门的需要，如半封闭螺杆冷水机组、半封闭螺杆低温机组等，供空调、冷冻、冷藏、结冻之用。半封闭螺杆和单机双级螺杆的研制到生产产品，为我国螺杆式制冷压缩机的发展开辟了一条新路。

预计我国小型、微型以及全封闭螺杆将会得到很快地发展。

我国螺杆式制冷压缩机的制冷量，根据国情，系列草案稿中推荐：9.304~2326kW。

开启式螺杆（K），以 $\text{NH}_3$ 为制冷剂（A），转子公称直径200mm，长导程（C）的单级制冷压缩机，表示方法为KA20C。

半封闭式螺杆（B），以氟里昂（F）为制冷剂，转子公称直径125mm，短导程（D）的单级制冷压缩机，表示方法为BF12.5D。

为适应我国的情况，螺杆转子的公称直径推荐了八种，按公比1.25递增为63、80、100、125、160、200、250、315。

螺杆式制冷压缩机可广泛地采用 $\text{NH}_3$ 、R12、R22、R502等多种工质。单级螺杆式制冷压缩机可制成开启式和半封闭式的。螺杆压缩机用于制冷技术上，目前绝大部分均为喷油式，另外螺杆式压缩机组不设增速齿轮箱，转子与电机直连使用，故大大简化压缩机结构。螺杆式制冷压缩机配置有滑阀或可调节滑阀的能量调节装置，可实行无级调节和满足各种变工况压力比的要求，同时兼有空载启动装置的作用。

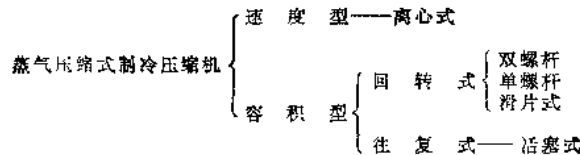
螺杆式制冷压缩机与其它压缩式制冷机一样，可供冷藏、冻结、冷却、空调、化工工艺等用；也可作双级或配成双级系统用于低温制冷。还可与活塞式、离心式制冷压缩机组合使用。



# 第一章 螺杆制冷循环

## § 1-1 螺杆式制冷压缩机工作原理

螺杆式制冷压缩机是现代广泛应用的一种制冷压缩机。它与活塞式，离心式制冷压缩机均属于压缩式制冷机。吸收式制冷机是利用溶液的特性来完成其工作循环并制取冷量的。蒸气喷射式制冷机与吸收式制冷机一样，以消耗热能完成其工作循环的；压缩式制冷机是依靠消耗电能来作为补偿过程，即将低压蒸气变为高压蒸气是通过原动机和压缩机来实现的。补偿过程的不同，形成了三种制冷机各自的特点。与吸收式、蒸气喷射式等制冷机比较，蒸气压缩式制冷机效率高，在现代制冷工业中被广泛采用。下面是蒸气压缩式制冷压缩机的分类：



由分类可以看出，螺杆式制冷压缩机与活塞式制冷压缩机均属于容积型压缩机，而与离心式制冷压缩机又同属于回转式。当螺杆式制冷压缩机压力比升高时，容积效率降低很少，活塞式制冷压缩机接近螺杆式，即螺杆式制冷压缩机显示出典型的活塞式制冷压缩机的特性。另一方面，螺杆式制冷压缩机的运转速度高，又显示出离心式制冷压缩机的压缩特性。从这一分析可知，螺杆式制冷压缩机属于容积型回转式的压缩机。

按其用途，螺杆式压缩机可分成动力、工艺及制冷等三类。制冷用的称螺杆式制冷压缩机。根据螺杆转子数，目前将 Lysholm 型螺杆称为双螺杆，Zimmern 创建的蜗杆型螺杆称单螺杆。

图 1-1 为单级螺杆压缩制冷循环原理图。

由于螺杆式制冷压缩机以喷射大量的油来保持其良好的性能，所以油的处理装置必须设置，为此，一般螺杆式制冷压缩机实际运用中均组成机组形式。图 1-2 虚线所围方框表示了螺杆式制冷压缩机组。机组中除压缩机 1 外，还包括油分离器 3，油过滤器 4，油泵 5，油

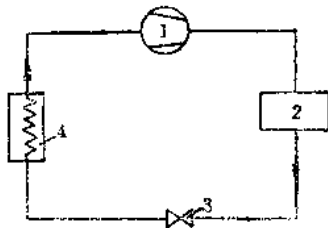


图 1-1 单级螺杆压缩制冷循环原理图

1—螺杆式制冷压缩机 2—冷凝器  
3—节流阀 4—蒸发器

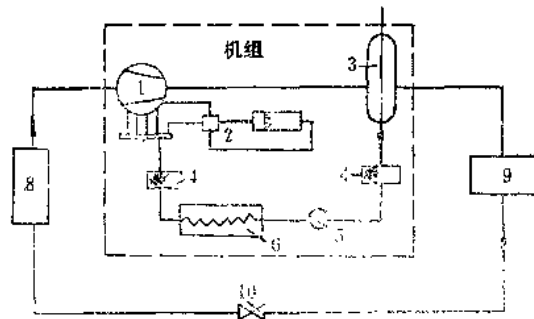


图 1-2 螺杆式制冷压缩机组及循环系统图

冷却器 6, 油分配管 7, 以及能量调节装置 2 等。

图中 8 为蒸发器, 9 为冷凝器。

螺杆式制冷压缩机属于容积型, 这就决定了它的工作原理。双螺杆的一对互相啮合、旋向一左一右的阴阳转子, 其中阴转子的齿是凹型, 阳转子则为凸型。如将阳转子的齿当作活塞, 阴转子的齿槽 (齿槽与机体内圆柱面, 端壁面共同构成工作容积称基元容积) 视作气缸, 这就如同活塞式制冷压缩机的工作过程。随着一对转子按一定传动比的旋转运动, 转子的基元容积由于阴阳转子的齿相继侵入而发生改变。

在转子-机体的一端设有吸入口, 另一端设有排出口。吸入、排出口成对角线布置。当吸入时, 气体经吸入口进入基元容积对 (阴阳转子各有一基元容积共同组成一对基元容积), 因为转子的回转运动, 转子的齿连续地脱离另一转子的齿槽, 齿槽空间容积增大, 直到容积达最大值时, 吸气終了, 如图 1-3 a)。这时基元容积对才与吸入口隔开, 此时即压缩开始。在压缩过程中基元容积对又逐渐地推移, 容积也逐渐地缩小, 气体被压缩, 如图 1-3 b)。转子继续地旋转, 在某一特定位置 (根据工况确定的压力比而求取的转角位置或螺杆某一长度), 基元容积必与排气口沟通 (所谓固定容积比的压缩机的特性), 压缩終了, 如图 1-3 c)。此刻也即是排气开始, 排出过程如图 1-3 d) 所示, 直至气体排尽为止。基元容积对由于空间接触线分隔之故, 排气的同时, 基元容积对在吸气端再次进行吸气, 接着又压缩、排气, 如此循环不息, 完成压缩机吸气、压缩、排气的工作循环。

一对转子的空间封闭的啮合接触线使每一对基元容积分成不同的压力腔。由于啮合接触

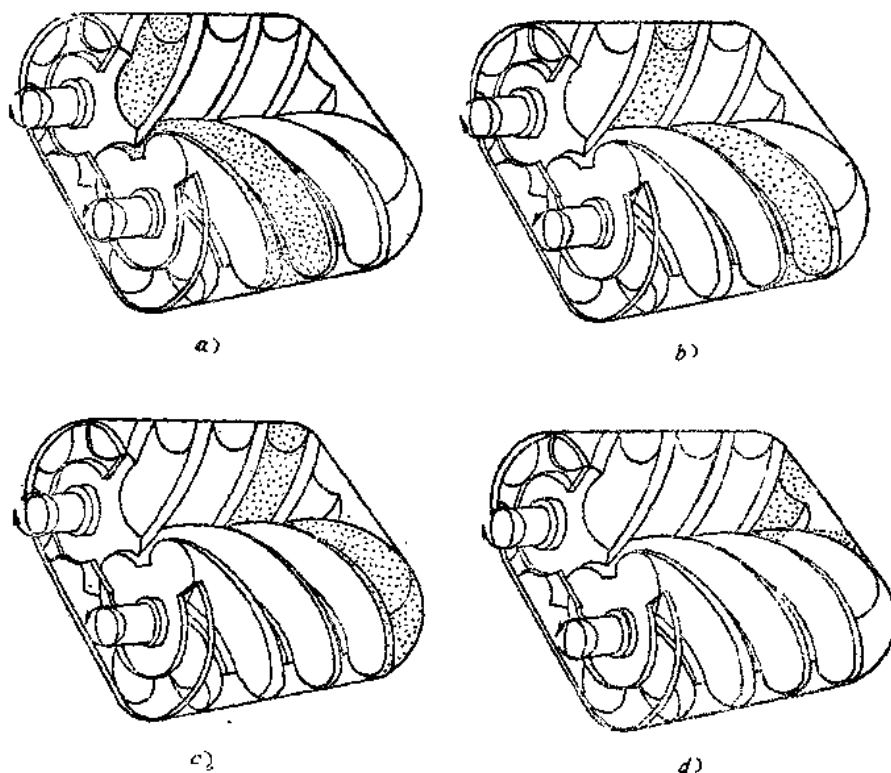


图1-3 螺杆式制冷压缩机工作原理

a) 吸气終了 b) 压缩 c) 压缩終了 d) 排出

线（接触线）的分隔，一个基元容积对可以是气体的吸入-压缩，或压缩-排气，或排气-吸气等。另外螺杆式制冷压缩机转子的导程比转子的长度长，同时一对转子旋转速度又高（阳转子的齿数即为参加吸气-压缩-排气过程的容积对数），因此螺杆式制冷压缩机的工作过程可视为连续而脉动小的工作过程。

上述分析可知，一转子的齿周期性地侵入另一转子的齿槽，并且空间接触线不断往排气端推移，致使转子的基元容积缩小而提高气体的压力，使低压制冷剂蒸气变为高压蒸气，这就是螺杆式制冷压缩机的工作原理。

图 1-4 为螺杆式制冷压缩机的结构图。压缩机由一对阴阳转子、中间机体、吸排气端座、能量调节的滑阀、主轴承、轴封部件、平衡活塞等主要零部件组成。

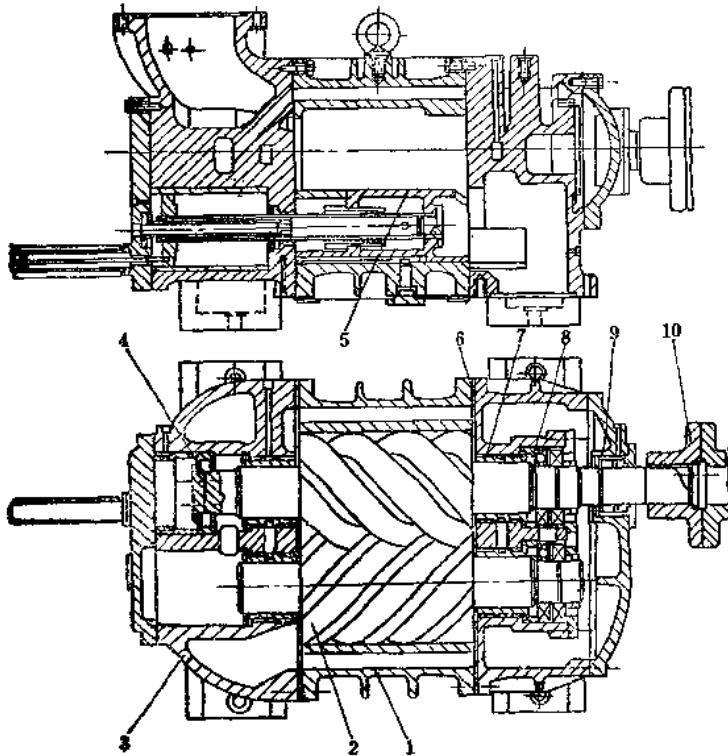


图 1-4 螺杆式制冷压缩机剖面图

- 1—机体 2—阴转子 3—吸气端座 4—平衡活塞 5—滑阀 6—排气端座  
7—主轴承 8—径向止推轴承 9—轴封 10—联轴器

## § 1-2 螺杆式制冷压缩机机组

### 一、螺杆式制冷压缩机机组气、油路

螺杆式制冷压缩机由于喷油，使制冷机的性能大大改善。所以近代螺杆式制冷压缩机绝大部分为喷油式。

喷油使螺杆式制冷压缩机获得下面的好处：

1. 降温 向螺杆式制冷压缩机喷进一定量的油后，油可以吸收压缩热并将其带出机器

外，使螺杆压缩接近等温压缩，排气温度大大降低。

2. 密封 实际运转中的螺杆式制冷压缩机，其阴阳转子的齿面并不直接接触，啮合运动中存在着一定间隙（设计要求），间隙值的大小与啮合接触线长度之积称为泄漏面积。间隙值直接影响气体的泄漏量，因此它对容积效率有直接的关系。采用喷油，油可阻尼工质泄漏和充填间隙起堵塞泄漏的作用，以达到螺杆转子间的密封效果。

3. 润滑 油对螺杆式制冷压缩机的零件和运动副均有润滑的作用，使螺杆零部件寿命提高，达到长期经济运行的目的。

4. 降低噪音 油对声能和声波有吸收和阻尼作用。螺杆式制冷压缩机喷油与不喷油，其噪声级别大不相同，一般喷油后噪声可降低 $10\sim 20\text{dB}$ 。

5. 降低圆周线速度，使机器结构简化。

6. 冲洗尘埃杂质的作用。

喷油有如此多的优点，一般没有特殊要求的情况下，螺杆式制冷压缩机多为喷油式。

喷油螺杆的出现，带来螺杆的大发展。但螺杆式制冷压缩机喷油量较大，所以螺杆装置中必须增设油的处理设备。为此将油的处理辅助设备——油分离器、油冷却器、油过滤器、油泵等，及电机、控制保护元件等与压缩机共同组成螺杆式制冷压缩机机组（见图1-5）。

#### 气路系统

由蒸发器来的制冷蒸气，经过滤器1，吸气止逆阀2进入螺杆式制冷压缩机3的吸入口。

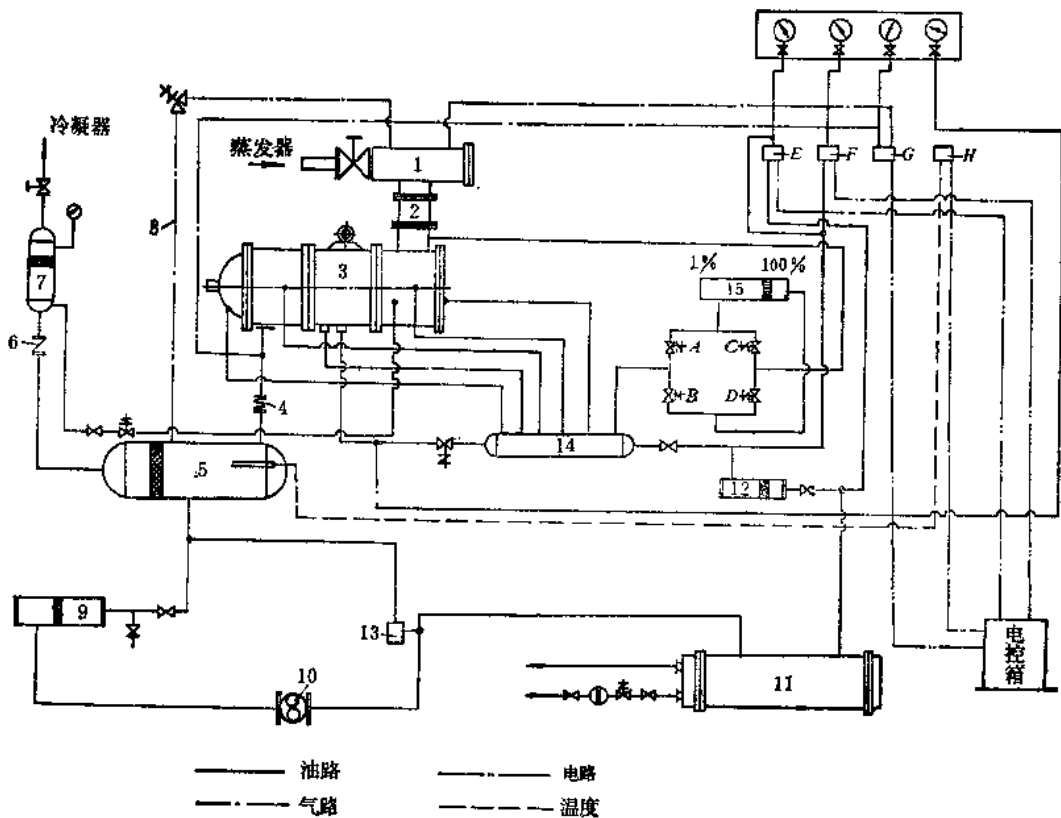


图1-5 螺杆制冷机系统

压缩机内的一对转子由电机带动旋转，油由滑阀（或机体）在适当位置喷入，在气腔中气油混合，气油混合物被压缩后经排气口排出，沿伸缩管（可以不设）4进入一次油分离器5，由于在较大的油分离器中而使气油混物流速突降，与制冷剂蒸气混合的油分较重，液相油分被沉降在油分离器底部，气油混合物（其中有少量未被分离的油）通过排气止逆阀6进入二次油分离器7中，油分再一次被分离，此时纯净的制冷剂蒸气被压送至冷凝器。

气路系统中设置的吸气止逆阀2的目的是防止停车时，转子前后存在着压差，压差会使气体倒流而致转子倒转，对转子齿形磨损极为严重。因此吸气止逆阀装在压缩机的吸气口上，最大限度地减少回流容积，使压差迅速地得到平衡。

排气止逆阀6可防止压缩机停机后，高压气体倒流所引起机组内呈高压状态。旁通管路8，当机组停车后，电磁阀开启，使存在在机腔内较高压力的蒸气通过该阀由旁通管路泄至蒸发系统，使机组气腔处于低压状态而便于下次启动。

压差控制器G控制系统高低压力。

排气温度超过规定值时，由温度控制器II（通过感温元件）切断电源。

### 油路系统

贮存在油分离器5下部的较高温度的冷冻油，经过截止阀，油粗过滤器9，被油泵10吸入排至油冷却器11，在油冷却器中油被水冷却后进入油精过滤器12，然后压入油分配总管14，将油再分别送入油封装置、滑阀喷油孔、前后主轴承、平衡活塞、四通电磁换向阀——能量调节装置等。

送入轴封装置、前后主轴承、四通电磁换向阀的油，经机体内油孔返回到低压侧。部分油与蒸气混合后，由压缩机压至油分离器。在转子机腔中的气、油混合物被排至一次油分离器中，分离后的油被积蓄底层。一次油分离器中的油经循环再度使用。二次油分离器中的油，一般定期放入压缩机低压侧。

在油冷却器（或油精过滤器）与一次油分离器之间，一般设有一个油压调节阀13，目的是保持供油压力较排气压力高98~294 kPa。多余的油经压力调节阀回到一次油分离器中。

从图1-5中可看出二次油分离器7中所分离出的油，经电磁阀返回到螺杆式制冷压缩机的低压侧。

油过滤器的油压差，由压差控制器E控制（压差一般控制98~147 kPa）。

### 水路系统

冷却水经截止阀、水过滤器、电磁阀、截止阀、油冷却器进水口、油冷却器出水口，进行冷却油的循环。

### 能量调节装置

当能量不变时，电磁阀A、B、C、D均处于关闭状态。当能量增加时，手动或自动地（由温度控制）使电源接通电磁阀A、D，从供油分配总管来的高压油，通过电磁阀A进入滑阀油缸15的左室，而右室的油经电磁阀D流入压缩机低压侧，实现增荷。反之，当能量减少时，接通电磁阀B、C，同理活塞带动滑阀移动实现减荷。

## 二、螺杆式制冷压缩机机组的辅助设备

### 油分离器

螺杆式制冷压缩机由于喷入大量的冷冻机油，制冷蒸气与油的混合物由压缩机内排出。若气、油混合物进入冷凝器和蒸发器等热交换器后，由于油不蒸发，就会在热交换器的管壁上

结成一层油膜，如同附在管壁上一层绝热层，油膜的导热系数很小，这样使系统中热交换器的传热效果大大降低，这样也就降低了制冷效率。为此，对制冷剂中夹杂的油必须在进入系统之前分离纯洁。螺杆式制冷压缩机机组中设置的油分离器就是这个目的。

油分离器的分油过程是：

由于螺杆式制冷压缩机排温较低（80℃左右），因而使油的分离较为容易；众所周知，活塞式制冷压缩机的油温一般较高，在这种情况下，油的分离较为困难。因为高温降低了油的粘性和表面张力，也就是降低了油粘滞在过滤装置或充填物上的能力，同时，在高温情况下，气相的油分较多，液相的油分较少，气、油混合物中的液体的比例可由道尔敦（Dollon）气体分压力定律确定〔6〕：

$$G_o/G_g \propto P_o$$

式中  $G_o$ ——油分质量；

$G_g$ ——气分质量；

$P_o$ ——油的分压力。

$P_o$ 在系统温度下为油的蒸气压力。而油量与当时温度工况下的油的蒸气压力成比例。

螺杆排温越低，液相量越大。螺杆的排温低，故混合物中液相量大于同类型的活塞的液相量，故油容易分离出。基于这种事实，当螺杆式制冷压缩机排出高压气、油混合物而进入一级油分离器中时，由于一级油分离器容积大，气体的流速突降，气体的流动方向又改变，并产生旋转的离心作用，以及气体多次流经充填过滤物，夹在制冷剂中的液相油分又多、比重大，故使油分在重力及离心作用下分离沉降，大量的油积聚在容器的底部。一般情况，喷油螺杆的喷油量约占容积排量的0.8~1%，但这种冲击离心而分离的效果还不能满足螺杆制冷高分离精度的要求，因此称这种分离为一级油分离。

以往活塞式制冷压缩机回收压缩机排出气体中的油分，常用惯性、洗涤、离心、填料、过滤式等油分离器，因活塞式制冷压缩机的油量较螺杆式的少得多，故象这类油分离器完全可以满足要求。这类油分离器对于螺杆式制冷压缩机相当于一级油分离器，不能达到纯洁制冷剂的目的，还会有一部分油进入系统。这一部分油，因为总喷油量大，相对地进入系统中的油量大大超过活塞式制冷压缩机进入系统的油量，所以螺杆式制冷压缩机还要进行二次油分离或多次油分离。二次油分离是在一次油分离后进行的，它是利用特制的充填物，细小雾状的气流多次流经充填物而被精细的过滤，使油分再一次进行分离，分离效果可达5ppm~50

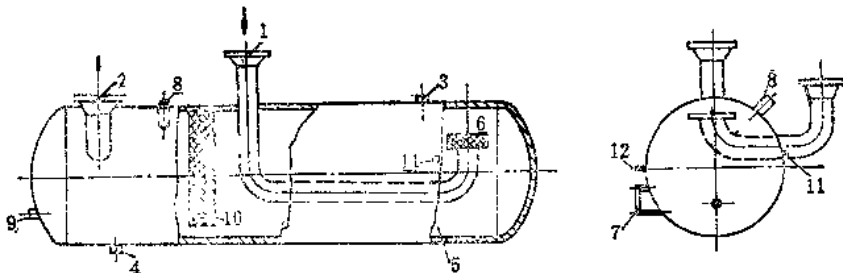


图1-6 卧式油分离器

- 1—进口接管 2—出口接管 3—感温包连接处 4—出油口 5—贮油器 6—消声器  
7—油位计 8—安全阀接管 9—电加热器连接处 10—油过滤器 11—油压调节阀  
来的回油接管 12—加油泵来的回油接管

ppm (1ppm 为 1kg 制冷剂含油 1mg 的浓度)。目前充填物有不锈钢金属丝网、玻璃纤维、聚脂纤维 (泡沫塑料)、陶瓷等。

气流流经过滤网的流速为 1~6 m/s 以下。

油分离器分为立式与卧式〔7〕 (如图 1-6、图 1-7、图 1-8)。一次和二次油分离器可以制成整装式或分装式。所谓整装式即将一级和二级油分离器同装于一个容器中。分装式为一级和二级分开设置, 如图 1-5 中一、二级油分离器即是分装式。

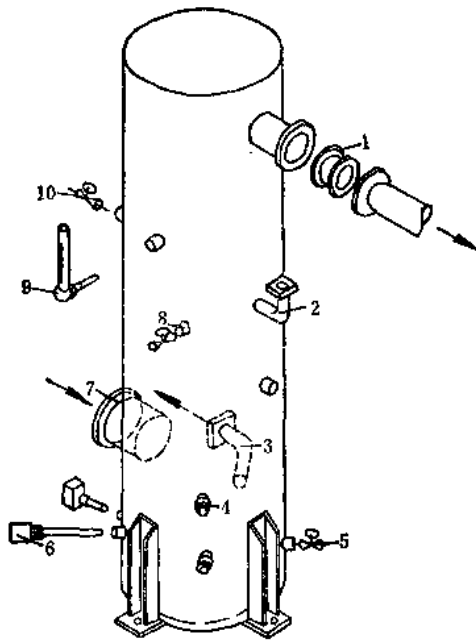


图1-7 立式油分离器

- 1—排气止逆阀 2—安全阀接管 3—出油口 4—油面计
- 5—排油阀 6—油加热器 7—进气接口 8—排空阀
- 9—排气温度计 10—压力阀接管

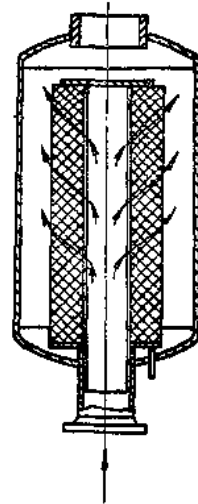


图1-8 二次油分离器

### 油冷却器

油被分离后集存于油分离器底部, 油温接近排气温度, 如此高温的油必须进入油冷却器冷却才能再次循环使用。这就是设置油冷却器的目的。

喷入螺杆式制冷压缩机的油温一般推荐值为: 对氨制冷机是 25~55°C, 对氟制冷机 (R22, R12) 是 25~45°C。被喷入的油, 不但对油温有一定的要求, 而且对油的粘度也有要求。油的粘度偏高, 增加搅动损失功率, 油的粘度偏低时, 密封效果变差。选择油的粘度取决于油的种类。一般控制喷油的温度为 40°C 左右, 粘度适中。

排出气体中, 制冷剂气体与油混合一样, 因此可以认为它们的温度相等, 故可写出油冷却器的理论负荷的平衡式如下:

$$GC_p(t_2 - t_1) + G_o C_{p,o}(t_{o2} - t_{o1}) = N_o \quad (1-1)$$

- 式中  $G$ ——气体循环量, kg/s;
- $C_p$ ——气体比热, kJ/(kg·°C);
- $G_o$ ——油循环量, kg/s;
- $C_{p,o}$ ——油的比热 (0.45~0.48), kJ/(kg·°C);
- $t_1$ ——排气温度, °C;

- $t_1$ ——吸气温度, °C;  
 $t_{02}$ ——油冷却器进口油温, °C;  
 $t_{01}$ ——油冷却器出口油温, °C;  
 $N_e$ ——轴功率, kW。

根据上述分析:

$$t_{02} = t_2$$

顾及管道等的热损失, 式(1-1)改写为:

$$G C_p (t_2 - t_1) + G_o C_{p_o} (t_2 - t_{01}) + 0.3 N_e = N_e \quad (1-2)$$

因此油冷却器热负荷式为:

$$Q = G_o C_{p_o} (t_2 - t_{01}) \quad \text{kW} \quad (1-3)$$

目前国内外喷油量有的取实验后的数据, 推荐以容积流量表示, 故式(1-3)有

$$Q = v_o \gamma C_{p_o} (t_2 - t_{01}) \frac{1}{3600} \quad \text{kW} \quad (1-4)$$

式中  $G_o = v_o \gamma$ , kg/h

$C_{p_o}$ ——油的比热; kJ/(kg·°C);

$v_o$ ——油的容积流量; m<sup>3</sup>/h;

$\gamma$ ——油的比重(900kg/m<sup>3</sup>), kg/m<sup>3</sup>。

确定油的容积流量, 一般要顾及润滑油量  $v''$ 、运行中漏损量、冷却用油量  $v'$ , 则油冷却器总循环油量  $v_o$  如下:

$$v_o = K (v' + v'')$$

式中  $K$ ——考虑实际运行中油的漏损等而加大理论循环油量的修正系数, 一般取值为 1.1~1.4, 视机器、辅机、管路敷设质量及运行情况而选择;

$v'$ ——冷却用油量, 目前一般推荐  $v' = v_r (0.6 \sim 1) \%$ ,

式中  $v_r$ ——压缩机理论排气量 m<sup>3</sup>/h。

润滑油量一般考虑有 (30~40)% 的摩擦功的热量被油带走, 所以润滑所需油量  $v''$  为:

$$(0.3 \sim 0.4) N_e (1 - \eta_m) = v'' \gamma C_{p_o} \Delta t$$

式中  $N_e$ ——轴功率, kW;

$\eta_m$ ——机械效率, 0.95~0.98;

$\Delta t = t_{02} - t_{01}$ 。

从上式中可确定  $v''$ 。

当  $v_o \gamma$  求出后, 根据式(1-4)即可求出油冷却器热负荷  $Q$ , 这样油冷却器传热面积和结构设计就能进行了。

下面介绍一些设计中用到的参数, 仅供参考:

油冷却器的油速一般取值 0.1~0.2 m/s

水速一般取值 0.6~0.8 m/s

传热系数  $K = 250 \sim 300$

水侧放热系数 1200~1500

油侧放热系数 400~500

油冷却器分为水-油、气-油和冷却-油型的油冷却器。



管外油的放热系数  $\alpha_o$  推荐用光管外纵、横向流动对流换热式。

当

$$Pr < 2 \times 10^4$$

$$N_u = 0.25 Re^{0.6} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_o} \right)^{0.14}$$

或

$$N_u = 0.22 Re^{0.5} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_o} \right)^{0.14}$$

放热系数的计算可参考《制冷及低温技术》有关章节。

图 1-9 为水冷型油冷却器。它的外壳为圆柱形管壳，内有管束组成。油的进出口均连接在管筒上，冷却水的进出口均设在同一端水盖上，冷却水通过分水器按先后次序进入管内，于是冷却水充分流经全部管束，在极短的时间间隔内，有充足的水量与油进行热交换。通常的情况，热交换器管外侧走油。

管束架在两端平面管板上，为了使油、水充分进行热交换，壳体内装有折流板。

水冷型的油冷却器，由于水质的缘故，在管内结成水垢而使传热系数下降，冷却效率也下降。为此必须定期清除水垢。

制冷剂冷却的油冷却器如图 1-10。

制冷剂冷却型的油冷却器，系由焊接外壳及冷却管等零部件组成，制冷剂通过管内，油在管外流动，制冷剂与油进行热交换。

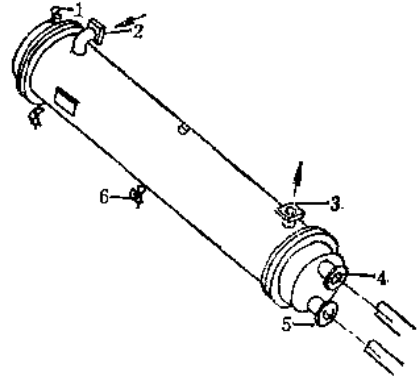


图1-9 水冷型油冷却器

- 1—排空阀 2—进油口 3—出油口
- 4—水或气体出口 5—水冷制冷剂液体入口 6—排空阀

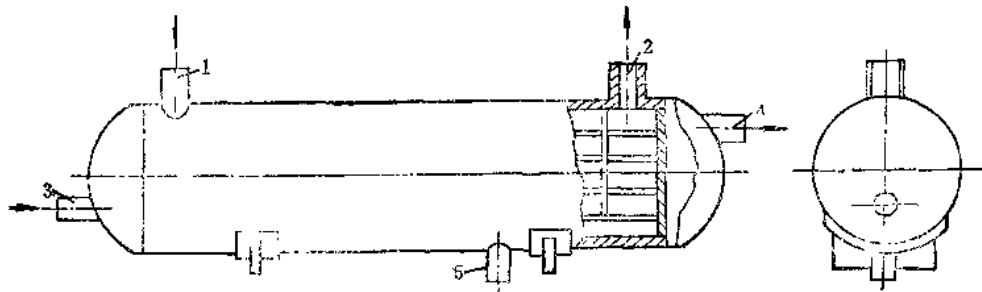


图1-10 制冷剂冷却型油冷却器

- 1—进油口 2—出油口 3—制冷剂进口 4—制冷剂出口

制冷剂自一端封头下部进入，自另一端封头上部溢出。

制冷剂流入冷却器，如果没有足够高度差，还需另加设泵抽入。

**吸气过滤器**

压缩机的吸气侧设置吸气过滤器（如图 1-11），用以防止管路中的污物杂质被吸入压缩机。

吸气过滤器是一个由焊接外壳和装在外壳中的大型金属过滤网组成。以气体过滤器前后的压力差来判断吸气过滤器的堵塞情况。