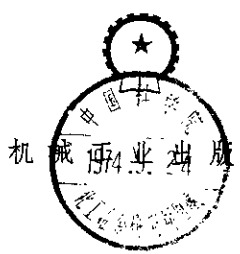
# 活塞式压縮机設計

《活塞式压缩机设计》编写组编



机械工业出版社

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

本书是活塞式压缩机設計計算方面的手册性工具书。全书共分十二章，包括压缩机的总体設計，热力、动力計算，主机和輔助設备的結构設計和計算，潤滑，排气量調节，以及安装、調整等内容；最后一章介紹了国内已經使用的各种活塞式压缩机的結构特点，供設計和选用时参考。此外，压缩机設計时涉及的单位換算，常用数据、公式和材料，气体特性图表，以及有关标准等也都編入了附录，以备查用。

本书可供活塞式压缩机設計人員，操作維修人員，高等学校有关专业师生等参考。


**活塞式压缩机设计**

《活塞式压缩机设计》编写组编

*

机械工业出版社出版（北京阜成門外百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业許可証出字第117号）

北京第二新华印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本787×1092 1/16·印张44 7/8·插頁 5·字数1109千字

1974年5月北京第一版·1974年5月北京第一次印刷

印数00,001—24,000·定价5.45元

*

統一书号：15033·4197


油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 前　言

在伟大领袖毛主席的无产阶级革命路线指引下，我国社会主义建设事业蒸蒸日上，欣欣向荣。随着国民经济的迅速增长和工业建设的飞跃发展，对气体压缩机的需求愈来愈迫切。设计、制造各种规格、不同使用要求并有良好性能的压缩机新产品，以适应社会主义革命和社会主义建设的需要，是一项光荣而艰巨的任务。

解放以来，在毛主席、共产党的领导下，建设了许多压缩机制造厂，逐步形成了独立的制造业。在党的总路线、大跃进、人民公社三面红旗的光辉照耀下，在充分总结我国压缩机生产、使用经验的基础上，自行设计制造了各种用途和规格的活塞式压缩机。如固定式动力用空气压缩机，比功率为5.17千瓦/米$^3$/分（排气压力为9公斤/厘米$^2$），比重量为119公斤/米$^3$/分；同时，还制订了排气量为10～100米$^3$/分，压力为9公斤/厘米$^2$的动力用L型空气压缩机系列，并使系列产品投入了生产。六十年代初期，我国开始发展对称平衡型压缩机，先后自行设计制造了排气量为45米$^3$/分，排气压力为211公斤/厘米$^2$的二氧化碳压缩机；排气量为165米$^3$/分，排气压力为321公斤/厘米$^2$的氮氢混合气压缩机；以及排气量为250米$^3$/分，排气压力为321公斤/厘米$^2$，电机功率为4000千瓦的氮氢混合气压缩机等具有一定水平的各种压缩机，初步满足了国民经济的需要，同时也积累了不少经验。经过无产阶级文化大革命，压缩机行业广大工人、革命干部、革命知识分子，在“抓革命，促生产”的方针指引下，又为提高产品质量和产量、发展新品种作出了新贡献。但是，有关人员在实际工作中，却常常感到压缩机的专业技术书籍颇为缺乏，有的书籍内容又较陈旧、繁琐，远远不能满足我国当前生产的需要。

无产阶级文化大革命的斗、批、改阶段中，工人阶级登上了上层建筑领域，正在占领科学阵地，进一步为革命学业务、学技术的要求甚为迫切；同时，压缩机各制造单位、使用单位的同志们也感到手头急需一本有关专业的设计资料。为此，我们在初步总结我国多年来设计、制造和使用压缩机方面的部分经验的基础上，并广泛搜集、参考了国内外的有关资料、图表和实例，编写了《活塞式压缩机设计》这本书，以应目前的急需。

本书共分十二章，包括活塞式压缩机的总体设计，热力、动力计算，主机和辅助设备的结构设计和计算，润滑，排气量调节以及安装调整等内容；最后一章还介绍了国内已经使用的各种活塞式压缩机的结构特点，便于读者在设计和选用时参考。此外，压缩机设计计算时所涉及的单位换算，常用数据、公式和材料，气体特性图表，以及有关标准等也都编入了附录，以备查用。

本书是由通用机械研究所、西安交通大学会同上海压缩机厂、天津空压机厂、北京第一通用机械厂、西安压缩机厂、许昌通用机械厂、长春空压机厂、沈阳气体压缩机厂、杭州制氧机厂、重庆东风机器厂、柳州空压机厂、柳州第二空压机厂、南京化肥厂、蚌埠空压机厂、华中工学院、浙江大学、浙江化工学院、燃化部化工机械研究所等19个单位集体编写的。

由于我们的政治思想水平和业务知识有限，本书的错误和缺点在所难免，我们热情地希望广大读者给予批评指正，以期在以后修订再版时加以充实完善。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

在编写本书的过程中，我们得到各兄弟单位的热情支持，他们为编写组介绍了经验，提供了资料，在此谨致谢意；同时还向为编写本书提供方便条件，并给予大力协助的上海压缩机厂以及协助描图的无锡压缩机厂、北京第二通用机械厂表示深切的感谢。

《活塞式压缩机设计》编写组

一九七三年于北京



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 目　录


前言
绪论……1
第一章　总体设计……5
　第一节　结构方案的选择……5
　第二节　压缩机转数和行程的确定……23
　第三节　压缩机的驱动……26
第二章　热力计算……33
　第一节　基本概念……33
　第二节　气缸行程容积的确定……51
　第三节　压缩机的功率和效率……61
　第四节　变工况工作和复算性计算……67
　第五节　热力计算实例……70
第三章　动力计算……90
　第一节　压缩机中的作用力……90
　第二节　飞轮矩的确定……95
　第三节　惯性力和惯性力矩的平衡……112
　第四节　基础的设计与计算……132
第四章　气缸部分的设计……138
　第一节　气缸……138
　第二节　气阀……170
　第三节　活塞与活塞杆……208
　第四节　填料和刮油器……233
　第五节　活塞环……254
第五章　基本部件的设计……264
　第一节　机身、中体……264
　第二节　曲轴……287
　第三节　连杆……308
　第四节　十字头……333
　第五节　轴承和轴瓦……350
第六章　其他部件的设计……368
　第一节　联轴器……368
　第二节　盘车装置……378
　第三节　皮带轮和飞轮……382
第七章　气路系统……396
　第一节　管路设计……396
　第二节　空气滤清器……410
　第三节　液气分离器、缓冲器和储气罐……413
　第四节　安全阀……424


31147



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

第八章　冷却系统及冷却器的设计……439
第一节　冷却系统及其对水质的要求……439
第二节　冷却器的结构设计……441
第三节　冷却器的传热计算……477
第四节　冷却器的阻力损失计算……508
第五节　冷却器的强度计算……515
第六节　冷却器传热计算例题……516
第九章　润滑系统及润滑油（脂）……524
第一节　气缸填料的润滑……524
第二节　循环润滑系统……530
第三节　压缩机用的润滑油（脂）……546
第十章　压缩机排气量的调节……551
第一节　常用的调节装置的结构及计算……552
第二节　各种调节方法的比较……576
第三节　调节系统中的控制机构……581
第十一章　压缩机的安装、试车与调整……586
第一节　压缩机的安装……586
第二节　压缩机的试车……591
第三节　压缩机的调整……593
第四节　压缩机的维护和修理……597
第十二章　压缩机实例……600
第一节　微型和小型压缩机……600
第二节　中型压缩机……609
第三节　大型压缩机……616
第四节　无油润滑压缩机……617
第五节　循环压缩机和超高压压缩机……633
附录一　单位换算……642
附录二　常用公式和数据……647
附录三　常用材料的机械性能和主要规格……656
附录四　常用气体的特性参数图表……665
附录五　有关标准……690



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

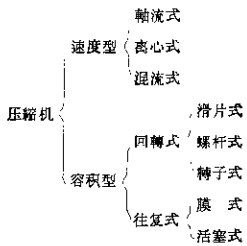
# 绪　论

现代工业中，压缩气体的机器用得愈来愈多。各种型式的压缩机，按工作原理区分为两大类，即速度型和容积型。

速度型压缩机靠气体在高速旋转叶轮的作用下，得到巨大的动能，随后在扩压器中急剧降速，使气体的动能转变为势能（压力能）。

容积型压缩机靠在气缸内作往复或回转运动的活塞，使容积缩小而提高气体压力。

压缩机按结构型式的不同，分类如下：




各种类型压缩机的使用范围大致如图 0-1 所示。

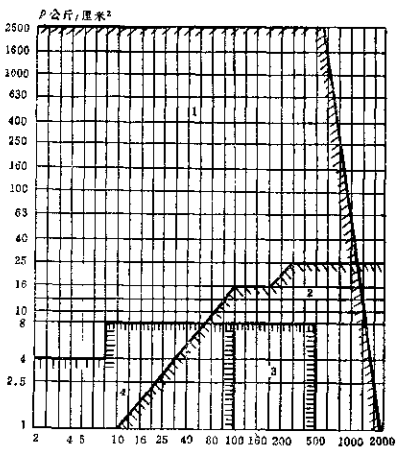



图 0-1　各种类型压缩机的使用范围

1—活塞式；2—离心式或轴流式；3—螺杆式；4—滑片式
（图中所示气量范围对所压压缩机是指标准状态的气量）

本书以往复活塞式压缩机为介绍对象，并按习惯，简称活塞式压缩机。

活塞式压缩机按气量与压力的分类如表 0-1所示。

活塞式压缩机与其他类型的压缩机相比，特点是：

1）压力范围最广。活塞式压缩机从低压到超高压都适用，目前工业上使用的最高工作压力达3500公斤/厘米²，实验室中使用压力则更高。

2）效率高。由于工作原理不同，活塞式压缩机比离心式压缩机的效率高得多。而回转式压缩机由于高速气流阻力损失和气体内泄漏等原因，效率亦较低。

3）适应性强。活塞式压缩机的排气量可在较广泛的范围内进行选择；特别是在较小排气量的情况下，要做成速度型，往往很困难，甚至是不可能的。此外，气体的重度



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 0-1 活塞式压缩机按气量与压力的分类

| 分类方法 | 名称 | 说明 |
|---|---|---|
| 按排气量分 | 微型 | $V_m \leqslant 1$米$^3$/分 |
| | 小型 | 1米$^3$/分$< V_m \leqslant 10$米$^3$/分 |
| | 中型 | 10米$^3$/分$< V_m \leqslant 100$米$^3$/分 |
| | 大型 | $V_m > 100$米$^3$/分 |
| 按排气压力分 | 鼓风机 | $p_d \leqslant 2$公斤/厘米$^2$ |
| | 低压压缩机 | 2公斤/厘米$^2 < p_d \leqslant 10$公斤/厘米$^2$ |
| | 中压压缩机 | 10公斤/厘米$^2 < p_d \leqslant 100$公斤/厘米$^2$ |
| | 高压压缩机 | 100公斤/厘米$^2 < p_d \leqslant 1000$公斤/厘米$^2$ |
| | 超高压压缩机 | $p_d > 1000$公斤/厘米$^2$ |

对压缩机性能的影响，亦不如速度型那样显著，所以同一规格的压缩机，将其用于压缩不同介质时，较易改造。

活塞式压缩机的主要缺点是：外形尺寸和重量较大，需要较大的基础，气流有脉动性，以及易损零件较多。

图 0-2 表示活塞式压缩机的基本结构，其组成大致可分为三部分：

1）基本部分：包括机身、中体、曲轴、连杆、十字头等部件。其作用是传递动力、连接基础与气缸部分。

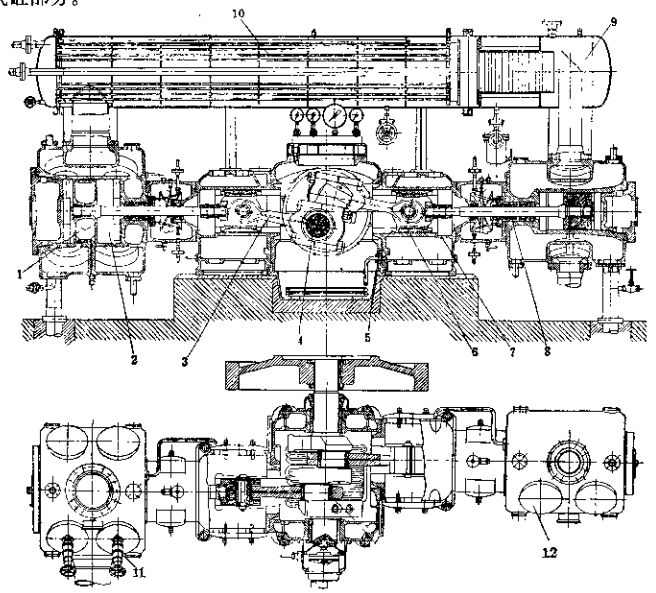



图 0-2 活塞式压缩机结构剖视图

1—活塞；2—气缸；3—连杆；4—曲轴；5—机身；6—十字头；7—中体；8—填料；9—液气分离器；10—冷却器；11—排气量调节装置；12—气阀



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

2）气缸部分：包括气缸、气阀、活塞、填料以及安置在气缸上的排气量调节装置等部件。其作用是形成压缩容积和防止气体泄漏。

3）辅助部分：包括冷却器、缓冲器、液气分离器、滤清器、安全阀、油泵、注油器及各种管路系统，这些部件是保证压缩机正常运转所必需的。

随着工业的发展，活塞式压缩机压缩的气体种类也日益增多。主要应用于采矿、冶金、石油、化工、机械、建筑等部门。作动力用的空气压缩机数量最大，而化学工业用的规格品种最多。由于石油化学工业的蓬勃发展，要求压缩各种烃类气体的压缩机日趋增多。

在采矿工业中，常用压缩空气作动力带动风动工具，要求压缩机的排气压力为9公斤/厘米$^2$；在修筑道路及工程建设方面也需压缩空气作为动力，常用的是移动式空气压缩机。

在合成氨厂的整个工艺流程中，压缩机分别将各种原料气加压至一定压力，送至各处理工段，最后将合成气加压至合成压力。目前常用的有321公斤/厘米$^2$及151公斤/厘米$^2$两种合成压力。尿素合成压力为210公斤/厘米$^2$。

在氧气顶吹炼钢中，要求氧气压缩机提供31公斤/厘米$^2$的压力。

各种不同使用条件下，所需的压力是多种多样的，现将主要的应用场合，列举于表0-2中。

由于压缩气体性质和使用条件的限制，要求提供越来越多的气缸无油润滑压缩机，例如：

1）压缩气体与油接触会引起爆炸（如氧气压缩机）；

2）压缩气体对润滑油起腐蚀作用（如氯气和三氟化硼压缩机）；

3）严禁压缩气体被润滑油污染（如食品和医药工业中及高纯度气体用压缩机）；

4）气体中含油会造成气动仪表失灵（如控制系统中用的空气压缩机）；

5）吸入气体的温度极低，无法获得合适的润滑油；或者气体中有润滑油会导致反应器中的催化剂中毒等情况，都要求用气缸无油润滑的压缩机来压缩气体。

活塞式压缩机的发展趋向是：

1）高压、高速、大容量。某些化工部门，提高压力可以提高合成效率，所以相应的压缩机工作压力也不断提高。如合成氨用的压缩机工作压力达到600公斤/厘米$^2$及1000公斤/厘米$^2$，而合成聚乙烯用压缩机的压力已达3500公斤/厘米$^2$。

高转数、短行程结构的应用，使机器占地面积、金属消耗量大为降低。大型压缩机的转数一般为250～500转/分，中型为500～1000转/分，小型为1000～3000转/分。

目前常压进气时的单机容量最大为333米$^3$/分。提高容量的主要途径是运用离心式或回转式压缩机与活塞式压缩机串联运行。

2）提高效率和延长使用期限。压缩机是一种消耗巨大能量的机器，如1000台排气压力为9公斤/厘米$^2$、排气量为20米$^3$/分的压缩机，就需12.5万千瓦的动力。因此，注意提高压缩机效率，对国民经济建设具有重大意义，而通过合理的设计，提高其效率5～10%，是完全有可能做到的。

活塞式压缩机的绝热效率，一般应在下述范围内：

大型：80～85%；中型：70～80%；小型：65～70%

动力用固定式空气压缩机，常用比功率来衡量其经济性。对排气压力为8公斤/厘米$^2$的压缩机，先进的比功率为4.6～4.8千瓦/米$^3$/分，比重量为110～130公斤/米$^3$/分。

3）按系列化、通用化、标准化进行生产，以利提高产量、质量，缩短制造周期，便于产品变型。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 0-2 压缩机的主要应用场合、压缩介质及要求的压力

| 应用 | 压缩气体 | 工作压力（公斤/厘米²） |
|---|---|---|
| 氮肥工业 | 氮氢气 | 600<br>320<br>200<br>150 |
| 空气分离 | 空气 | 220 |
| | 氧气 | 5～6<br>150<br>30 |
| 尿素 | 二氧化碳 | 210 |
| 合成塑料 | 氢气 | 5 |
| | 乙烯 | 1500～3500 |
| 合成纤维 | 裂解气 | 36～41 |
| | 二氧化碳 | 40 |
| | 空气 | 3.5～12 |
| | 乙炔 | 12 |
| 合成橡胶 | 生成气 | 16 |
| | 丙烯 | 20 |
| 有机原料 | 乙烯、丙烯 | 18 |
| | 甲烷 | 65 |
| | 稀乙炔 | 12 |
| | 一氧化碳 | 320 |
| 石油加氢与精制 | 氢气 | 26～36<br>12～90<br>70～90 |
| 油田注气 | 二氧化碳 | 131 |
| 石油开采钻井用 | 空气 | 80 |
| 采掘工业及工程建设动力用 | 空气 | 8 |
| 高炉喷煤粉 | 空气 | 8 |
| 充气、喷漆、食品 | 空气 | 5～7 |
| 冶金用、船用、电站制动或控制用 | 空气 | 30<br>40<br>60 |
| 城市煤气输送 | 煤气 | 5 |
| 水压机配套 | 空气 | 150<br>350 |
| 仪表自动控制用 | 空气 | 4～6 |
| 车辆制动 | 空气 | 6～8 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第一章 总 体 设 计

设计活塞式压缩机应符合以下基本原则：

1.满足用户提出的排气量、排气压力，及有关使用条件的要求。

2.有足够长的使用寿命（应理解为压缩机需要大修时间间隔的长短），足够高的使用可靠性（应理解为压缩机被迫停车的次数）。

3.有较高的运转经济性。

4.有良好的动力平衡性。

5.维护检修方便。

6.尽可能采用新结构、新技术、新材料。

7.制造工艺性良好。

8.机器的尺寸小、重量轻。

但是，上述原则往往是彼此矛盾的。例如尺寸小、重量轻与较高的运转经济性有矛盾。若从较高的经济性考虑，要求机器取用较多的级数，而级数增多，则机器结构比较复杂，尺寸增大，重量增加。同样，提高机器的转数，虽能减小机器的尺寸和重量，但转数增加，压缩机效率下降，零件易磨损，影响使用寿命。因此，对于压缩机设计者来说，重要的是根据压缩机的用途，掌握其主要要求，在保证主要要求的前提下，尽量满足其他的要求。例如，在移动装置中用的压缩机，尺寸小、重量轻应是主要的要求，对于经济性的要求则可退居次要地位；相反，长期连续运转的大型固定式压缩机，运转的经济性、可靠性以及使用寿命，应是设计者首要考虑的，在此前提下，再相应的考虑减小尺寸和重量。

总体设计的任务是：选择结构方案、主要参数、相应的驱动方式，以及大体确定附属设备的布置。压缩机的技术经济指标是否先进，能不能很好地满足使用要求，很大程度上决定于总体设计阶段的考虑是否周到和适当。如果总体设计不当，就会给压缩机带来“先天不足”的缺陷，要消除它的后患，就比较困难。因此，总体设计是设计压缩机最重要的环节。为了使总体设计能达到既符合多快好省的方针，又符合用户的特定要求，在总体设计时应广泛搜集国内外同类型或相近机器的资料，进行充分的分析比较，提出几个方案，通过热力计算，动力计算，初步确定主要零件的主要尺寸，在分析研究的基础上，选出最符合要求的总体方案。为了具体反映结构方案和布置的合理程度，应绘出纵、横剖面图和外形布置图。

总体设计完成之后，即着手进行工作图设计。工作图设计的任务是根据总体设计中初步定下的部件和零件的尺寸、轮廓和基本结构型式，详细地绘出总体和部件的装配图、零件的施工图，编制必要的技术文件，拟定型号，同时完成各主要零件的强度核算工作。然后经过试制与试验测定，考核设计的正确性。

## 第一节 结构方案的选择

活塞式压缩机的结构方案由下列因素组成：1）机器的型式；2）级数和列数；3）各



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

级气缸在列中的排列和各列间曲柄错角的排列。用上述因素组成的图形，称为结构方案图，即习惯上所说的机器纵、横剖面图。

选择压缩机的结构方案时，应根据压缩机的用途，运转条件，排气量和排气压力，制造厂生产的可能性，驱动方式以及占地面积等条件，从选择机器的型式和级数入手，制订出合适的方案。

**一、结构型式的特点及其选择**

压缩机结构的特点主要体现在两个方面，即气缸排列的型式（指气缸中心线的排列位置）和运动机构的结构。

（一）气缸排列的型式及其选择

1.立式压缩机：气缸作垂直布置，如图1-1所示，其优点在于：

1）活塞工作表面不承受活塞重量，因而气缸和活塞的磨损比卧式的小且均匀，活塞环的工作条件有所改善，能延长机器的使用寿命。

2）占地面积比较小。

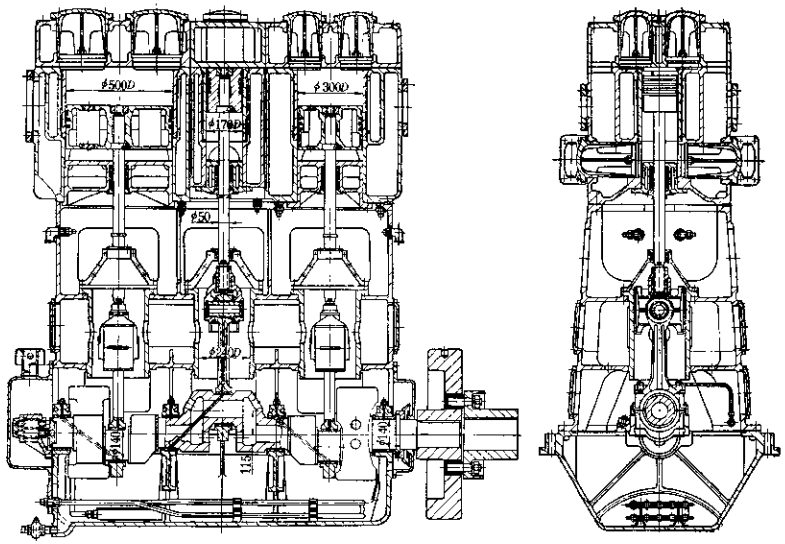



图 1-1　三列立式氧气压縮机

3）因为载荷使机身主要产生拉伸和压缩应力，所以机身的形状简单，重量轻。

4）往复运动部件的惯性力垂直作用在基础上，而基础抗垂直振动的能力较强，所以它的尺寸较小。

其缺点在于气阀和级间管道的布置比较困难，不易变型（因列间距紧凑），较大的立式压缩机操作、维修也甚感不便。所以小型压缩机有做成立式的，中型固定式也有采用立式的。无油润滑压缩机采用立式对活塞环和填料的工作较为有利。大型立式压缩机，国内制造



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

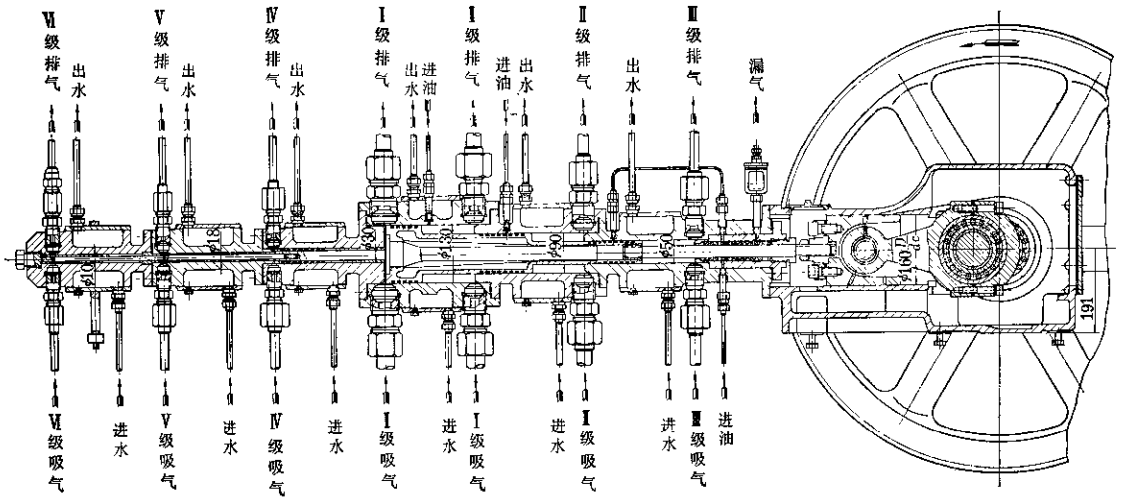



图 1-2　单列卧式一氧化碳压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

得不多，某些国家由于生产传统，有做成立式的。

2.卧式压缩机：气缸中心线作水平布置，且都在曲轴的一侧。这是较老的一种结构，如图 1-2 所示。其优点在于：

1）整个机器都处在操作者的视线范围内，所以管理维护方便。曲轴、连杆的安装、拆卸都比较方便。

2）卧式压缩机最多只有两列，所以运动部件和填料的数量较少，机身、曲轴的结构也比较简单。

3）卧式压缩机的厂房可以比立式的低。

卧式压缩机的主要缺点是：惯性力不能平衡，所以转数的增加受到很大限制，导致机器、驱动机和基础的重量、尺寸较大。另外，卧式压缩机在多级压缩时，只能采用多缸串联，因而气缸活塞的安装亦较麻烦；特别是大型压缩机活塞往往很重，气缸和活塞易磨损。所以卧式压缩机在大、中型压缩机的领域内已被淘汰，但在小型高压的场合，采用卧式结构，仍能发挥结构紧凑、零件少和可避免高压填料的优点，如图 1-2 即为一应用实例。

3.对称平衡型压缩机：气缸作水平布置，并分布在曲轴两侧，在两主轴承之间，相对两列气缸的曲柄错角为180°。这种结构型式是五十年代才出现的，由于优点显著，发展甚速。现代的大型活塞式压缩机绝大部分均为对称平衡型结构。它除了拥有卧式压缩机的1）、3）项优点外，还有自己独特的优点：

1）惯性力（一阶和二阶惯性力）可以完全平衡，惯性力矩也很小，甚至为零。因此机器的转数可以大大提高，使得机器、驱动机和基础的尺寸、重量都能减小。

2）由于相对两列的活塞力方向相反，能互相抵消，因而改善了主轴颈的受力情况，减小主轴颈与主轴承之间的磨损。

3）可以采用较多的列数，使得每列串联的气缸数较少，安装方便。

其缺点是运动部件和填料的数量较多，机身和曲轴的结构比较复杂。两列对称平衡压缩机切向力的均匀性较差。

四列以上的对称平衡型压缩机，根据电机设置的位置，区分为M型和H型两种。

对称平衡M型压缩机，如图 1-3 所示，电机设置在机身一侧。主要优点是：安装简单，增加列数的可能性较大，利于变型。缺点是机身和曲轴的刚度不如H型，且机身曲轴的制造也比H型困难。

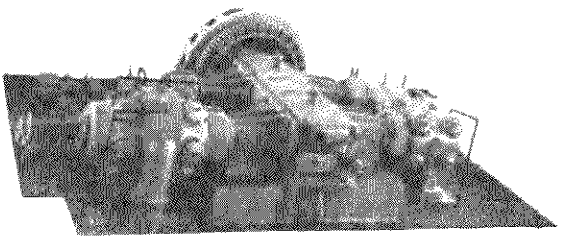


图 1-3　四列对称平衡M型二氧化碳压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

对称平衡H型压缩机，如图1-4所示，电机设置在两个机身之间，其优点是列间距较大，便于操作检修。机身和曲轴的结构和制造较简单。缺点是列数只能成4列，8列或12列配置，所以变型不及M型方便，两机身的安装找正较困难。

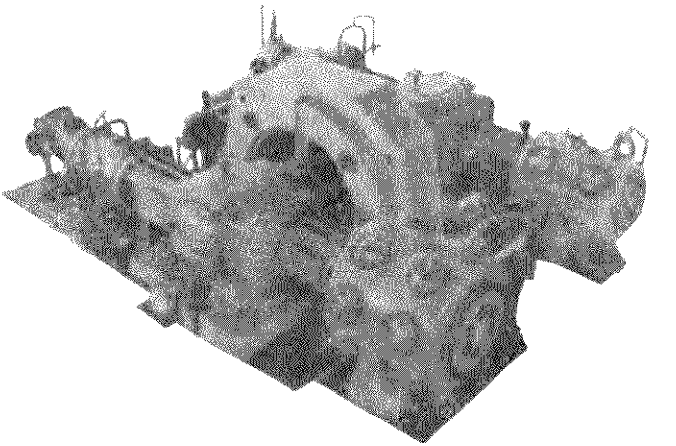


图 1-4　对称平衡H型氮氢混合气压缩机

大，中型压缩机采用对称平衡型，其优点很明显，特别是对于大型高压多级压缩机，是较合理的结构型式。小型的对称平衡型结构，机器的重量较立式和角度式结构为大，所以不能充分显示其优点，反而会增加制造上的困难。

4.对置型压缩机：气缸作水平布置，并分布在曲轴两侧，相邻的两相对列曲柄错角不等于180°。但是根据其结构特点又可分两种情况：第一种，相对的气缸中心线不在一直线上，制成3、5、7、9等奇数列。第二种，曲轴两侧相对的气缸中心线在一直线上，制成偶数列。

对置型压缩机具有卧式压缩机的优点，机身与曲轴的刚性比对称平衡型好；主要缺点是惯性力的平衡性较差，而且主轴承的数目较多，曲轴和机身的制造精度相应地要求较高。

第一种结构的对置式压缩机，只在当压缩机的列数适于选用单数时才采用。

第二种结构的对置式压缩机，在较老的结构中，作成H型的结构。在大型超高压压缩机中，由于活塞力很大，采用气缸中心线在一直线上的对置型，两相对列活塞上气体作用力可以相互抵消一部分，改善了运动部件的受力情况，同时采用多列结构以后，切向力的均衡性也能得到改善。图1-5所示即为超高压压缩机采用多列对置型的一例。

5.角度式压缩机：气缸中心线间具有一定的夹角，但不等于零或180°。按气缸中心线的位置不同，又分为W型、V型、L型和扇型等。

W型结构见图1-6。同一曲拐上相邻列的气缸中心线夹角为60°时，其动力平衡性最佳；这种结构也有作成双重W型（六列）的。

V型结构见图1-7。同一曲拐两列的气缸中心线夹角可以做成90°、75°、60°等；90°时平衡性最佳，但为了结构紧凑起见，做成60°的居多，也可作成双重V型的。

L型结构如图1-8，相邻两列的气缸中心线夹角为90°，而且分别作垂直与水平布置。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

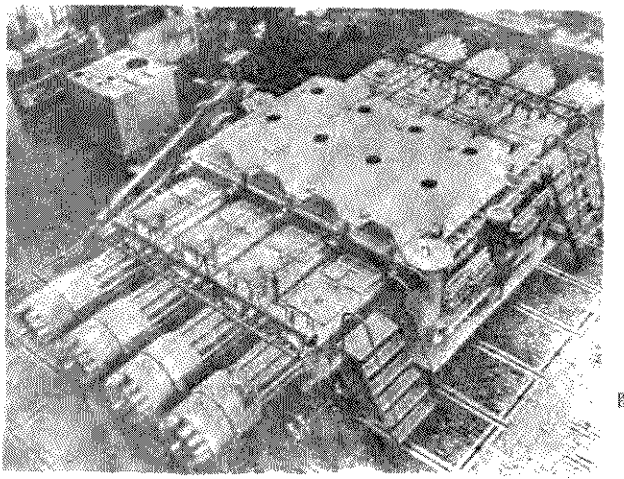


图 1-5 八列对置型超高压压缩机

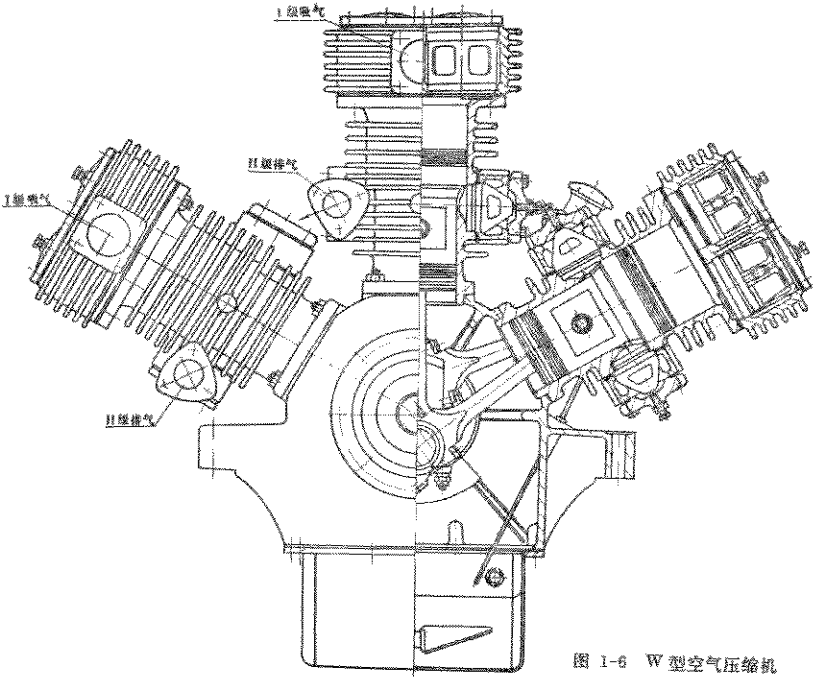



图 1-6 W型空气压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

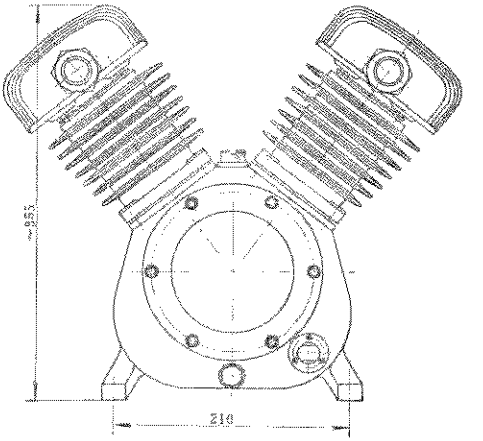



图 1-7 V型空气压缩机

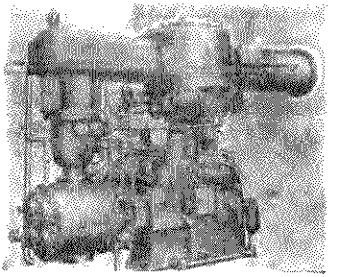


图 1-8 L型空气压缩机

扇型结构见图 1-9。同一曲拐上相邻列的气缸中心线夹角为45°时，平衡性最佳；这种结构也有作成双重（八列）结构的。

角度式压缩机共同的优点是：

1）各列的一阶惯性力的合力，可用装在曲轴上的平衡重达到大部分或完全平衡，因此机器可取较高的转数。

2）气缸彼此错开一定角度，有利于气阀的安装与布置，因而使气阀的流通面积有可能增加（相对于立式压缩机而言），中间冷却器和级间管道可以直接装在机器上，结构紧凑。

3）角度式压缩机可以将若干列的连杆连结在同一曲拐上，曲轴的拐数可减少，机器的轴向长度可缩短，因此主轴颈能采用滚动轴承。

V型、W型、扇型结构，由于气缸近似处在垂直于曲轴中心线的平面内，作成移动风冷



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

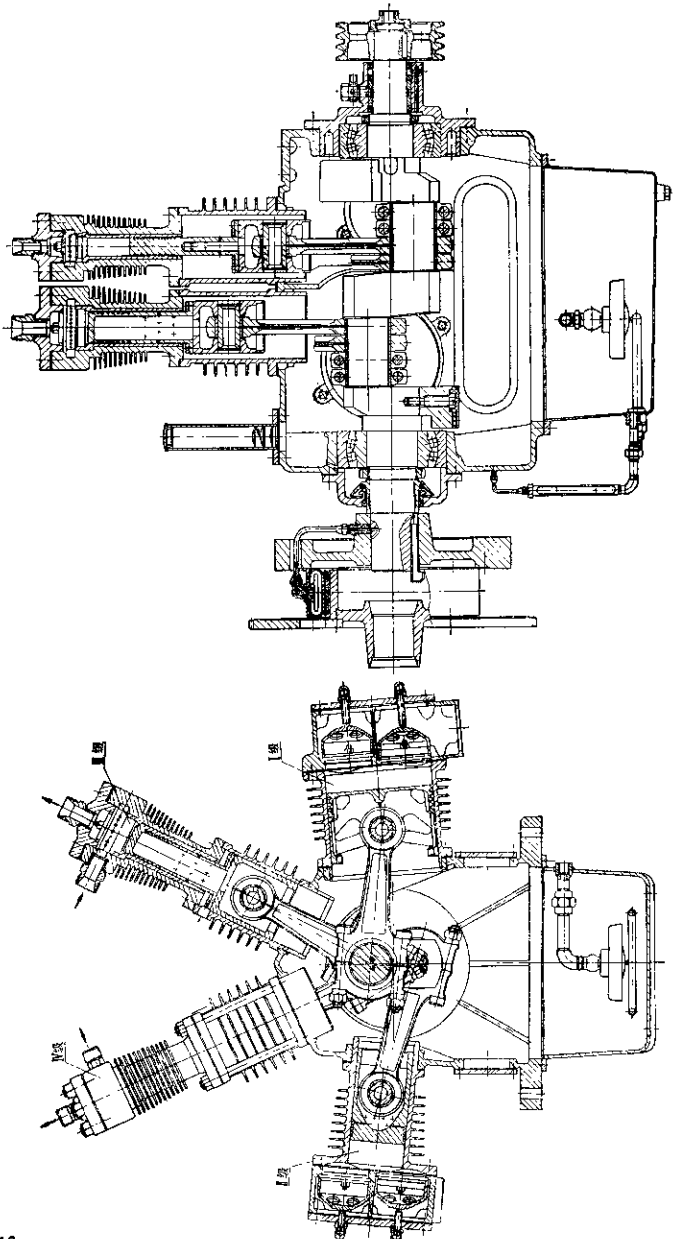



图 1-9 扁型空气压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式压缩机时，用设在机器端部的风扇鼓风冷却，迎风面较大。所以，排气量为3～12米³/分、排气压力为8公斤/厘米²的移动式空气压缩机，选用V型及W型较为适宜。

L型压缩机除具有角度式的共同优点外，还有独特的优点：

1）当两列往复运动质量相等时，二阶往复惯性力作用在与水平成45°夹角的方向，所以，机器运转比V型还要平稳。

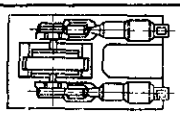
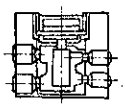
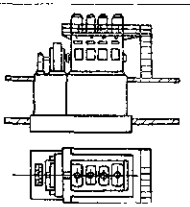
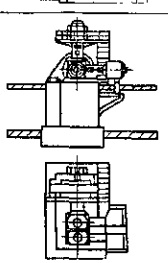
2）机身受力情况比其余角度式有利，中间冷却器和级间管道直接安装在机器上的条件更优越。

3）大直径的气缸成垂直布置，小气缸成水平布置，因而可避免较重的活塞对气缸磨损的影响。

L型压缩机特别适宜于作两级压缩机，我国固定式动力用空压机就是选用这种型式。

各种型式压缩机在相同条件时一般特点的比较见表1-1。

表 1-1　各种型式压缩机一般特点的比较

| 型　式 | 简　　图 | 相对轴数 | 相对重量 | 基础的相对重量 | 相对占地面积（包括附属设备） | 操作維修 | 零部件数量 | 气阀管道配置 | 产品变型 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 臥　式 |  | 100 | 100 | 100 | 100 | 方便 | 少 | 容易 | 难 |
| 对称平衡型 |  | 200 | 70 | 53 | 62 | 方便 | 多 | 容易 | 容易 |
| 立　式 |  | 200 | 70 | 49 | 45 | 不方便 | 較少 | 难 | 难 |
| 角度式 |  | 200 | 68 | 40 | 50 | 居中 | 較少 | 較容易 | 較容易 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（二）运动机构的结构及选择

活塞式压缩机的运动机构有：无十字头与带十字头两种。

1.无十字头运动机构的特点是：结构简单、紧凑，机器高度较低，相应的机器重量较轻，一般不需要专门的润滑机构。但是无十字头的压缩机只能作成单作用的，所以，气缸容积的利用不充分（因为活塞与气缸之间，只在活塞的一侧形成工作腔），气体的泄漏量也较大，气缸工作表面所受的侧向力也较大，因而活塞易磨损，另外，气缸中的润滑油量也难于控制。

无十字头的压缩机一般只适于作成立式、V型、W型和扇型的结构。当压缩机的功率大于120～150千瓦时，无十字头的压缩机的重量要超过有十字头的压缩机，而且结构也较复杂。因此，无十字头压缩机只在小功率范围内采用。在小型移动装置中用的压缩机，要求轻便紧凑以便于搬动，多选用无十字头的运动机构。

2.带十字头运动机构的特点是：由于带有十字头，气缸工作表面不承受连杆传来的侧压力，所以，气缸与活塞间的摩擦和磨损较小，充分利用了气缸容积，润滑油易于控制；可以设置填料密封，所以，气体的泄漏量较小，特别是对于易燃、易爆、有毒的气体，只能采用此种结构。当然，带十字头的压缩机增多了十字头、活塞杆及填料等部件，使机器的结构复杂，高度和重量也相应增加。

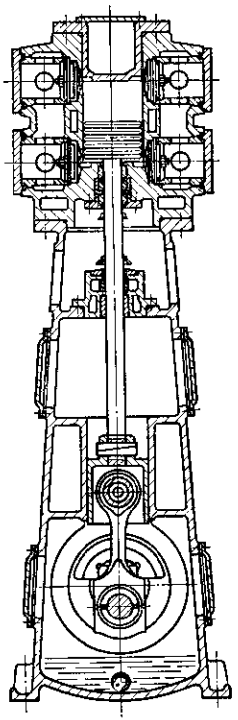


图 1-10　迷宫式压缩机

一般固定式的压缩机功率都较大，特别是工艺流程中用的压缩机，要求机器长期连续运转，所以多用带十字头的压缩机。我国固定式动力用空压机，排气量在10～100米$^3$/分、功率在60～630千瓦之间的都是带十字头结构。化工、石油等部门工艺流程中使用的压缩机都带十字头。带十字头的压缩机差不多都设计成水冷式的。

另外，压缩机结构型式的选择，还应注意到需在无油情况下运转的使用情况。目前，无油润滑压缩机有三种类型：

1）活塞环及填料元件都用自润滑材料制作的，这种无油润滑压缩机可采用带十字头的各种结构；如图1-1为三列立式聚四氟乙烯密封的无润滑氧气压缩机。立式结构的活塞环、填料的磨损较轻，但由于立式压缩机的固有缺点，只适用于中、小型。大型无油润滑压缩机通常采用对称平衡型结构。

2）气缸与活塞、活塞杆与密封元件之间，不直接接触，而采用曲折密封的方法来防止气体从气缸中泄漏的，即所谓迷宫式压缩机，如图1-10。这种压缩机只能采用立式带十字头的结构，方能保持密封处的间隙均匀。由于制造安装要求较高，密封效果并非十分满意，所以用的不多。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

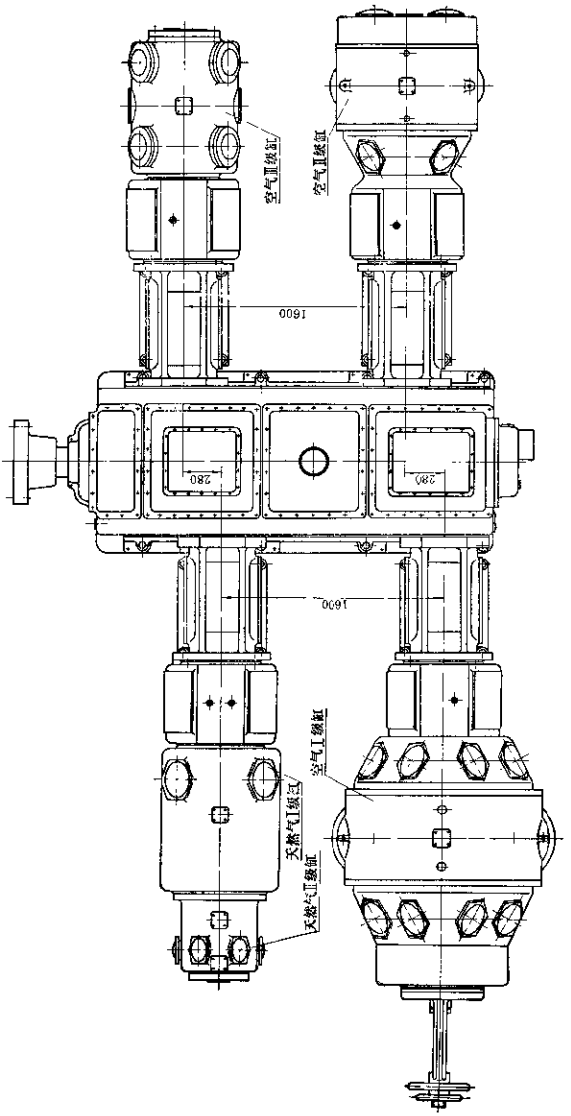



图 1-11　四列对称平衡型联合压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

3）膜式压缩机（见第十二章）。

把同一工艺流程中所需压缩的几种气体，在一台压缩机的各气缸中分别进行压缩的机器称为联合压缩机。实际上等于把几台功率较小的压缩机合并为一台功率较大的联合压缩机。这种结构布置的优点是效率高，占地面积小，操作人员可以减少，压缩机和机房的造价较低。但是对压缩机的制造质量要求较高。

联合压缩机多采用多列对称平衡型结构，如图 1-11。

## 二、级数选择和各级压力比的分配

工业用的气体，有时需要较高的压力，需采取多级压缩。在选择压缩机的级数时，一般应遵循下列原则：使压缩机消耗的功最小、排气温度应在使用条件许可的范围内、机器重量轻、造价低。要使机器具有较高的热效率，则级数越多越好（各级压力比越小越好）。然而级数增多，则阻力损失增加，机器总效率反而降低，结构也更加复杂，造价便大大上升。因此，必须根据压缩机的容量和工作特点，恰当地选择所需的级数和各级压力比。

要求长期连续运转的大、中型压缩机，可靠性和经济性最为重要。在选择级数时，从获得较高效率的观点出发，可以应用图1-12所示的曲线图来初步确定所需的级数。图中横座标表示级中的相对压力损失 $\delta$，一般平均的相对压力损失值 $\delta$ 为 10～20%，在初步设计中，大型压缩机可取中间值，小型的可取大值。纵座标表示级中最佳压力比 $\varepsilon_0$，按此压力比确定压缩机的级数，可达较高效率。不同的曲线表示不同的压缩过程指数值 $n$。若已知压缩机总的压力比 $\varepsilon_t$，则压缩机级数 $Z$ 为：

$$Z=\frac{\ln\varepsilon_t}{\ln\varepsilon_0} \qquad (1\text{-}1)$$

如果压缩机有中间抽气，而将压缩机分成若干段，则各段分别按上述关系确定各段所需的级数。此时式 1-1 中的 $Z$ 和 $\varepsilon_t$ 分别表示各段的级数和各段的总压力比。

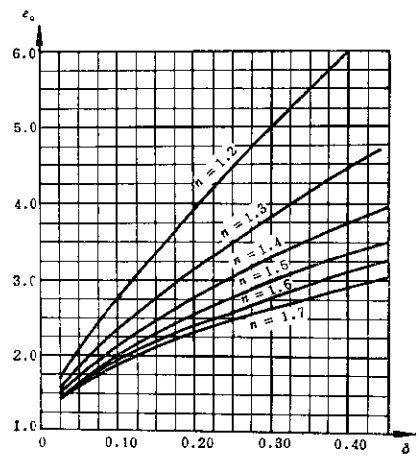



图 1-12　级中最佳压力比 $\varepsilon_0$ 与相对压力损失值 $\delta$ 的关系曲线

由图 1-12 可以看出，如果相对压力损失降低，则级中最佳压力比减小。这时压缩机的级数可取多些。例如压缩一些重度较小的气体（氢气、氮氢混合气等），它们的相对压力损失较小，在同样的吸气和排气压力的条件下，它们的级数就比空气压缩机取得多一些。

最佳压力比也和压缩过程指数 $n$ 有关，对于同一种气体而言，$n$ 值表示压缩气体与气缸壁之间的热交换情况，$n$ 值越低，级中最佳压力比越高，相应的级数越少。但是在大、中型压缩机中，气缸冷却对压缩指数影响甚小，可以看作绝热压缩。这时压缩指数的差别，主要表征气体绝热指数 $k$ 值的差别。

对压缩终了温度有特别限制的气体（表 1-2 所列）的压缩机，为了保证压缩机安全运行，就要优先按温度的限制来选择所需的



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 1-2 工业上常见的对压缩终了温度有限制的气体

| 气体 | 温度限制范围 | 限制原因 |
|---|---|---|
| 稀乙炔 | <120°C | 防止爆炸 |
| 乙炔 | <90°C | 防止爆炸 |
| 石油气 | <96～110°C | 防止结焦 |
| 干氯气 | 一般<90～100°C，任何情况下不得>125°C | 防止氯气对材料产生强烈腐蚀 |

级数和各级压力比。

在无油润滑压缩机中，密封元件采用自润滑材料。有些自润滑材料的最适宜的工作温度也有限制，例如聚四氟乙烯的工作温度，不能超过170°C（压力愈高，则温度应控制得愈低），各种尼龙材料工作温度不能超过100°C（压力升高，温度也相应降低）。在确定级数和各级压力比时，应考虑这一特点。

当必须按排气温度的限制来确定所需要的级数时，可用图1-13的曲线，根据允许的排气温度确定级中的压力比，然后按式1-1求得所需的级数。

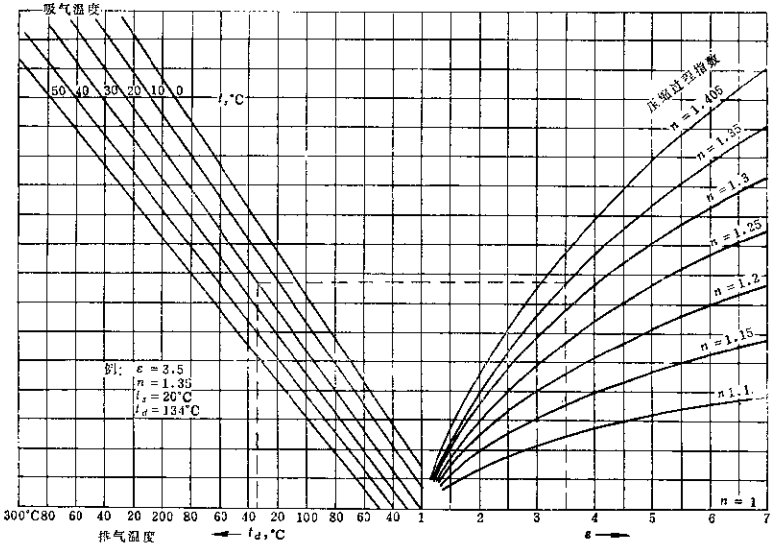



图 1-13 排气温度与压力比的关系

选择压缩机的级数是一个比较复杂的问题。设计时，通常总是从分析工作条件相同或相近的现有机器入手，来确定新机器所需的级数。表1-3列出了工业上在各种操作条件下使用的压缩机的级数；应该指出，表中所列的级数是考虑了各种具体情况而选取的，如排气压力为220公斤/厘米²的氮氢气压缩机，由于中间有两段的压力为工艺流程所需要，因而取六



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

级；3 米³/分以下的微型空气压缩机，在排气压力为 7 公斤/厘米² 时仍取一级，这是由于其工作是间歇的，并考虑到系列化的原因；所以，表 1-3 只供选择级数时参考。

**表 1-3　工业上常用的各种气体压缩机的级数**

| 压缩气体 | 气量范围（米³/分） | 压力范围(公斤/厘米²) 吸气 | 压力范围(公斤/厘米²) 排气 | 用途 | 级数 |
|---|---|---|---|---|---|
| 空气 | 3 以下 | 大气压 | 6 | 充气、喷漆、食品、勘探、自控 | 1 |
| | | | 8 | | |
| | | | 8 | | 2 |
| | | | 11 | | |
| | 3～100 | 大气压 | 8 | 动力 | 2 |
| | | | 9 | | |
| | 0.21～3 | 大气压 | 31 | 自控、船用、电站 | 3～4 |
| | | | 41 | | |
| | | | 61 | | |
| | 8 | | 81 | 石油钻井 | 4 |
| | 0.6～1 | | 151 | 船用、水压机配套 | 3 |
| | | | 351 | | 4 |
| | 3～20 | 大气压 | 200～220 | 高压空气分离装置 | 4～5 |
| | 20～40 | 大气压 | 30～50 | 中压空气分离装置 | 3～4 |
| | 40～100 | 大气压 | 25～30 | 低压空气分离装置 | 3 |
| 氢氮气 | 7.2 | 1.03 | 151 | 合成氨 | 4 |
| | 10～20 | | 221 | | 6 |
| | 13～250 | | 321 | | 6 |
| 石油气 | 36.7 | 1 | 15 | 延迟焦化用 | 2 |
| | 10～100 | 0.864 | 36～43 | 石油气裂解 | 3～4 |
| 天然气 | 110 | 6 | 43 | 合成氨 | 2 |
| 焦炉气 | 117 | 1.05 | 23 | 合成氨 | 3 |
| 炼厂气 | 20 | 5 | 28 | 合成氨 | 2 |
| 一氧化碳 | 0.63 | 30～500 毫米水柱 | 321 | 有机合成 | 6 |
| 二氧化碳 | 110 | 1.03 | 131 | 油田注气 | 4 |
| | 40～60 | 1.03 | 201～221 | 合成尿素 | 5 |
| 氯气 | 5～10 | 大气压 | 10～16 | 氯气液化 | 2～3 |
| | 10～40 | 大气压 | 3 | 聚氯乙烯原料 | 1 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 压缩气体 | 气量范围（米³/分） | 压力范围（公斤/厘米²） 吸气 | 排气 | 用途 | 级数 |
|---|---|---|---|---|---|
| 氮气 | 3 | 1 | 9 | 合成塑料 | 2 |
| | 75 | 28 | 331 | 合成氨 | 3 |
| 氢气 | 1.8 | 1.05 | 35 | 液化 | 4 |
| | 8.33 | | 41 | | |
| 稀乙炔 | 3.167 | 1.17 | 13 | 有机合成 | 4 |
| 乙烯 | 6～8 | | 19 | 有机合成 | 3 |
| 氧气 | 5～30 | 大气压 | 10～30 | 氧气输送 | 3 |
| | 40～170 | 5～6 | 25～30 | 氧气输送 | 2 |
| | 1～5 | 大气压 | 150～165 | 氧气充瓶、液化 | 3～4 |

级数确定后，再按等压力比的规律，求得各级的压力比 $\varepsilon$（压缩机分段时应按段求取）。

$$\varepsilon = \sqrt[z]{\varepsilon_t} \qquad (1\text{-}2)$$

式中 $\varepsilon_t$——压缩机的总压力比。

压缩机的各级压力比一般在 2～4 之间。小型的冷却条件好的压缩机各级压力比可高达 6～7。而循环压缩机的压力比为 1.1～1.3。

对于从大气压力吸气的压缩机各级压力值，可以从图 1-14 中直接读出。要注意，图中的数值已考虑了级间压力损失的平均值，所以各级压力比并非相等。

实际上，由于下列原因，根据式 1-2 求出的各级压力比，往往需进行必要的调整：

1.在大型压缩机中，有时为了提高Ⅰ级气缸的容积系数，以便减小机器的尺寸和重量，有意使Ⅰ级的压力比 $\varepsilon$，取得较低。可按下式选取：

$$\varepsilon_1 = (0.9 \sim 0.95)\sqrt[z]{\varepsilon_t} \qquad (1\text{-}3)$$

2.为了确保各级排气温度比较均匀，Ⅰ级的吸气温度往往比较低，所以有意把Ⅰ级的压力比提高一些。

3.如果压缩级可能要在超过规定的排气压力值下工作，或者所用的调节方式（如余隙容积调节和部分行程调节）要引起末级压力比上升而造成末级气缸温度过高，末级压力比 $\varepsilon_z$ 值取得较低，可按下式选取：

$$\varepsilon_z = (0.9 \sim 0.75)\sqrt[z]{\varepsilon_t} \qquad (1\text{-}4)$$

4.在高压或超高压情况下，为了使各级的功大致相等，以便通过曲柄错角的排列获得较均匀的切向力图，有意使后面级的压力比取得较小。

5.为了使压缩机的活塞力比较均匀以便获得较高的机械效率，各气缸相对余隙容积不一致以及气缸尺寸的圆整等原因，也往往要使实际的各级压力比的分配与等压力比分配的规律有偏差。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

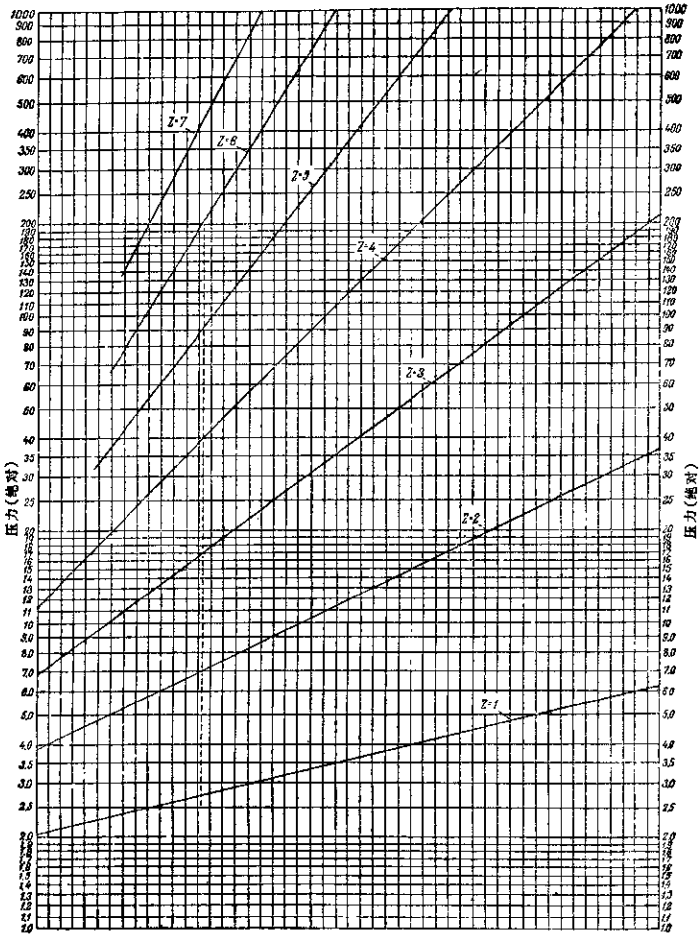



图 1-14 选择中间压力的曲线图

6.工艺流程中对操作压力按段有特殊要求，这时压缩机各级压力比需按段求取，各级压力比相等的条件往往不能维持。

**三、各级气缸在列中的排列**

在活塞式压缩机中，一个连杆所对应的气缸活塞组即为一列。压缩机按列数的多少分成单列和多列两类。

多列压缩机的主要优点是：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

1.可通过合理布置曲柄错角，使切向力比较均匀，因此飞轮的重量可取得较轻。同时，各列的最大惯性力不会同时发生，而且可以互相抵消。所以机器的惯性力平衡性较好，机器转数可以提高，基础减小。

2.功率相同的压缩机，列数增多，每列承受气体作用力减小，每列运动机构较轻，机器的转数可取得较高，因此，压缩机和驱动机紧凑而较轻。

3.每列串联气缸较少，气缸和活塞的装拆方便。

多列压缩机的主要缺点是：相对于单列结构，机件数目增多，制造工时增加，机器发生故障的可能性也增加；曲轴较长，拐数增多，使曲轴和机身的制造复杂，刚性下降。

压缩机列数的选择，主要决定于排气量、排气压力、机器的型式和级数。

立式结构可以制成单列和多列压缩机；卧式结构可以制成单列和双列压缩机；对称平衡型结构只能制成多列压缩机，而且列数必须是偶数；对置型结构只能制成多列压缩机。

V型结构只能制成多列压缩机，即单重V型（两列）和双重V型（四列）；W型结构只能制成多列压缩机，即单重W型（三列）和双重W型（六列）；扇型结构只能制成多列压缩机，即单重扇型（四列）和双重扇型（八列）；L型结构一般制成两列压缩机，有时也作成双重四列的结构，亦可制成电机在中间，两机身分别在两侧的四列结构。

各级气缸的排列应根据下述原则进行：

1.要求各列往返止点的活塞力相等。这时，曲柄连杆机构利用充分，重量较轻，惯性力较小，机械效率较高。由于往返行程的功也大致相等，因而飞轮较轻。

列的活塞力$P$是指每列的各气缸中，作用在活塞面积$F$上气体压力$p$的代数和。在压缩机设计中，假定连杆（或活塞杆）受拉伸的活塞力为正，连杆（或活塞杆）受压缩的活塞力为负，

$$P=\sum pF \tag{1-5}$$

式中 $P$——每列的活塞力；

$p$——每一列中各气缸内的气体压力；

$F$——每一列中各气缸内气体压力对活塞的作用面积。

列中最大活塞力的绝对值是活塞在止点位置时的数值。如果往返行程止点位置活塞力的绝对值相等，说明运动机构得到充分利用。

运动机构利用系数$\mu$表示列中活塞力的均衡性，其值为：

$$\mu=\frac{P'-P''}{2P_{max}} \tag{1-6}$$

式中 $P'$——活塞向轴行程终了时的活塞力；

$P''$——活塞向盖行程终了时的活塞力；

$P_{max}$——上两活塞力中绝对值较大的数值。

$\mu$值视列中排列的不同而有所不同，见表1-4。

式1-6也可作为多列压缩机列间活塞力平衡系数，这时（$P'-P''$）表示各列在两止点位置时最大活塞力的差值（即最大活塞力绝对值之和），而$P_{max}$表示各列中绝对值最大的活塞力。

在级差式气缸中，为了补偿高低压级活塞面积的差值而存在平衡容积，它与级间容积或吸入管道连通，能改善列的活塞力均衡性。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

气体流动损失，有利于提高机器的效率。

其次，同级若有几个气缸容积，在排列时应使各气缸容积的吸气与排气阶段按时间错开，从而降低级间管道和设备中的气流脉动，如表1-5中（29）所示，两个Ⅰ级气缸曲拐彼此的错角为90°，有利于缓和级间的气流脉动。

4.要使气缸、活塞和气阀的装拆方便。

常用压缩机结构方案如表1-5所示。

## 第二节　压缩机转数和行程的确定

转数和行程的选取对机器的尺寸、重量、制造难易和成本有重大影响，并且还直接影响机器的效率、寿命和动力特性。如果压缩机与驱动机直接连接，则也影响驱动机的经济性和成本。近代设计活塞式压缩机的总趋势是提高转数。

转数、行程和活塞平均速度的关系式如下：

$$C_m=\frac{nS}{30} \qquad (1\text{-}7)$$

式中 $C_m$——活塞平均速度（米/秒）；

$n$——压缩机转数（转/分）；

$S$——活塞行程（米）。

活塞式压缩机设计中，在一定的参数和使用条件下，首先应考虑选择适宜的活塞平均速度，因为：

1.活塞平均速度的高低，对运动机件中的摩擦和磨损有直接的影响。对气缸内的工作过程也有影响。

2.活塞速度过高，气阀在气缸上难以得到足够的安装面积，所以气阀、管道中的阻力损失很大，功率的消耗及排气温度将会过高。严重地影响压缩机运转的经济性和使用的可靠性。

一般说来，对于工艺流程中使用的大、中型压缩机，活塞速度可取4～5米/秒；对于大批量生产的动力用固定式空气压缩机，为获得较高的效率，可取3～4米/秒；移动式压缩机为尽量减小机器重量和外形尺寸，所以取4～5米/秒；微型和小型压缩机，为使结构紧凑，而只能采用较小行程，虽有较高转数，但活塞平均速度却较低，只有2米/秒左右。个别小型压缩机由于气阀结构改进（如采用直流阀），也有高达6米/秒的。

在一定的活塞速度下，活塞行程的选取，与下列因素有关：

1.排气量的大小。排气量大者行程应取得长些，反之则应短些。

2.机器的结构型式。考虑到压缩机的使用维护条件，对于立式、V型、W型、扇型等结构，活塞行程不宜取得太长。

3.气缸的结构。主要应考虑Ⅰ级缸径与行程要保持一定比例，如果行程太小，则进、排气接管在气缸上的布置将发生困难（特别是径向布置气阀的情况）。在常压进气时，一般当转数低于500转/分时，$\frac{S}{D_1}=0.4\sim0.7$（$D_1$为Ⅰ级气缸直径）；转数高于500转/分时，$\frac{S}{D_1}=0.32\sim0.45$。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 1-5　压缩机结构方案实例

| 级数 | 立式 | 卧式 | 角度式 L型 | 角度式 V型 | 角度式 W型 | 角度式 扇型 | 对称平衡型 M型 | 对称平衡型 M型 | 对称平衡型 H型 | 对置型 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ⅰ | 1 | 7 | 13 | 16 | 20 | 23 | 27 | | | |
| Ⅱ | 2 | 8 | 14 | 17 | 21 | 24 | 28 | 33 | 38 | 41 |
| Ⅲ | 3 | 9 | | 18 | | 25 | 29 | 34 | | 42 |
| Ⅳ | 4 | 10 | | 19 | | 26 | 30 | 35 | 39 | |
| Ⅴ | 5 | 11 | | | | | 31 | | | |
| Ⅵ | 6 | 12 | 15 | | 22 | | 32 | 37 | 40 | |

注：表中"B"表示平衡容积。

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

现代活塞式压缩机的行程与活塞力之间，按统计与分析，有下列关系：

$$S = A\sqrt{P}\ （米）\qquad (1\text{-}8)$$

式中 $P$——活塞力（吨）；

$A$——系数，其值在0.065～0.095之间，较小值相应于短行程的机器，较大值相应于长行程的机器。

选择压缩机转数时应注意到惯性力的影响，惯性力的大小与转数成平方关系；通常应遵循惯性力不超过活塞力的原则（因为运动部件的强度是按活塞力来计算的）。另外转数过高对阀片、活塞环、填料的使用寿命也会产生不利影响。

一般说来，活塞力较大的机器，转数相应地较低，因为活塞力较大则运动部件的尺寸和重量也相应的增加，惯性力增长的程度往往显著地超过活塞力增长的程度。此外，由于各种结构的压缩机的动力平衡性不同，所以转数也会有所区别。

压缩机与驱动机直联时，应顾到驱动机的额定转数。

近代压缩机的转数 $n$ 通常在下列范围：

微型和小型：　1000～3000（转/分）

中型：　500～1000（转/分）

大型：　250～500（转/分）

应该注意到只有当转数与行程最终确定后，才能由式1-7得出压缩机实际的活塞平均速度。

压缩机的活塞力、行程是压缩机系列化的基础。固定式带十字头压缩机的主要结构参数，设计时可按系列（表1-6）选用。

**表 1-6　活塞式压缩机主要结构参数表**

| 活塞力 $P$（吨） | 行程 $S$（毫米） | 推荐转数 $n$（转/分） | 推荐转数下的活塞平均速度 $C_m=\frac{nS}{30}\times10^{-3}$（米/秒） |
|---|---|---|---|
| 1 | 80 | 980 | 2.61 |
| | 100 | 980 | 3.27 |
| 2 | 100 | 980 | 3.27 |
| | 140 | 730 | 3.40 |
| 3.5 | 140 | 730 | 3.40 |
| | 180 | 600 | 3.60 |
| 5.5 | 180 | 600 | 3.60 |
| | 220 | 500 | 3.67 |
| 8 | 240 | 500 | 4.00 |
| 12 | 280 | 428 | 4.00 |
| 16 | 320 | 375 | 4.00 |
| 22 | 360 | 375 | 4.50 |
| 32 | 400 | 333 | 4.44 |
| 45 | 450 | 300 | 4.50 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 第三节　压缩机的驱动

活塞式压缩机的驱动包括驱动机和传动装置。

驱动方式与压缩机的结构方案和主要参数的选择有着密切的关系，在选择压缩机结构方案和主要参数时，应该同时考虑驱动方式的选择。活塞式压缩机驱动机可分三类：

1.电动机——异步交流电动机或同步交流电动机。

2.活塞式发动机——内燃机或蒸汽机。

3.旋转式发动机——燃气轮机或蒸汽轮机。

活塞式压缩机的传动方式及其应用范围见表1-7。

### 一、各类驱动机的特点及其应用范围

表1-8列出了各种驱动机的一般特点和应用范围，但并非在任何场合都可取用。具体选用驱动机时，应注意到下列因素：1）使用压缩机部门的动力设置情况；2）压缩机的功率和转数；3）压缩机的工作条件。

在化工联合企业中，工艺流程需要大量低压蒸汽，有时采用背压式蒸汽机和背压式蒸汽轮机驱动是比较合适的。但是，由于蒸汽机的运转和修理复杂，可靠性差，而且从蒸汽机出来的废汽被油污染，冷凝后不能再进入锅炉中回用，所以，现代压缩机中几乎已不采用。近来，蒸汽轮机驱动在大型透平式和活塞式压缩机联合装置中得到了发展，图1-15表示用蒸汽轮机经减速器驱动大型活塞式压缩机的例子。

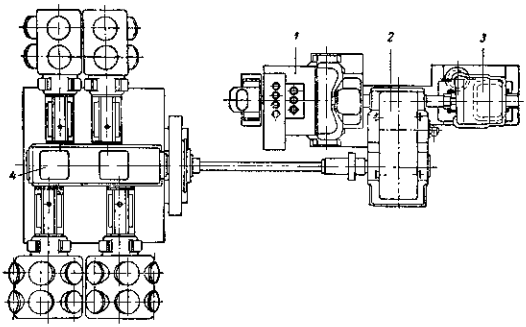



图 1-15　蒸汽轮机驱动的联合机组

1—汽轮机；2—减速器；3—离心式压缩机；4--活塞式压缩机

在石油开采场或石油加工厂以及远程煤气供应网中，因为拥有大量廉价的可燃气体，可以直接用作燃料，所以采用煤气发动压缩机就显得经济。图1-16即表示发动机气缸作V型布置，压缩机气缸作水平布置的煤气发动压缩机。

移动式压缩机的特点是具有工作的独立性。所以，采用燃油的发动机（柴油机）来驱动压缩机最为合适。

在活塞式压缩机中，用得最普遍的是电动机驱动。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 1-7 活塞式压缩机的传动方式及其应用范围

| 传动方式 | 性质 | 中间元件 | 主要特点 | 适用功率范围 |
|---|---|---|---|---|
| 间接 | 弹性 | 三角皮带 | 可隔距传动、过载安全、维护简单，效率低、寿命短、不适于有爆炸性場合 | 0.5～200千瓦 |
| | 刚性 | 齿轮 | 結构紧凑、效率高，但結构复杂、价格高、有噪音 | >200千瓦 |
| 直接 | 弹性 | 联軸器 | 結构簡单、紧凑，安装要求低 | <400千瓦 |
| | | 离合器 | 适用于无启动力矩的驅动机中，过载安全，但結构复杂 | <200千瓦 |
| | 刚性 | 联軸器 | 結构簡单、紧凑，但制造和安装要求較高 | 0.5～4000千瓦 |
| | | 同軸 | 最簡单、紧凑 | |

表 1-8 各类驅动机的特点及其应用范围

| 型式 | 結构特点 | 有效轉数 | 变速范围 | 过載力矩② | 启动力矩③ | 启动电流④ | 效率 | 使用范围 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 鼠籠式異步电动机 | 結构簡单、紧凑，价格低廉，管理方便，工作可靠，但功率因数低 | $\frac{3000}{N}$ ① $N=1\sim8$ | 不变 | 1.6～3 | 0.8～2.2 | 4.5～7 | 7.5千瓦：70～93%<br>75千瓦：88～94.5% | 2200千瓦以下，⑤ $n=600\sim1500$轉/分 |
| 繞线式異步电动机 | 启动装置复杂，价格高，管理不方便 | $\frac{3000}{N}$ $N=1\sim8$ | 不变 | 1.8～3 | 0.6～1.00 | 1.5～2.0 | 750千瓦，94%以上 | 100～4000千瓦 |
| 同步电动机 | 能改善电网的功率因数，成本高，管理水平要求較高 | $\frac{3000}{N}$ $N=2\sim20$ | 不变 | 1.5 | 500轉/分以下为0.4，500轉/分以上为0.4～1.0 | 3.0～5.0 | 93～97% | 100～4000千瓦以上 |
| 柴油机 | 結构紧凑，但复杂，維修不方便 | 600～1500 | 100-60% | 1.2 | 0 | | 32% ⑥ | 适宜于不易获得电源的場合，<150千瓦 |
| 煤气发动机 | 結构紧凑，动力平衡性好，經济，結构复杂，工作可靠性差，見图1-16 | 400～1000 | 100-60% | 1.2 | 0 | | 40% ⑧ | 适宜于不易获得电源，但有大量煤气的場合 |
| 蒸汽机 | 調节方便，結构复杂，成本高，工作可靠性差，管理要求高 | 400～140 | 100-25% | 1.15 | ≈1.2 | | 50～75% ⑦ | 近代采用不多，40～3000千瓦 |
| 蒸汽輪机 | 調节方便，結构紧凑，但传动装置复杂，見图1-15 | 34000～1800 | 100-25% | 3.0以上 | 1.75～3.0 | | 35～82% ⑦ | 4000千瓦以上 |

注：①異步电动机有轉差率，功率不同，轉差率不同，参看表 1-9。表中$N$为极的对数。

②、③为額定力矩的倍数。

④启动电流为額定电流的倍数。

⑤因为启动电流过大，会引起电网电压下降和波动，所以一般用于 100 千瓦以下，如果电网中拥有足够的功率储备和适宜的启动設备，其驅动功率可达2200千瓦；不同的电压有不同的功率范围，参看表1-10。

⑥指热效率。

⑦指朗肯循环效率。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 1-9 高压三相异步电动机转数 （转/分）

| 极对数 \ 功率(千瓦) | <75 | <350 | >750 |
|---|---|---|---|
| 2 | 2960 | 2970 | 2980 |
| 4 | 1460 | 1470 | 1480 |
| 6 | 960 | 970 | 980 |
| 8 | 710 | 720 | 730 |

表 1-10 交流电动机的电压适用范围

| | |
|---|---|
| 200V级 | 0.2～100千瓦 |
| 380V级 | 1～200千瓦 |
| 3000V级 | 40～4000千瓦 |
| 6000V级 | 300～7500千瓦 |
| 10000V级 | 5000千瓦以上 |

## 二、电动机的选用

驱动活塞式压缩机的绝大多数是交流电动机，而交流电动机中又以鼠笼式异步电动机为最多。中、小功率的鼠笼式电动机可按我国电动机系列(JS、JK、JSQ、$JO_2$、$JO_3$等)选取。

从表1-8中可以看出，不管是异步电动机还是同步电动机，共同的特点是启动电流大而启动力矩小。因此，在采用电动机驱动压缩机时，必须实行卸载启动，防止电动机过载。

异步电动机的启动特性见表1-11，鼠笼式电动机最好能实行直接接入电源启动，这样可以避免采用复杂的启动设备。但是，能不能实现直接接入电源启动，决定于电网中的容量，如果电网容量足够大，2200千瓦的大型鼠笼式电动机也能实行直接启动，如果电网条件不许可，则功率达500千瓦的中型电动机可采用Y-△联结法启动；功率大于500千瓦的大型电动机可通过启动变压器或依次接入部分定子绕组的方法启动。

表 1-11 异步电动机各种启动的特点

| 电动机类别 | 启动方式 | 启动电压(%) | 电源侧启动电流(全电压时为100) | 启动力矩(全电压时为100) | 启动力矩变化 | 启动电压的变化 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 鼠笼式电动机 | 启动变压器 | 50, 65, 80 | 25.5, 42.2, 64 | 25.5, 42.2, 64 | 可 | 启动中恒定 |
| | 部分绕组接入 | 50, 65, 80 | 50, 65, 80 | 25.5, 42.2, 64 | 可 | 升速时增加 |
| | Y－△启动 | 52.5 | 33.3 | 33.3 | 不可 | 启动中恒定 |
| 绕线式电动机 | 二次电阻启动 | 100 | 18～40 | 80～200 | 可 | 启动中恒定 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

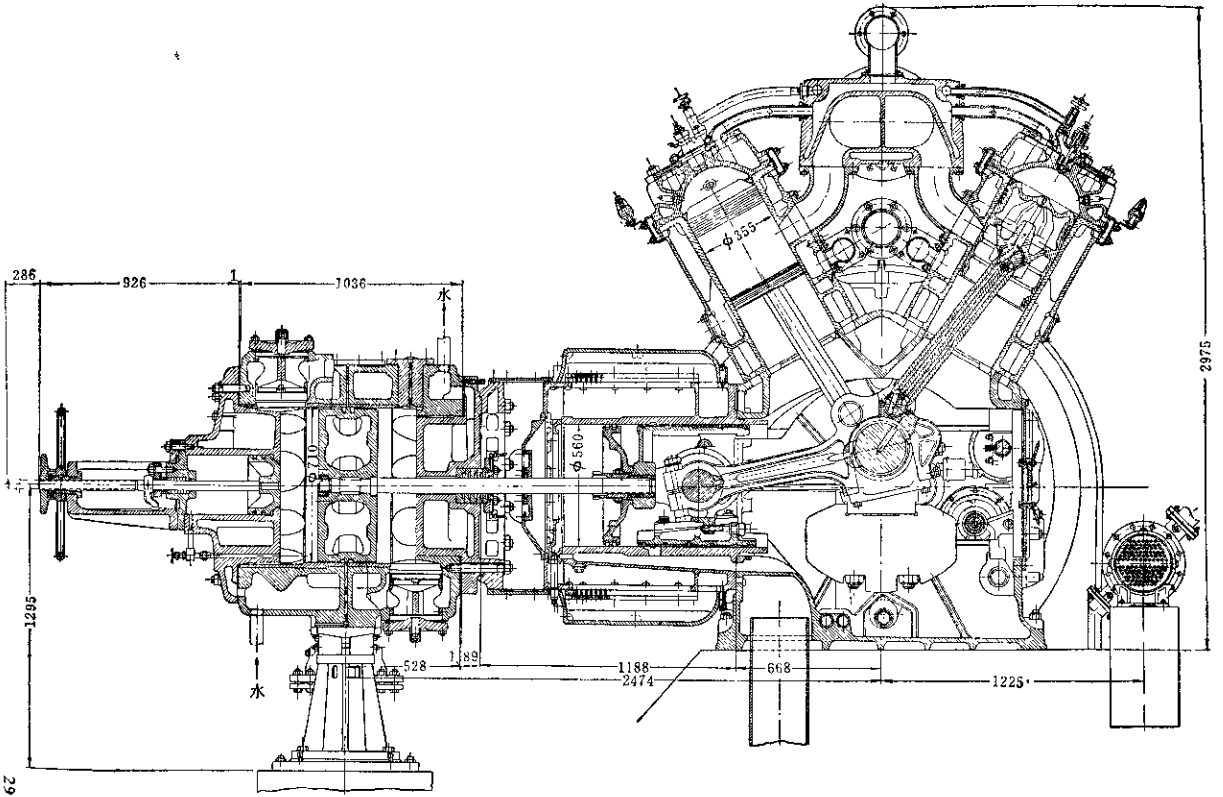



图 1-16 燃气发动压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

绕线式电动机的启动力矩比鼠笼式电动机大而启动电流比鼠笼式电动机小，所以在启动条件特别困难的场合，即电网容量不大或需要用高速的电动机通过降速以带动有大飞轮的压缩机时，应采用绕线型异步电动机，且可按国产各种JR型产品选取，绕线型电动机在启动时，将启动电阻或变阻器通过滑环或电刷接入转子绕组中。

同步电动机能将无效电流输回电路中，从而改善电网的功率因数（$\cos\varphi$），所以它也得到广泛的应用。如图1-4即为功率达2500千瓦的同步电动机驱动的对称平衡型压缩机。但是，这种电动机的造价颇高，而且管理要求也较高，所以，一般认为在功率400千瓦以上的场合采用较为合适。

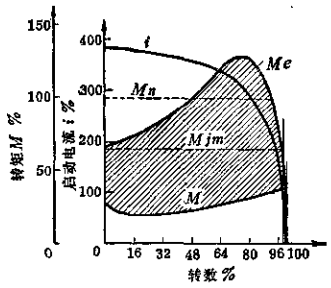



图 1-17 同步电动机的启动特性

*Me*—电动机启动转矩；*Mn*—压缩机阻力矩；*Mjm*—加速的平均转矩；*i*—启动电流；*Mj*=*Me*−*Mn*—加速转矩（阴影线面积的纵坐标）；上述数值皆为额定值的百分比

同步电动机靠转子上设置的短路异步绕组来启动。它的启动特性如图1-17所示。随转数的增加，启动力矩开始增加而后下降。当转子的转数达到额定转数的95%时，力矩为额定力矩的0.5～1.0倍。这时的力矩称为入力矩。电动机在这转数时，接入转子的磁极励磁，电动机即进入同步工作。

随着活塞式压缩机转数的日益提高，使压缩机有可能采用法兰电动机和悬臂电动机驱动，图1-18即为法兰电动机驱动之一例。电动机的定子紧固在压缩机机身上，而转子固定在压缩机曲轴的延伸端，这可以大大简化电动机的结构，使压缩机的轴向尺寸缩短25～30%，而且安装也十分方便。压缩机用的法兰电动机功率目前已达400千瓦。

图1-19为功率630千瓦、六级四列M型氮氢混合气压缩机用悬臂电动机驱动图。电动机转子固定在压缩机曲轴的延伸端，而定子装在压缩机共同的基座上。在功率达2500千瓦的机组中也有采用这种结构的，其优点也是使机组紧凑，安装简单。

当压缩机压缩有爆炸危险的气体（如氢气、碳氢气）以及在矿井中运转时，电动机要有防爆性能。在功率较小的场合下可以选用标准型的封闭式防爆电机；或者将电动机装在用空心防火墙和压缩机隔开的厂房内。电动机由穿过防火墙并用填料密封的轴驱动压缩机，这时可以采用非防爆电动机。

大、中型压缩机采用封闭式的防爆电动机有困难，这时电动机制成正压通风的结构；通风的形式有开式循环（图1-20）和闭式循环（图1-21）两种。在开式循环装置中，冷却电机的空气由户外的鼓风机供给，空气经密封的地沟，从电动机的底部进入电动机，并由装在电动机轴上的风扇导流，热空气由排风管排到户外。

图1-21所示的闭式循环系统，冷却电动机的空气从密封的地沟内的风管进入电动机底部，并由装在电动机轴上的风扇导流；热空气从电动机底部排回至密封地沟，再由鼓风机送入水冷却器，经冷却的空气进入风管循环使用。为了补充循环系统中的泄漏，户外有补给鼓风机向密封地沟补气。

无论是开式系统还是闭式系统，冷却电动机的空气正压不能低于25.5毫米水柱。在电动



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

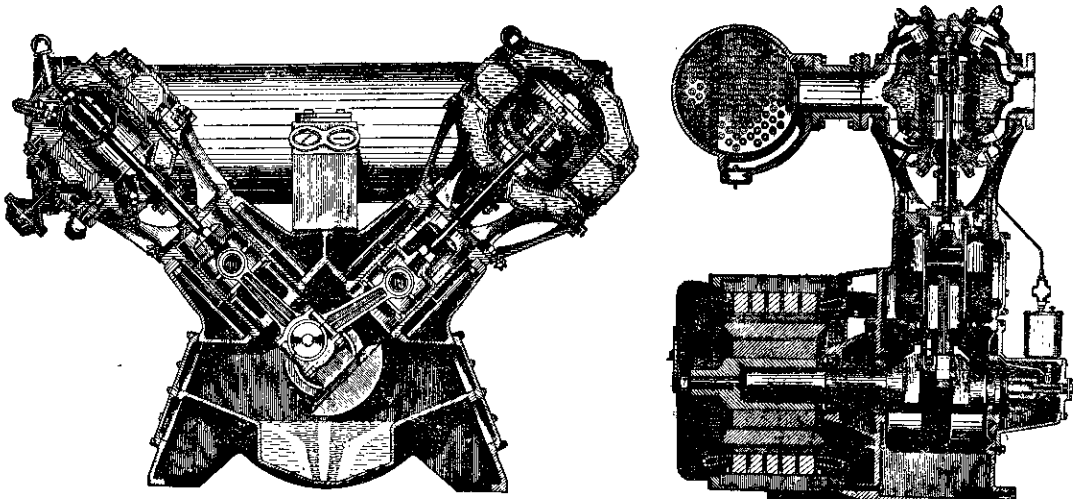


图 1-18　法兰电动机驱动V型压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

机启动之前，必须先开动鼓风机，以清除通风系统中的爆炸介质，图1-21中的吹除阀即供吹除之用。

现代压缩机装置大多不用地下室，这时电动机由设在地面上的通风装置来通风，常用的风道连接方式如图1-22所示。

压缩腐蚀性气体时，大、中型电动机也要采用正压通风。

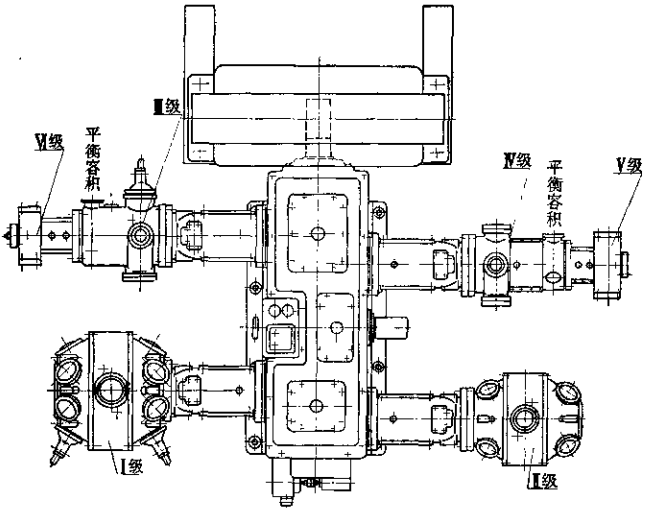



图 1-19　悬臂电动机驱动的四列M型压缩机

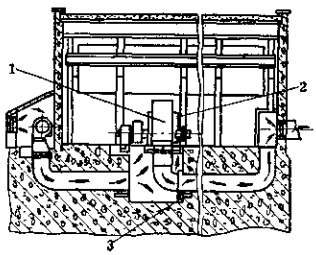



图 1-20　开式循环通风的电动机装置
1- 电动机；2- 正压控制区；3—正压调节阀

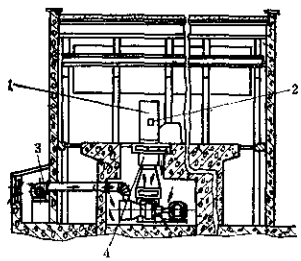



图 1-21　闭式循环通风的电动机装置
1—电动机；2—吹除阀；3—补给鼓风机；4—正压控制区

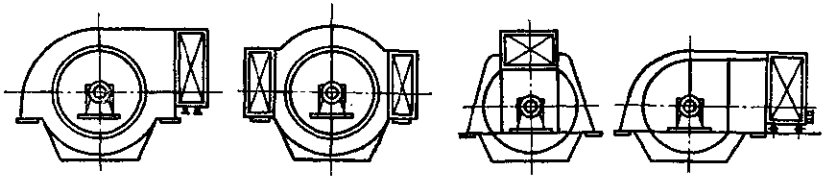



图 1-22　无地下室电动机风道连接方式
a—侧面；b—轴的两侧；c—顶部；d—侧向延长



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第二章 热 力 计 算

压缩机的热力计算，是根据气体的压力、容积和温度之间存在一定的关系，结合压缩机的具体特性和使用要求而进行的；其目的是要求得最有利的热力参数（各级的吸排气温度、压力、所耗动力）和适宜的主要结构尺寸（活塞行程、气缸直径等）。

新设计的压缩机必须进行热力计算。

对已有的压缩机，由于流程改变、压缩介质改变、加大排气量等原因，要判断压缩机是否能适应新的使用条件而进行的核算，称为复算性计算。

热力计算主要是根据使用部门提出的参数和要求来进行的。

## 第一节 基 本 概 念

### 一、气体基本状态参数

（一）压力——按其测量的基准不同，分为：表压、真空度和绝对压力，它们之间的关系，如图2-1所示。

工程上常用的压力计量单位有：公斤/厘米$^2$，公斤/米$^2$，毫米汞柱，毫米水柱，米水柱等。在温度为0°C时，各单位间的关系如下：

1工程大气压＝1公斤/厘米$^2$

＝10000公斤/米$^2$

＝10米水柱

＝735.5毫米汞柱

1物理大气压＝1.033公斤/厘米$^2$

＝10330公斤/米$^2$

＝10.33米水柱＝10330毫米水柱

＝760毫米汞柱

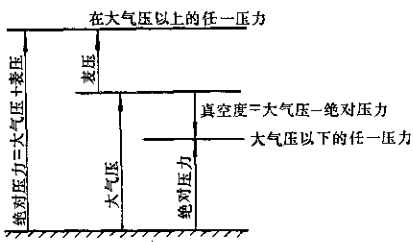



图 2-1 各种压力间的关系

应该注意，大气压力与海拔高度有关。不同海拔高度的大气压，按下式计算：

$$P = p_0\left(1-\frac{H}{44300}\right)^{5.256} \quad （毫米汞柱） \qquad （2-1）$$

式中 $p_0$——温度为0°C和海拔高度等于0时的大气压力，等于760（毫米汞柱）；

$H$——海拔高度（米）。

在同一海拔高度时，大气压力计的水银柱高度又与温度有关。

图2-2表示在不同温度时，大气压（水银柱高度）与绝对压力（公斤/厘米$^2$）的换算。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

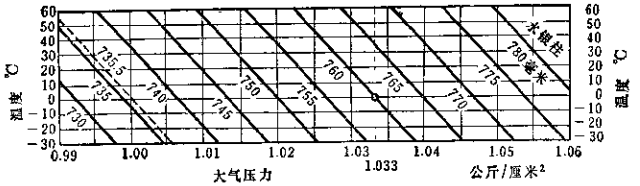



图 2-2 大气压与绝对压力的换算

在热力计算中使用的是绝对压力，为统一起见，本书除特别注明外，压力均指绝对压力而言。

（二）温度——常用摄氏温度计量，但在热力计算中所采用的是绝对温度，它以 °K 来表示。

绝对温度与摄氏温度之间具有以下关系：

$$T = t + 273 \qquad (2\text{-}2)$$

式中 $T$——绝对温度（°K）；

$t$——摄氏温度（°C）。

（三）比容——单位重量气体所占容积，用 $v$ 表示，常用单位为米³/公斤。

比容的倒数是重度，即单位容积气体的重量。重度用 $\gamma$ 表示，$\gamma=\frac{1}{v}$，其单位为公斤/米³。

理想气体在不同温度和压力下的重度，按下式计算：

$$\gamma = 11.79\frac{pM}{T} \qquad (2\text{-}3)$$

式中 $p$——气体的压力（公斤/厘米²）；

$T$——气体的温度（°K）；

$M$——气体的分子量。

**二、气体状态方程**

气体在某状态下的压力、温度和比容之间的关系的数学表达式称气体状态方程。

（一）理想气体状态方程

理想气体是指气体分子间没有吸引力，分子本身不占有空间的气体。实际上，理想气体是没有的；但对于多数气体，在压力不太高和温度不太低的情况下，按理想气体状态方程进行热力计算，已足够精确。

1.单组分气体状态方程

$$pv = RT \qquad (2\text{-}4)$$

或 $$pV = GRT \qquad (2\text{-}5)$$

式中 $p$——压力（公斤/米²）；

$v$——比容（米³/公斤）；

$V$——$G$ 公斤气体的容积（米³）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$T$——温度（°K）；

$R$——气体常数（公斤·米/公斤·°K）。

气体常数$R$，是指每公斤气体，在一定压力下，温度升高1°K所作的膨胀功的数值。

对于给定的一种气体，$R$为定值，同气体的压力和温度无关。$R$值可按下式计算：

$$R=\frac{848}{M}\quad（公斤·米/公斤·°K）\qquad（2-6）$$

式中 $M$——气体的分子量。

常用气体的气体常数$R$见表2-1和表2-2。

2.混合气体状态方程

$$pV=(p_1+p_2+\cdots\cdots+p_i)V=(G_1R_1+G_2R_2+\cdots\cdots+G_iR_i)T=GR_mT\qquad（2-7）$$

或 $$p(v_1+v_2+\cdots\cdots+v_i)=(G_1R_1+G_2R_2+\cdots\cdots+G_iR_i)T=GR_mT\qquad（2-8）$$

式中 $p_1$，$p_2$……$p_i$——混合气体中各组分的分压（公斤/米²）；

$G_1$，$G_2$……$G_i$——混合气体中各组分的重量（公斤）；

$v_1$，$v_2$……$v_i$——混合气体中各组分的分容积（米³）；

$R_1$，$R_2$……$R_i$——混合气体中各组分的气体常数（公斤·米/公斤·°K）；

$p$——混合气体的总压力（公斤/米²）；

$V$——$G$公斤混合气体的容积（米³）；

$G$——混合气体的重量（公斤）；

$T$——混合气体的温度（°K）；

$R_m$——混合气体的气体常数（公斤·米/公斤·°K）。

混合气体的气体常数按下式计算：

$$R_m=\frac{848}{M_m}\quad（公斤·米/公斤·°K）\qquad（2-9）$$

式中 $M_m$——混合气体的平均分子量。按下式计算：

$$M_m=\Sigma r_iM_i\qquad（2-10）$$

式中 $r_i$——混合气体中各组分的容积百分数；

$M_i$——混合气体中各组分的分子量。

理想混合气体的容积百分数，分压百分数和分子百分数存在以下关系：

$$r_i=\frac{v_i}{V}=\frac{p_i}{P}=\frac{n_i}{\Sigma n_i}\qquad（2-11）$$

式中 $n_i$，$\Sigma n_i$——混合气体中各组分的分子数和分子总数。

**例**：合成氨原料气体成分如下表，气体的总压力为25公斤/厘米²，求各组分的分压和混合气体的气体常数。

| 气体成分 | $H_2$ | $N_2$ | CO | $CO_2$ | $CH_4+Ar$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 容积百分数$r_i$(%) | 72.0 | 24.0 | 3.3 | 0.2 | 0.5 |

**解**：按表2-1和表2-2查得各组分的分子量，其中（$CH_4+Ar$）一项按其平均分子量计；从式2-10求得混合气体的平均分子量，再按式2-11和式2-9算出各组分的分压$p_i$和混合气



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

体的气体常数 $R_m$。

计算列表如下：

| 气体成分 | $H_2$ | $N_2$ | CO | $CO_2$ | $CH_4+Ar$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 分子量（$M_i$） | 2 | 28 | 28 | 44 | 28 |
| 容积%（$r_i$） | 72 | 24 | 3.3 | 0.2 | 0.5 |
| $r_iM_i$ | 1.44 | 6.72 | 0.924 | 0.088 | 0.14 |
| 分压$p_i$（公斤/厘米$^2$） | 18 | 6 | 0.825 | 0.05 | 0.125 |

$$M_m=\Sigma r_iM_i=1.44+6.72+0.924+0.088+0.14$$
$$=9.31$$
$$R_m=\frac{848}{M_m}=\frac{848}{9.31}=91\text{（公斤·米/公斤·°K）}$$

（二）实际气体状态方程

用理想气体状态方程对下述情况的气体进行计算时，误差很大。这时，须用实际气体状态方程来进行计算。

1.压力超过100公斤/厘米$^2$的低临界温度的气体（如$N_2$，$H_2$，$O_2$等）。

2.即使在中压，甚至低压时的高临界温度的气体（如$NH_3$，$CO_2$等）以及含大量碳氢气的气体。

实际气体的状态方程如下：

$$pv=\xi RT \qquad (2\text{-}12)$$
$$\text{或}\quad pV=\xi GRT \qquad (2\text{-}13)$$

将式2-12、式2-13与表示理想气体的状态方程式2-4、式2-5比较可看出，其差别在于实际气体状态方程中，考虑了一个压缩性系数$\xi$，$\xi=\frac{pv}{RT}$。$\xi$值的大小，表示在相同的状态（$p$，$T$）下，实际气体的比容同理想气体的比容的偏差。例如：$\xi<1$，说明实际气体比容较理想气体的比容小；$\xi>1$，则实际气体比容较理想气体的比容大。

图2-3是$CO_2$气体的压缩性系数曲线，根据气体的压力和温度，可从图上查得$\xi$值。例如压力为221公斤/厘米$^2$，温度为100°C，从图上查得该状态下$CO_2$气体$\xi=0.595$；若温度为120°C，可用内插法查得$\xi=0.64$。

工业上常用气体的$\xi$值，可从附录的图表中查取。但是有些气体没有这类曲线，只能从通用曲线图2-4 *a*)、*b*)、*c*)、*d*)查取，这些图表指出$\xi$值同对比压力和对比温度间的关系，适用于除氨和水蒸汽以外的所有气体。对于氢、氦的对比压力和对比温度计算，见图2-4的注。

对比温度$T_r$，是指气体实际温度同临界温度的比值，即：

$$T_r=\frac{T}{T_c} \qquad (2\text{-}14)$$

式中 $T_c$——气体的临界温度。它表示当气体温度超过这一温度，则气体不论被压缩到多



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 2-1 某些气体的主要物理性质

| 序号 | 名称 | 化学式 | 分子量 | 标准状态重度（公斤/米³） | 气体常数 $R$（公斤·米/公斤·°K） | 临界性质 温度（°C） | 临界性质 压力（大气压） | 临界性质 密度（公斤/米³） | 比热 常压，20°C，（千卡/公斤·°C） $C_p$ | 比热 常压，20°C，（千卡/公斤·°C） $C_v$ | $k=\frac{C_p}{C_v}$ 常压，20°C | 标准状态粘度（厘泊） | 标准状态导热系数（千卡/米·小时·°C） | 爆炸极限，%（体） 上限 | 爆炸极限，%（体） 下限 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 氦 | He | 4.00 | 0.1785 | 212 | −267.9 | 2.26 | 69.3 | 1.25（15°C） | 0.75（15°C） | 1.66 | | 0.123 | | |
| 2 | 氩 | Ar | 39.94 | 1.781 | 21.25 | −122.4 | 48.00 | 531 | 0.124 | 0.075 | 1.66 | | | | |
| 3 | 氢 | $H_2$ | 2.02 | 0.090 | 420.6 | −239.9 | 12.8 | 31 | 3.408 | 2.42 | 1.407 | $0.84\times10^{-2}$ | 0.140 | 74.2 | 4.1 |
| 4 | 氧 | $O_2$ | 3.2 | 1.429 | 26.5 | −118.8 | 49.71 | 429.9 | 0.218 | 0.156 | 1.40 | $2.03\times10^{-2}$ | 0.021 | | |
| 5 | 氮 | $N_2$ | 28.02 | 1.251 | 30.26 | −147.1 | 33.49 | 310.96 | 0.250 | 0.178 | 1.40 | $1.7\times10^{-2}$ | 0.020 | | |
| 6 | 空气 | | 28.95 | 1.293 | 29.27 | −140.8 | 37.25 | 310～350 | 0.241 | 0.172 | 1.40 | $1.73\times10^{-2}$ | 0.021 | | |
| 7 | 氯 | $Cl_2$ | 70.91 | 3.217 | 11.95 | 144.0 | 76.1 | 573 | 0.115 | 0.085 | 1.36 | $1.29\times10^{-2}$（16°C） | 0.006 | | |
| 8 | 氖 | Ne | 20.18 | 0.900 | 42 | −228.3 | 26.8 | 484 | 0.246（25°C） | 0.148（25°C） | 1.67 | | | | |
| 9 | 氪 | Kr | 83.70 | 3.708 | 10.2 | −62.5 | 54 | 908 | | | 1.68 | | | | |
| 10 | 氟 | $F_2$ | 38.00 | 1.635 | 22.32 | −129 | 55 | | | | | | | | |
| 11 | 氧化氮 | NO | 30.01 | 1.340 | 28.26 | −94 | 67.2 | 519.5 | 0.238 | 0.172 | 1.4 | | | | |
| 12 | 一氧化碳 | CO | 28 | 1.250 | 30.28 | −140.2 | 34.53 | 311 | 0.250 | 0.180 | 1.40 | $1.66\times10^{-2}$ | 0.019 | 74.2 | 12.5 |
| 13 | 二氧化碳 | $CO_2$ | 44 | 1.977 | 19.27 | 31.1 | 72.9 | 460 | 0.200 | 0.156 | 1.30 | $1.37\times10^{-2}$ | 0.012 | | |
| 14 | 二氧化硫 | $SO_2$ | 64.06 | 2.927 | 13.24 | 157.5 | 77.78 | 52.0 | 0.151 | 0.120 | 1.25 | $1.17\times10^{-2}$ | 0.0066 | | |
| 15 | 二氧化氮 | $NO_2$ | 46.01 | 1.49 | 18.43 | 158.2 | 100.0 | 570 | 0.192 | 0.147 | 1.31 | | 0.034 | | |
| 16 | 氧化亚氮（笑气） | $N_2O$ | 44.02 | 1.978 | 19.26 | 36.5 | 74.2 | 450.45 | 0.209 | 0.164 | 1.28 | | | | |
| 17 | 水蒸汽 | $H_2O$ | 18.02 | 0.804 | 47.06 | 374.1 | 225.4 | 318.4 | 0.444 | 0.333 | 1.3（热蒸汽）<br>1.135（饱和蒸汽） | | | | |
| 18 | 氨 | $NH_3$ | 17.03 | 0.771 | 49.79 | 132.4 | 111.5 | 236 | 0.530 | 0.40 | 1.29 | $0.92\times10^{-2}$ | 0.019 | 27 | 15.5 |
| 19 | 硫化氢 | $H_2S$ | 34.09 | 1.539 | 24.88 | 100.4 | 88.9 | 349 | 0.253 | 0.192 | 1.3 | $1.17\times10^{-2}$ | 0.011 | 45.5 | 4.3 |
| 20 | 氯化氢 | HCl | 36.47 | 1.639 | 23.25 | 51.5 | 81.5 | 42.2 | 0.194 | 0.138 | 1.41 | | | | |
| 21 | 氟化氢 | HF | 20.01 | 0.922 | 42.4 | 230.2 | | | | | | | | | |
| 22 | 氯甲烷 | $CH_3Cl$ | 50.48 | 2.308 | 16.80 | 148 | 66 | 370 | 0.177 | 0.139 | 1.28 | $0.99\times10^{-2}$ | 0.007 | 20 | 8 |
| 23 | 氟里昂－12 | $CF_2Cl_2$ | 120.09 | 5.083 | 7.01 | 111.7 | 39.6 | | | | 1.14 | | | | |
| 24 | 氙 | Xe | 131.30 | 5.716 | 6.46 | 16.60 | 58.0 | 1.155 | 0.0378（25°C） | 0.0227（25°C） | 1.667 | | | | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 2-2 单体烃的主要物理性质

| 序号 | 名称 | 化学式 | 分子量 | 标准状态密度 (公斤/米³) | 气体常数 $R$ (公斤·米/公斤·°K) | 临界性质 温度 (°C) | 临界性质 压力 (大气压) | 临界性质 密度 (克/毫升) | 比热(千卡/公斤·°C) $C_p$ | 比热(千卡/公斤·°C) $C_v$ | $k=\frac{C_p}{C_v}$ 常压, 15.6°C | 粘度, 20°C (厘泊) | 粘度, 20°C (厘泊) | 沸点 (°C) | 熔点 (°C) | 爆炸极限, %(体) 下限 | 爆炸极限, %(体) 上限 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 甲烷 | $CH_4$ | 16.04 | 0.715 | 52.86 | -82.5 | 45.80 | 0.161 | 0.527 | 0.402 | 1.308 | | 0.010(气) | -161.49 | -182.48 | 5.0 | 15.0 |
| 2 | 乙烷 | $C_2H_6$ | 30.07 | 1.356 | 28.20 | 32.27 | 48.19 | 0.204 | 0.410 | 0.343 | 1.193 | | 0.009(气) | -88.63 | -183.27 | 3.22 | 12.45 |
| 3 | 丙烷 | $C_3H_8$ | 44.09 | 1.970 | 19.23 | 96.81 | 42.01 | 0.219 | 0.389 | 0.342 | 1.133 | 0.246(10°C) | 0.125(10°C) | -42.07 | -187.69 | 2.37 | 9.50 |
| 4 | 丁烷 | $C_4H_{10}$ | 58.12 | 2.585 | 14.59 | 152.01 | 37.47 | 0.228 | 0.397 | 0.363 | 1.094 | 0.300 | 0.174 | -0.50 | -138.35 | 1.86 | 8.41 |
| 5 | 戊烷 | $C_5H_{12}$ | 72.15 | 3.457 | 11.75 | 196.62 | 33.31 | 0.232 | 0.397 | 0.370 | 1.074 | 0.366 | 0.229 | 36.07 | -129.72 | 1.40 | 7.80 |
| 6 | 己烷 | $C_6H_{14}$ | 86.17 | 3.845 | 9.84 | 234.7 | 29.92 | 0.234 | 0.398 | 0.375 | 1.062 | 0.475 | 0.313 | 68.74 | -95.34 | 1.25 | 6.90 |
| 7 | 异丁烷 | $C_4H_{10}$ | 58.12 | (2.594) | 14.59 | 134.98 | 36.00 | 0.221 | 0.387 | 0.352 | 1.097 | 0.34 | 0.194 | -11.27 | -159.6 | 1.8 | 8.44 |
| 8 | 异戊烷 | $C_5H_{12}$ | 72.15 | (3.221) | 11.75 | 187.8 | 32.8 | 0.234 | 0.388 | 0.351 | 1.076 | 0.363 | 0.225 | 27.85 | -159.89 | 1.32 | 8.3 |
| 9 | 新戊烷 | $C_5H_{12}$ | 72.15 | (3.221) | 11.75 | 160.56 | 31.57 | 0.239 | 0.391 | 0.364 | 1.076 | | | 9.5 | -16.55 | 1.32 | 8.3 |
| 10 | 环丙烷 | $C_3H_6$ | 42.08 | (1.879) | 20.15 | 124.6 | 54.22 | | | | | | | -32.8 | -127.42 | 2.4 | 10.4 |
| 11 | 环丁烷 | $C_4H_8$ | 56.10 | (2.505) | 15.11 | 196 | 50.0 | | | | | | | 11.15 | -50 | 1.8 | |
| 12 | 环戊烷 | $C_5H_{10}$ | 70.13 | (3.131) | 12.09 | 233.6 | 44.55 | 0.270 | 0.271 | 0.243 | 1.117 | 0.588 | 0.438 | 49.26 | -93.83 | 1.4 | |
| 13 | 苯 | $C_6H_6$ | 78.11 | (3.487) | 10.86 | 289.5 | 48.7 | 0.304 | 0.240 | 0.215 | 1.118 | 0.737 | 0.648 | 80.10 | 5.53 | 1.41 | 6.75 |
| 14 | 甲苯 | $C_7H_8$ | 92.13 | (4.113) | 9.20 | 320.8 | 41.6 | 0.280 | 0.260 | 0.238 | 1.091 | 0.675 | 0.585 | 110.63 | -94.99 | 1.27 | 6.75 |
| 15 | 乙苯 | $C_8H_{10}$ | 106.16 | (4.739) | 7.99 | 346.4 | 38.1 | 0.29 | 0.280 | 0.261 | 1.072 | 0.769 | 0.667 | 136.19 | -94.98 | 0.99 | 6.7 |
| 16 | 乙烯 | $C_2H_4$ | 28.05 | 1.260 | 30.23 | 9.9 | 50.49 | 0.227 | 0.362 | 0.291 | 1.243 | | 0.009(气) | -103.71 | -169.15 | 3.05 | 28.6 |
| 17 | 丙烯 | $C_3H_6$ | 42.08 | 1.915 | 20.15 | 91.89 | 45.4 | 0.232 | 0.354 | 0.307 | 1.154 | | 0.008(气) | -47.7 | -185.25 | 2.0 | 11.1 |
| 18 | 丁烯-1 | $C_4H_8$ | 56.10 | (2.505) | 15.11 | 146.4 | 39.7 | 0.232 | 0.370 | 0.335 | 1.105 | | 0.007(气) | -6.26 | -185.35 | 1.6 | 9.3 |
| 19 | 顺丁烯-2 | $C_4H_8$ | 56.10 | (2.505) | 15.11 | 163 | 41 | 0.239 | 0.327 | 0.292 | 1.121 | | | 3.72 | -138.91 | 1.75 | 9.7 |
| 20 | 反丁烯-2 | $C_4H_8$ | 56.10 | (2.505) | 15.11 | 155 | 41 | 0.239 | 0.365 | 0.330 | 1.107 | | 0.007(气) | 0.88 | -105.55 | 1.75 | 9.7 |
| 21 | 异丁烯 | $C_4H_8$ | 56.10 | (2.505) | 15.11 | 144.7 | 39.45 | 0.234 | 0.370 | 0.335 | 1.106 | | 0.007(气) | -6.90 | -140.35 | 1.75 | 9.7 |
| 22 | 戊烯-1 | $C_5H_{10}$ | 70.13 | (3.131) | 12.09 | 201 | 39.9 | 0.238 | 0.382 | 0.353 | 1.080 | | 0.239 | 29.97 | -165.22 | 1.4 | 8.7 |
| 23 | 顺戊烯-2 | $C_5H_{10}$ | 70.13 | (3.131) | 12.09 | 208 | 35.3 | 0.238 | 0.337 | 0.308 | 1.092 | | | 37.1 | -151.37 | | |
| 24 | 反戊烯-2 | $C_5H_{10}$ | 70.13 | (3.131) | 12.09 | 206 | 35.1 | 0.238 | 0.373 | 0.344 | 1.082 | | | 36.36 | -140.23 | | |
| 25 | 2-甲基丁烯-1 | $C_5H_{10}$ | 70.13 | (3.131) | 12.09 | 199 | 35.0 | 0.238 | 0.371 | 0.342 | 1.082 | | | 31.10 | -137.56 | 1.4 | |
| 26 | 3-甲基丁烯-2 | $C_5H_{10}$ | 70.13 | (3.131) | 12.09 | 188 | 34.5 | 0.242 | 0.394 | 0.365 | 1.078 | | | 20.06 | -168.50 | | |
| 27 | 2-甲基丁烯-2 | $C_5H_{10}$ | 70.13 | (3.131) | 12.09 | 210 | 35.9 | 0.238 | 0.354 | 0.326 | 1.087 | | | 38.52 | -133.78 | | |
| 28 | 丙二烯 | $C_3H_4$ | 40.06 | (1.788) | 21.17 | 120 | 54.0 | 0.247 | 0.344 | 0.294 | 1.17 | | | -34.5 | -136 | | |
| 29 | 丁二烯 1,2 | $C_4H_6$ | 54.09 | (2.415) | 15.68 | 171 | 44.4 | 0.247 | 0.346 | 0.309 | 1.12 | | | 10.3 | -136.3 | 2 | 12 |
| 30 | 丁二烯 1,3 | $C_4H_6$ | 54.09 | (2.415) | 15.68 | 152 | 42.7 | 0.246 | 0.341 | 0.305 | 1.12 | | | -4.41 | -108.92 | | |
| 31 | 戊二烯-1,2 | $C_5H_8$ | 68.11 | (3.041) | 12.45 | 230 | 40.2 | 0.247 | 0.360 | 0.331 | 1.09 | | | 44.9 | -65 | 1.5 | |
| 32 | 顺戊二烯-1,3 | $C_5H_8$ | 68.11 | (3.041) | 12.45 | 226 | 39.6 | 0.246 | 0.321 | 0.292 | 1.09 | | | 44.2 | -88.9 | | |
| 33 | 反戊二烯-1,3 | $C_5H_8$ | 68.11 | (3.041) | 12.45 | 223 | 39.4 | 0.246 | 0.354 | 0.325 | 1.09 | | | 42.3 | -88.9 | | |
| 34 | 戊二烯-1,4 | $C_5H_8$ | 68.11 | (3.041) | 12.45 | 204 | 37.39 | 0.246 | 0.359 | 0.330 | 1.09 | | | 26.05 | -148 | | |
| 35 | 3-甲基丁二烯-1,2 | $C_5H_8$ | 68.11 | (3.041) | 12.45 | 223 | 39.4 | 0.247 | 0.361 | 0.332 | 1.09 | | | 40 | -120 | | |
| 36 | 2-甲基丁二烯-1,3 | $C_5H_8$ | 68.11 | (3.041) | 12.45 | 211 | 37.99 | 0.246 | 0.357 | 0.328 | 1.09 | | | 34.08 | -146 | 1.5 | |
| 37 | 乙炔 | $C_2H_2$ | 26.04 | 1.161 | 32.57 | 36.3 | 61.6 | 0.242 | 0.397 | 0.320 | 1.238 | | 0.010(气) | -84 | -81 | 2.5 | 80 |
| 38 | 丙炔 | $C_3H_4$ | 40.06 | (1.788) | 21.17 | 121.7 | 51 | 0.244 | 0.355 | 0.305 | 1.163 | | 0.173(气) | -23.2 | -102.7 | | |
| 39 | 丁炔-1 | $C_4H_6$ | 54.09 | (2.415) | 15.68 | 201.7 | 46.5 | 0.245 | 0.351 | 0.315 | 1.117 | | 0.007(气) | 8.06 | -126.2 | | |
| 40 | 丁炔-2 | $C_4H_6$ | 54.09 | (2.415) | 15.68 | 215 | 50.17 | 0.245 | 0.337 | 0.301 | 1.122 | | 0.007(气) | 26.99 | -32.23 | | |
| 41 | 戊炔-1 | $C_5H_8$ | 68.11 | (3.041) | 12.45 | 220 | 39.99 | 0.245 | 0.367 | 0.338 | 1.086 | | | 40.2 | -106 | | |
| 42 | 戊炔-2 | $C_5H_8$ | 68.11 | (3.041) | 12.45 | 250 | 41.5 | 0.245 | 0.388 | 0.309 | 1.094 | | | 56.07 | -109.3 | | |

注：括号内的数字按 $\frac{M}{22.4}$ 计算求得。

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

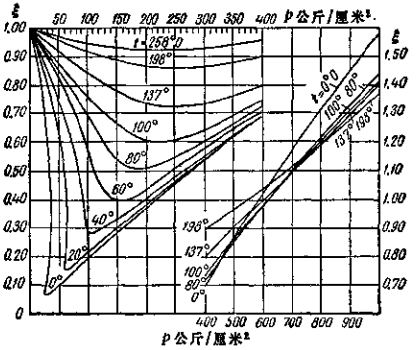



图 2-3 $CO_2$的ξ图

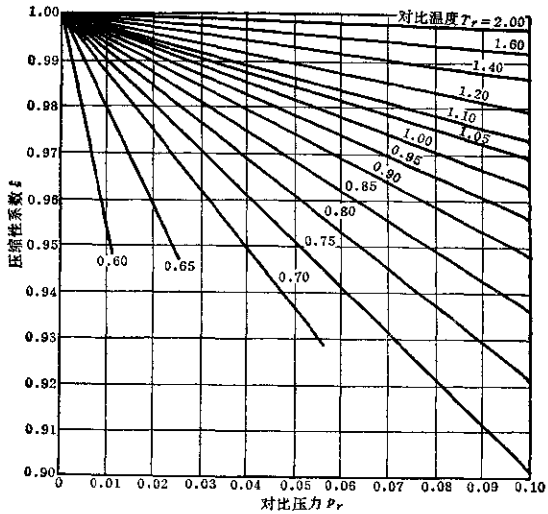



图 2-4 a) 压缩性系数的通用图

注：在图2-4各图中，氢和氦的对比压力和对比温度按下式計算：

$$T_r=\frac{T}{T_c+8}$$

$$p_r=\frac{p}{p_c+8}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

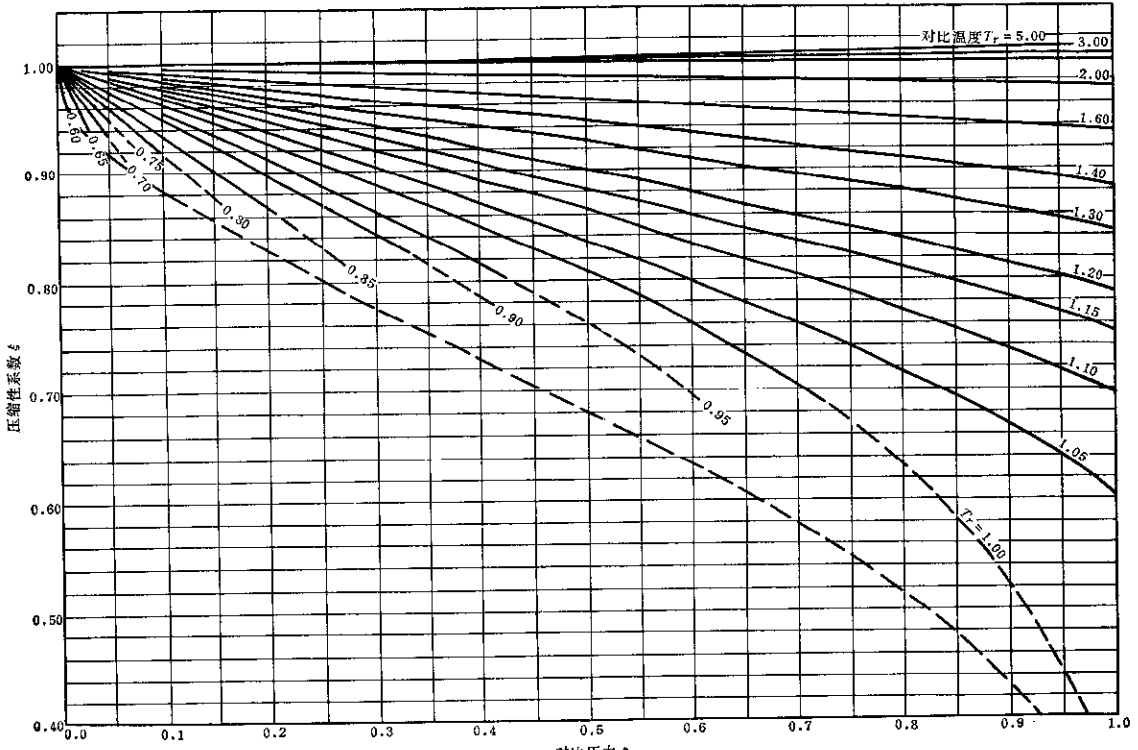



图 2-4 *b*) 压缩性系数的通用图

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

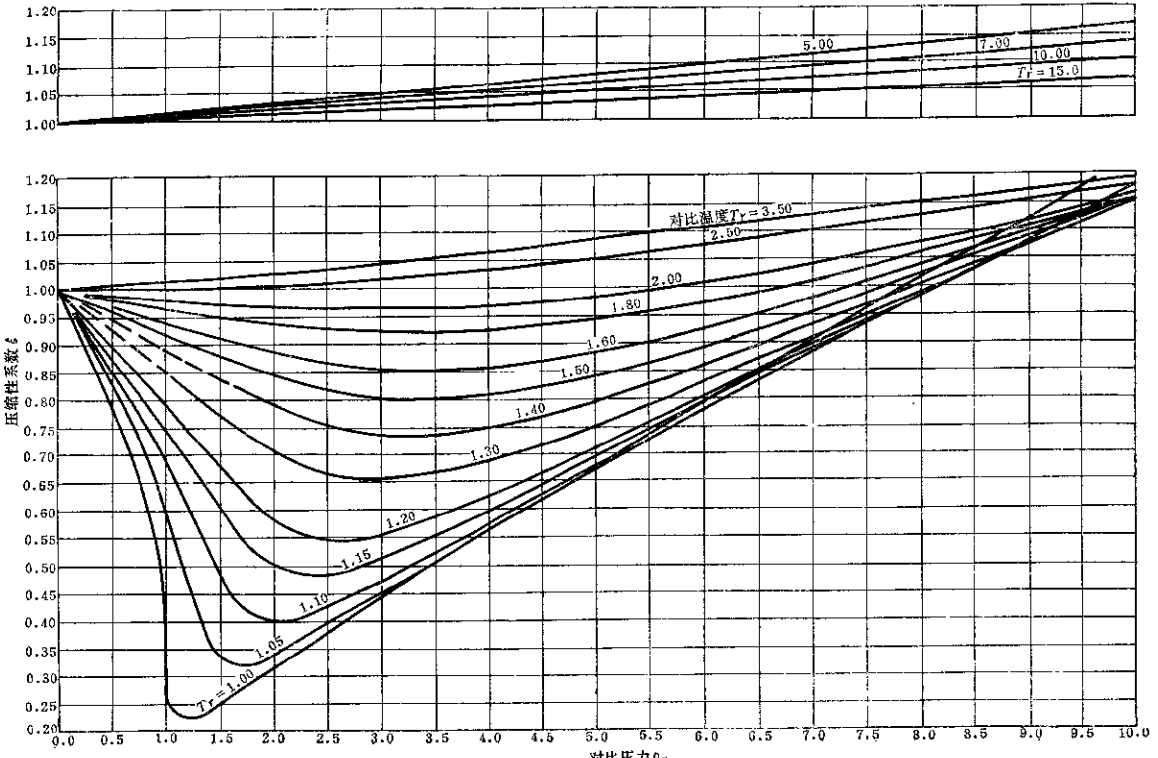



图 2-4 c) 压缩性系数的通用图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

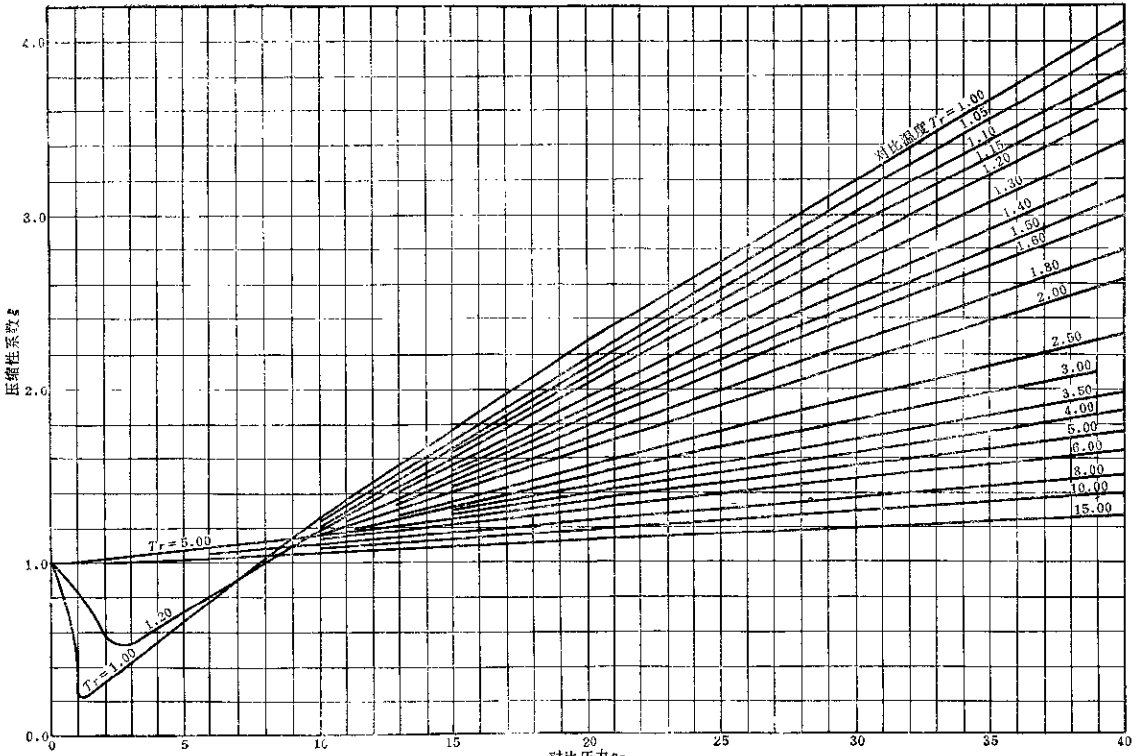



图 2-4 d) 压缩性系数的通用图

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

大压力，始终保持气态，而不会液化。

对比压力 $p_r$ 指的是气体的实际压力同临界压力的比值，即：

$$p_r=\frac{p}{p_c} \qquad (2\text{-}15)$$

式中 $p_c$——气体的临界压力（绝对大气压）。它表示在临界温度时，将气体转变成液体所必需的最小压力。

工业上常用气体的临界参数（$p_r$、$T_r$）见表2-1和表2-2。

**例**：求氟气在压力为201公斤/厘米²，温度为80°C时的压缩性系数 $\xi$ 值。

**解**：查表2-1得：氟气 $p_c$=55公斤/厘米²，$t_c=-129$°C，

则：$p_r=\frac{200}{55}=3.64$，$T_r=\frac{273+80}{273-129}=2.45$，从图2-4c)查得：$\xi=1.02$。

混合气体的 $\xi$ 值，同样可以根据对比压力和对比温度，从图 2-4 的通用曲线图上查得。混合气体的对比压力和对比温度的计算方法同单组分气体相同，但其临界温度和临界压力按式2-16和式2-17计算，并称它为假临界温度和假临界压力。

混合气体的假临界温度：

$$T_c'=\Sigma x_i T_{ci} \qquad (2\text{-}16)$$
$$=x_1T_{c1}+x_2T_{c2}+\cdots\cdots+x_iT_{ci}$$

式中 $x_1$，$x_2\cdots\cdots x_i$——混合气体中各组分的分子百分数；

$T_{c1}, T_{c2}\cdots\cdots T_{ci}$——混合气体中各组分的临界温度。

混合气体的假临界压力：

$$p_c'=\Sigma x_i p_{ci} \qquad (2\text{-}17)$$
$$=x_1p_{c1}+x_2p_{c2}+\cdots\cdots-x_ip_{ci}$$

式中 $p_{c1}, p_{c2}\cdots\cdots p_{ci}$——混合气体中各组分的临界压力。

**例**：求以下氢氮混合气体的假临界温度和假临界压力。

| 气体成分 | $H_2$ | $N_2$ | $CO_2$ | CO |
|---|---|---|---|---|
| 容积% ($r_i$) | 61.4 | 19.7 | 17.5 | 1.4 |

**解**：查表2-1得到各组分的临界温度和临界压力，按式 2-16 和式2-17算出混合气体的假临界温度和假临界压力，计算过程中应注意到 $r_i=x_i$，其结果如下表：

| 气体成分 | $r_i$ | $T_c$(°K) | $r_iT_c$ | $p_c$(公斤/厘米²) | $r_ip_c$ |
|---|---|---|---|---|---|
| $H_2$ | 0.614 | 33 | 20.2 | 12.8 | 7.85 |
| $N_2$ | 0.197 | 126 | 24.8 | 33.49 | 6.6 |
| $CO_2$ | 0.175 | 304 | 53.2 | 72.9 | 12.75 |
| CO | 0.014 | 133 | 1.8 | 34.53 | 0.48 |

$T_c'=20.2+24.8+53.2+1.8=100$(°K)

$p_c'=7.85+6.6+12.75+0.48=27.68$（公斤/厘米²）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

### 三、压缩机的理论循环

在压缩机内，随着活塞的运动，气缸内气体的状态是不断变化的。为了研究问题方便起见，我们假定：气缸没有余隙容积而且密封良好，气阀开关及时；气体在吸排气过程中状态不变（即吸气时状态同于气体被吸入前的状态，排气时状态同于压缩终了时状态）；同时气体被压缩时是按不变的指数值进行。

符合以上三条件的循环称理论循环。图 2-5 以压力 $p$ 作纵座标，容积 $V$ 作横座标，表示压缩机的理论循环。

当活塞自外止点（向盖行程的极限位置）向右移动时，气体在压力为 $p_1$ 的情况下通过吸气阀进入气缸。吸气过程在图 2-5 上以平行于横座标的 $DA$ 线表示；活塞移动到内止点（向轴行程的极限位置），吸气过程结束。当活塞在相反方向运动时，吸气阀关闭，气缸内的气体沿 $AB$ 压缩到压力 $p_2$ 时，排气阀打开，气体沿 $BC$ 被排出，当活塞运动到外止点时，排气结束。

压缩线 $AB$ 上的各点，表示压缩过程气体的状态变化，而面积 $ABCDA$ 表示压缩机理论循环消耗的功。

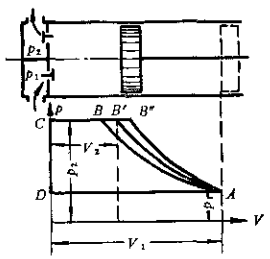


图 2-5　压缩机的理论循环

根据压缩过程中气体与气缸壁的换热情况的不同，理论循环可区分为等温循环、绝热循环和多方循环。图 2-5 中，$AB$ 表示等温压缩过程，$AB''$ 表示绝热压缩过程，而 $AB'$ 表示多方压缩过程。

（一）等温循环

气体在压缩过程中温度始终保持不变，压缩过程曲线（$AB$）的方程为：

$$pV=常数 \qquad (2\text{-}18)$$

对等温压缩过程，一公斤理想气体所消耗的循环功，在图 2-5 上以面积 $ABCDA$ 表示，其计算式为：

1. 对于理想气体：$W_{is}=p_1v_1\ln\frac{p_2}{p_1}$（公斤·米/公斤）　(2-19)

2. 对于实际气体：$W_{is}=p_1v_1\ln\frac{p_2}{p_1}\times\frac{\xi_s+\xi_d}{2\xi_s}$（公斤·米/公斤）　(2-20)

式中　$p_1$，$p_2$——压缩始点和终点的压力（公斤/米$^2$）；

$v_1$——压缩始点气体的比容（米$^3$/公斤）；

$\xi_s$，$\xi_d$——压缩始点和终点状态下气体的压缩性系数。

（二）绝热循环

在绝热循环的压缩过程中，气体同外界没有热交换。气体的绝热压缩过程曲线（$AB''$）的方程式为：

1. 对于理想气体：$pV^k=常数$　(2-21)

式中　$k$——气体的绝热指数，$k=\frac{C_p}{C_v}$；

$C_p$——气体的定压比热（千卡/公斤·℃）；

$C_v$——气体的定容比热（千卡/公斤·℃）。

绝热指数 $k$ 与气体的性质有关。在热力计算中，理想气体的 $k$ 值为：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

单原子气体：$k=1.667$

双原子气体：$k=1.4$

三原子气体：$k=1.333$

在常压下各种气体的 $k$ 值见表2-1和表2-2。

混合气体的 $k$ 值应按下式计算：

$$\frac{1}{k-1}=\Sigma\frac{r_i}{k_i-1} \tag{2-22}$$

式中 $k$——混合气体的绝热指数；

$k_i$——混合气体中某组分的绝热指数。

理想气体绝热指数的大小同温度关系不大，在压缩机的热力计算中可不考虑温度的影响，将 $k$ 值作为常数看待。

所以在压缩过程中，温度与压力间的关系，可按下式计算：

$$T_2=T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{2-23}$$

式中 $T_1$，$T_2$——压缩始点和终点的温度（°K）；

$p_1$，$p_2$——压缩始点和终点的压力（公斤/厘米²）。

2.对于实际气体：在绝热压缩过程中，压力和容积间的关系用下式表示：

$$pV^{k_v}=常数 \tag{2-24}$$

式中 $k_v$——容积绝热指数。

必须指出，容积绝热指数随压力和温度的改变而产生明显的变化，用式2-24计算实际气体在绝热压缩过程中的容积变化是很不方便的。

实际气体压力与温度间的关系可写成下面的形式：

$$T_2=T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \tag{2-25}$$

式中 $k_T$——温度绝热指数。

不同温度和压力下，某些气体的温度绝热指数 $k_T$ 见表2-3。

温度绝热指数 $k_T$ 同压力和温度的关系不大，故在压缩过程中可认为是个定值。

当计算实际气体在绝热压缩过程中容积同压力间的关系时，可先用式2-25计算出温度同压力间的关系，而后再由实际气体状态方程来确定气体的容积，这样方可避免使用变化较大的容积绝热指数。

对于不同温度和压力的实际混合气体，可按下列步骤求得 $k_T$：

1）按式2-16和式2-17计算混合气体的假临界温度 $T_c'$ 和假临界压力 $p_c'$。

2）求出常压下混合气体的定压比热 $C_p^0$：

$$C_p^0=\Sigma g_iC_{pi}=g_1C_{p_1}+g_2C_{p_2}+\cdots\cdots+g_iC_{pi} \tag{2-26}$$

式中 $C_{pi}$——各组分在常压下的定压比热（千卡/公斤·°C）；

$g_1$，$g_2$……$g_i$——混合气体中各组分的重量百分数，已知气体的分子百分数 $x_i$ 可用下式算得重量百分数 $g_i$：

$$g_i=\frac{x_iM_i}{\Sigma x_iM_i} \tag{2-27}$$

3）根据混合气体的对比压力和对比温度，由图2-6求出 $\Delta C_p$（$\Delta C_p$ 等于某压力下气体



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 2-3　不同压力和不同温度下绝热指数 $k_T$

| 气体 | 温度 $t$ (℃) | 压力 (公斤/厘米²) 1 | 100 | 200 | 300 | 600 | 800 | 1000 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 氮 $N_2$ | 20 | 1.410 | 1.416 | 1.400 | 1.379 | 1.345 | 1.340 | 1.346 |
| | 100 | 1.406 | 1.419 | 1.426 | 1.419 | 1.377 | 1.372 | 1.373 |
| | 200 | 1.400 | 1.409 | 1.409 | 1.408 | 1.387 | 1.380 | 1.374 |
| 氢 $H_2$ | 25 | 1.404 | 1.407 | 1.408 | 1.407 | 1.402 | 1.391 | 1.390 |
| | 100 | 1.398 | 1.399 | 1.400 | 1.401 | 1.396 | 1.393 | 1.388 |
| | 200 | 1.396 | 1.397 | 1.398 | 1.399 | 1.396 | 1.394 | 1.392 |
| 一氧化碳 CO | 25 | 1.400 | 1.433 | 1.414 | 1.394 | 1.349 | 1.344 | 1.341 |
| | 100 | 1.400 | 1.422 | 1.424 | 1.422 | 1.395 | 1.390 | 1.390 |
| | 200 | 1.399 | 1.407 | 1.415 | 1.422 | 1.403 | 1.403 | 1.398 |
| 甲烷 $CH_4$ | 25 | 1.32 | 1.36 | 1.28 | 1.24 | 1.22 | 1.21 | 1.21 |
| | 100 | 1.27 | 1.30 | 1.30 | 1.28 | 1.25 | 1.23 | 1.22 |
| | 200 | 1.23 | 1.26 | 1.25 | 1.25 | 1.24 | 1.24 | 1.23 |
| 氨 $NH_3$ | 150 | 1.271 | 1.335 | 1.086 | 1.073 | 1.079 | 1.083 | 1.094 |
| | 300 | 1.234 | 1.252 | 1.286 | 1.286 | 1.216 | 1.187 | 1.179 |
| 混合气 $(N_2+3H_2)$ | 25 | 1.405 | 1.407 | 1.406 | 1.404 | 1.397 | 1.393 | 1.395 |
| | 100 | 1.399 | 1.397 | 1.402 | 1.403 | 1.400 | 1.396 | 1.395 |
| | 200 | 1.398 | 1.400 | 1.402 | 1.407 | 1.403 | 1.398 | 1.395 |

的定压比热同常压下定压比热的差值，单位是千卡/公斤·℃），并算出该压力下混合气体的定压比热 $C_p$，$C_p=C_p^0+\Delta C_p$。

4）根据混合气体的对比压力 $p_r$ 和对比温度 $T_r$，再由图 2-7 求出 $C_p-C_v$。从图2-6、图2-7查得的比热，其单位为卡/克分子·℃，除以分子量后的单位方为千卡/公斤·℃。

5）按下式求 $k_T$：

$$k_T=\frac{C_p}{C_v}=\frac{C_p}{C_p-(C_p-C_v)} \tag{2-28}$$

式中　$C_p$——某压力下气体的定压比热（千卡/公斤·℃）；

$C_v$——某压力下气体的定容比热（千卡/公斤·℃）。

如果气体压缩过程的始点和终点的压力和温度已经求出，则可按下式计算出 $k$（或 $k_T$）值：

$$k=\frac{1}{1-\frac{\ln(T_2/T_1)}{\ln(p_2/p_1)}} \tag{2-29}$$

式中　$p_1$，$p_2$——压缩始点和终点的压力；

$T_1$，$T_2$——压缩始点和终点的温度（°K）。

例：某油田气组成如下：

| 组成 | $CH_4$ | $C_2H_6$ | $C_3H_8$ | $C_4H_{10}$ | $N_2$ | $CO_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 容积 % | 85.12 | 5.35 | 5.56 | 1.87 | 1.59 | 0.51 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

试求在压力为16公斤/厘米$^2$，温度为90°C时的绝热指数。

**解**：1.把给定的油田气作为理想气体看待，按式2-22计算 $k$ 值。计算过程列表如下：

| 气体成分 | $CH_4$ | $C_2H_6$ | $C_3H_8$ | $C_4H_{10}$ | $N_2$ | $CO_2$ | 备注 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $r_i$ | 0.8512 | 0.0535 | 0.0556 | 0.0187 | 0.0159 | 0.0051 | 给定 |
| $k_i$ | 1.308 | 1.193 | 1.132 | 1.094 | 1.40 | 1.30 | 查表2-1、表2-2 |
| $\frac{r_i}{k_i-1}$ | 2.762 | 0.277 | 0.418 | 0.199 | 0.0397 | 0.017 | |

$\frac{1}{k-1}=2.762+0.277+0.418+0.199+0.0397+0.017$，所以 $k=1.27$。

2.若把给定的油田气作为实际气体看待，则可根据本节介绍的方法计算 $k_T$ 如下：

| 项目 | 根据或关系式 | 各组分具体数值 | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 气体成分 | 给定 | $CH_4$ | $C_2H_6$ | $C_3H_8$ | $C_4H_{10}$ | $N_2$ | $CO_2$ |
| 临界温度$T_c$ | 表2-1, 2-2 | -82.5°C<br>190.5°K | 32.27°C<br>305.27°K | 96.81°C<br>369.81°K | 152°C<br>425°K | -147.3°C<br>125.7°K | 31.1°C<br>304.3°K |
| 临界压力$P_c$ | 表2-1, 2-2 | 45.8 | 48.19 | 42.01 | 37.47 | 33.49 | 72.9 |
| 分子量 $M_i$ | 表2-1, 2-2 | 16 | 30 | 44.09 | 58.12 | 28 | 44 |
| 容积百分数 $r_i$ | 给定 | 0.8512 | 0.0535 | 0.0556 | 0.0187 | 0.0159 | 0.0051 |
| $T_{ci}r_i$ | | 162 | 16.3 | 20.55 | 7.95 | 2 | 1.55 |
| $P_{ci}r_i$ | | 39 | 2.58 | 2.34 | 0.7 | 0.534 | 0.371 |
| $M_ir_i$ | | 13.6 | 1.605 | 2.45 | 1.085 | 0.445 | 0.224 |
| 90°C, $C_p\left(\frac{千卡}{公斤\cdot °C}\right)$ | 附录四 | 0.580 | 0.489 | 0.474 | 0.432 | 0.250 | 0.213 |
| $g_i$(%) | $g_i=\frac{x_iM_i}{\sum x_iM_i}$ | 70 | 8.3 | 12.6 | 5.6 | 2.3 | 1.2 |
| $g_iC_{pi}$ | | 0.405 | 0.0406 | 0.0597 | 0.0242 | 0.00575 | 0.00256 |

按上表的计算结果求得：

油田气的假临界温度：

$$T_c'=\Sigma T_{ci}r_i=162+16.3+20.55+7.95+2+1.55=210.35(°K)$$

假临界压力：

$$p_c'=\Sigma p_{ci}r_i=39+2.58+2.34+0.7+0.534+0.371=45.5(公斤/厘米^2)$$

对比压力：

$$p_r=\frac{p}{p_c'}=\frac{16}{45.5}=0.352$$

对比温度：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$T_r=\frac{T}{T'_c}=\frac{273+90}{210\cdot35}=1.7$$

平均分子量：

$$M_m=\Sigma r_i M_i=13.6+1.605+2.45+1.085+0.445+0.224=19.41$$

常压下的定压比热：

$$C_p^0=\Sigma g_i C_{p_i}=0.406+0.0406+0.0597+0.0242+0.00575+0.00256$$
$$=0.5388\text{（千卡/公斤·℃）}$$

从图2-6、图2-7查得：

$$\Delta C_p=0.3\text{卡/克分子·℃}=0.0154\text{千卡/公斤·℃}$$
$$C_p-C_v=2.25\text{卡/克分子·℃}=0.116\text{千卡/公斤·℃}$$

所以 $$k_T=\frac{C_p}{C_p-(C_p-C_v)}=\frac{0.5388+0.0154}{(0.5388+0.0154)-0.116}=1.265$$

从以上计算结果可以看出，在压力不高的情况下，把油田气作为理想气体，计算其 $k$ 值，误差不到百分之一。

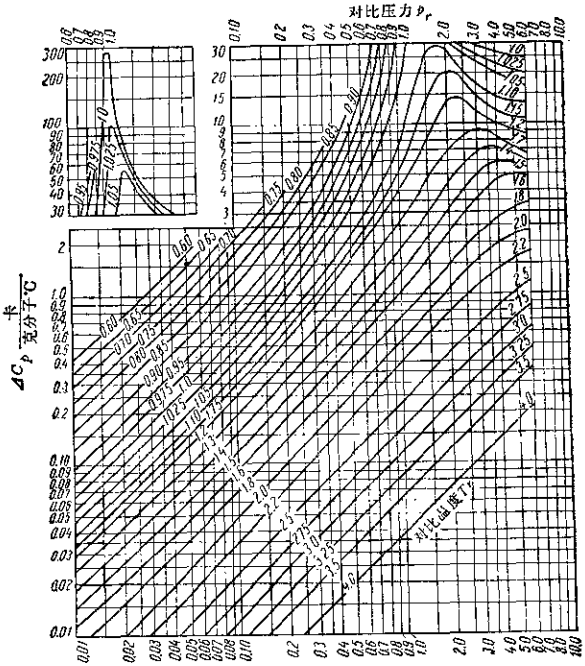



图 2-6 从 $p_r$、$T_r$ 求 $\Delta C_p$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

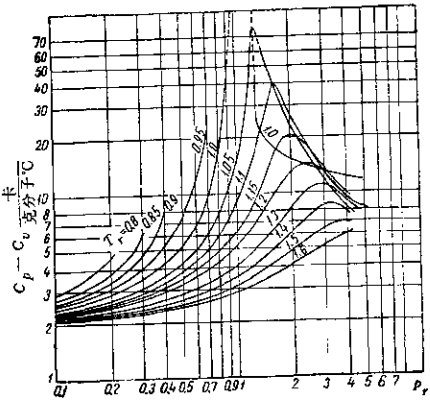



图 2-7 从 $p_r$、$T_r$ 求 $C_p - C_v$

绝热压缩 1 公斤理想气体的循环功为：

$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{（公斤·米/公斤）} \qquad (2\text{-}30)$$

绝热压缩 1 公斤实际气体的循环功为：

$$W_{ad} = \frac{k_T}{k_T - 1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} - 1 \right] \times \frac{\xi_s + \xi_d}{2\xi_s} \text{（公斤·米/公斤）} \qquad (2\text{-}31)$$

式中 $p_1$，$p_2$——气体的压缩始点和终点的压力（公斤/米²）；

$v_1$，$v_2$——气体的压缩始点和终点的比容（米³/公斤）；

$\xi_s$，$\xi_d$——气体在压缩始点和终点状态下的压缩性系数。

（三）多方循环

作多方循环时，气体同外界有热交换。图2-5中多方压缩曲线（$AB'$）的方程为：

$$pv^n = \text{常数} \qquad (2\text{-}32)$$

式中 $n$——多方过程压缩指数，在压缩机中可以看成$1 < n < k$。

多方压缩过程的终点温度由下式计算：

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \qquad (2\text{-}33)$$

多方压缩的终点温度，同指数 $n$ 大小有关。可以把等温压缩过程和绝热压缩过程，看作是多方压缩的特殊情况，当 $n = 1$ 时就是等温压缩，而 $n = k$ 时即为绝热压缩。很明显，多方压缩过程的终了温度，高于等温压缩而又低于绝热压缩。

多方压缩 1 公斤理想气体的循环功为：

$$W_{pol} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{（公斤·米/公斤）} \qquad (2\text{-}34)$$

多方压缩 1 公斤实际气体的循环功为：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$W_{ad}=\frac{n}{n-1}p_1v_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1\right]\times\frac{\xi_s+\xi_d}{2\xi_s}\text{（公斤·米/公斤）}\qquad(2\text{-}35)$$

从图2-5和式2-19、式2-30、式2-34可看出，绝热循环耗功最大，等温循环耗功最小，多方循环的耗功则介于两者之间。等温过程实际上是不存在的，但可以用它同实际的压缩过程进行比较，以判定实际过程的经济性。

在实际压缩机中，压缩过程的指数，可按以下经验数据选取：

对于大、中型压缩机：$n=k$

对于微型和小型空气压缩机：$n=(0.9\sim0.98)k$

压缩过程指数$n$选择得正确与否，将影响压缩机的实际排气温度和计算排气温度的偏差，以及实际所耗功同计算功率的偏差。

选择压缩过程的指数$n$时，应注意到：

1）如果气缸冷却情况良好，$n$可取较小值。例如水冷压缩机的$n$值小于类似型号的风冷压缩机的$n$值。

2）压缩机转数越高，压缩过程越接近于绝热，因而$n$可取较大值。

3）气缸中的压力比较高时，气体压缩终了的温度和气缸壁的平均温度虽都升高，但气体温度升得较快，因而气体和缸壁间的温差便趋于增大，促使热交换增强，故$n$值减小。

4）在压力及压力比相同时，气缸的尺寸较大，气缸表面积相对于气缸容积的比值减小，气体对外热交换也相应减弱，故$n$值增大。

对多级压缩机，各级的排气量在大多数情况下几乎是相等的，但是低压级热交换表面比高压级的大得多，虽然随压力增加气体的放热系数提高，但并不能抵偿热交换表面的减小所带来的影响，因此$n$值逐级增高。

**四、热力参数图及其应用**

气体的热力参数（压力、温度、比容、焓、熵）及其相互间的关系，用图解表示时，称为热力参数图。

通常在热力参数图上包含有：

等温线——在线上的各点，气体温度相等；气体的等温过程即沿此线进行。

等压线——在线上各点，气体压力相等；等压过程沿此线进行。例如在冷却器中，气体的冷却就沿此线进行。

等容线——在等容线上各点，气体的比容相等。

等熵线——在等熵线上各点，气体熵值相等；气体的绝热压缩过程沿此线进行。

等焓线——在等焓线上各点，气体焓值相等；理想气体的等温压缩过程，焓值不变。

工业上常用的热力参数图，根据取用座标的不同，可分为：

1.温熵图（$T$-$S$图）：以温度为纵座标，熵为横座标。

2.压焓图（$\ln p$-$i$图）：以压力的对数值为纵座标，焓为横座标。

3.焓温图（$i$-$T$图）：以焓为纵座标，温度为横座标。

4.焓熵图（$i$-$S$图）：以焓为纵座标，熵为横座标。

热力参数图上的任一点，代表气体所处的某个状态；已知热力参数中的任意两个参数，即可确定气体所处的状态，并能从图上读出气体的其余热力参数。另外，热力参数图还可表示气体在压缩机中的状态变化过程，及其所耗功，以及确定气缸的工作容积等；特别对于实



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

际气体，使用起来更为方便。具体的应用将在本章的例题中说明。

## 第二节　气缸行程容积的确定

### 一、压缩机的排气量

在压缩机排气端测得的单位时间内排出的气体容积值，换算到压缩机吸气条件（压力、温度、湿度和压缩性系数）下的数值，称为排气量。排气量用$V_m$表示，其单位为米$^3$/分或米$^3$/小时，热力计算中通常用米$^3$/分。

有时用户提供的是标准状态（即$p_0$=1.033公斤/厘米$^2$和$T_0$=273°K时）的干燥气量，这叫供气量，计算时应按下式把供气量换算成排气量：

$$V_m=\frac{p_0T}{(p-\varphi p_{s\alpha})T_0}V_g\text{（米}^3\text{/分）}\qquad(2\text{-}36)$$

式中　$V_g$——供气量（米$^3$/分）；

$p$——吸气状态的压力（公斤/厘米$^2$）；

$T$——吸气状态的温度（°K）；

$\varphi$——吸气状态的相对湿度；

$p_{s\alpha}$——吸气温度下的饱和蒸汽压（公斤/厘米$^2$）。

### 二、排气系数

活塞在每一行程所扫过的容积值称为气缸工作容积，以$V_p$表示。单位时间（每分钟或每小时）内气缸的理论吸气容积值称为气缸的行程容积，以$V_t$表示。

若已知压缩机的转数、行程和气缸直径，则单作用气缸的行程容积按下式计算：

$$V_t=\frac{\pi}{4}D^2Sni\text{（米}^3\text{/分）}\qquad(2\text{-}37)$$

式中　$D$——气缸直径（米）；

$S$——活塞行程（米）；

$n$——曲轴转数（转/分）；

$i$——同级气缸数。

当活塞杆不贯穿时，双作用气缸的行程容积按下式计算：

$$V_t=\frac{\pi}{4}(2D^2-d^2)Sni\text{（米}^3\text{/分）}\qquad(2\text{-}38)$$

式中　$d$——活塞杆直径（米）。

实际上压缩机运行时，由于存在：余隙容积的影响、吸气阀的弹簧力和管线上的压力波动、吸气时气体与气缸壁之间的热交换、气体泄漏等因素，使气缸行程容积的有效值减少。在气缸行程容积相同的情况下，上述四因素的影响愈大，则排气量愈小。设计计算中，考虑上述因素对排气量的影响而引用的系数称排气系数，以λ表示：

$$\lambda=\frac{V_t^m}{V_t}=\lambda_v\lambda_p\lambda_T\lambda_g\qquad(2\text{-}39)$$

式中　$\lambda_v$——容积系数；

$\lambda_p$——压力系数；

$\lambda_T$——温度系数；

$\lambda_g$——气密系数。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

应该指出：上列各系数只考虑了由于压缩机气缸的各种因素使排气量降低的数值。此外，气体本身在中间冷却器中因温度、压力条件的改变，冷凝出液体，使得最后的重量排气量也减少，还有在某些情况下，级间要抽出或加入一部分气量；所以，在多级压缩机中，除第一级外，还要考虑这些因素对各级气缸工作容积的影响，否则压缩机的各中间级压力将达不到要求的数值。下面逐项讨论各系数的选取问题。

（一）容积系数 $\lambda_v$

对大多数压缩机来说，$\lambda_v$ 对排气量的影响比其它系数大，设计时必须充分注意。

图 2-8 为压缩机气缸工作的实际指示图（即反映气缸内的实际工作过程图）。$DA$ 表示吸气过程，$AB$ 表示压缩过程，$BC$ 表示排气过程，而 $CD$ 为残留在气缸余隙容积内的气体膨胀过程。

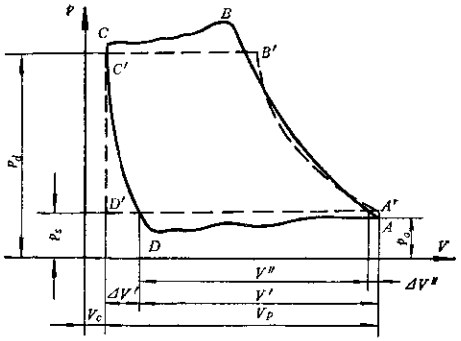



图 2-8 指示图

由于余隙容积 $V_c$ 中气体的膨胀，气缸工作容积 $V_p$ 中有 $\Delta V'$ 部分失去了吸气作用。所以容积系数表示余隙容积对气缸有效行程容积 $V'$（真正吸气容积）的影响。

$$\lambda_v = \frac{V'}{V_p} \qquad (2\text{-}40)$$

对于理想气体：

$$\lambda_v = 1 - a\left(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1\right) \qquad (2\text{-}41)$$

式中 $a = \frac{V_c}{V_p}$——相对余隙容积；

$V_c$——气缸余隙容积（米³）；

$V_p$——气缸工作容积（米³）；

$\varepsilon = \frac{p_d}{p_s}$——气缸的公称压力比；

$p_d$，$p_s$——气缸的排气和吸气公称压力；

$m$——膨胀过程指数。

对于实际气体，计算时还要考虑气体的压缩性系数，$\lambda_v$ 须按下式计算：

$$\lambda_v = 1 - a\left(\frac{\xi_s}{\xi_d}\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1\right) \qquad (2\text{-}42)$$

式中 $\xi_s$，$\xi_d$——吸气和排气状态下的 $\xi$ 值。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

1.相对余隙容积 $a$

根据统计，压缩机的相对余隙容积值多在以下范围内：

压力≤20公斤/厘米$^2$：　$a=0.07\sim0.12$

压力>20～321公斤/厘米$^2$：　$a=0.12\sim0.16$

微型压缩机的相对余隙容积：

排气量在0.2米$^3$/分以下：　$a=0.088\sim0.10$

排气量在0.3米$^3$/分以上：　$a=0.035\sim0.05$

膜式压缩机和循环压缩机的 $a$ 值见本书最后一章。

在选取 $a$ 值时，应注意到：

1）在相同的活塞线速度和排气量情况下，高转数短行程压缩机的相对余隙容积，要比低转数长行程压缩机的相对余隙容积大得多。

2）气阀在气缸上的布置方式不同，相对余隙容积也不同。气阀布置在气缸端面上的相对余隙容积较小，气阀径向布置在气缸上的相对余隙容积较大；当在斜缸上布置气阀时，相对余隙容积值介于上述两者之间。例如：4L-20/8型空气压缩机，其Ⅰ级缸径为420毫米，布置有8个吸、排气阀，在气阀结构相同的情况下，经测定：端面布置的 $a$ 值为10.4%；径向布置的 $a$ 值为14.6%；而一侧作成斜缸时，$a$ 值为11.4%。

3）各种类型的气阀，在安装直径相同时，具有不同的余隙容积。直流阀的余隙容积较大，环状阀和网状阀的小些，而进、排气组合阀最小。此外，气阀余隙容积的大小也将直接影响相对余隙容积。

4）一般大直径的气缸具有较小的相对余隙容积，而小直径的气缸具有较大的相对余隙容积。

5）多级压缩机中，高压级的相对余隙容积要比低压级的相对余隙容积大。

另外还有一些特殊情况，例如在循环压缩机中，气体压力虽高，但压力比很小，所以相对余隙容积的大小对吸气量影响不大。为了减少气阀的阻力损失，应力求降低气阀通道中的气流速度，虽增加了压缩机的相对余隙容积，也是合适的。再如在超高压压缩机中，由于气体已接近液态，相对余隙容积对容积系数影响较小，如果考虑到其它因素而取较大的相对余隙容积也是可以的。

相对余隙容积值，可根据统计数据或参照现有机器进行初步选择，但在气缸工作图设计出来后，必须对选择的相对余隙容积值进行较详细的校核，这种校核工作对于小型压缩机尤为重要。

2.膨胀过程指数 $m$

膨胀过程指数表示余隙容积中的气体膨胀时，气体和缸壁、活塞端部的热交换情况。若是绝热膨胀，则 $m=k$；吸热越多，过程越接近于等温。

各种气体的大、中型多级压缩机，各级的 $m$ 值可参照表2-4选取。

对于双原子气体，从常压进气的大、中型压缩机第一级气缸，根据压缩机转数范围，选取的 $m$ 值如下：

压缩机转数：　$n\leqslant200$(转/分)，$m=1.2\sim1.30$

$n>200$(转/分)，$m=1.25\sim1.35$

$n>500$(转/分)，$m=k$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 2-4 不同压力下的$m$值

| 吸入压力 $p$（绝）（公斤/厘米²） | $m$ | |
|---|---|---|
| | $k$为任意值 | $k=1.4$ |
| 达 1.5 | $m=1+0.5(k-1)$ | $m=1.2$ |
| 大于1.5～4 | $m=1+0.62(k-1)$ | $m=1.25$ |
| 大于4～10 | $m=1+0.75(k-1)$ | $m=1.3$ |
| 大于10～30 | $m=1+0.88(k-1)$ | $m=1.35$ |
| 大于30 | $m=k$ | $m=1.4$ |

对于从常压进气的大、中型空气压缩机第一级气缸，根据气缸的压力比，可按图2-9选取$m$值。

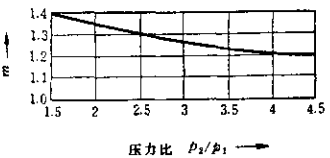



图 2-9 大、中型压缩机Ⅰ级$m$值

对于理想气体，当已知$\alpha$，$\varepsilon$，$m$，可从式2-41或直接从图2-10查得$\lambda_v$。

对于实际气体，则须查出$\xi$值后，再按式2-42算出。

（二）压力系数$\lambda_p$

从图2-8可看出，吸气终了压力$p_A$（相应于气缸内的压力），通常低于公称吸入压力$p_A'$（相应于吸气管中压力）。气缸内的压力$p_A$，要达到吸气管中的压力$p_A'$，需经过一段预压缩。这又相当于使有效行程容积$V'$缩小$\Delta V''$，吸气能力再次下降。考虑因吸气过程中的压力损失使吸气能力下降而引用的系数称压力系数，其值为：

$$\lambda_p=\frac{V''}{V'}\approx\frac{p_s'(p_A)}{p_s(p_A')} \qquad (2\text{-}43)$$

式中 $p_s'(p_A)$——吸气终了气缸内压力；

$p_s(p_A')$——公称吸气压力。

吸气结束时，造成气缸内的压力和吸气管中气体压力的差别的主要原因是：吸气阀存在弹簧力与吸气管中的压力波动。

过强的弹簧使阀提前关闭，这将降低接近吸气终点时气缸内的压力，增大了管道同气缸内的压力差，因而$\lambda_p$下降。

由于活塞式压缩机进排气过程的周期性，吸气管中的压力是周期地波动的。当吸气结束，吸气阀即将关闭的瞬间，吸气管道中的压力正处于波峰，气缸内的压力可能高过吸气管道中的公称压力，这时压力系数可能大于1；在低于公称压力的情况下，压力系数小于1。

当常压吸气时，$\lambda_p=0.95\sim0.98$，较小值适用于通道截面较小的或具有过强弹簧的气阀。在循环压缩机的第一级和多级压缩机的第二级，因吸气压力较高，即使同样大小的压力损失，相对压力损失仍很小，这时$\lambda_p=0.98\sim1.0$。一般压缩机，在第三级开始，就可以认为$\lambda_p=1.0$。但是，当长的导管、高的气流速度或在导管与气缸间的缓冲容积不够大时，可发生很大的压力波动，这时压力系数不能按上述范围选取。

（三）温度系数$\lambda_T$

容积为$V''$（图2-8）的吸入气体，其温度总是高于吸气管中的气体温度（由于缸壁对气



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

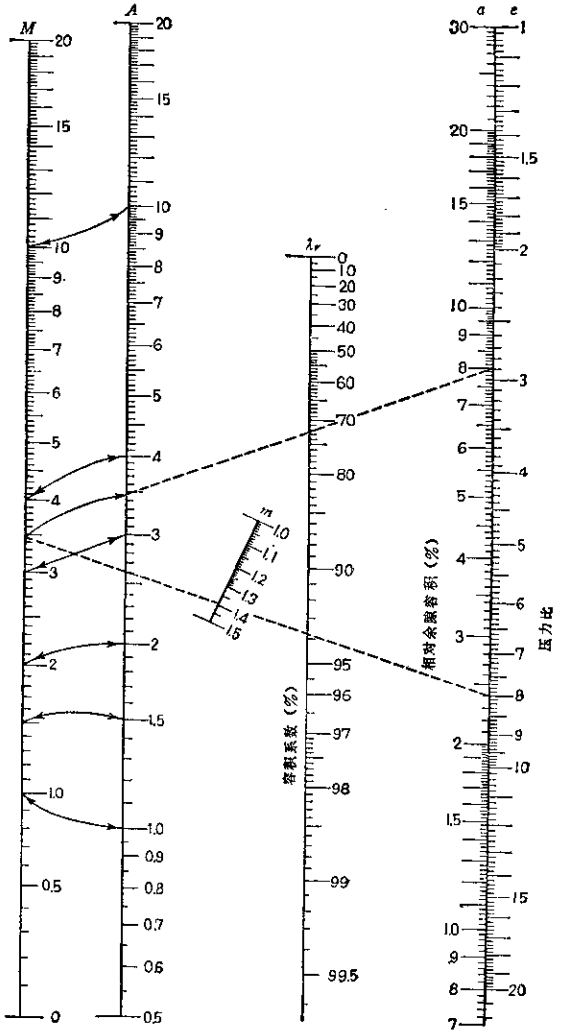



图 2-10　理想气体 $\lambda_v$

应用說明：根据 $\varepsilon$ 和 $m$ 两点引一直线，与 $M$ 尺相交，再将 $M$ 尺的尺度轉移至 $A$ 尺，从 $A$ 尺向 $a$ 尺作的直线与 $\lambda_v$ 尺的相交点，即为所求。

例：$m=1.4$，压力比 $\varepsilon=8$，相对余隙容积 $a=8\%$，$\lambda_v=72\%$。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

体加热），折算到公称吸气压力和公称吸气温度时的气体吸入容积$V_s$将比$V''$值小，因而使气缸行程容积的吸气能力再次降低。用来表示在吸气过程中，因气体加热而对气缸吸气能力影响的系数称为温度系数，用$\lambda_T$表示。

$$\lambda_T=\frac{V_s'}{V''}=\frac{T_s}{T''} \qquad (2\text{-}44)$$

式中 $T_s$——吸气管中气体的温度；

$T''$——吸气终了气缸内气体的温度。

影响气缸内气体在吸气终了时温度的主要因素是：在吸气过程同气体接触的气缸和活塞的壁面传给气体热量的大小；膨胀终了时余隙容积中残余气体温度的高低；气体在吸气过程中阻力损失的大小（这部分阻力损失转化为热量使气体温度上升）。显然，在吸气过程，气体吸收的热量越多，温度便越高，温度系数就越小。要全面地考虑这些因素对温度系数的影响，精确地求得$\lambda_T$是比较困难的；计算时可根据压力比的大小，从图2-11选择适当的$\lambda_T$。

在查图时应注意以下几点：

1.大、中型压缩机吸气过程气体吸热较少，取较大值；小型压缩机取较小值。

2.冷却良好的气缸，吸气终了温度较低，取较大值；冷却不良的气缸取较小值。

3.高转数压缩机取较大值；低转数的取较小值。

4.气阀通路中阻力小时取较大值；阻力大时取较小值。

5.相对余隙容积小时取较大值；大时取较小值。

6.气体的性质对$\lambda_T$的影响很大，例如氢气、氦气的导热系数比一般气体高得多，很容易受热，故$\lambda_T$要取小些。设计氢气压缩机、氦气压缩机和生产合成氨用氮氢压缩机时，要注意这一点。

必须注意，某些吸气温度特低的气体压缩机，如－30°C左右吸气的氯气压缩机以及某些－40°C以下进气的乙烯压缩机等，在吸气期间，因同周围温差特大，受热强烈，温度系数可能低于0.9。

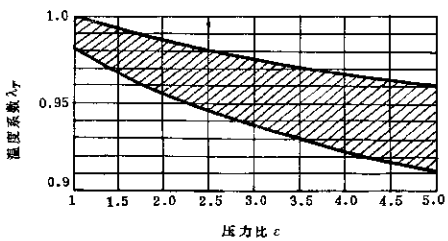



图 2-11 温度系数$\lambda_T$与压力比$\varepsilon$的关系

（四）气密系数$\lambda_g$

由于气阀、活塞环、填料以及管道、附属设备等密封不严而造成泄漏，使得压缩机的排气量总是比气缸的吸气量小。

压缩机泄漏部位不同，对工作所造成的后果也不同。填料、管道连接处以及单作用活塞的活塞环密封不严密，第一级吸气阀不严密或延迟关闭，所漏出的气体将分别漏入大气、吸



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

气管或者与第一级吸气管相通的容积（如第一级吸入容积，与第一级入口相通的平衡容积或曲轴箱等），这样的泄漏称为外泄漏。外泄漏使压缩机的排气量降低，同时对各级的压力也发生影响。

除第一级以外的各级气阀、双作用活塞的活塞环及内部旁通管不严密，所漏出的气体，只是在压缩机内部从高压部位返回低压部位，这样的泄漏称为内泄漏。内泄漏只增大第一级后各级的压缩气量，改变级间压力分配，增大压缩机的功率消耗，但对压缩机的排气量没有直接影响。因为内泄漏增加了第一级后各级气缸的吸气量，所以在计算多级压缩机第一级后各级气缸工作容积时，除了考虑外泄漏，还要考虑内泄漏的影响。

第一级排气阀和双作用气缸的活塞环不严密，将交替出现内泄漏和外泄漏。

在单级压缩机中，气密系数表示压缩机的排气量与气缸吸入容积之间的比值；在多级压缩机中，压缩机的气密系数表示压缩机的排气量与第一级气缸吸入容积的比值。

对多级压缩机的中间级，各级的气密系数表示各级的排气量与各级吸入容积之比（各级吸入容积都换算到一级吸入状态），其中既包括外泄漏也包括该级的内泄漏。

计算时，气密系数一般取 $\lambda_g=0.90\sim0.98$。

选取 $\lambda_g$ 时应考虑到：

1.压缩机的结构方案：列数和气缸排列型式会影响 $\lambda_g$ 值。增加列数，就增多了填料的数目，而使外泄漏增加；多级活塞串联和在高压缸的背面安置低压平衡缸，也会增加泄漏量。

2.气缸的直径：大直径的气缸，气密系数可取得大一些，小直径气缸则应取得小一些。例如微型压缩机的气密系数比大、中型的要小得多。

3.气阀、活塞、填料结构：不同结构的气阀、活塞、填料，其密封性能相差很大。无油润滑压缩机的气密系数一般较低。

4.压缩机转数：高转数压缩机的气密系数可取得大些，低转数则取得小些。

5.压力大小和级数：压力高，级数多，气密系数取得小些；相反时可取得大些。

6.气体性质：分子量小的气体，例如氢气，具有较大的渗透性，易泄漏。低粘度的气体，例如石油气，泄漏性也大。

影响气密系数的因素很多，在计算时必须具体分析，选择合适的数据。应该注意，所有各级的外泄漏都要通过Ⅰ级来补偿。

还应注意，密封部件和压缩机主要部件的加工质量对气体的泄漏量也有很大影响。例如活塞杆的椭圆度过大，将使填料部分大量漏气。另外，某些场合只允许有极微小的外泄漏（压缩稀有气体），则需采取特殊的措施。

上面涉及的是关于影响排气系数的各方面因素，为了方便地进行概算，表2-5和2-6中列举了设计各种气体压缩机时所选用的排气系数值，可供计算时参考。

### 三、干气系数

若压缩机Ⅰ级进口含有水蒸汽（或其它蒸汽），气体经过压缩，蒸汽的分压将提高，而后在冷却器中冷却；当压缩后的蒸汽分压超过冷却器气体出口温度下水的饱和蒸汽压时，气体中的蒸汽将冷凝而析出水分。水分的析出会影响第一级以后各级的吸气量。计算时，如不考虑水分的析出，将会使得各级实际压力同计算结果不相同。

气体中的蒸汽含量可用相对湿度 $\varphi$ 表示：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 2-5 空气压缩机排气系数

| 类型 | 排气量（米³/分） | 排气压力（表）（公斤/厘米²） | 级数 | 排气系数 λ |
|---|---|---|---|---|
| 微型 | 0.15～0.90 | 7 | 单 | 0.58～0.60 |
| | 0.015～0.06 | 7 | 单 | 0.33～0.40 |
| 小型V、W | 1～3 | 7 | 两 | 0.60～0.70 |
| | 3～12 | 7 | 两 | 0.79～0.85 |
| L型 | 10～100 | 7 | 两 | 0.70～0.82 |

表 2-6 其它气体压缩机排气系数

| 类型 | 主要参数 | | | 排气系数 λ |
|---|---|---|---|---|
| | 排气量(米³/分) | 排气压力(公斤/厘米²) | 级数 | |
| 氮氢压缩机 | ≤40 | 151～321 | 4～6 | 0.73～0.79 |
| | >100 | 321 | 6 | 0.75～0.80 |
| 石油气压缩机 | 10～117 | 11～43 | 2～4 | 0.65～0.80 |
| CO 压缩机 | 45～65 | 211 | 5 | 0.75～0.76 |
| $O_2$压缩机 | 33～120 | 21～45 | 2～4 | 0.65～0.73 |

$$\varphi=\frac{x}{x_{sa}}=\frac{p}{p_{sa}} \qquad (2\text{-}45)$$

式中 $x$——气体的绝对湿度，即每一立方米气体中所含蒸汽的重量（公斤/米³）；

$x_{sa}$——气体的饱和绝对湿度（公斤/米³），即在同一温度下，每一立方米气体中所能含蒸汽的最大重量，当超过这个量时，蒸汽就凝结下来；

$p$、$p_{sa}$——在同一温度下，气体中的蒸汽分压和饱和蒸汽压（公斤/厘米²）。

气体的相对湿度$\varphi$，可从气体的湿度图上查得，图2-12为空气的湿度图（$I$-$x$图），已知空气的干球温度（温度计直接在气体中测得的温度）和湿球温度（温度计外包上湿纱布后置于气体中测得的温度），如已知空气的干球温度为40°C，湿球温度为30°C，从图上沿湿球温度线找出与饱和线（$\varphi=100\%$线）的交点，然后再沿等焓线找出与干球温度的交点，即能查出$\varphi=48\%$。

饱和水蒸汽在不同温度下的压力和重度见表2-7。

压缩机各级的干气系数，表示在不考虑中间抽气和泄漏的情况下，该级的吸气容积$V_{s_i}$（换算到一级吸气状态）与一级吸气容积$V_{s_1}$的比值，用下式计算：

$$\mu_d=\frac{V_{s_i}}{V_{s_1}}=\frac{p_{s_1}-\varphi_1 p_{sa_1}}{p_{s_1}}\times\frac{p_{s_i}}{p_{s_i}-\varphi_i p_{sa_i}} \qquad (2\text{-}46)$$

式中 $p_{s_1}$，$p_{s_i}$——Ⅰ级和$i$级吸气压力（斤公/厘米²）；

$p_{sa_1}$、$p_{sa_i}$——Ⅰ级和$i$级在进口温度下的饱和蒸汽压（公斤/厘米²）；

$\varphi_1$，$\varphi_i$——Ⅰ级和$i$级进口气体的相对湿度。

计算干气系数时应注意：

1）若$\varphi_1 p_{sa_1}\varepsilon_i<p_{s_i}$，则$i$级前无水分析出，$\mu_{di}=1$，其中$\varepsilon_i$表示$i$级吸气压力与



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 2-7 饱和水蒸汽在1～70°C时的压力$p$(公斤/厘米²)与重度$\gamma$(公斤/米³)

| $t$ (°C) | $p$ (公斤/厘米²) | $\gamma$ (公斤/米³) | $t$ (°C) | $p$ (公斤/厘米²) | $\gamma$ (公斤/米³) | $t$ (°C) | $p$ (公斤/厘米²) | $\gamma$ (公斤/米³) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0.00669 | 0.00519 | 25 | 0.03229 | 0.02304 | 49 | 0.11957 | 0.07923 |
| 2 | 0.00719 | 0.00556 | 26 | 0.03426 | 0.02437 | 50 | 0.12578 | 0.0830 |
| 3 | 0.00772 | 0.00595 | 27 | 0.03634 | 0.02576 | 51 | 0.13216 | 0.08696 |
| 4 | 0.00829 | 0.00636 | 28 | 0.03853 | 0.02722 | 52 | 0.13881 | 0.09107 |
| 5 | 0.00889 | 0.00680 | 29 | 0.04083 | 0.02875 | 53 | 0.14575 | 0.09535 |
| 6 | 0.00953 | 0.00726 | 30 | 0.04325 | 0.03036 | 54 | 0.15298 | 0.09980 |
| 7 | 0.0102 | 0.00775 | 31 | 0.04580 | 0.03205 | 55 | 0.16051 | 0.1044 |
| 8 | 0.0109 | 0.00827 | 32 | 0.04847 | 0.03381 | 56 | 0.16835 | 0.1092 |
| 9 | 0.01170 | 0.00882 | 33 | 0.05128 | 0.03565 | 57 | 0.17653 | 0.1142 |
| 10 | 0.01251 | 0.00940 | 34 | 0.05423 | 0.03758 | 58 | 0.18504 | 0.1193 |
| 11 | 0.01338 | 0.01001 | 35 | 0.05733 | 0.03960 | 59 | 0.19396 | 0.1247 |
| 12 | 0.01429 | 0.01066 | 36 | 0.06057 | 0.04172 | 60 | 0.2031 | 0.1302 |
| 13 | 0.01526 | 0.01134 | 37 | 0.06398 | 0.04393 | 61 | 0.2127 | 0.1360 |
| 14 | 0.01629 | 0.01206 | 38 | 0.06755 | 0.04623 | 62 | 0.2227 | 0.1420 |
| 15 | 0.01738 | 0.01282 | 39 | 0.07129 | 0.04864 | 63 | 0.2330 | 0.1482 |
| 16 | 0.01853 | 0.01363 | 40 | 0.07520 | 0.05115 | 64 | 0.2438 | 0.1546 |
| 17 | 0.01975 | 0.01447 | 41 | 0.07930 | 0.05376 | 65 | 0.2550 | 0.1613 |
| 18 | 0.02103 | 0.01536 | 42 | 0.08360 | 0.05649 | 66 | 0.2666 | 0.1682 |
| 19 | 0.02239 | 0.01630 | 43 | 0.08809 | 0.05935 | 67 | 0.2787 | 0.1753 |
| 20 | 0.02383 | 0.01729 | 44 | 0.09279 | 0.06234 | 68 | 0.2912 | 0.1827 |
| 21 | 0.02534 | 0.01833 | 45 | 0.09771 | 0.06545 | 69 | 0.3042 | 0.1903 |
| 22 | 0.02694 | 0.01942 | 46 | 0.10284 | 0.06868 | 70 | 0.3177 | 0.1982 |
| 23 | 0.02863 | 0.02057 | 47 | 0.10821 | 0.07205 | | | |
| 24 | 0.03041 | 0.02177 | 48 | 0.11382 | 0.07557 | | | |

Ⅰ级吸气压力的比值；

2）Ⅰ级为常压吸气的压缩机，第三级以后，一般压力已超过10公斤/厘米²，气体中遗留的水分很少，$\mu_d$可按下式计算：

$$\mu_d=\frac{p_{s1}-\varphi_1 p_{s\,a1}}{p_{s1}} \qquad (2\text{-}47)$$

3）以上方法同样适用于其它蒸汽（如石油气中重组分）冷凝时的干气系数计算。

**四、抽气系数$\mu_e$。**

在化工流程中，经常遇到从级间抽气或加气的情况，例如在合成氨生产中，要在不同压力下清除有害气体，使得压缩机各段的重量流量不相等。在确定各级的气缸行程容积时，要考虑到它的影响。为此，引进抽气系数$\mu_e$，它表示某级的吸入容积（不考虑泄漏、析水且换算到一级吸气状态）与Ⅰ级吸入容积的比值。

$$\mu_e=\frac{V_{si}}{V_{s1}} \qquad (2\text{-}48)$$

式中 $V_{si}$——考虑抽气后，并换算到Ⅰ级吸气状态的$i$级吸入容积（米³/分）；

$V_{s1}$——Ⅰ级吸入容积（米³/分）。

设计压缩机时，各段气量通常由压缩机的使用部门提出。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 五、压缩机行程容积的确定

压缩机Ⅰ级的气缸行程容积按下式计算：

$$V_t=\frac{V_m}{\lambda} \tag{2-49}$$

式中 $V_m$——压缩机的排气量（米³/分）；

$\lambda$——压缩机的排气系数，$\lambda=\lambda_{vi}\lambda_{pi}\lambda_{Ti}\lambda_{gi}$。

多级压缩机其余各级的气缸行程容积按式 2-50 至式 2-53 计算。

$$V_{ti}=\frac{\mu_{di}\mu_{oi}}{\lambda_{vi}\lambda_{pi}\lambda_{Ti}\lambda_{gi}}\times\frac{p_{s1}}{p_{si}}\times\frac{T_{si}}{T_{s1}}V_m\text{（米}^3\text{/分）} \tag{2-50}$$

或简写成：$$V_{ti}=\frac{\mu_{di}\mu_{oi}}{\lambda_i}\times\frac{p_{s1}}{p_{si}}\times\frac{T_{si}}{T_{s1}}V_m\text{（米}^3\text{/分）} \tag{2-51}$$

$$\lambda_i=\lambda_{vi}\lambda_{pi}\lambda_{Ti}\lambda_{gi} \tag{2-52}$$

当要考虑气体的压缩性系数时，应按下式计算：

$$V_{ti}=\frac{\mu_{di}\mu_{oi}}{\lambda_i}\times\frac{p_{s1}}{p_{si}}\times\frac{T_{si}}{T_{s1}}\times\frac{\xi_{si}}{\xi_{s1}}V_m \tag{2-53}$$

以上各式中 $p_{s1}$，$p_{si}$——Ⅰ级和 $i$ 级的公称吸气压力；

$T_{s1}$，$T_{si}$——Ⅰ级和 $i$ 级的公称吸气温度；

$\xi_{s1}$，$\xi_{si}$——Ⅰ级和 $i$ 级的气体在吸气状态下的压缩性系数；

$\lambda_i$——$i$ 级的排气系数。

## 六、气缸直径的确定

按式 2-49 至式 2-53 算得各级气缸行程容积后，再按以下各式计算气缸的直径。

对于单作用气缸：

$$D=\sqrt{\frac{4V_{ti}}{\pi Sni}}\text{（米）} \tag{2-54}$$

对于活塞杆不贯穿的双作用气缸：

$$D=\sqrt{\frac{2V_{ti}}{\pi Sni}+\frac{d^2}{2}}\text{（米）} \tag{2-55}$$

对于图 2-13 所示的级差活塞的双作用气缸的Ⅰ级：

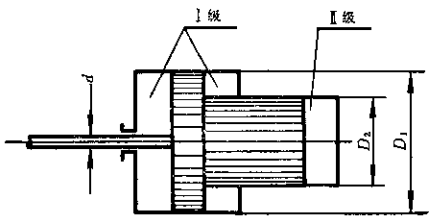



图 2-13 级差活塞

$$D_1=\sqrt{\frac{2V_{ti}}{\pi Sni}+\frac{d^2+D_2^2}{2}}\text{（米）} \tag{2-56}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

以上各式中 $V_{t_i}$——气缸的行程容积（米³/分）；

$S$——活塞行程（米）；

$n$——压缩机的转数（转/分）；

$i$——同级气缸数；

$d$——活塞杆直径（米）。

按以上各式求得的气缸直径，必须按表 2-8 圆整。

表 2-8 气缸的公称直径 （毫米）

| 公称直径 | 公称直径 | 公称直径 | 公称直径 | 公称直径 |
|---|---|---|---|---|
| 20 | 72 | 150 | 300 | 560 |
| 21 | 75 | 155 | 310 | 580 |
| 22 | 78 | 160 | 320 | 600 |
| 24 | 80 | 165 | 330 | 620 |
| 25 | 82 | 170 | 340 | 630 |
| 26 | 85 | 175 | 350 | 650 |
| 28 | 88 | 180 | 360 | 670 |
| 30 | 90 | 185 | 370 | 690 |
| 32 | 92 | 190 | 380 | 710 |
| 34 | 95 | 195 | 390 | 730 |
| 35 | 98 | 200 | 400 | 750 |
| 38 | 100 | 205 | 410 | 780 |
| 40 | 102 | 210 | 420 | 800 |
| 42 | 105 | 215 | 430 | 820 |
| 45 | 108 | 220 | 440 | 850 |
| 48 | 110 | 225 | 450 | 880 |
| 50 | 112 | 230 | 460 | 900 |
| 52 | 115 | 235 | 470 | 920 |
| 55 | 118 | 240 | 480 | 950 |
| 58 | 120 | 245 | 490 | 980 |
| 60 | 125 | 250 | 500 | 1000 |
| 62 | 130 | 260 | 510 | 1030 |
| 65 | 135 | 270 | 520 | 1060 |
| 68 | 140 | 280 | 530 | 1100 |
| 70 | 145 | 290 | 550 | |

## 第三节 压缩机的功率和效率

压缩机在单位时间内所消耗的动力称功率，常用千瓦计量。

### 一、理论功率的计算

理论功率是指压缩机在理论循环中的功率，这种功率没有考虑实际工作过程中所产生的各种阻力损失，因而功率较小，实际运转的压缩机是不能达到的。但是为了建立一个比较的基准，仍需计算出来。

理论功率又可分等温功率与绝热功率。等温功率是理论上的最小功率。在多级压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

中，以各级等压力比分配的绝热功率为理论绝热功率。实际气体的理论功率计算中，还要顾及气体的压缩性系数。

（一）等温功率

1.理想气体的等温功率

$$N_{is}=1.634p_sV_m\ln\frac{p_d}{p_s}\text{（千瓦）}\qquad(2\text{-}57)$$

式中 $p_s$，$p_d$——气体的吸气压力和排气压力（公斤/厘米²）；

$V_m$——压缩机的排气量（米³/分）。

2.实际气体的等温功率

$$N_{is}=1.634p_sV_m\ln\frac{p_d}{p_s}\times\sum_{i=1}^{z}\frac{\xi_{si}+\xi_{di}}{2\xi_{si}}\text{（千瓦）}\qquad(2\text{-}58)$$

式中 $\xi_{si}$，$\xi_{di}$——$i$ 级吸气和排气状态下气体的压缩性系数；

$Z$——压缩机的级数。

（二）绝热功率

1.理想气体的绝热功率

单级压缩时：

$$N_{ad}=1.634P_sV_m\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]\text{（千瓦）}\qquad(2\text{-}59)$$

多级压缩时：

$$N_{ad}=\Sigma N_{adi}=1.634p_sV_m\frac{Zk}{k-1}\left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{Zk}}-1\right]\text{（千瓦）}\qquad(2\text{-}60)$$

式中 $p_s$，$p_d$——Ⅰ级吸气和末级排气压力（公斤/厘米²）。

2.实际气体的绝热功率

单级压缩时：

$$N_{ad}=1.634p_sV_m\frac{k_T}{k_T-1}\left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}-1\right]\frac{\xi_s+\xi_d}{2\xi_s}\text{（千瓦）}\qquad(2\text{-}61)$$

多级压缩时：

$$N_{ad}=1.634p_sV_m\frac{Zk_T}{k_T-1}\left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{\frac{k_T-1}{Zk_T}}-1\right]\sum_{i=1}^{z}\frac{\xi_{si}+\xi_{di}}{2\xi_{si}}\text{（千瓦）}\qquad(2\text{-}62)$$

式中 $k_T$——温度绝热指数；

$\xi_{si}$，$\xi_{di}$——第 $i$ 级吸气和排气状态下的压缩性系数。

**二、指示功率的计算**

压缩机在单位时间内消耗于实际循环中的功称为指示功率。

从运转的压缩机上，用示功器测得气缸的指示图（图2-14），再按下式计算该气缸的指示功率：

$$N_{id}=1.634m_pm_vnf_i\text{（千瓦）}\qquad(2\text{-}63)$$

式中 $m_p$——指示图的压力座标比例尺（公斤/厘米²/厘米）；

$m_v$——指示图的容积座标比例尺（米³/厘米）；

$n$——压缩机主轴转数（转/分）；

$f_i$——指示图面积（厘米²）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

，如为多级压缩机，应将每一气缸的指示功率相加，即为压缩机的指示功率。

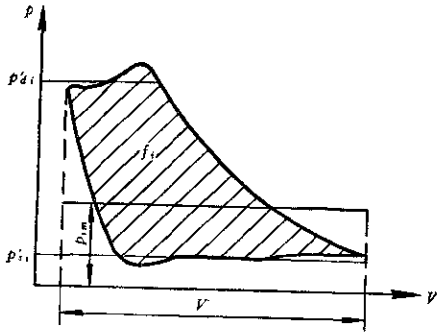



图 2-14　按指示图确定指示功率

设计大、中型压缩机时，指示功率可由考虑了压力损失后的气缸的实际压力比（按绝热过程）来计算，其计算公式如下：

（一）单级压缩

对于理想气体：

$$N_{id}=1.634 p_s V_t \lambda_v \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p'_d}{p'_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]（千瓦）\qquad（2\text{-}64）$$

对于实际气体：

$$N_{id}=1.634 p_s V_t \lambda_v \frac{k_T}{k_T-1}\left[\left(\frac{p'_d}{p'_s}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}-1\right]\frac{\xi_s+\xi_d}{2\xi_s}（千瓦）\qquad（2\text{-}65）$$

式中　$p_s$——公称吸气压力（公斤/厘米²）；

$V_t$——气缸的行程容积（米³/分）；

$\lambda_v$——容积系数；

$p'_d, p'_s$——气缸的实际排气压力和吸气压力（公斤/厘米²）；

$k$——理想气体的绝热指数；

$k_T$——实际气体的温度绝热指数；

$\xi_s, \xi_d$——公称排气和吸气状态下的气体的压缩性系数。

（二）多级压缩

对于理想气体：

$$N_{id}=\Sigma N_{id_i}=1.634\Sigma p_{s_i} V_{t_i} \lambda_{v_i} \frac{k_i}{k_i-1}\left[\left(\frac{p'_{d_i}}{p'_{s_i}}\right)^{-\frac{k_i-1}{k_i}}-1\right]（千瓦）\qquad（2\text{-}66）$$

对于实际气体：

$$N_{id}=\Sigma N_{id_i}=1.634\Sigma p_{s_i} V_{t_i} \lambda_{v_i} \frac{k_{T_i}}{k_{T_i}-1}\left[\left(\frac{p'_{di}}{p'_{si}}\right)^{\frac{k_{T_i}-1}{k_{T_i}}}-1\right]\frac{\xi_{s_i}+\xi_{di}}{2\xi_{si}}（千瓦）\qquad（2\text{-}67）$$

式中　$p_{s_i}$——第 $i$ 级的公称吸气压力（公斤/厘米²）；

$V_{t_i}$——第 $i$ 级的气缸行程容积（米³/分）；

$\lambda_{v_i}$——第 $i$ 级的容积系数；

$p'_{d_i}, p'_{s_i}$——第 $i$ 级的气缸的实际排气和吸气压力（公斤/厘米²）；

$k_i$——第 $i$ 级的理想气体的绝热指数；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$k_{Ti}$——第 $i$ 级的实际气体的温度绝热指数；

$\xi_{si}, \xi_{di}$——第 $i$ 级公称吸气和排气状态下的气体的压缩性系数。

设计小型压缩机时，指示功率应按多方过程来计算，其计算公式与式2-64至式2-67相同，只是式中的绝热指数应改用合适的多方指数。

必须注意，在多级压缩机中，各级的公称吸气压力指的是各级吸气阀前的压力；而各级的公称排气压力，又指的是后一级的公称吸气压力。例如，Ⅱ级吸气阀前的压力即为Ⅰ级公称排气压力和Ⅱ级公称吸气压力。已知公称压力再求得各级间气体通过气阀、管道、中间冷却器等的阻力损失，就可以算出气缸的实际吸排气压力。对于大、中型压缩机，在计算时可以从图 2-15 按各级公称压力查得吸排气过程的相对压力损失 $\delta_s$ 和 $\delta_d$，而后按下式求得实际压力：

$$p'_{si} = p_{si}(1 - \delta_{si}) \qquad (2\text{-}68)$$

$$p'_{di} = p_{di}(1 + \delta_{di}) \qquad (2\text{-}69)$$

式中 $p'_{si}, p_{si}$——$i$ 级的实际和公称吸气压力（公斤/厘米²）；

$p'_{di}, p_{di}$——$i$ 级的实际和公称排气压力（公斤/厘米²）。

在查图 2-15 时应注意：

1）图 2-15 是根据空气以及重度接近于空气的气体，在活塞平均线速度为 3.5 米/秒的机器绘出的。当应用于其它气体及别的活塞平均速度时，应考虑修正。

当活塞平均速度改变时，图2-15中的 $\delta$ 值按：$\delta' = \delta\left(\frac{C_m}{3.5}\right)^3$ 进行修正；$C_m$为采用的活塞速度（米/秒）。

当气体的重度与空气相差甚远时，图 2-15 中的 $\delta$ 值按$\delta' = \delta\left(\frac{\gamma'}{\gamma}\right)^{2/3}$修正，$\gamma'$为气体的重度（公斤/米³）；$\gamma$ 为空气的重度（公斤/米³）。

2）对于具有较大阻力的气阀和管路系统，从实线查得；具有较小阻力时，可从虚线查得。

## 三、压缩机的轴功率和驱动机功率

### （一）轴功率

驱动机传给压缩机曲轴的实际功率称为压缩机的轴功率。轴功率由以下三部分组成：

1）压缩机的指示功率 $N_{id}$；

2）克服压缩机运动部件各摩擦部分所需的摩擦功率 $N_f$；

3）由压缩机曲轴直接驱动的附属机构所需的功率 $N_a$：在压缩机中常常将润滑油泵和注油器（空冷式的压缩机则还有风扇）直接联结在压缩机的主轴上，它们所消耗的功率很难单独分开计算，所以往往计算在压缩机轴功率内。如果附属机构不接在曲轴上，则压缩机轴功率不包括这些部分所消耗的功率，在比较压缩机轴功率时应注明。

因此，压缩机的轴功率为 $N = N_{id} + N_f + N_a$。

因为要计算摩擦功率和辅助功率是很困难的，故轴功率通常按下式计算：

$$N = \frac{N_{id}}{\eta_m} \text{（千瓦）} \qquad (2\text{-}70)$$

式中 $N_{id}$——压缩机的指示功率（千瓦），按式 2-64 至式 2-67 计算；

$\eta_m$——压缩机的机械效率。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

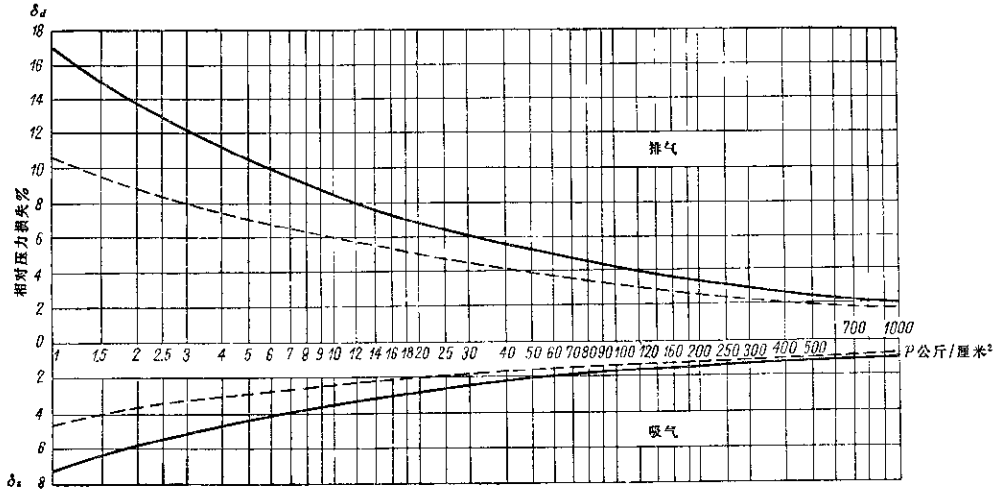



图 2-15　不同公称压力下的相对压力损失



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

机械效率 $\eta_m$ 表示压缩机运动机构完善程度，与压缩机的结构方案、制造质量、装配质量以及机器的运行状态有关。

大、中型压缩机：　$\eta_m=0.90\sim0.95$

小型压缩机：　$\eta_m=0.85\sim0.90$

微型压缩机：　$\eta_m=0.80\sim0.87$

高压循环压缩机，机械效率较低，$\eta_m=0.80\sim0.85$。无油润滑压缩机比同类的有油润滑压缩机的机械效率低些。

（二）驱动机功率

对于中、小型压缩机，如果在驱动机和压缩机间有传动装置时，驱动机的输出功率为：

$$N_e'=\frac{N}{\eta_c}\text{（千瓦）}\qquad(2\text{-}71)$$

式中　$\eta_c$——传动效率，按各种传动方式选取，皮带传动：$\eta_c=0.96\sim0.99$；齿轮传动：$\eta_c=0.97\sim0.99$。

考虑到压缩机运转时负荷的波动，吸气状态的变化、冷却水温度的变化以及压缩机的内泄漏等因素，会引起功率的增加，驱动机应留有 5～15%的储备功率，则选用驱动机功率为：

$$N_e=(1.05\sim1.15)N_e'\qquad(2\text{-}72)$$

**四、压缩机的效率**

用来衡量压缩机本身经济性的叫压缩机效率，根据所取的衡量标准不同，而区别为等温效率和绝热效率。

等温效率等于等温功率与轴功率之比：

$$\eta_{is}=\frac{N_{is}}{N}\qquad(2\text{-}73)$$

式中　$N_{is}$——等温功率（千瓦）；

$N$——轴功率（千瓦）。

绝热效率等于绝热功率与轴功率之比：

$$\eta_{ad}=\frac{N_{ad}}{N}\qquad(2\text{-}74)$$

式中　$N_{ad}$——绝热功率（千瓦）。

在衡量压缩机经济性时，对于水冷式压缩机常用等温效率；风冷式压缩机以及压缩高临界温度（临界温度近常温）气体的压缩机常用绝热效率。

用等温效率来初步估算压缩机的轴功率是很方便的。表 2-9 列出某些类型压缩机的等温效率，供计算时参考。

比功率 $N_r$ 是指在一定排气压力下，每立方米排气量的功率，其值等于压缩机的轴功率和排气量之比，即：

$$N_r=\frac{N}{V_m}\text{（千瓦/米}^3\text{/分）}\qquad(2\text{-}75)$$

比功率是评价工作条件相同的压缩机经济性的指标，适用于动力用空气压缩机。据统计，国内生产的空气压缩机，排气量小于 10 米³/分时，$N_r=5.8\sim6.3$ 千瓦/米³/分；排气量大于10 米³/分而小于 100 米³/分时，$N_r=5.0\sim5.3$ 千瓦/米³/分。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 2-9 某些类型压缩机的等温效率

| 类型 | 主要参数 | | | 等温效率 |
|---|---|---|---|---|
| | 排气量（米³/分） | 排气压力（公斤/厘米²） | 级数 | |
| 空气压缩机 | <3 | 8 | 单 | 0.35～0.42 |
| | <3 | 8～11 | 两 | 0.53～0.60 |
| | 3～12 | 8 | 两 | 0.53～0.60 |
| | 10～100 | 8 | 两 | 0.65～0.70 |
| 氮氢混合气压缩机 | 13～40 | 321 | 6 | 0.60～0.70 |
| | > 100 | 321 | 6 | 0.62～0.68 |
| 石油气压缩机 | 10～100 | 43 | 4 | 0.64～0.68 |
| 二氧化碳压缩机 | 50 | 211 | 5 | 0.54～0.73 |
| 氧气压缩机 | 33～100 | 21～45 | | 0.53～0.60 |

## 第四节 变工况工作和复算性计算

每台压缩机都是根据一定条件设计的，运转过程中如果某些参数（如压力、抽气量、转数等）变化，对压缩机的工作性能会发生影响。当实际使用的工况与原工况有重大改变时，得进行复算，以确定新工况下的压缩机的主要性能参数。

### 一、参数改变对压缩机的影响

（一）吸气压力改变

在高原上使用的压缩机，当吸气压力降低、而排气压力不变时，对于单级压缩机，则压力比势必升高，容积系数降低(图2-16)，排气量将明显下降；对于多级压缩机，主要导至末级压力比升高，容积系数下降，并使末级吸气压力也相应回升，依次影响各级压力比的回升，所以1级排气量亦将有所下降。但是级数愈多，回升的影响愈小，所以对排气量的影响也愈小。两级空气压缩机的高原试验指出：在海拔4500米以下，海拔高度每升高一千米，大气平均压力降低10～12%，压缩机的容积系数平均降低2.0～3.0%，相应的影响了排气量的降低。

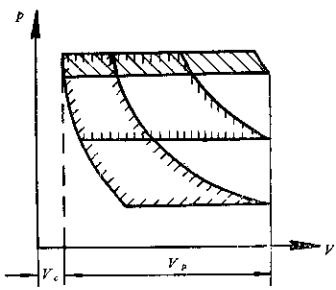



图 2-16 不同吸气压力的指示图

吸气压力改变时，功率的变化可从图2-16中看出。只有当压缩机的设计压力比大于1.1（$k+1$）时（$k$为气体绝热指数），吸气压力降低，则功率也降低（因为吸气压力下降所减少的功率，超过因压力比上升所增加的功率）。但是，当设计压力比低于1.1($k+1$)时（如循环机），则吸气压力下降时功率反而上升。

（二）排气压力改变



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

如果使用中要提高压缩机的排气压力（吸气压力不变），在多级压缩机中，主要影响末级压力比，但各级的压力比也略有上升，Ⅰ级压力比的上升，使得容积系数下降，排气量减少；在相反的情况下，排气量将有所增加（图2-17）。提高排气压力，功率多半是增加的。

（三）压缩介质改变

1）容积系数同气体的绝热指数大小有关，压缩具有较高绝热指数的气体，容积系数较大，排气量将比压缩低绝热指数的气体大些；绝热指数高的气体，所需压缩功率比绝热指数低的气体大。图2-18为在相同吸排气压力和相同的气缸余隙容积时，压缩不同绝热指数的气体时的指示图，从图上可清楚地反映气体的绝热指数对容积系数和压缩功率的影响。

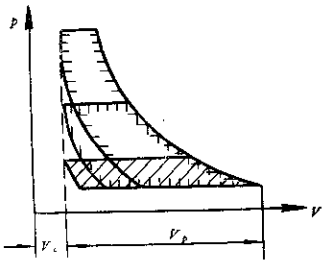



图 2-17　不同排气压力的指示图

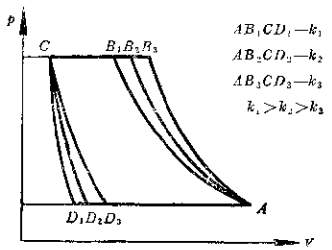



图 2-18　压缩不同絕热指数气体的指示图

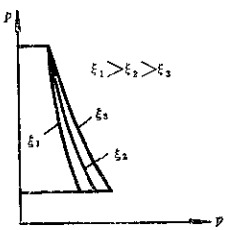



图 2-19　不同 ξ 值气体的膨胀过程

2）压缩具有不同重度的气体时，重度大的气体，阻力损失大，使气缸吸气终了压力下降，故排气量略有降低。根据同样原因，也使得轴功率增加。例如氢气压缩机，当用空气试车时，要特别注意，否则将引起电机超载。

3）导热系数大的气体，吸气过程气体受热强烈，具有较低的温度系数，这是使得压缩机排气量降低的一个因素。

4）不同气体的压缩性系数也不同，这也要影响到排气量和功率。图2-19表示不同压缩性气体的膨胀过程，在相同的吸排气压差下，ξ值大的气体，膨胀过程要短些。

（四）转数改变

压缩机在一定范围内增加转数，排气量会相应增加。但是如果压缩机在不改变有关气体流通部件（如气阀，中间管道，冷却器等）的情况下增加转数，则功率增加的速度要大大超过排气量增加的速度，是很不经济的。因为转数增加，气体流动速度增加，若看成阻力损失同流速平方成正比，则气缸的实际压力比将因压缩机转数增加而明显地上升，这又导致压缩机的容积系数下降；气体的流动阻力损失增加还使得气缸的吸气温度上升，引起温度系数降低；此外，增加转数时，为提高阀片的寿命，应该使气阀的弹簧力增强些，这又导致压力系数降低。基于以上原因，增加转数后，排气量将不会成比例的增加。所以提高转数时，应对



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

压缩机的有关气体流通部件进行相应的改造。

## 二、复算性计算

复算性计算，主要应用在下述情况：

1.设计计算所得缸径，按标准尺寸圆整后，引起各级压力比及排气温度的变化，这时要进行核算。具体方法见本章热力计算例题。

2.当压缩机的使用条件改变，例如各段的气体成分和中间抽气量变化，这时要通过复算性计算确定压缩机的合理改造方案。

3.气量调节时，由于Ⅰ级气量的改变，引起各级压力比的重新分配，各级排气温度也随之改变，机器的平衡性因之引起变化，也要进行复算。

复算性计算通常是在下列数值已知的情况下进行的。

1）各级气缸的行程容积$V_t$和各级的相对余隙容积；

2）Ⅰ级吸气压力和末级排气压力（如果中间分段，则为相应段的吸排气压力）；

3）各级的吸气温度。

复算性计算中，为了简化计算，假定各级的气密系数$\lambda_p$相等，同时假定各级的温度系数$\lambda_T$，干气系数$\mu_d$也相等。（由于这些假设，可能出现各中间压力与计算值之间有些不同。根据各级排气量相等的原则，对理想气体可以认为：

$$\lambda_{v1}V_{t1}=\frac{p_{s2}}{p_{s1}}\times\frac{T_{s1}}{T_{s2}}\times\frac{\lambda_{v2}}{\mu_{02}}V_{t2}=\cdots\cdots=\frac{p_{si}}{p_{s1}}\times\frac{T_{s1}}{T_{si}}\times\frac{\lambda_{vi}}{\mu_{0i}}V_{ti}\qquad(2\text{-}76)$$

对于实际气体，应考虑压缩性系数的影响，则为：

$$\begin{aligned}\lambda_{v1}V_{t1}&=\frac{p_{s2}}{p_{s1}}\times\frac{T_{s1}}{T_{s2}}\times\frac{\lambda_{v2}}{\mu_{02}}\times\frac{\xi_{s1}}{\xi_{s2}}V_{t2}\\&=\cdots\cdots=\frac{p_{si}}{p_{s1}}\times\frac{T_{s1}}{T_{si}}\times\frac{\lambda_{vi}}{\mu_{0i}}\times\frac{\xi_{s1}}{\xi_{si}}V_{ti}\end{aligned}\qquad(2\text{-}77)$$

所以理想气体各级的常数为：

$$C_i=\frac{p_{si}}{p_{s1}}\times\frac{T_{s1}}{T_{si}}\times\frac{\lambda_{vi}}{\mu_{0i}}V_{ti}\qquad(2\text{-}78)$$

实际气体各级的常数为：

$$C_i=\frac{p_{si}}{p_{s1}}\times\frac{T_{s1}}{T_{si}}\times\frac{\lambda_{vi}}{\mu_{0i}}\times\frac{\xi_{s1}}{\xi_{si}}V_i\qquad(2\text{-}79)$$

第一次近似计算时，各级的吸气压力可按下式确定：

$$p_{si}=\frac{p_{s1}V_{t1}}{V_{ti}}\qquad(2\text{-}80)$$

分别计算各级的$C$值后，精确度$B$值应在下述范围，否则应进行第二次复算。

$$B=\frac{C_{\min}}{C_{\max}}=0.97\sim0.98\qquad(2\text{-}81)$$

式中 $C_{\min}$——各级常数中的最小值；

$C_{\max}$——各级常数中的最大值。

再次复算中的各级吸气压力按下式确定：

$$p'_{si}=\frac{p_{si}}{2}\left(1+\frac{C_1}{C_i}\right)\qquad(2\text{-}82)$$

用逐次渐近法来调整$C$值，使其在规定范围内，如不能达到要求，则需改变有关级的缸径或余隙容积。具体计算方法见本章实例。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第五节 热力计算实例

## 一、压缩机的热力计算步骤及举例

（一）热力计算所需的原始数据

1.各段压缩气体的组成成分。

2.排气量及各段中间抽气量。

3.吸气条件（$P$、$t$、$\varphi$）以及各段吸排气压力。

4.压缩机的级间冷却情况，采用的冷却介质及其原始温度。

5.压缩机的工作条件及操作特点。

计算之前，应根据第一章所述原则初步确定：1）结构方案；2）级数；3）转数；4）行程。

（二）热力计算步骤

1.初步确定各级公称压力和温度。

2.计算排气系数：1）计算容积系数；2）确定压力系数；3）确定温度系数；4）确定气密系数。

3.计算干气系数。

4.计算抽气系数。

5.计算气缸行程容积。

6.初步确定活塞杆直径：计算各级的等温功率，后按表2-9的等温效率估算各级和各列的轴功率，再根据各列轴功率中的较大值，从表2-10查得活塞杆直径。

表 2-10

| 活塞力 $P$(吨) | 行程 $S$(毫米) | $N$ (千瓦) | $m_p$ (公斤) | 活塞杆直径 $d$(毫米) | |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 80 | 17 | 19 | 25 | |
| | 100 | 21 | 15 | | |
| 2 | 100 | 42 | 31 | 30 | 35 |
| | 140 | 43 | 40 | | |
| 3.5 | 140 | 76 | 70 | 40 | 45 |
| | 180 | 80 | 81 | | |
| 5.5 | 180 | 126 | 127 | 50 | 55 |
| | 220 | 128 | 149 | | |
| 8 | 240 | 203 | 198 | 60 | 65 |
| 12 | 280 | 305 | 350 | 70 | 80 |
| 16 | 320 | 406 | 528 | 80 | 90 |
| 22 | 360 | 630 | 645 | 90 | 100 |
| 32 | 400 | 900 | 1070 | 110 | 120 |
| 45 | 450 | 1290 | 1670 | 130 | — |

表中符号及說明：①$N$—在名义活塞力下每列最大轴功率(千瓦)；②$m_p$—在名义活塞力及推荐转数下每列往复部件最大重量；③同一吨位活塞力中，大一挡活塞杆直径用于活塞杆长度较长时。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

7.计算气缸直径。

8.修正公称压力和温度：由于计算出的气缸直径按表2-8圆整的结果，各级的压力和温度会有某些变化，这时要按以下公式修正压力：

$$p_{si}=\beta_i p^0_{si} \qquad (2\text{-}83)$$

$$p_{di}=\beta_{i+1} p^0_{di} \qquad (2\text{-}84)$$

$$\beta_i=\frac{V_{ti}}{V'_{ti}}\times\frac{V'_{ti}}{V_{ti}}, \qquad \beta_{i+1}=\frac{V_{ti}}{V'_{ti}}\times\frac{V'_{t(i+1)}}{V_{t(i+1)}} \qquad (2\text{-}85)$$

式中 $p_{si}$、$p^0_{si}$——修正后和修正前的 $i$ 级公称吸气压力（公斤/厘米²）；

$p_{di}$、$p^0_{di}$——修正后和修正前的 $i$ 级公称排气压力（公斤/厘米²）；

$\beta_i$、$\beta_{i+1}$—— $i$ 级的吸气和排气压力修正系数；

$V'_{ti}$、$V_{ti}$—— $i$ 级的计算和实际的气缸行程容积（米³/分）。

9.计算活塞力：根据考虑各级吸排气压力损失后的气缸内气体的实际压力和活塞面积，计算各列活塞在止点位置的活塞力。

10.计算轴功率并选取电动机。

（三）热力计算例题

1.设计依据：设计一台化肥厂用氮氢气压缩机。

1）各段压缩气体的组成成分如下：（以容积百分数计）

| 成　分 | $H_2$ | $N_2$ | CO | $CO_2$ | $CH_4$+Ar等 | $O_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 第一段 | 38.3 | 22.1 | 30.7 | 7.7 | 1 | 0.2 |
| 第二段 | 73.7 | 24.5 | | | 1.8 | |

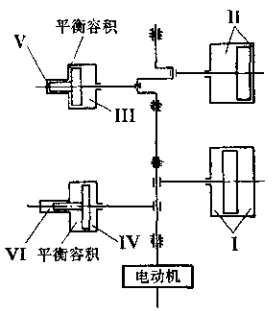



图 2-20 例题的结构方案图

缸数 $Z=6$；行程 $S=360$毫米；转数 $n=375$转/分

2）排气量及各段中间抽气量：排气量 $V_m=165$ 米³/分。第二段排气量为第一段排气量的88.4%。

3）各段吸排气压力：第一段吸气压力1.02公斤/厘米²，排气压力21公斤/厘米²；第二段吸气压力17公斤/厘米²，排气压力321公斤/厘米²。

4）各级吸气温度为38°C。

5）气体相对湿度 $\varphi=1$。

2.热力计算：按照设计要求以及第一章所述结构方案设计原则，初步确定压缩机的结构方案。其方案图及参数，见图2-20。

1）初步确定各级公称压力和温度

（1）初步确定各级公称压力



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

按等压力比分配各级压力：

第一段：$$\varepsilon=\sqrt[3]{\frac{21}{1.03}}=2.73$$

第二段：$$\varepsilon=\sqrt[3]{\frac{321}{17}}=2.66$$

考虑结构方案，为了使各列活塞力尽量接近，决定增大Ⅰ级、Ⅱ级的压力比。同时，考虑到压缩机可能在超过规定的排气压力下工作，或者所用的排气量调节方式会引起末级压力比上升而造成末级温度过高，所以Ⅵ级压力比取得低些。

各级压力比及吸、排气压力初步确定如下：

| 级次 | Ⅰ | Ⅱ | Ⅲ | Ⅳ | Ⅴ | Ⅵ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 吸气压力 $p_s^0$（公斤/厘米²） | 1.02 | 3.00 | 9.00 | 17.00 | 48.00 | 135.00 |
| 排气压力 $p_d^0$（公斤/厘米²） | 3.00 | 9.00 | 21.00 | 48.00 | 135.00 | 321.00 |
| 压力比 $\varepsilon^0=\frac{P_d^0}{P_s^0}$ | 2.94 | 3.00 | 2.33 | 2.82 | 2.81 | 2.38 |

（2）计算绝热指数 $k$

Ⅰ～Ⅳ级按式2-22进行计算，查表2-1各种成分气体的绝热指数 $k$ 为：

| 气体名称 | $H_2$ | $N_2$ | $CO_2$ | $CH_4$ | CO | $O_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $k$ | 1.407 | 1.40 | 1.30 | 1.308 | 1.40 | 1.40 |

Ⅰ～Ⅲ级的计算：

$$\frac{1}{k-1}=\Sigma\frac{r_i}{k_i-1}=\frac{0.383}{1.407-1}+\frac{0.221}{1.40-1}+\frac{0.307}{1.40-1}+\frac{0.077}{1.30-1}+\frac{0.01}{1.308-1}+\frac{0.002}{1.40-1}=2.56$$

$$k_1=k_2=k_3=1.39$$

Ⅳ级的计算：

$$\frac{1}{k-1}=\Sigma\frac{r_i}{k_i-1}=\frac{0.737}{1.407-1}+\frac{0.245}{1.40-1}+\frac{0.018}{1.308-1}=2.49$$

$$k_4=1.40$$

Ⅴ～Ⅵ级，查表2～3得：

$$k_{T5}=1.40,\quad k_{T6}=1.40$$

（3）计算各级排气温度

Ⅰ～Ⅳ级按式（2-23）计算：$T_d=T_s\,\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

Ⅴ～Ⅵ级按式（2-25）计算： $T_d=T_s\,\varepsilon^{\frac{k_T-1}{k_T}}$

计算结果列于下表中：

| 级次 | 吸气温度 | | 压力比 | $k$ | $\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$ | 排气温度 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $t_s^0$ (℃) | $T_s^0$ (°K) | $\varepsilon^0$ | | | $t_d^0$ (℃) | $T_d^0$ (°K) |
| Ⅰ | 38 | 311 | 2.94 | 1.39 | 1.354 | 148 | 421 |
| Ⅱ | 38 | 311 | 3.00 | 1.39 | 1.361 | 150 | 423 |
| Ⅲ | 38 | 311 | 2.33 | 1.39 | 1.268 | 121 | 394 |
| Ⅳ | 38 | 311 | 2.82 | 1.40 | 1.345 | 145 | 418 |
| Ⅴ | 38 | 311 | 2.81 | 1.40 | 1.343 | 145 | 418 |
| Ⅵ | 38 | 311 | 2.38 | 1.40 | 1.281 | 125 | 398 |

2）计算各级排气系数 $\lambda$

（1）计算容积系数 $\lambda_v$

按表2-4计算各级膨胀过程指数 $m$：

$m_1=1+0.5(k_1-1)=1+0.5(1.39-1)=1.195$

$m_2=1+0.62(k_2-1)=1+0.62(1.39-1)=1.242$

$m_3=1+0.75(k_3-1)=1+0.75(1.39-1)=1.292$

$m_4=1+0.88(k_4-1)=1+0.88(1.40-1)=1.352$

$m_5=k_5=1.40$

$m_6=k_6=1.40$

各级相对余隙 $a$ 取：

| 级次 | Ⅰ | Ⅱ | Ⅲ | Ⅳ | Ⅴ | Ⅵ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $a$ (%) | 8.24 | 10 | 11.6 | 12 | 13.07 | 16 |

实际气体的压缩性系数 $\xi$ 查附录四得：

$\xi_{s_5}=1.027$　　$\xi_{d_5}=1.064$

$\xi_{s_6}=1.075$　　$\xi_{d_6}=1.17$

Ⅰ～Ⅳ级的容积系数 $\lambda_v$ 按式2-41进行计算：

$$\lambda_{v_1}=1-a_1\left(\varepsilon_1^{\frac{1}{m_1}}-1\right)=1-0.0824\left(2.94^{\frac{1}{1.195}}-1\right)=0.878$$

$$\lambda_{v_2}=1-a_2\left(\varepsilon_2^{\frac{1}{m_2}}-1\right)=1-0.10\left(3.00^{\frac{1}{1.242}}-1\right)=0.858$$

$$\lambda_{v_3}=1-a_3\left(\varepsilon_3^{\frac{1}{m_3}}-1\right)=1-0.116\left(2.33^{\frac{1}{1.292}}-1\right)=0.893$$

$$\lambda_{v_4}=1-a_4\left(\varepsilon_4^{\frac{1}{m_4}}-1\right)=1-0.12\left(2.82^{\frac{1}{1.352}}-1\right)=0.862$$

Ⅴ～Ⅵ级的容积系数 $\lambda_v$ 按式（2-42）进行计算：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\lambda_{v_5}=1-a_5\left(\frac{\xi_{s_5}}{\xi_{s_5}}\varepsilon_5^{\frac{1}{m_5}}-1\right)=1-0.1307\left(\frac{1.027}{1.064}\times 2.81^{\frac{1}{1.4}}-1\right)=0.867$$

$$\lambda_{v_6}=1-a_6\left(\frac{\xi_{s_5}}{\xi_{s_6}}\varepsilon_6^{\frac{1}{m_6}}-1\right)=1-0.16\left(\frac{1.075}{1.17}\times 2.38^{\frac{1}{1.4}}-1\right)=0.887$$

（2）确定压力系数 $\lambda_P$

选取：$\lambda_{p_1}=0.97$；$\lambda_{p_2}=0.99$；$\lambda_{p_3}=\lambda_{p_4}=\lambda_{p_5}=\lambda_{p_6}=1$

（3）确定加热系数 $\lambda_T$

查图2-11得：$\lambda_{T_1}=0.96$；$\lambda_{T_2}=0.955$；$\lambda_{T_3}=0.962$；$\lambda_{T_4}=0.955$；$\lambda_{T_5}=0.96$；$\lambda_{T_6}=0.965$

（4）确定气密系数 $\lambda_g$

根据结构方案，选取：$\lambda_{g_1}=0.917$；$\lambda_{g_2}=0.920$；$\lambda_{g_3}=0.925$；$\lambda_{g_4}=0.935$；$\lambda_{g_5}=0.950$；$\lambda_{g_6}=0.965$

（5）计算各级排气系数

按式2-52计算，结果列于下表。

| 数　次 | Ⅰ | Ⅱ | Ⅲ | Ⅳ | Ⅴ | Ⅵ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\lambda_c$ | 0.878 | 0.858 | 0.893 | 0.862 | 0.867 | 0.887 |
| $\lambda_p$ | 0.97 | 0.99 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $\lambda_T$ | 0.96 | 0.955 | 0.962 | 0.955 | 0.96 | 0.965 |
| $\lambda_g$ | 0.917 | 0.920 | 0.925 | 0.935 | 0.950 | 0.965 |
| $\lambda=\lambda_c\lambda_p\lambda_T\lambda_g$ | 0.750 | 0.745 | 0.794 | 0.770 | 0.790 | 0.826 |

3）计算干气系数 $\mu_d$

Ⅰ～Ⅲ级按式2-46进行计算，其中各级在进口温度下的饱和蒸汽压 $p_{sa}$ 查表2-7得：$p_{sa_1}=p_{sa_2}=p_{sa_3}=0.06755$

Ⅰ级无水分析出：$\mu_{d_1}=1$

$$\mu_{d_2}=\frac{p_{s_1}^0-\varphi_1 p_{sa_1}}{p_{s_1}^0}\times\frac{p_{s_2}^0}{p_{s_2}^0-\varphi_2 p_{sa_2}}=\frac{1.02-1\times 0.06755}{1.02}$$

$$\times\frac{3}{3-1\times 0.06755}=0.92$$

$$\mu_{d_3}=\frac{p_{s_1}^0-\varphi_1 p_{sa_1}}{p_{s_1}^0}\times\frac{p_{s_3}^0}{p_{s_3}^0-\varphi_3 p_{sa_3}}=\frac{1.02-1\times 0.06755}{1.02}$$

$$\times\frac{9}{9-1\times 0.06755}=0.94$$

Ⅳ～Ⅵ级因压力已超过10公斤/厘米$^2$，可按式2-47计算：

$$\mu_{d_4}=\mu_{d_5}=\mu_{d_6}=\frac{p_{s_1}^0-\varphi_1 p_{sa_1}}{p_{s_1}^0}=\frac{1.02-1\times 0.06755}{1.02}=0.934$$

4）计算抽气系数 $\mu_o$

由设计依据知：$\mu_{o_1}=\mu_{o_2}=\mu_{o_3}=1$；$\mu_{o_4}=\mu_{o_5}=\mu_{o_6}=0.884$

5）计算气缸行程容积



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

Ⅰ～Ⅳ级按式2-51进行计算：

$$V_{t_1}^0=\frac{\mu_{d_1}\mu_{o_1}}{\lambda_1}\times\frac{p_{s_1}^0}{p_{s_1}^0}\times\frac{T_{s_1}^0}{T_{s_1}^0}V_m=\frac{1}{0.75}\times165=220(\text{米}^3/\text{分})$$

$$V_{t_2}^0=\frac{\mu_{d_2}\mu_{o_2}}{\lambda_2}\times\frac{p_{s_1}^0}{p_{s_2}^0}\times\frac{T_{s_2}^0}{T_{s_1}^0}V_m=\frac{0.96\times1}{0.745}\times\frac{1.02}{3}\times\frac{311}{311}\times165$$

$=72.3(\text{米}^3/\text{分})$

$$V_{t_3}^0=\frac{\mu_{d_3}\mu_{o_3}}{\lambda_3}\times\frac{p_{s_1}^0}{p_{s_3}^0}\times\frac{T_{s_3}^0}{T_{s_1}^0}V_m=\frac{0.94\times1}{0.794}\times\frac{1.02}{9}\times\frac{311}{311}\times165$$

$=22.2(\text{米}^3/\text{分})$

$$V_{t_4}^0=\frac{\mu_{d_4}\mu_{o_4}}{\lambda_4}\times\frac{p_{s_1}^0}{p_{s_4}^0}\times\frac{T_{s_4}^0}{T_{s_1}^0}V_m=\frac{0.934\times0.884}{0.77}\times\frac{1.02}{17}\times\frac{311}{311}\times165$$

$=10.7(\text{米}^3/\text{分})$

Ⅴ-Ⅵ级按式2-53进行计算：

$$V_{t_5}^0=\frac{\mu_{d_5}\mu_{o_5}}{\lambda_5}\times\frac{p_{s_1}^0}{p_{s_5}^0}\times\frac{T_{s_5}^0}{T_{s_1}^0}\times\frac{\xi_{s_5}}{\xi_{s_1}}V_m=\frac{0.934\times0.884}{0.790}\times\frac{1.02}{48}$$

$$\times\frac{311}{311}\times\frac{1.027}{1}\times165=3.78(\text{米}^3/\text{分})$$

$$V_{t_6}^0=\frac{\mu_{d_6}\mu_{o_6}}{\lambda_6}\times\frac{p_{s_1}^0}{p_{s_6}^0}\times\frac{T_{s_6}^0}{T_{s_1}^0}\times\frac{\xi_{s_6}}{\xi_{s_1}}V_m=\frac{0.934\times0.884}{0.826}\times\frac{1.02}{135}$$

$$\times\frac{311}{311}\times\frac{1.075}{1}\times165=1.352(\text{米}^3/\text{分})$$

6）确定活塞杆直径$d$

（1）初步确定各级等温功率$N_{is}$及最大轴功率$N$

Ⅰ～Ⅳ级按式2-57进行计算：

$$N_{is_1}=1.634\,p_{s_1}^0V_m\ln\frac{p_{d_1}^0}{p_{s_1}^0}=1.634\times1.02\times165\times\ln\frac{3}{1.02}=295(\text{千瓦})$$

$$N_{is_2}=1.634\,p_{s_1}^0V_m\ln\frac{p_{d_2}^0}{p_{s_2}^0}=1.634\times1.02\times165\times\ln\frac{9}{3}=303(\text{千瓦})$$

$$N_{is_3}=1.634\,p_{s_1}^0V_m\ln\frac{p_{d_3}^0}{p_{s_3}^0}=1.634\times1.02\times165\times\ln\frac{21}{9}=232(\text{千瓦})$$

Ⅳ级以后气量为Ⅰ级气量的88.4%，则：

$$N_{is_4}=1.634\,p_{s_1}^0V_m\mu_{o_4}\ln\frac{p_{d_4}^0}{p_{s_4}^0}=1.634\times1.02\times165\times0.884\times\ln\frac{48}{17}$$

$=251(\text{千瓦})$

Ⅴ～Ⅵ级按式（2-58）进行计算：

$$N_{is_5}=1.634\,p_{s_1}^0V_m\mu_{o_5}\ln\frac{p_{d_5}^0}{p_{s_5}^0}\times\frac{\xi_{s_5}+\xi_{d_5}}{2\xi_{s_5}}=1.634\times1.02\times165\times0.884$$

$$\times\ln\frac{135}{48}\times\frac{1.027+1.064}{2\times1.027}=256(\text{千瓦})$$

$$N_{is_6}=1.634\,p_{s_1}^0V_m\mu_{o_6}\ln\frac{p_{d_6}^0}{p_{s_6}^0}\times\frac{\xi_{s_6}+\xi_{d_6}}{2\xi_{s_6}}=1.634\times1.02\times165\times0.884$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\times \ln\frac{321}{135}\times\frac{1.075+1.17}{2\times 1.075}=220(\text{千瓦})$$

由比较得知：Ⅱ-平-Ⅴ列等温功率最大，所列轴功率也最大。按式2-74求得该列轴功率为：

$$N=\frac{N_{i_3}}{\eta_{i_3}}=\frac{232+256}{0.68}=716(\text{千瓦})$$

其中等温效率 $\eta_{i_3}$，查表2-9后求得。

（2）确定活塞杆直径

根据最大轴功率值查表2-10，初步选取活塞杆直径 $d=90$（毫米）。

7）计算气缸直径

Ⅰ～Ⅱ级是活塞杆不贯穿的双作用气缸，按式2-55进行计算：

$$D_1^0=\sqrt{\frac{2V_{t_1}^0}{\pi sn\lambda}+\frac{d^2}{2}}=\sqrt{\frac{2\times 220}{3.14\times 0.36\times 375\times 1}+\frac{(0.09)^2}{2}}=1.02(\text{米})$$

$$D_2^0=\sqrt{\frac{2V_{t_2}^0}{\pi sn\lambda}+\frac{d^2}{2}}=\sqrt{\frac{2\times 72.3}{3.14\times 0.36\times 375\times 1}+\frac{0.09}{2}}=0.588(\text{米})$$

Ⅲ～Ⅳ级是单作用气缸的轴侧容积，应考虑活塞杆面积影响，应按下式计算：

$$D_3^0=\sqrt{\frac{4V_{t_3}^0}{\pi sn\lambda}+d^2}=\sqrt{\frac{4\times 22.2}{3.14\times 0.36\times 375\times 1}+0.09^2}=0.465(\text{米})$$

$$D_4^0=\sqrt{\frac{4V_{t_4}^0}{\pi sn\lambda}+d^2}=\sqrt{\frac{4\times 10.7}{3.14\times 0.36\times 375\times 1}+0.09^2}=0.331(\text{米})$$

Ⅴ～Ⅵ级是单作用气缸的盖侧容积，按式2-54进行计算：

$$D_5^0=\sqrt{\frac{4V_{t_5}^0}{\pi sn\lambda}}=\sqrt{\frac{4\times 3.78}{3.14\times 0.36\times 375\times 1}}=0.189(\text{米})$$

$$D_6^0=\sqrt{\frac{4V_{t_6}^0}{\pi sn\lambda}}=\sqrt{\frac{4\times 1.352}{3.14\times 0.36\times 375\times 1}}=0.113(\text{米})$$

各级气缸直径按表2-8圆整：

$D_1=1030$（毫米）　$D_2=600$（毫米）　$D_3=470$（毫米）

$D_4=330$（毫米）　$D_5=190$（毫米）　$D_6=115$（毫米）

8）修正各级公称压力和温度

（1）确定各级实际行程容积 $V_t$

$$V_{t_1}=\left(2\times\frac{\pi D_1^2}{4}-\frac{\pi d^2}{4}\right)Sn=\left(2\times\frac{3.14\times 1.03^2}{4}-\frac{3.14\times 0.09^2}{4}\right)\times 0.36\times 375=224(\text{米}^3/\text{分})$$

$$V_{t_2}=\left(2\times\frac{\pi D_2^2}{4}-\frac{\pi d^2}{4}\right)Sn=\left(2\times\frac{3.14\times 0.6^2}{4}-\frac{3.14\times 0.09^2}{4}\right)\times 0.36\times 375=75.5(\text{米}^3/\text{分})$$

$$V_{t_3}=\left(\frac{\pi D_3^2}{4}-\frac{\pi d^2}{4}\right)Sn=\left(\frac{3.14\times 0.47^2}{4}-\frac{3.14\times 0.09^2}{4}\right)\times 0.36\times 375=22.6(\text{米}^3/\text{分})$$

$$V_{t_4}=\left(\frac{\pi D_4^2}{4}-\frac{\pi d^2}{4}\right)Sn=\left(\frac{3.14\times 0.33^2}{4}-\frac{3.14\times 0.09^2}{4}\right)\times 0.36\times 375$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$=10.7$(米³/分)

$$V_{t_5}=\frac{\pi D_5^2}{4}Sn=\frac{3.14\times0.19^2}{4}\times0.36\times375=3.82(\text{米}^3/\text{分})$$

$$V_{t_6}=\frac{\pi D_6^2}{4}Sn=\frac{3.14\times0.115^2}{4}\times0.36\times375=1.40(\text{米}^3/\text{分})$$

（2）修正各级公称压力

按式2-84、式2-85、式2-86进行计算，计算结果见下表。

| 级次 | | Ⅰ | Ⅱ | Ⅲ | Ⅳ | Ⅴ | Ⅵ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 计算行程容积 $V_{t_i}^0$（米³/分） | | 220 | 72.3 | 22.2 | 10.7 | 3.78 | 1.352 |
| 实际行程容积 $V_{ti}$（米³/分） | | 224 | 75.5 | 22.6 | 10.7 | 3.82 | 1.40 |
| $V_{t_i}^0/V_{ti}$ | | 0.983 | 0.959 | 0.983 | 1 | 0.99 | 0.966 |
| 修正系数 $\beta_i=\frac{V_{t1}}{V^0_{t1}}\times\frac{V^0_{ti}}{V_{ti}}$ | | 1 | 0.976 | 1 | 1.018 | 1.01 | 0.984 |
| 初步确定的公称压力（公斤/厘米²） | $p_s^0$ | 1.02 | 3 | 9 | 17 | 48 | 135 |
| | $p_d^0$ | 3 | 9 | 21 | 48 | 135 | 321 |
| 修正后的公称压力（公斤/厘米²） | $p_s$ | 1.02 | 2.93 | 9 | 17.3 | 48.5 | 132.8 |
| | $p_d$ | 2.93 | 9 | 21.4 | 48.3 | 132.8 | 321 |
| 修正后的公称压力比 $\varepsilon$ | | 2.87 | 3.07 | 2.38 | 2.80 | 2.74 | 2.42 |

（3）修正各级排气温度

Ⅰ～Ⅳ级按式2-23进行计算，Ⅴ-Ⅵ级按式2-25进行计算。计算结果列于下表。

| 级次 | | Ⅰ | Ⅱ | Ⅲ | Ⅳ | Ⅴ | Ⅵ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 压力比 $\varepsilon$ | | 2.87 | 3.07 | 2.38 | 2.80 | 2.74 | 2.42 |
| 吸气温度 $T_s$(°K) | | 311 | 311 | 311 | 311 | 311 | 311 |
| $\frac{k-1}{k}$ | | 0.281 | 0.281 | 0.286 | 0.286 | 0.286 | 0.286 |
| $\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$ | | 1.345 | 1.371 | 1.276 | 1.343 | 1.334 | 1.288 |
| 排气温度 | $T_d$ (°K) | 418 | 427 | 397 | 417 | 415 | 400 |
| | $t_d$ (°C) | 145 | 154 | 124 | 144 | 142 | 127 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

9）计算活塞力

（1）计算气缸内实际吸排气压力

按式2-68、式2-69进行计算，其中 $\delta_s$、$\delta_d$ 查图2-15，计算结果列于下表。

| 级次 | 修正后的公称压力（公斤/厘米²） $p_s$ | $p_d$ | 相对压力损失（%） $\delta_s$ | $\delta_d$ | $1-\delta_s$ | $1+\delta_d$ | 实际压力（公斤/厘米²） $p'_s=p_s(1-\delta_s)$ | $p'_d=p_d(1+\delta_d)$ | 实际压力比 $\varepsilon'=\frac{p_d'}{p_s'}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ⅰ | 1.02 | 2.93 | 4.6 | 8 | 0.954 | 1.08 | 0.973 | 3.16 | 3.25 |
| Ⅱ | 2.93 | 9 | 3.2 | 6.2 | 0.968 | 1.062 | 2.85 | 9.56 | 3.36 |
| Ⅲ | 9 | 21.4 | 2.5 | 4.9 | 0.975 | 1.049 | 8.78 | 22.4 | 2.55 |
| Ⅳ | 17.3 | 48.5 | 2.1 | 3.9 | 0.979 | 1.039 | 16.95 | 50.4 | 2.97 |
| Ⅴ | 48.5 | 132.8 | 1.7 | 2.5 | 0.983 | 1.025 | 47.7 | 136 | 2.86 |
| Ⅵ | 132.8 | 321 | 1.2 | 2.1 | 0.988 | 1.021 | 131 | 328 | 2.50 |

（2）计算各列的活塞力

按式1-5进行计算，计算结果列于下表（见下页）。

10）计算轴功率，选取电动机。

（1）计算各级指示功率

Ⅰ～Ⅳ级按式2-64进行计算：

$$N_{id_1}=1.634 p_{s_1} V_{t_1} \lambda_{v_1} \frac{k_1}{k_1-1}\left[\left(\frac{p'_{d_1}}{p'_{s_1}}\right)^{\frac{k_1-1}{k_1}}-1\right]=1.634\times 1.02\times 224\times 0.878$$

$$\times \frac{1.39}{1.39-1}\left[\left(\frac{3.16}{0.973}\right)^{\frac{1.39-1}{1.39}}-1\right]=459(\text{千瓦})$$

$$N_{id_2}=1.634 p_{s_2} V_{t_2} \lambda_{v_2} \frac{k_2}{k_2-1}\left[\left(\frac{p'_{d_2}}{p'_{s_2}}\right)^{\frac{k_2-1}{k_2}}-1\right]=1.634\times 2.93\times 75.5\times 0.858$$

$$\times \frac{1.39}{1.39-1}\left[\left(\frac{9.56}{2.85}\right)^{\frac{1.39-1}{1.39}}-1\right]=448(\text{千瓦})$$

$$N_{id_3}=1.634 p_{s_3} V_{t_3} \lambda_{v_3} \frac{k_3}{k_3-1}\left[\left(\frac{p'_{d_3}}{p'_{s_3}}\right)^{\frac{k_3-1}{k_3}}-1\right]=1.634\times 9\times 22.6\times 0.893$$

$$\times \frac{1.39}{1.39-1}\left[\left(\frac{22.4}{8.78}\right)^{\frac{1.39-1}{1.39}}-1\right]=318(\text{千瓦})$$

$$N_{id_4}=1.634 p_{s_4} V_{t_4} \lambda_{v_4} \frac{k_4}{k_4-1}\left[\left(\frac{p'_{d_4}}{p'_{s_4}}\right)^{\frac{k_4-1}{k_4}}-1\right]=1.634\times 17.3\times 10.7\times 0.862$$

$$\times \frac{1.4}{1.4-1}\left[\left(\frac{50.4}{16.95}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}-1\right]=332(\text{千瓦})$$

Ⅴ-Ⅵ级按式2-65进行计算：

$$N_{id_5}=1.634\ p_{s_5} V_{t_5} \lambda_{v_5} \frac{k_{T_5}}{k_{T_5}-1}\left[\left(\frac{p'_{d_5}}{p'_{s_5}}\right)^{\frac{k_{T_5}-1}{k_{T_5}}}-1\right]\frac{\xi_{s_5}+\xi_{d_5}}{2\xi_{s_5}}$$

$$=1.634\times 48.5\times 3.82\times 0.867\times \frac{1.4}{1.4-1}\left[\left(\frac{136}{47.7}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}-1\right]\times$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 级次 | 内止点 | | | | | | 外止点 | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 正 | | | 负 | | | 正 | | | 负 | | |
| | 排气压力 $p'_d$（公斤/厘米²） | 轴侧活塞面积 $F'$（厘米²） | 轴侧活塞力 $p'_dF'$（公斤） | 吸气压力 $p'_s$（公斤/厘米²） | 盖侧活塞面积 $F''$（厘米²） | 盖侧活塞力 $p'_sF''$（公斤） | 吸气压力 $p'_s$（公斤/厘米²） | 轴侧活塞面积 $F'$（厘米²） | 轴侧活塞力 $p'_sF'$（公斤） | 排气压力 $p'_d$（公斤/厘米²） | 盖侧活塞面积 $F''$（厘米²） | 盖侧活塞力 $p'_dF''$（公斤） |
| Ⅰ | 3.16 | 8264 | 26100 | 0.973 | 8328 | 8100 | 0.973 | 8264 | 8040 | 3.16 | 8328 | 26300 |
| Ⅰ列活塞力 $P_I$（公斤） | $P_I'=26100-8100$ 18000 | | | | | | $P_I''=8040-26300=-18260$ | | | | | |
| Ⅱ | 9.56 | 2763.8 | 26450 | 2.85 | 2827.4 | 8060 | 2.85 | 2763.8 | 7890 | 9.56 | 2827.4 | 27100 |
| Ⅱ列活塞力 $P_{II}$（公斤） | $P_{II}'=26450-8060=18390$ | | | | | | $P_{II}''=7890-27100=-19200$ | | | | | |
| Ⅲ | 22.4 | 1671.3 | 37400 | | | | 8.78 | 1671.3 | 14650 | | | |
| Ⅴ | | | | 47.7 | 283.5 | 13520 | | | | 136 | 283.5 | 38500 |
| 平衡容积 | | | | 1.02 | 1451.4 | 1481 | | | | 1.02 | 1451.4 | 1481 |
| Ⅲ-平-Ⅴ列活塞力 $P_{III-平-V}$（公斤） | $P'_{III-平-V}=37400-13520-1481=22399$ | | | | | | $P''_{III-平-V}=14650-38500-1481=-25331$ | | | | | |
| Ⅳ | 50.4 | 791.7 | 39900 | | | | 16.95 | 791.7 | 13420 | | | |
| Ⅵ | | | | 131 | 107 | 14000 | | | | 328 | 107 | 35100 |
| 平衡容积 | | | | 1.02 | 748.3 | 764 | | | | 1.02 | 748.3 | 764 |
| Ⅳ-平-Ⅵ列活塞力 $P_{IV-平-VI}$（公斤） | $P'_{IV-平-VI}=39900-14000-764=25136$ | | | | | | $P''_{IV-平-VI}$ 13420-35100-764=-22444 | | | | | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\frac{1.027+1.064}{2\times1.027}=327(千瓦)$$

$$N_{id_6}=1.63\,p4_{s6}V_{t6}\lambda_{v6}\frac{k_{T6}}{k_{T6}-1}\left[\left(\frac{p'_{d6}}{p'_{s6}}\right)^{\frac{k_{T6}-1}{k_{T6}}}-1\right]\frac{\xi_{s6}+\xi_{d6}}{2\xi_{s6}}$$

$$=1.634\times132.8\times1.40\times0.887\times\frac{1.4}{1.4-1}\left[\left(\frac{328}{131}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}-1\right]$$

$$\times\frac{1.075+1.17}{2\times1.075}=295(千瓦)$$

总的指示功率$N_{id}$为：

$$N_{id}=\sum N_{id_6}=459+448+318+332+327+295=2179(千瓦)$$

（2）计算轴功率$N$

按式2-71进行计算，并选取机械效率$\eta_m=0.92$，则：

$$N=\frac{N_{id}}{\eta_m}=\frac{2179}{0.92}=2370(千瓦)$$

（3）选用电动机

选用同步电动机：功率$N_e=2500$（千瓦），转数$n=375$转/分，功率贮备$=\frac{N_e-N}{N}$

$=\frac{2500-2370}{2370}\times100\%=5.6\%$。

一般压缩机电动机功率贮备在5%～15%即可满足要求。

**二、压缩机复算性计算举例**

1.设计依据：现因工艺流程的改革，其参数与前例不同（参见下面），但仍采用前例机器，试用复算性计算算出各级压力、温度，并核算活塞力、功率是否满足要求。

1）各段压缩气体的组成成分如下：

| 成　分 | $H_2$ | CO | $CO_2$ | $N_2$ | $CH_4+Ar$ | $O_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 第一段 | 50.60 | 2.00 | 30.15 | 16.80 | 0.38 | 0.07 |
| 第二段 | 71.35 | 2.80 | 1.55 | 23.75 | 0.45 | 0.1 |
| 第三段 | 74.66 | | | 24.84 | 0.50 | |

2）排气量及各段中间抽气量：排气量：$V_m=165$（米³/分）。抽气量：第二段气量为第一段气量的67%，第三段气量为第一段气量的63%。

3）各段吸排气压力：第一段：吸气压力1.05（公斤/厘米²），排气压力19（公斤/厘米²）；第二段：吸气压力18（公斤/厘米²），排气压力126（公斤/厘米²）；第三段：吸气压力124（公斤/厘米²），排气压力321（公斤/厘米²）。

4）各段吸气温度：第一段40（℃）；第二段35（℃）；第三段35（℃）。

5）气体相对湿度$\varphi=1$。

2.复算性计算：采用分段复算法。

1）第一段，从1.05公斤/厘米²压至19公斤/厘米²，采用三级压缩。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（1）第一次复算

①确定各级行程容积：

由原设计计算知：$V_{t_1}=224$（米$^3$/分）；$V_{t_2}=75.5$（米$^3$/分）；$V_{t_3}=22.6$（米$^3$/分）。

②按式2-80计算各级公称压力和压力比：

$p_{s_1}=105$（公斤/厘米$^2$）；　$p_{d_3}=19$（公斤/厘米$^2$）都为已知；

$$p_{d_1}=p_{s_2}=\frac{p_{s_1}V_{t_1}}{V_{t_2}}=\frac{1.05\times224}{75.5}=3.12\text{（公斤/厘米}^2\text{）}$$

$$p_{d_2}=p_{s_3}=\frac{p_{s_1}V_{t_1}}{V_{t_3}}=\frac{1.05\times224}{22.6}=10.4\text{（公斤/厘米}^2\text{）}$$

$$\varepsilon_1=\frac{p_{d_1}}{p_{s_1}}=\frac{3.12}{1.05}=2.97$$

$$\varepsilon_2=\frac{p_{d_2}}{p_{s_2}}=\frac{10.4}{3.12}=3.34$$

$$\varepsilon_3=\frac{p_{d_3}}{p_{s_3}}=\frac{19}{10.4}=1.83$$

③计算各级排气温度：

首先按式2-22求得混合气体绝热指数，其中各组成气体的绝热指数查表2-1。经计算后，得：$k_1=k_2=k_3=1.37$。

按式2-23进行计算，求得的排气温度列于下表。

| 级次 | 吸气温度 $t_s$（℃） | 吸气温度 $T_s$（°K） | 压力比 $\varepsilon$ | $\frac{k-1}{k}$ | $\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$ | 排气温度 $T_d=T_s\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$（°K） | 排气温度 $t_d$（℃） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ⅰ | 40 | 313 | 2.97 | 0.27 | 1.341 | 420 | 127 |
| Ⅱ | 40 | 313 | 3.34 | 0.27 | 1.394 | 434 | 161 |
| Ⅲ | 40 | 313 | 1.83 | 0.27 | 1.177 | 368 | 95 |

④计算各级容积系数 $\lambda_v$：

先按表2-5计算多方膨胀指数$m$得：

$m_1=1+0.5(k_1-1)=1+0.5(1.37-1)=1.185$

$m_2=1+0.62(k_2-1)=1+0.62(1.37-1)=1.229$

$m_3=1+0.75(k_3-1)=1+0.75(1.37-1)=1.277$

后按式2-41计算各级容积系数$\lambda_v$：

$$\lambda_{v1}=1-a_1(\varepsilon_1^{\frac{1}{m_1}}-1)=1-0.0824(2.97^{\frac{1}{1.185}}-1)=0.875$$

$$\lambda_{v2}=1-a_2(\varepsilon_2^{\frac{1}{m_2}}-1)=1-0.10(3.34^{\frac{1}{1.229}}-1)=0.833$$

$$\lambda_{v3}=1-a_3(\varepsilon_3^{\frac{1}{m_3}}-1)=1-0.116(1.83^{\frac{1}{1.277}}-1)=0.93$$

⑤计算常数$C$及精确度$B$：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

按式2-78和式2-81进行计算得：

$$C_1=\frac{p_{s_1}}{p_{s_1}}\times\frac{T_{s_1}}{T_{s_1}}\times\frac{\lambda_{v_1}}{\mu_{0_1}}V_{t_1}=\frac{1.05}{1.05}\times\frac{313}{313}\times\frac{0.875}{1}\times224=196$$

$$C_2=\frac{p_{s_2}}{p_{s_1}}\times\frac{T_{s_1}}{T_{s_2}}\times\frac{\lambda_{v_2}}{\mu_{0_2}}V_{t_2}=\frac{3.12}{1.05}\times\frac{313}{313}\times\frac{0.833}{1}\times75.5=187$$

$$C_3=\frac{p_{s_3}}{p_{s_1}}\times\frac{T_{s_1}}{p_{s_3}}\times\frac{\lambda_{v_3}}{\mu_{0_3}}V_{t_3}=\frac{10.4}{1.05}\times\frac{313}{313}\times\frac{0.93}{1}\times22.6=208$$

$$B_1=\frac{C_{\min}}{C_{\max}}=\frac{187}{208}=0.90$$

因$B_1=0.90<0.97$，精确度还不够，需进行第二次复算。

（2）第二次复算

第二次复算后，各符号均加上角“′”，以示区别。

按式2-82进行计算，得各级第二次假定的压力$P_s'$，然后按第一次复算的顺序进行计算，计算结果列于下表。

| 级次 | $p_s'$ | $p_d'$ | $\varepsilon'$ | $T_s'$ | $T_d'$ | $\lambda_v'$ | $C'$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ⅰ | 1.05 | 3.19 | 3.04 | 313 | 422 | 0.872 | 195 |
| Ⅱ | 3.19 | 10.1 | 3.16 | 313 | 428 | 0.845 | 194 |
| Ⅲ | 10.1 | 19 | 1.88 | 313 | 372 | 0.927 | 202 |

精确度：$B_1=\frac{194}{202}=0.961<0.97\sim0.98$，精确度还不够，需进行第三次复算

（3）第三次复算

第三次复算后，各符号均加上角“″”，以示区别。

第三次复算按第二次复算顺序进行计算，计算结果列于下表。

| 级次 | $p_s''$ | $p_d''$ | $\varepsilon''$ | $T_s''$ | $T_d''$ | $\lambda_v''$ | $C''$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ⅰ | 1.05 | 3.20 | 3.05 | 313 | 422 | 0.872 | 195 |
| Ⅱ | 3.20 | 9.94 | 3.10 | 313 | 424 | 0.849 | 195.5 |
| Ⅲ | 9.94 | 19 | 1.91 | 313 | 373 | 0.923 | 197.5 |

精确度：$B_1=\frac{195}{197.5}=0.988>0.97\sim0.98$，已符合要求

2）第二段，从18（公斤/厘米²）压至126（公斤/厘米²），采用二级压缩。

（1）第一次复算

①确定各级行程容积：

由原设计计算知：$V_{t_4}=10.7$（米³/分）；$V_{t_5}=3.82$（米³/分）。

②按式2-80计算各级公称压力和压力比：

$p_{s_4}=18$（公斤/厘米²）；$p_{d_5}=126$（公斤/厘米²）都为已知；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$p_{s_4}=p_{s_5}=\frac{p_{s_4}V_{t_4}}{V_{t_5}}=\frac{18\times10.7}{3.82}=50.4\text{（公斤/厘米}^2\text{）}$$

$$\varepsilon_4=\frac{p_{d_4}}{p_{s_4}}=\frac{50.4}{18}=2.80$$

$$\varepsilon_5=\frac{p_{d_5}}{p_{s_5}}=\frac{126}{50.4}=2.50$$

③计算各级排气温度：

首先按式 2-22 进行计算，求得Ⅳ级混合气体绝热指数：$k_4=1.402$。Ⅴ级的气体绝热指数查表 2-3 得 $k_5=1.4$。

按式 2-23 进行计算，求得排气温度列下表。

| 级次 | 吸气温度 $t_s$ (℃) | 吸气温度 $T_s$ (°K) | 压力比 $\varepsilon$ | $\frac{k-1}{k}$ | $\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$ | 排气温度 $T_d=T_s\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$ (°K) | 排气温度 $t_d$ (℃) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ⅳ | 35 | 308 | 2.80 | 0.286 | 1.342 | 414 | 141 |
| Ⅴ | 40 | 313 | 2.50 | 0.286 | 1.30 | 407 | 134 |

④计算各级容积系数 $\lambda_v$：

先按表 2-5 计算多方膨胀指数 $m$ 得：

$$m_4=1+0.88(k_4-1)=1+0.88(1.402-1)=1.354$$

$$m_5=k_{T_5}=1.40$$

后按式 2-41 计算Ⅳ级容积系数 $\lambda_{v_4}$：

$$\lambda_{v_4}=1-a_4(\varepsilon_4^{\frac{1}{m_4}}-1)=1-0.12\,(2.8^{\frac{1}{1.354}}-1)=0.863$$

按式2-42计算Ⅴ级容积系数 $\lambda_{v_5}$，其中压缩性系数查附录得 $\xi_{s_5}=1.027$；$\xi_{d_5}=1.064$。

$$\lambda_{v_5}=1-a_5\left(\frac{\xi_{s_5}}{\xi_{d_5}}\varepsilon_5^{\frac{1}{m_5}}-1\right)=1-0.1307\left(\frac{1.027}{1.064}\times2.5^{\frac{1}{1.4}}-1\right)=0.888$$

⑤计算常数 $C$ 及精确度 $B$：

Ⅳ级按式 2-78，Ⅴ级按式 2-79 进行计算：

$$C_4=\frac{p_{s_4}}{p_{s_1}}\times\frac{T_{s_1}}{T_{s_4}}\times\frac{\lambda_{v_4}}{\mu_{04}}V_{t_4}=\frac{18}{1.05}\times\frac{313}{308}\times\frac{0.863}{0.67}\times10.7=240$$

$$C_5=\frac{p_{s_5}}{p_{s_1}}\times\frac{T_{s_1}}{T_{s_5}}\times\frac{\lambda_{v_5}}{\mu_{05}}\times\frac{\xi_{s_1}}{\xi_{s_5}}V_{t_5}=\frac{50.4}{1.05}\times\frac{313}{313}\times\frac{0.888}{0.67}\times\frac{1}{1.027}\times3.82=237$$

按式2-81进行计算，求得精确度 $B_u$ 为：

$$B_u=\frac{C_{\min}}{C_{\max}}=\frac{C_1''}{C_4}=\frac{195}{240}=0.815<0.97\sim0.98$$，精确度还不够，需进行第二次复算。

（2）第二次复算

由第一次复算结果知，$C_4$ 与 $C_5$ 很接近，但与 $C_1''$ 相差很大，所以必须改变缸径，减小



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

气缸行程容积，使 $C_4$，$C_5$ 与 $C_1''$ 接近。

改变后的Ⅳ级Ⅴ级气缸行程容积 $V_{t_4}'$、$V_{t_5}'$ 为：

$$V_{t_4}'=V_{t_4}\frac{C_1''}{C_4}=10.7\times\frac{195}{240}=8.7\text{（米}^3\text{/分）}$$

$$V_{t_5}'=V_{t_5}\frac{C_1''}{C_5}=3.82\times\frac{195}{237}=3.14\text{（米}^3\text{/分）}$$

求得缸径为：

$$D_4'=\sqrt{\frac{4V_{t_4}'}{\pi Sn}+d^2}=\sqrt{\frac{3\times8.7}{3.14\times0.36\times375}+0.09^2}=0.3002\text{（米）}$$

$$D_5'=\sqrt{\frac{4V_{t_5}'}{\pi Sn}}=\sqrt{\frac{4\times3.14}{3.14\times0.36\times375}}=0.172\text{（米）}$$

按表2-8圆整得：$D_4''=300$（毫米）；$D_5''=170$（毫米）。

缸径圆整后的气缸行程容积：

$$V_{t_4}''=\left(\frac{\pi}{4}D_4''^2-\frac{\pi}{4}d^2\right)Sn=\left(\frac{\pi}{4}\times0.30^2-\frac{\pi}{4}\times0.09^2\right)\times0.36\times375$$

$$=8.68\text{（米}^3\text{/分）}$$

$$V_{t_5}''=\frac{\pi}{4}D_5''^2Sn=\frac{\pi}{4}\times0.17^2\times0.36\times375=3.06\text{（米}^3\text{/分）}$$

确定了各级的行程容积后，可按第一次复算的顺序进行计算，计算结果列于下表。

| 级次 | $p_s'$ | $p_d'$ | $\varepsilon'$ | $T_s'$ | $T_d'$ | $\lambda_v'$ | $C'$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ⅳ | 18 | 51 | 2.83 | 308 | 415 | 0.861 | 191.5 |
| Ⅴ | 51 | 126 | 2.47 | 313 | 405 | 0.89 | 192.5 |

精确度：$B_0'=\frac{C_{\min}}{C_{\max}}=\frac{C_5'}{C_3''}=\frac{192.5}{197.5}=0.975>0.97$，已符合要求

3）第三段，从124公斤/厘米²压至321公斤/厘米²，采用一级压缩。

（1）第一次复算

用上述的方法进行复算，计算结果列于下表。

| 级次 | $p_s$ | $p_d$ | $\varepsilon$ | $k_T$ | $T_s$ | $T_d$ | $m$ | $\xi_s$ | $\xi_d$ | $a$ | $\lambda$ | $v_i$ | $c$ | $B_3$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ⅵ | 124 | 321 | 259 | 1.402 | 308 | 405 | 1.402 | 1.071 | 1.16 | 16 | 0.869 | 1.40 | 216 | $\frac{192.5}{216}=0.89$ |

精确度不够，必需进行第二次复算。因 $C_5$ 与前 $n$ 级 $C$ 值相差较大，必须改变Ⅵ级缸径，减小Ⅵ级气缸行程容积，使其 $C_5$ 值与前 $n$ 级 $C$ 值接近。

（2）第二次复算

经修改后的Ⅵ级气缸行程容积及缸径为：

$$V_{t_6}'=V_{t_6}\frac{C_1''}{C_6}=1.40\times\frac{195}{216}=1.26\text{（米}^3\text{/分）}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$D'_6=\sqrt{\frac{4V'_{t_6}}{\pi Sn}}=\sqrt{\frac{4\times1.26}{3.14\times0.36\times375}}=0.109\text{（米）}$$

圆整后的缸径与气缸行程容积：

$D''_6=110$（毫米）

$$V''_{t_6}=\frac{\pi}{4}D''^2_6Sn=\frac{3.14}{4}\times0.11^2\times0.36\times375=1.28\text{（米}^3\text{/分）}$$

缸径圆整后的计算常数 $C'_6$ 及精确度 $B'_m$：

$$C'_6=C_6\frac{V''_{t_6}}{V'_{t_6}}=216\times\frac{1.28}{1.40}=197.5$$

$$B'_m=\frac{C_{min}}{C_{max}}=\frac{C'_5}{C'_6}=\frac{192.5}{197.5}=0.975>0.97,\ \text{已符合要求。}$$

3.计算各列活塞力

1）计算气缸内实际吸排气压力

按式 2-68、式 2-69 进行计算，其中 $\delta_s$、$\delta_d$ 查图 2-15，计算结果列于下表。

| 级次 | 公称压力（公斤/厘米²） | | 相对压力损失（%） | | $1-\delta_s$ | $1+\delta_d$ | 实际压力（公斤/厘米²） | | 实际压力比 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $p_s$ | $p_d$ | $\delta_s$ | $\delta_d$ | | | $p'_s$ | $p'_d$ | $\varepsilon'$ |
| Ⅰ | 1.05 | 3.20 | 0.045 | 0.08 | 0.955 | 1.08 | 1.003 | 3.46 | 3.45 |
| Ⅱ | 3.20 | 9.94 | 0.032 | 0.06 | 0.968 | 1.06 | 3.09 | 10.5 | 3.4 |
| Ⅲ | 9.94 | 19 | 0.025 | 0.05 | 0.975 | 1.05 | 9.69 | 19.95 | 2.06 |
| Ⅳ | 18 | 51 | 0.02 | 0.04 | 0.98 | 1.04 | 17.65 | 53.1 | 3.01 |
| Ⅴ | 51 | 126 | 0.015 | 0.03 | 0.985 | 1.03 | 50.2 | 130 | 2.59 |
| Ⅵ | 124 | 321 | 0.012 | 0.02 | 0.988 | 1.02 | 122.5 | 328 | 2.68 |

2）计算各列的活塞力

按式 1-5 进行计算，计算结果列于下表（见下页）。

4.计算轴功率，选取电动机

1）计算各级指示功率

Ⅰ～Ⅳ级按式2-64进行计算：

$$N_{id_1}=1.634\,p_{s_1}V_{t_1}\lambda_{v_1}\frac{k_1}{k_1-1}\left[\left(\frac{p'_{d_1}}{p'_{s_1}}\right)^{\frac{k_1-1}{k_1}}-1\right]$$

$$=1.634\times1.05\times224\times0.872\times\frac{1.37}{1.37-1}\left[\left(\frac{3.46}{1.003}\right)^{\frac{1.37-1}{1.37}}-1\right]$$

$$=494\text{（千瓦）}$$

$$N_{id_2}=1.634\,p_{s_2}V_{t_2}\lambda_{v_2}\frac{k_2}{k_2-1}\left[\left(\frac{p'_{d_2}}{p'_{s_2}}\right)^{\frac{k_2-1}{k_2}}-1\right]$$

$$=1.634\times3.2\times75.5\times0.849\times\frac{1.37}{1.37-1}\left[\left(\frac{10.5}{3.09}\right)^{\frac{1.37-1}{1.37}}-1\right]$$

$$=485\text{（千瓦）}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 级次 | 内止点 | | | | | | 外止点 | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 正 | | | 负 | | | 正 | | | 负 | | |
| | 排气压力 $p'_d$ (公斤/厘米²) | 轴侧活塞面积 $F'$ (厘米²) | 轴侧活塞力 $p'_dF'$ (公斤) | 吸气压力 $p'_s$ (公斤/厘米²) | 盖侧活塞面积 $F''$ (厘米²) | 盖侧活塞力 $p'_sF''$ (公斤) | 吸气压力 $p'_s$ (公斤/厘米²) | 轴侧活塞面积 $F'$ (厘米²) | 轴侧活塞力 $p'_sF'$ (公斤) | 排气压力 $p'_d$ (公斤/厘米²) | 盖侧活塞面积 $F''$ (厘米²) | 盖侧活塞力 $p'_dF''$ (公斤) |
| Ⅰ | 3.46 | 8264 | 28600 | 1.003 | 8328 | 8360 | 1.003 | 8264 | 8300 | 3.46 | 8328 | 28800 |
| Ⅰ列活塞力 $P_{Ⅰ}$(公斤) | $P_{Ⅰ}'=28600-8360=20240$ | | | | | | $P_{Ⅰ}''=8300-28800=-20500$ | | | | | |
| Ⅱ | 10.5 | 2763.8 | 29000 | 3.09 | 2827.4 | 8750 | 3.09 | 2763.8 | 8550 | 10.5 | 2827.4 | 29700 |
| Ⅱ列活塞力 $P_{Ⅱ}$(公斤) | $P_{Ⅱ}'=29000-8750=20250$ | | | | | | $P_{Ⅱ}''=8550-29750=-21200$ | | | | | |
| Ⅲ | 19.95 | 1671.3 | 33400 | | | | 9.69 | 1671.3 | 16200 | | | |
| Ⅴ | | | | 50.2 | 227 | 11400 | | | | 130 | 227 | 29500 |
| 平衡容积 | | | | 3.2 | 1508 | 4820 | | | | 3.2 | 1508 | 4820 |
| Ⅲ-平-Ⅴ列活塞力 $P_{Ⅲ-平-Ⅴ}$(公斤) | $P'_{Ⅲ-平-Ⅴ}=33400-11400-4820=17180$ | | | | | | $P''_{Ⅲ-平-Ⅴ}=16200-29500-4820=-18120$ | | | | | |
| Ⅳ | 53.1 | 643.3 | 34100 | | | | 17.65 | 643.3 | 11350 | | | |
| Ⅵ | | | | 122.5 | 95 | 11650 | | | | 328 | 95 | 31200 |
| 平衡容积 | | | | 3.2 | 611.9 | 1960 | | | | 3.2 | 611.9 | 1960 |
| Ⅳ-平-Ⅵ列活塞力 $P_{Ⅳ-平-Ⅵ}$(公斤) | $P'_{Ⅳ-平-Ⅵ}=34100-11650-1960=20490$ | | | | | | $P''_{Ⅳ-平-Ⅵ}=11350-31200-1960=-21810$ | | | | | |

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$N_{id_3}=1.634p_{s_3}V_{t_3}\lambda_{v_3}\frac{k_3}{k_3-1}\left[\left(\frac{p'_{d_3}}{p'_{s_3}}\right)^{\frac{k_3-1}{k_3}}-1\right]$$

$$=1.634\times9.94\times22.6\times0.923\times\frac{1.37}{1.37-1}\left[\left(\frac{19.95}{9.69}\right)^{\frac{1.37-1}{1.37}}-1\right]$$

$$=272\text{（千瓦）}$$

$$N_{id_4}=1.634p_{s_4}V_{t_4}\lambda_{v_4}\frac{k_4}{k_4-1}\left[\left(\frac{p'_{d_4}}{p'_{s_4}}\right)^{\frac{k_4-1}{k_4}}-1\right]$$

$$=1.634\times18\times8.68\times0.861\times\frac{1.402}{1.402-1}\left[\left(\frac{153.1}{17.65}\right)^{\frac{1.402-1}{1.402}}-1\right]$$

$$=285\text{（千瓦）}$$

Ⅴ～Ⅶ级按式2-65进行计算：

$$N_{id_5}=1.634p_{s_5}V_{t_5}\lambda_{v_5}\frac{k_{T_5}}{k_{T_5}-1}\left[\left(\frac{p'_{d_5}}{p'_{s_5}}\right)^{\frac{k_{T_5}-1}{k_{T_5}}}-1\right]\frac{\xi_{s_5}+\xi_{d_5}}{2\xi_{s_5}}$$

$$=1.634\times51\times3.06\times0.89\times\frac{1.4}{1.4-1}\left[\left(\frac{130}{50.2}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}-1\right]$$

$$\times\frac{1.027+1.064}{2\times1.027}=253\text{（千瓦）}$$

$$N_{id_6}=1.634p_{s_6}V_{t_6}\lambda_{v_6}\frac{k_{T_6}}{k_{T_6}-1}\left[\left(\frac{p'_{d_6}}{p'_{s_6}}\right)^{\frac{k_{T_6}-1}{k_{T_6}}}-1\right]\frac{\xi_{s_6}+\xi_{d_6}}{2\xi_{s_6}}$$

$$=1.634\times124\times1.28\times0.869\times\frac{1.4}{1.4-1}\left[\left(\frac{328}{122.5}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}-1\right]$$

$$\times\frac{1.071+1.16}{2\times1.071}=263\text{（千瓦）}$$

总的指示功率 $N_{id}$ 为：

$$N_{id}=\Sigma N_{id_i}=494+485+272+285+253+263=2052\text{（千瓦）}$$

2）计算轴功率 $N$

按式2-71进行计算，并选取机械效率 $\eta_m=0.92$，则：

$$N=\frac{N_{id}}{\eta_m}=\frac{2052}{0.92}=2230\text{（千瓦）}$$

3）选用电动机

选用同步电动机：功率 $N_e=2500$（千瓦），转数 $n=375$ 转/分，功率贮备 $=\frac{N_e-N}{N}$

$=\frac{2500-2230}{2230}\times100\%=11.7\%$。

一般压缩机电动机的功率贮备在5%～15%即可满足。

5.复核排气量

首先求得Ⅰ级的排气系数 $\lambda_1=\lambda_{v_1}\lambda_{T_1}\lambda_{p_1}\lambda_{g_1}$。其中已知 $\lambda_{v_1}=0.872$；查图2-11得 $\lambda_{T_1}=0.95$。按工作情况选取 $\lambda_{p_1}=0.97$；$\lambda_{g_1}=0.917$。所以，得Ⅰ级排气系数 $\lambda_1=0.872\times0.95\times0.97\times0.917=0.736$。

按式2-49进行计算求得排气量：

$V_m=\lambda_1V_{t_1}=0.736\times224=165$ 米³/分，符合设计要求。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 三、超高压压缩机计算

**例：** 一超高压乙烯气体压缩机，已知排气量为4000标准米³/分，作二级压缩，各级操作条件规定如下：

| 公称压力（公斤/厘米²） | | | | 温度（°C） | |
|---|---|---|---|---|---|
| Ⅰ级吸气 | Ⅰ级排气 | Ⅱ级吸气 | Ⅱ级排气 | Ⅰ级吸气 | Ⅱ级排气 |
| 251 | 951 | 951 | 1751 | 30 | 70 |

试求压缩机的理论功率和各级吸气容积。

**解：** 1.从附录四中乙烯的 $\ln p$–$i$ 图，作出压缩机的理论工作过程图（图2-21），并从图上求得各级吸排气状态的热力参数。这时，压缩过程可看成绝热压缩（即等熵）过程；而Ⅰ级出口气体在冷却器中的冷却过程是等压过程。从 $\ln p$–$i$ 图上查到的热力参数见下表。

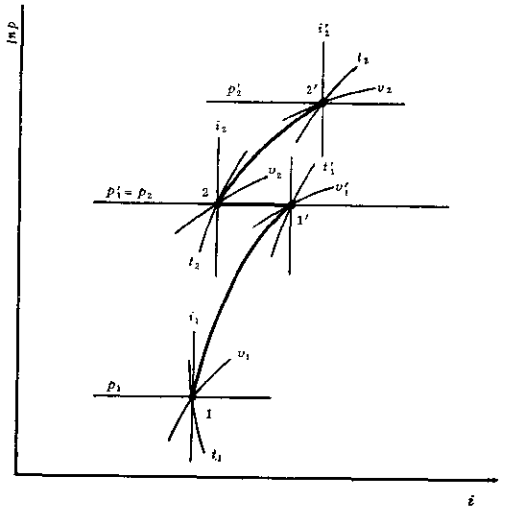



图 2-21 $\ln p$–$i$ 图上的两级绝热压缩过程

1-1'—Ⅰ级绝热压缩（等熵）；1'-2—等压冷却；2-2'—Ⅱ级绝热压缩

| 参数 | 已知 | | 查得 | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | $p$(公斤/厘米²) | $t$ (°C) | $t$ (°C) | $v$(米³/公斤) | $i$(千卡/公斤) |
| Ⅰ级吸气 | 251 | 30 | | 0.00242 | 87.5 |
| Ⅰ级排气 | 951 | | 72 | 0.00204 | 125 |
| Ⅱ级吸气 | 951 | | 42 | 0.00196 | 108 |
| Ⅱ级排气 | 1751 | 70 | | 0.001825 | 146 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

2.计算各级吸气容积：从表2-2查得乙烯在标准状态下的重度$\gamma=1.252$公斤/米$^3$，则乙烯的重量流量为：

$$G=4000\times1.252=5008\text{（公斤/小时）}=83.4\text{（公斤/分）}$$

Ⅰ级吸入气体容积为：

$$V_1=Gv_1=83.4\times0.00242=0.202\text{（米}^3\text{/分）}$$

Ⅱ级吸入气体容积为：

$$V_2=Gv_2=83.4\times0.00196=0.1633\text{（米}^3\text{/分）}$$

3.绝热循环功：由压缩过程始点和终点的焓$i$与$i'$求得，对于$G$公斤气体，按下式计算：

$$N_{ad}=0.0698G(i'-i)\text{（千瓦）}\qquad(2\text{-}86)$$

把各级的压缩过程始点和终点焓值代入得：

Ⅰ 级：$N_{ad_1}=0.0698\times83.4(125-87.5)=218.5\text{（千瓦）}$

Ⅱ 级：$N_{ad_2}=0.0698\times83.4(146-108)=221.1\text{（千瓦）}$

总的功：$N_{ad}=N_{ad_1}+N_{ad_2}=218.5+221.1=439.6\text{（千瓦）}$

其余项目计算，按普通高压压缩机计算方法。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第三章 动 力 计 算

动力计算的目的在于计算压缩机中的作用力，确定压缩机所需的飞轮矩以及各种型式压缩机惯性力、惯性力矩的平衡情况，并根据平衡情况，初步设计压缩机所需的基础。

## 第一节 压缩机中的作用力

压缩机中作用力的分析，是进行压缩机零件强度和刚度计算的依据，也是判断这些力对压缩机装置影响的基础。

压缩机中主要的作用力有气体压力、曲柄连杆机构运动时产生的惯性力和摩擦力。

### 一、曲柄连杆机构的运动关系和惯性力

活塞的位移、速度和加速度可从曲柄连杆机构的几何关系和运动关系中确定。图 3-1 表示曲柄连杆机构的几何关系。活塞离曲轴中心线最远的位置（图3-1中的$A$点）为外止点，活塞离曲轴中心线最近的位置（图 3-1 中的$B$点）为内止点。曲柄转角$\alpha$从外止点开始算起，任一曲柄转角$\alpha$的活塞位移$x=AO-CO=l+r-(l\cos\beta+r\cos\alpha)$，

$$\cos\beta\approx 1-\frac{\left(\frac{r}{l}\right)^2\sin^2\alpha}{2}=1-\frac{\lambda^2\sin^2\alpha}{2}$$

经运算得：

$$x=r\left[(1-\cos\alpha)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha)\right]\text{（米）} \qquad (3\text{-}1)$$

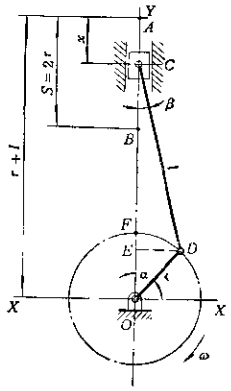


图 3-1 曲柄连杆机构示意图

式中 $l$——连杆长度（米）；

$r$——曲柄半径（米）；

$\beta$——连杆摆角（度），即气缸中心线与连杆中心线之间的夹角；当$\alpha$为0°～180°时，$\beta$为正；当$\alpha$为180°～360°时，$\beta$为负；

$\lambda$——曲柄半径与连杆长度之比。

假定曲轴的旋转角速度为定值，即$\omega=\frac{\pi n}{30}$，将式3-1对时间$t$微分后则得活塞运动速度：

$$c=r\omega\left(\sin\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right)\text{（米/秒）} \qquad (3\text{-}2)$$

将式3-2对时间$t$微分，得活塞加速度：

$$a=r\omega^2(\cos\alpha+\lambda\cos 2\alpha)\text{（米/秒}^2\text{）} \qquad (3\text{-}3)$$

往复质量$m_p$在运动时产生的往复惯性力$I$为：

$$I=m_p a \qquad (3\text{-}4)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

将式3-3代入上式得：

$$I = m_p r\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha) \qquad (3\text{-}5)$$

惯性力 $I$ 可看作两部分之和，即：

$$I = I' + I'' \qquad (3\text{-}6)$$

$$I' = m_p r\omega^2\cos\alpha \qquad (3\text{-}7)$$

$$I'' = m_p r\omega^2\lambda\cos 2\alpha \qquad (3\text{-}8)$$

$I'$ 称为一阶惯性力，它的变化周期等于曲轴转一转的时间。$I''$ 称为二阶惯性力，其变化周期等于曲轴转半转的时间。图3-2表示 $\lambda = 1/4$ 时，往复惯性力 $I$ 按曲柄转角 $\alpha$ 展开的曲线图。

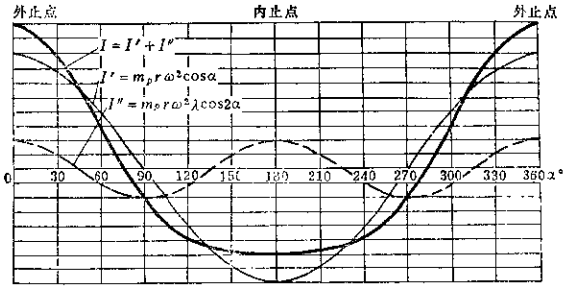



图 3-2　$\lambda = 1/4$ 时往复惯性力 $I$ 按曲柄转角 $\alpha$ 展开图

从数值上说，一阶惯性力的最大值 $I'_{max}$ 为二阶惯性力最大值 $I''_{max}$ 的 $1/\lambda$ 倍，即：

$$I'_{max} = \frac{1}{\lambda} I''_{max}$$

在压缩机中，$\lambda$ 通常在 $\frac{1}{3.5}$～$\frac{1}{6}$ 的范围内选择。即 $I'_{max}$ 为 $I''_{max}$ 的3.5～6倍。这说明往复惯性力中起主要作用的是一阶惯性力。往复惯性力沿着气缸中心线作用。在压缩机设计中规定：从曲轴中心向外的力，即在连杆中引起拉伸的惯性力为正；方向相反时为负。所以惯性力的符号与由活塞外止点算起的曲柄转角 $\alpha$ 的余弦符号一致。

为了确定惯性力，可将曲柄连杆机构的未平衡质量分成两部分：1）作往复运动部分的质量，包括活塞、十字头部件和连杆部件的小部分质量。2）作旋转运动部分的质量，包括曲拐、曲柄和连杆部件大部分质量。为简化计算，将全部往复质量转化到十字头销（或活塞销）中心，不平衡的旋转质量全部转化到曲柄销中心。每列往复运动部分的质量可由下式计算：

$$m_p = m_s + (0.3\sim 0.4)m_d \qquad (3\text{-}9)$$

式中　$m_s$——活塞、活塞杆、十字头的质量；

$m_d$——连杆的质量；

$m_p$——往复运动部件总质量。在初步设计时可按下式估计每列最大往复质量

$$m_{p\,max} = \frac{P}{r\omega^2(1+\lambda)}$$，$P$ 为活塞力。

不平衡的旋转质量 $m_r$ 可由下式计算：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$m_r = m_i + (0.7 \sim 0.6) m_d \qquad (3\text{-}10)$$

式中 $m_r$——转化到曲柄销中心的不平衡旋转质量，如图3-3所示。曲拐中不平衡部分的质量有两部分，即：$m_{i_1}$ 与 $m_{i_2}$，它们的转化值按下式计算：

$$m_i = m_{i_1} + m_{i_2} \frac{\rho}{r} \qquad (3\text{-}11)$$

式中 $\rho$——不平衡旋转质量 $m_{i_2}$ 的重心至主轴中心的距离。

不平衡的旋转质量引起旋转惯性力 $I_r$（即离心力），沿曲柄半径方向作用。其值按下式计算：

$$I_r = m_r r \omega^2 \qquad (3\text{-}12)$$

往复惯性力可用分析法或图解法求取。分析法根据式3-5，在已知往复运动质量 $m_p$ 后，根据选取的 $\lambda$ 值，利用表3-1，即可算出列中曲柄每转过10°时的往复惯性力。

作图法（图3-4）求往复惯性力，按以下步骤进行：取活塞的行程 $S=2r$ 为横座标，由活塞的外止点 $A$ 和内止点 $B$ 分别作垂线 $AC$ 和 $BD$；使：

$$AC = I_{max} = m_p r \omega^2 (1+\lambda) \quad （公斤） \qquad (3\text{-}13)$$

$$BD = I_{min} = -m_p r \omega^2 (1-\lambda) \quad （公斤） \qquad (3\text{-}14)$$

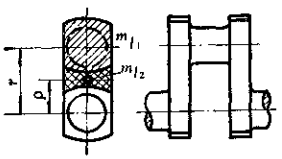



图 3-3 曲拐质量转化

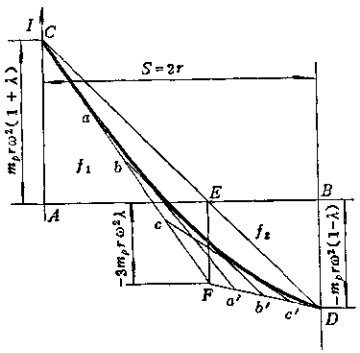



图 3-4 往复惯性力作图法

在 $C$ 点和 $D$ 点之间连一直线 $CD$，再由 $CD$ 与 $AB$ 之交点 $E$ 处向下作一垂线，在垂线上截取线段 $EF$，并使：

$$EF = -3 m_p r \omega^2 \lambda \quad （公斤） \qquad (3\text{-}15)$$

连 $CF$ 与 $FD$，将 $CF$ 及 $FD$ 分成数目相同的等分段（图中为四等分），并给分段点按同一顺序标上符号 $a$、$b$、$c$ ……，将 $CF$ 和 $FD$ 上各同号点连成直线 $aa'$、$bb'$、$cc'$ …… 等，最后作切于以上各直线的包络线 $CD$，即表示不同活塞位置时的往复惯性力值。从 $\alpha = 180° \sim 360°$ 的往复惯性力与 $\alpha = 0° \sim 180°$ 区间对称于180°的纵座标轴。作图的精确性可以由 $CD$ 曲线与横座标 $AB$ 所包围的正面积 $f_1$ 和负面积 $f_2$ 是否相等来衡量。当 $\lambda > 0.26$ 时，用此法所得结果的正确性较差。

## 二、作用力分析

在图3-5所示的单缸单作用卧式压缩机中，气缸内的气体压力作用在活塞顶部和气缸盖



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 3-1 $(\cos\alpha+\lambda\cos2\alpha)$值

| $\alpha^\circ$ | 符号 | $\lambda=r/l$ | | | | | | | | | 符号 | $\alpha^\circ$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 1/3.8 | 1/4.0 | 1/4.2 | 1/4.4 | 1/4.6 | 1/4.8 | 1/5.0 | 1/5.5 | 1/6.0 | | |
| 0 | + | 1.263 | 1.250 | 1.238 | 1.227 | 1.217 | 1.209 | 1.200 | 1.182 | 1.166 | + | 360 |
| 10 | + | 1.232 | 1.220 | 1.208 | 1.198 | 1.189 | 1.181 | 1.173 | 1.156 | 1.141 | + | 350 |
| 20 | + | 1.141 | 1.131 | 1.122 | 1.114 | 1.106 | 1.099 | 1.093 | 1.079 | 1.067 | + | 340 |
| 30 | + | 0.997 | 0.991 | 0.985 | 0.979 | 0.975 | 0.970 | 0.966 | 0.957 | 0.949 | + | 330 |
| 40 | + | 0.812 | 0.809 | 0.807 | 0.805 | 0.804 | 0.802 | 0.801 | 0.797 | 0.793 | + | 320 |
| 50 | + | 0.597 | 0.599 | 0.601 | 0.603 | 0.605 | 0.607 | 0.608 | 0.611 | 0.614 | + | 310 |
| 60 | + | 0.368 | 0.375 | 0.381 | 0.386 | 0.391 | 0.396 | 0.400 | 0.409 | 0.417 | + | 300 |
| 70 | + | 0.140 | 0.150 | 0.160 | 0.168 | 0.175 | 0.182 | 0.189 | 0.203 | 0.214 | + | 290 |
| 80 | − | 0.073 | 0.061 | 0.050 | 0.040 | 0.031 | 0.022 | 0.014 | 0.003 | 0.017 | + | 280 |
| 90 | − | 0.263 | 0.250 | 0.238 | 0.227 | 0.217 | 0.208 | 0.200 | 0.182 | 0.166 | − | 270 |
| 100 | − | 0.421 | 0.408 | 0.397 | 0.387 | 0.378 | 0.369 | 0.362 | 0.344 | 0.330 | − | 260 |
| 110 | − | 0.543 | 0.533 | 0.524 | 0.516 | 0.509 | 0.502 | 0.495 | 0.481 | 0.470 | − | 250 |
| 120 | − | 0.631 | 0.625 | 0.619 | 0.614 | 0.609 | 0.604 | 0.600 | 0.591 | 0.583 | − | 240 |
| 130 | − | 0.688 | 0.686 | 0.684 | 0.682 | 0.680 | 0.679 | 0.677 | 0.674 | 0.672 | − | 230 |
| 140 | − | 0.720 | 0.723 | 0.725 | 0.727 | 0.728 | 0.730 | 0.731 | 0.734 | 0.737 | − | 220 |
| 150 | − | 0.734 | 0.741 | 0.747 | 0.752 | 0.757 | 0.762 | 0.766 | 0.775 | 0.783 | − | 210 |
| 160 | − | 0.738 | 0.748 | 0.757 | 0.766 | 0.773 | 0.780 | 0.786 | 0.800 | 0.812 | − | 200 |
| 170 | − | 0.738 | 0.750 | 0.761 | 0.771 | 0.780 | 0.789 | 0.797 | 0.814 | 0.828 | − | 190 |
| 180 | − | 0.737 | 0.750 | 0.762 | 0.773 | 0.783 | 0.792 | 0.800 | 0.818 | 0.834 | − | 180 |

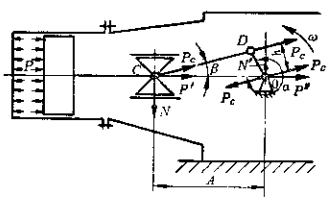



图 3-5 单缸单作用卧式压缩机作用力示意图

上，从而产生了大小相等、方向相反的两个力$P$。作用在活塞上的气体力称为活塞力。活塞力沿着活塞、活塞杆、十字头传给十字头销（即$C$点）。在$C$点同时还受往复惯性力$I$的作用。因为$P$和$I$都沿气缸中心线的方向作用，两力的合力$P'$为

$$P'=P+I \qquad (3\text{-}16)$$

在$C$处的力$P'$又可能分成两分力，一个垂直于十字头滑道的分力$N$称为侧向力，另一个沿着连杆中心线方向的分力$P_c$称为连杆力。它们的数值分别为：

$$N=P'\mathrm{tg}\beta$$

$$P_c=\frac{P'}{\cos\beta} \qquad (3\text{-}17)$$

式中 $\beta$——连杆摆角。

连杆力$P_c$沿着连杆传给曲柄销（$D$点），并对主轴颈（$O$点）构成力矩$M$，$M$值按下式计算：

$$M=P_c h=P'r\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \qquad (3\text{-}18)$$

式中 $h$——连杆中心线到主轴中心线之间的垂直距离，其值为$h=r\sin(\alpha+\beta)$。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$M$就是压缩机轴上的旋转阻力矩。在主轴颈$O$处除了力矩$M$，还有力$P_e$，它可以分解为沿气缸中心线作用的力$P''$和垂直于气缸中心线作用的力$N'$：

$$P''=P_e\cos\beta=P'$$

$$N'=P_e\sin\beta=P'\frac{\sin\beta}{\cos\beta}=P'\mathrm{tg}\beta=N$$

从图3-5的几何关系中可看出，作用在主轴颈$O$处的力$N'$与十字头侧向力$N$大小相等、方向相反，彼此相隔距离为$A$，因而构成力偶$NA$。它和机器的阻力矩$M$作用的方向相反，有使机器倾倒的趋势，称为倾复力矩。力偶的臂长$A=l\cos\beta+r\cos\alpha=r\sin(\alpha+\beta)/\sin\beta$，所以倾复力矩的数值为：

$$NA=P'r\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}\qquad(3\text{-}19)$$

由上式可见倾复力矩在数值上与阻力矩相等而方向相反，但作用点不同。阻力矩由驱动机输入的旋转力矩来平衡；倾复力矩在机器内部得不到平衡而传给基础。

在主轴颈处沿着气缸中心线作用的分力$P''$与$C$处的作用力$P'$大小相等、方向相同。其数值$P''=P+I$。

气体压力作用在气缸盖上的气体力也将沿着各联结部分传到机身，其作用方向与$P''$相反，故作用机座上的力应为：$P''-P=P+I-P=I$

这说明气体压力在压缩机内部得到了平衡，并不直接传到机器外面去，而惯性力作用在机器内部，若不采取平衡措施，则要传到基础上而引起基组（包括机器和基础在内）的振动。

除了往复惯性力外，在主轴颈$O$点上还作用有不平衡旋转质量惯性力$I_r$，沿曲柄半径方向作用，若得不到平衡，也将引起基组的振动。

在实际工作中，$M_e$与$M$的数值变化并非一致，从而引起压缩机旋转角速度的变化，因此：

$$M_e=M+J\varepsilon\qquad(3\text{-}20)$$

式中 $J$——旋转质量惯性矩；

$\varepsilon$——曲轴的角加速度。

旋转质量惯性力矩$J\varepsilon$也要传到机器的基础上去。

从以上的分析可得出结论：在单列压缩机中，$I$、$I_r$、$NA$以及$J\varepsilon$将传到基础上去。这些力和力矩的数值和方向除$I_r$外都是变化的，而旋转惯性力$I_r$大小不变，但方向也是变化的。基组受这些力和力矩的作用将引起振动。如果驱动机与压缩机具有共同的基础，那末传到基础上的压缩机倾复力矩$NA$与驱动机的反作用力矩$-M_e$将彼此抵消。

为了减小机器的振动，必须尽量使上述传到基础上去的作用力的影响减小。主要方法有：

1.采用合理的结构方案（适当的型式、列数和曲柄错角），使惯性力和惯性力矩在机器内部互相抵消。

2.在曲轴上设置平衡重，以平衡旋转惯性力和部分（或全部）的一阶惯性力。

3.设计合适的飞轮。

4.设计合适的基础。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 第二节　飞轮矩的确定

压缩机曲轴的旋转角速度如果变化过大，对压缩机的工作将产生下述不利影响：

1.在运动机件的连接处引起附加动载荷，并在垂直于曲轴的平面内产生振动，影响机件的强度和降低机械效率。

2.如果用电动机直接驱动，则要引起电动机中电流脉动和供电网中的电压波动。

根据允许的旋转角速度的波动范围，计算所需要的飞轮矩是动力计算的任务之一。

计算飞轮矩的步骤和方法如下：

1.作出各气缸工作容积的指示图

不考虑实际气体的压缩性时，可按作图法求取指示图，如图3-6所示。其步骤如下：

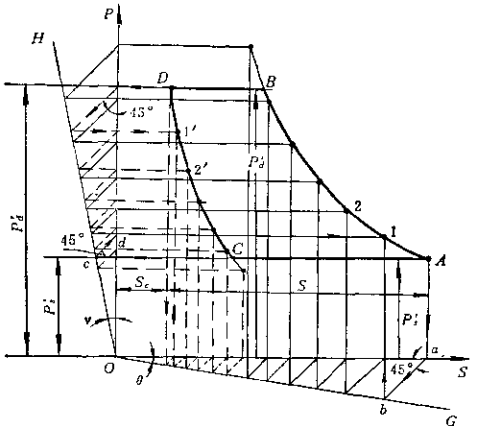



图 3-6　指示图的作法

1）自$O$点引一横座标$S$（以某一比例尺表示活塞行程）与一纵座标$P$（表示作用在活塞一侧面积上总的气体压力）。离纵座标轴距离为$S_c=aS$（$a$为相对余隙容积）处定出外止点，离纵座标轴距离为$S_A=S_c+S$处定出内止点的位置。$S_c$表示余隙容积折合为行程的长度。2）根据力的某一比例尺，定出气缸在实际吸气压力$P_s'$作用下活塞上的力$P_s'=p_s'F$和在实际排气压力$p_d'$作用下活塞上的力$P_d'=p_d'F$；画出横座标的平行线，并与通过止点的纵座标线相交于$A$、$D$点（分别为压缩和膨胀的起始点）。3）自$O$点作射线$OG$与$OH$，$OG$与横座标轴夹角为$\theta$，$OH$与纵座标轴夹角为$\nu$，$\theta$与$\nu$值按下式确定：

$$(\mathrm{tg}\,\theta+1)^n=\mathrm{tg}\,\nu+1 \qquad (3\text{-}21)$$

式中　$n$——多方指数（热力计算中已确定）。

$\mathrm{tg}\,\theta$与$\mathrm{tg}\,\nu$可按表3-2选取，一般取$\mathrm{tg}\,\theta=0.250$。

4）作压缩线。自$A$点向横座标轴作垂线得交点$a$，自交点作45°角的直线与$OG$相交于$b$，再自$b$向上作垂线；再由$A$点向纵座标轴作水平线与$OH$交于$c$点，自$c$点作45°角的直线与纵座标交于$d$点，自$d$点作水平线并与$b$点的垂直线交于点1，该点即为压缩线上的点。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

依次类推，可得压缩线上其余各点2、3、4……。压缩线与排气线 $P_4'$ 的交点 $B$ 即为压缩终了点。5）自 $D$ 点开始作膨胀线，其步骤与压缩线的作法相似，如图3-6所示。膨胀线与吸气线 $P_1'$ 交点 $c$ 即为膨胀终点。为避免绘图时发生错误，需注意45°角倾斜线必须与座标轴的角等分线平行。指示图的数目应与气缸工作容积的数目相等。

用分析法作指示图：

先根据不同的曲柄转角按式3-1求对应的活塞位移 $x$。如果连杆比λ数值与表3-3中相

**表 3-2　不同 $n$ 值时，与 $\vartheta$ 对应的 $\nu$ 值**

| $n$ / $tg\nu$ \ $tg\theta$ $\theta$ | 1.00 | 1.05 | 1.10 | 1.15 | 1.20 | 1.25 | 1.30 | 1.35 | 1.40 | 1.45 | 1.50 | 1.55 | 1.60 | 1.65 | 1.70 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0.300 | 0.300 | 0.317 | 0.334 | 0.352 | 0.370 | 0.388 | 0.407 | 0.425 | 0.444 | 0.463 | 0.482 | 0.502 | 0.521 | 0.541 | 0.562 |
| 16°42′ | 16°42′ | 17°35′ | 18°28′ | 19°23′ | 20°18′ | 21°12′ | 22°9′ | 23°1′ | 23°57′ | 24°51′ | 25°44′ | 26°39′ | 27°31′ | 28°25′ | 29°20′ |
| 0.250 | 0.250 | 0.264 | 0.278 | 0.292 | 0.307 | 0.322 | 0.336 | 0.351 | 0.366 | 0.382 | 0.397 | 0.413 | 0.430 | 0.445 | 0.461 |
| 14°2′ | 14°2′ | 14°47′ | 15°32′ | 16°17′ | 17°4′ | 17°51′ | 18°35′ | 19°20′ | 20°8′ | 20°54′ | 21°40′ | 22°26′ | 23°16′ | 24′ | 24°45′ |
| 0.200 | 0.200 | 0.211 | 0.222 | 0.233 | 0.245 | 0.256 | 0.267 | 0.279 | 0.291 | 0.302 | 0.314 | 0.326 | 0.339 | 0.351 | 0.363 |
| 11°19′ | 11°19′ | 11°55′ | 12°31′ | 13°7′ | 13°46′ | 14°21′ | 14°57′ | 15°35′ | 16°14′ | 16°49′ | 17°26′ | 18°3′ | 18°44′ | 19°20′ | 19°57′ |

**表 3-3　$(1-\cos\alpha)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha)$ 值**

| $\alpha°$ | $\lambda=r/l$ | | | | | | | | | $\alpha°$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1/3.8 | 1/4.0 | 1/4.2 | 1/4.4 | 1/4.6 | 1/4.8 | 1/5.0 | 1/5.5 | 1/6.0 | |
| 0 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 360 |
| 10 | 0.019 | 0.019 | 0.019 | 0.019 | 0.018 | 0.018 | 0.018 | 0.018 | 0.018 | 350 |
| 20 | 0.076 | 0.075 | 0.074 | 0.074 | 0.073 | 0.072 | 0.072 | 0.071 | 0.070 | 340 |
| 30 | 0.167 | 0.165 | 0.164 | 0.162 | 0.161 | 0.160 | 0.159 | 0.156 | 0.154 | 330 |
| 40 | 0.288 | 0.286 | 0.283 | 0.281 | 0.279 | 0.277 | 0.275 | 0.271 | 0.268 | 320 |
| 50 | 0.434 | 0.431 | 0.427 | 0.424 | 0.421 | 0.419 | 0.416 | 0.410 | 0.396 | 310 |
| 60 | 0.599 | 0.594 | 0.589 | 0.585 | 0.581 | 0.578 | 0.575 | 0.568 | 0.562 | 300 |
| 70 | 0.774 | 0.768 | 0.763 | 0.758 | 0.754 | 0.750 | 0.746 | 0.738 | 0.731 | 290 |
| 80 | 0.953 | 0.947 | 0.941 | 0.936 | 0.932 | 0.927 | 0.923 | 0.914 | 0.907 | 280 |
| 90 | 1.132 | 1.125 | 1.119 | 1.114 | 1.109 | 1.104 | 1.100 | 1.091 | 1.083 | 270 |
| 100 | 1.301 | 1.295 | 1.289 | 1.284 | 1.279 | 1.275 | 1.270 | 1.262 | 1.254 | 260 |
| 110 | 1.458 | 1.452 | 1.447 | 1.442 | 1.438 | 1.434 | 1.430 | 1.422 | 1.415 | 250 |
| 120 | 1.599 | 1.594 | 1.589 | 1.585 | 1.581 | 1.578 | 1.575 | 1.568 | 1.562 | 240 |
| 130 | 1.720 | 1.716 | 1.713 | 1.709 | 1.706 | 1.704 | 1.701 | 1.696 | 1.692 | 230 |
| 140 | 1.820 | 1.818 | 1.815 | 1.813 | 1.811 | 1.809 | 1.807 | 1.803 | 1.800 | 220 |
| 150 | 1.899 | 1.897 | 1.896 | 1.894 | 1.893 | 1.892 | 1.891 | 1.889 | 1.887 | 210 |
| 160 | 1.955 | 1.954 | 1.954 | 1.953 | 1.952 | 1.952 | 1.951 | 1.950 | 1.949 | 200 |
| 170 | 1.989 | 1.988 | 1.988 | 1.988 | 1.988 | 1.988 | 1.988 | 1.987 | 1.987 | 190 |
| 180 | 2.000 | 2.000 | 2.000 | 2.000 | 2.000 | 2.000 | 2.000 | 2.000 | 2.000 | 180 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

符，则在计算活塞位移 $x$ 时，可借助于表 3-3 查得不同曲柄转角 $\alpha$ 时的 $\left[(1-\cos\alpha)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha)\right]$ 的数值。根据活塞位移就可以求得对应的气体作用力：

1）压缩过程：

$$P_i=\left(\frac{S+S_c}{x+S_c}\right)^n p_s' F \qquad (3\text{-}22)$$

式中 $P_i$——压缩过程第 $i$ 点的气体作用力（公斤）；

$S$——活塞行程（厘米）；

$S_c$——余隙容积折合长度（厘米），$S_c=a\,s$；

$a$——相对余隙容积（%）；

$x$——$i$ 点的活塞位移（厘米），$x=S_i-S_c$；

$n$——压缩过程指数；

$p_s'$——考虑压力损失后的实际吸气压力（公斤/厘米²）；

$F$——活塞面积（厘米²）。

2）膨胀过程：

$$P_i'=\left(\frac{S_c}{x'+S_c}\right)^m p_d' F \qquad (3\text{-}23)$$

式中 $P_i'$——膨胀过程第 $i$ 点的气体作用力（公斤）；

$x'$——膨胀过程第 $i'$ 点的活塞位移（厘米），$x'=S_i'-S_c$；

$m$——膨胀过程指数；

$p_d'$——考虑压力损失后的实际排气压力（公斤/厘米²）。

用分析法作指示图如图3-7所示。式3-22式、3-23也可以用来校核作图法的正确性。

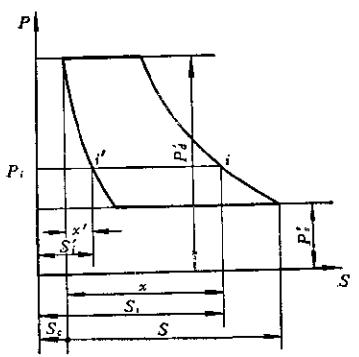



图 3-7 分析法作指示图

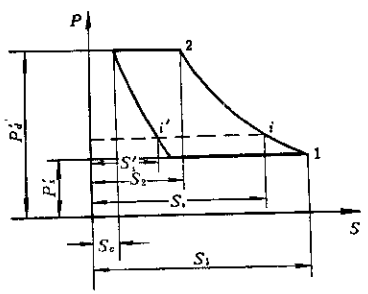



图 3-8 考虑实际气体压缩性用分析法作指示图

当需要考虑实际气体压缩性时，则应用分析法比作图法方便而且精确。根据给定的压力范围，在其间适当的选几个压力 $p$ 值，先按 $T_i=T_1\left(\frac{p_i}{p_1}\right)^{-\frac{k_T-1}{k_T}}$ 求出对应压力 $p_i$ 的温度值 $T_i$，然后按下式计算对应各 $P_i$ 值在指示图横座标上的位置：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$S_i = S_1 \frac{\xi_i}{\xi_s} \frac{T_i}{T_s} \frac{p_s'}{p_i} \qquad (3\text{-}24)$$

式中 $\xi_i$——$p_i$，$T_i$ 所对应的实际气体压缩性系数。

当压缩线和膨胀线均为绝热曲线或者是具有相同指数的多方曲线时，膨胀线上的各点参数，可按它与压缩线上的相对应的比例关系而求得（参阅图3-8）：

$$S_i' = S_c \frac{S_i}{S_z'} \qquad (3\text{-}25)$$

2.作综合活塞力 $P_t$ 图

把压缩机每列中各气缸的气体作用力，往复运动惯性力以及往复运动摩擦力按各列活塞行程展开，并叠加成一个综合作用力曲线，即所谓综合活塞力图。图 3-9 表示一双作用气缸的综合活塞力图。图的纵座标表示公斤力，为了绘图方便，力的比例尺应与惯性力图、指示图的比例尺相同。横座标取为曲轴旋转一周的时间内行程的展开值，即 $2S$；它的比例尺也应与惯性力图、指示图的比例尺相同；图的左边行程表示向轴行程，右边行程表示离轴行程。将行程分成若干等分（图 3-9 为20等分），然后将往复惯性力图、指示图上对应值转移过来。在转移时要考虑力的方向。在压缩机计算中，凡是使连杆发生拉伸的力都定为正值，

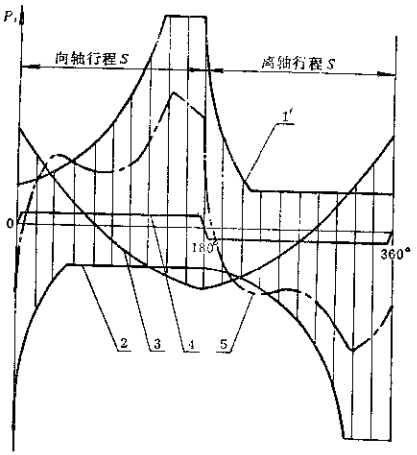



图 3-9 双作用气缸的综合活塞图

1，2—展开指示图；3—惯性力曲线；4—往复摩擦力曲线；5—综合活塞力曲线

而使连杆发生压缩的力定为负值。因此压缩机轴侧气缸容积中的气体压力均为正值，盖侧气缸容积中的气体压力均为负值。

往复运动部分的摩擦力假定沿行程数值不变，可近似地按下式确定：

$$f = (0.6 \sim 0.7) \frac{N_{ca}\left(\frac{1}{\eta_m} - 1\right) \times 60 \times 102}{2Sn} \text{（公斤）} \qquad (3\text{-}26)$$

向轴行程，往复运动摩擦力为正；离轴行程，往复运动摩擦力为负。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

将一列中所有的力都绘入展开的活塞力图上之后，再在每个活塞位置上，按各力的正负求它们的代数和，并将各和值的纵座标连成光滑曲线，即为这一列的综合活塞力曲线。

也可以用分析法求综合活塞力，即按曲柄旋转角 $\alpha$ 每隔10°或20°求出气体作用力和往复惯性力的代数和，并将它们按转角大小列成表格，进行计算。

3.作切向力图

作用在曲柄销上的连杆力 $P_c$ 可以分解为两个方向的分力：垂直于曲柄的切向力 $T$ 和沿曲柄半径方向的径向力 $R_x$。根据图 3-10的三角关系得：

$$T=P_t\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}\text{（公斤）} \tag{3-27}$$

$$R_x=P_t\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta}\text{（公斤）} \tag{3-28}$$

式中 $P'=P_t$ ——综合活塞力。

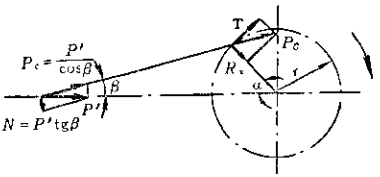



图 3-10 切向力和径向力

确定飞轮矩之前，需作压缩机各列的切向力图。先求出各个曲柄转角时的切向力值，然后以曲柄转角为横座标作出的切向力曲线称为切向力图。用作图法求得的综合活塞力通常是以行程等分的，而切向力图是以角度等分的。因此，在求各点的切向力前，需将综合活塞力图上的位移转换成相应的转角，为此应作一辅助图，如图 3-11 所示。在综合活塞力图上，沿与横座标轴平行的另一辅助线上，画两个半圆。半圆的直径等于 $S$，圆心在行程中点。从

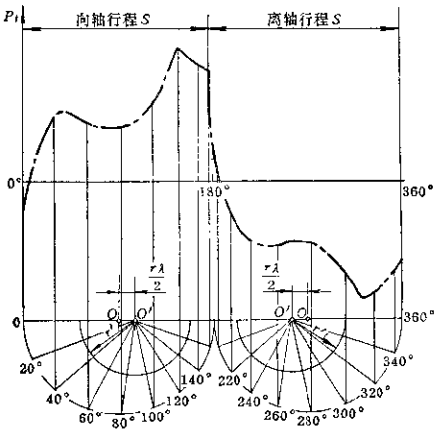



图 3-11 位移 $x$ 与转角 $\alpha$ 相应关系的图解法



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

两个圆心$O$开始各向内止点的方向移过$\frac{\pi\lambda}{2}$的距离，得另一圆心$O'$，由$O'$作任一圆，其半径为$r'$。以每10°或20°等分$O'$圆，并作射线与圆$O$的圆周相交．各交点即为相应的曲柄转角$\alpha$。将这些交点投影到活塞力图的横座标上并延长至综合活塞力曲线上，即得各转角$\alpha$所对应的活塞位置以及综合活塞力值。

将求得的各转角$\alpha$所对应的综合活塞力值用图3-12所示的图解法求各转角$\alpha$时的切向力值。其步骤如下：以某一比例尺作出曲柄连杆机构，并在曲柄的延长线上用与综合活塞力图相同的力比例尺作出相应曲柄位置时的综合活塞力$AB$，自力的端点$B$对压缩机气缸中心线作垂直线，与连杆中心线$SA$相交于$C$，直线$BC$即为切向力。图3-12作出了曲柄在60°与140°时对应的切向力值$BC$和$B'C'$。分别求取各转角的切向力后，即可绘出如图3-13的切向力图。

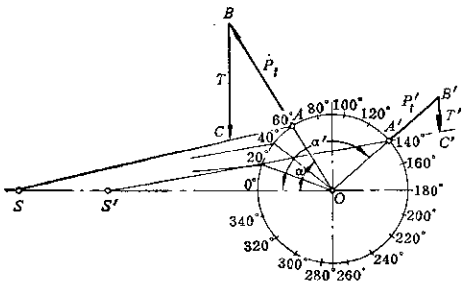



图 3-12　确定切向力的图解法

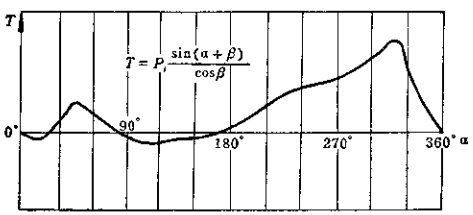



图 3-13　单级单列压縮机的切向力图

此外还可用分析法求各转角$\alpha$时的切向力。按曲柄转角$\alpha$求得的综合活塞力值乘以因子$-\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$，即得各转角时的切向力值。各转角$\alpha$所对应的$\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$值列于表3-4中。

作切向力图：以纵座标表示切向力$T$，其比例尺与综合活塞力图的比例尺相同。横座标表示转角$\alpha$按圆周的周长展开，即为$\pi S$。为了方便，常将横座标分成4的倍数的等分段。连接表示各切向力的纵座标终点，得一圆滑的曲线即为切向力曲线。如图3-13所示。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 3-4 $\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$ 值

| α° | 符号 | λ=r/l | | | | | | | | | 符号 | α° |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 1/3.8 | 1/4.0 | 1/4.2 | 1/4.4 | 1/4.6 | 1/4.8 | 1/5.0 | 1/5.5 | 1/6.0 | | |
| 0 | + | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | − | 360 |
| 10 | + | 0.216 | 0.216 | 0.214 | 0.213 | 0.211 | 0.209 | 0.208 | 0.206 | 0.203 | − | 350 |
| 20 | + | 0.427 | 0.423 | 0.419 | 0.415 | 0.412 | 0.409 | 0.408 | 0.401 | 0.395 | − | 340 |
| 30 | + | 0.615 | 0.609 | 0.604 | 0.599 | 0.595 | 0.591 | 0.587 | 0.580 | 0.573 | − | 330 |
| 40 | + | 0.774 | 0.768 | 0.761 | 0.756 | 0.751 | 0.746 | 0.742 | 0.734 | 0.727 | − | 320 |
| 50 | + | 0.898 | 0.892 | 0.885 | 0.880 | 0.874 | 0.870 | 0.866 | 0.857 | 0.849 | − | 310 |
| 60 | + | 0.983 | 0.977 | 0.971 | 0.966 | 0.962 | 0.958 | 0.954 | 0.947 | 0.939 | − | 300 |
| 70 | + | 1.026 | 1.022 | 1.018 | 1.014 | 1.011 | 1.008 | 1.003 | 0.997 | 0.992 | − | 290 |
| 80 | + | 1.031 | 1.029 | 1.027 | 1.025 | 1.023 | 1.021 | 1.020 | 1.017 | 1.014 | − | 280 |
| 90 | + | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | − | 270 |
| 100 | + | 0.939 | 0.941 | 0.943 | 0.945 | 0.947 | 0.949 | 0.950 | 0.953 | 0.956 | − | 260 |
| 110 | + | 0.852 | 0.857 | 0.861 | 0.865 | 0.869 | 0.871 | 0.876 | 0.883 | 0.888 | − | 250 |
| 120 | + | 0.749 | 0.755 | 0.761 | 0.765 | 0.770 | 0.774 | 0.778 | 0.784 | 0.793 | − | 240 |
| 130 | + | 0.632 | 0.641 | 0.647 | 0.652 | 0.657 | 0.662 | 0.666 | 0.674 | 0.683 | − | 230 |
| 140 | + | 0.511 | 0.518 | 0.525 | 0.530 | 0.535 | 0.539 | 0.543 | 0.551 | 0.558 | − | 220 |
| 150 | + | 0.386 | 0.391 | 0.396 | 0.401 | 0.405 | 0.409 | 0.413 | 0.420 | 0.427 | − | 210 |
| 160 | + | 0.259 | 0.261 | 0.265 | 0.269 | 0.272 | 0.275 | 0.278 | 0.283 | 0.289 | − | 200 |
| 170 | + | 0.131 | 0.131 | 0.133 | 0.135 | 0.136 | 0.138 | 0.139 | 0.142 | 0.144 | − | 190 |
| 180 | + | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | − | 180 |

切向力也有正、负之分，在压缩机计算中规定：凡是构成与驱动力矩方向（压缩机转动方向）相反的阻力矩的切向力为正，反之为负。由此可得：

当$0°<\alpha<180°$时{活塞力为正，相应的切向力为正。<br>活塞力为负，相应的切向力为负。

当$180°<\alpha<360°$时{活塞力为正，相应的切向力为负。<br>活塞力为负，相应的切向力为正。

把各列的切向力图相叠加，即得多列压缩机的总切向力图。图 3-14 表示两列卧式六级

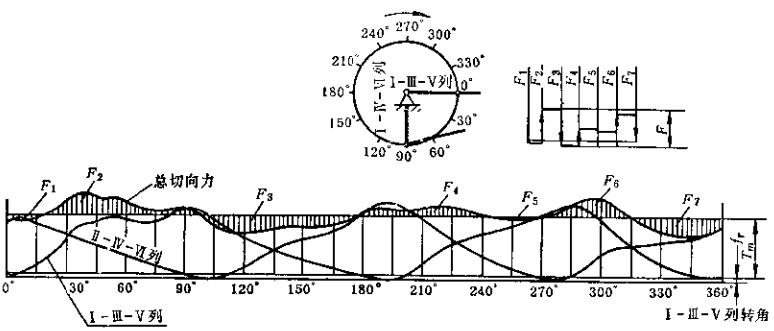



图 3-14 两列卧式六級压缩机的切向力图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

压缩机的切向力图（Ⅰ-Ⅳ-Ⅵ列超前90°）。

在叠加时须注意：1）如果列的曲柄错角按旋转方向而言比另一列是超前的，则超前列所超前的角度应与落后列的0°相重合，即超前列的切向力图形按自己的座标向后移过所超前的角度，再与落后列相叠加（即各曲线的纵座标相加减），见图3-14。2）气缸中心线彼此有某一夹角时，按旋转方向而言是前置的列，它的切向力应比后置列向前移过等于气缸中心线夹角的角度，然后相叠加（图3-15）。

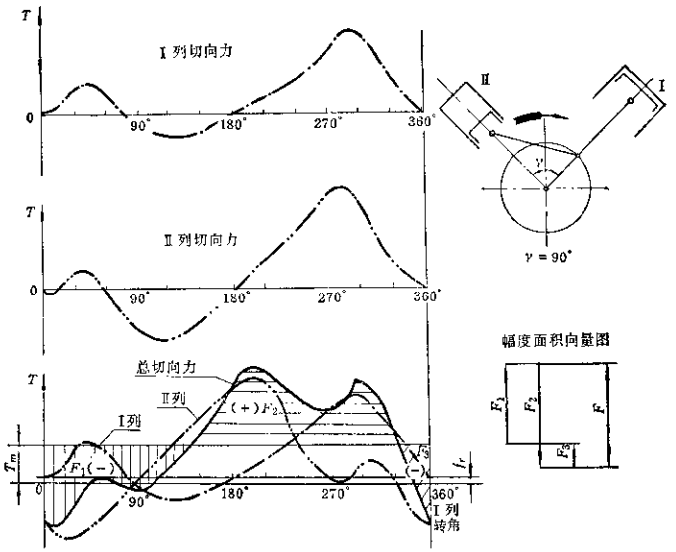



图 3-15 单重V型空气压缩机的切向力图和幅度面积图

在总的合成切向力图中，还要考虑旋转运动摩擦力 $f_r$。其值近似地按下式确定：

$$f_r=(0.3\sim0.4)\frac{N_{ia}\left(\frac{1}{\eta_m}-1\right)60\times102}{\pi Sn}\text{（公斤）}\qquad(3\text{-}29)$$

由于旋转摩擦力的方向总是与曲轴旋转方向相反，所以恒为正值。把合成切向力图的横座标按力的比例向下移过相当于 $f_r$ 值的距离，便得包括旋转摩擦力在内的总切向力图，如图3-14、图3-15所示。

求得切向力图的全面积 $A$ 后，按下式求得平均切向力：

$$T_m=\frac{Am_lm_t}{\pi S}\text{（公斤）}\qquad(3\text{-}30)$$

式中 $m_l$——切向力图的长度比例尺；

$$m_l=\frac{\pi S}{l}\text{（米/厘米）；}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$l$ ——切向力图形长度（厘米）；

$m_t$——切向力图的力比例尺（公斤/厘米）。

平均切向力$T_m$乘以曲柄半径$r$，即表示一转中驱动力矩的大小：

$$Me=T_m r \qquad (3\text{-}31)$$

切向力图的正确性可以用热力计算中所得功率或指示图所得的平均指示压力来校核。按功率计算得到的平均切向力为：

$$T'_m=\frac{102\times 30N}{\pi r n}\text{（公斤）} \qquad (3\text{-}32)$$

式中 $N$——压缩机轴功率（千瓦）；

$n$——压缩机转数（转/分）；

$r$——曲柄半径（米）。

按平均指示压力求得的平均切向力：

$$T''_m=\frac{\Sigma P_{id}}{\pi\eta_m}\text{（公斤）} \qquad (3\text{-}33)$$

式中 $\Sigma P_{id}$——各气缸容积平均指示压力之总和（公斤）；

$\eta_m$——压缩机机械效率。

作图的误差：

$$\Delta=\frac{T_m-T'_m}{T'_m}\times 100\% \qquad 或 \qquad \Delta=\frac{T_m-T''_m}{T''_m}\times 100\%$$

误差值$\Delta$不应超过±5%。

4.作幅度面积矢量图

切向力曲线围绕平均切向力的变化，即表示在曲轴旋转一周中阻力矩与驱动力矩相对变化的关系。位于平均切向力上方的为阻力矩大于驱动力矩，在平均切向力下方的为阻力矩小于驱动力矩。平均切向力曲线上方的面积规定为正值，反之为负值。如果把沿平均切向力上、下各个正的和负的面积值各用一个对应的矢量来表示，并且如图3-14、图3-15所示，把所有这些矢量依次首尾相衔，平行作出（最末一个矢量的终点应与第一个矢量的始点在同一水平线上），得到矢量图上最高点与最低点间的差值$F$。这个差值所表示的面积称为幅度面积。它表示压缩机在一转中能量变化的范围。根据幅度面积求出所需的飞轮矩。

5.飞轮矩的计算公式

$$GD^2=3600\ \frac{m_t m_p F}{n^2\delta}\text{（公斤·米}^2\text{）} \qquad (3\text{-}34)$$

式中 $G$——转化到直径$D$上的飞轮重量（公斤）；

$D$——飞轮轮缘截面重心的圆周直径（米）；

$F$——幅度面积（厘米$^2$）；

$n$——转数（转/分）；

$\delta$——允许的旋转不均度，各种驱动方式的$\delta$值见表3-5。

压缩机若以电动机驱动，压缩机的切向力图即表示作用在电动机轴上的旋转阻力矩的变化。旋转阻力矩过大的变化，会引起电动机中的电流波动和供电网中的电压波动，从而破坏了电网和电动机的正常运行。所以，允许的电流波动不得超过6%。为了满足这一要求，使



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 3-5　各种驱动方式的 $\delta$ 值

| 驱动机 | 电动机 | | | 柴油机 |
|---|---|---|---|---|
| 传动型式 | 皮带 | 弹性联轴器 | 刚性联轴器或悬臂电机 | 弹性联结 |
| $\delta$ | $\frac{1}{30}\sim\frac{1}{40}$ | $\frac{1}{80}$ | $<\frac{1}{100}$ | $\frac{1}{8}\sim\frac{1}{10}$ |

压缩机应有比较均匀的切向力图和足够的飞轮矩。

如果压缩机改变操作条件，切向力图形可能发生变化。这时，压缩机除了进行复算性的热力计算外，切向力图也要重新绘制。根据新的切向力图来判断原设计的飞轮矩是否满足运行要求，如果经核算不能适应，则必须按新计算的飞轮矩重新设计飞轮。

**例**：按第二章热力计算例题条件，计算该压缩机所需要的飞轮矩。已知活塞行程 $S$ 为360毫米，曲轴转速 $n$ 为375转/分和其它热力计算数据。

**解**：1.作各级气缸工作容积指示图

Ⅰ-Ⅳ级用作图法绘出气缸指示图。Ⅰ-Ⅳ级气缸指示图数据见下表。

| 级数 | 活塞力 $P$(公斤) 盖侧 吸气 | 盖侧 排气 | 轴侧 吸气 | 轴侧 排气 | 相对余隙容积 $a$ | 相对余隙容积折合长度(毫米) $S_c=aS$ | 绝热指数 $k$ | $*(\mathrm{tg}\theta+1)k=\mathrm{tg}\psi+1$ $\mathrm{tg}\theta$ | $\mathrm{tg}\psi$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ⅰ | 8100 | 26300 | 8040 | 26100 | 0.0824 | 29.0 | 1.39 | 0.200 | 0.287 |
| Ⅱ | 8060 | 27100 | 7890 | 26450 | 0.1000 | 36.0 | 1.39 | 0.200 | 0.287 |
| Ⅲ | | | 14650 | 37400 | 0.1160 | 41.8 | 1.39 | 0.200 | 0.289 |
| Ⅳ | | | 13420 | 39900 | 0.1200 | 43.0 | 1.40 | 0.200 | 0.291 |

* 可按式3-21計算或查表3-2。

指示图中：力比例尺 $m_p$=250 公斤/毫米；

长度（行程）比例尺 $m_l$=2毫米/毫米。

Ⅴ、Ⅵ级气缸气体压力较高，考虑到氮氢气的压缩性用分析法绘出气缸指示图。Ⅴ、Ⅵ级气缸指示图数据见下表。

Ⅴ、Ⅵ级气缸指示图的力和长度比例尺与Ⅰ-Ⅳ级气缸指示图的比例尺相同。

2.用作图法求综合活塞力图3-16列出各级气缸指示图。

1）作往复惯性力图：由热力计算数据得知最大活塞力 $P$ 为25吨，按表2-10求得每列最大往复运动质量 $m_p$=645 公斤。取 $\lambda$=0.2。曲轴旋转角速度 $\omega=\frac{\pi n}{30}=\frac{3.14\times375}{30}=39.3$弧度/秒。按式3-13式、3-14式、3-15分别求取 $I_{max}$、$I_{min}$以及 $-3m_p r\omega^2\lambda$：

$$I_{max}=m_p r\omega^2(1+\lambda)=\frac{645}{9.8}\times0.18\times39.3^2(1+0.2)=21800\text{（公斤）}$$

$$I_{min}=-m_p r\omega^2(1-\lambda)=-\frac{645}{9.8}\times0.18\times39.3^2(1-\lambda)=-14600\text{(公斤)}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 级数 | | V | | | | | | VI | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 实际压力 $p$ | （公斤/厘米²） | 47.7 | 60 | 80 | 100 | 120 | 136 | 131 | 160 | 200 | 240 | 280 | 328 |
| 活塞力 $P$ | （公斤） | 13500 | 17040 | 22700 | 28300 | 34000 | 38500 | 14000 | 17100 | 21400 | 25700 | 30000 | 35100 |
| 纵座标 | （毫米） | 54 | 68 | 91 | 114 | 136 | 154 | 56 | 69 | 85 | 103 | 120 | 130 |
| 压力比 | $\varepsilon_i=\frac{p_i}{p_s}$ | 1.00 | 1.26 | 1.67 | 2.10 | 2.52 | 2.85 | 1.00 | 1.22 | 1.525 | 1.83 | 2.14 | 2.50 |
| 绝热指数 $K$ | | 1.4 | 1.4 | 1.4 | 1.4 | 1.4 | 1.4 | 1.4 | 1.4 | 1.4 | 1.4 | 1.4 | 1.4 |
| $\varepsilon^{\frac{K-1}{K}}=\frac{T_i}{T_s}$ | | 1.000 | 1.068 | 1.158 | 1.236 | 1.302 | 1.350 | 1.000 | 1.058 | 1.128 | 1.189 | 1.243 | 1.300 |
| $T_i=T_s\varepsilon_i^{\frac{K-1}{K}}$ | | 311 | 333 | 360 | 384 | 405 | 420 | 311 | 329 | 347 | 371 | 386 | 404 |
| 压缩性系数 $\xi_i$ | | 1.025 | 1.034 | 1.045 | 1.053 | 1.062 | 1.070 | 1.077 | 1.090 | 1.125 | 1.140 | 1.170 | 1.200 |
| $\xi_i/\xi_s$ | | 1.000 | 1.010 | 1.020 | 1.029 | 1.038 | 1.045 | 1.000 | 1.010 | 1.045 | 1.060 | 1.085 | 1.113 |
| 相对余隙容积 $a$ | | 0.13 | 0.13 | 0.13 | 0.13 | 0.13 | 0.13 | 0.16 | 0.16 | 0.16 | 0.16 | 0.16 | 0.16 |
| 相对余隙容积折合长度 $S_c$ | $S_c=aS$（毫米） | 46.8 | 46.8 | 46.8 | 46.8 | 46.8 | 46.8 | 57.6 | 57.6 | 57.6 | 57.6 | 57.6 | 57.6 |
| $S_i=S_1\frac{\xi_i}{\xi_s}\times\frac{T_i}{T_s}\times\frac{1}{\varepsilon_i}$ | （毫米） | 407 | 349 | 288 | 246 | 218 | 202 | 418 | 366 | 322 | 288 | 263 | 242 |
| $S_i'=S_1\cdot\frac{S_i}{S_1'}$ | （毫米） | 94 | 81 | 67 | 57 | 51 | 47 | 100 | 87 | 77 | 68 | 63 | 58 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

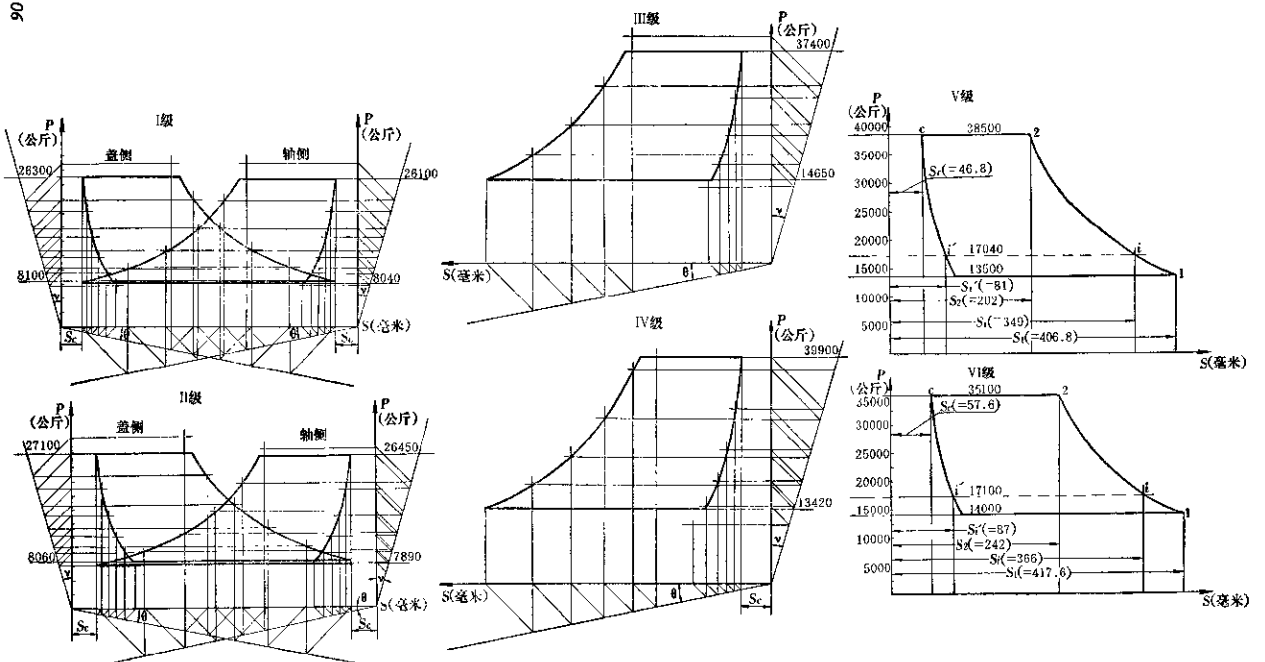



图 3-16　各级气缸指示图

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$-3m_p r\omega^2\lambda = -3\times\frac{645}{9.8}\times 0.18\times 39.3^2\times 0.2 = -11000(\text{公斤})$$

各列往复惯性力的图解如图3-17所示。

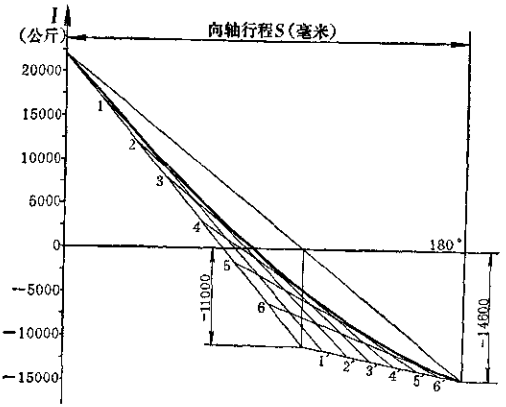



图 3-17　各列往复惯性力

2）往复摩擦力：由热力计算数据得知，Ⅰ-Ⅵ各级的指示功率依次为459千瓦，448千瓦，318千瓦，332千瓦，327千瓦，295千瓦。机械效率$\eta_m=0.92$。按式3-26，各列往复运动摩擦力为：

$$f_{\text{Ⅰ}}=0.6\times\frac{N_{id\text{Ⅰ}}\left(\frac{1}{\eta_m}-1\right)\times 60\times 102}{2Sn}=0.6\frac{459\left(\frac{1}{0.92}-1\right)60\times 102}{2\times 0.36\times 375}=536(\text{公斤})$$

$$f_{\text{Ⅱ}}=0.6\times\frac{448\left(\frac{1}{0.92}-1\right)\times 60\times 102}{2\times 0.36\times 375}=754(\text{公斤})$$

$$f_{\text{Ⅲ-Ⅳ-Ⅴ}}=0.6\times\frac{(318+327)\times\left(\frac{1}{0.92}-1\right)\times 60\times 102}{2\times 0.36\times 375}=754(\text{公斤})$$

$$f_{\text{Ⅱ-Ⅳ-Ⅵ}}=0.6\times\frac{(332+295)\times\left(\frac{1}{0.92}-1\right)\times 60\times 102}{2\times 0.36\times 375}=733(\text{公斤})$$

3）平衡容积活塞力：

按热力计算数据$P_{\text{Ⅲ-Ⅳ-Ⅴ}}=1481$公斤，$P_{\text{Ⅱ-Ⅳ-Ⅵ}}=764$公斤

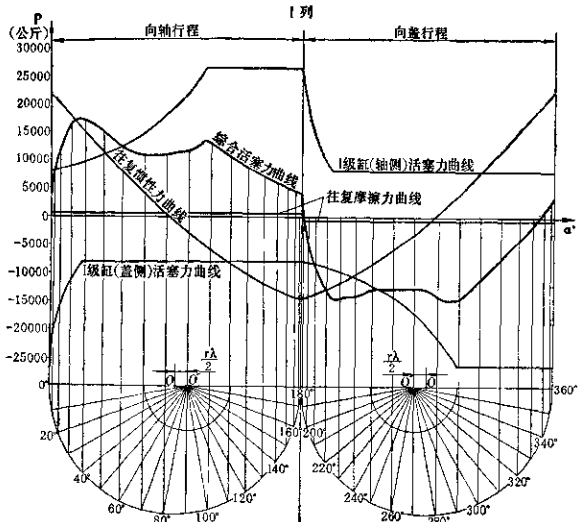
把每列中各气缸活塞力、往复惯性力、往复摩擦力以及平衡容积活塞力以与指示图相同的比例尺分别绘在图上，代数相加后得各列综合活塞力图（图3-18）。

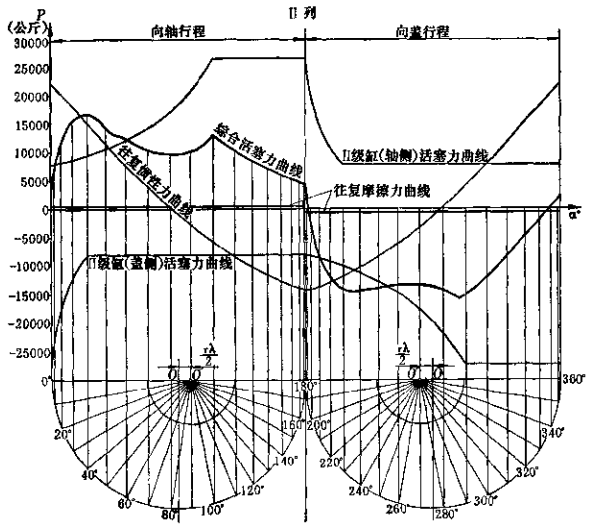
3.作切向力图

用分析法按式3-27，求切向力，并应用表3-4求得各转角$\alpha$时的切向力，列于下表（切向力计算表）中。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




油气储运网www.youqichuyun.com搜集

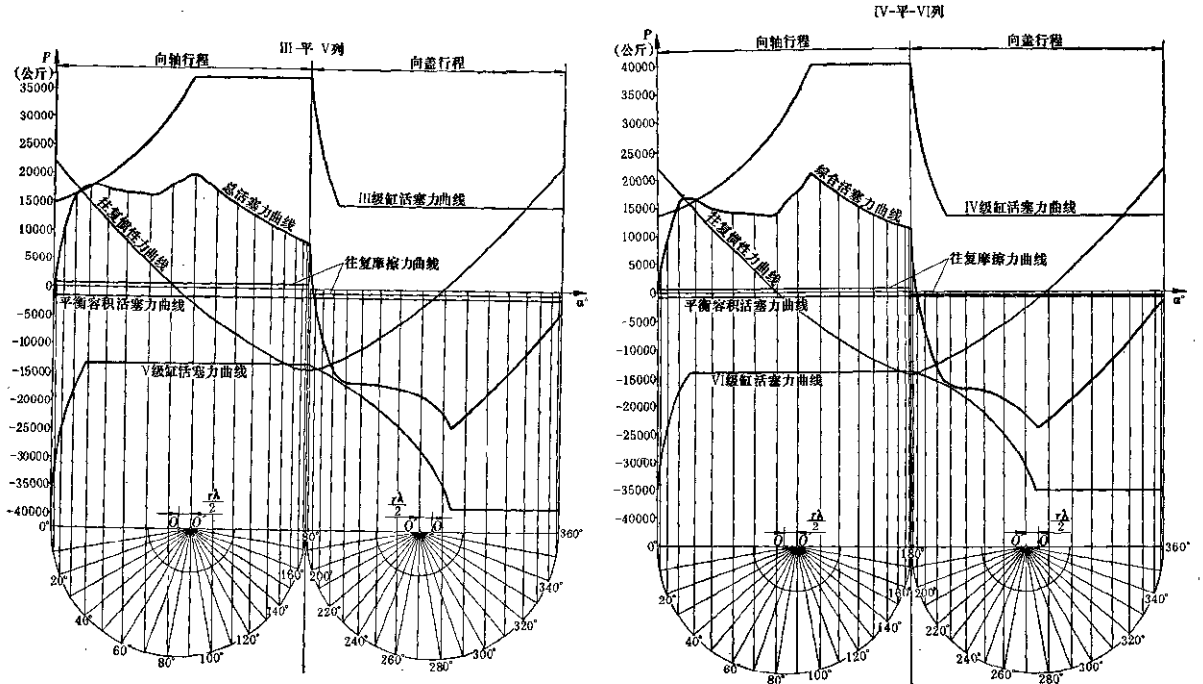



图 3-18 各列综合活塞力图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| $\alpha°$ | $\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$ | 总活塞力 $P\times10^{-2}$ （公斤） | | | | 切向力 $T\times10^{-2}$ （公斤） | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Ⅰ 缸 | Ⅱ 缸 | Ⅲ-平-Ⅴ | Ⅳ-平-Ⅵ | Ⅰ 缸 | Ⅱ 缸 | Ⅲ 平-Ⅴ | Ⅳ 平-Ⅵ |
| 0° | 0.000 | 42 | 35 | −25 | +5 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 10 | 0.208 | 66 | 57 | 8 | 31 | 13.78 | 11.8 | 1.66 | 6.48 |
| 20 | 0.408 | 112 | 110 | 93 | 85 | 45.6 | 45 | 38 | 34.7 |
| 30 | 0.587 | 167 | 153 | 160 | 155 | 98 | 89.6 | 93.7 | 91 |
| 40 | 0.742 | 170 | 167 | 180 | 163 | 126 | 123 | 134 | 121 |
| 50 | 0.866 | 150 | 142 | 173 | 149 | 129.4 | 123 | 150 | 129 |
| 60 | 0.954 | 122 | 123 | 165 | 140 | 116.3 | 117 | 157 | 133.5 |
| 70 | 1.003 | 108 | 101 | 162 | 136 | 108 | 104.3 | 162.2 | 136.1 |
| 80 | 1.020 | 109 | 97 | 183 | 138 | 111 | 99 | 186.5 | 141 |
| 90 | 1.000 | 115 | 102 | 200 | 175 | 115 | 102 | 200 | 175 |
| 100 | 0.950 | 128 | 130 | 172 | 197 | 122 | 123.6 | 164 | 187.5 |
| 110 | 0.876 | 103 | 103 | 146 | 170 | 90 | 90 | 128 | 149.0 |
| 120 | 0.778 | 86 | 85 | 127 | 150 | 66.9 | 66 | 98.9 | 116.5 |
| 130 | 0.666 | 70 | 71 | 112 | 135 | 46.5 | 47.2 | 74.5 | 90.0 |
| 140 | 0.543 | 58 | 61 | 100 | 125 | 31.5 | 33.1 | 54.3 | 68.0 |
| 150 | 0.413 | 50 | 51 | 90 | 118 | 20.6 | 21.1 | 37.2 | 48.5 |
| 160 | 0.278 | 44 | 47 | 86 | 114 | 12.25 | 13.1 | 24.0 | 48.7 |
| 170 | 0.139 | 41 | 44 | 81 | 112 | 7 | 6.11 | 11.25 | 15.3 |
| 180 | 0.000 | 40 | 42 | 80 | 111 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 190 | −0.139 | 10 | 15 | 33 | 50 | −1.4 | −2.08 | −4.59 | −6.95 |
| 200 | −0.278 | −42 | −16 | −15 | −5 | 11.65 | 4.45 | 4.18 | 1.39 |
| 210 | −0.413 | −91 | −84 | −80 | −68 | 37.6 | 34.6 | 33 | 28.1 |
| 220 | −0.543 | −131 | −120 | −140 | −126 | 71 | 65.5 | 76 | 68.5 |
| 230 | −0.666 | −144 | −141 | −165 | −165 | 96 | 94 | 110 | 110 |
| 240 | −0.778 | −140 | −143 | −168 | −172 | 100 | 111 | 131 | 134 |
| 250 | −0.876 | −127 | −140 | −172 | −177 | 111 | 122.5 | 150.8 | 152.5 |
| 260 | −0.950 | −127 | −135 | −177 | −190 | 120.8 | 128 | 168 | 180.5 |
| 270 | −1.000 | −126 | −135 | −190 | −217 | 126 | 135 | 190 | 217 |
| 280 | −1.020 | −140 | −143 | −222 | −225 | 143 | 146 | 226 | 229.5 |
| 290 | −1.003 | −143 | −152 | −218 | −189 | 143.5 | 152.1 | 218.6 | 189.4 |
| 300 | −0.954 | −111 | −123 | −184 | −154 | 104.7 | 117 | 176 | 147 |
| 310 | −0.866 | −124 | −85 | −145 | −138 | 107.4 | 73.6 | 125.5 | 119.5 |
| 320 | −0.742 | −40 | −45 | −110 | −83 | 29.7 | 33.5 | 81.5 | 60.5 |
| 330 | −0.587 | −26 | −20 | −80 | −60 | 15.3 | 11.7 | 47 | 35.2 |
| 340 | −0.408 | 23 | 2 | −57 | −26 | −9.4 | −0.82 | 23.3 | 10.6 |
| 350 | −0.208 | 52 | 17 | −45 | −16 | −10.8 | −3.54 | 9.4 | 3.34 |
| 360 | 0.000 | | 21 | −41 | −14 | 0 | 0 | 0 | 0 |

按上表的数据作各列切向力图(图3-19)和按两种叠加方案作总切向力与幅度面积矢量图（图3-20）；1) Ⅰ列的曲柄较Ⅱ列落后 90°（按旋转方向而言）（图 3-20$a$)，2) Ⅰ列的曲柄较Ⅱ列超前 90°（图3-20$b$)。

在图 3-19 和图 3-20 中，纵坐标表示切向力，横坐标表示转角 $\alpha$ 按圆周的周长展开，即 $\pi S$。图形长度选用 $l$=360 毫米。

力比例尺：$m_t$=250（公斤/毫米）

长度比例尺：$m_l=\frac{\pi S}{l}=\frac{3.14\times360}{360}=3.14$（毫米/毫米）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

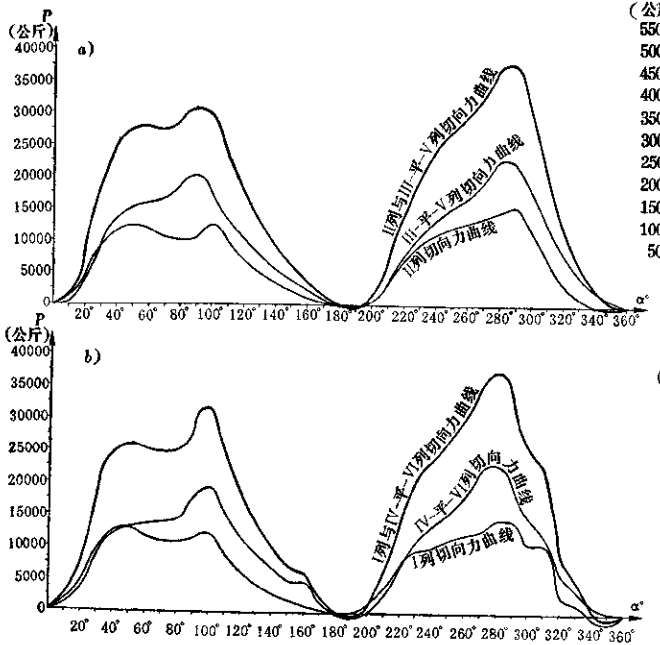



图 3-19 各列切向力图

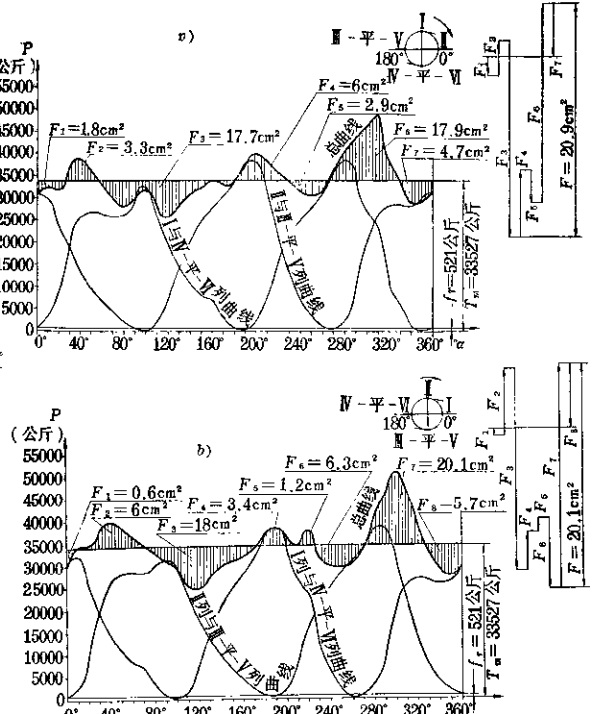



图 3-20 总切向力与幅度面积矢量图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

根据已定的结构方案，相对列的曲柄错角为180°，相对列的气缸中心线夹角也是180°，因此Ⅱ列与Ⅲ-平-Ⅴ列，Ⅰ列与Ⅳ-平-Ⅵ列的切向力叠加时没有曲柄错角的相对位移。

旋转摩擦力按式3-29计算，并加入总切向力图中。

$$f_r=0.4\frac{N_{id}\left(\frac{1}{\eta_m}-1\right)60\times102}{\pi Sn}=0.4\times\frac{2370\times\left(\frac{1}{0.92}-1\right)\times60\times102}{3.14\times0.36\times375}=521\text{（公斤）}$$

在总切向力图中，为了计入旋转摩擦力，把横座标下移$f_r$值。

测量总切向力曲线与横座标所包围的面积$A$为483厘米$^2$，按式3-30，平均切向力$T_m$为：

$$T_m=\frac{Am_tm_t}{\pi S}=\frac{483\times100\times3.14\times250}{3.14\times360}=33527\text{(公斤)}$$

按式3-32校核：

$$T_m'=\frac{102\times30N}{\pi rn}=\frac{102\times30\times2370}{3.14\times0.18\times375}=34300\text{(公斤)}$$

$$\Delta=\frac{T_m-T_m'}{T_m'}\times100\%=\frac{33527-34300}{34300}\times100\%=-2.25\%$$

$\Delta$在允许范围内。

4.作幅度面积矢量图

按方案 1)幅度面积$F$=20.9厘米$^2$。按方案 2)幅度面积$F$=20.1厘米$^2$，差别不大。方案2 ）比方案1 ）较好，故采用方案2 ）。

5.确定飞轮矩

按式3-34，并从表 3-5 选用 $\delta=\frac{1}{100}$，

$$GD^2=3600\frac{m_tm_tF}{n^2\delta}=3600\times\frac{0.0314\times2500\times20.1}{375^2\times\frac{1}{100}}=4070\text{(公斤·米}^2\text{)}$$

## 第三节　惯性力和惯性力矩的平衡

惯性力和惯性力矩的数值和方向作周期变化，引起基组（包括机器和基础）的振动。减小振动最有效的方法是在机器内部平衡惯性力和惯性力矩。惯性力和惯性力矩是自由力，只有用变化周期相同但方向相反的另一个惯性力和惯性力矩来平衡。采用多列结构，合理选择各列的曲柄错角以及在曲拐上附加平衡重的方法，可使惯性力或惯性力矩达到部分或完全平衡。

当结构上采取的各种措施无法使惯性力和惯性力矩得到平衡时，只好建造质量足够大的基础来补偿。

本节的目的是分析各种型式压缩机惯性力及惯性力矩平衡的程度，为基础计算提供依据。

**一、单列压缩机**

图3-21所示为单列压缩机，如果在曲柄的相反方向离曲轴中心$r$处设置一个与不平衡旋转质量$m_r$相等的平衡重，则平衡重所产生的旋转惯性力（$m_r r\omega^2$）与机器的$I_r$大小相等，



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

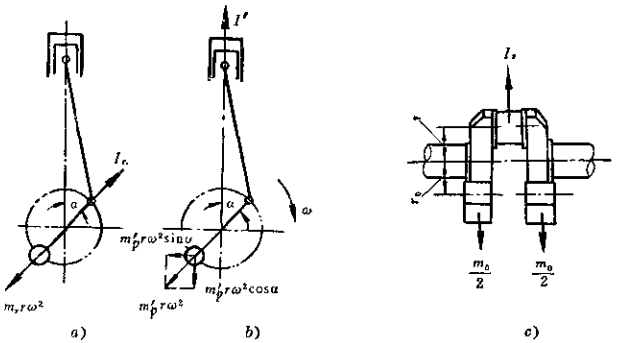



图 3-21 单列压缩机的平衡

方向相反，达到完全平衡（图3-21$a$）。

如果在曲柄的相反方向离曲轴中心 $r$ 处再设置一个质量为 $m_p'$ 的平衡重，则沿曲柄相反方向形成离心力 $m_p'r\omega^2$，若 $m_p'$ 与往复运动质量相等，则此力的垂直分量为 $m_p'r\omega^2\cos\alpha$，与一阶惯性力大小相等，方向相反，也达到完全平衡（图 3-21，$b$）。但是在水平方向的分量 $m_p'r\omega^2\sin\alpha$ 却成为自由力。所以，在单列压缩机中设置平衡重只能使一阶惯性力在曲轴旋转平面内转过 90°，而不能平衡。若使平衡重的质量 $m_p'$ 小于往复运动质量 $m_p$，则平衡重产生的离心力 $m_p'r\omega^2$ 可以使一阶惯性力分解成沿气缸中心线和垂直于气缸中心线的两个方向的分力。在卧式压缩机中，常将一阶惯性力的30～50%转移到垂直方向，这时平衡重的质量 $m_p'=(0.3\sim0.5)m_p$。在立式压缩机中，当采用滚动轴承时，为改善轴承受载情况，将一阶惯性力的 15～20% 转移到水平方向，这时所需的平衡重质量为 $m_p'=(0.15\sim0.2)m_p$。

为平衡旋转惯性力所需的平衡重与为转移部分一阶惯性力所需的平衡重应该合并，总平衡重的质量为 $m_0$，重心到曲轴中心的距离为 $r_0$（图 3-21，$c$），应满足下列关系：$m_0r_0\omega^2=(m_r+m_p')r\omega^2$。

平衡重质量应在两个曲柄上均匀布置，如图 3-21$c$）所示，每一个平衡重的质量为：

$$\frac{m_0}{2}=\frac{(m_r+m_p')}{2}\times\frac{r}{r_0} \qquad (3\text{-}35)$$

二阶惯性力的变化周期是曲轴半转的时间，不能用加平衡重的方法来平衡。其它的措施由于结构过于复杂，在压缩机中不采用。

**二、多列压缩机**

由于各列曲柄错角的排列以及气缸中心线之间有某一夹角，使得各列同一瞬时的惯性力有相位差，可以起到互相平衡的作用。

在计算中，采用直角座标，并将座标原点 $O$ 设在压缩机曲轴旋转平面中心。$Y$ 为垂直座标轴，$X$ 为水平座标轴并以双重V型（四列）压缩机为例，如图3-22 所示。图中各角度的含义：

$\varphi$ 为第一列曲柄相对于 $Y$ 轴的转角。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

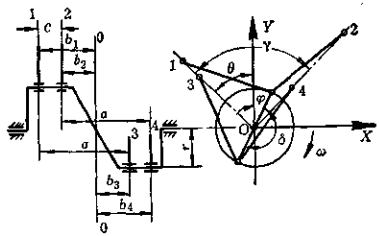



图 3-22　双重V型（四列）压缩机在$X$-$Y$平面直角座标中的相互关系

$\theta$ 为任一列气缸中心线与$Y$轴的夹角（$Y$轴右侧的 $\theta$ 为正，左侧的 $\theta$ 为负）。

$\delta$ 为任一列曲柄顺旋转方向相对于第一列曲柄的错角。

$\gamma$ 表示任一列的气缸中心线相对于第一列气缸中心线的夹角。

任意列曲柄对于本列气缸中心线的转角 $\alpha_i$，按下式计算：

$$\alpha_i=\varphi-\theta_i+\delta_i \qquad (3\text{-}36)$$

因此，多列压缩机中任一列的往复惯性力公式为：

$$I_i'=m_{p_i}r_i\omega^2\cos(\varphi-\theta_i+\delta_i) \qquad (3\text{-}37)$$

$$I_i''=m_{p_i}r_i\omega^2\lambda\cos2(\varphi-\theta_i+\delta_i) \qquad (3\text{-}38)$$

式中　$I_i'$——多列压缩机中任一列的一阶惯性力；

$I_i''$——多列压缩机中任一列的二阶惯性力；

$m_{p_i}$——任一列的往复运动质量；

$r_i$——任一列的曲柄半径（多列压缩机中通常是各列曲柄半径相等，即：$r_i=r_1=r_2=r_3=\cdots\cdots=r$）。

为求多列压缩机合成惯性力，将各列一、二阶惯性力分解成沿$X$轴方向和$Y$轴方向的分力：$I_x'$，$I_x''$，$I_y'$，$I_y''$。

多列压缩机各列惯性力形成惯性力矩。惯性力矩通常按各列惯性力对机器的对称中心取矩而求得。图 3-22 中所示的 $b_1$、$b_2$、$b_3$、$b_4$ 分别为各列往复惯性力与简化中心的距离。$a$ 为列间距，$c$ 为同一曲拐上两列气缸中心距。

求得各列惯性力在$X$轴向和$Y$轴向的分量后，分别对$Y$-$Y$轴和$X$-$X$轴取矩，得出$X$轴向的惯性力矩和$Y$轴向的惯性力矩，然后合成。

对于立式、卧式、对置型和对称平衡型压缩机，其惯性力和惯性力矩按代数值合成；而角度式压缩机的惯性力和惯性力矩按矢量值合成。

合成惯性力的作用方向以 $\psi$ 表示，$\psi$ 是合成惯性力与$Y$轴之间的夹角。合成惯性力矩的作用方向以 $\psi'$ 表示，$\psi'$ 是合成惯性力矩作用的平面与$Y$轴之间的夹角。

多列压缩机惯性力和惯性力矩的计算公式见表3-6。

**例**：试确定双重V型（四列）压缩机的惯性力和惯性力矩。

**解**：双重V型压缩机曲柄连杆机构示意图及其在曲轴旋转平面（$XOY$ 平面）的投影如图3-22所示。设 1，3 列与 2，4 列气缸中心线夹角 $\gamma=90°$，$\theta_i=\pm\frac{\gamma}{2}$；1，2 列与 3，



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**表 3-6　多列压缩机往复惯性力和往复惯性力矩计算公式**

| | | 一阶惯性力 | 一阶惯性力矩 | 二阶惯性力 | 二阶惯性力矩 |
|---|---|---|---|---|---|
| | 任意列在$X-X$轴上的分力 | $I'_{ix}=m_{ip}r\omega^2\cos(\varphi-\theta_i+\delta_i)\sin\theta_i$ | ※ $M'_{ix}=I'_{ix}b_i$ | $I''_{ix}=m_{ip}r\omega^2\lambda\cos2(\varphi-\theta_i+\delta_i)\sin\theta_i$ | ※ $M''_{ix}=I''_{ix}b_i$ |
| | 各列在$X-X$轴上分力的代数和 | $I'_x=I'_{1x}+I'_{2x}+I'_{3x}+\cdots\cdots$ | $M'_x=M'_{1x}+M'_{2x}+M'_{3x}+\cdots\cdots$ | $I''_x=I''_{1x}+I''_{2x}+I''_{3x}+\cdots\cdots$ | $M''_x=M''_{1x}+M''_{2x}+M''_{3x}+\cdots\cdots$ |
| | 任意列在$Y-Y$轴上的分力 | $I'_{iy}=m_{ip}r\omega^2\cos(\varphi-\theta_i+\delta_i)\cos\theta_i$ | $M'_{iy}=I'_{iy}b_i$ | $I''_{iy}=m_{ip}r\omega^2\lambda\cos2(\varphi-\theta_i+\delta_i)\cos\theta_i$ | $M''_{iy}=I''_{iy}b_i$ |
| | 各列在$Y-Y$轴上分力的代数和 | $I'_y=I'_{1y}+I'_{2y}+I'_{3y}+\cdots\cdots$ | $M'_y=M'_{1y}+M'_{2y}+M'_{3y}+\cdots\cdots$ | $I''_y=I''_{1y}+I''_{2y}+I''_{3y}+\cdots\cdots$ | $M''_y=M''_{1y}+M''_{2y}+M''_{3y}+\cdots\cdots$ |
| | 合成值 | $I'=\sqrt{I'^2_x+I'^2_y}$ | $M'=\sqrt{M'^2_x+M'^2_y}$ | $I''=\sqrt{I''^2_x+I''^2_y}$ | $M''=\sqrt{M''^2_c+M''^2_y}$ |
| | 合成值与$Y$轴的夹角 | $\psi_1=\mathrm{tg}^{-1}\dfrac{I'_x}{I'_y}$ | $\psi'_1=\mathrm{tg}^{-1}\dfrac{M'_x}{M'_y}$ | $\psi_2=\mathrm{tg}^{-1}\dfrac{I''_x}{I''_y}$ | $\psi'_2=\mathrm{tg}^{-1}\dfrac{M''_x}{M''_y}$ |
| 立式压缩机 | 任一列在$X-X$轴上的分力 | $I'_{ix}=0$ | $M'_{ix}=0$ | $I''_{ix}=0$ | $M''_{ix}=0$ |
| | 任一列在$Y-Y$轴上的分力 | $I'_{iy}=m_{ip}r\omega^2\cos(\varphi+\delta_i)$ | $M'_{iy}=I'_{iy}b_i$ | $I''_{iy}=m_{ip}r\omega^2\lambda\cos2(\varphi+\delta_i)$ | $M''_{iy}=I''_{iy}b_i$ |
| | 合成值 | $I'=I'_{1y}+I'_{2y}+I'_{3y}+\cdots\cdots$ | $M'=M'_{1y}+M'_{2y}+M'_{3y}+\cdots\cdots$ | $I''=I''_{1y}+I''_{2y}+I''_{3y}+\cdots\cdots$ | $M''=M''_{1y}+M''_{2y}+M''_{3y}+\cdots\cdots$ |
| | 合成值与$Y$轴的夹角 | $\psi_1=0$，与$Y$轴重合 | $\psi'_1=0$，在气缸中心线平面内 | $\psi_2=0$，与$y$轴重合 | $\psi'_2=0$，在气缸中心线平面内 |
| 对称平衡式和对置式 | 任一列在$X-X$轴上的分力 | $I'_{ix}=m_{ip}r\omega^2\cos(\varphi-\theta_i+\delta_i)\sin\theta_i$ | $M'_{ix}=I'_{ix}b_i$ | $I''_{ix}=m_{ip}r\omega^2\lambda\cos2(\varphi-\theta_i-\delta_i)\sin\theta_i$ | $M''_{ix}=I''_{ix}b_i$ |
| | 任一列在$Y-Y$轴上的分力 | $I'_{iy}=0$ | $M'_{iy}=0$ | $I''_{iy}=0$ | $M''_{iy}=0$ |
| | 合成值 | $I'=I'_{1x}+I'_{2x}+I'_{3x}+\cdots\cdots$ | $M'=M'_{1x}+M'_{2x}+M'_{3x}+\cdots\cdots$ | $I''=I''_{1x}+I''_{2x}+I''_{3x}+\cdots\cdots$ | $M''=M''_{1x}+M''_{2x}+M''_{3x}+\cdots\cdots$ |
| | 合成值与$Y$轴的夹角 | $\psi_1=90°$<br>$\psi_1=270°$，在气缸中心线上 | $\psi'_1=90°$<br>$\psi'_1=270°$，在气缸中心线不面内 | $\psi'_2=90°$<br>$\psi_2=270°$，在气缸中心线上 | $\psi'_2=90°$<br>$\psi'_2=270°$，在气缸中心线平面内 |

※　求各列惯性力矩代数和时，应注意到在机器简化中心两侧的惯性力矩符号相反。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

4 列的曲柄错角 $\delta=180°$；各列的往复运动质量相等，即：$m_{1p}=m_{2p}=m_{3p}=m_{4p}=m_p$，根据表3-6多列压缩机惯性力和惯性力矩计算公式，各列一阶惯性力在$X$-$X$轴上的分力为：

1 列：
$$I'_{1x}=m_p r\omega^2\cos\left(\varphi+\frac{\gamma}{2}\right)\sin\left(-\frac{\gamma}{2}\right)$$
$$=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi+45°)$$

2 列：
$$I'_{2x}=m_p r\omega^2\cos\left(\varphi-\frac{\gamma}{2}\right)\sin\frac{\gamma}{2}$$
$$=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi-45°)$$

3 列：
$$I'_{3x}=m_p r\omega^2\cos\left(\varphi+\frac{\gamma}{2}+\pi\right)\sin\left(-\frac{\gamma}{2}\right)$$
$$=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi+45°)$$

4 列：
$$I'_{4x}=m_p r\omega^2\cos\left(\varphi-\frac{\gamma}{2}+\pi\right)\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)$$
$$=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi-45°)$$

各列一阶惯性力在$X$-$X$轴上分力的代数和为：
$$I'_x=I'_{1x}+I'_{2x}+I'_{3x}+I'_{4x}=0$$

各列一阶惯性力在$Y$-$Y$轴上的分力为：

1 列：
$$I'_{1y}=m_p r\omega^2\cos\left(\varphi+\frac{\gamma}{2}\right)\cos\left(-\frac{\gamma}{2}\right)$$
$$=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi+45°)$$

2 列：
$$I'_{2y}=m_p r\omega^2\cos\left(\varphi-\frac{\gamma}{2}\right)\cos\frac{\gamma}{2}$$
$$=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi-45°)$$

3 列：
$$I'_{3y}=m_p r\omega^2\cos\left(\varphi+\frac{\gamma}{2}+\pi\right)\cos\left(-\frac{\gamma}{2}\right)$$
$$=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi+45°)$$

4 列：
$$I'_{4y}=m_p r\omega^2\cos\left(\varphi-\frac{\gamma}{2}+\pi\right)\cos\frac{\gamma}{2}$$
$$=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi-45°)$$

各列一阶惯性力在 $Y$-$Y$ 轴上分力的代数和为：
$$I'_y=I'_{1y}+I'_{2y}+I'_{3y}+I'_{4y}=0$$

一阶惯性力合力：
$$I'=0$$

各列一阶惯性力矩在 $X$-$X$ 轴上的分量为：


油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$M'_{1x}=I'_{1x}b_1=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi+45°)b_1$$

$$M'_{2x}=I'_{2x}b_2=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi-45°)b_2$$

$$M'_{3x}=I'_{3x}b_3=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi+45°)b_3$$

$$M'_{4x}=I'_{4x}b_4=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi-45°)b_4$$

各列一阶惯性力矩在 $X-X$ 轴上分量的代数和为：

$$\begin{aligned}M'_x&=M'_{1x}+M'_{2x}+(-M'_{3x})+(-M'_{4x})\\&=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi+45°)\times(b_1+b_3)\\&\quad+\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi-45°)\times(b_2+b_4)\\&=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2 a[\cos(\varphi-45°)-\cos(\varphi+45°)]\\&=m_p r\omega^2 a\sin\varphi\end{aligned}$$

式中 $b_1+b_3=b_2+b_4=a$。

各列一阶惯性力矩在 $Y-Y$ 轴上的分量为：

$$M'_{1y}=I'_{1y}b_1=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi+45°)b_1$$

$$M'_{2y}=I'_{2y}b_2=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi-45°)b_2$$

$$M'_{3y}=I'_{3y}b_3=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi+45°)b_3$$

$$M'_{4y}=I'_{4y}b_4=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi-45°)b_4$$

各列一阶惯性力矩在 $Y-Y$ 轴上分量的代数和为：

$$\begin{aligned}M'_y&=M'_{1y}+M'_{2y}+(-M'_{3y})+(-M'_{4y})\\&=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi+45°)(b_1+b_3)\\&\quad+\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\cos(\varphi-45°)(b_2+b_4)\\&=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2 a[\cos(\varphi+45°)+\cos(\varphi-45°)]\\&=m_p r\omega^2 a\cos\varphi\end{aligned}$$

一阶惯性力矩合成值为：

$$M'=\sqrt{M'^2_x+M'^2_y}=m_p r\omega^2 a$$

$M'$ 与 $Y$ 轴的夹角为：

$$\psi'_1=\mathrm{tg}^{-1}\frac{M'_x}{M'_y}=\mathrm{tg}^{-1}\mathrm{tg}\,\varphi=\varphi$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

各列二阶惯性力在 $X$-$X$ 轴上的分力为：

$$I''_{1x}=m_p r\omega^2\lambda\cos 2\left(\varphi+\frac{\gamma}{2}\right)\sin\left(-\frac{\gamma}{2}\right)$$

$$=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi-90^\circ)$$

$$I''_{2x}=m_p r\omega^2\lambda\cos 2\left(\varphi-\frac{\gamma}{2}\right)\sin\frac{\gamma}{2}$$

$$=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi-90^\circ)$$

$$I''_{3x}=m_p r\omega^2\lambda\cos 2\left(\varphi+\frac{\gamma}{2}+\pi\right)\sin\left(-\frac{\gamma}{2}\right)$$

$$=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi+90^\circ)$$

$$I''_{4x}=m_p r\omega^2\lambda\cos 2\left(\varphi-\frac{\gamma}{2}+\pi\right)\sin\frac{\gamma}{2}$$

$$=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi-90^\circ)$$

各列二阶惯性力在 $X$-$X$ 轴上分力代数和为：

$$I''_x=I''_{1x}+I''_{2x}+I''_{3x}+I''_{4x}=2\sqrt{2}m_p r\omega^2\lambda\sin 2\varphi$$

各列二阶惯性力在 $Y$-$Y$ 轴上的分力为：

$$I''_{1y}=m_p r\omega^2\lambda\cos 2\left(\varphi+\frac{\gamma}{2}\right)\cos\left(-\frac{\gamma}{2}\right)$$

$$=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi+90^\circ)$$

$$I''_{2y}=m_p r\omega^2\lambda\cos 2\left(\varphi-\frac{\gamma}{2}\right)\cos\frac{\gamma}{2}$$

$$=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi-90^\circ)$$

$$I''_{3y}=m_p r\omega^2\lambda\cos 2\left(\varphi+\frac{\gamma}{2}+\pi\right)\cos\left(-\frac{\gamma}{2}\right)$$

$$=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi+90^\circ)$$

$$I''_{4y}=m_p r\omega^2\lambda\cos 2\left(\varphi-\frac{\gamma}{2}+\pi\right)\cos\frac{\gamma}{2}$$

$$=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi-90^\circ)$$

各列二阶惯性力在 $Y$-$Y$ 轴上分力的代数和为：

$$I''_y=I''_{1y}+I''_{2y}+I''_{3y}+I''_{4y}=0$$

二阶惯性力合力为：

$$I''=I''_x=2\sqrt{2}m_p r\omega^2\lambda\sin 2\varphi$$

合成二阶惯性力与 $y$ 轴的夹角为：

$$\psi_2=\mathrm{tg}^{-1}\frac{I''_x}{I''_y}\left(\frac{I''_x}{I''_y}\to\infty\right)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$\psi_2=90°$，$270°$，即沿 $X$-$X$ 轴方向。

各列二阶惯性力矩在 $X$-$X$ 轴上的分量为：

$$M''_{1x}=I''_{1x}b_1=-\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi+90°)b_1$$

$$M''_{2x}=I''_{2x}b_2=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi-90°)b_2$$

$$M''_{3x}=I''_{3x}b_3=-\frac{\sqrt{2}}{2}r\omega^2 m_p\lambda\cos(2\varphi+90°)b_3$$

$$M''_{4x}=I''_{4x}b_4=\frac{\sqrt{2}}{2}r\omega^2\lambda m_p\cos(2\varphi-90°)b_4$$

各列二阶惯性力矩在 $X$-$X$ 轴上分量的代数和为：

$$M''_x=M''_{1x}+M''_{2x}+(-M''_{3x})+(-M''_{4x})=0$$

各列二阶惯性力矩在 $Y$-$Y$ 轴上的分量为：

$$M''_{1y}=I''_{1y}b_1=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi+90°)b_1$$

$$M''_{2y}=I''_{2y}b_2=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi-90°)b_2$$

$$M''_{3y}=I''_{3y}b_3=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi+90°)b_3$$

$$M''_{4y}=I''_{4y}b_4=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\cos(2\varphi-90°)b_4$$

各列二阶惯性力矩在 $Y$-$Y$ 轴上分量的代数和为：

$$M''_y=M''_{1y}+M''_{2y}+(-M''_{3y})+(-M''_{4y})$$

$$=\frac{\sqrt{2}}{2}m_p r\omega^2\lambda\sin 2\varphi(b_2+b_3-b_1-b_4)$$

$$=\sqrt{2}\,m_p r\omega^2\lambda c\sin 2\varphi$$

式中 $b_2=b_1-c$，$b_3=b_4-c$。

二阶惯性力矩合成值为：

$$M''=\sqrt{M''^2_x+M''^2_y}=\sqrt{2}\,m_p r\omega^2\lambda\ c\sin 2\varphi$$

因 1，2 及 3，4 列间距离很小，所以，$c$ 忽略不计，$M''\approx 0$。

从以上计算可知：双重V型压缩机的一阶惯性力 $I'=0$，自行平衡；一阶惯性力矩 $M'=m_p r\omega^2 a$，大小不变，作用在通过曲柄并与曲轴旋转平面垂直的平面内；二阶惯性力 $I''=2\sqrt{2}\,m_p r\omega^2\lambda\sin 2\varphi$，大小随 $2\varphi$ 角的正弦曲线变化，作用在水平方向上，而 $M''\approx 0$。

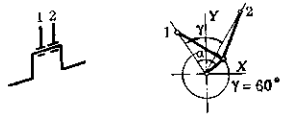
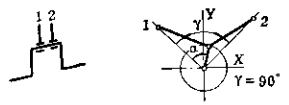
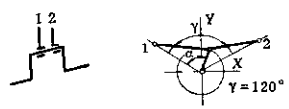
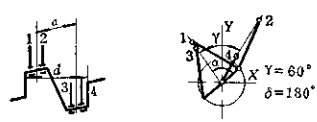
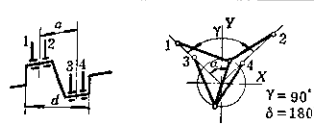
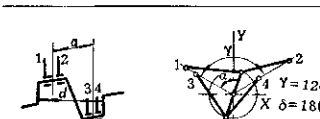
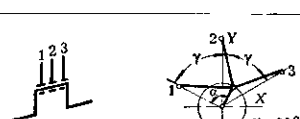
旋转惯性力自行平衡；旋转惯性力矩可以配置适当的平衡重使之完全平衡。

表 3-7、表 3-8、表 3-9、表 3-10 分别列出了各种常见的角度式结构、立式结构、对称平衡结构和对置式结构压缩机，在各列往复质量相等、各列不平衡旋转质量也相等的条件下，惯性力和惯性力矩的平衡情况。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 3-7　角度式压缩机各列往复运动质量相等、不平衡

| 序号 | 列数 | 組成形式 | 不平衡惯性力的旋转惯性力 $I_r$ | 不平衡惯性力矩的旋转惯性力矩 $M_r$ | 一阶惯性力 $I'$ 计算公式 | 一阶惯性力 $I'$ 最大值 | 一阶惯性力 $I'$ 位置 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 |  | $m_r r\omega^2$ | 0 | $m_p r\omega^2 \times \sqrt{\frac{1}{4}+2\cos^2(\alpha-30°)}$ | $\frac{3}{2}m_p r\omega^2$ | $\alpha=30°$<br>$\alpha=210°$ |
| 2 | 2 |  | $m_r r\omega^2$ | 0 | $m_p r\omega^2$ | | |
| 3 | 2 |  | $m_r r\omega^2$ | 0 | $m_p r\omega^2 \times \sqrt{\frac{1}{4}+2\sin^2(\alpha-60°)}$ | $\frac{3}{2}m_p r\omega^2$ | $\alpha=150°$<br>$\alpha=330°$ |
| 4 | 4 |  | 0 | $m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 5 | 4 |  | 0 | $m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 6 | 4 |  | 0 | $m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 7 | 3 |  | $m_r r\omega^2$ | 0 | $\frac{3}{2}m_p r\omega^2$ | | |

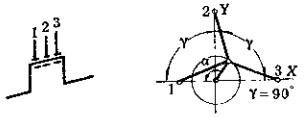
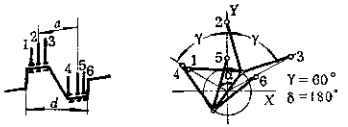
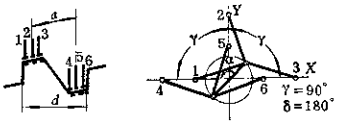
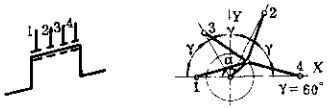
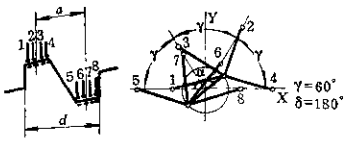
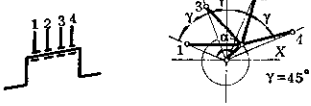
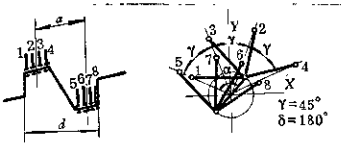


油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 不平衡的往复惯性力和力矩 | | | | | | | 平衡重用途及大小 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 一阶惯性力矩 $M'$ | | | 二阶惯性力 $I''$ | | | 二阶惯性力矩 $M''$ | |
| 计算公式 | 最大值 | 位置 | 计算公式 | 最大值 | 位置 | 计算公式 最大值 位置 | |
| 微小不计 | | | $\sqrt{\frac{3}{2}}m_p r\omega^2\lambda$ | | | 微小不计 | 平衡 $I_r$，$m_0=\frac{rm_r}{r_0}$ |
| 微小不计 | | | $\sqrt{2}\,m_p r\omega^2\lambda\cos 2\alpha$ | $\sqrt{2}\,m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=90°$<br>$\alpha=180°$<br>$\alpha=270°$ | 微小不计 | 平衡 $I_r$ 和 $I'$，$m_0=\frac{r(m_r+m_p)}{r_0}$ |
| 微小不计 | | | $m_p r\omega^2\lambda\times\sqrt{\frac{1}{4}+2\sin^2(2\alpha-120°)}$ | $\frac{3}{2}m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=15°$<br>$\alpha=105°$<br>$\alpha=195°$<br>$\alpha=285°$ | 微小不计 | 平衡 $I_r$，$m_0=\frac{rm_r}{r_0}$ |
| $m_p r\omega^2 a\times\sqrt{\frac{1}{4}+2\cos^2(\alpha-30°)}$ | $\frac{3}{2}m_p r\omega^2 a$ | $\alpha=30°$<br>$\alpha=210°$ | $\sqrt{3}\,m_p r\omega^2\lambda$ | | | 微小不计 | 平衡 $M_r$，$m_0=\frac{m_r ra}{r_0 d}$ |
| $m_p r\omega^2 a$ | | | $2\sqrt{2}\,m_p r\omega^2\lambda\cos 2\alpha$ | $2\sqrt{2}\,m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=90°$<br>$\alpha=180°$<br>$\alpha=270°$ | 微小不计 | 平衡 $M_r$ 和 $M'$，$m_0=\frac{r(m_r+m_p)a}{r_0 d}$ |
| $m_p r\omega^2 a\times\sqrt{\frac{1}{4}+2\sin^2(\alpha-60°)}$ | $\frac{3}{2}m_p r\omega^2 a$ | $\alpha=150°$<br>$\alpha=330°$ | $2m_p r\omega^2\lambda\times\sqrt{\frac{1}{4}+2\sin(2\alpha-120°)}$ | $3m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=15°$<br>$\alpha=105°$<br>$\alpha=195°$<br>$\alpha=285°$ | 微小不计 | 平衡 $M_r$，$m_0=\frac{m_r ra}{r_0 d}$ |
| 微小不计 | | | $m_p r\omega^2\lambda\times\sqrt{\frac{1}{4}+2\sin^2(2\alpha-120°)}$ | $\frac{3}{2}m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=15°$<br>$\alpha=105°$<br>$\alpha=195°$<br>$\alpha=285°$ | 微小不计 | 平衡 $I_r$ 和 $I'$，$m_0=\frac{(m_r+\frac{1}{2}m_p)r}{r_0}$ |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 序列号 | 缸数 | 組成形式 | 不平衡的旋轉慣性力和力矩：旋轉慣性力 $I_r$ | 不平衡的旋轉慣性力和力矩：旋轉慣性力矩 $M_r$ | 一阶慣性力 $I'$：計算公式 | 一阶慣性力 $I'$：最大值 | 一阶慣性力 $I'$：位置 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 8 | 3 |  | $m_r r\omega^2$ | 0 | $m_p r\omega^2 \times \sqrt{1+3\sin^2(\alpha-90°)}$ | $2m_p r\omega^2$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=180°$ |
| 9 | 6 |  | 0 | $m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 10 | 6 |  | 0 | $m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 11 | 4 |  | $m_r r\omega^2$ | 0 | $m_p r\omega^2 \times \sqrt{\frac{9}{4}+4\cos^2\alpha}$ | $\frac{5}{2}m_p r\omega^2$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=180°$ |
| 12 | 8 |  | 0 | $m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 13 | 4 |  | $m_r r\omega^2$ | 0 | $2m_p r\omega^2$ | | |
| 14 | 8 |  | 0 | $m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |

注：表中 $m_0$，$r_0$ 为每一拐的平衡重质量和回轉半径，$m_r$ 为每一拐的不平衡旋轉质量。



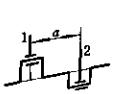
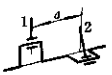
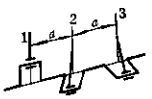
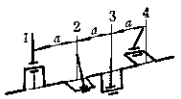
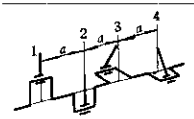
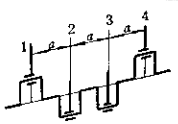
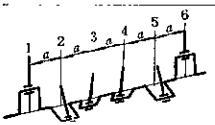
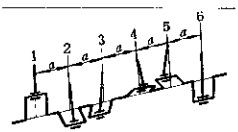
油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 不平衡的往复惯性力和力矩 | | | | | | | | | 平衡重用途及大小 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 一阶惯性力矩 $M'$ | | | 二阶惯性力 $I''$ | | | 二阶惯性力矩 $M''$ | | | |
| 计算公式 | 最大值 | 位置 | 计算公式 | 最大值 | 位置 | 计算公式 | 最大值 | 位置 | |
| 微小不计 | | | $m_p r\omega^2\lambda\cos^2\alpha$ | $m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=90°$<br>$\alpha=180°$<br>$\alpha=270°$ | 微小不计 | | | 平衡 $I_r$，<br>$m_0=\frac{m_r r}{r_0}$ |
| $\frac{3}{2}m_p r\omega^2 a$ | | | $2m_p r\omega^2\lambda\times\sqrt{\frac{1}{4}+2\sin^2(2\alpha-120°)}$ | $3m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=15°$<br>$\alpha=105°$<br>$\alpha=195°$<br>$\alpha=285°$ | 微小不计 | | | 平衡 $M_r$ 和 $M'$，<br>$m_0=\frac{r(m_r+\frac{3}{2}m_p)a}{r_0 d}$ |
| $a m_p r\omega^2\times\sqrt{1+3\sin^2(\alpha-90°)}$ | $2m_p r\omega^2 a$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=180°$ | $2m_p r\omega^2\lambda\cos 2\alpha$ | $2m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=90°$<br>$\alpha=180°$<br>$\alpha=270°$ | 微小不计 | | | 平衡 $M_r$，<br>$m_0=\frac{m_r r a}{r_0 d}$ |
| 微小不计 | | | $\sqrt{\frac{3}{2}}\lambda m_p r\omega^2$ | | | 微小不计 | | | 平衡 $I_r$，<br>$m_0=\frac{m_r r}{r_0}$ |
| $a m_p r\omega^2\times\sqrt{\frac{9}{4}+4\cos^2\alpha}$ | $\frac{5}{2}m_p r\omega^2 a$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=180°$ | $\sqrt{3}\lambda m_p r\omega^2$ | | | 微小不计 | | | 平衡 $M_r$，<br>$m_0=\frac{m_r r a}{r_0 d}$ |
| 微小不计 | | | $1.85 m_p r\omega^2\lambda$ | | | 微小不计 | | | 平衡 $I_r$，$I'$，<br>$m_0=\frac{(m_r+2m_p)r}{r_0}$ |
| $2m_p r\omega^2 a$ | | | $3.70 m_p r\omega^2\lambda$ | | | 微小不计 | | | 平衡 $M_r$ 和 $M'$，<br>$m_0=\frac{(m_r+2m_p)a}{r_0 d}$ |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 3-8　立式压缩机各列往复运动质量相等、不平

| 序号 | 列数 | 組成形式 | 不平衡的旋轉慣性力及力矩 旋轉慣性力 $I_r$ | 旋轉慣性力矩 $M_r$ | 一阶惯性力 $I'$ 計算公式 | 最大值 | 位置 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 |  | 0 | $m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 2 | 2 |  | $\sqrt{2}m_r r\omega^3$ | $\frac{\sqrt{2}}{2}m_r r\omega^2 a$ | $m_p r\omega^2(\sin\alpha+\cos\alpha)$ | $\sqrt{2}m_p r\omega^2$ | $\alpha=135°$<br>$\alpha=315°$ |
| 3 | 3 |  | 0 | $\sqrt{3}m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 4 | 4 |  | 0 | $2\sqrt{2}m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 5 | 4 |  | 0 | $\sqrt{2}m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 6 | 4 |  | 0 | 0 | 0 | | |
| 7 | 6 |  | 0 | 0 | 0 | | |
| 8 | 6 |  | 0 | $2\sqrt{3}m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |

注：①表中 $\delta'$ 为相邻曲拐平面间的夹角。

②表中 $m_0$，$r_0$ 为每一拐的平衡重的质量和回轉半径；$m_r$ 为每一拐的不平衡旋轉质量。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

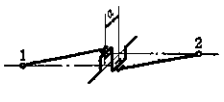
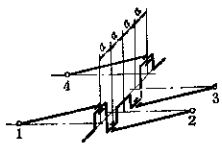
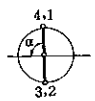
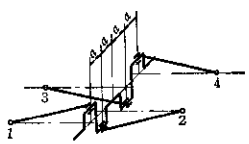
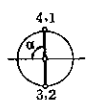
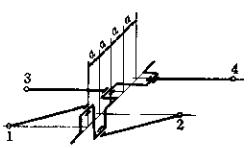
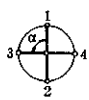
**衡旋转运动质量相等时，惯性力及力矩的平衡情况**

| 不平衡的往复惯性力及力矩 | | | | | | | | | 平衡重用途及大小 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 一阶惯性力矩 $M'$ | | | 二阶惯性力 $I''$ | | | 二阶惯性力矩 $M''$ | | | |
| 計算公式 | 最大值 | 位置 | 計算公式 | 最大值 | 位置 | 計算公式 | 最大值 | 位置 | |
| $m_p r\omega^2 a\cos\alpha$ | $m_p r\omega^2 a$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=180°$ | $2m_p r\omega^2\lambda\times\cos 2\alpha$ | $2m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=90°$<br>$\alpha=180°$<br>$\alpha=270°$ | 0 | | | 平衡 $M_r$<br>$m_0=\frac{r}{r_0}m_r$ |
| $\frac{1}{2}m_p r\omega^2 a\times(\cos\alpha-\sin\alpha)$ | $\frac{\sqrt{2}}{2}m_p\times r\omega^2 a$ | $\alpha=135°$<br>$\alpha=315°$ | 0 | | | $m_p r\omega^2\lambda a\times\cos 2\alpha$ | $m_p r\times\omega^2\lambda a$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=90°$<br>$\alpha=180°$<br>$\alpha=270°$ | 平衡 $I_r$ 与 $M_r$<br>$m_0=\frac{r}{r_0}m_r$ |
| $\frac{1}{2}m_p r\omega^2 a\times(3\cos\alpha-\sqrt{3}\sin\alpha)$ | $\sqrt{3}m_p\times r\omega^2 a$ | $\alpha=30°$<br>$\alpha=210°$ | 0 | | | $\frac{\sqrt{3}}{2}m_p r\omega^2\lambda\times a(\sqrt{3}\cos\times 2\alpha-\sin 2\alpha)$ | $\sqrt{3}m_p\times r\omega^2\lambda a$ | $\alpha=75°$<br>$\alpha=165°$<br>$\alpha=255°$<br>$\alpha=345°$ | 平衡 $M_r$<br>$m_0=\frac{r}{r_0}m_r$ |
| $2m_p r\omega^2 a\times(\cos\alpha-\sin\alpha)$ | $2\sqrt{2}m_p\times r\omega^2 a$ | $\alpha=135°$<br>$\alpha=315°$ | 0 | | | $2m_p r\omega^2\lambda a\times\cos 2\alpha$ | $2m_p r\omega^2\times\lambda a$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=90°$<br>$\alpha=180°$<br>$\alpha=270°$ | 平衡 $M_r$<br>$m_0=\frac{r}{r_0}m_r$ |
| $m_p r\omega^2 a\times(\cos\alpha-\sin\alpha)$ | $\sqrt{2}m_p\times r\omega^2 a$ | $\alpha=45°$<br>$\alpha=225°$ | 0 | | | $4m_p r\omega^2\lambda a\times\cos 2\alpha$ | $4m_p r\omega^2\times\lambda a$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=90°$<br>$\alpha=180°$<br>$\alpha=270°$ | 平衡 $M_r$<br>$m_0=\frac{r}{r_0}m_r$ |
| 0 | | | $4m_p r\omega^2\lambda\times\cos 2\alpha$ | $4m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=90°$<br>$\alpha=180°$<br>$\alpha=270°$ | 0 | | | 0 |
| 0 | | | 0 | | | 0 | | | 0 |
| $m_p r\omega^2 a\times(3\cos\alpha-\sqrt{3}\sin\alpha)$ | $2\sqrt{3}m_p\times r\omega^2 a$ | $\alpha=150°$<br>$\alpha=330°$ | 0 | | | 0 | | | 平衡 $M_r$<br>$m_0=\frac{r}{r_0}m_r$ |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 3-9 对称平衡型压缩机各列往复运动质量相等、

| 序号 | 列数 | 組成形式 | 不平衡的旋轉慣性力及力矩 | | 一阶慣性力 $I'$ | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 旋轉慣性力 $I_r$ | 旋轉慣性力矩 $M_r$ | 計算公式 | 最大值位置 |
| 1 | 2 |   δ=180°,γ=180° | 0 | $m_r r\omega^2 a$ | 0 | |
| 2 | 4 |   δ=180°,γ=180° | 0 | $\sqrt{2}\, m_r r\omega^2 a$ | 0 | |
| 3 | 4 |   δ=180°,γ=180° | 0 | 0 | 0 | |
| 4 | 4 |   δ=90°,γ=180° | 0 | 0 | 0 | |



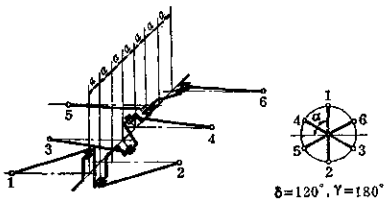
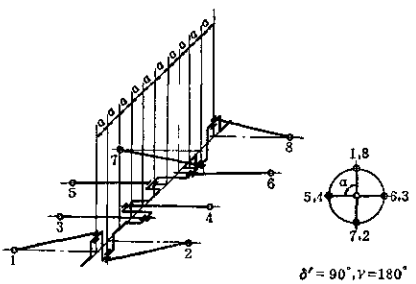
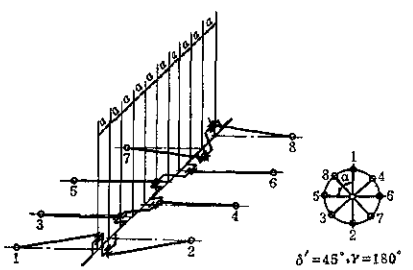
油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**不平衡旋转运动质量相等时，惯性力和力矩的平衡情况**

| 不平衡的往复惯性力及力矩 | | | | | | | | | 平衡重用途及大小 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 一阶惯性力矩 $M'$ | | | 二阶惯性力 $I''$ | | | 二阶惯性力矩 $M''$ | | | |
| 計算公式 | 最大值 | 位置 | 計算公式 | 最大值 | 位置 | 計算公式 | 最大值 | 位置 | |
| $m_p r\omega^2 a\cos\alpha$ | $m_p r\omega^2 a$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=180°$ | 0 | | | $m_p r\omega^2\lambda a\times\cos2\varphi$ | $m_p r\omega^2\times\lambda a$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=90°$<br>$\alpha=180°$<br>$\alpha=270°$ | 平衡 $M_r$，<br>$m_0=\frac{r}{2r_0}m_r$ |
| $m_p r\omega^2 a\times(\cos\alpha+\sin\alpha)$ | $\sqrt{2}\,m_p\times r\omega^2 a$ | $\alpha=45°$<br>$\alpha=225°$ | 0 | | | 0 | | | 平衡 $M_r$，<br>$m_0=\frac{r}{2r_0}m_r$ |
| 0 | | | 0 | | | $2m_p r\omega^2\lambda\times\cos2\varphi$ | $2m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=90°$<br>$\alpha=180°$<br>$\alpha=270°$ | 0 |
| 0 | | | 0 | | | 0 | | | 0 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 序号 | 列数 | 組成形式 | 不平衡的旋轉慣性力及力矩 | | 一阶慣性力 $I'$ | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 旋轉慣性力 $I_r$ | 旋轉慣性力矩 $M_r$ | 計算公式 | 最大值 | 位置 |
| 5 | 6 |  | 0 | 0 | 0 | | |
| 6 | 8 |  | 0 | 0 | 0 | | |
| 7 | 8 |  | 0 | $\sqrt{4-2\sqrt{2}}m_r$<br>$\times r\omega^2 a$ | 0 | | |

注：①表中 $\delta'$ 为相邻曲拐不面的夹角。

②表中 $m_r$，$r_0$ 为每一拐平衡重质量和回轉半径；$m_r$ 为每一拐的不平衡旋轉质量。



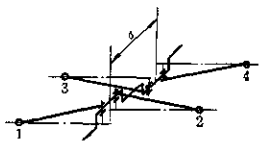
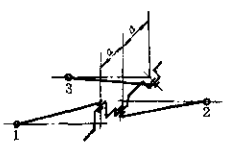
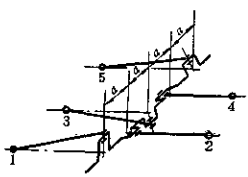
油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 不平衡的往复惯性力及力矩 | | | | | | | | 平衡重用途及大小 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 一阶惯性力矩 $M'$ | | | 二阶惯性力 $I''$ | | | 二阶惯性力矩 $M''$ | | |
| 計算公式 | 最大值 | 位置 | 計算公式 | 最大值 | 位置 | 計算公式 | 最大值 位置 | |
| 0 | | | 0 | | | 0 | | 0 |
| 0 | | | 0 | | | 0 | | 0 |
| $m_p r\omega^2 a[(1-\sqrt{2})\cos\alpha - \sin\alpha]$ | $1.0824 m_p r\omega^2 a$ | $\alpha=112.5°$<br>$\alpha=292.5°$ | 0 | | | 0 | | 平衡 $M_r$，<br>$m_0=\frac{r}{2r_0}\cdot m_r$ |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 序号 | 列数 | 组成形式 | 不平衡惯性力的旋转惯性力 $I_r$ | 不平衡惯性力矩的旋转惯性力矩 $M_r$ | 一阶惯性力 $I'$ 计算公式 | 一阶惯性力 $I'$ 最大值 | 一阶惯性力 $I'$ 位置 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 |   $\gamma=180°$ | $m_r r\omega^2$ | 0 | $2m_p r\omega^2\cos\alpha$ | $2m_p r\omega^2$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=180°$ |
| 2 | 4 |   $\delta=180°$, $\gamma=180°$ | 0 | $m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 3 | 3 |   $\delta=120°$, $\gamma=180°$ | 0 | $\sqrt{3}m_r r\omega^2 a$ | 0 | | |
| 4 | 5 |   $\delta=72°$, $\gamma=180°$ | 0 | | 0 | | |

注：表中$m_0$，$r_0$为每一拐的平衡重的质量和回转半径；$m_r$为每一拐不平衡的旋转质量。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 不平衡的往复惯性力及力矩 | | | | | | | | | 平衡重 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 一阶惯性力矩 $M'$ | | | 二阶惯性力 $I''$ | | | 二阶惯性力矩 $M''$ | | | 用途 |
| 計算公式 | 最大值 | 位置 | 計算公式 | 最大值 | 位置 | 計算公式 | 最大值 | 位置 | 及大小 |
| 0 | | | 0 | | | 微小不計 | | | 平衡 $I_r$<br>$m_0=\frac{m_r}{r_0}r$ |
| $2m_p r\omega^2 a\cos\alpha$ | $2m_p\times r\omega^2 a$ | $\alpha=0°$<br>$\alpha=180°$ | 0 | | | 微小不計 | | | 平衡 $M_r$<br>$m_0=\frac{m_r}{r_0}r$ |
| $\frac{1}{2}m_p r\omega^2 a\times(3\cos\alpha+\sqrt{3}\sin\alpha)$ | $\sqrt{3}m_p\times r\omega^2 a$ | $\alpha=30°$<br>$\alpha=210°$ | $m_p r\omega^2\lambda(\cos 2\alpha+\sqrt{3}\sin 2\alpha)$ | $2m_p r\omega^2\lambda$ | $\alpha=30°$<br>$\alpha=120°$<br>$\alpha=210°$<br>$\alpha=300°$ | $\frac{1}{2}m_p r\omega^2 a\lambda\times(3\cos 2\alpha-\sqrt{3}\sin 2\alpha)$ | $\sqrt{3}m_p\times r\omega^2\lambda a$ | $\alpha=75°$<br>$\alpha=165°$<br>$\alpha=255°$<br>$\alpha=345°$ | 平衡 $M_r$<br>$m_0=\frac{m_r}{r_0}r$ |
| $m_p r\omega^2 a\times(3.4411\cdot\sin\alpha-2.5\cos\alpha)$ | $4.253m_p\times r\omega^2 a$ | $\alpha=126°$<br>$\alpha=306°$ | $m_p r\omega^2\lambda(\cos 2\alpha+3.0778\sin 2\alpha)$ | $3.236m_p\times r\omega^2\lambda$ | $\alpha=36°$<br>$\alpha=126°$<br>$\alpha=216°$<br>$\alpha=306°$ | $m_p r\omega^2\lambda a\times(1.5389\sin 2\alpha-4.736\cos 2\alpha)$ | $4.994m_p\times r\omega^2\lambda a$ | $\alpha=81°$<br>$\alpha=171°$<br>$\alpha=261°$<br>$\alpha=351°$ | 平衡 $M_r$<br>$m_0=\frac{m_r}{r_0}r$ |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 第四节　基础的设计与计算

压缩机的基础除了承受机器的重量外，还承受在机器内部没有得到平衡的惯性力和惯性力矩。如果压缩机是用皮带传动的，则还要承受皮带的拉力。在这些作用力中，机器的重量和皮带的拉力是固定的。不平衡惯性力、惯性力矩的大小和方向都是周期性变化的，这些数值和方向都在变化的力和力矩，是引起基组振动的原因。基组的振动，通过土壤传到机房或机房以外相当远的地方。强烈的振动不仅使仪表和设备的工作受到影响，而且使压缩机的基础下沉，并导致与压缩机相连的管道或其它连接件拉断。所以，设计的基础应该使地基能可靠地承受基组的重量和防止基组产生过大的振动。

基础的振动计算是设计压缩机基础的重要根据。基础的振动计算，通常有两种情况：一是已知基础的外形尺寸，校核其振幅是否处在允许的范围内；二是根据允许的振幅范围来确定所需的基础尺寸。

压缩机基础沿顶面允许的振幅值如表 3-11 所示。

**表 3-11　压缩机基础振幅允许值**　　（毫米）

| 振动形式 | | 每分钟振动频率 | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 方位 | 符号 | 达 500 | 超过 500 | 超过 700 | 超过1000 | 超过1500 |
| 垂直振幅 | $A_z$ | 0.15 | 0.12 | 0.09 | 0.075 | 0.06 |
| 水平振动 | $A_x$ | 0.20 | 0.16 | 0.13 | 0.11 | 0.09 |

### 一、基础的振动计算

首先应根据基础的受力情况，确定基础的振动形式。然后根据所属的振动形式，求出相应的振幅。

如图3-23所示，在基础上设置一个通过重心的空间座标，其中$X$，$Y$为水平方向，$Z$为垂直方向。最复杂的振动形式如图3-23所示，沿$X$、$Y$、$Z$三个方向的移动和在$ZOX$、$ZOY$及$YOX$三个平面内绕座标轴的转动，共计六个振动。在实际压缩机中，振动形式并没有这么复杂。

振动的形式与压缩机的型式及惯性力和惯性力矩的作用特点有关。

（一）卧式压缩机

如图 3-24 所示的卧式压缩机，不平衡的往复惯性力沿气缸中心线作用，这力引起压缩

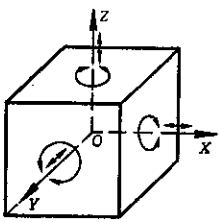



图 3-23　基础的座标

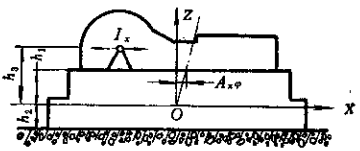



图 3-24　卧式压缩机的振动形式



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

机沿$X$方向的移动；又因该力与基组重心有$h_3$的距离，构成一个处在$ZOX$平面内绕$Y$轴的力矩，此力矩引起基组在$ZOX$平面内绕$Y$轴的转动。在基础顶面边缘沿$X$方向的振幅为：

$$A_{x\varphi}=A_x+A_\varphi h_1 \tag{3-39}$$

式中 $A_x$——基组总重心的水平移动振幅（米）；

$A_\varphi$——在$ZOX$平面内，绕通过基组总重心的轴的转动振幅（弧度）；

$h_1$——从基础顶面至基组总重心的距离（米）。

$$A_x=\frac{(K_\varphi+K_x h_2^2-J_y\omega^2)I_x+K_x h_2 M}{\Delta} \tag{3-40}$$

$$A_\varphi=-\frac{K_x h_2 I_x+(K_x-m\omega^2)M}{\Delta} \tag{3-41}$$

式中 $K_x$——地基抗剪刚度（吨/米）；

$K_\varphi$——地基抗弯刚度（吨·米）；

$J_y$——基组总质量对$Y$轴的惯性矩（吨·米·秒$^2$）；

$\omega$——惯性力的圆频率（1/秒），

一阶惯性力：$\omega=0.105n$ (3-42)

二阶惯性力：$\omega=0.105\times 2n$ (3-43)

$n$——机器每分钟转数（转/分）；

$h_2$——基组总重心至基础底面距离（米）；

$m$——基组总质量（吨·秒$^2$/米），$m=\frac{W_m+W_B}{9.81}$，$W_m$和$W_B$为机器和基础重量（吨）；

$I_x$——压缩机在水平方向的不平衡往复惯性力（吨）；

$M$——不平衡惯性力对基组重心的力矩（吨·米），$M=I_x h_3$；

$\Delta$——考虑土壤机械性质的系数，其值按下式确定：

$$\Delta=mJ_y\omega^4-(K_\varphi m+K_x h_2^2 m+K_x J_y)\omega^2+K_\varphi K_x \tag{3-44}$$

在这类压缩机中，如采用装平衡重的方法，使一部分水平作用的往复惯性力转移到垂直方向上去，此时机器还有垂直方向的移动和转动。一般地说，垂直振幅并不大，而且地基在垂直方向的刚度比水平方向的刚度为大，可以不予计算。如果必须计算该部分振幅，则可按立式压缩机的振幅公式（式3-47、式3-48）进行。

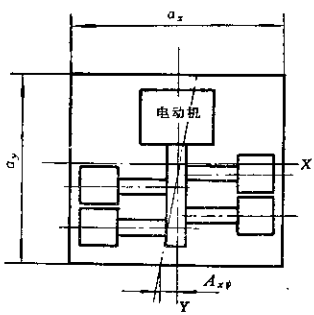



图 3-25 四列对称平衡型压缩机的振动形式

（二）对称平衡型压缩机

这类压缩机中，旋转惯性力和往复惯性力通常都能得到相当完善的平衡，不平衡的只是一阶和二阶往复惯性力矩，它的振动形式主要为水平扭转振动，如图3-25所示。这时只须计算在$XOY$平面内绕基础底面形心、垂直于轴$Z$的扭转振动，其振幅按下式计算：

$$A_{x\varphi}=A_\varphi l_1 \tag{3-45}$$

式中 $A_{x\varphi}$——因扭转振动而产生的水平振幅（米）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$l_1$——控制振幅的某点与$Z$轴间的距离（米）；

$A_\psi$——基组在$XOY$平面内绕通过基础底面形心的垂直轴$Z$的扭转振动振幅（弧度），其值按下式确定：

$$A_\psi=\frac{M_\psi}{K_\psi-J_z\omega^2} \qquad (3\text{-}46)$$

$M_\psi$——基组绕通过基础底面形心的垂直轴$Z$的扭矩（吨·米）；

$J_z$——基组质量对通过基础底面形心垂直轴$Z$的惯性矩（吨·米·秒²）；

$K_\psi$——地基的抗扭刚度（吨·米）。

如果压缩机的往复惯性力得不到完善的平衡，则除了存在扭转振动外，还有在水平面内沿$X$方向的移动和绕$Y$轴的转动，其振幅可按卧式压缩机的公式（式3-39至式3-44）进行计算。

（三）立式压缩机

如果压缩机的往复惯性力作用线通过基组重心，则振动只是沿垂直方向的位移。沿垂直方向（$Z$轴）的位移振幅按下式计算：

$$A_z=\frac{I_z}{K_z\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{0z}^2}\right)} \qquad (3\text{-}47)$$

式中 $I_z$——垂直方向的往复惯性力（吨）；

$K_z$——地基的抗压刚度（吨/米）；

$\omega_{0z}^2=\frac{K_z}{m}$——基组在垂直方向的固有频率的平方。

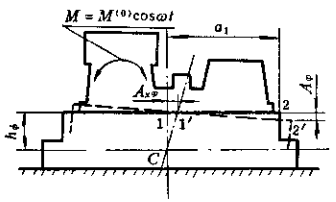



图 3-26 往复惯性力偏于基组重心的振动形式

但是，若往复惯性力的作用线不通过基组重心，如用电动机直接驱动的立式压缩机，机器的往复惯性力总是偏心地作用在基组上（图3-26）。惯性力乘以偏心距所构成的力矩，使基组近似地绕$y$轴转动。其基础顶面垂直振幅按下式确定：

$$A_{z\varphi}=A_z+A_\psi a_1 \qquad (3\text{-}48)$$

式中 $A_z$——垂直振幅（米），按式3-47确定；

$A_\psi$——基组绕$y$轴的转动振幅（弧度），按式3-41确定，但其中的$I_x$和$K_x$等于零，$M$以偏心力矩代入；

$a_1$——基组总重心至基础顶面要求控制振幅的某点的水平距离（米）。

（四）角度式压缩机

角度式压缩机的振动兼有立式压缩机和卧式压缩机的振动特点，它的振幅分别按立式压缩机的振幅公式（式3-47至式3-48）和卧式压缩机的振幅计算公式（式3-39至式3-44）求得。双L型压缩机还有扭转振动，其振幅值按式3-45确定。

（五）振动载荷的确定

在基础振动计算中，通常并不需要计算所有的振动形式，而只需考虑由最大的不平衡惯性力和力矩所引起的振动。如果在压缩机中同时存在着一阶和二阶不平衡往复惯性力及力矩，而二阶惯性力和力矩比一阶惯性力和力矩小很多时，在计算中把惯性力和力矩相叠加，然后按一阶惯性力的频率计算振幅值。如果一阶惯性力和力矩得到部分平衡，而二阶惯性力



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

和力矩的数值接近或大于未平衡的一阶惯性力和力矩的数值时，则需分别按一阶和二阶的作用力和力矩求得各自的振幅，总的振幅值按一阶和二阶振幅相叠加。如果一阶惯性力和力矩得到全部或大部分平衡，而二阶惯性力和力矩没有平衡，不平衡一阶惯性力和力矩的作用明显小于二阶惯性力和力矩的作用，则计算中把惯性力和力矩叠加，然后按二阶惯性力的频率计算振幅值。

（六）地基的刚度

在求基础振幅时，要考虑地基的各种刚度特点，它们的数值分别按下式确定：

地基的抗压刚度：$K_z=C_zF$(吨/米)　　(3-49)

地基的抗弯刚度：$K_\varphi=C_\varphi J$(吨·米)　　(3-50)

地基的抗剪刚度：$K_x=C_xF$(吨/米)　　(3-51)

地基的抗扭刚度：$K_\psi=C_\psi J_t$(吨·米)　　(3-52)

式中　$F$——基础底面面积（米$^2$）；

$J$——基础底面积通过底面形心的抗弯惯性矩(米$^4$)，对于矩形截面其值按下式确定：

$$J=\frac{a\times a_y^3}{12} \qquad (3\text{-}53)$$

$a_x$，$a_y$——见图3-27；

$J_t$——基础底面积通过底面形心的抗扭惯性矩（米$^4$），其值按下式确定：

$$J_t=0.3\cdot\frac{a_x^3a_y^3}{a_x^2+a_y^2} \qquad (3\text{-}54)$$

$C_z$——地基抗压系数（吨/米$^3$）；

$C_\varphi$——地基抗弯系数（吨/米$^3$）；

$C_x$——地基抗剪系数（吨/米$^3$）；

$C_\psi$——地基抗扭系数（吨/米$^3$）。

各种土壤强度的地基抗压系数如表3-12所列。

地基其它各刚度系数与地基抗压系数之间具有以下关系：

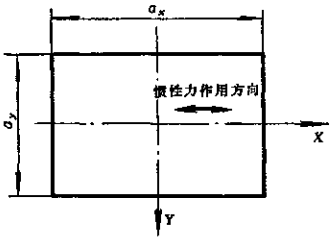



图 3-27　截面惯性矩

$$C_\varphi=2C_z\text{(吨/米}^3\text{)} \qquad (3\text{-}55)$$

$$C_x=0.75C_z\text{(吨/米}^3\text{)} \qquad (3\text{-}56)$$

$$C_\psi=1.5C_z\text{(吨/米}^3\text{)} \qquad (3\text{-}57)$$

**表 3-12　按地基计算强度分类的抗压系数$C_z$值**

| 地基计算强度$R_d$（公斤/厘米$^2$） | 地基抗压系数$C_z$（吨/米$^3$） | 地基计算强度$R_d$（公斤/厘米$^2$） | 地基抗压系数$C_z$（吨/米$^3$） |
|---|---|---|---|
| 15 | 20000 | 3 | 5000 |
| 7.5 | 10000 | 2 | 4000 |
| 5 | 7000 | 1 | 2000 |
| 4 | 6000 | 0.75 | 1500 |

注：①$C_z$的中间值按插入法确定。

②表中所列$C_z$值适用于底面积$F$大于10米$^2$的基础，$F$小于10米$^2$时，则表中所列的$C_z$值应乘以$\sqrt{\frac{10}{F}}$。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（七）基组的固有振动频率

设置机器的基础和地基，或多或少总有些弹性，因此具有一定的振动频率，即所谓固有振动频率或简称为固有频率。如果压缩机中惯性力和力矩的作用频率与基组的固有频率相同，即形成共振。处在共振状态时，基组的振幅会不断增加，并使地基受到越来越大的载荷，最终可能导致基础崩裂和机器损坏。所以设计基础时必须避免共振。

基组的固有频率与基组质量、地基刚度有关。以$\omega_0$表示基组的固有频率，则：

$$\omega_0=\sqrt{\frac{1}{2\gamma}\left[\omega_{0x}^2+\omega_{0\varphi}^2\mp\sqrt{(\omega_{0x}^2+\omega_{0\varphi}^2)^2-4\gamma\omega_{0x}^2\omega_{0\varphi}^2}\right]}\text{(弧度/秒)} \qquad (3\text{-}58)$$

式中 $\gamma=\dfrac{J}{J+mh_2^2}$；

$\omega_{0x}^2=\dfrac{K_x}{m}$——水平方向固有频率的平方；

$\omega_{0\varphi}^2=\dfrac{K_\varphi}{J+mh_2^2}$——水平方向转动固有频率的平方。

在立式压缩机中垂直方向的固有频率：$\omega_{0z}=\sqrt{\dfrac{K_z}{m}}$（弧度/秒）。

## 二、基础设计要点

为了确保压缩机的基础处于良好的工作状态，在设计时应注意：

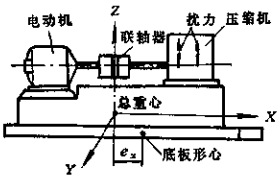



图 3-28 基础底板偏心的设置

1.为了避免基础产生不均匀的下沉，应使基组的重心垂直通过基础底面形心。对于计算强度小于1公斤/厘米²的软弱土壤，基组重心对基组底面形心的偏心率$e$，按与偏心平行的底边长度计，不应大于3%；其它类型的土壤，不应大于5%。对于垂直惯性力偏于一端的立式或L型机器，偏心往往很难避免。这时，基础底面形心在$X$轴方向的偏心，应移向惯性力侧，如图3-28，以减小绕$Y$轴的转动，其值应根据下沉和惯性力引起的转动大小综合考虑。

具有偏心的基础计算与本节所述的公式相同，但底面的抗弯惯性矩应按下式计算：

$$J_c=J+Fe_x^2 \qquad (3\text{-}59)$$

式中 $J_c$——底面对基组总重心的惯性矩（米⁴）；

$F$——底面面积（米²）；

$e_x$——底面形心与总重心的距离（米）。

2.为了防止发生共振，应使机器惯性力和力矩的频率(即所谓干扰频率)低于基组固有频率的0.75倍或大于基组固有频率的1.25倍。对于干扰频率低于基组固有频率的场合，基础埋置深度适当地做得浅一些。这样，在卧式压缩机中可以减小惯性力和力矩的力臂，从而使转动的振幅减小；立式压缩机因此可以提高基组的固有频率，使振幅减小。当然，基础的最小厚度应能满足地脚螺栓的长度、切口和槽孔下面的最小厚度的要求。预埋螺栓至基础底边距离应不小于50毫米。如果是露天基础，还要满足基础底面处于冰冻线以下的要求。

基础顶面的最小外形尺寸决定于压缩机的布置条件，并使设备支座和底板边缘至基础边



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

缘的距离一般不小于100毫米。外形尺寸用土壤的计算强度 $R_d$ 来校核，即：

$$R=\frac{W}{F}\leqslant R_d \qquad (3\text{-}69)$$

式中 $R$——单位地基面积上承受的压力（公斤/厘米$^2$）；

$W$——基组重量（公斤）；

$R_d$——地基计算强度（公斤/厘米$^2$）。

最后按振动计算的结果加以修正。

对于干扰频率高于基组固有频率的场合，尽量使基组的固有频率低于干扰频率，从而减小基组的振动。为了达到这个目的，转速高于1500转/分的压缩机，如果地基是高强度的土壤、则在地基和机器之间连有弹性衬板（如木材），机身比较强固的小型高速压缩机，可将机器直接放在由钢弹簧和橡皮作的弹性衬垫上如图3-29所示，但橡皮必须经硫化且与钢板连接牢固。转速为500～1500转/分的小型机器，在基础下面设置弹性元件（如螺旋形弹簧），以使基组的固有频率变得很低。

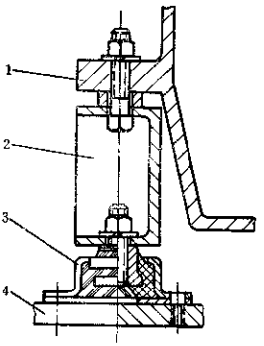



图 3-29 小型高速压缩机的基础连接

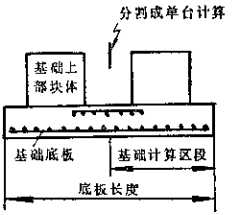



图 3-30 联合基础

几台压缩机安装在一起时，可以把这些机器设置在同一底板的基础上，这叫联合基础。采用联合基础可以减小振动。联合基础的底板厚度应满足刚度要求，而且不小于800毫米。基础上部块体可以分开或在顶部互相刚连，两块体间的底板，上下应均匀配上钢筋，如图3-30所示。计算时，可割开按单独基础计算，但振幅的允许值应比单独计算时增大30%。增大基础的长度会降低基础在垂直方向的刚性，所以立式压缩机不宜采用联合基础。

3.机器没有地下室时，基础应作成大块式；有地下室时，为了节省材料，应作成墙式，但墙式基础的整体刚性应与大块式相接近。

4.为了减弱基组振动的传播，压缩机基础与厂房间的距离不应小于0.3～0.5米。

5.如果压缩机的振动对邻近机器、仪器、房屋以及操作人员产生不允许的影响时，应采取各种消除振动的措施。

应该指出，上述基础有关问题，只是一些最基本的原则。基础设计实际上是相当复杂的，它们不可能在本书中详述。较为重要的基础设计，应交给专门设计基础的部门去完成。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第四章　气缸部分的设计

## 第一节　气　　缸

气缸是活塞式压缩机中组成压缩容积的主要部分。根据压缩机所要达到的压力，排气量，压缩机的结构方案，压缩气体的种类，制造气缸的材料以及制造厂的习惯等条件，气缸的结构可以有各种各样的形式。

设计气缸的要点是：

1.应具有足够的强度和刚度。工作表面具有良好的耐磨性。

2.要有良好的冷却；在有油润滑的气缸中，工作表面应有良好的润滑状态。

3.尽可能减小气缸内的余隙容积和气体阻力。

4.结合部分的连接和密封要可靠。

5.要有良好的制造工艺性和装拆方便。

6.气缸直径和阀座安装孔等尺寸应符合“三化”要求。

**一、基本结构形式**

气缸因工作压力不同而选用不同强度的材料，工作压力低于60公斤/厘米²的气缸用铸铁制造。工作压力低于200公斤/厘米²的气缸用铸钢或稀土球墨铸铁制造。工作压力更高的气缸则用碳钢或合金钢制造。

铸铁具有优良的铸造性能，对气缸结构形状的限制较小，所以铸铁气缸的形式较多。图4-1表示风冷空气压缩机中用的单层壁气缸。中型和大型压缩机的铸铁气缸，多为形状复杂的双层壁或三层壁的铸件。双层壁气缸（图4-2）具有突起的阀室，其余部分由水套包围着气缸工作容积。三层壁气缸（图4-3）除了构成工作容积的一层壁外，还有形成水套和阀室的第二层壁以及形成连通阀室的气体通道的第三层壁。

铸铁气缸可以作成两头都带盖的开式结构（图4-3）或一头带盖一头封闭的闭式结构（图4-2）。开式结构能改善铸造工艺，气缸镜面的加工精度容易得到保证，而且可以减小铸造应力和温度应力。而闭式结构的优点则在于气缸与机体的连接比较方便。

双作用的铸铁气缸还采用组合式的结构（图4-4），它由四部分组成：气缸体1，前盖2，后盖3以及湿式气缸套4。这种结构的工作表面（即气缸套）可以用质量较高的铸铁制造，以延长它的寿命。其次，只须换掉不同内径的气缸套，即能得到不同的吸入容积，因而更能满足气缸系列化的要求。缺点是剖分面上的密封比较困难，为了保证可靠的密封和气缸部分的良好定位，要求较高的加工精度。这种结构在中、低压力范围内使用较为合适。

级差式的铸铁气缸，根据级在气缸中的布置方式和气缸的尺寸，可以制成整体的(图4-5)和分段的（图4-6）。

稀土球墨铸铁的铸造工艺与普通铸铁几乎没有差别，而其强度与铸钢很接近，小直径形状简单的稀土球墨铸铁气缸可以达到较高的工作压力。图4-7为直径φ57毫米，工作压力220



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

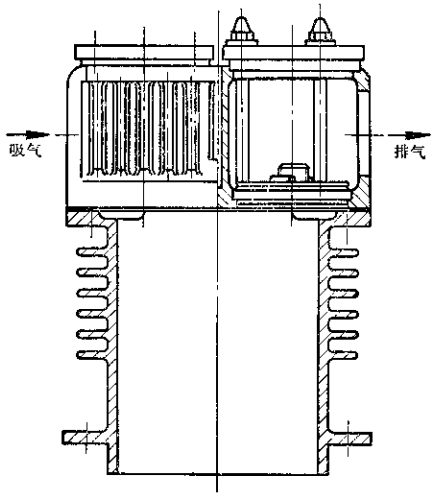



图 4-1 风冷气缸

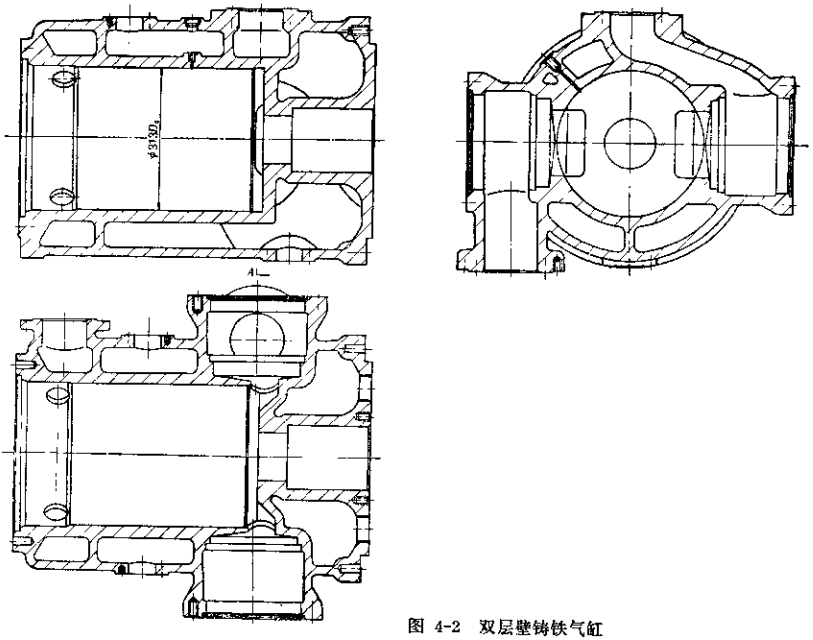



图 4-2 双层壁铸铁气缸



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

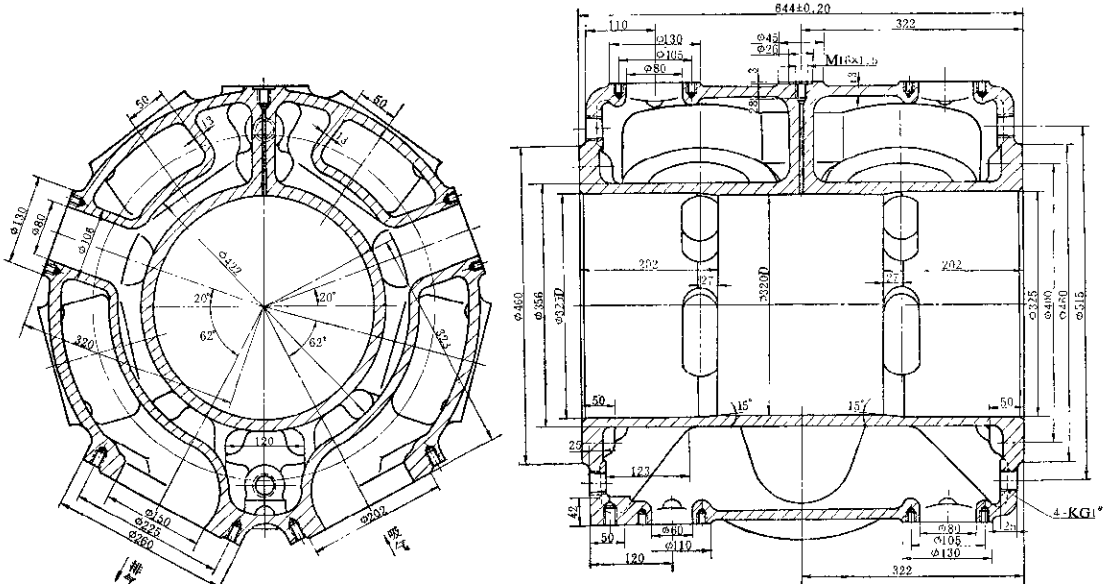



图 4-3　三层壁铸铁气缸

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

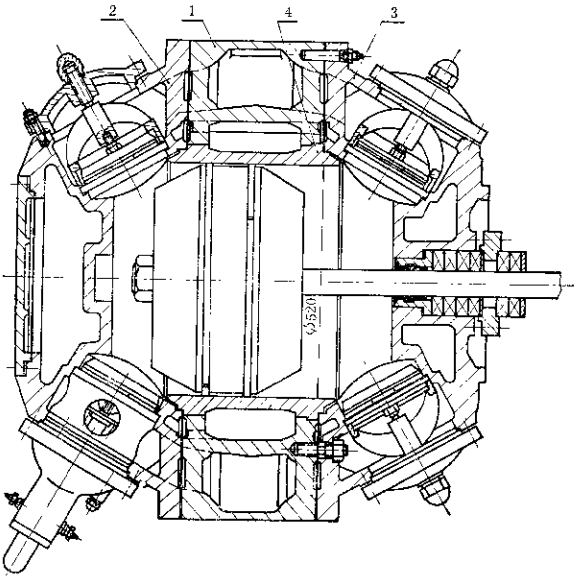



图 4-4 组合式铸铁气缸
1—气缸体；2—前盖；3—后盖；
4—气缸套

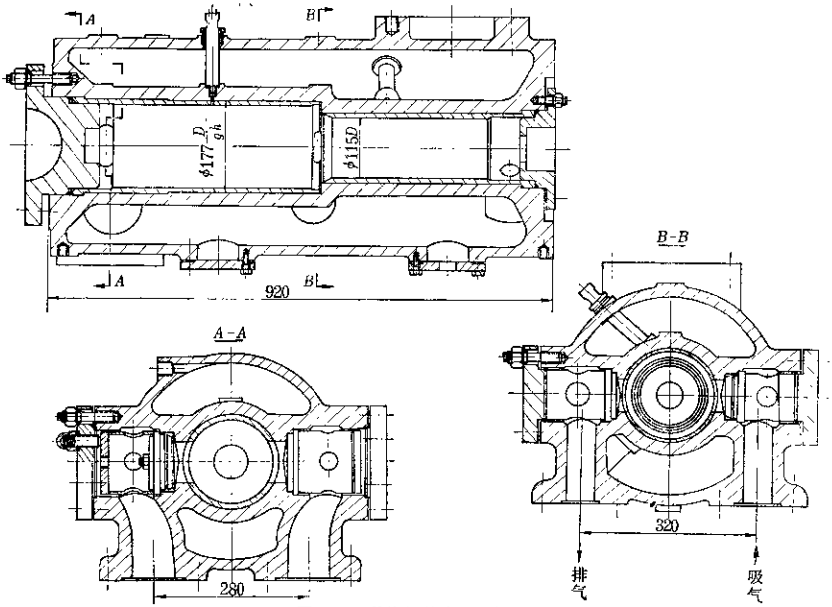



图 4-5 整体级差式铸铁气缸



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

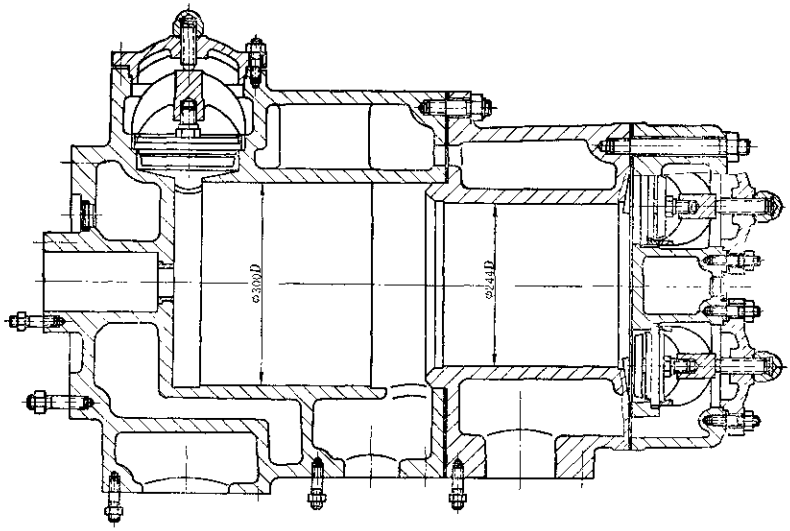



图 4-6　分段的级差式铸铁气缸

公斤/厘米²的稀土球墨铸铁气缸。稀土球墨铸铁气缸可以在相当大的压力范围内代替铸钢气缸。

铸钢的浇铸性能比铸铁差，不允许做成形状复杂的气缸，而且，为了提高铸钢件的利用率，还要求气缸的各部位便于检查和焊补存在的缺陷，因此，铸钢气缸的形状只能设计得比铸铁气缸简单。图4-8为内径185毫米、工作压力 130 公斤/厘米²的铸钢气缸、水套另用钢板焊制，整个气缸只在阀室的局部区域内铸成双层壁结构。铸钢气缸有时采用分段焊接的方法制成（图4-9），这样容易保证形状较为复杂的双作用气缸的铸造质量。

锻制气缸用大块形状简单的锻件制造。显然不可能锻制出所需要的一切通道，而只能靠机械加工来获得，所以，气缸的形状必须非常简单。图4-10为内径φ80毫米，工作压力 320 公斤/厘米²的整体锻制气缸。在许多情况下，高压气缸由可分的气阀头的锻件或铸件与锻制的气缸体组合而成（图4-11），气缸的分开部分是用螺栓或焊接结合而成一体的。这样可减小锻件的尺寸，锻造比较容易，因而能得到强度较高的锻件。压力超过1000公斤/厘米²的超高压气缸，为了提高气缸的强度，常采用多层壁组合气缸，图 4-12 为压力达 2200 公斤/厘米²的超高压气缸；图4-13为工作压力达 7000 公斤/厘米²的小尺寸超高压气缸，它由四层壁组成。

为了保证工作的可靠性，压缩机列中的所有气缸，以及气缸与十字头的中心线都要有较高的同心性。为此，气缸上一般都设有定位凸肩，定位凸肩导向面应与气缸工作表面同心，而其接合平面要与中心线垂直。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

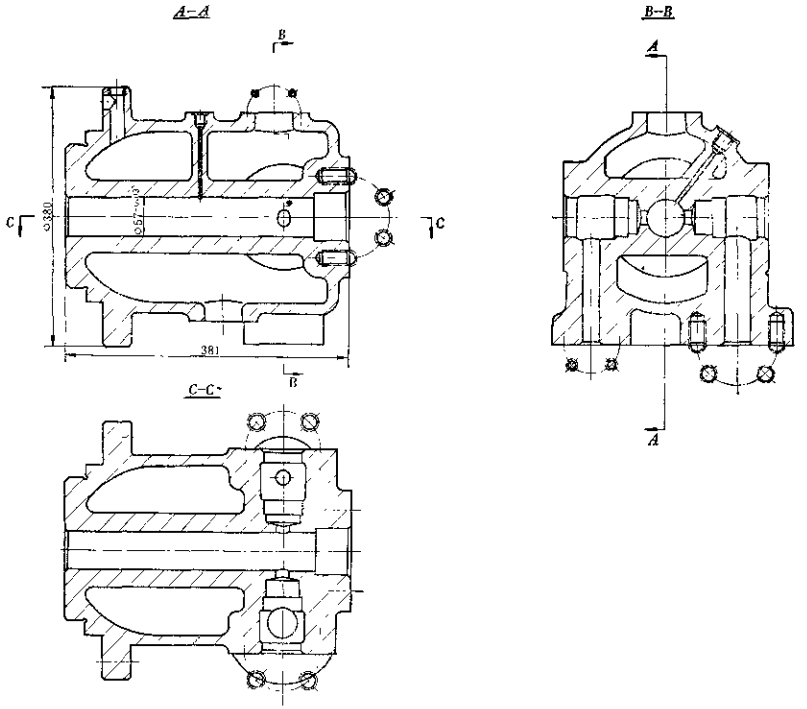



图 4-7 工作压力为220公斤/厘米²的稀土球墨铸铁气缸

气缸中孔的内圆表面，为气缸的工作表面，供活塞在其中作往复运动，并保持滑动部分的气密性，以形成所需的压缩容积。

为了保证活塞对气缸工作表面的可靠密封，须将活塞环运动时扫过的气缸工作表面精密加工。工作表面的长度应满足这样的要求：即活塞在内、外止点位置时，相应的最外一道活塞环能越出工作表面 1 ～ 2 毫米，以避免形成凸边或积垢。为了便于加工工作表面和安装活塞方便，应使工作表面两端之外的表面取较大直径。而且与工作表面成锥面过渡，锥面的斜度一般取1:3或等于15°的斜角（图4-3）。

由于活塞和活塞环在气缸工作表面上滑行，使气缸工作表面受到磨损。而且，当活塞在止点位置时，速度等于零，靠压缩容积一侧的第一道活塞环的比压很大，有可能咬在工作表面上，所以此处的磨损最大。为了减小气缸工作表面的磨损，应恰当地选择活塞环和气缸工作表面之间硬度和配合，这就要求气缸工作表面具有细微的珠光体组织，硬度达 HB170 以上。一般使活塞环的硬度比气缸工作表面的硬度高10～20布氏硬度单位。气缸工作表面的加工精度和光洁度对它的耐磨性有很大意义。表面光洁度达▽11时磨损最小，但用普通的加工



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

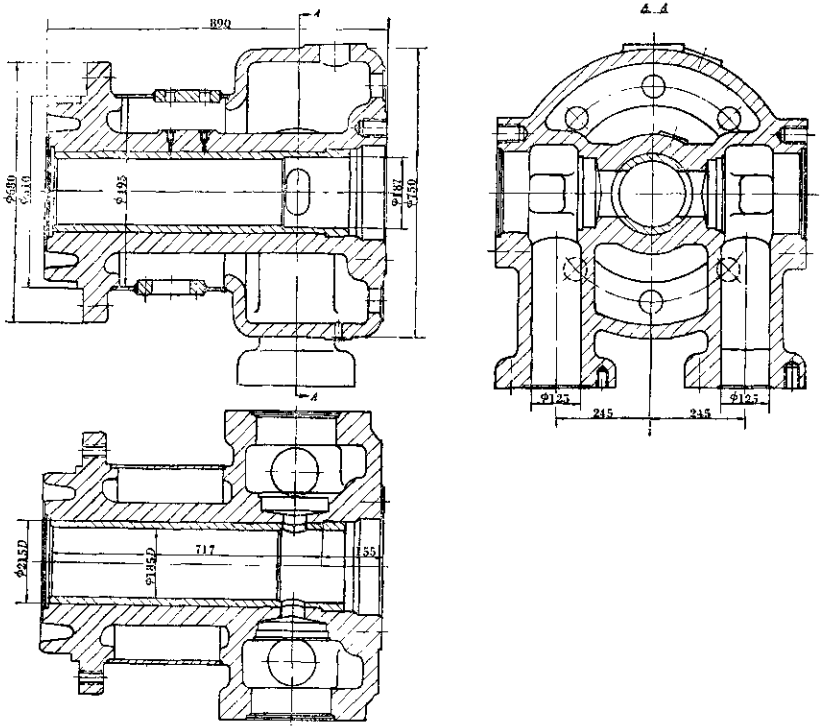



图 4-8 工作压力为130公斤/厘米²的铸钢气缸

方法很难达到这样的光洁度。一般要求气缸直径小于600毫米有十字头压缩机的气缸工作表面光洁度不低于▽7～8；气缸直径大于600毫米的有十字头压缩机气缸工作表面光洁度不低于▽6；无十字头压缩机气缸工作表面光洁度不低于▽8；超高压压缩机气缸表面光洁度应达▽11，这时，工作表面必须精磨或研磨。

压缩机的安装质量，气缸的冷却和润滑情况都对气缸工作表面的磨损有影响。要采取有效的措施，清除管道和附属设备内的铁锈和污物，防止它进入气缸，加剧工作表面的磨损。

如果压缩气体较脏或者压缩气体使气缸表面的润滑恶化，则气缸表面就有较大的磨损。这时，需采用优质材料制成的气缸套作气缸工作表面。此外，还由于下列理由采用气缸套：1）铸钢和锻钢气缸，为了防止咬合；2）气缸有缺陷，经修补回用；3）便于实现气缸尺寸系列化等。气缸套有两种：一种为干式气缸套(图4-8)，缸套的外表面与冷却水不接触。另一种为湿式气缸套(图4-4)，气缸套外表面直接与冷却水相接触。采用干式气缸套，既增加了气缸的加工工时，又使气缸工作表面的冷却状况恶化。采用湿式缸套可以简化气缸的



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

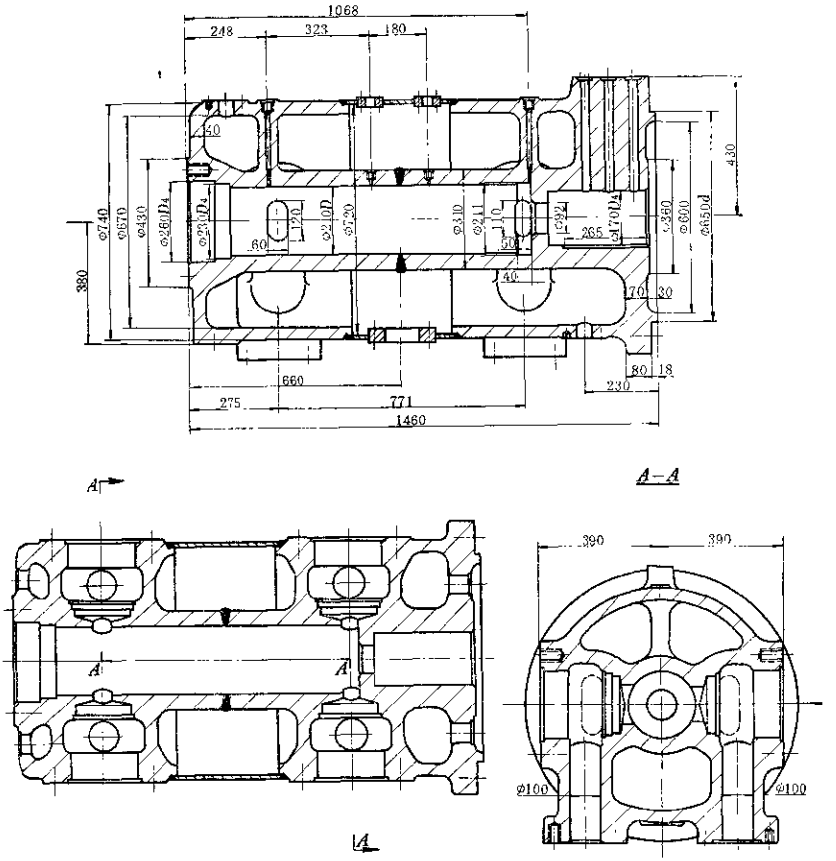



图 4-9　工作压力为132公斤/厘米²的分段焊接铸钢气缸

浇铸工艺，降低温度应力和铸造应力，但带来了气水之间的密封问题。

干式气缸套仅起衬套作用，所以，它的厚度可根据制造上的可能性、装配时的刚度要求以及修理时所必须的镗削量来确定。一般中、小直径的取 8 ～10毫米，大直径的取15～25毫米，相对长度较长的大型高压级气缸可取30～40毫米；若靠改变气缸套的内径来达到气缸统一化的目的时，气缸套的厚度可能还要取得大些。

气缸套在气缸中的径向定位，靠它的外圆表面与气缸内孔相配合来达到。气缸的结构应允许气缸套沿气缸轴向产生热膨胀。因此，气缸套通常只以气缸盖的一端用凸缘固定在气缸上（图4-4、图4-8）。而且对于干式气缸套，往往将轴线方向的接触表面制成不同长度的阶



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

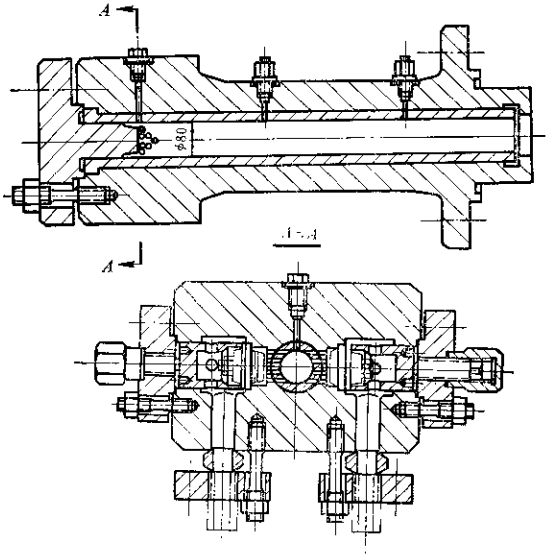



图 4-10　整体锻制的气缸

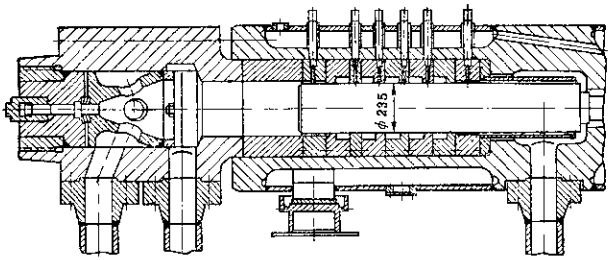



图 4-11　组合的锻制气缸

梯形（图4-14），以缩短压入长度，并避免同时开始压入。有的在定位凸肩一段上（约为全长与左右的长度）。气缸与气缸套之间采用过盈配合。因为注油点通常都在中间位置，为了防止漏气，所以靠定位凸肩一侧的两段都取过盈配合，只有离定位凸肩最远一段取间隙配合（图4-14）。但是，在单作用气缸中，这种结构常常在气阀通道处断裂（图4-15），以至掉入低压缸。为了避免出现这类情况，可采用图4-16的结构，将气缸套的定位面移至气阀通道的内侧。

为了简化气缸和气缸套的加工，除定位凸肩以外，其余部分圆表面不加工成阶梯形，而只把靠近定位凸肩的一半气缸长度按过盈配合加工；离定位凸肩较远的另一半长度按间隙配合加工（图4-16）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

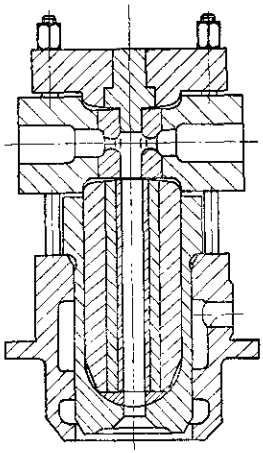


图 4-12 压力达2200公斤/厘米²的超高压气缸

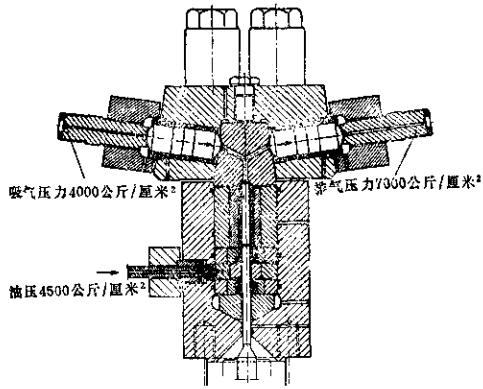



图 4-13 工作压力达7000公斤/厘米²的超高压气缸

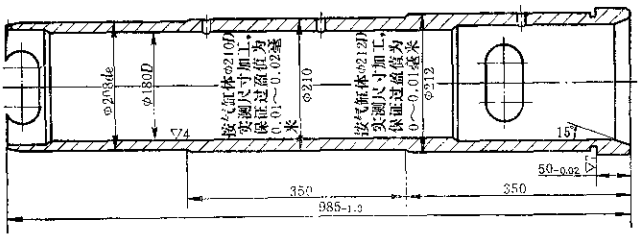



图 4-14 外圆表面呈阶梯形的气缸套

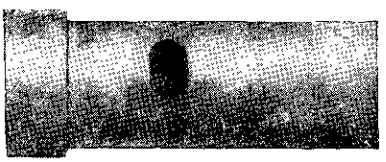


图 4-15 高压气缸套断裂的情况

气缸过盈配合的过盈值一般按（0.0001～0.0002）$D$毫米控制；间隙值按（0.00005～0.0001）$D$毫米控制，此处$D$为气缸套外径。超高压压缩机中的气缸套一般用合金钢或硬质合金制造。为了避免气缸套内壁在工作时形成过大应力，气缸与气缸套之间的过盈值取得其大，达0.0025$D$。

气缸套外圆的极限公差，通常根据已加工气缸的实测值来确定。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

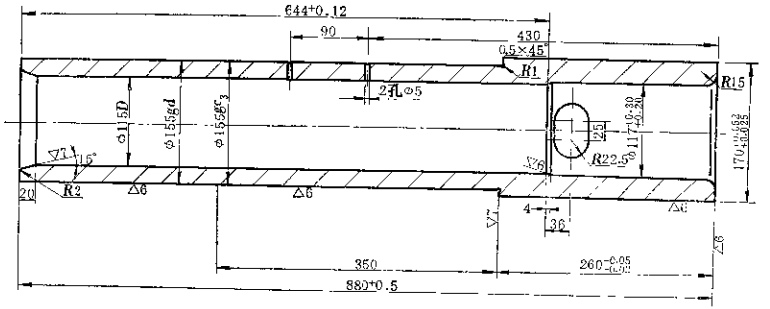



图 4-16 外圆表面平直的气缸套

气缸套自由伸长的一端与凸边之间通常均有1.5～2毫米的温度间隙，并有挡板或凸肩（图4-10）防止气缸套断裂而落入低压气缸。

湿式气缸套除了保证工作表面的良好性能外，还要承受气体压力，所以，它的厚度应根据强度要求确定。

湿式气缸套与水套之间可以用垫片（图4-4）或橡胶环密封（图1-1），橡胶环密封元件的尺寸，根据气缸直径$D$，按标准HG4-333-66选择。

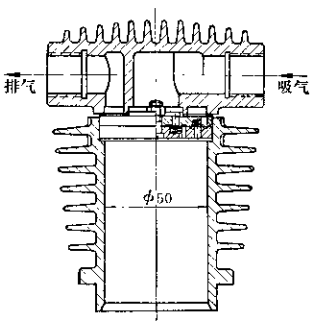



图 4-17 布置在气缸盖上的组合阀

气阀在气缸上的布置方式，对气缸的结构有很大影响，是设计气缸所要考虑的主要问题之一。布置气阀的主要要求是：通道截面要大；余隙容积要小；安装和修理要方便。选择气阀数量时，力求统一化，即两级或更多级都采用相同的气阀，而各级所需的通流截面靠改变气阀数量来实现。

小型无十字头压缩机，为了简化气缸的结构，气阀可以安装在气缸盖上（图4-17、图4-1）。组合阀比单个布置能更好地利用端盖的面积，而且气缸的余隙容积也比单个布置的小。

中、大直径气缸上的气阀，布置在气缸侧面或气缸盖上，使气阀的中心线相对于气缸工作表面的圆周作径向布置，或者相对于气缸中心线作倾斜的（或平行的）布置。作径向布置（图4-18）是用得最普遍的方式。气阀与气缸容积之间的通道有锥形的和圆形的。锥形通道与气缸容积交接端呈腰形（图4-18$a$）和圆形的（图4-18$b$）。后者可以减小气缸的外径、余隙容积和降低气流阻力，但增加了气缸的长度。只要气缸的强度允许，采用这种形式是比较有利的。

气阀倾斜地布置在锥形的气缸盖上（图4-4），余隙容积小，通道面积大，气体流动损失较小，而且在多列压缩机中还可以缩短列间距离。缺点是气缸盖的加工复杂，端面密封困难。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

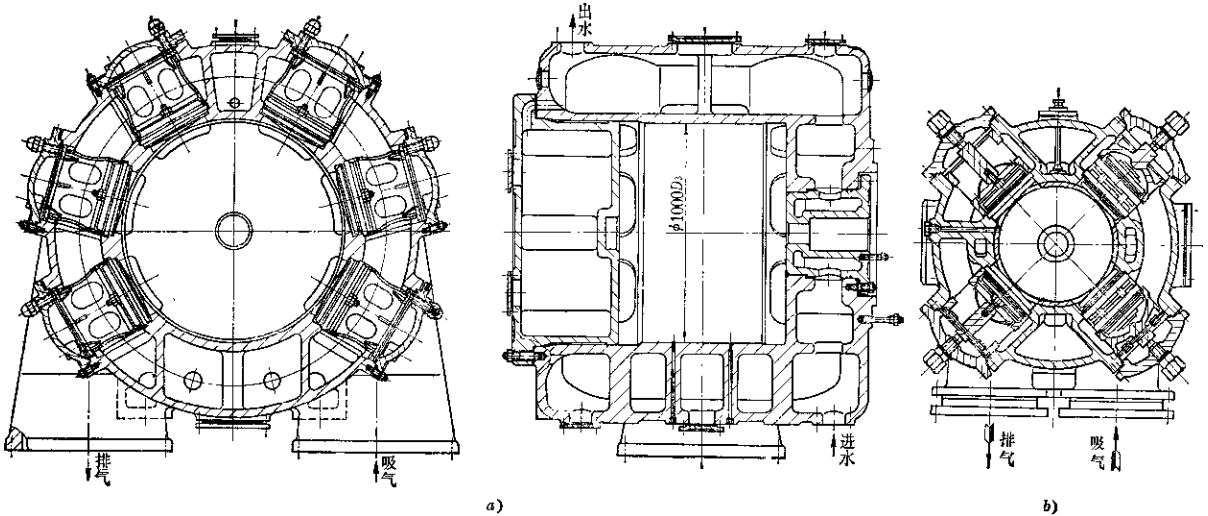



图 4-18　气阀在气缸上作径向布置



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

气阀的中心线与气缸中心线平行布置（图4-19），气阀在两气缸盖上。这时气阀与气缸连通通道引起的余隙较小，气流畅通，还可以设置较大直径的气阀。

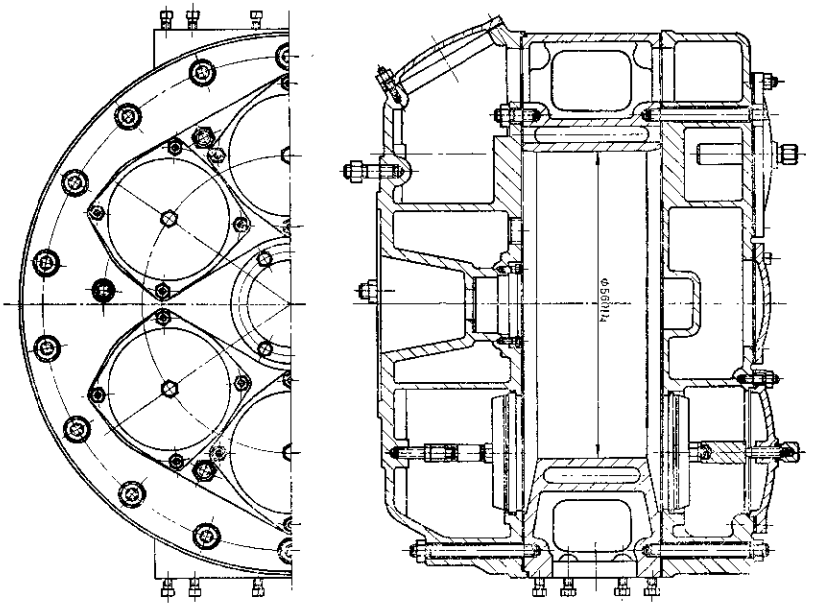



图 4-19　气阀中心线与气缸中心线平行布置

双作用气缸的气阀常作混合布置：为了减小余隙容积和气缸长度，盖侧容积的气阀安装在气缸盖上，而轴侧容积的气阀，在气缸侧面作径向布置（图1-1）。

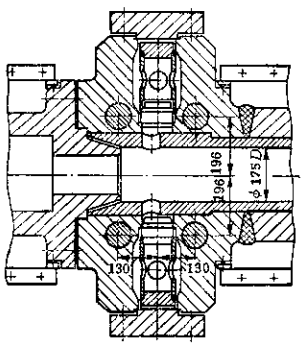



图 4-20　径向开孔处有加强螺栓的气缸

在高压下，气阀有时也作径向布置（图4-10）。但是，由于有较大的脉动载荷，在气体通道与气缸镜面相交的边缘，可能会出现疲劳裂纹。为了提高此处的强度，边缘应当仔细地倒圆、滚压，或者将气阀与气缸容积之间的通道用一系列的小孔来代替（图4-10）。有时，采用加强螺栓来降低气缸内壁的切向应力（图4-20）。作用原理是：双头螺栓穿过靠近径向通道的气缸壁，当螺栓拧紧时，气缸壁内产生压缩应力。此应力能抵消一部分由于气体压力和气缸套过盈配合而产生的拉伸应力，从而提高气缸的安全系数。但是，更有效的措施是避免在气缸壁上



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

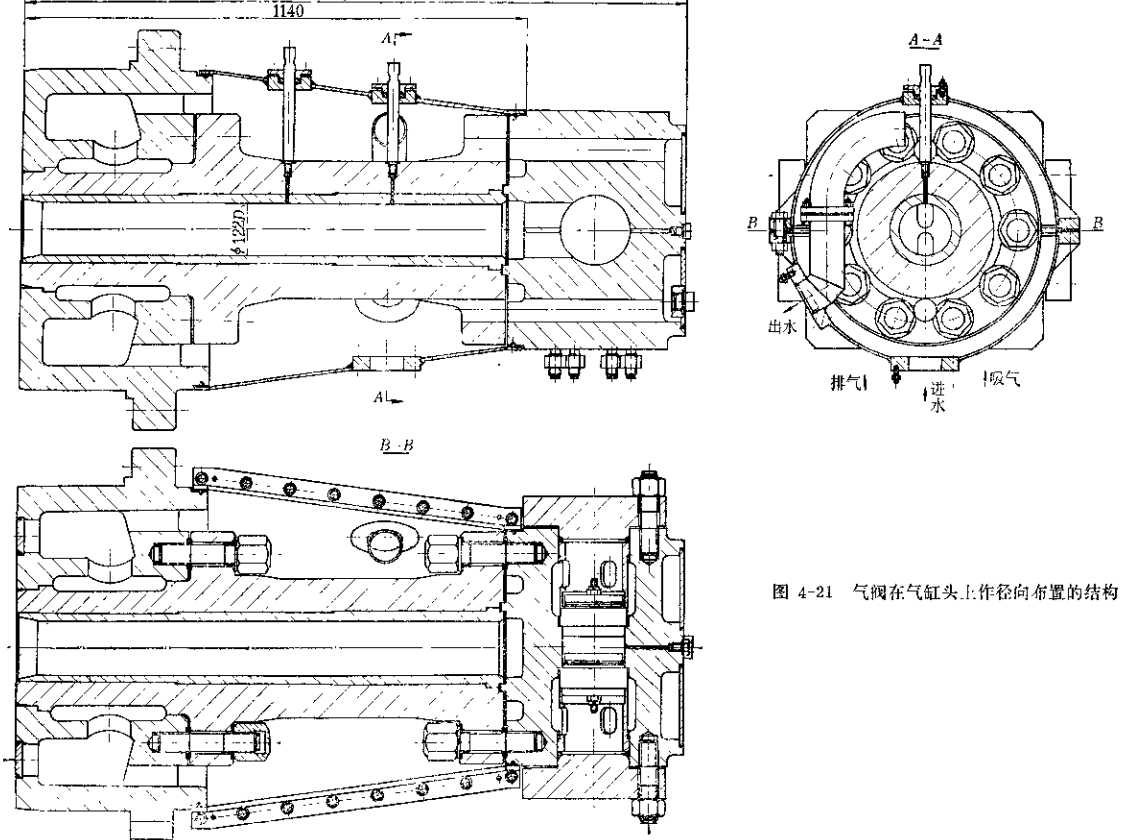



图 4-21　气阀在气缸头上作径向布置的结构



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

径向开孔。因此，常将气阀安装在与气缸分离的气缸头上（图4-21），或采取沿气缸中心线布置组合阀的结构（图 4-11）。

压缩石油气一类重碳氢气时，气缸内常有冷凝液析出。为了避免液击和便于排液，用于此类气体的卧式压缩机的排气阀和出气管应布置在气缸的下部。否则，要在气缸下部设置排液阀（图 4-22），定期的排出冷凝液。

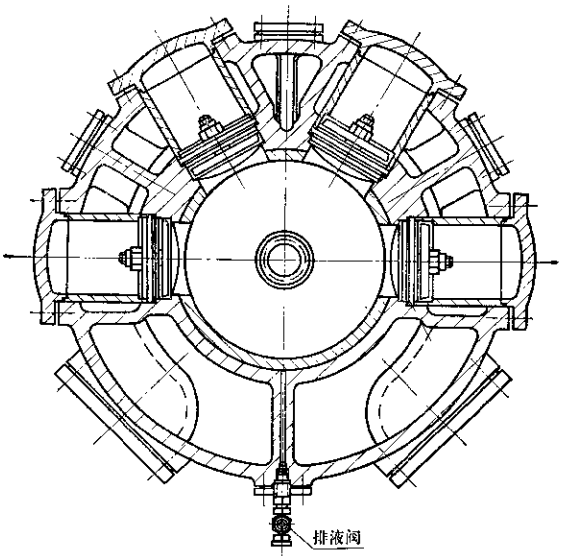



图 4-22　石油气压缩机气缸断面图

气缸上用来连通气体管道和阀室的通道称为气道。气道的作用是导流和使气流得到缓冲。为此，气道应有较好的形状，避免气流有急剧的拐弯或速度变化，以减小阻力损失。它的容积一般不低于气缸工作容积的 1.5 倍。气道的形式决定于压缩机的结构方案。级间管道和级间附属设备的布置方式。低中压的双作用气缸，为了简化级间管道和扩大缓冲容积，总是将活塞两侧的同名阀室连通起来，并从气缸中部汇集到同一管道中去。气道与进出气管道相连的管口的位置有各种布置方式，有的在气缸两侧对称布置（图4-19），这样可以使气缸的浇铸较为简单；在卧式或对称平衡型压缩机中，进出气管口常常布置在气缸下部(图4-9、图4-18），这样与级间设备连接方便，但气道不对称，使气缸制造比较困难；也有把进出气管设在气缸的上部和下部位置的（图 4-2、图 4-4），这样在对称平衡型压缩机中，可以直接把缓冲器和中间冷却器搁在气缸上；高转数短行程压缩机的低压级双作用气缸，常常没有足够的地位供布置管口之用，这时把管口设计成扁的（图 4-19）或扁圆的。

高压双作用式的铸钢气缸，由于铸钢工艺上的原因，两个气腔的气道彼此分开(图4-9)。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

设计气道时，往往先按许用的气流速度值决定气道管口的截面尺寸。然后根据气缸的结构确定其余部分的尺寸和形状：

$$f=\frac{C_m}{C_R}F\ (\text{米}^2) \qquad (4\text{-}1)$$

式中 $f$——气道管口截面积（米$^2$）；

$C_m$——活塞平均速度（米/秒）；

$C_R$——气道管口许用平均流速（米/秒）；

$F$——活塞面积（米$^2$）。

管口截面的许用平均气流速度按工作压力来选择：低压气缸12～18米/秒；中压气缸10～15米/秒；高压气缸8～12米/秒；超高压气缸6～10米/秒。较轻的气体可取较高的平均气流速度，如氮氢混合气比上述值高1.5倍，氢气可以高2.5倍。高转数和移动式压缩机，为使机器紧凑，可以比上述许用值高50%，个别情况可以高100%。进出气道的管口通常都取得一样，且按进气管计算。如果进出气管口必须分别设计，由于活塞在排气期间的运动速度较低，所以出气管口的许用气流平均速度可以比上述许用值高30～40%。

为了减小活塞环和气缸工作表面的摩擦功和磨损，带走摩擦面上的部分热量以及改善活塞环的密封能力，气缸通常都要润滑。压润法供给的润滑油，总是通过接管引到气缸工作表面。最简单的方法是将接管直接铸在气缸上，然后加工出所需的输油孔（图4-3）。但由于气缸各层壁受热情况不同，这种连接会引起气缸工作表面热变形不均匀，从而破坏工作表面的密封性。在浇铸时也会因收缩不均匀而产生应力，甚至断裂，故用得不多。大多数是单独用接管拧在气缸壁上（图4-2、图4-8、图4-11），接管的形式如图4-23所示。有时为了安全，在接管内带有止回阀（图4-24）。

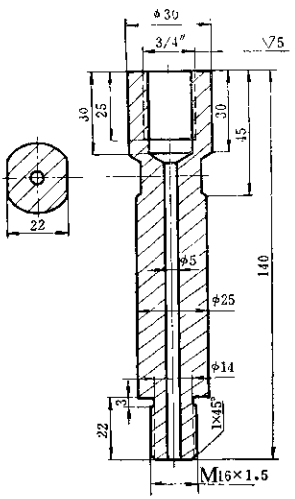



图 4-23 气缸润滑油接管

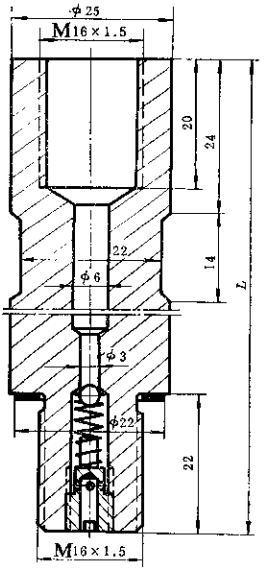



图 4-24 有止回阀的气缸润滑油接管



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

润滑点在气缸上的布置，对润滑油的消耗量以及工作表面的磨损有很大的影响。

卧式气缸，润滑点应布置在气缸的最上方（图4-2），并靠油的重力和活塞环把它分布到整个工作表面。有滑动活塞的大直径气缸，因润滑表面较大，石油气有稀释润滑油的作用，为了保证支承表面的可靠润滑，可以在气缸的最下部（图4-18*a*）或在离下部不远的两侧互成80°～90°的位置上增加两个补充润滑点。

双作用的卧式气缸，润滑点应沿气缸中心线的方向居于工作表面的中间（图4-3）。气缸尺寸较大或气缸工作表面的相对长度较长时，则在中间位置对称的两个距离上布置两个润滑点（图4-9），也可以在中间平面最高点附近对称地布置两个注油点。立式气缸的润滑点应沿圆周方向均匀布置。根据气缸的直径，可以有1～4个润滑点。

单作用气缸的润滑点应布置在靠压缩容积侧第一道活塞环扫过距离的中间位置。

气缸一般都有指示器接管。不论接管是装在气缸盖上(图4-21)还是装在气缸上(图4-9)，它的孔必须通至气缸的余隙容积内，且不能被活塞所遮没。接管的布置要使同一列中的所有气缸都能同时测得指示图。

气缸的冷却，其目的在于改善工作表面的润滑条件和气阀的工作条件，消除活塞环的烧结现象，以及使气缸壁的温度均匀化，以减小气缸的变形。

风冷气缸靠气缸外壁加散热片来冷却。散热片有环向（图4-1）和纵向两种布置方式。环形布置的气缸刚性较差，但冷却较均匀；而纵向布置的气缸刚性好，但冷却不均匀，背风面的冷却效果很差。通常多用环向布置的散热片。风冷气缸各部分尺寸如图4-25所示。气缸盖端的冷却是很重要的，所以，通常气缸靠近盖端的散热片较长，而且气缸盖也设散热

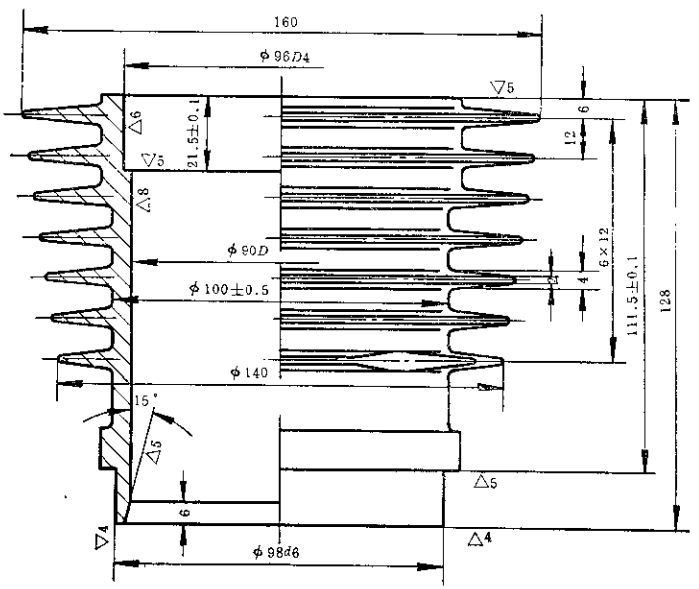



图 4-25　风冷气缸的尺寸关系



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

片，以加强这一部分的冷却。

在水冷气缸中，应特别注意气阀部分的冷却，一方面要使气阀有充分的冷却，另一方面把吸气阀和排气阀用冷却水隔开（图 4-3），以保证气缸有较高的吸气系数。低压气缸盖的冷却水有时直接从气缸端面引过来（图 4-18$a$）。但在压力较高时，连接面上的可靠密封有困难，所以须分别接水管。

铸铁气缸的水套可直接铸出。为了清砂和清洗水道，在水套端部和圆周外壁上开一系列手孔并用封盖密封（图4-18$a$）。

铸钢气缸和锻钢气缸，不能铸出或加工出封闭水道，须外加水套。有的直接用钢板焊在气缸上（图 4-8、图 4-9），有时设计成可拆的形式（图 4-11、图 4-21）。

为了避免在水套内形成死角和气囊，并提高传热效果，冷却水总是从气缸一端的最下部进入水套，从气缸另一端的最高点引出（图 4-3）。在可拆水套的结构中，有时为了装拆方便，进水口和出水口都设在气缸下方，这时在水套内必须从较高处向出水口接一水管来导流（图 4-21）。

大直径气缸，为使冷却更加均匀，可设置两个进水口和两个出水口。

冷却水在接管处的流速按 1～1·5 米/秒选取。

冷却水的消耗量按导走的热量来确定：

$$W=\frac{860\psi N_{id}}{\Delta t}\text{（公升/时）}\qquad(4\text{-}2)$$

式中 $W$——冷却水消耗量（公升/时）；

$N_{id}$——气缸指示功率（千瓦）；

$\Delta t$——气缸进水和出水的温度差，一般在 5～10°C范围内选择；

$\psi$——冷却导走的热量相对值，对大型常压吸气压缩机的Ⅰ级和Ⅱ级气缸 $\psi=0.18\sim0.13$；Ⅲ级和Ⅳ级 $\psi=0.12\sim0.08$；Ⅴ级和Ⅵ级 $\psi=0.06\sim0.04$；高速压缩机可取较小值。

压缩湿度较大的气体，应使水套中冷却水的进口温度比吸气温度高 5～10°C，避免在气缸中析出冷凝液，破坏工作表面润滑的正常状态。因此，气缸的冷却水常从中间冷却器出水口引来，并控制其流量。

压缩石油气一类重碳氢气时，气体在气缸内更容易析出冷凝液，因此水套中的冷却水温度取得更高，可达60～80°C；而当压力比不高，排气温度不超过80～100°C时，最好不加水套。

如果用硬水来冷却气缸，则出水处的水温不可超过 40°C，否则在水套的壁上形成水垢，降低缸壁的导热效果。

水平布置的重量较大的气缸，应设有专门的气缸支承，以保证气缸在温度和纵向力作用下可以沿气缸中心线方向自由移动。支承可制成摆动的以及柔性的。

摆动支承是在气缸与支承平板之间装有摆动块（图 4-26$a$），摆动块的两端面呈圆柱面，其半径应等于或略大于摆动块的高度。重量不大的气缸，可以把摆动件制成刃型支杆（图 4-26$b$）。重量不大的气缸也有采用无活动关节的柔性支承（图 4-27），用管子作支柱，靠管子的柔性来补偿气缸沿中心线方向的变形。

当压缩机列中设有几个压缩级时，应将吸气侧和排气侧交错布置，避免气缸中线发生歪斜。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

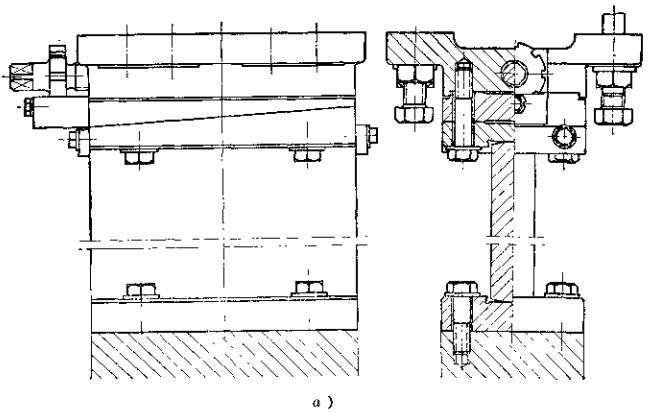



图 4-26 气缸的摆动支承

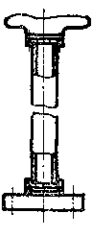


图 4-27 气缸的柔性支承

压缩容积各部分零件的连接，除了紧固以外，还要保证气密性，防止有压力的气体泄漏。气阀的安装除了上述要求外，还由于气阀是易损件，所以还要为检查、更换和修理提供方便。

为使气阀能够固定在气缸上，又便于装拆和防止气阀变形，常用中间压罩来紧固气阀（图 4-4），而压罩又由压盖（图 4-28）或螺栓（图4-18）压紧。为了保证阀盖的密封，如图 4-28 所示，在具有 45° 倒角的阀盖和压罩接合处装有密封圈，这种紧固方式较为简单，但压罩拆出不方便，而且每次拆卸都需换新密封圈。

用得最普遍的是螺栓压紧压罩（图4-18）。为了防止气体外泄，压紧螺栓的端部用封闭螺母紧固，螺母与阀盖的接合面上加垫片或研磨密封。吸气阀受气缸内的气体压力作用，脱离其承座的力要比排气阀所受的同样的力大得多，所以吸气阀压罩的压紧螺栓要比排气阀的取得多。如图 4-9 所示的气缸排气阀结构，只需一个压紧螺栓，而吸气阀则需三个。只有当压力较低时，为使结构一致起见，常使吸排气阀压罩的压紧螺栓都取用相同的数目；如果压



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

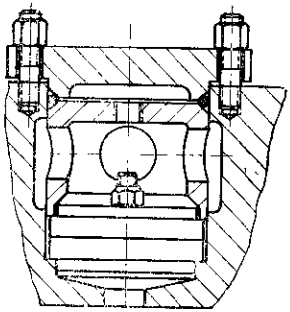


图 4-28 阀盖压紧压罩的结构

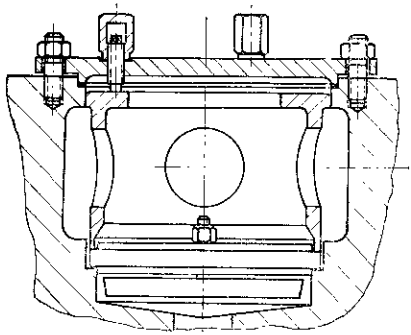


图 4-29 筒形压罩的压紧装置

罩是筒形的（图 4-29），则压紧螺栓必须布置在压罩侧壁与孔口之间，防止压罩被压坏。

如果压罩的形状呈球爪形的（图 4-4），则无论是吸气阀还是排气阀，只能用一个压紧螺栓。卧式气缸上，装在气缸下半部的气阀压罩，应有止动装置（图4-18 $b$），便于装配。气阀尺寸较大时，阀室内应设筋，使气阀安装方便（图 4-18 $a$）。有的不用压罩压紧气阀（图4-19），轴侧气缸容积的气阀直接用螺栓顶住气阀，结构极简单；但气阀尺寸较大时，容易变形，影响气阀的密封。

高压级或小气量气缸的气阀，由于气阀尺寸较小，常常将气阀直接拧紧在气缸上（图 4-30），或由拧在气缸上的气管将气阀压紧（图4-31）。

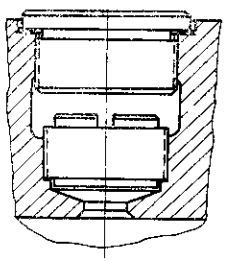


图 4-30 气阀直接拧在气缸上

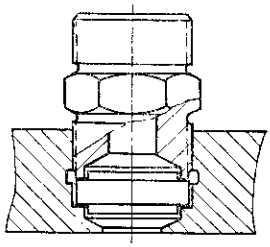


图 4-31 气体管道直接压紧气阀的结构

图 4-32 表示工作压力达 2200 公斤/厘米$^2$的超高压压缩机气阀的安装紧固方式；气阀上下两端的球面与气缸及气缸盖的锥面互相研磨而密封。

气缸与气缸盖之间，气阀与气缸之间，采用软垫片、金属垫片、研磨等方式密封。

工作压力低于40公斤/厘米$^2$的气缸，通常采用软垫密封。常用的软垫材料为橡皮和石棉板，也有采用金属石棉垫片，它由铜与石棉制成。常用的密封接口如图4-33所示，密封面的光洁度为 $\nabla 4\sim5$。$a$、$b$ 两种方式加工较为复杂，但垫片不容易断裂。$c$ 所示结构虽然简单，但垫片容易被撕裂而失去气密性，故在压力较低时采用。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

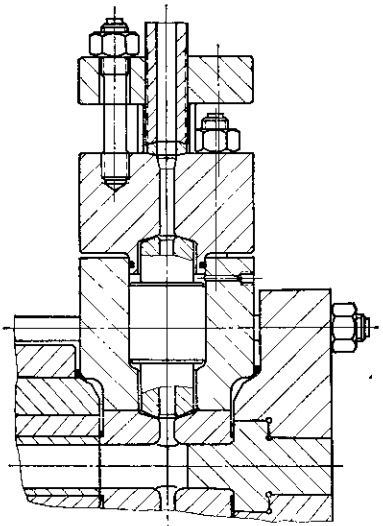


图 4-32 超高压压缩机气阀的紧固方式

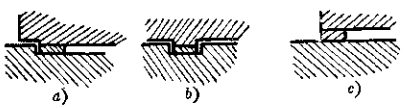



图 4-33 软垫片的密封接口形式

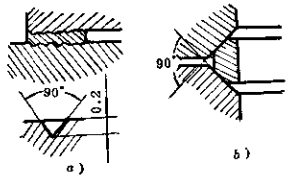



图 4-34 金属垫片的密封接口形式

工作压力较高或密封周长较短的气缸，用金属垫片密封，常用的金属垫片材料为铜、铝、不锈钢等。应当注意的是：氨能使铜发生分解，而铜与乙炔作用则生成爆炸性的化合物，因此，这些气体或含有这些气体的混合气，不能用铜的垫片。金属垫片对应的密封接口形式如图4-34所示，密封面的光洁度为▽6。*a* 所示的结构的密封表面车有若干油槽，防止垫片被撕裂。*b* 所示的结构，习惯上称为透镜式密封，它利用密封表面与作用力间所组成的小于（或等于）90°的 $\alpha$ 角，在相同的压紧力下得到较高的密封压力，因而能用在较高压力的气缸上。

高压或超高压下常用连接表面直接研磨的方法密封，表面光洁度达▽7～10。安装时，表面涂上少许润滑油或石墨之类材料，使气体没有外泄的通道。为了使研磨表面能够达到所希望的加工精度，采用如图4-35的设计。如果密封表面的位置无法进行研磨加工，则在高压时也可用金属垫片进行密封。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

气缸连接部分紧固和密封的力，用紧固螺栓连接来形成。因为气缸内的气体压力是变化的，连接螺栓应有较高的疲劳强度。为此，应采用弹性螺栓（图4-36）。螺栓杆部直径 $d$ 与螺纹内径 $d_1$ 之比，按 $\frac{d}{d_1}=0.9\sim0.95$ 的范围选择。$d$ 和 $d_1$ 过渡处的半径应按（0.2～0.25）$d_0$ 的范围选取，此处 $d_0$ 为螺纹外径。而且应取用二级精度的细牙螺纹。

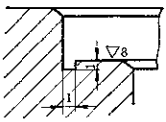



图 4-35 研磨密封表面的设计

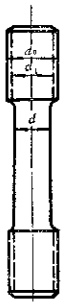



图 4-36 气缸连接用的弹性螺栓

螺栓的埋入深度通常按（1.0～1.35）$d_0$ 的范围选取，一般不允许螺栓伸入水套，如果无法避免，则螺纹应用红丹密封，但螺栓的埋入端不允许伸入气道。

为了便于装拆，气缸盖的法兰上备有顶开螺丝。

## 二、气缸主要尺寸的确定与强度校核

大直径铸铁气缸的壁厚 $\delta$ 按铸造要求确定：

工作压力 $p_1=2\sim3$（公斤/厘米²），$\delta=\frac{D_1}{50}+1$（厘米） （4-3）

工作压力 $p_1=3\sim6$（公斤/厘米²），$\delta=\frac{D_1}{50}+1.5$（厘米） （4-4）

工作压力 $p_1=6\sim8$（公斤/厘米²），$\delta=\frac{D_1}{40}+1.5$（厘米） （4-5）

压力较高或小直径铸铁气缸的壁厚 $\delta$ 按薄壁圆筒公式计算：

$$\delta=\frac{p_1D_1}{2[\sigma_p]}+a\text{（厘米）} \qquad (4-6)$$

式中 $p_1$——气缸工作压力（公斤/厘米²）；

$D_1$——气缸内径（厘米）；

$a$——壁厚的附加项，其值按0.5～0.8厘米选取，气缸直径较大时取较大值；

$[\sigma_p]$——气缸材料的许用拉伸应力（公斤/厘米²），普通灰铸铁 $[\sigma_p]=150\sim180$ 公斤/厘米²；高强度铸铁 $[\sigma_p]=200\sim280$ 公斤/厘米²；球墨铸铁 $[\sigma_p]=600\sim800$ 公斤/厘米²；气阀布置在气缸盖上，气缸形状较简单且用高强度铸铁时，$[\sigma_p]=250\sim400$公斤/厘米²。

壁厚不大（即气缸壁外径 $D_2$ 与气缸壁内径 $D_1$ 之比小于1.1）的钢质气缸，其壁厚 $\delta$ 也按式4-6确定，许用的拉伸应力按所用材料的屈服强度确定，即：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$[\sigma_p]=\frac{\sigma_s}{n}\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (4\text{-}7)$$

式中 $\sigma_s$——材料的屈服强度（公斤/厘米²）；

$n$——安全系数，$n>1.5\sim3$. 压力比很小的气缸（如循环压缩机），$n>1.5\sim2$。

气缸壁其余部分的厚度通常按以下关系选取：

水套壁厚： $\delta'=(0.75\sim0.8)\delta$

连接法兰壁厚： $\delta''=1.4\delta$

厚壁气缸因厚度较大（气缸外径 $D_2$ 与气缸内径 $D_1$ 之比，大于 1.1 沿壁部的应力不均匀，壁厚应按厚壁圆筒的公式计算。最大的切向应力在气缸内壁上，假定气体压力沿气缸长度不变，气缸的壁厚沿气缸长度也不变，则

内壁切向应力： $$\sigma_{t1}=p_1\frac{r_2^2+r_1^2}{r_2^2-r_1^2}\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (4\text{-}8)$$

径向应力： $$\sigma_{r1}=-p_1\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (4\text{-}8a)$$

式中 $r_1$ 和 $r_2$——气缸的内半径和外半径（厘米）；

$p_1$——气缸内工作压力（公斤/厘米²）。

有干式气缸套的气缸，可以看作是组合圆筒。首先确定由气缸套的过盈配合和气缸中气体压力联合作用所引起的气缸与缸套接触表面的压力 $p_2$（图 4-37），然后再计算气缸与气缸套中的应力。

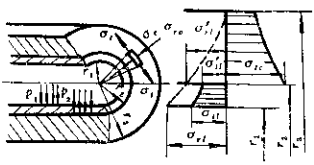


图 4-37 压入气缸套的厚壁气缸中的应力

气缸与气缸套的材料相同时：

$$p_2=\frac{\frac{\Delta}{2r_2}E(r_2^2-r_1^2)+p_1r_1^2}{r_2^2\frac{r_3^2-r_1^2}{r_3^2-r_2^2}}\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (4\text{-}9)$$

式中 $r_1$，$r_2$，$r_3$——如图4-37所示之半径（厘米）；

$\Delta$——直径过盈值（厘米）；

$E$——气缸和气缸套材料的弹性模数（公斤/厘米²）。

气缸与气缸套材料不相同时：

$$p_2=\frac{\frac{\Delta}{2r_2}E_1(r_2^2-r_1^2)+2p_1r_1^2}{E_1(r_2^2-r_1^2)\left[\frac{1}{E_1}\left(\frac{r_1^2+r_2^2}{r_2^2-r_1^2}-\mu_1\right)+\frac{1}{E_2}\left(\frac{r_2^2+r_3^2}{r_3^2-r_2^2}+\mu_2\right)\right]}\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (4\text{-}9a)$$

式中 $E_1$，$E_2$——气缸套和气缸材料的弹性模数（公斤/厘米²）；

$\mu_1$，$\mu_2$——气缸套和气缸材料的泊桑系数，对铸铁 $E=1.0\times10^6\sim1.5\times10^5$ 公斤/厘米²，$\mu=0.23\sim0.27$，对钢 $E=2.0\times10^6\sim2.2\times10^6$ 公斤/厘米²，$\mu=0.25\sim0.33$。

式 4-9 和式 4-9$a$ 也适用于气缸套带间隙配合的情况，此时，式中的 $\Delta$ 应取负号。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

气缸和气缸套内的应力值为：

气缸内表面的切向应力 $\sigma_{tc}$：

$$\sigma_{tc}=p_2\frac{r_2^2+r_3^2}{r_3^2-r_2^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}10)$$

气缸内表面的径向应力 $\sigma_{rc}$：

$$\sigma_{rc}=-p_2\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}10a)$$

气缸套内表面的切向应力 $\sigma_{ti}$：

$$\sigma_{ti}=\frac{p_1(r_1^2+r_2^2)-2p_2r_2^2}{r_2^2-r_1^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}11)$$

气缸套内表面的径向应力 $\sigma_{ri}$：

$$\sigma_{ri}=-p_1\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}11a)$$

气缸套外表面的切向应力 $\sigma'_{ti}$：

$$\sigma'_{ti}=\frac{2p_1r_1^2-p_2(r_1^2+r_2^2)}{r_2^2-r_1^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}12)$$

气缸套外表面的径向应力 $\sigma'_{ri}$：

$$\sigma'_{ri}=-p_2\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}12a)$$

图 4-37 表示厚壁气缸与具有较大过盈配合的气缸套中应力分布的图形。

气缸壁内的应力按最大过盈值 $\Delta_{max}$ 计算。对于气缸套，过盈配合的区段，应按最小的过盈值 $\Delta_{min}$ 计算，间隙配合的区段，应按最大间隙 $-\Delta_{max}$ 计算。如果气缸与气缸套之间间隙内的压力等于气缸内的压力，间隙配合区段气缸套的应力可不必计算。

气缸和气缸套的强度按当量应力值来确定。

脆性材料（如铸铁）的当量应力：

$$\sigma_d=\sigma_t-v\sigma_r\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}13)$$

式中 $v$——材料拉伸强度与压缩强度之比，对铸铁，$v=0.3$。

塑性材料（如钢）的当量应力：

$$\sigma_d=\sqrt{\sigma_t^2+\sigma_r^2-\sigma_t\sigma_r}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}14)$$

铸铁气缸的当量应力不超过200～350公斤/厘米$^2$，较大值适用于高强度铸铁。湿式气缸套的许用应力为300～500公斤/厘米$^2$；干式气缸套的许用应力为600～800公斤/厘米$^2$。

钢制高压气缸，按材料的屈服强度选取安全系数：$n=\frac{\sigma_s}{\sigma_d}=1.5\sim3.0$。在选取 $n$ 时，应考虑到材料的疲劳特性。

气缸与气缸套内的应力，还应加上温度应力。在气缸与气缸套的内表面上的温度应力为压缩应力，气缸或湿式气缸套的外表面为拉伸应力。温度的切向应力为：

内表面：

$$\sigma_t^*=\frac{\alpha E(t_0-t_i)}{2(1-\mu)}\left(\frac{1}{\ln k}+\frac{2}{1-k^2}\right)\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}15)$$

外表面：

$$\sigma_t^*=\frac{\alpha E(t_0-t_i)}{2(1-\mu)}\left(\frac{1}{\ln k}+\frac{2k^2}{1-k^2}\right)\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}15a)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中 $\alpha$——材料的线膨胀系数（1/℃）；

$E$——材料的弹性模数（公斤/厘米²）；

$t_o$，$t_i$——外表面与内表面的温度（℃）；

$\mu$——泊桑系数；

$k$——内半径与外半径之比（见图4-37），内筒：$k=\frac{r_1}{r_2}$，外筒：$k=\frac{r_2}{r_3}$。

温度应力的作用，使内表面的切向应力减小，而外表面的切向应力增大，因而应力不均匀分布的情况得以缓和。最大温度应力的绝对值与 $\Delta t$ 值有关，其影响既可能表现在内表面上，也可能表现在外表面上。如果影响表现在内表面上，则内表面的强度只要按气体的作用来校核；如果最大的温度应力出现在外表面，而且它的值超过只有在气体压力作用下内表面的应力值，则强度校核应按气缸外表面进行。当量应力可按式4-13或式4-14计算。

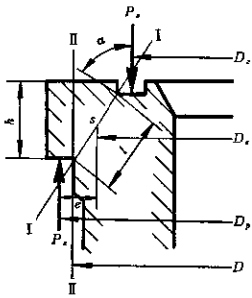



图 4-38 气缸套定位凸肩计算图

被气缸盖压紧的气缸套定位凸肩，有时也须进行强度校核。如图4-38所示，气缸盖以压紧力 $P_z$ 作用在凸肩端面的平均密封直径 $D_z$ 上。另一方面气缸端面对气缸套凸肩的支承反作用力 $P_z$ 作用在支承面平均直径 $D_p$ 上。

密封与支承面间距离最短的截面Ⅰ-Ⅰ即为危险截面。

危险截面上的法向拉伸应力：

$$\sigma_p=\frac{P_z\cos\alpha}{\pi D_z l}\text{（公斤/厘米²）} \qquad (4\text{-}16)$$

剪切应力：

$$\tau=\frac{P_z\sin\alpha}{\pi D_z l}\text{（公斤/厘米）} \qquad (4\text{-}16a)$$

弯曲应力：

$$\sigma_B=\frac{6P_z e}{\pi D_z l^2}\text{（公斤/厘米²）} \qquad (4\text{-}16b)$$

总应力：

$$\sigma=\sqrt{(\sigma_p+\sigma_B)^2+\tau^2}\text{（公斤/厘米²）} \qquad (4\text{-}16c)$$

式中 $\alpha$——危险截面的法线方向与气缸盖压紧力之间的夹角（度）；

$e$——截面重心 $S$ 与支承反力之间的垂直距离（厘米）；

$l$——密封面与支承面间的最短距离（厘米）。

铸铁的许用应力[$\sigma$]≤400—800公斤/厘米²。

截面Ⅱ～Ⅱ的剪切应力 $\tau$ 也须校核：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\tau=\frac{P_z}{\pi Dh}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(4\text{-}17)$$

式中 $h$——凸肩高度。

铸铁许用剪切应力$[\tau]\leqslant$400 公斤/厘米$^2$。

沿径向布置气阀数目较多的铸铁气缸，在阀室之间的筋上，铸造时沿气缸中心线方向有很大的内应力；在串联气缸中，离轴侧气缸中的气体压力通过这些部位传给机体，所以这些筋有很大的负荷，应该校核它们的强度。

筋的轴向应力：

$$\sigma_p=\frac{P_{max}}{f}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(4\text{-}18)$$

式中 $P_{max}$——通过筋所传递的总的气体力（公斤）；

$f$——气阀间筋的截面积（厘米$^2$）。

气阀的总压力：

$$P'=\Delta p(f_v+kf_1)\text{（公斤）}\qquad(4\text{-}19)$$

式中 $\Delta p$——气缸与气阀室中的压力差（公斤/厘米$^2$）；

$f_v$——气阀的面积，按阀下垫片的平均直径计算（厘米$^2$）；

$k$——预紧系数，与式 4-23 同样选取；

$f_1$——气阀压罩压紧螺栓的最小截面积（厘米$^2$）。

阀室和气缸容积内压力差作用在筋上的力：

$$P''=f(p_d-p_s)\text{（公斤）}\qquad(4\text{-}20)$$

式中 $p_d$——排气阀室内的压力（公斤/厘米$^2$）；

$p_s$——气缸内的吸气压力（公斤/厘米$^2$）；

$f$——气阀间筋的面积（厘米$^2$）。

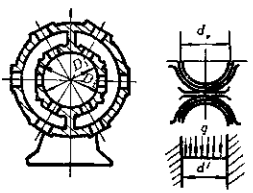



图 4-39 阀室间筋的计算简图

由于 $P'$ 和 $P''$ 加在筋上的载荷强度，近似地等于：

$$q=\frac{P''}{d'}+\frac{P'}{\pi d_v}\text{（公斤/厘米）}\qquad(4\text{-}21)$$

式中 $d'$——气阀阀孔的直径（图 4-39）（厘米）；

$d_v$——气阀密封面的平均直径（图 4-39）（厘米）。

筋上的弯曲应力，可以按两端夹紧受均布载荷的连续梁计算（图4-39）。均布载荷等于 $q$，梁的跨度等于$d'$，梁的宽度取筋最窄处的宽度，弯曲应力为：

$$\sigma_B=\frac{qd'^2e}{24J}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(4\text{-}22)$$

式中 $e$——筋的截面重心至截面最远点距离（厘米）；

$J$——筋的最窄截面处的惯性矩（厘米$^4$）。

筋的综合应力：

$$\sigma=\sigma_p+\sigma_B\text{（公斤/厘米）}\qquad(4\text{-}22a)$$

铸铁的许用应力：$[\sigma]\leqslant$200公斤/厘米$^2$。

压缩容积各连接零件，当受了气体压力的作用之后，有互相脱开的趋势。不论连接是否有气密性的要求，紧固螺栓的设计，必须使它受了最大气体作用力之后，连接表面上仍能保持一



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

定数值的压力。

因此，两个零件间的连接，当不存在气体压力作用时，紧固螺栓的预紧力 $P_0$ 为：

$$P_0 = K P_{max} \text{（公斤）} \qquad (4\ 23)$$

式中 $K$——预紧系数；

$P_{max}$——连接面上的最大气体作用力（公斤）。

预紧系数随螺栓连接的要求而异。当气体压力变化幅度不大（如循环压缩机）时，$K=1.25\sim1.50$；气体压力变化的幅度较大以及连接表面有气密性要求时，$K=2.5\sim3.0$。采用软垫片密封时，取较大的值。

气缸盖与阀盖的紧固螺栓以及连接管道法兰螺栓所承受的最大气体作用力：

$$P_{max} = \frac{\pi D_m^2}{4} p_1 \text{（公斤）} \qquad (4\text{-}24)$$

式中 $D_m$——平均的密封直径（厘米）；

$p_1$——气缸内的最大（计及压力损失）排气压力（公斤/厘米$^2$）。

气缸与机身之间的紧固螺栓所承受的最大气体作用力等于活塞离轴行程止点时的最大活塞力。

螺栓的主要尺寸（即螺纹的最小截面积 $f_1$）按预紧力 $P_0$ 和预紧拉伸应力 $[\sigma_p]$ 进行计算：

$$z f_1 = \frac{P_0}{[\sigma_p]} \text{（厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}25)$$

式中 $z$——螺栓数。

$[\sigma_p] \leqslant (0.5\sim0.75)\sigma_s$ 公斤/厘米$^2$，直径小于16毫米的螺栓取较小值。

为了保证螺栓连接的气密性，相邻螺栓之间的间隔值 $t$ 不超过一定范围。其值与被密封的气体压力差 $\Delta p$ 值有关：

$\Delta p \leqslant 10$（公斤/厘米$^2$），$t=(4\sim6)d$（厘米）；

$10 < \Delta p \leqslant 100$（公斤/厘米$^2$），$t=(2.7\sim4.5)d$（厘米）；

$\Delta p > 100$（公斤/厘米$^2$），$t=(2.0\sim3.2)d$（厘米）。

上各式中 $d$ 为螺栓外径。

当连接件的刚性较大，垫片厚度较大，垫片较软以及螺栓较长等情况时，$t$ 值可取较大值。

若用套筒扳手和用小六角的圆柱形螺母时，则螺栓间距 $t$ 可比上述范围还小些。

密封垫片的尺寸可按表4-1初步选择，然后按压紧时的挤压压力和气体压力作用下的气密性加以校核。

**表 4-1 垫片的大体尺寸(毫米)**

| 垫片的平均直径 | 非金属 | | 金属 | |
|---|---|---|---|---|
| | 宽度 | 厚度 | 宽度 | 厚度 |
| ~100 | 5~6 | 1~1.5 | 3~4 | 1~2 |
| 100~200 | 6~7 | 1~1.5 | 4~5 | 2~3 |
| 200~400 | 7~8 | 1.5~2 | 5~6 | 3~4 |
| 400~600 | 8~12 | 1.5~2.5 | 6~7 | 4~5 |
| >600 | 12~20 | 2~3 | 8~12 | 5~6 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

首先，垫片受了预紧力之后，在没有气体作用时，应当使垫片产生一定的压力，根据这条件确定垫片所需的最大宽度：

$$b \leqslant \frac{P_0}{\pi D_m q} \text{（厘米）} \qquad (4\text{-}26)$$

式中 $D_m$——垫片平均直径（厘米）；

$q$——垫片挤压压力（公斤/厘米²），各种垫片材料的 $q$ 值如表 4-2 所列。

其次，承受气体压力作用之后，密封面之间应当有足够的残余压力，以维持连接面上的气密性。残余的作用力：

$$P' = (k-1)P_{max}$$

残余压力：

$$q' \geqslant \frac{(K-1)\frac{\pi D_m^2}{4}p_1}{\pi D_m b} = \frac{(K-1)D_m p_1}{4b} \text{（公斤/厘米²）}$$

当 $q' \geqslant m p_{max}$，连接面的气密性才能维持。由此得出限制垫片最大宽度的第二个条件：

$$b \leqslant \frac{(K-1)D_m}{4m} \text{（厘米）} \qquad (4\text{-}27)$$

式中 $m$——垫片系数，各种材料的垫片系数如表 4-2 所列。

**表 4-2 垫片材料的 $q$ 值和垫片系数**

| 垫片材料 | $q$（公斤/厘米²） | 垫片系数 $m$ |
|---|---|---|
| 橡皮 | 35 | 0.5 |
| 石棉制品 | 60 | 1.5 |
| 金属石棉 | 500 | 3.5 |
| 鋁 | 700 | 4.0 |
| 銅 | 980 | 4.75 |
| 軟鉄 | 1270 | 5.5 |
| 不銹鋼 | 1500 | 6.0 |

再其次，在最大紧固力作用下，连接件的密封表面不允许有变形。因此，最大紧固力所产生的表面压力，要小于连接件所允许的最大表面压力值$[\sigma_c]$。由此得出限制垫片最小宽度的条件：

$$b \geqslant \frac{P_0}{\pi D_m [\sigma_c]} \text{（厘米）} \qquad (4\text{-}28)$$

铸铁$[\sigma_c]$=1500～2000 公斤/厘米²；钢$[\sigma_c]$=2500～3000 公斤/厘米²。

式 4-28 上可用来校核研磨密封的宽度。

保持研磨密封表面密封性所必须的表面压力$q'$、决定于气体压力、润滑油的粘性以及连接表面的光洁度。螺栓如果压得不紧，则油膜会因气体吹过而遭到破坏，而且以后即使将螺栓旋紧，也无法恢复它的气密性。这时，必须拆开，在密封面上重新加润滑油。

对表面光洁度达▽8～9的研磨密封面的残余接触压力可按下式确定：

$$q' = \frac{n p_{max}}{\sqrt{b}} \text{（公斤/厘米²）} \qquad (4\text{-}29)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中 $n$——系数，密封表面无油的系数 $n$ 值根据工作压力，按表 4-3 确定。

有油的研磨表面，$q'$ 可取较小值。

表 4-3 无油研磨密封面的系数 $n$ 值

| 工作压力（公斤/厘米²） | $n$ 值 |
|---|---|
| ～40 | 8～7 |
| 40～80 | 7～6 |
| 80～120 | 6～5 |
| 120～200 | 5～4 |
| 200～350 | 4～3 |
| 350～600 | 3～2 |
| 600～800 | 2～1.5 |

## 三、气缸材料

气缸和气缸套的材料根据压缩气体的性质和承受的压力选取。

工作压力低于60公斤/厘米²时，取用灰铸铁 HT20-40、HT 25-47；压力较高时选用较高牌号的铸铁，铸铁的金相组织应尽量接近珠光体。渗碳体的存在会增加铸铁的脆性和收缩，而铁素体的存在使材料变软，这些成分的作用都使气缸磨损加剧，所以含量要很少。

压力达 60～200 公斤/厘米² 时，采用球墨铸铁 QT45-5 和 QT60-2 或铸钢 ZG35 和 ZG45，较高压力时采用较高牌号。

压力达 200～500 公斤/厘米² 时，采用锻钢 35，45；压力达 1000 公斤/厘米² 时，采用合金锻钢35Cr和40Cr；压力大于1000公斤/厘米² 时，采用合金锻钢 35CrMo,33CrNi3Mo、35CrNiMo，45CrNiMoV。

无油润滑的铸铁气缸可用下列成分的合金铸铁：C：3.2～2.6%；Si：1.6～2.2%；Cu：0.6～1.2%；Mn：0.4～0.8%；Cr：0.5～1.0%；Ni：0.6～1.2%。压力低于8公斤/厘米²的风冷气缸可用铸铝压铸成型。

气缸套应有较高的耐磨性、工作压力低于320公斤/厘米²时，可选用 HT20-40、HT 25-47、HT30-54；较高压力时，取用较高牌号的铸铁。工作压力大于320公斤/厘米²时，选用 35CrMo，40CrMoV；超高压气缸套采用硬质合金。

耐磨性要求较高的气缸套，可取用下列成分的合金铸铁：C：2.6～3.0%；Cr：1.8～2.2%；Ni：16～17%；Cu：5～7%。

腐蚀性气体，如氢气，硫化氢，一氧化碳含量大于30%的气体，压力低于30公斤/厘米²时，采用铝青铜或锡青铜气缸套；压力大于30公斤/厘米²则采用 3Cr13，38CrMoAlA 等。

采用多孔性镀铬或离心浇铸的气缸套，也能大大降低磨损。

## 四、基本技术要求

对气缸镜面的要求

有十字头压缩机气缸镜面光洁度：气缸直径≤600毫米，不低于▽7～8；气缸直径>600毫米，不低于▽6；无十字头压缩机气缸，不低于▽8；超高压压缩机气缸光洁度应不低于▽12。

气缸镜面表面硬度：气缸直径≤500毫米，HB 190～241；气缸直径>500毫米，HB



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

170～241；超高压硬质合金缸套硬度达RC 70以上。

镜面加工精度：气缸直径≤300毫米，取2级。气缸直径>300毫米，取3级。其椭圆度和锥形度应符合：气缸直径≤300毫米，不大于2级精度直径公差的80%；气缸直径>300毫米，不大于2级精度直径公差；气缸与机身贴合面对镜面中心线的不垂直度在100毫米长度上不大于0.02毫米；气缸与机身或中体的配合止口中心线对气缸镜面中心线的不同轴度，不大于0.02毫米。

铸铁气缸或有缸套的钢气缸，装配完后应进行水压试验。湿式缸套在装入前也应进行水压试验。试验压力：当工作压力≤400公斤/厘米$^2$时，试验压力为工作压力的1.5倍。气缸的水腔部分应进行3公斤/厘米$^2$的水压试验5分钟，不允许有渗漏。对于400公斤/厘米$^2$以上的水压试验，试验压力为工作压力的1.25倍。

铸钢气缸在粗加工后即应进行水压试验，以便及时发现缺陷。

高压锻钢气缸在粗加工后和热处理后都应作无损探伤检验。

压缩有毒或有爆炸性气体的气缸，常用空气作气密试验。压力在200公斤/厘米$^2$以上用氮气。试验压力与工作压力相同。

超高压气缸，材料应取样作化学分析，含量应符合国家标准。且在锻件头部截取试棒与试块作拉伸和冲击试验及金相组织检验。

铸件的主要表面，不允许有砂眼、疏松、气孔、夹渣等缺陷，气腔应彻底清除型砂并喷涂防锈漆。

铸造气缸应进行自然时效，或在400°C的炉内进行人工时效，以消除内应力。

合金钢锻制气缸，在粗加工后精加工前，需作调质处理。合金钢虽有较高的强度，但其有很高的缺口敏感性，选用合金钢时需注意。

大型气缸用钢锭锻制时，锻造比取3～4。

**五、气缸计算实例**

**例**：校核氯氢混合气压缩机Ⅱ级气缸（图4-9）的气缸壁和气缸套的强度。

**解**：由热力计算和图4-9知：气缸内最高气体压力 $p_1=138$ 公斤/厘米$^2$。气缸套内径 $d_1=18$厘米；气缸套外径$d_2=21$厘米；气缸壁外径$d_3=31$厘米。

气缸材料为ZG 25$A$，材料的弹性模数 $E_2=2\times10^6$公斤/厘米$^2$，材料的泊桑系数$\mu_2=0.28$；气缸套材料为HT30-54，材料的弹性模数$E_1=1\times10^6$公斤/厘米$^2$，材料的泊桑系数 $\mu_1=0.25$。

气缸套压入气缸的最大过盈值 $\Delta_{max}=0.002$厘米，最小过盈值 $\Delta_{min}=0$。

1.计算气缸套与气缸壁间的接触压力。

根据式4-9$a$，最大的接触压力$p_{z\,max}$：

$$p_{z\max}=\frac{\frac{\Delta_{\max}}{2r_2}E_1(r_2^2-r_1^2)+2p_1r_1^2}{E_1(r_2^2-r_1^2)\left[\frac{1}{E_1}\left(\frac{r_1^2+r_2^2}{r_2^2-r_1^2}-\mu_1\right)+\frac{1}{E_2}\left(\frac{r_2^2+r_3^2}{r_3^2-r_2^2}+\mu_2\right)\right]}$$

$$=\frac{\frac{0.002}{2\times10.5}10^6(10.5^2-9^2)+2\times138\times9^2}{10^6(10.5^2-9^2)\left[\frac{1}{10^6}\left(\frac{9^2+10.5^2}{10.5^2-9^2}-0.25\right)+\frac{1}{2\times10^6}\left(\frac{10.5^2+15.5^2}{15.5^2-10.5^2}+0.28\right)\right]}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$=109.5$(公斤/厘米$^2$)

最小的接触压力 $P_{2\min}$：

$$p_{2\min}=\frac{-\frac{\Delta_{\min}}{2r_2}E_1(r_2^2-r_1^2)+2p_1r_1^2}{E_1(r_2^2-r_1^2)\left[\frac{1}{E_1}\left(\frac{r_1^2+r_2^2}{r_2^2-r_1^2}-\mu_1\right)+\frac{1}{E_2}\left(\frac{r_3^2+r_2^2}{r_3^2-r_2^2}+\mu_2\right)\right]}$$

$$=\frac{\frac{0}{2\times10.5}10^6(10.5^2-9^2)+2\times138\times9^2}{10^6(10.5^2-9^2)\left[\frac{1}{10^6}\left(\frac{9^2+10.5^2}{10.5^2-9^2}-0.25\right)+\frac{1}{2\times10^6}\left(\frac{10.5^2+15.5^2}{15.5^2-10.5^2}+0.28\right)\right]}$$

$=96.5$(公斤/厘米$^2$)

2.计算气缸壁内表面的应力

按式4-10，气缸壁内表面的切向应力 $\sigma_{tc}$：

$$\sigma_{tc}=p_{2\max}\frac{r_2^2+r_3^2}{r_3^2-r_2^2}=109.5\frac{10.5^2+15.5^2}{15.5^2-10.5^2}=294\text{(公斤/厘米}^2\text{)}$$

按式4-10$a$，气缸壁内表面的径向应力 $\sigma_{rc}$：

$$\sigma_{rc}=-p_{2\max}=-109.5\text{(公斤/厘米}^2\text{)}$$

3.计算气缸壁外表面的应力

气缸壁外表面的切向应力 $\sigma'_{tc}$：

$$\sigma'_{tc}=p_{2\max}\frac{r_2^2}{r_3^2-r_2^2}=109.5\frac{10.5^2}{15.5^2-10.5^2}=92\text{(公斤/厘米}^2\text{)}$$

气缸壁外表面的径向应力：

$$\sigma'_{rc}=0$$

4.计算气缸套内表面的应力

按式4-11，气缸套内表面切向应力 $\sigma_{t1}$：

$$\sigma_{t1}=\frac{p_1(r_1^2+r_2^2)-2p_{2\min}r_2^2}{r_2^2-r_1^2}=\frac{138(9^2+10.5^2)-2\times96.5\times10.5^2}{10.5^2-9^2}$$

$=183$(公斤/厘米$^2$)

按式4-11$a$，气缸套内表面径向应力 $\sigma_{r1}$：

$$\sigma_{r1}=-p_1=-138\text{(公斤/厘米}^2\text{)}$$

5.计算气缸套外表面的应力

按式4-12，气缸套外表面的切向应力 $\sigma'_{t1}$：

$$\sigma'_{t1}=\frac{2p_1r_1^2-p_{2\min}(r_1^2+r_2^2)}{r_2^2-r_1^2}=\frac{2\times138\times9^2-96.5(9^2+10.5^2)}{10.5^2-9^2}$$

$=138$(公斤/厘米$^2$)

按式4-12$a$，气缸套外表面的径向应力 $\sigma'_{r1}$：

$$\sigma'_{r1}=-p_{2\min}=-96.5\text{(公斤/厘米}^2\text{)}$$

6.计算气缸壁与气缸套的温度应力

由热力计算得吸气温度 $t_s=38$℃，排气温度 $t_d=154$℃；冷却水温度按冬季计，进口温度为10℃，出口温度为15℃。

计算中取气缸套内壁温度 $t_i=\frac{t_s+t_d}{2}=\frac{38+154}{2}=96$(℃)，气缸壁外表面的温度 $t_o\approx40$℃。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

气缸壁内表面（即气缸套外表面）的温度：

$$t=\frac{t_i\ln\frac{r_2}{r_1}+t_0\ln\frac{r_3}{r_2}}{\ln\frac{r_3}{r_1}}=\frac{96\ln\frac{10.5}{9}+40\ln\frac{15.5}{10.5}}{\ln\frac{15.5}{9}}=55.5(℃)$$

钢的线膨胀系数 $\alpha_2=11.5\times10^{-6}1/℃$，铸铁的线膨胀系数为 $\alpha_1=10\times10^{-6}1/℃$

按式4-15，气缸壁和气缸套内表面的切向温度应力 $\sigma^*_{tc}$、$\sigma^*_{ti}$：

$$\sigma^*_{tc}=\frac{\alpha_2E_2(t_0-t)}{2(1-\mu_2)}\left[\frac{1}{\ln\frac{r_2}{r_3}}+\frac{2}{1-\left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2}\right]=\frac{11.5\times10^{-6}\times2\times10^6(40-55.5)}{2(1-0.28)}\times$$

$$\left[\frac{1}{\ln\frac{10.5}{15.5}}+\frac{2}{1-\left(\frac{10.5}{15.5}\right)^2}\right]=-282(公斤/厘米^2)$$

$$\sigma^*_{ti}=\frac{\alpha_1E_1(t-t_i)}{2(1-\mu_1)}\left[\frac{1}{\ln\frac{r_1}{r_2}}+\frac{2}{1-\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}\right]=\frac{10\times10^{-6}\times1\times10^6(55.5-96)}{2(1-0.25)}\times$$

$$\left[\frac{1}{\ln\frac{9}{10.5}}+\frac{2}{1-\left(\frac{9}{10.5}\right)^2}\right]=-150(公斤/厘米^2)$$

按式 4-15$a$ 气缸壁和气缸套外表面的切向温度应力$\sigma^{*\prime}_{tc}$和$\sigma^{*\prime}_{ti}$：

$$\sigma^{*\prime}_{tc}=\frac{\alpha_2E_2(t_0-t)}{2(1-\mu_2)}\left[\frac{1}{\ln\frac{r_2}{r_3}}+\frac{2\left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2}{1-\left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2}\right]=\frac{11.5\times10^{-6}\times2\times10^6(40-55.5)}{2(1-0.28)}\times$$

$$\left[\frac{1}{\ln\frac{10.5}{15.5}}+\frac{2\left(\frac{10.5}{15.5}\right)^2}{1-\left(\frac{10.5}{15.5}\right)^2}\right]=214(公斤/厘米^2)$$

$$\sigma^{*\prime}_{ti}=\frac{\alpha_1E_1(t-t_i)}{2(1-\mu_1)}\left[\frac{1}{\ln\frac{r_1}{r_2}}+\frac{2\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}{1-\left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2}\right]=\frac{10\times10^{-6}\times1\times10^6(55.5-96)}{2(1-0.25)}\times$$

$$\left[\frac{1}{\ln\frac{9}{10.5}}+\frac{2\left(\frac{9}{10.5}\right)^2}{1-\left(\frac{9}{10.5}\right)^2}\right]=255(公斤/厘米^2)$$

7.计算当量应力和强度校核

气缸材料 ZG25 A，取其屈服强度$\sigma_s=2400$公斤/厘米$^2$，安全系数$n_s=3$。则许用应力$[\sigma]=800$(公斤/厘米$^2$)。

干式铸铁气缸套的许用应力$[\sigma]=600\sim800$公斤/厘米$^2$，比值$\nu=0.3$。

气缸壁外表面当量应力 $\sigma'_{dc}=\sigma'_{tc}+\sigma^{*\prime}_{tc}=92+214=306$（公斤/厘米$^2$）。$\sigma'_{dc}<[\sigma]$，故安全。

气缸壁内表面当量应力 $\sigma_{dc}$ 按式4-14求取：

$$\sigma_{dc}=\sqrt{\sigma_t{}^2{}_o+\sigma^2_{rc}-\sigma_{tc}\sigma_{rc}}=\sqrt{(294-282)^2+(-109.5)^2-(294-282)(-109.5)}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$=115$(公斤/厘米$^2$)

$\sigma_{dc}<[\sigma]$，故安全。

气缸套内外表面当量应力$\sigma_{d,i}$和$\sigma'_{d,i}$按式4-13求取：

$\sigma_{di}=\sigma_t-\nu\sigma_r=(183-150)-0.3(-138)=74.4$(公斤/厘米$^2$)。

$\sigma_{di}<[\sigma]$，故安全。

$\sigma'_{di}=\sigma'_t-\nu\sigma'_r=(138+255)-0.3(-96.5)=364$(公斤/厘米$^2$)。

$\sigma'_{di}<[\sigma]$，故安全。

## 第二节 气 阀

现代活塞式压缩机使用的气阀，都是随着气缸内气体压力的变化而自行开、闭的自动阀。自动阀由阀座、运动密封元件（阀片或阀芯）、弹簧、升程限制器等零件组成（图4-40）。

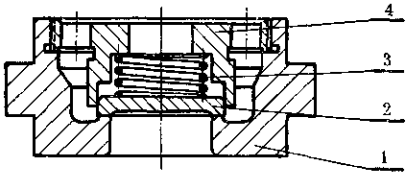



图 4-40 活塞式压缩机自动阀的组成

1—阀座；2—阀片；3—弹簧；4—升程限制器

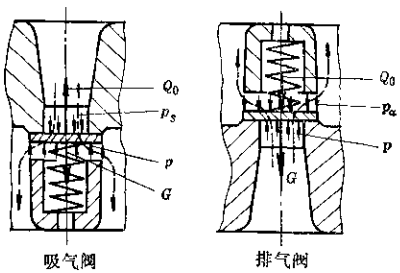



图 4-41 密封元件上主要作用力示意图

自动阀在阀片两边压差作用下开启，在弹簧力作用下关闭。以垂直放置的环状阀为例来说明气阀的开启和关闭条件。

吸气阀：

开启条件：$p_s f_s+G\geqslant pf+Q_0$

关闭条件：$Q'\geqslant(p_s-p)f+G$

排气阀：

开启条件：$pf_s\geqslant p_d f+Q_0+G$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

关闭条件：$Q'+G \geqslant (p-p_d)f$

式中 $p_s$——吸气管路内气体压力（公斤/厘米²）；

$p_d$——排气管路内气体压力（公斤/厘米²）；

$p$——压缩机气缸内气体压力（公斤/厘米²）；

$Q_0$——气阀全闭时弹簧力（公斤）；

$Q'$——气阀全开时弹簧力（公斤）；

$G$——气阀运动零件重量（阀片重量加$\frac{1}{3}$弹簧重量）（公斤）；

$f_s$——阀座通道面积（厘米²）；

$f$——阀片面积（厘米²）。

此外，阀片与阀座或升程限制器之间的粘附力、阀片与导向块之间的摩擦力等也影响阀片的开启与关闭。

气阀是活塞式压缩机重要部件之一，它的工作直接关系到压缩机运转的经济性和可靠性。对气阀的基本要求如下：

1.使用期限长（指阀片和弹簧的寿命长），不能由于阀片或弹簧的损坏而引起压缩机非计划停车。

2.气体通过气阀时的能量损失小，以减少压缩机动力消耗。对于固定式长期连续运转的压缩机尤为重要。

3.气阀关闭时具有良好的密封性，减少气体的泄漏量。

4.阀片起、闭动作及时和迅速，而且要完全开启，以提高机器效率和延长使用期。

5.气阀所引起的余隙容积要小，以提高气缸容积效率。

此外，还要求结构简单、制造方便、易于维修、气阀零件（特别是阀片）的标准化、通用化水平要高。

## 一、气阀的结构型式

压缩机自动阀按运动密封元件的特点可分为：环阀（包括环状阀和网状阀）；孔阀（包括杯状阀、蘑菇状阀、碟形阀等）；直流阀；其它还有诸如条状阀、槽状阀、锥形槽状阀等。

### （一）环状阀

环状阀（图4-42）由阀座、阀片、弹簧、升程限制器、连接螺栓、螺母等零件组成。

低压和中压级使用的阀座是由一组（1环到8环）直径不同的同心圆环构成，各环之间用筋连成一体（图4-43）。在高压下，为了保证阀座有足够的刚性和强度，也为了加工方便，将通道制成圆孔形（图4-44）。

环状阀使用的弹簧有环形弹簧（图4-43）柱形（或锥形）弹簧（图4-44）。

环状阀的阀片呈圆环状薄片。一般是制成单环阀片（图4-42），也有把两环连在一起的（图4-45），由于环与连接筋相接处面积较大，可以布置直径较大、钢丝较粗的圆柱形（或锥形）弹簧。既有利于提高弹簧的寿命，又可以减少弹簧的数目。但是，在环与连接筋相交处容易出现应力集中，影响阀片寿命，通常宁肯采用如图4-46所示在相邻的二个单环阀片上共用一排弹簧的结构。

阀片的起、闭运动是靠升程限制器上的导向块来导向的。图4-44中导向块与阀片的配合为滑动配合（$D_4/d_{c4}$）。阀片的开启高度可如图4-46所示的限制器上的凸台高度控制，或由夹在阀座、升程限制器之间的垫片高度来控制（图4-44）。阀座和升程限制器的定位，



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

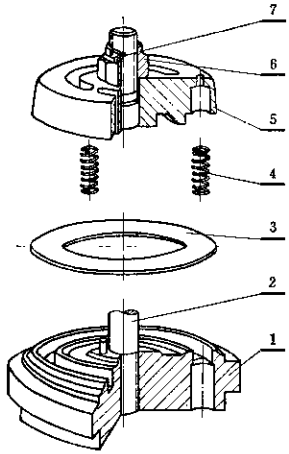



图 4-42 环状阀的组成

1--阀座；2--连接螺栓；3—阀片；4—弹簧；5—升程限制器；6--螺母；7—开口销

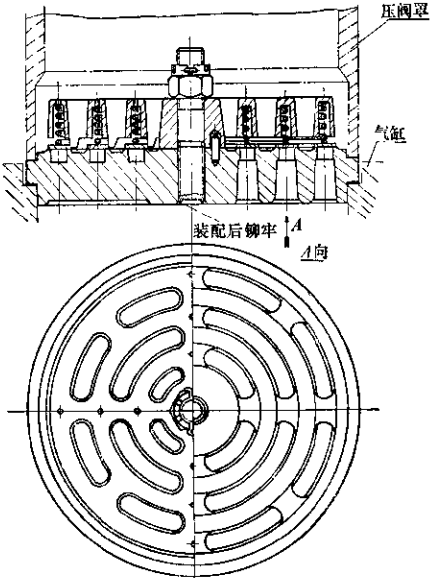



图 4-43 开式结构环状阀

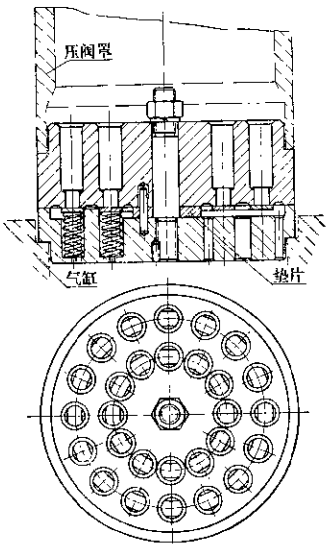



图 4-44 闭式结构环状阀

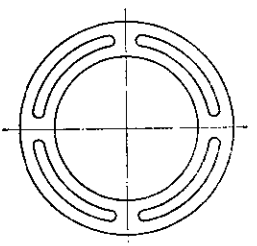


图 4-45 双走阀片



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

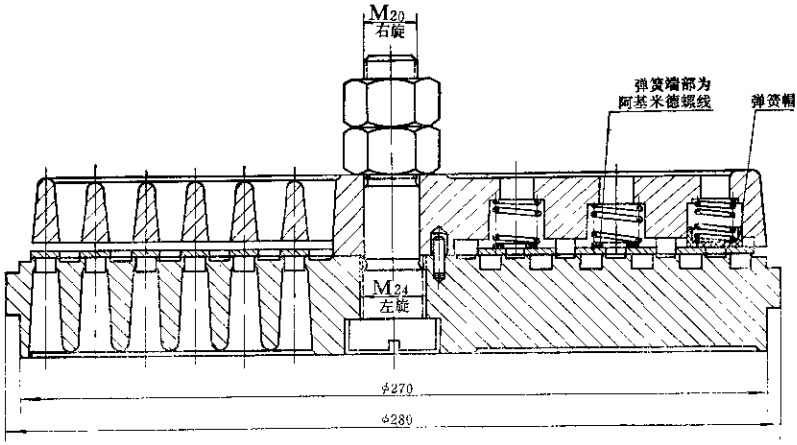



图 4-46 三个单环阀片共用一排弹簧的环状阀

可采取如图4-46所示的利用连接螺栓无螺纹部分的圆柱面，或采用止口定位（图4-47）。定位面的配合取 $D_4/d_{c4}$。阀座与升程限制器之间装有定位销。

为了防止气阀在工作时松动，连接螺栓和螺母都要有防松措施。图4-43和图4-44所示在螺纹埋入端的防松方式比较简单可靠，但拆卸不方便，给修磨排气阀座密封口带来不便。图4-48所示结构，在连接螺栓的台肩上加止转销（或定位销）防松，拆卸方便，但增大阀座和升程限制器的高度，增加了气阀的余隙容积。至于螺母的防松方法，如图4-46、图4-48所示，防松可靠，拆卸亦方便。图4-44所示加弹簧垫圈的方法，既不可靠又容易损坏支承面，已很少采用。图4-43所示六角槽形螺母加开口销，较可靠，但拆卸不方便。也可以采用如图4-49所示的自紧式螺母。

图4-43所示的一类环状阀，压阀罩直接顶着阀座，压紧在气缸的阀孔内。气阀开启时，阀片冲击升程限制器的全部作用力由连接螺栓承受，一旦螺栓断裂，阀座与限制器分离，即

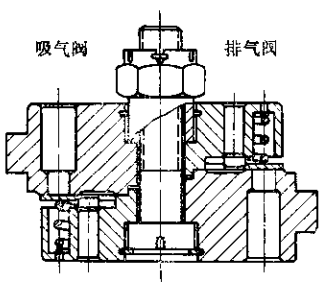



图 4-47 吸排气通用的气阀

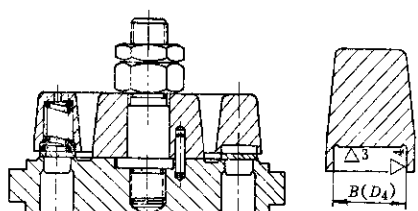



图 4-48 气垫阀



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

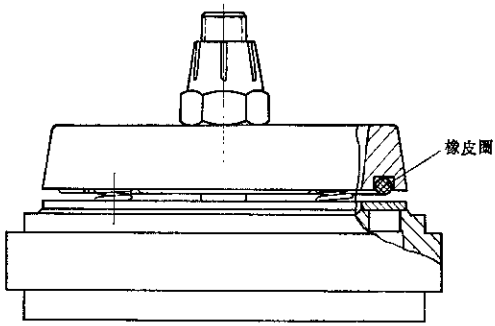



图 4-49 带有橡皮缓冲垫的环状阀

不能工作。如图4-44所示的另一类所谓闭式环状阀，压阀罩将升程限制器和阀座同时压紧在气缸的阀孔内，气阀螺栓仅起连接作用而不承受阀片撞击升程限制器的作用力，这样，可以选用较小直径的螺栓，气阀工作也可靠。这类结构气阀的加工和装配要求都比较严格，多用在高压级。为了扩大气阀的通用性，有时将吸气阀和排气阀设计成通用的结构（图4-47）。

大型压缩机低压级气缸安装气阀的尺寸受到较大限制。可以采用如图4-50和图4-51所示的多层环状阀。单环多层阀加工简单，但阀隙面积利用程度差，双环多层阀结构复杂、加工困难，但阀隙面积利用较充分，因而层数可以减少。多层阀的共同缺点是余隙容积大，泄漏大。

小型高速单作用压缩机为了简化气缸结构，可以采用如图4-52所示的将吸排气阀联合在一起的组合阀。高压级也广泛采用吸排气阀联合在一起的组合阀。图4-53为排气压力达600公斤/厘米$^2$的组合环状阀。

高转数压缩机有时采用如图4-49所示的在升程限制器上嵌橡皮的措施来降低阀片对升程限制器的冲击。图4-48的结构是在升程限制器的环状筋上加工有环形槽，槽与阀片的内外圆为滑配合，气阀开启后阀片进入槽内，将一部分气体封闭在槽内形成“气垫”，随着槽内气体以较慢的速度沿小孔流出，使阀片能以较慢的速度抵达槽底，从而使阀片得到缓冲。

环状阀制造简单，工作可靠，可改变环数来适应各种气量要求，因此得到广泛应用。它适用于各种压力、转数的压缩机。环状阀的主要缺点是：阀片的各环彼此分开，在开闭运动中很难达到步调一致，因而降低气体的流通能力，增加了额外的能量损失。阀片等运动元件质量较大，阀片与导向块之间有摩擦力，及环状阀经常采用柱形（或锥形）、环形弹簧的特点等种种因素，决定了阀片在开、闭运动中不容易作到及时、迅速。由于阀片的缓冲作用较差，磨损严重，这就限制了环状阀在无油润滑压缩机中的应用。随着非金属耐磨材料的发展，用加填充剂的聚四氟乙稀、尼龙、玻璃钢等材料制造阀片，在一定程度上克服了这一弊病。图4-54是全部用尼龙-6制造的气阀，用作大型多级压缩机Ⅰ级的吸气阀，在应用中，已取得了一定效果。但是目前所见的耐磨材料或因耐温性能差，或因强度较差，只能在低、中压范围内应用。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

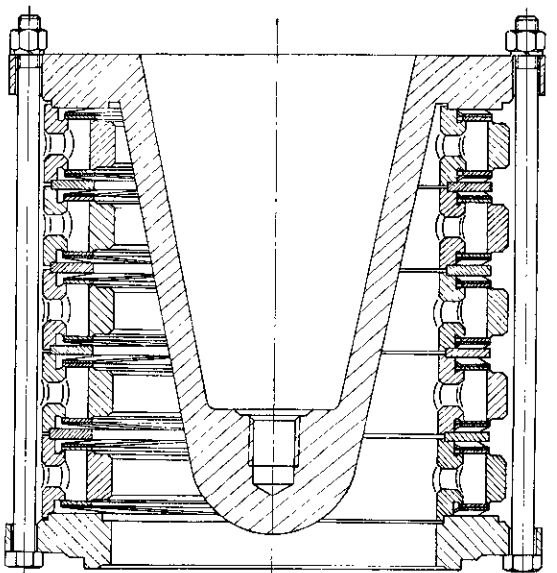



图 4-50 单环多层环状阀

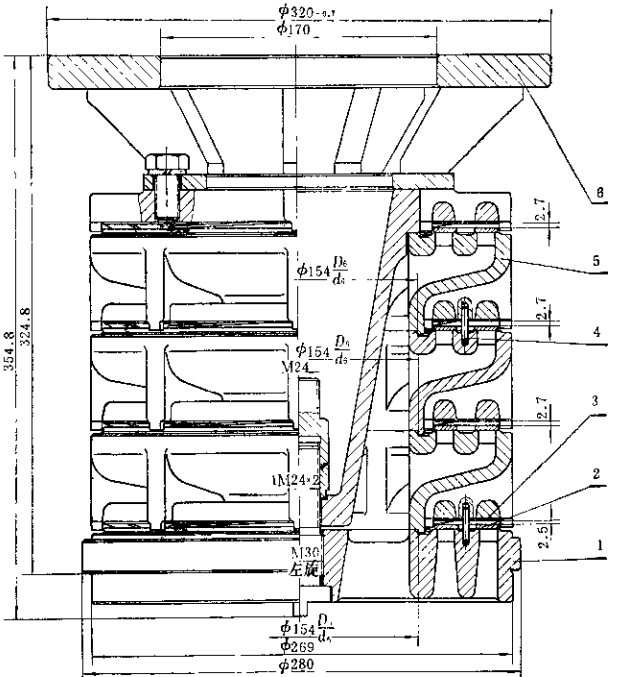



图 4-51 双环多层环状阀



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

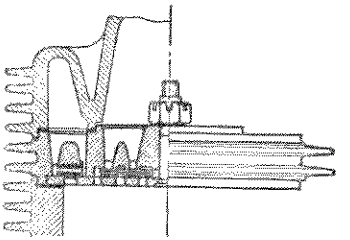


图 4-52 小型压缩机使用的组合环状阀

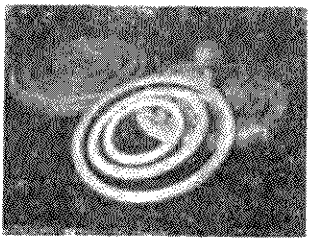


图 4-54 用尼龙-6制造的环状阀

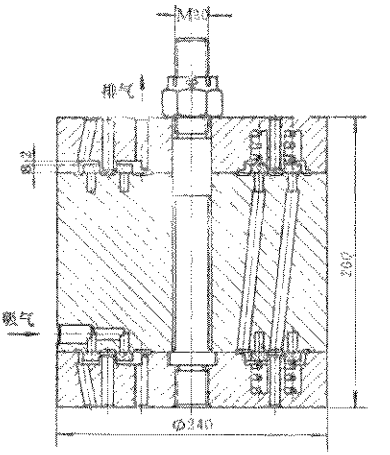



图 4-53 高压组合环状阀

（二）网状阀

图4-55 $a$ 所示的网状阀在结构上与环状阀的区别在于阀片各环联在一起，呈网状（图4-56），阀片与升程限制器之间设有一个或几个与阀片形状基本相同的缓冲片（图4-57）。从阀片、缓冲片中心算起的第二环，在 $a$ 处将径向连接片切断，并将阀片切断处的二个半环铣薄（图4-56有阴影线部分），使得气阀在工作时（阀片、缓冲片的中心环夹紧在阀座和升程限制器之间）阀片和缓冲片都获得必要的弹性，保证阀片能上下平行运动。阀片、缓冲片的运动不需要导向块就能很好地导向，避免了环状阀中存在的导向块与阀片之间的摩擦。这是网状阀的一个优点。

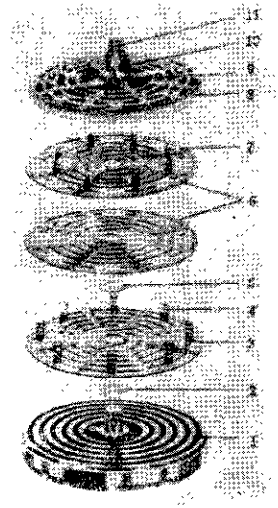
如图4-55 $a$ 所示，阀片和缓冲片的升起高度由垫片控制。外圈的八只阀片弹簧（圆柱形或圆锥形）穿过缓冲片的空档作用于阀片上，而内圈的八只弹簧压在缓冲片上。由于阀片各环是连在一起的，只需布置一排或二排弹簧即可满足气阀所需的弹簧力，这就便于减少弹簧数目，而采用直径较大、钢丝较粗的弹簧，有利提高弹簧寿命，这是网状阀的又一优点。

图4-55 $a$ 所示网状阀的弹簧力是阀片弹簧、缓冲片弹簧以及阀片弹性部分变形反力之和。这些弹簧力数值不同，在阀片起闭运动过程中开始作用时间也不同，气阀全闭时弹簧力较小，气阀全开时弹簧力较大，这正符合气阀开闭及时、迅速的要求（图4-55 $b$）。

当气流压力克服了直接作用于阀片上的弹簧力时，阀片即行开启。继之，缓冲片逐渐参与运动，使得随同阀片一起运动的质量不断增加，同时作用在阀片上的弹簧力也不断增加。使阀片达到最大升程时，阀片撞击作用力显著降低，阀片直接与缓冲片作均匀接触，这时阀



油气储运网www.youqichuyun.com搜集



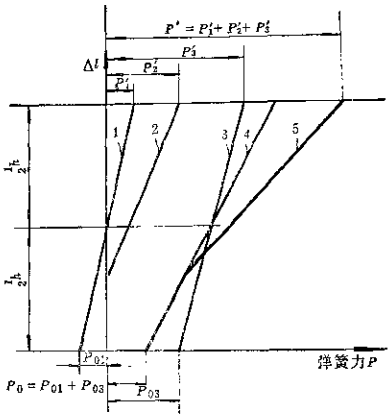




图 4-55 网状阀

a)网状阀

1—阀座；2—垫片；3—阀片；4—阀片弹簧；5—垫片；6—缓冲片；7—缓冲片弹簧；8—升程限制器；9—螺母垫圈；10—螺母；11—螺栓

b)网状阀弹簧力示意图

1—阀片弹性部分变形-力曲线；2—缓冲片弹簧和缓冲片变形-力曲线；3—阀片弹簧变形-力曲线；4—1与3叠加的变形-力曲线；5—4与2叠加的变形-力曲线

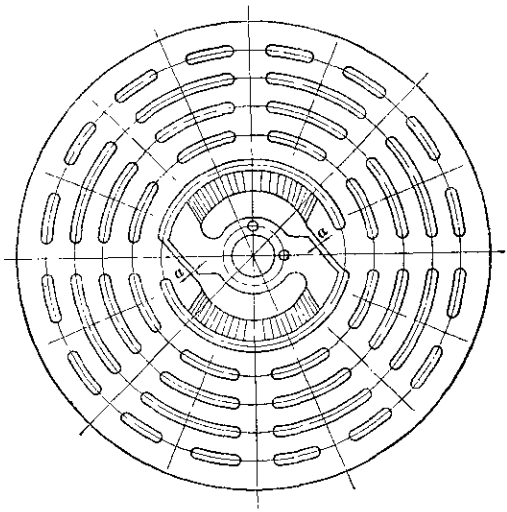


图 4-56 网状阀的阀片



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

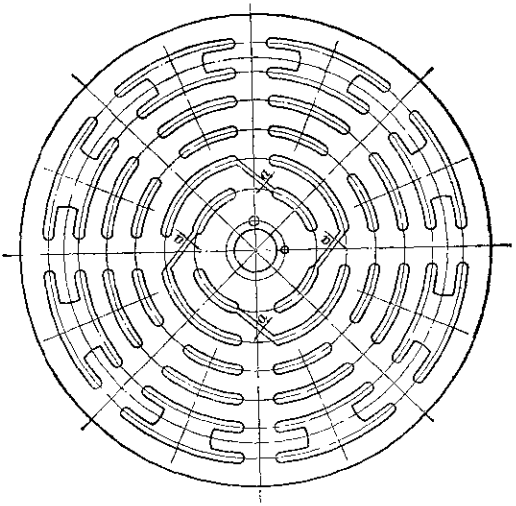


图 4-57 网状阀的缓冲片

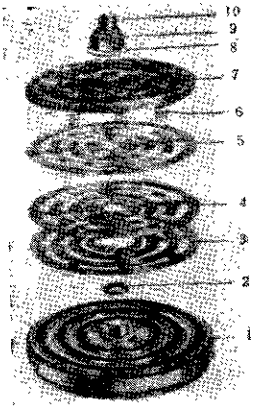



图 4-58 带有导向片的网状阀

片撞击应力就较小，使阀片在开启运动中能得到良好的缓冲。控制阀片升程的垫片放置在阀片的两侧，使阀片弹性部分的变形反力不但在开启运动中能起缓冲作用，而且在关闭运动时也能减弱阀片对阀座的冲击。这也是这种网状阀的优点。

上述网状阀的结构（图4-55*a*）由于阀片的固定部分和弹性部分占据了一定的面积，使得气阀面积利用率比环状阀的低；而采用带有导向片的网状阀（图 4-58）则能得到某些改善，这时阀片不固定，而导向片固定；阀片的弹性部分和导向片的弹性部分铆在一起，共同补偿阀片和导向片的位移；阀片升程等于垫片厚度减去阀片厚度。但这种结构由于铆接处容易断裂而影响气阀工作的可靠性。

网状阀也同环状阀一样，适用于各种操作条件。上述两种结构在低、中压范围内应用较为普遍。由于上述结构没有导向块，就特别适用于气缸无油润滑场合。

在气阀直径比较小或高压场合下所使用的网状阀，为了扩大气阀面积采用了如图4-59*a*所示结构。阀片、缓冲片中心部分不固定，分别利用阶梯垫片外圆表面获得导向。这种结构的缺点是导向面之间存在摩擦。为了克服这一弊病，近来也有用耐磨的非金属合成材料制造低中压级网状阀阀片的。

网状阀的主要缺点是阀片结构复杂，气阀零件多，加工困难，成本高，阀片任何一处损坏都导致整个阀片报废。因此，在我国网状阀没有环状阀那样应用广泛。

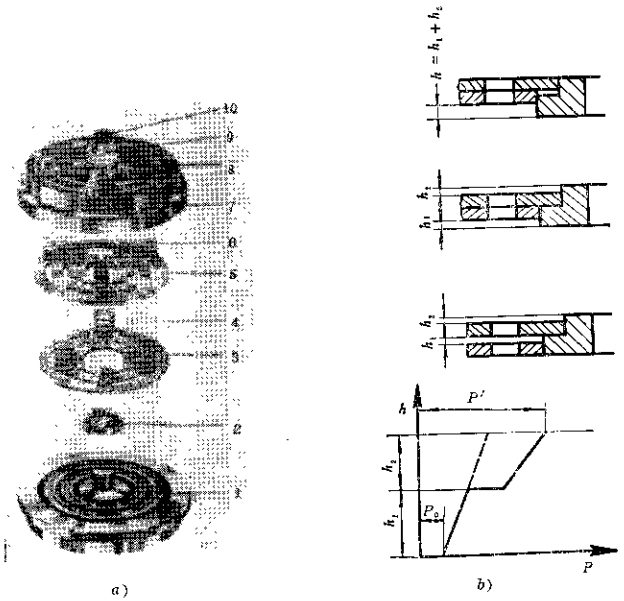
（三）孔阀

孔阀的阀座通道是圆形孔，运动密封元件的形状有：碟状、杯状、菌状等。

小型压缩机常用碟状阀（图4-60）和板状阀（图4-40）。通常，孔阀很少直接安装在压缩机上，而是将若干个相同的吸气（或排气）孔阀组合在一起使用（图4-61）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




a)　　b)

图 4-59　网状阀

a—没有固定部分和弹性部分的网状阀；b—阀片升程和弹簧力变化示意图

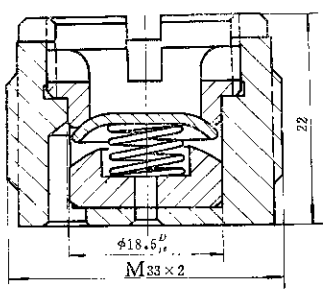



图 4-60　碟状阀

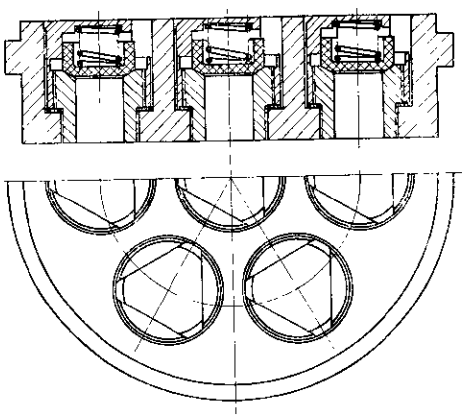


图 4-61　共同阀座组合孔阀



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

近年来随着压缩机转数的提高，采用轻质的塑料密封元件制成组合式的孔阀代替环状阀，取得了一定效果。图4-62为塑料制的孔阀密封运动元件，图4-63为用聚四氟乙烯制造的菌状阀组合孔阀。

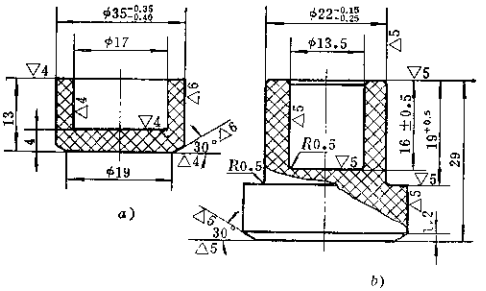



图 4-62　塑料制孔阀密封运动元件

*a*—纯聚四氟乙烯制的杯状阀密封元件，使用压差4公斤/厘米²；

*b*—填充聚四氟乙烯制的菌状阀密封元件(含$SiO_2$ 16%)，使用压差20公斤/厘米²

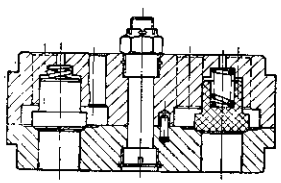


图 4-63　菌状组合孔阀

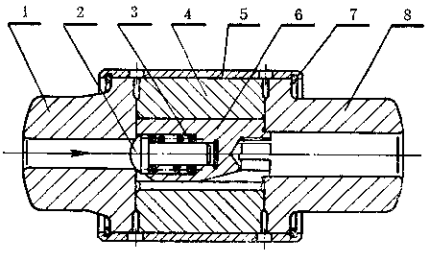



图 4-64　2200公斤/厘米²高压聚乙烯压缩机使用的簧状阀

1—阀座；2—阀芯；3—弹簧；4—阀体；5—阀套；6—升程限制器；7—挡环；8—通流器

压缩机高压级和超高压压缩机采用菌状阀或杯状阀（图4-64、图4-65）。

超高压压缩机上使用的孔阀，由于阀两侧压差很大，气阀承受很大的交变载荷。为了使气阀零件有足够的强度和较长的使用寿命，在结构上必须避免由于阶梯、凹口、锐角、沟槽等引起的应力集中。实践证明：采用分段的阀座和用阀套组装的超高压压缩机气阀使用效果很好（图4-66）。

碟状、菌状孔阀结构对气流方向有所改善，阻力系数比环状阀低。同一结构尺寸的孔阀，可改变其个数制成大小不同的组合孔阀，来适应不同气量的要求，使气阀的易损件品种最少，给制造维修带来方便。孔阀运动密封元件结构强度高，但质量较大，气阀的通道面积小，组合孔阀中各个运动密封元件的开闭运动很难达到步调一致，额外增加了气阀能量损失。孔阀多用于小型压缩机的高压级和超高压压缩机。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

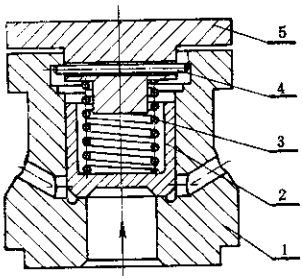



图 4-65 高压级使用的杯状阀

1—阀座；2—阀芯；3—弹簧；4—销；5—升程限制器

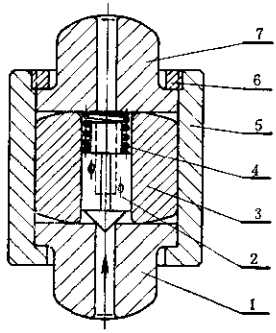



图 4-66 1500公斤/厘米²高压聚乙烯压缩机使用的菌状阀

1—阀座；2—阀芯；3—阀体；4—弹簧；5—阀套；6—挡环；7—升程限制器

（四）直流阀

图4-67所示直流阀的阀座通道是许多截面呈矩形的槽，阀座的背面有宽度很大的凹槽作为升程限制器；阀片是用弹性材料制成的薄片，既是阀片，又是弹簧片，阀片二端各开一条窄缝，二窄缝之间的部分即为阀片运动密封部分，窄缝外侧为固定部分；由若干个阀座、阀片组合在一起构成直流阀。

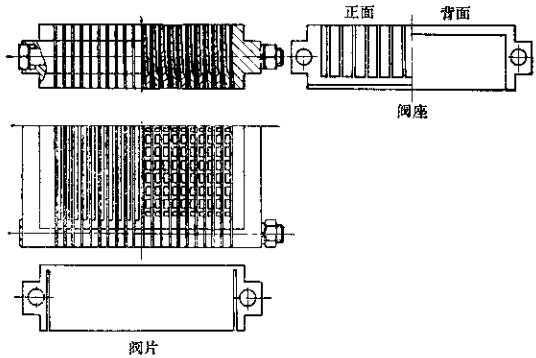



图 4-67 矩形直流阀

直流阀关闭时，阀片贴合在阀座各通气槽边缘保持密封，在气流压力作用下克服阀片的弹性力，阀片产生弯曲变形并贴合在相邻阀座背面的凹面上。当气阀全开时，阀片自由端所产生的最大弯曲变形即为阀片升程。

直流阀可以做成矩形的和圆形的。矩形直流阀的阀座、阀片尺寸相同，用螺栓紧固在一起（图4-67）。圆形直流阀的阀座、阀片尺寸不尽相同，一般用固紧圈箍紧（图4-68），或用锥形环箍紧，并用T形销锁牢（图4-69）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

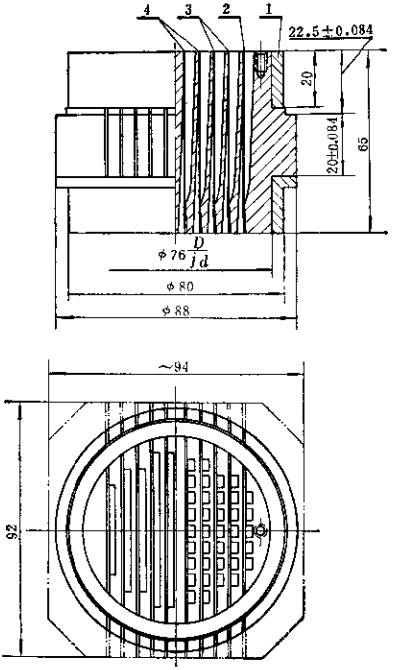



图 4-68 用固紧圈箍紧的圆形直流阀

气体通过直流阀时，气流几乎没有什么转折，所以，直流阀具有最低的阻力系数，允许有比其它型式气阀为高的流速。直流阀片质量轻，因此特别适用于高转数、高活塞速度的低压压缩机。在小型高速压缩机上为了简化结构，也可采用矩形的吸排气阀组合在一起的直流阀。

直流阀因制造精度要求高，结构复杂（圆形直流阀），排气阀余隙容积大和阀片密封性差等缺点，目前尚未得到广泛应用。

除上述的各种型式气阀外，还有条状阀（图4-70），用于小型低压高速压缩机；槽状阀（图4-71），用于低速压缩机。

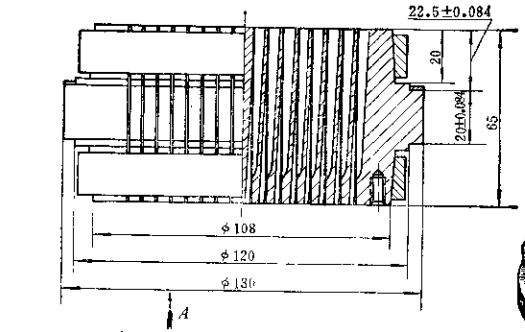
**二、气阀弹簧的种类**

气阀弹簧是气阀的重要零件。弹簧特性及弹簧力大小影响气阀的能量损失和阀片寿命。弹簧特性主要由弹簧结构所决定。理想的气阀弹簧特性是：气阀全闭时弹簧力小，而气阀全开时弹簧力比较大。经常应用的气阀弹簧有如下几种形式：

1.不变刚性弹簧：弹簧单位变形所产生的弹簧力称为弹簧刚性。环形弹簧和柱形弹簧都属于不变刚性弹簧。环形弹簧只应用于环状阀，弹簧中径即为阀片的平均直径。由于环形弹簧直径大，弹簧旋绕比大（最大达40～50），致使弹簧刚性小，气阀全开弹簧力与全闭弹簧



油气储运网www.youqichuyun.com搜集



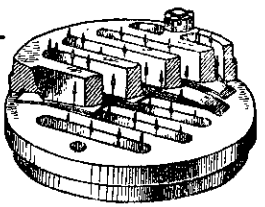
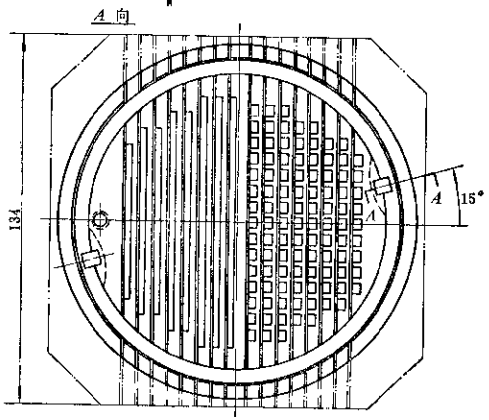



图 4-70 条状阀



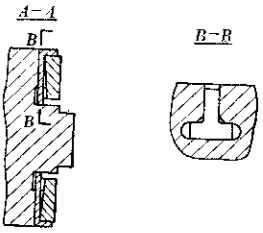




图 4-69 用锥形环和T形销箍紧的圆形直流阀

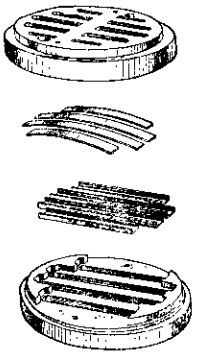


图 4-71 槽状阀



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

力相差无几，很难达到气阀要求的全开弹簧力，只适用于低速压缩机气阀直径不大，环数较少的情况，现在设计的压缩机中已很少应用。柱形弹簧直径小，旋绕比小（一般在10左右），弹簧刚性较大，比环形弹簧更适合气阀要求，用于各种参数压缩机的环状阀、网状阀和孔阀。由于柱形弹簧钢丝直径小，对腐蚀缺口敏感性较大，影响使用寿命，在设计和使用柱形弹簧时应予以注意。

2.变刚性弹簧：这类弹簧有锥形弹簧、塔形弹簧和各种板形弹簧。锥形弹簧两端直径不同呈截锥状，弹簧各圈旋绕比不同，各圈的刚性也不同；在外力作用下最大变形产生在直径最大的工作圈处，当直径最大的工作圈与弹簧的支撑圈并合后，就不再参加工作，而其余的工作圈继续变形，这时弹簧的工作圈数减少，弹簧工作圈的最大直径也减小，弹簧刚性在变形过程中逐渐增大，其特性曲线见图4-72。锥形弹簧的这种变刚性特性，比柱形弹簧更适合压缩机气阀工作的特点，但要注意控制弹簧的预压缩量，使弹簧特性的转折点位于气阀开闭过程之中，否则在气阀开闭过程中弹簧变刚性效果不明显。

塔形弹簧也具有变刚性的特点，其特性曲线为曲线。它是用带钢绕制成的，直径较小的一圈套在直径较大的一圈里面（图4-73）。

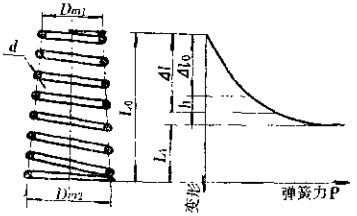



图 4-72 锥形弹簧及其特性曲线

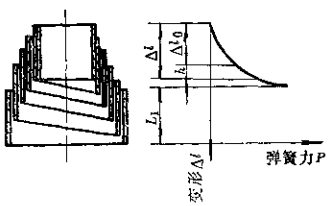



图 4-73 塔形弹簧及其特性曲线

锥形弹簧和塔形弹簧稳定性好，与升程限制器弹簧孔没有摩擦；塔形弹簧各圈之间没有碰撞和摩擦。但制造工艺较复杂，目前国内应用不普遍。

板形弹簧也是一种变刚性弹簧，压缩机气阀中使用的板形弹簧主要有下列几种：

（1）悬臂式板弹簧：多用于大、中型活塞式压缩机的网状阀和环状阀（图4-74、图4-75）中，尤其多用于网状阀。

悬臂式板弹簧在变形时，其弹簧臂是变化的，弹簧力随其变形成非线性增加，在阀全开时弹簧力很大，这一特性很适合气阀的工作要求。

（2）柱面形板弹簧：这种板弹簧的形状与阀片形状相同，在自由状态下弯曲成柱面形。图4-76为网状阀使用的柱面形板弹簧，图4-77为环状阀使用的柱面形板弹簧。柱面形板弹簧使用范围较广，大型和小型活塞式压缩机均可使用。环状阀使用的柱面形板弹簧，加工和成型均较简单，又可解决环状阀在阀片变窄后弹簧不好布置的问题，所以柱面形板弹簧在环状阀上使用比较多。

（3）波形板弹簧：波形板弹簧由弹簧片和支撑片组成（图4-78）。由于支撑片的作用，弹簧片的杠杆臂由气阀全闭时的 $l$ 变化到气阀全开时的 $l/2$，所以它具有变刚性的弹簧特性。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

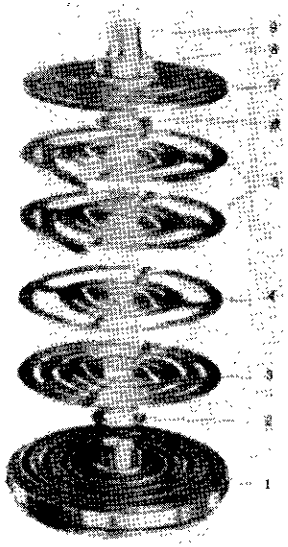



图 4-74 网状阀使用的悬臂式板弹簧

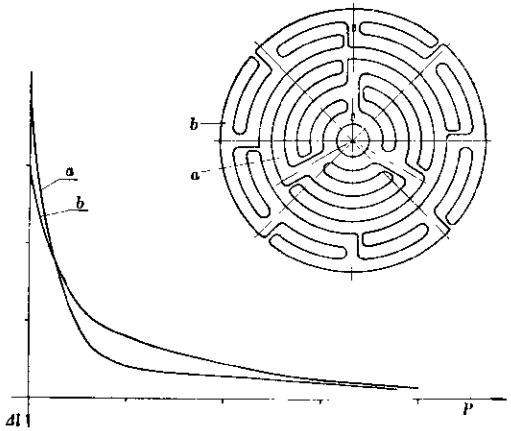



图 4-75 环状阀使用的悬臂式板弹簧及其特性曲线

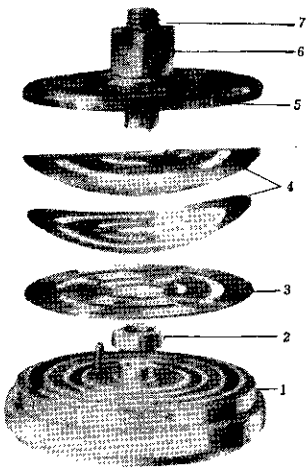



图 4-76 网状阀使用的柱面形板弹簧

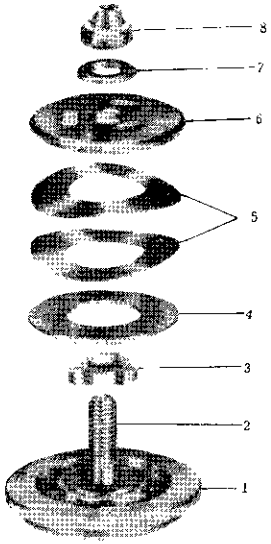



图 4-77 环状阀使用的柱面形板弹簧

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

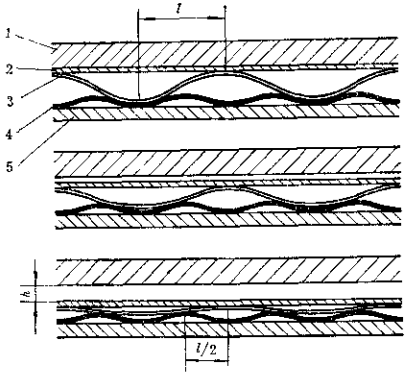



图 4-78 波形板弹簧杠杆臂变化示意图

1—阀座；2—阀片；3—波形板弹簧；4—支撑片；5—升程限制器

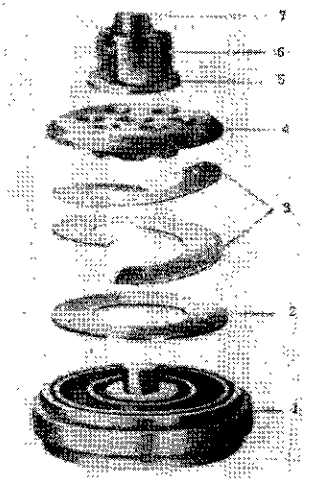



图 4-79 弹簧垫圈形板弹簧

（4）弹簧垫圈形板弹簧（图4-79）：为了使整个气阀弹簧力均匀，常常将二片组合在一起使用，而且二片的开口错开180°。

出于工艺上的原因，波形板弹簧很少应用。弹簧垫圈形板弹簧多用于小型高速压缩机的环状阀。

## 三、气阀材料和主要技术要求

### （一）阀片材料

阀片在工作时承受重复冲击和交变弯曲载荷。为了保证阀片具有足够的强度和较长的使用寿命，阀片材料应具有强度高、韧性好、耐磨、耐腐蚀等性能。对于空气、氮氢气、石油气等没有腐蚀性介质的压缩机，其阀片材料经常使用30CrMnSiA。对于有腐蚀性介质的压缩机（如$CO_2$压缩机）以及氧气压缩机，常选用1Cr13，2Cr13，3Cr13，1Cr18Ni9Ti等材料来制造阀片。

除上述常用材料外，还可采用30CrMoA，38Cr，20CrNi4VA，37CrNi3A，12CrNi3A等材料。

采用上述材质的冷轧或热轧钢板来制造环状阀或网状阀阀片。供制造环状阀阀片用的热轧30CrMnSiA薄钢板，其技术条件见YB539-65的规定。

超高压压缩机，由于气阀两侧压差很大，要求气阀零件有更高的强度，阀芯常用35CrMo，35CrMoVA以及轴承钢GCr15等材料制造。

直流阀等阀型所用的自弹性阀片，一般采用弹簧钢60Si2，60Si2Mn，65Mn，50CrVA等材料的冷轧带钢制造。当有腐蚀性介质时，可采用4Cr13，1Cr18Ni9Ti等不锈钢制造；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

为了提高阀片寿命也可采用 Cr15Ni9Al 或 Cr15Ni5Mo 等材料。

除上述的各种金属材料外，也有用工程塑料制造阀片，可供应用的工程塑料有：

纯聚四氟乙烯：使用压差 4 公斤/厘米$^2$，使用温度 160°C 以下，压缩机吸排气阀均可使用（多制成杯状或菌状）。

填充聚四氟乙烯：使用压差20公斤/厘米$^2$，使用温度 160°C 以下，压缩机吸排气阀均可使用（多制成杯状或菌状）。

浇铸尼龙-6：使用压差80公斤/厘米$^2$，使用温度低，只能用于压缩机吸气阀。

阀片常用材料的化学成分、机械性能见书末附录三。

（二）阀座和升程限制器材料

在一般介质下使用的环状阀和网状阀阀座及升程限制器的材料，根据气阀两侧压差选取（表4-4）。

表 4-4 制造阀座材料

| 压　差　（公斤/厘米$^2$） | 材　　料 |
|---|---|
| ≤6 | HT20-40 |
| >6～16 | HT30-54、合金铸铁、稀土球墨铸铁 |
| >16～40 | 稀土球墨铸铁或锻钢 |
| >40 | 锻钢35、45，40Cr，35CrMo等 |

升程限制器的材料，一般与阀座材料相同，也可以选用比阀座低一级的材料。

超高压压缩机气阀阀座和升程限制器材料，采用 33CrNi3MoA，使用效果较好。

$CO_2$ 压缩机在低压时可采用灰铸铁，中、高压时则采用 1Cr13、1Cr18Ni9Ti 等不锈钢。

氧气压缩机的阀座和升程限制器一般采用黄铜（HPb59-1）和不锈钢（1Cr18Ni9Ti、1Cr13）制造。黄铜和不锈钢不仅可以防锈，而且在与阀片碰撞时不会产生火花。近来已开始试用经氮化处理后的稀土球墨铸铁制造压力在30公斤/厘米$^2$以下的氧气压缩机气阀阀座，取得了一定效果。

无油润滑压缩机的阀座、升程限制器应采用防锈蚀的合金铸铁或不锈钢制造。

直流阀阀座由30钢或45钢制造，或由铝合金压铸。

制造阀座、升程限制器常用材料的化学成分及机械性能见书末附录三。

（三）气阀弹簧材料

弹簧常用的材料有三类：

1.碳素弹簧钢丝：分为Ⅰ、Ⅱ、Ⅱ$_a$、Ⅰ三级。特点是材料来源方便，钢丝表面质量及耐疲劳性能也不低于合金钢丝。缺点是使用温度较低，因为在弹簧冷卷后不再进行热处理，当工作温度较高时，弹簧自由高度容易变小。所以碳素弹簧钢丝绕制的弹簧常用于排气温度较低（低于120°C）的一般压缩机气阀。

2.合金弹簧钢丝：主要有 50CrVA，60Si$_2$Mn，60Si$_2$，65Mn 等材质的钢丝。合金弹簧

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

钢丝绕制的弹簧使用温度较高（250～400°C）。50CrVA钢丝除了使用温度较高外，对缺口的敏感性较小，适于在长期工作的压缩机气阀上使用。

3.不锈钢及有色金属等耐腐蚀材料：如4Cr13，1Cr18Ni9Ti，Cr18Ni12Mo2Ti，Cr18Ni12Mo3Ti，17-7PH，3-1硅锰青铜，4-3锡锌青铜，铍青铜（含铍2%）等。这些材料主要用于制造二氧化碳压缩机、氧气压缩机的气阀弹簧，其中3-1硅锰青铜、4-3锡锌青铜、铍青铜等有色金属材料主要用于氧气压缩机，现在已逐渐用不锈钢丝代替。

制造板形弹簧材料有60$Si_2$，60$Si_2$Mn，50CrVA等板材，在介质有腐蚀性的情况下，可用4Cr13，1Cr18Ni9Ti等不锈钢来制造。

常用的弹簧材料的化学成分、机械性能及许用应力见书末附录三。

（四）气阀连接螺栓、螺母材料

螺栓材料一般用35，40，45，35CrMo材料，当介质有腐蚀性时采用40Cr。

螺母材料一般用$A_2$，$A_3$。

（五）主要技术要求

阀座密封表面要经过研磨，阀片上下平面光洁度不低于▽9，内外边缘要倒钝；气阀组装后要进行泄漏检查。

一般环状阀片和网状阀片热处理硬度为RC46～52，同一阀片的硬度差不超过3个单位。阀片在精磨后要进行补充回火，其温度不超过第一次回火温度。

用30CrMnSiA钢板制造的环状阀片，金相组织为回火马氏体。

环状阀片平面翘曲度偏差可以参考表4-5。

**表4-5 环状阀片平面翘曲度偏差** （毫米）

| 阀片厚度 | 阀片外径 | | | |
|---|---|---|---|---|
| | ≤70 | >70～140 | >140～200 | >200～300 |
| >1.5 | 0.04 | 0.06 | 0.09 | 0.12 |
| ≤1.5 | 0.08 | 0.12 | 0.18 | 0.24 |

## 四、气阀的计算

气阀的计算就是确定气阀的主要特性参数（气流速度、通流面积、阀片升程、弹簧力、气阀零件的结构尺寸）和校核主要零件强度。

（一）主要特性参数

气阀的通流截面有阀座通道、阀隙通道和升程限制器三个通流截面，相应有三种气流速度。阀座通道气流速度关系着阀片运动速度，影响阀片寿命；阀隙面积通常最小，阀隙速度最高，其值直接影响气阀的能量损失；至于升程限制器，一般都可以获得较阀隙、阀座为大的通道截面，对气阀工作影响不显著。

过低的气流速度固然对减少气阀的能量损失和提高阀片寿命有利，但势必导至气阀尺寸过大，在气缸上难于布置，也给制造、维修带来很大困难，所以必须恰当地选择气阀中气体流速。分析我国目前使用的压缩机气阀情况后，对不同压力下的环状阀和网状阀，可按表4-6推荐的数值来选取阀缝隙通道的气流平均速度。

重度较大的气体应选取较低值，重度较小的气体应选取较高值。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-6 阀缝隙通道的平均气流速度

| 工作压力（公斤/厘米²） | ≤4 | >4～10 | >10～30 | >30～130 | >130～320 | >320～600 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 阀缝隙通道气流速度(米/秒) | 30～45 | 25～40 | 20～35 | 18～28 | 15～20 | 12～15 |

对一些功率消耗有较高要求的中型固定式压缩机和活塞平均速度比较低的压缩机、小型压缩机、循环机等应选取较低数值，甚至可以低于下限。

一些短期或间歇工作的高速压缩机应选用较高数值，甚至可以超出上限。

排气阀中的气流平均速度允许比吸气阀高20%。

选择气流平均速度时，还要顾及采用的气阀结构。对于单通道的环状阀，可以选用较高的数值。

表4-6中所列的数值，同样适用于条状阀，并且应该取用较高数值。

对于球形碟状的孔阀，允许比表4-6的数值高出50%，而直流阀则允许高出一倍。表4-7列出了若干压缩机所使用孔阀的特性参数，供设计时参考。

表 4-7 某些压缩机使用的孔阀特性参数

| 压缩机转数（转/分） | 缸次 | 进气压力（公斤/厘米²） | 排气压力（公斤/厘米²） | 阀型 | 阀座孔径（毫米） | 阀座通道气流速度（米/秒） | 阀隙通道气流速度（米/秒） | 阀片升程（毫米） | 阀座单位通道面积上的弹簧力 $q'\times10^{-4}$（公斤/毫米²） 吸气 | 排气 | 阀片材料 | 备注 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1350 | Ⅰ | 1.03 | 9 | 板状 | φ11 | 26.85 | | 3 | 28 | 28 | 金属 | 微型空压机 |
| 480 | Ⅰ | 1.03 | 3 | 环状 | φ19 | | 27.7 | $4^{+0.4}$ | 5.7 | 6.2 | 塑料 | 空压机 |
| | Ⅱ | 3 | 9 | | | | 26.6 | | | | | |
| 980 | Ⅰ | 1.03 | 3 | 环状 | φ19 | | 20.2 | $4^{+0.4}$ | 5.7 | 6.2 | 塑料 | 空压机 |
| | Ⅱ | 3 | 9 | | | | 10.9 | | 5.7 | 6.2 | | |
| 150 | Ⅰ | 250～350 | 900～1500 | 齿状 | φ4 | 7.2 | | 1.5 | 103 | 103 | 金属 | 化工用超高压压缩机 |
| 25～250 | Ⅰ | 285～390 | 900 | 齿状 | φ22 | 13.3 | | 2.5 | 379 | 379 | 金属 | 化工用超高压压缩机 |
| | Ⅱ | 900 | 1750 | | φ15.05 | 16.4 | | | 526 | 526 | | |

阀缝隙通道的气流速度确定之后，即可近似地按照气体连续流动的原理，计算所需要的阀缝隙通道面积：

$$f_v'=\frac{FC_m}{zC_v'}\text{（毫米²）}\qquad(4\text{-}30)$$

式中 $F$——活塞有效面积（毫米²）；

$C_m$——活塞平均速度（米/秒）；

$C_v'$——选择的阀缝隙通道气体平均速度（米/秒）；

$z$——同时作用的同名气阀数。

确定阀片升程时应注意：过小的阀片升程虽然对阀片寿命有利，但阀缝隙通道气流速度过大，导致气阀能量损失增大；过大的阀片升程会引起阀片开启不完全和阀片滞后关闭，不



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

仅不能有效地降低气阀能量损失，起不到提高压缩机效率的作用，反之，导致阀片过早损坏。因此，必须根据压缩机的转数、气阀的工作压力、选用的气阀结构特点和压缩机的使用条件，恰当地选择阀片升程。一般是压缩机转数愈高、工作压力愈高时，采用较小的阀片升程。处于同一级的排气阀阀片升程应比吸气阀为低。图4-80表示我国自行设计和制造的一些压缩机使用的环状阀，阀座宽度$b \geqslant 5$毫米时，在不同转数和不同工作压力下阀片开启高度的统计值，可供设计时参考。

随着压缩机转数的提高，在现有气阀结构条件下，使用多环窄通道的气阀，在满足气阀缝隙面积条件下，降低阀片的开启高度，阀片使用寿命有所提高。这是降低气阀能量消耗，延长阀片使用期限的一种办法。

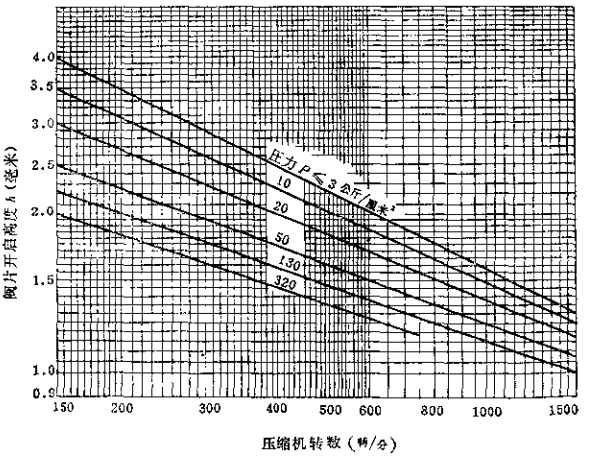



图 4-80 环状阀阀片开启高度与压缩机转数、工作压力的关系

孔阀的通流能力较差，为了扩大它的缝隙面积，允许有较大的阀片升程，最大可达4～5毫米。

直流阀因阀片质量小，允许采用较高的阀片升程。其值可参考表 4-8。

**表 4-8 直流阀阀片升程**

| 阀片宽度为 39 毫米 | | 阀片宽度为 60 毫米 | |
|---|---|---|---|
| 转数（转/分） | 阀片升程(毫米) | 转数（转/分） | 阀片升程(毫米) |
| <1000 | 2.0 | <300 | 3 |
| >1000～2000 | 1.7 | >300～1000 | 2.6 |
| >2000～3000 | 1.4 | >1000～1500 | 2.2 |

气阀弹簧力是影响气阀能量损失和阀片寿命的主要因素，气阀完全关闭时的弹簧力，主要关系到气阀开启的时间；气阀完全开启时的弹簧力，主要关系到阀片关闭的及时性和减轻



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

阀片对升程限制器的冲击，对阀片起保护作用。气阀全闭时的弹簧力以取得小为宜，气阀全开时的弹簧力就要取得较大，但不能过大和过小。弹簧力过小，导致阀片滞后关闭，不仅使阀片冲向阀座速度增加，对阀片寿命不利，而且还使得气体“回流”，影响压缩机效率（对第一级而言）。气阀完全开启时，若弹簧力过大，大到气流压力不足以克服弹簧力将阀片“贴于”升程限制器上时，阀片便在阀座与升程限制器之间来回振动，使有限的气阀缝隙面积不能充分利用，增加气阀额外的能量损失，降低压缩机效率，而且在关闭时，阀片以较大的速度冲向阀座，对阀片寿命不利。理想的情况是：随着阀片的开启，弹簧力呈非线性的增大，在气阀全开时有最大值，保证阀片开启、关闭的及时性和迅速性。

由此可见，正确选择弹簧力是很重要的，弹簧力的大小与压缩机转数、气阀工作压力、气阀中气体的流速、气阀运动零件质量、阀片升程等因素有关。很难用计算方法来确定，目前已有的计算方法，其结果与实际要求相差也较大。在统计和分析了我国现有压缩机气阀弹簧力的范围和阀的使用情况后，对于大、中型固定式多级压缩机（转数低于500转/分），推荐按表4-9选取；对于小型、移动式高转数（大于500转/分）动力用压缩机，推荐按表4-10选取。

**表 4-9　气阀全开时的弹簧力**

| 气阀工作压力（公斤/厘米²） | 气阀全开时阀座通道单位面积上的弹簧力$q'$（公斤/毫米²） |
|---|---|
| <4 | 0.0006～0.0015 |
| >4～10 | 0.0008～0.0018 |
| >10～30 | 0.0010～0.0020 |
| >30～60 | 0.0012～0.0025 |
| >60～150 | 0.0015～0.0030 |
| >150～330 | 0.0015～0.0040 |

**表 4-10　气阀全开时的弹簧力**

| 级　　别 | 气阀全开时阀座通道单位面积上的弹簧力$q'$（公斤/毫米²） |
|---|---|
| Ⅰ | 0.0008～0.0020 |
| Ⅱ | 0.0012～0.0020 |

一般原则是：转数愈高、气阀工作压力愈高、气阀中的气流速度愈高，则应选用较大的弹簧力。处于同一压缩级的排气阀应有比吸气阀为高的弹簧力。

气阀全闭时的弹簧力应为气阀全开弹簧力的30～70%。

（二）环状阀结构尺寸的选择和主要零件强度校核

1.结构尺寸的选择：气阀的主要特性参数确定后，就要确定阀座通道宽度$b$、阀片宽度$B$、和阀座相邻通道平均直径差$\Delta D$。

阀座通道宽度$b$与阀片开启高度$h$应维持一定的比例关系：

$$\frac{2h}{b}=0.3\sim0.85$$

$b$值要选取整数。

阀片宽度$B$与阀座通道宽度$b$有如下关系：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$B=b+2a_1\text{（毫米）}$$

式中 $a_1$——阀座密封口宽度（毫米），当采用强度等于或高于HT20-40的材质时，高转数低压压缩级：$a_1\leqslant 1.5$毫米；低转数高压压缩级：$a_1\geqslant 1.5$毫米。

阀座相邻通道平均直径差 $\Delta D$：

$$\Delta D=2(B+b')\text{（毫米）}$$

式中 $b'$——升程限制器通道宽度，$b'=(1\sim 1.2)\,b$毫米。

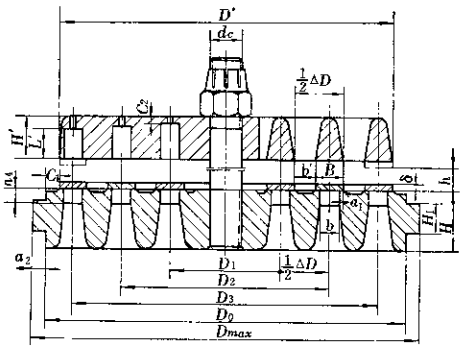



图 4-81 环状阀的主要结构尺寸及其几何关系

为了保证升程限制器通道气体流速恒为最低，$b'$要选取较大值。

具体设计时，可以参考表4-11环状阀系列所推荐的数据。

**表 4-11 推荐的环状阀主要结构尺寸**

| 型式 | 阀座通道宽度 $b$（毫米） | 气阀工作压力（公斤/厘米²） | 阀片宽度 $B$（毫米） | 阀座密封口宽度 $a_1$（毫米） | 阀座相邻通道平均直径差 $\Delta D$（毫米） |
|---|---|---|---|---|---|
| I | 4 | >40 | 7.5 | 1.75 | 25 |
| | 5 | <40 | | 1.25 | |
| II | 6 | >100 | 10 | 1.75 | 35 |
| | 7 | <100 | | 1.5 | |

阀座最内环通道平均直径：

$$D_1=\frac{f'_s}{\pi b i}-\frac{i-1}{2}\Delta D\text{（毫米）}\qquad(4\text{-}31)$$

式中 $f'_s$——需要的阀座通道面积，$f'_s=\frac{b}{2h}f'_v$（毫米²）；

$f'_v$——由式4-30计算出所需要的阀缝隙面积；

$i$——阀座通道数，对于环状阀当采用一排柱形（或锥形）弹簧顶二环阀片时，$i$必须取偶数，一般$i$不超过8。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

计算得出的 $D_1$ 值，一方面要顾到选用连接螺栓尺寸和安置升程限制器最内环通道的可能性，另一方面，对 $D_1$ 要进行圆整，使其阀片尺寸符合推荐的环状阀系列（表 4-12）。

**表 4-12 推荐的环状阀片系列尺寸**

| 阀片型式 | 同一气阀中相邻环外径差 | 组别 | | 阀片直径（毫米） 阀片环数顺序 一 | 二 | 三 | 四 | 五 | 六 | 七 | 八 | 九 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| I | 25 | 一组 | 外径 | 32 | | — | — | | — | — | — | — |
| | | | 内径 | 17 | | | | | | | | |
| | | 二组 | 外径 | 50 | | — | — | — | — | — | — | — |
| | | | 内径 | 35 | | | | | | | | |
| | | | 外径 | 35 | 60 | | | | | | | |
| | | | 内径 | 20 | 45 | — | — | — | — | — | — | — |
| | | 三组 | 外径 | 45 | 70 | | | | | | | |
| | | | 内径 | 30 | 55 | — | — | — | — | — | — | — |
| | | | 外径 | 40 | 65 | 90 | 115 | 140 | 165 | 190 | 215 | 240 |
| | | | 内径 | 25 | 50 | 75 | 100 | 120 | 150 | 175 | 200 | 225 |
| | | 四组 | 外径 | 55 | 80 | 105 | 130 | 155 | 180 | 205 | 230 | 255 |
| | | | 内径 | 40 | 65 | 90 | 115 | 140 | 165 | 190 | 215 | 240 |
| I | 35 | 一组 | 外径 | 60 | 95 | 130 | 165 | 200 | 235 | | | |
| | | | 内径 | 40 | 75 | 110 | 145 | 180 | 215 | | | |
| | | 二组 | 外径 | 80 | 115 | 150 | 185 | 220 | 255 | | | |
| | | | 内径 | 60 | 95 | 130 | 165 | 200 | 235 | | | |
| | | | 外径 | 70 | 105 | 140 | 175 | 210 | 245 | 280 | | |
| | | 三组 | 内径 | 50 | 85 | 120 | 155 | 190 | 225 | 260 | | |
| | | | 外径 | 55 | 90 | 125 | 160 | 195 | 230 | 265 | 300 | |
| | | 四组 | 内径 | 35 | 70 | 105 | 140 | 175 | 210 | 245 | 280 | |

对 $D_1$ 进行圆整选择后，即可确定阀座其余各环通道平均直径：

$$D_j=D_1+(j-1)\Delta D \text{（毫米）} \tag{4-32}$$

式中 $j$——从最内环算起的环数，$j=2, 3, 4, \cdots\cdots i$。

阀座实际通道面积：

$$f_t=\pi b(D_1+D_2-\cdots\cdots+D_i) \text{（毫米}^2\text{）} \tag{4-33}$$

阀缝隙通道面积：

$$f_v=2\pi h(D_1+D_2+\cdots\cdots+D_i) \text{（毫米}^2\text{）} \tag{4-34}$$

根据气阀工作压力和阀片直径，选择阀片厚度：

环状阀阀片：$\delta=0.8\sim3$ 毫米，一般取 1.8～3 毫米。

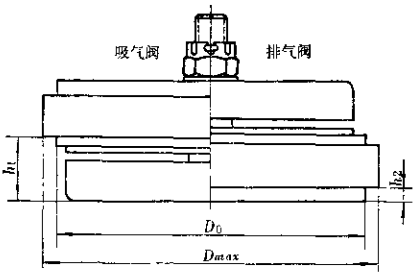
网状阀阀片：$\delta=0.8\sim2.5$ 毫米，一般取 1.5～2 毫米。

阀座的安装直径：

$$D_0=D_i+B+2C_1 \text{（毫米）}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




环状阀主要安装尺寸示意图

**表 4-13 推荐的环状阀主要安装尺寸**

| 安装直径 $D_0$ | 各种压差（公斤/厘米²）下气缸安装高度（毫米） | | | | | | | | | | 最大外径 $D_{max}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | ≤6 | | >6～16 | | >16～40 | | >40～100 | | >100～250 | | |
| （毫米） | $h_1$ | $h_2$ | $h_1$ | $h_2$ | $h_1$ | $h_2$ | $h_1$ | $h_2$ | $h_1$ | $h_2$ | （毫米） |
| 40 | | | | 4 | | | | | | 8 | 48 |
| 45 | | | 18 | | 20 (25) | 5 | 20 (25) | 6 | 20 (25) | | 52 |
| 50 | | | | 5 | | | | | | 10 | 58 |
| 55 | | | | | | | | | | | 62 |
| 60 | 18 | 15 | | 6 | 22 (26) | 8 | 22 (28) | | 22 (28) | | 68 |
| 70 | | | | | | | | | | | 78 |
| 75 | | | 20 | | 24 (28) | | 24(28) | | | | 85 |
| 80 | 20 | | | 8 | | | | 8 | | | 90 |
| 90 | | | | | | | 26 (30) | | 32 (40) | | 100 |
| 100 | | 6 | | | 26 (34) | | | | | | 110 |
| 105 | | | | | | | | | | | 115 |
| 110 | 22 | | 24 | | | | 28 (34) | | 34 (42) | 12 | 120 |
| 115 | | | | | | | | | | | 125 |
| 125 | | | | | | | | | | | 135 |
| 130 | 24 | | | | | | | | | | 140 |
| (135) | | | | | | | | | | | 145 |
| 140 | 26 | 8 | 28 | | 28 (36) | | 32 (40) | 10 | 36 (45) | | 150 |
| 150 | | | | | | | | | | | 160 |
| 160 | | | | | | | | | | | 170 |
| 170 | | | | 10 | 30 (38) | 10 | | | | | 180 |
| (175) | 28 | | | | | | | | | | 185 |
| 180 | | | | | | | | | | | 190 |
| (185) | | 10 | 30 | | 32 (38) | | 36 (45) | | 40 (50) | 15 | 195 |
| 190 | | | | | | | | | | | 200 |
| (195) | | | | | | | | | | | 205 |
| 200 | 30 (38) | | | | | | | 12 | | | 210 |
| (205) | | | | | | | | | | | 220 |
| 210 | | | 32 (40) | | 36 (40) | | | | | | 225 |
| (215) | | | | | | | | | | | 230 |
| 220 | | 12 | | 12 | | 12 | 40 (50) | | — | — | 235 |
| (225) | | | | | | | | | | | 240 |
| (230) | 32 (40) | | | | 40 (50) | | | 15 | | | 245 |
| 240 | | | | | | | | | | | 255 |
| 250 | | | 36 (45) | | | | | | | | 265 |
| 260 | | | | | | | | | | | 275 |
| (270) | | | | | | | | | | | 285 |
| 280 | 34 (45) | 14 | | 15 | — | — | | — | | | 295 |
| (290) | | | | | | | | | | | 305 |
| 300 | | | 40 (50) | | | | | | | | 315 |
| 315 | | | | | | | | | | | 330 |

注：$h_1$中括号“（ ）”内尺寸仅用于环形弹簧情况。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中 $D_t$——阀座最外环通道平均直径（毫米）；

$C_1$——最外圈阀片的外缘到气阀安装止口的最小距离，当 $D_t \leqslant 60$ 毫米时，$C_1=3\sim4$ 毫米；$D_t>60$ 毫米时，$C_1=4\sim5$ 毫米。

阀座的最大外径：

$$D_{max}=D_0+2a_2 \text{（毫米）}$$

式中 $a_2$——阀座安装凸缘（密封面）的宽度，当 $D_0<100$ 毫米时，$a_2=4\sim5$ 毫米，$D_0\leqslant 250$ 毫米时，$a_2=5\sim6$ 毫米，$D_0>250$ 毫米时，$a_2=7\sim8$ 毫米。

阀座的安装直径 $D_0$ 和阀座最大外径 $D_{max}$ 在计算后应按式 4-13 进行圆整。

阀座厚度$H$，一方面是保证阀座的强度，更主要的是保证阀座具有足够的刚性。特别是在高压下使用的气阀，阀座刚性尤为重要。一般按经验确定阀座的厚度，见表4-14。

**表 4-14 阀座厚度$H$**

| 气阀两侧压力差 $\Delta p$(公斤/厘米²) | 阀座厚度 $H$(毫米) |
|---|---|
| ≤6 | $(0.12\sim0.2)\ D_{max}$ |
| >6～16 | $(0.15\sim0.25)\ D_{max}$ |
| >16～40 | $(0.20\sim0.30)\ D_{max}$ |
| >40～100 | $(0.20\sim0.40)\ D_{max}$ |
| >100～250 | $(0.40\sim0.70)\ D_{max}$ |

阀座安装凸缘高度：

$$H_1=(0.35\sim0.5)H \text{（毫米）}$$

阀座通道无连接筋部分的深度：

$$h_4=(0.5\sim1)b \text{（毫米）}$$

$h_4$一般取 3～10 毫米。

升程限制器的厚度：

$$H'=L'_{max}+C_2 \text{（毫米）}$$

式中 $L'_{max}$——升程限制器上的最大弹簧孔深度（毫米）；

$C_2$——升程限制器弹簧孔底的最小厚度（毫米）。当升程限制器为钢时，$C_2=2\sim3$ 毫米，当升程限制器为铸铁时，$C_2=3\sim5$ 毫米。

升程限制器的最大外径 $D'$：对于开式结构，$D'$ 等于最外圈阀片的外径；对于闭式结构，则等于阀座的最大外径。

气阀工作时连接螺栓承受的载荷很小，为了保证气阀的连接刚性和必需的螺栓预紧力，一般根据气阀的安装直径选择连接螺栓的直径。

对于开式结构的气阀，可按表4-15中推荐的数值来选取。

2.气阀零件强度校核：

1）阀座密封口的比压：

$$k=\frac{(b+a_1)(p_d-p_s)}{2a_1} \text{（公斤/厘米²）} \qquad (4\text{-}35)$$

式中 $b$——阀座通道宽度（毫米）；

$a_1$——阀座密封宽度（毫米）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-15　气阀连接螺栓尺寸的选择

| 气阀安装直径 $D_0$（毫米） | 气阀螺栓 $d_c$ |
|---|---|
| ≤60 | M10×1 |
| >60～100 | M12×1.25 |
| >100～150 | M16×1.5 |
| >150～200 | M20×1.5 |
| >200～300 | M24×1.5 |
| ≥300 | M27×1.5 |

$p_d$——排气压力（公斤/厘米²）；

$p_s$——吸气压力（公斤/厘米²）。

阀座密封口许用比压[$k$]：灰铸铁、青铜[$k$]=300公斤/厘米²；碳素钢[$k$]=500公斤/厘米²。

2）阀片强度校核：阀片按静压力作用下的弯曲应力进行强度校核。

$$\sigma_B=\frac{3(b+a_1)^2(p_d-p_s)}{4\delta^2}\text{（公斤/厘米²）}\qquad(4\text{-}36)$$

式中 $\sigma_B$——阀片中径处的弯曲应力；

$\delta$——阀片厚度（毫米）；

$b$，$a_1$，$p_d$，$p_s$ 所表示的意义及单位同式4-35。

阀片的许用弯曲应力：30CrMnSiA 取[$\sigma_B$]=3000公斤/厘米²。

3）阀座的强度校核：阀座按静压力作用下，危险断面Ⅰ-Ⅰ（图 4-82）的弯曲应力进行校核。断面Ⅰ-Ⅰ的弯曲应力：

$$\sigma_B=\frac{M}{W}\text{（公斤/厘米²）}\qquad(4\text{-}37)$$

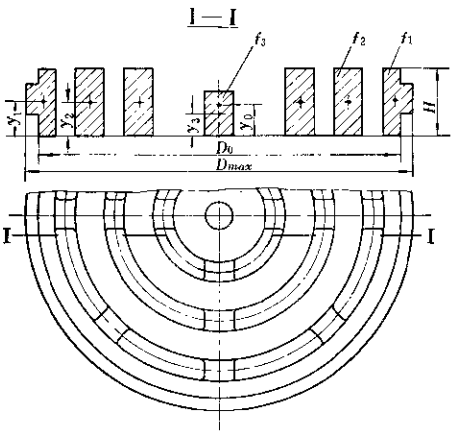



图 4-82　阀座强度计算图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中 $M$——作用在Ⅰ-Ⅰ断面上的弯矩，$M=\frac{1}{24}\left(\frac{D_{max}+D_0}{2}\right)^3(p_s-p_d)$（公斤·厘米）；

$D_{max}$——阀座最大外径（厘米）；

$D_0$——阀座安装直径（厘米）；

$p_s, p_d$——吸、排气压力（公斤/厘米²）；

$W$——断面抗弯模数（厘米³），$W=\frac{J}{e}$，$J=[2J_1+2f_1(y_0-y_1)^2]+(i-1)[2J_2+2f_2(y_0-y_2)^2]i_{01}[J_3+f_3(y_0-y_3)^2]$（厘米⁴）；

$2f_1$——阀座最外圈断面面积（厘米²）；

$2f_2$——阀座中间各圈，每圈断面面积（厘米²）；

$f_3$——阀座通道中每个连接筋的断面面积（厘米²）；

$i$——阀座通道环数；

$i_{01}$——在Ⅰ-Ⅰ断面上连接筋个数；

$2J_1$——阀座外圈断面的惯性矩（厘米⁴）；

$2J_2$——阀座中间各圈，每圈的断面惯性矩（厘米⁴）；

$J_3$——一个连接筋的断面惯性矩（厘米⁴）；

$y_1$——阀座外圈断面重心到阀座端面的距离（厘米）；

$y_2$——阀座中间各圈，每圈断面重心到阀座端面的距离（厘米）；

$y_3$——连接筋断面重心到阀座端面的距离（厘米）；

$y_0$——整个危险断面的断面重心到阀座端面距离，

$$y_0=\frac{2f_1y_1+(i-1)2f_2y_2+i_{01}f_3y_3}{2f_1+2f_2+i_{01}f_3}\text{（厘米）}$$

$e$——整个危险断面Ⅰ-Ⅰ的断面中性轴到阀座端面的距离，$e=y_0$，或$e=H-y_0$（厘米），取其中较大数值；

$H$——阀座厚度（厘米）。

阀座许用弯曲应力值：灰铸铁$[\sigma_B]$=500公斤/厘米²；稀土球墨铸铁$[\sigma_B]$=1000公斤/厘米²；碳素钢$[\sigma_B]$=1200公斤/厘米²；合金钢$[\sigma_B]$=1800公斤/厘米²。

3.环状阀阻力计算：

气体流经气阀时，所引起的压力损失：

$$\Delta p=10^2\times\xi\frac{C_v^2}{2g}\gamma\text{（公斤/厘米²）}\qquad(4\text{-}38)$$

式中 $\xi$——气阀阻力系数，与$\frac{2h}{b}$有关，对环状阀而言，可由图4-83查取，或按下式计算：$\xi=1.5+2.4\frac{2h}{b}$

$C_v$——按活塞平均速度计算的气阀缝隙截面气体流速（米/秒）；

$\gamma$——气体重度（公斤/厘米³）；

$g$——重力加速度，$g$=9.81米/秒²。

阻力系数$\xi$是通过实验得到的数据，只有在结构相同、几何尺寸成比例的情况下才能推广使用实验结果。上式只能近似计算环状阀的阻力损失，做为相互比较使用。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

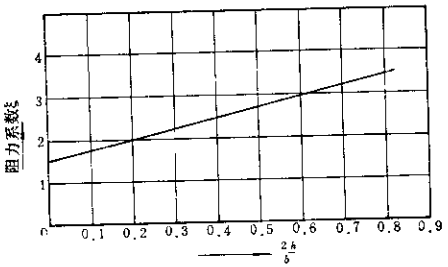



图 4-83 气阀的阻力系数

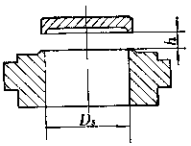



图 4-84 孔阀结构尺寸几何关系

（三）其它形式气阀

1.孔阀（图4-84）

阀座通道面积：$f_s=\frac{\pi}{4}D_s^2$（毫米²）

阀隙通道面积：$f_v=\pi D_s h$（毫米²）

式中 $D_s$——阀座通道直径（毫米）；

$h$——阀片（阀芯）开启高度（毫米）。

孔阀阀座通道面积同样应大于（至少等于）阀缝隙面积，所以：$D_s \geqslant 4h$。此式确定了孔阀阀座通道直径 $D_s$ 与阀片（阀芯）开启高度之间的合理关系。

对于采用锥面密封口的孔阀，阀隙面积 $f_v$：

$$f_v=\pi h\sin\beta\left(D_s+\frac{h}{2}\sin 2\beta\right)(\text{毫米}^2) \qquad (4\text{-}39)$$

式中 $\beta$——密封锥面母线与阀座孔中心线夹角。

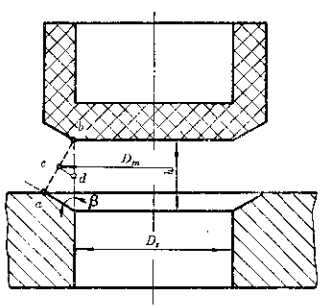



图 4-85 锥面密封口孔阀的几何关系

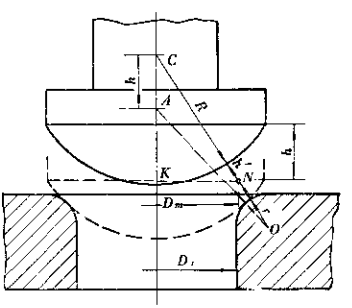



图 4-86 圆弧面密封口孔阀几何关系

采用圆弧面密封口的孔阀，结构尺寸几何关系见图 4-86。当气阀全开时，阀芯上升 $h$ 值，$A$ 点达到 $C$，在 $CO$ 线上，处于阀座与阀芯之间的一段长度 $h'$，即为在气阀全开时阀座与阀芯之间的最短距离，也就是决定阀缝隙面积的主要尺寸。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$h'=\sqrt{(R+r)^2+h^2+2h\sqrt{(R+r)^2-\left(\frac{D_s}{2}+r\right)^2}}-(R+r)\text{(毫米)} \qquad (4\text{-}40)$$

$$D_m=\left(\frac{D_s}{2}+r\right)\frac{R+\frac{h'}{2}}{R+r+h'}\text{(毫米)} \qquad (4\text{-}41)$$

式中 $R$——阀芯圆弧部分的曲率半径（毫米）；

$r$——阀座密封口的曲率半径（毫米）；

$h$——阀芯开启高度（毫米）；

$D_s$——阀座通道孔径（毫米）。

缝隙通道面积：

$$f_v=\pi D_m h'\text{(毫米}^2\text{)} \qquad (4\text{-}42)$$

2.直流阀

直流阀阀座进气通道面积：

$$f_s=z_1 e b z_2\text{(毫米}^2\text{)} \qquad (4\text{-}43)$$

式中 $z_1$——每个阀座上通气槽个数；

$e$——通气槽深度（毫米）；

$b$——通气槽宽度（毫米）；

$z_2$——阀座个数。

一般取：$b=3.5\sim6$ 毫米；$e=(1.25\sim3)h$（毫米）；$h$ 为阀片自由端开启高度（毫米）。

直流阀阀隙面积 $f_v$，取阀片自由端的阀隙为计算截面：

$$f_v=B_1 h z_2\text{(毫米)} \qquad (4\text{-}44)$$

式中 $B_1$——阀座（升程限制器凹槽的那一面）出口端通道长度（毫米）。

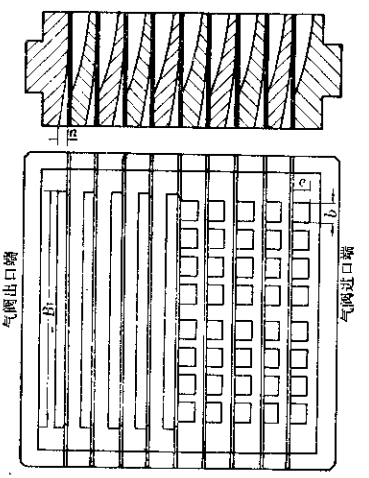



图 4-87 直流阀的主要结构尺寸



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 五、气阀弹簧的设计计算

根据气阀的主要特性参数及其结构型式、尺寸来设计气阀弹簧(以圆柱气阀弹簧为例)。

1.根据确定的气阀结构尺寸选择气阀弹簧的形式和布置方案。例如环状阀要确定：一排弹簧是顶一片还是顶二片、弹簧的排数；并根据阀座、升程限制器通道筋的布置方案，初步确定各排弹簧的个数。

2.计算气阀全开时，每个弹簧所产生的最大弹簧力：

$$P'=\frac{q'f_{sj}}{n_j}(\text{公斤}) \qquad (4\text{-}45)$$

式中 $q'$——气阀全开时，阀座单位通道面积上的弹簧力（公斤/毫米²）；

$f_{sj}$——一排弹簧所对应的阀座通道面积（毫米²）；

$n_j$——一排弹簧个数。

通常，处于同一压缩级的吸排气阀有不同的 $q'$ 值，要分别计算，对同一气阀，也要分别计算出每排弹簧的 $P'$ 值，并取其中的最大值作为计算依据。

3.确定弹簧钢丝直径：

$$d=\sqrt{\frac{8KD_mP'}{\pi[\tau]}}(\text{毫米}) \qquad (4\text{-}46)$$

式中 $D_m$——弹簧的平均直径（毫米），环状阀采用环形弹簧时，$D_m$ 为阀座通道平均直径 $D_t$，环状阀采用柱形弹簧，一排弹簧顶一环阀片时，$D_m=(0.75\sim0.85)B$（$B$ 为阀片宽度），当一排弹簧顶二环阀片时，$D_m=\frac{\Delta D}{2}$（$\Delta D$ 为阀座相邻通道平均直径差）；

$[\tau]$——弹簧材料的许用剪应力（公斤/毫米²），不同弹簧材料的$[\tau]$值见书末附录；

$K$——弹簧的曲度系数，与弹簧旋绕比有关，在初步计算时只能近似选取，对于圆柱形弹簧：$K=1.15$，对于环形弹簧：$K=1.05$。

4.初步确定弹簧刚性：

$$C=\frac{P'-P_0}{h}(\text{公斤/毫米})$$

式中 $P_0$——气阀全闭时的弹簧力，初步选取为 $P_0=(0.3\sim0.7)P'$。

5.有效圈数 $i_0$ 和总圈数 $i_1$：

$$i_0=\frac{Gd^4}{8D_m^3c} \qquad (4\text{-}47)$$

式中 $G$——弹簧材料剪切弹性模数（公斤/毫米²），各种弹簧材料的$G$值见书末附录。

计算结果要圆整成整数。

弹簧总圈数 $i_1$：

$$i_1=i_0+i'$$

式中 $i'$——弹簧两端并死不工作的圈数，一般取 1.5，为使弹簧受力均匀，增加弹簧工作稳定性，弹簧两端并死圈的尾部相差 180°，所以弹簧总圈数是带有半圈的数值。

6.复算弹簧刚度：

$$C=\frac{Gd^4}{8D_m^3i_0}(\text{公斤/毫米}) \qquad (4\text{-}48)$$

7.计算每个弹簧的最大变形 $\Delta l$ 和予压缩变形 $\Delta l_0$：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\Delta l=\frac{P'}{c}\text{（毫米）}，\quad \Delta l_0=\Delta l-h\text{（毫米）}$$

8.核算 $q'$、$q_0$：

$$q'=\frac{c\Delta l n_j}{f_{sj}}\text{（公斤/毫米}^2\text{）}\qquad(4\text{-}49)$$

$$q_0=\frac{c\Delta l_0 n_j}{f_{sj}}\text{（公斤/毫米}^2\text{）}\qquad(4\text{-}50)$$

式中 $n_j$——一排弹簧个数；

$f_{sj}$——一排弹簧所对应的阀座通道面积（毫米$^2$）。

经过计算后，不一定能完全满足弹簧使用范围内各级吸排气阀所有各环的要求。这时，就要对弹簧参数 $D_m$、$d$、$i_0$、进行个别调整，或从结构上进行调整（改变弹簧个数），以达到通用目的。如相差较大，很难达到统一时，只好将弹簧通用范围缩小。

9.弹簧自由状态下的长度：

$$L_0=L_1+\Delta l\text{（毫米）}$$

式中 $L_1$——弹簧在工作状态下，使弹簧各工作圈不致并紧所允许的最小长度。

$$L_1=(d+\theta)i_0+(i'-0.5)d\text{（毫米）}\qquad(4\text{-}51)$$

式中 $\theta$——弹簧在最大负荷时，各工作圈之间的间隙，一般取 $\theta\geqslant 0.1d$ 毫米（最小值不小于0.2毫米）。

$\Delta l$ 要取计算中的最大值。

为了保持气阀弹簧在工作中的稳定性，其自由状态下的长度 $L_0$ 与弹簧平均直径 $D_m$ 之比应保持在2左右，最大不能超过2.6，即 $\frac{L_0}{D_m}\leqslant 2.6$。

10.校核最大弹簧力和弹簧应力：

各种截面形状的柱形弹簧，弹簧力及弹簧应力计算公式见表4-16。

圆截面锥形弹簧的计算，是在已经求得了每个弹簧在气阀全开时的弹簧力和确定了锥形弹簧的结构尺寸后，计算锥形弹簧的变形和应力。

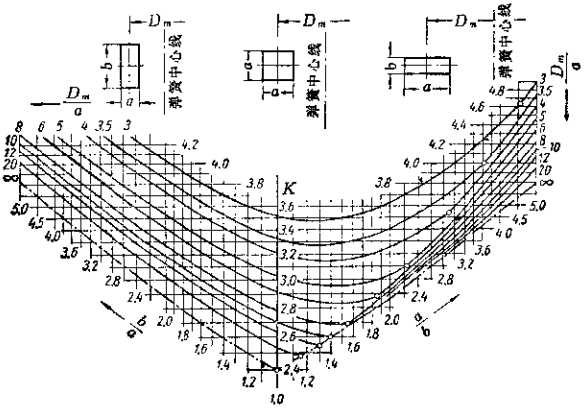
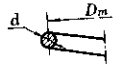
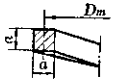
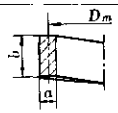
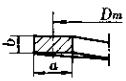



图 4-88 矩形截面弹簧曲度系数 $K$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-16

| 弹簧截面 | 已知最大变形$\Delta l$，求算最大弹簧力$P'$（公斤） | 最大扭转剪应力$\tau$（公斤/毫米²） | 备注 |
|---|---|---|---|
|  | $P'=\frac{Gd^4\Delta l}{8i_0D_m^3}$ | $\tau=K\frac{8P'D_m}{\pi d^3}$ | $K$—曲度系数<br>$K=\frac{4\frac{D_m}{d}-1}{4\frac{D_m}{d}-4}+\frac{0.615}{\frac{D_m}{d}}$ |
|  | $P'=\frac{Ga^4\Delta l}{5.57D_m^3i_0}$ | | $K$—曲度系数，查图4-38 |
|  | $P'=\frac{Ga^4\Delta l}{\Delta D_m^3i_0}$ | $\tau=K\frac{P'D_m}{ab\sqrt{ab}}$ | $\Delta$—系数 |
|  | $P'=\frac{Gb^4\Delta l}{\Delta D_m^3i_0}$ | | |

| $\frac{a}{b}$或$\frac{b}{a}$ | 1.0 | 1.5 | 1.75 | 2.0 | 2.5 | 3.0 | 4.0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 系数 $\Delta$ | 5.57 | 2.67 | 2.10 | 1.72 | 1.26 | 1.00 | 0.70 |

压缩机气阀所使用的圆锥形弹簧的结构尺寸要满足下列要求：

圆锥形弹簧的节距是定值：

$$\frac{D_{m_2}-D_{m_1}}{2}<i_0d$$

式中 $D_{m_2}$——锥形弹簧最大工作圈的平均直径（毫米）；

$D_{m_1}$——锥形弹簧最小工作圈的平均直径（毫米）；

$d$——锥形弹簧钢丝直径（毫米）；

$i_0$——锥形弹簧有效圈数。

最大的弹簧工作圈与支撑圈开始并合时的作用力：

$$P_1=\frac{GJ_p(L_0-L_m)}{2\pi i_0\left(\frac{D_{m_2}}{2}\right)^3}\text{（公斤）}$$

式中 $GJ_p$——钢丝截面的抗扭刚度（公斤-毫米²），$GJ_p=G\frac{\pi d^4}{32}$；

$L_0$——锥形弹簧在自由状态下的长度（毫米）；

$$L_m=\sqrt{(i_0d)^2-\left(\frac{D_{m_2}}{2}-\frac{D_{m_1}}{2}\right)^2}\text{（毫米）}$$

最大的弹簧工作圈与支撑圈开始并合时的弹簧变形：

$$\Delta l_1=0.25(1+q^2)(1+q)(L_0-L_m)\text{（毫米）}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中 $q=\frac{D_{m_1}}{D_{m_2}}$。

锥形弹簧工作圈均相互并合时的极限作用力 $P_2$：

$$P_2=\frac{P_1}{q^3}\text{（公斤）}$$

气阀全开时的弹簧力 $P'$ 应介于 $P_1$、$P_2$ 之间，即 $P_1<P'<P_2$。

气阀全开时，锥形弹簧的最大变形：

$$\Delta l=\frac{0.25(L_0-L_m)}{1-q}\left(4-3\sqrt[3]{\frac{P_1}{P'}}-\frac{P'}{P_1}q^4\right)\text{（毫米）} \qquad (4\text{-}52)$$

气阀全开时（最大弹簧力 $P'$），尚未并死的各工作圈中，最大平均直径：

$$D_{m_3}=D_{m_2}\sqrt[3]{\frac{P_1}{P'}}\text{（毫米）} \qquad (4\text{-}53)$$

最大的弹簧工作圈，开始并合时弹簧的剪应力：

$$\tau=K\frac{8P_1D_{m_2}}{\pi d^3}\text{（公斤/毫米}^2\text{）}$$

式中 $K$——曲度系数，$K=\frac{4\frac{D_{m_2}}{d}-1}{4\frac{D_{m_2}}{d}-4}+\frac{0.615}{\frac{D_{m_2}}{d}}$

最大弹簧力 $P'$ 时的弹簧剪应力：

$$\tau=K\frac{8P'D_{m_3}}{\pi d^3}\text{（公斤/毫米}^2\text{）}$$

式中 $K$——曲度系数，$K=\frac{4\frac{D_{m_3}}{d}-1}{4\frac{D_{m_3}}{d}-4}+\frac{0.615}{\frac{D_{m_3}}{d}}$

## 六、气阀计算例题

**例**：排气量为500米³/小时的四级石油气压缩机（如图 4-89 所示），试计算Ⅰ级气缸轴侧排气阀。

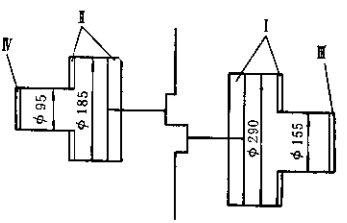



图 4-89 石油气压缩机气缸布置图

**解**：计算情况及结果列表如下。

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 計算項目 | | 符号 | 单位 | 計算公式或选择标准 | Ⅰ级缸軸侧排气阀 | | 备注 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | 計算值 | 选取值 | |
| 压縮机数据 | 压縮机轉数 | $n$ | 轉/分 | （热力計算） | | 500 | |
| | 活塞行程 | $s$ | 米 | （热力計算） | | 0.22 | |
| | 吸气压力 | $p_s$ | 公斤/厘米² | （热力計算） | | 1.02 | |
| | 排气压力 | $p_d$ | 公斤/厘米² | （热力計算） | | 2.52 | |
| | 活塞有效面积 | $F$ | 毫米² | （热力計算） | | 63000 | |
| | 活塞平均速度 | $C_m$ | 米/秒 | （热力計算） | | 3.67 | |
| | 同时作用的气阀数 | $Z$ | | 按气缸图紙 | | 2 | |
| 气阀主要結构尺寸的选择 | 选择的阀縫隙通道气体流速 | $C_v$ | 米/秒 | 表4-6 | | 40 | |
| | 需要的阀縫隙面积 | $f'_v$ | 毫米² | $f'_v=\frac{F\ C_m}{Z\ C_v}$ | $f'_v=\frac{63000\times3.67}{2\times40}$ $=2900$ | 2900 | |
| | 阀片开启高度 | $h$ | 毫米 | 图4-80 | | 2.2 | |
| | 阀座通道宽度 | $b$ | 毫米 | $\frac{2h}{b}=0.3\sim0.85$ | $b=2\times2.2\times\left(\frac{1}{0.3}\sim\frac{1}{0.85}\right)=14.7\sim5.2$ | 5 | |
| | 阀座密封口宽度 | $a_1$ | 毫米 | 表4-11 | | 1.25 | |
| | 阀片宽度 | $B$ | 毫米 | $B=b+2a_1$ | $B=5+2\times1.25=7.5$ | 7.5 | |
| | 升程限制器通道宽度 | $b'$ | 毫米 | $b'=(1\sim1.2)b$ | $b'=(1\sim1.2)\times5$ $=5\sim6$ | 5 | |
| | 阀座相邻通道平均直径差 | $\Delta D$ | 毫米 | $\Delta D=2(B+b')$ | $\Delta D=2(7.5+5)=25$ | 25 | |
| | 阀座通道环数 | $i$ | | 选取 | | 3 | |
| | 阀座最内圈通道平均直径 | $D_1$ | 毫米 | $D_1=\frac{f'_s}{\pi bi}-\frac{i-1}{2}\Delta D$ $f'_s=\frac{b}{2h}f'_v$ | $f'_s=\frac{5}{2\times2.2}\times2900$ $=3300$ $D_1=\frac{3300}{3.14\times5\times3}-\frac{3-1}{2}\times25=45$ | 47.5 | 按表4-12进行圆整，用以选择推荐的环状阀片尺寸 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 計算項目 | | 符号 | 单位 | 計算公式或选择标准 | 一级缸轴侧排气阀 | | 备注 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | 計算值 | 选取值 | |
| 气阀主要结构尺寸的选择 | 阀座各环通道平均直径 | $D_j$ | 毫米 | $D_j=D_1+(j-1)\Delta D$ $j=2.3$ | $D_1=47.5$ $D_2=47.5+(2-1)\times25=72.5$ $D_3=47.5+(3-1)\times25=97.5$ | $D_1=47.5$ $D_2=72.5$ $D_3=97.5$ | |
| | 阀座通道面积 | $f_s$ | 毫米² | $f_s=\pi b(D_1+D_2+\cdots+D_j)$ | $f_s=3.14\times5\times(47.5+72.5+97.5)=3414.8$ | 3414.8 | |
| | 阀缝隙通道面积 | $f_v$ | 毫米² | $f_v=2\pi h(D_1+D_2+\cdots+D_j)$ | $f_v=2\times3.14\times2.2\times(47.5+72.5+97.5)=3010$ | 3010 | |
| | 阀缝隙通道气体流速 | $C_v$ | 米/秒 | $C_v=\frac{F}{Z}\frac{C_m}{f_v}$ | $C_v=\frac{63000\times3.67}{2\times3010}=38.4$ | 38.4 | |
| | 阀座通道气体流速 | $C_s$ | 米/秒 | $C_s=\frac{F}{Z}\frac{C_m}{f_s}$ | $C_s=\frac{63000\times3.67}{2\times3414.8}=33.9$ | 33.9 | |
| | 阀座安装直径 | $D_0$ | 毫米 | $D_0=D_1+B+2C_1$ | $D_0=97.5+7.5+2\times5=115$ | 115 | |
| | 阀座最大外径 | $D_{max}$ | 毫米 | $D_{max}=D_0+2a_3$ | $D_{max}=115+2\times5=125$ | 125 | |
| | 阀座厚度 | $H$ | 毫米 | $H=(0.12\sim0.2)D_{max}$ | $H=(0.12\sim0.2)\times125=15\sim25$ | 25 | |
| | 阀座安装凸缘高度 | $H_1$ | 毫米 | $H_1=(0.35\sim0.5)H$ | $H_1=(0.35\sim0.5)\times25=8.75\sim12.5$ | 10 | |
| | 连接螺栓直径 | $d_2$ | | 表4-15 | | $M16\times1.5$ | |
| | 阀片厚度 | $\delta$ | 毫米 | $\delta=0.8\sim3$ | | 2 | |
| 强度校核 | 阀片在静压力作用下的弯曲应力 | $\sigma_B$ | 公斤/厘米² | $\sigma_B=\frac{3(b+a_1)^2(p_d-p_s)}{4\delta^2}$ | $\sigma_B=\frac{3(5+125)^2(2.52-1.02)}{4\times2^2}=11$ | 11 | |
| | 阀片材料 | | | | | 30CrMnSiA | $[\sigma_B]=3000$公斤/厘米² |
| | 阀座密封口比压 | $k$ | 公斤/厘米² | $=\frac{k}{(b+a_1)(p_d-p_s)}{2a_1}$ | $=\frac{k}{(5+1.25)(2.52-1.02)}{2\times1.25}=3.75$ | 3.75 | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 計算項目 | | 符号 | 单位 | 計算公式或选择标准 | 一級缸軸側排气閥 | | 备注 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | 計算值 | 选取值 | |
| 强度校核 | 閥座材料 | | | | | HT20-40 | $[k]$=300公斤/厘米² |
| | 閥座强度校核 | | | （略） | | | |
| 气閥弹簧的計算 | 弹簧的結构形式 | | | | | 柱形弹簧<br>一排弹簧頂<br>一环閥片 | |
| | 弹簧个数 | $n_j$ | | | | 外环：6<br>中环：4<br>内环：3 | |
| | 弹簧材料 | | | | | $50CrVA$ | $[\tau]$=27公斤/毫米²<br>$G$=8000公斤/毫米² |
| | 閥座每环通道面积 | $f_{sj}$ | 毫米² | $f_{sj}=\pi bD_j$ | 外环：<br>$f_{s1}=3.14\times5\times97.5=1530$<br>中环：<br>$f_{s2}=3.14\times5\times72.5=1138$<br>内环：<br>$f_{s3}=3.14\times5\times47.5=745.8$ | 外环：<br>$f_{s1}=1530$<br>中环：<br>$f_{s2}=1138$<br>内环：<br>$f_{s3}=745.8$ | |
| | 气閥全开时閥座单位通道面积上的弹簧力 | $q'$ | 公斤/毫米² | 表4-9 | | 0.0011 | |
| | 气閥全开时每个弹簧产生的作用力 | $P'$ | 公斤 | $P'=\frac{q'f_{sj}}{n_j}$ | 外环：$P'=\frac{0.0011\times1530}{6}\approx0.281$<br>中环：$P'=\frac{0.0011\times1138}{4}=0.313$,<br>内环：$P'=\frac{0.0011\times745.8}{3}=0.274$ | 外环：0.281<br>中环：0.313<br>内环：0.274 | |
| | 气閥全閉时每个弹簧的作用力 | $P_0$ | 公斤 | $P_0=(0.3\sim0.7)P'$<br>取$P_0=0.3P'$ | 外环，$P_0=0.3\times0.281=0.0843$<br>中环，$P_0=0.3\times0.313=0.0939$<br>内环，$P_0=0.3\times0.274=0.0822$ | 0.095 | 做为初步計算弹簧刚性的依据 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 計算項目 | 符号 | 单位 | 計算公式或选择标准 | 一级缸轴侧排气阀 | | 备注 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | 計算值 | 选取值 | |
| 气阀弹簧的计算 弹簧平均直径 | $D_m$ | 毫米 | $D_m=(0.75\sim0.85)B$ | $D_m=(0.75\sim0.85)\times7.5=5.6\sim6.4$ | 6.5 | |
| 确定弹簧钢丝直径 | $d$ | 毫米 | $d=\sqrt[3]{\frac{8K\overline{D_m}\overline{P'}}{\pi[\tau]}}$ | $d=\sqrt[3]{\frac{81.15\times6.5\times0.313}{3.14\times27}}=0.61$ | 0.7 | $k=1.15$<br>$P'$ 取計算中的最大值 |
| 初步确定弹簧刚性 | $C$ | 公斤/毫米 | $C=\frac{P'-P_0}{h}$ | $C=\frac{0.313-0.095}{2.2}$ | 0.099 | |
| 选择有效圈数 | $i_0$ | | $i_0=\frac{Gd^4}{8D_m^3C}$ | $i_0=\frac{8000\times0.7^4}{8\times6.5^3\times0.099}=9.15$ | 10 | |
| 弹簧两端并死圈 | $i'$ | | | | 1.5 | |
| 弹簧总圈数 | $i_1$ | | $i_1=i_0+i'$ | $i_1=10+1.5=11.5$ | 11.5 | |
| 核算弹簧刚度 | $C$ | 公斤/毫米 | $C=\frac{Gd^4}{8i_0D_m^3}$ | $C=\frac{8000\times0.7^4}{8\times10\times6.5^3}=0.0876$ | 0.0876 | |
| 气阀全开时每个弹簧的最大变形 | $\Delta l$ | 毫米 | $\Delta l=\frac{P'}{C}$ | 外环：$\Delta l=\frac{0.281}{0.0876}=3.2$<br>中环：$\Delta l=\frac{0.313}{0.0876}=3.58$<br>内环：$\Delta l=\frac{0.274}{0.0876}=3.13$ | 外环：3.2<br>中环：3.6<br>内环：3.1 | |
| 弹簧在最大負荷下的长度 | $L_1$ | 毫米 | $L_1=(d+\theta)i_0+(i'-0.5)d$ | $L_1=(0.7+0.2)\times10+(1.5-0.5)\times0.7=9.7$ | 10 | |
| 弹簧在自由状态下的长度 | $L_0$ | 毫米 | $L_0=L_1+\Delta l$ | $L_0=10+3.6=13.6$ | 13.6 | $\Delta l$ 要取計算中的最大值 |
| 弹簧曲度系数 | $K$ | | $K=\frac{4\frac{D_m}{d}-1}{4\frac{D_m}{d}-3}+\frac{0.615}{\frac{D_m}{d}}$ | $K=\frac{4\times\frac{6.5}{0.7}-1}{4\times\frac{6.5}{0.7}-3}+\frac{0.615}{\frac{6.5}{0.7}}=1.126$ | 1.126 | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 计算项目 | | 符号 | 单位 | 计算公式或选择标准 | 一级缸轴侧排气阀 | | 备注 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | 计算值 | 选取值 | |
| 气阀弹簧的计算 | 弹簧剪切应力 | $\tau$ | 公斤/毫米$^2$ | $\tau=K\frac{8P'D_m}{\pi d^3}$ | $\tau=\frac{8\times0.313\times6.5}{3.14\times0.7^3}=17$ | 17 | $P'$取计算中的最大值 |
| | 升程限制器孔深 | $L'$ | 毫米 | $L'=L_0-\Delta l$ | 外环：$L'=13.6-3.2=10.4$<br>中环：$L'=13.6-3.6=10$<br>内环：$L'=13.6-3.1=10.5$ | 外环：10.4<br>中环：10<br>内环：10.5 | |

## 第三节 活塞与活塞杆

活塞与气缸构成了压缩容积。活塞必须有良好的密封性，此外还要求：

1.有足够的强度和刚度。

2.活塞与活塞杆（或活塞销）的连结和定位要可靠。

3.重量轻。两列以上的压缩机中，应根据惯性力平衡的要求配置各列活塞的重量。

4.制造工艺性好。

### 一、活塞的基本结构型式

活塞式压缩机中采用的活塞基本结构型式有：筒形、盘形、级差式、组合式、柱塞等。

1.筒形活塞（图4-90）：用于小型无十字头压缩机，通过活塞销与连杆连结。压缩机工作时，侧向力将活塞压向气缸表面，活塞主要由裙部来承受侧向力。在侧向力作用下，活塞销座附近的裙部壁面，发生局部扩张，可能磨坏，为避免发生这一情况，在活塞销座上应加筋，同时使销座附近的裙部略向内凹。为使活塞的磨损比较均匀，活塞销的中心线应通过支承表面的重心位置。在确定支承面的重心位置时，应除去活塞环的高度。用来装活塞环的部分称为环部。靠近压缩容积的活塞环是密封环，靠曲轴箱侧的一道或两道装的是刮油环。刮油环通常有两种布置法，一种是将两道刮油环分别布置在活塞销孔两侧；另一种是将两道刮油环都布置在活塞销孔与密封环之间（图4-91）。使用结果表明后一种布置法能使支承面得到更好的润滑，刮油的效果也较好。

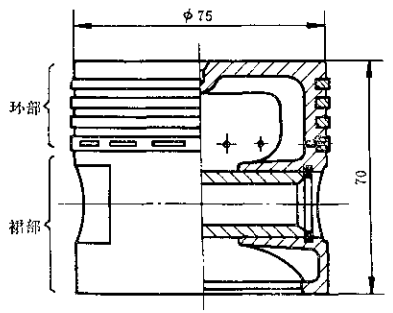



图 4-90 筒形活塞



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

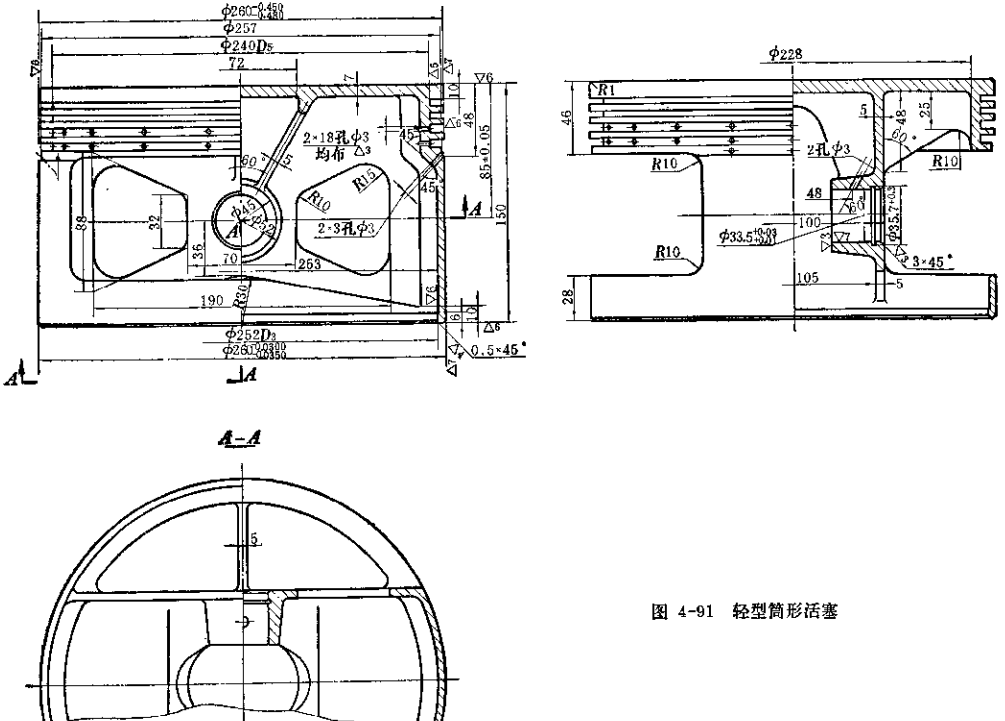



图 4-91 轻型筒形活塞



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

高速压缩机力求减轻活塞重量，除采用铝合金活塞外，还采用如图 4-91 所示的轻型活塞。活塞销座通过加强筋与活塞筒体以及顶部相连接，为了防止因热膨胀造成不圆整而加剧承压面的磨损，在销座与承压面间的筋上开孔。活塞的侧面开切口，既可减轻活塞重量，又可减小摩擦功。

在压力较高的级中，由于活塞直径较小，不足以安置连杆小头，而且活塞承压面很小，引起过高的比压，需采用分级筒形活塞。它的扩大部分起十字头的作用（如图 1-9 所示）。有时除了起十字头的作用外，还作低压级活塞用（图4-92）。在这种结构中，活塞销的端部要进入Ⅱ级气缸容积中，为了减小余隙容积和避免气体沿着活塞销和销座之间的间隙泄漏，须用盖板遮住。

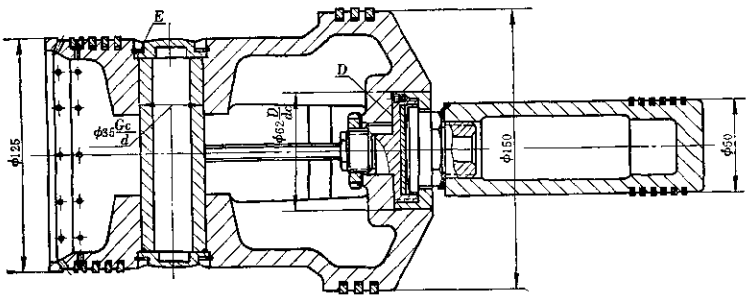



图 4-92　多级筒形活塞

活塞销与连杆及销座的连结方式如表4-17所列。铝制活塞为了增加耐磨性和销座的承载能力，常在销座中压入磷青铜衬套。

活塞销可以用弹簧圈（图4-90）或用铝制端塞来保证它的轴向定位（图4-92）。

**表 4-17　活塞销与连杆、销座的连结**

| 连接方式 | 活塞销与销座的配合 | 活塞销与连杆的配合 | 特点 |
|---|---|---|---|
| 活塞销紧固在销座上 | $\frac{Gb}{d}$ 或 $\frac{Gc}{d}$ | $\frac{Db}{d}$ | 活塞销与连杆小头衬套可通过飞溅得到润滑，缺点是活塞销与连杆小头衬套接触部分磨损不均匀 |
| 活塞销紧固在连杆上 | $\frac{Db}{d}$ | $\frac{Gb}{d}$ 或 $\frac{Gc}{d}$ | 刮油环刮下的润滑油可沿着活塞的径向小孔供给活塞销座，使销座得到充分的润滑，但活塞销与销座的磨损不均匀 |
| 浮动活塞销 | $\frac{D}{db}$ | $\frac{D}{db}$ | 装拆方便，活塞销磨损均匀，寿命长，但销的尺寸较大 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

活塞与连杆的连结也可采用球形关节连结，如图4-93所示。优点是活塞在气缸内可以自动定心，而且不存在气体沿活塞销和销座间隙泄漏的问题，缺点是结构复杂，加工困难。

2.盘形活塞（图4-94）：用于低压，中压气缸中。为了减轻重量，一般铸成空心的。两个端面用加强筋互相连结，以增加刚性。根据活塞的直径，筋数可取3～8条。为避免铸造应力和缩孔，以及防止工作中因受热而造成不规则变形，铸铁活塞的筋不能与毂部和外壁相连。

在活塞端面每两条筋之间开清砂孔，清砂后用螺塞封闭，但须采取防漏防松措施。

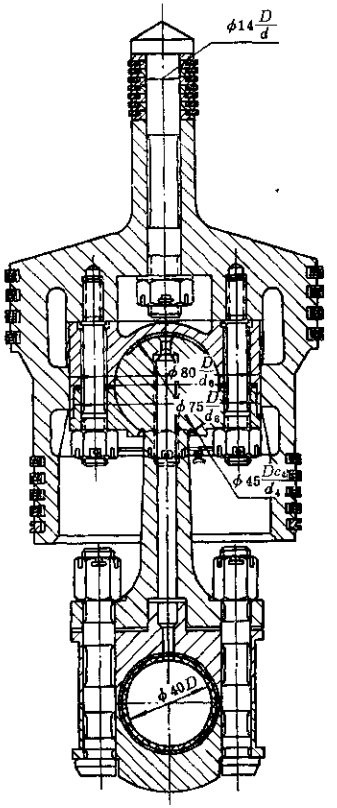



图 4-93　活塞与连杆球形连结结构

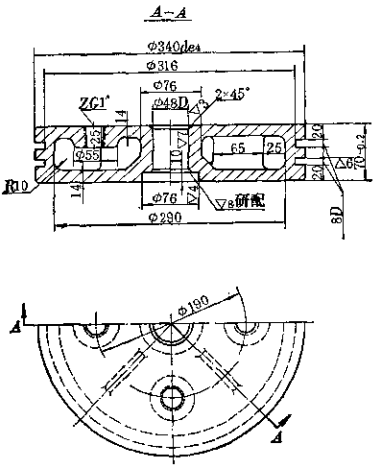



图 4-94　铸铁盘形活塞

转数较高的压缩机，为了减轻活塞重量，采用铝制活塞或焊接活塞。铝制活塞如图4-95所示，为了提高活塞的强度，在每一长筋之间设一短筋，使与毂部相连。

有时也采用组合式铝制盘形活塞．图4-96为氧气压缩机的组合式盘形活塞，两端面为铝合金；活塞体为磷青铜，可增加支承面的耐磨性；钢制垫环可以提高和活塞杆连接的接触强度。

直径较大的活塞，采用焊接结构，如图4-97所示。为了提高刚度和强度，除了布置数目较多的加强筋外，还须合理选择筋的形状与连接方式。筋不仅与端面焊接，也与毂部焊接。加强筋采用图4-98的形式，能保证负荷最大的端面与毂部过渡处有足够的强度；所有焊接处在焊接时都能方便地通达，以保证焊接质量。为了消除焊接应力，焊接活塞在机械加工前需经650～700℃的退火处理。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

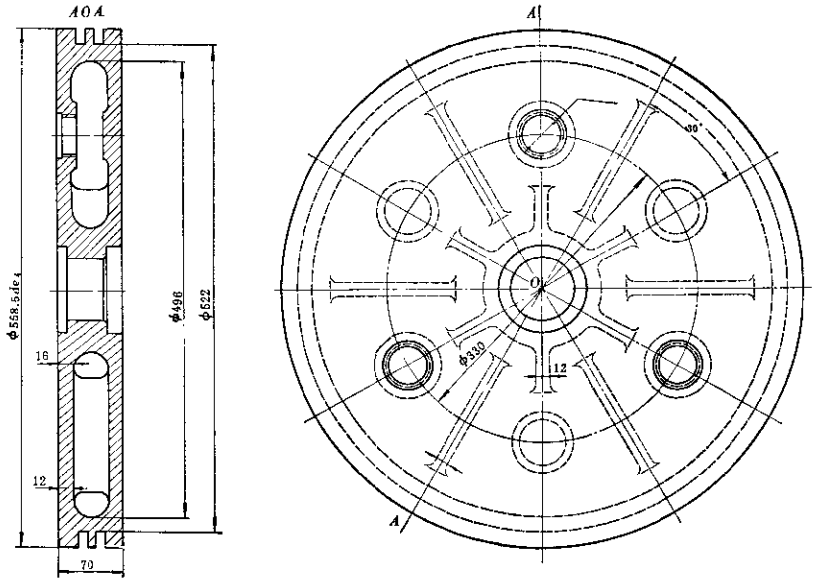



图 4-95 铸铝盘形活塞

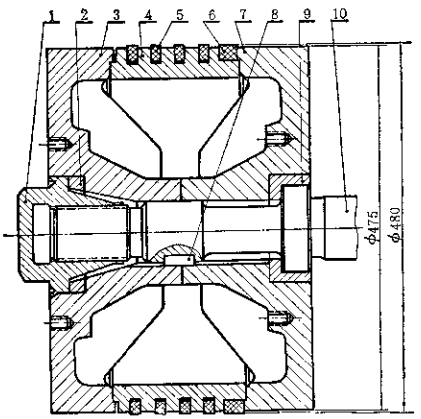



图 4-96 组合盘形活塞

1—螺母(H62)；2—垫环(3Cr13)；3—活塞上端盖(4号铝合金)；4—活塞体(磷青铜)；5—活塞环(加填充剂聚四氟乙烯)；6—导向套(加填充剂聚四氟乙烯)；7—活塞下端盖(4号铝合金)；8—键(3Cr13)；9—垫环(3Cr13)；10—活塞杆(3Cr13)



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

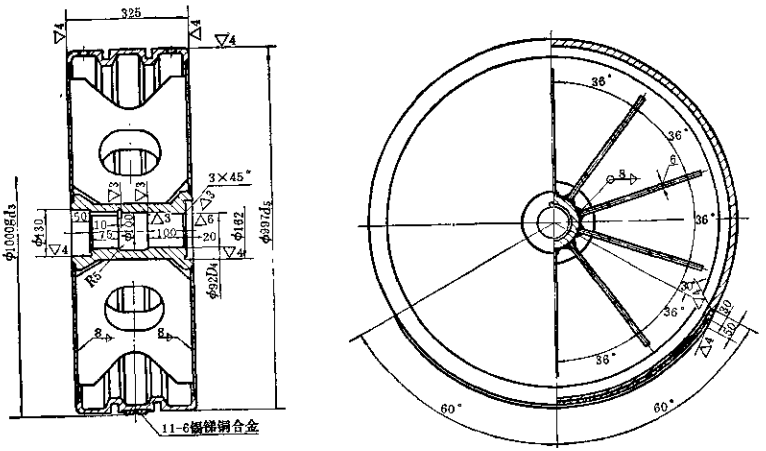



图 4-97 焊接盘形活塞

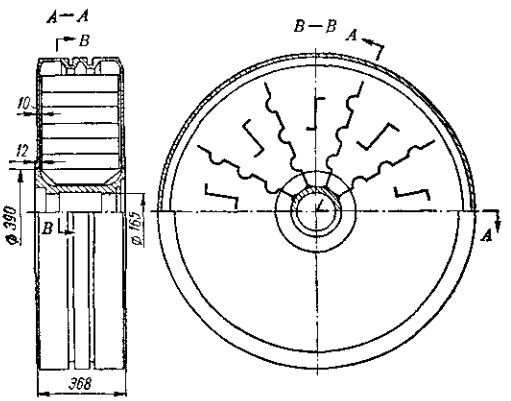



图 4-98 焊接盘形活塞加强筋的一种布置方式

在锥形气缸中，活塞相应地制成锥形，如图4-99。由于锥形壁的刚度较大，可以减薄端壁的厚度，从而减轻活塞重量。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

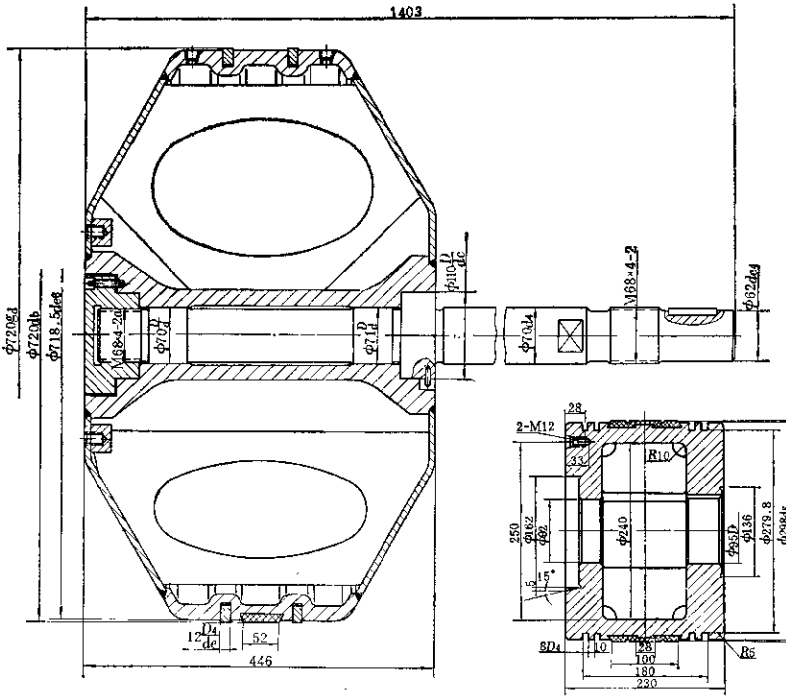



图 4-99 锥形活塞

图 4-100 整圈式承压面

除立式压缩机外，其余各种型式压缩机的盘形活塞，大都支承在气缸工作表面上。直径较大的活塞都专门用耐磨材料制成承压表面，一般都设在活塞中间，也有分两段布置在活塞两端。为了避免活塞因热膨胀而卡住，承压表面在圆周上只占90°或120°角的范围(图4-97)，并将这部分按气缸尺寸加工，活塞的其余部分与气缸有1～2毫米的半径间隙；承压表面两边10°～12°角的部分略锉去一点，而前后两端做成2°～3°的斜角，以形成楔形润滑油层。

为使轴承合金紧贴在活塞上，浇铸前，活塞上加工出燕尾槽。

直径小于300毫米的盘形活塞，如果需设置承压面，为了便于机械加工，可制成整圈式的，如图4-100所示。

卧式或对称平衡型压缩机的大直径盘形活塞，为了减轻气缸的磨损和改善活塞环的密封性，有时采用活塞悬挂在活塞杆上的结构。图4-101为气缸无油润滑氧气压缩机的悬挂活塞。悬挂活塞的缺点是结构复杂，一般都避免采用。

无油润滑压缩机中，通常用耐磨塑料制成各种形式的支承环，作活塞的承压表面。常用的结构如图4-102所示，其中$a$是分瓣式结构，用在大直径活塞；$b$是整圈式，用于组合式活塞；$c$和$d$为整圈开口式支承环，用在中等直径的整体活塞上。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

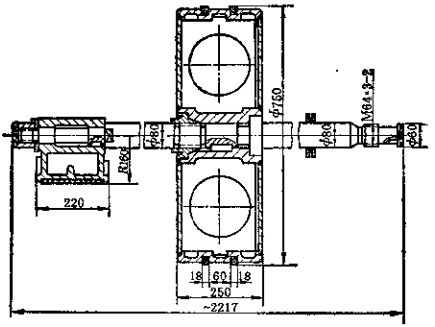
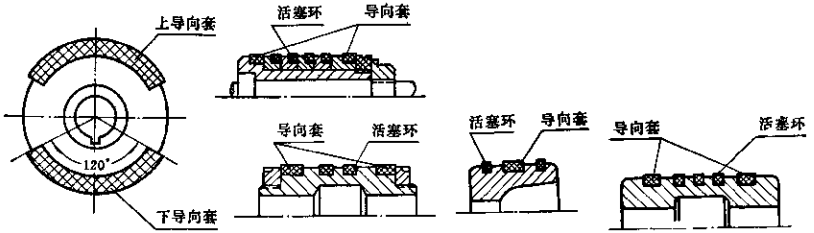



图 4-101　悬挂活塞

立式无油润滑压缩机的活塞通常也有支承环以承受活塞振动所产生的侧向力，避免活塞与气缸发生直接接触。其高度为活塞环高度的1.5～2倍。




a—分瓣式　　b—整圈式　　c—整圈开口，布置在活塞中间　　d—整圈开口，布置在活塞两端

图 4-102　无油润滑压缩机活塞支承环结构

3.级差式活塞：用在串联两个以上压缩级的级差式气缸中。图 4-103 为图 1-4 的氮氢混合气压缩机Ⅲ级与Ⅳ级的级差活塞，低压级为铸铁活塞。图 4-104 为大型两列六级压缩机的Ⅰ、Ⅲ、Ⅳ级级差式活塞，为了简化结构，Ⅰ级和Ⅱ级铸成一体。在某些有平衡容积的级差气缸中，为了降低活塞的重量，在平衡容积的一侧开启，如图4-105所示。

级差式活塞大都制成滑动式的，为了易于磨合和减小气缸镜面的磨损，一般都在活塞的支承面上铸有轴承合金。为使离曲轴较远的活塞能够沿气缸表面自动定位，末级活塞与前面级活塞可以采取滑动联结。图 4-106 所示的为末级活塞相对于前面级能作径向移动的结构。在串联三级以上的级差式活塞中，采用球形关节连结（图4-103、图4-104所示），末级活塞相对于前面级的活塞既能作径向的移动，又能转动。高压活塞有可能发生弯曲，为了避免活塞与气缸摩擦，高压级活塞的直径应当比气缸直径小0.8～1.2毫米。

经常向同一方向作用的高压活塞上的活塞力，在它的连结关节中引起很大的摩擦力，这就使径向的自动调节发生困难，因此采用双球形关节连结。这样，通过球形关节中心线的两次曲折，可以不需要很大的力即可得到径向移动(图4-107)。但结构不紧凑，用得不多。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

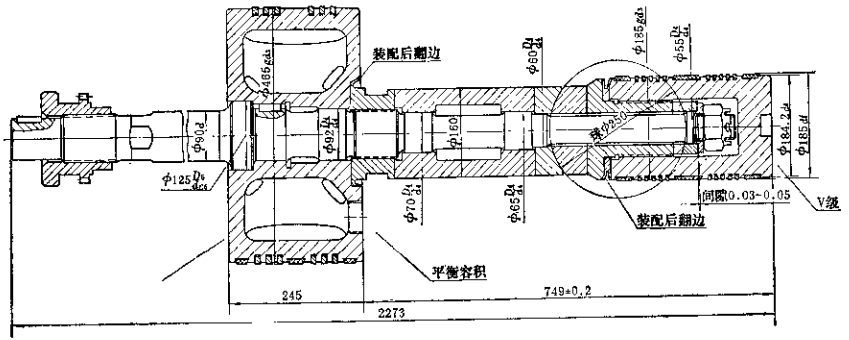



图 4-103　低压级为盘形的级差式活塞

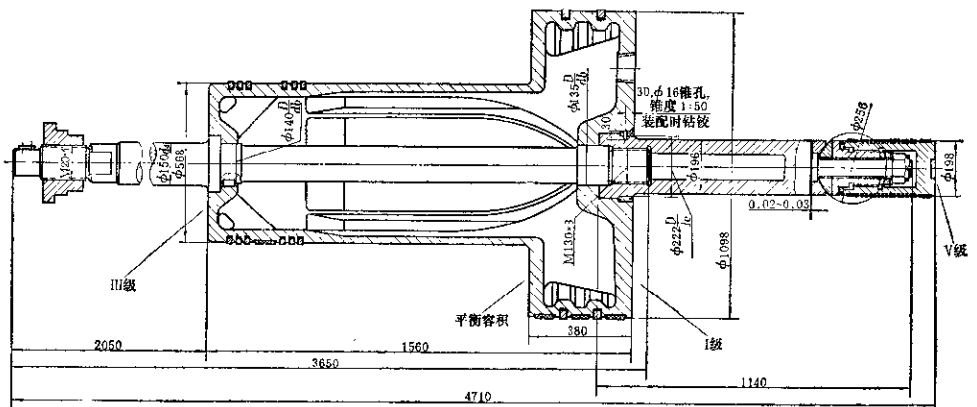



图 4-104　具有三个压缩级的级差活塞

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

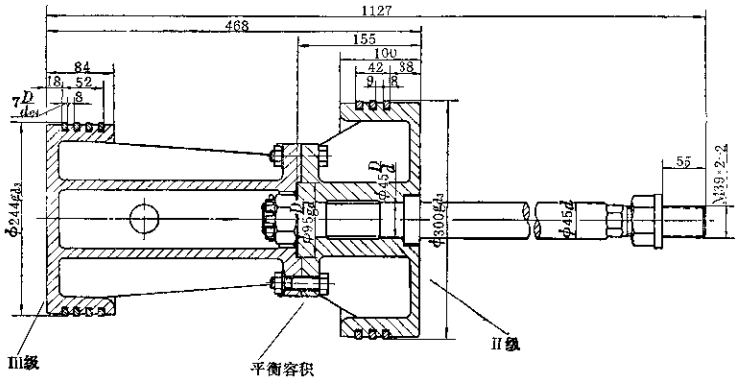



图 4-105 平衡容积侧开启的级差活塞

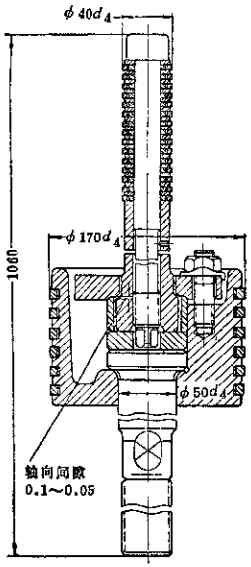



图 4-106 具有平面移动连结的级差式活塞

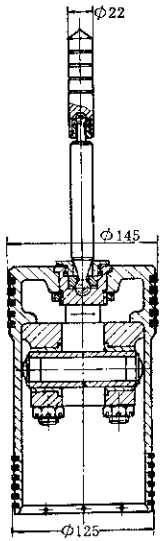



图 4-107 双球形关节的级差活塞



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

4.隔距环组合型活塞：高压级中，活塞环径向厚度 $t$ 与它的直径 $D$ 的比值，比一般情况取得大些，以提高活塞环弹力和它对气缸表面的比压。这种活塞环若扳开锁口装入活塞环槽，则在活塞环中发生不能容许的装配应力，使活塞环扳断。为了安装这种活塞环，将活塞制成有隔距环的组合活塞（图4-108）。为了防止高压气体沿活塞过大的泄漏，隔距环的两端面应经研磨。

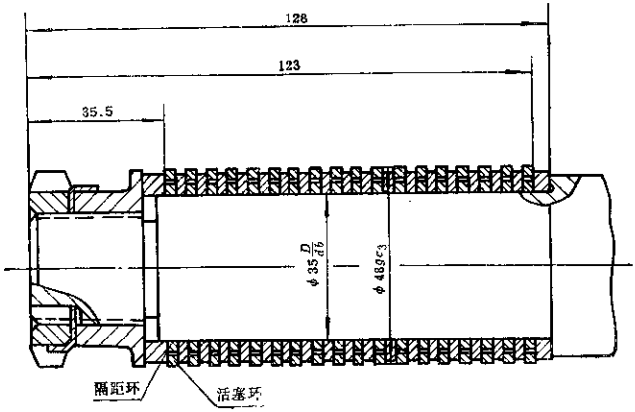



图 4-108 隔距环组合型活塞

5.柱塞：活塞直径很小时，采用活塞环密封，在制造上有困难。因此采用不带活塞环的柱塞结构，它的密封作用有两种方式：一种靠柱塞和气缸间的细小间隙（在冷态下，相当于2级精度的滑配合）和柱塞上的环槽所造成的曲折密封，来达到密封气体的目的，如图4-107所示。另一种是不带环槽的柱塞，气体的密封靠填料完成。填料布置在气缸一端，柱塞通过填料滑动，达到应有的压缩作用。柱塞的加工要求较高，但易达到；而难于加工的气缸深孔，可适当降低要求。

柱塞工作表面应经精磨，椭圆度和锥形度应在2级精度公差之半的范围内。柱塞的连结应有自动调整的措施，图4-106为平面移动连结，图4-107为双球形关节，其作用都是使柱塞与气缸中心线自动对中。

**二、活塞杆结构及与活塞的连结**

活塞杆的一端与十字头相连，另一端与活塞相连。在几级串连的列中，活塞杆起着连结相邻活塞的作用，在级差活塞或高压活塞中，活塞杆有时也起活塞的作用。

活塞杆有贯穿和不贯穿两种。不贯穿活塞杆由十字头和活塞支承并导向，带悬挂活塞的贯穿活塞杆由两端的十字头导向。有时在填料近气腔处设衬套作为活塞杆的辅助导向，可使活塞杆在密封处的径向偏离得到适当的限制，保证填料工作的可靠性。

在悬挂活塞中，由于活塞杆承受的重量较大和支承距离较长，所以工作时的弯曲较大。为了保证填料工作的可靠性，以及活塞与气缸不接触，有的将活塞杆加工成上凸的形状（图4-109）。图中假想线表示加工成的形状，实线所示为装上活塞的实际工作情况。假想线所示的形状可以通过二轴线法和三轴线法加工而成。图 4-110 所示为三轴线法加工示意图，中



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

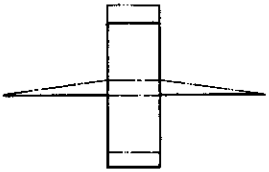


图 4-109 加工成上凸形的贯穿活塞杆

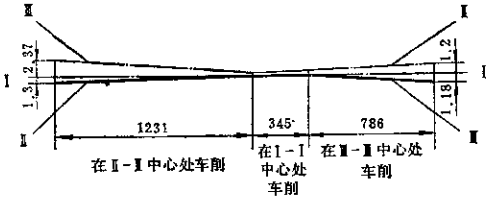



图 4-110 用三轴线法加工的贯穿活塞杆

部345毫米处为活塞安装部位，两端中心线的偏移量，通过计算求得。

在无油润滑压缩机中，为了防止油进入填料和气缸，活塞杆要适当增长，使通过刮油器的部分不进入填料，而且在杆上还设有挡油器（图1-1）。

活塞杆与活塞的连结，通常采用圆柱凸肩和锥面连结两种方法。

在圆柱凸肩连结中，如图4-94所示，活塞与活塞杆的同心性靠圆柱面的精加工来达到。

活塞力的传递，分别由活塞杆上的凸肩和螺母来承担。

为使凸肩不致比活塞杆直径大太多，凸肩端面上的许用支承压力取得较高。因此，活塞与凸肩的支承表面须经研磨，以增大有效的接触表面，同时也可改善密封性能。

由于凸肩要传递全部活塞力，所以凸肩与活塞杆外圆表面应有合理的过渡，采取图4-111的设计能改善凸肩的承载能力。

如果活塞没有完整的毂部（如图4-96），螺母要有严格的气密性，否则活塞内部容积在一定程度上成为气缸余隙容积，这在高压级中特别显著。

由于活塞杆承受交变载荷，所以活塞杆的连结螺纹应制成细牙螺纹；螺纹根部倒圆，以减小应力集中。

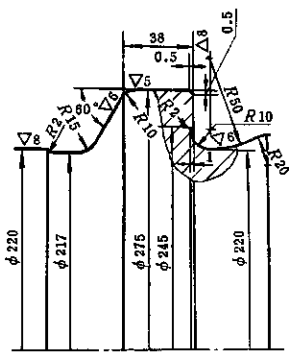



图 4-111 活塞杆凸肩的合理结构

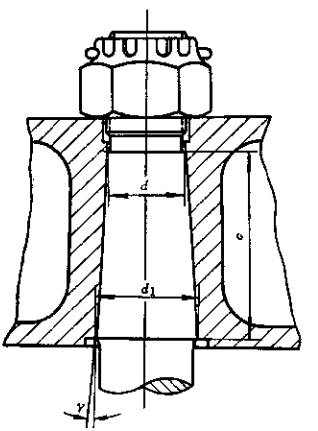



图 4-112 活塞与活塞杆的锥面连结结构



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

受了载荷后，活塞杆被拉长而活塞被压缩，另外活塞杆和活塞材料的线膨胀系数不同，活塞与活塞杆之间可能产生轴向间隙，而造成活塞与支承凸肩或螺母与活塞间的冲击，因此，活塞紧固在活塞杆上，必须有防松措施。

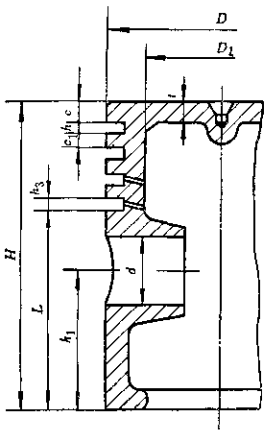



图 4-113　筒形活塞主要结构尺寸

活塞与活塞杆联结螺母常用的防松方法有加开口销（图4-105），加制动垫圈(图4-108)，以及螺母凸缘翻边(图4-96)等。但是只有在活塞与活塞杆不能相对转动时，螺母才能得到有效的锁紧。因此在圆柱凸肩的连结中，常用销钉（图4-99）或键（图4-104）使活塞与活塞杆固定。

锥面连结如图 4-112 所示，优点是装拆方便，活塞与活塞杆之间不需要定位销；缺点是加工复杂，锥度的加工要精确，否则活塞不能压紧而且不容易保证活塞与活塞杆之间的垂直度。

## 三、活塞与活塞杆结构尺寸的确定与强度校核

1.筒形活塞：筒形活塞主要结构尺寸如图4-113所示。

不计密封环和刮油环高度时的活塞高度：

$$H' \geqslant \frac{N_{max}}{D[k_1]} \text{（厘米）} \qquad (4\text{-}54)$$

式中　$N_{max}$——最大侧向力（公斤），$N_{max}=\lambda P_{max}$；

$P_{max}$——最大活塞力（公斤）；

$D$——活塞直径（厘米）；

$[k_1]$——筒形活塞支承表面的许用比压（公斤/厘米²），$[k_1]\leqslant 1.5\sim3$公斤/厘米²，高转数压缩机，为降低运动质量计，取较大值，低转数压缩机，为减小摩擦，取较小值。

对于轻型筒形活塞，由于侧面开口，支承面积应按实际尺寸进行计算。

活塞总高度：

$$H \geqslant H' + nh + mh_3 \text{（厘米）} \qquad (4\text{-}55)$$

式中　$n$，$m$——密封环数和刮油环数；

$h$，$h_3$——密封环轴向高度和刮油环轴向高度，一般取$h_3=(1\sim2)h$。

活塞总高度$H$与活塞直径$D$一般为：$H=(0.65\sim1.5)D$。

活塞顶面至第一道活塞环的距离：$C=(1.2\sim3)h$。

活塞环之间的距离：$C_1=(0.8\sim1.5)h$。

裙部到底边的高度$L$约为$0.7H$。

活塞销中心线到底边的距离$h_1$约为$0.6L$。

活塞顶部的强度计算，可将活塞顶部作为圆周固定的圆板来计算，在圆板上受到气体压



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

力的均匀载荷，在四周边缘上的最大弯曲应力为：

$$\sigma_B=0.68p_{max}\frac{r^2}{t^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}56)$$

式中 $p_{max}$——气缸中最大气体压力（公斤/厘米$^2$）；

$r$——活塞顶接合外缘半径（厘米）；

$t$——活塞顶的厚度（厘米）。

按这公式计算的许用应力：顶部无加强筋的铸铁活塞$[\sigma_B]\leqslant$300～350公斤/厘米$^2$；顶部有加强筋的铸铁活塞$[\sigma_B]\leqslant$1000公斤/厘米$^2$；顶部无加强筋的铝活塞$[\sigma_B]\leqslant$150～180公斤/厘米$^2$；顶部有加强筋的铝活塞$[\sigma_B]\leqslant$500公斤/厘米$^2$

活塞销座处的表面压力按下式确定：

$$q=\frac{P_{max}}{2dl'}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}57)$$

式中 $P_{max}$——最大活塞力（公斤）；

$d$——如图4-114所示，为活塞销外径（厘米）；

$l'$——活塞销在一侧销座中的支承长度（厘米）。

表面压力的许用值：若活塞销在销座中为紧固支承，则铸铁活塞$[q]\leqslant$350～400公斤/厘米$^2$；铝活塞$[q]\leqslant$200～250公斤/厘米$^2$。

若活塞销在销座中有相对滑动，则许用值分别取上述数值的一半。

若活塞销座与活塞顶部之间没有加强筋，则必须验算截面Ⅰ-Ⅰ的剪切应力值：

$$\tau=\frac{2P_{max}}{\pi(d_s^2-d^2)}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}58)$$

式中 $P_{max}$——最大活塞力（公斤）；

$d$——活塞销外径（厘米）；

$d_s$——活塞销座外径（厘米）。

许用的剪切应力：铸铁活塞$[\tau]\leqslant$400～450公斤/厘米$^2$；铝活塞$[\tau]\leqslant$250～400公斤/厘米$^2$。

活塞销的尺寸，根据最大活塞力$P_{max}$作用下活塞销投影工作表面上的许用比压$[k_2]$初步确定后，按弯曲和剪切作用校核其强度。活塞销的计算尺寸如图4-115所示。

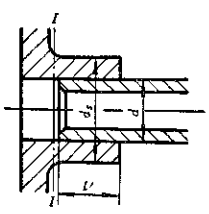



图 4-114 活塞销座计算尺寸

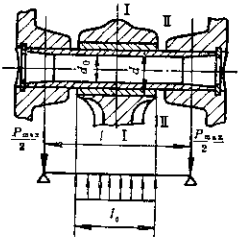



图 4-115 活塞销计算简图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$dl_0 \geqslant \frac{P_{max}}{[k_2]} \text{（厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}59)$$

式中 $d$——活塞销直径（厘米）；

$l_0$——连杆轴承长度，按 $l_0=(1.1\sim1.4)d$ 的范围选取；

$[k_2]$——活塞销许用比压，活塞力始终作用在一个方向时，$[k_2]\leqslant$120～150公斤/厘米$^2$；活塞力的方向有变化时，$[k_2]\leqslant$150～250公斤/厘米$^2$。

进行弯曲验算时，把活塞销看作两端自由支承的梁，与连杆接触长度 $l_0$ 上承受均布载荷，如图4-115所示，中间截面Ⅰ-Ⅰ上的弯曲应力最大，其值为：

$$\sigma_B=\frac{P_{max}}{0.4}\left(l-\frac{l_0}{2}\right)\frac{d}{d^4-d_0^4} \text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}60)$$

式中 $P_{max}$——最大活塞力（公斤）；

$l$——活塞销座支承长度中点间的距离（厘米）；

$l_0$——连杆轴承的长度（厘米）；

$d_0$——活塞销中心孔径（厘米），一般取 $d_0=(0.6\sim0.7)d$。

如果活塞销为实心的，或中心孔径 $d_0<0.5d$，则可按下列近似式计算：

$$\sigma_B=\frac{P_{max}}{0.4}\left(l-\frac{l_0}{2}\right)\frac{1}{d^3} \text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}60a)$$

许用弯曲应力：碳素钢$[\sigma_B]\leqslant$900公斤/厘米$^2$；合金钢$[\sigma_B]\leqslant$1500公斤/厘米$^2$。

截面Ⅱ-Ⅱ上的剪切应力为：

$$\tau=\frac{2P_{max}}{\pi(d^2-d_0^2)} \text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}61)$$

许用剪切应力：碳素钢$[\tau]\leqslant$500公斤/厘米$^2$；合金钢$[\tau]\leqslant$1000公斤/厘米$^2$。

筒形活塞与气缸间的直径间隙 $\delta$：

气缸为水冷却的铸铁活塞：$\delta=(0.8\sim1.2)\frac{D}{1000}$ （4-62）

气缸为水冷却的铸铝活塞：$\delta'=2\delta$ （4-62$a$）

气缸为空气冷却的铸铁活塞：$\delta''=0.7\delta$ （4-62$b$）

气缸为空气冷却的铸铝活塞：$\delta'''=2\delta'$ （4-62$c$）

活塞与气缸间的间隙，也可按活塞的热膨胀计算：

$$\delta=\alpha\Delta tD+\delta_0 \qquad (4\text{-}63)$$

式中 $\alpha$——材料的线膨胀系数（1/℃），铸铁 $\alpha=1.1\times10^{-5}$，铝合金 $\alpha=2.3\times10^{-5}$；

$D$——气缸直径（毫米）；

$\Delta t$——活塞与气缸间的温度差（℃），可近似取气体排气温度与吸气温度差的一半；

$\delta_0$——按2级精度第二种或第三种动配合$\left(\frac{D}{db}\text{或}\frac{D}{dc}\right)$的间隙值（毫米）。

2.盘形活塞：立式气缸盘形活塞的高度，满足安放活塞环的要求外，应取最小数值。其他型式压缩机中滑动活塞的高度，应按支承表面上的许用比压来校核。

$$H'b\geqslant\frac{G}{[k]} \text{（厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}64)$$

式中 $H'$——除去活塞环后的承压表面高度（厘米）；

$b$——承压表面的投影宽度（厘米）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$G$——活塞重量与活塞杆一半重量的和（公斤）；

$[k]$——盘形活塞承压表面的许用比压，铸铁对铸铁$[k]\leqslant 0.5$公斤/厘米$^2$，铸铁对轴承合金$[k]\leqslant 1.0$公斤/厘米$^2$，金属对填充聚四氟乙烯$[k]\leqslant 0.3\sim 0.5$公斤/厘米$^2$。

第一道活塞环与活塞顶之间的距离$C_1$应与气缸设计相配合，即根据气阀安装情况，并保证第一道活塞环越出气缸工作表面1～2毫米的要求来确定。

活塞环高度$t$以及活塞环槽间的距离$C$可参照筒形活塞的数值。

活塞顶部的强度，应分别按单端面和双端面进行。

单端面盘形活塞如图4-116所示，端面上作用着最大压力差为$\Delta p$，活塞端面的厚度可按下式计算：

$$t=\sqrt{\frac{\varphi_1 P+\varphi_2 \Delta p r_2^2}{[\sigma_B]}}\ (\text{厘米}) \qquad (4\text{-}65)$$

式中 $P$——由压力差$\Delta p$产生的作用在半径为$r_3$与$r_2$之间环形端面上的作用力（公斤），$P=\Delta p\pi(r_3^2-r_2^2)$（公斤）；

$\varphi_1$，$\varphi_2$——系数，见表4-18；

$[\sigma_B]$——许用弯曲应力（公斤/厘米$^2$），铸铁$[\sigma_B]\leqslant 300$公斤/厘米$^2$，铸铝$[\sigma_B]\leqslant 200$公斤/厘米$^2$，铸钢$[\sigma_B]\leqslant 600$公斤/厘米$^2$，锻钢$[\sigma_B]\leqslant 1600\sim 2000$公斤/厘米$^2$。

表 4-18 $\varphi_1$，$\varphi_2$值

| $r_1/r_2$ | 0.1 | 0.2 | 0.3 | 0.4 | 0.5 | 0.6 | 0.7 | 0.8 | 0.9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\varphi_1$ | 1.75 | 1.125 | 0.79 | 0.565 | 0.407 | 0.282 | 0.194 | 0.115 | 0.047 |
| $\varphi_2$ | 4.73 | 2.805 | 1.79 | 1.154 | 0.712 | 0.412 | 0.268 | 0.12 | 0.015 |

双端面活塞，如果端面间无加强筋，如图4-117，可以认为两个端面平均担负气体压力，故可按单端面活塞计算。

每一个端面的厚度为：

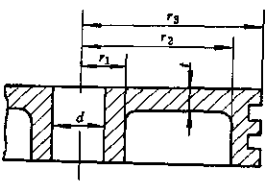



图 4-116 单端面活塞计算简图

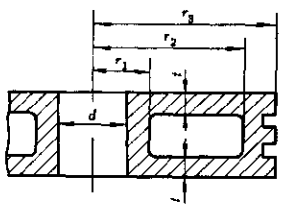



图 4-117 无加强筋的双端面盘形活塞计算简图

$$t=\sqrt{\frac{\varphi_1 P+\varphi_2 \Delta p r_2^2}{2[\sigma_B]}}\ (\text{厘米}) \qquad (4\text{-}66)$$

式中各符号含义与式4-65相同。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

端面间有加强筋的双端面活塞，为方便起见，计算时常以一个面积与扇形面积相等的当量圆来代替扇形面（图4-118）。端面中最大弯曲应力：

$$\sigma_B=\frac{x^2}{4}\times\frac{p_{max}}{t^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}67)$$

式中 $x$——当量圆的直径，其值：

$$x=\sqrt{\frac{d_2^2-d_1^2}{i}}\text{（厘米）} \qquad (4\text{-}67a)$$

式中 $d_2$——活塞外壁的内径（厘米）；

$d_1$——活塞毂部的外径（厘米）；

$i$——加强筋数；

$p_{max}$——气缸中最大气体压力（公斤/厘米²）；

$t$——活塞一端顶部厚度（厘米）。

也可由许用弯曲应力得出顶部厚度：

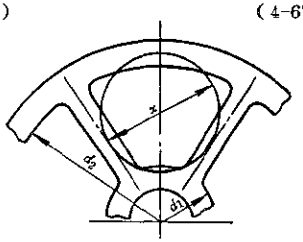



图 4-118 有加强筋的双端面活塞计算简图

$$t=\frac{x}{2}\sqrt{\frac{p_{max}}{[\sigma_B]}}+t_1\text{（厘米）} \qquad (4\text{-}67b)$$

式中 $t_1$——考虑铸造偏差的附加项，可取 $t_1=0.2\sim0.5$厘米；

$[\sigma_B]$——许用弯曲应力，铸铁$[\sigma_B]\leqslant400$公斤/厘米²，铸铝$[\sigma_B]\leqslant200$公斤/厘米²，铸钢$[\sigma_B]\leqslant700$公斤/厘米²。

最后，无论是单端面或双端面的活塞，与活塞杆连结处的毂部，应计算剪切应力：

$$\tau=\frac{\pi d_2^2}{d_1}\times\frac{\Delta p}{t}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}68)$$

式中符号含义与式4-65至式4-67相同。

许用的剪切应力：铸铁$[\tau]\leqslant400\sim450$公斤/厘米²。

活塞与气缸之间的径向间隙，立式气缸应按热膨胀计算，计算方法与筒形活塞相同。卧式气缸的活塞，除支承面外，其余部分与气缸之间的半径间隙取1～2毫米，大直径活塞取较大值。悬挂活塞与气缸之间的半径间隙，取$f+(1\sim2)$毫米。$f$为活塞杆的最大挠度。气缸无油润滑的活塞，用塑料支承环时，活塞与气缸间的直径间隙为$(0.01\sim0.02)D$毫米，$D$为气缸直径。

3.活塞杆：活塞杆的直径在热力计算中已初步确定，工作图设计时，须进行稳定性校核。

1）不贯穿活塞杆的稳定性校核，可看作两端为关节连结的细杆，其长度按十字头销中心至盘形活塞中点或级差活塞起点之间的距离计算。

当柔度$\frac{l}{i}>100$时$\left\{i\text{为惯性半径，}i=\sqrt{\frac{J}{F}}\text{，}J\text{为截面惯性矩（厘米}^4\text{）；}F\text{为截面积（厘米}^2\text{）}\right\}$，按尤拉公式计算：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$n_s=\frac{\pi^2EJ}{Pl^2} \tag{4-69}$$

式中 $n_s$——安全系数，许用值为$[n_s]\geqslant 10\sim 20$；

$E$——活塞杆材料弹性模数，钢$E=(2\sim 2.2)\times 10^6$公斤/厘米$^2$；

$J$——截面惯性矩，活塞杆$J=\frac{\pi d^4}{64}$厘米$^4$，$d$为活塞杆直径；

$P$——最大活塞力（公斤）。

当柔度$50<\frac{l}{i}<100$时，按下式计算：

$$n_s=\frac{Fk\left(1-c\frac{l}{i}\right)}{P} \tag{4-69a}$$

式中 $n_s$——安全系数，许用值为$[n_s]\geqslant 5\sim 10$；

$F$——杆的截面积（厘米$^2$）；

$k$——系数，碳素钢$k=3350$，合金钢$k=4700$；

$c$——系数，碳素钢$c=0.00185$，合金钢$c=0.0049$；

$P$——最大活塞力（公斤）。

当$\frac{l}{i}<50$时，活塞杆的强度计算作为稳定校核的依据，即：

$$n_s=\frac{\sigma_s}{\sigma_c} \tag{4-69b}$$

式中 $n_s$——安全系数，许用值$[n_s]=5\sim 8$；

$\sigma_s$——材料屈服强度；

$\sigma_c$——活塞杆的压缩应力。

2）贯穿活塞杆的稳定校核可根据两种情况进行：无串联气缸和有串联气缸。

无串联气缸的情况如图4-119所示，由于$l_2$部分不受气体作用力，只须校核$l_1$部分的稳定性：

$$n_s=\frac{\varphi^2EJ_1}{P_{max}l_1^2} \tag{4-70}$$

式中 $n_s$——安全系数，许用值为$[n_s]\geqslant 4\sim 8$；

$\varphi$——校正系数，按图4-120选取；

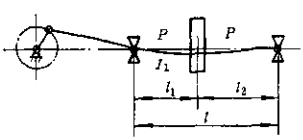



图 4-119 无串联气缸的贯穿活塞杆计算简图

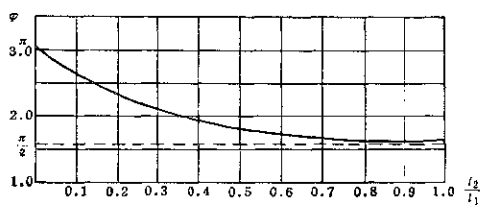



图 4-120 校正系数$\varphi$的曲线图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$E$——材料弹性模数；

$J_1$——$l_1$ 部分的截面惯性矩（厘米$^4$）；

$P_{max}$——最大活塞力（公斤）。

有串联气缸的情况，$l_2$部分受串联活塞的气体作用力，如图4-121。

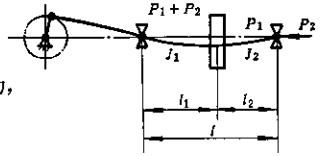



图 4-121 有串联气缸的贯穿活塞杆计算简图

$l_1$ 部分：

$$n_s=\frac{\varphi^2 EJ_1}{(P_{1max}+P_{2max})l_1^2} \qquad (4\text{-}70a)$$

$l_2$ 部分：

$$n_s=\frac{\psi^2 EJ_2}{P_{2max}l_2^2} \qquad (4\text{-}70b)$$

式中 $n_s$——安全系数，许用值$[n_s]\geqslant 4\sim 8$；

$\varphi$、$E$、$J_1$、$l_1$——与式4-70相同；

$P_{2max}$——作用在 $l_2$ 部分的最大活塞力（公斤）；

$\psi$——系数，$\psi=\varphi\frac{l_2}{l_1}\sqrt{\frac{P_2}{P_1+P_2}\times\frac{J_1}{J_2}}$，若两端活塞杆直径相等，则

$$\psi=\varphi\frac{l_2}{l_1}\sqrt{\frac{P_2}{P_1+P_2}} \qquad (4\text{-}70c)$$

如果活塞两侧的活塞杆直径相同，而压折长度 $l_1$ 和 $l_2$ 也相等或 $l_2$ 只比 $l_1$ 稍长一些，则 $l_2$ 部分的稳定性可以不计算。

悬挂活塞的贯穿活塞杆，须计算由于活塞杆重量作用所引起的弯曲应力和最大挠度值。计算时，可以把活塞杆看成跨度为 $l$、直径为 $d$、受活塞的集中载荷 $G_P$ 和沿杆长受自重作用的均匀载荷 $G_s$，自由搁置在两个支点上的圆杆。

长度 $l_1$ 与 $l_2$ 不相等时（图4-121），杆在活塞中点的挠度：

$$f=\frac{G_P l_1^2 l_2^2}{3EJl}+\frac{G_s}{24EJl}(l_1^4-2l_1^3l_2+l_1l^3) \qquad (4\text{-}71)$$

同一截面弯曲应力：

$$\sigma_B=\frac{l_1l_2}{0.1d^3l}\left(G_P+\frac{1}{2}G_s\right) \qquad (4\text{-}71a)$$

若活塞处于正中间，即 $l_1=l_2$，则：

$$f=\frac{l^3}{48EJ}\left(G_P+\frac{5}{8}G_s\right) \qquad (4\text{-}71b)$$

$$\sigma_B=\frac{l}{0.4d^3}\left(G_P+\frac{1}{2}G_s\right) \qquad (4\text{-}71c)$$

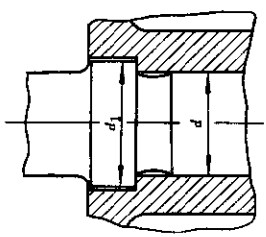



图 4-122 圆柱凸肩计算简图

活塞杆的许用挠度小于2毫米，许用弯曲应力$[\sigma_B]=300\sim500$公斤/厘米$^2$。

3）活塞与活塞杆的凸台比压校核：

活塞与活塞杆之间的凸肩，若为圆柱凸肩连结时（图4-122），支承面上的比压为：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$q=\frac{4P}{\pi(d_1^2-d^2)} \qquad (4\text{-}72)$$

式中 $q$——比压，许用值：铝活塞[$q$]≤200～250公斤/厘米$^2$，铸铁活塞[$q$]≤400公斤/厘米$^2$，钢活塞[$q$]≤800～1000公斤/厘米$^2$。

活塞与活塞杆采用锥面联接，如图4-112所示，在$d$与$d_1$的直径和采用圆柱凸肩连接方式相同时，增加锥面的长度并不能降低支承面上的比压，其比压值仍与有圆柱凸肩的连接相等。

如果比压计算超过许用值，则可加钢衬环的方法（图4-96）来降低比压。

活塞与活塞杆的螺纹连结，应进行静强度校核和疲劳强度校核。

压缩机工作时，螺纹部分承受总的轴向载荷：

$$Q=T+\chi P \qquad (4\text{-}73)$$

式中 $T$——螺栓拧紧时的预紧力；

$\chi$——载荷系数；

$P$——最大活塞力（公斤）。

预紧力：

$$T=K(1-\chi)P \qquad (4\text{-}73a)$$

式中 $K$——预紧系数，取2～3；

$P$——最大活塞力（公斤）。

载荷系数：

$$\chi=\frac{\lambda_p}{\lambda_s+\lambda_p} \qquad (4\text{-}73b)$$

式中 $\lambda_p$——活塞柔度系数，$\lambda_p=\frac{l}{E_1F}$； $(4\text{-}73c)$

$E_1$——活塞材料的弹性模数（公斤/厘米$^2$）；

$l$——活塞高度（厘米）；

$F$——活塞毂部截面积（厘米$^2$）；

$\lambda_s$——活塞杆柔度系数，$\lambda_s=\frac{1}{E}\Sigma\frac{l_i}{F_i}$； $(4\text{-}73d)$

$E_2$——活塞杆材料弹性模数（公斤/厘米$^2$）；

$l_i$——活塞杆任一相等直径区段的长度（厘米）；

$F_i$——活塞杆任一相等直径截面积（厘米$^2$）。

在轴向载荷$Q$作用下螺纹中产生的正应力$\sigma$：

$$\sigma=\frac{Q}{F}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}73e)$$

式中 $F$——螺纹根部截面积（厘米$^2$）。

此外，还由于旋紧螺母时，在扭转力矩$M_k$作用下产生剪切应力：

$$\tau=\frac{M_k}{0.2d^3}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}74)$$

式中 $d$——螺纹根部截面直径（厘米）。

扭转力矩：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$M_k=\xi T d_0 \text{（公斤·厘米）} \tag{4-74a}$$

式中 $\xi$——系数，有油润滑时为0.06～0.08，无油润滑时为0.11～0.13；

$d_0$——螺纹外径（厘米）。

螺纹安全系数：

$$n_e=\frac{\sigma_s}{\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}} \tag{4-75}$$

式中 $n_e$——安全系数，许用值$[n_e]\geqslant 1.5\sim 3$；

$\sigma_s$——活塞杆材料的屈服强度（公斤/厘米²）。

活塞杆螺纹承受的是交变载荷，其最大轴向载荷为$Q$，最小轴向载荷为$T$，疲劳计算应校核应力幅的安全系数$n_a$和最大应力安全系数$n$：

$$n_a=\frac{\sigma_{-1}-\psi_\sigma\sigma_{min}}{\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}+\psi_\sigma\right)\sigma_a} \tag{4-76}$$

$$n=\frac{2\sigma_{-1}+\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}-\psi_\sigma\right)\sigma_{min}}{\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}+\psi_\sigma\right)(\sigma_{min}+2\sigma_a)} \tag{4-77}$$

式中 $\sigma_{-1}$——材料受拉压时的疲劳强度，见表4-22；

$\psi_\sigma$——应力循环对称系数，各种强度材料的$\psi_\sigma$由附录三查取；

$k_\sigma$——应力集中系数，各种材料强度的应力集中系数由表4-19查取，活塞杆连结均采用细牙螺纹，$k_\sigma$值建议按相应的英制螺纹的数值选取；

**表 4-19 螺纹连结的拉压应力集中系数$k_\sigma$**

| $\tau_b$（公斤/厘米²） | | 4000 | 6000 | 8000 | 10000 |
|---|---|---|---|---|---|
| $k_\sigma$ | 公制螺纹 | 3.0 | 3.9 | 4.8 | 5.2 |
| $k_\sigma$ | 英制螺纹 | 2.2 | 2.9 | 3.5 | 3.8 |

$\varepsilon_\sigma$——尺寸系数，根据不同的螺纹直径，按图4-123查取；

$\sigma_{min}$——螺纹内受的最小应力（公斤/厘米²）；

$\sigma_a$——应力幅，$\sigma_a=\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}$（公斤/厘米²）；

$\sigma_{max}$——螺纹内受的最大应力（公斤/厘米²）。

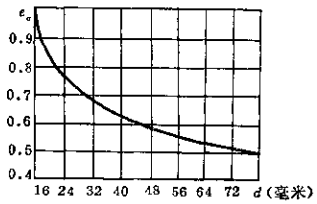


图 4-123 螺纹连结的尺寸系数$\varepsilon_\sigma$

安全系数许用值：$[n_a]\geqslant 2.5\sim 4$；$[n]\geqslant 1.25\sim 2.5$。

## 四、活塞与活塞杆的材料

1.活塞常用材料：见表4-20。

如果压缩的气体具有腐蚀性，可采用不锈钢3Cr13或磷青铜等。

2.活塞销材料：见表4-21。

3.活塞杆材料：见表4-22。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-20 活塞常用材料

| 活塞结构型式 | | 材料 |
|---|---|---|
| 筒形活塞 | | ZL7, ZL8, ZL10, HT20-40, HT25-47, HT30-54 |
| 盘形活塞 | 铸造 | ZL7, ZL8, ZL10, ZL15, HT20-40, HT25-47, HT30-54 |
| | 焊接 | 20钢, 16Mn, $A_3$, ZG25B |
| 级差活塞 | 低压部分 | HT20-40, HT25-47, HT30-54或20钢、16Mn、$A_3$的焊接结构 |
| | 高压部分 | ZG25B或锻钢 |
| 柱塞 | | 35CrMoAlA, 38CrMoAlA, 均应渗氮 |

表 4-21 活塞销材料、热处理及表面要求

| 材料 | 热处理 | 表面硬度 | 表面光洁度 |
|---|---|---|---|
| 20 钢 | 渗碳淬火 | HRC55～62 | ▽8～9 |
| 45 钢 | 高频淬火 | HRC50～58 | ▽8～9 |
| 20Cr | 渗碳淬火 | HRC50～58 | ▽8～9 |

表 4-22 活塞杆常用材料性能和处理方法

| 材料 | 屈服强度 $\sigma_s$ (公斤/厘米²) | 拉压疲劳强度 $\sigma_{-1}$ (公斤/厘米²) | 热处理方法 | 同填料接触部分表面硬度 | 应用场合 |
|---|---|---|---|---|---|
| 35 钢 | 3200 | 1800 | 表面淬火 | HRC38～45 | 压缩空气或无腐蚀性气体 |
| 45 钢 | 3600 | 2100 | 表面淬火 | HRC48～56 | 压缩空气或无腐蚀性气体 |
| 40Cr | 7000 | 3400 | 表面淬火 | HRC47～52 | 压缩空气或无腐蚀性气体，有较高的强度和疲劳强度 |
| 38CrMoAlA | 8500 | 4300 | 氮化 | HV800～1100 | 有很高的硬度、耐磨性、疲劳强度和较高的耐腐蚀性能 |
| 3Cr13 | 6500 | 2700 | 表面淬火 | HRC23～29 | 压缩腐蚀性气体，如氧气等 |

## 五、活塞、活塞销、活塞杆的主要技术要求

（一）活塞的主要技术要求

1.活塞在机械加工前的处理：铸造活塞应进行时效处理，焊接活塞应经过650～700°C的退火处理。

2.活塞的椭圆度和锥形度：1）无十字头压缩机，不大于2级精度直径公差80%；2）有十字头压缩机，不大于2级精度直径公差（有轴承合金除外）。

3.活塞杆孔中心线同轴肩支承面的不垂直度在100毫米长度内不超过0.02毫米。筒形活塞，活塞销孔中心线同活塞中心线的不垂直度，在100毫米长度内不大于0.02毫米。

4.活塞的外圆同活塞杆孔中心线的不同轴度不大于0.02～0.05毫米。

5.活塞销孔中心线与活塞外圆柱面中心线不相交偏差：1）活塞外径≤250毫米，不大于0.02毫米；2）活塞外径≥250毫米，不大于0.03毫米。

6.活塞环槽两端面应垂直于活塞杆孔，其不垂直度在100毫米长度内不大于0.02毫米。

7.活塞外圆表面、环槽端面的光洁度：有十字头时不低于▽6；无十字头时不低于▽7；活



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

塞环槽端面光洁度不低于▽6。

8.活塞外圆表面及活塞环槽端面，不允许有缩松、擦伤、锐边、凹痕和毛刺。

9.两端轴肩及活塞杆支承面在装配时要求研磨贴合。

10.活塞加工完毕后应进行水压试验，一般取水压为最大工作压力的1.5倍，维持10分钟，不得有渗漏和残余变形。

（二）活塞销（包括十字头销）的主要技术要求

1. 20钢和20Cr钢制的销子，圆柱外表面的渗炭深度（加工完后的零件）为：1）壁厚3～5毫米的活塞销0.8～1.2毫米；2）厚度大于5毫米的活塞销1.1～1.7毫米；3）十字头销1.1～1.7毫米。活塞销内表面和端部不许有渗炭硬化层。

45钢制的销子高频淬火层（加工后）有1～2毫米的硬化层。

2.销子外圆柱表面硬度为HRC 57～67，各点硬度差不大于3个HRC单位。

3.销子硬化层的显微组织应符合下列规定：1）渗炭层应是细密的马氏体组织，不允许有针状或连续网状的游离渗碳体；2）高频淬火硬化层应是细针状的马氏体组织，其转变区应为索氏体组织，并允许有铁素体的晶粒存在。

4.销子外圆的椭圆度和锥形度不大于2级精度直径公差之半（按基孔制的孔）。

5.销子外圆表面光洁度：1）直径小于150毫米时为▽9；2）直径大于150毫米时为▽8。

6.销子外圆表面不允许有裂纹、凹痕、擦伤、斑疤以及肉眼可见的非金属夹杂物等缺陷。

7.销子加工完后，应进行磁粉探伤，不得有裂纹。

**六、活塞计算例题**

**例**：活塞的结构和主要尺寸如图4-97所示，为焊接结构，两端面均采用厚8毫米的20钢板焊成，中间有彼此位差36°的十条筋条；支承面长70毫米，包角为120°，由轴承合金制；活塞重量为259.8公斤，活塞杆重量为82.9公斤；作用在活塞顶部的最大气体压力为2.36公斤/厘米²（表压）。

**解**：当量圆直径：

$$x=\sqrt{\frac{d_2^2-d_1^2}{i}}=\sqrt{\frac{97.7^2-14.5^2}{10}}=34.2\text{（厘米）}$$

活塞顶部最大弯曲应力：

$$\sigma_B=\frac{x^2p_{max}}{4t^2}=\frac{34.2^2\times2.36}{4\times0.8^2}=862\text{（公斤/厘米²）}$$

$\sigma_B<[\sigma_B]$（1600～2000公斤/厘米²），安全。

活塞支承面对气缸镜面的单位压力：

$$G=259.8+\frac{82.9}{2}=301\text{（公斤）}$$

$$bH'=2\times\frac{100}{2}\times\sin60^\circ\times7=606\text{（厘米²）}$$

$$k=\frac{G}{bH'}=\frac{301}{606}=0.496\text{（公斤/厘米²）}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$k < [k]$（1公斤/厘米²），安全。

活塞同活塞杆支承凸肩接触部分的比压：

$$q = \frac{4P}{\pi(d_1^2 - d^2)} = \frac{3.14 \times 99.7^2 \times 2.36}{3.14 \times (12.5^2 - 9.2^2)} = 328 \text{（公斤/厘米}^2\text{）}$$

$q < [q]$(800～1000公斤/厘米²)，安全。

**七、活塞杆强度计算例题**

**例**：活塞杆各部分尺寸如图4-124所示，最大活塞力为22吨，活塞杆的材料为38CrMoAlA，试进行强度校核。

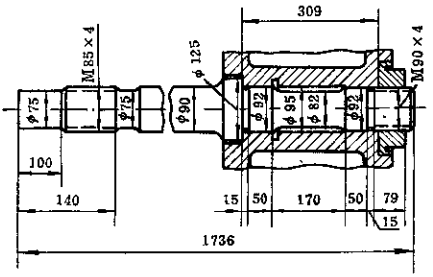



图 4-124 活塞杆的主要结构尺寸

**解**：强度校核如下：

| 計算項目 | | 計算公式 | 計算中应用的数值 | 計算式 | 計算結果 |
|---|---|---|---|---|---|
| 稳定性計算 | 惯性半径 $i$ | $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$ | $d$ =9厘米<br>$J = \frac{\pi d^4}{64}$ =322厘米⁴<br>$F = \frac{\pi d^2}{4}$ =63.6厘米² | $i = \sqrt{\frac{322}{63.6}} = 2.25$ | $i$ =2.25厘米 |
| | 柔度 | $\frac{l}{i}$ | $l$ =137厘米<br>（活塞中心到十字头中心距离） | $\frac{l}{i} = \frac{137}{2.25} = 60.9$ | $\frac{l}{i}$=60.9<br>$50 < \frac{l}{i} < 100$ |
| | 稳定性安全系数 $n_s$ | $n_s = \frac{Fk\left(1 - C\frac{l}{i}\right)}{P}$ | $F$ =63.6厘米²<br>$k$ =3350<br>$C$ =0.00185<br>$P$ =22000公斤<br>$\frac{l}{i}$=60.9 | $n_s = \frac{63.6 \times 3350}{22000} \times (1 - 0.00185 \times 60.9) = 8.6$ | $n_s$=8.6，在許用值 8～12之間，安全 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 計算項目 | | 計算公式 | 計算中应用的数值 | 計算式 | 計算結果 |
|---|---|---|---|---|---|
| 活塞杆支承凸肩承压面比压 $q$ 核算 | | $q=\dfrac{P}{\frac{\pi}{4}(d_1^2-d^2)}$ | $P=22000$公斤<br>$d_1=12.5$厘米<br>$d=9.2$厘米 | $q=\dfrac{4\times22000}{3.14(12.5^2-9.2^2)}$<br>$=380$(公斤/厘米$^2$) | $q=380$公斤/厘米$^2$<br>$q<400$公斤/厘米$^2$，安全 |
| 活塞杆螺紋部分靜力强度校核 | 活塞柔度系数 $\lambda_p$ | $\lambda_p=\dfrac{l}{EF}$ | $l=30.9$厘米<br>$F=\dfrac{\pi}{4}(15^2-9.2^2)$<br>$=110.25$厘米$^2$<br>$E=1.3\times10^6$公斤/厘米$^2$ | $\lambda_p=\dfrac{30.9}{1.3\times10^6\times110.25}$<br>$=0.216\times10^{-6}$(厘米/公斤) | $\lambda_p=0.216\times10^{-6}$<br>厘米/公斤 |
| | 活塞杆柔度系数 $\lambda_s$ | $\lambda_s=\dfrac{1}{E}\Sigma\dfrac{l_i}{F_i}$ | 从螺母到凸肩之間分为六个圆柱体，其直径、长度(毫米)分别为：<br>$\phi90\times\dfrac{70}{2}$；$\phi82\times15$<br>$\phi92\times50$；$\phi82\times170$<br>$\phi92\times50$；$\phi82\times15$<br>$E=2.1\times10^6$公斤/厘米$^2$ | $\lambda_s=\dfrac{1}{2.1\times10^6}\left[\dfrac{1.5+17+1.5}{\frac{\pi}{4}\times8.2^2}+\dfrac{5+5}{\frac{\pi}{4}\times9.2^2}+\dfrac{3.5}{\frac{\pi}{4}\times9^2}\right]$<br>$=0.278\times10^{-6}$(厘米/公斤) | $\lambda_s=0.278\times10^{-6}$<br>厘米/公斤 |
| | 載荷系数 $\chi$ | $\chi=\dfrac{\lambda_p}{\lambda_s+\lambda_p}$ | | $\chi=\dfrac{0.216\times10^{-6}}{(0.278+0.216)\times10^{-6}}$<br>$=0.437$ | $\chi=0.437$ |
| | 預緊力 $T$ | $T=K(1-\chi)P$ | 預緊系数 $K=2$<br>$P=22000$公斤<br>$\chi=0.437$ | $T=2(1-0.437)\times22000$<br>$=24800$(公斤) | $T=24800$公斤 |
| | 螺紋部分所受軸向力 $Q$ | $Q=T-\chi p$ | $T=24800$公斤<br>$\chi=0.437$<br>$P=22000$公斤 | $Q=24800+0.437\times22000$<br>$=33900$(公斤) | $Q=33900$公斤 |
| | 工作时螺紋中产生的正应力 $\sigma$ | $\sigma=\dfrac{Q}{F}$ | $Q=33900$公斤<br>$F=\dfrac{\pi}{4}\times8.567^2$ | $\sigma=\dfrac{33900}{\frac{3.14}{4}\times8.567^2}$<br>$=588$(公斤/厘米$^2$) | $\sigma=588$公斤/厘米$^2$ |
| | 旋緊时扭矩 $M_K$ | $M_K=\xi T d_0$ | $\rho=0.11$<br>$T=24800$公斤<br>$d_0=9$厘米 | $M_K=0.11\times24800\times9$<br>$=24600$(公斤·厘米) | $M_K=24600$<br>公斤·厘米 |
| | 扭轉产生的剪切应力 $\tau$ | $\tau=\dfrac{M_K}{0.2d^3}$ | $M_K=24600$公斤·厘米<br>$d=8.567$厘米 | $\tau=\dfrac{24600}{0.2\times8.567^3}$<br>$=197$(公斤/厘米$^2$) | $\tau=197$公斤<br>/厘米$^2$ |
| | 靜力强度的安全系数 $n_e$ | $n_e=\dfrac{\sigma_s}{\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}}$ | $\sigma_s=8500$公斤/厘米$^2$<br>$\sigma=588$公斤/厘米$^2$<br>$\tau=197$公斤/厘米$^2$ | $n_e=\dfrac{8500}{\sqrt{588^2+3\times197^2}}$<br>$=12.5$ | $n_e=12.5>1.5\sim3$，安全 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 计算项目 | | 计算公式 | 计算中应用的数值 | 计算式 | 计算结果 |
|---|---|---|---|---|---|
| 活塞杆螺纹部分疲劳强度校核 | 螺纹内受的最小应力 $\sigma_{min}$ | $\sigma_{min}=\frac{T}{F}$ | $T=24800$公斤<br>$F=\frac{\pi}{4}8.567^2$厘米$^2$ | $\sigma_{min}=\frac{24800}{\frac{\pi}{4}\times 8.567^2}$<br>$=431$(公斤/厘米$^2$) | $\sigma_{min}=431$公斤/厘米$^2$ |
| | 螺纹内受的最大应力 $\sigma_{max}$ | $\sigma_{max}=\frac{Q}{F}$ | $Q=33900$公斤<br>$F=\frac{\pi}{4}\times 8.567^2$厘米$^2$ | $\sigma_{max}=\frac{33900}{\frac{\pi}{4}\times 8.567^2}$<br>$=589$(公斤/厘米$^2$) | $\sigma_{max}=589$公斤/厘米$^2$ |
| | 应力幅 $\sigma_a$ | $\sigma_a=\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}$ | $\sigma_{min}=431$公斤/厘米$^2$<br>$\sigma_{max}=589$公斤/厘米$^2$ | $\sigma_a=\frac{589-431}{2}$<br>$=79$(公斤/厘米$^2$) | $\sigma_a=79$公斤/厘米$^2$ |
| | 螺釘材料的疲劳极限 $\sigma_{-1}$ | | 38CrMoAlA<br>$\sigma_{-1}=4300$公斤/厘米$^2$ | | $\sigma_{-1}=4300$公斤/厘米$^2$ |
| | 应力集中系数 $k_\sigma$ | | 按表4-19，取$k_\sigma=5.2$ | | $k_\sigma=5.2$ |
| | 尺寸系数 $\varepsilon_\sigma$ | | 由图4-123查得<br>$\varepsilon_\sigma=0.5$ | | $\varepsilon_\sigma=0.5$ |
| | 应力循环对称系数 $\psi_\sigma$ | | 按表附录三查得<br>$\psi_\sigma=0.1$ | | $\psi_\sigma=0.1$ |
| | 应力幅安全系数 $n_a$ | $n_a=\frac{\sigma_{-1}-\psi_\sigma\sigma_{min}}{\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}+\psi_\sigma\right)\sigma_a}$ | | $n_a=\frac{4300-0.1\times 431}{\left(\frac{5.2}{0.5}+0.1\right)\times 79}$<br>$=4.67$ | $n_a=4.67>2.5\sim 4$<br>安全 |
| | 最大应力安全系数 $n$ | $n=\frac{2\sigma_{-1}+\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}-\psi_\sigma\right)\sigma_{min}}{\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}+\psi_\sigma\right)(\sigma_{min}+2\sigma_a)}$ | | $n=\frac{2\times 4300+\left(\frac{5.2}{0.5}-0.1\right)\times 431}{\left(\frac{5.2}{0.5}+0.1\right)(431+2\times 79)}$<br>$=2.11$ | $n=2.11$<br>在允許范围1.25～2.5之間<br>安全 |

## 第四节　填料和刮油器

### 一、填料的基本要求

填料是阻止气缸内气体自活塞杆与气缸之间泄漏的组件。对填料的基本要求是密封性能良好并耐用。它是易损件，故设计中尽量采用标准化或通用化的元件，以便于生产管理，提高生产效率，降低成本。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

通过填料的气体泄漏量可用下式表示：

$$V \approx 2600 \frac{\delta^3 d \Delta p}{\mu l} \text{（厘米}^3\text{/秒）} \qquad (4\text{-}78)$$

式中 $\delta$——密封元件内表面与活塞杆间的径向间隙（厘米）；

$d$——活塞杆直径（厘米）；

$\Delta p$——密封元件前后气体压力差（公斤/厘米$^2$）；

$\mu$——气体的动力粘性系数（公斤·秒/米$^2$）；

$l$——密封元件长度（厘米）。

公式表明：间隙$\delta$的大小，是影响气体泄漏的主要因素，因此在设计、制造时，应尽量减小此间隙。安装质量也很重要，有时虽有良好的填料，却往往由于安装不良而产生明显的漏气。气体的粘度也影响到泄漏量，需在设计不同气体的压缩机填料时注意。油的粘度比气体的粘度大得多，故填料注油对减少泄漏是有益的。

**二、填料的结构**

压缩机中的填料，都是借助于气体的压力差来获得自紧密封的。根据气体压差、性质、对密封要求的高低、机器结构的不同和使用上的习惯，选用不同类型的密封圈。

密封圈主要有平面和锥形两类，前者多用于低、中压，后者用于高压。

图4-125为低压三瓣密封圈，结构简单，易于制造，适用于压差在10公斤/厘米$^2$以下的密封。该密封圈为单向斜口，由于它对活塞杆的比压是不均匀的，锐角的一方比压较大，因此其内圆磨损也不均匀，主要发生在锐角的一方。密封圈磨损后，在相邻两瓣接口处不可避免地留有缝隙，无法阻挡气体的泄漏。

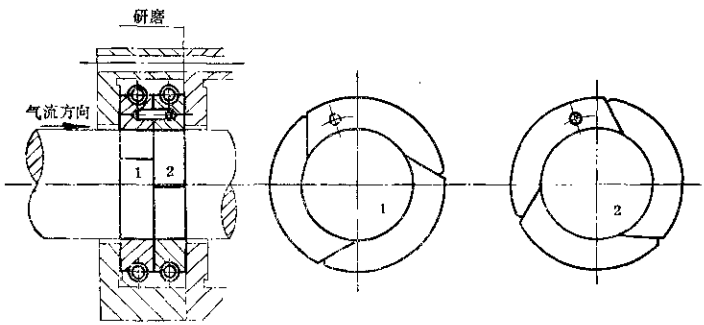



图 4-125 低压三瓣斜口密封圈

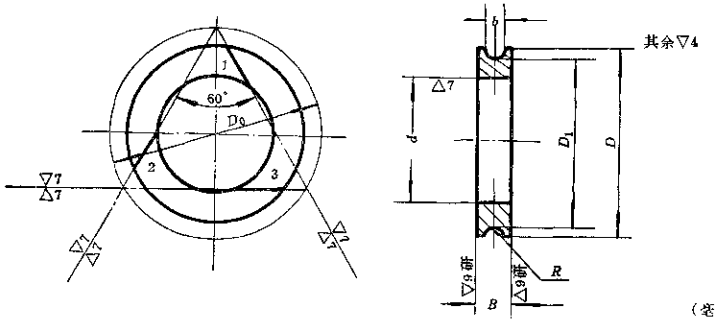
密封圈的尺寸和加工要求，可根据活塞杆直径从表4-23确定。

压力在100公斤/厘米$^2$以下的中压密封，多采用三、六瓣密封圈（图4-126）。每组密封圈由二个靠锲形弹簧箍紧在活塞杆上的开口环组成。位于高压侧的一环由三瓣组成，在轴向挡住由六瓣组成的第二环的径向缝隙，第二环的内三瓣抱住活塞杆，由外三瓣挡住它的径向缝隙。各环的径向缝隙，用以补偿密封圈的磨损。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-23　三瓣斜口密封圈尺寸




| 活塞杆直径 d | | B | | $D_1$ | D | $D_0$ | b | R | 选用弹簧 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 公称尺寸 | 公差 | 公称尺寸 | 公差 | | | | | | |
| 25 | +0.023 | 7 | −0.015<br>−0.055 | 35 | 40 | 46 | 5 | 2 | 0.5×3.5×100 |
| 30 | | | | 40 | 45 | 52 | | | 0.5×3.5×100 |
| 35 | | | | 45 | 50 | 60 | | | 0.5×3.5×111 |
| 40 | +0.027 | | | 50 | 55 | 70 | | | 0.5×3.5×123 |
| 45 | | | | 54 | 60 | 78 | 6 | 2.5 | 0.5×3.5×136 |
| 50 | | | | 64 | 70 | 87 | | | 0.8×4.8×195 |
| 55 | +0.030 | 8 | | 69 | 75 | 93 | | | 0.8×4.8×208 |
| 60 | | | | 74 | 80 | 105 | | | 0.8×4.8×223 |
| 65 | | | | 79 | 85 | 112 | | | 0.8×4.8×236 |
| 70 | | | | 84 | 90 | 120 | | | 0.8×4.8×249 |
| 80 | | | | 98 | 105 | 140 | | | 0.8×4.8×280 |

注：如有必要，允許采用其它的开口型式，但 $d$、$D$、$B$ 尺寸应保持不变。

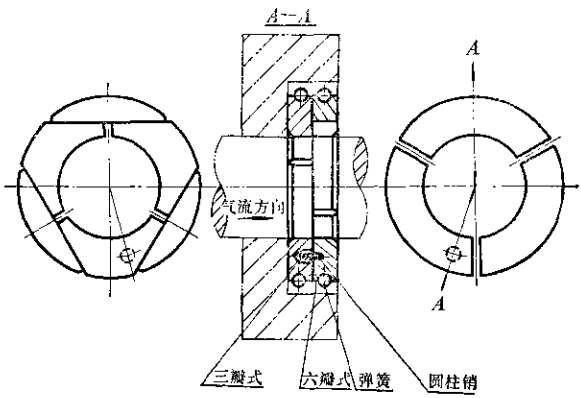



图 4-126　三、六瓣密封圈

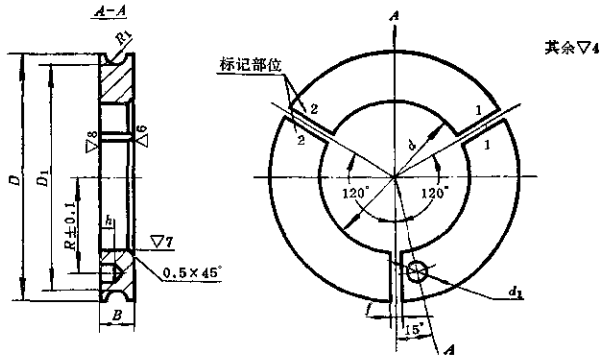


油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 三、六瓣填料的尺寸和加工要求

可根据活塞杆的直径从表4-24查出。

表 4-24*a*） 三、六瓣密封圈尺寸




（毫米）

| 活塞杆直径 d 公称尺寸 | 公差 | D | $D_1$ | B 公称尺寸 | B 公差 | $R_1$ | f | $d_1$ | h | E | 选用弹簧 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 25 | +0.023 | 50 | 46 | 7 | −0.015 −0.055 | 2 | 1.5 | 3.5 | 3.5 | 18 | 0.5×3.5×123 |
| 30 | | 55 | 51 | | | | | | | 20 | 0.5×3.5×123 |
| 35 | +0.027 | 60 | 56 | | | | | | | 23 | 0.5×3.5×136 |
| 40 | | 65 | 61 | | | | | | | 25 | 0.5×3.5×147 |
| 45 | | 70 | 65 | 8 | | 2.5 | | 4.5 | 4.5 | 27 | 0.8×4.8×195 |
| 50 | | 75 | 70 | | | | | | | 30 | 0.8×4.8×208 |
| 55 | +0.030 | 80 | 75 | | | | | | | 33 | 0.8×4.8×223 |
| 60 | | 90 | 85 | | | | | | | 37 | 0.8×4.8×249 |
| 65 | | 95 | 90 | | | | | | | 40 | 0.8×4.8×266 |
| 70 | | 100 | 95 | | | | | | | 42 | 0.8×4.8×289 |
| 80 | | 110 | 105 | | | | | | | 47 | 0.8×4.8×307 |
| 90 | +0.035 | 120 | 114 | 9 | | 3 | 2 | | | 52 | 1×5.5×335 |
| 100 | | 130 | 124 | | | | | | | 57 | 1×5.5×364 |
| 110 | | 140 | 134 | | | | | | | 62 | 1×5.5×392 |
| 120 | | 150 | 144 | | | | | | | 67 | 1×5.5×420 |
| 130 | +0.040 | 160 | 154 | | | | | | | 72 | 1×5.5×449 |

高压密封宜采用锥形密封圈（图4-127），它也是靠气体压力来自紧密封的。密封元件由一个单开口的T形环和两个单开口的锥形环组成，用圆柱销将三个环的开口各自义开120°定位，装在支承环及压紧环里面。轴向弹簧的主要作用是使压缩机在升压前能压紧密封圈的锥面，使密封圈对活塞杆产生一个预压力。

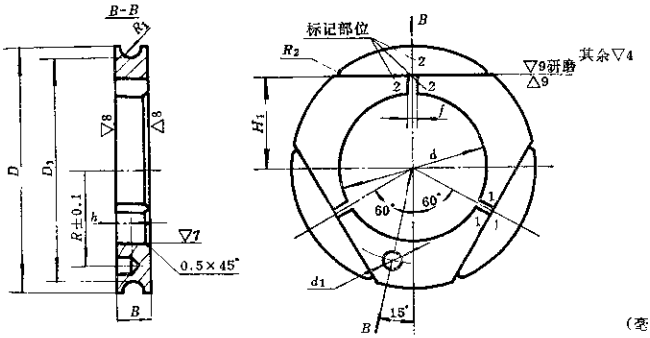
为了保证润滑油楔入摩擦面，改善摩擦情况，提高密封性能，在锥形环的内圆外端加工成15°的油楔角。安装时油楔角有方向性，应在每一盒的低压端。有时，为了使填料盒径向油孔中流出的润滑油保证能滴在活塞杆表面上，而不被气体吹走，在油孔中插入一根小金属管，管的出口端很靠近活塞杆。

当气体从轴向作用在压紧环的端面时，通过α角就分解出一个径向力，这个径向力把密封圈压向活塞杆。α角越大，径向分力就越大。在一组锥形填料组合件中，各道密封圈所承



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-24*b*）




（毫米）

| 活塞杆直径 $d$ 公称尺寸 | 公差 | $D$ | $D_1$ | $B$ 公称尺寸 | $B$ 公差 | $R_1$ | $f$ | $d_1$ 公称尺寸 | $d_1$ 公差 | $h$ | $R_2$ | $R$ | $H_1$ | 选用弹簧 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 25 | +0.027 | 50 | 46 | 7 | | 2 | | 3 | +0.02 | 3 | 1.5 | 18 | 16.5 | 0.5×3.5×123 |
| 30 | | 55 | 51 | | | | | | | | | 20 | 19 | 0.5×3.5×123 |
| 35 | | 60 | 56 | | | | | | | | | 23 | 21.5 | 0.5×3.5×136 |
| 40 | +0.027 | 65 | 61 | | | | | | | | | 25 | 24 | 0.5×3.5×147 |
| 45 | | 70 | 65 | | | | 1.5 | | | | | 27 | 26.5 | 0.8×4.8×195 |
| 50 | | 75 | 70 | | | | | | | | | 30 | 29 | 0.8×4.8×208 |
| 55 | | 80 | 75 | | | | | | | | | 33 | 31.5 | 0.8×4.8×223 |
| 60 | | 90 | 85 | 8 | -0.015<br>-0.055 | 2.5 | | | | | | 37 | 34 | 0.8×4.8×249 |
| 65 | +0.030 | 95 | 90 | | | | | | | | | 40 | 36.5 | 0.8×4.8×266 |
| 70 | | 100 | 95 | | | | | | | | | 42 | 39 | 0.8×4.8×289 |
| 80 | | 110 | 105 | | | | | | | | | 47 | 45 | 0.8×4.8×307 |
| 90 | | 120 | 114 | | | | | 4 | +0.025 | 4 | 2 | 52 | 50 | 1×5.5×335 |
| 100 | | 130 | 124 | | | | | | | | | 57 | 55 | 1×5.5×364 |
| 110 | +0.035 | 140 | 134 | 9 | | 3 | 2 | | | | | 62 | 60 | 1×5.5×392 |
| 120 | | 150 | 144 | | | | | | | | | 67 | 65 | 1×5.5×420 |
| 130 | +0.040 | 160 | 154 | | | | | | | | | 72 | 70 | 1×5.5×449 |

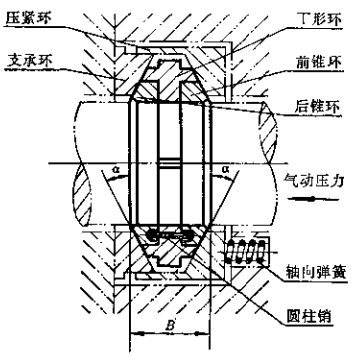



图 4-127　锥形填料密封圈



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

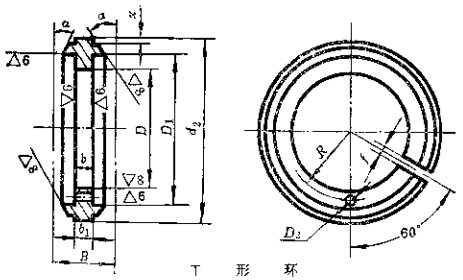
受的压力差不同。前者大，特别是靠压缩容积的第一、二道起主要作用；后面几道负担很小。因此，$\alpha$ 角相同时，前面一、二道的径向分力也大。为了使各道密封圈的径向分力比较均匀，前面几道密封圈 $\alpha$ 角应取得较小，后面几道 $\alpha$ 角应取得较大。

在长期的运转中，为了提高密封圈抱紧活塞杆的能力，保持密封性，可以在T形环的外圆，均匀开几道轴向槽，以降低刚性。

锥形密封圈的制造比平面密封圈复杂，但是可通过 $\alpha$ 角的适当安排，使各组负荷相近，这一点是平面密封圈无法达到的。

锥形密封圈的尺寸和加工要求，同样可根据活塞杆直径从表 4-25 查得。

表 4-25[1] 锥形密封圈尺寸




T 形 环

（毫米）

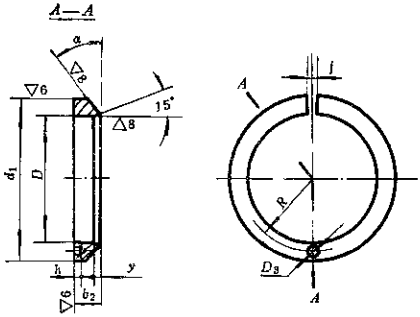
| 活塞杆直径 $D$ | 公称尺寸 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 | 130 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 公差 ($Gd$) | +0.016 −0.007 | | | +0.018 −0.008 | | | | +0.020 −0.010 | | | | −0.023 −0.012 | | | | +0.027 −0.014 |
| $D_1$ | 公称尺寸 | 34 | 39 | 44 | 49 | 55 | 59 | 64 | 70 | 76 | 82 | 93 | 103 | 116 | 126 | 136 | 146 |
| | 公差 ($D$) | +0.027 | | | +0.03 | | | | +0.035 | | | | +0.04 | | | | |
| $d_2$ | | 40 | 45 | 50 | 55 | 61 | 67 | 73 | 80 | 87 | 95 | 105 | 115 | 130 | 140 | 150 | 160 |
| $x$ | | 1 | | | | | | | 1 | | | | | | | | |
| $f$ | | 1.5 | | | | | | | 2 | | | | | 2.5 | | | |
| $R$ | | 15 | 17.5 | 20 | 22.5 | 25 | 27.5 | 30 | 32.5 | 35 | 38 | 43 | 48 | 54 | 59 | 64 | 69 |
| $D$ | 公称尺寸 | 1.6 | | | | | | | 2 | | | | | | | | |
| | 允差 | 0.01 | | | | | | | | | | | | | | | |
| $B$ | | 18 | | | | | | | | | 28 | | | 34 | | | |
| $b$ | | 4 | | | | | | | | | 6 | | | 8 | | | |
| $b_1$ | $\alpha=15°$ | | | | | | | | 20 | | | | | 24 | | | |
| | $\alpha=20°$ | | | | | | | | 15 | | | | | 18 | | | |
| | $\alpha=30°$ | | | | | | | | 10 | | | | | 12 | | | |

以上推荐的是三种已经标准化的密封圈。此外，尚有活塞环式的密封圈，如图 4-128 所示。这种密封圈的结构、制造工艺很简单，内圈可按动配合 2 级精度或过渡配合公差加工，已成功地使用在压差为 20 公斤/厘米$^2$的级中。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-25*b*)




前　錐　环

（毫米）

| 活塞杆直径 $D$ | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 公称尺寸 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 | 130 |
| | 公差 (*Gd*) | +0.016<br>−0.007 | | +0.018<br>−0.008 | | | | +0.020<br>−0.010 | | | | | +0.023<br>−0.012 | | | | +0.027<br>−0.014 |
| $d_1$ | 公称尺寸 | 34 | 39 | 44 | 49 | 55 | 59 | 64 | 70 | 76 | 82 | 93 | 103 | 116 | 126 | 136 | 146 |
| | 公差 (*db*) | −0.010<br>−0.027 | | | | −0.012<br>−0.032 | | | | −0.015<br>−0.038 | | | | | −0.018<br>−0.045 | | |
| $b_2$ | | 7 | | | | | | | | 11 | | | 13 | | | | |
| $R$ | | 15 | 17.5 | 20 | 22.5 | 25 | 27.5 | 30 | 32.5 | 35 | 38 | 43 | 48 | 54 | 59 | 64 | 69 |
| $D_3$ | | 2 | | | | | | | 2.5 | | | | | | | | |
| $h$ | | 3.5 | | | | | | | 4 | | | | 4.5 | | | | |
| $f$ | | 1.5 | | | | | | | 2 | | | | 2.5 | | | | |
| $y$ | | 2 | | | | | | | 2.5 | | | | | | | | |

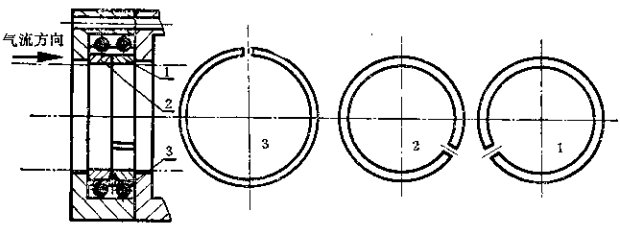


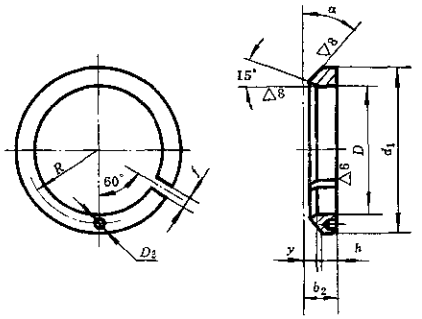

图 4-128　活塞环式密封圈

在小型低压空气压缩机中，有采用两瓣式的密封圈，内径在 30 毫米以下，如图 4-129 所示。这种密封圈结构简单，但内圆磨损后无法补偿。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-25c)




后 簧 环

(毫米)

| 活塞杆直径 $D$ | 公称尺寸 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 | 130 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 公差 ($Gd$) | +0.016 −0.007 | | +0.018 −0.008 | | | | +0.020 −0.010 | | | | | +0.023 −0.012 | | | | +0.027 −0.014 |
| $d_1$ | 公称尺寸 | 34 | 39 | 44 | 49 | 55 | 59 | 64 | 70 | 76 | 82 | 93 | 103 | 116 | 126 | 136 | 146 |
| | 公差 ($db$) | −0.010 −0.027 | | | | −0.012 −0.032 | | | | | −0.015 −0.038 | | | −0.018 −0.045 | | | |
| $b_2$ | | 7 | | | | | | | | 11 | | | 13 | | | | |
| $K$ | | 15 | 17.5 | 20 | 22.5 | 25 | 27.5 | 30 | 32.5 | 35 | 38 | 43 | 48 | 54 | 59 | 64 | 69 |
| $D_3$ | | 2 | | | | | | | | 2.5 | | | | | | | |
| $h$ | | 3.5 | | | | | | | | 4 | | | 4.5 | | | | |
| $f$ | | 1.5 | | | | | | | | 2 | | | 2.5 | | | | |
| $y$ | | 2 | | | | | | | | 2.5 | | | | | | | |

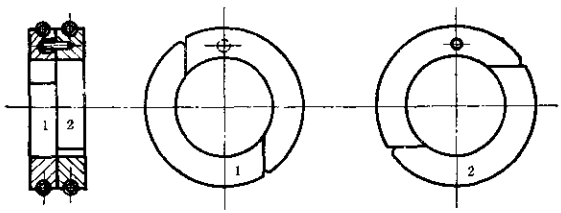


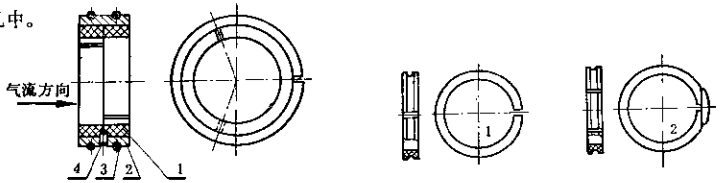

图 4-129 低压小直径密封圈

在少油和无油润滑压缩机中，广泛采用塑料（聚四氟乙烯、尼龙）密封圈。由于塑料强度低、易变形、热膨胀系数大，在设计时要顾及这些特点，采用简单的结构，避免带尖角等易断裂的型式。图 4-130 为高压氮氢气循环压缩机上采用的填充聚四氟乙烯密封圈的结构型



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式，填料不注油，靠活塞杆表面渗入的少量油和气体中带进的少量油雾润滑。有金属箍套的开直口平面密封圈（图 4-130*a*），结构简单，制造方便，安装时，两个塑料环的开口叉开，互相盖住，防止了轴向泄漏，而金属箍套防止了从开口处的径向泄漏，应用在低压氢气和空气压缩机中。整体开直口平面密封圈（图 4-130*b*），在密封圈 2 的开口处加有小帽，防止开口处的径向泄漏，小帽应有足够厚度，以免被气体压入缝隙，使密封圈失去补偿作用。安装时，密封圈 2 应在每一盒的低压侧。这种密封圈结构简单，加工方便，应用在中压氢气循环压缩机中。




*a*）　　*b*）

图 4-130　高压循环压缩机采用的塑料密封圈

1—塑料密封圈；2—金属箍套；3—螺形弹簧；4—圆柱销

塑料密封圈还有做成整环的，图 4-131 所示为 V 型环，多用于活塞杆直径比较小的情况。轴向压紧压板时，密封圈产生径向变形，压紧活塞杆，达到密封气体的作用。图 4-132 为整圈碟形密封圈，用于低压空气压缩机上。密封圈稍带过盈套入活塞杆，运转时，靠密封圈内外压差，自紧密封。整环密封圈结构简单，安装方便。

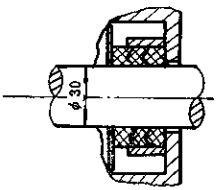



图 4-131　整环式塑料密封圈

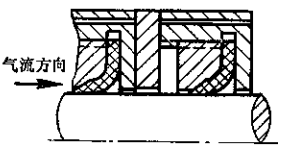



图 4-132　整圈碟形密封圈

每组平面填料所需密封圈的盒数，可按活塞杆直径和承受的压差参考表 4-26 查得。采用塑料作密封圈时，由于优良的密封性能，盒数可酌情减少。

每组锥形填料所需不同角度的密封圈盒数，可按气体压力差从表 4-27 查得。

定位销的尺寸可按表 4-28 选取。销的直径公差按 *ga* 级加工。

**表 4-26　平面密封圈盒数**

| 工作压力差（公斤/厘米²） | 10 | 25 | 40 | 64 | 100 |
|---|---|---|---|---|---|
| 活塞杆直径（毫米） | 密封圈盒数 | | | | |
| 25～50 | 3 | 4 | 4～5 | 5～6 | 6～7 |
| 55～80 | 4 | 4～5 | 5～6 | 6～7 | 7～8 |
| 90～150 | 5 | 5～6 | 6～7 | 7～8 | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-27 锥形密封圈盒数

| 工作压力差（公斤/厘米²） | 密封圈的α角 | | |
|---|---|---|---|
| | 10° | 20° | 30° |
| | 不同α角的盒数 | | |
| <100 | | 1 | 3 |
| 100～200 | | 2 | 3 |
| 200～320 | 1 | 2 | 2 |

表 4-28 定位销尺寸 （毫米）

| 活塞杆直径 | 25～55 | 60～90 | 100～130 |
|---|---|---|---|
| 圆柱销 | φ1.6×10 | φ2×12 | φ2×15 |

图 4-133 是 L 型动力用空气压缩机上的低压填料，采用斜口三瓣密封圈，末端用单向刮油圈刮去活塞杆上来自十字头方向的润滑油。无注油孔，靠气缸润滑油和活塞杆上未刮尽的润滑油进行润滑。也有从气缸一侧装入的类似结构（图 4-134）。考虑到填料无注油点，在密封圈内圆上开了油槽。也有不开油槽的，并未发现不良情况。

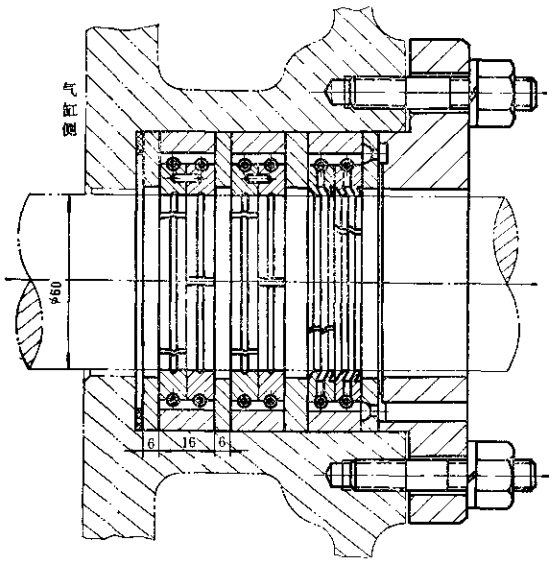



图 4-133 L 型空气压缩机低压填料



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

图 4-135 表示一般常用的低、中压填料的结构型式。填料对于活塞杆的偏斜和振动是很敏感的，故在前端加有镶轴承合金或塑料的导向套。压力差较大时，为了减轻密封圈的负担，可以在导向套内圆开沟槽，构成迷宫节流形式。气缸内气体沿迷宫间隙流动时，受到迷宫环槽的阻碍，其动能化为热能，逐段节流降压。密封圈和导向套靠注入的油润滑，注油还能带走摩擦热和提高填料的密封性能。注油点 $A$、$B$ 设在导向套和第二组密封圈的上方。在填料右侧设有气室，从密封圈中漏出的微量气体和油沫，自气室里的小孔 $C$ 放出，气室的密封靠其右侧的前置密封圈保证。在密封有害、有毒、易爆气体时，必须采用抽气或用惰性气体吹入气室，带走漏出的气体，防止它通过前置密封圈漏入机房。

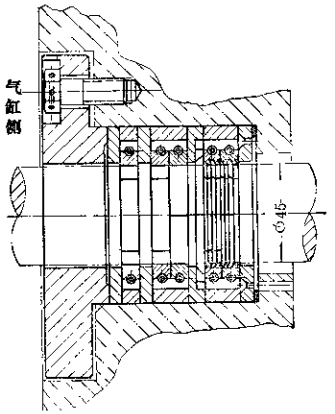



图 4-134 从气缸侧装入的空气压缩机低压填料

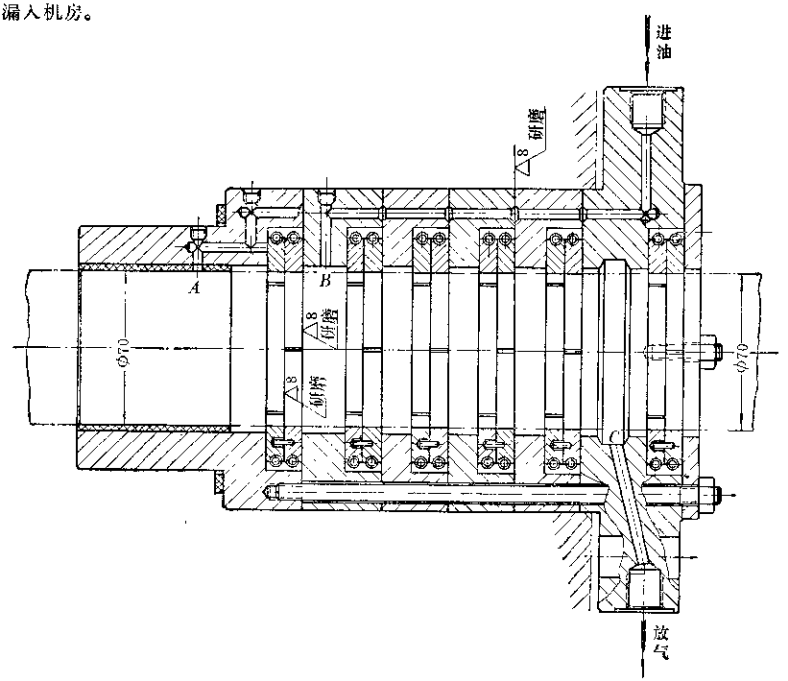



图 4-135 采用三、六瓣密封圈的中低压填料



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

为了缩短密封圈的自紧密封过程，在密封圈前设置轴向推力弹簧，如图 4-136 所示。弹簧与密封圈之间有一块环形隔圈，隔圈不应与活塞杆相碰。由于轴向弹簧的存在，使填料尺寸加长。要求尺寸紧凑的压缩机，可用图 4-137 所示的簧片式轴向弹簧。

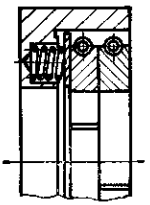


图 4-136　设置轴向推力弹簧的平面密封圈

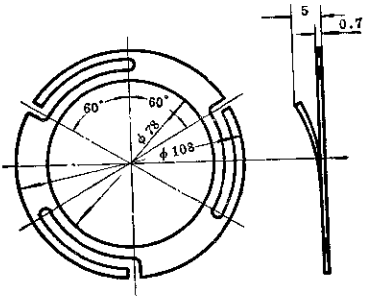



图 4-137　簧片式轴向弹簧

为了改善填料、活塞杆的工作条件，提高寿命，填料需要有良好的冷却，以带走密封圈和活塞杆的摩擦热及气体带来的热量。无注油点填料和塑料填料的冷却更为重要。

图 4-138 为二氧化碳压缩机Ⅳ级的填料结构，密封压差达 80 公斤/厘米$^2$，用图 4-130*a* 的密封圈，在填料盒上开有水道，冷却水在其中环形流动，各填料盒中的冷却水流动途径如图所示，这样能保证周向温度分布比较均匀，冷却水处于湍流状态，以利冷却。

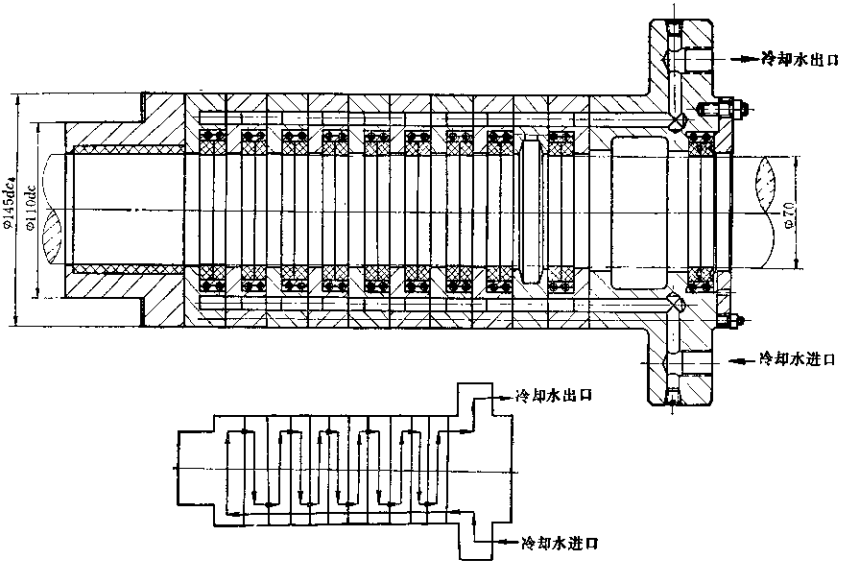



图 4-138　二氧化碳压缩机Ⅳ级填料



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

图 4-139 是氮氢气压缩机的一组高压金属填料，密封圈的材料为锡青铜。图 4-140 为氮氢气循环压缩机上的高压填料，密封圈的材料为填充聚四氟乙烯。两种填料采用相同的冷却结构，在填料盒的圆周上开有许多直孔，各盒组合时即构成水道，水从下部进入，在填料中由下到上左右串通，最后从上部流出。这种冷却方式，填料周向温度是不均匀的。

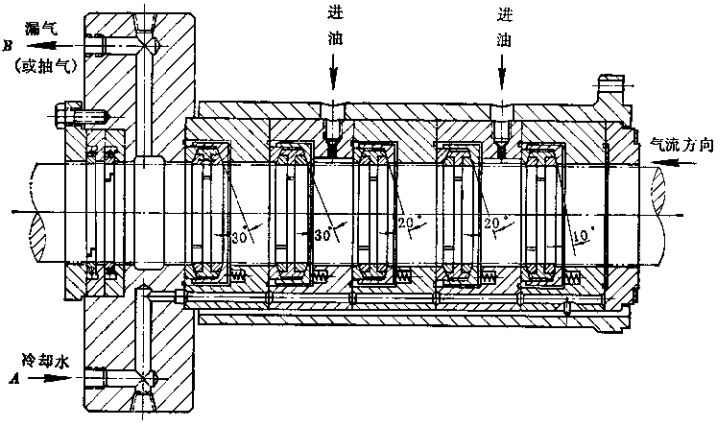



图 4-139 氮氢气压缩机的高压金属填料

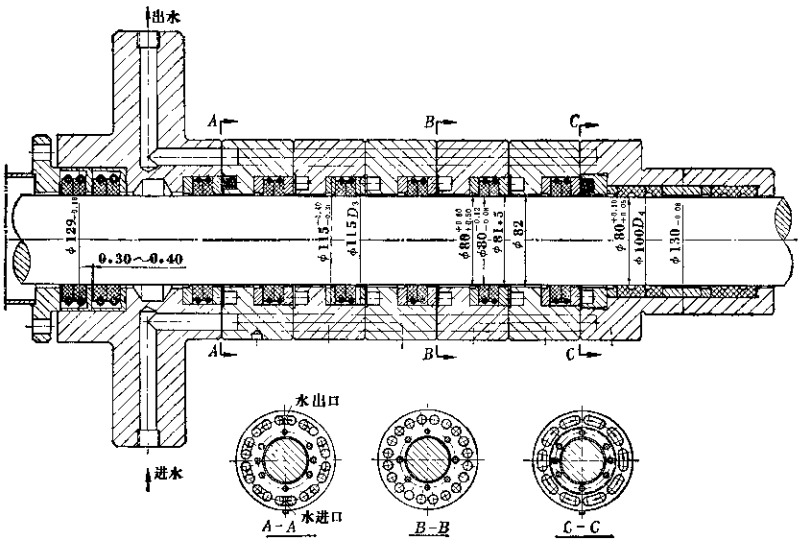



图 4-140 氮氢气循环压缩机高压填料



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

除在填料盒中开孔冷却外，还有如图4-141、图4-142的一般金属填料常用的冷却形式。图4-143是将填料壳体开几个窗口，密封盒外圆开环槽，使之浸在水中。水平设置填料的窗口应在上下两个位置，这样，冷却效果好，但容易生锈，在拆填料时，首先必须用水清洗。

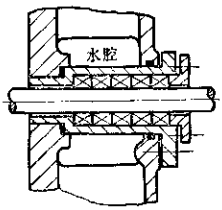



图 4-141 冷却填料盒外套的结构

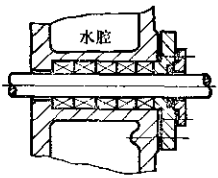



图 4-142 一般金属填料的冷却形式

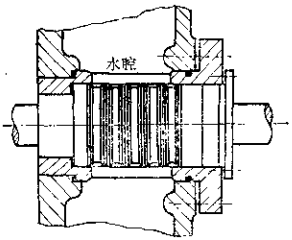



图 4-143 填料浸在水中冷却

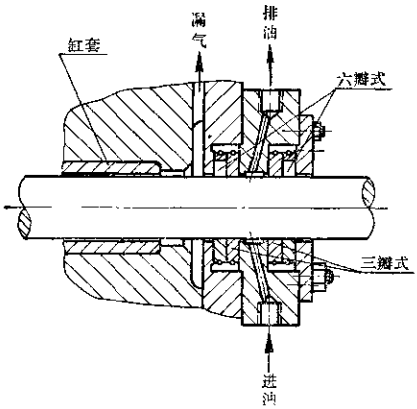



图 4-144 用油压密封的高压缸填料

对于易爆或有毒气体，要保证气体不泄漏到大气中，往往用软填料来密封，或用油压密封。图4-144是用油辅助密封气体外漏的密封器示意图，使油压高于气压，并由油泵提供循环密封油。它能防止乙烯之类的易爆单体烃与空气相混合而发生爆炸事故，也能保证气体的纯度。其中采用三、六瓣式的平面填料，六瓣的密封圈各装在左、右外侧。

## 四、活塞杆刮油器

刮油器按其刮油的要求和工作性质，大致可分以下四种：

1.对于一般隔油要求不高的压缩机，如低压空气压缩机，只需将刮油圈装在填料的末端，以防十字头润滑油大量地进入气缸并与气体一起排出，见图4-133。

2.对于工艺流程中配套的压缩机，要求气体尽量少含油，因此在十字头导轨一端装有一个双向刮油器，把两种油分别向各自的方向刮回，每边开回油孔，使油回到自己的一侧，如图4-145。

3.对于气缸、填料实行无油润滑的压缩机，刮油器的作用是阻止十字头润滑油进入填料和气缸，因而刮油圈只向十字头一方回油。

4.对于严禁机油进入填料的氧气压缩机，对刮油器刮油效果的要求很严，要求在刮油器的外侧不见油滴和油雾。此外，还必须在刮油器和填料之间的活塞杆上装一个挡油器，挡油器内用耐油橡胶圈与活塞杆卡紧，堵住了油沿活塞杆向填料渗入的道路，防止机油与氧气接触而可能引起的燃烧事故，见图4-146。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

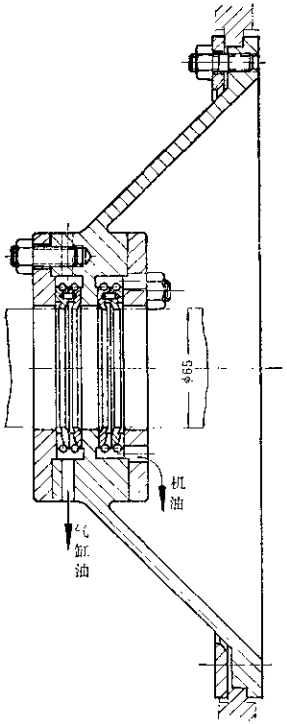



图 4-145 卧式双向刮油器

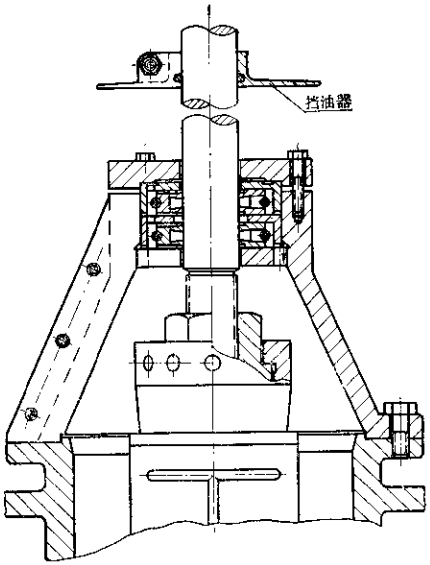



图 4-146 立式氧气压缩机的刮油器

十字头在导轨内作往复运动，就象一个活塞推动导轨内的空气，造成空气升压，使刮油器效果变坏，甚至把刮油器中的油吹成油雾，通过刮油器向填料扩散。因此，导轨两侧必须有足够的气窗，让空气回流，避免升压。

卧式的刮油器，回油孔应开在下面，孔径宜大。上面应开透气孔，使回油顺利。

氧气压缩机的回油孔必须通向十字头一侧。

刮油圈的结构形式较多，通常用的有四种，见图4-147、图4-148、图4-149、图4-150。除了图 4-148 的刮油圈因厚度大，且为 45°斜口，可单个为一盒外，其余三种均需两个为一盒。空气压缩机常用的三斜口刮油圈尺寸见表4-29，双向刮油圈尺寸见表4-30，4-31。

刮油圈的技术要求与密封圈一样。

**五、填料的技术要求**

（一）材质要求

平面密封圈和刮油圈用 HT 20-40 灰铸铁。特殊需要时可用其他材料，如合金铸铁、青铜及镶轴承合金等。锥形密封圈采用 8-12 锡青铜和 11-6 锡锑轴承合金。其中锡锑合金用于



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

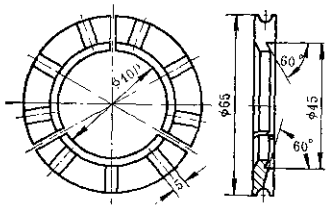



图 4-147 单向刮油圈

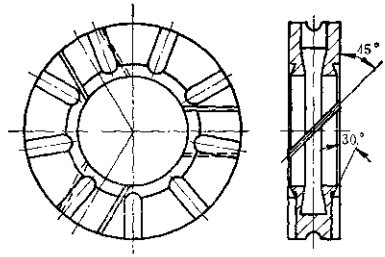



图 4-148 双向刮油圈

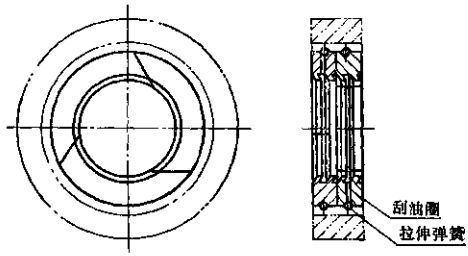



图 4-149 三斜口刮油圈

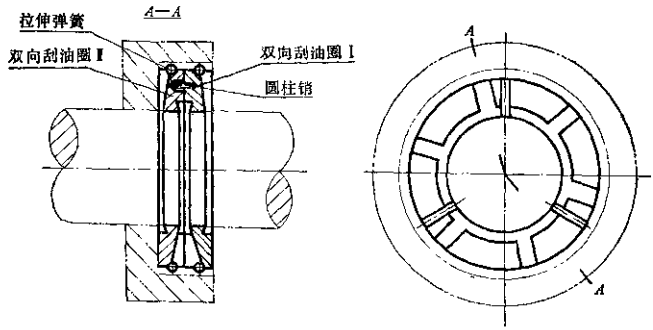



图 4-150 双向刮油圈

压力差较低的场合。压力差很高时，可以采用高铅青铜。

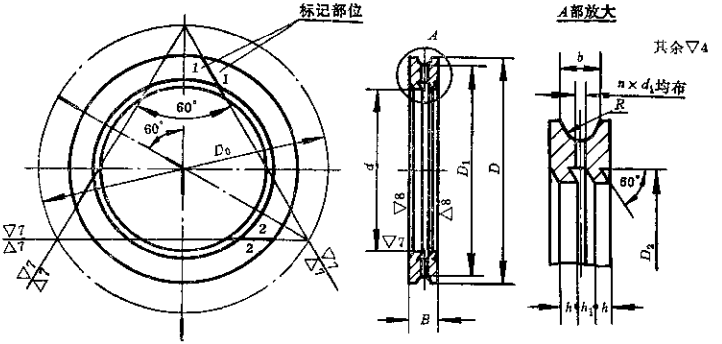
HT 20-40 铸铁件的金相组织应为片状及粗斑状珠光体，不允许有游离的渗碳体存在，允许少量过冷的共晶体夹杂物及分散的晶粒状铁素体存在。

铸铁件的加工表面不得有气孔、砂眼、裂痕等缺陷，硬度要求 HB 180～230。锥形密封圈加工后的表面不应有夹渣、气孔、缩松、偏析和划伤等缺陷。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-29　三斜口刮油圈尺寸




（毫米）

| 活塞杆直径 d 公称尺寸 | 公差 | B 公称尺寸 | B 公差 | D | $D_1$ | $D_2$ | $D_0$ | b | R | h | $h_1$ | $d_1$ | n | 选用弹簧 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 25 | +0.023 | 7 | -0.015<br>-0.055 | 40 | 35 | 28 | 46 | 5 | 2 | 2 | 2 | 1.5 | 3 | 0.5×3.5×100 |
| 30 | | | | 45 | 40 | 33 | 52 | | | | | | | 0.5×3.5×100 |
| 35 | +0.027 | | | 50 | 45 | 38 | 60 | | | | | | | 0.5×3.5×111 |
| 40 | | | | 55 | 50 | 43 | 70 | | | | | | | 0.5×3.5×123 |
| 45 | | | | 60 | 54 | 48 | 78 | 6 | 2.5 | | 2.5 | 2 | 6 | 0.5×3.5×136 |
| 50 | | 8 | | 70 | 64 | 54 | 87 | | | | | | | 0.8×4.8×195 |
| 55 | | | | 75 | 69 | 59 | 98 | | | | | | | 0.8×4.8×208 |
| 60 | +0.030 | | | 80 | 74 | 64 | 105 | | | | | | | 0.8×4.8×223 |
| 65 | | | | 85 | 79 | 70 | 112 | | | | | | | 0.8×4.8×236 |
| 70 | | | | 90 | 84 | 75 | 120 | | | | | | | 0.8×4.8×249 |
| 80 | | | | 105 | 98 | 85 | 140 | | | | | | | 0.8×4.8×289 |

注：①本表刮油圈与三斜口密封圈配合使用。
②如有必要，允许采用其它的开口型式，而 $d$、$D$、$B$ 尺寸可以保持不变。
③技术条件参照“密封圈和刮油圈技术条件”的规定。

塑料密封圈的材质要求见附录。

（二）加工要求

1.平面密封圈和刮油圈

密封圈的两端面应平行，不平行度在100毫米长度上不得大于0.02毫米。

密封圈和刮油圈的内孔椭圆度和锥形度应不大于内径公差之半。

密封圈的边缘应倒棱，去毛刺；但刮油圈的刮油齿不得倒棱。

密封圈在密封盒内的轴向间隙在0.035～0.150毫米左右。盒的深度按 $D_4$ 级公差加工。

2.锥形密封圈

T 形环、前后锥环的锥面应同时加工，并使它们与相应的压紧环、支承环的实际接触面不少于总面积的 75%，且接触均匀。前后锥形环直角部分不应倒角。密封圈内径公差采用 $Gd$ 级过渡配合。

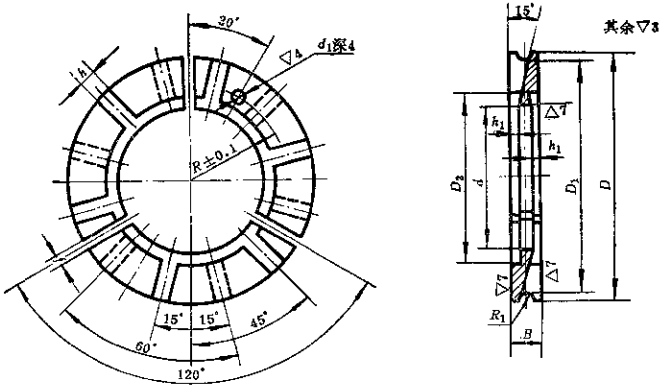
（三）弹簧核算

1.外圆箍紧拉伸弹簧



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-30　双向刮油圈（Ⅰ）尺寸




（毫米）

| 活塞杆直径 $d$ 公称尺寸 | $d$ 公差 | $B$ 公称尺寸 | $B$ 公差 | $D$ | $D_1$ | $D_2$ | $R$ | $R_1$ | $d_1$ 公称尺寸 | $d_1$ 公差 | $h$ | $h_1$ | $f$ | 选用弹簧 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 25 | +0.023 | 7 | | 50 | 46 | 30 | 20 | 2 | 3 | +0.02 | 4 | 2 | 1.5 | 0.5×3.5×123 |
| 30 | | | | 55 | 51 | 35 | 22 | | | | | | | 0.5×3.5×123 |
| 35 | +0.027 | | | 60 | 56 | 40 | 24 | | | | | | | 0.5×3.5×136 |
| 40 | | | | 65 | 61 | 45 | 26 | | | | | | | 0.5×3.5×147 |
| 45 | | | | 70 | 65 | 50 | 28 | | | | 5 | | | 0.8×4.8×195 |
| 50 | | | | 75 | 70 | 55 | 32 | | | | | | | 0.8×4.8×208 |
| 55 | +0.030 | 8 | −0.015<br>−0.059 | 80 | 75 | 61 | 34 | 2.5 | 4 | +0.025 | | | | 0.8×4.8×223 |
| 60 | | | | 90 | 85 | 66 | 38 | | | | 6 | | | 0.8×4.8×249 |
| 65 | | | | 95 | 90 | 71 | 40 | | | | | | | 0.8×4.8×266 |
| 70 | | | | 100 | 95 | 76 | 42 | | | | | | | 0.8×4.8×289 |
| 80 | | | | 110 | 105 | 86 | 48 | | | | | | | 0.8×4.8×307 |
| 90 | +0.035 | 9 | | 120 | 114 | 96 | 52 | 3 | | | 8 | | 2 | 1×5.5×335 |
| 100 | | | | 130 | 124 | 106 | 58 | | | | | | | 1×5.5×364 |
| 110 | | | | 140 | 134 | 116 | 62 | | | | | | | 1×5.5×392 |
| 120 | | | | 150 | 144 | 126 | 68 | | | | | | | 1×5.5×420 |
| 130 | +0.040 | | | 160 | 154 | 136 | 72 | | | | 10 | | | 1×5.5×449 |

注：①本表与表4-31中“双向刮油圈”配套使用，刮油圈在填料组件中装配位置见图4-150。
②如有必要，允許采用其它型式，而 $d$、$D$、$B$ 尺寸可以保持不变。
③技术条件参照“密封圈和刮油圈技术条件”的规定。

拉伸弹簧的作用除了把平面密封圈依次箍在活塞杆上外，尚给活塞杆以 0.3～0.8 公斤/厘米²的比压，以获得密封所需的预紧力。

弹簧型号可按活塞杆直径查表确定，各种型号的弹簧尺寸见表4-32。

对于选定的弹簧，若不采用表4-32中规定的材料及加工方法，则要核算其对活塞杆的比压和在工作状态下的剪切应力。

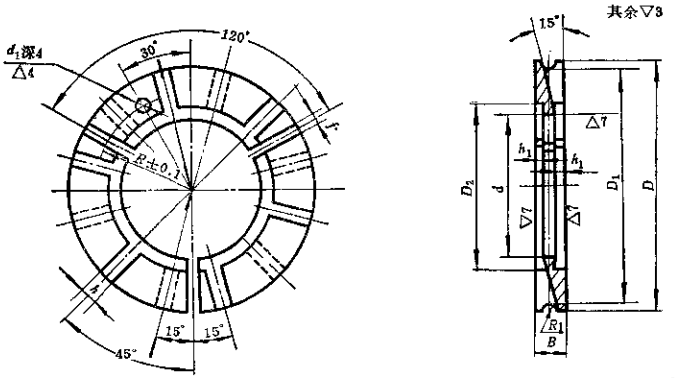
密封圈对活塞杆的比压用下式计算：

$$p=\frac{2P_2}{dB}\text{（公斤/厘米²）} \qquad (4\text{-}79)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-31　双向刮油圈（Ⅱ）尺寸




（毫米）

| 活塞杆直径 d 公称尺寸 | 公差 | B 公称尺寸 | 公差 | D | $D_1$ | $D_2$ | R | $R_1$ | $d_1$ | h | $h_1$ | f | 选用弹簧 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 25 | +0.023 | 7 | -0.015 -0.055 | 50 | 46 | 30 | 20 | 2 | 3.5 | 4 | 2 | 1.5 | 0.5×3.5×123 |
| 30 | | | | 55 | 51 | 35 | 22 | | | | | | 0.5×3.5×123 |
| 35 | +0.027 | | | 60 | 56 | 40 | 24 | | | | | | 0.5×3.5×136 |
| 40 | | | | 65 | 61 | 45 | 26 | | | | | | 0.5×3.5×147 |
| 45 | | 8 | | 70 | 65 | 50 | 28 | 2.5 | | 5 | | | 0.8×4.8×195 |
| 50 | | | | 75 | 70 | 55 | 32 | | | | | | 0.8×4.8×203 |
| 55 | +0.030 | | | 80 | 75 | 61 | 34 | | 4.5 | | | | 0.8×4.8×223 |
| 60 | | | | 90 | 85 | 66 | 38 | | | 6 | | | 0.8×4.8×249 |
| 65 | | | | 95 | 90 | 71 | 40 | | | | | | 0.8×4.8×266 |
| 70 | | | | 100 | 95 | 76 | 42 | | | | | | 0.8×4.8×289 |
| 80 | | | | 110 | 105 | 86 | 48 | | | | | | 0.8×4.8×307 |
| 90 | +0.035 | 9 | | 120 | 114 | 96 | 52 | 3 | | 8 | | 2 | 1×5.5×335 |
| 100 | | | | 130 | 124 | 106 | 58 | | | | | | 1×5.5×364 |
| 110 | | | | 140 | 134 | 116 | 62 | | | | | | 1×5.5×392 |
| 120 | | | | 150 | 144 | 126 | 68 | | | | | | 1×5.5×420 |
| 130 | +0.04 | | | 160 | 154 | 136 | 72 | | | 10 | | | 1×5.5×449 |

注：①本表与表4-30中“双向刮油圈”配套使用，刮油圈在填料组件中装配见图4-150。
②如有必要，允许采用其它型式，而$d$、$D$、$B$尺寸可以保持不变。
③技术条件参照“密封圈和刮油圈技术条件”的规定。

式中　$P_2$——弹簧的工作拉力（公斤）；

$d$——密封圈内径（厘米）；

$B$　—密封圈宽度（厘米）。

弹簧的工作拉力$P_2$按下式计算：

$$P_2=\frac{Gd^4F_2}{8D_2^3n}+P_0\text{（公斤）}\qquad(4\text{-}80)$$

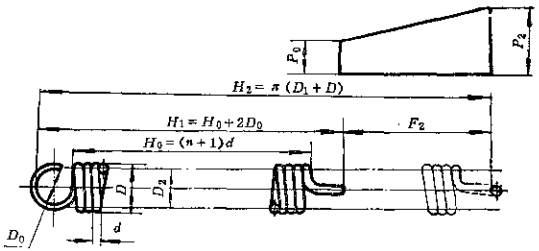
式中　$G$——材料的剪切弹性模数（公斤/毫米$^2$），可查附录三；

$F_2$——弹簧变形量（毫米），$F_2=H_2-H_1$，见表4-32附图；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-32 拉伸弹簧尺寸




| $D$ (毫米) | $D_2$ (毫米) | $D_0$ (毫米) | $d$ (毫米) | $P_0$ (公斤) | $P_2$ (公斤) | $F_2$ (毫米) | $H_2$ (毫米) | $H_1$ (毫米) 公称尺寸 | $H_1$ (毫米) 公差 | $n$ | $L$ (毫米) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 3.5±0.2 | 3 | 2.5 | 0.5 | 0.288 | 0.75 | 36 | 136 | 100 | +4 −2.5 | 189 | 1890 |
| | | | | | | 41 | 152 | 111 | | 212 | 2018 |
| | | | | | | 45 | 158 | 123 | | 235 | 2230 |
| | | | | | | 51 | 187 | 136 | | 262 | 2490 |
| | | | | | | 55 | 202 | 147 | | 284 | 2698 |
| 4.8±0.2 | 4 | 3.2 | 0.8 | 0.765 | 1.4 | 21 | 216 | 195 | +5.5 −2.5 | 235 | 2975 |
| | | | | | | 24 | 232 | 208 | | 252 | 3190 |
| | | | | | | 25 | 248 | 223 | | 270 | 3418 |
| | | | | | | 27 | 263 | 236 | | 287 | 3630 |
| | | | | | | 29 | 278 | 249 | | 304 | 3845 |
| | | | | | | 31 | 297 | 266 | +6 −3 | 324 | 4085 |
| | | | | | | 34 | 323 | 289 | | 353 | 4480 |
| | | | | | | 37 | 344 | 307 | | 376 | 4750 |
| 5.5±0.3 | 4.5 | 3.5 | 1 | 1.265 | 2.6 | 39 | 374 | 335 | +6.5 −3.5 | 328 | 4670 |
| | | | | | | 42 | 406 | 364 | | 357 | 5080 |
| | | | | | | 46 | 438 | 392 | | 385 | 5475 |
| | | | | | | 49 | 469 | 420 | +8 −4 | 413 | 5875 |
| | | | | | | 52 | 501 | 449 | | 442 | 6290 |

$D_2$—— 弹簧中径（毫米）；

$n$——弹簧有效圈数；

$P_0$——初拉力（公斤）。

弹簧的初拉力 $P_0$ 可按下式计算：

$$P_0=\frac{\pi d^3\tau_0}{8KD_2}\text{（公斤）} \tag{4-81}$$

式中 $\tau_0$——弹簧并紧时的初应力（公斤/毫米$^2$），$\tau_0=(0.2\sim0.3)\tau$；

$\tau$——材料剪切应力极限（公斤/毫米$^2$），查附录三；

$K$——曲度系数，

$$K=\frac{4C-1}{4C-4}+\frac{0.615}{C} \tag{4-82}$$

其中 $C$ 为弹簧指数，$C=\frac{D_2}{d}$。

弹簧在工作拉力 $P_2$ 作用下的剪切应力 $\tau_2$ 可按下式核算：

$$\tau_2=\frac{8KD_2P_2}{\pi d^3}\leqslant[\tau]\text{（公斤/毫米}^2\text{）} \tag{4-83}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

[τ]为许用剪切应力，查附录三。

**例**：核算活塞杆直径为50毫米的三、六瓣填料的拉伸弹簧的比压和剪切应力。钢丝材料为4Cr13。

**解**：从表4-24 *a*）选用弹簧0.8×4.8×208，$D_1=70$ 毫米，$B=8$ 毫米。再从表4-32查得其尺寸为：$D=4.8$ 毫米，$D_2=4$ 毫米，$D_0=3.2$ 毫米，$d=0.8$ 毫米，$H_1=208$，$n=252$。

工作状态下总长度 $H_2$：

$$H_2=\pi(70+4.8)=235\text{（毫米）}$$

弹簧的变形量 $F_2$：

$$F_2=235-208=27\text{（毫米）}$$

按式4-80计算弹簧工作拉力 $P_2$，先按式4-81计算弹簧的初拉力 $P_0$：

$$P_0=\frac{\pi d^3\tau_0}{8KD_2}\text{（公斤）}$$

取：$\tau_0=0.12\sigma_b=0.12\times75=9$（公斤/毫米²）

$$C=\frac{D_2}{d}=\frac{4}{0.8}=5$$

$$K=\frac{4C-1}{4C-4}+\frac{0.615}{C}=\frac{4\times5-1}{4\times5-4}+\frac{0.615}{5}=1.311$$

$$\text{则：}P_0=\frac{\pi\times0.8^3\times9}{8\times1.311\times4}=0.345\text{(公斤)}$$

工作拉力：

$$P_2=\frac{Gd^4F_2}{8D_2^3n}+P_0=\frac{8000\times0.8^4\times27}{8\times4^3\times252}+0.345=1.031\text{（公斤）}$$

核算比压：

$$p=\frac{2P_2}{dB}=\frac{2\times1.031}{5\times0.8}=0.516\text{（公斤/厘米²）}$$

扭转剪应力：

$$\tau=\frac{8KD_2P_2}{\pi d^3}=\frac{8\times1.311\times4\times1.031}{\pi\times0.8^3}=27\text{（公斤/厘米²）}<[\tau]$$

2.锥形填料的轴向弹簧设计

在每一个密封盒内，根据需要配置若干个弹簧，保证密封圈对活塞杆产生必要的比压，以 $p_1$ 来表示。

当初步选定比压力之后，则可以按下式算出在一个盒内全部弹簧的总弹力：

$$T=\frac{\pi dBp_1}{2\operatorname{tg}(\alpha-\rho)}\text{（公斤）}\qquad(4\text{-}84)$$

式中 $d$ ——活塞杆直径（厘米）；

$B$ ——密封圈宽度（厘米）；

$p_1$ ——比压（公斤/厘米²），见表4-34；

$\alpha$ ——倾斜角（度）；

$\rho$ ——材料的摩擦角（度），对于青铜$\rho=6°$。

当初步定出弹簧个数$n$，则每个弹簧应产生的弹簧力$P_2$为：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$P_2=\frac{T'}{n}\text{（公斤）}\qquad(4\text{-}85)$$

表 4-33 不同$\alpha$角时的$\mathrm{tg}(\alpha-\rho)$

| 倾斜角$\alpha$（度） | 10 | 15 | 20 | 30 |
|---|---|---|---|---|
| $\mathrm{tg}(\alpha-\rho)$，$\rho=6°$时 | 0.067 | 0.158 | 0.249 | 0.445 |

求出$P_2$之后，再参照气阀弹簧计算，求得各个尺寸。

在一组填料中，由于$\alpha$角不同，而密封盒、轴向弹簧往往却全部通用，弹簧个数也各盒相同，因此各道密封圈的比压也不同。接近活塞一端的密封圈的$\alpha$角小，比压就小，后部的$\alpha$角大，比压就大。这正好弥补了后部气体压力低、自紧力不足的需要。因此在决定由弹簧产生的比压时，只需确定本组填料中$\alpha$角最小的第一道密封圈的比压，不必逐道计算。表4-34推荐了第一道密封圈在$\alpha$角为某一定值时的比压范围。

表 4-34 第一道密封圈为$\alpha$角时的比压

| 最小倾角 $\alpha$（度） | 10 | 15 | 20 |
|---|---|---|---|
| 比压范围(公斤/厘米$^2$) | 0.15～0.35 | 0.4～0.7 | 0.7～1.0 |

但是，有时为了部件通用，常常超出表中的范围。

在活塞杆直径很大时，如果取较大的比压值，则弹簧的总轴向推力会达到数百公斤，给装配工作带来困难。

**例**：已知活塞杆直径$d=70$毫米，密封圈宽$B=28$毫米，第一道的倾角$\alpha=15°$，摩擦角$\rho=6°$，每一个盒内的弹簧个数$n=12$个。求每个弹簧的工作弹力$P_2$。

**解**：查表4-33，$\alpha=15°$时，$\mathrm{tg}(\alpha-\rho)=0.158$，查表4-34，$\alpha=15°$时，比压$p_1=0.4\sim0.7$公斤/厘米$^2$，现取$p_1=0.5$公斤/厘米$^2$。

每一个盒内总的弹簧力：

$$T'=\frac{\pi dBp_1}{2\mathrm{tg}(\alpha-\rho)}=\frac{3.14\times7\times2.8\times0.5}{2\times0.158}=97.5\text{（公斤）}$$

每个弹簧的工作弹力：

$$P_2=\frac{T'}{n}=\frac{97.5}{12}=8.1\text{（公斤）}$$

## 第五节 活 塞 环

### 一、概述

活塞环是密封气缸镜面和活塞间的缝隙用的零件。另外，它还起布油和导热的作用。对活塞环的基本要求是密封可靠和耐磨损。它是易损件，在设计中尽量选用标准件和通用件，以利生产管理。

活塞环上有开口，在自由状态时，其直径大于气缸的直径（见表4-36附图），因此活塞



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

环装入气缸时，由于材料本身的弹性，产生一个对气缸壁的预压力。活塞环装在活塞中与槽壁间应留有间隙。压缩机工作时，活塞环在其前压力（$p_1$）与后压力（$p_2$）的压力差作用下（图4-151），被推向压力较低（$p_2$）的一方，即密封了气体沿环槽端面的泄漏。作用在活塞环内圆上的压力，约等于环前的压力$p_1$，此压力大于作用在活塞环外圆上的平均压力，于是形成压力差，将环压向气缸镜面，阻止了气体沿气缸壁面的泄漏。

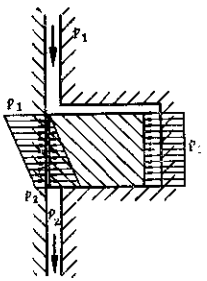



图 4-151　活塞环的密封原理

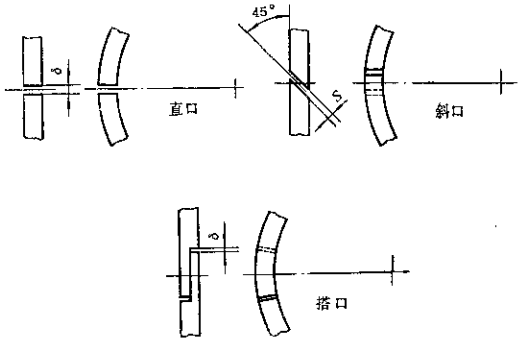



图 4-152　活塞环的切口形式

气体从高压侧的第一道环逐级漏到最后一道环时，每一道环所承受的压力差相差甚大，第一道活塞环承受着主要的压力差，并且随着转数的增高，压力差也增高。第二道环承受的压力差就不大，以后各环逐级减小。因此环数过多是没有必要的，反而会增加气缸磨损，增大摩擦功。

活塞环的开口，常用的有直口和45°斜口两种，搭口的（图4-152）密封性在使用中和直口、斜口无显著差别，但工艺复杂，而且环端在安装时容易折断，已很少采用。用塑料做活塞环时，由于强度较低，斜口的夹角处易断裂，故多采用直口。

活塞环外圆锐角倒成小圆角，以利形成润滑油膜，减小泄漏和磨损，内圆锐角倒成45°角。

还有一些特殊结构的活塞环，如微型高转数压缩机中，可用轴向高度仅1～1.5毫米的薄片活塞环，由二至四片装在同一环槽内（图4-153$a$），各片切口相互错开。这种结构具有良好的密封性，易同气缸镜面磨合，使气缸不致拉毛。

在铸铁环上镶嵌填充聚四氟乙烯，能防止气缸拉毛，并延长环的寿命。这种环在高压级中已被采用（图4-153$b$）。还有的在铸铁环上镶嵌青铜或轴承合金（图4-153$c$、$d$）。青铜可以是一条或两条，而轴承合金则采用一条。在镶嵌的凸出部分磨完之前，显然其实际比压是增加了。用镶嵌塑料或金属的方法虽能避免拉缸，使气缸和活塞环易于磨合，但工艺复杂，故应用不广泛。

铸铁环作多孔性镀铬，有利于环在环槽内的滑动和降低环接触表面的加工要求；由于孔隙内能存润滑油，因而减少了环与气缸镜面的磨损。

低压空气压缩机中直径不大的活塞环，将内圆的一个锐角加工成（1.5～2）×45°的倒角（图4-153$e$），以减弱活塞环倒角侧的弹力。在单作用活塞中，将这种环的倒角边装在气缸盖侧，可防止活塞出现严重的窜油现象。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

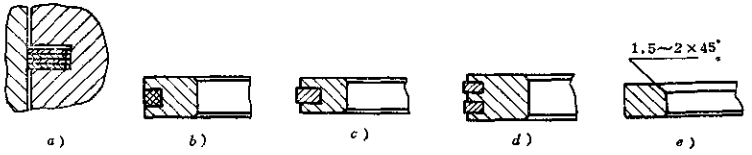



图 4-153 特殊结构活塞环

在超高压压缩机中使用的活塞环结构如图 4-154 所示。它由两个中间镶有铜锡合金（Sn4.8%，Cu95.2%）的活塞环，以及共用的一个弹力环和隔距环组成一组。活塞环的基体是合金铸铁，弹力环和隔距环是用调质铬钢制成，硬度HB＝300～350，强度$\sigma_b$＝110～130公斤/毫米²。使用五组活塞环即能密封1750公斤/厘米²的压力。

其余▽6

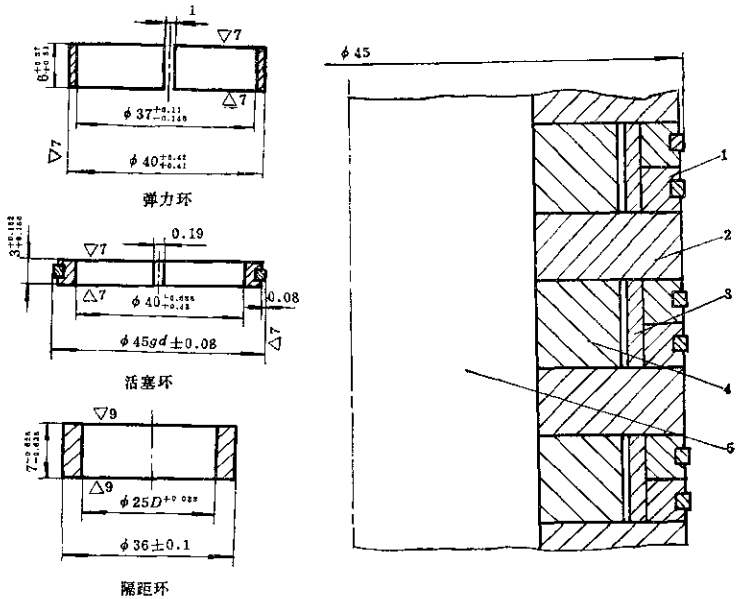



图 4-154 超高压压缩机气缸密封用活塞环结构及主要元件

1—活塞环；2—垫环；3—弹力环；4—隔距环；5—活塞杆

在单作用气缸中，为了防止曲轴箱内的润滑油窜入气缸，采用图 4-155 中各种型式的刮油环。刮油环的工作面应有锋利的边缘，以便把气缸壁面上的润滑油刮下。在活塞上有导油沟，把刮下的油导出。图中 a 为刮油环的结构，为将润滑油引出，在环中间加工出圆弧形槽；图中 b 为装入活塞上的情形。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

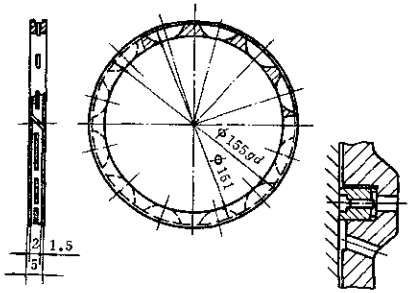



图 4-155 常用的刮油环结构

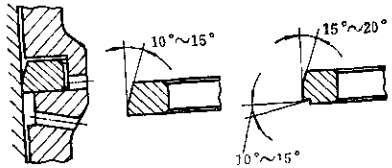



图 4-156 结构简单的刮油环

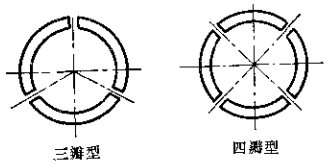



图 4-157 分瓣式塑料活塞环

图4-156中的刮油环，在环的上边带有10°～20°的锥角，在活塞走向上止点时，刮油环能浮在油膜上，这样可减少带入气缸的油。

在少油和无油润滑压缩机中，广泛采用塑料活塞环，材料同塑料密封圈的一样，结构同金属活塞环无多大差别，在直径较大、加工有困难时，可采用分瓣式结构，见图4-157。

由于塑料的弹性差，故塑料活塞环经常配用弹力环（弹力环的形式见图 4-158），以保证一定的比压。但也有不用弹力环的，特别是直径较大时，更趋向于不用弹力环，但分瓣式活塞环必须使用弹力环。

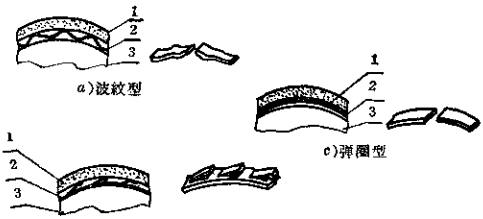



图 4-158 弹力环的形式

1—塑料活塞环；2—弹力环；3—活塞体

还有一种装在组合活塞上不开切口的双层组合活塞环(图4-159)。环由两圈组成，内圈为金属环，外圈为压入的一个塑料环。在环的外圆加工成梯形槽时，密封效果更好。活塞环装入气缸时带有间隙，机器运转后，活塞环膨胀，间隙缩小，故可达到良好密封。这种环不靠气体压力密封，摩擦耗功小，比压和磨损较均匀，可用在低压压缩机上。

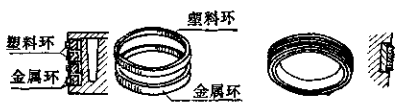



图 4-159 无切口的双层组合活塞环

a—组合活塞环的装配图；b—具有梯形槽的塑料环

## 二、活塞环的计算和选用

1.铸铁活塞环的环数可按以下经验公式估算：

$$z = \sqrt{\Delta p}$$

式中 $\Delta p$——活塞两边最大压差（公斤/厘米$^2$）。

活塞环的环数按上式算得后，可根据实际情况增减。高转数压缩机，环数可比计算值少些；对于易泄漏的气体，则可多些。采用塑料活塞环时，由于优良的密封性能，环数可比金



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

属活塞环少。

2.主要尺寸的确定

1）径向厚度：一般 $t=\left(\frac{1}{22}\sim\frac{1}{36}\right)D$（厘米）。式中 $D$ 为活塞环外径（厘米）。

在 $D\leqslant 50$ 毫米时，按组合活塞考虑，不再计算装配应力，$t$ 可取大值，$t=\left(\frac{1}{14}\sim\frac{1}{22}\right)D$（厘米）。大直径活塞环的 $t$ 取用小值，小直径时用大值。塑料活塞环，由于强度低，$t$ 值较金属活塞环大。

2）轴向高度：$h=(0.4\sim1.4)t$（厘米）。式中较小值用于大直径活塞环；较大值用于小直径活塞环和压差较大的级中的活塞环。轴向高度对密封性的影响不大，为减小摩擦面，不宜取得太大。但轴向高度增加，活塞环的弹力也增加，易于克服其端面和活塞环槽间的摩擦，故密封压差较大时，增加高度是有益的。

采用塑料活塞环时，环的高度比金属活塞环大，这在活塞环直径较小、密封压差较大时更为显著。

3）开口热间隙：

$$\delta=\alpha\pi D(t_2-t_1)\text{（毫米）}\qquad(4\text{-}86)$$

式中 $D$——活塞环外径（毫米）；

$t_2$——活塞环工作时的温度，通常取排气温度（℃）；

$t_1$——在检验尺寸 $\delta$ 时活塞环本身的温度，通常取室温20℃；

$\alpha$——活塞环材料的线膨胀系数（1/℃）、铸铁 $\alpha=1.1\times10^{-5}$/℃，塑料的线膨胀系数与其组成、温度、压制方向关系甚大，可查附录。

4）自由开口宽度：

$$A=\frac{7.08D\left(\frac{D}{t}-1\right)^3 p_k}{E}\qquad(4\text{-}87)$$

式中 $p_k$——活塞环的比压（公斤/厘米²），即在环本身的弹力作用下，使环贴紧气缸壁时，对缸壁的单位面积的压力，设计时比压可在下列范围选取：

$D>150$，$p_k=0.38\sim1$（公斤/厘米²），

$150\geqslant D>50$，$p_k=1\sim1.4$（公斤/厘米²），

刮油环，$p_k=0.3\sim0.5$（公斤/厘米²），

塑料活塞环的弹力环，$p_k=0.1\sim0.3$（公斤/厘米²）；

$E$——弹性模数（公斤/厘米²），按表4-35选取。

表 4-35 各种材料的 $E$ 值

| 材料 | 铸铁 | | | 合金铸铁 | 球墨铸铁 | 青铜 | 不锈钢 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $D\leqslant70$ | $70\leqslant D\leqslant300$ | $D>300$ | | | | |
| 弹性模数 $E$（公斤/厘米²） | $0.95\times10^6$ | $1\times10^6$ | $1.05\times10^6$ | $(0.9\sim1.4)10^6$ | $(1.5\sim1.65)10^6$ | $(0.85\sim0.95)10^6$ | $2.1\times10^6$ |

3.活塞环的应力核算

1）工作应力：工作应力为活塞环装入气缸时其外缘的弯曲应力。可用下式计算：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\sigma_1=3p_k\frac{D}{t}\left(\frac{D}{t}-1\right)\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}88)$$

灰铸铁许用应力$[\sigma_1]=1500\sim2500$公斤/厘米$^2$。

2）装配应力：装配应力为装配时环向外张开所产生的弯曲应力。可用下式计算：

$$\sigma_2=\frac{2.5E}{\left(\frac{D}{t}-1\right)^2}\left(1-\frac{A}{9.426t}\right)\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (4\text{-}89)$$

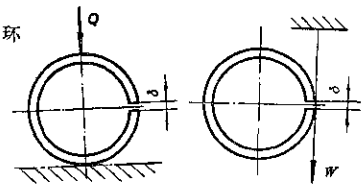
装配应力的许用值$[\sigma_2]=(1\sim1.5)[\sigma_1]$。

4.活塞环的弹力和弹性模数核算

对于现有的活塞环，可通过测定弹力以确定活塞环的比压和材料的弹性模数。

1）径向弹力：径向弹力$Q$为使开口间隙正好为$\delta$时所加的径向力大小(图4-160 $a$)。可用下式计算：

$$Q=\frac{p_khD}{0.76}\text{（公斤）} \qquad (4\text{-}90)$$




a）　　b）

图 4-160　检验活塞环的径向和切向弹力

式中　$p_k$——比压（公斤/厘米$^2$）；

$h$——轴向高度（厘米）；

$D$——活塞环外径（厘米）。

若用钢丝将环外圆围绕一周，开口为$\delta$时，用弹簧秤测得弹力$W$即为切向弹力（图4-160 $b$）。已知切向弹力，可用下式求出径向弹力：

$$Q=\frac{W}{0.38}\text{（公斤）} \qquad (4\text{-}91)$$

2）材料的弹性模数$E$：已测得径向弹力，可用下式核算：

$$E=\frac{5.38Q}{bA}\left(\frac{D}{t}-1\right)^3 \qquad (4\text{-}92)$$

式中　$E$——材料的弹性模数（公斤/厘米$^2$）；

$Q$——径向弹力（公斤）；

$b$——轴向宽度（厘米）；

$A$——自由开口尺寸（厘米）；

$D$——活塞环外径（厘米）；

$t$——径向厚度（厘米）。

如果气缸的内径符合表4-36规定，则铸铁活塞环的尺寸可按表4-36选取。

**三、活塞环的基本技术要求**

1.材料

活塞环的材料通常用灰铸铁、合金铸铁。环的直径$D$与灰铸铁牌号的选用关系见表4-37。

对于小直径活塞环或高转数压缩机活塞环，可用合金铸铁制造。常用的合金铸铁化学成分列于表4-38。

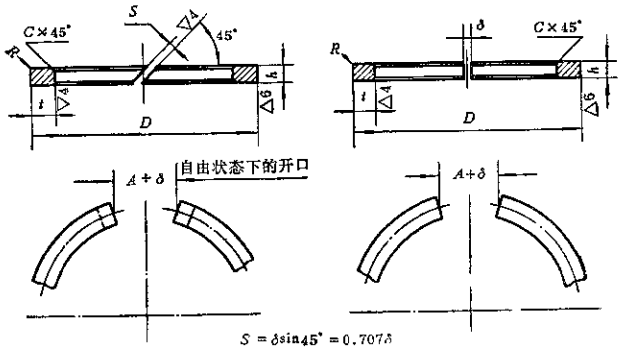
2.铸铁的金相组织

应是细片状的珠光体，并且有均匀分布的细片状、中等片状、旋涡形及直线形的石墨。允许有细小且均匀分布的断续网状磷化物共晶体夹杂物。过冷的共晶体石墨夹杂物及分散的晶粒状铁素体在磨片内，分别不得超过总面积的12%；不允许有游离的渗碳体存在；三元磷



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 4-36　灰铸铁活塞环的型式与尺寸




| 外径 | 径向厚度 t（毫米） | | 轴向高度 | 推荐热间隙 | | 自由开口 | 径向弹力 | 重量 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| D（毫米） | 公称尺寸 | 公差 | h（毫米） | 直口 δ（毫米） | 斜口 S（毫米） | A（毫米） | Q（公斤） | G（公斤） |
| 20 | 1.4 | ±0.125 | 2 | 0.15～0.25 | 0.1～0.2 | 0.50 | 0.8 | 0.0012 |
| 21 | 1.4 | | | | | 0.60 | 0.8 | 0.0013 |
| 22 | 1.4 | | | | | 0.80 | 0.9 | 0.0014 |
| 24 | 1.5 | | | | | 0.90 | 1.0 | 0.0015 |
| 25 | 1.5 | | | | | 1.10 | 1.0 | 0.0016 |
| 26 | 1.6 | | | | | 1.10 | 1.0 | 0.0018 |
| 28 | 1.7 | | | | 0.15～0.25 | 1.15 | 1.1 | 0.0024 |
| 30 | 1.8 | | 2.5 | 0.20～0.30 | | 1.25 | 1.4 | 0.0025 |
| 32 | 1.8 | | | | | 1.65 | 1.5 | 0.0027 |
| 34 | 1.9 | | | | | 1.80 | 1.6 | 0.0029 |
| 35 | 1.9 | | | | | 2.00 | 1.7 | 0.0030 |
| 38 | 2.0 | | | | | 2.40 | 1.8 | 0.0032 |
| 40 | 2.0 | | | | | 2.90 | 1.9 | 0.0034 |
| 42 | 2.0 | | | 0.30～0.40 | 0.20～0.30 | 3.60 | 2.0 | 0.0040 |
| 45 | 2.1 | | | | | 4.00 | 2.1 | 0.0046 |
| 48 | 2.2 | | | | | 4.50 | 2.2 | 0.0055 |
| 50 | 2.2 | | | | | 5.20 | 2.3 | 0.0058 |
| 52 | 2.3 | | | | | 5.50 | 2.4 | 0.0060 |
| 55 | 2.4 | | | | 0.30～0.40 | 5.50 | 2.4 | 0.0070 |
| 58 | 2.5 | | | | | 6.00 | 2.5 | 0.0074 |
| 60 | 2.6 | | | 0.40～0.55 | 0.30～0.45 | 6.50 | 2.7 | 0.0078 |
| 62 | 2.7 | | | | | 6.50 | 2.7 | 0.0084 |
| 65 | 2.8 | | | | | 7.00 | 2.8 | 0.0092 |
| 68 | 2.9 | | | | | 7.40 | 2.9 | 0.0160 |
| 70 | 3.0 | | 3 | | | 7.50 | 3.0 | 0.0112 |
| 72 | 3.0 | | | | | 8.40 | 3.1 | 0.0128 |
| 75 | 3.0 | | | | | 9.50 | 3.2 | 0.0138 |
| 78 | 3.1 | | | 0.50～0.70 | 0.30～0.50 | 10.0 | 3.3 | 0.0140 |
| 80 | 3.2 | | | | | 10.0 | 4.1 | 0.0170 |
| 82 | 3.3 | | | | 0.40～0.60 | 10.0 | 4.2 | 0.0172 |
| 85 | 3.5 | | | | | 10.0 | 4.4 | 0.0180 |
| 88 | 3.5 | | | | | 11.0 | 4.4 | 0.0188 |
| 90 | 3.6 | | | | | 11.2 | 4.5 | 0.0210 |
| 92 | 3.6 | | | | | 11.8 | 4.5 | 0.0220 |
| 95 | 3.8 | | | | | 11.8 | 4.7 | 0.0240 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 外径 $D$（毫米） | 径向厚度 $t$（毫米） 公称尺寸 | 公差 | 轴向高度 $h$（毫米） | 推荐热间隙 直口 $\delta$（毫米） | 推荐热间隙 斜口 $S$（毫米） | 自由开口 $A$（毫米） | 径向弹力 $Q$（公斤） | 重量 $G$（公斤） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 98 | 3.9 | ±0.15 | 3 | 0.60～0.80 | 0.40～0.60 | 12.0 | 4.8 | 0.0260 |
| 100 | 4.0 | | | | | 12.2 | 4.9 | 0.0280 |
| 102 | 4.0 | | | | | 13.2 | 5.0 | 0.0290 |
| 105 | 4.0 | | | | | 14.5 | 5.0 | 0.0320 |
| 108 | 4.0 | | 3.5 | | 0.50～0.70 | 14.8 | 5.3 | 0.0320 |
| 110 | 4.1 | | | | | 14.8 | 5.6 | 0.0340 |
| 112 | 4.2 | | | | | 15.0 | 5.7 | 0.0350 |
| 115 | 4.3 | | | | | 15.2 | 5.8 | 0.0360 |
| 118 | 4.4 | | | 0.70～0.90 | | 15.5 | 6.0 | 0.0390 |
| 120 | 4.4 | | | | | 16.8 | 6.0 | 0.0410 |
| 125 | 4.6 | | | | | 17.5 | 6.3 | 0.0440 |
| 130 | 4.8 | | | | | 18.0 | 6.6 | 0.0450 |
| 135 | 4.8 | | 4 | 0.80～1.00 | 0.60～0.80 | 21.0 | 7.8 | 0.058 |
| 140 | 5.0 | | | | | 21.0 | 8.0 | 0.060 |
| 145 | 5.2 | | | | | 21.0 | 8.1 | 0.064 |
| 150 | 5.4 | | | | | 21.5 | 8.3 | 0.070 |
| 155 | 5.6 | | | 0.90～1.20 | 0.60～0.90 | 21.5 | 8.3 | 0.073 |
| 160 | 5.6 | | | | | 23.6 | 8.4 | 0.078 |
| 165 | 5.8 | | | | | 23.6 | 8.7 | 0.083 |
| 170 | 6.0 | | | | | 24.0 | 8.7 | 0.089 |
| 175 | 6.1 | ±0.18 | 5 | 1.00～1.30 | 0.70～1.00 | 24.0 | 10.0 | 0.116 |
| 180 | 6.3 | | | | | 24.0 | 10.5 | 0.123 |
| 185 | 6.5 | | | | | 24.0 | 10.6 | 0.131 |
| 190 | 6.6 | | | | | 25.2 | 11.0 | 0.138 |
| 195 | 6.8 | | | 1.10～1.40 | 0.80～1.00 | 25.2 | 11.0 | 0.147 |
| 200 | 7.0 | | | | | 25.8 | 11.5 | 0.153 |
| 205 | 7.2 | | | | | 25.8 | 11.5 | 0.160 |
| 210 | 7.4 | | | | | 26.5 | 12.0 | 0.169 |
| 215 | 7.4 | | 6 | 1.20～1.50 | 0.90～1.20 | 26.8 | 13.5 | 0.212 |
| 220 | 7.6 | | | | | 27.5 | 14.0 | 0.217 |
| 225 | 7.8 | | | | | 27.6 | 14.3 | 0.225 |
| 230 | 8.0 | | | | | 27.8 | 14.5 | 0.242 |
| 235 | 8.1 | | | 1.30～1.60 | | 28.7 | 14.6 | 0.248 |
| 240 | 8.3 | | | | | 29.6 | 15.2 | 0.254 |
| 245 | 8.3 | | | | | 29.6 | 16.7 | 0.285 |
| 250 | 8.4 | | | | | 31.0 | 16.9 | 0.322 |
| 260 | 8.7 | | 7 | 1.40～1.70 | 1.00～1.30 | 31.5 | 17.0 | 0.349 |
| 270 | 9.0 | | | | | 32.6 | 17.4 | 0.370 |
| 280 | 9.2 | | | 1.50～1.80 | 1.10～1.40 | 34.0 | 17.4 | 0.392 |
| 290 | 9.6 | | | 1.60～1.90 | | 34.0 | 18.0 | 0.417 |
| 300 | 10.0 | | | | | 34.0 | 18.0 | 0.475 |
| 310 | 10.0 | | | 1.70～2.00 | 1.20～1.50 | 34.5 | 19.0 | 0.500 |
| 320 | 10.2 | ±0.21 | 8 | | | 34.5 | 19.0 | 0.575 |
| 330 | 10.5 | | | 1.80～2.10 | 1.30～1.60 | 35.0 | 19.5 | 0.602 |
| 340 | 10.8 | | | | | 36.0 | 19.7 | 0.646 |
| 350 | 11.0 | | | 1.90～2.20 | | 38.0 | 20.3 | 0.670 |
| 360 | 11.2 | | | | 1.40～1.70 | 40 | 20.8 | 0.704 |
| 370 | 11.5 | | | 2.00～2.30 | | 41 | 21.4 | 0.748 |
| 380 | 12.0 | | | | | 41 | 22.0 | 0.782 |
| 390 | 12.2 | | | 2.10～2.40 | 1.50～1.80 | 42 | 22.0 | 0.820 |
| 400 | 12.5 | | | | | 42 | 22.0 | 0.860 |
| 410 | 12.5 | | 9 | 2.20～2.50 | 1.60～1.90 | 44 | 24.0 | 0.900 |
| 420 | 12.8 | | | | | 46 | 25.0 | 0.930 |
| 430 | 13.0 | | | 2.30～2.60 | | 48 | 25.4 | 0.980 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 外径 D（毫米） | 径向厚度 t（毫米） 公称尺寸 | 公差 | 轴向高度 h（毫米） | 推荐热间隙 直口 b（毫米） | 斜口 S（毫米） | 自由开口 A（毫米） | 径向弹力 Q（公斤） | 重量 G（公斤） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 440 | 13.5 | ±0.21 | 9 | 2.30～2.60 | 1.70～2.00 | 49 | 25.9 | 1.030 |
| 450 | 13.6 | | | 2.40～2.70 | | 50 | 26.6 | 1.070 |
| 460 | 13.8 | | | | | 52 | 27.2 | 1.110 |
| 470 | 14.0 | | | 2.50～2.80 | 1.80～2.10 | 54 | 27.3 | 1.150 |
| 480 | 14.3 | | | | | 55 | 28.0 | 1.200 |
| 490 | 14.5 | | | 2.60～2.90 | | 57 | 28.3 | 1.290 |
| 500 | 14.5 | | 10 | 2.60～3.00 | 1.90～2.30 | 57 | 29.6 | 1.390 |
| 510 | 15.0 | | | 2.70～3.10 | | 57 | 30.9 | 1.500 |
| 520 | 15.3 | | | | 2.00～2.40 | 57 | 31.0 | 1.617 |
| 530 | 15.6 | | | 2.80～3.20 | | 58 | 31.5 | 1.740 |
| 550 | 16.2 | | | 2.90～3.30 | 2.10～2.50 | 60 | 33.0 | 1.935 |
| 560 | 16.4 | | | 3.00～3.40 | | 62 | 33.0 | 2.010 |
| 580 | 17.0 | | | 3.10～3.50 | 2.20～2.60 | 63 | 34.0 | 2.162 |
| 600 | 17.5 | | | 3.20～3.60 | | 66 | 35 | 2.312 |
| 620 | 18.0 | | | 3.30～3.70 | 2.30～2.70 | 70 | 37 | 2.450 |
| 630 | 18.2 | ±0.26 | | | 2.40～2.80 | 72 | 37 | 2.510 |
| 650 | 18.8 | | | 3.40～3.80 | | 74 | 38 | 2.680 |
| 670 | 19.0 | | 12 | 3.50～3.90 | 2.50～2.90 | 74 | 43 | 3.430 |
| 690 | 19.5 | | | 3.60～4.00 | 2.60～3.00 | 75 | 43 | 3.610 |
| 710 | 20.2 | | | 3.70～4.10 | 2.70～3.10 | 77 | 45 | 3.750 |
| 730 | 20.8 | | | 3.80～4.20 | | 78 | 46 | 3.860 |
| 750 | 21.2 | | | 3.90～4.30 | 2.80～3.20 | 82 | 47 | 4.150 |
| 780 | 22.0 | | | 4.10～4.50 | 2.90～3.30 | 85 | 49 | 4.520 |
| 800 | 22.5 | | | 4.20～4.60 | 3.00～3.40 | 88 | 50 | 4.650 |
| 820 | 23.0 | | | 4.30～4.70 | 3.10～3.50 | 90 | 51 | 4.960 |
| 850 | 23.7 | | 14 | 4.50～4.90 | 3.20～3.60 | 93 | 60 | 5.150 |
| 880 | 24.5 | | | 4.60～5.00 | 3.30～3.70 | 96 | 62 | 6.520 |
| 900 | 25.0 | | | 4.70～5.10 | | 98 | 63 | 6.920 |
| 920 | 25.5 | | | 4.80～5.20 | 3.40～3.80 | 101 | 64 | 7.080 |
| 950 | 26.2 | | | 5.00～5.40 | 3.50～3.90 | 105 | 66 | 7.700 |
| 980 | 27.0 | | | 5.10～5.50 | 3.60～4.00 | 110 | 68 | 8.130 |
| 1000 | 27.3 | | | 5.20～5.60 | 3.70～4.10 | 115 | 70 | 8.350 |
| 1030 | 28.2 | | | 5.40～5.80 | 3.80～4.20 | 118 | 72 | 9.000 |
| 1060 | 29.0 | | | 5.50～5.90 | 3.90～4.30 | 122 | 74 | 9.500 |
| 1100 | 30.0 | | | 5.70～6.10 | 4.10～4.50 | 125 | 76 | 10.10 |

注：①开口形式可选取直口和斜口，如有特殊需要也可取其它形式。

②活塞环的倒角尺寸 $C$，圆角尺寸 $R$ 以及端面光洁度，根据活塞环的外径 $D$ 按以下范围选取：

| 外径（毫米） | 倒角 C（毫米） | 圆角 R（毫米） | 端面光洁度 |
|---|---|---|---|
| $D \leqslant 250$ | ≤0.5 | ≤0.1 | ▽8 |
| $250 < D < 500$ | ≤1.0 | ≤0.3 | ▽7 |
| $D \geqslant 500$ | ≤1.5 | ≤0.5 | ▽6 |

③如有必要，允许对表中除 $D$，$h$，$t$ 外的其它要素（如自由开口等），根据具体情况进行修正。

④计算热间隙时，温差取150°C。

共晶应当作为生产过程中的控制成分。

3.环的表面要求

常用的铸铁活塞环的表面硬度应在下列范围：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 4-37 灰铸铁活塞环直径与铸铁牌号关系

| 活塞环直径(毫米) | $D\leqslant200$ | $200<D<300$ | $D\geqslant300$ |
|---|---|---|---|
| 灰铸铁牌号 | 且T30-54或HT25-47 | HT20-40或HT25-47 | HT20-40 |

表 4-38 常用的合金铸铁活塞环的化学成分

| 生产厂或使用的机器 | 合金铸铁的化学成分(%) | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | Si | Mn | Cr | S | P | Mo | Cu | Ni |
| 内燃机用活塞环 | 3～3.3 | 1.9～2.3 | 0.9～1.3 | 0.25～0.5 | ≤0.1 | 0.35～0.65 | 0.35～0.7 | 0.7～1.0 | |
| 超高压压缩机用活塞环 | 2.8～3.1 | 1.9～2.5 | 0.7～1.0 | 0.75～1.15 | ≤0.08 | 0.3～0.45 | 0.8～1.0 | | 最大0.30 |

直径$D>500$毫米时： HRB89～102

直径$D\leqslant500$毫米时： HRB91～107

同一个环上的硬度不能相差4个HRB单位。

一般情况下，铸铁环的硬度应比缸套的硬度高10～15%较为合适。如果用经过硬化处理的钢质缸套，或者是超高压压缩机的高硬度的碳化钨缸套，则将合金铸铁活塞环的硬度提高到HB320～350。

铸铁活塞环的表面不允许有裂痕、气孔、夹杂物、疏松等铸造缺陷。环的两端面及外圆柱面上不允许有划痕。

环的表面光洁度：环的外圆柱面为▽6；环的两端面，$D\leqslant700$毫米者为▽7，$D>700$毫米者为▽6。

4.加工精度

外径$D$按$gd_3$公差加工，高度$h$按$df$公差制造。

5.活塞环的检验要求

1）环放在专用检验量规内，环的外圆柱面与量规之间隙应在下列规定内：外径$D\leqslant250$毫米者，不大于0.03毫米；外径$D>250$～500毫米者，不大于0.05毫米；外径$D>500$毫米者，不大于0.08毫米。

用灯光检查时，在整个圆周上漏光不多于两处，最长的不超过25°弧长，总长不超过45°弧长，且距离锁口不小于30°。

2）环的端面翘曲度应在下列范围内：

外径$D\leqslant150$毫米时： 不大于0.04毫米

$150<D\leqslant400$毫米时： 不大于0.05毫米

$400<D\leqslant600$毫米时： 不大于0.07毫米

$D>600$毫米时： 不大于0.09毫米

3）弹力允差在±20%范围内。

4）环在磁性工作台上加工之后，应进行退磁处理。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第五章　基本部件的设计

## 第一节　机身、中体

机身、中体统称机体，它包括机身、中体、机座、曲轴箱、中间接筒、端接筒等部件。

机体的作用是：

1.作为传动机构的定位与导向部分。如曲轴支承在机体的主轴承上，十字头以机体滑道导向。

2.作为压缩机承受作用力的部分。压缩机中的作用力，基本上可以分为两大类：内力与外力。内力是气体压力，作用在活塞与气缸盖上。内力的传递，一方面是通过活塞、曲柄连杆机构传至主轴承与滑道上，另一方面则通过缸体传至机体上，并在主轴承与滑道上保持平衡。外力是运动部件质量惯性力。外力的传递是由传动部件经过机体上的主轴承，滑道传到机体外部。

3.作为气缸的承座并连接某些辅助部件。如润滑系统、盘车系统、冷却系统等，以组成整台机器。

### 一、机体的基本结构型式

根据压缩机不同的结构型式，机体可分为卧式机体、对置机体、立式机体、角度式机体等。

卧式压缩机，采用卧式机体，由机身与中体等组成，常铸成整体的。对于单列的机体，根据采用曲柄轴与曲拐轴的不同，分为刺刀型机身与叉型机身。安装曲柄轴的刺刀型机身（图5-1）及安装曲拐轴的叉型机身（图5-2）的不同点仅是后者比前者多了一个主轴承，其余部分都是相同的。这类机体把机身与中体铸成整体，适用于低速、单列的压缩机。由于这类机体的垂直于气缸轴线的任一截面（除连接气缸的法兰外），其重心都低于气缸轴线。因此，这些截面上除受活塞力引起的拉压载荷外，还受由于偏心而引起的弯曲载荷。为了克服偏心载荷引起的不利影响，设计时尽量使各截面的重心与气缸轴线靠近，所以常把主轴承盖支承面上升至主轴承中心线以上。对于小型的单列机体，为了增加刚性，常采用闭式机体（图5-3），这种结构常给安装维修带来麻烦。

对称平衡与对置式压缩机采用对置机体（图5-4），机体一般由机身和中体组成，中体配置在曲轴的两侧，用螺栓与机身连接一起。机体可做成多列的，如两列（图5-5）、四列（图5-6）、六列（图5-7）等。

机身为上端开口的匣式结构，具有较高的刚性。机身下部的容积可以贮存润滑油，存油量的多少，按照润滑系统设计的要求而定；如果要求箱体容积能贮存全部润滑油，则机身下部的容积必须按能贮存5～8分钟油泵的泵油量进行设计。另外应考虑传动机构不应触及最高油面，主轴承安置在与气缸中心线平行的板壁上；板壁可以是双层或单层的，板壁上布置有筋条；根据主轴承数，决定机身中应有的板壁数，并把机身隔成几个小室，以增加刚性；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

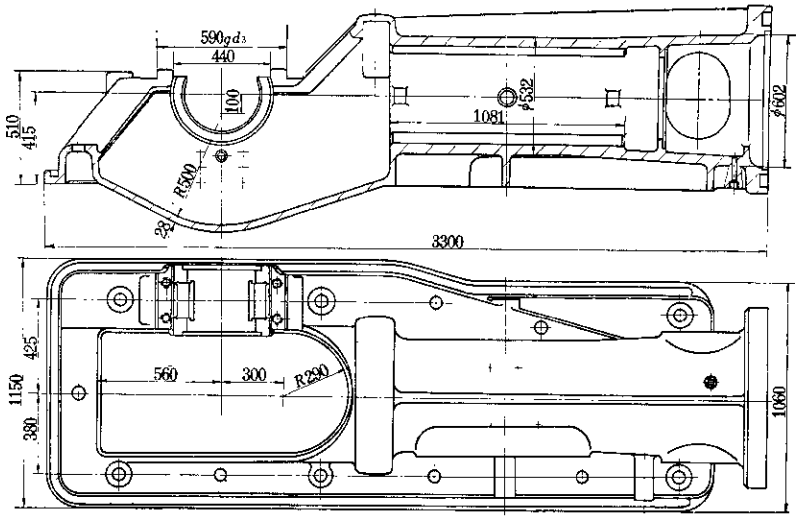



图 5-1　刺刀型机身

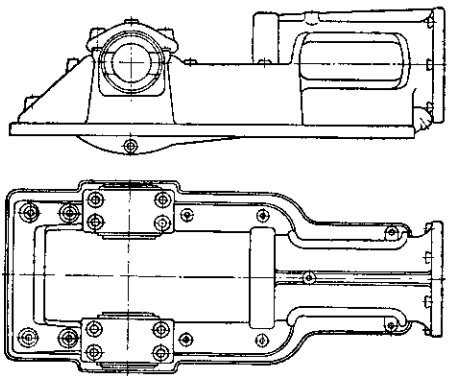


图 5-2　叉型机身

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

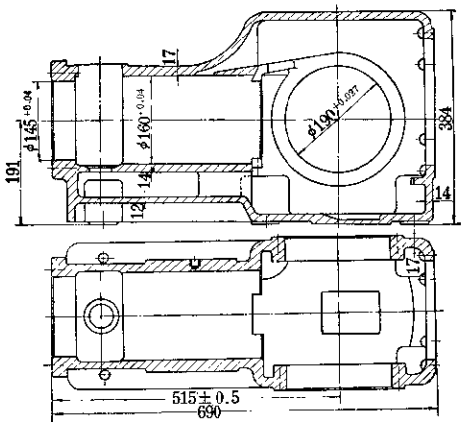



图 5-3 闭式卧式机身

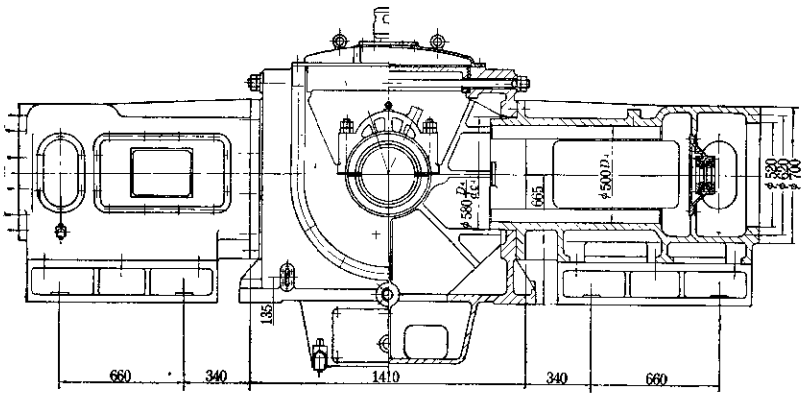



图 5-4 对置式机体



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

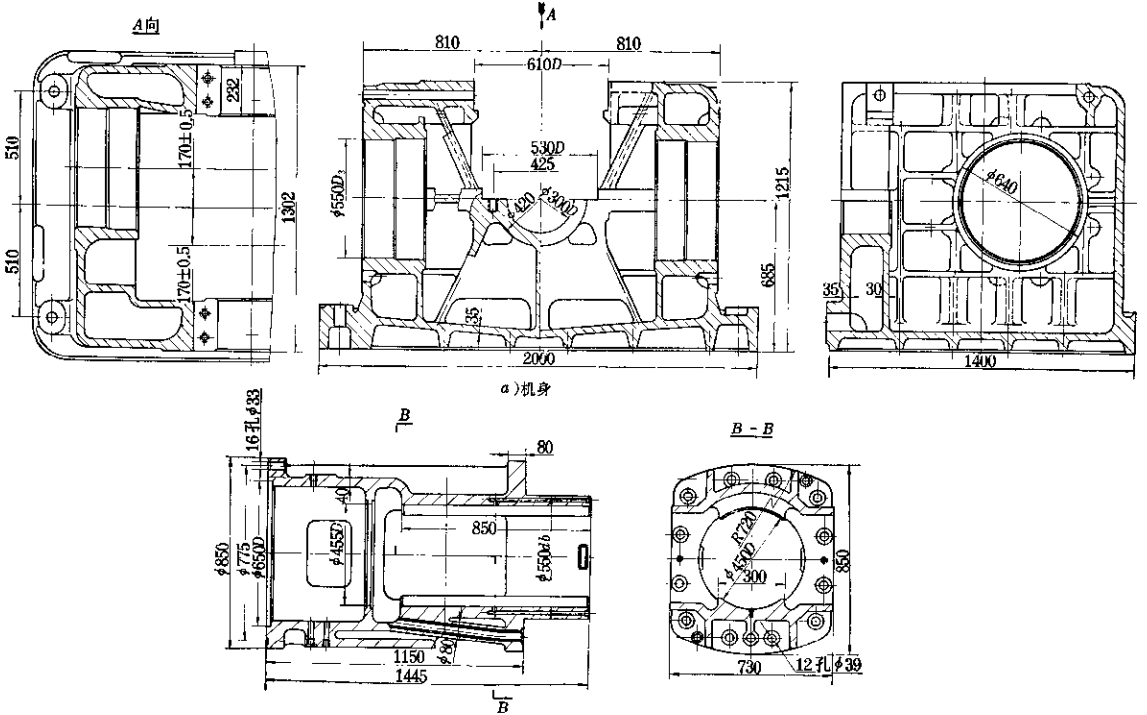
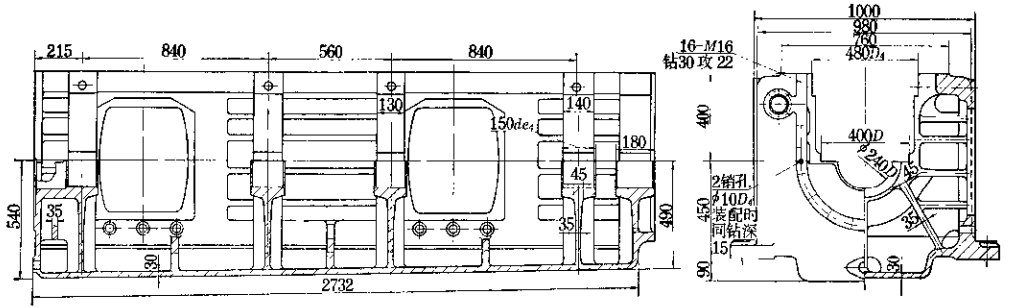
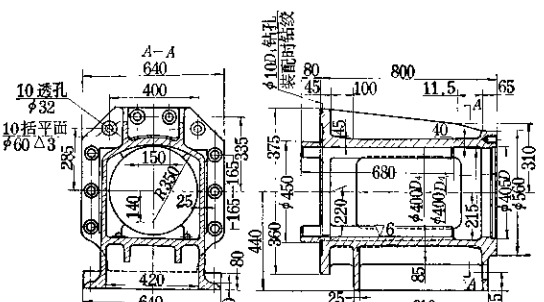



图 5-5 两列压缩机的机身与中体

油气储运网www.youqichuyun.com搜集



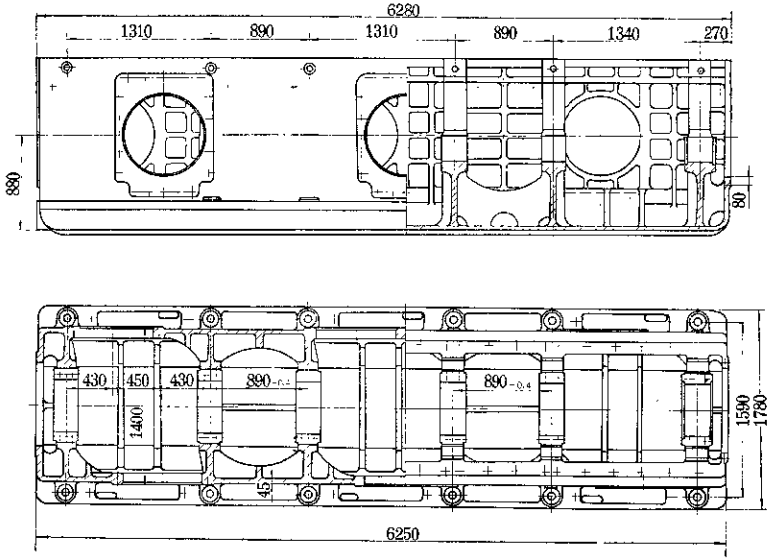

a)机身



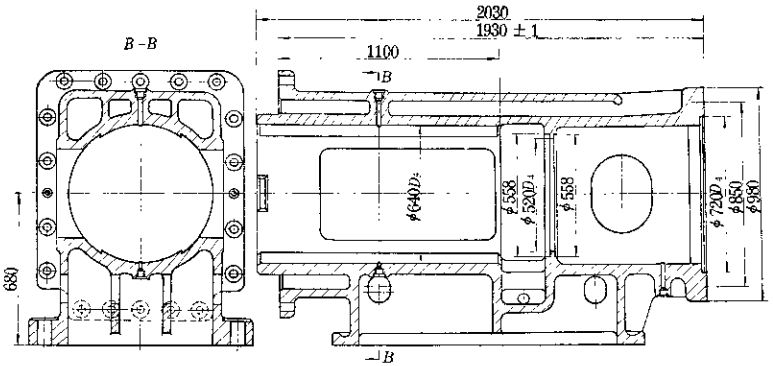

b)中体

图 5-6 四列压缩机的机身与中体

油气储运网www.youqichuyun.com搜集




a)机身




b)中体

图 5-7 六列压缩机的机身与中体



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

板壁下部开有洞孔，便于润滑油的流动，也减少板壁与侧壁相交处的铸造应力。为了能排出机身中的全部贮油，机身底部内壁制成略向一端倾斜，以使油自动流向排油孔，排油孔设在机身端部的最下方。对于使用悬挂电机的压缩机，考虑减轻电机端主轴承的负荷，常增加一个主轴承（图5-6）。机身上端匣形开口，在能安装传动机构的情况下，开口愈窄，刚性愈好，并用拉杆螺栓将开口两侧壁联接起来（图5-4）。机身顶部装有呼吸器（图5-4），使机身内部与大气相通，降低油温和机身内部压力，不使油从联接面处挤出来。呼吸器应避免装在连杆的正上方。中体通常为圆筒体；滑道与中体铸在一起，分成上下两块，并有若干纵向和横向的筋条作支承。为了拆装十字头和填料，在中体两侧开有窗口。在滑道前装有刮油器（图5-4），使润滑传动部件的机油不与气缸和填料内使用的压缩机油相混，以便分别回收，循环使用。中体根据支承方式的不同，有落地中体与不落地中体之分；不落地中体（图5-5），中体与支承分开，使制造方便，但刚性较差；落地中体（图5-6）是中体与支承铸成一体，刚性好，但工艺性较差。对于小尺寸的对置机体，为了提高机体的刚性，机身与中体也有的铸在一起的（图5-8）。图5-9是滑道不与机体铸成一体的结构，磨损后可拆换，并便于用耐磨铸铁做滑道。图5-10是焊接机身，由钢板和铸钢件焊接而成，适宜于单件压缩机的生产。机体外部各连接面在安装时都应涂以密封油膏或密封纸，以防止油从连接面处漏出。

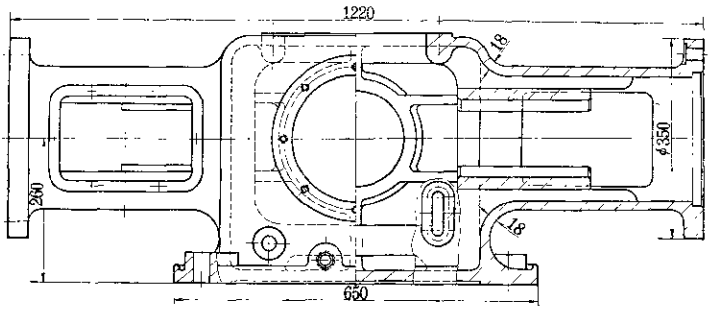



图 5-8　机身与中体铸在一起的整体结构

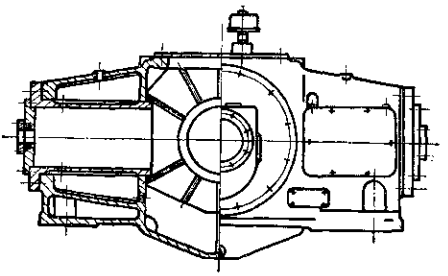


图 5-9　可拆滑道的机身



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

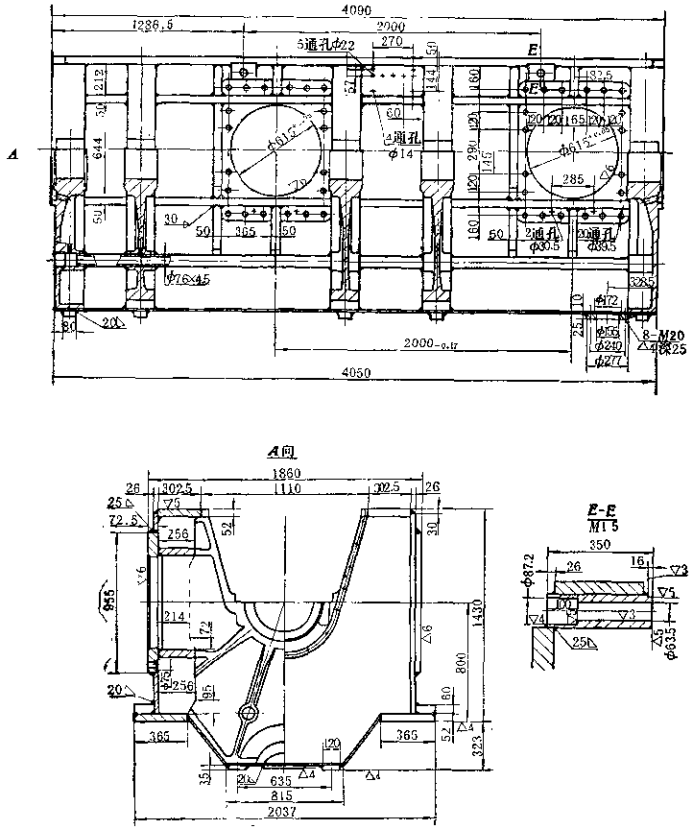



图 5-10　焊接机身

立式压缩机采用立式机体（图5-11），一般由三部分组成。在曲轴以下的部分称机座（无十字头的立式压缩机的机座习惯称曲轴箱），机座上有主轴承座孔；在机座以上，中体以下的部分称机身；位于机身与气缸间的部分，称中体。机座的结构，除了它的上端面是与主轴承轴线处于同一高度外，其余都与对置式机体的主轴承下部结构相仿。立式机体的机身常采用下大上小型式，一般斜角取 7°～15°，使之稳固而结实；其中铸有滑道。中体为圆筒形，常装有隔板与刮油器。对于中小型的立式机体，为了简化结构，常把机身与中体铸在一起（图5-12）。对于微型的无十字头的立式压缩机，机体常铸成一体（图 5-13）。对于中体、机身、机座铸成一体的机体统称曲轴箱。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

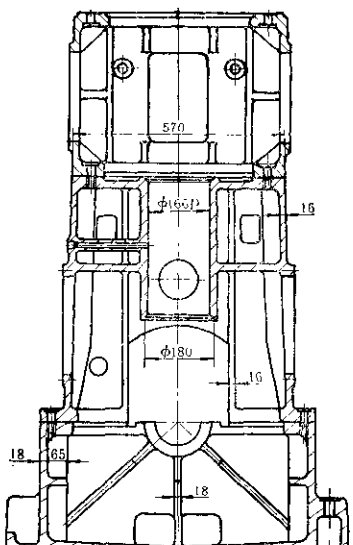



图 5-11 立式机体

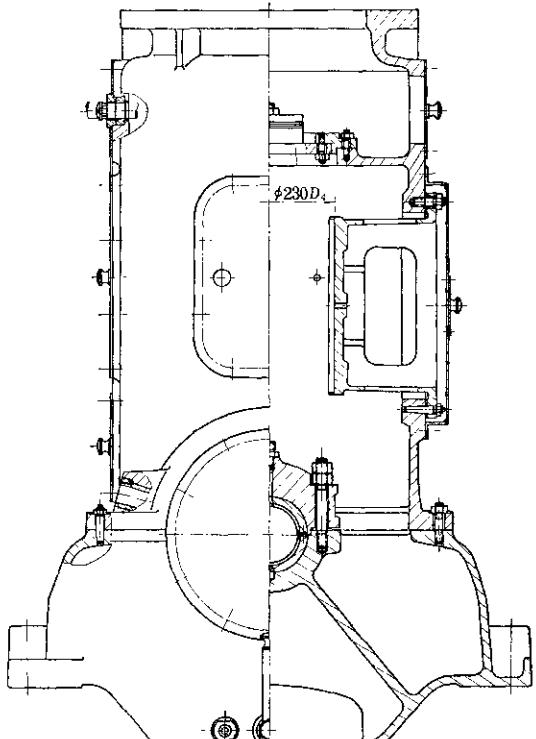



图 5-12 机身与中体为一体的结构

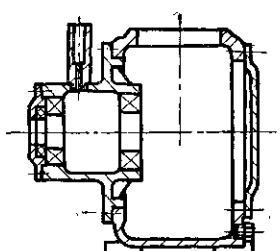


图 5-13 微型立式压缩机的曲轴箱

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

角度式压缩机采用L型（图5-14）、V型（图5-15）、W型（图5-16）、扇型（图5-17）、T型（图5-18）等机体。V型W型及扇型压缩机，传动机构多为无十字头结构，机体也多采用曲轴箱型式。L型与T型压缩机，传动机构多为有十字头结构。T型机体上端面装有中体，L型机体为封闭式结构。两种机体的主轴承都可采用滚动轴承。

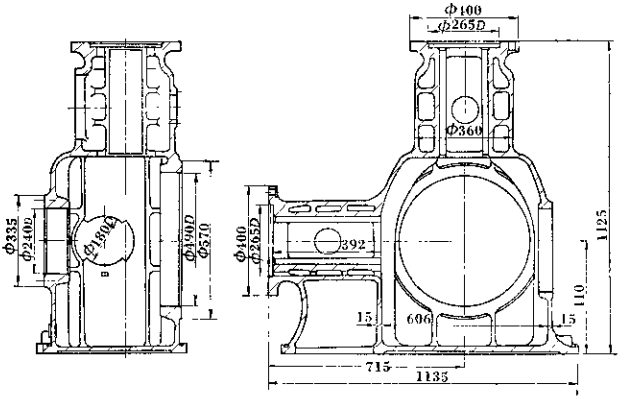



图 5-14　L型机身

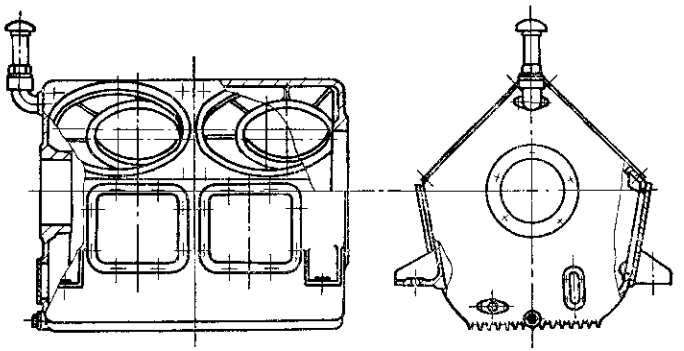


图 5-15　V型曲轴箱

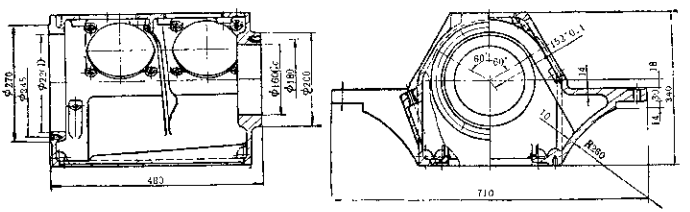



图 5-16　W型压缩机曲轴箱



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

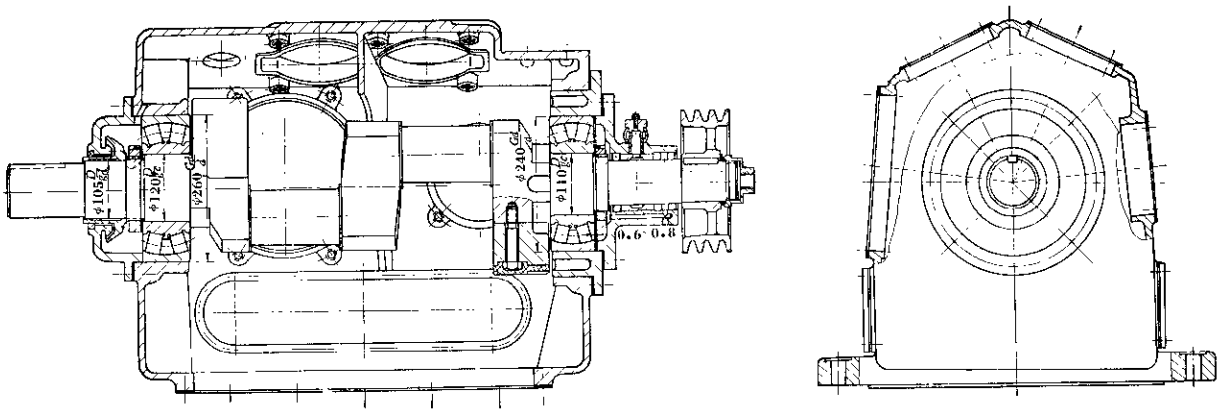



图 5-17　扇型压缩机曲轴箱

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

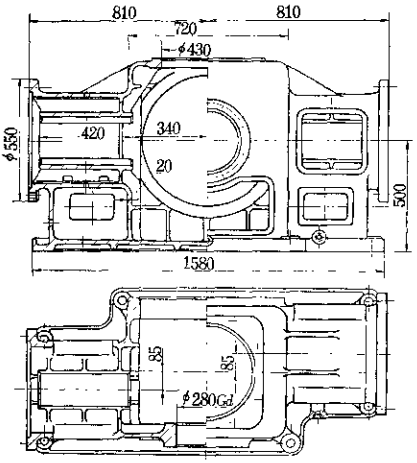



图 5-18　T形压缩机机身

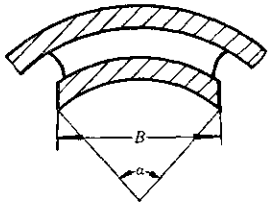



图 5-19　机体滑道尺寸

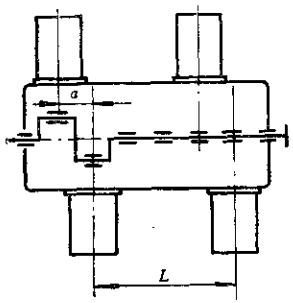



图 5-20　对置式机体的相对列距 $a$ 与相邻列距 $L$

## 二、机体的结构设计

（一）机体结构设计的基本原则

1.适应压缩机结构型式的要求。

2.应有足够的强度与刚度。

3.结构简单，工艺性良好。

4.机体下部面积应满足运转时稳定性要求。

5.由于内应力、温度变化引起的结构变形应最小。

（二）机体主要结构尺寸的确定

1.主轴承座孔的确定：参考本章第五节。

2.滑道尺寸的确定：主要是根据十字头的尺寸。对于 $\lambda=\frac{R}{L}$ 大的压缩机，还应避免连杆在运动时与滑道相撞。

滑道直径按照十字头滑履直径确定。

滑道宽度 $B$ 比十字头滑履宽度略小、上、下滑道多为圆弧表面，一般取中心角 $\alpha=75°\sim90°$，见图5-19。

滑道长度＝十字头滑履长度＋行程－（5～10）毫米。

3.主轴承螺栓直径 $d_0$ 的确定：根据统计，一般按主轴颈直径 $d$ 选取，$d_0=(0.18\sim0.25)d$，用薄壁瓦时取大值，厚壁瓦时取小值。

上式的主轴承螺栓数目为2个，若用4个时，应取小一些。主轴承螺栓在轴承盖内长度一般取 $l=(0.50\sim0.65)d$。

4.相对列距、相邻列距（图5-20）：相对列距 $a$ 由曲轴结构决定，一般希望取得小一些好，可使两曲柄销间力距减小，外形尺寸紧凑。相邻列距 $L$ 的确定主要由气缸外径的大小、



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

维修、安装、气阀拆装的方便及外形紧凑等方面考虑。一般可根据最大气缸外径$D$来确定相邻列距$L$，推荐取$L=(1\sim1.4)D$。

相邻列距$L$的选取，必须使两列气缸间最小间距不小于400～500毫米。当电机在两列机身中间时，$L$的选择必须根据电机的要求来决定。

5.机体的主轴承轴线高度$H$的确定：$H$值的确定，要考虑机体须有足够的刚度、机器对总高度的要求以及轴线下部机体容积贮油的多少。一般可根据主轴颈直径$d$或机体上主轴承孔座直径$d_1$来确定，推荐对置式机体取$H=(2\sim2.5)d$；卧式及$L$型机体取$H=(1.15\sim2)d_1$。

（三）机体的壁厚

机身、机座、曲轴箱的壁厚$S$参照表5-1选取。

表 5-1　不同活塞力时机身、机座、曲轴箱的壁厚$S$　（毫米）

| 材料 | 活塞力（吨） | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 小于 1 | 1～3.5 | 3.5～8 | 大于 8 |
| 铸铁 | 6～10 | 10～15 | 15～25 | 25～35 |

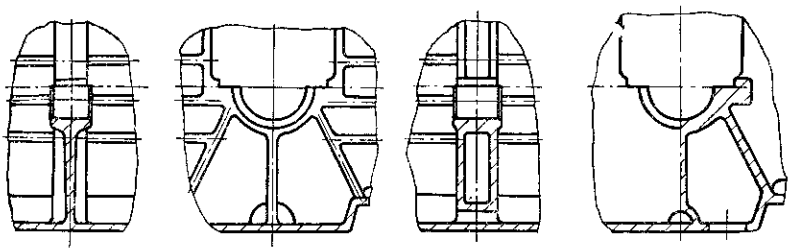
中体的壁厚$S_1$：带有滑道的中体取$S_1=(1.2\sim1.5)S$；不带滑道的中体取$S_1=(0.8\sim1.2)S$。式中$S$为机身或机座的壁厚。

中体与机身连接法兰厚度取$h=(1.3\sim1.8)S_1$，同时还应符合$h\geqslant1.2d_0$的要求。其中$d_0$为连接螺栓直径。

（四）机体加强筋的布置

机体要获得足够的刚性，除了结构型式、壁厚外，很主要的方面是筋的布置。

1.主轴承支承部分：图5-21$a$是轴承有一个板壁支承，板壁上筋条成幅射状，这种结构铸造方便，但刚性稍比$b$图所示结构差。图5-21$b$是轴承有两个板支承，两板中间用筋隔成两室，并在下面开出砂孔，这种结构铸造工艺复杂，但刚性很好。



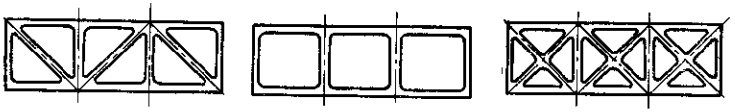
a）　　b）

图 5-21　轴承板壁筋的布置

2.侧壁部分与底层部分：当侧壁面积大于400×400毫米$^2$时，板壁上必须加筋，筋的几种布置方式如图5-22所示。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集



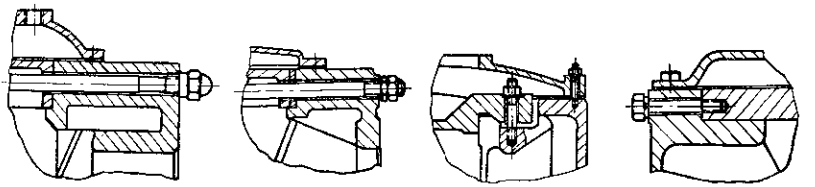
a)刚性较差，制造最简便，应用于跨度的或受力较小的壁面　b)刚性较好，应用于受力的矩形截面内较宽的壁面　c)刚性最好，但铸造时需几种型芯，因此成本较高，制造较麻烦

图 5-22　侧壁及底层筋的布置

（五）机身顶部开口处连接及拉杆螺栓

对置式机身的顶部都是开口的。为了提高刚性，都制成匣形，并用撑杆与拉杆螺栓锁紧（图5-23$a$）。撑杆与机体的配合，一般采取过盈0.04～0.06毫米的配合，配合面必须仔细刮研，以便接触均匀。结构$b$与结构$a$一样，但多了一个调整块，便于调整配合。也有不用拉杆螺栓的结构，如$c$与$d$。结构$c$的撑杆受拉力也受压力，配合面有四个，制造比较困难，但刚性较好。结构$d$不用长的拉杆螺栓，而用短的螺栓拉紧机身，结构简单、用于不能使用长的拉杆螺栓的情况下，但刚性较差，适用于受力较小的机身。

对于机身顶部开口处连接刚性很好的机身，其顶盖可制成很轻巧的焊接结构及轻合金结构，以便于安装。



a)　b)　c)　d)

图 5-23　各种常用的撑杆与拉杆螺栓结构

（六）连接螺栓的布置

1.机体间连接螺栓的间距$t$及法兰厚度$h$按下列公式确定：$t=(4\sim6)d_0$，$h\geqslant1.2d_0$。式中$d_0$为连接螺栓的直径。

2.基础螺栓的布置及基础底边的高度$h_1$：基础螺栓的布置，根据机身受力的情况都布置在轴承中心线上。底边高度可取$h_1=(2\sim5)d_0$，式中$d_0$为基础螺栓直径。基础螺栓的长度可取$L=(30\sim40)d_0$。

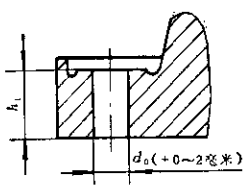



图 5-24　底边的结构尺寸

**三、机体的计算**

（一）螺栓的强度计算

1.主轴承螺栓的强度校核，可参照本章第三节连杆螺栓的计算，其中活塞力$P$应以轴承支承反力$N$代入。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

2.机体间连接螺栓的强度校核：机体间连接包括机座与机身、机身与中体、中体与气缸体等的连接。为了简化计算，仅校核连接螺栓的拉应力$\sigma$，其值应按下式计算：

$$\sigma=\frac{kP}{zf}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}1)$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$z$——连接螺栓个数；

$f$——连接螺栓最小截面积（厘米$^2$）；

$k$——系数，连接面没有气密性要求时，取$k=2.5$。

许用应力值$[\sigma]$：

对于合金钢取$[\sigma]=(0.5\sim0.6)\sigma_s$；对于炭素钢取$[\sigma]=(0.6\sim0.7)\sigma_s$。式中$\sigma_s$为材料的屈服强度（公斤/厘米$^2$）。

3.基础螺栓的强度校核：基础螺栓上所受的拉应力$\sigma$为：

$$\sigma=\frac{\alpha I}{z\mu f}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}2)$$

式中 $I$——使机体移动之力，即最大惯性力（公斤）；

$\alpha$——系数，一般$\alpha=1.4\sim1.7$；

$z$——机体一侧的螺栓数量，对称布置时取总数之半；

$f$——基础螺栓最小截面积（厘米$^2$）；

$\mu$——机体对基础的摩擦系数，一般$\mu=0.4$。

许用应力$[\sigma]$：对于炭素钢取$[\sigma]=(0.6\sim0.7)\sigma_s$。

（二）主轴承盖强度校核

主轴承盖的强度校核可参照本章第三节中开式连杆大头盖的计算，计算式中的最大活塞力$P$（公斤），应以最大支承反力$N$（公斤）代之。

（三）机体对基础承压计算

基础承受总重量为：

$$G=G_1+G_2+G_3\text{（公斤）}$$

式中 $G_1$——机体与气缸总重量（公斤）；

$G_2$——运动部件总重量（公斤）；

$G_3$——机体上附件重量（公斤），包括润滑系统、冷却系统等附于机体上的部件的重量。

基础螺栓对基础的压力$N$为：

$$N=\frac{kI}{\mu}\text{（公斤）} \qquad (5\text{-}3)$$

式中 $I$——使机体移动的力，即最大惯性力（公斤）；

$k$——系数，一般$k=1.4\sim1.7$；

$\mu$——机体对基础的摩擦系数，一般$\mu=0.4$。

机体对基础的压应力$\sigma_c$为：

$$\sigma_c=\frac{G+N}{F}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}4)$$

式中 $G$——基础承受总重量（公斤）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$N$——基础螺栓对基础的压力（公斤）；

$F$——机体与基础的接触面积（厘米²）。

许用的压应力值$[\sigma_c]$：当基础为混凝土时取$[\sigma_c]=8\sim16$公斤/厘米²。

（四）机体的强度校核

1.对置式机体

1）机身：对于四列、六列等多列机身的计算，可以用分段法，即计算其中两轴承间的一段机身（图5-25），其结果是足够安全的。

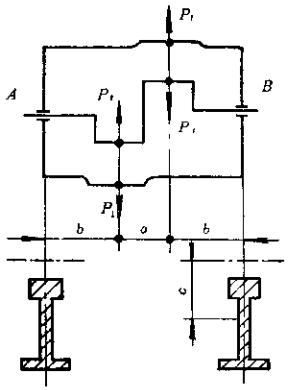



图 5-25 机身受力简图

机身的强度校核主要是校核主轴承下部板壁的中间截面，因其受力最大。

作用于机身上的力：一方面是由气缸、中体传到机身上的气体力$P_1$（此值与活塞力$P$大小相等，方向相反）；另一方面是由活塞、曲轴传到机身上的综合活塞力$P_1$，且$P_1=P+I$，其中$P$为活塞力，$I$为惯性力。惯性力是外力，它使机身对基础产生位移。

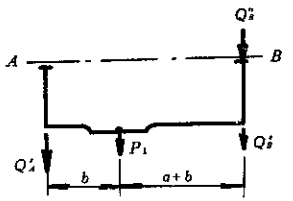



图 5-26 机身主轴承截面作用力图

机身的强度校核，主要是计算主轴承下部截面的应力，由于机身截面主要受的是内力，所以不考虑惯性力的影响，此时机身受力情况如图5-25所示。

主轴承$A$或$B$所受的内力$Q_A$、$Q_B$：取一半机身（图5-25），此时作用在机身上有两个力，一是由气缸、中体传来的气体力$P_1$，另一是曲轴给主轴承$B$的作用力（曲轴给主轴承$A$的作用力在另一半机身上），如图5-26所示。

气体力$P_1$使主轴承$A$与$B$受的力为：$Q_A'=\dfrac{P_1(a+b)}{a+2b}$，　$Q_B'=\dfrac{P_1 b}{a+2b}$

由曲轴上活塞力给主轴承$B$的作用力为：$Q_B''=\dfrac{Pa}{a+2b}$

主轴承下部截面所受的总的作用力$Q_A$、$Q_B$可由下式求得：

$$Q_A=Q_B=\frac{P(a+b)}{a+2b} \qquad (5\text{-}5)$$

式中　$P$——最大总活塞力或最大气体力（公斤）；

$a$——相对列距（厘米）；

$b$——曲柄销中间截面到主轴承中间截面距离（厘米）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

当两轴承间只有一个曲拐时：

$$Q_A=Q_B=\frac{P}{2} \qquad (5\text{-}6)$$

主轴承截面$A-A$与$B-B$的应力：

$$\sigma=\frac{QC}{W}+\frac{Q}{f}\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (5\text{-}7)$$

式中 $Q$——轴承撑板截面所受作用力（公斤）；

$C$——作用力的作用点到截面重心的距离（厘米）；

$W$——主轴承下撑板中间截面的抗弯截面模数（厘米$^3$）；

$f$——主轴承下撑板中间截面面积（厘米$^2$）。

复合的许用应力$[\sigma]$：对于铸铁$[\sigma]\leqslant$200～300公斤/厘米$^2$。

2）中体：中体的强度校核主要是校核几个截面（图5-27）。

连接法兰的计算：

（1）截面$C-C$。此截面主要是受法兰上螺栓预紧力的作用产生弯曲应力$\sigma$：

$$\sigma=\frac{kPl_C}{W_C}\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (5\text{-}8)$$

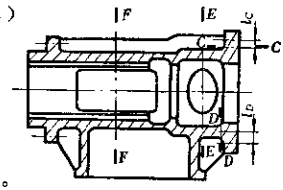


图 5-27 中体强度计算图

式中 $P$——最大气体力（公斤）；

$k$——系数，$k=2.5$；

$l_C$——截面$C-C$到螺栓中心线距离（厘米）；

$W_C$——截面$C-C$的抗弯截面模数（厘米$^3$）。

许用应力$[\sigma]$：对于铸铁$[\sigma]$=200～300公斤/厘米$^2$。

（2）截面$D-D$。此截面除了受法兰连接螺栓的预紧力外，还受由气缸体传来的最大气体力的作用，所以复合应力$\sigma$为：

$$\sigma=\frac{0.4kPl_D}{W_D}+\frac{P}{f_D}\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (5\text{-}9)$$

式中 $l_D$——截面$D-D$中心到螺栓中心线距离（厘米）；

$W_D$——截面$D-D$的抗弯截面模数（厘米$^3$）；

$f_D$——截面$D-D$的面积（厘米$^2$）；

其余符号与式5-8相同。

许用应力$[\sigma]$：对于铸铁$[\sigma]$=200～300公斤/厘米$^2$。

（3）截面$E-E$。此截面处于窗孔位置，主要是受气缸传来的气体力的影响，都是变载荷。由于截面对称，气体力通过截面重心，不产生弯矩，仅考虑拉压的情况，虽然气体力在变化，为简化计算，仅以静强度进行校核计算。截面所受应力$\sigma$，可按下式计算：

$$\sigma=\frac{P}{f_E}\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (5\text{-}10)$$

式中 $P$——最大气体力（公斤）；

$f_E$——截面$E-E$的面积（厘米$^2$）。

许用的应力值$[\sigma]$：对于铸铁$[\sigma]\leqslant$200～300公斤/厘米$^2$。

（4）截面$F-F$。此截面除与截面$E-E$一样受气体力产生的应力外，还受十字头传来的最大反力矩产生的弯曲应力，此时截面所受总的应力$\sigma$应按下式计算：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\sigma=\frac{P}{f_F}+\frac{TR}{W_F}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(5\text{-}11)$$

式中 $P$——最大气体力（公斤）；

$f_F$——截面$F$-$F$的面积（厘米$^2$）；

$T$——最大切向力（公斤）；

$R$——曲柄半径（厘米）；

$W_F$——截面$F$-$F$的抗弯截面模数（厘米$^3$）。

许用的应力值[$\sigma$]：对于铸铁[$\sigma$]≤200～300公斤/厘米$^2$。

2.立式机体

1）机座：主要是对通过主轴中心线的纵截面$X$-$X$与平行于撑板的横截面$Y$-$Y$进行校核（图5-28），以保证机座具有足够的刚性。

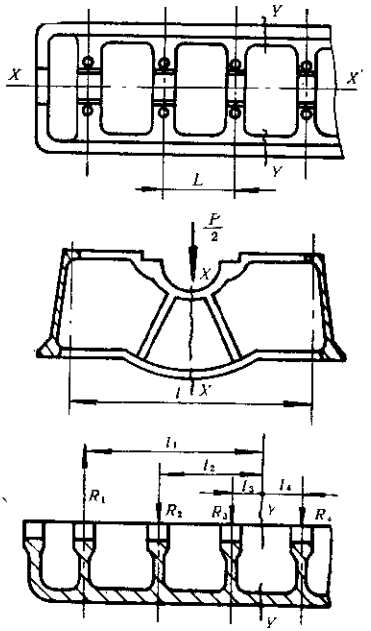



图 5-28 机座计算图

（1）截面$X$-$X$，由最大气体力$P$引起的弯曲应力$\sigma_B$：

$$\sigma_B=\frac{Pl}{8W_X}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(5\text{-}12)$$

式中 $P$——最大气体力（公斤）；

$l$——机座与机身连接螺栓的间距（厘米）；

$W_X$——截面$X$-$X$的抗弯截面模数（厘米$^3$）。

许用应力值[$\sigma$]：对于铸铁和轻合金[$\sigma$]≤200～300公斤/厘米$^2$；对于钢[$\sigma$]≤400～600公斤/厘米$^2$。

（2）截面$Y$-$Y$，由最大气体力$P$引起的弯曲应力$\sigma_B'$与最大往复惯性力在轴承处产生的支承反力所引起的弯曲应力$\sigma_B''$，分别按以下各式计算：

$$\sigma_B'=\frac{PL}{8W_Y}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(5\text{-}13)$$

式中 $P$——最大气体力（公斤）；

$L$——两轴承间的距离（厘米）；

$W_Y$——截面$Y$-$Y$的抗弯截面模数（厘米$^3$）。

$$\sigma_B''=\frac{R_1l_1-R_2l_2-R_3l_3+R_4l_4\cdots\cdots R_nl_n}{W_Y}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(5\text{-}14)$$

式中 $R_1$，$R_2$，$R_3$，$R_4$，……$R_n$——由于往复惯性力在轴承上引起的支承反力（公斤）；

$l_1$，$l_2$，$l_3$，$l_4$，……$l_n$——各支承反力到截面$Y$-$Y$的距离（厘米）；

$W_Y$——截面$Y$-$Y$的抗弯截面模数（厘米$^3$）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

弯矩 $Rl$ 的符号，以绕截面 $Y-Y$ 顺时针转为正，逆时针转为负。

截面 $Y-Y$ 的总应力 $\sigma$：

$$\sigma=\sigma_B'+\sigma_B''\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}15)$$

许用的总应力值 $[\sigma]$：对于铸铁 $[\sigma]\leqslant$200～300 公斤/厘米$^2$；对于钢 $[\sigma]\leqslant$600 公斤/厘米$^2$）。

2）机身的计算（图5-29）：

（1）没有十字头滑道的机身，应考虑由气体力引起的机身壁上的拉应力 $\sigma_p$，按下式计算：

$$\sigma_p=\frac{P}{2f_\sigma\cos\alpha}=\frac{P}{2Lb\cos\alpha}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}16)$$

式中 $P$——最大气体力（公斤）；

$f_\sigma$——截面 $A-A$ 的面积（厘米$^2$）；

$b$——机身壁厚（厘米）；

$L$——两轴承间距离（厘米）；

$\alpha$——机身壁的倾斜角（度）。

许用拉应力值 $[\sigma_p]$：对于铸铁或轻合金 $[\sigma_p]\leqslant$200～300公斤/厘米$^2$；对于铸钢 $[\sigma_p]\leqslant$400公斤/厘米$^2$；对于用钢板焊接的 $[\sigma_p]\leqslant$600公斤/厘米$^2$。

（2）有十字头滑道的机身，除了考虑拉应力 $\sigma_p$ 外，还应计及十字头反力矩产生的弯曲应力 $\sigma_B$ 的影响，弯曲应力 $\sigma_B$ 按下式计算：

$$\sigma_B=\frac{TR}{2W_A}=\frac{3TR}{Lb^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}17)$$

式中 $T$——最大切向力（公斤）；

$R$——曲柄半径（厘米）；

$W_A$——截面 $A-A$ 的抗弯截面模数（厘米$^3$），$W_1=\dfrac{Lb^2}{6}$。

$L$——两轴承间距离（厘米）；

$b$——机身壁厚（厘米）。

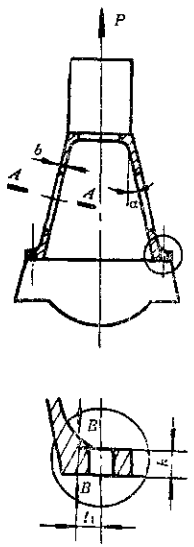



图 5-29 机身计算图

当有十字头滑道时，截面 $A-A$ 的总应力 $\sigma$：

$$\sigma=\sigma_p+\sigma_B \qquad (5\text{-}18)$$

许用的总应力值 $[\sigma]$：对于铸铁 $[\sigma]\leqslant$200～300公斤/厘米$^2$。

（3）与机座连接的机身法兰边的计算，主要考虑法兰边截面 $B-B$（图 5-29）受的弯曲应力 $\sigma_B$：

$$\sigma_B=\frac{Pl_1}{2W_B}=\frac{3Pl_1}{Lh^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}19)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中 $P$——最大气体力（公斤）；

$l_1$——螺栓中心线到截面 $B$-$B$ 的距离（厘米）；

$W_B$——截面$B$—$B$的抗弯截面模数（厘米$^3$），$W_B=\frac{Lh^2}{6}$；

$L$——属于一气缸的法兰边长度（即两轴承间距离）（厘米）；

$h$——法兰的厚度（厘米）。

许用弯曲应力值$[\sigma_B]$：对于铸铁或轻合金$[\sigma_B]\leqslant 300$公斤/厘米$^2$；对于钢$[\sigma_B]\leqslant 600$公斤/厘米$^2$。

## 四、机体的基本技术要求

### （一）对材料的要求

机体材料通常用灰铸铁铸造，一般选用HT15-33、HT20-40、HT25-47等材料。也有采用钢板焊接的机体，对钢板的材质要求采用焊接性良好的优质低炭钢板。

### （二）对毛坯件的要求

铸件的质量应符合JB297-62的规定。

在铸件承受主要作用力的不加工部分（如主轴承间窝部分，主要加强筋部分，与中体及气缸连接的端平面及法兰部分，以及两侧开有窗孔的横截面上），不允许有裂纹等影响强度的缺陷存在。

铸件的重要加工面（如主轴承座孔、十字头滑道工作表面），经最后加工后，允许有少数单个、分散、清净的气孔存在，但不得用焊补和其他方法修补，以防工作时脱下。

焊接件的焊缝质量须符合化工通用机械专业标准TH23-61的规定。机体零件焊接后必须进行煤油渗漏试验。

### （三）对热处理的要求

机体的铸件必须进行自然时效或退火处理。焊接件必须在焊接后进行退火处理。

### （四）对机械加工的要求

1.各轴承孔、定位孔、滑道的加工精度，椭圆度和锥形度不大于直径公差的范围。轴承孔的精度，薄壁瓦时为1级精度；厚壁瓦时为2级精度。十字头滑道一般为2级精度。

2.各轴承孔的中心线必须在同一直线上，其不同轴度：

对于安装滚动轴承的：在100毫米长度上不大于0.01毫米。

对于安装滑动轴承的：当轴承孔直径 $D<200$时，允差0.02毫米；当轴承孔直径 $D=200\sim500$时，允差0.03毫米。

3.安装中体和气缸用的贴合面对轴承中心线的不平行度，在100毫米长度上不大于0.02毫米。

4.安装中体和气缸用的贴合面，对十字头滑道中心线的不垂直度，在100毫米长度上不大于0.02毫米。

5.十字头滑道中心线对安装气缸或中体用的定位止口中心线的不同轴度，不大于0.02毫米。

### （五）其他

渗漏试验：机体由于贮存机油，必须进行渗漏试验。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 五、机体计算举例

（一）机体计算内容

1.主轴承计算（略）。

2.主轴承螺栓计算（略）。

3.机体间连接螺栓的计算。

4.基础螺栓的计算。

5.机体对基础的比压。

6.机体的强度计算。

（二）举例

已知：六列对置式机体，如图5-7所示，各列最大活塞力$P=32000$公斤。

1.机体间螺栓、基础螺栓、机体对基础比压的计算

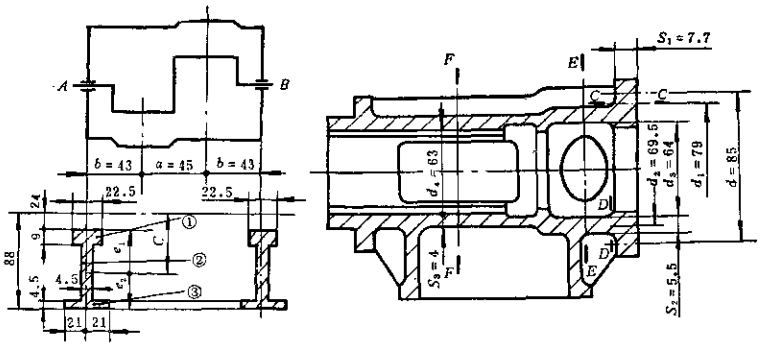
| 序号 | 名称 | 代号 | 单位 | 公式和参数的选择及計算 | 說明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 最大活塞力 | $P$ | 公斤 | $P=32000$ | 已知 |
| 2 | 机身与中体連接螺栓直径 | $d$ | 毫米 | $d=M39$ | 已知 |
| 3 | 連接螺栓数量 | $z$ | | $z=12$ | 已知 |
| 4 | 螺栓螺紋計算面积 | $f$ | 厘米$^2$ | $f=9.13$ | 如有退刀槽，应按退刀槽面积計算 |
| 5 | 系数 | $k$ | | $k=2.5$ | 按式5-1 |
| 6 | 每个連接螺栓的应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma=\frac{kP}{zf}=\frac{2.5\times32000}{12\times9.13}=730$ | |
| 7 | 許用应力 | $[\sigma]$ | 公斤/厘米$^2$ | $[\sigma]=(0.6\sim0.7)\sigma_s=(0.6\sim0.7)3200=1920\sim2240$ | 螺栓材料35鋼，查GB699-65，$\sigma_s=3200$公斤/厘米$^2$ |
| 8 | 机身基础螺栓直径 | $d$ | 毫米 | $d=M48$ | 已知 |
| 9 | 基础螺栓計算数量 | $z$ | | $z=9$ | 机身基础螺栓数量18取一侧数量計算 |
| 10 | 基础螺栓螺紋計算面积 | $f$ | 厘米$^2$ | $f=13.77$ | 如有退刀槽，应按退刀槽处面积計算 |
| 11 | 系数 | $\alpha$ | | $\alpha=1.4\sim1.7$，取1.5 | 按式5-2 |
| 12 | 机身对基础摩擦系数 | $\mu$ | | $\mu=0.4$ | 按式5-2 |
| 13 | 最大惯性力 | $I$ | 公斤 | $I=32000$ | 取最大活塞力值 |
| 14 | 机身每个基础螺栓內的应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma=\frac{\alpha I}{z\mu f}=\frac{1.5\times32000}{9\times0.4\times13.77}=970<1920\sim2240$ | 許用应力与序号7相同 |
| 15 | 机器对基础总重量 | $G$ | 公斤 | $G=105000$ | 已知 |
| 16 | 机体基础螺栓对基础的压力 | $N$ | 公斤 | $N=\frac{\alpha I}{\mu}=\frac{1.5\times32000}{0.4}=120000$ | |
| 17 | 机体与基础的接触面积 | $F$ | 厘米$^2$ | $F=F_1+6F_2=(574\times174-554\times134)+6(141\times101-117\times66)=64760$ | $F_1$为机身底面积<br>$F_2$为中体底面积 |
| 18 | 机体对基础的压应力 | $\sigma_c$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_c=\frac{G+N}{F}=\frac{105000+120000}{64760}=3.5$ | |
| 19 | 許用压应力 | $[\sigma_c]$ | 公斤/厘米$^2$ | $[\sigma_c]=8\sim16$ | |

2.机身、中体的强度校核

根据图5-7可简化成图5-30的机身与中体的计算简图。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




a)机身　　b)中体

图 5-30　计算简图

**主轴承截面 A-A 的计算**

| 截面编号 | 宽度 $b_i$（厘米） | 高度 $h$（厘米） | 面积 $f=b_ih$（厘米²） | 各截面重心到曲轴中心线距离 $x$（厘米） | $fx$（厘米³） | 各截面重心到组合截面重心距离 $y$（厘米） | $y^2$（厘米²） | $fy^2$（厘米⁴） | 各截面惯性矩 $J=\frac{b_ih^3}{12}$（厘米⁴） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 22.5 | 9 | 204 | 28.5 | 5810 | 28.5 | 810 | 165000 | 1375 |
| 2 | 4.5 | 50.5 | 227 | 58.25 | 13210 | 1.25 | 1.56 | 355 | 48750 |
| 3 | 42 | 4.5 | 189 | 85.75 | 16210 | 28.75 | 815 | 154030 | 315 |
| 总和 | | | 620 | | 35230 | 组合重心到曲轴中心线距离见下表序号2 | | 319355 | 50440 |

**机身与中体的强度计算**

| 序号 | 名称 | 代号 | 单位 | 公式和参数的选择及计算 | 说明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 轴承所受的内力 | $Q_A$ | 公斤 | $Q_A=\frac{P(b+a)}{2b-a}=\frac{32000(43+45)}{2\times43+45}=21500$ | |
| 2 | 截面 A-A 重心到曲轴中心线距离 | $C$ | 厘米 | $C=\frac{\Sigma fx}{\Sigma f}=\frac{35230}{620}=57$ | $a$ 与 $b$ 值参照图5-30 |
| 3 | 重心到上截面边距离 | $e_1$ | 厘米 | $e_1=57-24=33$ | $e$ 值取最大值 |
| 4 | 重心到下截面边距离 | $e_2$ | 厘米 | $e_2=88-57=31$ | |
| 5 | 截面 A-A 惯性矩 | $J_A$ | 厘米⁴ | $J_A=\Sigma fy^2+\Sigma J=319355+50440=369795$ | |
| 6 | 截面 A-A 截面模数 | $W_A$ | 厘米³ | $W_A=\frac{J_A}{e}=\frac{369795}{33}=11200$ | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 序号 | 名称 | 代号 | 单位 | 公式和参数的选择及計算 | 說明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 7 | 截面 $A$-$A$ 的应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma=\frac{Q_A C}{W_A}+\frac{Q_A}{f_A}=\frac{21500\times 57}{11200}+\frac{21500}{620}=144.7$ | 鑄鉄許用应力$[\sigma]\leqslant 200\sim 300$公斤/厘米$^2$ |
| 8 | 系数 | $k$ | | $k=2.5$ | 按式 5-8 |
| 9 | 截面$C$-$C$到螺栓中心线距离 | $l_C$ | 厘米 | $l_C=\frac{85-79}{2}-3$ | 图 5-30 |
| 10 | 截面$C$-$C$的直径 | $d_1$ | 厘米 | $d_1=79$ | 图 5-30 |
| 11 | 截面$C$-$C$厚度 | $s_1$ | 厘米 | $s_1=7.7$ | 图 5-30 |
| 12 | 截面$C$-$C$的截面模数 | $W_C$ | 厘米$^3$ | $W_C=\frac{\pi d_1 s_1^2}{6}=\frac{\pi\times 79\times 7.7^2}{6}=2460$ | |
| 13 | 截面$C$-$C$的应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma=\frac{kPl_C}{W_C}=\frac{2.5\times 32000\times 3}{2460}=98<200\sim 300$ | |
| 14 | 截面$D$-$D$到螺栓中心线距离 | $l_D$ | 厘米 | $l_D=\frac{85-69.5}{2}=7.75$ | 图 5-30 |
| 15 | 截面$D$-$D$的直径 | $d_2$ | 厘米 | $d_2=69.5$ | 图 5-30 |
| 16 | 截面$D$-$D$的宽度 | $S_2$ | 厘米 | $S_2=5.5$ | 图 5-30 |
| 17 | 截面$D$-$D$的截面模数 | $W_D$ | 厘米$^3$ | $W_D=\frac{\pi d_2 S_2^2}{6}=\frac{\pi\times 69.5\times 5.5^2}{6}=1100$ | |
| 18 | 截面$D$-$D$的面积 | $f_D$ | 厘米$^2$ | $f_D=\pi d_2 S_2=\pi\times 69.5\times 5.5=1200$ | |
| 19 | 截面$D$-$D$的应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma=\frac{0.4kPl_D}{W_D}+\frac{P}{f_D}=\frac{0.4\times 2.5\times 32000\times 7.75}{1100}+\frac{32000}{1200}=251.6<300$ | |
| 20 | 截面$E$-$E$的窗口面积 | $f_1$ | 厘米$^2$ | $f_1=366$ | 图 5-7 |
| 21 | 截面$E$-$E$面积 | $f_E$ | 厘米$^2$ | $f_E=f_D-f_1=1200-366=834$ | |
| 22 | 截面$E$-$E$应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma=\frac{P}{f_E}=\frac{32000}{834}=38.4<200\sim 300$ | |
| 23 | 截面$F$-$F$的窗口面积 | $f_2$ | 厘米$^2$ | $f_2=342$ | 图 5-7 |
| 24 | 截面$F$-$F$的宽度 | $S_3$ | 厘米 | $S_3=4$ | 图 5-30 |
| 25 | 截面$F$-$F$的平均直径 | $d_F$ | 厘米 | $d_F=d_4+S_3=63+4=67$ | 图 5-30 |
| 26 | 截面$F$-$F$的面积 | $f_F$ | 厘米$^2$ | $f_F=\pi d_F S_3-f_2=\pi\times 67\times 4-342=500$ | |
| 27 | 最大切向力 | $T$ | 公斤 | $T=30100$ | 已知（查动力計算） |
| 28 | 曲柄半径 | $R$ | 厘米 | $R=25$ | 已知 |
| 29 | 截面$F$-$F$内径 | $d_4$ | 厘米 | $d_4=63$ | |
| 30 | 截面$F$-$F$外径 | $d_5$ | 厘米 | $d_5=d_4+2S_3=63+2\times 4=71$ | |
| 31 | 截面$F$-$F$的截面模数 | $W_F$ | 厘米$^3$ | $W_F=\frac{\pi(d_5^4-d_4^4)}{32d_5}=\frac{\pi(71^4-63^4)}{32\times 71}=13400$ | |
| 32 | 截面$F$-$F$的总应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma=\frac{P}{f_F}+\frac{TE}{W_F}=\frac{32000}{500}+\frac{30100\times 25}{13400}=120.2<200\sim 300$ | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第二节 曲　　轴

## 一、曲轴基本结构

### （一）曲轴结构实例

压缩机曲轴有两种基本型式，即曲柄轴和曲拐轴。曲柄轴的例子见图5-31、图5-40。曲拐轴的例子见图5-32至图5 39。曲柄轴结构，连同电机轴一起，一般只有两个主轴承，对于支承偏斜较不敏感，便于曲轴安装。由于曲柄轴的曲柄销是外伸梁，使连杆结构简单，安装方便。但是，采用曲柄轴的压缩机，一般只能取卧式型式，致使机器笨重，基础庞大。目前新设计的压缩机，除微型压缩机和超高压压缩机等特殊情形外，已极少采用曲柄轴。曲拐轴在制造安装方面，虽较曲柄轴为差，但是采用曲拐轴的压缩机，可以实现对称平衡式、角式、

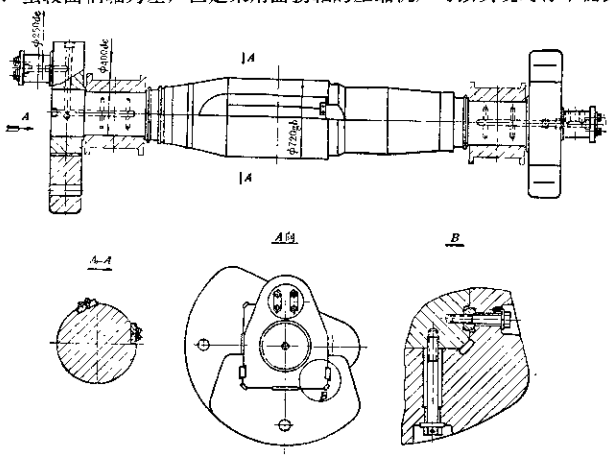



图 5-31　组合锻造曲轴

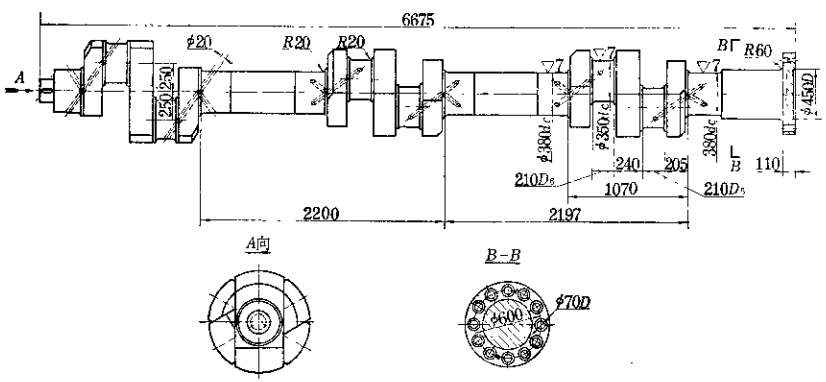



图 5-32　整体锻造曲轴



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

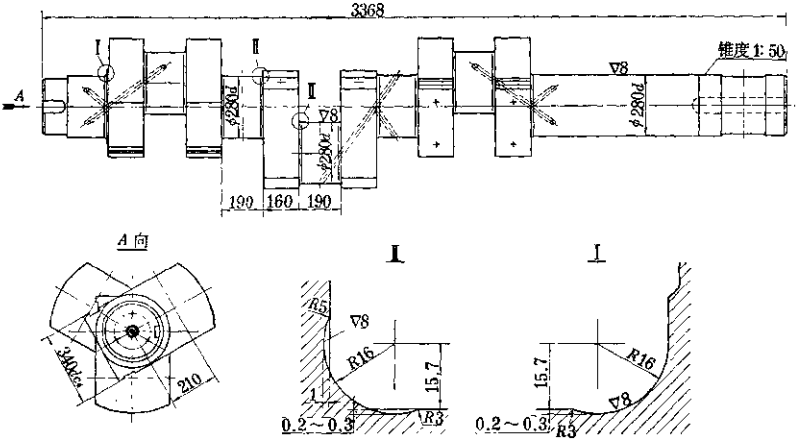



图 5-33 锻造曲轴

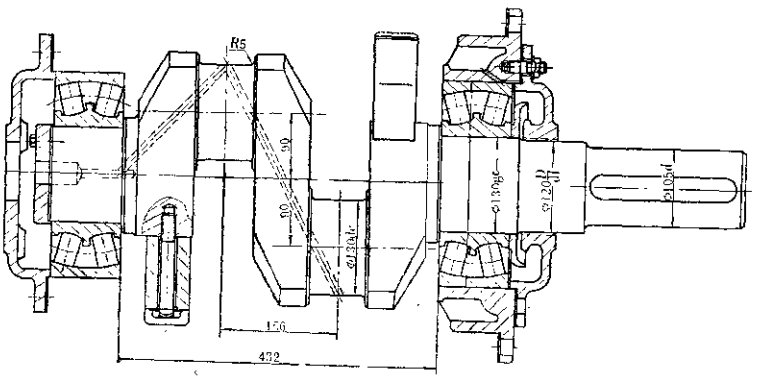



图 5-34 锻造曲轴

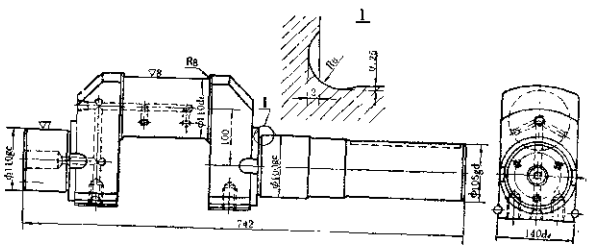



图 5-35 锻造曲轴



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

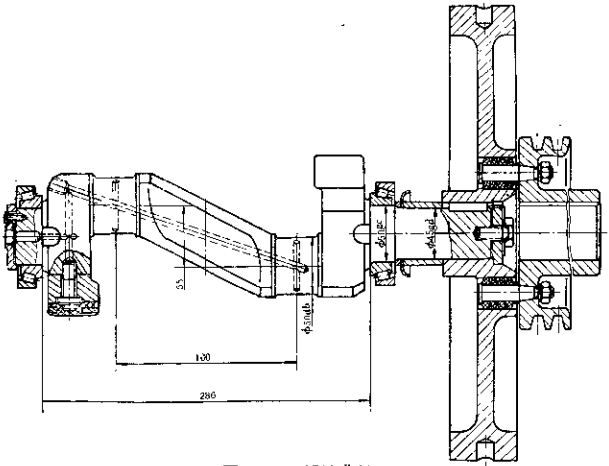


图 5-36 锻造曲轴

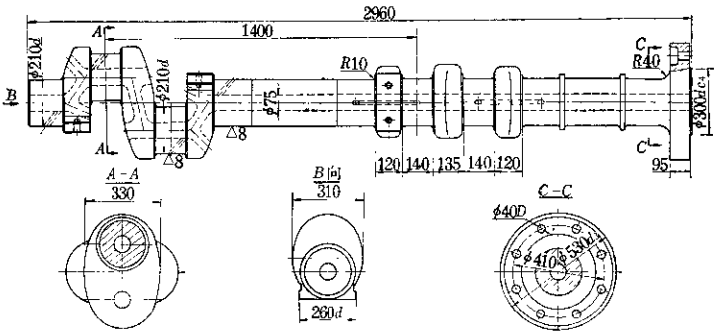


图 5-37 铸造曲轴

立式等先进的结构型式，使压缩机结构紧凑，重量轻；此外，采用曲拐轴的压缩机，在气缸列数设置方面几乎不受限制，便于满足流程要求。因此，在压缩机上采用曲拐轴的，正日趋增多。

压缩机曲轴通常都是设计成整体式。在个别情形，例如在制造和安装方面有要求，也可把曲轴分成若干部分分别制造，然后用热压配合、法兰、键销等永久或可拆的连接方式组装成一体，构成组合式曲轴。组合式曲轴的例子见图5-31、图5-40。

压缩机上用得较多，制造经验较成熟的，是中碳钢锻造曲轴，如图5-31至图5-36所示。近年来由于铸造技术的发展，采用稀土镁球墨铸铁铸造曲轴的越来越多，如图5-37至图5-39所示。铸造曲轴可以节省原材料和大量减少加工工时，并且有条件把曲轴的形状设计得更合理。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

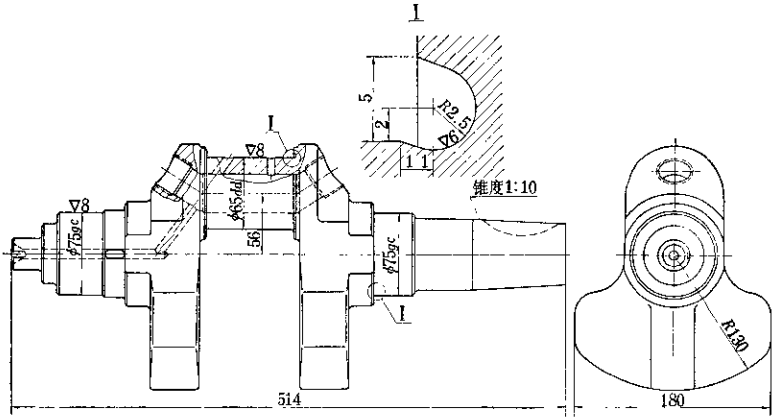



图 5-38 铸造曲轴

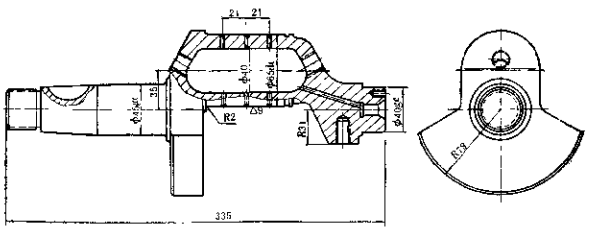



图 5-39 铸造曲轴

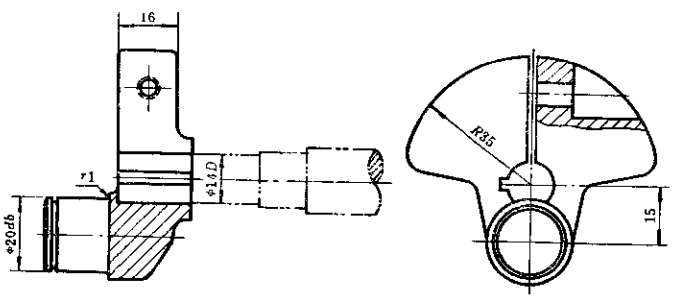



图 5-40 组合式曲轴



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

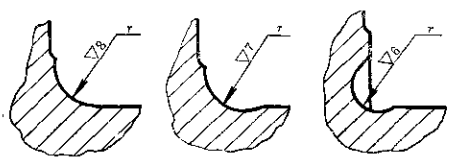
（二）轴颈和曲柄

轴颈，是指主轴颈和曲柄销。曲柄，是主轴颈和曲柄销间的连接部分。锻造曲轴的轴颈，除因特殊原因，例如为了减轻重量和增加强度，都是制成实心的圆柱体。而曲柄，则取矩形体作为基本形式。一般把曲柄在曲柄销端靠外的棱角削去，以减小不平衡的旋转质量，同时也有利于力的传递；另外，还把曲柄在主轴颈端的端面制成平面，以便安装平衡铁（图5-35）。

铸造曲轴轴颈和曲柄的结构，由于铸造工艺能够实现复杂的外形，可以采用更合理的设计。轴颈一般铸成空心的，内孔径为外径的一半左右。空心结构可以提高曲轴的疲劳强度，减轻曲轴重量，在铸造时也容易保证材质质量。曲柄一般是铸成椭圆形，以提高曲轴的疲劳强度。图5-37中曲轴内部的铸造空腔，可以作为润滑油路，但型砂一定要清除干净，以免把油弄脏（图5-38）。小型铸造曲轴，为避免下砂芯时的麻烦，可设计成实心结构。

（三）过渡圆角

轴颈与曲柄连接处，应取成圆角圆滑过渡，以避免发生过大的应力集中现象，致使曲轴破坏。常见的过渡圆角形式如图5-41所示。其中 $a$ 图所示圆角形式是最常用的圆角形式，轴颈表面和圆角表面为一次磨出，以保证衔接处平滑；圆角表面光洁度应不低于▽8。$b$ 图所示圆角形式，适合于大型曲轴，是用成型车刀最后加工出来的；圆角应有微量径向沉割，以保证衔接处不出现明显凸台；圆角表面光洁度应不低于▽7。$c$ 图所示圆角形式，便于连杆用大头定位，以减小曲柄销长度，在压缩机轴向长度有要求时可以采用；由于轴向沉割圆角受载情况较好，圆角表面光洁度可取得略低，但不应低于▽6。




a）　b）　c）

图 5-41　过渡圆角形式

在图5-41中，$a$ 图和 $b$ 图所示圆角的圆角半径 $r$，推荐取 $r=(0.05\sim0.06)D$，式中 $D$ 为曲柄销直径。$c$ 图所示圆角的圆角半径 $r$ 可取得略小些，以便不过分削弱曲柄。

对圆角表面施以滚压，使之冷作硬化，可以使曲轴疲劳强度明显提高。同一曲轴上的圆角（包括轴径突然改变处的过渡圆角），应尽量取同一半径，以便利加工。

（四）油孔

轴颈上的油孔，一般采取斜油孔或直角油孔形式，视曲轴形状和供油方式而定（参看图5-32至图5-35）。油孔直径约为轴颈直径的0.05～0.06倍，但不应小于3毫米。油孔与轴颈表面相贯处，应倒圆抛光，倒圆圆角半径约为油孔直径的一半，以提高曲轴的疲劳强度。

大型空心铸造曲轴，常取斜油孔形式，并在孔中胀以油导管（见图5-37）。

关于油孔位置，轴瓦内壁上有环向油槽时，一般多从加工工艺性出发，沿曲拐平面开油孔（见图5-33、图5-34）。轴瓦内壁上没有环向油槽时，从润滑的观点看，为减弱因油孔破坏油膜而导致的不良影响，油孔应开在轴颈载荷矢量图上载荷最小的区域。

曲柄销载荷矢量图按以下步骤绘制（参看图5-42）：

1.画出曲轴的曲柄图，$O'$ 点为主轴颈轴心，$O_1$ 点为曲柄销轴心，并用箭头指出曲轴的



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

转向。

2.从 $O_1$ 点向上作线段 $O_1O''$。线段 $O_1O''$ 以一定比例表示连杆大头旋转惯性力 $I_r'$、$I_r''$ 的数值为：

$$I_r'=1.12\times10^{-5}G_1rn^2\text{（公斤）} \qquad (5\text{-}20)$$

式中 $G_1$——连杆大头折合重量（公斤），$G_1=(0.6\sim0.7)G$，$G$ 为连杆重量；

$r$——曲柄半径长度（厘米）；

$n$——压缩机转数（转/分）。

3.以 $O''$ 为原点作直角座标系，横座标是切向力 $T$，逆曲轴旋转方向为正；纵座标是法向力 $R_x$，沿曲柄半径方向为正。$T$ 和 $R_x$ 的比例尺，应与 $I_r'$ 的比例尺相同，$T$ 和 $R_x$ 的数值，均由动力计算给出。

4.对于曲轴的各个旋转位置，先根据动力计算的结果找出 $T$ 和 $R_x$ 的数值，然后根据这些 $T$ 和 $R_x$ 的数值，在座标系 $T\,O''\,R_x$ 中找出对应的点 0、1、2、3、……。

5.依次连接 0、1、2、3、……等各点成一封闭的光滑曲线，这就是曲柄销载荷矢量图。

6.曲线上的任一点 $K$ 与曲柄销轴的 $O_1$ 点的连线，即表示作用在曲柄销上载荷的大小和方向。连线延长线与曲柄销圆周的交点 $K'$ 是载荷作用点。

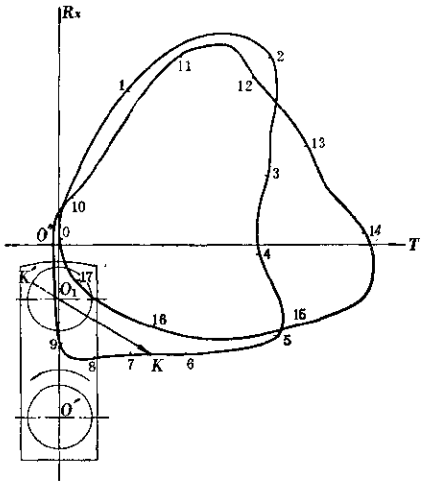



图 5-42 曲柄销载荷矢量图

主轴颈载荷矢量图的绘制方法，与曲柄销载荷矢量图绘制方法相似，这里只简略说一下。由于加装平衡铁，从而认为不存在不平衡旋转惯性力，故取主轴颈轴心 $O'$ 点作为座标原点。横座标是切向支反力 $N_y$，纵座标是法向支反力 $N_z$。两座标的方向根据图5-47确定。$N_y$ 和 $N_z$ 的数值，按表5-2算出。于是，对于曲轴的各个旋转位置，在座标系 $N_yO'N_z$ 中可找出相应的点 0、1、2、3、……，把这些点依次连接起来，就是主轴颈的载荷矢量图。两跨公用的主轴颈，先由两跨分别单独找出各点，然后按两跨曲拐间夹角，作矢量叠加，找出点 0、1、2、……等即可。

（五）曲轴的轴向定位

为防止曲轴在运转过程中轴向窜动，要由主轴承对曲轴进行轴向定位。但考虑到曲轴的热膨胀，在定位处要留有热间隙。为使定位处的热间隙尽可能小些，曲轴上的两个定位面要尽量选得彼此近些。

在主轴承为滚动轴承时，一般由两只主轴承从两端对曲轴进行轴向定位。在主轴承为滑动轴承时，曲轴的轴向定位一般由端部一只主轴承来完成：采用厚壁轴瓦的，轴瓦有起止推作用的翻边；采用薄壁轴瓦的，在定位主轴承座的两个端面上，镶有由耐磨材料制成的半环状止推环；相应于翻边或止推环，在曲轴上布置有定位台肩。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（六）轴封

曲轴从曲轴箱侧壁穿出处须设置轴封，以防润滑油外漏。最常用的轴封结构，是在轴上装设甩油圈，并辅之以螺旋挡油槽，如图5-43所示。*a* 图：螺旋挡油槽固定在曲轴箱上，螺旋旋向与轴的旋转方向相同；*b* 图：螺旋挡油槽随曲轴一道转动，螺旋旋向与轴的旋转方向相反；如果把螺旋槽分成两段，并把靠外一段螺旋槽的旋向改变一下，除应当有防止油外漏的作用外，还应有防止灰尘进入曲轴箱的作用。在小型压缩机上常采用橡胶轴封，如图5-44所示。橡胶轴封是标准件产品（见HG4-692-67），可根据轴径大小选用。

（七）轴端

曲拐轴的两端，分别称轴前端和轴后端。轴前端是功率输入端，要传递由动力计算确定的总扭矩。轴前端一般是与皮带轮、联轴器、驱动机等相连接，要求连接牢固可靠。常见的轴前端结构，有圆锥轴端、圆柱轴端和法兰轴端。圆锥轴端便于装拆，但锥面的加工较麻烦，要用锥度量规检验，接触面须在65%以上；锥面的锥度，通常取1:10，也有取1:15和1:20的；扭矩是用键传递（图5-38）。圆柱轴端加工方便，但拆装较麻烦；圆柱面的配合公差一般取$D/gd$或$D/gc$；扭矩也是用键传递（图5-34）。法兰轴端使压缩机轴向尺寸紧凑，适合于与电机直联的大型压缩机；扭矩是由抗剪切的铰制孔用螺栓传递；铰制孔用螺栓与螺栓孔的配合公差，推荐取$D/gc$。为了减小应力集中的影响和增加接近轴颈处法兰的厚度，法兰与轴颈相接处，要用较大圆角圆滑地过渡（图5-32）。

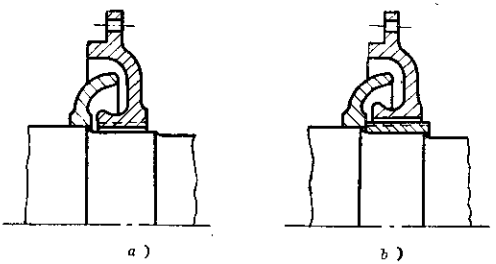



图 5-43 轴封结构

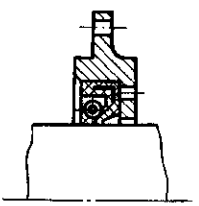


图 5-44 橡胶轴封

轴后端常须拖动齿轮油泵、注油器以及风扇、水泵等，为此，在轴后端的端面上常要设置方头活络联轴节，以拖动从动轴；在轴后端的柱面上，有时要装设齿轮、链轮、皮带轮等，以输出功率。对于大型压缩机，盘车齿轮也多装在轴后端。这些，在设计曲轴时都应予以考虑。

（八）平衡铁

平衡铁的基本形式是扇形体。平衡铁尺寸的确定，是在保证压缩机运转时平衡铁不与十字头(或活塞)和连杆相碰的条件下，尽量增大平衡铁外缘半径和平衡铁厚度，然后调整平衡铁包角，使平衡铁重心回转半径$\rho$与平衡铁重量$G$的乘积满足动力计算提出的要求。平衡铁重量和重心位置的计算，可参考附录二进行。

平衡铁与曲柄的连接，最常见的是用抗拉螺栓连接。在大型压缩机时，为了分担一部分载荷，可在曲柄的两个侧面上增设两个键，以减轻螺栓受力。为了防止松动，连接件均应锁死（图5-31、图5-34和图5-36）。铸造曲轴的平衡铁，一般都是与曲轴铸为一体(图5-38）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

连接件的强度，以平衡铁的离心力$P$为载荷，按静强度进行校核。平衡铁的离心力：

$$P=1.12\times10^{-5}G\rho n^2\text{（公斤）} \qquad (5\text{-}21)$$

式中 $G$——平衡铁重量（公斤）；

$\rho$——平衡铁重心回转半径（厘米）；

$n$——压缩机转数（转/分）。

## 二、曲轴结构设计

### （一）曲轴设计基本原则

1.曲轴的轴颈要有适当的尺寸，使配用的轴承能有胜任的负荷能力（参阅本章轴承与轴瓦一节）。

2.曲轴要有足够的强度，以承受交变弯曲与交变扭转的联合作用。曲轴的各危险断面，尤其是有高度应力集中现象存在的轴颈与曲柄间过渡圆角处，要进行强度校核。

3.曲轴要有足够的刚度。轴颈偏转角不应超过许用值，以保证轴承可靠地工作。在采用悬挂电机结构时，电机转子中心的挠度应不超过许用值，以保证电机正常工作。

### （二）曲轴结构尺寸的确定

基于以上几项要求，对于曲拐轴（图5-45）主要尺寸初步确定如下：

1.曲柄销直径：

$$D=(4.6\sim5.6)\sqrt{P}\text{（厘米）} \qquad (5\text{-}22)$$

式中 $P$——最大活塞力（吨）。

在式5-22中，当压缩机活塞力小，列数少，行程短，往返行程中活塞力较接近，以及曲轴材料许用应力高，轴承负荷能力强时，系数的取值可偏小；反之，系数取值应偏大。

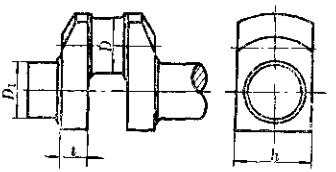



图 5-45 曲柄的主要尺寸

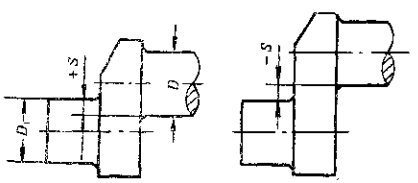



图 5-46 轴颈重合度

2.主轴颈直径：

$$D_1=(1\sim1.1)D$$

在确定轴颈尺寸时，应顾及轴颈重合度$S$（图5-46），应尽量避免$S/D$等于零或接近零。

3.轴颈长度：轴颈长度要与轴承宽度相适应（参看本章轴承与轴瓦一节）。在非定位轴颈处，轴颈直圆柱部分的长度要比轴承宽度适当大一些，使轴颈与轴承沿轴线方向有相互窜动的余地，以适应制造偏差和曲轴热膨胀的影响。

4.曲柄厚度：

$$t=(0.7\sim0.6)D$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

大的曲柄厚度相应于小的曲柄宽度；小的曲柄厚度相应于大的曲柄宽度。在轴颈重合度 $S$ 较大时，例如 $S/D>0.3$，曲柄厚度 $b$ 可酌情减小10～20%。

5.曲柄宽度：

$$h=(1.2\sim1.6)D$$

锻造曲轴以取小的曲柄宽度为宜，以减少机加工切削量。铸造曲轴应取大的曲柄宽度。

对于曲柄轴，由于受力情况与曲拐轴不同，结构尺寸的大小也就不同，例如，在曲柄轴情况下，曲柄销受力情况较好，一般就取得较细。由于在设计中遇到曲柄轴的不多，故不多述。

**三、曲轴强度及刚度计算**

这里主要叙述曲拐轴的计算。可参考曲拐轴的情形进行曲柄轴计算。

（一）曲轴受力分析

为使计算简便，对曲轴的受力情况先作如下简化假定：1）对于多支承曲轴，作为在上轴承中点处被切开的分段简支梁考虑；2）连杆力集中作用在曲柄销中点处；3）略去回转惯性力；4）略去曲轴自重。

作了上述简化假定以后，曲拐轴的计算简图可归纳为单拐和双拐两种，如图5-47所示。为了后面计算方便，规定了轴颈与曲柄的座标系，见图5-47。

在图5-47中，$T$、$T'$为作用在曲柄销上的切向力；$R_x$、$R_z$为作用在曲柄销上的法向力；$F_y$、$F_z$为轴前端载荷沿座标方向的分量；$N_{Ay}$、$N_{Az}$、$N_{By}$、$N_{Bz}$、$N_{Cy}$、$N_{Cz}$为$A$、$B$、$C$三个主轴承处支反力沿座标方向的分量；$M$为输入扭矩；$M_0$为相邻一跨传来的阻力扭矩。

由于轴承间隙的存在，假定曲柄销载荷只由轴承$B$和轴承$C$支持，轴前端载荷只由轴承$A$和轴承$C$支持，于是，可按静定梁计算各主轴承支反力，并进一步由平衡方程式解出曲轴各个截面上的弯矩、扭矩、轴力。各主轴承支反力的计算公式列在表5-2中；曲轴各截面处的弯矩、扭矩、轴力计算公式列在表5-3中；内力正、负号的规定如图5-48所示。

由图5-47可看出，当尺寸$l=0$，或角度$\alpha=0$，就是对称平衡式的情形；当尺寸$l=0$，就是只有一个端轴承，并且考虑轴前端载荷的情形；当作用力$F=0$，就是轴前端载荷较小，可以略去，或者没有轴前端载荷的情形。

轴前端载荷$F$，通常是指轴前端悬挂物体的重量，在皮带传动或采用悬挂电机结构的情形，应把皮带拉力或磁拉力也计入。磁拉力的数值$Q$，近似地可按下式确定：

$$Q=0.3DL\text{（公斤）}\qquad(5\text{-}23)$$

式中 $D$——电机转子外径（厘米）；

$L$——电机转子有效铁芯长度（厘米）。

磁拉力的方向，为计算安全计，可假定与重力方向相同。

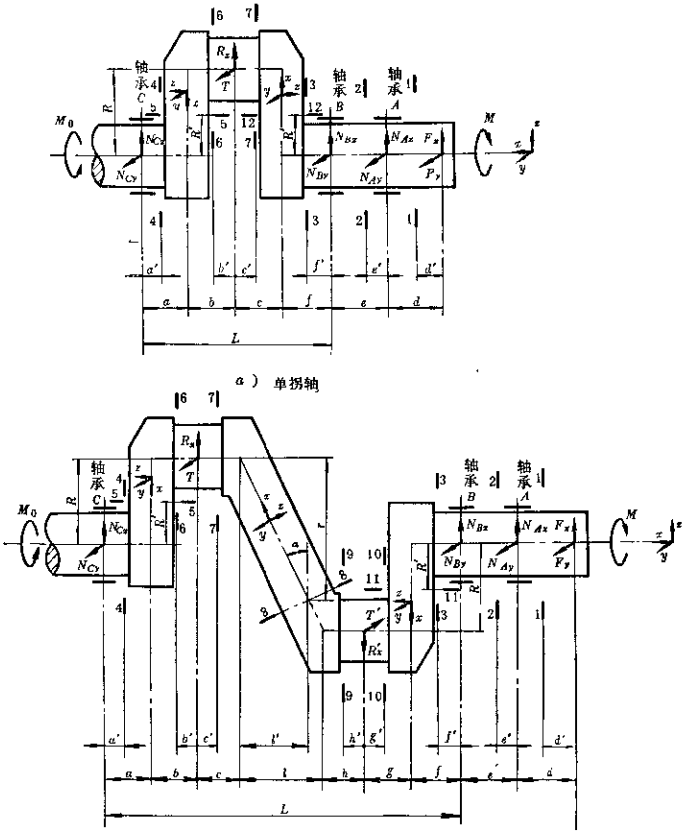
（二）曲轴强度校核

1.静强度校核

由工作负荷引起的曲轴破坏总是疲劳破坏，因此对曲轴要进行疲劳强度校核。但为使计算简便，通常把曲轴所受载荷，看成是应力幅度等于最大应力的对称循环载荷，且略去应力集中系数和尺寸系数对计算结果的影响，而代之以选用较大的安全系数，从而使复杂的疲劳强度校核具有静强度校核的简单形式。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




a ) 单拐轴

b ) 双拐轴

图 5-47 曲轴计算简图

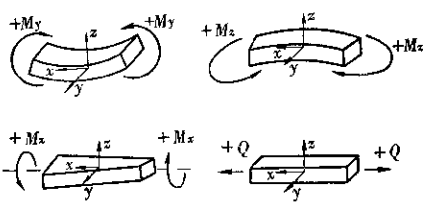



图 5-48 曲轴内力正、负号的规定



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**表 5-2 支反力计算公式**

| 支反力 | 单拐轴计算公式 | 双拐轴计算公式 |
|---|---|---|
| $N_{Az}$ | $-\frac{L+d+e}{L+e}F_z$ | $-\frac{L+d+e}{L+e}F_z$ |
| $N_{Ay}$ | $-\frac{L+d+e}{L+e}F_y$ | $-\frac{L+d+e}{L+e}F_y$ |
| $N_{Bz}$ | $-\frac{a+b}{L}R_x$ | $\frac{L-f-g}{L}R_x'-\frac{a+b}{L}R_x$ |
| $N_{By}$ | $-\frac{a+b}{L}T$ | $\frac{L-f-g}{L}T'-\frac{a+b}{L}T$ |
| $N_{Cz}$ | $-\frac{c+f}{L}R_x+\frac{d}{L+e}F_z$ | $\frac{f+g}{L}R_x'-\frac{L-a-b}{L}R_x+\frac{d}{L+e}F_z$ |
| $N_{Cy}$ | $-\frac{c+f}{L}T+\frac{d}{L+e}F_y$ | $\frac{f+g}{L}T'-\frac{L-a-b}{L}T+\frac{d}{L+e}F_y$ |
| $M_0$ | $M-RT$ | $M-R(T+T')$ |

注：当曲轴转向与图5-47所示方向相反时，表5-2中的$M$、$T$、$T'$要用$(-M)$、$(-T)$、$(-T')$代替。

**表 5-3 曲轴各截面弯矩、扭矩、轴力计算公式**

| 截面号 $i$ | 绕 $y$ 轴弯矩 $M_{iy}$ | 绕 $z$ 轴弯矩 $M_{iz}$ | 绕 $x$ 轴扭矩 $M_{ix}$ | 轴力 $Q_i$ |
|---|---|---|---|---|
| 1 | $F_z d'$ | $F_y d'$ | $M$ | — |
| 2 | $F_z(d+e')+N_{Az}e'$ | $F_y(d+e')+N_{Ay}e'$ | $M$ | — |
| 3 | $F_z(d+e+f')+N_{Az}(e+f')+N_{Bz}f'$ | $F_y(d+e+f')+N_{Ay}(e+f')+N_{By}f'$ | $M$ | — |
| 4 | $N_{cz}a'$ | $N_{cy}a'$ | $M_0$ | — |
| 5 | $N_{cz}a$ | $-M_0+N_{cy}E'$ | $N_{cy}a$ | $-N_{cz}$ |
| 6 | $N_{cz}(a+b-b')$ | $N_{cy}(a+b-b')$ | $M_0-N_{cy}E$ | — |
| 7 | $N_{cz}(a+b+c')+R_x e'$ | $N_{cy}(a+b+c')+Te'$ | $M_0-N_{cy}E$ | — |
| 8 | $N_{cz}(a+b+c+l')+R_x(e-l')$ | $N_{cy}\left[\left(a-b+c+\frac{l}{2}\right)\sin\alpha+\frac{r-R}{\cos\alpha}\right]+T\left(c\sin\alpha+\frac{r}{\cos\alpha}\right)+M_0\cos\alpha$ | $-N_{cy}\left(a+b+c-\frac{l}{2}\right)\cos\alpha-T\cos\alpha+M_0\sin\alpha$ | $(N_{cz}+R_x)\cos\alpha$ |
| 9 | $N_{cz}(a+b+c+l+h-h')+R_x(c+l+h-h')$ | $N_{cy}(a+b+c+l+h-h')+T(c+l+h-h')$ | $M_0+N_{cy}R+2TR$ | — |
| 10 | $N_{cz}(a+b+c+l+h+g')+R_x(c+l+h+g')-R_x'g'$ | $N_{cy}(a+b+c+l+h+g')+T(c+l+h+g')-T'g'$ | $M_0+N_{cy}E+2TR$ | — |
| 11 | $F_z(d+e+f)+N_{Az}(e+f)+N_{Bz}f$ | $-M+(F_y+N_{Ay}+N_{By})R'$ | $F_y(d+e+f)+N_{Ay}(e+f)+N_{By}f$ | $F_z+N_{Az}+N_{Bz}$ |
| 12 | $F_z(d+e+f)+N_{Az}(e+f)+N_{Bz}f$ | $+M+(F_y+N_{Ay}+N_{By})R'$ | $-F_y(d+e+f)-N_{Ay}(e+f)-N_{By}f$ | $-F_z-N_{Az}-N_{Bz}$ |

注：当曲轴转向与图5-47所示方向相反时，表5-3中的$M$、$T$、$T'$，要用$(-M)$、$(-T)$、$(-T')$代替。

一般要校核轴颈和曲柄的如下截面：即轴颈与曲柄连接处和轴颈开油孔处。

近似地可取曲轴下述各旋转位置，对曲轴进行静强度校核：1）被校核一跨的输入扭矩$M$最大时；2）被校核一跨中，列的综合活塞力绝对值最大时（在角式压缩机情形，是一拐上



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

各列综合活塞力矢量和的绝对值最大时）。

轴颈和曲柄各截面的静强度校核按下式进行：

$$n=\frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{\sigma^2+4\tau^2}}\geqslant[n] \qquad (5\text{-}24)$$

式中 $\sigma_{-1}$——曲轴材料对称弯曲疲劳极限（公斤/厘米$^2$）；

$\sigma$——危险点上的正应力；

$\tau$——危险点上的切应力（公斤/厘米$^2$）；

$[n]$——许用安全系数。推荐：$[n]=3.5\sim5$。

在曲轴材料的组织均匀程度和机械性能稳定程度较差，以及轴颈曲柄间过渡圆角较小和被校核截面处的表面光洁度较差时，安全系数应取较大数值。

被校核截面危险点应力的计算，对于轴颈为：

$$\sigma=\frac{\sqrt{M_y^2+M_z^2}}{W_y} \qquad (5\text{-}25a)$$

$$\tau=\frac{M_x}{W_x} \qquad (5\text{-}25b)$$

对于曲柄，情形较复杂。在截面为矩形时，要校核：1）截面短轴端点；2）截面长轴端点；3）矩形角点。在截面为椭圆形时，例如两列立式压缩机的长曲臂柄，要校核：1）截面短轴端点；2）截面长轴端点。

各点的应力按以下各式计算：

1）截面短轴端点应力：

$$\sigma=\frac{|M_y|}{W_y}+\frac{|Q|}{F} \qquad (5\text{-}26a)$$

$$\tau=\frac{M_x}{W_x} \qquad (5\text{-}26b)$$

2）截面长轴端点应力：

$$\sigma=\frac{|M_z|}{W_z}+\frac{|Q|}{F} \qquad (5\text{-}27a)$$

$$\tau=\gamma\frac{M_x}{W_x} \qquad (5\text{-}27b)$$

3）矩形截面角点的应力：

$$\sigma=\frac{|M_y|}{W_y}+\frac{|M_z|}{W_z}+\frac{|Q|}{F} \qquad (5\text{-}28a)$$

$$\tau=0 \qquad (5\text{-}28b)$$

在式5-25至式5-28中，$M_y$、$M_z$、$M_x$、$Q$为作用在被校核截面处的弯矩、扭矩、轴力，可按表5-3中的公式算出；$W_y$、$W_z$、$W_x$为被校核截面的截面模数，$F$为被校核截面的截面积；$\gamma$取决于杆件截面形状的扭转应力比值系数。

可以看出，把轴颈应力计算公式式5-25代入式5-24中，就有：

$$n=\frac{\sigma_{-1}W_y}{\sqrt{M_y^2+M_z^2+M_x^2}}\geqslant[n] \qquad (5\text{-}29)$$

进行轴颈强度校核时，使用式5-29较为方便。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

抗弯截面模数 $W_y$、$W_z$ 的计算可参看附录二。抗扭截面模数 $W_x$ 及扭转应力比值系数 $\gamma$ 的计算简述如下。由于以后在曲轴刚度计算中还要用到抗扭惯性矩，为简便计，也在这里一并叙述。

椭圆形截面的杆在纯扭转时，根据弹性理论分析得到 $J_x$、$W_x$ 和 $\gamma$ 值如下

$$J_x=\frac{\pi}{16}\times\frac{m^3}{m^2+1}\times b^4 \tag{5-30}$$

$$W_x=\frac{\pi}{16}b^2h \tag{5-31}$$

$$\gamma=\frac{1}{m} \tag{5-32}$$

上式中，$m=\frac{h}{b}$，$h$ 与 $b$ 依次代表椭圆长短轴的长度。

矩形截面的杆在纯扭转时，根据弹性理论中的近似解可得到如下形式的 $J_x$ 与 $W_x$ 两常数值。

$$J_x=\alpha b^4 \tag{5-33}$$

$$W_x=\beta b^3 \tag{5-34}$$

上式中的 $\alpha$、$\beta$ 系数及应力比值系数 $\gamma$ 系随矩形截面长边的长度 $h$ 与短边的长度 $b$ 之比值 $m=\frac{h}{b}$ 的大小而变，其具体数值可由表 5-4 查出。

**表 5-4　矩形截面杆纯扭转时的系数 $\alpha$、$\beta$、$\gamma$**

| $m=\frac{h}{b}$ | 1.0 | 1.2 | 1.5 | 2.0 | 2.5 | 3.0 | 4.0 | 6.0 | 8.0 | 10.0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\alpha$ | 0.140 | 0.199 | 0.294 | 0.457 | 0.622 | 0.790 | 1.123 | 1.789 | 2.456 | 3.123 |
| $\beta$ | 0.208 | 0.263 | 0.346 | 0.493 | 0.645 | 0.801 | 1.150 | 1.789 | 2.456 | 3.123 |
| $\gamma$ | 1.000 | — | 0.858 | 0.796 | — | 0.753 | 0.745 | 0.743 | 0.743 | 0.743 |

2.疲劳强度校核

轴颈与曲柄间的过渡圆角处，由于有高度应力集中现象存在，是曲轴最易发生破坏的地方，有时要按考虑了应力集中系数和尺寸系数的疲劳强度计算方法，进行进一步的强度校核。

疲劳强度校核方法如下：

$$n_1=\frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2+n_\tau^2}}\geqslant[n_1] \tag{5-35}$$

式中　$n_1$——弯、扭交变应力综合作用下，曲轴的工作安全系数；

$n_\sigma$——弯曲交变应力作用下，曲轴的工作安全系数；

$n_\tau$——扭转交变应力作用下，曲轴的工作安全系数；

$[n_1]$——许用工作安全系数。

$n_\sigma$ 和 $n_\tau$ 按下式确定：

$$n_\sigma=\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a\frac{K_\sigma}{\varepsilon}+\sigma_m\psi_\sigma} \tag{5-36}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$n_\tau=\frac{\tau_{-1}}{\tau_a\frac{K_\tau}{\varepsilon}+\tau_m\psi_\tau} \tag{5-37}$$

式中 $\sigma_m,\tau_m$——弯曲和扭转的平均应力；

$\sigma_a,\tau_a$——弯曲和扭转的应力幅度；

$\sigma_{-1},\tau_{-1}$——材料的弯曲和扭转疲劳极限；

$K_\sigma,K_\tau$——弯曲和扭转时曲轴的有效应力集中系数；

$\varepsilon$——曲轴的尺寸系数；

$\psi_\sigma,\psi_\tau$——决定于材料的系数。

在大多数情况下，曲轴过渡圆角处的疲劳强度的具体计算中，式 5-36 和式 5-37 分母中的第二项远小于第一项，故可略去，于是，将式 5-36 和式 5-37 代入式 5-35 中得：

$$n_1=\frac{\sigma_{-1}\varepsilon}{\sqrt{(\sigma_aK_\sigma)^2+\left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2(\tau_aK_\tau)^2}}\geqslant[n_1] \tag{5-38}$$

对曲轴过渡圆角作疲劳强度校核时，使用式 5-38 较为方便。

推荐：$[n_1]=1.8\sim2.5$。

式 5-38 中的 $\sigma_a$ 和 $\tau_a$，按以下公式计算：

$$\sigma_a=\frac{M_{ymax}-M_{ymin}}{2W_y} \tag{5-39}$$

$$\tau_a=\frac{M_{xmax}-M_{xmin}}{2W_x} \tag{5-40}$$

式中 $M_{ymax},M_{ymin}$——曲轴旋转一周过程中，作用在曲柄过渡圆角所在截面处的最大和最小绕 $Y$ 轴弯矩，可按表 5-3 算出；

$M_{xmax},M_{xmin}$——曲轴旋转一周过程中，作用在轴颈过渡圆角所在截面处的最大和最小绕 $X$ 轴扭矩，可按表 5-3 算出；

$W_y$——曲柄抗弯截面模数；

$W_x$——轴颈抗扭截面模数。

为使计算不过份麻烦，近似地，在被校核一跨中，可在作用于一拐上的法向力 $R_z$ 为最大和最小时，计算 $M_{ymax}$ 和 $M_{ymin}$；在被校核一跨的输入扭矩 $M$ 为最大和最小时，计算 $M_{xmax}$ 和 $M_{xmin}$。在轴颈有重合时，例如当 $S/D>0.3$，曲柄一般要取得薄些，这时，曲柄抗弯截面模数 $W_y$ 可按下式计算：

$$W_y=\frac{h(t^2+s^2)}{6} \tag{5-41}$$

式中 $h$——曲柄宽度；

$t$——曲柄厚度；

$s$——轴颈重合度。

式 5-38 中的 $K_\sigma$、$K_\tau$、$\varepsilon$，可从图 5-49、图 5-50、图 5-51 中查取。在使用图 5-49 和图 5-50 时，图中给出的是 $(K_\sigma)_D$ 和 $(K_\tau)_D$，它们与 $K_\sigma$ 和 $K_\tau$ 有如下关系：$K_\sigma=(K_\sigma)_D\varepsilon_0$，$K_\tau=(K_\tau)_D\varepsilon_0$；$\varepsilon_0$ 是 40～70 毫米直径试件的尺寸系数，$\varepsilon_0$ 约等于0.8。

曲轴常用材料的疲劳极限：对 45 和 40 优质碳素钢 $\sigma_{-1}=2500\sim3400$ 公斤/厘米$^2$，



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$\tau_{-1}$=1500～2000 公斤/厘米²；XQT60-2 稀土镁球墨铸铁 $\sigma_{-1}$=2500～2600 公斤/厘米²，$\tau_{-1}$=1500～1600 公斤/厘米²。

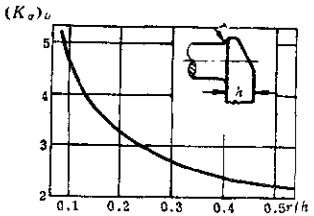



图 5-49　曲柄弯曲有效应力集中系数

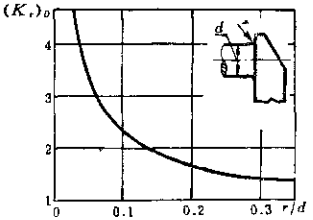



图 5-50　轴颈扭转有效应力集中系数

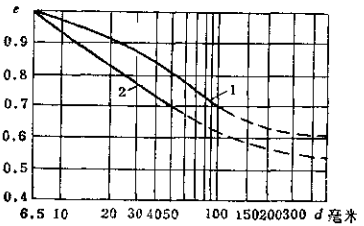



图 5-51　尺寸系数

1—碳钢；2—合金钢

（三）曲轴刚度校核

在作刚度校核时，要把曲轴转化为变截面直梁，要求转化梁与曲轴有同样的抗弯刚度。转化梁与曲轴轴颈有同样的座标系。

转化梁在长度方向上的尺寸，按图 5-52 所示方法确定了转化梁各段的截面惯性矩，按表 5-5 所示转化关系确定。

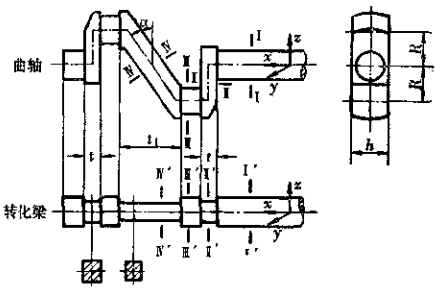



图 5-52　转化梁长度尺寸的确定



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 5-5 转化梁与曲轴间刚度转化关系

| 转化梁截面 $i-i$ | 转化梁截面绕 $y$ 轴惯性矩 $J_{iy}$ | 转化梁截面绕 $x$ 轴惯性矩 $J_{ix}$ |
|---|---|---|
| Ⅰ′-Ⅰ′ | $J'_{\mathrm{I}y}=J_{\mathrm{I}y}$ | $J'_{\mathrm{I}x}=J_{\mathrm{I}x}$ |
| Ⅱ′-Ⅱ′ | $J'_{\mathrm{II}y}=\frac{t}{R}J_{\mathrm{II}y}$ | $J'_{\mathrm{II}x}=\frac{t}{R}\frac{G}{E}J_{\mathrm{II}x}$ |
| Ⅲ′-Ⅲ′ | $J'_{\mathrm{III}y}=J_{\mathrm{III}y}$ | $J'_{\mathrm{III}x}=J_{\mathrm{III}x}$ |
| Ⅳ′-Ⅳ′ | $J'_{\mathrm{IV}y}=\frac{t_1\cos\alpha}{2R}J_{\mathrm{IV}y}$ | $J'_{\mathrm{IV}x}=\frac{t_1\cos\alpha}{2R}\Big/\left(\frac{\sin^2\alpha}{J_{\mathrm{IV}z}}+\frac{E}{G}\frac{\cos^2\alpha}{J_{\mathrm{IV}x}}\right)$ |

可近似地取曲轴的下述旋转位置，对曲轴进行刚度校核，即：被校核一跨中，列的综合活塞力绝对值为最大时。（在角式压缩机情形，是一拐上各列综合活塞力矢量和的绝对值最大时）。

曲轴的刚度计算，对于采用悬挂电机结构的情形，要计算轴颈偏转角 $\theta$ 和电机转子中心挠度 $f$，要求 $\theta$ 和 $f$ 满足：$\theta\leqslant[\theta]$，$f\leqslant[f]$；式中，$[\theta]$为轴承的许用偏转角，$[f]$为电机的允许挠度值。在其他情形，则只对轴颈偏转角 $\theta$ 进行计算。

$\theta$ 由下式确定：

$$\theta=\sqrt{(\theta'_z+\theta''_z)^2+(\theta'_y+\theta''_y)^2} \tag{5-42}$$

式中 $\theta'_z,\theta'_y$——曲柄销载荷单独作用时轴颈偏转角；

$\theta''_z,\theta''_y$——轴前端载荷单独作用时轴颈偏转角。

$f$ 由下式确定：

$$f=\sqrt{(f'_z+f''_z)^2+(f'_y+f''_y)^2} \tag{5-43}$$

式中 $f'_z,f'_y$——曲柄销载荷单独作用时电机转子中心的挠度；

$f''_z,f''_y$——轴前端载荷单独作用时电机转子中心的挠度。

$\theta'_z$、$\theta'_y$、$f'_z$、$f'_y$ 和 $\theta''_z$、$\theta''_y$、$f''_z$、$f''_y$ 的求取，使用图解法较为方便。图解法的步骤如下：

1.按图 5-52 所示方法确定转化梁长度尺寸，按表 5-4 转化关系确定转化梁截面惯性矩。

2.找出列的综合活塞力绝对值最大时的曲轴旋转位置，并找出相应的载荷分量。

3.按表 5-2 公式求出支反力。

4.按表 5-3 中轴颈截面的弯矩公式，求出变截面转化梁各截面弯矩，并作变截面转化梁的弯矩图。

5.以 $M_y/J_y$ 和 $M_x/J_x$ 为虚载荷，作抗弯截面惯性矩等于 1 的等截面直梁的虚载荷图。

6.把分布的虚载荷分成若干部分，在每一部分的重心处，用集中虚载荷代替分布虚载荷。

7.作力多边形。

8.作索多边形。

9.作索多边形的封闭边，即把索多边形上与曲轴支承处相对应的两点用直线联结起来。

10.索多边形上的点与封闭边间的竖直距离缩小 $S$ 倍，就是曲轴相应点的挠度分量，此处：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$S=\frac{E}{mnH} \qquad (5\text{-}44)$$

式中 $S$——挠度放大比例尺；

$m$——集中虚载荷比例尺；

$n$——轴长缩小比例尺；

$H$——力多边形中的极距；

$E$——曲轴材料弹性模数。

11.曲轴上相邻两点的挠度分量差与两点间轴向距离之比，就是该两点所在部位的偏转角分量。

图解法的具体使用，可参阅本节例题。

关于$[\theta]$和$[f]$，给出以下数据供计算时参考。径向滚珠轴承：$[\theta]=0.008$弧度；球面轴承：$[\theta]=0.05$弧度；圆柱滚子轴承：$[\theta]=0.0025$弧度；圆锥滚子轴承：$[\theta]=0.0017$弧度；滑动轴承：$[\theta]=\delta_{min}/b$弧度，$\delta_{min}$为轴颈与轴瓦间最小间隙（厘米），$b$为轴瓦轴向宽度（厘米）；$[f]=(0.05\sim0.08)\delta$，$\delta$为电机转子与定子间平均空气间隙。

**四、曲轴基本技术要求**

1.压缩机曲轴一般是用45和40优质碳素钢锻造，或用XQT60-2稀土镁球墨铸铁铸造。锻造曲轴的锻造比，在以钢锭为原材料时，在轴颈处应不小于3，在曲柄处应不小于2；在以钢坯为原材料时，在轴颈处应不小于2，在曲柄处应不小于1.3。铸造曲轴的冒口，应设在负荷最轻的轴后端，以保证曲轴主要受力部位的材质质量。

2.毛坯应进行正火处理，以改善材料组织，提高材料机械性能，消除内应力。在小件时，工件应调质处理，以期得到更好的机械性能。粗加工后进行回火或人工时效，消除内应力，保证精加工精度。

3.毛坯热处理后，作低倍检查、金相检查、化学成分分析和机械性能试验，粗加工后进行超声波探伤，精加工后进行磁力探伤。锻件中不得有裂纹、白点、魏氏组织和明显的气孔、夹层、皱叠、疏松等缺陷。锻件的化学成分应符合GB699-65的规定。锻件的机械性能应符合ZB20-62的规定。铸件中石墨应成球状或团状，基体中珠光体应占85%以上，并且不得有裂纹、冷隔和明显的缩松、夹渣、白口、气孔、石墨漂浮等缺陷。铸件的机械性能，应符合JB298-62的规定。

4.主轴颈、曲柄销的椭圆度与圆锥度，不大于2级精度孔公差之半。各主轴颈中心线的不同轴度不大于0.02毫米。主轴颈与曲柄销中心线的不平行度，在100毫米长度上不大于0.02毫米。

5.在采用滑动轴承时，轴颈表面要有高的光洁度和高的硬度。轴颈表面光洁度应达▽9，对大型曲轴也不得低于▽7。45钢锻造曲轴，轴颈经表面淬火，推荐表面硬度：HRC50～63；40钢大型锻造曲轴，经正火处理，推荐表面硬度：HB167～207；XQT60-2铸造曲轴，经正火处理，推荐表面硬度：HB220～260。

**五、曲轴计算举例**

**例**：试作公称活塞力为32吨的六列对称平衡式压缩机曲轴的强度校核和刚度校核。该曲轴的总体结构如图5-32所示。曲轴材料是40优质碳素钢，为安全计，取$\sigma_{-1}=2500$公斤/厘米$^2$，$\tau_{-1}=1500$公斤/厘米$^2$。曲轴旋转方向，从机端（非电机侧）看为逆时针方向。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**解**：1.受力分析（以靠近电机的一跨为例）

1）被校核一跨的结构尺寸如图5-53所示。在这一跨中，靠近轴承$B$的一列布置Ⅱ级气缸，靠近轴承$C$的一列布置Ⅳ级、Ⅵ级气缸。

2）按照强度计算和刚度计算的需要，从动力计算提供的各列活塞力表、切向力表和法向力表，找出曲轴的几个特殊旋转位置$\alpha_1$、$\alpha_2$、$\alpha_3$、……，再找出与$\alpha_1$、$\alpha_2$、$\alpha_3$、……相应的法向力$R_z$、$R_z'$、切向力$T$、$T'$和输入扭矩$M$。在表5-6中，只列出根据Ⅱ级气缸所在列确定的几个曲轴特殊旋转位置，以表示计算方法。

3）根据图5-53尺寸和表5-6已知数据，按表5-2公式计算支反力。计算结果填入表5-6。

4）按照强度计算和刚度计算的需要，根据图5-53尺寸和表5-6数据，按表5-3公式，计算曲轴在各个特殊旋转位置时有关截面上的弯矩、扭矩、轴力。计算结果如表5-7所示。

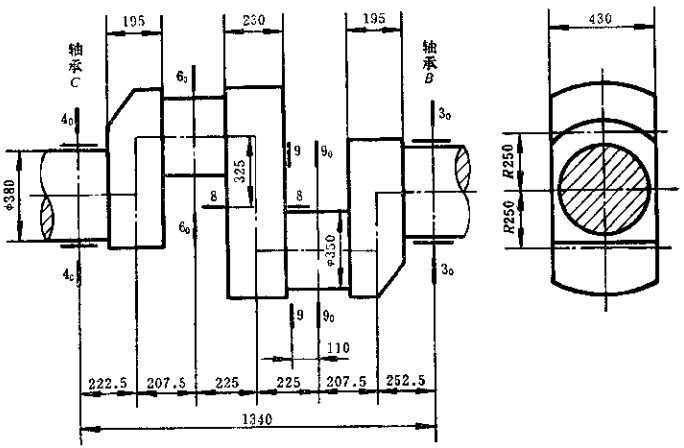



图 5-53 曲轴结构尺寸图

2.强度计算

1）静强度计算以9-9截面和8-8截面为例，计算结果如表5-8所示。

**表 5-6 曲轴所受外力**

| 序号 | 曲轴旋转位置点 | 曲柄转角$\alpha$（度） | Ⅱ级列 $R_x'=R_{x2}$（公斤） | Ⅱ级列 $T'=T_2$（公斤） | Ⅳ级、Ⅵ级列 $R_x=R_{x4-6}$（公斤） | Ⅳ级、Ⅵ级列 $T=T_{1-5}$（公斤） | $M$（公斤·厘米） | $N_{Bz}$（公斤） | $N_{By}$（公斤） | $N_{Cz}$（公斤） | $N_{Cy}$（公斤） | $M_0$（公斤·厘米） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Ⅱ级列综合活塞力最大绝对值 | 290 | -4120 | 28500 | -3320 | 25600 | 1875000 | -1640 | -10500 | 840 | 7650 | -520000 |
| 2 | 输入扭矩最大值 | 160 | -10600 | 3000 | -10800 | 3060 | 2160000 | -3510 | -990 | 3710 | 1050 | -1995000 |
| 3 | 输入扭矩最小值 | 70 | 2640 | 18300 | 1560 | 10800 | 783000 | 1230 | -8530 | -160 | 1050 | -55000 |
| 4 | Ⅱ级列法向力最大值 | 30 | 19300 | 14200 | 12200 | 8950 | 1250900 | 8730 | -6430 | -1680 | 1220 | -670000 |
| 5 | Ⅱ级列法向力最小值 | 170 | -10700 | 1470 | -10900 | 1500 | 2130000 | -3520 | -485 | 3730 | 515 | -2056000 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 5-7 曲轴内力

| | 序号 | 曲轴旋转位置特点 | 曲柄转角 $\alpha$（度） | 曲轴截面 $i-i$ | 绕 $y$ 轴弯矩 $M_{iy}$（公斤·厘米） | 绕 $z$ 轴弯矩 $M_{iz}$（公斤·厘米） | 绕 $x$ 轴扭矩 $M_{ix}$（公斤·厘米） | 轴力 $Q_i$（公斤） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 静强度计算用 | 1 | Ⅱ级列综合活塞力绝对值最大值 | 290 | 9-9 | -48000 | -281000 | -1610000 | — |
| | | | | 8-8 | -22000 | -1300000 | 78000 | -2480 |
| | 2 | 输入扭矩最大值 | 160 | 9-9 | -81000 | -23000 | -2122000 | — |
| | | | | 8-8 | 0 | -2090000 | 500 | -7090 |
| 疲劳强度计算用 | 2 | 输入扭矩最大值 | 160 | 9-9 | — | — | -2122000 | — |
| | 3 | 输入扭矩最小值 | 70 | 9-9 | — | — | -569000 | — |
| | 4 | Ⅱ级列法向力最大值 | 30 | 8-8 | 164000 | — | — | — |
| | 5 | Ⅱ级列法向力最小值 | 170 | 8-8 | -1000 | — | — | — |
| 刚度计算用 | 1 | Ⅱ级列综合活塞力绝对值最大 | 290 | $3_0-3_0$ | 0 | 0 | — | — |
| | | | | $9_0-9_0$ | -76000 | -483000 | — | — |
| | | | | $6_0-6_0$ | 36200 | 329000 | — | — |
| | | | | $4_0-4_0$ | 0 | 0 | — | — |

表 5-8 静强度计算结果

| 序号 | 曲轴旋转位置特点 | 曲柄转角 $\alpha$（度） | 曲轴截面 $i-i$ | 危险点 | 安全系数 $n$ | | | | 许用安全系数 $[n]$ | 是否安全 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Ⅱ级列综合活塞力绝对值最大 | 290 | 9-9 | | 6.5 | | | | 4.5 | 安全 |
| | | | 8-8 | 短轴端点 | | 84 | | | 5 | 安全 |
| | | | | 长轴端点 | | | 13.4 | | 5 | 安全 |
| | | | | 矩形角点 | | | | 13.2 | 5 | 安全 |
| 2 | 输入扭矩最大 | 160 | 9-9 | | 5.1 | | | | 4.5 | 安全 |
| | | | 8-8 | 短轴端点 | | 345 | | | 5 | 安全 |
| | | | | 长轴端点 | | | 8.3 | | 5 | 安全 |
| | | | | 矩形角点 | | | | 8.3 | 5 | 安全 |
| 计算公式 | | | | | 式5-29 | 式5-24<br>式5-26 | 式5-24<br>式5-27 | 式5-24<br>式5-28 | | |

2）疲劳强度计算以9-9截面和8-8截面所在过渡圆角为例，过渡圆角半径为20毫米，计算结果如表 5-9 所示。

表 5-9 疲劳强度计算结果

| 序号 | 曲轴旋转位置特点 | 曲柄转角 $\alpha$（度） | 曲轴截面 $i-i$ | $\tau_a$（公斤/厘米²） | $\sigma_a$（公斤/厘米²） | $\varepsilon$ | $K_\tau$ | $K_\sigma$ | 安全系数 $n_1$ | 许用安全系数 $[n_1]$ | 是否安全 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2 | 输入扭矩最大 | 160 | 9-9 | 90 | | 0.6 | 3.5 | 5.9 | 4.07 | 2.5 | 安全 |
| 3 | 输入扭矩最小 | 70 | | | | | | | | | |
| 4 | Ⅱ级列法向力最大 | 30 | 8-8 | | 21.7 | | | 5.9 | | | |
| 5 | Ⅱ级列法向力最小 | 170 | | | | | | | | | |
| 计算公式 | | | | 式5-35 | 式5-34 | 图5-51 | 图5-50<br>图5-51 | 图5-49<br>图5-51 | 式5-33 | | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

3.刚度计算

1）根据图5-53，按图5-52所示方法，确定变截面转化梁各段的长度尺寸，如图5-54所示。

2）根据图5-53，按表5-5所示刚度转化关系，计算转化梁各段的截面惯性矩（见图5-52）。计算结果如表5-10所示。

3）根据表5-7中刚度计算用数据，作转化梁的弯矩图，如图5-55 $a$ 所示（以绕 $z$ 轴弯曲为例）。

4）以 $M_z/J_z$ 为虚载荷，作等截面梁的虚载荷图，如图5-55 $b$ 所示。

5）作集中虚载荷图，如图5-55 $c$ 所示。

6）取极距 $H=16$ 厘米，集中虚载荷比例尺 $m=\dfrac{100\text{公斤}/\text{厘米}^2}{3\text{厘米}}$，轴长缩小比例 $n=5$，作力多边形（图5-55 $e$）和索多边形（图5-55 $d$）。

7）作索多边形的封闭边，即在图5-55 $d$ 中，以直线连结 $00_1$。

8）计算主轴颈偏转角 $\theta$（以轴承 $B$ 处为例）：

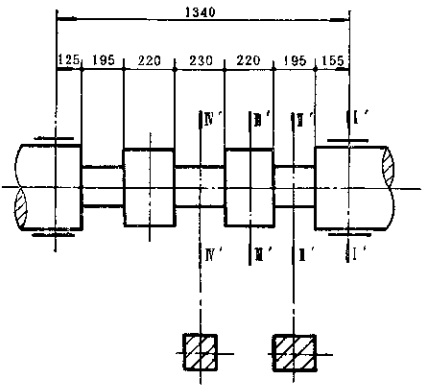



图 5-54　计算曲轴长度尺寸的转化图

表 5-10　转化梁各段截面惯性矩

| 转化梁截面 $i-i$ | Ⅰ′-Ⅰ′ | Ⅱ′-Ⅱ′ | Ⅲ′-Ⅲ′ | Ⅳ′-Ⅳ′ |
|---|---|---|---|---|
| $J_{iy}$（厘米$^4$） | 104000 | 20800 | 75000 | 20000 |
| $J_{iz}$（厘米$^4$） | 104000 | 22800 | 75000 | 20000 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

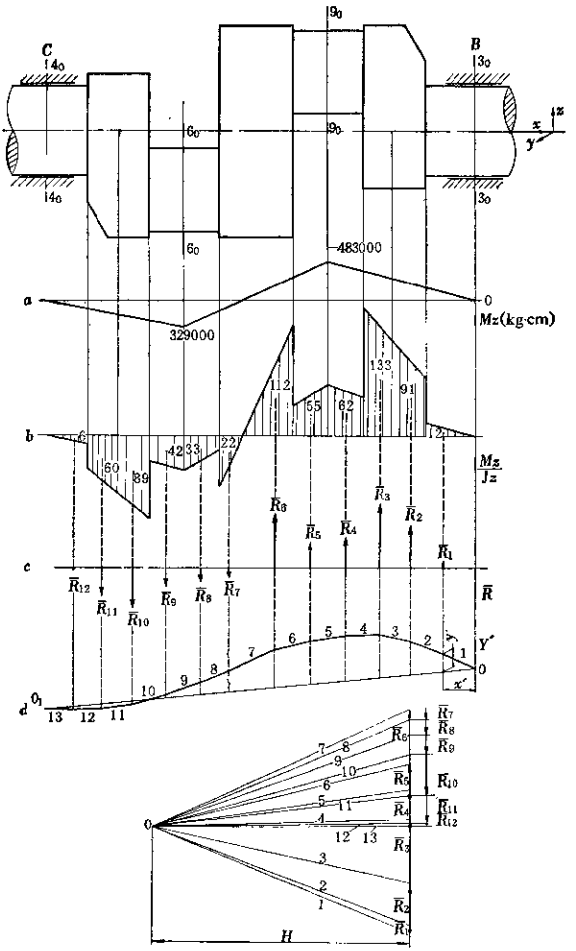



图 5-55　挠度计算图

$H=16$厘米；　$m=\dfrac{100\text{公斤/厘米}^2}{3\text{厘米}}$；　$n=5$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

根据式5-44，挠度放大比例：

$$S=\frac{E}{mnH}=\frac{2.1\times10^6}{\frac{100}{3}\times5\times16}=790$$

在图 5-55$d$ 中，$y'=1$ 厘米，$x'=2.1$ 厘米，所以：

$$\theta'_z=-\frac{y}{x}=-\frac{\frac{y'}{S}}{nx'}=\frac{\frac{1}{790}}{5\times2.1}=0.00012\text{（弧度）}$$

同样，对绕$Y$轴弯曲，可算出：$\theta'_y=0.000024$ 弧度。

根据式5-42，算出：$\theta=\sqrt{\theta'^2_x+\theta'^2_y}=0.000123$（弧度）。

9）轴颈与轴瓦间最小间隙$\delta_{min}=0.08$毫米，轴瓦轴向宽度$b=260$毫米，所以：

$$[\theta]=\frac{\delta_{min}}{b}=0.00031\text{（弧度）}$$

轴颈偏转角在允许范围内。

## 第三节 连 杆

### 一、连杆的基本结构型式

连杆是将作用在活塞上的推力传递给曲轴，又将曲轴的旋转运动转换为活塞的往复运动的机件。

连杆包括杆体、大头、小头三部分，如图 5-56 所示。杆体截面有圆形（图5-56）、环形、矩形（图5-57）、工字形(图5-58)等。圆形截面的杆体，机械加工最方便，但在同样强度时，具有最大的运动质量，适用于低速、大型以及小批生产的压缩机。工字形截面的杆体在同样强度时，具有最小的运动质量，但其毛坯必须用模锻或铸造，适用于高速及大批量生

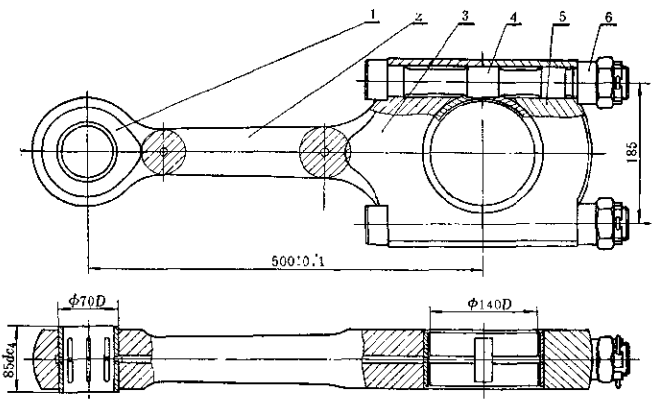



图 5-56 连杆

1—小头；2—杆体；3—大头；4—连杆螺栓；5—大头盖；6—连杆螺母



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

产的压缩机。对于小头的结构，近年来由于小头轴承都用整体的磷青铜轴套，使连杆小头的结构（图5-56）大为简化。有时，希望小头轴瓦磨损后能够调整，则常采用图5-59所示的结构，靠螺钉2拉紧斜铁1来调整磨损后的轴瓦与十字头销间的间隙；这种结构常用于大型压缩机。有些压缩机考虑到降低机器的高度，也有把小头制成叉形的结构，如图5-60所示。它的特点是装配调整方便，十字头与活塞杆连接紧凑，但是工艺性不好。

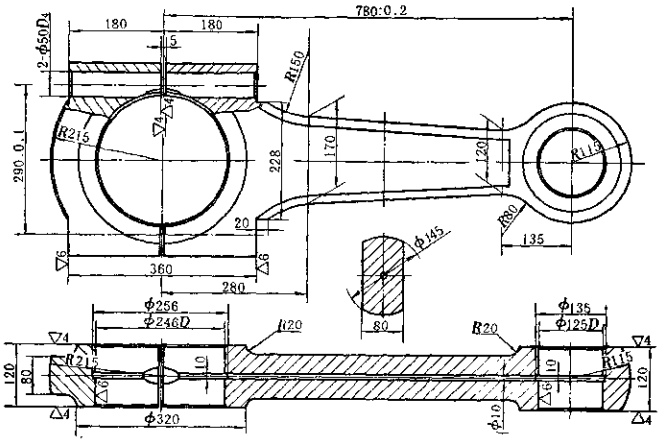



图 5-57　杆身截面为矩形的连杆

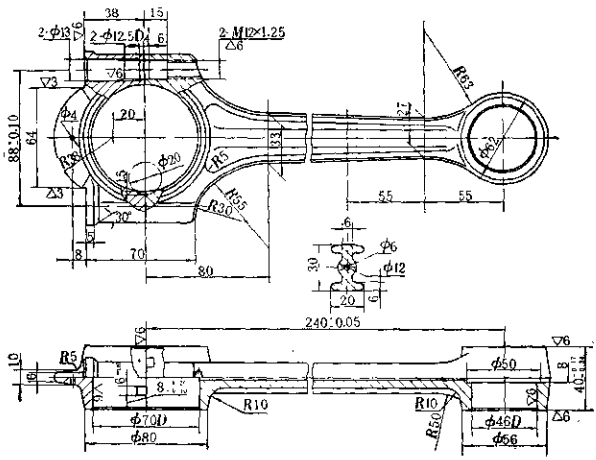



图 5-58　杆身截面为工字形的连杆



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

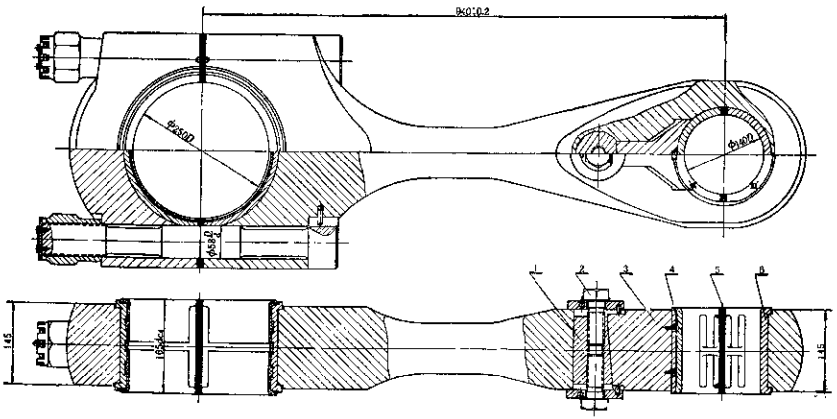


图 5-59　小头轴瓦可调整的连杆

1—斜铁；2—螺钉；3—垫铁；4—小头轴瓦(内侧)；5—轴瓦垫片；6—小头轴瓦(外侧)

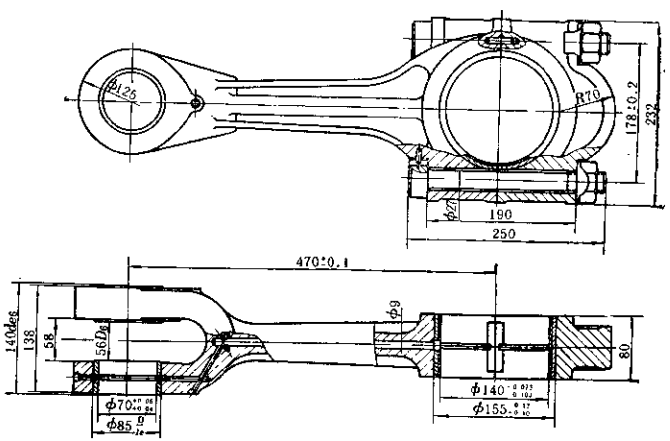


图 5-60　小头为叉形的连杆



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

对于大头的结构，使用曲拐轴时，都采用剖分的结构，如图5-56所示。大头盖与连杆体用螺栓连接。连杆螺母锁紧后，必须加上防松装置，防止在工作时松动。如用曲柄轴时，常采用闭式的结构，如图5-61所示。大头为闭式的特点是不要连接件，结构大为简化，强度增大，而且尺寸可以缩小。小型压缩机的连杆大头，为了采用滚动轴承，也有把大头制成闭式的，如图5-62所示。大头孔内镶入滚动轴承，装配时必须从曲轴的特定端装入。

有些压缩机的连杆从材料合理利用的角度出发，常把大小头的外形制成偏心圆，如图5-63所示；这种形状适于铸造的连杆。微型压缩机连杆在材料为锻铝或球墨铸铁时，通常不用大小头轴瓦，直接在连杆大小头孔内制出油槽，连杆大头顶端锻有打油杆，实现飞溅润滑，如图5-64所示。

图5-65中，连杆的小头是球形的，便于活塞自动调心，也消除了从活塞销漏气的机会，大头制成三部分，借垫片1调整气缸的余隙。

图5-66是带有副连杆的连杆，用于角度式压缩机，使机器紧凑，两列气缸能在同一平面上。

## 二、连杆结构设计及基本原则

### （一）连杆的定位

为了防止连杆在运动时的左右摆动，以及考虑曲轴的热膨胀引起的轴向移动对连杆的影响，连杆必须加以定位，定位的方法有大头定位与小头定位两种。

大头定位是在连杆大头轴瓦两端面与曲柄销的配合端面采用较小的配合间隙（约0.2～0.5毫米）；而在小头衬套端面与十字头体的配合端面则取较大的间隙（约为2～5毫米）。小头定位是在小头衬套端面与十字头体的配合端面采用0.20～0.50毫米的配合间隙；而在大头端面与曲柄销的配合端面，取2～5毫米的间隙。

大头定位适用于大头轴瓦为厚壁瓦的情况。近年来，由于大头轴瓦都采用薄壁瓦，而薄壁瓦不容易做成翻边的形状，所以采用小头定位的连杆应用较为广泛。

### （二）连杆长度$L$的确定

连杆长度$L$，即连杆大小头孔中心距，由曲柄半径$R$与连杆长度$L$的比值$\lambda=\frac{R}{L}$决定。考虑到压缩机的外形以及作用在十字头滑板上的压力不致过大，一般取$\lambda=\frac{1}{3.5}\sim\frac{1}{6}$。$\lambda$愈大，压缩机外形愈小，但作用在十字头滑板上的压力则愈大。另外要考虑，$\lambda$愈大，愈容易使连杆在运动时与滑道壁相碰；$\lambda$值取小了，就会使压缩机外形增大。所以$\lambda$值必须取得适当。对不同类型的压缩机，$\lambda$值取：

立式或角度式压缩机：$\lambda=\frac{1}{4}\sim\frac{1}{4.5}$

对置式或对称平衡型压缩机：$\lambda=\frac{1}{4.5}\sim\frac{1}{5.5}$

卧式压缩机：$\lambda=\frac{1}{5}\sim\frac{1}{6}$

### （三）连杆大头瓦尺寸的确定

目前大多数压缩机考虑到制造、维修的便利，把曲柄销直径设计成与主轴颈一样，所以大头瓦的设计与主轴瓦设计一样，参看本章第五节轴瓦有关部分。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

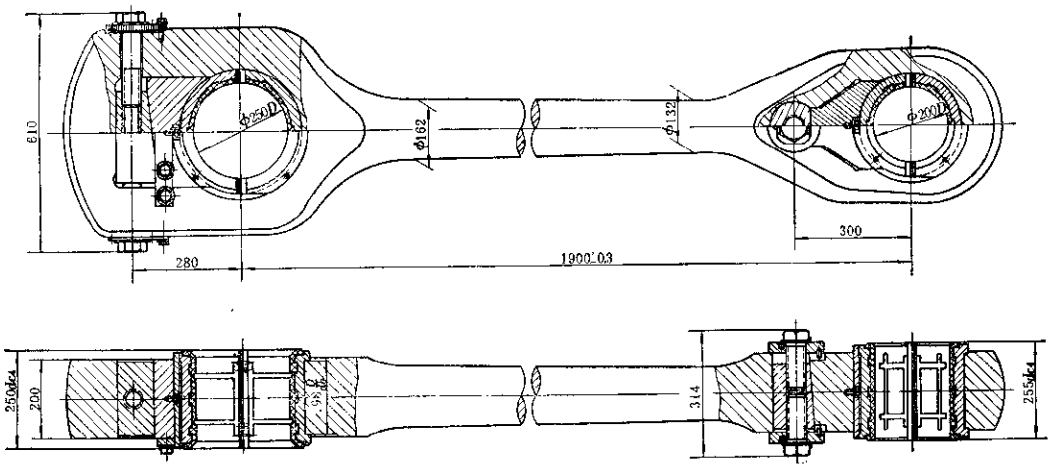



图 5-61　大头为闭式的连杆

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

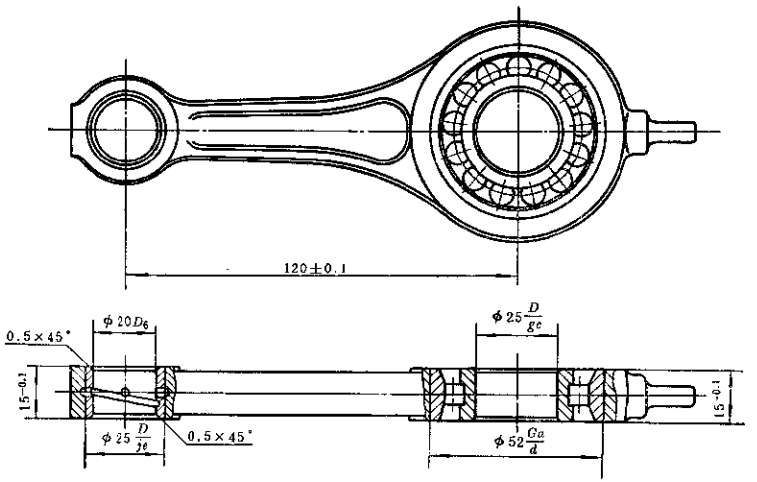



图 5-62　大头镶有滚动轴承的连杆

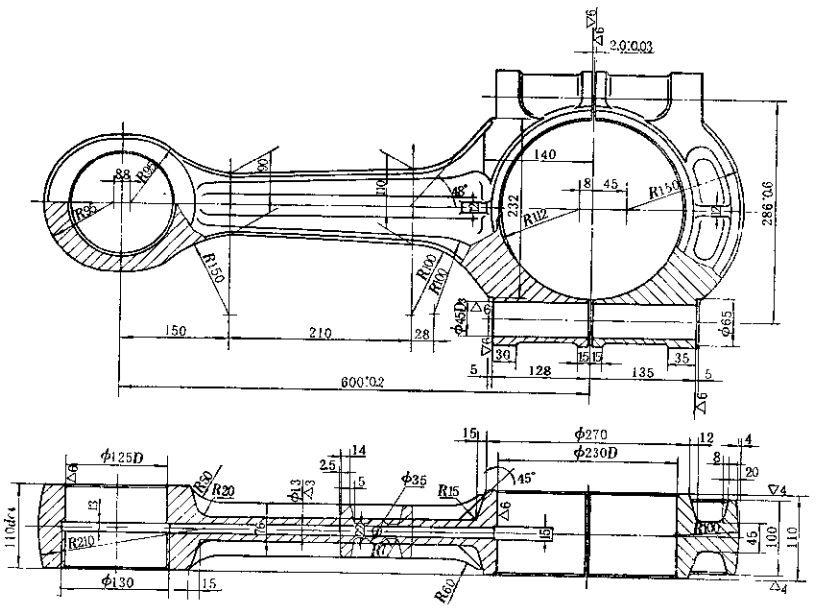



图 5-63　球墨铸铁连杆

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

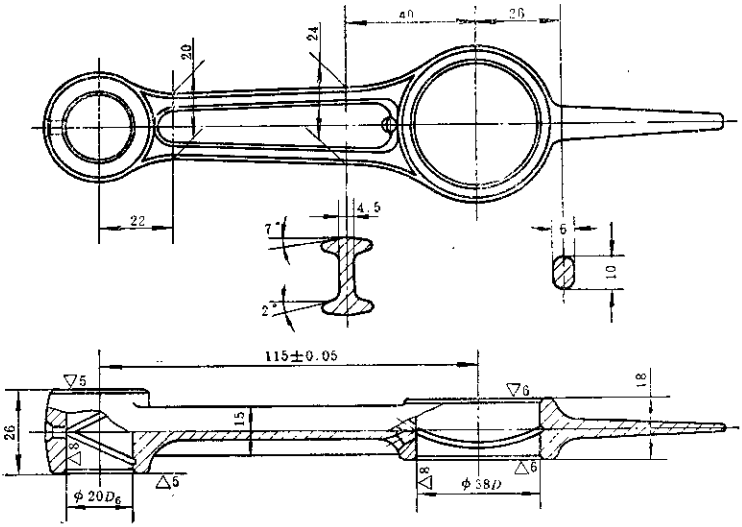



图 5-64 锻锯连杆

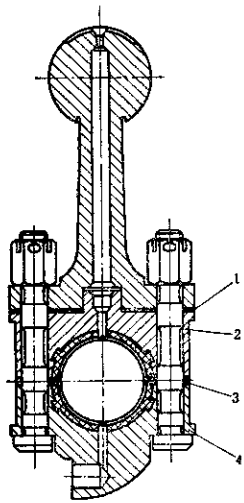



图 5-65 球形小头的连杆

1—调整垫片；2—大头座；3—轴瓦垫片；4—大头盖



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

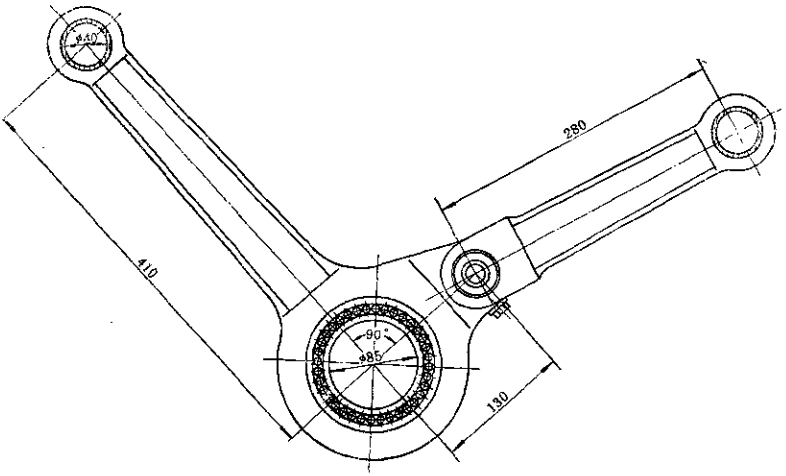



图 5-66　带有副连杆的连杆

（四）连杆小头衬套尺寸的确定

连杆小头轴瓦内径按十字头销或活塞销决定，参看本章第四节“十字头”。

小头轴瓦近年广泛采用衬套结构（图5-67），衬套的厚度 $S$ 及宽度 $b$ 取：

$$S=(0.06\sim0.08)d\ （毫米）$$

$$b=(1\sim1.4)d\ （毫米）$$

式中　$d$ ——十字头销或活塞销直径（毫米）。

小头衬套与十字头销的间隙 $\delta=(0.0007\sim0.0012)d$（毫米）。

活塞式压缩机连杆小头衬套主要尺寸及油槽尺寸，也可按照表5-11及表5-12所示确定结构尺寸。

小头衬套材料多采用铜合金。当用钢轴瓦浇铸巴氏合金作小头衬套时，衬套的结构尺寸可参照表5-11选定。此时衬套与十字头销的间隙，可取 $\delta=(0.0004\sim0.0006)d$（毫米）。

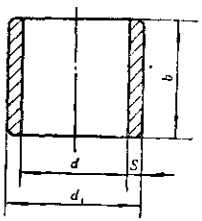


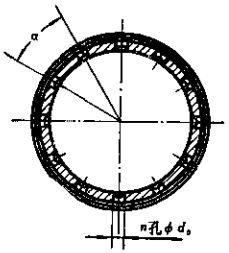

图 5-67　小头衬套

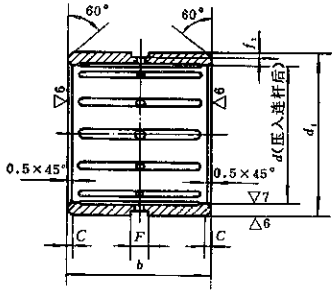
（五）连杆的宽度 $B$

从工艺上考虑连杆大小头宽度取相等。对于连杆宽度取 $B=0.9b$（毫米），式中 $b$ 为轴瓦的宽度（毫米）；对于大头定位时，为大头瓦宽度，对于小头定位时，则为小头衬套宽度。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




其余▽▽。

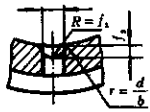



**表 5-11　连杆小头衬套主要尺寸**　　（毫米）

| 十字头销或活塞销直径 | $d$ | | $d_1$ | | $b$ | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 公称尺寸 | 公差● $(D)$ | 公称尺寸 | 公差 $(jf)$ | 公称尺寸 | 公差 $(db)$ |
| 25 | 25 | +0.023 | 31 | +0.047<br>+0.030 | 26 | −0.140 |
| 35 | 35 | +0.027 | 41 | +0.047<br>+0.030 | 30 | −0.140 |
| | | | | | 36 | −0.170 |
| 40 | 40 | +0.027 | 46 | +0.047<br>+0.030 | 40<br>45<br>50 | −0.170 |
| 50 | 50 | +0.027 | 58 | +0.055<br>+0.035 | 70 | −0.200 |
| 55 | 55 | +0.030 | 63 | +0.055<br>+0.035 | 60<br>70 | −0.200 |
| 70 | 70 | +0.030 | 80 | +0.055<br>+0.035 | 70 | −0.200 |
| 80 | 80 | +0.030 | 92 | +0.070<br>+0.045 | 95 | −0.230 |
| 100 | 100 | +0.035 | 115 | +0.070<br>+0.045 | 115 | −0.230 |
| 120 | 120 | +0.035 | 140 | +0.085<br>+0.058 | 130 | −0.260 |
| 140 | 140 | +0.040 | 165 | +0.085<br>+0.058 | 160 | −0.260 |
| 170 | 170 | +0.040 | 200 | +0.105<br>+0.075 | 215 | −0.300 |
| 200 | 200 | +0.045 | 230 | +0.105<br>+0.075 | 240 | −0.300 |

注：●小头衬套内径公差为压入后的数值，考虑到小头衬套在压入过程中，内径会缩小，所以压入前小头衬套内径应稍大些。

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 5-12　连杆小头衬套油槽及倒角尺寸

| 十字头销或活塞销直径 | 油槽尺寸 | | | | | | | 倒角尺寸 C（毫米） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | F（毫米） | $f_1$（毫米） | $d_0$（毫米） | $\alpha$ | n（油槽数量） | $f_2$（毫米） | $f_3$（毫米） | |
| 25 | 6 | 1.2 | 1.6 | 60°～30° | 6～12 | 1 | 0.4 | 2 |
| 35 | | | | | | | | |
| 40 | | | | | | | | |
| 50 | | 1.5 | 2 | | | 1.1 | 0.7 | |
| 55 | | | | | | | | |
| 70 | | | | | | | | |
| 80 | 8 | 2 | 3 | 30°～20° | 12～18 | 1.6 | 1 | 3 |
| 100 | | | | | | | | |
| 120 | | 3 | 4 | | | 2.1 | 1.5 | 4 |
| 140 | | | | | | | | |
| 170 | 10 | 4 | 5 | | | 2.6 | 2 | 5 |
| 200 | | | | | | | | |

注：①油槽、油孔型式按连杆大头供油考虑。

②油槽型式、尺寸与数量可以根据不同情况自行决定。

（六）连杆杆体结构尺寸的确定

根据对各种类型连杆进行的统计表明，图5-68所示的各主要尺寸与活塞力之间有如下的关系：

1.杆体中间截面的尺寸

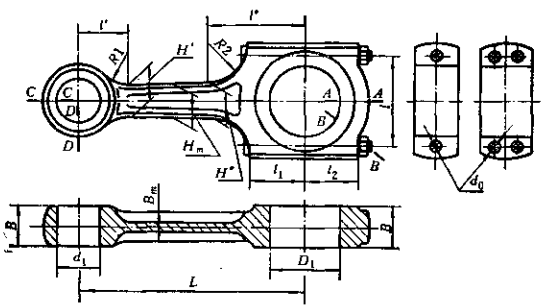



图 5-68　连杆杆体主要结构尺寸



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$d_m=(1.65\sim2.45)\sqrt{P} \qquad (5\text{-}45)$$

式中 $d_m$——杆体中间截面面积的当量直径（厘米）；

$P$——最大活塞力（吨）。

1）对于活塞力$P\leqslant1\sim2$吨的高速、短行程小型连杆，相对杆体截面较小，为了增强刚性，都应制成工字形截面的杆体。式5-45中系数取1.65～2.15。

2）当$P>2$吨，杆体为工字形截面，式5-45中系数取2.14～2.20；杆体为圆形截面，系数取2.30～2.45。

3）当量直径$d_m$，对圆形截面的杆体，即为杆体中间截面的直径。对于非圆形截面的杆体，从式5-45求得$d_m$后，必须再计算成面积$F_m=\frac{\pi d_m^2}{4}$，以$F_m$为杆体的中间截面面积，再求得工字形或矩形的尺寸。工字形截面与矩形截面的尺寸，如图5-69所示。工字形：$H_m=\sqrt{2.5F_m}$，矩形：$H_m=\sqrt{1.7F_m}$。

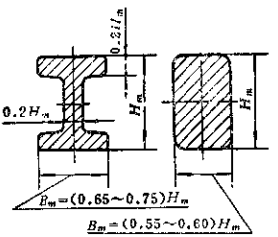



图 5-69 工字形、矩形的截面尺寸

4）杆体的中间截面，即为$H'$与$H''$的平均值处截面。如图5-68所示。

2.杆体截面变化尺寸

杆体截面沿长度通常是直线变化的，并根据受力情况愈接近大头的截面尺寸愈大。

圆形截面：

在$l'=1.25\sim1.35\,d_1$处，$d'=0.9d_m$；

在$l''=1.25\sim1.35D_1$处，$d''=1.1d_m$。

工字形、矩形的截面宽度$B_m$是不变的，其高度变化一般取：在$l'=(1.1\sim1.2)d_1$处；$H'=0.8H_m$；在$l''=(1.1\sim1.2)D_1$处，$H''=1.2H_m$。

上式符号见图5-68。$d_m$表示杆体中间截面圆直径；$H_m$表示杆体中间截面为工字形或矩形截面的高度。

（七）连杆大头盖尺寸的确定（图5-68）

截面$A$-$A$面积：$F_A=(1.38\sim1.60)F_m$

截面$B$-$B$面积：$F_B=(1.30\sim1.40)F_m$

式中$F_m$为杆体中间截面面积，式中系数当杆体为圆形截面时取小值或中间值，为工字形截面时取大值。

（八）连杆小头最小截面的确定（图5-68）

截面$C$-$C$面积：$F_C=(0.85\sim1.00)F_m$，截面$D$-$D$面积与截面$C$-$C$取值相同。

式中的系数当为圆形截面时取小值或中间值，为工字形截面时取大值。当活塞力$P\leqslant2$吨时，因活塞销比压要求，尺寸可稍大一些。

（九）有十字头的活塞式压缩机连杆的主要尺寸，可按照表5-13确定的结构尺寸选取。

## 三、连杆的计算

（一）连杆力$P_c$的确定

计算连杆的强度，应根据最大的连杆力$P_c$进行计算。为简化计算，均以最大活塞力$P$作为连杆所受的最大力；最大活塞力$P$由热力计算求得。有的压缩机，例如高速的压缩机以



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

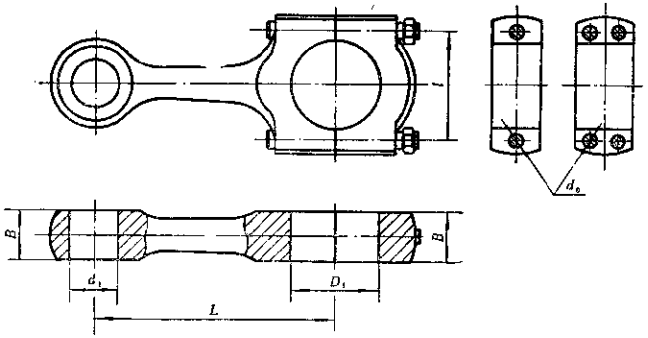



表 5-13　有十字头活塞式压缩机连杆的主要尺寸

| 活塞力 $P$（吨） | 行程 $S$（毫米） | 比值 1/λ | 主要尺寸（毫米） 中心距 $L$ | 宽度 $B$ | 曲柄销直径 $d$ | 大头孔径 $D_1$ | 十字头销直径 $d_1$ | 小头孔径 $d_1$ | 螺栓孔中心距 $l$ | 推荐的螺栓孔径 $d_0$ | 推荐的螺栓直径 | 推荐的螺栓孔数 $Z$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 80<br>100 | 5.00 | 200<br>250 | 25 | 65 | 70 | 35 | 41 | 90 | 16 | $M16\times1.5$ | |
| 2 | 100<br>140 | 5.00 | 250<br>350 | 40 | 80 | 85 | 40 | 46 | 110 | 21 | $M20\times1.5$ | |
| 3.5 | 140<br>180 | 5.00 | 350<br>450 | 55 | 100 | 107 | 55 | 63 | 140 | 25 | $M24\times1.5$ | 2 |
| 5.5 | 180<br>220 | 5.00 | 450<br>550 | 65 | 130 | 137 | 70 | 80 | 175 | 31 | $M30\times2$ | |
| 8 | 240 | 5.00 | 600 | 90 | 180 | 192 | 80 | 92 | 235 | 37 | $M36\times2$ | |
| 12 | 280 | 5.00 | 700 | 110 | 200 | 212 | 100 | 115 | 265 | 44 | $M42\times2$ | |
| 16 | 320 | 5.00 | 800 | 120 | 220 | 236 | 120 | 140 | 295 | 47 | $M45\times3$ | |
| 22 | 360 | 5.00 | 900 | 145 | 260 | 276 | 140 | 165 | 345 | 58 | $M56\times3$ | |
| 32 | 400 | 5.00 | 1000 | 200 | 320 | 340 | 170 | 200 | 400 | 50 | $M48\times3$ | 4 |
| 45 | 450 | 5.33 | 1200 | 220 | 360 | 380 | 200 | 230 | 450 | 58 | $M56\times3$ | |

及运动部件质量很重的压缩机。可能出现最大惯性力 $I$ 大于最大活塞力 $P$ 的情况，这时应按最大惯性力 $I$ 作为连杆所受的最大力进行计算。

（二）连杆小头衬套的计算

主要是校核小头衬套的比压 $p$，其值按下式计算：

$$p=\frac{P}{d\,b}\quad（公斤/厘米^2）\qquad(5\text{-}46)$$

式中　$P$——最大活塞力（公斤）；

$d$——小头衬套内径（厘米）；

$b$——小头衬套宽度（厘米）。

许用的最大比压值 $p\leqslant130\sim150$（公斤/厘米$^2$）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（三）连杆杆体的强度校核

1.连杆小头处的杆体截面：此截面可认为是承受单纯的压缩与拉伸作用力，其应力$\sigma_p$按下式计算：

$$\sigma_p=\frac{P}{F'}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}47)$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$F'$——杆体小头处最小截面积，即图5-68中$l'$处的截面积（厘米$^2$）。

许用应力$[\sigma]$：碳素钢$[\sigma]\leqslant 1000$公斤/厘米$^2$。

2.连杆杆体的稳定性计算：由于杆体截面沿长度变化，计算时均以杆体中间截面为计算截面。

1）杆体的柔度：连杆长度$L$与杆体的回转半径$i$的比值$\frac{L}{i}$称为连杆体的柔度。各种杆体截面的回转半径$i$值见附录表18。

现有压缩机的连杆，$\frac{L}{i}$值绝大多数都在50之内，而大于100者很少见。由于$\frac{L}{i}$值对连杆在承受负载时的稳定性有很大的影响，所以在进行杆体的强度校核时，应根据不同的$\frac{L}{i}$值，采用不同的计算方法。

2）当$\frac{L}{i}>100$时用式4-69进行计算。

3）当$100>\frac{L}{i}>50$时用式4-69$a$进行计算。

4）当$\frac{L}{i}<50$时，在最大活塞力$P$的作用下，杆体按纵弯-压及横弯-压的应力公式进行计算。

（1）杆体所受的压应力$\sigma_c$可按下式计算：

$$\sigma_c=\frac{P}{F_m}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}48)$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$F_m$——杆体中间截面面积（厘米$^2$）。

（2）杆体在连杆摆动平面的纵向弯曲应力，如图5-70$a$所示，其应力值$\sigma_{cB}'$可按下式计算：

$$\sigma_{cB}'=PC\frac{L^2}{J_x}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}49)$$

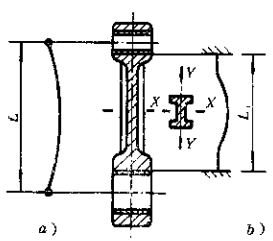



图 5-70 连杆杆体计算图

$a$—在连杆摆动平面上；$b$—在垂直连杆摆动平面上

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$L$——连杆长度（厘米）；

$J_x$——以垂直于摆动平面的$X$-$X$为轴线的杆体中间截面的惯性矩（厘米$^4$），见附录表18；

$C$——系数，见表5-14，$C=\frac{\sigma_s}{\pi^2 E}$，其中$\sigma_s$为材料的屈服强度（公斤/厘米$^2$），

$E$为材料的弹性模数（公斤/厘米$^2$）。

（3）杆体在垂直于连杆摆动平面上的纵向弯曲应力，如图5-70$b$所示。其应力值$\sigma_{cB}''$可按下式计算：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 5-14 常用连杆材料的$C$值

| 材　料 | 35 | 40 | 45 | 40Cr | 30CrMo | QT40-10 | QT60-2 | 锻　铝 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $C$ | $1.37\times10^{-4}$ | $1.42\times10^{-4}$ | $1.52\times10^{-4}$ | $3.85\times10^{-4}$ | $3.85\times10^{-4}$ | $1.95\times10^{-4}$ | $2.75\times10^{-4}$ | $6.50\times10^{-4}$ |

注：球墨铸铁的弹性模数$E=1.55\times10^{6}$公斤/厘米$^2$。

$$\sigma_{CB}''=PC-\frac{J_1^2}{4J_y}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(4\text{-}50)$$

式中　$L_1$——杆体的长度（厘米）；

$J_y$——以平行于摆动平面$Y$-$Y$为轴线的杆体中间截面的惯性矩（厘米$^4$），其值见附录表18；

其余符号与式5-49相同。

连杆杆体所受纵弯-压的总应力$\sigma_1$和$\sigma_2$，其公式如下：

$$\sigma_1=\sigma_c+\sigma_{CB}'\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(5\text{-}51)$$

$$\sigma_2=\sigma_c+\sigma_{CB}''\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(5\text{-}52)$$

许用的总应力值：碳素钢$[\sigma]\leqslant800\sim1200$公斤/厘米$^2$，

合金钢$[\sigma]\leqslant1200\sim1800$公斤/厘米$^2$。

3.对于转速较高的压缩机，应考虑杆体在摆动时由于惯性力引起的横向弯曲应力，此时还应按横弯-压的应力公式进行计算。在计算时假设：

（1）连杆杆体为等截面的杆体；（2）不计连杆大头和小头质量的影响；（3）连杆与曲柄成90°时惯性力最大；（4）最大弯矩处截面值取中间截面值。

1）杆体所受的惯性力$Q$，由于惯性力沿杆体长度直线变化，载荷呈三角形，如图5-71所示。其值可按下式计算：

$$Q=\frac{1}{2}\times\frac{F_mL\gamma}{g}R\omega^2\text{（公斤）}\qquad(5\text{-}53)$$

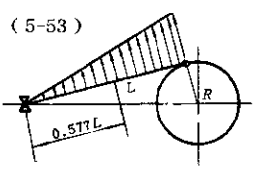


图 5-71　杆体所受惯性力图

式中　$F_m$——杆体中间截面面积（厘米$^2$）；

$L$——连杆长度（厘米）；

$\gamma$——杆体材料重度（公斤/厘米$^3$），见附录表21；

$g$——重力加速度，$g=980$（厘米/秒$^2$）；

$R$——曲柄半径（厘米）；

$\omega$——曲轴角速度（1/秒），$\omega=\frac{\pi n}{30}$，其中$n$为曲轴的转速。

2）杆体上所受的弯曲力矩$M$可按下式计算：

$$M=\frac{1}{3}QX\left(1-\frac{x^2}{L^2}\right)\qquad(5\text{-}54)$$

式中　$X$——所受弯曲力矩的截面到小头孔中心的距离（厘米）；

其余符号与式5-53相同。

当$X=0.577L$处，截面受的弯曲力矩最大，从式5-54中可求得：

$$M_{max}=0.128QL\text{（公斤·厘米）}\qquad(5\text{-}55)$$

3）杆体上所受的拉压与横向弯曲的总应力：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\sigma = \frac{P}{F_m} + \frac{M_{max}}{W_m} \text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}56)$$

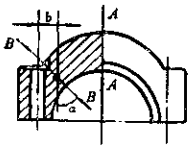
式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$F_m$——杆体中间截面面积（厘米²）；

$M_{max}$——由于惯性力引起的最大弯曲力矩（公斤·厘米）；

$W_m$——杆体中间截面的抗弯截面模数（厘米³）。

许用应力值：$[\sigma] \leqslant 350 \sim 500$公斤/厘米²。




（四）连杆大头的强度校核

连杆大头的强度校核分开式和闭式两种情况进行校核计算。

1.开式大头

1）大头盖的强度校核：大头盖按自由支承在连杆螺栓轴线上受到均匀载荷的梁来计算，如图5-72所示。

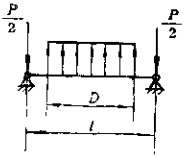



图 5-72 开式大头盖计算图

截面 $A-A$：只承受弯曲应力：

$$\sigma_B = \frac{P\left(l - \frac{D}{2}\right)}{4W_A} \text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}57)$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$l$——连杆螺栓中心线间距离（厘米）；

$D$——曲柄销直径（厘米）；

$W_A$——截面 $A-A$ 的抗弯截面模数（厘米³）。

许用的弯曲应力值：对于碳钢$[\sigma_B] \leqslant 600 \sim 800$公斤/厘米²。

截面 $B-B$：除了受弯曲应力$\sigma_B$外，还受拉压应力$\sigma_p$及剪切应力 $\tau$，其值按下列各式计算：

$$\sigma_B = \frac{Pb}{2W_B} \text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}58)$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$b$——截面 $B-B$ 的重心到连杆螺栓轴线的距离（厘米）；

$W_B$——截面 $B-B$ 的抗弯截面模数（厘米³）。

$$\sigma_p = \frac{P\sin\alpha}{2F_B} \text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}59)$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$\alpha$——截面 $B-B$ 与连杆螺栓轴线的夹角（度）；

$F_B$——截面 $B-B$ 的面积（厘米²）。

$$\tau = \frac{P\cos\alpha}{2F_B} \text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}60)$$

式中全部符号与式5-59相同。

截面 $B-B$ 受的总应力：

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_B)^2 + 4\tau^2} \quad \text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}61)$$

许用的总应力值：对于碳钢$[\sigma] \leqslant 600 \sim 800$公斤/厘米²。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

2）大头与杆体相接部分

截面$A'-A'$，如果大头与杆体为一体，不必进行计算。对于大头与杆体分开的（图5-73），截面$A'-A'$校核的公式与式5-57一样。

截面$B'-B'$，当它比截面$B-B$面积小时，应按校核截面$B-B$的公式进行计算。

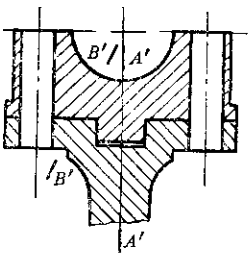



图 5-73 大头与杆体相接部分

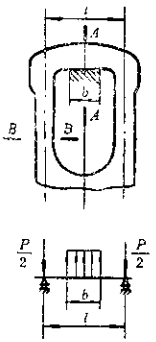



图 5-74 闭式大头计算图

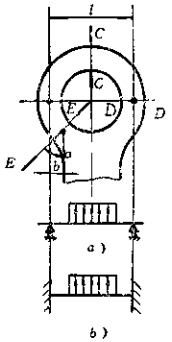



图 5-75 厚壁小头计算图

$a$—两端为自由支承梁；$b$—两端为固定支承梁

2.闭式大头

按均布载荷作用于两端为自由支承的梁计算，如图5-74所示。

截面$A-A$：只承受弯曲应力：

$$\sigma_B=\frac{P\left(l-\frac{b}{2}\right)}{4W_A}\quad（公斤/厘米^2）\qquad（5-62）$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$l$——两侧臂部中心间距离（厘米）；

$b$——调整块宽度（厘米）；

$W_A$——截面$A-A$的抗弯截面模数（厘米$^3$）。

许用的弯曲应力值：对于碳钢$[\sigma_B]\leqslant$600～800公斤/厘米$^2$。

截面$B-B$：只计算拉、压应力：

$$\sigma_p=\frac{P}{2F_B}\quad（公斤/厘米^2）\qquad（5-63）$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$F_B$——截面$B-B$的面积（厘米$^2$）。

考虑到截面$B-B$并不是单纯的受拉、压应力，所以许用应力应取小些，对于碳钢取$[\sigma_p]\leqslant$200～300公斤/厘米$^2$。

（五）连杆小头的强度校核

截面$C-C$：承受弯曲应力$\sigma_B$，是按自由支承梁与固定支承梁的平均值来计算的（图5-75）。其值按下式计算：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\sigma_B=\frac{P\left(l-\frac{d}{3}\right)}{8W_C}\quad(\text{公斤/厘米}^2)\qquad(5\text{-}64)$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$l$——两侧臂部中心间距离（厘米）；

$d$——十字头销或活塞销直径（厘米）；

$W_C$——截面$C-C$的抗弯截面模数（厘米$^3$）。

许用的弯曲应力值：对于碳钢$[\sigma_B]\leqslant 600\sim 800$（公斤/厘米$^2$）。

截面$D-D$：承受弯曲应力$\sigma_B$与拉压应力$\sigma_p$，其值按下列各式计算：

$$\sigma_B=\frac{P\,l}{8W_D}\quad(\text{公斤/厘米}^2)\qquad(5\text{-}65)$$

式中 $W_D$——截面$D-D$的抗弯截面模数（厘米$^3$）；

其余符号与式5-64相同。

$$\sigma_p=\frac{P}{2F_D}\quad(\text{公斤/厘米}^2)\qquad(5\text{-}66)$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$F_D$——截面$D-D$面积（厘米$^2$）。

截面$D-D$的总应力值：

$$\sigma=\sigma_p+\sigma_B\quad(\text{公斤/厘米}^2)\qquad(5\text{-}67)$$

许用的总应力值：对于碳钢$[\sigma]\leqslant 800\sim 1000$公斤/厘米$^2$。

截面$E-E$：一般取小头与杆体的连接处截面，其受力情况与大头盖截面$B-B$相同，其值可按下列各式计算：

$$\sigma_B=\frac{P\,b}{2W_E}\quad(\text{公斤/厘米}^2)\qquad(5\text{-}68)$$

$$\sigma_p=\frac{P\sin\alpha}{2F_E}\quad(\text{公斤/厘米}^2)\qquad(5\text{-}69)$$

$$\tau=\frac{P\cos\alpha}{2F_E}\quad(\text{公斤/厘米}^2)\qquad(5\text{-}70)$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$b$——截面$E-E$的重心到侧臂中心的距离（厘米）；

$W_E$——截面$E-E$的抗弯截面模数（厘米$^3$）；

$\alpha$——截面$E-E$与侧臂中心线的夹角（度）；

$F_E$——截面$E-E$的面积（厘米$^2$）。

截面$E-E$的总应力：

$$\sigma=\sqrt{(\sigma_p+\sigma_B)^2+4\tau^2}\quad(\text{公斤/厘米}^2)\qquad(5\text{-}71)$$

许用的总应力值：对碳钢$[\sigma]\leqslant 600\sim 800$（公斤/厘米$^2$）。

**四、基本技术要求**

（一）对材质的要求

连杆的材料，一般大、中型连杆采用ZB20-62；小型连杆采用GB699-65规定的30、40、45等优质碳素钢，也有采用YB6-59规定的30CrMo、40Cr等合金结构钢及JB298-62



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

规定的QT40-10、QT60-2等球墨铸铁。近年来更趋于采用稀土镁球墨铸铁。小型及微型连杆近年来还常采用YB604-66规定的LD5、LD8、LD10等锻铝材料。

（二）对毛坯件的要求

对于锻造的连杆，其锻造比应不小于3，并应进行金相检查、低倍检查、化学成分与机械性能等试验。

对于铸造的连杆，除作以上各项试验外，铸件表面应十分光洁，不得有严重的铸造缺陷，例如粘砂、冷隔等存在。

（三）对热处理要求

一般锻造连杆多采用正火处理或调质处理；铸造连杆多采用正火处理；对于有特殊需要的连杆，如要求有较高的机械性能时，则可采用等温淬火处理。

（四）对机械加工的要求

1.连杆大头孔的精度与光洁度

薄壁瓦：当曲柄销直径$D\leqslant220$毫米时，大头孔按$D_1$级精度，光洁度▽7；当$D>220$毫米时，大头孔按$D$级精度，光洁度▽7。

厚壁瓦：大头孔按$D$级精度，光洁度▽6。

2.连杆小头孔按$D$级精度，光洁度▽6～7。

3.连杆大头剖分面光洁度不低于▽6．连杆螺栓支承面不低于▽5。

4.连杆大小头孔的中心线不平行度，在100毫米长度上不大于0.03毫米。

5.连杆大头孔中心线和小头孔中心线共面性误差，在100毫米长度上不大于0.05毫米。

6.连杆大头孔或小头孔（定位端）中心线对端面的不垂直度，在100毫米长度上不大于0.05毫米。

7.两个连杆螺栓中心线的不平行度：螺孔直径$d_0>20$毫米的，在100毫米长度上不大于0.08毫米；螺孔直径：12毫米$<d_0\leqslant20$毫米的，在100毫米长度上不大于0.15毫米；螺孔直径$d_0\leqslant12$毫米的，在100毫米长度上不大于0.2毫米。

（五）其他

连杆体应进行超声波探伤和磁粉探伤，以检查材质情况。

**五、连杆螺栓**

（一）连杆螺栓的结构形式

连杆螺栓是连杆上非常重要的零件。影响连杆螺栓强度的重要因素是：结构的合理，尺寸的适当，材料的选择以及工艺过程。通常连杆螺栓的断裂是由于应力集中的部位上材料的疲劳而造成的。如图5-76所示三种连杆螺栓的结构：$a$——等截面的螺栓，不能承受较高的持久极限，箭头所指位置为最危险截面。$b$——是具有减小螺栓直径的弹性螺栓，此结构较$a$的优越。但是，凸台颈与螺栓杆的过渡处不是光滑的圆弧，应力集中发生在这个部位。$c$——是较为合理的结构形式，凸颈与螺栓杆的连接为圆滑的圆弧，螺母制成下锥形，减少了下部的刚性，起了卸载的作用，使螺纹全长内都均匀受力。

对于小型连杆的螺栓有制成如图5-77的结构形式的。这种结构省去了螺母，使结构大为简化。

图5-78表示连杆螺栓各结构尺寸之间的关系式。

（二）连杆螺栓及螺母材料选择



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

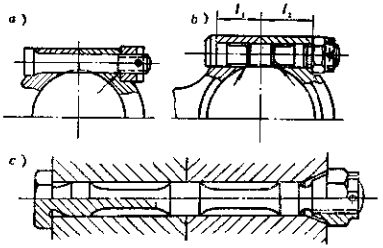



图 5-76 连杆螺栓结构图

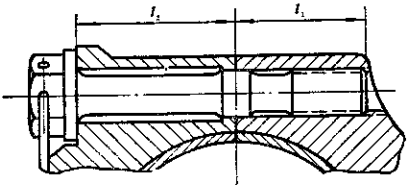


图 5-77 小型连杆的连杆螺栓

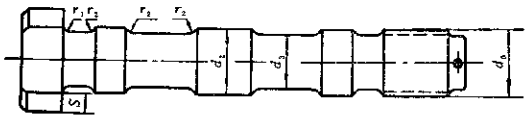


图 5-78 连杆螺栓各尺寸的关系

$d_0$—螺纹外径(毫米); $d_1$—螺纹内径(毫米); $d_2=d_0+(0.1\sim0.2)$(毫米); $d_3=(0.9\sim0.92)d_1$; $r_1=(0.15\sim0.20)d_1$; $r_2=0.5d_1$; $S=0.5\sim3$(毫米)

连杆螺栓要求强度高，塑性好的材料。螺母材料则可以选择与连杆螺栓不同的材料。材料的选取见表5-15。

表 5-15 常用连杆螺栓及螺母的材料

| 螺栓材料 | 45 | 40Cr | 30CrMo | 35CrMoA | 25$Cr_2$MoV | 38CrMoAl | 40$Cr_2$MnV |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 螺母材料 | 35 | 35,35Mn,20Cr | 20Cr | 30Mn | 30Mn,30CrMo | 30Mn,30CrMo | 30Mn,30CrMo |

（三）连杆螺栓、螺母的精度和光洁度

1.连杆螺栓

1）螺栓定位部为$d$级精度，其椭圆度与锥形度应不大于直径公差的1/2，光洁度▽7～8；弹性部分及圆角处光洁度为▽6。

2）螺纹按GB197-63规定的2级精度制造，光洁度▽5～6。

3）螺栓头部支承面边缘对中心线的跳动允差0.025毫米。

4）螺栓螺纹的倾斜度，不大于0.05毫米。

5）要进行磁粉探伤。

2.连杆螺母

1）螺纹按GB197-63规定的二级精度制造，螺纹光洁度▽5，支承面光洁度▽6；螺母壁厚差不大于0.4毫米。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

2）支承面对螺纹中心线的跳动：当螺纹直径 $d_0 \leqslant 16$ 时，应不大于 0.05 毫米；当螺纹直径 $d_0 > 16$ 时，应不大于0.08 毫米。

（四）连杆螺栓主要尺寸的确定

1.连杆螺栓直径

$$d_0 = (0.85 \sim 1.6)\sqrt{P} \text{（厘米）} \qquad (5\text{-}72)$$

式中 $P$——最大活塞力（吨）。

系数的选取见表5-16。

表 5-16 不同活塞力的系数

| 活塞力 $P$(吨) | 1～2 | 3.5～8 | 12～22 | 32～45 |
|---|---|---|---|---|
| 系数 | 1.60～1.40 | 1.27 | 1.15 | 0.85 |

$P \leqslant 22$吨时，连杆螺栓用两个；$P > 22$吨时，连杆螺栓用四个。

2.连杆螺栓长度（图5-76）

螺栓处于杆体中长度： $l_1 = (0.55 \sim 0.65)D$

螺栓处于大头盖中长度： $l_2 = (0.5 \sim 0.65)D$

螺栓总长度（不包括螺栓头）： $l = (1.2 \sim 1.5)D$

式中 $D$ 为曲柄销直径。

（五）连杆螺栓的计算

1.连杆螺栓所受预紧力 $T$

对于厚壁瓦： $$T = (2.1 \sim 2.5)P/Z \text{（公斤）} \qquad (5\text{-}73)$$

对于薄壁瓦： $$T = [P_1 + (2.1 \sim 2.5)P]\frac{1}{Z} \text{（公斤）} \qquad (5\text{-}74)$$

式中 $P$——最大活塞力（公斤）；

$P_1$——薄壁瓦过盈所需之力（公斤）；

$Z$——连杆螺栓的个数，当用四个螺栓时，取 $Z = 3$。

预紧力太大，会使螺栓应力增高而损坏；预紧力太小，易使螺母松动而断裂。所以旋紧连杆螺母一定要保证预紧力，保证的方式有两种：

1）测量连杆螺栓的伸长量 $\delta$，其值可按下式计算：

$$\delta = \frac{Tl}{EF} = \frac{4Tl}{E\pi d_0^2} \text{（厘米）} \qquad (5\text{-}75)$$

式中 $T$——预紧力（公斤）；

$l$——螺栓总长度（厘米）；

$E$——螺栓材料弹性模数，钢与合金钢取 $2.1 \times 10^6$ 公斤/厘米$^2$；

$F$——螺栓面积（厘米$^2$）；

$d_0$——螺栓的直径（厘米）。

2）用测力扳手时的扭矩 $M$，其值可按下式计算：

$$M = kTd_0 \text{（公斤·厘米）} \qquad (5\text{-}76)$$

式中 $T$——预紧力（公斤）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$d_0$——螺栓直径（厘米）；

$k$——系数，见表5-17。

**表 5-17 不同摩擦表面情况时的系数 $k$**

| 螺母支承端接触面情况及螺纹面情况 | 有润滑油的精密加工表面 | 干燥的精加工表面、有润滑油的粗加工表面 | 干燥的粗加工表面 |
|---|---|---|---|
| $k$ | 0.15 | 0.18 | 0.27 |

2.螺栓强度计算时的轴向力$Q$

螺栓在预紧后，由于外力的作用，实际上螺栓轴向力$Q$为：

对于厚壁瓦：$$Q=(2.4\sim2.8)P/Z\text{（公斤）}\qquad(5\text{-}77)$$

对于薄壁瓦：$$Q=[P_1+(2.4\sim2.8)P]\frac{1}{Z}\text{（公斤）}\qquad(5\text{-}78)$$

式中全部符号与式5-73及式5-74相同。

3.螺栓的静强度校核及疲劳强度校核

参照活塞杆螺纹强度校核部分，见式4-73至式4-77。

**六、连杆计算举例**

（一）连杆计算的步骤

1.连杆大头轴瓦的计算（此处略，详见轴承计算）。

2.连杆小头衬套的计算。

3.连杆的计算。

4.连杆螺栓计算。

（二）举例

设计一压缩机的连杆，活塞力$P=12$吨，行程$S=28$厘米。

**连杆主要尺寸的确定**

| 序号 | 名称 | 代号 | 单位 | 公式、参数的选择和计算 | 說明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 最大活塞力 | $P$ | 公斤 | $P=12000$ | 已知条件 |
| 2 | 曲柄半径 | $R$ | 厘米 | $R=\frac{S}{2}=\frac{28}{2}=14$ | 已知行程，$S=28$ |
| 3 | 連杆长度 | $L$ | 厘米 | $L=\frac{R}{\lambda}=\frac{14}{1/5}=70$ | 热力計算已知$\lambda=\frac{1}{5}$ |
| 4 | 曲柄銷直径 | $D$ | 厘米 | 查表5-12或$D=5.6\sqrt{P}=5.6\sqrt{12}$ $=19.4$，取$D=20$，$P$的单位：吨 | |
| 5 | 大头孔直径 | $D_1$ | 厘米 | $D_1=21.2$ | 大头軸瓦为薄壁瓦查表5-13 |
| 6 | 小头衬套內径 | $d$ | 厘米 | $d=10$ | 查表5-13 |
| 7 | 小头衬套宽度 | $b$ | 厘米 | 查表5-10或$b=(1\sim1.4)d=1.15\times10$ $=11.5$ | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 序号 | 名　　称 | 代号 | 单　位 | 公式、参数的选择和计算 | 说　　明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 8 | 小头衬套厚度 | $S$ | 厘米 | $S=(0.06\sim0.08)d=0.07\times10=0.7$ | |
| 9 | 小头孔直径 | $d_1$ | 厘米 | 查表5-12或$d_1=d+2S=10+2\cdot0.7=11.4$<br>取$d=11.5$ | |
| 10 | 杆体中间直径 | $d_m$ | 厘米 | $d_m=(1.65\sim2.45)\sqrt{P}=2\cdot3\sqrt{12}$<br>$=7.98$，$P$的单位：吨，取$d_m=8$ | |
| 11 | 杆体中间面积 | $F_m$ | 厘米$^2$ | $F_m=\frac{\pi d_m^2}{4}=\frac{\pi\times8^2}{4}=50.2$ | |
| 12 | 近小头处杆体直径 | $d'$ | 厘米 | $d'=0.9d_m=0.9\times8=7.2$ | |
| 13 | 近大头处杆体直径 | $d''$ | 厘米 | $d''=1.1d_m=1.1\times8=8.8$ | |
| 14 | 连杆宽度 | $B$ | 厘米 | 查表5-12或$B=0.9b=0.9\times11.5=10.35$<br>取$B=11$ | |
| 15 | 大头处截面$A-A$面积 | $F_A$ | 厘米$^2$ | $F_A=(1.38\sim1.6)F_m=1.52\times50.2=76.5$<br>取$F_A=77$ | |
| 16 | 截面$A-A$的厚度 | $S_A$ | 厘米 | $S_A=\frac{F_A}{B}=\frac{77}{11}=7$ | |
| 17 | 大头处截面$B-B$面积 | $F_B$ | 厘米$^2$ | $F_B=(1.3\sim1.4)F_m=1.35\times50.2=68$ | |
| 18 | 截面$B-B$的厚度 | $S_B$ | 厘米 | $S_B=\frac{F_B}{B}=\frac{68}{11}=6.18$，取$S_B=6.2$ | |
| 19 | 小头处截面$C-C$面积 | $F_C$ | 厘米$^2$ | $F_C=(0.8\sim1.0)F_m=0.85\times50.2=42.8$ | 当$S_C=4$时<br>$F_C=11\times4=44$ |
| 20 | 截面$C-C$的厚度 | $S_C$ | 厘米 | $S_C=\frac{F_c}{B}=\frac{42.8}{11}=3.9$，取$S_C=4$ | |
| 21 | 连杆螺栓直径 | $d_0$ | 厘米 | $d_0=(1\sim1.6)\sqrt{P}=1.2\sqrt{12}=4.1$，<br>$P$的单位：吨，取$d_0=4.2$ | 选M42×2(毫米) |
| 22 | 螺栓定位部分直径 | $d_2$ | 厘米 | $d_2=d_0+(0.1\sim0.2)=4.2+0.2=4.4$ | |
| 23 | 螺栓弹性部分直径 | $d_3$ | 厘米 | $d_3=(0.9\sim0.92)d_1=0.92\times3.98=3.65$ | 查GB196-63，M42×2的$d_1=3.98$ |
| 24 | 两连杆螺栓间距离 | $l_0$ | 厘米 | $l_0=26.5$ | 查表5-13 |
| 25 | 螺栓在大头体内长度 | $l_1$ | 厘米 | $l_1=(0.55\sim0.65)D=0.6\times20=12$ | |
| 26 | 螺栓在大头盖内长度 | $l_2$ | 厘米 | $l_2=(0.5\sim0.65)D=0.6\times20=12$ | |
| 27 | 连杆螺栓个数 | $Z$ | | $Z=2$ | 查表5-13 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

根据以上计算所得连杆各主要尺寸，画出连杆结构图，如图 5-79。连杆材料选用 45 锻钢，连杆螺栓材料选用 40Cr 钢。

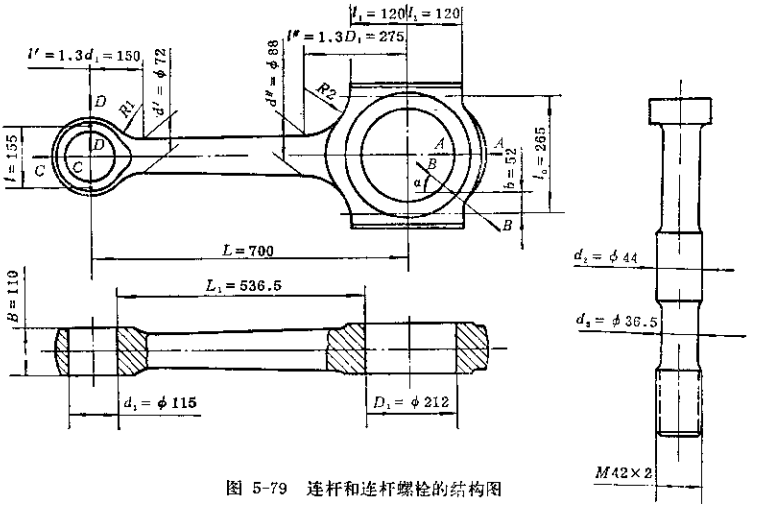



图 5-79　连杆和连杆螺栓的结构图

**连杆的计算**

| 序号 | 名　　称 | 代号 | 单　位 | 公式、参数的选择和计算 | 说　　明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 小头衬套的比压 | $P$ | 公斤/厘米$^2$ | $P=\frac{P}{db}=\frac{12000}{10\times 11.5}=104<130\sim 150$ | |
| 2 | 杆体的惯性半径 | $i$ | 厘米 | $i=\frac{d_m}{4}=\frac{8}{4}=2$ | |
| 3 | 柔　　度 | $\frac{L}{i}$ | | $\frac{L}{i}=\frac{70}{2}=35$ | |
| 4 | 杆体拉压应力 | $\sigma_p$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_p=\frac{P}{F_m}=\frac{12000}{50.2}=239$ | |
| 5 | 系　　数 | $C$ | | $C=1.52\times 10^{-4}$ | 查表5-14，连杆材料45锻钢 |
| 6 | 惯 性 矩 | $J_x$ | 厘米$^4$ | $J_x=\frac{\pi d_m^4}{64}=\frac{\pi(8)^4}{64}=201$ | |
| 7 | 连杆摆动平面纵弯应力 | $\sigma'_{CB}$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma'_{CB}=PC\frac{L^2}{J_x}=12000\times 1.52\times 10^{-4}\times\frac{70^2}{201}=45$ | |
| 8 | 杆体的长度 | $L_1$ | 厘米 | $L_1=L-\frac{D_1}{2}-\frac{d_1}{2}=70-\frac{21.2}{2}-\frac{11.5}{2}=53.65$ | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 序号 | 名称 | 代号 | 单位 | 公式、参数的选择和计算 | 说明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 9 | 惯性矩 | $J_y$ | 厘米$^4$ | $J_y=\frac{\pi d_m^4}{64}=\frac{\pi\times(8)^4}{64}=201$ | |
| 10 | 垂直于连杆摆动平面纵弯应力 | $\sigma''_{CB}$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma''_{CB}=PC\frac{L_1^2}{4J_y}=12000\times1.52\times10^{-4}\times\frac{53.65^2}{4\times201}=6.6$ | |
| 11 | 在连杆摆动平面总应力 | $\sigma_1$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_1=\sigma_p+\sigma'_{CB}=239\cdot45=284<800\sim1200$ | |
| 12 | 垂直于连杆摆动平面总应力 | $\sigma_2$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_2=\sigma_p+\sigma''_{CB}=239+6.6=245.6<800\sim1200$ | |
| 13 | 大头盖截面 $A$ $A$ 的抗弯截面模数 | $W_A$ | 厘米$^3$ | $W_A=\frac{bS_A^2}{6}=\frac{11\times7^2}{6}=90$ | |
| 14 | 截面 $I-I$ 弯曲应力 | $\sigma_B$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_B=\frac{P\left(l-\frac{D}{2}\right)}{4W_A}=\frac{12000\times\left(26.5-\frac{20}{2}\right)}{4\times90}=550<600\sim800$ | |
| 15 | 大头盖截面 $B-B$ 的抗弯截面模数 | $W_B$ | 厘米$^3$ | $W_B=\frac{BS_B^2}{6}=\frac{11\times6.2^2}{6}=70$ | |
| 16 | 截面 $B-B$ 重心到连杆螺栓轴线距离 | $b$ | 厘米 | 从图中量得 $b=5.2$ | |
| 17 | 截面 $B-B$ 与连杆螺栓轴线的夹角 | $\alpha$ | 度 | 从图中量得 $\alpha=35°$ | |
| 18 | 截面 $B-B$ 弯曲应力 | $\sigma_B$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_B=\frac{Pb}{2W_B}=\frac{12000\times5.2}{2\times70}=445$ | |
| 19 | 截面 $B-B$ 拉压应力 | $\sigma_p$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_p=\frac{P\sin\alpha}{2F_B}=\frac{12000\times\sin35°}{2\times68}=50.5$ | |
| 20 | 截面 $B-B$ 剪应力 | $\tau$ | 公斤/厘米$^2$ | $\tau=\frac{P\cos\alpha}{2F_B}=\frac{12000\times\cos35°}{2\times68}=72.5$ | |
| 21 | 截面 $B-B$ 总应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma=\sqrt{(\sigma_p-\sigma_B)^2+4\tau^2}=\sqrt{(445-50.5)^2+4\times72.5^2}=515<600\sim800$ | |
| 22 | 小头处截面 $C-C$ 的抗弯截面模数 | $W_C$ | 厘米$^3$ | $W_C=\frac{BS_C^2}{6}=\frac{11\times4^2}{6}=29.5$ | |
| 23 | 小头侧壁中心间距 | $l$ | 厘米 | 从图中测得，或 $l=d_1+S_D=11.5+4=15.5$ | 因小头是圆形，所以 $S_D=S_C=4$ |
| 24 | 截面 $C-C$ 弯曲应力 | $\sigma_B$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_B=\frac{P\left(l-\frac{d}{3}\right)}{8W_C}=\frac{12000\left(15.5-\frac{10}{3}\right)}{8\times29.5}=620<600\sim800$ | |
| 25 | 截面 $D-D$ 弯曲应力 | $\sigma_B$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_B=\frac{Pl}{8W_D}=\frac{12000\times15.5}{8\times29.5}=790$ | 小头是圆形 $W_D=W_C=29.5$ |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 序号 | 名　　称 | 代号 | 单　位 | 公式、参数的选择和計算 | 說　　明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 26 | 截面$D$-$D$拉应力 | $\sigma_p$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_p=\frac{P}{2F_D}=\frac{12000}{2\times44}=136$ | 小头圆形<br>$F_D=F_C=44$ |
| 27 | 截面$D$-$D$总应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma=\sigma_p+\sigma_B=136+790=926<800\sim1000$ | |
| 28 | 连杆大头薄壁瓦过盈力 | $P_1$ | 公斤 | $P_1=17600$ | 由本章第5节轴瓦計算得出 |
| 29 | 連杆螺栓預紧力 | $T$ | 公斤 | $T=\frac{P_1+(2.1\sim2.5)P}{Z}$<br>$=\frac{17600+2.3\times12000}{2}=22600$ | |
| 30 | 扳手上的扭矩 | $M$ | 公斤·厘米 | $M=kTd_0=0.15\times22600\times4.2=14250$ | 查表5-17<br>取$k=0.15$ |
| 31 | 螺栓軸向力 | $Q$ | 公斤 | $Q=\frac{P_1+(2.4\sim2.8)P}{Z}$<br>$=\frac{17600+2.6\times12000}{2}=24400$ | |
| 32 | 每个螺栓拉应力 | $\sigma_p$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_p=\frac{4Q}{\pi d_3^2}=\frac{4\times24400}{3.14\times3.65^2}=2330$ | 螺栓上最小截面直径<br>$d_3=3.65$ |
| 33 | 螺栓抗扭截面模数 | $W_t$ | 厘米$^3$ | $W_t=0.2d_3^3=0.2\times3.65^3=9.7$ | |
| 34 | 系　　数 | $\xi$ | | $\xi=0.1$ | 查公式4-74 |
| 35 | 剪切应力 | $\tau$ | 公斤/厘米$^2$ | $\tau=\frac{\xi Qd_0}{W_t}=\frac{0.1\times22600\times4.2}{9.7}=980$ | |
| 36 | 每个螺栓总应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma=\sqrt{\sigma_p^2+3\tau^2}=\sqrt{2330^2+3\times980^2}$<br>$=2880$ | |
| 37 | 安全系数 | $n$ | | $n=\frac{\sigma_s}{\sigma}=\frac{8000}{2880}=2.77>1.5\sim3$ | 按YB6-59，40Cr：<br>$\sigma_s=8000$公斤/厘米$^2$ |
| 38 | 动载荷时最大应力 | $\sigma_{max}$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_{max}=\frac{4Q}{\pi d_3^2}=\frac{4\times24400}{3.14\times3.65^2}=2330$ | |
| 39 | 动载荷时最小应力 | $\sigma_{min}$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_{min}=\frac{4T}{\pi d_3^2}=\frac{4\times22600}{3.14\times3.65^2}=2160$ | |
| 40 | 应力幅 | $\sigma_a$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_a=\frac{2330-2160}{2}=85$ | |
| 41 | 对称循环抗拉疲劳极限 | $\sigma_{-1}$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_{-1}=3400$ | 查附录三 |
| 42 | 应力集中系数 | $k_\sigma$ | | $k_\sigma=4$ | 40Cr鋼：$\sigma_p=10000$<br>公斤/厘米$^2$<br>查表4-20 |
| 43 | 尺寸系数 | $\varepsilon_\sigma$ | | $\varepsilon_\sigma=0.63$ | 查图4-122 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 序号 | 名　　称 | 代号 | 单　位 | 公式、参数的选择和計算 | 說　　明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 44 | 应力循环对称系数 | $\psi_\sigma$ | | $\psi_\sigma=0.1$ | 查附录三 |
| 45 | 应力幅安全系数 | $n_\sigma$ | | $n_\sigma=\dfrac{\sigma_{-1}-\psi_\sigma\sigma_{min}}{\left(\dfrac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}+\psi_\sigma\right)\sigma_a}$ $=\dfrac{3400-0.1\times2160}{\left(\dfrac{4}{0.63}+0.1\right)85}=5.8>2.5\sim4$ | |
| 46 | 最大应力安全系数 | $n$ | | $n=\dfrac{2\sigma_{-1}+\left(\dfrac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}-\psi_\sigma\right)\sigma_{min}}{\left(\dfrac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}+\psi_\sigma\right)(\sigma_{min}+2\sigma_a)}$ $=\dfrac{2\times3400+\left(\dfrac{4}{0.63}-0.1\right)2160}{\left(\dfrac{4}{0.63}-0.1\right)(2160+2\times85)}$ $=1.35>1.2$ | |

## 第四节　十　字　头

### 一、十字头的基本结构型式

十字头是连接作摇摆运动的连杆与作往复运动的活塞杆的机件（图5-80），它具有导向作用。

十字头按连接连杆的型式分为开式和闭式两种。

开式结构，连杆小头处于十字头体外，如图5-81所示。叉形连杆的两叉放在十字头体的两侧，故叉形部分较宽，连杆重量较大。开式十字头制造比较复杂，只在少数立式和V型压缩机中为降低高度而采用。闭式十字头（图5-80）中连杆放在十字头体内。图5-82的十字头虽与叉形连杆连接，但叉形放在体内和活塞杆一道用十字头销连接，所以活塞杆与十字头连接部分必须作成吊环形；为拆装方便，活塞杆常分成两段。闭式结构的十字头刚性较好，与连杆和活塞杆的连接较为简单，所以得到广泛应用。

十字头按十字头体与滑履的连接方式可分为整体式与分开式两种。对于小型压缩机的十字头常作成整体的（图5-83）。近年来在高速大型压缩机上为了减轻运动部件的重量，也有采用在滑履上镶有巴氏合金的整体十字头（图5-84）。对于大、中型压缩机的十字头则常采用十字头体与滑履分开的结构（图5-80），以利于调整。整体十字头结构轻巧、制造方便，其缺点是磨损后，十字头与活塞杆不同轴度增大，不能调整。而分开式的特点恰与整体式相反，特别适用于大型压缩机。

十字头按与活塞杆连接型式又分为螺纹连接、联接器连接、法兰连接和楔连接四种。螺纹连接结构简单、重量轻，使用可靠，但每次检修后要重新调整气缸与活塞的余隙容积。图5-85是目前常采用的几种螺纹连接结构型式，大都采用双螺母并紧后，用防松装置锁紧。*f*与*g*结构具有调整垫片，在每次检修后，不必调整气缸余隙容积，弥补了螺纹连接的缺点。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

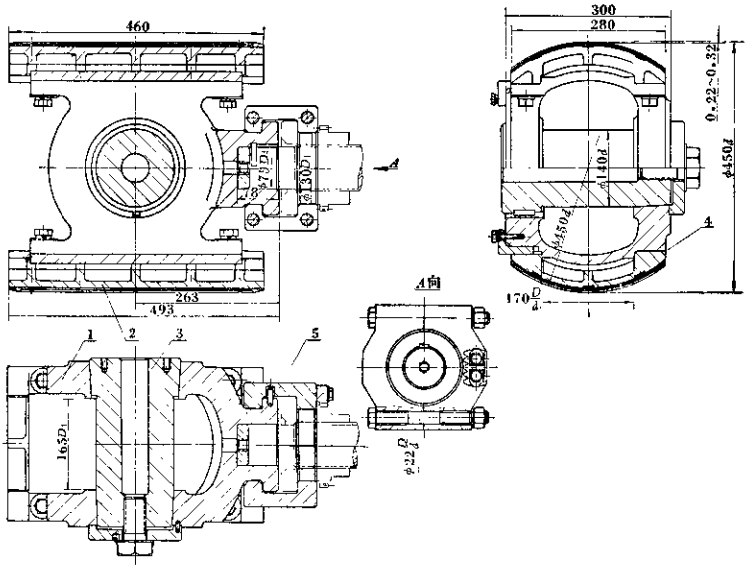



图 5-80　闭式十字头

1—十字头体；2—滑履；3—十字头销；4—垫片组；5—速接器

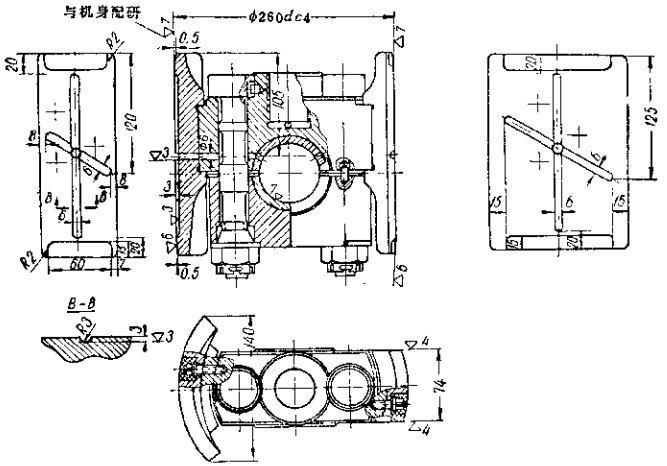



图 5-81　连杆叉形头在十字头体外的开式十字头



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

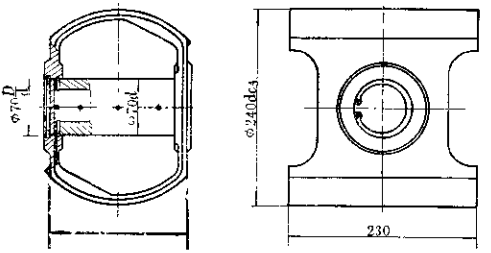
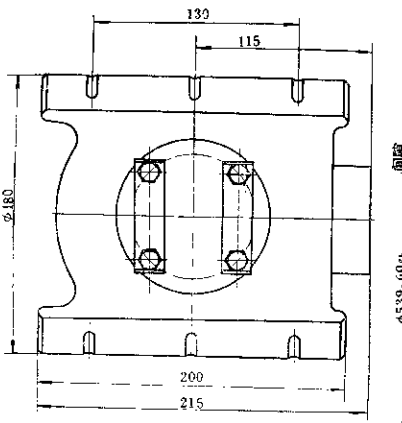
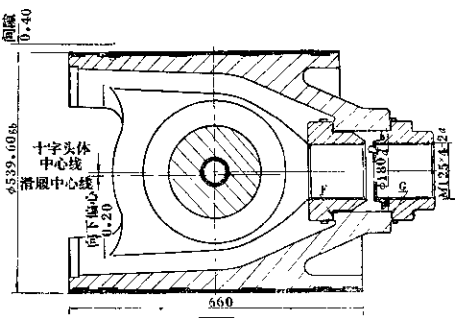



图 5-82　连杆叉形头在十字头体内的十字头结构



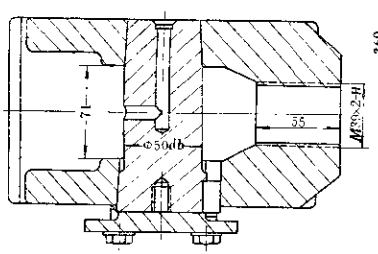
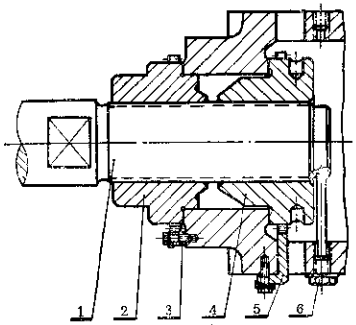




图 5-83　整体十字头

图 5-84　镶有巴氏合金的整体十字头

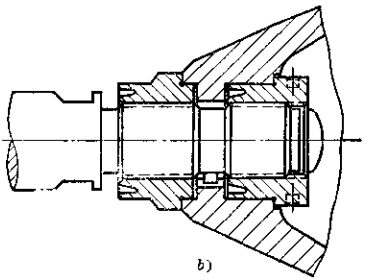


油气储运网www.youqichuyun.com搜集

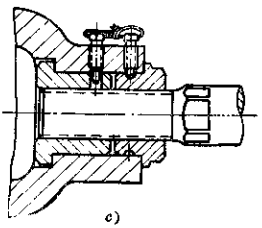



a)

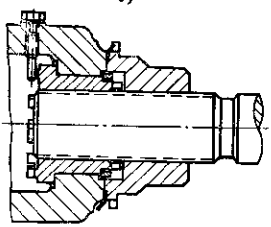
1—活塞杆；2—螺母；3—防松齿形板；4—螺母；5—防松齿形板；6—防松螺钉



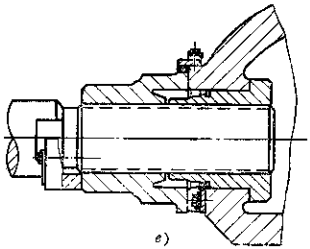
b)



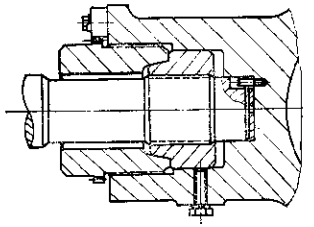
c)



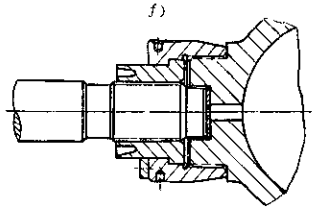
d)



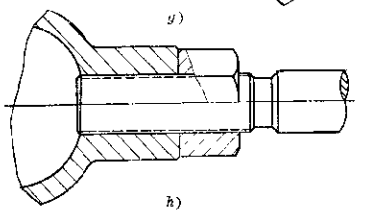
e)



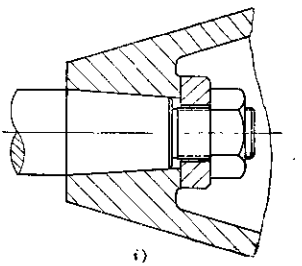
f)



g)



h)



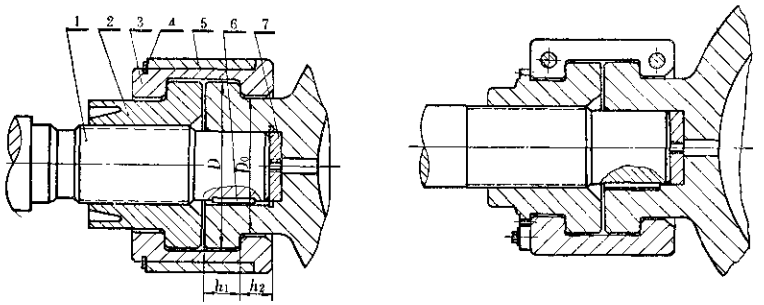
i)

图 5-85　十字头与活塞杆用螺纹连接的结构型式



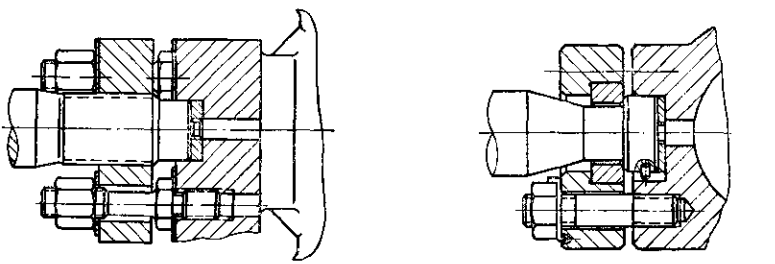
油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$b$结构常用于中、小型压缩机上，结构简单，但当十字头体上的螺纹损坏后，必须调换十字头。而$a$、$b$、$c$、$d$、$e$、$i$结构则避免了这个缺点。图5-86为联接器连接和法兰连接结构。这两种结构使用可靠，调整方便，使活塞杆与十字头容易对中，不受螺纹中心线与活塞杆中心线偏移的影响。而直接由两者的圆柱面的配合公差来保证；其缺点是结构笨重，故多用在大型压缩机上。图5-86中$a$、$b$为联接器连接型式；$c$、$d$为法兰连接型式。图5-87是楔连接的结构型式，其特点是结构简单，可以利用楔（用比活塞杆软的材料如20钢制作）容易变形的特点，把楔作为整个运动系统的安全销使用，防止过载时损坏其它机件，它的缺点也是不能调整气缸余隙容积；这种结构型式常用于小型压缩机上。




a)　　b)

1—活塞杆；2—螺母；3—联接器；4—弹簧卡环；
5—套筒；6—键；7—调整垫片

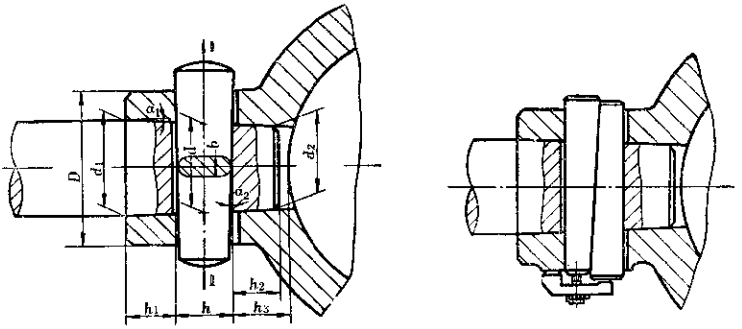


c)　　d)

图 5-86　十字头与活塞杆用联接器或法兰连接的结构型式



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




a)　　b)組合楔

$tg\alpha_1=\frac{1}{20}\sim\frac{1}{40}$；$tg\alpha_2=\frac{1}{12}\sim\frac{1}{30}$；$D=1.8d$鑄鋼；
$h=d$整体楔；$D=2.1d$鑄鉄；$h=(1\sim1.3)d$ 組合楔；
$h_1=0.6d$；$b=0.25\sim0.35d$；$h_2=0.7d$

图 5-87　十字头与活塞杆用楔连接的结构型式

## 二、十字头结构设计基本原则

（一）十字头滑履的直径$D$、长度$L$与宽度$B$的确定

直径$D$的确定通常从两个方面考虑：一方面为了减小往复运动质量以及装拆方便，希望$D$取得小一些；另一方面考虑到连杆的摆动，滑道直径要给予一定的空间，滑履直径$D$又要足够大，长度$L$也要尽量短。所以，曲柄半径与连杆长度比$\left(\lambda=\frac{R}{L}\right)$大的机器，要求有较大的直径$D$。直径$D$的确定要经多方面考虑并在图上试画后，才能获得合理的尺寸。十字头滑履直径$D$的数值可参考表5-17选取。

十字头滑履长度取$L=(0.8\sim1.1)D$，十字头滑履宽度取$B=(0.5\sim0.65)D$。

滑履工作面浇有巴氏合金时，合金层厚度一般为$t=4\sim5$（毫米）。

滑履长度$L$的确定，还应该考虑滑履在工作时必须能将中体滑道上的润滑油孔盖住，以免油向外喷出。滑履长度$L$一般按十字头销中心线对称配置，有时为了给连杆留出摆动的空间而将靠曲轴端的长度减少。

（二）十字头滑履与机体滑道的间隙$\delta$的确定

按经验，取$\delta=(0.0007\sim0.0008)D$。

根据十字头主要是一侧受力的特点（图5-88），间隙值应该在不受力或受力小的一侧，而主要受力侧的滑履工作面应保证十字头体与活塞杆对中。对于图5-80所示的分开式十字头，在非受力侧抽去垫片（垫片厚度等于间隙值），便可调整间隙值。对于整体式十

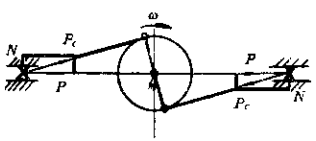



图 5-88　十字头受力示意图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

字头的间隙，则须依靠加工来保证，使滑履中心线和十字头与活塞杆连接处中心线有一个偏心值，根据所留间隙在上（或在下），使滑履中心线在十字头中心线之下（或之上），以保证对中（图5-84）。有的十字头在非受力侧的滑履长度可取短一些，以便区别。十字头受侧向力的方向与曲轴旋转方向相同，在对称平衡型压缩机中为：一侧向上，一侧向下。侧向力向上的一侧由于与重力相反，在压缩机起动和停车时就将发生跳动。所以在总体设计时，应把这一侧放在活塞力较小的一列。

（三）十字头体尺寸的确定（图5-89）

1.十字头销孔座壁厚 $S$：当十字头体材质为球墨铸铁或铸钢时，取 $S=0.347P$（厘米）；材质为铸铁时，取 $S=1.183P$（厘米）；其中 $P$ 为最大活塞力（吨）。

2.十字头体壁厚 $S_1$：$S_1=(0.8\sim0.85)S$（厘米）。

3.截面 $A-A$ 的面积 $F_A$：*$F_A=(1.8\sim2.0)F$（厘米²），$F$ 为十字头与活塞杆连接处活塞杆截面积。

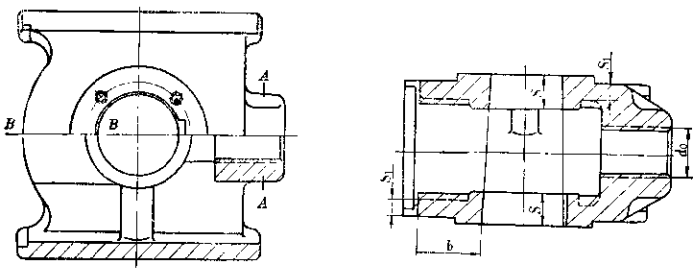



图 5-89　十字头体尺寸

4.截面 $B-B$ 的截面积 $F_B$：当材质为球墨铸铁或铸钢时，$F_B\approx(2.5\sim1.67)P$（厘米²）；当材质为铸铁时，$F_B\approx(5\sim3.85)P$（厘米²）；$P$ 为最大活塞力（吨）。

（四）十字头体主要结构尺寸

推荐值见表5-18。

## 三、十字头销

（一）十字头销的基本结构型式

十字头销有圆锥形（图5-90）、圆柱形（图5-91）以及一端为圆柱形而一端为圆锥形的（图5-92）三种型式。十字头销一般固定在十字头上。圆锥形销用于活塞力大于5.5吨的压缩机上，锥度取 $\frac{1}{10}\sim\frac{1}{20}$；锥度大，装拆方便，但过大的锥度将使十字头销孔座其大，以致削弱十字头体的强度。锥面上的键主要是防止销上径向油孔的移位而起定位作用，其次也可防止十字头销在孔座内的转动。借助于螺钉可使锥面贴紧，如图5-92所示。

---

*① 此关系适用于活塞杆与十字头体直接接触的结构，如图5-86所示。

② 在用双螺母连接时，如图5-85所示的结构，可由 $F_A$ 推算出十字头颈部所需的壁厚：$S_2\approx0.36d_0$，$d_0$ 为活塞杆与十字头连接处底径；而颈部真正的面积 $F'_A$ 应由螺母的外径与壁厚的关系中最后确定。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

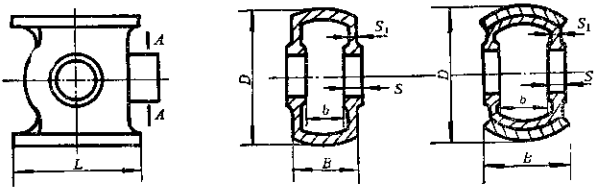



表 5-18　十字头体主要尺寸

| 活塞力 P（吨） | 主要尺寸（毫米） D | L | B | b |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 130 | 100 | 60 | 30 |
| 2 | 160 | 120 | 90 | 45 |
| 3.5 | 200 | 150 | 120 | 60 |
| 5.5 | 240 | 200 | 140 | 70 |
| 8 | 280 | 230 | 160 | 95 |
| 12 | 320 | 360 | 190 | 115 |
| 16 | 360 | 400 | 220 | 130 |
| 22 | 420 | 480 | 250 | 160 |
| 32 | 500 | 550 | 320 | 215 |
| 45 | 540 | 600 | 360 | 240 |

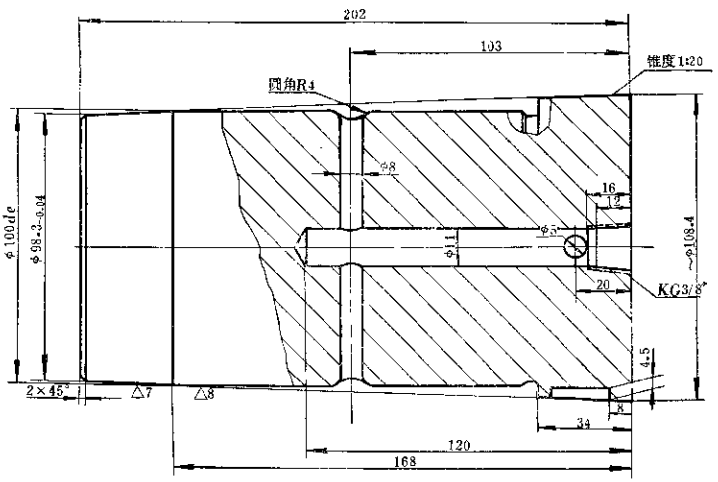



图 5-90　圆锥形十字头销



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

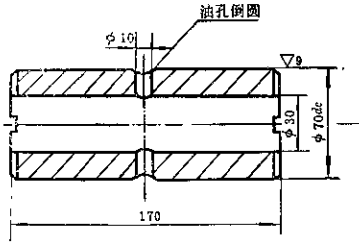



图 5-91 圆柱形十字头销

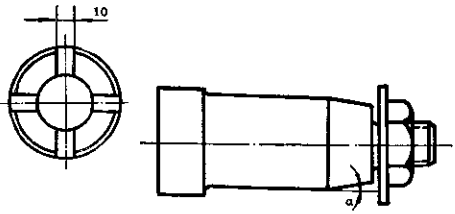



图 5-92 一端圆柱形，一端圆锥形十字头销

近年来，在活塞力小于5.5吨的压缩机中，大都采用了圆柱形浮动十字头销(图5-91)。浮动销可以在连杆小头孔内与十字头销孔座内自由转动，从而减少了磨损；它可用弹簧卡圈扣在孔座的凹槽内进行轴向定位，如图5-82所示。它具有重量轻、制造方便的优点。上述各种十字头销都可以用压板盖没十字头座孔端面，来使十字头销轴向定位，如图5-83所示。

（二）十字头销的直径 $d$

$$d=(2.8\sim3)\sqrt{p}\ （厘米）\qquad (5\text{-}79)$$

压缩机常用的十字头销直径推荐值见表5-19。

表 5-19 常用十字头销直径

| 活塞力 $P$(吨) | 1 | 2 | 3.5 | 5.5 | 8 | 12 | 16 | 22 | 32 | 45 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 十字头销直径 $d$(毫米) | 35 | 40 | 55 | 70 | 80 | 100 | 120 | 140 | 170 | 220 |

## 四、十字头的计算

（一）十字头滑履的比压 $q_1$ 的计算

$$q_1=\frac{N+Q}{LB}\ （公斤/厘米^2）\qquad (5\text{-}80)$$

式中 $N$——最大侧向力（公斤），$N=\operatorname{tg}\beta P\approx\lambda P$；

$Q$——十字头总重（公斤），立式压缩机中 $Q$ 值不计，角度式压缩机应计算其压向滑道的分力；

$L$——十字头滑履长度（厘米）；

$B$——十字头滑履宽度（厘米）。

许用的比压值：当铸铁与铸铁时，$[q_1]\leqslant 2\sim3$公斤/厘米$^2$；

当铸铁与巴氏合金时，$[q_1]\leqslant 6$公斤/厘米$^2$。

（二）十字头销与连杆小头配合处比压 $q_2$ 的计算可参照连杆小头衬套的计算。

（三）十字头销与十字头体配合处比压 $q_3$ 的计算可参照活塞销比压计算。

（四）十字头销强度计算可参照活塞销强度计算。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（五）十字头与活塞杆连接部分计算

1.用螺纹连接时的强度计算

1）十字头螺母的螺纹强度计算可参照活塞杆螺纹强度计算。

2）十字头螺母（图5-93）的拉伸应力：

$$\sigma_p=\frac{KP}{f}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}81)$$

式中 $K$——预紧系数，一般取$K=2$；

$f$——螺母面积（厘米$^2$），$f=\frac{\pi}{4}(d_1^2-d^2)$，见图5-93。

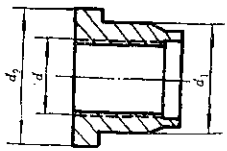



图 5-93 十字头螺母

许用拉伸应力$[\sigma_p]$：对于钢$[\sigma_p]\leqslant 1000$公斤/厘米$^2$。

3）十字头螺母与十字头体接触面的压碎应力：

$$\sigma_c=\frac{T+\chi P}{\frac{\pi}{4}(d_2^2-d_1^2)}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}82)$$

式中 $T$——预紧力（公斤），其值参照式4-73$a$选取；

$\chi$——载荷系数，其值参照式4-73 $b$ 选取；

$d_2$——螺母支承面外径（厘米）；

$d_1$——螺母支承面内径（厘米）。

许用压碎应力$[\sigma_c]$：对于铸铁和钢的接触，取$[\sigma_c]\leqslant 470\sim 520$公斤/厘米$^2$；

对于钢和钢的接触，取$[\sigma_c]\leqslant 700\sim 1000$公斤/厘米$^2$。

2.用联接器连接时的强度计算（图5-86$a$）

1）十字头颈部与联接器接触面的压碎应力：

$$\sigma_c=\frac{P}{\frac{\pi}{4}(D^2-D_0^2)}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}83)$$

式中 $D$——十字头颈部与联接器接触面外径（厘米）；

$D_0$——十字头颈部与联接器接触面内径（厘米）。

许用压碎应力$[\sigma_c]$值与式5-82的相同。

2）十字头颈部与联接器接触面的剪切应力：

$$\tau=\frac{P}{\pi D_m h}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (5\text{-}84)$$

式中 $D_m$——接触面的平均直径（厘米），$D_m=\frac{D+D_0}{2}$；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$h$——接触面的厚度（厘米），当校核十字头体时取 $h_1$ 值，当校核联接器时取 $h_2$ 值。

许用剪切应力[$\tau$]：对于铸铁[$\tau$]≤200公斤/厘米²；

对于铸钢、球铁[$\tau$]≤600公斤/厘米²。

3.用楔连接时的强度计算（图5-87$a$）

1）十字头体与活塞杆配合锥面的比压 $q$：

$$q=\frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_1^2-d_2^2)}\quad（公斤/厘米^2）\qquad（5-85）$$

式中 $d_1$、$d_2$——配合锥面最大和最小直径（厘米）。

许用的比压值[$q$]：对于铸铁[$q$]≤250公斤/厘米²；

对于铸钢、球铁[$q$]≤700公斤/厘米²。

2）截面 $I-I$（楔中心线与活塞杆中心线所在平面）的拉伸应力

截面 $I-I$ 的拉力 $Q$：

$$Q=\frac{P}{2\pi\operatorname{tg}(\alpha_1+\rho)}\quad（公斤/厘米^2）$$

式中 $\alpha_1$——配合锥面的斜角（度）；

$\rho$——配合锥面的摩擦角（度），一般取$\rho=9°$。

截面 $I-I$ 的一侧面积 $f$：

$$f=\frac{1}{2}\left(D+\frac{d_1+d_2}{2}\right)\times(h_1+h_3)\ (厘米^2)$$

如果配合尺寸是按图5-87$a$关系选取，则 $f$ 可近似地取 $f=ad^2$ 厘米²。系数 $a$ 可按表5-20选取。

表 5-20 系数$a$值

| 铸铁 | | 铸钢 | |
|---|---|---|---|
| 整体楔 | 组合楔 | 整体楔 | 组合楔 |
| 1.27 | 1.27～1.43 | 0.92 | 0.9～1.04 |

截面 $I-I$ 的拉伸应力 $\sigma_p$ 为：

$$\sigma_p=\frac{Q}{f}\quad（公斤/厘米^2）\qquad（5-86）$$

许用拉伸应力[$\sigma_p$]：对于铸铁[$\sigma_p$]≤200公斤/厘米²；

对于铸钢、球铁[$\sigma_p$]≤600公斤/厘米²。

3）截面 $II-II$（与活塞杆中心线垂直的平面）的拉伸应力

对十字头体：

$$\sigma_p=\frac{P}{(D-d)\left[\frac{\pi}{4}(D+d)-b\right]}\quad（公斤/厘米^2）\qquad（5-87）$$

许用拉伸应力[$\sigma_p$]值与式5-86的相同。

对活塞杆：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

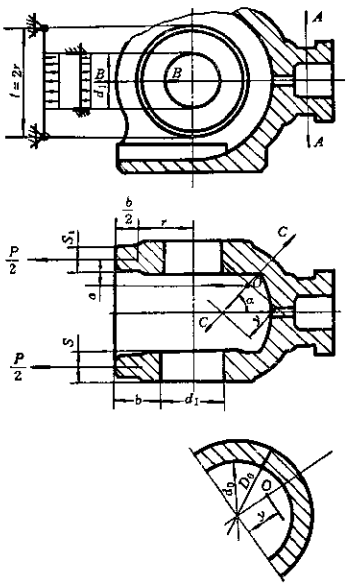
$$\sigma_p=\frac{P}{\frac{\pi}{4}d^2-bd}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(5\text{-}88)$$

许用拉伸应力$[\sigma_p]$：对于碳素钢$[\sigma_p]\leqslant$700公斤/厘米$^2$；对于合金钢$[\sigma_p]\leqslant$1000公斤/厘米$^2$。

4）楔与活塞杆接触表面比压$q$：

$$q=\frac{P}{bd}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(5\text{-}89)$$

许用表面比压$[q]$：楔的材料是强度限不低于50～60公斤/毫米$^2$的碳钢时，$[q]\leqslant$2000公斤/厘米$^2$。




$$y=\frac{2(D_0^2+D_0d_0+d^2)}{3\pi(D_0+d_0)}$$

图 5-94 十字头体计算图

5）楔的强度计算

楔按两端自由支承的梁，载荷与支承力都为均布的情况来计算。其最大弯曲应力$\sigma_B$为：

$$\sigma_B=\frac{3PD}{\frac{4}{3}bh^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(5\text{-}90)$$

许用弯曲应力$[\sigma_B]$：对于楔的材料是强度限不低于50～60公斤/毫米$^2$的碳钢时，$[\sigma_B]\leqslant$1500公斤/厘米$^2$。

（六）十字头体的强度计算（图5-89）

1.十字头体颈部截面$A$-$A$，主要计算由于最大拉伸力引起的拉伸应力$\sigma_p$：

$$\sigma_p=\frac{Q}{f}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(5\text{-}91)$$

式中 $Q$——活塞杆中最大拉伸力(公斤)。当为螺纹连接时，$Q=T+\chi P$（见式4-73），其余连接时$Q=P$，为最大活塞力；

$f$——截面$A$-$A$的面积（厘米$^2$）。

许用拉伸应力$[\sigma_p]$值与式5-86的相同

2.十字头销座处截面$B$-$B$，主要计算活塞杆中最大拉伸力引起的弯曲应力$\sigma_B$。截面$B$-$B$的弯曲力矩，若按自由支承在长度$l=2r$的梁上，并受长度为$d_1$的均布载荷时（图5-94），其弯曲力矩$M_1$为：

$$M_1=\frac{P}{8}\left(l-\frac{d_1}{2}\right)\text{(公斤·厘米)}\qquad(5\text{-}92)$$

式中 $l$——当量长度(厘米)，$l=2r$，$r$为十字头销中心到截面$B$-$B$重心的距离(厘米)；

$d_1$——十字头销孔座直径（厘米），对于锥孔取平均直径。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

若按固定在孔座内侧受均匀载荷力的梁计算时，其弯曲力矩 $M_2$ 为：

$$M_2=\frac{P}{48}d_1 \quad (公斤\cdot 厘米) \tag{5-93}$$

实际的弯曲力矩 $M$ 一段均按平均值计算：

$$M=\frac{1}{2}(M_1+M_2)=\frac{P}{16}\left(l-\frac{d_1}{3}\right)(公斤\cdot 厘米) \tag{5-94}$$

截面 $B-B$ 的最大弯曲应力为：

$$\sigma_B=\frac{P}{16W}\left(l-\frac{d_1}{3}\right)(公斤/厘米^2) \tag{5-95}$$

式中 $W$——截面 $B-B$ 的抗弯截面模数（厘米$^3$）。$W=\frac{Sb^2}{6}$，$S$ 为截面 $B-B$ 的厚度（厘米），$b$ 为宽度（厘米）。

许用弯曲应力$[\sigma_B]$：对于铸铁$[\sigma_B]\leqslant 300$公斤/厘米$^2$；

对于铸钢、球铁$[\sigma_B]\leqslant 1000$公斤/厘米$^2$。

3. 十字头颈部与本体的过渡部分最小截面 $C-C$。首先作出该截面的重心位置，对于图5-94所示封闭状截面可用与其相当的平均厚度和平均半径所作半圆环形来代替，确定重心位置 $y$ 及截面近似面积 $f$。此时截面 $C$ $C$ 所受弯曲应力为：

$$\sigma_B=\frac{Pa}{2W} \quad (公斤/厘米^2) \tag{5-96}$$

式中 $a$——截面 $C-C$ 重心到十字头销孔侧壁中心线的距离（厘米）；

$W$——截面 $C-C$ 的抗弯截面模数（厘米$^3$），半圆环的抗弯截面模数 $W=\frac{\pi d_0^3}{64}\left(1-\frac{d_0^4}{D_0^4}\right)$（厘米$^3$），其中 $d_0$ 为半圆环内径(厘米)，$D_0$ 为外径（厘米）。

截面 $C-C$ 所受拉伸应力为：

$$\sigma_p=\frac{P\sin\alpha}{2f}(公斤/厘米^2) \tag{5-97}$$

式中 $\alpha$——截面 $C-C$ 与活塞杆轴线夹角（度）；

$f$——截面 $C-C$ 面积（厘米$^2$），对于半圆环面积 $f=\frac{\pi(D_0^2-d_0^2)}{8}$(厘米$^2$)。

截面 $C-C$ 处的剪切应力为：

$$\tau=\frac{P\cos\alpha}{2f}(公斤/厘米^2) \tag{5-98}$$

截面 $C-C$ 处的总应力为：

$$\sigma=\sqrt{(\sigma_B+\sigma_p)^2+4\tau^2} \quad (公斤/厘米^2) \tag{5-99}$$

许用总应力$[\sigma]$：对于铸铁$[\sigma]\leqslant 200$公斤/厘米$^2$；

对于铸钢、球铁$[\sigma]\leqslant 600$公斤/厘米$^2$。

**五、十字头的基本技术要求**

（一）对材质的要求

十字头体的材料，一般为铸铁或铸钢。对于小功率的压缩机常用JB976-67规定的HT 20-40铸铁。对于大、中功率的压缩机常采用XQT60-2稀土球墨铸铁及GB979-67规定的ZG35铸钢。

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

十字头销的材料，由于对销的表面要求有较高的硬度，内部要有较高的韧性，所以常用GB699-65规定的20钢及YB6-59规定的20Cr钢，表面要经过渗碳、淬火处理。对于小型压缩机的十字头销也有采用45钢的，表面只需进行淬火处理。

（二）对毛坯件的要求

十字头体铸件的质量应符合JB297-62的规定。

十字头销上不允许有裂纹、毛刺和其它影响质量的缺陷。

（三）对热处理的要求

十字头体铸件应进行时效处理。

十字头销用20钢制造时外表面必须进行渗碳、淬火处理；用45钢制造时，外表面必须淬火处理。处理后的硬度值为HRC57～67，并要求在同一零件上的硬度偏差不超过3个单位。

（四）对机械加工的要求

1.十字头摩擦面的光洁度为▽7。对于直径$d \leqslant 150$毫米的十字头销，光洁度为▽9；对于直径$d > 150$毫米者，则为▽8。

2.十字头摩擦面和十字头销的外表面的椭圆度、锥形度，不大于2级精度直径公差之半。

3.十字头销孔的中心线对十字头摩擦面中心线的不垂直度，在100毫米长度上不大于0.02毫米。

4.与活塞杆连接的螺纹孔中心线，对十字头摩擦面中心线的不同轴度，不大于2级精度十字头直径公差。

5.与活塞杆连接的螺纹孔中心线，对十字头摩擦面中心线的倾斜度，在100毫米长度上不大于0.015毫米。

6.安装活塞杆紧固螺母的支承面，对十字头中心线的不垂直度，在100毫米长度上不大于0.02毫米。

**1. 十字头主要尺寸确定**

| 序号 | 名称 | 符号 | 单位 | 公式、参数的选择及计算 | 说明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 名义活塞力 | $P$ | 吨 | $P=12$ | 或最大活塞力 |
| 2 | 滑履直径 | $D$ | 厘米 | $D=32$ | 查表5-17 |
| 3 | 滑履长度 | $L$ | 厘米 | $L=1.1\times32=35.2\approx36$ | 或查表5-17 |
| 4 | 滑履宽度 | $B$ | 厘米 | $B=0.6\times32=19.2\approx19$ | 或查表5-17 |
| 5 | 十字头销直径 | $d$ | 厘米 | $d=2.9\times\sqrt{12}=10$ | 或查表5-18 |
| 6 | 十字头销孔座厚度 | $S$ | 厘米 | $S=0.347\times12=4.16$，取$S=4.5$ | |
| 7 | 十字头体壁厚 | $S_1$ | 厘米 | $S_1=0.8\times4.5=3.6$ | |
| 8 | 与活塞杆连接处直径 | $d_0$ | 厘米 | $d_0=6.4$ | 本十字头采用螺纹连接 |
| 9 | 活塞杆面积 | $F$ | 厘米$^2$ | $F=\frac{\pi 6.4^2}{4}=32.2$ | |
| 10 | 十字头颈部壁厚 | $S_2$ | 厘米 | $S_2=0.36d_0=23$，取 $S_2=2.25$ | |
| 11 | 十字头颈部实际直径 | $d_2$ | 厘米 | $d_2=d_1+2S_2=9+4.5=13.5$ | $d_1$在设计螺母时确定 |
| 12 | 截面$A$-$A$面积 | $F_A$ | 厘米$^2$ | $F_A=\frac{\pi}{4}(13.5^2-9^2)=80$ | |
| 13 | 截面$B$-$B$面积 | $F_B$ | 厘米$^2$ | $F_B=2.5P=2.5\times12=30$ | $F_B=(2.5\sim1.67)P$ |
| 14 | 截面$B$-$B$宽度 | $b$ | 厘米 | $b=\frac{F_B}{S}=\frac{30}{4.5}=6.7$ | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（五）其他

十字头的重量必须在机械加工后进行测量。

**六、十字头强度计算举例**

**例**：设计一压缩机的十字头；名义活塞力 $P=12$吨；十字头体材料选用 ZG35铸钢，十字头销材料选用20钢；采用滑履与十字头体分开式结构，十字头与活塞杆的连接采用螺纹连接。

**解**：主要尺寸的确定和强度校核见上表。

按主要结构尺寸，画出十字头结构图。

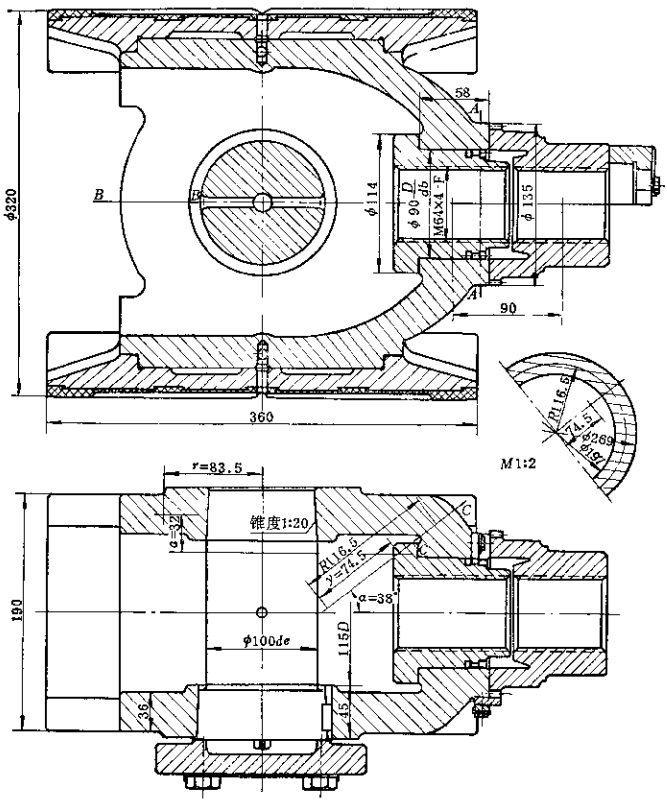



图 5-95 十字头结构

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 2. 十字头的计算

| 序号 | 名称 | 符号 | 单位 | 公式和参数的选择和计算 | 說明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 活塞力 | $P$ | 公斤 | $P=12000$ | |
| 2 | 十字头销孔座平均直径 | $d_m$ | 厘米 | $d_m=10$ | |
| 3 | 十字头销孔座比压 | $q_3$ | 公斤/厘米$^2$ | $q_3=\frac{P}{2d_mS}=\frac{12000}{2\times10\times4.5}=133.5$ | ≤350～450 |
| 4 | 連杆径长比 | $\lambda$ | | $\lambda=\frac{1}{5}$ | 已 知 |
| 5 | 侧向力 | $N$ | 公斤 | $N=\lambda P=\frac{1}{5}\times12000=2400$ | |
| 6 | 十字头总重 | $Q$ | 公斤 | $Q=120$ | 根据图估算 |
| 7 | 滑板的比压 | $q_1$ | 公斤/厘米$^2$ | $q_1=\frac{N+Q}{LB}=\frac{2400+120}{38\times19}=3.7$ | <6 |
| 8 | 連杆小头衬套宽度 | | 厘米 | 11.5 | 查表5-17 |
| 9 | 十字头销叉承座距离 | $l$ | 厘米 | $l=b+S=11.5+4.5=16$ | |
| 10 | 十字头销弯曲应力 | $\sigma_B$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_B=\frac{16dP}{\pi(d^4-d_0^4)}\left(\frac{l}{2}-\frac{b}{4}\right)=\frac{16\times10\times12000}{\pi\times10^4}\left(\frac{16}{2}-\frac{11.5}{4}\right)=314$ | 十字头销为实心，所以$d_0=0$<1200 |
| 11 | 十字头与活塞杆連接处的活塞杆柔度 | $\lambda_S$ | 厘米/公斤 | $\lambda_S=\frac{l}{EF}=\frac{9}{2.1\times10^6\times32.2}=0.133\times10^{-6}$ | $E$——弹性模数<br>$l$——活塞杆連接长度，从图中测得$l=9$厘米 |
| 12 | 十字头体柔度 | $\lambda_C$ | 厘米/公斤 | $\lambda_C=\frac{l}{EF}=\frac{5.3}{2\times10^6\times\frac{\pi}{4}(13.5^2-9^2)}=0.0362\times10^{-6}$ | |
| 13 | 外載荷系数 | $\chi$ | | $\chi=\frac{\lambda_C}{\lambda_S+\lambda_C}=\frac{0.0362\times10^{-6}}{(0.133+0.0362)\times10^{-6}}=0.214$ | |
| 14 | 預紧系数 | $K$ | | $K=2\sim3$，取$K=2$ | |
| 15 | 預紧力 | $T$ | 公斤 | $T=KP=2\times12000=24000$ | |
| 16 | 螺紋的拉伸力 | $Q$ | 公斤 | $Q=T+\chi P=24000+0.214\times12000=26560$ | |
| 17 | 螺母面积 | $f$ | 厘米$^2$ | $f=\frac{\pi}{4}(d_1^2-d_0)=\frac{\pi}{4}(9^2-6.4^2)=31.4$ | $d_1=9$厘米 |
| 18 | 螺母受拉伸应力 | $\sigma_p$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_p=\frac{T}{f}=\frac{24000}{31.4}=765$ | <1000 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 序号 | 名称 | 符号 | 单位 | 公式和参数的选择和計算 | 說明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 19 | 螺母台肩压碎应力 | $\sigma_c$ | 公斤/厘米² | $\sigma_c=\frac{Q}{\frac{\pi}{4}\left(d_2^2-d_1^2\right)}=\frac{26560}{\frac{\pi}{4}\left(11.4^2-9^2\right)}=690$ | $d_2$－螺母台肩外径 <700 |
| 20 | 截面$A$-$A$的面积 | $f_A$ | 厘米² | $f_A=\frac{\pi}{4}(13.5^2-9^2)=80$ | |
| 21 | 截面$A$-$A$拉伸应力 | $\sigma_p$ | 公斤/厘米² | $\sigma_p=\frac{Q}{f_A}=\frac{26560}{80}=332$ | <600 |
| 22 | 截面$B$-$B$重心到十字头销距离 | $r$ | 厘米 | $r=\frac{d_m+b}{2}=\frac{10+6.7}{2}=8.35$ | |
| 23 | 当量长度 | $l$ | 厘米 | $l=2r=16.7$ | |
| 24 | 截面$B$-$B$抗弯截面模数 | $W_B$ | 厘米³ | $W_B=\frac{S_1b^2}{6}=\frac{3.6\times6.7^2}{6}=27$ | 用$S_1$計算較安全 |
| 25 | 截面$B$-$B$最大弯曲应力 | $\sigma_B$ | 公斤/厘米² | $\sigma_B=\frac{P}{16W}\left(l-\frac{d_m}{3}\right)=\frac{12000}{16\times27}\left(16.7-\frac{10}{3}\right)=371$ | <1000 |
| 26 | 截面$C$-$C$的重心 | $y$ | 厘米 | $y=\frac{2(D_0^2+D_0d_0+d_0^2)}{3\pi(D_0+d_0)}=\frac{2(26.9^2+26.9\times19.7+19.7^2)}{3\pi(26.9+19.7)}=7.45$ | 为假想半圆环面积重心$y$ |
| 27 | 截面$C$-$C$的面积 | $f_C$ | 厘米² | $f_C=\frac{\pi}{8}\left(D_0^2-d_0^2\right)=\frac{\pi}{8}\times(26.7^2-19.7^2)=130$ | $f_C$即半圆环面积，$d_0$、$D_0$及中径見图 |
| 28 | 截面$C$-$C$到銷孔壁中心线距离 | $a$ | 厘米 | $a=3.2$ | 作图量得 |
| 29 | 截面$C$-$C$与活塞杆轴线夹角 | $\alpha$ | 度 | $\alpha=38°$ | 从图測得 |
| 30 | 截面$C$-$C$抗弯截面模数 | $W_C$ | 厘米³ | $W_C=\frac{\pi19.7^3}{64}\left(1-\frac{19.7^4}{26.9^4}\right)=265$ | 即半圆环抗弯截面模数 |
| 31 | 截面$C$-$C$弯曲应力 | $\sigma_B$ | 公斤/厘米² | $\sigma_B=\frac{Pa}{2W_C}=\frac{12000\times3.2}{2\times265}=72.5$ | |
| 32 | 截面$C$-$C$拉伸应力 | $\sigma_p$ | 公斤/厘米² | $\sigma_p=\frac{P\sin\alpha}{2f_C}=\frac{12000\times\sin38°}{2\times130}=28.4$ | |
| 33 | 截面$C$-$C$剪切应力 | $\tau$ | 公斤/厘米² | $\tau=\frac{P\cos\alpha}{2f_C}=\frac{12000\times\cos38°}{2\times130}=36.4$ | |
| 34 | 截面$C$-$C$总应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米² | $\sigma=\sqrt{(\sigma_B+\sigma_p)^2+4\tau^2}=\sqrt{(72.5+28.4)^2+4\times36.4^2}=124<600$ | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

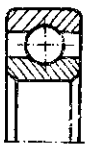
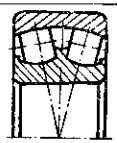
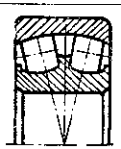
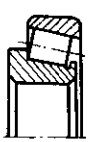
## 第五节 轴承和轴瓦

压缩机常用的轴承有滚动轴承和滑动轴承两大类。滚动轴承使用、维护方便，机械效率较高，结构虽然复杂，但由专业厂制造，价格也不很贵，而且通用化、标准化程度很高。滑动轴承的结构简单紧凑，制造方便、精度高、振动小、安装方便。一般中、小型压缩机适宜采用滚动轴承；大型压缩机及多支承的压缩机普遍采用滑动轴承。

### 一、滚动轴承

#### （一）压缩机常用的滚动轴承

表 5-21 压缩机常用滚动轴承的结构型式及主要特性

| 序号 | 简图及结构型式代号 | 标准号 | 类型名称 | 所受载荷的方向及相对大小 | 轴承限制轴(外壳)移动的能力 | 说明 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 |  | GB276-64 | 单列向心球轴承 | 承受径向载荷及径向和轴向同时作用的联合载荷。任一方向的轴向载荷可达未被利用的允许径向载荷的70% | 轴(外壳)的两面轴向位移限制在轴承的轴向游隙范围内 | 适用于高速微型压缩机。在推力球轴承不适用的高转速情况下，能承受轴向载荷 |
| 2 |  300 | GB286-64 | 双列向心的球面滚子轴承（自动调心型） | 承受径向载荷。任一方向的轴向载荷可达未被利用的允许径向载荷的25% | 轴(外壳)的两面轴向位移限制在轴承的轴向游隙范围内 | 适用中型及重载荷的压缩机<br>允许内圈(轴)对外圈(外壳)有较大的倾斜 |
| 3 |  113000 | GB 286-64 | 圆锥孔双列向心球面滚子轴承（自动调心型） | 承受径向载荷。任一方向的轴向载荷可达未被利用的允许径向载荷的25% | 轴(外壳)的两面轴向位移限制在轴承的轴向游隙范围内 | 适用中型及重载荷的压缩机<br>允许内圈(轴)对外圈(外壳)有较大的倾斜 |
| 4 |  7000 | GB 297-64 | 单列圆锥滚子轴承 | 承受径向载荷。一方向的轴向载荷可达未被利用的径向载荷的70% | 限制轴(或外壳)一端的轴向位移 | 适用于小型及轻载荷压缩机。不适宜单独用以承受轴向载荷，成对使用可承受纯径向载荷；安装时可调整径向及轴向游隙 |

#### （二）滚动轴承的选择计算

滚动轴承的选用是按轴承工作能力系数 $C$ 来选择的，其值可按下式计算：

$$C = K R_m (nh)^{0.3} \qquad (5\text{-}100)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中 $K$——系数，对于压缩机取$K=1.3\sim1.5$；

$R_m$——轴承的平均径向载荷（公斤），其值为：

$$R_m=\sqrt[3.33]{\frac{1}{z}(R_1^{3.33}+R_2^{3.33}+\cdots\cdots+R_z^{3.33})}$$

其中 $R_1, R_2\cdots\cdots R_z$ 为轴颈载荷图（图5-42）内各变化的径向载荷的绝对值（公斤），$z$ 为轴颈载荷图内等分的变载荷的个数；

$n$——轴承的转数（转/分）；

$h$——轴承工作寿命（小时），对于压缩机取 $h=5000\sim50000$，$(nh)^{0.3}$ 值可查表5-22。

（三）滚动轴承的精度等级及配合要求

1.轴承的精度等级及其应用

滚动轴承精度分为$C$、$D$、$E$、（$F$）和$G$级。$C$级精度最高，$G$级最低。在压缩机中，一般都选用$G$级精度轴承。

2.轴承的配合要求

滚动轴承的表面精度通常决定于轴承精度等级；对$C$、$D$级轴承多采用1级精度配合，对$E$、（$F$）、$G$级轴承多采用2级精度配合。压缩机中滚动轴承与曲轴的配合，轴一般取基孔制2级精度第三种过渡配合公差$\left(\frac{D}{gc}\right)$。滚动轴承与轴承座的配合，座孔一般采用基轴制2级精度第四种过渡配合公差$\left(\frac{Gd}{d}\right)$。

曲轴轴颈配合表面的光洁度取▽7，其椭圆度和锥形度不大于直径公差之半，轴肩跳动量不大于0.02～0.04毫米。轴承孔座配合表面的光洁度取▽6，其椭圆度和锥形度不大于直径公差之半，孔肩摆动量不大于0.04～0.10毫米。

**二、滑动轴承**

（一）滑动轴承的基本结构型式

滑动轴承的轴瓦大都制成可分的。立式压缩机主轴轴承的轴瓦一般分为两半(图5-96)；卧式压缩机（刺刀形或叉形机身）主轴承的轴瓦常分为四瓣（图5-97）；对称平衡型压缩中，曲轴轴承在水平方向所受的载荷不大，与立式压缩机一样，轴瓦由水平剖分的两部分组成。连杆大头轴瓦都采用两半的。

滑动轴承按壁厚的不同，可分为薄壁瓦（图5-98）和厚壁瓦（图5-96）。当壁厚 $t$ 与轴瓦内径 $d$ 之比 $\frac{t}{d}\leqslant0.05$ 时为薄壁瓦，其合金层厚度 $t_1$ 一般为0.3～1.0毫米。当 $\frac{t}{d}>0.05$ 时为厚壁瓦，$t_1=0.01d+(1\sim2)$ 毫米。一般厚壁瓦都带有垫片，轴承磨损后可以进行调整，薄壁瓦一般都不带垫片，轴承磨损后不能调整。但薄壁瓦贴合面积大、导热性能好，承载能力大，因此现在都趋向于使用薄壁瓦轴承。

（二）滑动轴承结构设计基本原则

1.轴承与轴的配合

滑动轴承与轴的直径间隙值 $\delta$，根据液体动力润滑理论，通常按轴瓦内径 $d$ 选取，见表5-23。滑动轴承轴向定位的轴向间隙通常取0.20～0.50毫米。轴承与轴的配合也可采取



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 5-22 $(nh)^{0.3}$

| h | n | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| (小时) | 10 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 |
| 100 | 8.0 | 9.2 | 9.8 | 10.5 | 11.2 | 12.0 | 13.0 | 13.8 | 14.8 | 16.0 | 17.0 | 18.2 | 19.5 | 21.0 |
| 125 | 8.5 | 9.8 | 10.5 | 11.2 | 12.0 | 13.0 | 13.8 | 14.8 | 16.0 | 17.0 | 18.2 | 19.5 | 21.0 | 22.4 |
| 150 | 9.2 | 10.5 | 11.2 | 12.0 | 13.0 | 13.8 | 14.8 | 16.0 | 17.0 | 18.2 | 19.5 | 21.0 | 22.4 | 24.0 |
| 200 | 9.8 | 11.2 | 12.0 | 13.0 | 13.8 | 14.8 | 16.0 | 17.0 | 18.2 | 19.5 | 21.0 | 22.4 | 24.0 | 25.7 |
| 250 | 10.5 | 12.0 | 13.0 | 13.8 | 14.8 | 16.0 | 17.0 | 18.2 | 19.5 | 21.0 | 22.4 | 24.0 | 25.7 | 27.5 |
| 320 | 11.2 | 13.0 | 13.8 | 14.8 | 16.0 | 17.0 | 18.2 | 19.5 | 21.0 | 22.4 | 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 |
| 400 | 12.0 | 13.8 | 14.8 | 16.0 | 17.0 | 18.2 | 19.5 | 21.0 | 22.4 | 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 |
| 500 | 13.0 | 14.8 | 16.0 | 17.0 | 18.2 | 19.5 | 21.0 | 22.4 | 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 |
| 630 | 13.8 | 16.0 | 17.0 | 18.2 | 19.5 | 21.0 | 22.4 | 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 |
| 800 | 14.8 | 17.0 | 18.2 | 19.5 | 21.0 | 22.4 | 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 |
| 1000 | 16.0 | 18.2 | 19.5 | 21.0 | 22.4 | 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 |
| 1250 | 17.0 | 19.5 | 21.0 | 22.4 | 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 |
| 1600 | 18.2 | 21.0 | 22.4 | 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 |
| 2000 | 19.5 | 22.4 | 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 |
| 2500 | 21.0 | 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 |
| 3200 | 22.4 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 |
| 4000 | 24.0 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 |
| 5000 | 25.7 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 |
| 6300 | 27.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 |
| 8000 | 29.5 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 |
| 10000 | 32.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 |
| 12500 | 34.0 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 |
| 16000 | 36.3 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 |
| 20000 | 39.0 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 |
| 25000 | 41.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 |
| 32000 | 44.7 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.5 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 |
| 40000 | 48.0 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 |
| 50000 | 51.3 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 |
| 63000 | 55.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 |
| 80000 | 59.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 |

注：计算本表所列数值时，假定 $10^{0.3}=2$。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（轉/分）

| 320 | 400 | 500 | 630 | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | 2000 | 2500 | 3200 | 4000 | 5000 | 6300 | 8000 | 10000 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 22.4 | 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 |
| 24.0 | 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 |
| 25.7 | 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 |
| 27.5 | 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 |
| 29.5 | 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 |
| 32.0 | 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 |
| 34.0 | 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 |
| 36.3 | 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 |
| 39.0 | 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 |
| 41.7 | 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 |
| 44.7 | 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 |
| 48.0 | 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 |
| 51.3 | 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 |
| 55.0 | 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 |
| 59.0 | 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 | 166 |
| 63.0 | 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 | 166 | 178 |
| 67.6 | 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 | 166 | 178 | 191 |
| 72.5 | 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 | 166 | 178 | 191 | 204 |
| 77.7 | 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 | 166 | 178 | 191 | 204 | 219 |
| 83.2 | 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 | 166 | 178 | 191 | 204 | 219 | 235 |
| 89.0 | 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 | 166 | 178 | 191 | 204 | 219 | 235 | 251 |
| 95.5 | 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 | 166 | 178 | 191 | 204 | 219 | 235 | 251 | 269 |
| 102 | 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 | 166 | 178 | 191 | 204 | 219 | 235 | 251 | 269 | 289 |
| 110 | 117 | 126 | 135 | 145 | 155 | 166 | 178 | 191 | 204 | 219 | 235 | 251 | 269 | 289 | 309 |
| 117 | 126 | 135 | 145 | 155 | 166 | 178 | 191 | 204 | 219 | 235 | 251 | 269 | 289 | 309 | 331 |
| 126 | 135 | 145 | 155 | 166 | 178 | 191 | 204 | 219 | 235 | 251 | 269 | 289 | 309 | 331 | 355 |
| 135 | 145 | 155 | 166 | 178 | 191 | 204 | 219 | 235 | 251 | 269 | 289 | 309 | 331 | 355 | 380 |
| 145 | 155 | 166 | 178 | 191 | 204 | 219 | 235 | 251 | 269 | 289 | 309 | 331 | 355 | 380 | 407 |
| 155 | 166 | 178 | 191 | 204 | 219 | 235 | 251 | 269 | 289 | 309 | 331 | 355 | 380 | 407 | 437 |
| 166 | 178 | 191 | 204 | 219 | 235 | 251 | 269 | 289 | 309 | 331 | 355 | 380 | 407 | 437 | 469 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

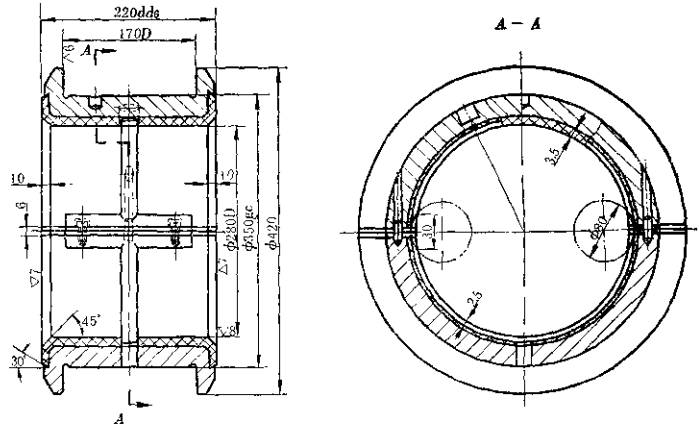



图 5-96　由两半组成的轴瓦

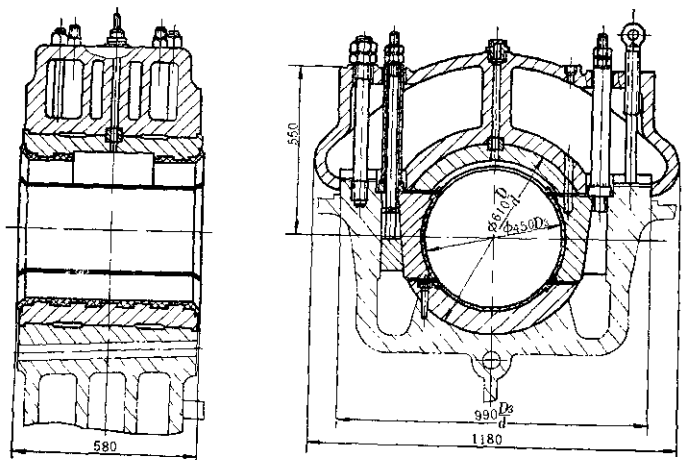



图 5-97　由四瓣组成的轴瓦

GB159-59 所规定的基孔制 2 级精度第三种动配 合$\left(\frac{D}{d_c}\right)$。

轴承配合间隙的调整，对于在水平剖分的并采用垫片的厚壁瓦可以进行垂直方向的间隙调整。对于分成四瓣的轴瓦，除了在垂直方向靠水平垫片调整外，在两侧有两个楔，还可以进行水平方向的调整。对于没有垫片的薄壁瓦不能调整。

2.轴承宽度 $b$ 的确定



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

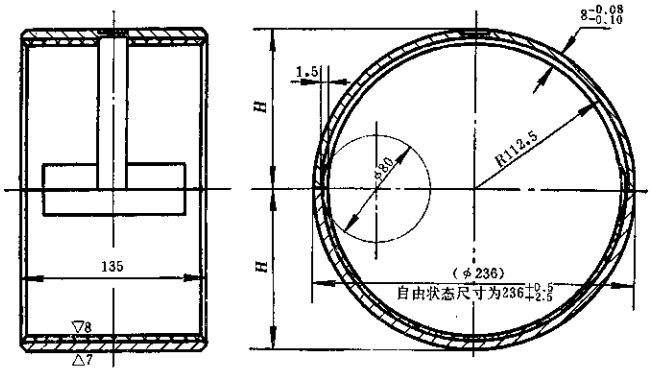



图 5-98　薄壁轴瓦

**表 5-23　轴承径向间隙的选择**

| 轴瓦材料 | 铅基合金和锡基合金 | 铅铜合金 | 铅合金 |
|---|---|---|---|
| $\delta/d$ | 0.0005～0.00075 | 0.00075～0.001 | 0.001～0.00125 |

轴承的宽度若取得太宽，由于轴的弯曲以及加工装配的误差，将使轴承承载能力下降；若取得太窄，则使油液泄漏太快。通常根据轴承内径 $d$，按经验选取：

对曲拐轴 $b=(0.55\sim0.8)d$，对曲柄轴 $b=(0.8\sim1.3)d$。

3.轴承的润滑

润滑油应从轴承的不受载荷侧进入，并沿着轴瓦剖分面处的楔形槽（冷却槽）进入轴与轴瓦工作面的间隙中去。为此，必须在冷却槽与轴瓦工作面相交处按轴旋转方向仔细倒圆。轴承的受载荷表面不应有油槽，否则，将引起轴承承载能力降低。图5-99表示了油槽对于轴承承载能力的影响。

4.轴承结构尺寸

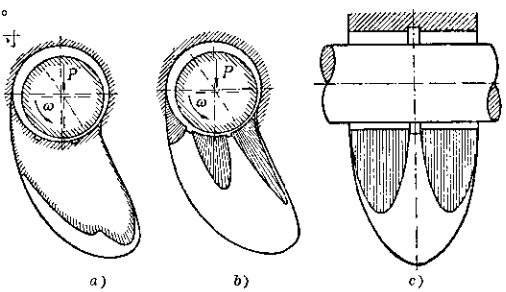


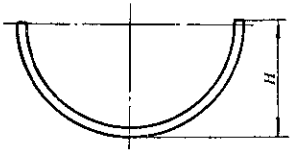

图 5-99　油槽对轴承承载能力的影响

*a*—不通的纵向油槽；*b*—贯通的纵向油槽；*c*—环形油槽



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

1）薄壁轴瓦的结构尺寸见表5-24。



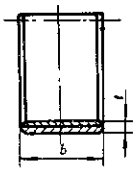




**表 5-24 薄壁轴瓦的主要结构尺寸** （毫米）

| 曲柄销或曲轴 | 轴瓦座 | H（在标准半圆垫具内加 $P_0$ 力后） | | b | | | | t | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | 公称尺寸 | | | 公差 | | |
| 颗直径 $d$ 或 $d_1$ | 孔径 | 公称尺寸 | 公差 | 1 | 2 | 3 | | 公称尺寸 | 公差 |
| 50 | 54 | 27 | $^{+0.060}_{+0.030}$ | 19 | — | — | | 2 | $^{+0}_{-0.010}$ |
| 65 | 70 | 35 | $^{+0.070}_{+0.035}$ | 20 | 30 | 40 | | 2.5 | |
| 80 | 85 | 42.5 | $^{+0.080}_{+0.040}$ | 25 | 30 | 40 | | | $^{+0}_{-0.015}$ |
| 100 | 107 | 53.5 | $^{+0.090}_{+0.045}$ | 30 | 45 | 55 | | 3.5 | |
| 130 | 137 | 68.5 | $^{+0.110}_{+0.060}$ | 40 | 60 | 70 | | | |
| 150 | 162 | 81 | $^{+0.130}_{+0.070}$ | — | 60 | 70 | | 6 | |
| 180 | 192 | 96 | $^{+0.150}_{+0.080}$ | — | 70 | 90 | ±0.15 | | |
| 200 | 212 | 106 | $^{+0.160}_{+0.090}$ | — | 90 | 110 | | | |
| 220 | 236 | 118 | $^{+0.190}_{+0.120}$ | — | 100 | 120 | | 8 | $^{+0}_{-0.020}$ |
| 240 | 256 | 128 | $^{+0.200}_{+0.120}$ | — | 100 | 120 | | | |
| 260 | 276 | 138 | $^{+0.220}_{+0.140}$ | — | 120 | 145 | | | |
| 280 | 296 | 148 | $^{+0.240}_{+0.140}$ | — | 120 | 160 | | | |
| 320 | 340 | 170 | $^{+0.250}_{+0.150}$ | — | 170 | 200 | | 10 | |
| 360 | 380 | 190 | $^{+0.270}_{+0.170}$ | — | 190 | 220 | | | |

注：（1）轴瓦座孔（连杆大头孔，主轴承孔）：

①$d$、$d_1$≤200，按$D_1$级精度加工，光洁度不低于▽7。

$d$、$d_1$≥220，允许按$D$级精度加工，光洁度不低于▽7（主轴承孔允许光洁度不低于▽6）。

②轴瓦宽度 $b$ 数值在表中不能满足要求时，可以在 GB321-64 “优先数和优先数系” 中选取。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（2）薄壁轴瓦的定位方式与尺寸：

① $d$、$d_1 \leqslant 130$的轴瓦用凸台定位，其尺寸见表5-25。

② $d$、$d_1 \geqslant 150$的轴瓦如用销钉定位，其尺寸见表5-25。

（3）薄壁瓦其它尺寸推荐于下：

①轴瓦的合金层厚度，冷却槽，倒角等如表5-27所示。

②轴瓦如采用带油槽或开油孔，其尺寸如表5-27所示。

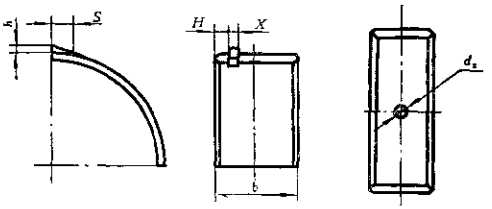



表 5-25　薄壁轴瓦的定位凸台及定位孔尺寸　　（毫米）

| 曲柄销或主轴颈直径 $d$ 或 $d_1$ | $b$ | 凸台定位 | | | | 销钉定位 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $H^{+0.15}_{-0}$ | $X^{+0}_{-0.15}$ | $h^{+0}_{-0.25}$ | $S^{+0}_{-0.50}$ | $d_2$ |
| 50 | 19 | 2.5 | 3 | 1.0 | 5 | — |
| 65 | 20 | 3 | 4.5 | 1.5 | | |
| | 30 | 5 | | | | |
| | 40 | 4 | | | | |
| 80 | 25 | 2.5 | 6 | | | |
| | 30 | 5 | | | | |
| | 40 | 4 | | | | |
| 100 | 30 | 5 | | | | |
| | 45 | 6.5 | | | | |
| | 55 | 11.5 | | | 10 | |
| 130 | 40 | 4 | | | | |
| | 60 | 14 | | | | |
| | 70 | 19 | | | | |
| 150; 180; 200 | — | — | — | — | — | 8(16) |
| 220; 240; 260; 280 | | | | | | 10(20) |
| 320; 360 | | | | | | 14(28) |

注：①$d_2$项括号内的数值为定位销兼做油孔时采用。

②$d_2$的公差采用六级精度。

③用凸台定位的轴瓦，其轴瓦座中定位槽的相应尺寸见表5-26。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

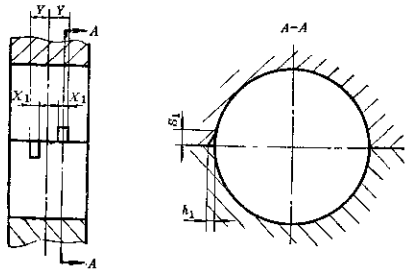



表 5-25　用凸台定位的轴瓦座尺寸　　（毫米）

| 曲柄销或主轴颈直径 $d$ 或 $d_1$ | $b$ | 凸 | | 台 | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | $Y\pm0.15$ | $X_1\pm0.075$ | $h_1\pm0.25$ | $S_1\pm0.25$ |
| 50 | 19 | 7 | 3.3 | 2 | 5.5 |
| | 20 | | | | |
| 65 | 30 | 10 | 4.8 | | |
| | 40 | 16 | | | |
| 80 | 25 | 10 | 6.3 | | |
| | 30 | | | | |
| | 40 | 16 | | | 11 |
| 100 | 30 | 10 | | | |
| | 45 | | | | |
| | 55 | | | | |
| 130 | 40 | 16 | | | |
| | 60 | | | | |
| | 70 | | | | |

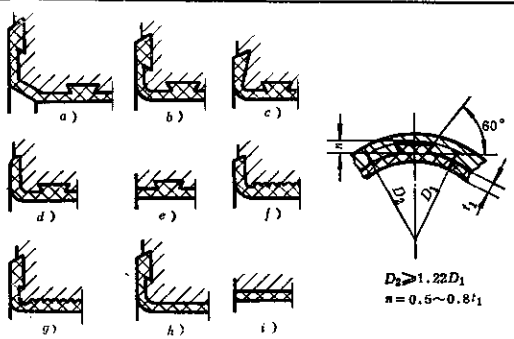



图 5-100　浇轴承合金用槽（适用于钢或铸铁为底基金属）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

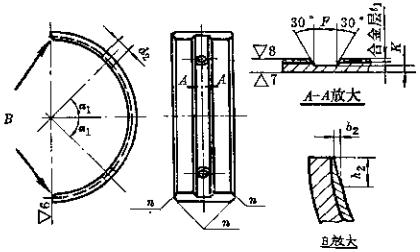



表 5-27　薄壁轴瓦的油槽及冷却槽尺寸　　（毫米）

| 曲柄销或主轴颈直径 $d$ 或 $d_1$ | 合金层 $t_1$ | 冷却槽 $b_2$ | 冷却槽 $h_2$ | 倒角 $n$ | 油槽 $F$ | 油槽 $K>$ | 油孔 $d_2$ 1孔 | 油孔 $d_2$ 2孔 | 油孔 $\alpha_1$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 50 | 0.3～0.7 | 0.02～0.05 | 5～10 | 0.5×45° | 4 | 1 | 6 | 4 | 0°或45° |
| 65 | | | | | | | | | |
| 80 | | | | | 5 | 1.25 | 7 | 5 | |
| 100 | | | | | | | | | |
| 130 | | | | | 6 | 2 | 8 | 6 | |
| 150 | | | | | | | | | |
| 180 | | | 10～20 | | 10 | 3 | | | |
| 200 | | | | | | | 10 | 8 | |
| 220 | 0.5～0.9 | 0.05～0.10 | | 1×45° | | | | | |
| 240 | | | | | | | | | |
| 260 | | | 20～30 | | 14 | 4 | 14 | 10 | |
| 280 | | | | | | | | | |
| 320 | 0.6～1.0 | 0.08～0.15 | 30～40 | | 20 | 5 | 20 | 14 | |
| 360 | | | | | | | | | |

注：自由尺寸公差采用 7 级精度。

2）厚壁轴瓦的结构尺寸见表5-28。

5.轴承合金浇注用槽的结构形式及尺寸

为了提高轴承的承载能力，常在钢轴瓦上浇注轴承合金。为使轴承合金层与钢轴瓦紧密贴合，最好采用离心浇注法。

轴承合金浇注用槽的几种结构形式见图5-100。

（三）滑动轴承的计算

1.薄壁轴瓦试验力$P_0$、过盈度$h$的计算



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

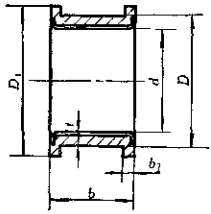



表 5-28 厚壁轴瓦的结构尺寸 （毫米）

| 轴瓦内径 $d$ | 轴瓦外径 $D$ | 轴瓦凸边外径 $D_1$ | 轴瓦宽度 $b$ | 轴瓦凸边宽度 $b_1$ | 轴瓦壁厚 $t$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 50 | 60 | 70 | 40 | 7.5 | 5 |
| 65 | 80 | 95 | 50 | 7.5 | 7.5 |
| 80 | 95 | 110 | 60 | 7.5 | 7.5 |
| 100 | 120 | 140 | 70 | 10 | 10 |
| 130 | 150 | 175 | 80 | 10 | 10 |
| 150 | 170 | 200 | 90 | 10 | 10 |
| 180 | 210 | 240 | 110 | 15 | 15 |
| 200 | 230 | 260 | 120 | 15 | 15 |
| 220 | 250 | 280 | 130 | 15 | 15 |
| 240 | 270 | 310 | 140 | 20 | 15 |
| 260 | 290 | 330 | 160 | 20 | 15 |
| 280 | 320 | 360 | 180 | 20 | 20 |
| 320 | 360 | 410 | 200 | 25 | 20 |
| 360 | 405 | 455 | 220 | 25 | 22.5 |

1）检验轴瓦过盈量的试验力 $P_0$ 的确定：

$$P_0 = p_0 F \text{（公斤）} \qquad (5\text{-}101)$$

式中 $P_0$——横断面单位面积的试验力（公斤/毫米²），一般取 $P_0=5\sim7$ 公斤/毫米²，当 $t/d$ 较小时取下限，$t/d$ 较大时取上限．其中 $t$ 为轴瓦壁厚（毫米），$d$ 为轴瓦内径（毫米）；

$F$——当量截面积（毫米²），轴承合金为铝合金时，$F=b\left(t-\frac{t_1}{2}\right)$（毫米²）、轴承合金为巴氏合金时 $F=b(t-t_1)$，其中 $b$ 为轴瓦宽度（毫米），$t$ 为轴瓦壁厚（毫米），$t_1$ 为轴承合金层厚度（毫米）。

2）过盈度 $h$ 的确定：轴瓦的半圆周向过盈度 $h$ 与径向过盈度 $\delta$ 的关系式为：

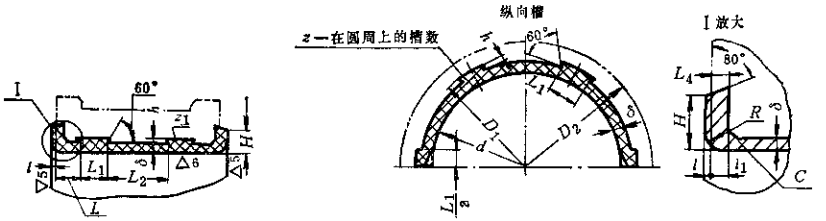
$$h=\frac{\pi}{2}\delta=1.57\delta \qquad (5\text{-}102)$$

按虎克定律可知，轴承孔座内横断面上由于径向过盈度而产生的应力值 $\sigma$ 为：

$$\sigma = E\frac{\delta}{D} \text{（公斤/厘米²）} \qquad (5\text{-}103)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




比例关系：$D_2:D_1 \geqslant 1.2$……铸铁

$D_2:D_1 \approx 1.1 \sim 1.14$……铜

**表 5-29　轴承合金浇注用槽结构尺寸**　　（毫米）

| 轴径 $d$ | 浇注尺寸 δ 铸铁 | δ 铜 | $h$ | $H$ | $L$ | $L_1$ | $L_2$ | $L_4$ | $l$ | $l_1$ | $R$ | $C$ | 纵向槽数 $Z$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 30～50 | 2.5 | 2 | | 6 | | | | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | |
| ＞ 50～80 | 3 | 2.5 | 2 | 8 | 20 | 9 | 50 | 4 | 1 | 3 | 4 | 1 | 2 |
| ＞ 80～100 | 3.5 | 3 | 2 | 10 | 25 | 10 | 60 | 5 | 1.5 | 4 | 4 | 2 | 2 |
| ＞100～150 | 3.5 | 3 | 2.5 | 12 | 30 | 10 | 80 | 6 | 1.5 | 5 | 6 | 2 | 3 |
| ＞150～200 | 4 | 3.5 | 2.5 | 16 | 35 | 15 | 90 | 7 | 1.5 | 5 | 8 | 3 | 3 |
| ＞200～300 | 5 | 4 | 3 | 20 | 40 | 18 | 100 | 8 | 2 | 6 | 12 | 5 | 3 |
| ＞300～400 | 6 | 4 | 3 | 25 | | | 110 | 8 | 2 | 6 | 15 | 5 | 3 |
| ＞400～500 | 7 | 5 | 3 | 30 | | | 130 | 10 | 2 | 8 | 20 | 6 | 3 |

注：①纵向槽数 $Z$ 平均分布于圆周上。

②径向槽数 $Z_1$ 在轴衬全长上，不许大于四个。

③$Z$ 与 $Z_1$ 是最少的必要数量。

④材料为铸铁的轴衬，径向和纵向的槽数，应按表内规定的增加1.5～2倍。

⑤如果轴承不承受轴向力，可选用一面轴承端带支承面，或不带轴端支承面。

⑥轴衬浇注后的表面粗糙度应不低于▽2。

⑦燕尾槽全部加工成▽3。

⑧轴承合金牌号按ZB32-62的规定；轴承合金层不应有气泡、气孔、杂质等缺陷。

式中　$E$——瓦背材料弹性模数．对于钢瓦 $E=2\times10^4$ 公斤/毫米$^2$；

$D$——轴承座孔径（毫米）。

对于横断面上的压应力，一般取 $\sigma_c=5\sim19$ 公斤/毫米$^2$，因此，可求出半圆周向过盈度：

$$h=\frac{1.57\sigma_c D}{E}\text{（毫米）}\qquad(5\text{-}104)$$

3）余面高 $u$ 的计算薄壁轴瓦的径向过盈度是无法直接测量的，而是将径向过盈度换算成半圆周向过盈度来测定。具体的是测量在试验力 $P_0$ 作用下，轴瓦一端高出模具平面的数值，即余面高 $u$，其值为：

$$u=h-\nu\text{（毫米）}\qquad(5\text{-}105)$$

式中　$h$——半圆周向过盈度（毫米）；

$\nu$——在试验力 $P_0$ 作用下轴瓦的半圆周向缩小（毫米）；$\nu=6\times10^{-5}p_0D$（毫米）。

2.轴承最大比压 $p_{max}$ 的计算

$$p_{max}=\frac{R_{max}}{db'}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(5\text{-}106)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中 $R_{max}$——轴承最大支承反力（公斤）；

$d$——轴承内径（厘米）；

$b'$——轴承计算宽度（厘米），对于薄壁瓦 $b'=b$，$b$ 为轴承宽度（厘米）；对于厚壁瓦 $b'=b-2r$，$r$ 为轴承两端圆角半径（厘米）。

许用最大比压值 $[P_{max}]$ 见表5-30。

3.轴承 $PV$ 值的计算

对于高速压缩机的轴承，考虑到转速对轴承的影响，除了计算轴承比压外，还应考虑 $PV$ 值的影响。

$$PV=\frac{R_m n}{1910b'}\text{（公斤·米/厘米}^2\text{·秒）} \qquad (5\text{-}107)$$

式中 $R_m$——轴承的平均支承反力（公斤）见式（5-95）；

$n$——轴的转数（转/分）。

许用的 $PV$ 值见表5-30。

**表 5-30 压缩机滑动轴承的$[P_{max}]$及$[PV]$**

| 符号 | 大、中型压缩机 | | | | 空气压缩机 |
|---|---|---|---|---|---|
| | 主轴颈 | | 曲柄销 | | |
| $[P_{max}]$（公斤/厘米²） | 40～50 | | 90 | | 100 |
| $[PV]$（公斤·米/厘米²·秒） | 300～400 | | | | |

注：①对于高转速压缩机，其值可以增大25～30%。

②表内数值，适用轴承合金层为巴氏合金。

③薄壁瓦的$[P_{max}]$可适当增大。

4.轴承的冲击系数 $S$ 的计算

$$S=\frac{R_{max}}{R_m} \qquad (5\text{-}108)$$

式中 $R_{max}$——轴承最大支承反力（公斤）；

$R_m$——轴承平均支承反力（公斤），$R_m=\frac{1}{z}\cdot(R_1+R_2+\cdots\cdots+R_z)$，

$R_1, R_2, \cdots\cdots R_z$ 为轴承载荷图各变化载荷的绝对值（公斤）。

冲击系数 $S$ 的大小，表征着轴承中油膜破裂可能性的大小；一般取 $S\leqslant 1.5\sim 2.5$，当轴瓦为铅青铜时，可取 $S\leqslant 3$。

5.轴承润滑计算

轴承润滑计算，主要是校核配合间隙的大小能否保证油膜的存在，同时校核油压、油温、油量等是否合乎要求。可按表5-31的顺序计算之。

（四）滑动轴承的技术条件

1.材料：推荐 1）钢壳：薄壁瓦：08、10、15钢；厚壁瓦：35钢、45钢。

2）轴承合金：ChSnSb11-6、5-0.6锑镁铝。

2.轴承合金的化学成分及硬度应符合表5-32规定。

3.合金的金相组织：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 5-31 轴承的润滑计算

| 序号 | 名称 | 符号 | 单位 | 公式和参数的选择 | 說明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 軸承內径 | $d$ | 米 | | 已知 |
| 2 | 軸承宽度 | $b$ | 米 | | 已知 |
| 3 | 軸轉速 | $n$ | 轉/分 | | 已知 |
| 4 | 軸承載荷 | $P$ | 公斤 | | 已知(即最大活塞力) |
| 5 | 軸承配合間隙 | $\delta$ | 毫米 | | 已知 |
| 6 | 相对間隙 | $\psi$ | | $\psi=\frac{\delta}{d}$ | $d$ 的单位为毫米 |
| 7 | 軸頸圓周速度 | $V$ | 米/秒 | $V=\frac{\pi dn}{60}$ | |
| 8 | 比值 $\frac{b}{d}$ | $\frac{b}{d}$ | | | 用已知数代入 |
| 9 | 潤滑油比重 | $\gamma$ | 公斤/米$^3$ | | 一般 $\gamma\approx0.9$ |
| 10 | 軸承中潤滑油平均溫度 | $t_m$ | ℃ | $40℃<t_m<70℃$，一般取 $t_m=50\sim55℃$ | 进入軸承油溫，一般在35℃～45℃ |
| 11 | 潤滑油运动粘性系数 | $\nu$ | 米$^2$/秒 | 参照表9-16 | 1厘沲=0.01厘米$^2$/秒<br>$=10^{-6}$米$^2$/秒 |
| 12 | 粘性系数 | $\mu$ | 公斤·秒/米$^2$ | $\mu=\frac{\gamma}{g}\nu$ | |
| 13 | 載荷系数 | $A$ | | $A=\frac{P\psi^2}{\mu V b}$ | |
| 14 | 相对偏心率 | $\chi$ | | 按 $A$ 值及 $\frac{b}{d}$ 值查图5-101，或代入公式<br>$A=\frac{2.04[1-(1-\chi)^4]}{(1-\chi)\left\{1+\left(\frac{d}{b}\right)^2[0.12+2.31(1-\chi)]\right\}}$ | |
| 15 | 最小間隙值 | $h_{min}$ | 毫米 | $h_{min}=\frac{\delta}{2}(1-\chi)$ | |
| 16 | 加工不平度 | $h_1$ | 毫米 | $h_1=h_1'+h_1''$，查表6-6 | $h_1'$-軸頸加工不平度<br>$h_1''$-軸瓦加工不平度 |
| 17 | 錐形度和橢圓度公差 | $h_2$ | 毫米 | $h_2=h_2'+h_2''$ | $h_2'$-軸頸的錐形度和橢圓度公差<br>$h_2''$-軸瓦的錐形度和橢圓度公差 |
| 18 | 临界間隙值 | $h_c$ | 毫米 | $h_c=h_1+h_2+h_3+h_4$<br>(一般情况下不考虑 $h_3$ 和 $h_4$ 的值) | $h_3$-半个軸承长度变形<br>$h_4$-因热胀而減少間隙 |
| 19 | 液体摩擦安全系数 | $k$ | | $k=\frac{h_{min}}{h_c}\geqslant1.5\sim2$ | |
| 20 | 比值 $B$ | $B$ | | $B=\frac{f}{\psi}$ 按 $\chi$ 值及 $\frac{b}{d}$ 值查图5-102<br>或代入公式 $B=\frac{f}{\psi}=0.15+(2.15-1.92\chi)\left[1+\left(\frac{d}{b}\right)^2(2.43-2.31\chi)\right]$ | |

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 序号 | 名称 | 符号 | 单位 | 公式和参数的选择 | 说明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 21 | 下部轴瓦液体摩擦系数 | $f'$ | | $f'=B\psi$ | |
| 22 | 上部轴瓦液体摩擦系数 | $f''$ | | $f''=\frac{f'}{A}$ | |
| 23 | 消耗的摩擦功 | $N$ | 馬力 | $N=\frac{PV(f'+f'')}{75}$ | |
| 24 | 系数 | $C$ | | $C=\frac{Q}{\psi Vdb}$按X值及$\frac{b}{d}$值查图5-103<br>或代入公式$C=\frac{Q}{\psi Vdb}=\frac{X(0.95-0.344X)}{\left(\frac{b}{d}\right)^2+2.43-2.31X}$ | |
| 25 | 下部轴承油耗量 | $Q_1$ | 米³/秒 | $Q_1=C\psi Vdb$ | |
| 26 | 系数 | $\sigma$ | | $\sigma=\left(1+\frac{d}{b}\right)^{1.2}$ | |
| 27 | 轴承平均载荷 | $R_m$ | 公斤 | 見式5-100中$R_m$的計算式 | |
| 28 | 轴承平均比压 | $P_m$ | 公斤/米² | $P_m=\frac{R_m}{db}$ | |
| 29 | 系数 | $\lambda$ | | $\lambda=\frac{\mu n}{P_m}$ | |
| 30 | 润滑油进入压力 | $p_B$ | 公斤/米² | $p_B=0.5\sim0.7$（表压） | |
| 31 | 在压力下油的消耗量 | $Q_2$ | 米³/秒 | $Q_2=\frac{0.516\,\delta^{3.4}p_B\sigma}{d^{0.4}\mu\lambda^{3.2}}$ | |
| 32 | 润滑油总耗量 | $Q$ | 米³/秒 | $Q=Q_1+Q_2$ | |
| 33 | 润滑油比热 | $C$ | 千卡/公斤·℃ | | $C\approx0.44$千卡/公斤·℃ |
| 34 | 轴承中油的温升 | $\Delta t$ | ℃ | $\Delta t=\frac{(f'+f'')PV}{427C\gamma(Q_1+Q_2)}$ | |
| 35 | 进入轴承的油温 | $t_B$ | ℃ | $t_B=t_m-\frac{\Delta t}{2}$ | |
| 36 | 排出轴承的油温 | $t_C$ | ℃ | $t_C=t_m+\frac{\Delta t}{2}$ | $t_C\leqslant70$℃ |

注：如果求得的$t_B$与$t_C$值不合适时，必须重新选择另一个$t'_m$，再重新計算；如果相差不多时，可改变潤滑油进入压力值$p_B$，以調整$t_B$与$t_C$。

**表 5-32　轴承合金的化学成分及硬度**

| 牌号 | 主要成分（%） | | | | | 杂质含量（≤ %） | | | | | | | 硬度 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Sn | Al | Sb | Cu | Mg | Fe | As | Zn | Pb | Bi | Si | 总量 | HB |
| 巴氏合金 ChSnSb 11-6 | 余量 | — | 10～12 | 5.5～6.5 | — | 0.1 | 0.1 | 0.03 | 0.35 | 0.05 | — | 0.55 | 30 |
| 5-0.6鋅鎂鋁 | — | 余量 | 3.5～5.5 | — | 0.3～0.7 | 0.75 | — | — | — | — | 0.50 | 1.5 | 22～28 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

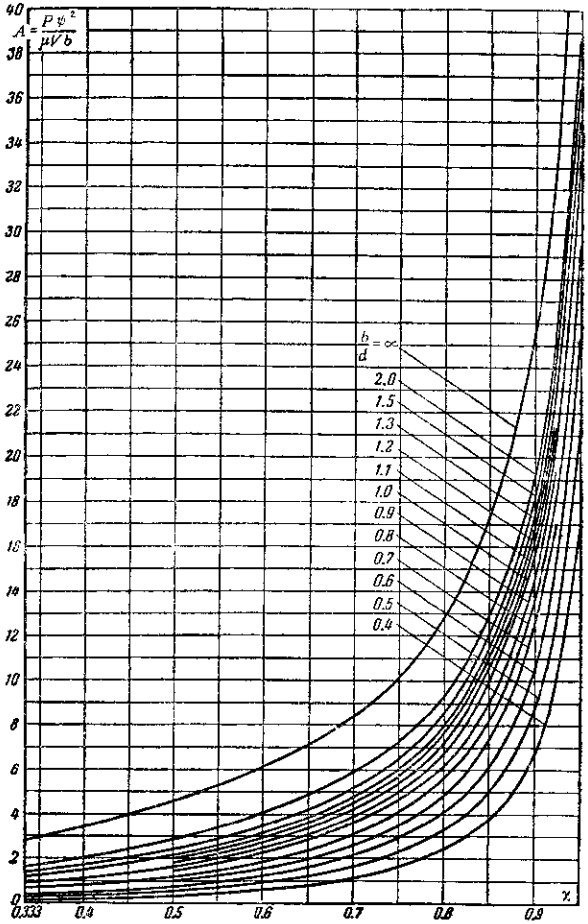



图 5-101 相对偏心率 $\chi$ 值($0.333<\chi<0.95$)

1）巴氏合金的金相组织应参照内燃机“巴氏合金轴瓦金相检验标准”的规定。

2）5-0.6锑镁铝的金相组织为硬质的 AlSb及$Mg_3Sb_2$化合物呈多面体形，均布于软质的γ固溶体的基体中，不允许有大的针状锑化物和针状、星状铁化物出现，以及不允许有AlSb偏析。

4.轴瓦内圆表面应光洁，不得有外来夹杂物及孔眼，合金层与钢壳应牢固粘合，不得有脱壳现象。

5.轴瓦表面及对口平面应光滑平整，不允许有裂纹、划痕、碰伤及压伤。

6.轴瓦表面光洁度应符合标准规定，对留有镗刮余量的轴瓦表面光洁度允许为▽6。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

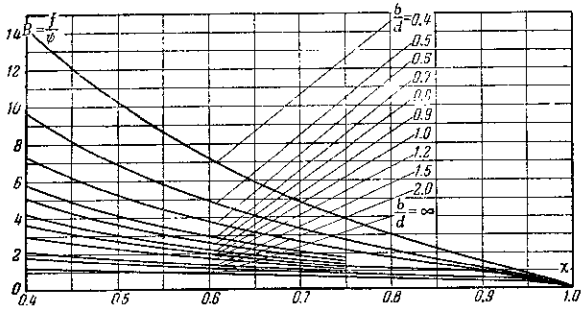



图 5-102　比值 $B\left(\frac{f}{\psi}\right)$

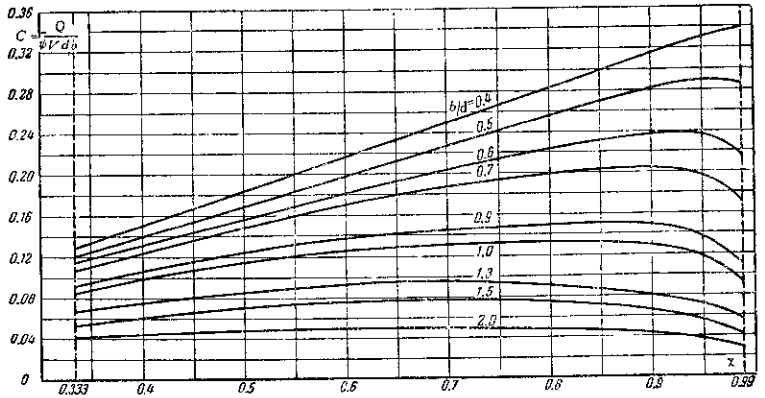



图 5-103　系数 $C\left(\frac{Q}{\psi Vdb}\right)$

7.在压紧状态下，轴瓦对口平面对外圆母线的不平行度在100毫米长度上不大于0.02毫米。

8.薄壁轴瓦外圆钢背面的贴合度．用涂色法检验，内径＜180毫米的轴瓦应不少于85%，内径≥180毫米的轴瓦应不少于70%。

9.轴瓦的非工作表面应涂有镀层（推荐镀锡或镀铜，镀层厚度为0.002～0.003毫米）。镀层应均匀，不得有镀瘤。

（五）滑动轴承计算步骤及举例

1.轴承计算步骤：

1）薄壁瓦的试验力与过盈度的计算。

2）轴承最大比压 $p_{max}$ 的校核。

3）轴承 $PV$ 值的校核。

4）轴承冲击系数 $S$ 的校核。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

5）轴承的润滑计算。

对于一般低速、中速的压缩机只需进行1）、2）、4）三项计算就足够了。对于高速压缩机除了上述三项外还需进行3）、5）两项计算。

2.轴承计算举例：

设计活塞力 $P=12000$ 公斤的压缩机的连杆大头孔处的薄壁轴瓦。设计计算结果见下表。

| 序号 | 名称 | 符号 | 单位 | 公式和参数的选择 | 说明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 轴承受最大载荷 | $P$ | 公斤 | $P=12000$ | |
| 2 | 轴承内径 | $d$ | 厘米 | 查表5-12，或$d=(4.6\sim5.6)\sqrt{P}=5.6\sqrt{12}=19.4$ | 取$d=20$ |
| 3 | 轴承宽度 | $b$ | 厘米 | 查表5-23，或$b=(0.55\sim0.8)d=0.55\times20=11$ | |
| 4 | 轴瓦壁厚 | $t$ | 厘米 | 查表5-23，或$t=(0.03\sim0.05)d=0.03\times20=0.6$ | 0.6 |
| 5 | 轴承合金层厚度 | $t_1$ | 厘米 | 查表5-26，或$t_1=0.03\sim0.10$ | 取$t_1=0.07$ |
| 6 | 轴瓦当量面积 | $F$ | 厘米$^2$ | $F=b(t-t_1)=11\times(0.6-0.07)=5.8$ | |
| 7 | 单位面积试验力 | $p_0$ | 公斤/厘米$^2$ | 一般取$p_0=500\sim700$ | 取$p_0=500$ |
| 8 | 轴瓦过盈度试验力 | $P_0$ | 公斤 | $P_0=p_0F=500\times5.8=2900$ | |
| 9 | 轴承孔座 | $D$ | 厘米 | $D=d+2t=20+2\times0.6=21.2$ | |
| 10 | 轴瓦横断面压应力 | $\sigma$ | 公斤/厘米$^2$ | 一般取$\sigma=500\sim1900$ | |
| 11 | 轴瓦材料弹性模数 | $E$ | 公斤/厘米$^2$ | $E=2\times10^6$ | |
| 12 | 径向过盈度 | $\delta'$ | 厘米 | $\delta'=\frac{\sigma D}{E}=\frac{(500\sim1900)\times21.2}{2\times10^6}$ $=(0.0053\sim0.0202)$，$\delta'$为第一次试算值 | |
| 13 | 半圆周向过盈度 | $h'$ | 厘米 | $h'=\frac{\pi}{2}\delta'=1.57(0.0053\sim0.0202)=(0.0084\sim0.0318)$ | |
| 14 | 在试验力作用下半圆周向缩小值 | $v$ | 厘米 | $v=6\times10^{-5}Dp_0=6\times10^{-5}\times21.2\times500=0.0064$ | |
| 15 | 余面高度 | $u'$ | 厘米 | $u'=h-v=(0.0084\sim0.0318)-0.0064$ $=0.002\sim0.0254$ | 考虑到余面高度太大时，轴瓦螺栓应力增大，经过复算，取$u=0.009\sim0.016$时螺栓应力较合理 |
| 16 | 实际半圆周向过盈度 | $h$ | 厘米 | $h=u+v=(0.009\sim0.016)+0.0064$ $=0.0154\sim0.0224$ | |
| 17 | 实际径向过盈度 | $\delta$ | 厘米 | $\delta=\frac{2}{\pi}h=\frac{2}{\pi}(0.0154\sim0.0224)=0.0098\sim0.0143$ | |
| 18 | 实际轴瓦横断面压应力 | $\sigma_c$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_c=\frac{\delta E}{D}=\frac{(0.0098\sim0.0143)\times2\times10^6}{21.2}=925\sim1350$ | 在500～1900范围内 |
| 19 | 轴瓦最大比压 | $p_{max}$ | 公斤/厘米$^2$ | $p_{max}=\frac{P}{db}=\frac{12000}{20\times11}=54.5<90$ | 查表5-29 |
| 20 | 轴承平均载荷 | $R_m$ | 公斤 | 从轴承载荷图(曲轴计算中)查得 | $R_m=7400$ |
| 21 | 冲击性系数 | $S$ | | $S=\frac{P}{R_m}=\frac{12000}{7400}=1.62$ | 在1.5～2.5之间 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第六章　其他部件的设计

## 第一节　联　轴　器

### 一、压缩机常用联轴器结构型式

压缩机与驱动机的连接，一般分为：1）压缩机与驱动机为同一轴的直连；2）压缩机与原动机两轴间有速比的皮带传动；3）压缩机与原动机两轴间没有速比的联轴器连接。

对于中、小型压缩机与电动机的连接，多采用弹性与半弹性的联轴器。常用的有弹性圈柱销联轴器（图6-1）及弹性联轴器（图6-2），后一种联轴器适用于高速、起动频繁的情况下，安装时允许在径向上与转角上有稍许偏移。弹性圈柱销联轴器通常以不装圈的一半为主动轴。我国已有弹性圈柱销联轴器标准，见JB108-60。它的缺点是加工要求较高，寿命较低，弹性圈常易损坏。为了提高寿命，我国维修工人在实践中创造了木销联轴器（图6-3）。经过几年来的使用，可代替弹性圈柱销联轴器，且结构简单，寿命长，轴向允许有较大的窜动。其中的木销材料可采用：玻璃布层压板，环氧酚醛玻璃布棒，酚醛布棒，酚醛层压板，胡桃木，榆木，柞木，白桦木等。以上材料可以就地取材，因此深受广大工人欢迎。

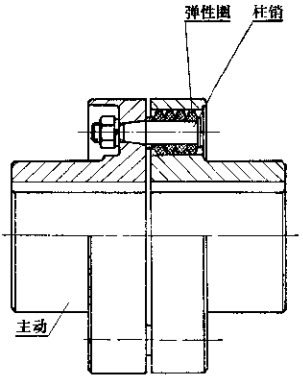



图 6-1　弹性圈柱销联轴器

当用内燃机驱动压缩机时，为了减轻启动时发动机的载荷，多采用离合器。常用的离合器有带径向移动摩擦块和带旋转摩擦块的两种（图6-4、图6-5）。离心式离合器没有一

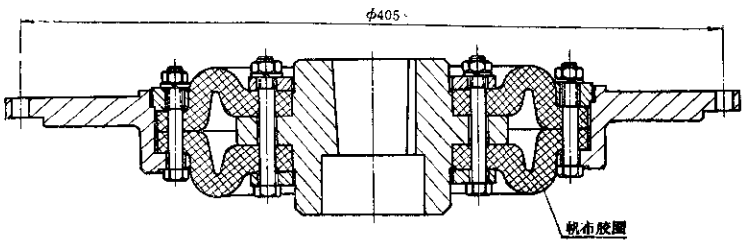



图 6-2　弹性联轴器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

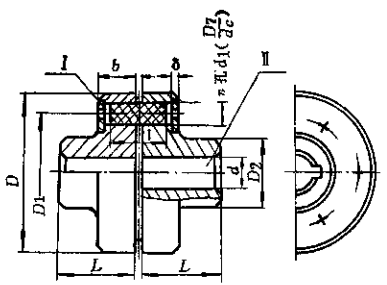



图 6-3 木销联轴器

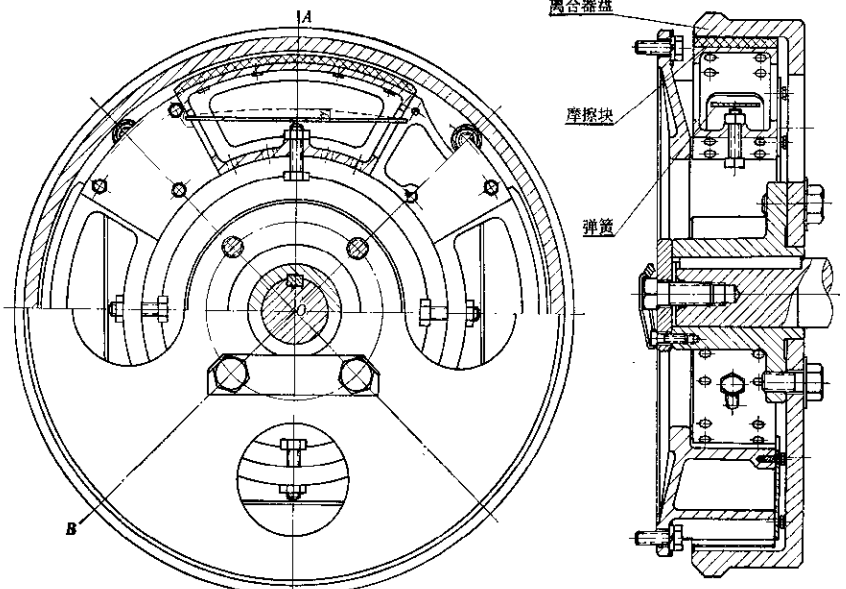



图 6-4 带径向移动摩擦块的离心式离合器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

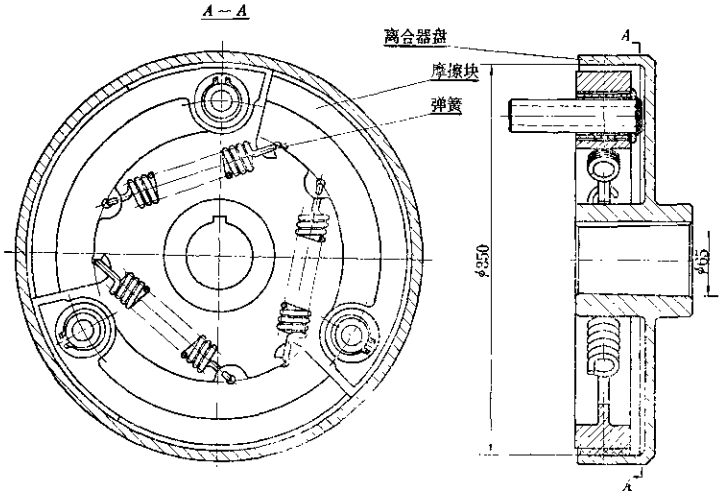



图 6-5 带旋转摩擦块的离心式离合器

般离合器所具有的操纵机构，靠发动机达到一定的转数时，在离心力的作用下，摩擦块克服了弹簧的弹力与装在压缩机轴上的离合器盘的内表面相接触，带动压缩机轴，使压缩机自动地进入运转状态。

由人工操纵的离合器，常用的有摩擦片离合器、电磁摩擦离合器（图6-6）及气胎离合器（图1-9中轴端部所示）等，它们分别借助于人力、电磁及压缩空气的作用，可在压缩机不卸载情况下进行分离和结合；电磁及压缩空气控制适合于远离距操纵及压缩机的自动控制。

大型压缩机与电动机的连接，多采用刚性连接。采用通用电机时，所用的刚性联轴器常见的型式有：压缩机与电动机轴上都压入法兰，两法兰连接用的螺栓孔是铰制而成的（图6-7）；有的只在电动机轴上压入法兰，而压缩机轴上的法兰与轴锻成一体（图6-8）。当采用专门订制的电机时，其连接型式大多是在压缩机轴端与电动机轴端都锻有法兰的刚性连接（图5-32），或是压缩机轴伸入电动机转子孔内的连接型式（图5-33）。这种电动机转子悬挂在压缩机曲轴上的悬臂电动机，目前在大、中型高速压缩机中被广泛采用。

刚性连接不允许连接的两轴有相对的移动，因而应特别注意两轴心的对中问题。一般在两轴连接端面处设一定位台肩，以保证两轴的对中（如图6-8），此外，安装要求也严格。有时考虑到大型曲轴加工困难，定位台肩与铰制孔不易保证同心，不得不采用在安装时找正两轴同心后，最后精铰定位螺栓孔，以保证其定位准确。

**二、各种联轴器的计算**

（一）刚性联轴器的计算

计算的目的主要是校核连接螺栓的强度以及法兰与轴的配合强度。螺栓分非铰制孔用与铰制孔用两种。法兰与轴-键连接时应校核键的强度，压入配合时应进行静配合的计算。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

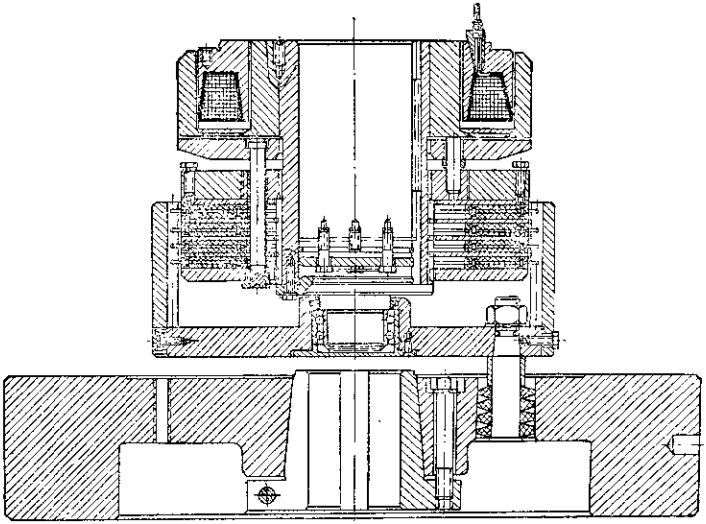


图 6-6 电磁合器

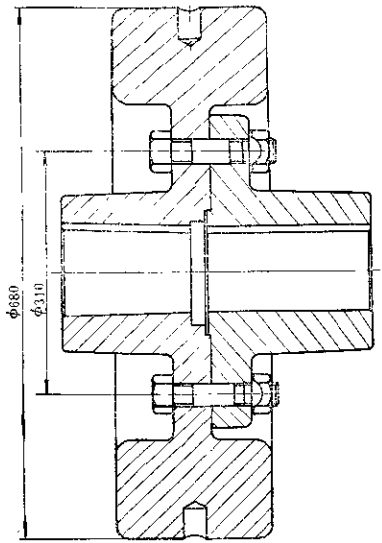



图 6-7 刚性联轴器

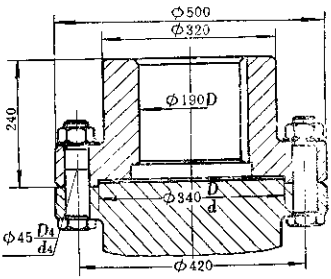



图 6-8 刚性联轴器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

1.非铰制孔用螺栓：使用非铰制孔的联轴器时，扭矩$M$是靠接合面上的摩擦力矩来传递，要达到这个摩擦力矩，每个螺栓受的力$P$需按下式计算：

$$P=\frac{4Mk}{(D+d_2)fz}=\frac{389600Nk}{(D+d_2)fzn}\text{（公斤）} \qquad (6\text{-}1)$$

式中 $M$——传递的扭矩（公斤·厘米）；

$N$——传递的功率（千瓦）；

$k$——工作情况系数，见表6-1；

$D$——联轴器外径（厘米）；

$d_2$——联轴器定位台肩外径（厘米）；

$f$——滑动摩擦系数（见附录二）；

$n$——联轴器转数（转/分）；

$z$——螺栓个数。

**表 6-1 工作情况系数 $k$**

| 原动机 \ 被动机器 | 活塞式压缩机 | 鼓风机 | 离心式水泵 |
|---|---|---|---|
| 涡轮机 | 1.5 | 1～1.5 | 1.25 |
| 电动机 | 2～3 | 1.25～2 | 2～3 |
| 活塞式发动机 | 3～4 | 2.25～3.5 | 3～5 |

注：①刚性联轴器取大值，弹性联轴器取小值，摩擦联轴器取中间值。
②摩擦离合器，离合次数频繁时取大值。

考虑到必要的预紧力，螺栓实际受力要增大25～35%，此时螺栓所受的应力$\sigma_p$为：

$$\sigma_p=\frac{1.3P}{F_1}=\frac{5.2P}{\pi d_1^2}\leqslant[\sigma_p]\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (6\text{-}2)$$

式中 $P$——每个螺栓所受的力（公斤）；

$F_1$——螺栓内径处截面积（厘米$^2$）；

$d_1$——螺栓内径（厘米）；

$[\sigma_p]$——许用拉伸应力（公斤/厘米$^2$），见表6-2。

**表 6-2 联轴器常用螺栓材料的许用拉伸应力$[\sigma_p]$，许用剪切应力$[\tau]$，许用挤压应力$[\sigma_c]$**

| 许用应力（公斤/厘米$^2$） \ 材料 | $AJ_3F$ | $A_3$ | 30 | 35 | | 45 | | 40Cr | 35CrMoA |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | 正火 | 调质 | 正火 | 调质 | 调质 | 调质 |
| $[\sigma_p]$ | 1760 | 1840 | 2000 | 2160 | 1800 | 2400 | 2160 | 4800 | 5100 |
| $[\tau]$ | 550 | 575 | 625 | 675 | 750 | 750 | 900 | 2000 | 2100 |
| $[\sigma_c]$ | 770 | 800 | 875 | 950 | 1050 | 1050 | 1260 | 2800 | 3000 |

注：①表中数值，螺栓直径均小于100毫米。
②各种材料的许用拉伸应力$[\sigma_p]$，当材料经正火处理时取$0.8\sigma_s$，调质时取$0.6\sigma_s$；其中$\sigma_s$为材料的屈服极限。
③许用剪切应力$[\tau]$按$0.25\sigma_b$选取。
④许用挤压应力$[\sigma_c]$：钢材取$0.35\sigma_s$，铸铁取$0.25\sigma_b$，青铜取$0.20\sigma_b$。其中$\sigma_b$为材料的强度极限。
⑤变载荷时，表内数值应降低$^1/_{1.25}$～$^1/_{1.5}$倍。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

2.铰制孔用螺栓：使用铰制孔的联轴器螺栓主要是受剪切应力及挤压应力。要传递扭矩$M$，每个螺栓所受剪切力$Q$可按下式计算：

$$Q=\frac{2Mk}{D_0z}=\frac{194800Nk}{D_0zn}\text{（公斤）}\qquad(6\text{-}3)$$

式中 $D_0$——螺栓组中心圆直径（厘米）；

其余符号同式6-1。

螺栓承受的剪切应力$\tau$按下式计算：

$$\tau=\frac{Q}{F}=\frac{4Q}{\pi d^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\leqslant[\tau]\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(6\text{-}4)$$

式中 $F$——铰制孔用螺栓配合直径处的截面积（厘米$^2$）；

$d$——铰制孔用螺栓配合处的直径（厘米）；

$[\tau]$——许用剪切应力（公斤/厘米$^2$），见表6-2。

连接件及螺栓所受的挤压应力$\sigma_c$，其值按下式计算：

$$\sigma_c=\frac{Q}{dL}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\leqslant[\sigma_c]\qquad(6\text{-}5)$$

式中 $L$——铰制孔配合部分长度（厘米）；

$d$——铰制孔直径（厘米）；

$[\sigma_c]$——许用挤压应力（公斤/厘米$^2$），见表6-2。

3.联轴器最大外径处线速度$v$的计算：

$$v=\frac{\pi Dn}{6000}\text{（米/秒）}\qquad(6\text{-}6)$$

式中 $n$——联轴器转数（转/分）；

$D$——联轴器最大外径（厘米）。

许用的最大线速度$[v]$：

当联轴器材料为铸铁时：$[v]<30$米/秒

当联轴器材料为铸钢时：$[v]<60$米/秒

当联轴器材料为锻钢时：$[v]<100$米/秒

4.联轴器与轴配合的计算：

1）键联接

平键——在接触面处应校核挤压应力$\sigma_c$，键截面应校核剪切应力$\tau$，其值按下列各式计算：

$$\sigma_c=\frac{4M}{dhL}=\frac{389600N}{dhLn}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\leqslant[\sigma_c]\qquad(6\text{-}7)$$

$$\tau=\frac{2M}{dbL}=\frac{194800N}{dbLn}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\leqslant[\tau]\qquad(6\text{-}8)$$

式中 $M$——联轴器传递的扭矩（公斤·厘米）；

$d$——轴的直径（厘米）；

$h$——键的高度（厘米）；

$b$——键的宽度（厘米）；

$L$——键的长度（厘米）；

$N$——联轴器传递的功率（千瓦）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$n$——联轴器的转数（转/分）；

$[\sigma_c]$——许用挤压应力，对钢取$[\sigma_c]$=500～1000公斤/厘米$^2$；对铸铁$[\sigma_c]$=300～350公斤/厘米$^2$；对碳钢$[\sigma_c]$=600～900公斤/厘米$^2$；

$[\tau]$——许用剪切应力，对键取$[\tau]$=500～900公斤/厘米$^2$；

$\sigma_c$——切向键在接合面处应校核挤压应力：

$$\sigma_c=\frac{M}{(h-a)L(0.5fd+0.5d-0.5h)}$$

$$=\frac{97400N}{(h-a)L(0.5fd+0.5d-0.5h)n}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\leqslant[\sigma_c] \qquad (6\text{-}9)$$

式中 $a$——键工作面上的倒棱宽度（厘米）；

$f$——滑动摩擦系数，见附录二，一般取$f$=0.1；

$h$——切向键高度（厘米），一般取$h$=0.1$d$；

其余符号同式6-7。

在用多键连接时，所能传递的扭矩与键的种类、键之间的夹角及键的个数有关。

两个平键所传递的扭矩与键间夹角无关，所传递的扭矩较用一个平键时大一倍，键间夹角一般为120°～180°。

在轴颈大于100毫米的轴上使用切向键时，考虑要能传递变向扭矩，一般都用两个键，键间夹角通常为120°～135°。

2）静配合连接计算：按表6-3顺序进行。

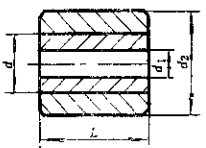



**表 6-3 静配合连接计算表**

| 序号 | 名称 | 代号 | 单位 | 公式和参数的选择 | 说明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 传递的扭矩 | $M$ | 公斤·厘米 | $M=97400\frac{N}{n}$ | $N$—传递的功率（千瓦）<br>$n$—配合件转数（转/分） |
| 2 | 压配合的摩擦系数 | $f$ | | 查表8-4 | |
| 3 | 配合表面比压 | $p$ | 公斤/厘米$^2$ | $p=\frac{2M}{f\pi d^2L}$ | $d$—配合直径（厘米）<br>$L$—配合长度（厘米） |
| 4 | 系数 | $C_1$ | | $C_1=\left(\frac{d^2+d_1^2}{d^2-d_1^2}-\mu_1\right)$或查表6-5 | $d_1$—被包围零件的内孔直径（厘米）<br>$d_2$—包围零件的外圆直径（厘米） |
| 5 | 系数 | $C_2$ | | $C_2=\left(\frac{d_2^2+d^2}{d_2^2-d^2}+\mu_2\right)$或查表6-5 | $\mu_1,\mu_2$—被包围零件和包围零件材料泊松比，见附录二 |
| 6 | 计算公盈 | $\delta$ | 微米 | $\delta=pd\left(\frac{C_1}{E_1}+\frac{C_2}{E_2}\right)\times10^4$ | $E_1,E_2$—被包围零件和包围零件的弹性模数，见附录二 |
| 7 | 考虑不平度的修正值 | $u_h$ | 微米 | $u_h=1.2(h_{1max}+h_{2max})$<br>或<br>$u_h=1.2(K_1h_{c1}+K_2h_{c2})$ | $h_{1max},h_{2max}$—被包围零件和包围零件机械加工最大不平度，查表8-3<br>$K_1,K_2$—系数，查表6-7<br>$h_{c1},h_{c2}$—被包围和包围零件表面不平度的均方根值 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 序号 | 名　　称 | 代号 | 单　位 | 公式和参数的选择 | 說　　明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 8 | 考虑溫度的修正值 | $\mu_t$ | 微米 | $\mu_t=[\alpha_2(t_2-t)-\alpha_1(t_1-t)]d\times10^4$ | $\alpha_1,\alpha_2$--被包圍和包围零件的线性膨胀系数，見附录二<br>$t_1,t_2$—被包围和包围零件溫度<br>$t$—室溫 |
| 9 | 考虑載荷引起变形的修正值 | $\mu_P$ | 微米 | 一般不考虑，零件变形严重时，按材料力学变形公式計算 | |
| 10 | 实际的公盈 | $\delta_P$ | 微米 | $\delta_P=\delta+(\mu_h+\mu_t+\mu_P)<\delta_c$ | $\delta_c$—实际公盈配合中最小公盈值（微米） |
| 11 | 实际的比压 | $p_c$ | 公斤/厘米$^2$ | $p_c=p\dfrac{\delta_c-(\mu_h+\mu_t+\mu_P)}{\delta}$ | |
| 12 | 被包围零件表面应力 | $\sigma_1$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_1=\dfrac{2p_cd^2}{d^2-d_1^2}\leqslant\sigma_{S1}$ 或 $\sigma_1=\dfrac{p_c}{b}\leqslant\sigma_{S1}$ | $a,b$—系数，查表6-5；<br>$\sigma_{S1},\sigma_{S2}$—被围零件和包围零件材料屈服强度(公斤/厘米$^2$) |
| 13 | 包围零件表面应力 | $\sigma_2$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_2=\dfrac{2p_cd_2^2}{d_2^2-d^2}\leqslant\sigma_{S2}$ 或 $\sigma_2=\dfrac{p_c}{a}\leqslant\sigma_{S2}$ | |
| 14 | 压入力 | $P_r$ | 公斤 | $P_r=f_rp_c\pi dL$ | $f_r$，$f_c$—压入、压出摩擦系数，查表6-4 |
| 15 | 压出力 | $P_S$ | 公斤 | $P_S=f_cp_c\pi dL$ | |
| 16 | 压入溫度 | $t_r$ | ℃ | $t_r=\pm\dfrac{\delta_{max}+\delta_0}{\alpha d\times10^4}+t$<br>(+)用于包围零件加热<br>(-)用于被围零件冷却 | $\delta_{max}$—实际配合时最大公盈(微米)<br>$\delta_0$—加热装配必須的最小間隙(微米) |

**表 6-4　压配合时的摩擦系数**

| 配合种类 | | 压　配　合 | | | | | 热　配　合　或　冷　配　合 | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 被围零件 | | 30～50 号 鋼 | | | | | 30～50 号 鋼 | | | | | |
| 包围零件 | | 30～50 号 鋼 | HT 25-47 | 鋁鎂合金 | 黃　銅 | 塑料 | 30～50 号 鋼 加　热 | 30～50 号 鋼 冷　却 | HT 25-47 | 鋁鎂合金 | 黃　銅 |
| 潤滑情况 | | 机器油 | 一　干 | | 干 | 干 | 机器油 | 干 | 干 | 一 | 干 | 干 |
| 圓周移动 | $f_S$ | 0.08～0.20 | 0.09～0.17 | 0.03～0.09 | 0.04～0.10 | 0.33 | 0.13～0.24 | 0.35～0.40 | 0.16～0.40 | 0.13～0.18 | 0.10～0.15 | 0.17～0.25 |
| 軸向移动 | $f_S$ | | | | | | | | | | | |
| 圓周移动 | $f$ | 0.06～0.13 | 0.07～0.12 | 0.02～0.06 | — | — | 0.08～0.19 | 0.14～0.16 | 0.07～0.16 | 0.07～0.09 | 0.05～0.06 | 0.05～0.14 |
| 軸向移动 | $f$ | | | | | | 0.06～0.12 | | | | | |
| 压　入 | $f_r$ | 0.06～0.22 | 0.06～0.14 | 0.02～0.08 | 0.05～0.10 | 0.54 | — | — | — | — | — | — |

注：①$f_S$——零件移动最初瞬間的摩擦系数，$f_r$——压入摩擦系数，$f$——稳定移动过程摩擦系数。
②表中数据，当負荷振动时，摩擦系数应減少30%。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 6-5 系数 $C_1$、$C_2$、$a$、$b$

| $\frac{d_1}{d}$ 或 $\frac{d}{d_2}$ | $C_1$ | $C_2$ | $C_1$ | $C_2$ | $a$ 或 $b$ | $\frac{d_1}{d}$ 或 $\frac{d}{d_2}$ | $C_1$ | $C_2$ | $C_1$ | $C_2$ | $a$ 或 $b$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 钢 $\mu_1=\mu_2=0.3$ | | 钢和铸铁 $\mu_1=0.3$, $\mu_2=0.25$ | | | | 钢 $\mu_1=\mu_2=0.3$ | | 钢和铸铁 $\mu_1=0.3$, $\mu_2=0.25$ | | |
| 0 | 0.70 | — | 0.70 | — | 0.50 | 0.5 | 1.37 | 1.97 | 1.37 | 1.92 | 0.38 |
| 0.1 | 0.72 | 1.32 | 0.72 | 1.27 | 0.50 | 0.6 | 1.83 | 2.43 | 1.83 | 2.38 | 0.32 |
| 0.2 | 0.78 | 1.38 | 0.78 | 1.33 | 0.48 | 0.7 | 2.62 | 3.22 | 2.62 | 3.17 | 0.26 |
| 0.3 | 0.89 | 1.49 | 0.89 | 1.45 | 0.46 | 0.8 | 4.25 | 4.85 | 4.25 | 4.80 | 0.18 |
| 0.4 | 1.08 | 1.68 | 1.08 | 1.63 | 0.42 | 0.9 | 9.23 | 9.83 | 9.23 | 9.78 | 0.10 |

表 6-6 机械加工的最大不平度 $h_{max}$

| 加工方法 | | $h_{max}$（微米） | 加工方法 | | $h_{max}$（微米） |
|---|---|---|---|---|---|
| 车削 | 粗车 | 16～40 | 磨削 | 粗磨 | 16～40 |
| | 中车 | 6～16 | | 中磨 | 6～16 |
| | 精车 | 2.5～6 | | 精磨 | 2.5～6 |
| 钻削 | 中钻＋铰一次 | 10～25 | | 特别精磨 | 1～2.5 |
| | 精＋铰一次 | 6～10 | 拉削（带压光） | | 2～4 |
| | 精＋铰二次 | 2.5～6 | | | |

表 6-7 系数K

| 光洁度等级 | ▽3 | ▽4～6 | ▽7～9 | ▽10～12 |
|---|---|---|---|---|
| $K$ | 2.5 | 3 | 4 | 5 |

（二）弹性圈柱销联轴器

联轴器根据传递的扭矩、转数及连接的直径，可按 JB 108-60 选取，一般不需计算。如需要计算时，主要是校核联轴器中弹性圈工作表面的挤压应力$\sigma_c$、柱销的弯曲应力$\sigma_B$。

当传递扭矩时，弹性圈所受挤压应力$\sigma_c$为：

$$\sigma_c=\frac{194800Nk}{nzDLd}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\leqslant[\sigma_c] \qquad (6\text{-}10)$$

式中 $N$——传递的功率（千瓦）；

$k$——工作情况系数，见表6-1；

$n$——传递的转数（转/分）；

$z$——柱销数量；

$D$——柱销中心圆直径（厘米）；

$L$——弹性圈总厚度（厘米）；

$d$——柱销直径（厘米）；

$[\sigma_c]$——许用挤压应力（公斤/厘米$^2$），对于橡胶圈$[\sigma_c]\leqslant$20公斤/厘米$^2$。

柱销的弯曲应力$\sigma_B$按下式计算：

$$\sigma_B=\frac{10\times97400NL_1}{nDzd^3}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\leqslant[\sigma_B] \qquad (6\text{-}11)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中 $L_1$——柱销长度（厘米）；

$[\sigma_B]$——许用弯曲应力（公斤/厘米²），对于钢材，取 $[\sigma_B]=0.25\sigma_s$，其中 $\sigma_s$ 为材料的屈服强度；

其余符号同式6-10。

（三）离心式摩擦离合器计算：按表6-8进行。

**表 6-8 离心式摩擦离合器计算表**

| 序号 | 名称 | 代号 | 单位 | 公式和参数的选择 | 說明 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 联轴器传递功率 | $N$ | 千瓦 | 已知 | |
| 2 | 传递的轉数 | $n$ | 轉/分 | 已知 | |
| 3 | 摩擦块的数量 | $z$ | | 从結构图上得知 | |
| 4 | 滑动摩擦系数 | $f$ | | 見附录二 | |
| 5 | 工作情况系数 | $k$ | | 見表6-1 | |
| 6 | 离合器盘內半径 | $R$ | 厘米 | 从結构图上得知 | |
| 7 | 传递功率时，每块摩擦块所需压緊力 | $Q$ | 公斤 | $Q=\frac{97400Nk}{Rzn\bar{f}}$ | |
| 8 | 当摩擦块离心力与弹簧力相等时轉数 | $n_c$ | 轉/分 | $n_c=(0.4\sim0.6)n$ | 或称分离轉数 |
| 9 | 摩擦块重心到軸心距离 | $r$ | 厘米 | 从結构图上得知 | |
| 10 | 摩擦块重量 | $G$ | 公斤 | $G=\frac{9000Q}{r(n^2-n_c^2)}$ | 实际摩擦块重量必需进行校核 |
| 11 | 摩擦块弦长 | $a$ | 厘米 | 从結构图上查得 | |
| 12 | 摩擦块寬度 | $b$ | 厘米 | 从結构图上查得 | |
| 13 | 摩擦块比压 | $p$ | 公斤/厘米² | $p=\frac{Q}{ab}\leqslant[p]$ | $[p]$为許用比压值，查表6-9 |
| 14 | 弹簧力 | $F$ | 公斤 | $F=\frac{Grn_c^2}{90000}$ | |
| 15 | 板簧尺寸(寬×厚) | $C\times h$ | 厘米 | $C$为寬度，$h$为厚度 | 先取假定值 |
| 16 | 板簧慣性矩 | $J$ | 厘米⁴ | $J=\frac{Ch^3}{12}$ | |
| 17 | 板簧两支撐距离 | $l$ | 厘米 | 从結构图上查得 | |
| 18 | 板簧变形量 | $y$ | 厘米 | $y=\frac{Fl^3}{48EJ}>\delta$ | $E$—材料弹性模数（公斤/厘米²）<br>$\delta$—摩擦块与联軸器盘內径間隙 |
| 19 | 板簧弯曲应力 | $\sigma_B$ | 公斤/厘米² | $\sigma_B=\frac{3Fl}{2Ch^2}<3000\sim6000$ | 如果超过許用值，应重新限定 $Ch$，再进行計算 |

（四）摩擦片式离合器计算



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

在设计摩擦片离合器时，结构尺寸先按结构要求初步确定，再按结构尺寸及摩擦片材料的许用比压[$p$]求得摩擦面数$i$，即可求出摩擦片数。如是校核计算时，仅校核比压$p$即可。摩擦面数$i$少于8时，离合器可传递的力矩随片数之增加而按比例增加。

$$i=\frac{97400Nk}{\pi(R^2-r^2)R_m f n[p]} \qquad (6\text{-}12)$$

式中 $N$——传递的功率（千瓦）；

$k$——工作情况系数，查表6-1；

$f$——滑动摩擦系数，查附录二；

$n$——传递的转数（转/分）；

[$p$]——许用比压（公斤/厘米²），查表6-9；

$R$——摩擦片外圆半径（厘米）；

$r$——摩擦片内孔半径（厘米）；

$R_m$——摩擦片外圆内孔的平均直径，$R_m=\frac{R+r}{2}$（厘米）。

**表 6-9 许用比压[$p$]**

| 摩擦片材料 | [$p$]（公斤/厘米²） | | 摩擦片材料 | [$p$]（公斤/厘米²） | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 圆片状离合器 | 锥形及套筒离合器 | | 圆片状离合器 | 锥形及套筒离合器 |
| 镉铁对镉铁 | 2.5～3 | 4 | 钢对纤维 | 3.5～4 | |
| 钢对镉铁 | 2.5～3 | 4 | 淬火钢 | 4～6 | |
| 钢对青铜 | 4～5 | 6 | 皮革、软木橡及薄金属片 | 0.5～1 | |
| 钢对石棉制材料 | 2～2.5 | 3 | 镉铁、钢（厚圆片） | 5～10 | |
| 钢对夹布胶木 | 5～6 | | 以石棉为主所制垫片 | <2.5 | |

注：①片数多时取小值，片数少时取大值。

②摩擦面圆周速度$v$对[$p$]的影响，其值乘以系数$k_v$，见表6-10。

**表 6-10 系数 $k_v$**

| $v$（米/秒） | 1 | 1.5 | 2 | 2.5 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 13 | 15 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $k_v$ | 1.35 | 1.19 | 1.08 | 1 | 0.94 | 0.86 | 0.80 | 0.75 | 0.68 | 0.63 | 0.59 | 0.55 |

摩擦片数（不包括支承片和压紧片）$z=i-1$。

摩擦片厚度：油式的一般为1～2毫米；干式的（片面镶有油衬垫时）为10～15毫米。

各片在分离时的最小间隙：油式的为0.2～0.3毫米；干式的为0.4～1毫米。

接合离合器时所需的力$Q$：

$$Q=p\pi(R^2-r^2)\text{（公斤）} \qquad (6\text{-}13)$$

式中 $p$——比压（公斤/厘米²）；

其余符号同式6-12。

## 第二节 盘车装置

盘车的目的是在压缩机运转前对压缩机的装配质量作最后检查，以保证压缩机能正常、



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

顺利地运转。另外，在装配检修过程中，也常需盘动运动部件至某一便于拆装的位置。盘车装置是基于上述目的而设计的。

**一、盘车装置的结构型式**

对于小型及微型压缩机，由于结构轻巧，常不用专门的盘车装置，大多在联轴器、皮带轮及飞轮的外圆周上钻几个孔（见图6-7）作盘车用。对于小型压缩机，有时也应用构造简单的盘车带（图6-9）。由于结构简单、制造容易、使用方便，颇受欢迎。

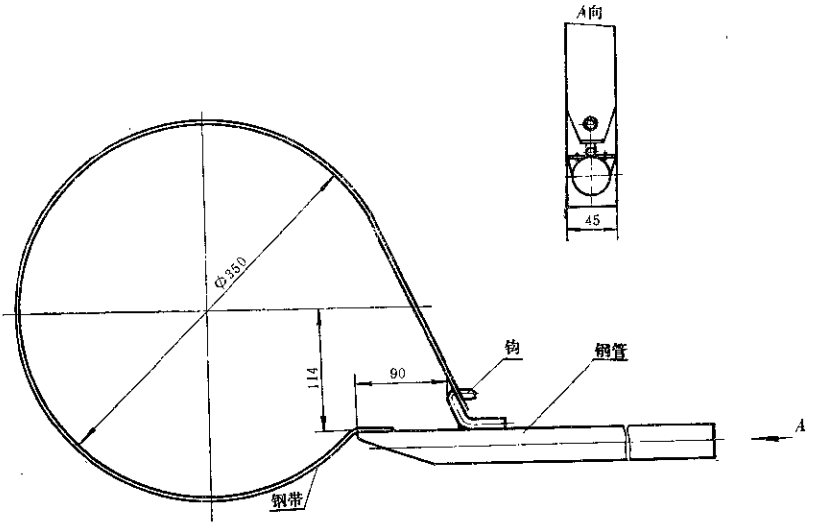



图 6-9　盘车带

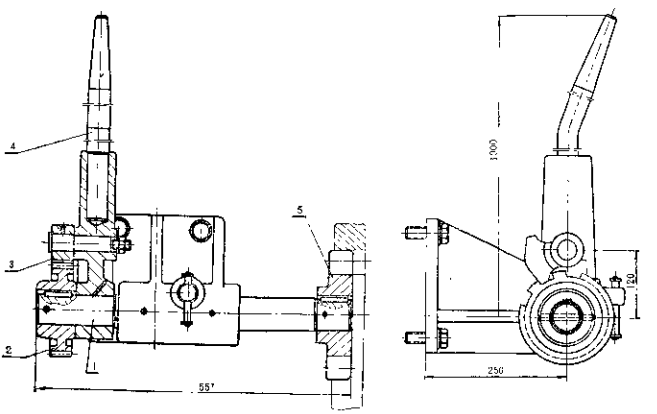



图 6-10　手动盘车装置



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

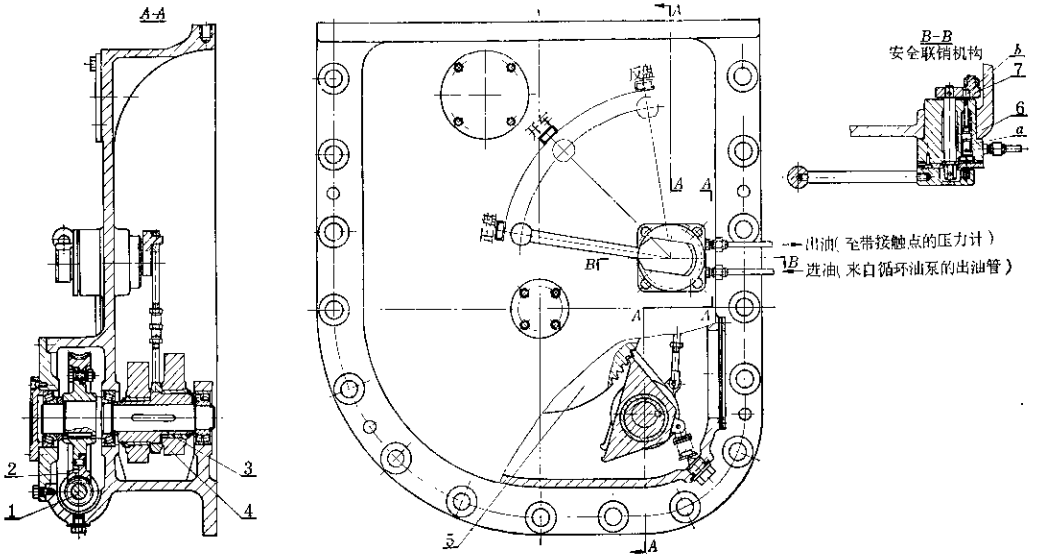



图 6-11 机动盘车装置

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

对于大、中型压缩机，一般都设置专门的盘车装置。图6-10是一种手动盘车装置，手柄4带动棘爪3、通过棘轮2使棘轮轴1转动，装于棘轮轴另一端的齿轮5带动装于电动机转子上（或飞轮上）的齿圈，使之转动。

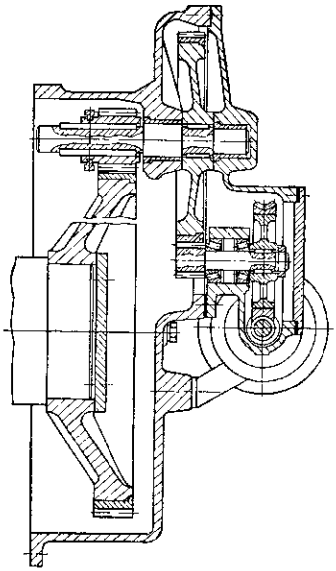


图 6-12　机动盘车装置

近来趋向于用电动机带动的盘车装置进行盘车。图6-11所示的盘车装置，是由电动机通过蜗杆1、蜗轮2减速后，带动偏心套筒3转动，在偏心套筒3上的两个棘爪4轮流拨动装于压缩机曲轴轴端的棘轮5，进行盘车。考虑到压缩机正常运转时，棘爪4必须脱开棘轮5，因此附有安全联锁机构，它的作用是：当压缩机开车时，必须先开动油泵、接通油管，油进入安全联锁机构的小室 $a$ 内，把活塞6顶起，从另一油管流出来，并接通电接点压力表，打开与主电机的联锁；另一方面，把活塞顶端推入转盘7的孔 $b$ 内，在此位置时，正好使棘爪4与棘轮5脱开，这就在开车时保护了棘爪4和棘轮5，使它们不会被打坏。

图6-12也是一种机动盘车装置，从电动机起，通过蜗轮、蜗杆减速后，再通过两对齿轮减速，将盘车电动机的转数降到盘动压缩机所需的转数。

## 二、盘车装置的计算

1.压缩机空载盘车时所需扭矩 $M$：

$$M=M_1+M_2=k\frac{97400N}{n}+\frac{Gfd}{2}\text{（公斤·厘米）}\qquad(6\text{-}14)$$

式中　$M_1$——压缩机空载时的扭矩（公斤·厘米）；

$M_2$——电动机空载时的扭矩（公斤·厘米）；

$N$——主电机功率（千瓦）；

$n$——压缩机转数（转/分）；

$k$——系数，对轻型、高速及对称平衡压缩机取 $k=0.08\sim0.12$；

$G$——主电机转子重量（公斤）；

$d$——电机轴轴颈（厘米）；

$f$——电机轴轴颈摩擦系数，一般滑动轴承在半干摩擦状态下取 $f=0.1\sim0.5$。

2.机动盘车时，盘车装置的电动机功率 $N_P$ 的确定：

$$N_P=\frac{Mn_P}{97400\eta}\text{（千瓦）}\qquad(6\text{-}15)$$

式中　$M$——盘车时所需扭矩（公斤·厘米）；

$n_P$——盘车转数（转/分）；

$\eta$——盘车机构的传动效率（见附录二）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

3.盘车装置零件的强度计算：主要是校核盘车装置中的轴、齿轮、蜗轮、弹簧、棘爪、棘轮等零件的强度计算，可参照机械设计手册或其它机械零件书籍进行，本书从略。

4.盘车装置的盘车功率计算举例。

**例**：压缩机主电机功率$N=3200$千瓦，转数$n=375$转/分，电机转子重$G=10600$公斤，电机转子轴轴颈$d=26$厘米；求盘车功率。

**解**：压缩机空载盘车所需扭矩：

$$M=k\frac{97400N}{n}+\frac{Gfd}{2}$$

$$=0.12\times\frac{97400\times3200}{375}+\frac{10600\times0.2\times26}{2}=127500\text{（公斤·厘米）}$$

盘车装置电机转数$n_1=1420$转/分，选取盘车转数$n_P=0.5$转/分。

盘车装置如图6-11所示，传动由电机通过蜗杆、蜗轮、棘爪、棘轮传到压缩机轴上，使之转动。

由附录二得知单头蜗杆传动机械效率$\eta_1=0.7\sim0.75$。取棘轮传动机械效率$\eta_2=0.8$，所以总的传动机械效率：$\eta=\eta_1\eta_2=0.7\times0.8=0.56$。

盘车装置的电机功率$N_P$：

$$N_P=\frac{Mn_P}{97400\times\eta}=\frac{127500\times0.5}{97400\times0.56}=1.162\text{（千瓦）}$$

选取的盘车装置电机功率为1.7千瓦。

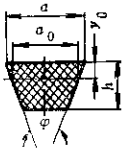
## 第三节　皮带轮和飞轮

### 一、皮带传动

皮带传动主要用于驱动机与压缩机轴之间距离较大的传动。它具有工作平稳、没有噪声、能缓和冲击、吸收振动、过载时能起安全保护作用等优点。目前，压缩机大多数采用三角皮带传动，因为它的传动外廓尺寸比平皮带紧凑；皮带的初拉力小；对轴和轴承作用力小，加之没有接头，传动比平皮带平稳。三角皮带传递功率一般在0.35～370千瓦，传动比一般在7～10范围内。

（一）三角皮带规格

表 6-11　标准三角皮带型号及断面尺寸




| 型号 | 截面尺寸及允许公差 $a$（毫米） | $h$（毫米） | $\varphi$（度） | 截面积 $F$（厘米²） | 尺寸 $y_0$（毫米） | $a_0$（毫米） |
|---|---|---|---|---|---|---|
| O | $10^{+0.5}_{-0.4}$ | $6^{+0.5}_{-0.5}$ | | 0.47 | 2.1 | 8.5 |
| A | $13^{+0.7}_{-0.5}$ | $8^{+0.6}_{-0.5}$ | | 0.81 | 2.8 | 11 |
| B | $17^{+0.9}_{-0.6}$ | $10.5^{+0.9}_{-0.5}$ | | 1.38 | 4.1 | 14 |
| C | $22^{+0.9}_{-0.7}$ | $13.5^{+1.0}_{-0.6}$ | 40±1 | 2.30 | 4.8 | 19 |
| D | $32^{+1.0}_{-0.8}$ | $19^{+1.5}_{-0.7}$ | | 4.76 | 6.9 | 27 |
| E | $38^{+1.1}_{-0.9}$ | $23.5^{+1.6}_{-0.8}$ | | 6.92 | 8.3 | 32 |
| F | $50^{+1.2}_{-1.0}$ | $30^{+1.5}_{-0.9}$ | | 11.70 | 11.0 | 42 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 6-12 三角皮带长度系列$L$ （毫米）

| 内周长度 | 計算长度 $L$ | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $O$ | $A$ | $B$ | $C$ | $D$ | $E$ | $F$ |
| 450 | 469 | | | | | | |
| 500 | 519 | | | | | | |
| 560 | 579 | 585 | | | | | |
| 630 | 649 | 655 | 663 | | | | |
| 710 | 729 | 735 | 743 | | | | |
| 800 | 819 | 825 | 833 | | | | |
| 900 | 919 | 925 | 933 | | | | |
| 1000 | 1019 | 1025 | 1033 | | | | |
| 1120 | 1139 | 1145 | 1153 | | | | |
| 1250 | 1269 | 1275 | 1283 | 1294 | | | |
| 1400 | 1419 | 1425 | 1433 | 1444 | | | |
| 1600 | 1619 | 1625 | 1633 | 1644 | | | |
| 1800 | 1819 | 1825 | 1833 | 1844 | | | |
| 2000 | 2019 | 2025 | 2033 | 2044 | | | |
| 2240 | 2259 | 2265 | 2273 | 2284 | | | |
| 2500 | 2519 | 2525 | 2533 | 2544 | | | |
| 2800 | | 2825 | 2833 | 2844 | | | |
| 3150 | | 3175 | 3183 | 3194 | 3210 | | |
| 3550 | | 3575 | 3583 | 3594 | 3610 | | |
| 4000 | | 4025 | 4033 | 4044 | 4060 | | |
| 4500 | | | 4533 | 4544 | 4560 | 4574 | |
| 5000 | | | 5033 | 5044 | 5060 | 5074 | |
| 5600 | | | 5633 | 5644 | 5660 | 5674 | |
| 6300 | | | 6333 | 6344 | 6360 | 6374 | 6395 |
| 7100 | | | | 7144 | 7160 | 7174 | 7195 |
| 8000 | | | | 8044 | 8060 | 8074 | 8095 |
| 9000 | | | | 9044 | 9060 | 9074 | 9095 |
| 10000 | | | | | 10060 | 10074 | 10095 |
| 11200 | | | | | 11260 | 11274 | 11295 |
| 12500 | | | | | | 12574 | 12595 |
| 14000 | | | | | | 14074 | 14095 |
| 16000 | | | | | | 16074 | 16095 |
| 修正系数 $Y$ | 19 | 25 | 33 | 44 | 60 | 74 | 95 |

注：計算长度（通过截面重心）$L$＝内周长度－修正系数$Y$。

（二）皮带轮的材料和构造

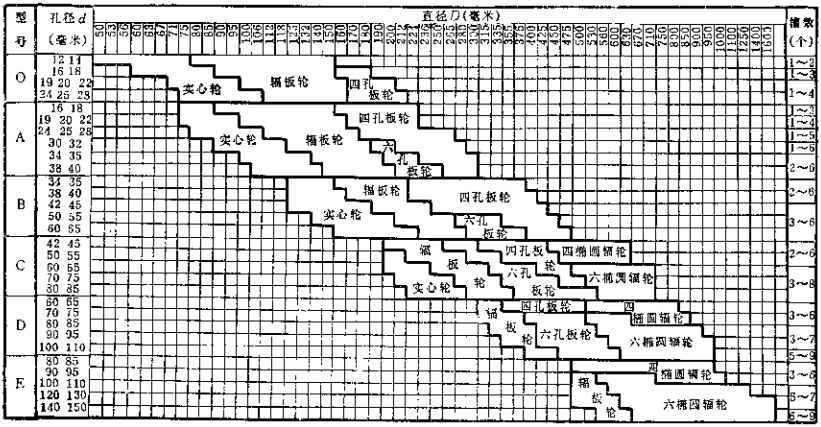
皮带轮可用铸铁、铸钢或钢板焊接制成。一般常用的材料为HT15-33及HT20-40的灰铸铁。适用于圆周速度30米/秒以下的情况。铸钢皮带轮应用较少，圆周速度可达45米/秒。焊接的钢皮带轮，圆周速度可达60米/秒。

三角皮带轮的构造型式、轮槽尺寸及各部分尺寸比例等可参照表6-13、表6-14以及构造参考图例。

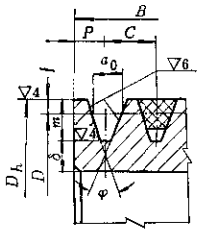


油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 6-13　三角皮带轮型式、尺寸分类系列



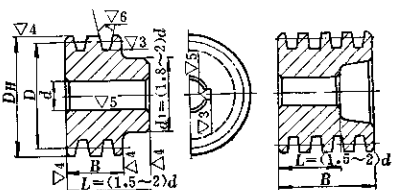

## 表 6-14　三角皮带轮轮槽尺寸　（毫米）




| 槽型截面 | 型号 | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | O | A | B | C | D | E | F |
| $m$ | 10 | 12.5 | 16 | 21 | 28.5 | 34 | 43 |
| $f$ | 2.5 | 3.5 | 5 | 6 | 8.5 | 10 | 12.5 |
| $C$ | 12 | 16 | 20 | 26 | 37.5 | 44.5 | 58 |
| $P$ | 8 | 10 | 12.5 | 17 | 24 | 29 | 38 |
| $a_0$ | 8.5 | 11 | 14 | 19 | 27 | 32 | 42 |
| $\delta$ | 5.5 | 6 | 7.5 | 10 | 12 | 15 | 18 |
| 相应槽角 $\varphi$ | 三角皮带轮的最小直径 $D_1$ | | | | | | |
| 34° | 70 | 100 | 148 | 200 | 315 | 500 | 800 |
| 36° | 90 | 125 | 180 | 250 | 400 | 710 | 1000 |
| 38° | ≥112 | ≥160 | ≥225 | ≥315 | ≥500 | ≥1800 | ≥1250 |

三角皮带轮构造参考图例

实心轮（材料：HT15-33）

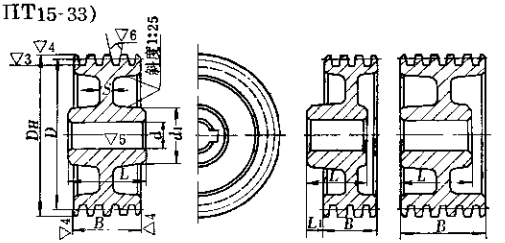





油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 辐板轮(材料：ПТ15-33)

其余∞

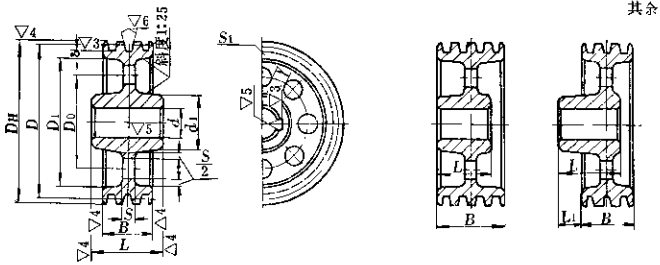



$d_1=(1.8\sim2)d$；　$L=(1.5\sim2)d$，当$B<1.5d$时，取$L=B$；　$\delta=(0.35\sim0.5)\sqrt{zs_0D}$；　$z$——三角皮带根数；　$s_0$——单根三角皮带初拉力；　$s_0$值的选用见下表

| 型　　号 | O | A | B | C | D | E |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $s_0$(公斤) | 7 | 12 | 21 | 35 | 70 | 105 |
| $S_{min}$ | 6 | 8 | 12 | 16 | 20 | 24 |

## 孔板轮（材料：HT15-33）

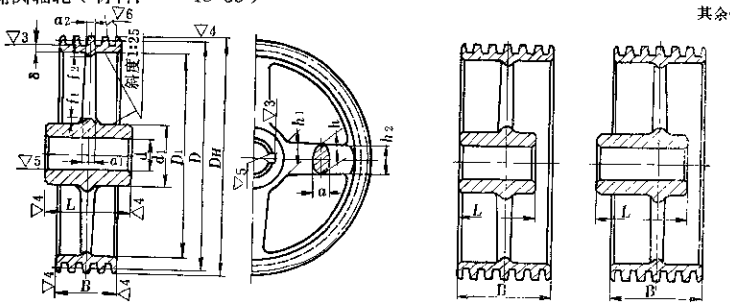
其余∞




$d_1=(1.8\sim2)d$；　$L=(1.5\sim2)d$，当$B<1.5d$时，取$L=B$；　$\delta=(0.35\sim0.5)\sqrt{zs_0D}$，　$s_1\geqslant1.5s$

## 椭圆辐轮（材料：HT 15-33）

其余∞




$d_1=(1.8\sim2)d$；$L=(1.5\sim2)d$，当$B<1.5d$时，取$L=B$；$a_1=0.4h_1$；$a_2=0.8a_1$；$f_1=0.2h_1$；$f_2=0.2h_2$；$h_2=0.4h_1$；

$h_1=\sqrt[3]{\frac{PD}{8A}}$(厘米)；　$P$——圆周力(公斤)；　$D$——带轮直径(厘米)；　$A$——轮辐数

| $D$(厘米) | 50 | 50～160 | 160～300 |
|---|---|---|---|
| $A$ | 4 | 6 | 8 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（三）三角皮带传动计算

三角皮带传动的计算可按表6-15次序进行。

**表 6-15　三角皮带传动计算**

| 名　　称 | 代号 | 单位 | 公式和参数的选择 | 说　　明 |
|---|---|---|---|---|
| 三角带截面型号 | | | 按表6-11选取 | |
| 小皮带轮计算直径 | $D_1$ | 毫米 | 按表6-14选取 | |
| 大皮带轮计算直径 | $D_2$ | 毫米 | $D_2=\frac{n_1}{n_2}D_1$ | $n_1$—原动机转数(转/分)<br>$n_2$—压缩机转数(转/分)<br>将计算结果按表6-13圆整 |
| 皮带速度 | $v$ | 米/秒 | $v=\frac{\pi D_1 n_1}{60000}$ | 对O，A，B，C型：$v\leqslant 25$米/秒<br>对D，E，F型：$v\leqslant 30$米/秒 |
| 验算压缩机实际转数 | $n_2$ | 转/分 | $n_2=\frac{D_1}{D_2}n_1(1-\varepsilon)$ | $\varepsilon$—相对滑动系数，对帘布结构<br>$1-\varepsilon=0.98$<br>$n_2$要满足压缩机气量要求 |
| 实际传动比 | $i$ | | $i=\frac{n_1}{n_2}$ | 开口传动 $i\leqslant 7$ |
| 初定中心距 | $A_1$ | 毫米 | $i$ \| 1 2 3 4 5 ≥6<br>$A_1/D_2$ \| 1.5 1.2 1 0.95 0.9 0.85 | 开口传动 $A_{min}=0.55(D_1+D_2)+h$<br>$A_{max}=2(D_1+D_2)$<br>式中 $h$—三角皮带高，见表6-11 |
| 三角皮带计算长度 | $L'$ | 毫米 | $L'=2A_1+\frac{\pi}{2}(D_1+D_2)+\frac{(D_2-D_1)^2}{4A_1}$ | 按表6-12系列圆整到相近数值 $L$ |
| 三角皮带挠转次数 | $u$ | 次/分 | $u=\frac{1000v}{L}\leqslant 20$ | |
| 实际中心距 | $A$ | 毫米 | $A\approx A_1+\frac{L-L'}{2}$ | |
| 安装三角皮带必需的最小中心距 | $A_{min}$ | 毫米 | $A_{min}=A-0.015L$ | |
| 补偿三角皮带拉力所需的最大中心距 | $A_{max}$ | 毫米 | $A_{max}=A+0.03L$ | |
| 小皮带轮的包角 | $\alpha$ | 度 | $\alpha=180^\circ-\frac{D_2-D_1}{A}\times 60^\circ$ | 在开口传动中，$\alpha$ 不得小于120° |
| 三角皮带根数 | $z$ | 根 | $z=\frac{N}{N_0 C_1 C_2}$ | $N_0$—一根三角皮带所传递的功率(千瓦)，查表6-20<br>$C_1$—小皮带轮包角影响系数，查表6-17<br>$C_2$—工作情况系数，查表6-18<br>$N$—传递的功率(千瓦) |
| 作用在轴上的力 | $Q$ | 公斤 | $Q=2s_0 z\sin\frac{\alpha}{2}$ | $s_0$—单根三角皮带初拉力，查表6-19 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 6-16 各断面三角带适用功率范围

| 传递功率(千瓦) | 0.4～0.75 | 0.75～2.2 | 2.2～3.7 | 3.7～7.5 | 7.5～20 | 20～40 | 40～75 | 75～150 | 150以上 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 推荐采用型号 | O | O，A | O，A，B | A，B | B，C | C，D | D，E | E，F | F |

表 6-17 包角影响系数 $C_1$

| $\alpha°$ | 180 | 170 | 160 | 155 | 150 | 145 | 140 | 135 | 130 | 125 | 120 | 115 | 110 | 100 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $C_1$ | 1.0 | 0.97 | 0.94 | 0.93 | 0.91 | 0.90 | 0.88 | 0.87 | 0.85 | 0.84 | 0.82 | 0.80 | 0.79 | 0.76 |

表 6-18 工作情况系数 $C_2$

| 负荷性质 | 影响系数 $C_2$ | | |
|---|---|---|---|
| | 一班制 | 二班制 | 三班制 |
| 起动负荷很轻，工作负荷稳定，没有震动 | 1.0 | 0.9 | 0.8 |
| 起动负荷为正常负荷的1.25倍，有轻微的震动及波动 | 0.9 | 0.8 | 0.7 |
| 起动负荷为正常负荷的1.5倍，中等震动 | 0.8 | 0.7 | 0.6 |
| 起动负荷为正常负荷的2～2.5倍，震动剧烈 | 0.7 | 0.6 | 0.5 |
| 有强烈冲击的不均匀负荷 | 0.5 | 0.4 | 0.3 |

表 6-19 三角皮带初拉力 $s_0$

| 型号 | O | A | | B | | C | | D | | E | | F |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 小皮带轮计算直径$D_1$(毫米) | 63～80 | ≥90 | 90～112 | ≥125 | 125～160 | ≥180 | 200～224 | ≥250 | 315 | ≥355 | 500 | ≥560 | 800～900 | ≥1000 |
| 单根三角带初拉力$s_0$(公斤) | 5.5 | 7.0 | 10.0 | 12.0 | 16.5 | 21 | 27.5 | 35.0 | 58 | 70 | 85 | 105 | 140 | 175 |

## 二、飞轮

飞轮的主要作用是使压缩机曲轴旋转均匀，飞轮设计时的主要依据是机器允许的旋转不均匀度及飞轮矩 $GD^2$ 的大小。

（一）飞轮的材料和构造

飞轮材料主要用的是HT15-33及HT20-40灰铸铁，当压缩机转数较高时，有的用Z35铸钢及锻钢制作。

在飞轮的结构设计中，一般将飞轮外径取得较大，因为在同样飞轮矩的情况下，外径愈大，飞轮重量愈轻，耗料愈少。直径大的飞轮也有做成组合结构的。

在压缩机中，根据结构要求，飞轮与皮带轮或联轴器常制成一体。有时在飞轮轮缘上钻孔或在内圈上安装齿圈作为盘车之用。

（二）飞轮的计算

飞轮的计算，是为了校核飞轮的结构尺寸能否保证必要的飞轮矩，以及进行飞轮的强度计算。

1. 飞轮基本尺寸的确定



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 6-20　包角 $\alpha=180°$、平稳工作情况下，单根三角皮带所传递的功率$N_0$。　（千瓦）

| 型号 | 小皮带轮直径 $D_1$（毫米） | 皮带速度（米/秒） | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
| O | 50～63 | 0.07 | 0.13 | 0.19 | 0.25 | 0.31 | 0.36 | 0.42 | 0.48 | 0.53 | 0.59 | 0.65 | 0.71 | 0.77 | 0.83 | 0.88 | 0.93 | 0.97 | 1.01 | 1.04 | 1.07 | 1.09 | 1.07 | 1.05 | 1.03 | 1.01 | | | | | |
| | 71 | 0.08 | 0.15 | 0.21 | 0.27 | 0.33 | 0.40 | 0.47 | 0.54 | 0.60 | 0.66 | 0.73 | 0.79 | 0.85 | 0.91 | 0.96 | 1.02 | 1.07 | 1.10 | 1.14 | 1.18 | 1.21 | 1.18 | 1.15 | 1.12 | 1.09 | | | | | |
| | 80 | 0.09 | 0.17 | 0.24 | 0.31 | 0.38 | 0.46 | 0.52 | 0.60 | 0.67 | 0.74 | 0.78 | 0.85 | 0.92 | 0.98 | 1.04 | 1.09 | 1.15 | 1.20 | 1.25 | 1.29 | 1.32 | 1.32 | 1.32 | 1.29 | 1.27 | | | | | |
| | ≥90 | 0.10 | 0.19 | 0.26 | 0.34 | 0.42 | 0.50 | 0.58 | 0.66 | 0.74 | 0.82 | 0.88 | 0.95 | 1.02 | 1.08 | 1.14 | 1.20 | 1.26 | 1.31 | 1.36 | 1.40 | 1.43 | 1.46 | 1.43 | 1.40 | 1.38 | | | | | |
| A | 80～90 | 0.13 | 0.24 | 0.36 | 0.47 | 0.59 | 0.69 | 0.77 | 0.86 | 0.95 | 1.04 | 1.12 | 1.19 | 1.25 | 1.29 | 1.32 | 1.33 | 1.34 | 1.34 | 1.34 | 1.33 | 1.31 | 1.28 | 1.25 | 1.23 | 1.20 | | | | | |
| | 100 | 0.15 | 0.28 | 0.41 | 0.54 | 0.66 | 0.78 | 0.89 | 0.99 | 1.10 | 1.18 | 1.26 | 1.33 | 1.40 | 1.45 | 1.51 | 1.55 | 1.57 | 1.59 | 1.62 | 1.64 | 1.65 | 1.65 | 1.62 | 1.59 | 1.56 | | | | | |
| | 112 | 0.17 | 0.32 | 0.46 | 0.60 | 0.74 | 0.87 | 0.99 | 1.10 | 1.21 | 1.32 | 1.41 | 1.49 | 1.56 | 1.63 | 1.69 | 1.76 | 1.82 | 1.87 | 1.92 | 1.96 | 1.99 | 1.99 | 1.96 | 1.92 | 1.88 | | | | | |
| | ≥125 | 0.20 | 0.36 | 0.52 | 0.67 | 0.81 | 0.95 | 1.11 | 1.24 | 1.36 | 1.47 | 1.56 | 1.65 | 1.73 | 1.80 | 1.87 | 1.95 | 2.03 | 2.10 | 2.16 | 2.21 | 2.25 | 2.28 | 2.25 | 2.23 | 2.21 | | | | | |
| B | 125 | | 0.43 | 0.63 | 0.83 | 1.02 | 1.21 | 1.35 | 1.52 | 1.68 | 1.84 | 2.00 | 2.14 | 2.25 | 2.36 | 2.43 | 2.50 | 2.56 | 2.58 | 2.58 | 2.58 | 2.54 | 2.50 | 2.43 | 2.36 | 2.29 | | | | | |
| | 140 | | 0.48 | 0.70 | 0.91 | 1.12 | 1.31 | 1.50 | 1.69 | 1.88 | 2.06 | 2.24 | 2.43 | 2.57 | 2.69 | 2.80 | 2.90 | 2.98 | 3.05 | 3.10 | 3.10 | 3.10 | 3.05 | 2.95 | 2.85 | 2.75 | | | | | |
| | 160 | | 0.53 | 0.77 | 1.01 | 1.25 | 1.45 | 1.65 | 1.85 | 2.05 | 2.23 | 2.41 | 2.59 | 2.77 | 2.94 | 3.08 | 3.19 | 3.29 | 3.38 | 3.47 | 3.54 | 3.60 | 3.64 | 3.60 | 3.56 | 3.52 | | | | | |
| | ≥180 | | 0.58 | 0.83 | 1.08 | 1.32 | 1.54 | 1.75 | 1.97 | 2.19 | 2.41 | 2.59 | 2.77 | 2.94 | 3.11 | 3.28 | 3.44 | 3.58 | 3.72 | 3.83 | 3.94 | 4.03 | 4.08 | 4.04 | 4.01 | 3.98 | | | | | |
| C | 200 | | 0.88 | 1.25 | 1.62 | 1.98 | 2.3 | 2.62 | 2.94 | 3.27 | 3.60 | 3.88 | 4.16 | 4.40 | 4.61 | 4.80 | 4.98 | 5.15 | 5.30 | 5.40 | 5.52 | 5.52 | 5.50 | 5.45 | 5.35 | 5.15 | | | | | |
| | 224 | | 1.03 | 1.40 | 1.77 | 2.14 | 2.50 | 2.87 | 3.24 | 3.60 | 3.96 | 4.30 | 4.60 | 4.90 | 5.19 | 5.41 | 5.63 | 5.81 | 5.98 | 6.10 | 6.25 | 6.30 | 6.25 | 6.15 | 6.05 | 5.95 | | | | | |
| | 250 | | 1.18 | 1.59 | 2.00 | 2.41 | 2.82 | 3.24 | 3.64 | 4.05 | 4.45 | 4.86 | 5.26 | 5.63 | 5.89 | 6.14 | 6.36 | 6.56 | 6.74 | 6.88 | 7.00 | 7.10 | 7.10 | 7.05 | 7.00 | 6.95 | | | | | |
| | ≥280 | | 1.29 | 1.75 | 2.22 | 2.67 | 3.12 | 3.58 | 4.04 | 4.50 | 4.95 | 5.40 | 5.80 | 6.16 | 6.48 | 6.77 | 7.04 | 7.22 | 7.41 | 7.56 | 7.72 | 7.88 | 8.00 | 7.95 | 7.92 | 7.88 | | | | | |
| D | 315 | | | | | 3.98 | 4.58 | 5.18 | 5.78 | 6.40 | 7.00 | 7.55 | 8.00 | 8.45 | 8.90 | 9.20 | 9.50 | 9.75 | 9.90 | 9.95 | 9.95 | 9.82 | 9.70 | 9.50 | 9.30 | 9.10 | | | | | |
| | 355 | | | | | 4.55 | 5.30 | 6.03 | 6.75 | 7.45 | 8.15 | 8.75 | 9.30 | 9.80 | 10.2 | 10.7 | 11.1 | 11.5 | 11.8 | 12.0 | 12.1 | 12.2 | 12.2 | 12.1 | 12.0 | 11.8 | 11.5 | 11.1 | | | |
| | 400 | | | | | 5.07 | 5.89 | 6.70 | 7.50 | 8.30 | 9.10 | 9.85 | 10.5 | 11.1 | 11.7 | 12.3 | 12.8 | 13.3 | 13.7 | 14.1 | 14.4 | 14.6 | 14.7 | 14.7 | 14.6 | 14.3 | 14.0 | 13.7 | 13.4 | 13.1 | 12.8 |
| | ≥450 | | | | | 5.45 | 6.35 | 7.25 | 8.15 | 9.05 | 9.95 | 10.7 | 11.4 | 12.1 | 12.7 | 13.3 | 13.8 | 14.4 | 14.7 | 15.1 | 15.4 | 15.7 | 15.8 | 15.9 | 15.9 | 15.8 | 15.6 | 15.3 | 15.0 | 14.7 | 14.3 |
| E | 500 | | | | | 6.25 | 7.45 | 8.62 | 9.80 | 10.9 | 11.9 | 12.8 | 13.6 | 14.4 | 15.0 | 15.6 | 16.1 | 16.6 | 17.0 | 17.3 | 17.6 | 17.7 | 17.7 | 17.7 | 17.7 | 17.7 | 17.7 | | | | |
| | 560 | | | | | 7.20 | 8.40 | 9.60 | 10.8 | 11.9 | 13.0 | 14.0 | 14.9 | 15.7 | 16.4 | 17.1 | 17.8 | 18.5 | 19.1 | 19.7 | 20.2 | 20.4 | 20.6 | 20.6 | 20.6 | 20.6 | 20.6 | 20.6 | 20.6 | | |
| | 630 | | | | | 7.95 | 9.20 | 10.5 | 11.7 | 13.0 | 14.2 | 15.3 | 16.3 | 17.2 | 18.1 | 18.9 | 19.7 | 20.5 | 21.3 | 22.1 | 22.8 | 23.1 | 23.3 | 23.4 | 23.5 | 23.5 | 23.6 | 23.7 | 23.8 | 23.8 | 23.9 |
| | ≥710 | | | | | 8.45 | 9.85 | 11.3 | 12.7 | 14.1 | 15.5 | 16.6 | 17.5 | 18.5 | 19.5 | 20.5 | 21.4 | 22.3 | 23.2 | 24.0 | 24.8 | 25.3 | 25.6 | 25.9 | 26.2 | 26.5 | 26.8 | 27.0 | 27.0 | 27.0 | 27.0 |
| F | 800 | | | | | 10.0 | 11.8 | 13.6 | 15.4 | 17.2 | 19.0 | 20.8 | 22.4 | 23.8 | 25.2 | 26.4 | 27.6 | 28.8 | 29.4 | 30.2 | 31.0 | 31.8 | 32.5 | 33.1 | 33.5 | 33.8 | 34.1 | 34.4 | 34.5 | 34.6 | 34.6 |
| | 900 | | | | | 11.0 | 13.1 | 15.2 | 17.3 | 19.3 | 21.3 | 23.2 | 25.0 | 26.8 | 28.1 | 29.3 | 30.5 | 31.6 | 32.6 | 33.6 | 34.6 | 35.5 | 36.2 | 36.9 | 37.5 | 38.1 | 38.6 | 39.0 | 39.1 | 39.1 | 39.1 |
| | ≥1000 | | | | | 12.1 | 14.4 | 16.7 | 19.0 | 21.3 | 23.6 | 25.7 | 27.7 | 29.6 | 31.0 | 32.4 | 33.7 | 35.6 | 36.2 | 37.3 | 38.3 | 39.3 | 40.2 | 41.1 | 41.9 | 42.6 | 43.0 | 44.3 | 44.5 | 44.5 | 44.5 |

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

飞轮的重量：

轮缘的重量：　$G_0=(0.7\sim0.9)\dfrac{GD^2}{D^2}$

飞轮的全重：　$G_1=(1.4\sim1.6)G_0$

式中　$GD^2$——飞轮矩（公斤·米$^2$）；

$D$——飞轮轮缘重心直径（米）。

飞轮各部结构（图6-13）尺寸参考下述关系取定。

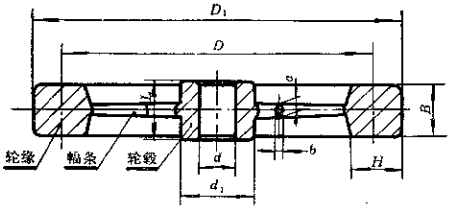



图 6-13　飞轮结构图

1）轮毂：$d_1=(2\sim2.5)d$，$l_1=(1.5\sim2)d$。

2）轮缘

（1）轮缘平均直径 $D_m$：根据 $V=\dfrac{\pi D_m n}{6000}$，计算时，取轮缘外圆周速度代替轮缘平均圆周上的速度，则：

$$D_m=\frac{6000V}{\pi n}\text{（厘米）}\qquad(6\text{-}16)$$

式中　$n$——曲轴和飞轮的转数（转/分）；

$V$——轮缘外圆周允许的最大速度，见表6-23。

通常 $D_m\leqslant(4\sim6)S$，其中 $S$ 为压缩机活塞行程。

（2）轮缘横截面面积：

$$F=\frac{G_0}{\pi D_m\gamma}\text{ 厘米}^2\qquad(6\text{-}17)$$

式中　$\gamma$——轮缘材料比重，见表6-22。

（3）轮缘断面尺寸：计算时，可认为断面近似矩形。通常 $\dfrac{H}{B}\approx1\sim2$。因为 $F=BH$ 所以可分别得：$B=\sqrt{\dfrac{F}{2}}$，$B=\sqrt{F}$。

3）幅条数：$Z=\left(\dfrac{1}{7}\sim\dfrac{1}{8}\right)\sqrt{D_m}$，其中 $D_m$ 为轮缘平均直径（毫米）。

4）幅条尺寸：幅条断面通常作成椭圆形，椭圆的长轴置于回转平面上，同时在长度方向上由轮毂至轮缘逐渐变细，其值为 $\dfrac{1}{12}\sim\dfrac{1}{15}$。靠近轮毂处：

$$a_1=\sqrt[3]{\frac{P[\sigma_B]}{4Z}}\text{（厘米）}\qquad(6\text{-}18)$$

$$b_1=(0.4\sim0.6)a_1$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中　$P$ ——轮缘平均圆周上的圆周力（公斤），当作传动飞轮时：

$$P=\frac{T_{max}r}{ZR}=\frac{2T_{max}r}{ZD}$$

当作为获得回转均匀度的调节器时：

$$P=\frac{(T_{max}-T'_m)r}{ZR}=\frac{2(T_{max}-T_m)r}{ZD}$$

$T_{max}$——最大切向力（公斤）；

$r$ —— 曲柄半径（厘米）；

$T_m$——平均切向力（公斤）；

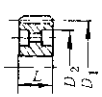
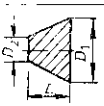
$[\sigma_B]$——许用弯曲应力（公斤/厘米$^2$），铸铁取$[\sigma_B]$=120～140公斤/厘米$^2$，铸钢取$[\sigma_B]$=350公斤/厘米$^2$。

靠近轮缘处：$a_2=0.8a_1$、$b_2=0.8b_1$。

2.飞轮矩$GD^2$的计算

飞轮矩$GD^2$是由压缩机动力计算后对飞轮提出的要求，飞轮结构设计中必须保证足够的飞轮矩。各种常用零件的飞轮矩见表6-21。

**表 6-21　常用零件飞轮矩$GD^2$**　　（公斤·米$^2$）

| 名　称 | 图　例 | 计　算　公　式 | 备　注 |
|---|---|---|---|
| 实心圆柱体 |  | $0.5GD^2$ | $G$——重量(公斤) |
| 空心圆柱体 |  | $0.5(D_1^2-D_2^2)G$ | $G$——重量(公斤) |
| 圆柱齿轮 |  | 单幅板：$0.615G(D_1^2-D_2^2)$<br>十字筋幅：$0.64G(D_1^2-D_2^2)$<br>工字筋幅：$0.665G(D_1^2-D_2^2)$ | $G$——轮缘重量(公斤) |
| 空心截头圆柱体 |  | $615K_BL\frac{D_1^5-D_2^5}{D_1-D_2}$ | |
| 皮　带　轮 |  | $1.11GD^2$ | $G$——轮缘重量(公斤)<br>$D$——轮缘质心直径(米) |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 6-22 常用材料的比重 $\gamma$ 及 $K_B$ 值

| 符号 \ 材料 | 锻钢 | 铸钢 | 灰铸铁 | 铸铜 | 黄铜 | 铝青铜 QAL 9-4 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\gamma$ | 7.85 | 7.80 | 6.6～7.7 | 8.3～8.9 | 8.35 | 7.50 |
| $K_B$ | 1 | 0.99 | 0.84～0.94 | 1.05～1.13 | 1.06 | 0.955 |

3. 飞轮外圆周速度 $v$ 的校核

$$v=\frac{\pi D_0 n}{60\times 100}\text{（米/秒）} \qquad (6\text{-}19)$$

式中 $D_0$——飞轮的外径（厘米）；

$n$——飞轮转数（转/分）。

圆周速度 $v$ 值不应大于表6-23所列数值。

表 6-23 各种材料飞轮允许的最大圆周速度

| 材料 | 铸铁 | | 铸钢 | | 钢材 |
|---|---|---|---|---|---|
| | 圆盘式 | 幅条式 | 圆盘式 | 整体铸成圆盘式 | |
| $v$（米/秒） | 30～35 | 45～55 | 40～60 | 70～90 | 100～120 |

4. 飞轮的强度计算

1）圆盘形飞轮的强度计算：强度计算主要是校核圆盘中某一截面的最大径向应力 $\sigma_{max}$ 及最大切向应力 $\tau_{max}$。

旋转圆盘在离中心线为 $x$ 距离的截面所受的径向应力 $\sigma$，其值可由式（6-20）计算。至于最大径向应力 $\sigma_{max}$，须画出 $\sigma$ 的分布图后才能得知。

$$\sigma=\frac{\gamma\omega^2}{8g}(3+\mu)\frac{(R^2-x^2)(x^2-r^2)}{x^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (6\text{-}20)$$

式中 $\gamma$——材料比重（公斤/厘米$^3$）；

$\omega$——飞轮最大转数时的旋转角速度（1/秒）；

$\mu$——材料的泊松比；

$g$——重力加速度，$g=981$（厘米/秒$^2$）；

$R$——圆盘的外径（厘米）；

$r$——圆盘的内径（厘米）。

最大切向应力 $\tau_{max}$ 发生在圆盘内孔的表面上，其值可按下式计算：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\tau_{max}=\frac{\gamma\omega^2}{4g}[(3+\mu)R^2+(1-\mu)r^2]\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(6\text{-}21)$$

式中符号含意同式6-20。

许用的径向应力[$\sigma$]和许用切向应力[$\tau$]：对于铸铁取1100公斤/厘米$^2$；对于钢取2000公斤/厘米$^2$。

2）具有幅条的飞轮强度计算及设计计算举例

**表 6-24 飞轮强度计算举例**

| 序号 | 名称 | 代号 | 单位 | 公式和参数的选择 | 举例 | 说明 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 飞轮矩 | $GD^2$ | 公斤·米$^2$ | 已知 | $GD^2=3860$ | |
| 2 | 转数 | $n$ | 转/分 | 已知 | $n=300$ | |
| 3 | 轮缘平均直径 | $D_m$ | 厘米 | $D_m=\frac{6000V}{\pi n}$ | $D_m=\frac{6000\times30}{3.14\times300}=190$ | 材料为铸铁，取$V=30$米/秒 |
| 4 | 轮缘重量 | $G_0$ | 公斤 | $G_0=(0.7\sim0.9)\frac{GD^2}{D^2}$ | $G_0=0.8\times\frac{3860}{1.92}=856$ | |
| 5 | 轮缘截面积 | $F$ | 厘米$^2$ | $F=\frac{G_0}{\pi D_m\gamma}$ | $F=\frac{856}{3.14\times1.9\times0.0071}=200$ | $\gamma$—比重见表6-22 |
| 6 | 轮缘宽度 | $B$ | 厘米 | $B=\sqrt{F}$或$B=\sqrt{\frac{F}{2}}$ | $B=\sqrt{200}=14$ | |
| 7 | 轮缘高度 | $H$ | 厘米 | $H=(1\sim2)B$ | $H=1.2\times14=16.8$ | 根据$B$，$H$画出截面草图 |
| 8 | 轮缘截面惯性矩 | $J$ | 厘米$^4$ | $J=\Sigma J_i$ | $J=4546$，见表6-25 | $J_i$-各部分截面惯性矩 |
| 9 | 轮缘重心到内边距离 | $e_1$ | 厘米 | $e_1=\frac{\Sigma F_i y_i}{F}$ | $\Sigma F_i y_i=1760$，见表6-25<br>$e_1=\frac{1760}{200}=8.8$ | $F_i$-各部分面积，$y_i$-各部分面积重心到内边距离 |
| 10 | 轮缘重心到外边距离 | $e_2$ | 厘米 | $e_2=H-e_1$ | $e_2=16.8-8.8=8$ | |
| 11 | 轮缘外径 | $D_1$ | 厘米 | $D_1=D_m+2e_2$ | $D_1=190+2\times8=206$ | |
| 12 | 轮缘内径 | $D_2$ | 厘米 | $D_2=D_m-2e_1$ | $D_2=190-2\times8.8=172.4$ | |
| 13 | 飞轮幅条数 | $z$ | | $z=\left(\frac{1}{7}\sim\frac{1}{8}\right)\sqrt{D_m}$ | $z=\frac{1}{7}\sqrt{1900}=6.25$ | 取$z=6$ |
| 14 | 最大切向力 | $T_{max}$ | 公斤 | 已知 | $T_{max}=8640$ | |
| 15 | 曲柄半径 | $r$ | 厘米 | 已知 | $r=21.5$ | |
| 16 | 轮缘平均直径上圆周力 | | 公斤 | $P=\frac{T_{max}r}{zR}$或<br>$P=\frac{2T_{max}r}{zD_m}$ | $P=\frac{8640\times21.5}{6\times95}=325$ | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 序号 | 名称 | | 代号 | 单位 | 公式和参数的选择 | 举例 | 说明 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 17 | 幅条尺寸 | 靠近轮毂处长径 | $a_1$ | 厘米 | $a_1=\sqrt[3]{\frac{P[\sigma_B]}{4z}}$ | $a_1=\sqrt[3]{\frac{325\times140}{4\times6}}=12.4$ | 取 $a=13$ |
| | | 靠近轮毂处短径 | $b_1$ | 厘米 | $b_1=(0.4\sim0.6)a_1$ | $b_1=0.6\times13=7.8$ | 取 $b_1=8$ |
| | | 靠近轮缘处长径 | $a_2$ | 厘米 | $a_2=0.8a_1$ | $a_2=0.8\times13=10.4$ | 取 $a_2=10$ |
| | | 靠近轮缘处短径 | $b_2$ | 厘米 | $b_2=0.8b_1$ | $b_2=0.8\times8=6.4$ | 取 $b_2=6$ |
| | | 平均截面长径 | $a$ | 厘米 | $a=\frac{a_1+a_2}{2}$ | $a=\frac{13+10}{2}=11.5$ | |
| | | 平均截面短径 | $b$ | 厘米 | $b=\frac{b_1+b_2}{2}$ | $b=\frac{8-6}{2}=7$ | |
| | | 幅条长度 | $L$ | 厘米 | 从结构上定 | $L=65$ | |
| 18 | 幅条平均截面积 | | $f$ | 厘米$^2$ | $f=\pi\cdot\frac{a}{2}\times\frac{b}{2}$ | $f=3.14\times\frac{11.5}{2}\times\frac{7}{2}=63.3$ | |
| 19 | 飞轮角速度 | | $\omega$ | 1/秒 | $\omega=\frac{\pi n}{30}$ | $\omega=\frac{3.14\times300}{30}=31.4$ | |
| 20 | 轮缘截面模数 | | $W$ | 厘米$^3$ | $W=\frac{J}{e_1}$ | $W=\frac{4536}{8.8}=515$ | |
| 21 | 两幅条间轮缘离心力 | | $Q$ | 公斤 | $Q=\frac{2}{3}\times\frac{\gamma FR^2\omega^2}{g\left(F\frac{R^2}{J}\psi_2\psi_1+\frac{F}{f}\right)}$ | $Q=\frac{2\times0.0071\times200\times95^2\times3.14}{3\times981\left[200\times\frac{95^2}{4546}\times0.00169+0.957+\frac{200}{63.3}\right]}=1800$ | $J$ 的計算見表6-25<br>$\psi_1$，$\psi_2$—系数，見表6-26 |
| 22 | $A$-$A$ 截面上的拉力 | | $N_A$ | 公斤 | $N_A=\frac{\gamma FR^2\omega^2}{g}-\frac{Q}{2\sin\alpha}$ | $N_A=\frac{0.0071\times200\times95^2\times31.4^2}{981}-\frac{1800}{2\sin30^\circ}=11100$ | $\alpha$ 为两幅条中心线夹角之半 |
| 23 | $A$-$A$ 截面弯曲力矩 | | $M_A$ | 公斤·厘米 | $M_A=\frac{QR}{2}\left(\frac{1}{\sin\alpha}-\frac{1}{\alpha}\right)$ | $M_A=\frac{1800\times95}{2}\left(\frac{1}{\sin30^\circ}-\frac{1}{\frac{\pi}{6}}\right)=7700$ | |
| 24 | $A$-$A$ 截面总应力 | | $\sigma_A$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_A=\frac{N_A}{F}+\frac{M_A}{W}$ | $\sigma_A=\frac{11100}{200}+\frac{7700}{515}=70.5$ | |
| 25 | $B$ $B$ 截面上拉力 | | $N_B$ | 公斤 | $N_B=\frac{\gamma FR^2\omega^2}{g}-\frac{Q\cos\alpha}{2\sin\alpha}$ | $N_B=\frac{0.0071\times200\times95^2\times31.4^2}{981}-\frac{1800\times0.866}{2\times0.5}=11340$ | |
| 26 | $B$-$B$ 截面上弯曲力矩 | | $M_B$ | 公斤·厘米 | $M_B=M_A+\frac{QR}{\sin\alpha}\times\sin^2\frac{\alpha}{2}$ | $M_B=7700+\frac{1800\times95}{0.5}\times0.2592=30600$ | |
| 27 | $B$-$B$ 截面总应力 | | $\sigma_B$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_B=\frac{N_B}{F}+\frac{M_B}{W}$ | $\sigma_B=\frac{11340}{200}+\frac{30600}{515}=116$ | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 序号 | 名称 | 代号 | 单位 | 公式和参数的选择 | 举例 | 说明 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 28 | 幅条重心位置 | $y$ | 厘米 | $y=\dfrac{\Sigma f_i y_i}{\Sigma f_i}$ | $y=\dfrac{65\times10\times32.5+2\left(\frac{1}{2}\times1.5\times65\times21.7\right)}{65\times10+2\left(\frac{1}{2}\times1.5\times65\right)}=31$ | |
| 29 | 飞轮中心至幅条重心距离 | $l$ | 厘米 | $l=\dfrac{d_1}{2}+y$ | $l=\dfrac{47.4}{2}+31=52.2$ | $d_1$为轮毂外径(厘米) |
| 30 | 幅条的离心力 | $Q_C$ | 公斤 | $Q_C=\dfrac{f\gamma L}{g}\omega^2 l$ | $Q_C=\dfrac{63.3\times0.00712\times65}{g}\times31.4^2\times52.2=1530$ | |
| 31 | $C$-$C$截面弯曲力矩 | $M_C$ | 公斤·厘米 | $M_C=P(L+e_1)$ | $M_C=325(65+8.8)=24000$ | |
| 32 | $C$-$C$截面面积 | $f_C$ | 厘米$^3$ | $f_C=\pi\dfrac{a_1}{2}\times\dfrac{b_1}{2}$ | $f_C=3.14\times\dfrac{13}{2}\times\dfrac{8}{2}=81.5$ | |
| 33 | $C$-$C$截面截面模数 | $W_C$ | 厘米$^3$ | $W_C=\dfrac{\pi a_1^2 b_1}{32}$ | $W_C=\dfrac{3.14\times13^2\times8}{32}=133$ | |
| 34 | $C$-$C$截面总应力 | $\sigma_C$ | 公斤/厘米$^2$ | $\sigma_C=\dfrac{Q}{f_C}+\dfrac{Q_C}{f_C}+\dfrac{M_C}{W_C}$ | $\sigma_C=\dfrac{1800}{81.5}+\dfrac{1530}{81.5}+\dfrac{20000}{133}=221$ | |
| 35 | 许用应力 | $[\sigma]$ | 公斤/厘米$^2$ | 铸铁$[\sigma]=250$<br>铸钢$[\sigma]=450$ | 三个截面的强度均小于许用应力，强度足够 | |

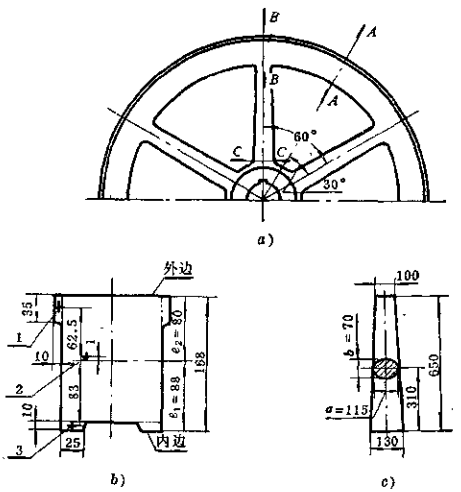



图 6-14 飞轮计算图

$a$—飞轮图；$b$—轮缘截面草图；$c$—幅条截面草图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**表 6-25　轮缘截面尺寸计算**

| 面积号 | 截面宽度 $B_i$（厘米） | 截面高度 $H_i$（厘米） | 截面重心离内边距离 $y_i$（厘米） | 面　积 $F_i$（厘米²） | 面积×重心距离 $F_i y_i$（厘米³） | 惯性矩 $J_i=\frac{B_i H_i}{12}$（厘米⁴） | 各面积重心离总面积重心距离 $l_i$（厘米） | 轉換时附加惯性矩 $F_i l_i^2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1 | 3.5 | 15.05 | 3.5 | 52.5 | 3.58 | 6.25 | 136 |
| 2 | 6 | 15.8 | 8.9 | 94 | 836 | 1960 | 0.1 | 0.94 |
| 3 | 2.5 | 1 | 0.5 | 2.5 | 1.25 | 0.208 | 8.3 | 172.5 |

$\Sigma F_i y_i = 2(52.5+836+1.25) = 1760$（厘米³）

$J = 2(3.58+1960+0.208) + 2(136+0.94+172.5) = 4546$（厘米⁴）

**表 6-26　系数$\psi_1$与$\psi_2$值**

| 系　数 | 幅　条　数 | | |
|---|---|---|---|
| | 4 | 6 | 8 |
| $\psi_1$ | 0.643 | 0.957 | 1.274 |
| $\psi_2$ | 0.00608 | 0.00169 | 0.00076 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第七章 气 路 系 统

气路系统的作用，主要是将气体引向压缩机，经压缩机各级压缩之后，再引向使用场所。

从压缩机Ⅰ级前进气管的闸阀开始，到压缩机末级排气管的截止阀为止，其中的管道、阀门、滤清器、缓冲器、液气分离器、冷却器以及储气罐等设备，组成压缩机的气体主管路。

此外，还有一系列辅助管路，如与安全阀连接的管路，调节气量或放空用的旁通管路，排除油水用的排污管路，引接置换气或保护气的管路，工艺流程所需的抽气管路以及连接压力表的管路等。

气路系统的设计，必须满足以下要求：

1.安全可靠。由于管路内承受压力，所以组成管路的各元件应有足够的强度和良好的密封性；为了防止高压气体倒流，压缩机末级排气管和中间抽气管上，应设置止回阀；考虑气流脉动和温度变化的不利影响，管路的支承要可靠，位置要合适。

2.管路内的阻力损失应尽量小，管路的尺寸要短小紧凑。

3.管道的装拆要方便，避免不必要的交叉。

4.管路元件应尽量按现行标准选择。

图7-1为六级对称平衡Ⅱ型氮氢气压缩机气路系统示意图。

## 第一节 管 路 设 计

### 一、管径的确定与管道的强度校核

1.管道内径 $D_i$ 按气体在管道内的平均流速确定，即：

$$D_i=\sqrt{\frac{4V}{60\pi C_R}}\text{（米）} \qquad (7\text{-}1)$$

或

$$D_i=\sqrt{\frac{4G}{60\pi\gamma C_R}}\text{（米）} \qquad (7\text{-}2)$$

上二式中 $V$——气体容积流量（米$^3$/分）；

$G$——气体重量流量（公斤/分）；

$\gamma$——气体重度（公斤/米$^3$）；

$C_R$——气体平均流速（米/秒），其值按管道内气体压力确定，参看第四章第一节。

级间管道的内径，中间冷却器之前按前一级计算；中间冷却器之后按下一级计算。

2.管道的应力，按下式计算：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

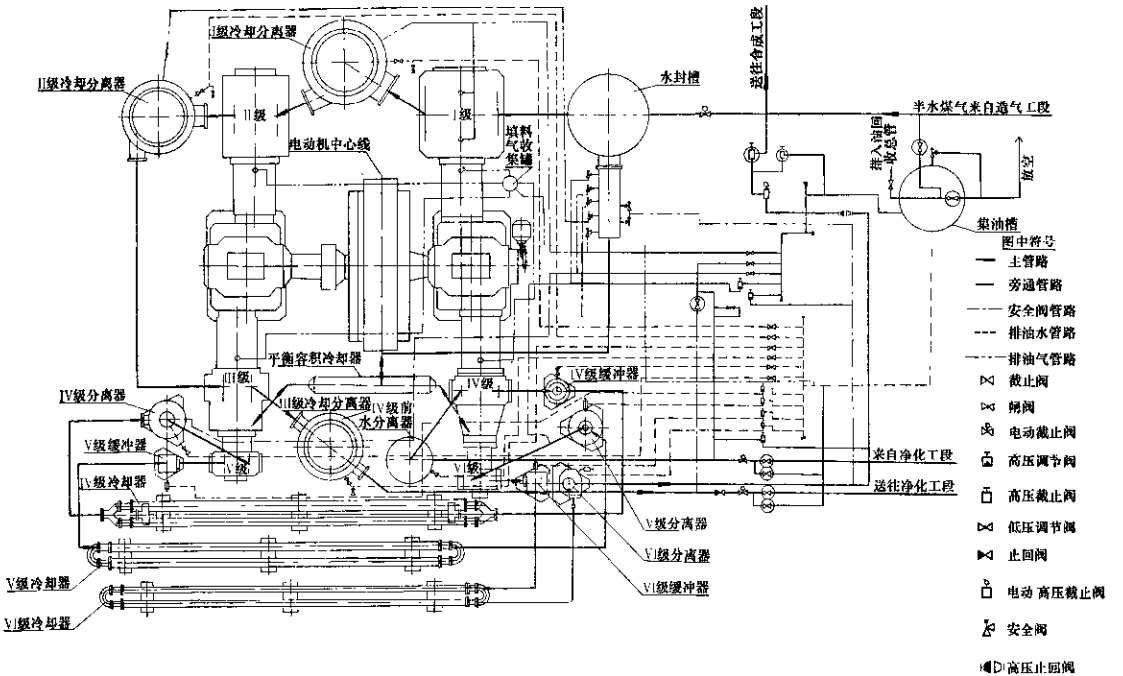



图 7-1　六级对称平衡H型氨氢气压缩机气路系统示意图

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\sigma=\frac{1.3k^2+0.4}{k^2-1}p\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (7\text{-}3)$$

式中 $p$——工作压力（公斤/厘米²）；

$k$——管道最大外径（加正偏差值）$D_{0\max}$与最大内径$D_{i\max}$之比，对管道的螺纹部分，$k=\frac{d_{i\min}}{D_{i\max}}$，$d_{i\min}$为考虑公差后的螺纹最小根径，最大内径：

$$D_{i\max}=D_{0\max}-2S_{\min}\ (\text{毫米}) \qquad (7\text{-}4)$$

$S_{\min}$——最小壁厚（毫米），其值为：

$$S_{\min}=S-C_1-C_2 \qquad (7\text{-}5)$$

$S$——公称壁厚（毫米）；

$C_1$——腐蚀裕度，取1毫米；

$C_2$——壁厚负公差，其值按YB800-70选取。

计算的应力应小于许用应力，即：

$$\sigma\leqslant[\sigma]\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (7\text{-}6)$$

管道的许用应力，按材料工作温度和常温下的屈服强度$\sigma_s^t$、$\sigma_s$及拉伸强度$\sigma_b^t$、$\sigma_b$计算，即：

$$[\sigma]\leqslant\frac{\sigma_s^t}{n_s}\ \text{和}\ [\sigma]\leqslant\frac{\sigma_s}{n_s} \qquad (7\text{-}7)$$

$$\text{及}\quad [\sigma]\leqslant\frac{\sigma_b^t}{n_b}\ \text{和}\ [\sigma]\leqslant\frac{\sigma_b}{n_b} \qquad (7\text{-}8)$$

取其中的较小值作为确定壁厚$S$的根据。安全系数$n_s$和$n_b$按工作压力选取。工作压力低于100公斤/厘米²时，$n_s\geqslant1.5$，$n_b\geqslant2.6$；工作压力高于100公斤/厘米²时，$n_s\geqslant1.6$，$n_b\geqslant2.7$。

弯管应选用外径和壁厚均为正公差的钢管制作。

工作压力为160公斤/厘米²、220公斤/厘米²以及320公斤/厘米²的管道用管的参数及强度计算结果列在表7-1 *a* 中，管件用管的参数及强度计算结果列在表7-1 *b* 中。

**二、管路的阻力损失**

管路的阻力损失$\Delta p$等于各元件局部阻力损失$\Delta p_m$与直管部分沿程阻力损失$\Delta p_l$之总和，即：

$$\Delta p=\sum\Delta p_m+\Delta p_l\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (7\text{-}9)$$

局部阻力损失：

$$\Delta p_m=10^{-4}\xi\frac{C_R^2}{2g}\gamma\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (7\text{-}10)$$

或

$$\Delta p_m=10^{-4}\xi\frac{V^2}{2gf^2}\gamma\ (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (7\text{-}11)$$

式中 $C_R$——管道内气流平均速度（米/秒）；

$\gamma$——管道内气体重度（公斤/米³）；

$g$——重力加速度（米/秒²）；

$V$——管道内气体容积流量（米³/秒）；

$f$——计算点的通流面积（米²）；

$\xi$——管路元件的局部阻力系数，各种形式管件的局部阻力系数值如表7-2所列，各种



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 7-1α) 高压管道用管的参数及强度计算结果

| 公称直径 $D_g$ (毫米) | 外径×壁厚 $D_0 \times S$ (毫米) | 内径 $D_t$ (毫米) | 最大外径 $D_{max}$ (毫米) | 最大内径 $D_{tmax}$ (毫米) | 外径/内径 $K$ | 管子应力 $\sigma$ (公斤/厘米²) | | | 安全系数 $n_s$ | | | 安全系数 $n_b$ | | | 外径×壁厚 $D_0 \times S$ (毫米) | 管子应力$\sigma$ (公斤/厘米²) | 安全系数 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | 20 钢 | | 15MnV | 20 钢 | | 15MnV | | 20 号 钢 | $n_s$ | $n_b$ |
| | | | | | | $p_g$ 160 | $p_g$ 220 | $p_g$ 320 | $p_g$ 160 | $p_g$ 220 | $p_g$ 320 | $p_g$ 160 | $p_g$ 220 | $p_g$ 320 | | $p_g$ 320 | | |
| 6 | 13×3 | 7 | 13.4 | 10.0 | 1.3 | 603 | 830 | 1205 | 3.65 | 2.65 | 2.49 | 6.63 | 4.82 | 4.15 | 15×4 | 845 | 2.60 | 4.74 |
| 10 | 17×3 | 11 | 17.4 | 14.0 | 1.24 | 710 | 980 | 1420 | 3.10 | 2.25 | 2.11 | 5.64 | 4.08 | 3.52 | 21×5 | 870 | 2.53 | 4.60 |
| 15 | 23×4 | 15 | 23.4 | 18.2 | 1.28 | 635 | 875 | 1270 | 3.46 | 2.51 | 2.36 | 6.30 | 4.57 | 3.94 | 25×5.5 | 907 | 2.43 | 4.41 |
| 25 | 32×4.5 | 23 | 32.45 | 26.35 | 1.23 | 740 | 1020 | 1480 | 2.97 | 2.16 | 2.03 | 5.41 | 3.92 | 3.38 | 35×6.5 | 1022 | 2.15 | 3.91 |
| 32 | 42×5 | 32 | 42.45 | 35.45 | 1.20 | 825 | 1133 | 1650 | 2.66 | 1.94 | 1.82 | 4.85 | 3.54 | 3.03 | 43×7 | 1126 | 1.96 | 3.56 |
| 40 | 50×6 | 38 | 50.45 | 41.65 | 1.21 | 785 | 1080 | 1570 | 2.80 | 2.04 | 1.91 | 5.10 | 3.70 | 3.18 | 57×9 | 1267 | 1.74 | 3.16 |
| 50 | 65×8 | 49 | 65.81 | 53.41 | 1.21 | 653 | 900 | 1305 | 3.37 | 2.45 | 2.30 | 6.12 | 4.45 | 3.83 | 70×10 | 1240 | 1.77 | 3.23 |
| 65 | 80×9 | 62 | 81.00 | 66.8 | 1.21 | 785 | 1080 | 1570 | 2.80 | 2.04 | 1.91 | 5.10 | 3.70 | 3.18 | 89×13 | 1172 | 1.87 | 3.42 |
| 80 | 102×11 | 80 | 103.28 | 85.48 | 1.21 | 785 | 1080 | 1570 | 2.80 | 2.04 | 1.91 | 5.10 | 3.70 | 3.18 | 108×14 | 1310 | 1.68 | 3.05 |
| 100 | 127×13 | 101 | 128.59 | 107.19 | 1.20 | 825 | 1133 | 1650 | 2.66 | 1.94 | 1.82 | 4.85 | 3.54 | 3.03 | 133×17 | 1310 | 1.68 | 3.05 |
| 125 | 150×16 | 118 | 151.69 | 124.89 | 1.21 | 785 | 1080 | 1570 | 2.80 | 2.04 | 1.91 | 5.10 | 3.70 | 3.18 | 159×20 | 1319 | 1.67 | 3.04 |
| 150 | 180×17 | 146 | 182.25 | 153.65 | 1.19 | 860 | 1190 | 1720 | 2.56 | 1.85 | 1.74 | 4.65 | 3.36 | 2.90 | 194×24 | 1324 | 1.66 | 3.02 |
| 175 | 203×19 | 165 | 205.54 | 173.34 | 1.18 | 903 | 1240 | 1805 | 2.44 | 1.77 | 1.66 | 4.43 | 3.20 | 2.77 | 219×27 | 1324 | 1.66 | 3.02 |
| 200 | 245×22 | 201 | 248.06 | 210.46 | 1.18 | 903 | 1240 | 1805 | 2.44 | 1.77 | 1.66 | 4.43 | 3.20 | 2.77 | 273×34 | 1392 | 1.58 | 2.87 |

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

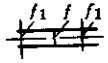
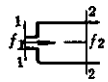
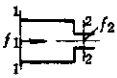
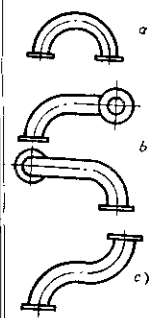
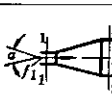
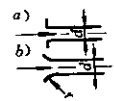
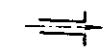
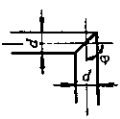
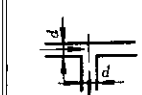
## 表 7-1b) 高压管件用管的参数及强度计算结果

| 公称直径 $D_g$ (毫米) | 外径×壁厚 $D_0\times S$ (毫米) | 内径 $D_l$ (毫米) | 光管部分 最大外径 $D_{0max}$ (毫米) | 光管部分 最大内径 $D_{lmax}$ (毫米) | 光管部分 比值 $K$ | 光管部分 管子应力 σ(公斤/厘米²) $p_g$ | $p_g$ | $p_g$ | 光管部分 安全系数 $n_s$ 20鋼 $p_g$ | 20鋼 $p_g$ | 15 MnV $p_g$ | 光管部分 安全系数 $n_b$ 20鋼 $p_g$ | 20鋼 $p_g$ | 15 MnV $p_g$ | 螺纹代号 $M$ | 螺纹根径 $d_{1min}$ | 螺纹比值 $K$ | 螺纹部分 管子应力 σ(公斤/厘米²) $p_g$ | $p_g$ | $p_g$ | 螺纹部分 安全系数 $n_s$ 20鋼 $p_g$ | 20鋼 $p_g$ | 15 MnV $p_g$ | $n_b$ 20鋼 $p_g$ | 20鋼 $p_g$ | 15 MnV $p_g$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | 160 | 220 | 320 | 160 | 220 | 320 | 160 | 220 | 320 | | | | 160 | 220 | 320 | 160 | 220 | 320 | 160 | 220 | 320 |
| 6 | 15×4 | 7 | 15.4 | 10.2 | 1.51 | 423 | 580 | 845 | 5.20 | 3.8 | 3.55 | 9.45 | 6.90 | 5.93 | $M14\times1.5$ | 12.051 | 1.182 | 817 | 1123 | 1633 | 2.69 | 1.96 | 1.84 | 4.89 | 3.56 | 3.06 |
| 10 | 21×5 | 11 | 21.4 | 14.4 | 1.485 | 435 | 598 | 870 | 5.05 | 3.68 | 3.45 | 9.20 | 6.70 | 5.75 | $M20\times1.5$ | 18.051 | 1.252 | 709 | 970 | 1410 | 3.12 | 2.27 | 2.12 | 5.67 | 4.23 | 3.52 |
| 15 | 25×5.5 | 14 | 25.4 | 17.5 | 1.451 | 454 | 624 | 907 | 4.85 | 3.53 | 3.31 | 8.80 | 6.40 | 5.52 | $M24\times2$ | 21.402 | 1.223 | 759 | 1043 | 1517 | 2.90 | 2.11 | 1.98 | 5.27 | 3.84 | 3.30 |
| 25 | 35×6.5 | 22 | 35.45 | 25.75 | 1.378 | 511 | 702 | 1022 | 4.30 | 3.13 | 2.93 | 7.83 | 5.70 | 4.88 | $M33\times2$ | 30.402 | 1.180 | 907 | 1246 | 1813 | 2.42 | 1.76 | 1.65 | 4.41 | 3.21 | 2.76 |
| 32 | 43×7 | 29 | 43.45 | 32.85 | 1.33 | 563 | 775 | 1126 | 3.90 | 2.84 | 2.66 | 7.10 | 5.17 | 4.43 | $M42\times2$ | 39.402 | 1.200 | 826 | 1136 | 1652 | 2.66 | 1.94 | 1.82 | 4.84 | 3.52 | 3.03 |
| 40 | 51×9 | 39 | 57.51 | 43.31 | 1.281 | 631 | 871 | 1267 | 3.47 | 2.53 | 2.36 | 6.31 | 4.60 | 3.95 | $M55\times2$ | 52.402 | 1.208 | 800 | 1100 | 1600 | 2.75 | 2.00 | 1.87 | 5.00 | 3.64 | 3.13 |
| 50 | 70×10 | 50 | 70.875 | 54.88 | 1.291 | 620 | 863 | 1240 | 3.55 | 2.58 | 2.42 | 6.45 | 4.70 | 4.03 | $M68\times3$ | 64.102 | 1.176 | 920 | 1205 | 1840 | 2.39 | 1.74 | 1.63 | 4.35 | 3.16 | 2.72 |
| 65 | 89×13 | 63 | 90.11 | 68.71 | 1.311 | 586 | 806 | 1172 | 3.77 | 2.73 | 2.56 | 6.83 | 4.97 | 4.26 | $M65\times3$ | 81.102 | 1.180 | 907 | 1246 | 1813 | 2.42 | 1.76 | 1.65 | 4.41 | 3.21 | 2.76 |
| 80 | 108×14 | 80 | 109.35 | 86.15 | 1.27 | 655 | 900 | 1310 | 3.36 | 2.45 | 2.29 | 6.10 | 4.45 | 3.82 | $M105\times3$ | 101.102 | 1.175 | 923 | 1270 | 1846 | 2.38 | 1.73 | 1.63 | 4.34 | 3.15 | 2.71 |
| 100 | 133×17 | 99 | 134.66 | 106.06 | 1.27 | 655 | 900 | 1310 | 3.36 | 2.45 | 2.29 | 6.10 | 4.45 | 3.82 | $M130\times4$ | 124.804 | 1.176 | 920 | 1265 | 1840 | 2.39 | 1.74 | 1.63 | 4.35 | 3.16 | 2.72 |
| 125 | 159×20 | 119 | 160.99 | 126.99 | 1.268 | 660 | 906 | 1319 | 3.34 | 2.43 | 2.27 | 6.05 | 4.42 | 3.80 | $M155\times4$ | 149.804 | 1.180 | 907 | 1246 | 1813 | 2.42 | 1.76 | 1.65 | 4.41 | 3.21 | 2.76 |
| 150 | 194×24 | 146 | 196.44 | 155.24 | 1.265 | 662 | 910 | 1324 | 3.32 | 2.42 | 2.26 | 6.04 | 4.4 | 3.78 | $M190\times4$ | 184.804 | 1.190 | 866 | 1190 | 1732 | 2.50 | 1.85 | 1.73 | 4.62 | 3.35 | 2.89 |
| 175 | 219×27 | 165 | 221.74 | 175.14 | 1.265 | 662 | 910 | 1324 | 3.32 | 2.42 | 2.26 | 6.04 | 4.4 | 3.78 | $M215\times6$ | 207.206 | 1.183 | 889 | 1222 | 1778 | 2.47 | 1.80 | 1.69 | 4.50 | 3.27 | 2.81 |
| 200 | 273×34 | 205 | 276.41 | 217.21 | 1.272 | 650 | 888 | 1300 | 3.39 | 2.48 | 2.30 | 6.15 | 4.5 | 3.84 | $M265\times6$ | 257.206 | 1.184 | 888 | 1220 | 1775 | 2.47 | 1.81 | 1.69 | 4.50 | 3.28 | 2.82 |

注：表7-1中的安全系数按式7-7和式7-8計算，其中$\sigma_s^t$和$\sigma_b^t$按200°C考虑：对20鋼，$\sigma_s^t$=2200公斤/厘米²，$\sigma_b^t$=4000公斤/厘米²；对15MnV鋼，$\sigma_s^t$=3000公斤/厘米²，$\sigma_b^t$=5000公斤/厘米²。

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 7-2 管件的局部阻力系数

| 示意图 | 计算式 | 示意图 | 计算式 |
|---|---|---|---|
|  | 等截面管道中的孔板<br>$\xi=\left(1+\frac{0.707}{\sqrt{1-\frac{f}{f_1}}}\right)^2$<br>$\left(\frac{f_1}{f}-1\right)^2$ |  | 90°与任意角φ的平滑弯管<br>$\xi_\varphi=\xi_{90}\frac{\varphi}{90°}$<br>$\frac{r}{d}$ 1 2 3 4 5<br>$\xi_{90}$ 0.29 0.15 0.12 0.10 0.08 |
|  | 气体突然膨胀<br>$\xi=\left(1-\frac{f_1}{f_2}\right)^2$ |  | |
|  | 气流突然收缩<br>$\xi=0.5\left(1-\frac{f_2}{f_1}\right)^2$ |  | 两度弯管：<br>a)180°弯管 $\xi=2\xi_1$<br>b)两个90°弯管，相错90°组成的空间弯管 $\xi=3\xi_1$<br>c)两个空间弯管组成的双重弯管 $\xi=4\xi_1$<br>$\xi_1$ 为90°弯管的局部阻力系数 |
|  | 气流呈缝口扩散<br>$\xi=K\left(1-\frac{f_1}{f_2}\right)^2$<br>$K=0.12\sim0.20$，按角α而定 | | |
|  | 管道入口：<br>a)尖锐边缘 $\xi=0.5$<br>b)倒圆边缘 $\xi=0.1$ | | |
|  | 管道出口<br>$\xi=1.0$ | | |
|  | 焊接弯管(一道焊缝)<br>φ 90° 60° 45° 30° 22.5°<br>ξ 1.3 0.7 0.3 0.2 0.1 | | |
|  | 90°焊接弯管(两道焊缝)<br>$\xi=0.6$ |  | 通过三通管道侧孔流入<br>$\xi=0.75$ |
|  | 90°焊接弯管(三道焊缝)<br>$\xi=0.5$ |  | 通过三通管道侧孔流出<br>$\xi=1.15$ |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

设备和管路附件的局部阻力系数值如表7-3所列。

**表 7-3 设备和管路附件的局部阻力系数**

| 設 备 或 附 件 | ξ |
|---|---|
| 截止閥 $d$=(50～400)毫米 | 4.0～8.0 |
| 角 閥 | 3.0～6.0 |
| 单流閥 | ～0.5 |
| 閘 閥 | 0.5～1.0 |
| 緩冲器 | 1.5 |
| 液气分离器 | 5.0～8.0 |
| 冷却器 | 見第八章 |
| 冷却器內由一管束轉折到另一管束，轉角为180°时 | 2.5 |
| 垂直于管道的冷却器的管間容积的入口 | 1.5 |
| 垂直于管道的冷却器的管間容积的出口 | 1.0 |

直管部分的沿程阻力损失$\Delta p_l$按下式计算：

$$\Delta p_l = 10^{-4}\lambda \cdot \frac{C_{\frac{n}{n}}^2}{2g} \times \frac{l}{vd} \quad (\text{公斤/厘米}^2) \qquad (7\text{-}12)$$

式中 $\lambda$——摩擦系数；

$l$——直管长度（毫米）；

$v$——气体比容（米$^3$/公斤）；

$d$——管道内径（毫米）。

压缩机装置中的管道，雷诺数$Re$通常都在$10^5$～$10^8$的范围内，摩擦系数值$\lambda$可按下式计算：

$$\lambda = \frac{1}{\left(1.14 + 2\lg\frac{d}{\Delta}\right)^2} \qquad (7\text{-}13)$$

式中 $d$——管道内径（毫米）；

$\Delta$——管壁的绝对粗糙度，钢管$\Delta$=0.1～0.3毫米；铸铁管约为0.5毫米，有污垢时为0.8毫米。

**三、气流脉动与管道振动**

1.气流脉动。活塞式压缩机吸气和排气的周期性，使吸气管和排气管内的气流具有脉动性。气流脉动给压缩机装置的工作带来不利的影响，例如：可能使级的指示功率增加；降低气阀的使用可靠性和寿命以及造成管道和设备的振动。

由压缩机吸排气周期性所形成的干扰频率，若与管道内气体的自振频率相同，则要出现共振现象。共振时，气流脉动的振幅大为增加，对压缩机装置的工作特别危险。

为了避免出现共振现象，干扰频率应比管道内气体的自振频率高30%或低30%。

管道内气流的自振频率，取决于管路的布置方式和尺寸。各种管路的气流自振频率计算公式列在表7-4中。由于实际的管路通常都比较复杂，用计算方法很难求出精确的数值，其结果要用实验来检查。

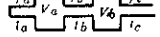
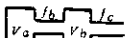
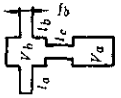
干扰频率按下式计算：

$$w = \frac{\pi mn}{30} \qquad (7\text{-}14)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 7-4　各种管路的气流自振频率计算公式

| 序号 | 管路结构简图 | 计算式 |
|---|---|---|
| 1 |  | $V_b\frac{\omega_0}{C_s}=\frac{\left(\frac{V_a\omega_0}{C_sf_b}+\frac{f_a}{f_b}\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_a}{C_s}+\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_b}{C_s}\right)f_b}{\left(\frac{V_a\omega_0}{C_sf_b}+\frac{f_a}{f_b}\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_a}{C_s}\right)\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_b}{C_s}-1}+\frac{f_c}{\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_c}{C_s}}$ |
| 2 |  | $V_b\frac{\omega_0}{C_s}=\frac{\left(\frac{V_a\omega_0}{C_sf_b}+\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_b}{C_s}\right)f_b}{\frac{V_a\omega_0}{C_sf_b}\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_b}{C_s}-1}-\frac{f_c}{\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_c}{C_s}}$ |
| 3 |  | $V_b\frac{\omega_0}{C_s}=\frac{\left(\frac{V_a\omega_0}{C_sf_b}+\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_b}{C_s}\right)f_b}{\frac{V_a\omega_0}{C_sf_b}\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_b}{C_s}-1}$ |
| 4 |  | $\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_b}{C_s}=\frac{C_sf_b}{V_a\omega_0}$ |
| 5 |  | $\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_b}{C_s}=\frac{V_a\omega_c}{C_sf_b}$ |
| 6 |  | $\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_b}{C_s}=0$ 或 $\frac{\omega_0l_b}{C_s}=0,\ \pi,\ 2\pi,\ \cdots\cdots$ |
| 7 |  | $\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_b}{C_s}=\infty$ 或 $\frac{\omega_0l_b}{C_s}=\frac{\pi}{2},\ \frac{3\pi}{2},\ \cdots\cdots$ |
| 8 |  | $\frac{V_b\omega_0}{C_sf_b}=\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_a}{C_s}-C\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_b}{C_s}+\frac{\frac{V_a\omega_0}{C_sf_b}+\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_c}{C_s}}{1-\frac{V_a\omega_0}{C_sf_b}\mathrm{tg}\frac{\omega_0l_c}{C_s}}$ |

注：表中符号 $l$ ——管道长度；$f$ ——管道通流面积；$\omega_0$ ——气流自振频率；$C_s$ ——声速。

式中　$n$ ——曲轴转数（转/分）；

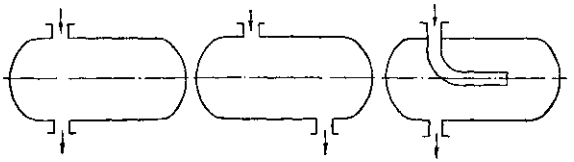
$m$ ——压缩机的级在曲轴一转的时间内，从管道吸气或向管道排气的次数。

可以从结构上采取各种措施来降低脉动振幅和消除共振危险。其中最有效而简单的办法是在吸排气管道中设置适当容量的缓冲器。缓冲器的形状和尺寸的设计参看本章第三节。缓冲器布置在接近气缸的地方（即气流脉动发源处）的消振效果最好。此外，缓冲器与管道的联接方式，对消振作用也有影响。图 7-2 列示了缓冲器与管道的三种联接方式。实践表明，第一种方式的消振作用不显著，第二种方式比第一种方式消振效率提高15～20%；第三种方式则比第二种方式提高效率 2 ～ 3 倍。

声学滤波器也是一种有效的消振结构，压缩机中最常用的声学滤波器如图 7-3 所示。滤波器的内腔被隔板分成容积不等的两部分，与进气管相连的部分容积占内腔全容积的$\frac{3}{5}$。在隔板上设有若干带孔的管子，沟通由隔板隔开的两部分容积。气流的压力波在容积内受扰乱而得到缓和。声学滤波器的尺寸，按进气管的尺寸由以下关系确定：1）容器内径 $D_i=$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集



a）　　b）　　c）

图 7-2　缓冲器与管道的连接方式

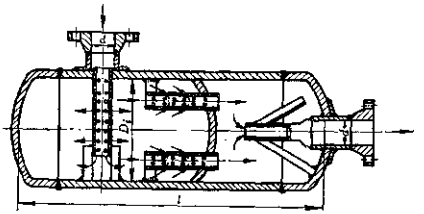


图 7-3　声学滤波器

$4d$（$d$ 为进气管内径）；2）容器长度 $l=(3\sim4)D_i$；3）带孔管的通流截面大于或等于进气管的通流截面；4）带孔管上的小孔孔径应为带孔管径的$\frac{1}{4}$，孔间距为带孔管径的$\frac{1}{3}$。声学滤波器的优点是消振作用好，阻力小，但结构较复杂，故不及缓冲器用得普遍。

加大管道直径，在管道上安装节流孔板等方法，都能使气流的脉动得到一定程度的缓和，但不及前几种方法有效，经济性也较差，所以，不是主要的方法。

2.管道振动。管道的振动对管道连接件的强度和密封的可靠性有不利的影响，而且可能导致安装在压缩机上的压力表、温度计及其他仪器发生故障和破坏。产生管道振动的原因有二：一是压缩机和基础的振动传给气体管道；二是气流脉动。在多数情况下，第二个原因是主要的。另外，如果管道有急剧的拐弯，则因气流的方向发生急剧变化，使管壁产生巨大的反作用压力。数值变化的反作用压力，会加剧管道的振动。

管壁的反作用压力为：

$$P_r=V\gamma\frac{C_R}{g}\sqrt{1-\cos\beta}\quad（公斤）\qquad(7\text{-}15)$$

气流脉动时的干扰力$\Delta P_r$是变化力$P_r$在其平均值上的多余值，其值近似地为：

$$\Delta P_r=\frac{fC'_R\Delta C_R\gamma}{g}\sqrt{8(1-\cos\beta)}\quad（公斤）\qquad(7\text{-}16)$$

式中　$\Delta C_R=C_R-C'_R$——气流速度（$C_R$）与气流按时间平均值（$C'_R$）的偏差（米/秒）；

$\beta$——弯管中心线的转折角（度）；

其余符号与式7-11相同。

由式7-16可知，当其他条件不变时，干扰力与气流速度偏差值$\Delta C_R$、时间平均速度值$C'_R$以及气体重度$\gamma$成正比。随着干扰力的增加，管道的振幅也成比例上升。

当管道的自振频率与干扰力的频率相等或相近时，管道的振动特别大，其振幅有时可达



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

10毫米。

紧固在两支座上的管段，其自振频率为：

$$\omega_0=\frac{\lambda^2}{l^2}\sqrt{\frac{EJg}{q}}\text{（弧度/秒）} \qquad (7\text{-}17)$$

式中 $\lambda$——系数，当管段端部与支座为刚性紧固时，$\lambda=4.76$，为铰链时，$\lambda=3.14$，大多数情况下，$\lambda$取上述两种情况的中间值；

$l$——支座间的距离（米）；

$E$——管道材料的弹性模数（公斤/厘米$^2$）；

$J$——管道的截面惯性矩（厘米$^4$），$J=\frac{\pi}{64}(d_0^4-d_i^4)$，$d_0$（厘米）为管道外径，$d_i$（厘米）为管道内径；

$g$——重力加速度（米/秒$^2$）；

$q$——支座间管段的重量（公斤）。

当压缩机级的各个容积吸气和排气的时间间隔相同时，干扰力的频率$\omega$按式7-14计算。

为了避免共振，支座之间的距离应该这样选择：使管段的自振频率比干扰频率低30%或高30%。

为了减小管道的振动，除了设置缓冲器或声学滤波器外，还应使管道避免急剧拐弯；加强管路的支承；安装中间支座或将振动段悬挂在弹性悬座上，并在振动段的管道与支座间加木质或橡皮衬垫，防止管道因振动出现过大的磨损。

**四、管道的热变形**

当管道内的气体温度或外界温度发生变化时，要引起管道的变形。变形量$\Delta l$按下式计算：

$$\Delta l=\alpha l\Delta t\text{（米）} \qquad (7\text{-}18)$$

式中 $l$——管道的原有长度（米）；

$\Delta t$——温差值（℃）；

$\alpha$——管道材料的线膨胀系数，见表7-5。

**表 7-5 管道材料的$\alpha$值与$E$值**

| 管道材料 | $\alpha$ （米/米·℃） | $E$ （公斤/厘米$^2$） |
|---|---|---|
| 钢 | $12\times10^{-6}$ | $2.1\times10^5$ |
| 铜 | $16.5\times10^{-6}$ | $9\times10^5$ |
| 铝 | $24\times10^{-6}$ | $7.25\times10^5$ |

若管道因温度变化不能自由伸缩，则管道将产生应力$\sigma^t$，其值为：

$$\sigma^t=E\frac{\Delta l}{l}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (7\text{-}19)$$

式中 $E$——管道材料的弹性模数（公斤/厘米$^2$），见表7-5；

$\Delta l$——管道的变形量（米）。

管道在工作时应避免产生热应力。低压管道的直径大而刚性强，在管道上应设有专门的



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

热变形补偿器。图 7-4 为压缩机装置中常用的棱形温度补偿器。高压级中，则可靠管道弯头的弹性变形来补偿热变形，不必专设补偿器。

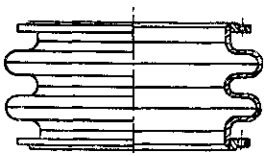


图 7-4　棱形温度补偿器

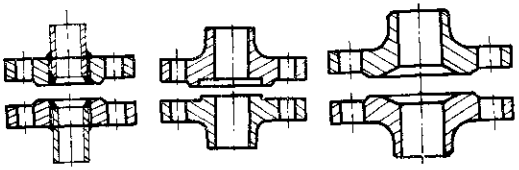



图 7-5　压缩机常用管道法兰

## 五、管道的连接件

中低压管道多用焊接连接和法兰连接，高压管道主要采用法兰连接。

（一）法兰连接

1.连接形式。法兰的形式较多，详见GB1049-70～GB1093-70。压缩机管道常用的法兰如图7-5所示。工作压力在25公斤/厘米$^2$以下多采用形式 $a$，工作压力在100公斤/厘米$^2$以下多采用形式 $b$，工作压力大于100公斤/厘米$^2$多采用形式 $c$。

工作压力在100公斤/厘米$^2$以下的法兰连接，密封垫片多采用软质平垫（图 7-6$a$）或具有软填充物的金属波纹垫（图7-6$b$）；工作压力大于 100 公斤/厘米$^2$时，多采用炭钢或合金钢的透镜垫（图7-6$c$）。

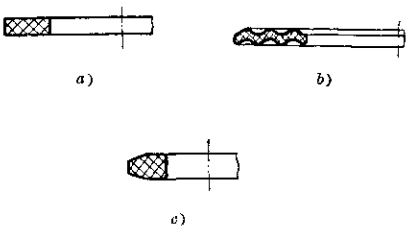



图 7-6　管道法兰垫片

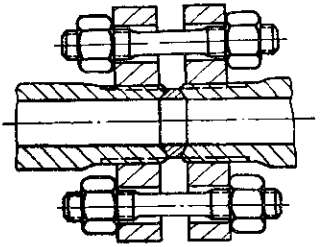


图 7-7　高压管道的螺纹连接

中低压时，法兰与管道之间多为焊接连接（图 7-5$a$），高压下为螺纹连接（图 7-7）。高压法兰连接的基本尺寸参阅附录表66。

2.法兰连接的强度计算

1）螺栓载荷

①平垫片密封时

内压力引起的载荷：

$$Q_1=\frac{\pi}{4}D_m^2p\text{（公斤）}\qquad(7\text{-}20)$$

垫片反力引起的载荷：

$$Q_2=\pi D_m b_0 q\text{（公斤）}\qquad(7\text{-}21)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

受工作压力后，垫片维持密封所需的剩余压力：

$$Q_3=\pi D_m b_0 m p\ (\text{公斤}) \tag{7-22}$$

上三式中 $p$——管道内气体压力（公斤/厘米$^2$）；

$D_m$——密封面平均直径（厘米）；

$b_0$——垫片有效宽度（厘米），$b_0=0.5b$，$b$为垫片宽度；

$m$——垫片系数，见表4-2；

$q$——垫片许用比压（公斤/厘米$^2$），见表4-2。

当管道压力低于100公斤/厘米$^2$时，螺栓载荷按下列公式计算：

$$Q'=\frac{\pi}{4}D_m^2 p+\pi D_m b_0 m p\ (\text{公斤}) \tag{7-23}$$

$$Q''=\pi D_m b_0 q\ (\text{公斤}) \tag{7-24}$$

比较式7-23和式7-24的计算结果，取其中较大值作为强度计算的依据。

当管道压力高于100公斤/厘米$^2$时，螺栓载荷为：

$$Q=\frac{\pi}{4}D_m^2 p+\pi D_m b_0 q\ (\text{公斤}) \tag{7-25}$$

②透镜密封时，螺栓载荷$Q$根据管道压力$p$和透镜密封接触圆直径$D_k$，按以下经验公式计算：

$p$=160公斤/厘米$^2$时：$Q=3.33D_k^2$（公斤） (7-26)

$p$=220公斤/厘米$^2$时：$Q=3.80D_k^2$（公斤） (7-27)

$p$=320公斤/厘米$^2$时：$Q=4.54D_k^2$（公斤） (7-28)

2）螺栓应力

$$\sigma=\frac{Q}{\frac{\pi}{4}d_1^2 n}\ (\text{公斤/厘米}^2) \tag{7-29}$$

式中 $d_1$——螺栓最小直径（厘米）；

$n$——螺栓数。

计算应力应满足：

$$\sigma\leqslant[\sigma] \tag{7-30}$$

许用应力取：

$$[\sigma]\leqslant\frac{\sigma_s}{n_s} \tag{7-31}$$

式中 $\sigma_s$——螺栓材料的屈服强度（公斤/厘米$^2$）；

$n_s$——安全系数，各种尺寸螺栓的安全系数按表7-6选取。

**表 7-6 螺栓的安全系数**

| 螺栓直径 | 安全系数 $n_s$ |
|---|---|
| M12～M16 | 4.0 |
| M18，M24 | 3.5 |
| M27，M30 | 3.0 |
| >M30 | 2.5 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

3）法兰应力

$$\sigma=\frac{5.72Qax}{D_2B^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \tag{7-32}$$

式中 $D_2$——法兰螺纹中径（厘米）；

$B$——法兰厚度（厘米）；

$a$——半径差（厘米）；

$$a=\frac{D_1-D_2}{2}\text{（厘米）} \tag{7-33}$$

$D_1$——法兰螺栓孔中心圆直径（厘米）；

$x$——系数，

$$x=\frac{1}{M-1}\left(\frac{M^2\lg M}{M^2-1}+0.177\right) \tag{7-34}$$

$$M=\frac{D}{D_2}$$

$D$——法兰外径（厘米）。

计算应力应满足：

$$\sigma\leqslant[\sigma] \tag{7-35}$$

许用应力取：

$$[\sigma]\leqslant\frac{\sigma_s}{n_s}\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \tag{7-36}$$

式中 $\sigma_s$——法兰材料屈服强度（公斤/厘米$^2$）；

$n_s$——安全系数，取$n_s\geqslant 2$。

3.法兰及其连接件的主要技术要求

常用材料：法兰为A3、20、35、16Mn、15MnV、40MnVB等；螺栓为A3、35、40MnB、40MnVB等；螺母为A3、25、35、40Mn等。碳钢需进行正火处理，合金钢需进行调质处理。热处理后的机械性能应符合有关标准的规定。

螺纹部分的精度应符合GB197-63的规定，法兰和管道上的螺纹通常取2$a$级精度；螺栓上的螺纹取2级精度，螺母上螺纹的精度不低于3级精度。螺纹表面不应有毛刺、裂纹、凹陷等影响强度的缺陷存在。

法兰及其连接件的密封表面不应有刻线、刮伤、凹陷等影响密封性能的缺陷存在。螺纹及密封表面上应涂防锈油或脂。

高压管道的焊缝质量应按标准进行外部检查和探伤检查，焊缝表面不可有裂纹、气孔等缺陷。安装后还应进行系统的水压试验。

高压法兰的螺栓亦应进行探伤检查，在加工螺纹之前还应进行脱炭层的检查。

（二）螺纹连接（管接头）

主要用于小直径的管道。图7-8为工作压力等于160～320公斤/厘米$^2$，管道内径为6～15毫米的高压管接头，采用铝垫片，管件用碳钢材料制造。

超高压压缩机的管道也常采用螺纹连接，图7-9即为工作压力达2200～3000公斤/厘米$^2$，温度为250°C，管道内径为3～22毫米的管接头，图$a$为管道与管道的连接，图$b$为管道与设备的连接。采用铬钼钢制垫片，管道用铬钢制造，其余管件用铬镍钼钢制。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

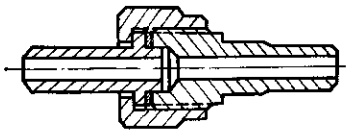
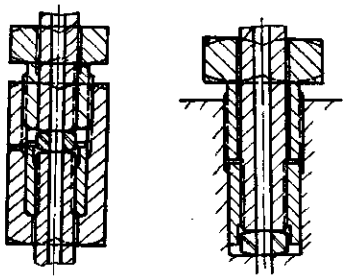


图 7-8 高压管接头



a) b)

图 7-9 超高压管接头

（三）焊接连接

用于不可拆的管道连接中。钢制管道连接管端部分的加工形式与尺寸见附录表70。

铜管及其它不易焊接的金属制成的管道，通常采用钎焊焊接，钎焊接头的形式如图7-10所示。

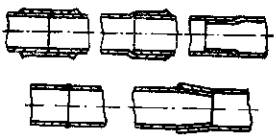
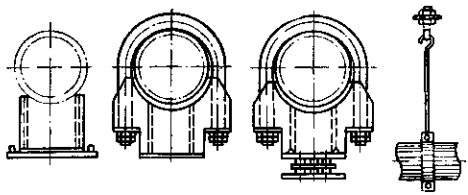


图 7-10 钎焊接头形式



a) b) c) d)

图 7-11 典型的活动支承

a—座板式；b—卡箍式；c—卡箍滚动式；d—悬挂式

## 六、管路的支承

管路支承结构形式的正确选择和合理布置，对管路工作的可靠性有直接的影响。

管路支承有活动的和固定的两种形式。

活动支承承受管路元件的重量，并保证管路因温度变化而能沿一定方向变形。

固定支承固定管道的位置并承受热变形和补偿器等的反作用压力。

按用途和结构的不同，活动支承分为滑动式、滚动式以及悬挂式三种。典型的活动支承如图7-11所示。

典型的固定支承如图7-12所示。固定支承的结构按作用在支承上的轴向力的数值选择。轴向力在1.5吨以下和管径$D$=25～80毫米的采用单卡箍支承（图7-12 $a$）；轴向力在10吨以下和管径$D$=100～500毫米的采用双卡箍支承（图7-12 $b$）；需要特别加强的采用图7-12 $c$ 的加强结构；安装在托架上，管径$D$=100～600毫米的管道采用座板支承（图7-12 $d$）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

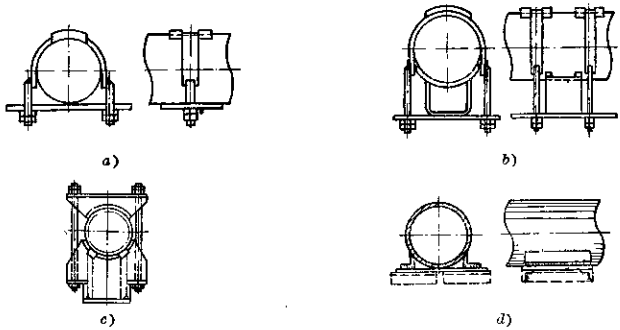



图 7-12 典型的固定支承

a—单卡箍；b—双卡箍；c—加强式；d—座板式

压缩机装置的大尺寸容器，应采用托板或支杆紧固在单独的基础上或压缩机基础的专用支座上。小直径的容器，可用卡箍或支架紧固在基础或托架上（图7-13）。

设计和选择支承时，应使支承在沿气流作用的方向具有最大的刚性。

为了补偿管道和设备的热变形，中间冷却器、液气分离器及缓冲器等应采用弹性支承（图7-14）。支承弹簧的尺寸，按作用在支承上的设备重量选取，但应注意避免弹性支承与气流脉动发生共振。

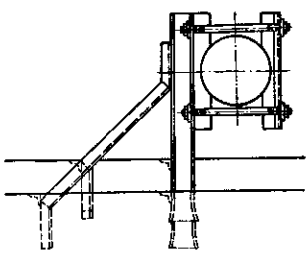


图 7-13 小直径容器的紧固

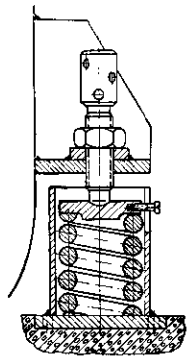


图 7-14 冷却器的弹性支承

## 第二节 空气滤清器

空气进入压缩机之前，必须经过滤清器过滤。

滤清器（图7-15）主要由壳体和滤芯组成。滤清器按滤芯取用材料不同而区别为纸质的、织物的（麻布、绒布、毛毡）、陶瓷的、泡沫塑料的、金属的（金属丝网、金属屑）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

等。空气压缩机中用得最普遍的是纸质滤清器和金属滤清器。

排气量在12米³/分以下多用纸质滤清器（图7-15），且与内燃机用的滤清器通用。

纸质滤清器的滤芯基本参数系列见表7-7。

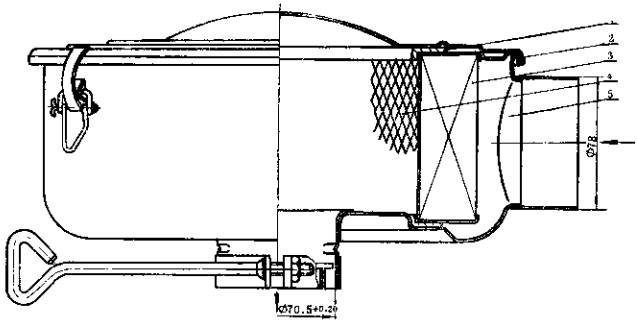



图 7-15　空气滤清器结构

1—密封垫；2—盖；3—纸质滤芯；4—金属丝网；5—壳体

表 7-7　纸质滤清器滤芯基本参数系列

| 型　　号 | 抽气量 $V$（米³/小时） | 外　径 $D$（毫米） | 高 $H$（毫米） | 折　宽 $B$（毫米） | 折　数 $n$ | 滤芯表面积 $F_j$（厘米²） |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 空0810 | 10～15 | 85 | 100 | 20 | 45 | 1690 |
| 空0910 | 12～20 | 90 | 100 | 20 | 48 | 1800 |
| 空1012 | 20～50 | 100 | 125 | 24 | 51 | 2860 |
| 空1112 | 30～75 | 110 | 125 | 24 | 60 | 3400 |
| 空1214 | 50～100 | 120 | 140 | 24 | 70 | 4430 |
| 空1317 | 90～150 | 130 | 170 | 30 | 69 | 6700 |
| 空1517 | 140～240 | 150 | 170 | 30 | 89 | 8650 |
| 空1706 | 40～110 | 170 | 65 | 35 | 100 | 3920 |
| 空1712 | 100～200 | 170 | 120 | 35 | 100 | 7770 |
| 空2007 | 80～170 | 200 | 75 | 35 | 130 | 6000 |
| 空2012 | 120～250 | 200 | 120 | 35 | 130 | 10100 |
| 空2410 | 150～310 | 240 | 100 | 35 | 174 | 10960 |
| 空2412 | 200～340 | 240 | 120 | 35 | 174 | 13390 |
| 空2712 | 300～560 | 270 | 120 | 50 | 202 | 22220 |
| 空2716 | 400～760 | 270 | 160 | 50 | 202 | 30300 |

排气量为10～40米³/分的空气压缩机，采用金属丝网滤清器（图7-16）或金属屑滤清器（图7-17）。为了提高金属过滤器的吸尘能力，可在金属表面涂上一层粘性油。粘性油的粘度为3.3～3.7°E（一般用60%气缸油和40%的柴油相混合），或者在滤清器壳体下部盛有适度的机油（图7-16），用来吸附空气中的尘埃。

排气量大于40米³/分的空气压缩机，采用组合式的金属滤清器（图7-18），它由几个滤清元件组成。滤清元件（图7-19）为一金属方盒，内置金属丝网和金属屑。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

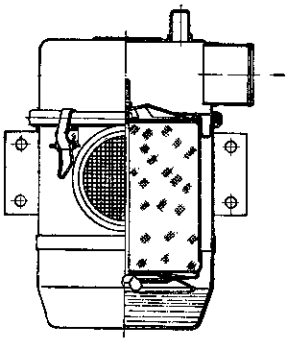


图 7-16 金属丝网滤清器

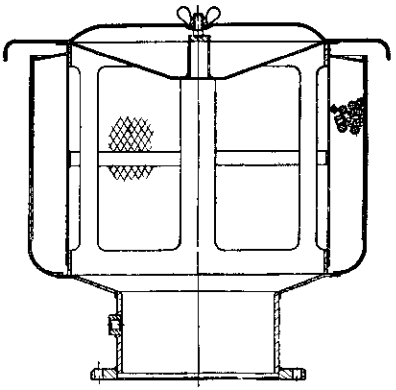


图 7-17 金属屑滤清器

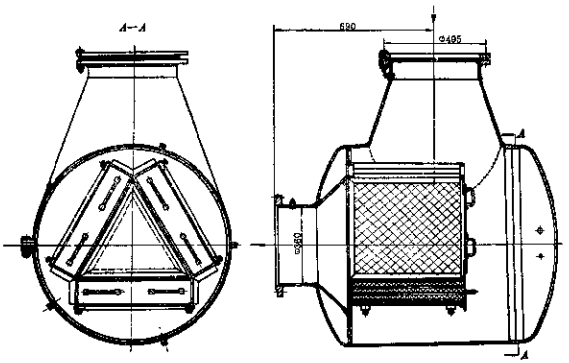



图 7-18 组合式金属滤清器

排气量更大的或几台压缩机共用的滤清器，可采用百叶窗式结构（图7-20）。滤清器元件可分别取出清洗，轮换使用。

无油润滑空气压缩机必须采用干的滤清元件。

滤清器的滤清表面积按下式确定：

$$F_f=\frac{V}{60C_f}(\text{米}^2) \qquad (7\text{-}37)$$

式中 $V$——压缩机的排气量（米³/分）；

$C_f$——气体通过滤芯的速度（米/秒），金属滤芯 $C_f=1.1\sim1.5$ 米/秒，织物滤芯 $C_f=0.028\sim0.056$米/秒；纸质滤芯 $C_f=0.017\sim0.070$米/秒。

空气通过新的或经过清洗的滤清器的阻力损失不应超过50毫米水柱，当滤清器的阻力达100毫米（织物滤清器）或250毫米（金属滤清器）时，应进行清洗。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

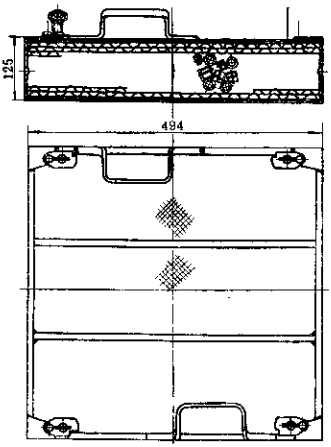



图 7-19 金属滤清器的滤清元件

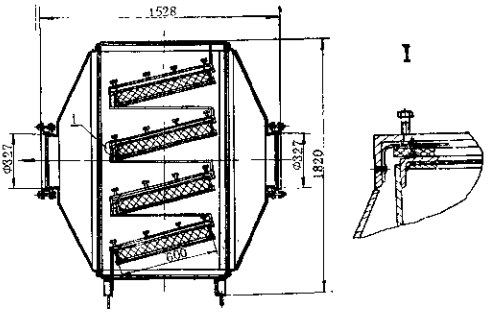



图 7-20 百叶窗式滤清器

小型压缩机的滤清器直接装在压缩机的气缸上，较大的压缩机的滤清器，装在进气管道上，但离压缩机的距离不超过10米，且应处于清洁干燥和阴凉通风的地方。滤清器的吸气口向下，以免异物掉入，并有防雨设施。

## 第三节 液气分离器、缓冲器和储气罐

### 一、液气分离器、缓冲器和储气罐的结构

为了减少或消除压缩气体中的油、水及其它冷凝液，必须采用液气分离器。

液气分离器的作用是根据液体和气体的重度差别，利用气流方向和速度改变时的惯性作用，使液体和气体互相分离。分离的方法有：

1）气流折转分离（图7-21）。气流沿进气管5进入容器后，气流方向作360°折转，流速急剧下降，重度较大的液滴向下降落，而气体向上运动经出气管3流出。气体在容器内向上运动的速度越低，分离效果越好。低压级向上运动速度不超过1米/秒；中压级的不超过0.5米/秒；高压级的不超过0.3米/秒。

2）气流撞击壁面使液气分离（图7-22）。气流进入液气分离器后，撞击垂直隔板，使液滴附在壁面上，并沿壁面降落，积聚在容器底部，由排污管排出。气流经过折转，使剩余的液滴进一步分离，然后气体从出气管引出。

3）离心分离（图7-23）。气流从容器上部管道沿切线方向进入分离器，气流作旋转运动，液滴在离心力的作用下被甩到周围壁面上，并沿壁面降落而积聚在底部。气体沿中心管向上引出。这种结构的分离效果较好，适用于高压级。

实际上，上述三种分离方法经常联合使用。图7-22的结构兼有1）、2）两种作用；图7-24的结构兼有2）、3）两种作用；图7-25所示的液氨分离器兼有1）、2）、3）种作用。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

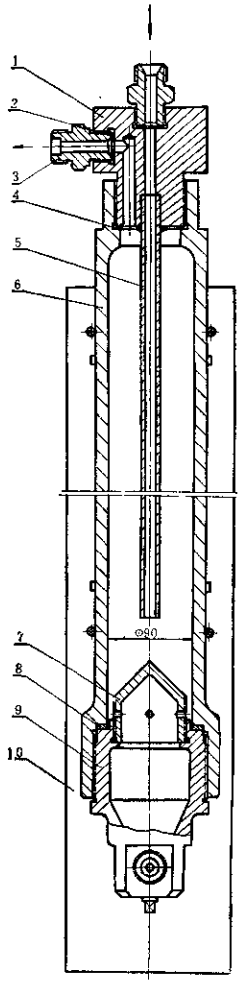



图 7-21　气流折转的液气分离器

1—三通接头；2—垫片；3—出气管接头；4—垫片；5—进气管；6—壳体；7—排污室盖；8—垫片；9—排污室；10—支架

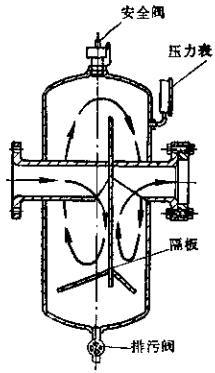



图 7-22　具有垂直隔板的液气分离器

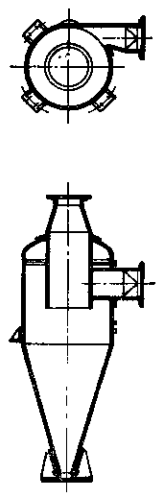


图 7-23　离心式液气分离器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

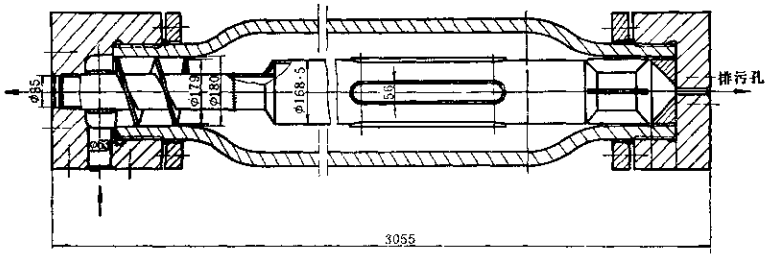



图 7-24　高压液气分离器

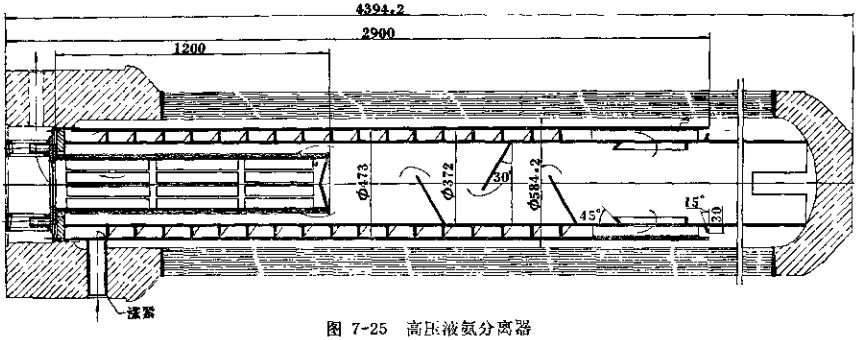



图 7-25　高压液氨分离器

液气分离器的结构，应根据对压缩气体纯净的程度、使用的场合以及分离器制造的难易程度来选择。

液气分离器配置在压缩机各级中间冷却器之后。若要求排出的压缩气体不能含油，则在压缩机末级之后也要安装液气分离器。

为了消除吸、排气管内的气流的脉动，需要在级间配置缓冲器（图7-26）。当同一级有几个工作容积时，设置一个共用的缓冲器，使总气管中的气流更易达到均匀。

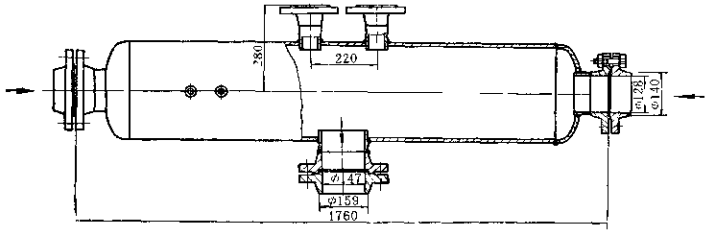



图 7-26　缓冲器

空气压缩机在末级之后配置储气罐，用来稳定空气管道的压力，储备一定量的气体，维持供需气量之间的平衡。

液气分离器、缓冲器和冷却器可分别单独设置，也可组合成一体。组成一体的结构，可



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

以简化级间设备和管路，便于操作和维修。图8-8是冷却器、缓冲器以及液气分离器组成一体的例子。

## 二、液气分离器、缓冲器和储气罐容积的确定

液气分离器的容积按下式确定：

$$V_f \geqslant (2\sim3)V_t \qquad (7\text{-}38)$$

式中 $V_f$——容器前一级气缸工作容积（当同一级有几个工作容积时，按其中较大的一个工作容积计算）。

式中较小值适用于低压级，单作用气缸取较大值，双作用气缸取较小值。压缩易液化的气体时，其值可超过上述范围，如石油气压缩机的液气分离器，$V_f=(6\sim10)V_t$。

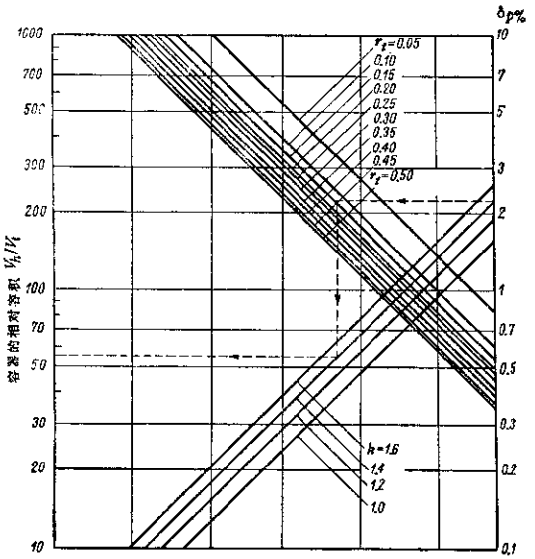



图 7-27　确定缓冲器容积的曲线图

缓冲器容积按图7-27的曲线确定。图中 $V_h/V_t$ 为缓冲容积 $V_h$ 与气缸每一行程吸气或排气的容积 $V_t$ 之比值。该值与 $\delta_p$、$\tau_t$ 和 $k$ 值有关；$\delta_p$ 为许用的压力不均匀度，$\delta_p=\frac{2\Delta p_{max}}{p}\%$（$p$ 为公称压力，$\Delta p_{max}$ 为压力波动的最大幅度），吸气管和级间管道的 $\delta_p=0.04\sim0.08$，排气管道的 $\delta_p=0.02\sim0.04$；其中较小值适用于压力较高排气量较大的压缩机。$\tau_t$ 为吸气或排气的周期与曲轴旋转一周所需周期的比值。$k$ 为绝热指数。图中虚线为应用示例。曲线图只适用于单作用气缸。容积相等的双作用气缸，所需的缓冲容积可取排气量相同的单作用气缸缓冲容积的 $\frac{1}{2.5}$；相位差为90°的两个双作用气缸且为共用的缓冲器，其容积可取单作气缸缓冲容积的 $\frac{1}{6.2}$。

储气罐的容积，根据压缩机的排气量，按以下经验关系确定：

排气量在3米³/分以下的微型空气压缩机：

$$V_r=(0.10\sim0.14)V_m(\text{米}^3) \qquad (7\text{-}39)$$

排气量为3～12米³/分的移动式空气压缩机：

$$V_r=(0.04\sim0.07)V_m(\text{米}^3) \qquad (7\text{-}40)$$

排气量为3～100米³/分的固定式空气压缩机：

$$V_r=(0.10\sim0.17)V_m(\text{米}^3) \qquad (7\text{-}41)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中 $V_n$——压缩机排气量，以每分钟立方米计。

固定式动力用空气压缩机储气罐，应按标准JB-1038-67选用，见附录五。

### 三、液气分离器、缓冲器、储气罐主要结构尺寸的确定与强度计算

液气分离器、缓冲器和储气罐的筒体由钢板卷制时，公称直径（内径）按表7-8选取。筒体用钢管制作时，公称直径（外径）按表7-9选取。

表 7-8 压力容器的公称直径 （毫米）

| | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 300 | (350) | 400 | (450) | 500 | (550) | 600 | (650) | 700 | 800 | 900 |
| 1000 | (1100) | 1200 | (1300) | 1400 | (1500) | 1600 | (1700) | 1800 | (1900) | 2000 |

注：（）内数值尽量不采用。

表 7-9 钢管的公称直径 （毫米）

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 159 | 219 | 273 | 325 | 377 | 426 |

液气分离器、缓冲器及储气罐等压力容器，其强度计算按压力的不同而有所区别。

（一）压力 $p \leqslant 100$公斤/厘米$^2$的压力容器的计算

1.筒体壁厚$S$：压缩机容器的筒体常用钢板焊接或无缝钢管制成，其壁厚$S$按下式确定：

$$S = \frac{pD_i}{2[\sigma]\varphi - p} + C \text{（毫米）} \qquad (7\text{-}42)$$

式中 $p$——计算压力（公斤/厘米$^2$），当使用安全阀时，$p$为最大工作压力的1.05～1.10倍，当使用爆破膜时，为最大工作压力的1.15～1.30倍；

$D_i$——筒体内径（毫米）；

$[\sigma]$——筒体材料的许用应力（公斤/厘米$^2$），按材料的拉伸强度$\sigma_b$和工作温度下的屈服强度计算，即：

$$[\sigma] \leqslant \frac{\sigma_b}{n_b} \qquad (7\text{-}43)$$

$$[\sigma] \leqslant \frac{\sigma_s^t}{n_s} \qquad (7\text{-}44)$$

取其中较小值作为确定壁厚的根据；

$\varphi$——焊缝系数，其值按表7-10选取；

表 7-10 焊缝系数$\varphi$

| 序号 | 焊接形式 | 全透视 | 局部透视 | 不透视 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 双面自动电弧焊或手工焊的对接焊缝以及保证双面焊透的丁字连接焊缝 | 0.95 | 0.90 | 0.70 |
| 2 | 单面自动电弧焊或手工焊的对接焊缝，在焊接过程中沿焊缝根部全长有紧贴基本金属的垫板 | 0.85 | 0.80 | 0.65 |
| 3 | 不保证焊接元件焊透的丁字连接，以及双面搭接焊缝 | 0.75 | 0.70 | 0.60 |
| 4 | 单面自动电弧焊或手工焊的对接焊缝 | 0.75 | 0.70 | 0.60 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$C$——壁厚附加余量（毫米），

$$C=C_1+C_2 \qquad (7\text{-}45)$$

$C_1$——钢板负公差的附加余量，取0.5毫米；

$C_2$——腐蚀裕度，单面腐蚀取1毫米，双面腐蚀取2毫米。

2.封头壁厚 $S_h$：压缩机级间容器常用的封头有平盖封头、椭圆形封头以及碟形封头，其壁厚$S_h$分别按下列公式计算。

1）平盖封头：

$$S_h=D\sqrt{\frac{Kp}{\sigma}}+C' \text{（毫米）} \qquad (7\text{-}46)$$

式中 $D$——计算直径（毫米），见表7-11；

$K$——结构特征系数，见表7-11；

$C'$——壁厚附加余量（毫米），其值为：

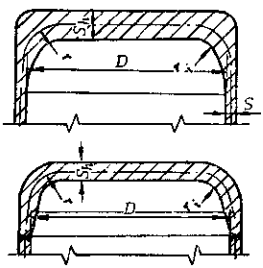
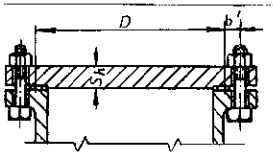
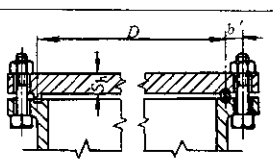
$$C'=C+C_3 \text{（毫米）} \qquad (7\text{-}47)$$

$C$——附加余量，由式7-45确定；

$C_3$——封头冲压成型时的减薄量（毫米），为计算厚度的10%，且不大于4毫米；

式7-46中的其余符号与式7-42相同。

**表 7-11 圆形、椭圆形、矩形平盖系数K值选择表**

| 固定法 | 序号 | 简图 | 系数 $K$ | 适用范围 |
|---|---|---|---|---|
| 与筒体成一体或与筒体对焊 | 1 |  | 矩形和椭圆形为0.15，上图为锻制平盖，下图为冲压制平盖 | $\tau_1\geqslant 3S$ |
| 螺栓连接 | 2 |  | $0.30+\frac{178Wb'}{pD^3}$<br>对矩形及椭圆形为：<br>$0.3Z+\frac{600Wb'}{pLa^2}$<br>式中$L$为螺栓中心多边形周长（毫米），$W$为螺栓总载荷（公斤），$b'$为垫片中心圆与螺栓中心圆间距（毫米），$a$为短轴长度（毫米） | |
| | 3 |  | | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表7-11中序号1的圆形平盖，按下式计算：

$$S_h=\left(\frac{D}{2}-r\right)\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}+\frac{pr}{2[\sigma]}+C'\text{（毫米）} \qquad (7\text{-}48)$$

式中 $r$——圆角中心线半径（毫米）；

其余符号与式7-46相同。

2）矩形平盖和椭圆形封头：

$$S_h=a\sqrt{\frac{Kzp}{[\sigma]}}+C'\text{（毫米）} \qquad (7\text{-}49)$$

式中 $a$——椭圆形和矩形平盖的短轴长度（毫米）；

$z$——形状系数，$z=3.4-2.4\left(\frac{a}{b}\right)$，$b$为长轴长度（毫米），且规定$z\leqslant 2.5$；

其余符号与式7-46相同。

3）椭圆形（凸形）封头（图7-28）：

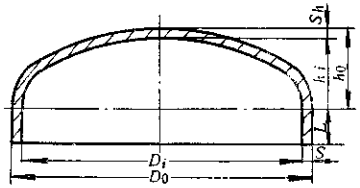



图 7-28 椭圆形（凸形）封头

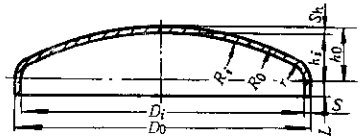



图 7-29 碟形封头

$$S_h=\frac{pD_i}{4[\sigma]\varphi-p}\cdot\frac{D_i}{2h_i}+C'\text{（毫米）} \qquad (7\text{-}50)$$

式中 $D_i$——封头直边内径（毫米）；

$h_i$——封头凸出部分内边高度（毫米）；

其余符号与式7-46相同。

4）碟形（凸形）封头（图7-29）：

当 $R_i\leqslant D_i$，$\frac{h_i}{D_i}\geqslant 0.2$，$r\geqslant 3S$时，按式7-50计算。

当 $R_i\leqslant D_i$，$\frac{h_i}{D_i}<0.2$，$r\geqslant 0.06D_i$，且$r\geqslant 3S$时，按下式计算：

$$S_h=\frac{MpR_i}{2[\sigma]\varphi}+C'\text{（毫米）} \qquad (7\text{-}51)$$

式中 $M$——系数，$M=\frac{1}{4}\left(3+\sqrt{\frac{R_i}{r}}\right)$，其中$r$为封头圆角半径（毫米），其值也可按表7-12查取；

$r_i$——球形部分内半径（毫米）；

其余符号与式7-46相同。

（二）压力为$100<p<0.4[\sigma]\varphi$的压力容器的计算

1.单层钢板焊接圆筒筒体壁厚$S$：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

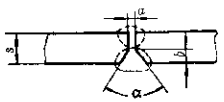
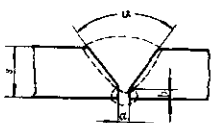
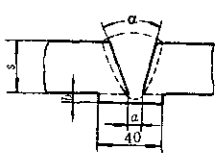
表 7-12 系数$M$

| $\frac{R_i}{r}$ | 1.0 | 1.25 | 1.50 | 1.75 | 2.00 | 2.25 | 2.50 | 2.75 | 3.00 | 3.25 | 3.50 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $M$ | 1.00 | 1.03 | 1.06 | 1.08 | 1.18 | 1.13 | 1.15 | 1.17 | 1.18 | 1.20 | 1.22 |
| $\frac{R_i}{r}$ | 4.0 | 4.5 | 5.0 | 5.5 | 6.0 | 6.5 | 7.0 | 7.5 | 8.0 | 8.5 | 9.0 |
| $M$ | 1.25 | 1.28 | 1.31 | 1.34 | 1.36 | 1.39 | 1.41 | 1.44 | 1.46 | 1.48 | 1.50 |
| $\frac{R_i}{r}$ | 9.5 | 10.0 | 10.5 | 11.0 | 11.5 | 12.0 | 13.0 | 14.0 | 15.0 | 16.0 | $16\frac{2}{3}$ |
| $M$ | 1.52 | 1.54 | 1.56 | 1.58 | 1.60 | 1.62 | 1.65 | 1.69 | 1.72 | 1.75 | 1.77 |

$$S \geqslant \frac{pD_i}{2[\sigma]\varphi - p} - C \qquad (7\text{-}52)$$

式中 $\varphi$——焊缝系数，按表7-13查取。

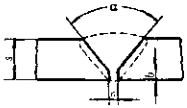
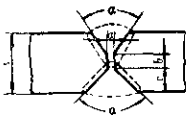
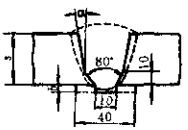
表 7-13 焊缝系数$\varphi$

| 序号 | 坡口形式 | 焊缝坡口示意图 | 热处理要求 | 焊缝系数 | 适用范围 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 单面V型坡口，手工封底自动焊 |  <br>$S$—10～16毫米，$a=(2\sim3)\pm1$毫米，$b=(3\sim8)\pm1$毫米，$\alpha=60°\pm5°$ | 筒体纵焊缝焊后作消除焊接残余应力热处理 | 1 | 平板拼接筒体纵焊缝 |
| 2 | 单面V型坡口，双面熔剂垫上自动焊或手工焊 |  <br>自动焊：$S=16\sim30$毫米，$a=(2\sim3)\pm1$毫米，$b=(6\sim10)\pm1$毫米 $\alpha=60°\pm5°$；手工焊：$S=10\sim30$毫米 $a=2\pm0.5$毫米；$b=2\pm0.5$毫米 $\alpha=60°\pm5°$ | 筒体纵焊缝焊后作消除残余应力处理，环焊缝$S\leqslant25$毫米，焊后不处理，但在焊前应预热，焊后缓慢冷却 | 1 | 平板拼接筒体纵、环焊缝 |
| 3 | 单面V型坡口，带垫板手工焊 |  <br>$S=10\sim40$毫米，$a=8\pm1$毫米，$b=3\sim6$毫米，$\alpha=(30°\sim50°)\pm2°$ | 筒体环焊缝焊前应预热，$S\geqslant25$毫米时，焊后作消除残余应力处理 | 0.9 | 筒体环型缝 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 序号 | 坡口形式 | 焊缝坡口示意图 | 热处理要求 | 焊缝系数 | 适用范围 |
|---|---|---|---|---|---|
| 4 | 单面V型坡口手工焊 |  $S$=10～30毫米，$\alpha$=2±0.5毫米，$b$=2±0.5毫米，$\alpha$=60°±5° | 筒体环焊缝焊前应预热 $S\geqslant 25$ 毫米时，焊后作退火处理 | 0.75 | 筒体环焊缝 |
| 5 | 对称V型坡口，手工焊或自动焊 |  $S$=12-40毫米，$C=\frac{(S-b)}{2}$，$\alpha$=60°±2°<br>自动焊 $\begin{cases}\alpha=0+1\text{毫米}\\ b=7\text{毫米}\end{cases}$ 手工焊 $\begin{cases}\alpha=2\text{毫米}\\ b=2\text{毫米}\end{cases}$ | 筒体纵焊缝焊后，应作消除残余应力处理，环焊缝焊前应预热 $S\geqslant 25$ 毫米时，焊后作退火处理 | 1 | 平板拼接筒体纵、环焊缝 |
| 6 | 单面V型坡口，带垫板手工封底自动焊 |  $S$=30～120毫米，$\alpha$=5°～10°<br>$b$=3～6毫米 | 筒体环焊缝焊前应预热，焊后作消除残余应力处理 | 0.9 | 筒体环焊缝 |

2.封头。常用的为平底封头（图7-30），其壁厚$S_h$按下式计算：

$$S_h=0.434D_i\sqrt{\frac{p}{[\sigma]\eta}}\quad\text{（毫米）}\qquad(7\text{-}53)$$

式中 $\eta$——开孔削弱系数，其值为：

$$\eta=\frac{D_i-\Sigma d}{D_i}\qquad(7\text{-}54)$$

$D_i$——封头直边内直径（毫米）；

$d$——开孔直径（毫米）；

$[\sigma]$——许用应力（公斤/厘米²），其值为：

$$[\sigma]=0.9\frac{\sigma_s^t}{1.6}\qquad(7\text{-}55)$$

$\sigma_s^t$——工作温度下材料的屈服强度（公斤/厘米²）。

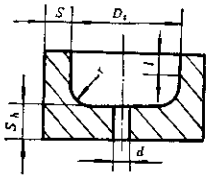
3.平垫密封计算：压缩机容器上常用的密封有：平垫密封（图7-31）、透镜密封（图7-32）、“N.E.C”密封（图7-33）以及“O”形密封（图7-34）。平垫密封的结构简单，制造容易，其应用范围如表7-14所示。高压大直径的场合，采用透镜密封和“N.E.C”密封。

平垫密封的螺栓强度按式7-20至式7-25以及式7-29至式7-31的关系计算。

平垫顶盖可按直梁简化，进行弯曲强度校核（图7-35）：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




$r \geqslant 0.5S_h$，$r \geqslant \frac{1}{6}D_i$，$l \geqslant 50$毫米

图 7-30 平底封头

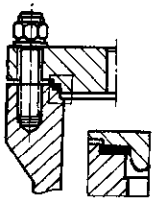


图 7-31 平垫密封

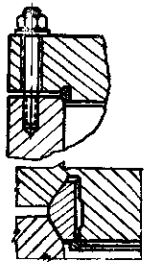
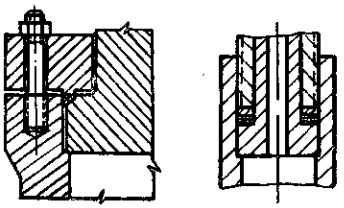
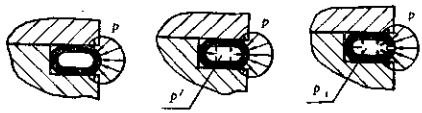


图 7-32 透镜密封



a) b)

图 7-33 “N.E.C”密封




a) b) c)

图 7-34 “O”形密封

**表 7-14 平垫密封的应用范围**

| 使用温度（℃） | 操作压力（公斤/厘米²） | 封口内径（毫米） | 备注 |
|---|---|---|---|
| ≤200 | <200 | ≤φ1000 | 对于直径很小（如φ200以下）的容器，使用压力还可适当提高 |
| | ≥200～<300 | ≤φ800 | |
| | ≥300～320 | ≤φ600 | |

$$\sigma_{b1}=\frac{3\left[\left(D_b-\frac{2}{3}D_m\right)Q_1+(D_b-D_m)Q_2\right]}{\pi[(D_3-\Sigma d)H^2+(D_1-D_3-2d_b)h^2]}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(7\text{-}56)$$

同时，还需对截面$a$-$a$上的弯曲应力进行校核：

$$\sigma_{b2}=\frac{3Q[D_b-D_m]}{\pi D_2 h^2}\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(7\text{-}57)$$

载荷计算符号同式7-20至式7-25。

比较式7-56和式7-57的计算结果，取其中较大值作为确定强度的依据，使满足：

$$\sigma_b \leqslant [\sigma]\qquad(7\text{-}58)$$

$$[\sigma] \leqslant \frac{\sigma_s^t}{n_s}\qquad(7\text{-}59)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中 $\sigma_s^t$——工作温度下的屈服强度（公斤/厘米²）；

$n_s$——安全系数，取$n_s=3.0$。

4.平垫密封结构尺寸见图7-36及表7-15。垫片的宽度见表7-16，垫片的厚度见表7-17。

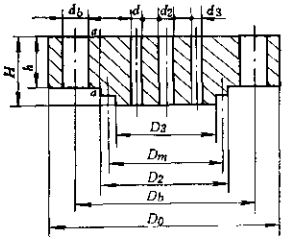



图 7-35 顶盖尺寸关系

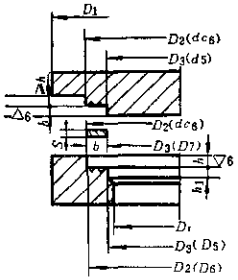



图 7-36 平垫密封结构尺寸

## 四、材料选择

（一）取材的原则

1.要有足够的强度、塑性和冲击韧性，一般要求延伸率$\delta_s\geqslant 15\%$。

2.需取平炉、电炉或氧气顶吹转炉钢，高压（$p\geqslant 100$公斤/厘米²）或低温（−70°C以下）的容器，选用镇静钢。

3.有良好的焊接性能。

表 7-15 平垫密封结构尺寸（毫米）

| $D_i$ | $D_0$ | $h$ | $h_1$ |
|---|---|---|---|
| ≤50 | $D_i+4$ | $2S+1$ | $2.5S$ |
| >50～100 | $D_i+6$ | | |
| >100～200 | $D_i+8$ | | |
| >200～400 | $D_i+10$ | | |
| >400～600 | $D_i+12$ | | |
| >600～800 | $D_i+12$ | | |
| >800～1000 | $D_i+12$ | | |

表 7-16 平垫垫片宽度 $b$

| 工作压力 | 封口内径（毫米） | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| （公斤/厘米²） | ≤100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 |
| | 垫片宽度 $b$（毫米） | | | | | | | | |
| 100～160 | 2～4 | 5 | 5 | 7 | 9 | 12 | 14 | 15 | 16 |
| >160～220 | 2～4 | 6 | 7 | 9 | 12 | 14 | 15 | 16 | |
| >220～330 | 2～4 | 6 | 10 | 12 | 14 | 15 | | | |

表 7-17 平垫垫片厚度 （毫米）

| 垫片宽度 | 垫片厚度 |
|---|---|
| ≤4 | 3 |
| ≤12 | 5 |
| ≤16 | 6 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（二）选用材料

可按GB700-65，GB699-65，YB13-69，YB6-59，YB536-69，YB542-65，GB711-65，YB10-59等标准选取。

筒体钢板或钢管取用：A3，A3F，20，35，20g，20R，16Mn，16MnR，15MnV，15MnVR，20MnMo（金属钼），14MnMoVB，1Cr18Ni9Ti。

封头用钢板与筒体相同。

封头、顶盖、筒体顶部等锻件用：A3，25，16Mn，35，15MnV，20MnMo，20CrMo，14MnMoVB。

**五、压力容器技术条件**

压力容器的制造技术条件，试验方法以及验收规则，分别按下列标准执行：

1.碳素钢及不锈耐酸钢焊接容器技术条件。

2.单层式高压容器技术条件。

3.压力容器锻件技术条件。

4．160公斤/厘米$^2$、220公斤/厘米$^2$、320公斤/厘米$^2$高压管件及紧固件技术条件。

5．160公斤/厘米$^2$、220公斤/厘米$^2$、320公斤/厘米$^2$高压管件型式基本参数及尺寸。

6.高压紧固件磁粉探伤方法。

7.焊缝结构。

8.焊缝γ射线探伤标准。

## 第四节 安 全 阀

安全阀是一种保护性装置。当系统中的压力超过工作压力时，它就自动开启，把多余的气体排掉，以使系统降低到正常的工作压力。在压缩机系统中，为了防止某一级压力过高而发生事故，应使工作压力不超过允许值，因而在每一级后面管路中都应安装安全阀。通常将它安装在储气罐、液气分离器等压力波动较小的部位，最后一级安全阀应安装在截止阀之前。

压缩机系统的安全阀应满足下述要求：

1.达到开启压力时，阀应及时开启并完全上升。阀在全升位置应稳定、无振荡现象。

2.阀在开启状态时的流量应等于压缩机的排气量。

3.当压力降低到规定的关闭压力时，阀应及时关闭。

4.阀应在关闭状态下保证气密性。

压缩机中采用的安全阀有弹簧式和重锤式两种。弹簧式结构紧凑，用得最多，所以，本书只介绍弹簧式安全阀的设计。

**一、弹簧式安全阀的工作原理及结构**

弹簧式安全阀的工作原理是：压缩弹簧的压力从上部作用于阀瓣，将阀瓣压紧在阀座上；容器中的气体压力从下部作用在阀瓣上，当气体压力小于弹簧力时，弹簧力与气体力之差构成了阀瓣与阀座间的密封力。随着容器中气体压力的升高，密封力逐渐减少到零，气体力再继续上升，阀便开启。

弹簧式安全阀分微启式与全启式两种。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

微启式安全阀的阀瓣升启高度 $h \geqslant \left(\frac{1}{20} \sim \frac{1}{40}\right) d_0$（$d_0$ 为阀座最小通道直径），且阀瓣与阀座的缝隙截面小于阀座最小截面。图7-37所示为微启式安全阀，当容器中的压力达到阀的开启压力后，随着压力的继续升高，阀瓣逐渐升启。因为随着阀座中气流速度的增加和气体的泄出，作用于阀瓣上的压力下降，并达到弹簧力和气体对阀瓣的作用力之间的平衡。微启式安全阀通常用于气量较小的系统。

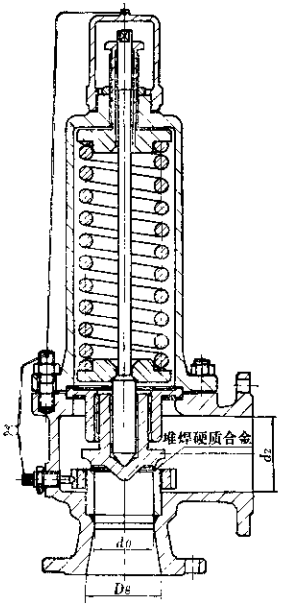



图 7-37 微启闭式安全阀
（公称压力25公斤/厘米²）

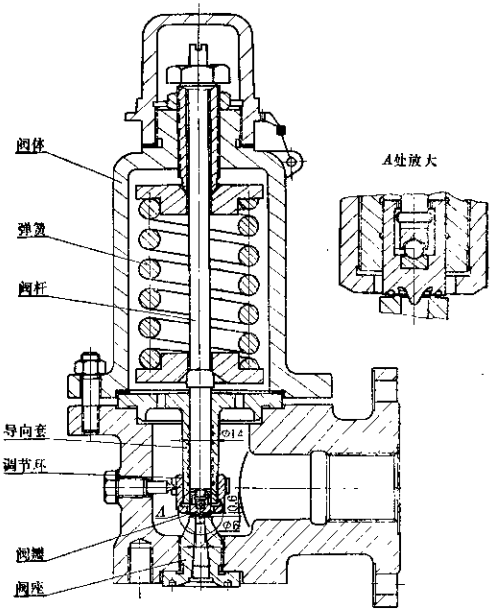



图 7-38 全启闭式安全阀
（公称压力320公斤/厘米²）

全启式安全阀的阀瓣升启高度 $h \geqslant \frac{1}{4} d_0$，即阀瓣与阀座的缝隙截面大于阀座最小截面。如图7-38所示，阀瓣上升初期与微启式安全阀一样，当容器内的压力达到阀的开启压力时，阀出现微量泄漏，继而阀瓣逐渐开启，当压力进一步升高时，阀前的平衡状态遭到破坏。这时借助辅助机构——调节环和阀瓣上的环状沟槽的作用，使阀迅速达到全升程。辅助机构的工作情况是：调节环调整了气体的喷泄缝隙，使来自阀下的气流发生折转而趋向下方，改变方向的气流于阀瓣上产生反作用力，增加了阀瓣升启的动力，使阀瓣迅速达到全升程。图7-39表示全启式安全阀的工作过程，当系统内压力超过正常工作压力而达到开启压力 $p_1$ 时，阀开始出现泄漏，当压力达到泄放压力 $p_2$ 时，阀瓣迅速达到全升程，随着气体的泄出，压力降至关阀压力 $p_3$ 时，阀瓣就突然关闭。

微启式和全启式安全阀都有开式与闭式的结构。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

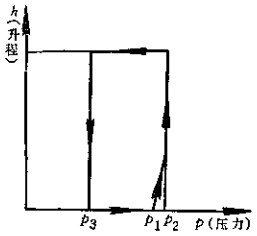



图 7-39 全启式安全阀工作图

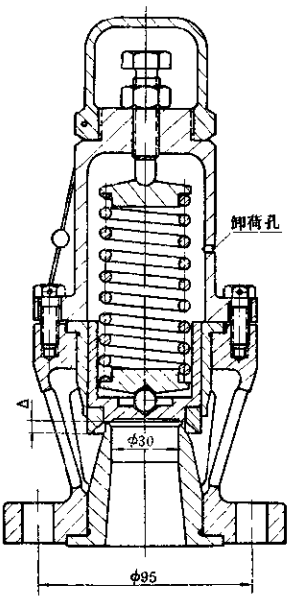



图 7-40 全启开式安全阀

开式安全阀（图7-40）是在阀开启时，将通过阀体上排气孔的气体泄入大气中。这种安全阀多用在空气压缩机上。

闭式安全阀（图7-38）是将安全阀排出的气体回收到某一级的进气管道中。为此，在阀体上有泄荷管道法兰与某一级的进气管道相连。这种安全阀多用在压缩有爆炸性的、有毒的或稀有贵重气体的压缩机上。

安全阀在工作压力下的密封性是由阀瓣与阀座间接触面的贴合程度决定的。阀瓣与阀座的密封形式有：平面密封、锥面密封和球形密封。在平面与锥面密封中，有的带有导向筋结构，如图7-45所示的安全阀，阀瓣下部有导向筋，是作为阀瓣的升降导向用的。带阀瓣导向筋的安全阀多用于小型空压机或制氧设备中。图7-41为安全阀的阀瓣与阀座密封形式示意图。

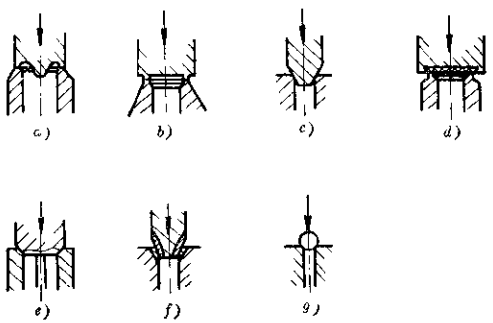



图 7-41 安全阀阀瓣与阀座密封形式示意图

*a*—圆形阀瓣平面密封；*b*—平面形阀瓣平面密封；*c*—锥面密封；*d*—镶嵌软材料的平面密封；*e*—带导向筋的阀瓣密封；*f*—堆焊硬质合金密封；*g*—球形密封



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

为了便于对安全阀进行定期检查、吹洗，也有用扳手控制阀启闭的安全阀。如图7-42所示，搬动扳手，弹簧被压缩，阀瓣就可以在低于开启压力时升启。

在超高压系统中用的超高压安全阀如图7-43所示。它要求阀体有足够的强度，同时，阀瓣承受气压的面积要尽量小些，以免弹簧尺寸过大。

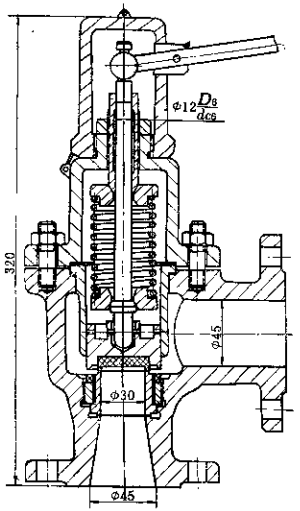



图 7-42 阀瓣镶嵌软材料、带扳手的安全阀
（公称压力4.2公斤/厘米²）

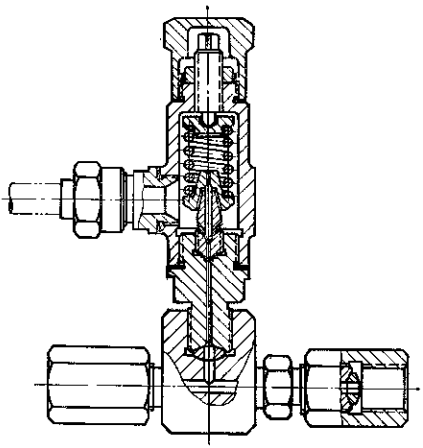


图 7-43 超高压安全阀
（公称压力1500公斤/厘米²）

安全阀应在工作压力下进行气密性试验，试验好的安全阀进行铅封，不要用油封，以免影响阀的正常使用。

安全阀应垂直安装在适当的地方，以便于觉察它的工作信号，还需经常检查、定期保养。重要的工作场合，有时安装两组安全阀，以确保安全。

**二、安全阀的主要零件及其尺寸的确定**

1.阀体。在安全阀工作时，不允许阀的背压升高，因此在阀体上都备有卸荷孔，将阀上部容积与泄放管路或大气相通。

对全启式安全阀，为了避免在工作时产生振荡现象，应保证有较大的通流能力。所以，阀体的排气通道一般做成扩展形。

也有的将阀体与阀座做成一体，但这种结构不便于加工制造。

闭式阀体要进行水压试验，试验压力一般为阀工作压力的1.5倍。

2.阀瓣。压缩机安全阀的阀瓣种类很多，图7-41所示为各种密封形式的阀瓣。从结构上讲，最好采用不带导向筋的平面密封阀瓣，这种结构能保证安全阀有较大的通流能力。

对阀瓣材料的要求是：有抗腐蚀能力，能承受弹簧力的较大比压，较好的机械加工性和研磨性。一般采用不锈钢，如3Cr13。低压安全阀有的采用锡青铜，如ZQSn6-6-3锡青铜。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

在高温高压的情况下，还可以在锥面或平面密封面处用不锈钢堆焊钴基硬质合金。在低温安全阀中有嵌入聚四氟乙烯、尼龙等软材料的阀瓣。

有的平面密封阀瓣下部增开一条环状沟槽，以产生气流反力利于阀的开启；如图7-38所示安全阀的阀瓣就有这种沟槽。

菌形阀瓣与平面形阀瓣相比，它有稍高的流量系数，但加工困难。所以目前仍广泛采用平面形阀瓣。

阀瓣与导向套之间，不得有卡滞现象。阀瓣的密封面应有较高的光洁度，一般在▽10～12，最低也不应低于▽9。

3.阀座。压缩机用安全阀阀座的种类较多，有锥面密封的、圆柱通道的和喷嘴式的阀座。图 7-44 所示的安全阀为锥面密封、圆柱通道的阀座，图 7-38 所示的安全阀为喷嘴式阀座。喷嘴式阀座的通流能力较大，再借助调节环和阀瓣上环状沟槽的作用，可以达到全启。所以全启式安全阀采用喷嘴式阀座为佳。

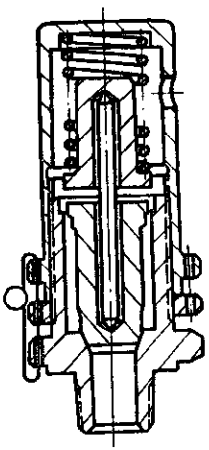


图 7-44　锥面密封安全阀

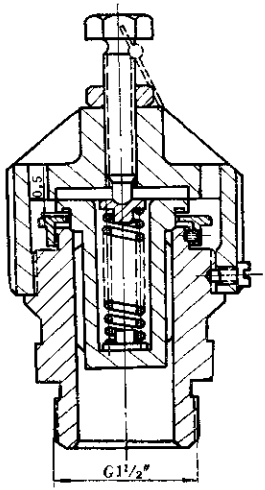



图 7-45　带导向筋的锥面密封安全阀

对阀座材料的要求与阀瓣相同，在密封面处，要求经过精加工后，再用精茶油酸和白玉微粉研磨，以保证密封面的光洁度，其光洁度与阀瓣密封面相同。

阀座的密封接触面宽度，从气密性考虑，可以作得窄些，但设计时要按无气体压力作用时，由弹簧力引起的许用单位压力来确定，高压安全阀要求有较高的许用比压。

在制造上，应保证阀座与密封机构的同心度与垂直度，以保证阀的密封和正常开启。

在设计安全阀时，建议按下述原则选取压力值。

安全阀刚开启时，阀前的绝对压力：

$$p_1 = 1.1p \text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (7\text{-}60)$$

安全阀泄放时，阀前的绝对压力：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$p_2=1.03p_1=1.13p\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(7\text{-}61)$$

安全阀关闭时，阀前的绝对压力：

$$p_3=(0.9\sim1)p\text{（公斤/厘米}^2\text{）}\qquad(7\text{-}62)$$

上三式中 $p$——系统中的额定工作压力（公斤/厘米$^2$）。

设计安全阀，应从求取阀的最小通流截面开始。每一级安仓阀的最小通流截面，均应按接近临界流速时，流量等于压缩机的排气量来进行计算。以重量流量表示通流能力，其计算关系式如下：

临界状态：

$$G=\alpha\chi F_0 p_2\sqrt{\frac{M}{\xi T}}\qquad(7\text{-}63)$$

双原子理想气体的临界状态：

$$G=230F_0p_2\sqrt{\frac{M}{T}}\text{（公斤/小时）}\qquad(7\text{-}64)$$

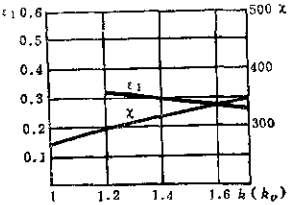


图 7-46 介质系数χ曲线

上二式中 $G$——重量流量，$G=V_1\gamma_1$；

$V_1$——压缩机吸气状态下的排气量（米$^3$/小时）；

$\gamma_1$——压缩机吸气状态下的气体重度（公斤/米$^3$）；

$\alpha$——流量系数，对喷嘴形阀座的全启式安全阀，取$\alpha=0.8\sim0.9$；

$\chi$——介质系数，它是反映气体特性的综合数值，可从图7-46求得，双原子气体在临界压力比$\varepsilon_1=0.3$时，$\chi=320$；

$F_0$——阀座的最小通流截面（厘米$^2$）；

$p_2$——安全阀泄放时，阀前的绝对压力（公斤/厘米$^2$）；

$M$——气体的分子量，见表2-1和表2-2；

$T$——阀前气体的绝对温度（$^\circ K$）；

$\xi$——气体的压缩性系数（参见第二章）。

当安全阀的压力比$\varepsilon_1'=\frac{p_4}{p_2}\leqslant\varepsilon_1$时，气体在安全阀内可达到临界流动。其中$p_4$为开启阀瓣背面的绝对压力（公斤/厘米$^2$），$p_2$为安全阀泄放时，阀前容器中的绝对压力（公斤/厘米$^2$）。$\varepsilon_1$为临界压力比。其值应以安全阀的模型试验确定。在第一次近似计算中，可近似地认为：

$$\varepsilon_1=0.57\varepsilon_2\qquad(7\text{-}65)$$

式中 $\varepsilon_2$——喷嘴最大流量时的临界压力比，其值为：

$$\varepsilon_2=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\qquad(7\text{-}66)$$

式中 $k$——气体绝热指数。

需考虑实际气体压缩性系数$\xi$的影响时，式7-66中的$k$应以容积绝热指数$k_v$代替，即：

$$k_v=k\frac{\xi}{\mu_T}\qquad(7\text{-}67)$$

式中 $\mu_T$——偏差系数，图7-47表示$\mu_T$与对比压力$p_r$和对比温度$T_r$的变化关系。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

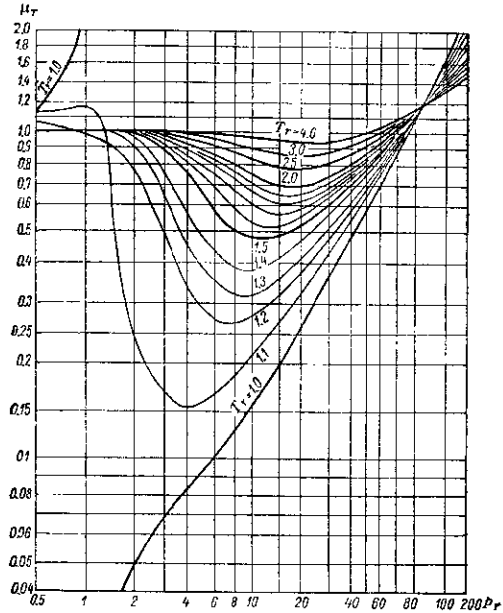



图 7-47　偏差系数 $\mu_T$ 与对比压力 $p_r$ 和对比温度 $T_r$ 的关系曲线

安全阀的最小通流面积 $F_0$ 为：

全启式安全阀：

$$F_0=\frac{\pi}{4}d_0^2\text{（厘米}^2\text{）} \qquad (7\text{-}68)$$

微启式安全阀：

$$F_0=2.222d_0h\text{（厘米}^2\text{）} \qquad (7\text{-}69)$$

式中　$d_0$——阀座最小通道直径（厘米）；

$h$——阀瓣的最大升程（厘米）。

安全阀通道部分其他尺寸可由表7-18的关系求得（各尺寸符号参看图7-48）。

**三、安全阀弹簧的设计**

安全阀工作的好坏，不仅与阀瓣、阀座和良好的导向有关，而且和弹簧直接有关。目前安全阀上使用的弹簧都是两端磨平拼紧的圆柱形弹簧。

（一）弹簧的材料

一般采用 50CrV、60Si$_2$Mn 和 65Mn 等。

安全阀弹簧按Ⅱ类载荷工作。弹簧制成Ⅱ级精度，不允许有伤痕、毛刺等影响弹簧强度的缺陷存在。弹簧的中心线与两端面的垂直度要求较高。考虑到弹簧的受力均匀性和稳定性，一般弹簧的有效圈数建议取 5～10圈，旋绕比在 4～8 之间。按不同的使用情况，弹簧最好作热稳定处理，在使用要求的温度下稳定处理24小时。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 7-18　弹簧全启式安全阀通道部分的推荐尺寸

| 名　　称 | 公　　式 | 說　　明 |
|---|---|---|
| 阀瓣升程 | $h \geqslant 0.4 d_0$ | |
| 阀座进口直径 | $dg=(1.5\sim2)d_0$ | |
| 阀座出口直径 | $d_0'=(1.0\sim1.1)d_0$ | 大数值对大$d_0$ |
| 阀座圆锥角 | $\beta=6°\sim25°$ | 6°～10°較好 |
| 阀座出口部分半径 | $r=\dfrac{d_0'-d_0}{2}$ | |
| 阀座圆柱部分长度 | $L_C=(0.8\sim1)d_0$ | |
| 阀瓣外径 | $d_3=(1.8\sim2.5)d_0$ | 大数值对大$d_0$ |
| 自固定肩颈下面至阀座密封面距离 | $\delta_1=0.1d_0$ | |
| 阀体内径 | $d_4=(1\sim3)(d_0+d_3)$ | 大数值一般对閉式阀，一般取$d_4 \geqslant 4.5d_0$ |
| 阀瓣全启时，气体喷出处的断面 | $F_3>F_1'=\pi d_0'h$ | |
| 以阀体下壁为基础面至固定导向阀下部的距离 | $L \geqslant d_0$ | |
| 阀瓣锥顶半径 | $r_k=\dfrac{d_0'}{2}$ | |
| 阀瓣锥体高度 | $L_k=\dfrac{d_0}{4}$ | |
| 固定肩颈至阀瓣密封面之距离 | $\delta=0.3d_0$ | |
| 排气管截面积与喷嘴最小通道面积的关系 | $F_2 \geqslant 4F_0$ | |
| 阀座密封边宽度 | $b=0.5\sim2$(毫米) | |
| 阀瓣肩颈高度 | $\Delta=0.2d_0$ | 如图7-40所示 |

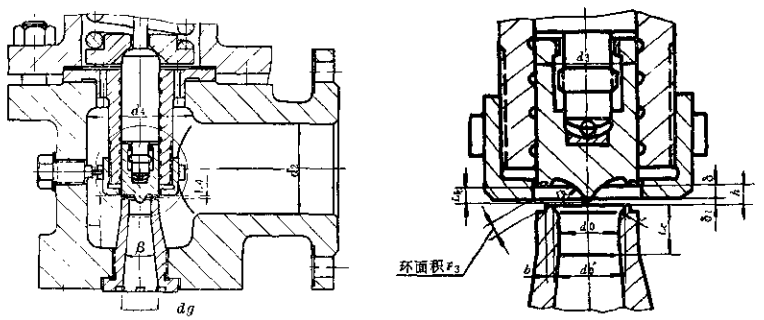



图 7-48　安全阀主要结构尺寸

（二）安全阀弹簧的计算

阀开启时的弹簧力$Q_2$（包括运动部分的重量）应等于在泄放压力$p_2$下开启时作用于阀瓣上的气流压力；而阀关闭时的弹簧预紧力$Q_1$（包括运动部分的重量）应等于作用于阀瓣上的最大气体压力。

弹簧力的确定如下所述：

弹簧预紧力：

$$Q_1=\frac{\pi(d_0'+b)^2}{4}(p_1-p_3)+G_1\text{（公斤）} \qquad (7\text{-}70)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

开启弹簧力：

$$Q_2=\frac{\pi(d_0')^2}{4}(p_2-p_4)\rho-G_1\text{（公斤）} \tag{7-71}$$

弹簧刚度：

$$x_1=0.9\times\frac{Q_2-Q_1}{h_{max}}\text{（公斤/毫米）} \tag{7-72}$$

式中 $p_1$——安全阀刚开启时，阀前的绝对压力（公斤/厘米$^2$）；

$p_5$——阀关闭时，背面的绝对压力（公斤/厘米$^2$）；

$G_1$——阀运动部分的重量（公斤）；

$d_0$——阀座最小通道直径（厘米）；

$b$——密封边宽度（厘米）；

$p_2$——安全阀泄放时，阀前容器中的绝对压力（公斤/厘米$^2$）；

$p_4$——开启阀瓣时，背面的绝对压力（公斤/厘米$^2$）；

$h_{max}$——阀瓣的最大升启高度（毫米）；

0.9——保证阀开启的备用量；

$\rho$——阀的升力系数，它取决于阀的结构和尺寸比例，其值由试验测得，$\rho$值越大，阀的升力越大，阀瓣升启越高，通流能力也越强。

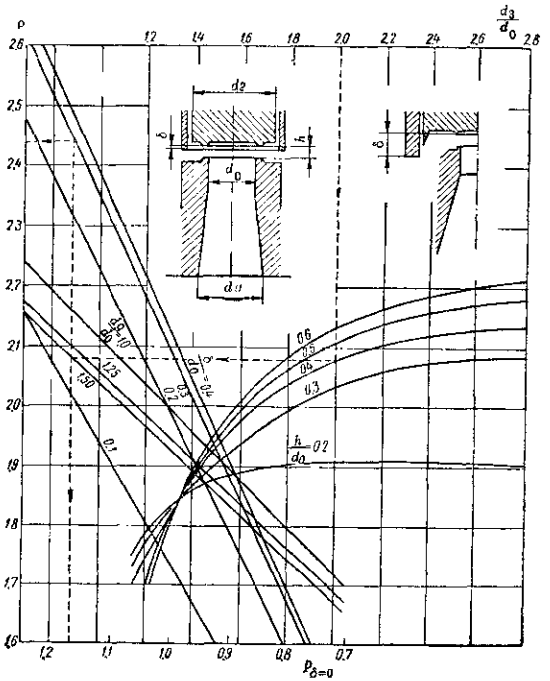



图 7-49 确定安全阀升力系数 $\rho$ 的曲线图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

图7-49是根据$\frac{d_3}{d_0}\times\frac{h}{d_0}$及$\frac{dg}{d_0}\times\frac{\delta}{d_0}$确定升力系数$\rho$的图表。其中$\delta$为开启阀固定肩颈至阀瓣密封面之距离。

弹簧的预压缩量：

$$h_1=\frac{Q_1}{x_1}\text{（毫米）} \tag{7-73}$$

阀开启时弹簧的压缩量：

$$h_n=h_1+h_{max}\text{（毫米）} \tag{7-74}$$

弹簧的具体计算公式可参考第四章第二节“气阀弹簧计算”部分。

**四、安全阀的选用**

根据由式7-63或式7-64计算出的阀座最小通道面积及系统中气体压力和温度来选取安全阀。

表7-19和7-20列出了上海阀门厂安全阀部分系列，供选用时参考。

安全阀系列表中，同一型号的安全阀具有不同等级的弹簧，应按实际的工作压力选用。

安全阀的型号各组成单元的说明：

①②③④—⑤⑥

①：用汉语拼音字母“A”表示“安全阀”。

②：用一位阿拉伯数字表示连接形式：

| 连接形式 | 内螺纹 | 外螺纹 | 法兰 | 法兰 | 法兰 | 焊接 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 代号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |

③：用一位阿拉伯数字表示弹簧式安全阀的结构形式：

| 弹簧式安全阀结构形式 | 封闭 | | | | 不封闭 | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 微启式 | 全启式 | 带扳手微启式 | 带扳手全启式 | 带扳手微启式 | 带扳手全启式 |
| 代号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 7 | 8 |

④：用汉语拼音字母表示密封面的材料：

| 材料 | 耐酸钢或不锈钢 | 硬质合金 | 密封面在阀体上直接加工出来 |
|---|---|---|---|
| 代号 | H | Y | W |

⑤：用公称压力的数字直接表示，并用短线与前四单元隔开。

⑥：用汉语拼音字母P表示阀体的材料为铬镍钛钢。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 7-19 弹簧微启式安全阀系列

| 型号 | 公称压力（公斤/厘米²） | 工作压力（公斤/厘米²） $p_{\text{I}}$ | $p_{\text{II}}$ | $p_{\text{III}}$ | $p_{\text{IV}}$ | $p_{\text{V}}$ | $Dg$（毫米） | $d_0$（毫米） | 升启高度 | 工作温度（℃） | 适用介质 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| A21H-16<br>A21W-16P | 16 | >1～2.5 | >2.5～4 | >4～6 | >6～10 | >10～16 | 15<br>20<br>25 | 12<br>16<br>20 | $\geqslant\frac{1}{40}d_0$ | ≤200℃ | A21H 适用空气、氮、石油、水或其他类似介质<br>A21W 适用腐蚀性气体或液体 |
| A21H-40<br>A21W-40P | 40 | >16～25 | >25～32 | >32～40 | | | 15<br>20<br>25 | 12<br>16<br>20 | | | |
| A41H-16 | 16 | >1～2.5 | >2.5～4 | >4～6 | >6～10 | >10～16 | 25 | 20 | $\geqslant\frac{1}{40}d_0$ | ≤300℃ | 空气、石油、水或其他类似介质 |
| A41H-25 | 25 | >16～25 | | | | | 32 | 26 | | | |
| A41H-40 | 40 | >25～32 | >32～40 | | | | 25<br>32 | 20<br>25 | | | |
| A41H-64 | 64 | >40～50 | >50～64 | | | | 25<br>32 | 20<br>25 | | | |
| A41W-16P | 16 | >1～2.5 | >2.5～4 | >4～6 | >6～10 | >10～16 | 25<br>32<br>40<br>50<br>80<br>100 | 20<br>25<br>32<br>40<br>65<br>80 | 带调节环的 $\geqslant\frac{1}{20}d_0$<br>不带调节环的 $\geqslant\frac{1}{40}d_0$ | A41H 型用于 ≤300℃<br>A41W 型用于 ≤200℃ | A41H型用于空气、石油、水或其他类似介质<br>A41W型用于有腐蚀性介质 |
| A41H-16 | | | | | | | 40<br>50<br>80<br>100 | 32<br>40<br>65<br>80 | | | |
| A41H-25 | 25 | >16～25 | | | | | 40<br>50<br>80<br>100 | 32<br>40<br>65<br>80 | | | |
| A41W-40P | 40 | >25～32 | >32～40 | | | | 25<br>32<br>40<br>50<br>80 | 20<br>25<br>32<br>40<br>65 | | | |
| A41H-40 | | | | | | | 40<br>50<br>80 | 32<br>40<br>65 | | | |
| A41H-160 | 160 | >100～130 | >130～160 | | | | 15<br>32 | 8<br>12<br>14 | $\geqslant\frac{1}{40}d_0$ | ≤150℃ | 氨、液氨、氮氢混合气或其他类似介质 |
| A41H-320 | 320 | >160～190 | >190～220 | >220～250 | >250～290 | >290～320 | 15<br>32 | 8<br>12<br>14 | | | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 7-20 弹簧全启式安全阀

| 型号 | 公称压力（公斤/厘米²） | 工作压力（公斤/厘米²） $p_I$ | $p_{II}$ | $p_{III}$ | $p_{IV}$ | $p_V$ | $Dg$（毫米） | $d_0$（毫米） | 升启高度 | 工作温度（℃） | 适用介质 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| A42H-16<br>A42W-16P | 16 | >1～2.5 | >2.5～4 | >4～6 | >6～10 | >10～16 | 40<br>50<br>80<br>100<br>150 | 25<br>32<br>50<br>65<br>100 | ≥$\frac{1}{4}d_0$ | A42H型用于温度≤300℃<br>A42W型用于温度≤200℃ | A42H型适用空气、石油气或其他类似介质<br>A42W型用于有腐蚀性气体的介质 |
| A42H-40<br>A42W-40P | 40 | >16～25 | >25～32 | >32～40 | | | 40<br>50<br>80<br>100<br>150 | 25<br>32<br>50<br>65<br>100 | | | |
| A42H-64 | 64 | >40～50 | >50～64 | | | | 40<br>50<br>80<br>100 | 25<br>32<br>50<br>65 | | | |
| A44H-16 | 16 | >1～2.5 | >2.5～4 | >4～6 | >6～10 | >10～16 | 50<br>80<br>100<br>150 | 32<br>50<br>65<br>100 | | | |
| A44H-40 | 40 | >16～25 | >25～32 | >32～40 | | | 50<br>80<br>100<br>150 | 32<br>50<br>65<br>100 | $\frac{1}{4}d_0$ | ≤300℃ | 空气、石油气或其他类似介质 |
| A44H-64 | 64 | >25～32 | >32～40 | >40～50 | >50～64 | | 50<br>80<br>100 | 32<br>50<br>65 | | | |
| A44H-100 | 100 | >40～50 | >50～64 | >64～80 | >80～100 | | 50<br>80<br>100 | 32<br>50<br>65 | | | |

## 五、安全阀计算举例

已知条件：

压缩机吸气压力：$p_s$=14.5公斤/厘米²（绝压）

压缩机排气压力：$p_d$=43.5公斤/厘米²（绝压）

压缩机排气温度：$T$=311°K

压缩机吸气状态下排气量：$V_1$=780米³/小时

气体成分（重量百分比）：$H_2$、$N_2$、$CH_4$、Ar

74.12 24.62 0.96 0.3

阀通道及弹簧尺寸计算（尺寸符号见图7-48）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| | 序号 | 計算項目 | 符号 | 单位 | 計算公式 | 計算式 | 結果 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 气体参数的計算 | 1 | 吸气状态混合气体分子量 | $M$ | | $M=\Sigma M_i r_i$ | $M=0.7412\times2+0.2462\times28+0.0096\times16+0.003\times40$ | 8.656 |
| | 2 | 吸气状态混合气体重度 | $r_1$ | 公斤/米³ | $r_1=\frac{P_s M}{848T}$ | $r_1=\frac{14.5\times10^4\times8.656}{848\times311}$ | 4.76 |
| | 3 | 混合气体的重量流量 | $G$ | 公斤/小时 | $G=V_1 r_1$ | $G_1=780\times4.76$ | 3718 |
| | 4 | 气体压縮性系数 | $\xi$ | | | 取自热力計算 | 1 |
| | 5 | 临界压力比 | $\varepsilon_1$ | | | 查图7-46 | 0.3 |
| | 6 | 介质系数 | $\chi$ | | | 查图7-46 | 320 |
| | 7 | 流量系数 | $\alpha$ | | | | 取0.85 |
| | 8 | 閥泄放时，閥前容器中絕压 | $p_2$ | 公斤/厘米² | $p_2=1.13p$ | $p_2=1.13\times43.5$ | 49.2 |
| | 9 | 开启閥瓣背面絕压 | $p_4$ | 公斤/厘米² | | | 1.05 |
| | 10 | 开启閥时的压力比 | $\varepsilon_1'$ | | $\varepsilon_1'=\frac{p_4}{p_2}$ | $\varepsilon_1'=\frac{1.05}{49.2}$ | $0.0214<\varepsilon_1$ |
| 閥通道尺寸計算 | 11 | 閥座最小通流截面积 | $F_0$ | 厘米² | $F_0=\frac{G\sqrt{\frac{\xi T}{M}}}{\alpha\chi p_2}$ | $F_0=\frac{3718\sqrt{\frac{1\times311}{8.656}}}{0.85\times320\times49.2}$ | 1.67 |
| | 12 | 閥座最小通道直径 | $d_0$ | 毫米 | $d_0=\sqrt{\frac{4F_0}{\pi}}$ | $d_0=\sqrt{\frac{1.67\times10^2}{0.785}}$ | 14.6<br>取整$d_0=15$ |
| | 13 | 閥瓣最大升程 | $h$ | 毫米 | $h=0.4d_0$ | $h=0.4\times15$ | 6 |
| | 14 | 閥座进口直径 | $d_a$ | 毫米 | $d_a=(1.5\sim2)d_0$ | $d_a=2\times15$ | 30 |
| | 15 | 閥座出口直径 | $d_0'$ | 毫米 | $d_0'=(1.0\sim1.1)d_0$ | $d_0'=1.1\times15$ | 16.5<br>取整$d_0'=17$ |
| | 16 | 閥座出口部分半径 | $r$ | 毫米 | $r=\frac{d_0'-d_0}{2}$ | $r=\frac{17-15}{2}$ | 1 |
| | 17 | 閥瓣外径 | $d_3$ | 毫米 | $d_3=(1.8\sim2.5)d_0$ | $d_3=2\times15$ | 30 |
| | 18 | 閥座圆錐角 | $\beta$ | 度 | $\beta=6\sim25$ | | 取20 |
| | 19 | 固定肩頸至閥瓣密封面距离 | $\delta$ | 毫米 | $\delta=0.3d_0$ | $\delta=0.3\times15$ | 4.5 |
| | 20 | 自固定肩頸下面至閥座密封面距离 | $\delta_1$ | 毫米 | $\delta_1=0.1d_0$ | $\delta_1=0.1\times15$ | 1.5 |
| | 21 | 閥座圆柱部分长度 | $L_c$ | 毫米 | $L_c=0.8d_0$ | $L_c=0.8\times15$ | 12 |
| | 22 | 閥体內径 | $d_4$ | 毫米 | $d_4=(d_0+d_3)1.5$ | $d_4=1.5(15+30)$ | 67.5<br>取整$d_4=70$ |
| | 23 | 以閥体下部为基础面至固定导向圈下部的距离 | $L$ | 毫米 | $L\geqslant d_0$ | $L=15$ | 15 |
| | 24 | 閥瓣錐頂半径 | $r_k$ | 毫米 | $r_k=\frac{d_0'}{2}$ | $r_k=\frac{17}{2}$ | 8.5 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| | 序号 | 计算项目 | 符号 | 单位 | 计算公式 | 计算式 | 结果 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 阀通道尺寸计算 | 25 | 阀锥锥体高度 | $L_k$ | 毫米 | $L_k=\frac{d_0}{4}$ | $L_k=\frac{17}{4}$ | 3.75<br>取 4 |
| | 26 | 排气口直径 | $d_2$ | 毫米 | $F_2\geqslant 4F_0$<br>取$d_2=2d_0$ | $d_2=2\times15$ | 30<br>取60 |
| | 27 | 阀全启时最小缝隙面积 | $F_0'$ | 毫米$^2$ | $F_0'=\pi d_0'h$ | $F_0'=3.14\times17\times6$ | 320 |
| | 28 | 阀全启时气体喷出断面积 | $F_3$ | 毫米$^2$ | | 图纸上应满足$F_3>F_0'$ | |
| | 29 | 阀座密封边宽度 | $b$ | 毫米 | | 0.5～2 | 取0.8 |
| 阀弹簧计算 | 30 | 阀运动部分重量 | $G_1$ | 公斤 | | 按图纸 | 2.8 |
| | 31 | 弹簧预紧力 | $Q_1$ | 公斤 | $Q_1=\frac{\pi(d_0'+b)^2}{4}(p_1-p_5)+G_1$ | $Q_1=\frac{3.14(1.7+0.05)^2}{4}\times(47.5-1.05)+2.8$ | 104.7 |
| | 32 | 升力系数 | $\rho$ | | $\frac{h}{d_c}=0.4$；$\frac{\delta}{d_c}=0.3$<br>$\frac{d_1}{d_c}=2$；$\frac{d_3}{d_c}=2$ | 查图7-49 | 2.44 |
| | 33 | 阀开启时弹簧力 | $Q_2$ | 公斤 | $Q_2=\frac{\pi\times d_0'^2}{4}\times(p_7-p_4)\rho-G_1$ | $Q_2=\frac{3.14\times1.7^2}{4}\times2.44(49.2-1.05)-2.8$ | 266 |
| | 34 | 需要的弹簧刚度 | $x_1$ | 公斤/毫米 | $x_1=\frac{Q_2-Q_1}{h}\times0.9$ | $x_1=\frac{266-104.7}{6}\times0.9$ | 24.1 |
| | 35 | 弹簧预压缩量 | $h_1$ | 毫米 | $h_1=\frac{Q_1}{x_1}$ | $h_1=\frac{104.7}{24.1}$ | 4.35 |
| | 36 | 阀开启时弹簧的压缩量 | $h_2$ | 毫米 | $h_2=h_1+h$ | $h_2=4.35+6$ | 10.35 |
| | 37 | 弹簧旋绕比 | $C$ | | $C=4\sim8$ | | 取 4 |
| | 38 | 弹簧曲度系数 | $K$ | | $K=\frac{4C-1}{4C-4}+\frac{0.615}{C}$ | $K=\frac{4\times4-1}{4\times4-4}+\frac{0.615}{4}$ | 1.4 |
| | 39 | 弹簧材料60Si$_2$Mn的许用剪切应力 | $[\tau]$ | 公斤/毫米$^2$ | | 按Ⅱ类载荷查表 | 60 |
| | 40 | 弹簧钢丝直径 | $d$ | 毫米 | $d=1.6\times\sqrt{\frac{Q_2CK}{[\tau]}}$ | $d=1.6\sqrt{\frac{266\times4\times1.4}{60}}$ | 8<br>取10 |
| | 41 | 弹簧中径 | $D_m$ | 毫米 | $D_m=Cd$ | $D_m=4\times10$ | 40 |
| | 42 | 弹簧外径 | $D$ | 毫米 | $D=D_m+d$ | $D=40+10$ | 50 |
| | 43 | 工作圈数 | $n_1$ | 圈 | $n_1=\frac{Gd^4}{8D_m^3x_1}$ | $n_1=\frac{8000\times10^4}{8\times40^3\times24.1}$ | 6.46<br>取6.5 |
| | 44 | 总圈数 | $n$ | 圈 | $n=n_1+1.5$ | $n=6.5+1.5$ | 8 |
| | 45 | 弹簧实际刚度 | $x_1'$ | 公斤/毫米 | $x_1'=\frac{Gd^4}{8\times D_m^3\times n_1}$ | $x_1'=\frac{8000\times10^4}{8\times40^3\times6.5}$ | 24 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| | 序号 | 計算項目 | 符号 | 单位 | 計算公式 | 計算式 | 結果 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 圆弹簧計算 | 46 | 刚度比較 | $\Delta x$ | | $\Delta x=\frac{x_1'-x_1}{x_1'}\times 100\%$ (应不大于±3%) | $\Delta x=\frac{24-24.1}{24}\times 100\%$ | 0.417%<3% |
| | 47 | 弹簧压至各圈接触时长度 | $H$ | 毫米 | $H=(n-0.5)d$ | 7.5×10 | 75 |
| | 48 | 弹簧的自由长度 | $H_0$ | 毫米 | $H_0=\delta n_1+(n-0.5)d=(t-d)n_1+(n-0.5)d$ 其中 $t$ ——弹簧节距 $t=13.4$ | $H_0=(13.4-10)6.5+(8-0.5)10$ | 97.1 |
| | 49 | 弹簧最大压縮量 | $h_3$ | 毫米 | $h_3=H_0-H$ | $h_3=97.1-75$ | 22.1 |
| | 50 | 弹簧压至各圈接触时的力 | $Q_3$ | 公斤 | $Q_3=x_1h_3$ | $Q_3=24.1\times 22.1$ | 531 |
| | 51 | 弹簧压至各圈接触时最大剪切力 | $\tau$ | 公斤/毫米² | $\tau=2.55\times\frac{Q_3D_m}{d^3}$ | $\tau=2.55\frac{531\times 40}{10^3}$ | 54.5<[τ]=60 |

按计算设计的弹簧如图7-50所示。

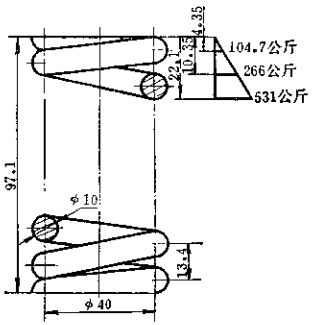



图 7-50 计算例题的弹簧



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第八章　冷却系统及冷却器的设计

## 第一节　冷却系统及其对水质的要求

活塞式压缩机冷却系统由中间冷却器、气缸和填料的水套、润滑油冷却器、后冷却器、水管路以及其他附件组成。

冷却系统的配置原则是：

1.保证进入中间冷却器的水温，在系统中为最低；而气缸和填料水套的进水温度不应过低。风冷式压缩机，最冷空气要先进入冷却器，故多为吸风式。

2.经济性好，即系统耗水量小，管路简单。

3.运行时检视和调节水量方便。

**一、冷却系统配置的基本方案**

1.串联系统如图8-1所示。冷却水首先进入中间冷却器，然后依次进入气缸 水套，最后经后冷却器排出。

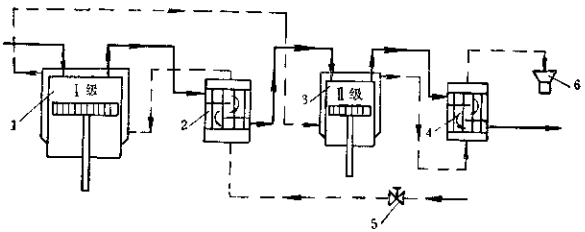



图 8-1　两级压缩机串联冷却系统

1、3—Ⅰ、Ⅱ级气缸；2—中间冷却器；4—后冷却器；5--供水调节阀；6—溢水槽

串联冷却系统适用于两级压缩机，三级以上不予应用。它的优点是：耗水量小，管路简单，检视和调节水量、水温的装置较少；缺点是：导管截面尺寸较大，安装不便，特别是各冷却部分不能单独调节，当密封性受到破坏时，气体泄入冷却水中，无法检视其破坏位置。

2.并联系统如图8-2所示。冷却水总管分出若干支管，分别通至每一冷却部分，然后经各自的漏斗或总溢水槽，最后通到泄水管中。

并联冷却系统适用于多级压缩机。它的优点是：各级中间冷却器进水温度均为最低，能使气体得到最完善的冷却，各部分所需冷却水量、水温能任意调节，此外，系统各部位彼此独立，容易判断损坏的部位；缺点是：耗水量大，管路复杂，调节检视装置也较多。

3.混联系统如图8-3所示。

混联系统适用于两级和多级压缩机。该系统中每一中间冷却器与相应的气缸水套组成



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

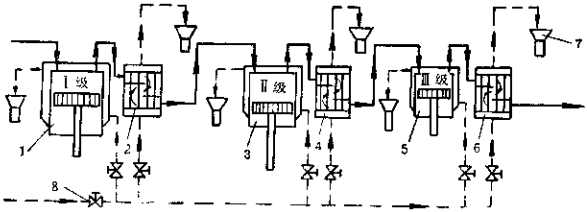



图 8-2 三级压缩机并联冷却系统

1、3、5—Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ级气缸；2、4—中间冷却器；6—后冷却器；7—溢水槽；8—调节阀

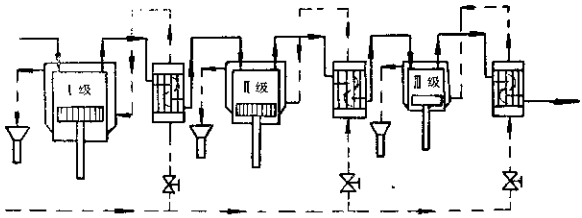



图 8-3 混联冷却系统

串联系统，然后各级之间构成并联形式。它具有串联和并联两者的优点，不仅冷却水量利用合理，且各级具有相同的回冷完善度。

在上述三种冷却系统中，填料的冷却安置部分和气缸的冷却相同，润滑油冷却器通常配置在后冷却器前面。在并联和混联系统中，溢水槽多为总合式，以便集中检视。

冷却水在通路中的流动，分有压流动和溢流流动两种。后者各部分的相对几何位置应逐渐下降，以利溢流。

冷却水流速：有压流动时，气缸部分通常为1～1.5米/秒，中间冷却器可取2米/秒；溢流流动时，小于1米/秒。冷却气缸用水的耗量，以同级冷却器水耗量百分数计：低压级占15～20%；中压级10～15%；高压级5～10%。

有压流动时，可以用指流计（图8-4）来检视水流情况。溢流流动时，可在冷却水排出管端装溢水槽来检视（图8-5）。

**二、对冷却水水质的要求**

1.冷却水应接近于中性，即氢离子浓度 pH 值在6.5～9.5范围之内。

2.有机物质和悬浮机械杂质皆≤25毫克/升，含油量≤5毫克/升。

3.暂时硬度≤10°❶。

上述要求达不到时，应采取沉淀池、过滤池进行净化处理，并用回收器进行脱油，以改善水质。

根据冷却水原始硬度的不同，可有多种软化方法。用磷酸钠化学净化剂进行软化处理时，用量见表8-1。

❶ 硬度1°相当1升水中含有10毫克 CaO 或7.19毫克 MgO。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

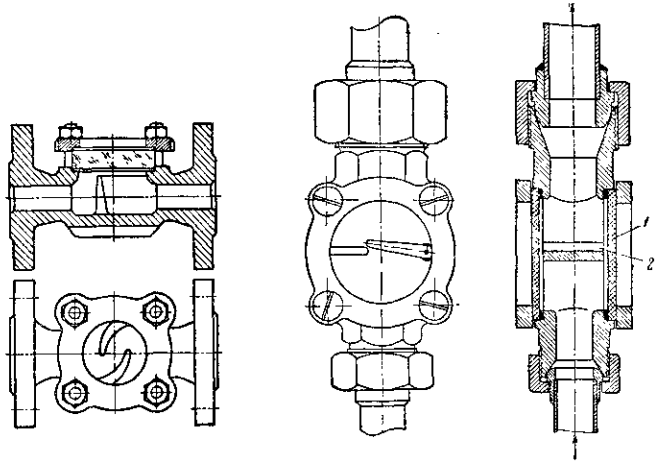



图 8-4 指流计

*a*—回旋式；*b*—弯片式：1—玻璃；2—动片

**表 8-1 磷酸钠用量**

| 水的硬度 | 1 升水中加入磷酸钠用量（克） |
|---|---|
| <8° | 0.5 |
| 9°～16° | 1.0 |
| >16° | 1.5～2.0 |

## 第二节 冷却器的结构设计

压缩机采用的冷却器有管壳式、元件式、套管式、蛇形管式、淋洒式、风冷式、螺旋板式等结构。

冷却器的设计，应力求结构紧凑，节省材料，制造工艺性好，运行可靠以及安装、检修方便。

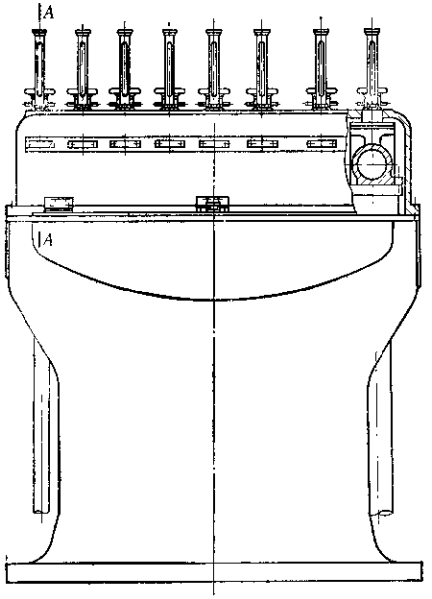
### 一、管壳式冷却器

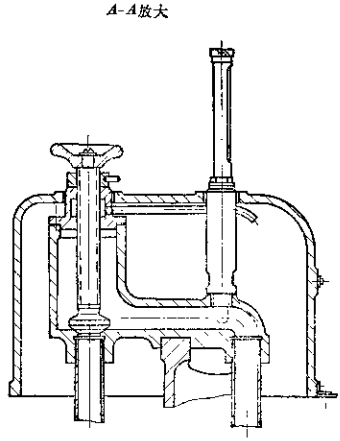
（一）结构形式

管壳式冷却器如图8-6*a*所示，主要由筒体、封盖、芯子所组成。芯子由一束胀接（或焊接）在两头管板上的换热管，折流板，旁路挡板，拉杆和定距管所组成。

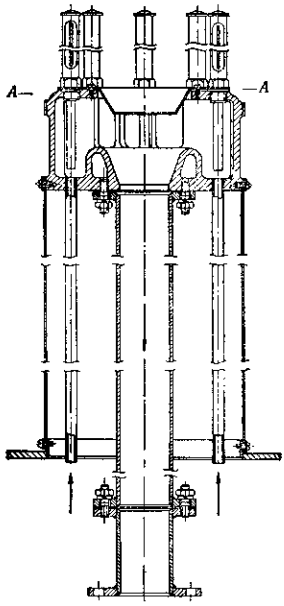


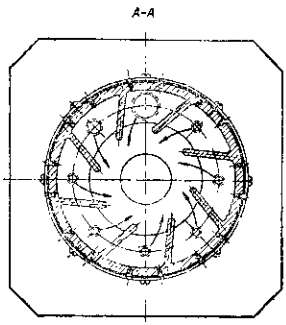
油气储运网www.youqichuyun.com搜集




a)




b)

图 8-5　多级压缩机溢水槽

a—直列布置；b—圆周布置



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

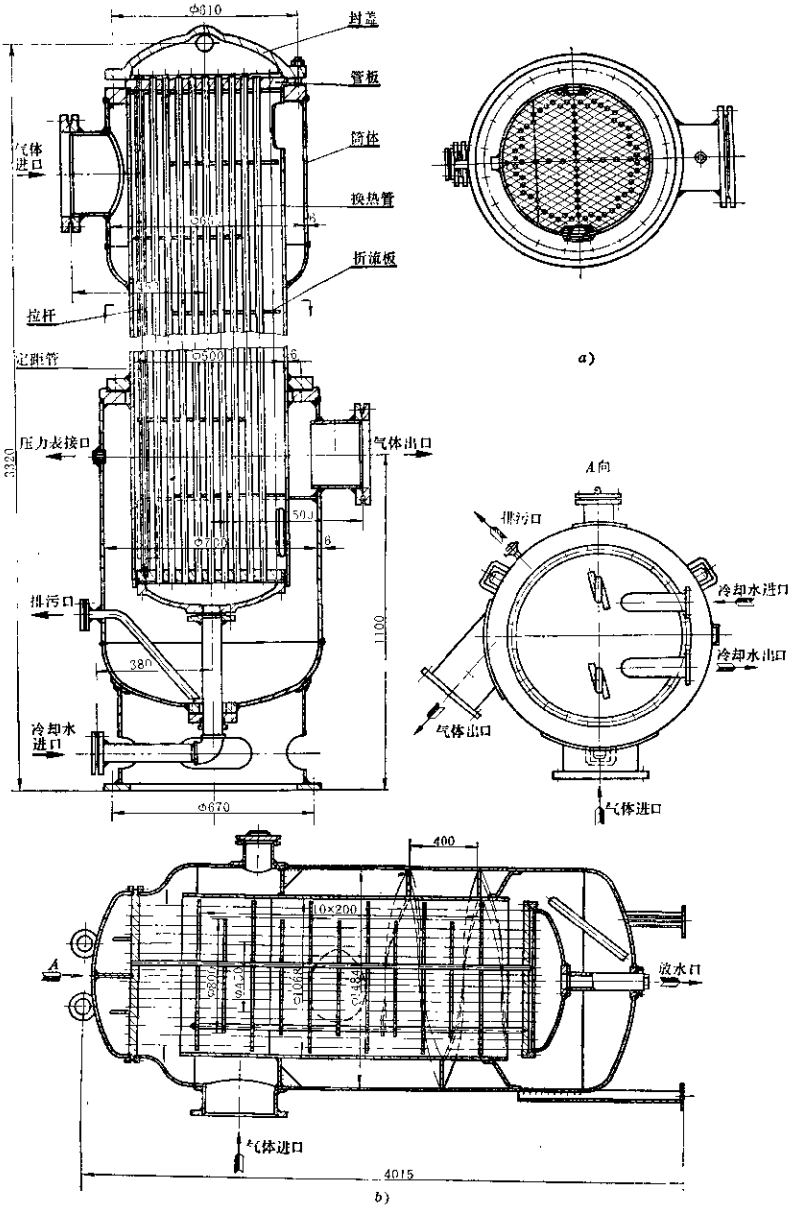



图 8-6 填料式冷却器

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

此类冷却器的冷却水一般是在管内流动，而气体在管间流动；近年来，气体在管内流动的设计，已开始获得日益广泛的应用，气体在管间流动的管壳式冷却器使用压力≤30～50公斤/厘米²，气体在管内流动者可达高压范围。采用气体在管内流动的方案，可取用较高流速，从而获得较高的气侧给热系数。对于极易污染的气体，亦应安排在管内流动。

热补偿结构通常有填料式（图8-6）和浮头式（图8-7和图8-10）两种形式。

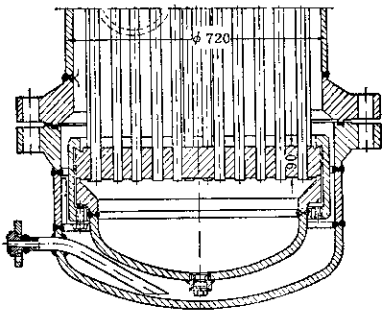



图 8-7　浮头式冷却器

图8-6*a*所示冷却器的壳程气侧工作压力10公斤/厘米²，换热面积36.8米²。进出口都具有缓冲容积，下部还起油水分离的作用。为检修取芯方便，采用了筒体中分结构。

图8-6*b*所示冷却器，焦炉气处理量为8750标准米³/时（湿气），壳程气侧压力为3公斤/厘米²，传热面积为154米²；该冷却器分离导板采用螺旋式，切向出气，减少了气侧的阻力损失。

冷却器、缓冲器和油水分离器的合并形式，是使现代大型压缩机的低压辅机结构紧凑化的有效途径之一。图8-8为冷却器、缓冲器和油水分离器合并结构的较为典型的设计。除合并结构的特点和进、出口都切向配置外，并采用了水侧管方四程方案，提高了冷却水流速，这对减少水垢的形成颇为有效。该冷却器壳程气侧工作压力为2.97公斤/厘米²，换热面积为125米²。

使用低翅的螺纹管为换热管，可大大提高壳程气侧的给热系数。据国内工业试验结果，螺纹管的总传热系数，比操作条件基本相同情况下的工业光管提高0.5～1倍。若在冷却水、气体流量和进口温度大体相同的情况下，气体出口温度，螺纹管比工业光管要低10°C左右。显然，取用螺纹管会使冷却器外形尺寸和金属耗量减小。据试验，螺纹管的翅侧积垢情况并不严重。但对于极易污染的气体，管外积垢后，清洗颇为不便，使得具有优良传热效果的螺纹管的换热能力降低。

图8-9所示冷却器是用在排量2570公斤/时的氢气压缩机上，其壳程气侧的工作压力9.22公斤/厘米²，有效冷却面积13米²，换热管为螺纹管，其规格：管胚20×3，材料T2，翅片管外径22.5毫米，翅片根径15毫米，管内径12毫米，齿厚0.3～0.4毫米，齿距2毫米。

冷却器的寿命是衡量设计完善度的重要标志。管壳式冷却器损坏原因有腐蚀、堵塞和折流板与换热管间的接触磨损等。根据具体条件和结构，其主次各不相同，但三者又是相互影响的。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

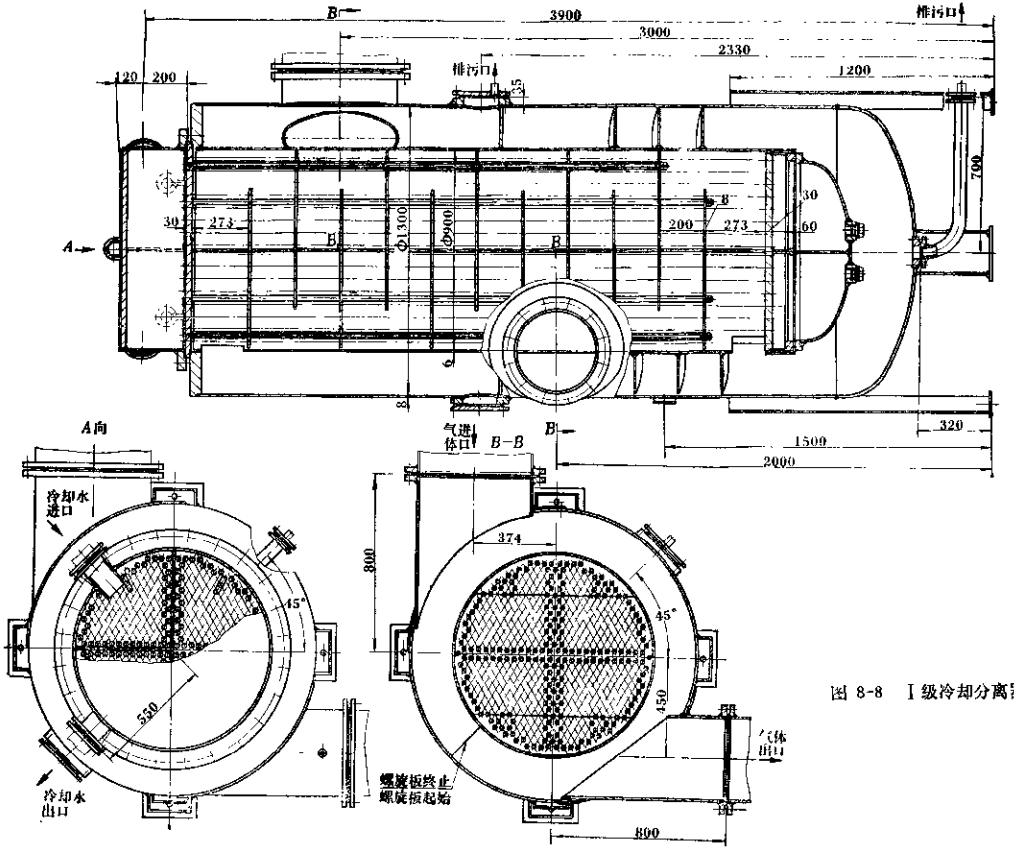



图 8-8 Ⅰ级冷却分离器

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

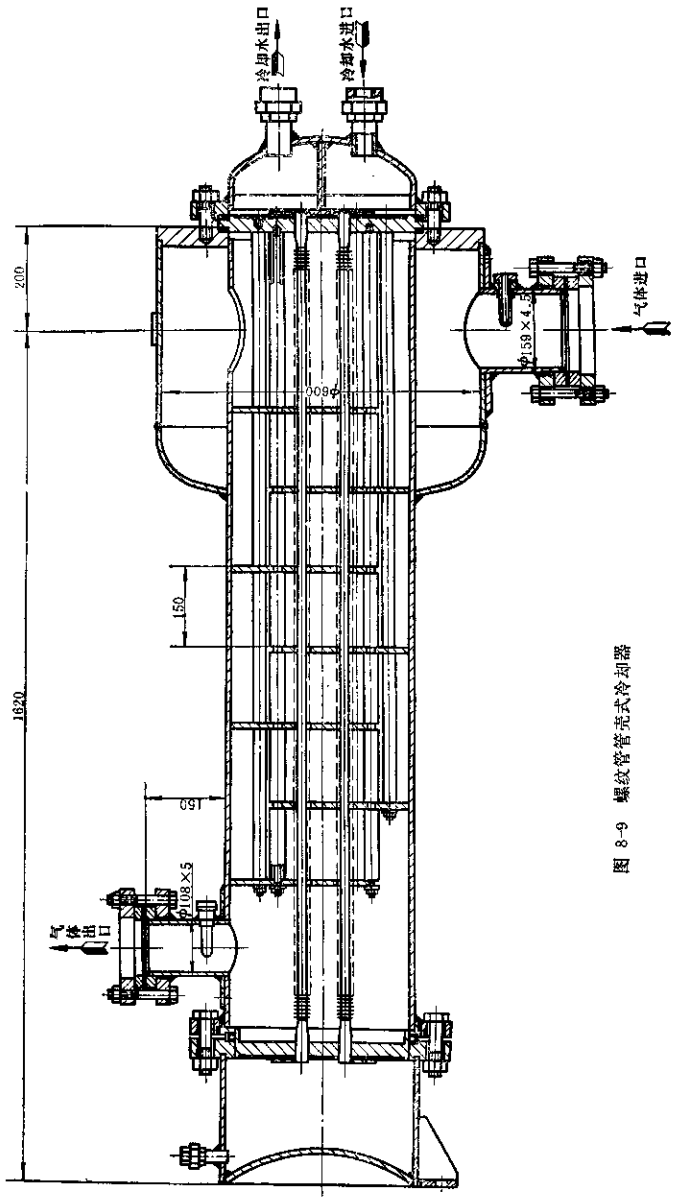



图 8-9 螺纹管管壳式冷却器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

管壳式冷却器虽用折流板来增加气体流速，但流速仍然很低，难以将污染气体中的尘埃、油污和腐蚀产物（在水洗流程合成氨系统中，主要是 $H_2S$、$CO_2$ 与碳钢化合物）排除。加之气体脉冲作用在折流板上，引起换热管和折流板间因相对振动而引起磨损，会加速冷却器的损坏。

有的冷却器设计成气体在管内流动，冷却水在管间流动，不仅提高了气体流速，增加了气侧给热系数，且寿命和其他技术经济指标亦得到提高。在这方面，国内已有较成熟的经验。图8-10所示为某化肥厂使用的合成氨压缩机Ⅲ级卧式冷却器，管方设计压力 25 公斤/厘米$^2$，处理气体量16000标准米$^3$/时，气侧设计流速12.5米/秒，传热面积45.5米$^2$。传热面积比原立式水在管内流动时减少20%，金属耗量下降27.5%，阻力损失仅略有上升。

U形管冷却器在形式上和一般管壳式冷却器相似，但省去了浮头等热补偿结构，造价低。其热补偿作用是通过胀焊在管板上的U形管本身的伸缩来达到。图 8-11 所示为卧式U形管冷却器的单元结构，管程气体压力340公斤/厘米$^2$，壳程冷却水压力3.5公斤/厘米$^2$。显然，由于气体在管内流动，不仅有可能提高流速，而且能适用于高压，其外形尺寸和金属耗量皆小于原老的套管式结构。但U形管冷却器管束的检视和机械清洗颇为不便，所以要求管内气体应是洁净的。

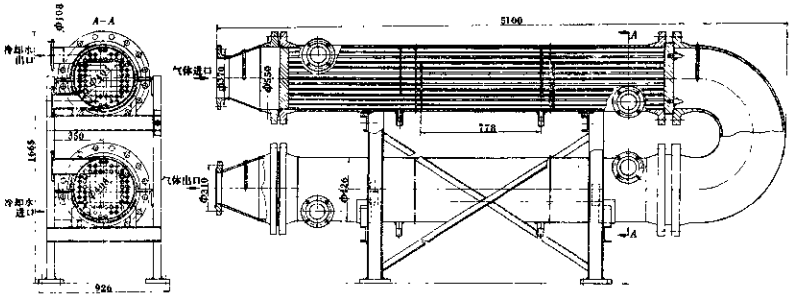



图 8-10　合成氨压缩机Ⅲ级冷却器

图8-12是氮氢混合气压缩机末级U形管冷却器（是立式的），管内气侧工作压力为320公斤/厘米$^2$。

（二）结构设计●

1.管束与管子：换热管的排列方式，通常有三角错列和四方直列两种（图8-13）。三角错列，可使冷却器径向尺寸紧凑，横掠管束的流体，具有较大的给热系数；四方直列，使管束间清洗污垢方便，具有较小的流动阻力。若将四方直列的管子，相对流体流向转过45°，则管束的给热系数在一定程度上得到提高。

冷却器换热管常用内径 $d_i$=10～20毫米。选用较小的直径，可减小设备尺寸，提高给热系数。气体在管外流动时，给热系数的提高更显著。但管径过小，导至管内清洗不便，泄漏

● 可参考元件式和风冷式等冷却器有关部分。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

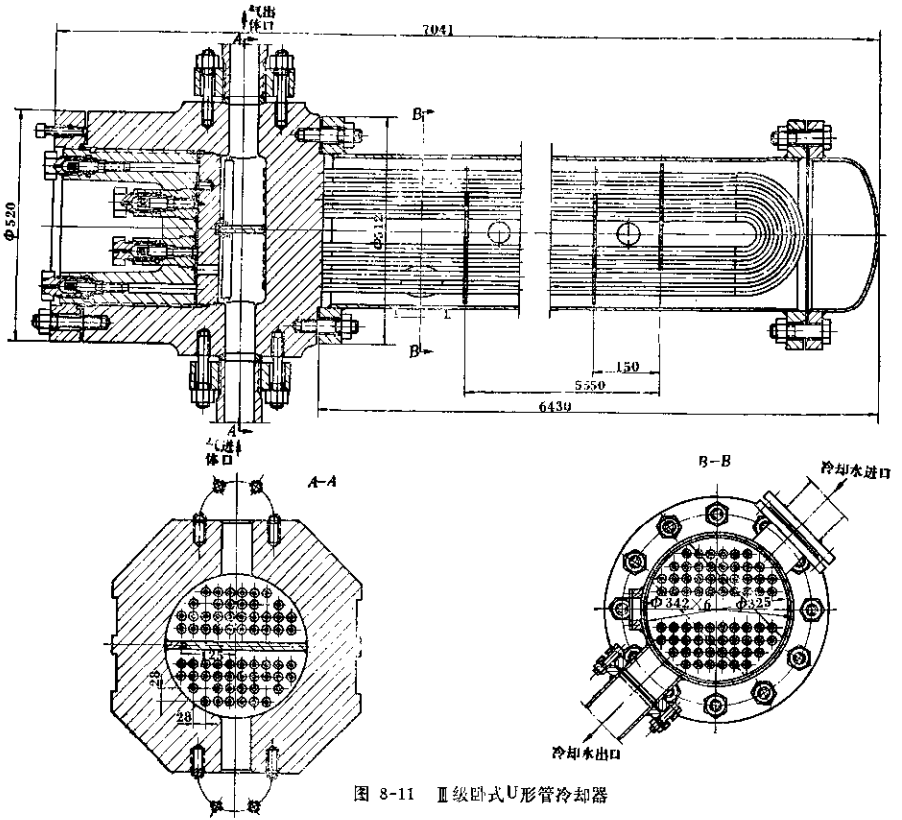



图 8-11 Ⅲ级卧式U形管冷却器

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

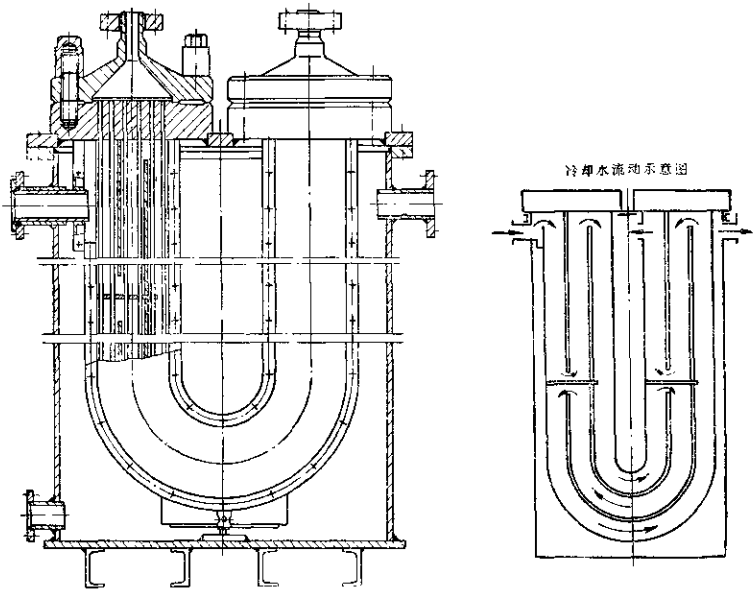
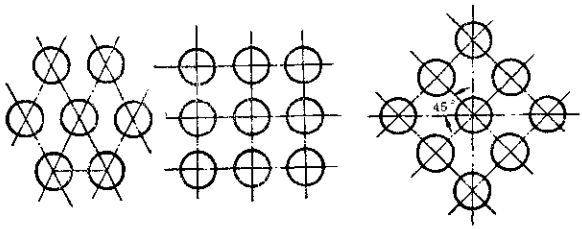



图 8-12　立式U形管冷却器




a)　　b)

图 8-13　换热管的排列方式

a—三角错列；b—四方直列

的可能性也相应增加。

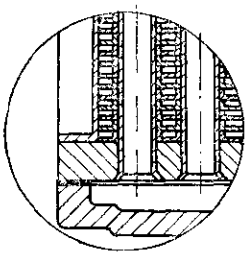
相邻管间中心距 $P_t$：从提高流速，增大给热系数的要求来讲，应取最小值。但应考虑换热管外径$d_o$及其在管板上的紧固方式，清理污垢的方便与可能等情况，通常胀管连接时 $\frac{P_t}{d_o}$=1.3～1.5；焊接连接时 $\frac{P_t}{d_o}$=1.25。上述数值范围亦适用于低翅螺纹管；对于高翅片管，其管心距$P_t=d_f+(2\sim3)$毫米，其中$d_f$为翅片直径（毫米）。



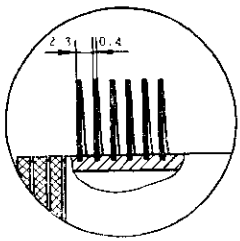
油气储运网www.youqichuyun.com搜集

换热管长度应限制在约6米以内。过长拆换和清洗不便；过短则管程数增大，结构复杂，制造成本增加，并使冷却器有效平均温差$\Delta T_M$降低。立式冷却器，考虑到机械稳定性，应使$\frac{H}{D}$=4～6，其中$H$为冷却器高度，$D$为冷却器筒体直径。立式冷却器高度，还受到厂房高度的限制。卧式冷却器，$\frac{H}{D}$=6～10。换热管细长者，投资较省。

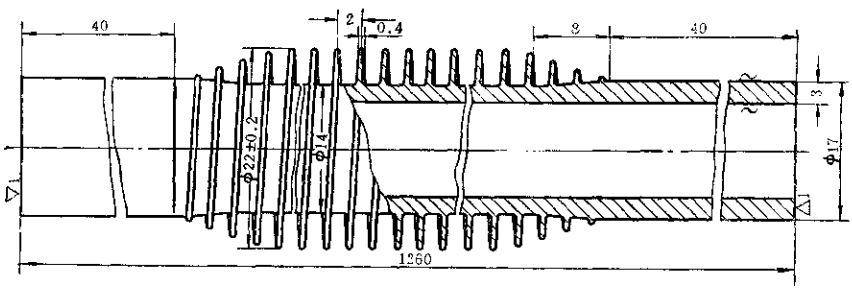
横翅片管可由各个单独的翅片套在管上，最后浸锡（图8-14$a$）或用带材绕在管子的螺旋槽内，通过挤压使翅片与管子紧固，以保证接触良好（图8-14$b$）；但最好的方法是用滚压，使管子发生塑性变形而形成翅片（图8-14$c$），这样得到的翅片管质量最高，在翅片过渡处没有热阻，翅片的形状也利于散热，工艺也简单。



a)




b)




c)

图 8-14 横翅片管的形式

滚压翅片管有低翅管（图8-14$c$）和高翅管（图8-15）两类。翅片高度与管径之比小于0.4的为低翅片管，比值大于0.4的为高翅片管。低翅片管的翅化系数（外表面积与内表面积之比）为2.5～4，用于管内外传热系数相差不大的场合。高翅片管用塑性金属（铜、铝以及铝合金）在冷态下辗制而成，或用钢在热态下轧制而成，其翅化系数为8～16。根据运行条件，冷却器若不能用单一材料的金属管，则可用复合式高翅片管（图8-15）。高翅片管适用于管子内外表面传热系数相差很大的场合。

滚压成型翅片管的结构参数尺寸如表8-2和表8-3所示。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

纵翅片钢管是由管子外表面焊上槽形片而成型，或用厚壁的铝合金管子在拉模机上拉制成型。

2.旁路挡板、管板、折流板和支承板：如图8-16所示，管束和壳体间的环形空隙，会形成短路，降低冷却效率，所以需加装侧面旁路挡板。

对于管子和筒体材料膨胀系数大致相同的浮头式冷却器，固定管板厚度可按下述经验公式确定：

$$S=f(a+bD_i)\text{（毫米）} \qquad (8\text{-}1)$$

式中 $S$——管板厚度（毫米）；

$D_i$——筒体内径（毫米）；

$a$——常数，一般取17，个别情况可减小；

$b$——常数，一般取0.0083；

$f$——系数，取$f_1$、$f_2$、$f_3$三个系数中最大的一个；

$f_1$——制造系数，查表8-4；

$f_2$——结构系数，查表8-5；

$f_3$——压力系数，查表8-6。

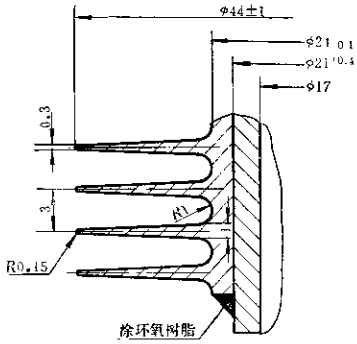



图 8-15 复合式高翅片管

表 8-2 滚压成型高翅片管参考尺寸 （毫米）

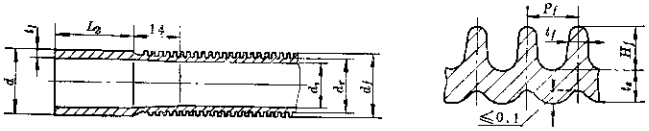
| 材料 | 管外径 | 翅片部分直径 | 翅片部分最小壁厚 | 齿厚 | 齿边 |
|---|---|---|---|---|---|
| 铜 | 6～8 | 10～16 | 0.5～1.0 | 0.4～0.5 | 1.5～2.5 |
| | 8～10 | 13～20 | 0.5～1.0 | 0.4～0.5 | 1.5～3.0 |
| | 10～12 | 17～26 | 0.8～1.5 | 0.6 | 2.0～4.0 |
| | 12～15 | 20～31 | 1.0～1.5 | 0.6 | 2.5～5.0 |
| | 15～20 | 27～40 | 1.5～2.0 | 0.65 | 3.0～6.0 |
| | 20～25 | 32～45 | 1.5～2.0 | 0.65 | 3.0～6.0 |
| 铝 | 6～8 | 10～18 | 0.5～1.0 | 0.40 | 1.5～2.5 |
| | 8～10 | 14～22 | 0.5～1.0 | 0.40 | 1.5～3.0 |
| | 10～12 | 18～28 | 0.8～1.5 | 0.45 | 2.0～4.0 |
| | 12～15 | 24～35 | 1.0～1.5 | 0.50 | 2.5～5.0 |
| | 15～20 | 31～44 | 1.5～2.0 | 0.55 | 3.0～6.0 |
| | 20～25 | 36～55 | 1.5～2.0 | 0.60 | 3.0～6.0 |
| 钢 | 20～40 | 32～60 | 2.0～3.0 | 1.2～1.5 | 5.0～8.0 |
| 双金属管（翅片为铝质） | 12～15* | 24～35 | 1.0～1.5 | 0.5 | 0.50 |
| | 15～20* | 31～44 | 1.0～1.5 | 0.55 | 0.55 |
| | 20～25* | 36～55 | 1.0～1.5 | 0.60 | 0.60 |
| | 25～40* | 41～70 | 1.5～2.5 | 0.60 | 0.60 |

* 系指外管内径或内管外径。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 8-3 液压成型低翅片管参考尺寸




| 材质 | $d$ | $t_1$ | $d_f$ | $d_r$ | $H_f$ | $t_s$ | $t_t$ | $p_f$ | $d_t$ | 外周面积 $A_0$ | 内外面积比 $A_0/A_i$ | 重量 | 許用压力 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | (毫米) | | | | | | | | | (米²/米) | | (公斤/米) | (公斤/厘米²) |
| 鋼(含鋼99.9%以上) | 19.5 | 1.6 | 19.2 | 15.4 | 1.9 | 0.8 | 0.4 | 1.33 | 13.8 | 0.195 | 4.57 | 0.74 | 43(<100°C) |
| 銅(含銅99.5%以上) | 18.88 | 1.6 | 18.75 | 15.85 | 1.45 | 1.0 | 0.4 | 1.33 | 13.85 | 0.151 | 3.47 | 0.69 | 42(<100°C) |
| 10 号 鋼 | 20 | 2.2 | 19.6 | 16.7 | 1.45 | 1.6 | 0.6 | 1.49 | 13.5 | 0.141 | 3.33 | 0.88 | 40(<320°C) |
| 不 銹 鋼* | 20 | 1.6 | 19.6 | 17.2 | 1.2 | 1.0 | 0.6 | 1.49 | 15.2 | 0.128 | 2.68 | 0.65 | 189(<450°C) |
| 鋼線合金 | 18.88 | 1.7 | 18.75 | 15.85 | 1.45 | 1.2 | 0.5 | 1.33 | 13.45 | 0.151 | 3.58 | 0.77 | 84(<100°C) |
| 黃 銅 | 18.88 | 1.6 | 18.75 | 16.35 | 1.2 | 1.2 | 0.5 | 1.33 | 13.95 | 0.135 | 3.08 | 0.69 | 99(<100°C) |
| 鋁(含鋁99.7%以上) | 18.88 | 1.6 | 18.75 | 18.75 | 1.45 | 1.2 | 0.4 | 1.33 | 13.45 | 0.151 | 3.58 | 0.23 | 18(<100°C) |

* 超低碳鉻鎳鉬不銹鋼，化学成分：C<0.03%，Cr：16～18%，Ni：10～14%，Mo：2～3%。

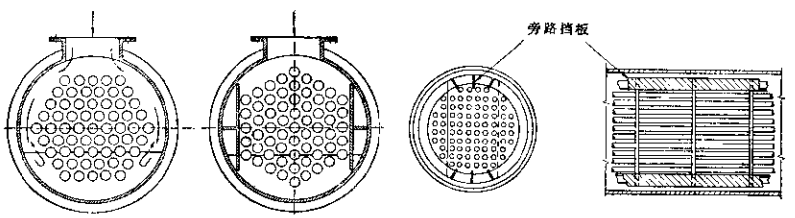



图 8-16 侧面旁路挡板装置

表 8-4 说明：管子和管板的连接，应优先采用焊接，如采用胀接，则建议使用以下压力范围：对16Mn钢管板，≤16公斤/厘米²；对20钢管板，≤10 公斤/厘米²；对奥氏体不锈钢管板，≤ 6 公斤/厘米²。

表8-6中，若设计压力>16 公斤/厘米²，$f_3$ 必须予以修正，即取 $f_3\frac{\sigma_s'}{\sigma_s''}$ 其中，$\sigma_s'$ 为16Mn钢板屈服强度，$\sigma_s''$为管板所用钢板的屈服强度。

冷却器浮动管板受力不大，只要根据密封性选取适当厚度即可。U形管式冷却器管板在



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 8-4 制造系数 $f_1$

| 筒体内径 $D_i$ | 单管程冷却器 | | 多管程冷却器 |
|---|---|---|---|
| | 胀接 | 焊接 | |
| ≤325 | 1.15 | 1.00 | 1.15 |
| >325～500 | | | 1.30 |
| >500～800 | | | 1.50 |
| >800～1200 | 1.30 | | |
| >1200～1800 | 1.50 | | 1.70 |

表 8-5 结构系数 $f_2$

| 筒体内径 $D_i$ | 管内压力（公斤/厘米²） | | |
|---|---|---|---|
| | ≤6 | 10 | 16 |
| ≤800 | 1.00 | 1.15 | 1.30 |
| >800～1200 | | 1.30 | 1.50 |
| >1200～1800 | | 1.50 | 1.70 |

表 8-6 浮头式冷却器压力系数 $f_3$

| $p$（公斤/厘米²） | | $f_3$ | |
|---|---|---|---|
| ≤10 | 筒体直径 $D_s$ | 1.00 | |
| 16 | | ≤800 | 1.60 |
| | | >800～1200 | 1.70 |
| 25 | | ≤800 | 1.70 |
| | | >800～1200 | 1.90 |
| 40 | | ≤800 | $f=1.00,\ a=17,\ b=0.05$ |

相同工作压力和筒体直径条件下，比其他冷却器管板受力大。管板厚度参考值见表 8-7，其强度验算见本章第五节。

表 8-7 管板厚度参考值(TH2-59)

| 压力（公斤/厘米²） \ 筒体直径 $D_s$（毫米） | 159 | 273 | 325 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 | 1200 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2.5 | 16 | 18 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 22 | 22 |
| 6 | 18 | 20 | 22 | 22 | 24 | 24 | 28 | 28 | 32 | 32 |
| 10 | 20 | 24 | 28 | 30 | 32 | 34 | 34 | 34 | 38 | 38 |
| 16 | 22 | 26 | 28 | 32 | 34 | 36 | 38 | 40 | 42 | 44 |
| 25 | 24 | 30 | 36 | 38 | 40 | 50 | — | — | — | — |
| 40 | 26 | 36 | 46 | — | — | — | — | — | — | — |

注：在相同条件下，固定式管板受力小于U形管式和浮头式。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

折流板的作用在于增加流速，并使流体横掠管束，提高壳方传热系数。其形式有圆缺形和盘环形两种（图8-17）。

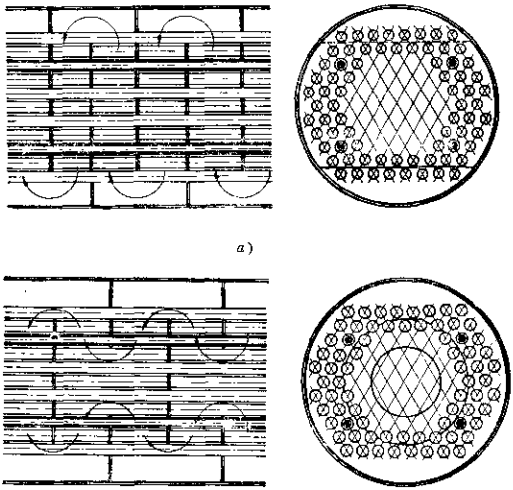


图 8-17 折流板

*a*—圆缺形；*b*—盘环形

折流板厚度要保证必要的刚度，以减少由于气流脉冲引起的振动。气体在管间流动时，其厚度达6～8毫米以上，有时达12毫米。筒体直径较大或相邻折流板间距较大时，折流板厚度应取较大值。圆缺形折流板通常切去25%面积。

折流板间距主要决定于介质的流量和粘度。在保证一定的流速，限制一定的阻力损失情况下，流量大的应取较大值。该间距通常在$(0.25\sim0.5)D$，范围内，且愈靠近出口端距离愈小。筒体直径较小的冷却器，选用较大的相对距离。盘环形折流板间距约为圆缺形时的一半。

冷却水在壳方流动时，壳侧给热系数比管侧给热系数大，所以折流板切去面积和其间间距都可大些。

管壳式冷却器筒体与折流板间隙、折流板管孔和换热管间隙，对冷却器的换热效果有十分明显的影响。理论计算表明，间隙每减少1毫米，传热效率可提高10～15%。故减小上述间隙是提高冷却器传热效率的重要途径。但间隙过小会给制造和安装带来困难。

表8-8和表8-9列出了折流板、管板和支持板上管孔直径及中心距偏差，折流板、支持板名义外径及偏差。

3.换热管在管板上的固定方法：换热管和管板的连接，必须保证在压力气体下的密封性、可靠性，以及良好的制造工艺性。基本形式有胀接和焊接两种，国内各厂具有胀接的丰富经验和传统习惯，但生产效率不及焊接。一般胀接用在压力小于40公斤/厘米$^2$情况下，更高的压力需采用焊接连接。焊接和胀接的结构形式和尺寸见图8-18和表8-10。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**表 8-8 折流板、管板和支持板上管孔直径及中心距偏差** （毫米）

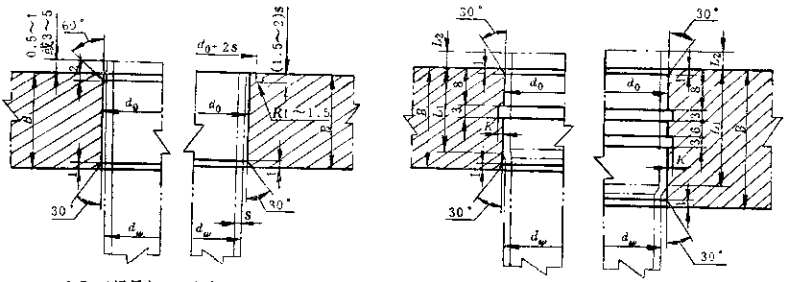
| 管子外径 | 管板孔 | | 折流板、支持板孔 | | 相邻孔 | 管列中心距允许偏差 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 孔直径 | 允许偏差 | 孔直径 | 允许偏差 | 中心距 | 相邻孔 | 任意孔 |
| 14 | 14.4 | +0.15 | 14.6 | +0.4 | 19 | ±0.3 | ±1.0 |
| 19 | 19.4 | +0.2 | 19.6 | +0.4 | 25 | ±0.3 | ±1.0 |
| 25 | 25.4 | +0.2 | 25.6 | +0.4 | 32 | ±0.3 | ±1.0 |
| 32 | 32.5 | +0.3 | 32.7 | +0.45 | 40 | ±0.3 | ±1.0 |
| 38 | 38.5 | +0.3 | 38.7 | +0.45 | 48 | ±0.3 | ±1.0 |
| 57 | 57.7 | +0.4 | 57.9 | +0.5 | 70 | ±0.5 | ±1.2 |

**表 8-9 折流板、支持板名义外径及偏差** （毫米）

| 筒体公称直径 $D_0$ | 159 | 273 | 325 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 冷却器折流板、支持板名义外径 | $D_i-2$ | | | 397 | 496.5 | 596.5 | 696 | 796 | 896 | 996.5 | 1095.5 | 1195.5 |
| 折流板、支持板外径负偏差 | -0.53 | -0.60 | -0.68 | -0.76 | -0.76 | -0.90 | -1.00 | -1.00 | -1.10 | -1.10 | -1.20 | -1.20 |

注：①$D_i$为筒体内径（毫米）。

②$D_0 \leqslant 325$，用钢管做筒体时，应根据钢管实测最小内径配制折流板或支持板。




0.5～1用于$d_0 \leqslant 25$毫米；3～5用于$d_0 > 25$毫米　　$B \leqslant 25$毫米；$B > 25$毫米

a）　　b）

图 8-18 换热管和管板的连接形式

a—焊接连接；b—胀接连接

**表 8-10 胀接尺寸** （毫米）

| 管孔名义直径 $d_0$ | 胀接长度 $L_1$ | | 管子伸出长度 $L_2$ | 槽深度 $K$ |
|---|---|---|---|---|
| | $B \leqslant 50$ | $B > 50$ | | |
| 14.4 | $B-3$ | 50 | $3^{+2}$ | 不开槽 |
| 19.4 | $B-3$ | 50 | $3^{+2}$ | 0.5 |
| 25.4 | $B-3$ | 50 | $3^{+2}$ | 0.5 |
| 32.5 | $B-3$ | 50 | $4^{+2}$ | 0.6 |
| 38.5 | $B-3$ | 50 | $4^{+2}$ | 0.6 |
| 57.7 | $B-3$ | 50 | $5^{+2}$ | 0.8 |

注：①胀时压力≤6公斤/厘米²时，管板可不开槽。

②如用后退式胀管器，管子伸出长度是指胀接后的情况。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

管子与管板连接的技术要求，以及其他各部分技术条件应符合“钢制管壳式换热器”的技术规范。

4.多程冷却器封头隔板及管板上的沟槽、纵向隔板：图8-19所示为封头隔板及管板上的沟槽常用结构。A型用于碳钢冷却器，且程与程间要求密封紧密；B型与A型相似，但适用于合金钢制的冷却器，且直径不小于400毫米；C型用于合金钢制冷却器，当管板厚度不允许铣制沟槽的场合。隔板及沟槽尺寸如图所示，材料与封头相同。当冷却水在管内流动时，隔板密封要求可低些。

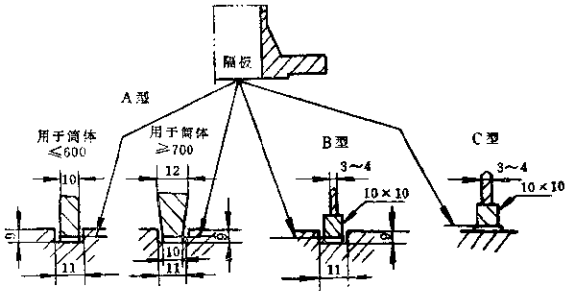



图 8-19 封头隔板及管板上的沟槽

在“双壳程”结构中，纵向隔板和壳体内壁之间的密封，结构形式有两种：一种是夹石棉弹簧钢片密封带，用螺栓与隔板相连（图8-20）、即在两薄弹簧片中间夹一层石棉垫片；另一种则无弹簧片，只有石棉板，用螺栓相连。应用上述纵向隔板结构时，应注意流体流动时压降的方向，否则将降低密封效果。

5.拉杆和定距管：拉杆可认为受拉力（壳程压力＞管程压力）或轴向弯曲（壳程压力＜管程压力），对于后者，可用下式进行验算：

$$P=\frac{\pi^2 EI}{ml^2}\text{（公斤）} \qquad (8\text{-}2)$$

式中 $P$——拉杆上的许用载荷（公斤）；

$E$——拉杆材料的弹性模数（公斤/厘米²）；

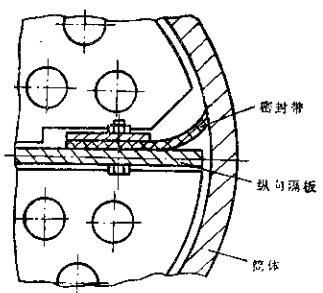



图 8-20 纵向隔板与壳体内壁间的密封



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$I$ ——拉杆截面的惯性矩（厘米$^4$）；

$l$ ——拉杆长度（厘米）；

$m$ ——安全系数，$m=4\sim5$。

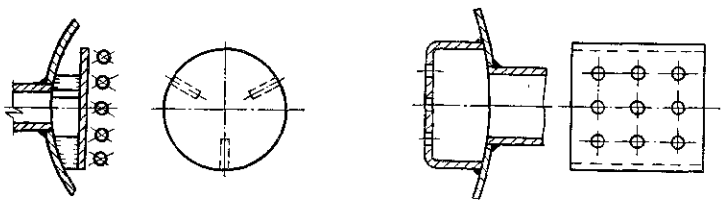
拉杆可用杆材或管材制造，拉杆数不少于4根，拉杆直径不小于10毫米（表8-11）。

**表 8-11 拉杆直径和最少拉杆数**

| 壳体直径（毫米） | 拉杆直径（毫米） | 最少拉杆数 |
|---|---|---|
| 200～380 | 10 | 4 |
| 400～680 | 10 | 6 |
| 700～830 | 12 | 6 |
| 850～1200 | 12 | 8 |
| >1250 | 12 | 10 |

拉杆与管板的固定方式有螺纹连接和点焊连接两种。前者用于碳钢穿管场合，后者用于不锈钢场合。定距管可用与换热管相同直径的管材。

6.防冲挡板：冷却水于管间流动时，为防止冷却水直接对换热管管束的冲蚀，冷却水进入冷却器的线速度 $\omega>1$ 米/秒时，应设置防冲挡板，其结构如图8-21所示（挡板亦可安置在芯子部件上）。必须注意，在任何情况下，结构上应保证管束入口处的截面积不小于接管的通道面积。为增加流通面积，可在挡板上开设孔H。



a)　　b)

图 8-21 防冲挡板

a—圆板型；b—方板型

7.筒体、封头及其开孔与加强：冷却器筒体内径 $D_i$ 可用下式初步确定：

$$D_i=P_t(N_c-1)+d_0+\delta \text{（毫米）} \qquad (8\text{-}3)$$

式中 $P_t$ ——相邻管间中心距（毫米）；

$d_0$ ——管子外径（毫米）；

$\delta$ ——管束直径与筒体内径之差，一般为30～70毫米；

$N_c$ ——管束中心的一排管数，正三角错排时 $N_c=1.1\sqrt{N}$，正方直列时 $N_c=1.19\sqrt{N}$；

$N$ ——冷却器总管数（包括拉杆在内）。

筒体内径还应符合表7-8和表7-9规定。

壳程压力为6、10、16、25公斤/厘米$^2$时，筒体壁厚可参考表8-12。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**表 8-12 筒体壁厚** （毫米）

| 公称压力 $P_g$（公斤/厘米²） | 材料 | 公称直径 $D_g$ 159 | 273 | 400 | 500 | 600 | 800 | 1000 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 碳素钢及低合金钢 | | | | | | | |
| 6 | A3F①, A3R | — | — | — | — | — | 6 | 8 |
| 10 | A3R | — | — | — | — | (8) | (8) | (10) |
| | 16MnR | — | — | — | — | 6 | 6 | 8 |
| 16 | A3R | — | — | (8) | (8) | 8 | (10) | (12) |
| | 16MnR | — | — | 6 | 6 | 8 | 8 | 10 |
| 25 | A3R | 6② | 8② | (10) | (10) | (12) | (14) | (16) |
| | 16MnR | — | — | 8 | 8 | 10 | 10 | 12 |
| | 复合板及不锈钢 | | | | | | | |
| 6 | 1Cr18Ni9Ti | — | — | — | — | — | 6 | 6 |
| 10 | 1Cr18Ni9Ti | — | — | — | — | 6 | 6 | 6 |
| 16 | 1Cr18Ni9Ti | — | — | 6 | 6 | 6 | (8) | (10) |
| | 16Mn+δCr18Ni9Ti | — | — | — | — | — | 8 | 10 |
| 25 | 1Cr18Ni9Ti | 6 | 6 | (8) | (8) | (10) | (12) | (14) |
| | 16Mn+δCr18Nr9Ti | — | — | 8 | 8 | 10 | 10 | 12 |

注：①对于介质为剧毒者，采用A3R，其余情况采用A3F。
②为10钢无缝钢管。
③不锈钢筒体壁厚≥8毫米时，采用复合板；筒体壁厚＜8毫米时，采用1Cr18Ni9Ti。
④括号内的数值为采用代用材质时的参考值。
⑤当复合板的基层为A3时，筒体厚度与1Cr18Ni9Ti相同。
⑥当筒体采用δCr13（或以碳素钢为基层，δCr13为复层的复合板）时，其筒体厚度与1Cr18Ni9Ti相同。

筒体内径偏差，在任何截面任何方向不得超过表8-13规定。且筒体的弯曲不得超过筒体长度的$\frac{1}{1000}$，并不超过3毫米。

**表 8-13 筒体内径的偏差** （毫米）

| 筒体公称直径 $D_g$ | 325 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 筒体内径正偏差 | +2.5 | +2.5 | +2.5 | +3.0 | +3.0 | +3.0 | +3.0 | +3.0 | +3.0 | +3.0 |
| 筒体内径负偏差 | 以不妨碍管束安装与抽出为限 | | | | | | | | | |

常见的冷却器封头有两种：椭圆形封头和碟形封头。椭圆形封头型式和尺寸按压力容器封头的规范选取（见附录五）。

开口加强圈、加强管、封头上接管长度和筒体上接管长度等见附录五。

8.容器法兰：冷却器所用的容器法兰结构形式，应符合“压力容器法兰”的规定。

9.其他附属装置：高压气体在管内流动时，为保护壳体不因高压气体的泄漏造成水侧压



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

力突然升高，而致壳体破裂，通常采用爆破膜装置。爆破膜材料一般为铝，爆破压力6公斤/厘米$^2$。在缓冲器、油水分离器和冷却器合一的结构中，亦应考虑安置安全阀的位置。为便于检视，进、出气口还设有温度插套等。

为了检修、拆洗和安装方便，冷却器芯子部件上应备有吊环。

冷却器下部应备有排污阀。水在管间流动时，为防止气体聚积在壳体内部而使冷却效果不能充分发挥，壳体上方最好备有排气阀。

## 二、元件式冷却器

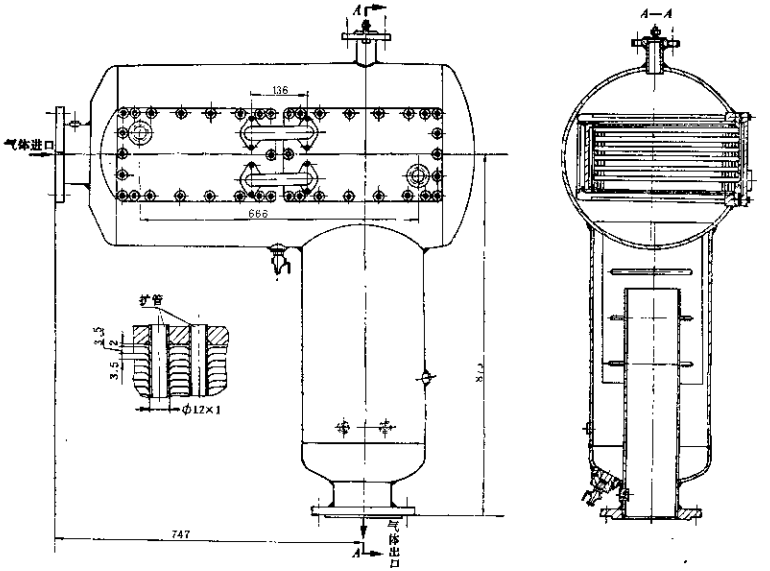



图 8-22　两级L型空气压缩机中间冷却器

此种型式冷却器使用压力通常在35公斤/厘米$^2$以下，被广泛应用于L型压缩机中。图8-22为排气量20米$^3$/分的两级L型压缩机用的中间冷却器，其外壳用钢板焊接而成。气在管间流动的冷却器，为清洗和拆装方便，采用两只芯子，并水平置于壳体内。芯子元件是一束钢管插入一组大散热片中。散热片材料为A3，厚0.5毫米，间距3.5毫米。为保证散热片与换热管接触紧密（散热片管孔断面常冲压成L型），以减小接合热阻，通常需浸锡或浸锌。浸锡或浸锌的厚度，一般在0.1～0.3毫米范围内。图8-22所示冷却器的空气通道最窄截面面积0.0266米$^2$，每只芯子为6程，每程管数12根，换热管规格：φ12×1的10钢无缝钢管。

元件式冷却器亦可采用翅片管。图8-23所示为氧气压缩机三元件式冷却器。其氧气处理量3000标准米$^3$/时，工作压力2.76公斤/厘米$^2$，传热面积41.4米$^2$。其换热管是双金属的复合翅片管，套于衬管外部的翅片管由铝管滚压而成。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

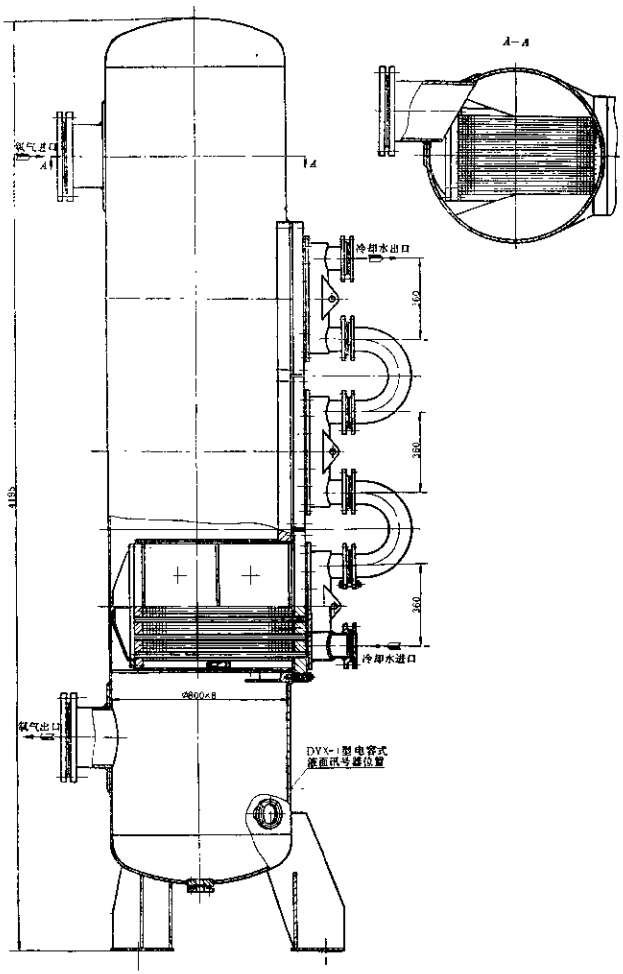



图 8-23　三元件式冷却器

图8-24所示为卧式四元件式冷却器，冷却管为光管，结构紧凑，操作方便，用在无地下室的卧式对称平衡型压缩机低压级中。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

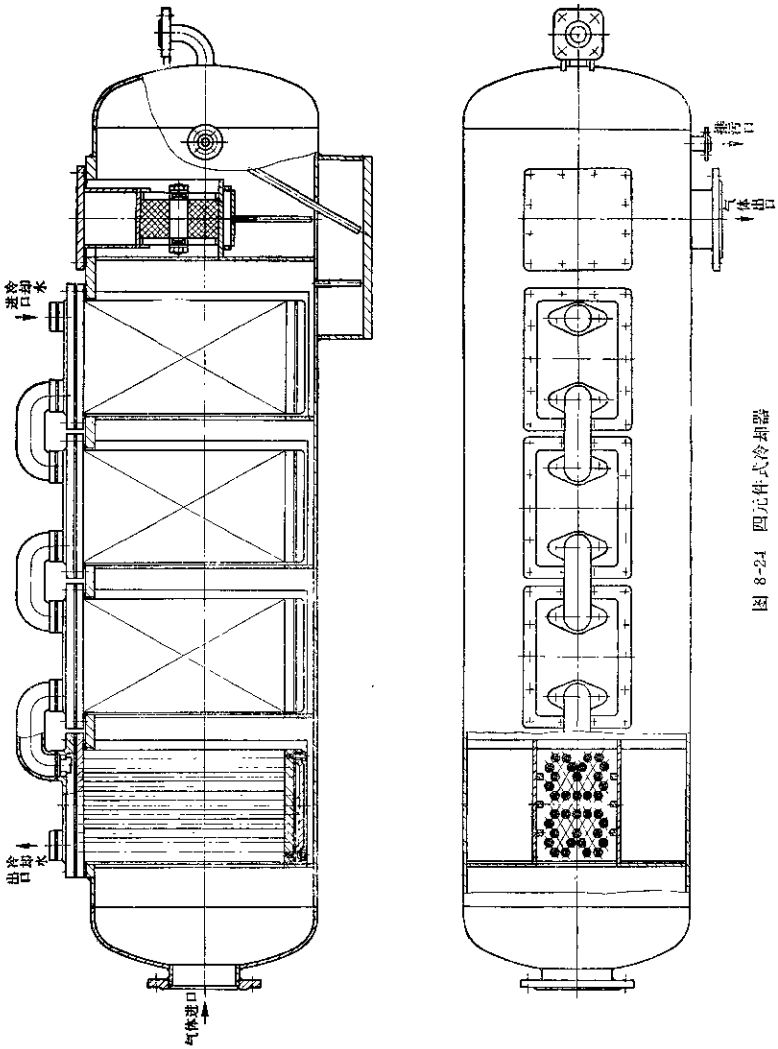



图 8-24 四元件式冷却器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

所有带散热片元件式冷却器，气流皆能弧形转折，且进、出口具有较大的缓冲容积，以利于减小阻力损失和级间压力波动。

### 三、套管式冷却器

适用压力为40公斤/厘米$^2$，甚至在2500公斤/厘米$^2$的超高压范围也使用。这种形式冷却器流通截面小，易达到高速流动，有利于换热。管间清理也方便。但消耗金属量大，结构较为笨重。因此，主要应用在体积流量不大，换热面积较小的场合。

气体在管间流动时，用于较低压力场合；反之，用于高压和超高压场合。

在中压和少数的高压情况下，为强化管间的气体给热过程，采用在内管外加装纵向翅片的措施。这时导管的连接设计成可拆卸形式，以便清理管间污垢，如图8-25所示。

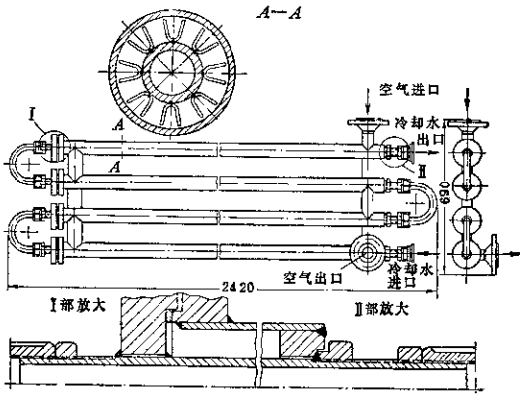



图 8-25　套管式带纵向翅片冷却器

图8-26所示为五级氮氢气压缩机五级冷却器，工作压力175公斤/厘米$^2$。冷却器属逆流式，为清理环形通道方便，内、外管亦采用可分联接，且用夹紧在法兰间的橡皮圈密封。冷却水切向进入，使冷却水产生螺旋流动，有利于强化传热和防止污垢的沉积。管间通道截面一般应设计得较小，以提高水速。

为使套管式冷却器适应较大的容积流量，采用了多排并联结构，如图8-27所示，这种冷却器工作压力为635公斤/厘米$^2$。

为强化传热过程，除采用翅片管外，还可采用填充金属导体等其他措施。图8-28所示为采用内核管和缠绕金属波形带结构的套管式冷却器。波形带材料为碳素钢或不锈钢，在保证波形带和管子接触良好的情况下，这种形式冷却器比光管时的传热系数提高1～2倍，而金属耗量少30～40%。

降低套管式冷却器的金属耗量，使其结构紧凑化的有效措施是吸取原管壳式冷却器的特点，将若干换热管置于较大的筒体内，管内为气体通道，管间为冷却水通道，组成所谓“小列管式”。小列管式克服了套管式结构较笨重的缺点，由于气在管内流动，因而又避免了原



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

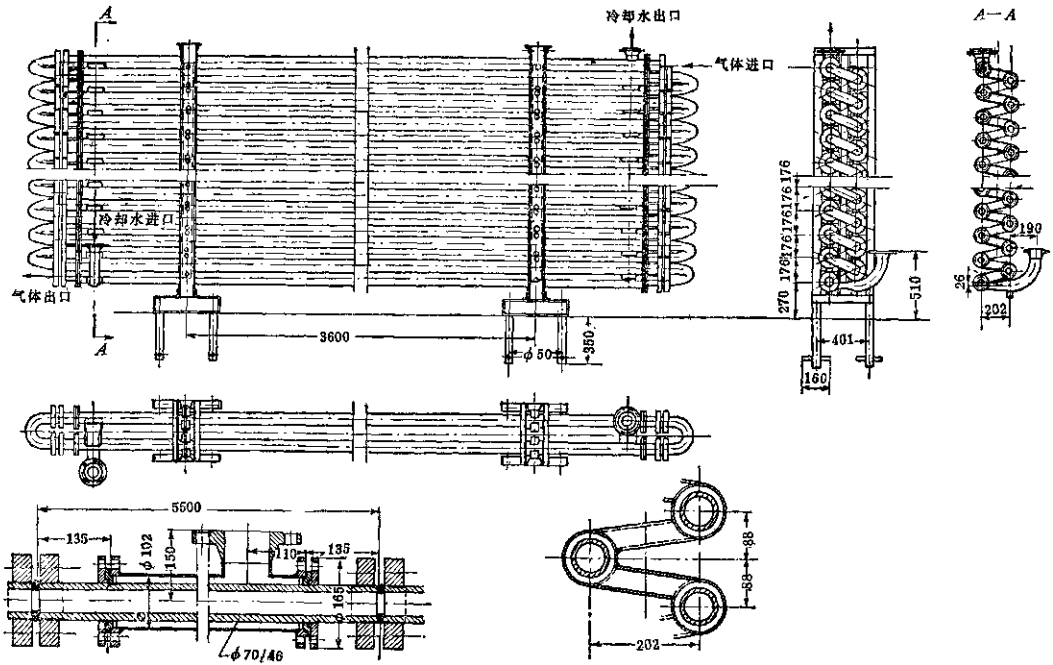



图 8-26 V级套管冷却器

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

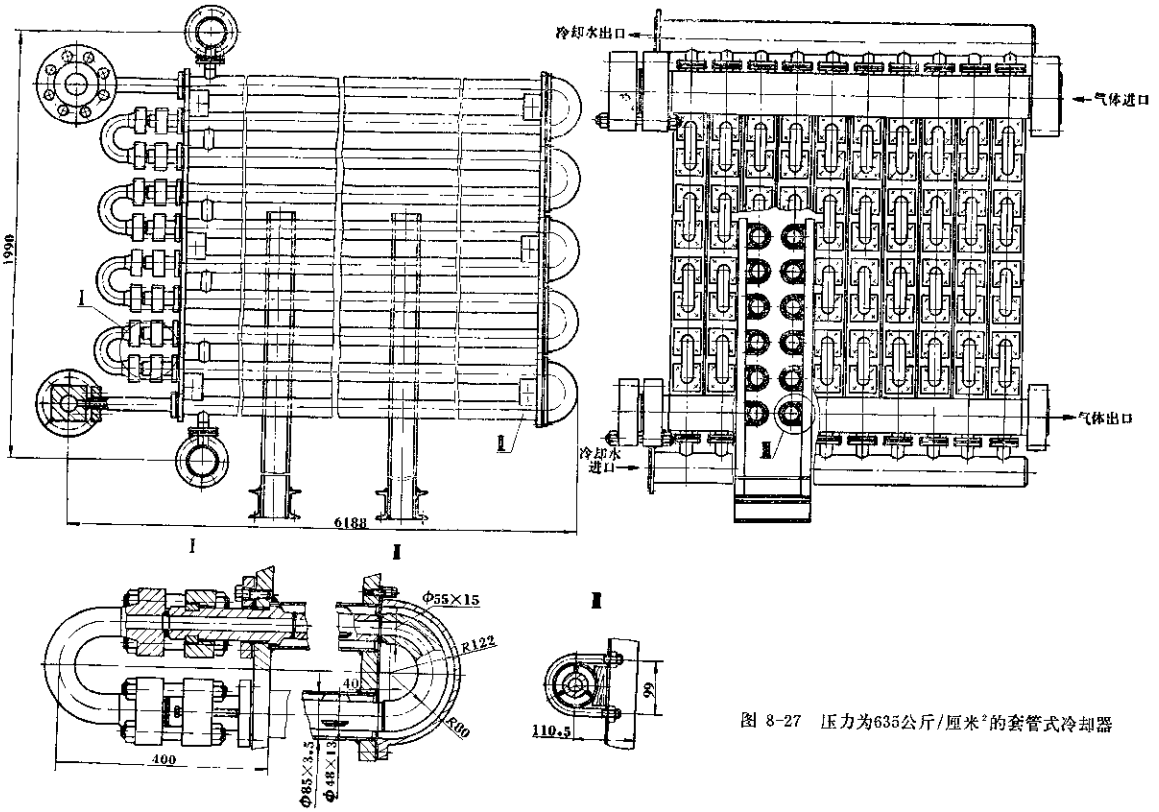



图 8-27　压力为635公斤/厘米²的套管式冷却器

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

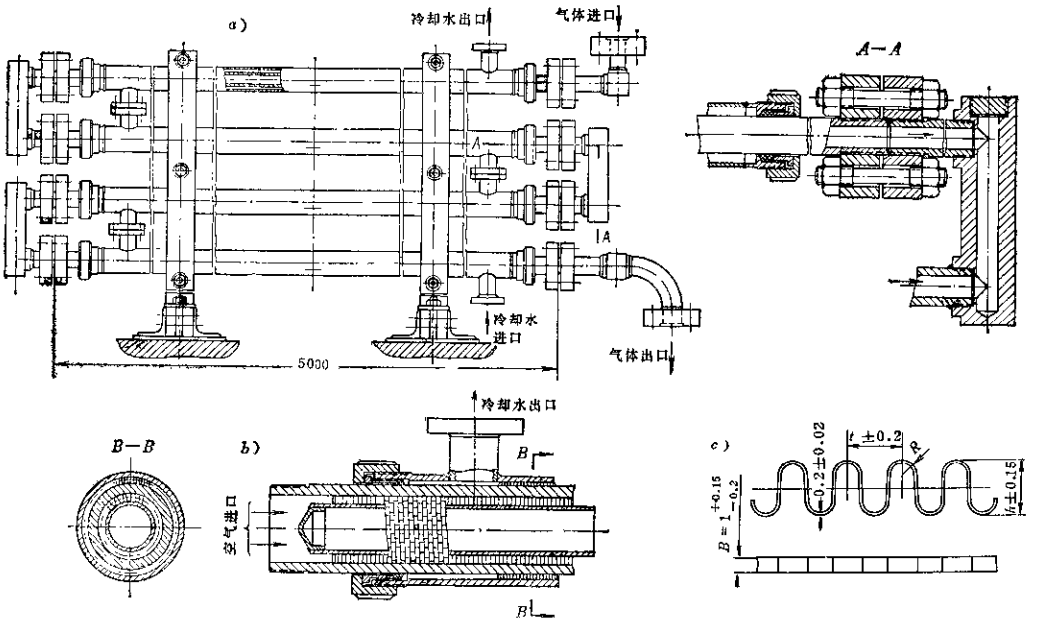



图 8-28　加内核管和缠绕波形带的套管式冷却器

波形带：Ⅰ　$h=3$；$t=2.5$；$R=0.5$；$B=1$；Ⅱ　$h=2$；$t=1.7$；$R=0.3$；$B=1$；Ⅲ　$h=6$；$t=4$；$R=1$；$B=1$

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

管壳式仅适用于低、中压范围的缺点。其单元结构如图8-29所示。据资料介绍，国外6M40-320/320型压缩机Ⅵ级冷却器原采用套管式，重量7400公斤，占地面积7.5米²；采用这种气在管内流动新管壳式结构后，重量和占地面积分别降低到3800公斤和3.9米²。

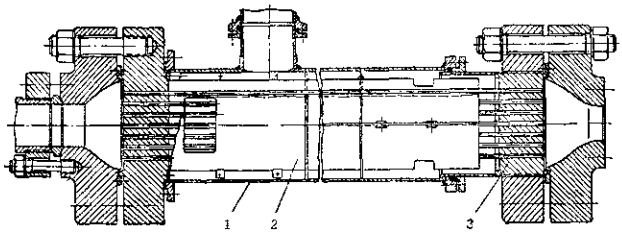



图 8-29 “小列管”式冷却器单元结构

1—筒体；2—假壳；3—管板

这种高压气在管内流动的管壳式冷却器，一般设计成卧式，为缩短其长度，可将几个单元结构串联使用。对于大排气量压缩机，冷却器的单元结构采用串、并联混合联接。

图8-30所示为氮氢气压缩机的Ⅱ级冷却器，管侧气体工作压力126公斤/厘米²，壳侧冷却水压力3.5公斤/厘米²。整个冷却器由6个单元结构所组成。

**四、蛇形管冷却器**

蛇形管冷却器构造简单、检修和管外清洗方便。可用于容积排量较小的任何压力范围（包括高压和超高压范围）；小型高压压缩机中多采用它。

小型压缩机常将若干级冷却蛇管置于气缸周围的水套水槽中（图8-31），或插入封闭气缸冷却水套的端盖内（图8-32），使结构显得特别紧凑。为避免蛇管在机械和气流脉动影响下引起振动和复杂应力，蛇管间可用板条与蛇管焊接固定(图8-32)，亦可采用其他措施（图8-33c）。

蛇管沉浸在大容器内，其换热过程主要取决于冷却水自由运动给热。容器内整个冷却水的温度接近于水的出口温度。这使冷却器的有效平均温差$\Delta T_m$减小，在一定程度上恶化了传热过程。为此，有时加装折流板加以改善。

加大蛇管的流通能力的方法，可用同心并联若干层蛇管的结构（图8-33）。

每层蛇管长度$L=\pi Dn$（毫米），式中$D$为蛇管圈直径（毫米）；$n$为蛇管圈数。蛇管高度$H=nt$（毫米），式中$t$为管子的垂直间距(毫米)，约为管径的1.5～2倍。令$\varepsilon=\frac{H}{D}$，得$\varepsilon=\frac{\pi n^2 t}{L}$，得蛇管圈数：

$$n=\sqrt{\frac{\varepsilon L}{\pi t}} \qquad (8\text{-}4)$$

式中$\varepsilon=0.5\sim3$。

对于同心圆并联数层蛇管，其第$m$层蛇管圈的直径：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

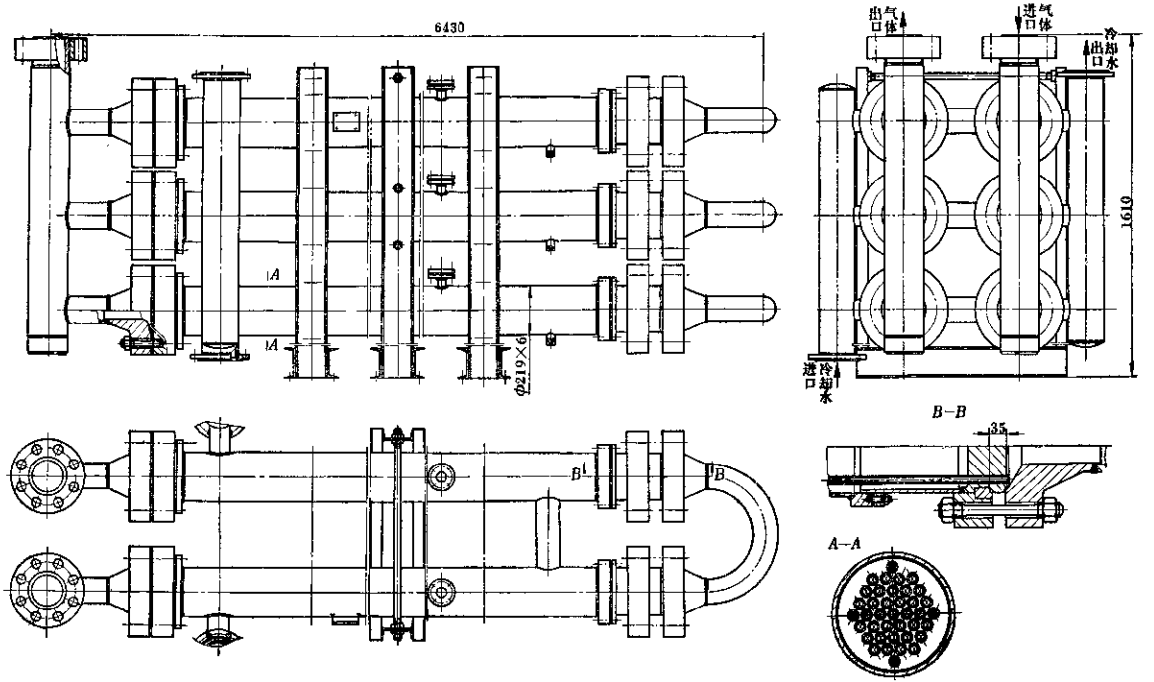



图 8-30　氮氢气压缩机Ⅱ级冷却器

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

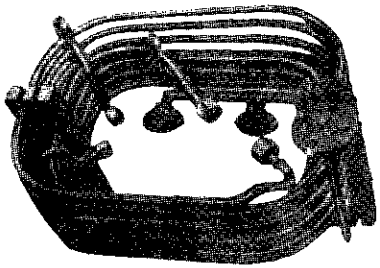


图 8-31　高压中、小型压缩机蛇形管冷却器

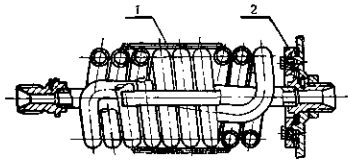



图 8-32　船用压缩机一级冷却器

1—板条；2—防蚀锌板

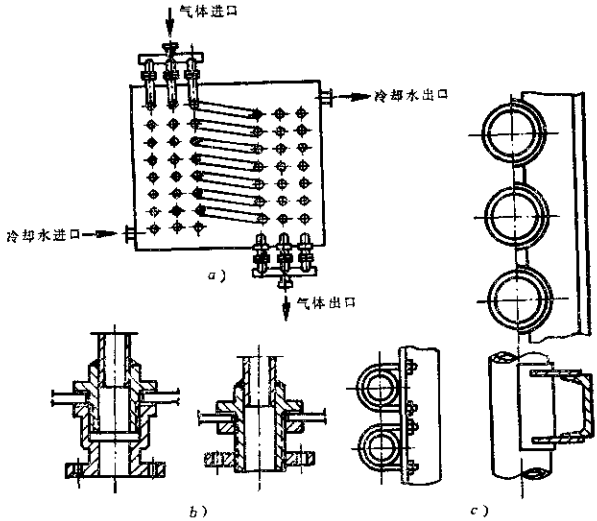



图 8-33　并联式蛇形管冷却器

a—冷却器；b—进出口连接；c—蛇管的固定

$$D_m = D_1 + 2(m-1)b \text{（毫米）} \qquad (8\text{-}5)$$

式中　$D_1$——第一层（最内层）蛇管圈直径（毫米）；

$b$——蛇管之间的距离（毫米）；

$m$——同心圆形蛇管的层数。

图8-34所示为某些动力装置用的高速压缩机的组合式冷却器，不同级的蛇管和列管置于同一壳体内，布置相当紧凑。由于气、水都采用高速流动，从而获得较高的传热系数。其中心列管部分气侧给热系数达357千卡/米²·时·℃，冷却器整个外形尺寸和相对重量都较小。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

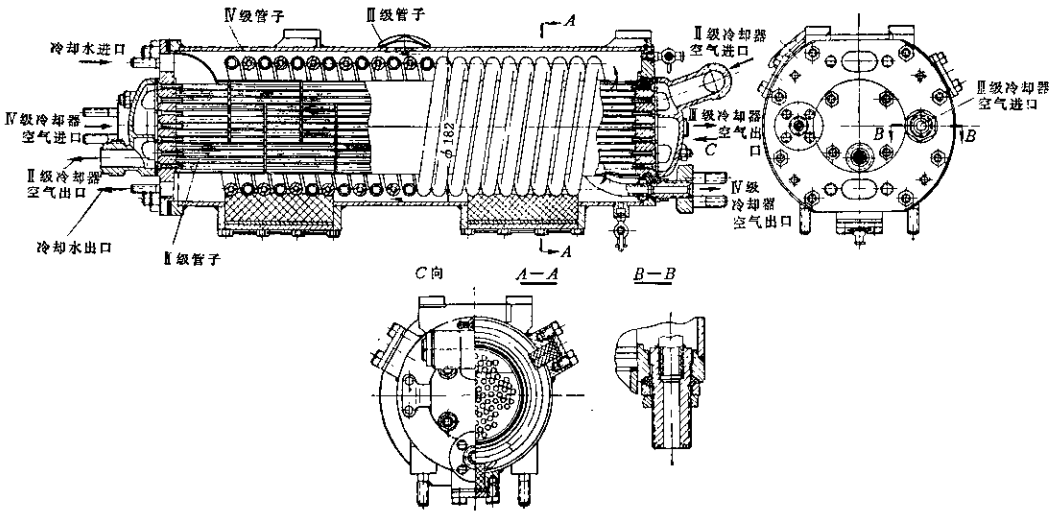



图 8-34 组合式空气冷却器

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**五、淋洒式冷却器**

淋洒式冷却器属于降膜换热器的一种。具有结构简单、冷却水耗量小、给热系数大，传热效率高、便于清扫和检修的特点；适用于任何压力。但是，当冷却水供给不匀稳时，冷却效果反映十分敏感，其下部换热管甚至不能被湿润，因而几乎不能参加换热过程。同时，在无百叶窗或护墙情况下，冷却效果还受到风速的影响；空气的湿含量亦在一定程度上影响其冷却效果。

图8-35为小氮肥设备高压压缩机Ⅴ、Ⅵ级冷却器。Ⅴ级工作压力62公斤/厘米²，Ⅵ级工作压力150公斤/厘米²。换热管分别为$\phi$57×3.5和$\phi$43×7的20钢无缝钢管。为使冷却水淋洒均匀，可在每根管下部加装齿形檐板。

**六、风冷式冷却器**

这种冷却器用于小型、移动式压缩机。在特别缺水地区，其他压缩机亦可考虑采用。风冷式冷却器冷却效果比水冷式差，并导至压缩机轴功率增加。

风冷式冷却器中，气体在管内（槽内）流动，由风扇产生的冷却空气则垂直于管束方向掠过。为保证冷的空气首先进入冷却器，再冷却气缸、机身，故通常采用吸风方式。换热管有光管、圆心管翅片管（包括大散热片上插入管束形式），和椭圆心管翅片管或扁心管翅片管等。冷却空气流经椭圆心管和扁管心管时，不会产生气流剥离现象，冷却效果最好，吹风阻力损失也较小。但小批量生产时，工艺性较差。目前国内采用较多的是在大散热片上插入圆管束的形式。

图8-36所示冷却器用于两级移动式空气压缩机中间冷却。主要结构包括芯子部件、上下盖箱、导风罩和风扇等。换热管胀接于管板上。散热片厚度0.5毫米，散热片间距3.5毫米。散热片虽然能增加翅侧的传热面积，但过密则不仅增加了热阻（一般插入形式的翅片接触热阻都难以达到满意程度），同时，相邻翅片表面边界层相互影响，使传热系数反而降低；散热片过密还将增加气流阻力，减小风量。

图8-37所示为排气量12米³/分的移动式空气压缩机中间冷却器。冷却器主要由若干组冷却片和隔圈组成。且用拉杆紧固，气体在型板槽道内通过。为提高气流速度，用盲板隔开构成多程，隔圈之间用氟橡胶圈密封。冷却片用1毫米厚钢板压制成型，并在缝焊机上缝焊。采用这种型板式结构能降低冷却器的总重量，但制造上需要专门的冲压和缝焊设备，不及列管式简单。

图8-38所示冷却器由五元件组成。图8-39为另一形式的空气冷却器。

风冷式冷却器迎风面风速取6.5～15米/秒。轴流风扇叶轮由1.25～1.8毫米厚钢板铆接而成。叶轮直径500～700毫米，叶片端部线速度80～125米/秒，叶片数4～6，冲角（对于叶片平面）为40°～45°。为了减小风扇振动和噪音，叶片角度采用70°～110°的$X$形连接更为合理。近年来，配有导流罩、低噪音扩压器和高压头的离心式风扇，在压缩机冷却方面的应用得到发展。

轴流式风扇的风量和功率计算如下。

冷却器风扇风量：

$$L_\varphi=\gamma\pi(R^2-r^2)nbz60\sqrt{\sin\theta\cos\theta}\ \text{（公斤/时）} \qquad (8\text{-}6)$$

式中 $L_\varphi$——冷却器风扇风量（公斤/时）；

$\gamma$——风扇进口空气的重度（公斤/米³）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

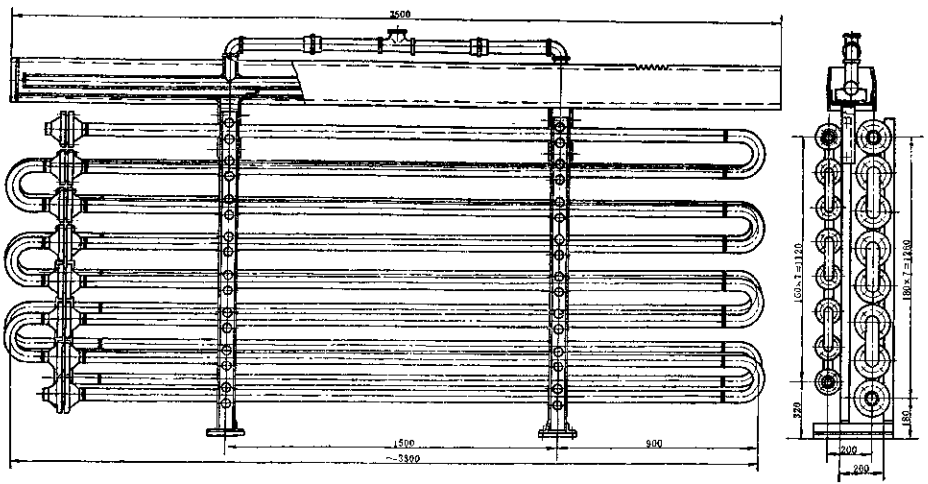



图 8-35　淋洒式冷却器

1—水槽；2—换热管

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

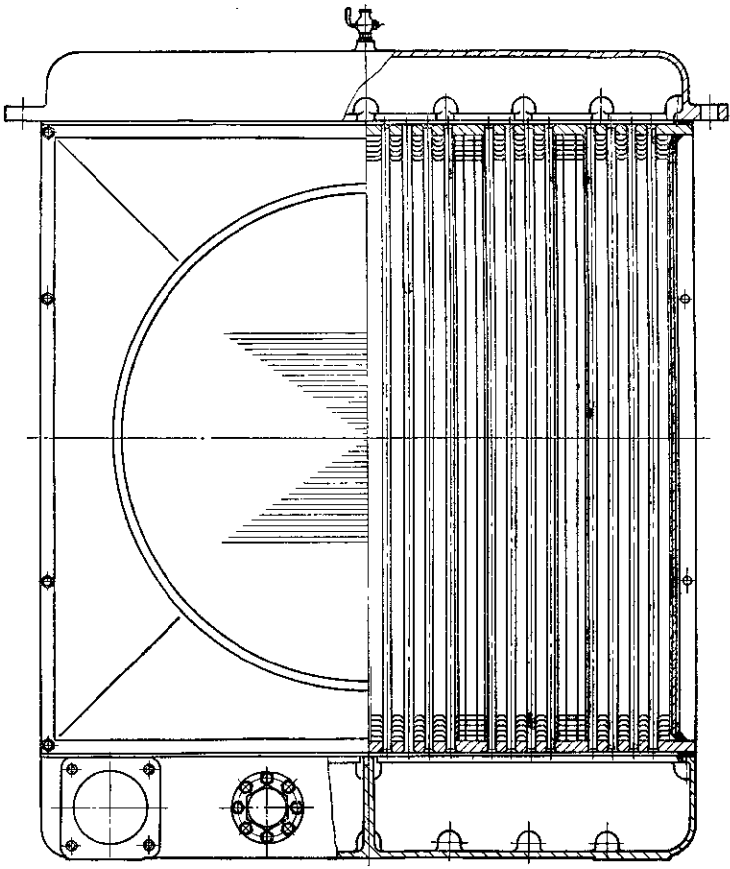


图 8-36 圆心管大散热片空气冷却器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$R$——风扇叶片外半径（米）；

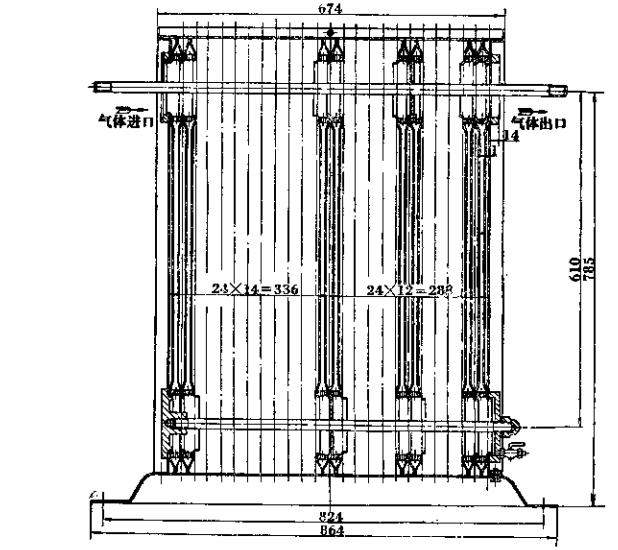
$r$——风扇叶片内半径（米）；

$n$——风扇转速（转/分）；

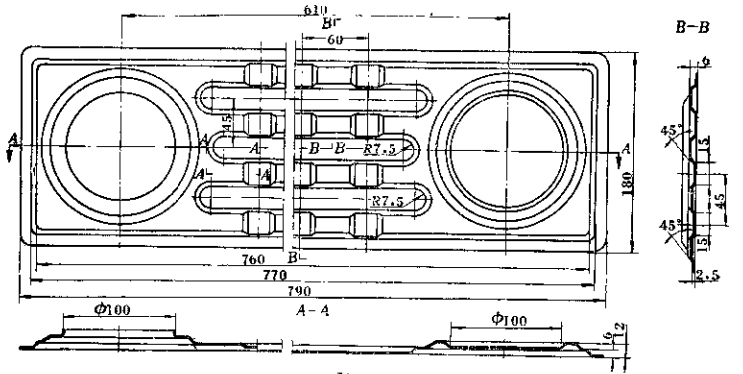
$b$——风扇叶片宽度（米）；

$z$——风扇叶片数；

$\theta$——风扇叶片平面与冷却器迎风面倾角（度）。




a)




b)

图 8-37　型板式空气冷却器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

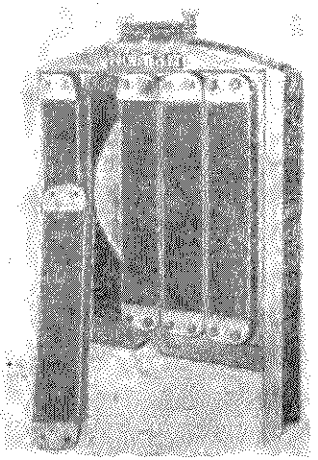


图 8-38 五元件移动式压缩机风冷式冷却器

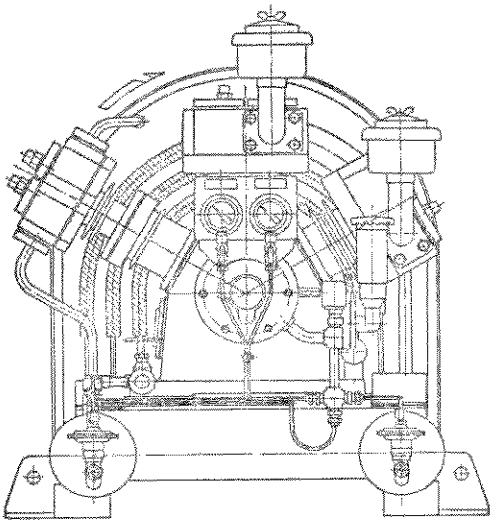


图 8-39 风冷式冷却器

冷却风扇轴功率$N$：

$$N=\frac{zn^3b(R^4-r^4)\sin^3\theta}{2.09\times10^{-8}}\quad(\text{马力})\qquad(8-7)$$

式中其他符号同上式。

冷却器必需的最小风量$L$：

$$L=\frac{Q}{C_p(t_2-t_1)}\quad(\text{公斤/时})\qquad(8-8)$$

式中 $Q$——冷却器的热负荷（千卡/时），由传热计算得出；

$C_p$——空气的定压比热（千卡/公斤·℃），由附录查取，或近似计算取$C_p=0.24$千卡/公斤·℃；

$t_1,t_2$——冷却器进、出风温度（℃），通常$t_2-t_1=7\sim15$℃。

因此，设计冷却风扇时，应使$L_a>L$。

**七、螺旋板式冷却器**

用于液相对液相换热时，两侧流速选择恰当，传热系数比管壳式高1～2倍。这种冷却器作成油冷却器较为适合，也有用作压缩机低压级气体冷却器。由于流体螺旋运动离心力的影响，不仅使换热过程得到强化，且对壁面产生冲刷自净作用。由于流道无突变，阻力损失比壳管式小。

两侧流量相差不大时，采用逆流式。反之，可考虑错流式（图8-40）。错流时应顾及轴



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

向流道的最小长度，串联使用时，将会导致外形尺寸和重量增加。这类冷却器几乎无法进行修补，加涂防蚀层和机械清洗也不方便，在一端或两端采用垫片密封结构时，可使上述缺点得到改善。冷却器螺旋板的通道宽度可设计成相等或不等，冷却水流速最低不应小于0.6米/秒。

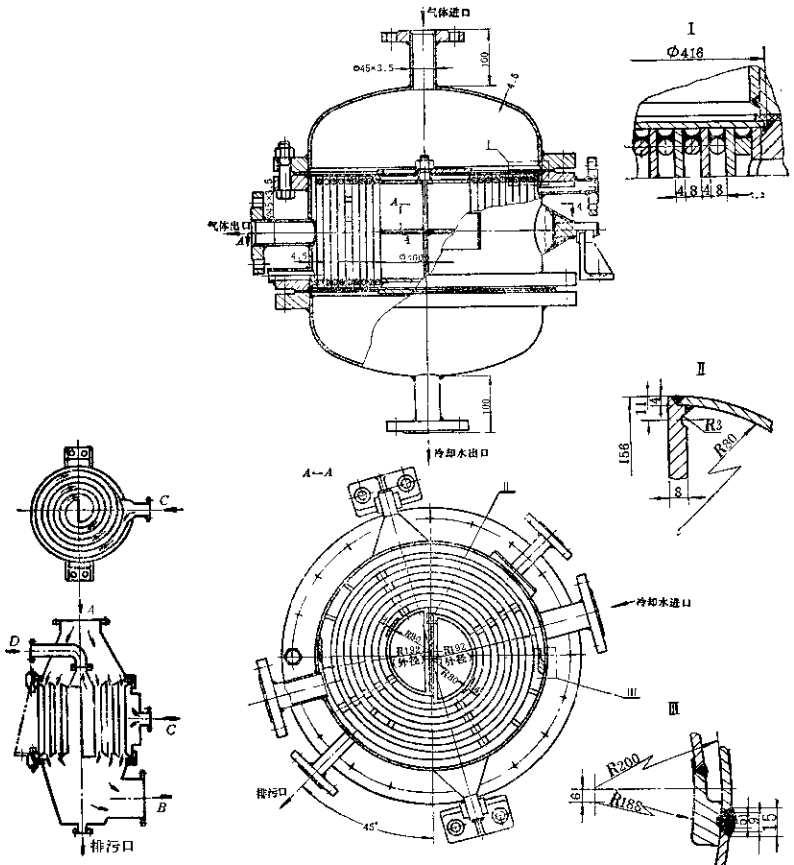



图 8-40　错流方案

图 8-41　小氮肥用高压压缩机Ⅲ级螺旋板式冷却器

图8-41所示为小氮肥高压压缩机中的冷却器，传热面积1.39米$^2$，通道长3.56米，总圈数8.5圈，螺旋板厚度4毫米，板间距8毫米，板高200毫米，材料A3。

**八、冷却器的材料**

应根据冷却器的工作条件（压力、介质的腐蚀性）、材料的可焊性和加工的工艺性来选用材料。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

选用合金系统材料和有色金属，应符合国情，尽量不用铬镍系统，少用铜材；适当采用锰、钼钢材，一般应多用硅、钒、钛、硼等钢种。

冷却器各部分受压元件（包括主螺栓、螺母），必须用平炉和电炉炼制的钢材。对于板材，允许用富氧顶吹转炉钢，但其含氮量应小于0.008%。

各类冷却器，一般使用普通碳素结构钢、优质碳素结构钢和低合金结构钢，并应符合GB700-65、GB669-65、YB13-63、YB175-63、YB536-65以及YB231-64等各项规定。壳体和封头常用材料牌号有A3F、A3R和16Mn等，管板有A4、20、30、35钢等，换热管有10、20钢等。

对具有腐蚀性气体的冷却器，与气体接触部分应用不锈钢。常用不锈耐酸钢有1Cr18Ni9Ti等。不锈耐酸钢应符合ZB226-62和YB542-65规定。采用不锈复合钢板时，有16Mn＋0Cr18Ni9Ti等，其基层为16Mn，复层为0Cr18Ni9Ti，最高使用压力按基层上限选定。

氧气压缩机的冷却器，为防止氧化，换热管、管板等常用铜，壳体用不锈钢或复合钢板。对于尿素生产流程用的二氧化碳压缩机冷却器，为防止含有硫化氢及水份的二氧化碳气体的腐蚀和冲蚀，亦应采用奥氏体不锈耐酸钢。

冷却器容器法兰常用材料有20、16Mn和15MnV，以及其他高强度优质钢。主螺栓材料与法兰应属同一种晶格的钢材。螺栓硬度应比螺母高HB30以上（可通过不同材料和热处理达到），其冲击韧性不得低于4公斤·米/厘米$^2$。

螺栓材料牌号有16Mn、40Mn和40MnB，相应螺母有A3、40Mn。此外，作为主螺栓和螺母材料还有A3、A5、16Mn、15MnV、35Mn、30CrMoA、40Cr和1Cr18Ni9等。

小型压缩机的蛇形管冷却器，在低压、甚至高压时用铜管绕制，较大型压缩机，高压时用钢管。

海水冷却的船用压缩机冷却器，为了避免钢质本体受到海水的电化腐蚀，必须在其内安装防蚀锌板（图8-32）。

一般冷却水对冷却器金属的局部腐蚀速度每年可达2～2.5毫米。据文献介绍，采用电木漆涂层的方法保护金属壁面，其腐蚀量可减小到 $\frac{1}{15}$～$\frac{1}{20}$。电木漆的涂层并不会显著地影响传热系数。涂上加有5%石墨填充剂的电木漆时，其传热系数比原来降低5.5%；若是4%铝粉为填充剂时，则仅比原来降低2.5%。有这些涂层的换热管，沉垢不易聚积。

采用镀锌管为换热管，也能防止腐蚀。

**九、有关冷却器的标准规范**

1.TH2-59 列管式热交换器。

2.ST19-65胀接结构及一般技术条件。

3.ST20-65碳素钢制浮头式换热器技术条件。

4.ST22-65碳素钢多管式套管换热器技术条件。

5.JB741-65碳素钢及不锈耐酸钢焊制容器技术条件。

6.JB928-67焊缝射线探伤标准。

7.JB1147-73钢制管壳式换热器技术条件。

8.JB741-73钢制焊接容器技术条件。

9.JB755-73压力容器锻件技术条件。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

10.JB1152-71钢制压力容器对接焊缝超声波探伤（试行）。

11.JB1158-73～JB1160-73压力容器法兰。

12.JB1148-73单层式高压容器技术条件。

13.钢制化工容器设计规定（试行）（化工部）。

上述各标准中，矛盾者以73年标准为准。

## 第三节　冷却器的传热计算

### 一、传热计算的目的和任务

冷却器传热计算的目的是为了根据所处理的气量（或润滑油量）和温度要求确定所需的传热面积。其任务包括确定冷却器的热负荷、冷却介质的耗量、换热器两侧的给热系数和传热面积。计算的关键在于求得换热壁两侧的给热系数。

计算时，首先根据参考结构或经验数据（如许用流速、给热系数等），大致选择一种结构，在假定壁温的情况下进行初步计算，最后再校核壁温。若壁温与假定值相差较大，还得进行进一步的计算。

管壳式冷却器的传热面积与管数、管长的关系，可用下式表示：

$$L=\frac{A}{N\pi d_0} \tag{8-9}$$

式中　$L$——换热管长度（米）；

$A$——传热面积（米$^2$）；

$N$——冷却器换热管总数；

$d_0$——换热管外径（米）。

考虑到冷却器工作一段时间以后，传热面进一步污染、结垢及部分换热管因损坏而失效，实际的传热面积应比理论计算值增大15～25%，具体数值视计算方法的精确度以及具体情况和要求而定。

作为冷却器设计的完整计算，一般还要进行阻力损失计算、强度计算及必要的机械强度计算。

### 二、传热计算的基本公式

传热计算的基本公式是：

$$Q=KA\Delta T_M(\text{千卡/时}) \tag{8-10}$$

式中　$Q$——传热量，即冷却器的热负荷（千卡/时）；

$A$——冷却器的传热面积（米$^2$），对于光管，以管外表面积为基准，对于翅片管（包括低翅螺纹管）以翅根光滑裸管部分和翅片外表面积之和为基准；

$\Delta T_M$——冷却器的有效平均温差（℃）；

$K$——冷却器的传热系数（相对于基准面积$A$），对于光管：

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_0}+\gamma_0+\frac{d_0}{d_m}\times\frac{t_s}{\lambda}+\gamma_i\frac{d_0}{d_i}+\frac{1}{\alpha_i}\times\frac{d_0}{d_i}}(\text{千卡/米}^2\cdot\text{时}\cdot℃) \tag{8-11}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

或 $$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_0}+\gamma_0+\frac{A_0}{A_m}\times\frac{t_s}{\lambda}+\gamma_i\frac{A_0}{A_i}+\frac{1}{\alpha_i}\times\frac{A_0}{A_i}}\text{(千卡/米}^2\text{·时·°C)}\quad(8\text{-}11a)$$

对于单一翅片管：

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_0}+\gamma_0+\gamma_f+\frac{A_0}{A_m}\times\frac{t_s}{\lambda}+\gamma_i\frac{A_0}{A_i}+\frac{1}{\alpha_i}\times\frac{A_0}{A_i}}\text{(千卡/米}^2\text{·时·°C)}\quad(8\text{-}12)$$

对于复合翅片管：

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_0}+\gamma_0+\gamma_f+\frac{A_0}{A_{Lm}}\times\frac{t_{Ls}}{\lambda_L}+\frac{A_0}{A_{fm}}\times\frac{t_{fs}}{\lambda_f}+\gamma_i\frac{A_0}{A_i}+\frac{1}{\alpha_i}\times\frac{A_0}{A_i}+\gamma_b\frac{A_0}{A_b}}$$

(千卡/米²·时·°C)　　(8-13)

$\alpha_0$——壳程（或环程、管外）给热系数（千卡/米²·时·°C）；

$\alpha_i$——管内给热系数（千卡/米²·时·°C）；

$\gamma_0$——管外壁污垢系数（米²·时·°C/千卡）；

$\gamma_i$——管内壁污垢系数（米²·时·°C/千卡）；

$\gamma_b$——复合翅片管衬管与翅片管之间的接合热阻（米²·时·°C/千卡）；

$\gamma_f$——翅片热阻（米²·时·°C/千卡）；

$d_0$——管子外径（米），套管式冷却器为内管外径；

$d_i$——管子内径（米）；

$d_b$——复合翅片管衬管与翅片管接合部分直径（米）；

$d_m$——管子的对数平均直径（米），

$$d_m=\frac{d_0-d_i}{\ln\frac{d_0}{d_i}}\text{(米)}\quad(8\text{-}14)$$

$A_0$——单位长度管外总表面积（米²/米），对于翅片管则为外翅片外表面积 $A_f$ 和翅根光滑裸管部分面积 $A_r$ 之和，即：

$$A_f=2\times\frac{\pi}{4}(d_f^2-d_r^2)n_f\text{(米}^2\text{/米)}\quad(8\text{-}15)$$

$$A_r=\pi d_r(1-n_f t_f)\text{（米}^2\text{/米）}\quad(8\text{-}16)$$

$d_f$——翅片外径（米）；

$d_r$——翅片管管外无翅部分直径（齿片根径）（米）；

$n_f$——单位长度翅片数；

$t_f$——齿根厚度（米）；

$A_i$——单位长度管子内表面积（米²/米）；

$A_m$——单位长度管子对数平均面积（米²/米），

$$A_m=\frac{\pi(d_r-d_i)}{\ln\frac{d_r}{d_i}}\text{(米}^2\text{/米)}\quad(8\text{-}17)$$

对于光管，式8-17中$d_r$以$d_0$代替；

$A_b$——单位长度复合翅片管衬管与翅片管接合部分的表面积（米²/米），



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$A_b=\pi d_b\ (\text{米}^2/\text{米}) \tag{8-18}$$

$A_{Lm}$——单位长度复合翅片管中衬管的对数平均表面积（米²/米），

$$A_{Lm}=\frac{\pi(d_b-d_i)}{\ln\frac{d_b}{d_i}}(\text{米}^2/\text{米}) \tag{8-19}$$

$A_{fm}$——单位长度复合翅片管中翅片管的对数平均表面积（米²/米），

$$A_{fm}=\frac{\pi(d_r-d_b)}{\ln\frac{d_r}{d_b}}(\text{米}^2/\text{米}) \tag{8-20}$$

$t_s$——管子壁厚（米）。

$$t_s=\frac{d_0-d_i}{2}(\text{米}) \tag{8-21}$$

$t_{Ls}$——复合翅片管衬管壁厚（米）；

$t_{fs}$——复合翅片管的翅片管壁厚（米）；

$\lambda$——管壁金属导热系数（千卡/时·米·℃）；

$\lambda_L$——复合翅片管中衬管管壁金属导热系数（千卡/米·时·℃）；

$\lambda_f$——复合翅片管中翅片管管壁金属导热系数（千卡/米·时·℃）。

## 三、冷却器的热负荷传热量

冷却器中气体传出的总热量为：

$$Q=Q_1+Q_2(\text{千卡/时}) \tag{8-22}$$

式中 $Q_1$——气体冷却放出的热量（千卡/时）；

$Q_2$——水蒸汽冷却和部分冷凝时放出的热量（千卡/时），第Ⅳ级以后，此项可略去不计。

$$Q_1=W_sC_p(T_1-T_2)(\text{千卡/时}) \tag{8-23}$$

或
$$Q_1=W_s(i_1-i_2)(\text{千卡/时}) \tag{8-24}$$

式中 $W_s$——气体的重量流量（公斤/时）；

$C_p$——气体的定压比热（千卡/公斤·℃）；

$T_1$——气体进口温度（℃）；

$T_2$——气体出口温度（℃）；

$i_1$——冷却器进口处气体焓值（千卡/公斤）；

$i_2$——冷却器出口处气体焓值（千卡/公斤）。

$$Q_2=W_s[0.46(\chi_1T_1-\chi_2T_2)+(597-0.56T_2)(\chi_1-\chi_2)](\text{千卡/时}) \tag{8-25}$$

式中 $\chi_1$——气体在冷却器进口处的绝对湿度（公斤/公斤），

$$\chi_1=\frac{R_m}{R_W}\times\frac{p_{s\,a1}\varphi}{p_1-p_{s\,a1}\varphi}(\text{公斤/公斤}) \tag{8-26}$$

$\chi_2$——气体在冷却器出口处的绝对湿度（公斤/公斤），

$$\chi_2=\frac{R_m}{R_W}\times\frac{p_{s\,a2}}{p-p_{s\,a2}}(\text{公斤/公斤}) \tag{8-26a}$$

$R_m$——气体的气体常数（公斤·米/公斤·℃）；

$R_W$——水蒸汽的气体常数（公斤·米/公斤·℃）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$p$ ——冷却器中的气体压力（公斤/厘米²）；

$p_1$——冷却器相应级气缸吸入接管内的气体压力（公斤/厘米²）；

$p_{sa1}$——冷却器相应级气缸吸入接管内气体温度下的饱和蒸汽压力（公斤/厘米²）；

$p_{sa2}$——冷却器出口处气体温度下的饱和蒸汽压力（公斤/厘米²）；

$\varphi$ ——冷却器相应级气缸吸入接管中的气体相对湿度。

**四、冷却水的消耗量**

确定了冷却器的热负荷$Q$后，即可求得冷却水的消耗量：

$$W=\frac{Q}{C_p(t_2-t_1)}\text{（公斤/时）} \tag{8-27}$$

式中 $t_1$——冷却水进口温度（℃）；

$t_2$——冷却水出口温度（℃）；

$C_p$——冷却水的比热（千卡/公斤·℃）。

对于淋洒式冷却器，一部分水蒸发，带走了一部分热量，冷却水消耗量$W$用下式计算：

$$W=\frac{Q-W_0(i-t_2)}{t_2-t_1}+W_0\text{（公斤/时）} \tag{8-28}$$

式中 $i$ ——周围空气温度下水蒸汽的焓值（千卡/公斤）；

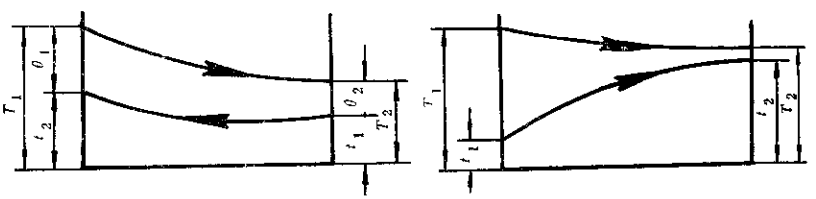
$t_1$——冷却水淋洒前的温度（℃）；

$t_2$——冷却水淋洒后的温度（℃）；

$W_0$——蒸发的水量（公斤/时），可近似取$W_0=1\sim2\%W$。

**五、有效平均温差**

（一）并流和逆流（图8-42）




a) b)

图 8-42 冷却器中的温度分布

a—逆流；b—并流

在相同的始、末温度下，逆流的有效平均温差比并流大，所以压缩机冷却器常设计逆流或尽量接近逆流的换热方式。逆流换热时的有效平均温差$\Delta T_M$可用下列公式求得：

$$\Delta T_M=\frac{(T_1-t_2)-(T_2-t_1)}{\ln\frac{T_1-t_2}{T_2-t_1}}\text{（℃）} \tag{8-29}$$

或

$$\Delta T_M=\frac{\theta_1-\theta_2}{\ln\frac{\theta_1}{\theta_2}}\text{（℃）} \tag{8-30}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

上二式中　$\theta_1$、$\theta_2$——冷却器始端、末端温度差（见图8-42）；

其余符号与式8-23、式8-27相同。

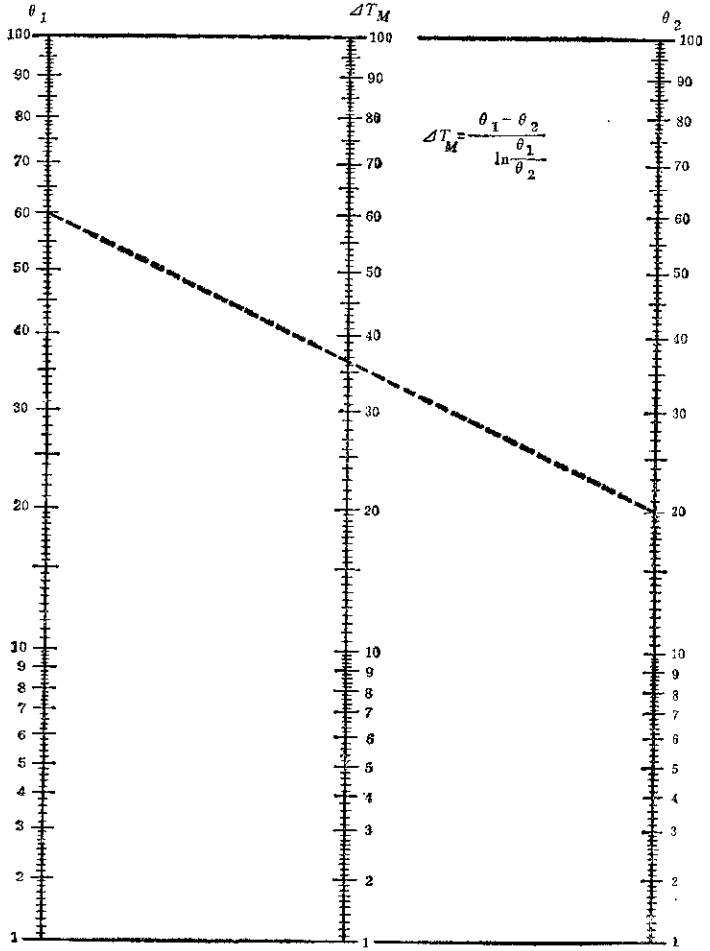



图 8-43　逆流时有效平均温差

（二）杂流和错流

除套管式冷却器和螺旋板式冷却器外，一般难于实现全逆流。杂流指流体沿着一部分传热面为逆流，而沿另一部分传热面又为并流的流动。错流指二流体流动方向相互垂直时的流



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

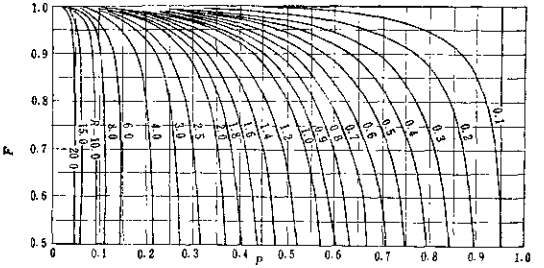
动。杂流和错流时的有效平均温差$\Delta T_M$比逆流低，但比并流高。其值可按下式计算：

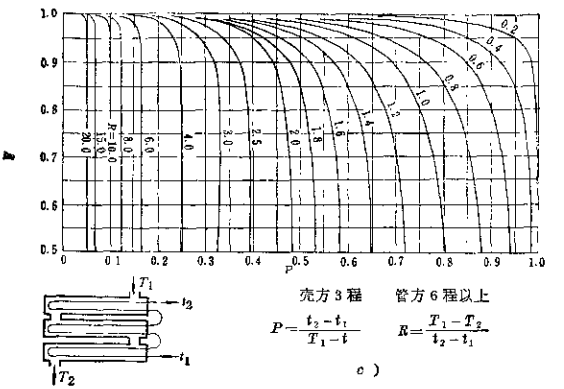
$$\Delta T_M = F\frac{(T_1-t_2)-(T_2-t_1)}{\ln\dfrac{T_1-t_2}{T_2-t_1}}\ (^\circ C) \qquad (8\text{-}31)$$

式中 $F$——温差校正系数；

其余符号与式8-29相同。

温差校正系数的求法：根据$R$、$P$值查图8-44得$F$。考虑冷却器的结构形式和组合方式时，应力求使$F>0.8$。



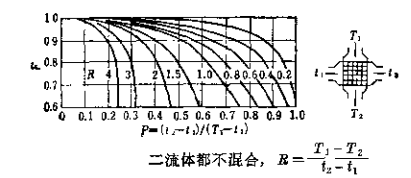




图 8-44 温差



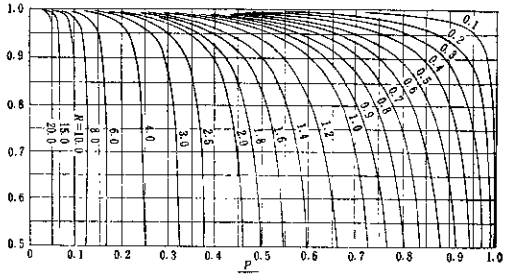
油气储运网www.youqichuyun.com搜集

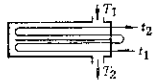
当$R$值超出图中所示范围或$F$读数不易确定时，可用$\frac{1}{R}$代替$R$，$PR$代替$P$；杂流时，不论气体在管内或管外通过，其$F$值相同，所列有关图表仍适用。

流体横掠带横翅的管束时，$F$值按错流、两流体都不混合计算（图8-44*e*）。

多次错流淋洒式冷却器，$\Delta T_M$值可近似用逆流情况计算。

对于一般管壳式冷却器（壳程数为1的简单杂流），其有效平均温差$\Delta T_M$用下式求取已足够精确。

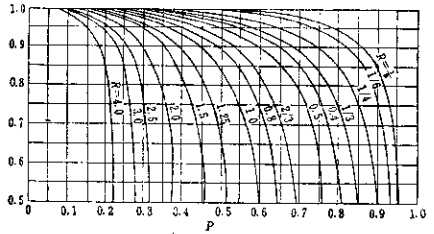


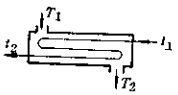




壳方2程　　管方4程以上

$$P=\frac{t_2-t_1}{T_1-t_1}\qquad R=\frac{T_1-T_2}{t_2-t_1}$$

*b*）

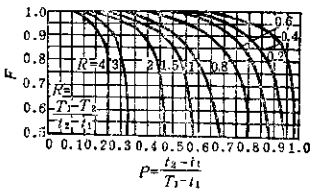


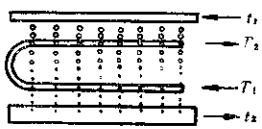




壳方单程　　管方3程

$$P=\frac{t_2-t_1}{T_1-t_1}\qquad R=\frac{T_1-T_2}{t_2-t_1}$$

*d*）




*f*）淋洒式，水平排管适用于二管程，程数稍多误差也不大

校正系数$F$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\Delta T_M=\frac{\sqrt{\Delta T^2+\Delta t^2}}{\ln\dfrac{\theta_1+\theta_2+\sqrt{\Delta T^2+\Delta t^2}}{\theta_1+\theta_2-\sqrt{\Delta T^2+\Delta t^2}}}\ (℃) \qquad (8\text{-}32)$$

式中 $\Delta T$——气体温降（℃），$\Delta T=T_1-T_2$；

$\Delta t$——冷却水温升（℃），$\Delta t=t_2-t_1$；

$\theta_1$、$\theta_2$——冷却器始端、末端温度差（℃），见图8-42。

流体横掠光管管束的错流情况下，有效平均温差为：

$$\Delta T_M=\frac{\Delta T}{\ln\dfrac{1}{1+\dfrac{\Delta T}{\Delta t}\ln\left(1-\dfrac{\Delta t}{T_1-t_1}\right)}}\ (℃) \qquad (8\text{-}33)$$

式中 $\Delta T$——管内介质温降（℃）；

$\Delta t$——管外介质温升（℃）；

其余符号见式8-29。

## 六、污垢系数和金属导热系数

污垢系数$\gamma$属于传热面上的一种热阻（表8-14），金属壁本身的热阻取决于金属的导热系数$\lambda$和壁的厚度，金属导热系数列于表8-15。

表 8-14 污垢系数$\gamma$ （米²·时·℃/千卡）

| | 冷却水 | | | |
|---|---|---|---|---|
| 加热流体温度（℃） | 115 以下 | | 115～205 | |
| 水的温度（℃） | 25 以下 | | 25 以上 | |
| 水的流速（米/秒） | 1 以下 | 1 以上 | 1 以下 | 1 以上 |
| 海水 | 0.0001 | 0.0001 | 0.0002 | 0.0002 |
| 自来水、井水 | 0.0002 | 0.0002 | 0.0004 | 0.0004 |
| 硬水(257克/米³) | 0.0006 | 0.0006 | 0.001 | 0.001 |
| 蒸馏水 | 0.0001 | 0.0001 | 0.0001 | 0.0001 |
| 河水(平均) | 0.0006 | 0.0004 | 0.0008 | 0.0006 |

| | 工业用气体 | | |
|---|---|---|---|
| 有机化合物 | 0.0001 | 溶剂蒸汽 | 0.0002 |
| 水蒸汽 | 0.0001 | 天然气体 | 0.0002 |
| 空气 | 0.0004 | 焦炉气 | 0.002 |

表 8-15 金属材料的导热系数 （千卡/米·时·℃）

| 材料 | 使用条件 | λ | 材料 | 使用条件 | λ |
|---|---|---|---|---|---|
| 钢 | 0～100℃ | 40 | 铜 | 0～100℃ | 292～330 |
| 钢管 | 100℃ | 40～55 | 黄铜 | 0～100℃ | 80 |
| 不锈钢 | 0～100℃ | 14～21.2 | 青铜 | 0～100℃ | 55 |
| 铸铁 | 0～100℃ | 40～80 | 铝 | 0～100℃ | 133～165 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

大、中型压缩机冷却器设计时，污垢系数的经验数据为：气侧（考虑油垢层厚0.1毫米）0.00083米²·时·℃/千卡；水侧(适用于江水、河水和井水）0.0005～0.0008米²·时·℃/千卡。淋洒式冷却器水侧污垢系数应取较大值。

**七、翅片热阻**

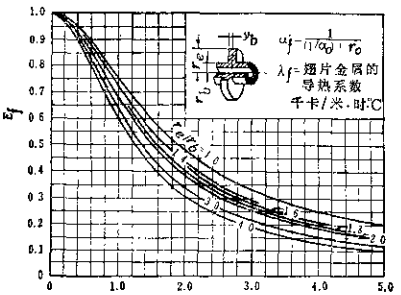
翅片热阻可按下式计算：

$$\gamma_f=\left(\frac{1}{\alpha_o}+r_o\right)\left(\frac{1-E_f}{E_f+A_r/A_f}\right)(\text{米}^2\cdot\text{时}\cdot{}^\circ\text{C}/\text{千卡}) \qquad (8\text{-}34)$$

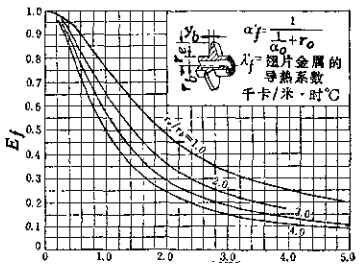
式中 $E_f$——翅片效率，由图8-45查取；

其余符号见式8-13。

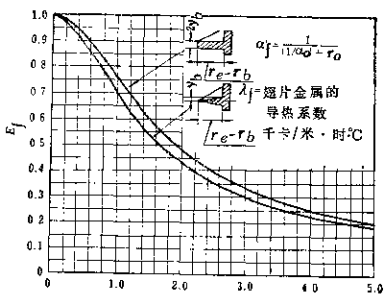
对于低翅片管的翅片热阻可由图8-46直接查取；对于圆管矩形翅片，可用截面不变的翅片的翅片效率（图8-45$a$）代之。




$a$—截面不变的翅片的翅片效率




$b$—等热流截面环翅的翅片效率




$c$—纵向翅片的翅片效率

图 8-45 翅片效率



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

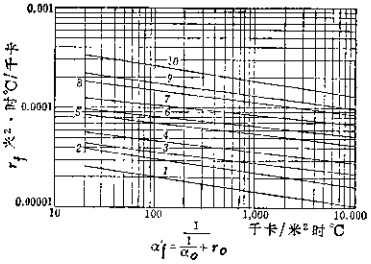



图 8-46　低翅片管的翅片热阻

1—铜；2—铝(含1.0～1.5%Mn，0.7%Fe，0.56%Si)；3—海軍銅(71Cu28Zn1Sn)；4—鋁青銅；5—銅鎳合金(90Cu10Ni)；6—鎳；7—低碳鋼(含有0.08～0.13%C，0.3～0.6%Mn)；8—蒙乃尔合金(67Ni 30Cu1.4Fe)；9—銅鎳合金(70Cu30Ni)；10—0Cr18Ni9不銹鋼

## 八、流体的定性温度

传热计算中，流体所有的物性参数应在定性温度下取得，精确计算时，应以平均膜温作为定性温度。

湍流状态：$$t_f=\frac{1}{2}(t_w+t_c)(℃) \tag{8-35}$$

层流状态：$$t_f=t_c+\frac{1}{4}(t_w-t_c)(℃) \tag{8-35a}$$

式中　$t_f$——平均膜温（℃）；

$t_w$——管壁温度（℃）；

$t_c$——流体的平均温度（℃）。

实际工程计算中，往往将流体的平均温度近似作为流体的定性温度。

1.冷却水和气体的平均温度：

$$t_c=\frac{1}{2}(t_1+t_2)(℃) \tag{8-36}$$

$$T_c=\frac{1}{2}(T_1+T_2)(℃) \tag{8-36a}$$

式中　$t_c$——冷却水的平均温度（℃）；

$T_c$——气体的平均温度（℃）；

$t_1$、$t_2$——冷却水进出口温度（℃）；

$T_1$、$T_2$——气体进出口温度（℃）。

设计压缩机冷却器时，气体的定性温度亦习惯用下式计算：

$$T_c=\Delta T_M+t_c(℃) \tag{8-37}$$

式中　$T_c$——气体的定性温度（℃）；

$\Delta T_M$——冷却器的有效平均温差（℃）；

$t_c$——冷却水的平均温度（℃）。

2.润滑油的平均温度：

$$t_c=t_1+F_c(t_2-t_1)(℃) \tag{8-38}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

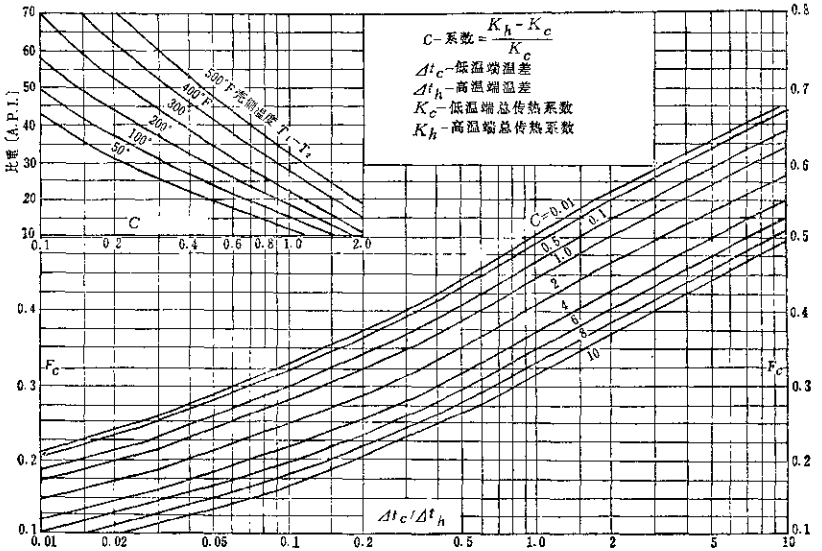
$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2)(℃) \qquad (8\text{-}38a)$$

式中 $t_c$——冷却介质平均温度（℃）；

$T_c$——润滑油平均温度（℃）；

$T_1$、$T_2$——润滑油进出口温度；

$F_c$——校正系数，由图8-47查取。




$$\text{A.P.I度} = \frac{141.5}{\text{比重}\left(\frac{15.6℃}{15.6℃}\right)} - 131.5$$

图 8-47 逆流冷却器中高粘度流体平均温度计算用图

## 九、管壁温度

求取管壁温度的意义在于：给热系数和阻力损失计算时进行粘度修正，湿气体修正系数精确的定性温度计算时，都需用壁温。

设管壁度为 $t_w$，若忽略污垢层热阻，高温气体在管内流动时：

光管： $$t_w = t_c + \frac{\alpha_i(d_i/d_0)}{\alpha_s(d_i/d_0)+\alpha_0}(T_c - t_c)(℃) \qquad (8\text{-}39)$$

翅片管： $$t_w = t_c + \frac{\alpha_i(A_i/A_0)}{\alpha_s(A_i/A_0)+\alpha_0}(T_c - t_c)(℃) \qquad (8\text{-}40)$$

高温气体在管外流动时：

光管： $$t_w = t_c + \frac{\alpha_0}{\alpha_i(d_i/d_0)+\alpha_0}(T_c - t_c)(℃) \qquad (8\text{-}41)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

翅片管：$t_w=t_c+\frac{\alpha_0}{\alpha_i(A_i/A_0)+\alpha_0}(T_c-t_c)$(℃)　　(8-42)

式中各符号与式8-11、式8-36同。

实际工程设计时，冷却器的平均壁温常用下述公式近似计算：

$$t_w=B\Delta T_M+t_c\ (℃)\qquad(8\text{-}43)$$

式中　$B$——系数，$B=0.1\sim0.3$，较小值适用于光管和低压级情况；

$t_c$——冷却水平均温度（℃）。

总之，壁温接近于具有较大给热系数侧流体的平均温度，只有在冷却器换热壁两侧流体给热系数彼此接近的情况下，壁温才可以用两流体的算术平均温度代替。

**十、定性尺寸**

冷却器传热计算与阻力损失计算时，定性尺寸用当量直径来表示：

$$d_e=\frac{4F}{U}(米)\qquad(8\text{-}44)$$

式中　$d_e$——流道的当量直径（米）；

$F$——流道的自由截面（米$^2$），如有翅片或其他填充导体时，应扣除所占截面；

$U$——“湿润”周边（米），计算传热时，$U$为与传热有关的部分❶；计算阻力损失时，$U$为全部“湿润”周边。

**十一、管内给热系数**

压缩机冷却器中，管内流动的气体、润滑油或冷却水属于无相变的强制流动对流换热。管内给热系数$\alpha_i$按下述各式❷计算：

$$\alpha_i=j_H\left(\frac{\lambda}{d_i}\right)\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}(千卡/米^2\cdot时\cdot℃)\qquad(8\text{-}45)$$

式中　$j_H$——传热因子，表示流体流动情况及物性与传热的关系，是无因次数，其值可根据$Re$由图8-48查取；

$Re$——雷诺数，表示流体流动时惯性力与粘滞力的关系，无因次数，

$$Re=\frac{d_iG_i}{\mu}\qquad(8\text{-}46)$$

$d_i$——管内径（米）；

$G_i$——管内流体质量速度（公斤/米$^2$·时），

$$G_i=\frac{W_i}{F_i}\qquad(8\text{-}47)$$

$W_i$——管内流量（公斤/时）；

$F_i$——管程流道总截面积（米$^2$），

$$F_i=\frac{\pi}{4}d_i^2n\qquad(8\text{-}48)$$

$n$——每程管数；

$\lambda$——定性温度下，流体导热系数（千卡/米·时·℃）；

---

❶：有时在计算传热时，$U$也包括不传热部分的全部“湿润”周边，其理由是：非传热面的摩擦“湿润”周边能增加流体的湍流度，有利换热。

❷：此式可用于直圆管、蛇形管、异形通道、无翅套管、内棱管以及流体顺管束流动的通道，但管内径$d_i$应以当量直径$d_e$代之。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$C_p$——定性温度下，流体定压比热（千卡/公斤·℃）；

$\mu$——定性温度下，流体粘度（公斤/米·时）；

$\mu_w$——管壁温度 $t_w$ 下，流体粘度（公斤/米·时）。

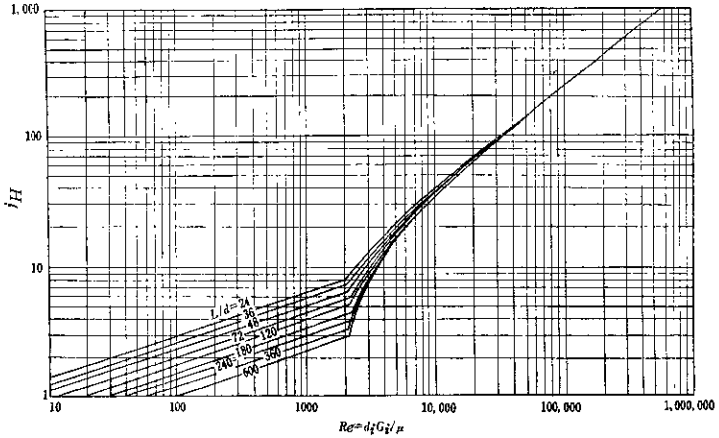



图 8-48　管内给热系数计算图

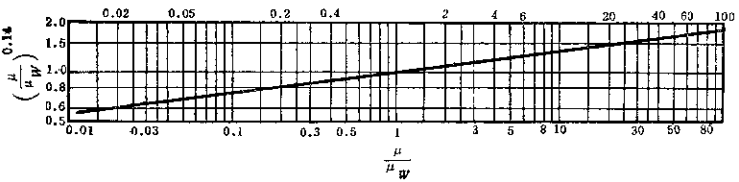



图 8-49　壁温粘性修正图

对于湍流状态（$Re>10^4$），式8-45也可用下式表示：

$$\alpha_i=0.027\left(\frac{\lambda}{d_i}\right)Re^{0.8}\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}\quad（千卡/米^2·时·℃）\qquad(8\text{-}49)$$

式8-49计算误差在15%～−10%之间。$\frac{L}{d_e}<60$时，所得$\alpha_i$值应乘以$\left[1+\left(\frac{d_e}{L}\right)^{0.7}\right]$，$L$为每程管长。

在壁温未测试求得之前估算时，或冷却器一般设计近似计算时，粘性校正系数$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$对冷却水取1.05，气体取1。

对于弯曲通道的蛇形管冷却器，截面上的离心力引起“第二循环流”．使传热过程强

注：①$(C_p\mu/\lambda)$在传热计算中称普兰特数，以$P_r$表示，它代表流体物性对给热的影响，无因次数。

②$\phi=\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ 值见图8-49。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

化。在$\frac{d_i}{r}\geqslant 8\times 10^{-4}$的情况下，当$\frac{16.4}{\sqrt{d_i/r}}\leqslant R_e\leqslant 18500\left(\frac{d_i}{2r}\right)^{0.28}$时，弯曲通道内的管内给热系数$\alpha_{r,i}$按照直管（通道）内湍流计算法计算。当$Re>18500\left(\frac{d_i}{2r}\right)^{0.28}$时，$\alpha_{r,i}$按下式计算：

$$\alpha_{r,i}=\left(1+1.77\frac{d_i}{r}\right)\alpha_i(\text{千卡/米}^2\cdot\text{时}\cdot{}^\circ\text{C}) \qquad (8\text{-}50)$$

式中 $d_i$——管内径（米），对其它通道应用当量直径$d_e$代替；

$r$——蛇形管平均弯曲半径（米）；

$\alpha_i$——直管在湍流区（$Re\geqslant 10^4$）的给热系数（千卡/米$^2$·时·℃）。

直管内为冷却水，且$Re\geqslant 10^4$(湍流状态)时，管内给热系数可用下列近似公式计算：

$$\alpha_i=\frac{3100(1+0.015t_c)\omega_i^{0.8}}{(100d_i)^{0.2}}(\text{千卡/米}^2\cdot\text{时}\cdot{}^\circ\text{C}) \qquad (8\text{-}51)$$

式中 $\omega_i$——管内冷却水流速（米/秒），

$$\omega_i=\frac{W_i}{3600\gamma F_i} \qquad (8\text{-}52)$$

$\gamma$——冷却水的重度（公斤/米$^3$）；

$t_c$——冷却水的平均温度（℃）；

$d_i$——管内径（米）。

下面介绍气体和冷却水在管内流动时，求取管内给热系数$\alpha_i$的图解法。

直管（通道）内为气体流动，且$Re>10^4$（湍流状态）时，可用图8-50和图8-51求取管（通道）内给热系数$\alpha_i=X_GY_G$。

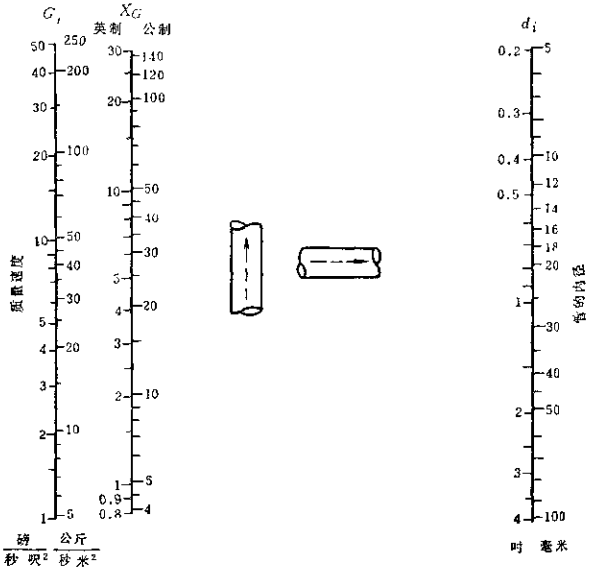



图 8-50 直管（通道）内湍流气体$X_G$值的求取



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

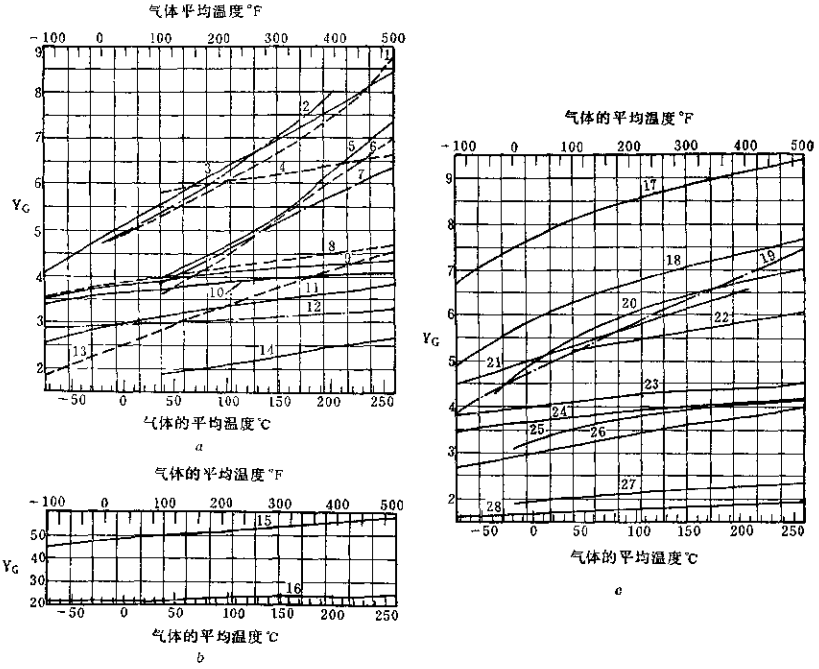



图 8-51 直管（通道）内湍流气体$Y_G$值的求取

1—乙醚；2—異戊烷；3—乙烷；4—水蒸汽；5—丙酮；6—苯；7—醋酸乙酯；8—CO；9—空气；10—氧；11—$CO_2$；12—$N_2O$；13—氯甲烷；14—氯仿；15—氢；16—氨；17—甲烷；18—氨；19—乙烯；20—丁烷；21—乙炔；22—乙醇；23—氮；24——氧化氮；25—氯乙烷；26—$H_2S$；27—$SO_2$；28—氯

图8-52为烃类气体及其与$H_2$的混合物在直管内湍流状态时的给热系数。

直管内为冷却水流动时，给热系数$\alpha_i$可通过图8-53和图8-54求取。

$$\Delta t_w = t_w - t_c = (0.1 \sim 0.3)\Delta T_M (℃) \qquad (8\text{-}53)$$

式中 $\Delta T_M$——有效平均温差（℃）。

当管内冷却水处于$2200 < Re < 10^4$的过渡状态时，管内给热系数$\alpha_i$用下式计算：

$$\alpha_i = \alpha_t + \beta_1(\alpha_t - \alpha_i)(千卡/米^2 \cdot 时 \cdot ℃) \qquad (8\text{-}54)$$

式中 $\alpha_i$，$\alpha_t$——层流，湍流状态时的给热系数（千卡/米$^2$·时·℃）；

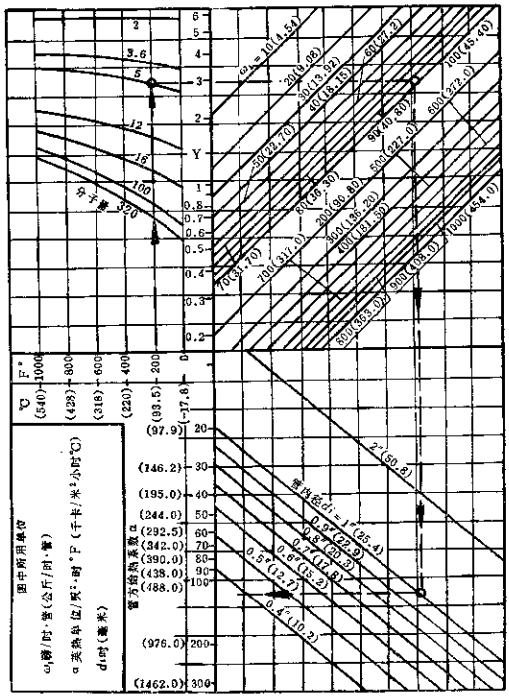
$\beta_1$——修正系数，由表8-16查取。

表 8-16 修正系数$\beta_1$

| $Re \times 10^{-3}$ | 2.2 | 2.3 | 2.5 | 3.0 | 3.5 | 4.0 | 5.0 | 6.0 | 7.0 | 8.0 | 9.0 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\beta_1$ | 0.0065 | 0.174 | 0.308 | 0.510 | 0.610 | 0.730 | 0.850 | 0.900 | 0.950 | 0.980 | 0.992 | 1.00 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




f图中Y代表气体物性，对烃类及其与$H_2$的混合物，Y仅与平均分子量、温度及压力有关，但压力的影响不大）
此图在1000磅/时²(68大气压)以下适用

图 8-52　烃类气体及其与$H_2$的混合物在直管内的湍流给热系数

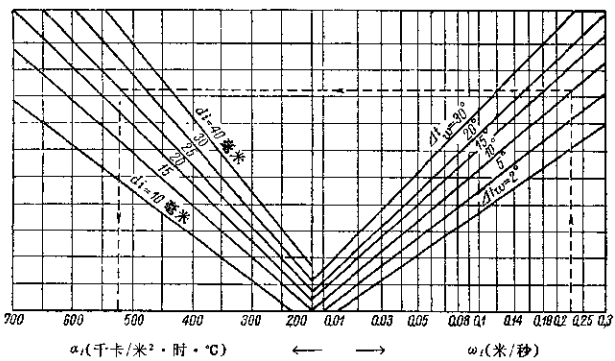



图 8-53　冷却水层流时给热系数$\alpha_1$（$Re<2200$）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

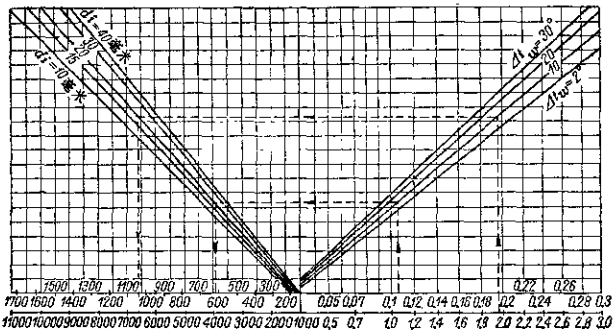



图 8-54 冷却水湍流时给热系数$\alpha_i$（$Re>10^4$）

## 十二、管壳式冷却器壳程给热系数

1.近似计算

1）盘环形折流板（图8-55）：对光管$3<Re<20,000$时：

$$\alpha_0=2.08d_e^{0.6}\left(\frac{\lambda}{d_0}\right)Re^{0.6}\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}\text{（千卡/米}^2\text{·时·°C）}\qquad(8\text{-}55)$$

式中 $\alpha_0$——壳程给热系数（千卡/米²·时·°C）；

$Re$——雷诺数，

$$Re=\frac{d_0G_{gm}}{\mu}\qquad(8\text{-}56)$$

$G_{gm}$——流体的质量速度（公斤/米²·时），

$$G_{gm}=\frac{W_s}{A_{gm}}\qquad(8\text{-}57)$$

$W_s$——壳侧流量（公斤/时）；

$A_{gm}$——相对于管间流速的基准流道截面积（米²），

$$A_{gm}=\sqrt{A_bA_c}\qquad(8\text{-}58)$$

$$A_b=\frac{1}{2}\left[\frac{\pi(D_s^2-D_1^2)}{4}+\frac{\pi}{4}D_2^2\right]-\frac{\pi}{4}Nd_0^2\text{（米}^2\text{）}\qquad(8\text{-}59)$$

$D_s$——壳体内径（米）；

$D_1$——圆盘外径（米）；

$D_2$——圆环内径（米）；

$A_c$——$\overline{BP}\,ze$(米²)；

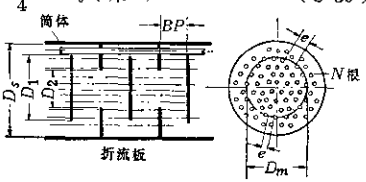



图 8-55 盘环形折流板冷却器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$\overline{BP}$——圆盘和圆环间的轴向距离（米）；

$ze$——在直径为 $D_m=\frac{D_1+D_2}{2}$（或其附近）圆周上空隙的合计值（米）；

$d_e$——当量直径（米），

$$d_e=\frac{D_s^2-Nd_0^2}{D_s+Nd_0} \qquad (8\text{-}60)$$

$N$——换热管总数；

$d_0$——管外径（米）；

其余符号与式8-45相同。

2）圆缺形折流板（图8-56）。对于光管，当 $3<Re<20{,}000$ 时：

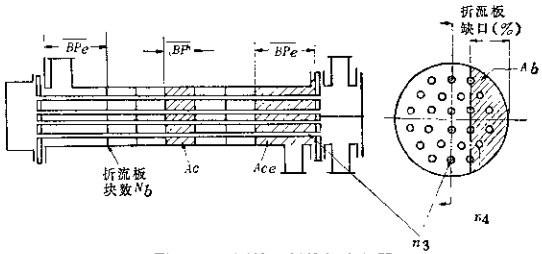



图 8-56 圆缺形折流板冷却器

$$\alpha_0=0.23\left(\frac{\lambda}{d_0}\right)Re^{0.6}\left(\frac{c_p\mu}{\lambda}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (千卡/米^2\cdot时\cdot{}^\circ C.) \qquad (8\text{-}61)$$

式中 $Re$——雷诺数，$Re=\frac{d_0G_{gm}}{\mu}$；

$G_{gm}$——流体的质量速度（公斤/米$^2$·时），$G_{gm}=\frac{W_s}{A_{gm}}$；

$W_s$——壳侧流量（公斤/时）；

$A_{gm}$——相对于管间流速的基准流道截面积（米$^2$），

$$A_{gm}=\sqrt{A_c'A_b} \qquad (8\text{-}62)$$

$A_b$——折流板缺口部分的流道面积（米$^2$），

$$A_b=K_1D_s'^2-\frac{\pi}{4}n_4d_0^2 \qquad (8\text{-}63)$$

$K_1$——弓形面积系数，表8-17；

**表 8-17 弓形面积系数$K_1$**

| 折流板缺口（%） | $K_1$ |
|---|---|
| 15 | 0.0739 |
| 20 | 0.112 |
| 25 | 0.154 |
| 30 | 0.198 |
| 35 | 0.245 |
| 40 | 0.293 |
| 45 | 0.343 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$n_s$——每块折流板缺口部分所穿过的管数，对于折流板端面上的管子面积，应按其周周比进行计算见图（8-59）；

$$A'_c=\frac{2\overline{BP_e}\,A_{ce}+\overline{BP}A_c(N_b-1)}{2\overline{BP_e}+\overline{BP}(N_b-1)}\ (\text{米}^2) \qquad (8\text{-}64)$$

$$A_{ce}=\overline{BP_e}(D'_s-n_s d_0)\ (\text{米}^2) \qquad (8\text{-}65)$$

$\overline{BP_e}$——冷却器两端折流板和管板间的轴间距离（米）；

$D'_s$——靠近冷却器中心管排处的壳体内径（米）；

$n_s$——靠近壳体中心管排的管数；

$\overline{BP}$——折流板间的轴向距离（米），

$N_b$——折流板数；

$$A_c=\overline{BP}(D'_s-n_s d_0)\ (\text{米}^2) \qquad (8\text{-}66)$$

其余符号与式8-55相同。

对于翅片管（图8-57）：

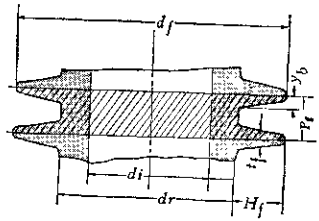



图 8-57 低翅片管

$$\alpha_0=F_1 j_s\left(\frac{\lambda}{d_e}\right)\left(\frac{c_p\mu}{\lambda}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}\ (\text{千卡/米}^2\cdot\text{时}\cdot{}^\circ\text{C}) \qquad (8\text{-}67)$$

式中 $\alpha_0$——壳程给热系数（千卡/米²·时·°C）；

$F_1$——修正系数，（表8-18）；

表 8-18 修正系数$F_1$

| 管子排列 | $F_1$ |
|---|---|
| 四方直列 $p_t/d_f=1.25$ | 0.90 |
| 四方直列 $p_t/d_f=1.33$ | 0.80 |
| 三角错列 $p_t/d_f=1.25$ | 1.00 |

$j_s$——传热因子（图8-58），也可用下式求取：

$$j_s=0.157Re^{0.6} \qquad (8\text{-}68)$$

$d_e$——当量直径（米），见图8-57，

$$d_e=\frac{\text{两翅片中心线间管总投影面积}}{\text{齿距}P_t} \qquad (8\text{-}69)$$

$Re$——雷诺数，

$$Re=\frac{d_e G_{gm}}{\mu} \qquad (8\text{-}70)$$

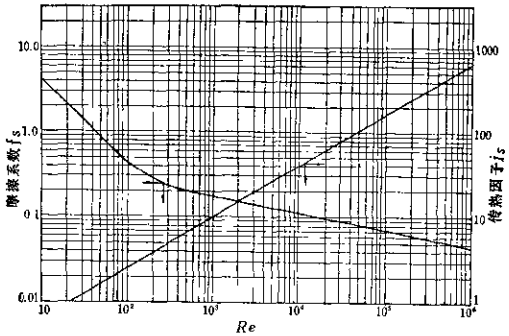
$G_{gm}$——流体的质量速度（公斤/米²·时），$G_{gm}=\dfrac{W_s}{A_{gm}}$；

$A_{gm}$——相对于管间流速的基准流道面积（米²），

$$A_{gm}=\sqrt{A'_c\cdot A_b},\quad A'_c=\frac{2(\overline{BP_e})A_{ce}+(\overline{BP})A_c(N_b-1)}{2(\overline{BPe})+(N_b-1)(\overline{BP})}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




$\left(\text{对于传热 } Re=\frac{d_e \cdot G_{am}}{\mu}\text{，对于摩擦 } Re=\frac{d_e G'}{\mu}\right)$

图 8-58　低翅片管的传热因子$j_s$和摩擦系数$f_s$

$$A_c=(\overline{BP})(D_s'-n_3 d_e) \tag{8-71}$$

$$A_{cb}=(\overline{BP}_c)(D_s'-n_3 d_e) \tag{8-72}$$

$$A_b=K_1 D_s^2-n_4\cdot\frac{\pi}{4}d_t^2 \tag{8-73}$$

$K_1$——弓形面积系数（表8-17）；

其余符号与式8-61相同。

2.圆缺形折流板详细计算

1）考虑折流板切去部分的效应修正系数：

$$\phi=1-r+0.524r^{0.32}\left(\frac{A_c}{A_b}\right)^{0.03} \tag{8-74}$$

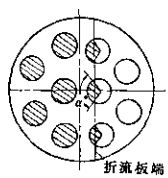



图 8-59　折流板

式中　$r$——折流板缺口部分的传热面积与总传热面积之比，

$$r=\frac{2n_4}{N} \tag{8-75}$$

$n_4$——折流板缺口部分所穿过的管数，对于折流板端部的管子，应按其圆周比进行计算，如图 8-59 所示情况，$n_4=2+3\left(\frac{360^\circ-\alpha^\circ}{360^\circ}\right)$；

$A_c$——垂直流动时在壳体中心线或附近流体流动的最小通道面积，计算式见式8-66和式8-71；

$A_b$——折流板缺口部分流道面积，计算式见式8-63和式8-73。

2）雷诺数：

对于光管：

$$Re'=\frac{d_0 G_c}{\mu} \tag{8-76}$$

对于翅片管：

$$Re'=\frac{d_r G_c}{\mu} \tag{8-76a}$$

式中　$G_c$——流体的质量速度（公斤/米²·时），

$$G_c=\frac{W_s}{A_c} \tag{8-77}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$W_s$——壳程流量（公斤/时）；

$A_c$——计算式见式8-66、式8-71。

3）壳体与管束间的间隙影响修正系数 $\xi_h$：冷却器壳程流体的流动情况见图8-60，$Re'<100$时：

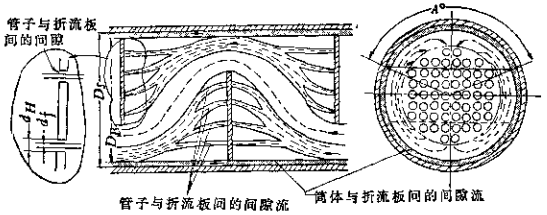



图 8-60　冷却器壳程流体流动情况

$$\xi_h=(2.72)^{-1.60F_{BP}} \qquad (8\text{-}78)$$

$Re'>100$时：

$$\xi_h=(2.72)^{-1.35F_{BP}} \qquad (8\text{-}78a)$$

式中

$$F_{BP}=\frac{A_\delta}{A_c} \qquad (8\text{-}79)$$

$A_\delta$——管束与壳体间的间隙面积（米$^2$），

$$A_\delta=(D_s-n_3P_t)\overline{BP} \qquad (8\text{-}80)$$

$P_t$——管心距（米）；

其余符号见式8-61。

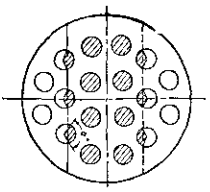


图 8-61　$N_c$、$N_W$计算用图

4）管排数影响修正系数 $x$：

$Re'<15$时：

$$x=\left(\frac{N'_c}{10}\right)^{0.18} \qquad (8\text{-}81)$$

$15\leqslant Re'\leqslant 100$时：

$$x=\left(\frac{N'_c}{10}\right)^{0.18}-\left[\left(\frac{N'_c}{10}\right)^{0.18}-1\right]\times\left(\frac{Re'-15}{85}\right) \qquad (8\text{-}82)$$

$100\leqslant Re'\leqslant 4000$时：$x=1$。

$Re'>4000$时：

$$x=\frac{0.930}{\frac{h_m}{h_\infty}} \qquad (8\text{-}83)$$

$$N'_c=(N_b+1)N_c+(N_b+2)N_W \qquad (8\text{-}84)$$

式中

$N_b$——折流板数；

$N_c$——从折流板端部到下一块折流板端部的管排数；

$N_W$——折流板切去部分所包含的管排数，当距壳体最近的那一排管子的数目，小于距中心线最近的那一排管子数目的一半时，$N_W$可以不计及。此外，在折流板端部上的管排，应按所包括的圆周角之比，分别计入 $N_c$ 和 $N_W$ 中。如图8-61所示情况，$N_c=2+2(\alpha_b/360°)$，$N_W=1+1[(360°-\alpha°)/360°]$；

$\frac{h_m}{h_\infty}$——系数，列于表8-19中。

5）无间隙时壳程给热系数：

$$\alpha_{N0}=F_2 j_H\left(\frac{\phi\xi_h}{x}\right)(C_p G_c)\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{-\frac{2}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{0.14}\text{（千卡/米}^2\cdot\text{时}\cdot°\text{C）} \qquad (8\text{-}85)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 8-19 $h_m/h_\infty$ 与 $N_c'$ 的关系

| $N_c'$ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 12 | 15 | 18 | 25 | 35 | 75 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $h_m/h_\infty$ | 0.63 | 0.70 | 0.77 | 0.83 | 0.86 | 0.88 | 0.90 | 0.91 | 0.92 | 0.93 | 0.94 | 0.95 | 0.96 | 0.97 | 0.98 | 0.99 |

式中 $F_2$——修正系数（图8-62）；

$j_H$——传热因子（图8-63）；

$G_c$——流体的质量速度（公斤/米²·时），见式8-77；

其余符号与式8-45相同。

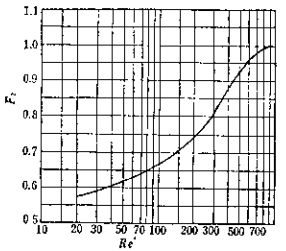



图 8-62 修正系数 $F_2$

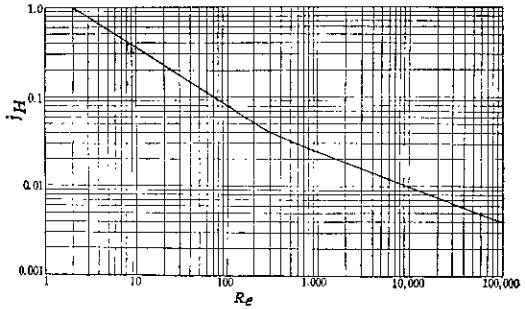



图 8-63 无间隙时的传热因子 $j_H$

6）考虑存在间隙时，壳程给热系数：

$$\alpha_0 = \alpha_{N0}\left[1 - \frac{a(S_{TB}+2S_{SB})}{S_L}\right] \qquad (8\text{-}86)$$

式中 $a$——修正系数（图8-64）；

$S_{TB}$——折流板上管孔与管子之间的间隙面积（米²），

$$S_{TB} = n_B \frac{\pi}{4}(d_H^2 - d_0^2) \qquad (8\text{-}87)$$

对翅片管，式中 $d_0$ 应以 $d_f$ 代替；

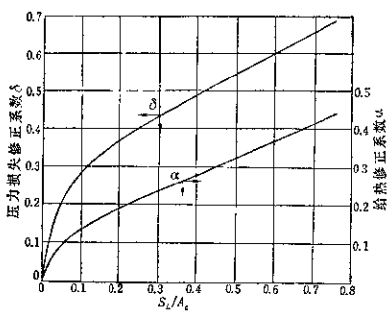



图 8-64 有间隙时给热系数和压力损失系数



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$n_B$——每块折流板上的孔数；

$d_H$——折流板上的孔径（米）；

$d_0$——管外径（米）；

$S_{SB}$——折流板边沿与壳体间间隙面积（米²），

$$S_{SB}=\left(\frac{360^\circ-A^\circ}{360^\circ}\right)\frac{\pi}{4}(D_S^2-D_B^2) \qquad (8\text{-}88)$$

$A^\circ$——折流板缺口部分包角（度）（见图8-60）；

$D_S$——壳体内径（米）；

$D_B$——折流板直径（米）；

$S_L$——折流板总间隙面积（米²），

$$S_L=S_{TB}+S_{SB} \qquad (8\text{-}89)$$

**十三、套管式冷却器环程给热系数**

1.光管

$200<Re<2000$时：

$$\alpha_0=1.02\left(\frac{\lambda}{d_e}\right)Re^{0.45}\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{0.5}\left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{0.14}\left(\frac{d_e}{L}\right)^{0.4}\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0.8}G_r^{0.05}$$

（千卡/米²·时·℃） (8-90)

$Re>10^4$时：

$$\alpha_0=0.023\left(\frac{\lambda}{d_e}\right)Re^{0.8}\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{0.4}\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0.45} \quad（千卡/米²·时·℃） \qquad (8\text{-}91)$$

式中 $d_e$——当量直径（米），

$$d_e=d_2-d_1 \qquad (8\text{-}92)$$

$d_2$——外管内径（米）；

$d_1$——内管外径（米）；

$Re$——雷诺数，

$$Re=\frac{d_eG}{\mu} \qquad (8\text{-}93)$$

$G$——环程流体质量速度（公斤/米²·时），

$$G=\frac{4W}{\pi(d_2^2-d_1^2)} \qquad (8\text{-}94)$$

$W$——环程流量（公斤/时）；

$L$——直管长度（米）；

$G_r$——格拉斯霍夫数，表示流体自然对流对给热的影响，无因次数，

$$G_r=\frac{g\rho^2\beta\Delta t d_1^3}{\mu^2} \qquad (8\text{-}95)$$

$g$——重力加速度，$g=1.27\times10^8$米/时²；

$\rho$——流体密度（公斤/米³）；

$\beta$——流体的体积膨胀系数（1/℃）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$\Delta t$——内管壁温与环隙流体平均温度差；

其余符号见式8-45。

2.纵向翅片管（图8-65）

$Re\sqrt{\pi L/P''}<6000$时，环程给热系数可由图8-66求取。

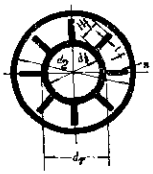



图 8-65 纵向翅片管截面图

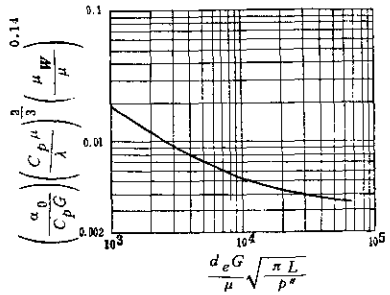



图 8-66 纵向翅片型套管式冷却器给热系数

$Re\sqrt{\pi L/P''}>6000$时：

$$\alpha_0=0.023\left(\frac{\lambda}{d_e}\right)\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}\text{（千卡/米}^2\cdot\text{时}\cdot\text{℃）}\qquad(8\text{-}96)$$

式中 $P''$——纵向翅片间通道的湿润周边长度（米），

$$P''=\frac{\pi(d_r+d_2)}{n}+2nH_f\text{（米）}\qquad(8\text{-}97)$$

$d_e$——当量直径（米），

$$d_e=\frac{4A_t}{\pi d_r+2nH_f+\pi d_2}\qquad(8\text{-}98)$$

$A_t$——通道面积（米$^2$），

$$A_t=\frac{\pi}{4}(d_2^2-d_r^2)-nH_f t_f\qquad(8\text{-}99)$$

$d_2$——外管内径（米）；

$d_r$——纵向翅片管根圆直径（米）；

$H_f$——纵向翅片高度（米）；

$t_f$——纵向翅片厚度（米）；

$n$——纵向齿片数；

$L$——直管长度（米）；

$Re$——雷诺数，$Re=\frac{d_e G}{\mu}$；

$G$——环程流体质量速度（公斤/米$^2$·时），

$$G=\frac{W}{A_t}\qquad(8\text{-}100)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$W$——环程流量（公斤/时）；

其余符号见式8-45。

3.螺旋状翅片管（图8-67）

$Re>500$时：

$$\alpha_0=0.039\left(\frac{\lambda}{d_e}\right)Re^{0.87}\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{0.4}\left(\frac{S}{d_e}\right)^{0.4}\left(\frac{H_f}{d_e}\right)^{-0.19}$$（千卡/米²·时·℃）。（8-101）

式中 $d_e$——当量直径（米），

$$d_e=d_2-d_f \qquad (8\text{-}102)$$

$Re$——雷诺数，

$$Re=\frac{d_eG_{max}}{\mu} \qquad (8\text{-}103)$$

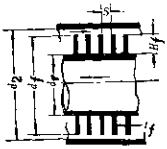


图 8-67 螺旋状翅片管型套管式冷却器

$G_{max}$——环程流体质量速度（公斤/米²·时），

$$G_{max}=\frac{4W}{\pi(d_2^2-d_f^2)} \qquad (8\text{-}104)$$

$d_f$——螺旋状翅片外径（米）；

$S$——相邻两翅片的轴向间隔；

$H_f$——翅片高度（米），

$$H_f=\frac{1}{2}(d_f-d_r) \qquad (8\text{-}105)$$

其余符号见式8-45。

式8-101在$1<H_f/S<2$情况下适用，对于$H_f/S=3$时，按该式求得的给热系数比实际值稍大。

## 十四、列管式风冷冷却器管外给热系数❶

1.光管

$$\alpha_0=0.33C_H\psi\left(\frac{\lambda}{d_0}\right)Re^{0.6}\left(\frac{C_p\cdot\mu}{\lambda}\right)^{0.3}$$

（千卡/米²·时·℃）。（8-106）

式中 $C_H$——管子排列方式修正系数（图8-68）；

$Re$——雷诺数，

$$Re=\frac{d_0G_{max}}{\mu} \qquad (8\text{-}107)$$

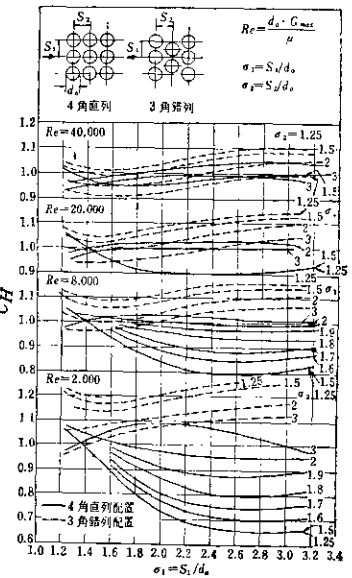


图 8-68 $C_H$ 值

$d_0$——管外径（米）；

$G_{max}$——空气通过管间的最大质量速度（最小截面处）（公斤/米²·时），

$$G_{max}=\frac{W_a}{(S_1-d_0)Ln_1} \qquad (8\text{-}108)$$

$L$——一根换热管的管长（米）；

$n_1$——一列的管数；

❶ 所属各种情况皆是流向垂直于管轴线。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$W_a$——空气流量（公斤/时）；

$\psi$——换热管列数修正系数，10以下时，由图8-69求取，10以上时，$\psi=1$；

其余符号见式8-45。

2.圆心管圆翅（图8-70）

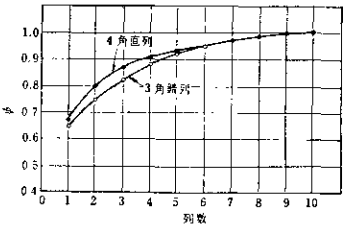



图 8-69 $\psi$值

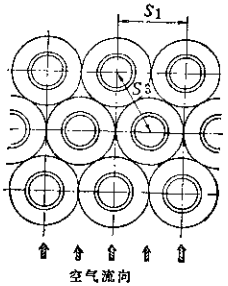



图 8-70 圆心管圆齿

$$\alpha_0=0.1378\left(\frac{\lambda}{d_r}\right)Re^{0.718}\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{S}{H_f}\right)^{0.296}\psi\ （千卡/米^2\cdot时\cdot℃）\qquad（8\text{-}109）$$

式中 $d_r$——翅片根径（米）；

$Re$——雷诺数，

$$Re=\frac{d_rG_{max}}{\mu}\qquad（8\text{-}110）$$

$\psi$——管列数修正系数，鼓风时，$\psi=1$，吸风时，$\psi$值见表8-20；

表 8-20 列管数修正系数$\psi$

| 最大流速 | 换热管列数 $n$ | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| （米/秒） | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 20 |
| 50 | 0.828 | 0.885 | 0.916 | 0.935 | 0.947 | 0.963 | 0.972 | 0.987 |
| 70 | 0.810 | 0.871 | 0.908 | 0.930 | 0.945 | 0.961 | 0.970 | 0.987 |

$G_{max}$——空气通过管间最大质量速度（最小截面处）（公斤/米$^2$·时）；

$S$——翅片间隔（米）；

$H_f$——翅片高度（米）。

应该指出：式8-109适用于质量速度与表8-20相当的范围、管束呈正三角错列、翅片外沿几乎相接的情况。如正方直列，计算结果应乘以0.67，绕翅接触时，计算结果应乘以0.8～0.9。

3.圆心管矩形翅（图8-71）

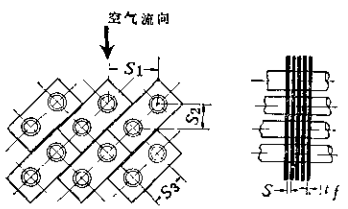



图 8-71 圆心管矩形翅

$S_1>S_3$时：

$$\alpha_0=0.251\left(\frac{\lambda}{d_o}\right)Re^{0.67}\left(\frac{S_1-d_r}{d_r}\right)^{-0.2}\left(\frac{S_1-d_r}{S}+1\right)^{-0.2}\times$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\left(\frac{S_1-d_r}{S_3-d_r}\right)^{0.4}\text{（千卡/米}^2\text{·时·℃）}\qquad(8\text{-}111)$$

式中 $d_c$——当量直径（米），

$$d_c=\frac{A_r d_r+A_f\sqrt{A_f/2n_f}}{A_r+A_f}\qquad(8\text{-}112)$$

$n_f$——每米管上的翅片数；

$A_r$——每米管上的无翅部分面积（米²/米）；

$A_f$——每米管外的翅片面积（米²/米），若有 $i$ 根管插在同一组翅片中时，取翅片总面积的$\frac{1}{i}$；

$d_r$——光管外径（米）；

$Re$——雷诺数，$Re=\frac{d_c G_{max}}{\mu}$；

$G_{max}$——空气通过管间的最大质量速度（最小截面处）（公斤/米²·时）；

$S_1$——垂直于风向的管心距（米）；

$S_2$——顺风向的管心距（米）；

$S_3$——顺管排的管心距（米）；

$S$——翅片轴向距离（米）；

其余符号见式8-45。

式 8-111 适用于常温空气，用于其他气体时，除物性参数 $\lambda$、$\mu$ 代用该条件下气体的数据外，还应在公式右端乘以$\left(\frac{Pr_g}{Pr_a}\right)^{\frac{1}{3}}$，其中$Pr_g$为气体的“普兰特”数，$Pr_a$为空气的“普兰特”数。另外，对于管束穿插在大散热片中的冷却器的给热系数也可用式8-111计算。

**十五、蛇形管冷却器给热系数**

置于水槽中的蛇形管冷却器，蛇管与水之间换热取决于自由运动给热过程，给热系数$\alpha_0$可用下式求得：

$G_r Pr=5\times10^2\sim2\times10^7$时：

$$\alpha_0=C\left(\frac{\Delta t_w}{d_0}\right)^{\frac{1}{4}}\text{（千卡/米}^2\text{·时·℃）}\qquad(8\text{-}113)$$

式中 $\Delta t_w$——蛇管外壁与水的平均温度差（℃）；

$d_0$——蛇管外径（米）；

$C$——系数见表8-21。

表 8-21 水的$C$值

| $\Delta t_W$ (℃) | $C$ |
|---|---|
| 0 | 60 |
| 20 | 96 |
| 40 | 128 |
| 60 | 153 |
| 80 | 176 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

上式 $\Delta t_w$ 值先行选择，再按下式进行计算：

$$\Delta t_w = \frac{\Delta T_M}{\frac{\alpha_0 d_0}{\alpha_i d_i} + 1} \quad (℃) \qquad (8\text{-}114)$$

式中 $\Delta T_M$ ——按式8-31计算的有效平均温差（℃）；

$d_0$、$d_i$ ——蛇管导管外径和内径（米）；

$\alpha_0$、$\alpha_i$ ——管外、管内给热系数（千卡/米²·时·℃）。

**十六、淋洒式冷却器管外给热系数**

淋洒式冷却器的换热过程，受到喷淋的不均匀度、风速和大气湿度等多种因素的影响，一般难于精确计算。现给出两公式供近似计算水平管外成膜下流的淋洒式冷却器管外给热系数$\alpha_3$之用。

公式之一：

$$\alpha_0 = 187\left(\frac{U}{d_0}\right)^{\frac{1}{3}} (千卡/米^2·时·℃) \qquad (8\text{-}115)$$

式中 $d_0$——换热管外径（米）；

$U$——喷淋密度（公斤/米·时），即单位时间内每竖排上部换热管每米长度上被淋洒的冷却水量，

$$U = \frac{G}{2n_k l} \qquad (8\text{-}116)$$

$G$——总喷水量（公斤/时）；

$n_k$——冷却器上部冷却管管数，等于冷却器的组数；

$l$——冷却器换热管长度（米）。

一般情况下，$\frac{4U}{\mu} < 2100$，式8-115在$U=150\sim1500$公斤/米·时，$d_0=0.034\sim0.114$时，准确度为±25%，适用于只有少量水蒸发（约为总喷水量的2%）之处。

公式之二：

$$\alpha_0 = 40\frac{U^{0.4}}{d_0^{0.6}} (千卡/米^2·时·℃) \qquad (8\text{-}117)$$

式中各符号与式8-115相同。

**十七、螺旋板式冷却器给热系数**

湍流状态（$Re>6000$）的给热系数，计算方法与弯曲通道的蛇形管冷却器管内给热系数相似。即先按直通道公式计算，然后用式8-50修正，但应注意两点：1）定性尺寸$d_i$应以当量直径$d_e$代入：

$$d_e = \frac{2Hb}{H+b} (米) \qquad (8\text{-}118)$$

式中 $H$——螺旋板宽度（米）；

$b$——螺旋板间距（米）。

2）式8-50中的校正部分$(1+1.77)\frac{d_i}{r}$中，$d_i$应以$d_e$代入，$r$应用平均螺圈半径代入，即$r=\frac{1}{4}(d+D)$，其中$d$为中心管外径，$D$为冷却器设备壳体内径（米）。

过渡状态（$Re>1000$）给热系数：

$$\alpha = \left(\frac{\lambda}{d_e}\right)\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{0.25}\left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{0.17}\left[0.0315Re^{0.8} - 6.65\times10^{-7}\left(\frac{L}{b}\right)^{1.8}\right] (千卡/米^2·时·℃). \qquad (8\text{-}119)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

式中　$Re$——雷诺数，$Re=\frac{d_e G}{\mu}$；

$G$——通道内质量速度（公斤/米²·时）；

$L$——流道长度（米），

$$L=\frac{A}{2H} \qquad (8\text{-}120)$$

$d_e$——当量直径，见式8-118；

$H$——螺旋板宽度（米）；

$A$——传热面积（米²）。

**十八、管内加螺旋线强化器后的给热系数和摩擦系数**

管内加螺旋线强化器后，在流速相同的情况下，可增大给热系数，但阻力损失比空管时大。其传热增强的效果与螺距和线径有关；螺距大、线径大的传热增强效果小，阻力损失也较小。

图8-72和图8-73是在长直管内加螺旋线，在$Re<4\times10^4$和$Re<10^5$时取得的数据。

**十九、湿气体修正系数**

以上各种冷却器，气体与管壁间的给热系数，都属于干燥气体情况。然而，压缩气体中，大都为湿气体，因此，给热系数比之于燥气体有所增加，较精确计算时应加以考虑。

$$\alpha_W=\varepsilon_W\alpha_d \text{（千卡/米²·时·℃）} \qquad (8\text{-}121)$$

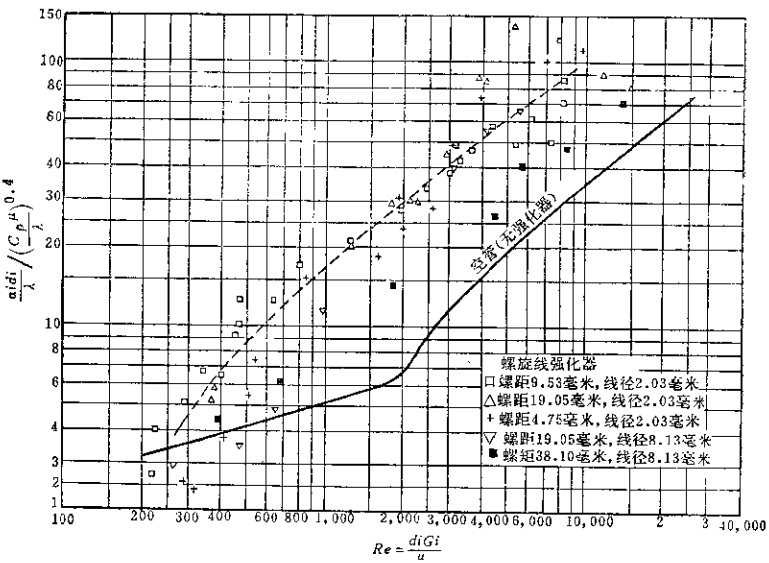



图 8-72　管内加螺旋线强化器的给热系数$\alpha_i$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

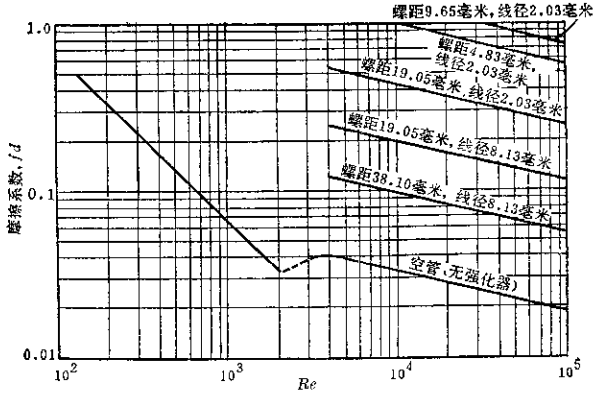



图 8-73　管内加螺旋线强化器的摩擦系数$f_d$

式中　$\alpha_w$——湿气体的给热系数（千卡/米²·时·℃）；

$\alpha_d$——干气体的给热系数（千卡/米²·时·℃）；

$\varepsilon_W$——湿气体修正系数，

$$\varepsilon_W = 1 + \frac{\chi_m - \chi_W}{T_c - t_w} \times \frac{595 - t_W}{C_p} \qquad (8\text{-}122)$$

$\chi_m$——气体的平均绝对湿度（公斤/公斤），

$$\chi_m = \frac{1}{2}(\chi_1 + \chi_2) \qquad (8\text{-}123)$$

$\chi_1$，$\chi_2$——气体进、出冷却器的绝对湿度（公斤/公斤）；

$\chi_W$——温度为$t_w$时的最大绝对湿度（公斤/公斤），

$$\chi_W = \frac{R_m}{R_W} \times \frac{p_{s.aW}}{p - p_{s.aW}} \qquad (8\text{-}124)$$

$p_{s.aW}$——温度为$t_w$时，饱和水蒸汽压力（公斤/米²）；

$p$——冷却器中气体压力（公斤/米²）；

$R_m$——气体的气体常数（公斤·米/公斤·℃）；

$R_w$——水蒸气的气体常数（公斤·米/公斤·℃）；

$T_c$——气体的平均温度（℃）见式8-41；

$t_W$——管壁温度（℃）．根据换热管种类和高温气体在管外流动或管内流动情况分别按式8-39至式8-42计算；

$C_p$——定压比热（千卡/公斤·℃）。

当$\chi_W \geqslant \chi_m$时，则不应计及湿气体所增加的给热影响，即$\varepsilon_W = 1$，而直接用干燥气体的给热系数$\alpha_d$计算$K$值。

**二十、冷却器传热计算参考数据及其选择**

1.温度：$T_2 - t_1 = 5 \sim 8$℃，其中$T_2$为气体出口温度（℃），$t_1$为冷却水进口温度（℃），$t_2 - t_1 = 15 \sim 20$℃，其中$t_1$、$t_2$分别为冷却水进、出口温度（℃），在无防止冷却



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

水结垢措施时，应使 $t_2 \leqslant 40°C$。

对于风冷式冷却器，应使被冷却气体的温度较冷却空气的温度高15～20°C。冷却空气在冷却器的出口端与进口端的温差设计时常取7～15°C。

对于淋洒式冷却器，冷却水温度升高值一般为5～8°C。

2.速度：气体在冷却器内平均流速 $\omega$ 按下式计算：

$$\omega = \frac{W_s}{3600\gamma_c f_x} \text{（米/秒）} \qquad (8\text{-}125)$$

式中 $W_s$——通过冷却器的气体流量（公斤/时）；

$\gamma_c$——在平均温度和平均压力下气体的比重（公斤/米³）；

$f_x$——气体的流通截面（米²）。

对于管壳式冷却器，管内流动气体平均流速 $\omega = 3 \sim 12$ 米/秒，管间平均流速 $\omega = 3 \sim 8$ 米/秒（具有缓冲容积时）。为了提高给热系数，使结构更加紧凑，气体管间设计流速已接近14米/秒，气体管内设计流速在8～20米/秒范围内。

对于套管式、蛇形管式和小尺寸的组合式等内部容积较小的冷却器，考虑到压力波动和管道内气体断续的特点，而采用与活塞平均速度相应的气体假定平均流速 $\omega'$，其关系按下式确定：

$$\omega' = \frac{C_m F}{f_x} \text{（米/秒）} \qquad (8\text{-}126)$$

式中 $C_m$——活塞平均速度（米/秒）；

$F$——同时进行压出的活塞工作面积（米²）；

$f_x$——气体的流通面积（米²）。

一般中压级的 $\omega' = 18 \sim 35$ 米/秒，高压级的 $\omega' = 12 \sim 25$ 米/秒。其中较大值适用于高转速和气体比重小的小排气量压缩机冷却器。

压缩气体横掠管束时，对于空气或比重与其相近的气体，流道最小截面处流速为18～30米/秒。

对于氮氢混合气和氢气的许用流速，可相应比空气大1.5～2.4倍；反之，比重比空气大的气体，许用流速应相应降低。

冷却水流速：在管程流动时，建议取1～2米/秒，不得低于0.2米/秒，以保证湍流；在壳程流动时应大于0.5米/秒。对于带散热片的套管式，翅片元件式等换热强烈的冷却器，一般在1.5～3米/秒范围内选取。目前趋向于从结构上保证（如双壳程、多折流板），尽可能取用较高值，这不仅增加了传热，更重要的是能有效地防止污垢的积聚，提高了冷却器整个运行周期中的冷却效率。采用海水冷却时，考虑到冲蚀作用，取用流速应低于淡水情况；但不宜过低，因为海水与河水一样，属于易结垢的流体。

润滑油冷却器的润滑油流速一般在0.2～1.2米/秒范围内。

3.给热系数：冷却水与管壁之间，$\alpha = 2500 \sim 5000$ 千卡/米²·时·°C（冷却水流速1～2米/秒）。气体与管壁之间，$\alpha = 100 \sim 300$ 千卡/米²·时·°C（气体流速5～15米/秒）。

对于风冷式冷却器，冷却空气与管壁之间 $\alpha = 50 \sim 120$ 千卡/米²·时·°C（冷却空气流速5～10米/秒）。

对于润滑油冷却器，其传热系数一般可取 $K = 150 \sim 200$ 千卡/米²·时·°C。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

4.单位排气量所需的传热面积（用比值 $F/V$ 表示）：对空气动力用（终压8公斤/厘米²）两级移动式风冷压缩机中间冷却器：

带散热片：$\frac{F}{V}$=0.4～0.55米²/米³/分；

光圆管：$\frac{F}{V}$=0.55～0.75米²/米³/分。

对排气压力9公斤/厘米²的两级空气压缩机，管束插入大散热片形式的水冷式中间冷却器：$\frac{F}{V}$=0.1米²/米³/分。对小排量高速压缩机：$\frac{F}{V}$=0.15～0.5米/米³/分。

上述各$F$值，在散热片冷却器中，取光管的外表面积为基准，不考虑散热片所占去的导管的表面积。

## 第四节　冷却器的阻力损失计算

### 一、管程阻力损失

1.直管部分阻力损失（程数为1）：

$$\Delta p_1=\left(\frac{4f_t}{2g}\right)\left(\frac{G_t^2}{\rho}\right)\left(\frac{L}{d_t}\right)\left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0.14}\text{（公斤/米²）}\qquad(8\text{-}127)$$

式中　$f_t$——管侧摩擦系数，见图8-74；

$g$——重力加速度，$g=1.27\times10^8$米/时²；

$\rho$——流体密度（公斤/米³）；

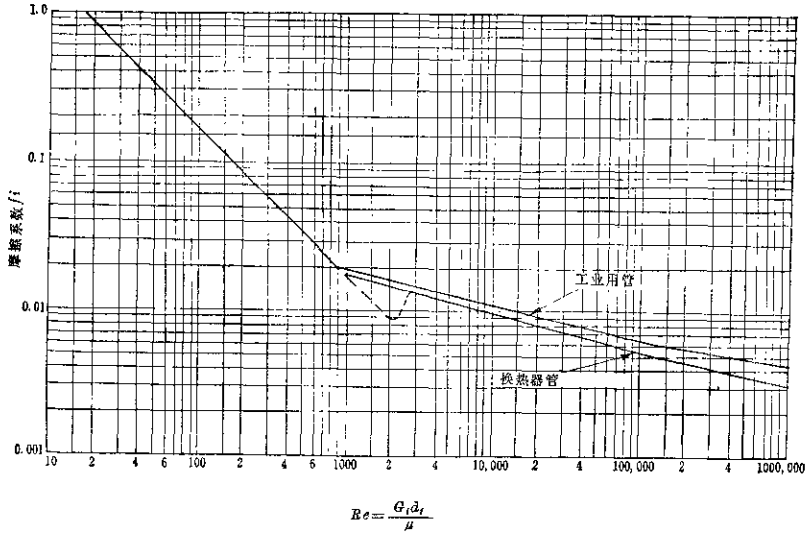



图 8-74　管侧摩擦系数



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$L$——换热管长度（米）；

其余符号见式8-45。

2.流向改变时的压力损失：

$$\Delta p_m=\frac{2G_i^2}{\rho g}\text{（公斤/米}^2\text{）} \qquad (8\text{-}128)$$

若管程数为1时，其流向改变而引起的附加压力损失：

$$\Delta p_m=\frac{G_i^2}{\rho g} \qquad (8\text{-}129)$$

3.管程总阻力失：

$$\Delta p_i=(\Delta p_i+\Delta p_m)n_t\text{（公斤/米}^2\text{）} \qquad (8\text{-}130)$$

式中 $n_t$——管程数。

4.对于套管式冷却器，其连接的回转弯头的压力损失，用弯头当量长度 $L_e$ 加入直管部分，统一用直管长度 $L_i$ 计算：

$$L_i=(2L+L_e)n_t\text{（米）} \qquad (8\text{-}131)$$

式中 $L_e$——弯头当量长度（米）.

$$L_e=2\varepsilon_e d_i\text{（米）} \qquad (8\text{-}132)$$

$\varepsilon_e$——弯头当量系数，见图8-75；

$d_i$——管内径（米）；

$L$——直管段长度（米）；

$n_t$——管程程数。



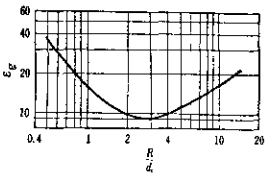



图 8-75 弯头当量系数 $\varepsilon_e$

## 二、管壳式冷却器（圆缺形折流板）壳程阻力损失

1.垂直于管束流动的阻力损失：

$$\Delta p_B=\left(\frac{4f_s\xi_{\Delta p}G_C^2N_C}{2g\rho}\right)\left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0.14}\text{（公斤/米}^2\text{）} \qquad (8\text{-}133)$$

式中 $f_s$——摩擦系数，对于光管，见图8-76，对于翅片管，见图8-77；

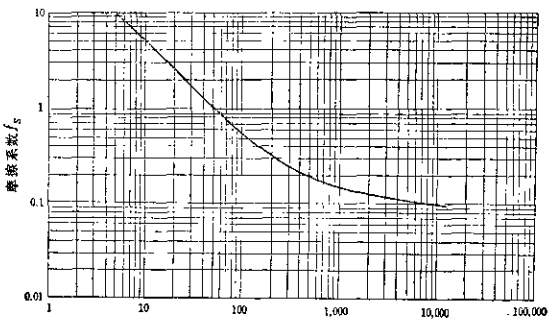



图 8-76 与管束错流时的摩擦系数（光管）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

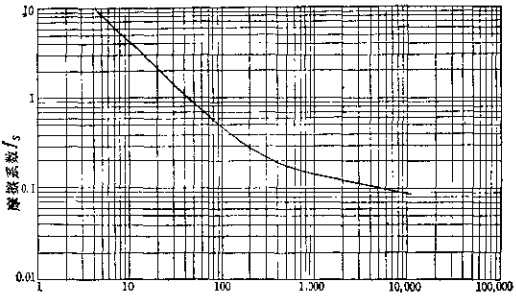



图 8-77　与管束错流时的摩擦系数（翅片管）

$G_C$——以面积 $A_C$ 为基准的流体质量速度（公斤/米²·时），见式8-77；

$N_C$——从折流板端部到下一块折流板端部的管排数，见图8-61；

$\xi_{\Delta p}$——修正系数，

$$\xi_{\Delta p}=2.72^{-m} \tag{8-134}$$

当 $Re<100$ 时：

$$m=4.5(F_{Bp})\left[1-\left(\frac{2N_s}{N_C}\right)^{1/3}\right] \tag{8-135}$$

$Re>100$ 时：

$$m=3.8(F_{Bp})\left[1-\left(\frac{2N_s}{N_C}\right)^{1/3}\right] \tag{8-135a}$$

$Re$——雷诺数，对于光管：$Re=\frac{d_0 G_C}{\mu}$，对于翅片管：$Re=\frac{d_r G_C}{\mu}$；

$N_s$——从折流板端到另一折流板端所设的旁路挡板数，如旁路中不设挡板，则 $N_s=0$；

$F_{Bp}$——见式8-79；

其余符号见式8-127。

2.通过折流板缺口部分的阻力损失：

$Re<100$时：

$$\Delta p_W=23\,\xi_{\Delta p}\left(\frac{\mu V_z}{gs}\right)N_W+26\left(\frac{\mu V_z}{g\overline{D}_V}\right)\left(\frac{\overline{BP}}{D_V}\right)+2\left(\frac{\rho V_z^2}{2g}\right)\text{（公斤/米²）} \tag{8-136}$$

$Re>100$时：

$$\Delta p_W=(2+0.6N_W)\left(\frac{\rho V_z^2}{2g}\right)\text{（公斤/米²）} \tag{8-137}$$

式中　$Re$——雷诺数，

对于光管：

$$Re=\frac{d_0 G_b}{\mu} \tag{8-138}$$

对于翅片管：

$$Re=\frac{d_r G_b}{\mu} \tag{8-138a}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$G_b$——以面积 $A_b$ 为基准的质量速度（公斤/米²·时），$G_b=\dfrac{W_s}{A_b}$ （8-139）

$A_b$——见式8-63和式8-73；

$G_C$——以面积 $A_C$ 为基准的质量速度（公斤/米²·时），见式8-77；

$V_z$——平均流速（米/时），

$$V_z=\sqrt{V_C V_b} \tag{8-140}$$

$V_b$——折流板缺口处流速（米/时），

$$V_b=\frac{W_s}{A_b\rho} \tag{8-141}$$

$V_C$——垂直于管子的流速（米/时），

$$V_C=\frac{W_s}{A_C\rho} \tag{8-142}$$

$D_V$——折流板缺口部分的当量直径（米），

$$D_V=\frac{4A_b}{n_4A_0} \tag{8-143}$$

$n_4$——每块折流板缺口部分所穿过的管数，对于折流板端面上的管子面积，应按其圆周比进行计算，见图8-59；

$A_0$——单位管长上的管子面积（米²/米）；

$s$——管间间隔（米），

$$s=P_t-d_0\text{（对于翅片管 }d_0\text{ 应以 }d_f\text{ 代之）；} \tag{8-144}$$

$\rho$——流体密度（公斤/米³）；

$g$——重力加速度，$g=1.27\times10^8$米/时²；

$N_W$——折流板切去部分所包含的管排数；

$\xi_{4P}$——修正系数，见式8-134；

$\overline{BP}$——折流板间的轴向距离，见图8-56；

$\mu$——定性温度下气体粘度（公斤/米·时）。

3.间隙流动修正系数：

$$\beta=1-\delta\left[\frac{(S_{TB}+2S_{SB})}{S_L}\right] \tag{8-145}$$

式中 $\delta$——修正系数，见图8-64；

其余符号见式8-86。

当壳方流体因结垢将原制造安装间隙堵塞时，$\beta$ 接近于1。

4.两端垂直错流时阻力损失：

$$\Delta p_B'=\left[1+\left(\frac{N_W}{N_C}\right)\right]\Delta p_B\text{（公斤/米²）} \tag{8-146}$$

式中 $\Delta p_B$——垂直于管束流动的压力损失（公斤/米²），见式8-133；

其余符号见式8-84。

5.壳程总压力损失：

$$\Delta p_s=2\Delta p_B'+\beta(N_b-1)\Delta p_B+N_t\Delta p_W\text{（公斤/米²）} \tag{8-147}$$

式中 $N_b$——折流板数。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 三、套管式冷却器环程阻力损失

1.光管：

$$\Delta p_f=\left(\frac{4fG^2}{2g\rho}\right)\left(\frac{L}{d_2-d_1}\right)\left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0.14}\quad（公斤/米^2）\qquad(8\text{-}148)$$

式中 $f$——摩擦系数，$Re<2000$时：

$$f=\frac{16}{Re}\phi\qquad(8\text{-}149)$$

$\phi$值由图8-78查取，$Re>3000$时：

$$f=0.076Re^{-0.25}\qquad(8\text{-}150)$$

$Re$——雷诺数，$Re=\dfrac{d_eG}{\mu}$；

$d_e$——当量直径（米），$d_e=d_2-d_1$（米），其中$d_2$为外管内径（米），$d_1$为内管外径；

$G$——环程流体质量速度（公斤/米$^2$·时），见式8-94；

$L$——管长（米）；

$\rho$——流体密度（公斤/米$^3$）；

$g$——重力加速度，$g=1.27\times10^8$米/时$^2$。

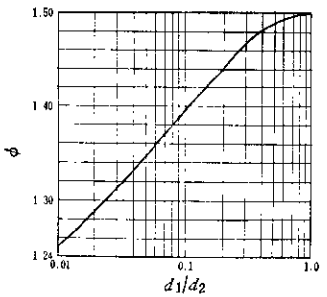



图 8-78 $\phi$值

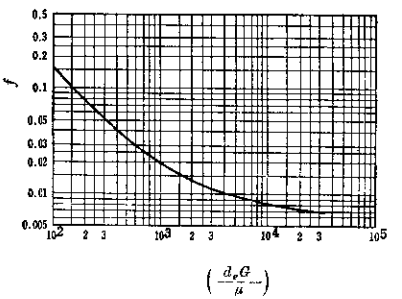



图 8-79 纵向翅片管摩擦系数

2.纵向翅片管：

$$\Delta p_f=\left(\frac{4fG^2}{2g\rho}\right)\left(\frac{L}{d_e}\right)\left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)（公斤/米^2）\qquad(8\text{-}151)$$

式中 $f$——摩擦系数，见图8-79；

$\rho$——流体密度（公斤/米$^3$）；

$g$——重力加速度，$g=1.27\times10^8$（米/时$^2$）；

其余符号见式8-96。

3.螺旋状翅片管：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$\Delta p_f=\left(\frac{4fG_{max}^2}{2g\rho}\right)\left(\frac{L}{d_e}\right)\left(\frac{\mu_W}{\mu}\right)^{0.14}\text{（公斤/米}^2\text{）}\qquad(8\text{-}152)$$

式中 $f$——摩擦系数，见图8-80；

$L$——管长（米）；

$g$——重力加速度，$g=1.27\times10^8$米/时$^2$；

$\rho$——流体密度（公斤/米$^3$）；

其余符号见式8-101。

4.连接部分压力损失：

$$\Delta p_b=\frac{G^2}{2g\rho}\text{（公斤/米}^2\text{）}\qquad(8\text{-}153)$$

式中 $G$——环程流体质量速度（公斤/米$^2$·时），见式8-94；

$g$——重力加速度，$g=1.27\times10^8$米/时$^2$；

$\rho$——流体密度（公斤/米$^3$）。

5.环程总压力损失：

$$\Delta p_a=z_1\Delta p_f+z_2\Delta p_b\text{（公斤/米}^2\text{）}\qquad(8\text{-}154)$$

式中 $z_1$——直管根数；

$z_2$——连接管根数。

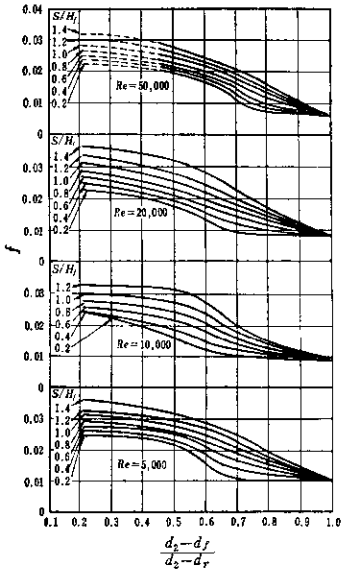



图 8-80 螺旋状翅片管摩擦系数 $f$

## 四、列管式风冷冷却器管外压力损失

下述各情况都是冷却空气垂直于管轴线横掠流过冷却器。

1.光管：

$$\Delta p_s=0.334\,C_f n\frac{G_{max}^2}{2g\rho}\text{（公斤/米}^2\text{）}\qquad(8\text{-}155)$$

式中 $C_f$——系数见表8-22；

$n$——沿流动方向的管列数；

$\rho$——冷却空气的密度（公斤/米$^3$）；

$g$——重力加速度，$g=1.27\times10^8$（米/时$^2$）；

$G_{max}$——冷却空气通过管间的最大质量速度（最小截面处）（公斤/米$^2$·时），见式8-108。

2.圆心管圆翅：

$$\Delta p_s=8.80\times10^{-8}n\left(\frac{G_{max}}{\rho}\right)^{1.725}\frac{1}{\rho}\text{（公斤/米}^2\text{）}\qquad(8\text{-}156)$$

式中 $n$——沿流动方向的管列数；

$G_{max}$——冷却空气通过管间的最大质量速度（最小截面处）（公斤/米$^2$·时）；

$\rho$——冷却空气的密度（公斤/米$^3$）。

3.圆心管矩形翅：

$$\Delta p_s=\frac{fG_{max}^2n}{2g\rho}\text{（公斤/米}^2\text{）}\qquad(8\text{-}157)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 8-22 $C_f$值 $\left(\sigma_1=\frac{S_1}{d_0},\ \sigma_2=\frac{S_2}{d_0}\right)$

| 管子配置方式 | | 四方直列 | | | | 三角错列 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $Re$ | $\sigma_1$ \ $\sigma_2$ | 1.25 | 1.50 | 2.0 | 3.0 | 1.25 | 1.50 | 2.0 | 3.0 |
| 2000 | 1.25 | 1.68 | 1.74 | 2.04 | 2.28 | 2.52 | 2.58 | 2.58 | 2.64 |
| | 1.5 | 0.79 | 0.97 | 1.20 | 1.56 | 1.80 | 1.80 | 1.80 | 1.92 |
| | 2.0 | 0.29 | 0.44 | 0.66 | 1.02 | 1.56 | 1.56 | 1.44 | 1.32 |
| | 3.0 | 0.12 | 0.22 | 0.40 | 0.60 | 1.30 | 1.38 | 1.13 | 1.02 |
| 8000 | 1.25 | 1.68 | 1.74 | 2.04 | 2.28 | 1.98 | 2.10 | 2.16 | 2.28 |
| | 1.5 | 0.83 | 0.96 | 1.20 | 1.56 | 1.44 | 1.60 | 1.56 | 1.56 |
| | 2.0 | 0.35 | 0.48 | 0.63 | 1.02 | 1.19 | 1.16 | 1.14 | 1.13 |
| | 3.0 | 0.20 | 0.28 | 0.47 | 0.60 | 1.08 | 1.04 | 0.96 | 0.90 |
| 20000 | 1.25 | 1.44 | 1.56 | 1.74 | 2.04 | 1.56 | 1.74 | 1.92 | 2.16 |
| | 1.5 | 0.84 | 0.96 | 1.13 | 1.46 | 1.10 | 1.16 | 1.32 | 1.44 |
| | 2.0 | 0.38 | 0.49 | 0.66 | 0.83 | 0.96 | 0.96 | 0.96 | 0.96 |
| | 3.0 | 0.22 | 0.30 | 0.42 | 0.55 | 0.86 | 0.84 | 0.78 | 0.74 |
| 40000 | 1.25 | 1.20 | 1.32 | 1.56 | 1.80 | 1.26 | 1.50 | 1.68 | 1.98 |
| | 1.5 | 0.74 | 0.85 | 1.02 | 1.27 | 0.88 | 0.96 | 1.08 | 1.20 |
| | 2.0 | 0.41 | 0.48 | 0.62 | 0.77 | 0.77 | 0.79 | 0.82 | 0.84 |
| | 3.0 | 0.25 | 0.30 | 0.38 | 0.46 | 0.78 | 0.68 | 0.65 | 0.60 |

式中 $f$——摩擦系数，

$$f=1.463\left(\frac{d_e G_{max}}{\mu}\right)^{-0.245}\left(\frac{s_1-d_r}{d_r}\right)^{-0.9}\left(\frac{s_1-d_r}{s}+1\right)^{0.7}\left(\frac{d_e}{d_r}\right)^{0.9} \tag{8-158}$$

$n$——流动方向的管列数；

$g$——重力加速度，$g=1.27\times10^8$（米/时$^2$）；

$\rho$——冷却空气密度（公斤/米$^3$）；

其余符号见式8-111。

## 五、蛇形管和螺旋板式冷却器管（通道）内压力损失

$$\Delta p_i=\frac{W^2\left(1+\frac{T_c}{273}\right)\left(a+b'\frac{L}{d_i}\right)}{\gamma_0 p}\text{（毫米水柱）} \tag{8-159}$$

式中 $W$——气体的重量速度（公斤/米$^2$·秒），

$$W=\omega_0\gamma_0\text{（公斤/米}^2\text{·秒）} \tag{8-160}$$

$\omega_0$——气体进入冷却器的速度（米/秒）；

$\gamma_0$——标准状态下气体重度（公斤/米$^3$）；

$T_c$——气体的定性温度，见式8-37；

$p$——冷却器内气体压力（绝对大气压）；

$d_i$——蛇管或螺旋板通道直径（米），对螺旋板式应以当量直径$d_e=2b$代替，其中$b$为螺旋板间距（米）；

$L$——蛇管或螺旋通道长度（米）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$a$ ——局部阻力系数，圆形蛇管 $a\approx0.26n$，螺旋通道 $a\approx0.04n$，$n$ 为圈数；

$b'$ ——系数，与管（通道）材料和流体种类有关，$b'=b_0/4\sqrt{d_i}$，$b_0$ 为系数，见表8-23，用此表计算 $b'$ 时，$d_i$ 单位是毫米。

**表 8-23　$b_0$ 值**

| 类　　型 | $b_0$ |
|---|---|
| 钢管及黄铜管 | 0.0038 |
| 铸管（非强腐蚀性气体通过） | 0.0038 |
| 铸管（强腐蚀性气体通过） | 0.0064 |

## 第五节　冷却器的强度计算

关于冷却器筒体、封头、及其法兰强度计算同第七章缓冲器、液气分离器强度计算。本章仅列出冷却器管板强度计算，适用于浮头式、U形管式和填料式冷却器。

管板厚度计算分述于下。

1.胀接的管板实际厚度（不包括腐蚀强度）在任何情况下．不得小于管子外径的一半。若管子与管板间连接采用焊接，则不受此限制，但此时应考虑管子与管板焊接的工艺要求及管板焊接变形的要求。

2.管板的弯曲强度计算：

$$S=\frac{KD}{2}\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}\text{（毫米）}\qquad(8\text{-}161)$$

3.管板的剪切强度计算：

$$S=\frac{\frac{0.3}{D_0}p}{[\sigma]\left(1-\frac{d_H}{P_t}\right)}\text{（毫米）}\qquad(8\text{-}162)$$

管板厚度应取上述三者中的最大值，然后加上厚度附加量 $C$（见式7-45）。

上二式中　$S$ ——管板计算厚度（不包括附加量）（毫米）；

$p$ ——设计压力（取管内压力或管外压力中较大值）（公斤/厘米$^2$）；

$D$ ——管板计算直径（毫米），焊接于筒体上的管板取筒体内径，螺栓法兰连接时，取垫片平均值 $D_m$；

$[\sigma]$ ——许用应力（公斤/厘米$^2$），（见式7-55）；

$d_H$ ——管孔直径（毫米）；

$P_t$ ——管孔中心距（毫米）；

$D_0$ ——最外圈管子中心圆直径（毫米），

$$D_0=\frac{4F}{L}\text{（毫米）}\qquad(8\text{-}163)$$

$L$ ——最外圈管子中心分布的多边形周长（毫米）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$F$——周长$L$所包含的面积（毫米$^2$）；

$K$——系数，见表8-24。

表 8-24　$K$值

| 管子种类 | 管板种类 | $K$ |
|---|---|---|
| 直管 | 固定管板与浮头管板 | 1.00 |
| U形管 | 不与筒体成一体的管板 | 1.25 |

## 第六节　冷却器传热计算例题

**例**：按下列给定参数，设计计算一台压缩机的中间冷却器。

1.标准状态下气量$V_a$=7360米$^3$/时。

2.气体成分（按容积百分数计）如下表：

| 气体成分 | $CO_2$ | CO | $H_2$ | $N_2+Ar$ | $CH_4$ | $O_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 容积百分数$r_i$ | 0.3015 | 0.02 | 0.506 | 0.168 | 0.0038 | 0.0007 |

3.冷却器中气体压力$p$=19.1公斤/厘米$^2$。

4.气体进口温度$T_1$=154°C。

5.气体出口温度$T_2$=52°C。

6.冷却水进口温度$t_1$=31°C。

7.冷却水出口温度$t_2$=40°C。

8.与冷却器相应级气缸吸入接管内气体压力$p_1$=7.88公斤/厘米$^2$。

9.与冷却器相应级气缸吸入接管内气体温度$t_3$=57.3°C。

**解**：1.结构形式及结构尺寸的初步确定采用如下图所示结构的冷却器。

结构图中初步设计的结构尺寸数据如下：

1）壳体内径$D_s$=0.800米。

2）管子外径$d_0$=0.025米。

3）管子内径$d_i$=0.021米。

4）管子材料1Cr18Ni9Ti。

5）靠近冷却器中心管排处的壳体内径$D_s'$=0.800米。

6）折流板直径$D_B$=0.796米。

7）折流板上的孔径$d_H$=0.026米。

8）换热管总数$N$=356。

9）靠近壳体中心管排的管数$n_3$=21。

10）每块折流板缺口部分所穿过的管数$n_4$=0。

11）管心距$P_t$=0.032米。

12）折流板缺口部分包角$A$=96°10′。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

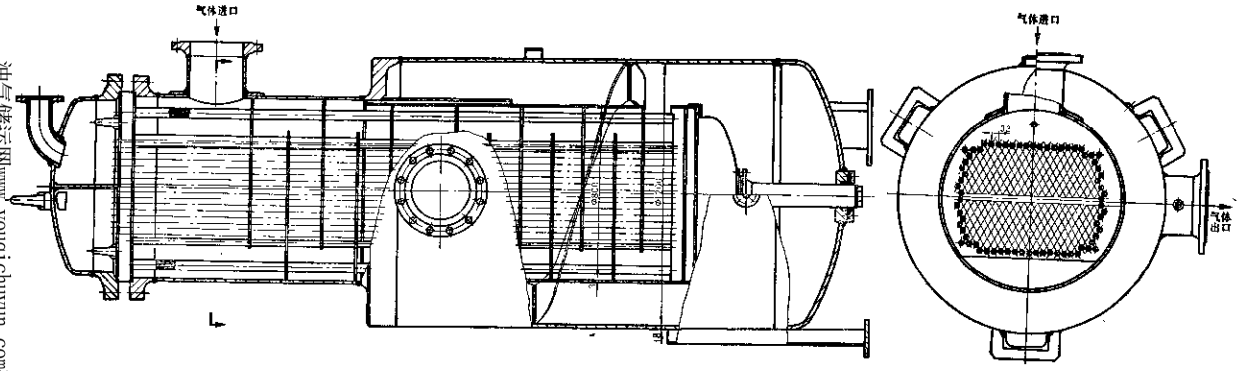



图 8-81　管壳式冷却器结构图

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

13）折流板间的轴向距离$\overline{BP}$ =0.16米。

14）折流板数 $N_b$=13。

15）程数：壳程1，管程2。

16）从折流板端部到下一块折流板端部的管排数 $N_c$=18。

17）每块折流板上的孔数 $n_B$=356。

2.计算有效平均温差

如图8-81所示的安排，是壳程数为1的简单杂流，可按式8-32计算有效平均温差：

$$\Delta T_M=\frac{\sqrt{\Delta T^2+\Delta t^2}}{\ln\dfrac{\theta_1+\theta_2+\sqrt{\Delta T^2+\Delta t^2}}{\theta_1+\theta_2-\sqrt{\Delta T^2+\Delta t^2}}}$$

$$=\frac{\sqrt{(154-52)^2+(40-31)^2}}{\ln\dfrac{(154-40)+(52-31)+\sqrt{(154-52)^2+(40-31)^2}}{(154-40)+(52-31)-\sqrt{(154-52)^2+(40-31)^2}}}=51.8(℃)$$

3.计算热负荷

1）计算定性温度

（1）冷却水的定性温度：按式8-36，$t_c=\frac{1}{2}(t_1+t_2)=\frac{1}{2}(40+31)=35.5(℃)$。

（2）混合气体的定性温度：按式8-37，$T_c=\Delta T_M+t_c=51.8+35.5=87.3(℃)$。

（3）管壁温度：按式8-43，取 $B=0.25$，则 $t_w=B\Delta T_M+t_c=0.25\times51.8+35.5=48.5(℃)$。

2）物性参数的确定

（1）冷却水物性参数

在 $t_c$=35.5℃的条件下，各项参数由附录二得知：

①重度 $\gamma$=0.994公斤/米³；

②比热 $C_p$=0.997千卡/公斤·℃；

③粘度 $\mu=73\times10^{-6}$公斤·秒/米²；

④导热系数 $\lambda$=0.538千卡/米·时·℃；

⑤普兰特数 $Pr$=4.84；

⑥气体常数，按式2-6，$R_W=\frac{848}{M_W}=\frac{848}{18}=47.16$(公斤·米/公斤·℃)。冷却水在平均壁温 $t_w$=48.5℃的条件下的粘度 $\mu_w=58\times10^{-6}$公斤·秒/米²。

（2）混合气体的物理参数

①计算标准状态下混合气体的重度 $\gamma^0$，计结果见下表。

| 成　分 | $CO_2$ | CO | $H_2$ | $N_2+Ar$ | $CH_4$ | $O_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 容积百分数 $r_i$ | 0.3015 | 0.02 | 0.506 | 0.168 | 0.0038 | 0.0007 |
| 标准状态下各组分重度 $\gamma_i^0$（公斤/米³）（查表2-1，表2-2） | 1.977 | 1.250 | 0.090 | 1.251 | 0.715 | 1.429 |
| $r_i\ \gamma_i^0$ | 0.5963 | 0.025 | 0.0454 | 0.21 | 0.002724 | 0.001 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$\gamma_m^0=\Sigma r_i\gamma_i^0=0.5963+0.025+0.0454+0.21+0.002724+0.001$

$=0.88$（公斤/米³）。

②计算混合气体在 $T_c=87.3$°C，$p=19.1$ 公斤/厘米²时的比热 $C_{pm}$

常压下的比热 $C_{pm}^0$：

| 成　　分 | $CO_2$ | CO | $H_2$ | $N_2+Ar$ | $CH_4$ | $O_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $r_i$　$\gamma_i^0$ | 0.5963 | 0.025 | 0.0454 | 0.21 | 0.002724 | 0.001 |
| 常压下各组分比热 $C_{pi}^0$（千卡/公斤·°C）（查表2-1，表2-2） | 0.200 | 0.250 | 3.408 | 0.250 | 0.527 | 0.218 |
| $r_i\ \gamma_i^0\ C_{pi}^0$ | 0.11926 | 0.00625 | 0.1545 | 0.0525 | 0.00144 | 0.000218 |

按式 2-26，$C_{pm}^0=\Sigma g_iC_{pi}^0=\dfrac{\Sigma r_i\gamma_i^0C_{pi}^0}{\gamma_m^0}$

$$=\frac{0.11926+0.00625+0.1545+0.0525+0.00144+0.000218}{0.88}$$

$=0.38$（千卡/公斤·°C）

计算 $\Delta C_{pm}$：

| 成　　分 | $CO_2$ | CO | $H_2$ | $N_2+Ar$ | $CH_4$ | $O_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 容积百分数 $r_i$ | 0.3015 | 0.02 | 0.506 | 0.168 | 0.0038 | 0.0007 |
| 临界温度 $T_{ci}$，°K见表2-1、表2-2 | 304.1 | 132.8 | 33.1 | 125.9 | 190.5 | 154.2 |
| 临界压力 $P_{ci}$（公斤/厘米²）见表2-1、表2-2 | 72.9 | 34.53 | 12.8 | 33.49 | 45.8 | 49.71 |
| $r_i\ T_{ci}$ | 91.6 | 2.656 | 16.8 | 21.1 | 0.724 | 0.108 |
| $r_i\ p_{ci}$ | 22 | 0.6906 | 6.48 | 5.63 | 0.174 | 0.0348 |
| 分子量 $M_i$ 查表2-1、表2-2 | 44 | 28 | 2.02 | 28.02 | 16.04 | 32 |
| $r_i\ M_i$ | 13.2 | 0.56 | 1.02 | 4.74 | 0.06 | 0.022 |

按式2-16，混合气体的假临界温度：

$T_c'=\Sigma r_iT_{ci}=91.6+2.656+16.8+21.1+0.724+0.108=133$（°K）。

按式2-17，混合气体的假临界压力：

$p_c'=\Sigma r_ip_{ci}=22+0.691+6.48+5.63+0.174+0.0348=35$（公斤/厘米²）。

按式2-14，对比温度：

$$T_r=\frac{T}{T_c'}=\frac{273+87.3}{133}=2.71$$

按式2-15，对比压力：

$$p_r=\frac{p}{p_c'}=\frac{19.1}{35}=0.546$$

按式2-10，混合气体的平均分子量：

$M_m=\Sigma r_iM_i=13.2+0.56+1.02+4.74+0.06+0.0224=19.6$

由 $p_r$、$T_r$ 查图2-6得：

$$\Delta C_{pm}=\frac{0.11}{M_m}=\frac{0.11}{19.6}=0.0056$$（千卡/公斤·°C）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$C_{pm}=C^0_{pm}+\Delta C_{pm}=0.38+0.0056=0.386\text{（千卡/公斤·℃）}$$

③计算混合气体在 $T_c=87.3℃$，$p=19.1$公斤/厘米²时的混合气体导热系数

标准状态下的导热系数 $\lambda^0_m$：

| 成　分 | $CO_2$ | CO | $H_2$ | $N_2+Ar$ | $CH_4$ | $O_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 容积百分数 $r_i$ | 0.3015 | 0.02 | 0.506 | 0.168 | 0.0038 | 0.0007 |
| 标准状态下导热系数 $\lambda^0_i$（千卡/时·米·℃）（查表2-1） | 0.012 | 0.019 | 0.140 | 0.020 | 0.0264* | 0.021 |
| 分子量 $M_i$ 查表2-1、表2-2 | 44 | 28 | 2.02 | 28.02 | 16.04 | 32 |
| $M_i^{\frac{1}{3}}$ | 3.53 | 3.04 | 1.264 | 3.04 | 2.52 | 3.18 |
| $r_i M_i^{\frac{1}{3}}$ | 1.065 | 0.0608 | 0.64 | 0.511 | 0.00985 | 0.00222 |
| $\lambda^0_i r_i M_i^{\frac{1}{3}}$ | 0.0128 | 0.001155 | 0.0895 | 0.01022 | 0.000253 | 0.0000466 |

* 此数据由附录中图29查得。

按附录中式2混合气体在标准状态下的导热系数

$$\lambda^0_m=\frac{\Sigma\lambda^0_i r_i(M_i)^{-\frac{1}{3}}}{\Sigma r_i(M_i)^{-\frac{1}{3}}}$$

$$=\frac{0.0128+0.001155+0.0895+0.01022+0.00025+0.0000466}{1.065+0.0608+0.64+0.511+0.00985+0.00222}$$

$$=0.0498\text{（千卡/时·米·℃）}$$

由 $p_r$，$T_r$ 查附录图28得 $\frac{\lambda_m}{\lambda^0_m}=1$，所以 $\lambda_m=\lambda^0_m=0.0498$（千卡/时·米·℃）

④计算 $T_c=87.3℃$、$p=19.1$公斤/厘米²时混合气体的粘度

标准状态下的粘度 $\mu^0_m$：

| 成　分 | $CO_2$ | CO | $H_2$ | $N_2+Ar$ | $CH_4$ | $O_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 容积百分数 $r_i$ | 0.3015 | 0.02 | 0.506 | 0.168 | 0.0038 | 0.0007 |
| 分子量 $M_i$ 查表2-1、表2-2 | 44 | 28 | 2.02 | 28.02 | 16.04 | 32 |
| $M_i^{\frac{1}{2}}$ | 6.64 | 5.29 | 1.42 | 5.3 | 4.01 | 5.66 |
| $r_i M_i^{\frac{1}{2}}$ | 2 | 0.106 | 0.717 | 0.89 | 0.0152 | 0.004 |
| 标准状态下的粘度 $\mu^0_i\times10^2$（厘泊）（查表2-1、表2-2） | 1.37 | 1.66 | 0.84 | 1.7 | 1.0 | 2.03 |
| $r_i M_i^{\frac{1}{2}}\mu_i\times10^2$ | 2.74 | 0.176 | 0.6 | 1.52 | 0.0152 | 0.008 |

按附录的式2

$$\mu^0_m=\frac{\Sigma r_i M_i^{\frac{1}{2}}\mu^0_i}{\Sigma r_i M_i^{\frac{1}{2}}}$$

$$=\left(\frac{2.74+0.176+0.6+1.52+0.0152+0.008}{2+0.106+0.717+0.89+0.0152+0.004}\right)\times10^{-2}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$=\left(\frac{5.06}{3.73}\right)10^{-2}=1.37\times10^{-2}\text{（厘泊）}$$

查附录图26得$\frac{\mu_m}{\mu_m^0}=1.05$，所以$\mu_m=1.05\mu_m^0=1.05\times1.37=1.44\times10^{-2}$（厘泊）

⑤计算混合气体在$t_w=48.5$℃、$p=19.1$时的粘度：

计算方法同在$T_c=87.3$℃、$p=19.1$公斤/厘米²时混合气体粘度的计算。计算结果得$\mu_{mW}=\mu_m=1.44\times10^{-2}$（厘泊）。

⑥计算混合气体的气体常数，按式2-6，

$$R_m=\frac{848}{M_m}=\frac{848}{19.6}=43.2\text{（公斤·米/公斤·℃）}$$

3）计算冷却器的热负荷

冷却器中混合气体的重量流量：

$$W_s=V_s\gamma_m^0=7360\times0.88=6480\text{（公斤/时）}$$

气体冷却时放出的热量，按式8-23，

$$Q_1=W_sC_{pm}(T_1-T_2)=6480\times0.386\times(154-52)=2.56\times10^5\text{（千卡/时）。}$$

水蒸汽冷凝时放出的热量：查表2-7，$p_{sa_1}=0.18$公斤/厘米²，$p_{sa_2}=0.145$公斤/厘米²。取冷却器相应级气缸吸入接管中混合气体的相对湿度$\varphi=1$。

按式8-26、

$$\chi_1=\frac{R_m}{R_W}\times\frac{p_{sa_1}\varphi}{p_1-p_{sa_1}\varphi}=\frac{43.2}{47.16}\times\frac{0.18\times1}{(7.88-0.18)}=0.0214$$

按式8-26$a$、

$$\chi_2=\frac{R_m}{R_W}\times\frac{p_{sa_2}\varphi}{p-p_{sa_2}\varphi}=\frac{43.2}{47.16}\times\frac{0.145\times1}{19.1-0.145\times1}=0.0072$$

按式8-25、

$$\begin{aligned}Q_2&=W_s[0.46(\chi_1T_1-\chi_2T_2)+(597-0.56T_2)(\chi_1-\chi_2)]\\&=6480[0.46(0.0214\times154-0.0072\times52)+(597-0.56\\&\quad\times52)(0.0214-0.0072)\\&=0.62\times10^5\text{（千卡/时）}\end{aligned}$$

按式8-22、

$$Q=Q_1+Q_2=2.56\times10^5+0.62\times10^5=3.18\times10^5\text{（千卡/时）}$$

4.计算冷却水消耗量

按式8-27、

$$W=\frac{Q}{C_p(t_2-t_1)}=\frac{3.18\times10^5}{0.997(40-31)}=35500\text{（公斤/时）}$$

5.确定壳程给热系数

1）确定折流板切去部分的效应修正系数：

按式8-66，壳体中心线垂直流动最小流通面积

$$A_c=\overline{BP}(D_s'-n_sd_0)=0.16(0.800-21\times0.025)=0.044\text{（米²）。}$$

按式8-63，折流板缺口部分流道面积$A_b=K_1D_s'^2-\frac{\pi}{4}n_4d_0^2=0.09\times0.800^2-\frac{3.14}{4}\times$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$0\times0.025^2=0.0576$（米²），其中$K_1=0.09$，由表8-17用内插法求得。

按式8-74，因为$n_4=0$所以$\tau=\frac{2n_4}{N}=0$，则折流板切去部分的效应修正系数$\phi=1-\tau+0.524\tau^{0.32}\left(\frac{A_c}{A_b}\right)^{0.03}=1$。

2）确定壳体与管束间的间隙影响修正系数$\xi_h$：

按式8-80，管束与壳体间的间隙面积：

$$A_d=(D_s'-n_s p_t)\overline{BP}=(0.800-21\times0.032)\times0.16=0.0205\text{（米²）}$$

按式8-79，
$$F_{BP}=\frac{A_d}{A_c}=\frac{0.0205}{0.044}=0.466$$

按式8-76，
$$Re'=\frac{d_0G_c}{\mu_m}=\frac{0.025\times6480}{1.44\times3.6\times10^{-2}}=3125$$

按式8-78$a$，
$$\xi_h=(2.72)^{-1.35F_{BP}}=2.72^{-1.35\times0.466}=0.534$$

3）确定管排数影响修正系数$\varkappa$：

$Re'>4000$时，按式8-83，$\varkappa=\frac{0.930}{\frac{h_m}{h_\infty}}=\frac{0.930}{1}=0.930$，式中$\frac{h_m}{h_\infty}=1$，查表8-19求得。

4）确定无间隙时壳程给热系数$\alpha_{N_0}$：

按式8-85，

$$\alpha_{N_0}=F_2j_H\left(\frac{\phi\xi_h}{\varkappa}\right)(C_pG_c)\left(\frac{C_p\mu_m}{\lambda}\right)^{-\frac{2}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_{mw}}\right)^{0.14}$$

$$=1\times0.0048\left(\frac{1\times0.534}{0.93}\right)\left(0.386\times\frac{6480}{0.044}\right)\left(\frac{0.386\times1.44\times10^{-2}\times3.6}{0.0498}\right)^{-\frac{2}{3}}\times1$$

$=287$（千卡/米²·时·℃）。

上式中 $F_2=1$，查图8-62求得；$j_H=0.0048$，查图8-63求得。

5）考虑存在间隙时，壳程给热系数$\alpha_0$的确定：

按式8-87，折流板上管孔与管子之间的间隙面积

$$S_{TB}=n_B\frac{\pi}{4}(d_B^2-d_0^2)=356\times\frac{3.14}{4}(0.026^2-0.025^2)=0.0143\text{（米²）}$$

按式8-88，折流板边沿与壳体间的间隙面积

$$S_{SB}=\left(\frac{360^\circ-A^\circ}{360^\circ}\right)\frac{\pi}{4}(D_S^2-D_B^2)$$

$$=\frac{360^\circ-96^\circ}{360^\circ}\times\frac{3.14}{4}(0.800^2-0.796^2)$$

$=0.0037$（米²）

按式8-89，$S_L=S_{TB}+S_{SB}=0.0143+0.0037=0.018$（米²）；根据$\frac{S_L}{A_C}=\frac{0.018}{0.044}=0.41$，查图8-64得修正系数$a=0.285$。

按式8-86

$$\alpha_0=\alpha_{N_0}\left[1-\frac{a(S_{TB}+2S_{SB})}{S_L}\right]=287\left[1-\frac{0.285(0.0143+2\times0.0037)}{0.018}\right]$$

$=189$（千卡/米²·时·℃）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

6.确定管内给热系数 $\alpha_i$

按式8-47，管内冷却水流速：

$$G_i=\frac{W}{F_i}=\frac{W}{\frac{\pi}{4}d_i^2\times\frac{N}{2}}=\frac{35500}{\frac{3.14}{4}\times0.021^2\times178}$$

$=576000$（公斤/时·米$^2$）

按式8-46，$$Re=\frac{d_iG_i}{\mu}=\frac{0.021\times576000}{73\times10^{-6}\times3600\times9.8}=4650$$

取$\frac{L}{d_i}=110$，根据$Re$、$\frac{L}{d_i}$，查图8-48，求得传热因子$j_H=16$

按式8-45，$$\alpha_i=j_H\left(\frac{\lambda}{d_i}\right)\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

$$=16\times\frac{0.538}{0.021}(4.84)^{\frac{1}{3}}\times\left(\frac{73\times10^{-6}}{58\times10^{-6}}\right)^{0.14}$$

$=725$（千卡/米$^2$·时·℃）

7.验算壁温

按式8-41，$t_w=t_c+\frac{\alpha_0}{\alpha_i\left(\frac{d_i}{d_0}\right)+\alpha_0}(T_c-t_c)=35.5+\frac{189}{725\left(\frac{0.021}{0.025}\right)+189}\times(87.3-35.5)=47.8$（℃），与近似计算值$t_w=48.5$℃相近。

8.确定污垢系数

查表8-14，管内污垢系数$\gamma_i=0.0008$（米$^2$·时·℃/千卡），管外污垢系数$\gamma_0=0.0002$（米$^2$·时·℃/千卡）。

9.确定管壁金属导热系数

查表8-15，管壁金属导热系数$\lambda=15$（千卡/米·时·℃）。

10.计算冷却器传热系数

按式8-11，

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_0}+\gamma_0+\frac{d_0}{d_m}\times\frac{t_s}{\lambda}+\gamma_i\frac{d_0}{d_i}+\frac{1}{\alpha_i}\times\frac{d_0}{d_i}}$$

$$=\frac{1}{\frac{1}{189}+0.0002+\frac{0.025}{\ln\frac{0.025}{0.021}}\times\frac{0.025-0.021}{2\times15}+0.0008\times\frac{0.025}{0.021}+\frac{1}{725}\times\frac{0.025}{0.021}}$$

$=122$（千卡/米$^2$·时·℃）

11.计算冷却器的传热面积

按式2-10，$$A=\frac{Q}{K\Delta T_M}=\frac{3.18\times10^5}{122\times51.8}=50.8$$（米$^2$）

12.计算换热管长度

按式8-9，换热管计算长度$L'=\frac{A}{N\pi d_0}=\frac{50.8}{356\times3.14\times0.025}=1.84$（米）

实际长度$L=L'\left(1+\frac{25}{100}\right)=1.84\times1.25=2.28$（米）；

$\frac{L}{d_i}=\frac{2.28}{0.021}=109$，与假定值$\frac{L}{d_i}=110$相近。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第九章　润滑系统及润滑油(脂)

压缩机中，在零件相互滑动的部位，如活塞环与气缸、填料与活塞杆、主轴承、连杆大头瓦、连杆小头衬套以及十字头滑道等处，要注入润滑剂进行润滑，以达如下目的：1）减小摩擦功率，降低压缩机功率消耗；2）减少滑动部位的磨损，延长零件寿命；3）润滑剂有冷却作用，可导走摩擦热，使零件工作温度不过高，从而保证滑动部位必要的运转间隙，防止滑动部位咬死或烧伤；4）用油作润滑剂时，尚有防止零件生锈的作用。

设计和选择润滑系统的基本要求是：1）要有可靠的供油装置，要保证有适量的润滑油输送至各运动部位；2）系统中要有便于检查供油情况的部位和仪表；3）要有使润滑油净化的过滤装置；4）供油管路的布置要紧凑、整齐，便于拆装和清洗，同一管路中管件的选择要力求划一。

根据压缩机结构的特点，可以采用不同的方式进行润滑，大致分为两种情况。

1.飞溅润滑：多用于小型无十字头压缩机中。其特点是：气缸与运动部件的摩擦面，均靠装在连杆上的打油杆将油飞溅到各润滑部位进行润滑，因而气缸和运动机构只能采用同一种润滑油。

2.压力润滑：在大、中型带十字头的压缩机中，均采用此种方式。这种润滑方式往往分为两个独立系统，即气缸填料部分的润滑靠注油器供油，而运动部件的润滑，是由油泵连续供油。

在超高压压缩机中，为避免在气缸处开油孔，有采用在吸入阀前注油，并由气体把油带到气缸中去的方法，这种方法称喷润法。

近年来，无油润滑和少油润滑逐步得到推广，气缸的润滑采用了固体的自润滑材料，但对高压下的润滑说来，尚有许多问题需进一步研究。

## 第一节　气缸填料的润滑

### 一、润滑方式

无十字头的压缩机，气缸的一面与曲轴箱直接相通，可采用简单的飞溅润滑方式，即由连杆上的打油杆击打油面，使润滑油飞溅到气缸壁面上。图9-1所示是带有打油杆的连杆，打油杆为管状，一部分油从管心通到连杆大头孔润滑连杆瓦。也有把打油杆作成实心杆的。

应当注意，在飞溅润滑压缩机中，机身中的最高油面不能碰到连杆与平衡铁，否则将引起附加的功率消耗。

飞溅润滑的方式虽然简单，但是，由于带入气缸的润滑油量不能调节，当活塞环制造不良、与缸壁接触不好，或活塞裙部与气缸的间隙太大，刮油环的效果不好时，将导致油耗量显著增加。油耗量的增加，不仅造成浪费，也影响气阀的正常工作，而且还易形成积炭。所



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

以在较大的压缩机中，一般不采用这种润滑方式。

在带十字头的压缩机中，往往不仅有活塞环，而且还装设有填料，需采用压力润滑。这时是通过注油器来提供压力的。各级气缸内的压力即为注油器的背压。注油器输出的油，通过油管送至各润滑点。在气缸的注油孔处，一般应设置止逆阀，以防油管破裂时发生气体倒出事故，并便利压缩机在不停转时更换注油泵。

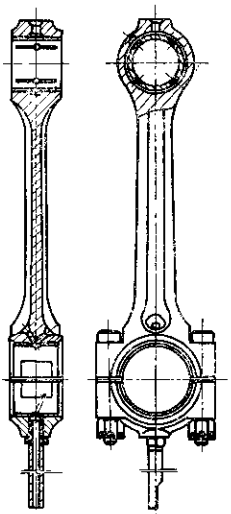


图 9-1　带打油杆的连杆

图9-2所示的止逆阀，结构简单紧凑，制造简单，装拆方便，但对钢球的精度要求较高，特别是在高压情况下，更是如此。

图 9-3 所示的止逆阀，阀芯是锥形的密封面，当密封不严密时，可以进行修研，但制造较麻烦。为安全起见，此种结构中不仅有止逆阀，而且还配有关闭阀。

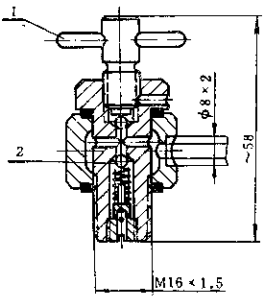



图 9-2　气缸注油止逆阀

1—检查开关；2—钢球

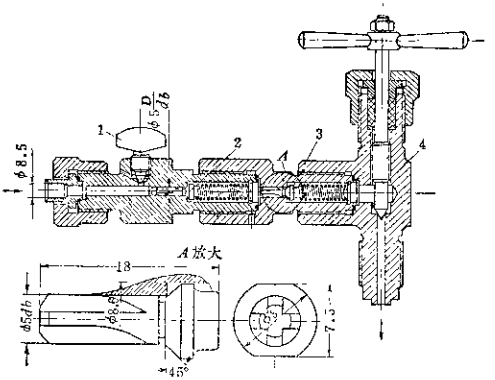



图 9-3　气缸用的止逆阀与关闭阀

1—检查开关；2,3—止逆阀芯；4—关闭阀



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

在图9-2和图9-3中，止逆阀侧面都装有检验开关，作为检查注油管路中是否充满润滑油之用。

高压压缩机的填料处，也要用单独的注油管进行注油，要在润滑油的入口处设置止逆阀。

**二、气缸填料的耗油量**

气缸与填料处注入的油量必须适当。如果不足将引起激烈的摩擦，甚至将气缸表面和活塞杆表面烧伤，将活塞环和填料烧坏。但是润滑油量过多，不仅不经济，而且气体所带的油量过多，气体冷却器的换热表面的传热系数将下降，同时对气阀的及时开启也将产生不利影响。

当压缩空气时，润滑油的耗量应严格控制，否则，由于高温和高压，空气中的氧将会氧化润滑油，容易产生积炭，导致爆炸事故。一般说来，爆炸事故的产生可能有三种情况：

1）在高温高压下，润滑油氧化，热分解和蒸发，产生以低分子碳氢化合物为主要成分的可燃性油蒸气。当温度达到自燃发火温度时，便引起爆炸，或因油蒸汽触及灼热的积炭而发生爆炸。

2）由于空气中含有微量的乙炔，当空气被压缩而达饱和时，遇到机械微粒的冲击发生火星（或其他原因），也能产生爆炸。

3）由于润滑油被氧化，热分解而生成乙炔，当遇机械微粒的冲击出现火星时，也会引起爆炸。

压缩机气缸与填料的润滑油量，和其他往复式机械一样，是按照气缸内被活塞擦过的面积及活塞杆被填料擦过的面积来计算的，并且随着压力差的增加而上升。图9-4所示为在100米²的擦过面积上，油耗量的限止点。

气缸的油耗量$g_1$的计算公式如下：

$$g_1=1.2\pi D(S+l_1)nk(\text{克/时}) \qquad (9-1)$$

式中 $D$——气缸直径（米）；

$S$——活塞行程（米）；

$l_1$——活塞厚度（米）；

$n$——压缩机转数（转/分）；

$k$——每100米²摩擦面积的耗油量，由图9-4按压差$\Delta p$查取。

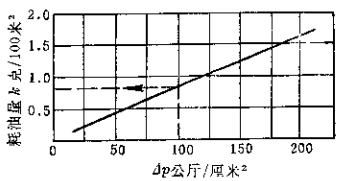


图 9-4 单位面积的油耗量

在高压段填料处的耗油量，应比气缸处增大2.5倍，可按下式计算：

$$g_2=3\pi d(S+l_2)nk(\text{克/时}) \qquad (9-2)$$

式中 $g_2$——填料的耗油量（克/时）；

$d$——活塞杆直径（米）；

$l_2$——填料的轴向总长度（米）；

其余符号与式9-1相同。

整台机器中，气缸与填料的总耗油量应为各部分耗油量之和。

一般固定的往复活塞式空气压缩机的耗油量，在JB 770-65中已有规定，但必须指出，这些数值是比较大的，正常运转时应小于此值。

新机器刚开始运转时，为了克服跑合过程中出现的严重摩擦，在刚开始运转的前500小



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

时，润滑油应比正常运转时加倍供给；在500～1000小时之间，注油量应逐步减少，到1000小时后，可以调至正常耗油量。

### 三、气缸填料的注油器

压力润滑中，气缸填料处的润滑油是靠注油器来提供的。国内目前多采用单柱塞真空滴油式注油器，实践证明，这种注油器的工作是可靠的。图9-5所示为中压注油器。

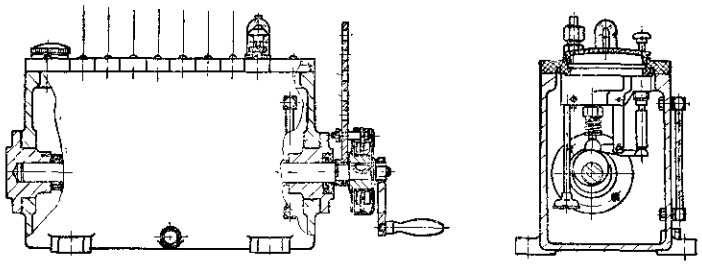


图 9-5　中压真空滴油式注油器

图 9-6 所示为注油泵。箱体中的油经吸油管 1 和滴油管 5 进入罩壳 6 内，由于通道 $A$ 与罩壳相通，当柱塞下行时，泵体内形成真空，使通道 $B$ 上的钢球抬起，油即由通道 $C$ 进入泵体内，充满泵腔。柱塞上行时，$B$ 通道的钢球关闭，吸油通道截断，油即通过注油阀 4 被输送出去。如果有机玻璃的罩壳 6 处没有油滴滴下，则表明没有油即送出去，气缸内已经断油。

这种注油泵，通过调节螺套 7，可以在0～100％范围内调节油量。

注油泵的柱塞与柱塞套，使用 GCr15材料，热处理至HRC58～62，经精密的研磨，使两者的配合间隙保持在0.002～0.003毫米，以保证能密封高压油。实践证明，在400公斤/厘米$^2$压力下，这种密封方式的泄漏量是很小的；同时，由于摩擦面的相对运动速度很小，摩擦面的硬度转高，所以耐用性也是令人满意的。

目前真空滴油单柱塞式注油器已经标准化，按压力分为两档，压力在 160 公斤/厘米$^2$以下为中压注油器，压力在160～320公斤/厘米$^2$为高压注油器。这样划分对减少注油器的规格品种大为有利。表9-1为真空滴油式注油器的型式及注油头数。表9-2为注油器的基本参数。其他外形尺寸及安装尺寸，参见往复活塞式压缩机《真空滴油式单柱塞注油器型式、基本参数与尺寸》。注油器与管子在注油阀处连接方式见图 9-7。注油器以外的连接，应尽可能统一、以减少规格。

注油器压力的选择，一般是以机器的最高排气压力为依据，160 公斤/厘米$^2$ 以下的各种压力，均选中压注油器。注油器头数的选择，除根据气缸及填料的注油点数外，还应加适当的备用头。

### 四、注油管路

注油管路的布置应尽量缩短管线并力求整齐、美观，此外，还应适当加管箍固定，以防由于管线振动磨破管壁。图9-8所示为气缸填料润滑管路布置方案图。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

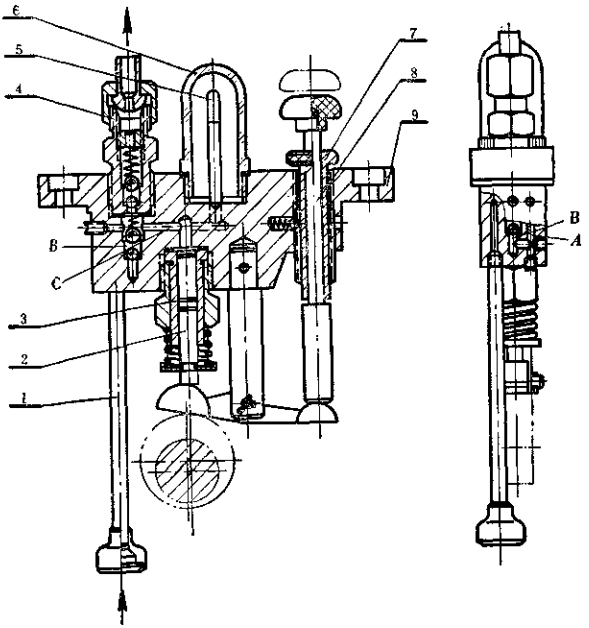
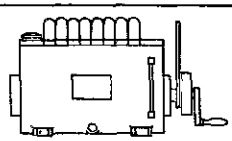
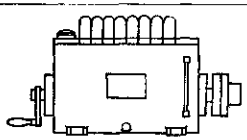



图 9-6 注油泵

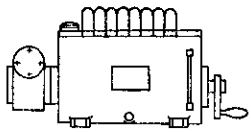
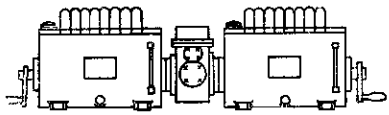
1—吸油管；2—柱塞；3—柱塞套；4—注油阀；5—滴油管；6—罩壳；7—调节螺套；8—调节杆；9—泵体

表 9-1 真空滴油式单柱塞注油器及注油头数

| 型式 | 代号 | 驱动方式 | 注油头数 | | | | | 简图 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 摆杆式 | B | 主机驱动 | 2 | 4 | 8 | 12 | 16 |  |
| 联轴节式 | L | | | | | | |  |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 型式 | 代号 | 驱动方式 | 注油头数 | | | | | 简图 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 单联式 | D | 单独传动 | — | 8 | 12 | 16 | 18 |  |
| 双联式 | S | | — | — | 24 | 32 | 36 |  |

注：①根据需要，在不改变尺寸规格的情况下，允许采用不超过36头的其他非标准注油头数。
②B型的传动部分为摆杆离合器机构，其动力输入应为往复运动；
L型的传动部分为联轴节离合器机构，其动力输入应为旋转运动；
D型与S型均应由单独电动机驱动工作。

**表 9-2 各种型式注油器的基本参数**

| 类型 | 代号 | 注油压力（公斤/厘米²） | 每头最大注油量（厘米³/双行程） | 油量调节范围（厘米³/双行程） | 柱塞直径（毫米） | 柱塞行程（毫米） | 输入功率（千瓦） | | 主轴转数（转/分） | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | B L | D S | B L | D S |
| 高压 | G | 320 | 0.18 | 0～0.18 | φ6 | 8 | 主机驱动 | 0.35 0.55 | 10～30 | 10 |
| 中压 | Z | 160 | 0.32 | 0～0.32 | φ8 | | | | | |

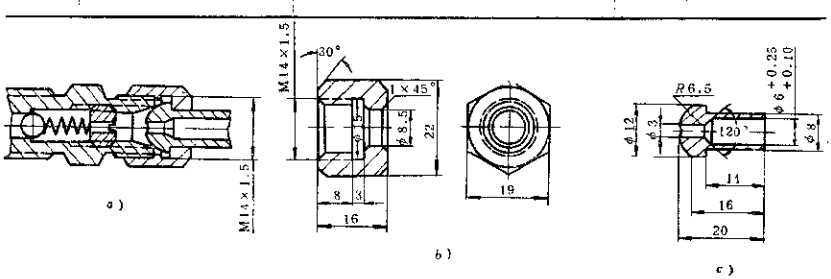



图 9-7 注油器与管子的连接
a—连接图；b—螺母；c—管接头

气缸润滑系统所用的输油管，通常采用内径不小于4毫米的紫铜管，这种管子的许用压力 $p$ 及破坏压力 $p_{破}$ 见表9-3。有的工厂采用20号钢无缝钢管作气缸润滑油管：φ8×1的用于160公斤/厘米²压力以下，φ8×2的可用于320公斤/厘米²压力的管路。

此外，对于空气压缩机的气缸，在运转过程中应该注意以下几点：

1.定期检查气缸和气阀等装置，并应经常清除积炭，但不可采用煤油、苯和汽油等可燃油料作洗涤剂，应用肥皂水清洗（配方是：1分软肥皂加15分清水调制）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

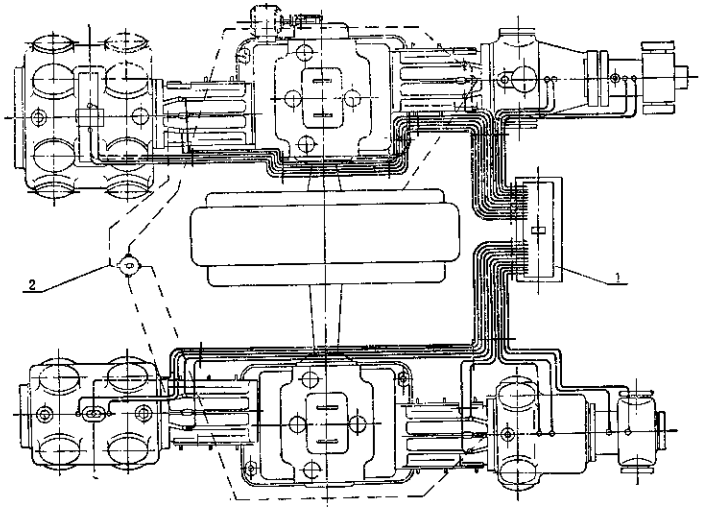



图 9-8 气缸填料润滑管路布置方案图

1—注油器；2—废油收集箱

表 9-3 紫铜管许用压力 $p$ 及破坏压力 $p_1$

| 管外径（毫米） \ 管壁厚（毫米） / 压力（公斤/厘米²） | 0.5 | | 0.75 | | 1.0 | | 1.5 | | 2 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $p$ | $p_1$ | $p$ | $p_1$ | $p$ | $p_1$ | $p$ | $p_1$ | $p$ | $p_1$ |
| 6±0.1 | 76 | 334 | 126 | 566 | 186 | 819 | 361 | 1391 | | |
| 8±0.1 | 54 | 243 | 87 | 410 | 126 | 589 | 222 | 953 | 361 | 1400 |
| 10±0.1 | 42 | 191 | 67 | 312 | 94 | 457 | 160 | 727 | 246 | 1040 |
| 12±0.1 | | | | | 76 | 373 | 126 | 590 | 186 | 826 |

2.定期检查空气管线上的三通管件联接处、阀门和其他配件。

3.在灰尘（特别是煤粉）很多的地方，应特别注意空气过滤器的工作，不应使带有尘埃的空气进入压缩机。

4.应严格注意润滑油的消耗定额。

## 第二节 循环润滑系统

### 一、循环系统的设计

循环润滑系统，除最简单的飞溅润滑外，都得用一个油泵将润滑油不断地进行循环供



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

油，所以，依据油泵的传动方式又可分为：

1.内传动：即油泵是由主轴直接带动的，这时曲轴箱即可作为集油箱之用。由于结构比较简单、紧凑，中、小型压缩机多采用，如图9-9所示。

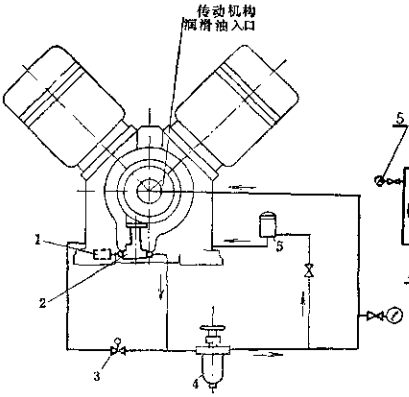



图 9-9　内传动循环油路图

1—过滤盒；2—齿轮油泵；3—旁通阀；4—粗滤器；5—精滤器

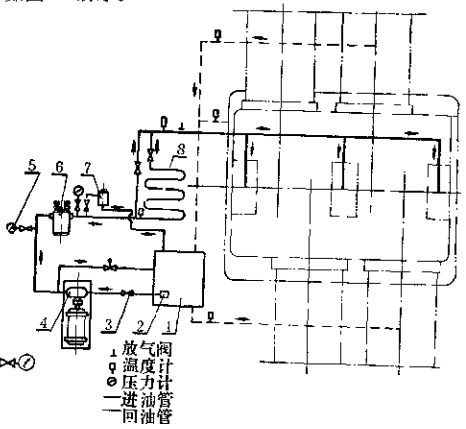



图 9-10　外传动循环油路图

1—集油箱；2—粗滤器；3—止逆阀；4 -油泵；5—压力计；6--细滤器；7—离心式过滤器；8--油冷却器

2.外传动：即油泵是用单独的驱动机构带动，因而油路各部件可单独构成一个独立的系统。在大型压缩机中，需要的润滑油量较多，油泵较大，不便由主轴直接带动，同时其他润滑部件的体积也较大，只能采用这种单独集中放置结构，如图9-10所示。

图 9-9 所示的内传动循环油路中，除用曲轴箱作为集油箱外，一般对小型甚至中型压缩机，由于需要的润滑油量不多，也可以不用油冷却器。但是由于我国地域广大，南北气温相差很大，所以对中型压缩机，最好也设置油冷却器。

图9-10表示一个完善的外传动循环润滑系统，油泵 4 将集油箱中的油从粗滤器 2 吸出，经细滤器 6 过滤后，送至油冷却器 8，经冷却后的油，由装在机身内的总进油管分配到各供油点。从细滤器 6 出来的油15～20%，经旁路通过离心过滤器 7，分离出极为细小的金属磨粒。各运动部位用过的油，分别由机身和中体底部的排油口经回油管再流回集油箱 1 内。

对于循环润滑油的供油路线，可有下述几种方案：

A 型油路：

来自油泵→曲轴中心孔→连杆大头→连杆小头→十字头滑道→回入油箱

B 型油路：

来自油泵→机身主轴承→连杆大头→连杆小头→十字头滑道→回入油箱

C 型油路：

来自油泵—┌→上滑板、下滑板→回入油箱
　　　　└→机身主轴承→连杆大头→连杆小头→十字头销→回入油箱

A 型油路，可以在机身内不设置任何管路，多用在单拐或者两拐曲轴的压缩机上。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

B 型油路，在机身内必须设置总油管，由分油管输油至各主轴承，由主轴承再送至相邻的拐径处，一部分油流经连杆杆身送至小头及十字头销，再由十字头销引到十字头滑板，最后回入油箱。此种给油方式，对多列压缩机必须采用。

C 型油路，流程与B型相似，其特点是：考虑到由于润滑油经过的部位太多，由于各部分阻力及间隙的泄漏，可能保证不了足够的油送到十字头滑板，因而在总管处单独给十字头滑板设置分油路。必须注意的是，在中体的上下滑板注油孔处，要设置调节阀，以调节油量。

## 二、循环油量的决定

循环油量，不仅应考虑润滑的要求，还应考虑将摩擦所产生的热量导走的可能，否则导热不良，除零件温度上升外，油温也上升，润滑效果将下降。

压缩机在运转过程中，运动机构的摩擦消耗能量，对带十字头压缩机说来，约为全部摩擦损耗能量的30%，无十字头压缩机约为20%。据此，可按下式计算导去摩擦表面热量所需的循环油量：

$$Q_0=\frac{(0.2\sim0.3)\times860N(1-\eta_m)}{60\gamma c\,\Delta t}\ (\text{升/分}) \qquad (9\text{-}3)$$

式中 $N$——压缩机轴功率（千瓦）；

$\gamma$——润滑油的重度（公斤/升），取 $\gamma\approx0.9$公斤/升；

$c$——润滑油比热，$c=0.45$大卡/公斤·°C；

$\eta_m$——压缩机的机械效率，对带十字头的压缩机，$\eta_m=0.90\sim0.95$，对无十字头的压缩机，$\eta_m=0.80\sim0.85$；

$\Delta t$——润滑油温升（°C），取 $\Delta t=15\sim20$°C，无冷却器时取较小值，有冷却器的大型压缩机可取较大值。

对于列数较多或者需要润滑的部位较多的压缩机，由于各部分间隙调整不当，或者润滑管路布置不合理，容易产生润滑油量不足的现象，所以应配较大的循环油量，有时甚至要成倍地增大，方能满足要求。

## 三、油泵的设计

目前国内压缩机所用的油泵，以齿轮油泵居多，近年来在某些中、小型压缩机中，已有采用转子油泵的。虽然齿轮油泵的结构型式较陈旧，但其工作可靠性高，且由于齿数多于转子油泵的齿数，因而油压的波动较小。转子式油泵虽然结构紧凑，体积较小，但只有在转速较高时方显示其优点。

油泵的流量，除根据循环油量考虑外，还应顾及油泵的制造精度和使用后的磨损等因素，所以应比按式9-3计算的循环量大，令 $Q$ 为油泵的流量，则：

$$Q=(1.5\sim2)Q_0\ (\text{升/分}) \qquad (9\text{-}4)$$

式中 $Q_0$——循环润滑油的需要量（升/分）。

此外，油泵流量的选择，还应符合公称压力和公称流量的系列参数，可参见 JB 824-66。对于往复活塞式压缩机油泵的性能参数，推荐如下：

对于压缩机使用的外传动油泵的流量，参照下表选用，可以进一步减少油泵的规格、品种。

油泵压油所消耗的功率可按式9-5进行计算，足够准确。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 9-4 往复活塞式压缩机油泵性能参数

| 公称压力(公斤/厘米²) | 6 | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 公称流量(升/分) | 16 | 32 | 50 | 80 | 125 | 160 |
| | 200 | 320 | 500 | 630 | | |

表 9-5 活塞式压缩机外传动油泵流量选用

| 活塞力(吨) \ 公称流量(升/分) 列数 | 2 | 3 | 4 | 6 |
|---|---|---|---|---|
| 5.5 | 16 | 32 | 50 | — |
| 8 | 32 | 50 | 80 | 160 |
| 12 | 50 | 80 | 125 | 160 |
| 16 | 80 | 125 | 160 | 200 |
| 22 | 125 | 160 | 200 | 320 |
| 32 | 160 | 200 | 320 | 500 |
| 45 | 200 | 320 | 500 | 630 |

$$N_p=0.001634\frac{pQ}{\eta_m}\text{（千瓦）} \qquad (9\text{-}5)$$

式中 $p$——润滑系统所需最高油压（公斤/厘米²），可按 $p=6$ 公斤/厘米²设计；

$Q$——油泵需要输送的油量（升/分）；

$\eta_m$——油泵的机械效率，对大流量泵 $\eta_m\approx0.7\sim0.8$. 对设计制造较好的小流量泵 $\eta_m\approx0.8\sim0.9$。

现将齿轮泵及转子泵的设计计算分述如下：

（一）齿轮泵

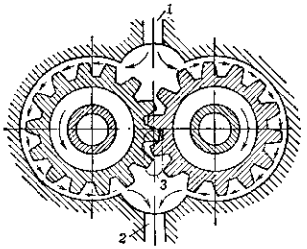



图 9-11 齿轮油泵简图

1—润滑油入口；2—润滑油出口；3—旁通道

齿轮泵的作用原理是：当一对相互啮合转动的齿轮在吸油腔内脱开时，由于容积的扩大，而产生吸油作用，如图9-11所示。在排油腔进入啮合时，由于容积的缩小而产生压油作用。其排油量可按下式计算：

$$Q=2\pi Dbmn\eta_0\times10^{-6}\text{（升/分）} \qquad (9\text{-}6)$$

式中 $Q$——油泵排油量（升/分）；

$D$——油泵齿轮的节圆直径(毫米)；

$b$——油泵齿轮的宽度（毫米）；

$m$——油泵齿轮模数（毫米）；

$n$——油泵转数（转/分）；

$\eta_0$——油泵输油效率，$\eta_0\approx0.7$。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

通常，油泵齿轮的各参数，是先假定某些参数，然后再调整其他参数（逐步渐近法）来求取；$b$ 与 $m$ 之间，可按 $\frac{b}{m}=3\sim6$ 考虑。另外，也可从图9-12中选取各参数。但应该注意：图9-12中所得的流量，是以标准齿轮算出的，如果用变位齿轮，则应进行修正。

当要求油泵的排油量为 $Q$ 时，则油泵的理论排量 $Q_t=Q/\eta_0$，$\eta_0$ 为油泵的输油效率，于是油泵每一转的理论流量为 $q=\frac{Q_t}{bn}\times10^3$（厘米³），$b$ 为油泵齿轮的宽度（厘米），$n$ 为油泵的转数（转/分）。

$q$ 在图9-12中是以横线表示，垂直线是对应所需的齿数，斜直线是模数，所以可从同一 $q$ 值查出不同的模数和齿数的配合方案。

齿轮油泵的结构，可以作成各种各样的，图9-13所示为直接由曲轴传动的油泵，油泵即送出去的油，经油泵上部的滤油器座2，而流入滤油器芯的外面，然后由空心的滤油器芯轴3的内孔流出。手柄4是作为手动之用。

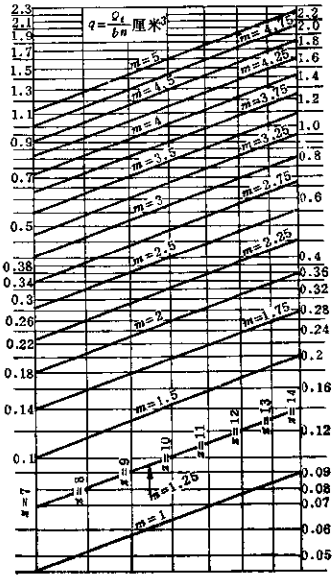



图 9-12　油泵流量计算图

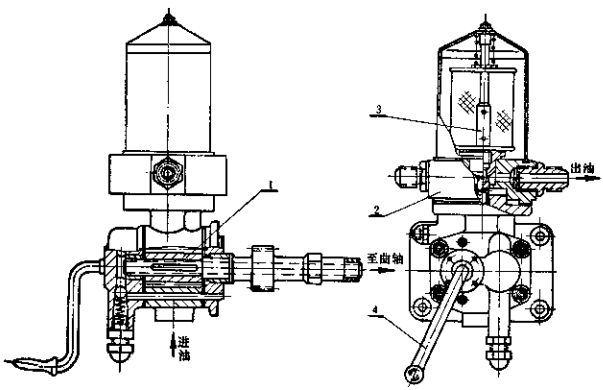



图 9-13　直接由曲轴传动的齿轮油泵



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

图9-14所示油泵，也是由曲轴直接带动的，但其手动部分在压缩机运行时可以脱开。

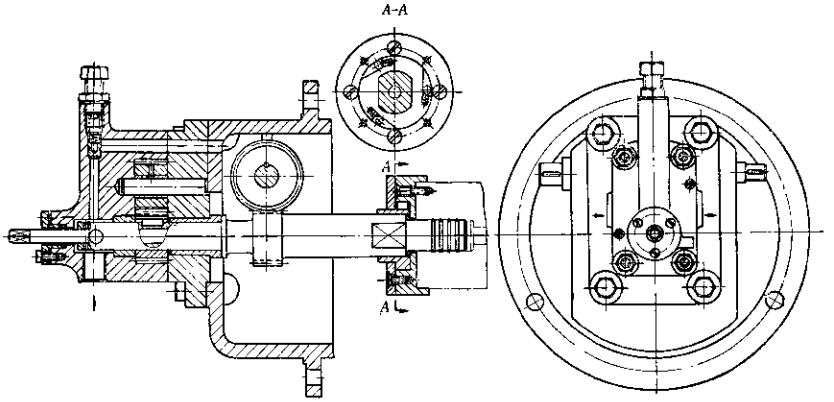



图 9-14　手动部分可脱开的油泵

用于单独传动的齿轮油泵，目前已有专门工厂生产，压缩机设计者可以结合具体情况进行选用。其规格参数见表9-6。

**表 9-6　齿轮油泵技术规格**

| 型　号 | 吸入及排出管口径 | 流　量（米³/时） | 排出压力（公斤/厘米²） | 吸入真空高度（米水柱） | 转　数（转/分） | 全效率（%） | 电　动　机 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | 功　率（千瓦） | 型　号 |
| 2CY-1.1/14.5-1 | G¾″ | 1.1 | 14.5 | 5 | 1430 | 42 | 2.2 | $JO_2$-31-4 |
| 2CY-2/14.5-1 | G¾″ | 2 | 14.5 | 5 | 1430 | 42 | 3 | $JO_2$-32-4 |
| 2CY-3.3/3.3-1 | G1″ | 3.3 | 3.3 | 3 | 1430 | 42 | 2.2 | $JO_2$-31-4 |
| 2CY-5/3.3-1 | G1½″ | 5 | 3.3 | 3 | 1430 | 42 | 3 | $JO_2$-32-4 |
| 2CY-18/3.6-1 | φ70 | 18 | 3.6 | 6.5 | 955 | 45 | 5.5 | $JO_2$-31-6 |
| 2CY-29/3.6-1 | φ70 | 29 | 3.6 | 5 | 1450 | 45 | 10 | $JO_2$-52-4 |
| 2CY-38/2.8-1 | φ100 | 38 | 2.8 | 7 | 970 | 43 | 10 | $JO_2$-61-6 |

（二）转子泵

转子泵的作用原理是：一对齿数不等的内外转子作啮合转动，由于存在转速差，使内转子齿面和外转子齿面包围的容积发生周期性扩大和缩小，实现吸油和压油作用。目前国内所用的转子泵，外转子为五齿，内转子为四齿，其排油量可按下式计算：

$$Q = Azbn\eta_0 \times 10^{-3}\ (\text{升/分}) \qquad (9\text{-}7)$$

式中　$Q$ ——油泵排油量（升/分）；

$A$ ——内外转子齿面包围的最大面积（厘米²）；

$b$ ——转子厚度（厘米）；

$n$ ——内转子转数（转/分）；



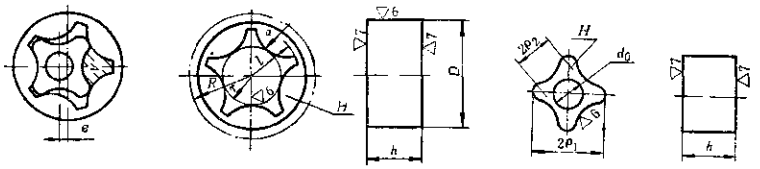
油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$z$ ——内转子齿数；

$\eta_0$——转子油泵输油效率，$\eta_0 \approx 0.8$。

由于这种油泵的转子形状复杂，精度要求较高，所以用一般的加工方法，很难达到要求。目前均以粉末冶金来制造，并已制订了转子系列，系列尺寸见表9-7。对于转子泵的吸、排油口尺寸如图9-15所示，其吸排油口大多是在泵体的端面铸出来的。其他技术要求可参照《内外转子泵设计说明》（JYB-102）。

**表 9-7　转子油泵内外转子系列参数**




| 档别 | 型号 | 内转子齿扣过面积 $A$（厘米²） | 转子厚度 $h$（毫米） | 設計排量（升/分；轉/分） | 偏心距 $e$（毫米） | 創成半径 $R$（毫米） | 外轉子齿形圆半径 $a$（毫米） | 限制圓直径 $2l$（毫米） | 外轉子齿形内切圓直径 $2r$（毫米） | 外轉子外径 $D$（毫米） | 内轉子直径 $2\rho_1$（毫米） | 内轉子短径 $2\rho_2$（毫米） | 内轉子孔径 $d_0$（毫米） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 一 | JZX0515 | 0.5 | $15d_c$ | 4/1500<br>6.5/2500 | 2.2 | 16.95 | $8.8^{-0.016}$ | $25.1^{+0.28}_{+0.30}$ | $16.3^{+0.075}$ | $29d_{c3}$ | $20.75^{-0.04}$ | $11.9^{-0.035}$ | $8G_c$ |
| 二 | JZX1018<br>JZX1025 | 1.0 | $18d_c$<br>$25d_c$ | 6/1000<br>18/3000<br>8.2/1000<br>24.5/3000 | 2.8 | 23.32 | $11.27^{-0.016}$ | $35.3^{+0.3}_{+0.2}$ | $24.1^{+0.084}_{+0.04}$ | $41d_{c3}$ | $29.70^{-0.05}$ | $18.5^{-0.045}$ | $13G_c$ |
| 三 | JZX1425<br>JZX1435 | 1.4 | $25d_c$<br>$35d_c$ | 11.5/1000<br>34.5/3000<br>16/1000<br>48.5/3000 | 3.5 | 28 | $14.5^{-0.018}$ | $41^{+0.32}_{+0.20}$ | $27^{+0.084}_{+0.04}$ | $50d_{c3}$ | $34^{-0.025}_{-0.064}$ | $20^{-0.03}$ | $14G_c$ |
| 四 | JZX2525<br>JZX2535 | 2.5 | $25d_c$<br>$35d_c$ | 21/1000<br>62.5/3000<br>29/1000<br>87/3000 | 4.5 | 37 | $18^{-0.018}$ | $56^{+0.32}_{+0.20}$ | $33^{+0.12}_{+0.06}$ | $67d_{c3}$ | $47^{-0.07}$ | $20^{-0.05}$ | $18G_c$ |
| 五 | JZX4030<br>JZX4040 | 4.0 | $30d_c$<br>$40d_c$ | 41.5/1000<br>124/3000<br>55/1000<br>166/3000 | 6 | 48 | $24^{-0.02}$ | $72^{+0.32}_{+0.25}$ | $48^{+0.13}_{+0.06}$ | $85d_{c3}$ | $60^{-0.035}_{-0.075}$ | $35^{-0.05}$ | $20G_c$ |

图9-16所示为转子式油泵的结构图，油从$A$腔吸入，经压缩后的油从$B$腔排出，由外管绕流至$C$腔后再送至主轴。内转子由锥销1和轴2固定，阀芯3是为调节压力之用。

## 四、集油箱

在单独传动的循环油路系统中，集油箱是必须配置的，而且往往放在楼下，其容量要求至少要能满足油泵抽吸4～8分钟。一般作成槽箱式。如图9-17所示，备有浮子油面指示器与



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

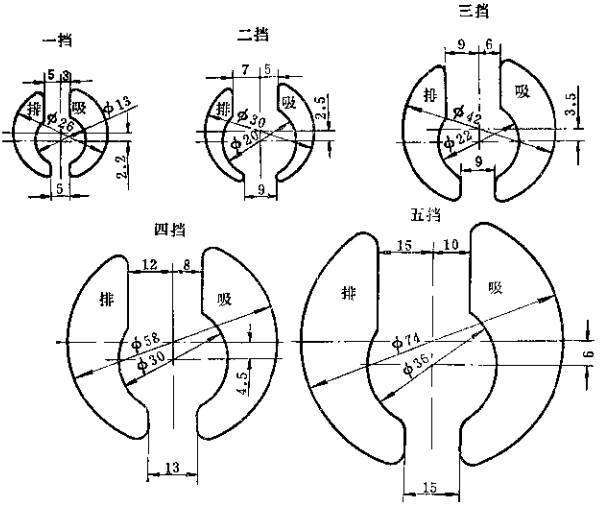



图 9-15　转子泵吸、排油口尺寸

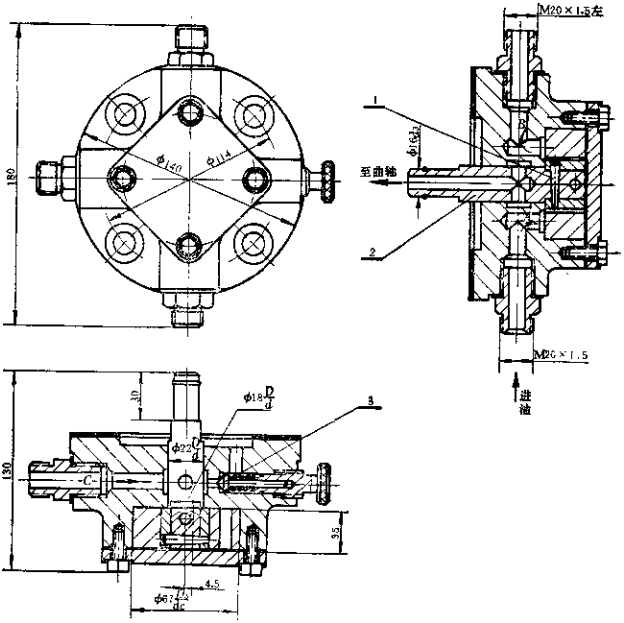



图 9-16　转子式油泵



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

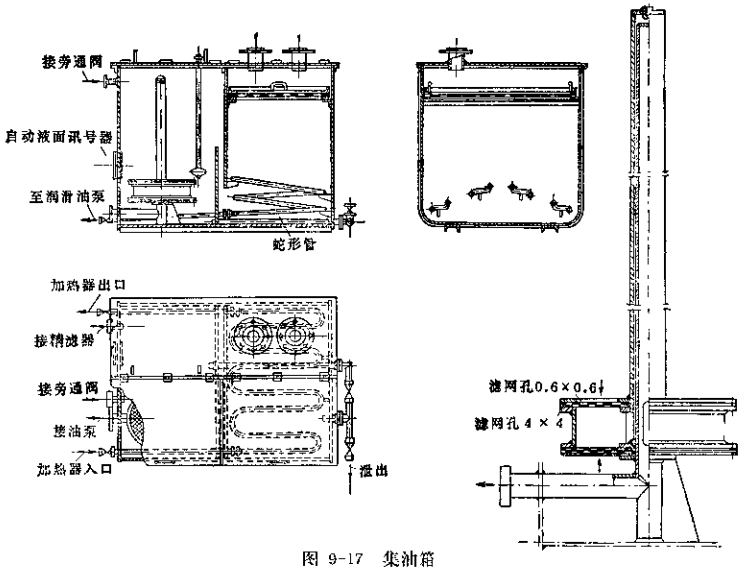



图 9-17 集油箱

油面自动信号装置。注入集油箱的油先经过顶部的滤网（筛孔尺寸渐次减小的滤网）过滤。在流出口又经过圆形的滤油器进一步过滤，为了便于清洗圆形过滤网，所以把它作成长管的形式。箱内的蛇管是为有时在启动时通以蒸气，以降低油的粘度之用。

**五、滤油器**

在完善的循环油路中，应设有粗滤器、细滤器及精滤器。经三次过滤，以求把润滑油中的杂质、细小微粒过滤干净，使润滑油保持清洁。滤油器的形式很多，现仅将压缩机中所采用的作一介绍。

近年来，精滤油器的采用，对清除润滑油中极其细小的微粒十分有效。特别是精度较高的薄壁瓦的推广使用，对润滑油中所含的机械颗粒的清除，就更加要求严格，所以不能不配置精滤器。至于其他类型的滤油器，如多孔金属滤油器、毛毡滤油器等，由于材质的供应不易，故不推荐使用。现将压缩机中需用的滤油器比较如下，供设计者参考，见表9-8。

（一）粗滤器

主要用作防止粗糙杂质及纤维物被油泵吸入后，损坏和磨蚀油泵齿轮而影响油泵的正常工作。一般用网目为0.6×0.6毫米的铜丝网即可。结构型式可作成：筒状、盒状。图9-18为筒状粗滤器。

（二）网式滤油器

作为细滤器的网式滤油器，一般用100目以上的铜丝网制作，其比面积约为6（即过滤1升/分的油需要的过滤面积（单位为厘米$^2$/升/分）。网式滤油器所需的过滤面积可按下式计算：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 9-8 滤油器特性比较

| 类别 | 型式 | 过滤精度 | 压力差 | 特性 |
|---|---|---|---|---|
| 粗滤器 | 粗网式滤油器 | 只能滤去大于0.8毫米以上的颗粒 | | 制造容易，结构简单 |
| 细滤器 | 网式滤油器 | 网孔为120目以上时，可过滤0.13～0.4毫米的颗粒 | | 结构简单，制造容易，但过滤效果较差 |
| | 线隙式滤油器 | 线隙为0.1毫米，过滤后的正常颗粒为0.02毫米 | 不超过0.3～0.6公斤/厘米² | 结构较简单，过滤效果较好，但不易清洗 |
| | 片式滤油器 | 过滤后的颗粒为0.15～0.6毫米 | 0.3～0.7公斤/厘米² | 清洗方便，强度大，不易损坏，但制造困难 |
| 精滤器 | 纸质滤油器 | 孔径约为0.03～0.07毫米，过滤后精度达0.005～0.03毫米 | 0.1～0.4公斤/厘米² | 过滤效果好，精度高，易制造，但易阻塞，纸芯易损坏 |
| | 离心式滤油器 | 效果良好，可分离0.002毫米以下的颗粒 | 0.3～0.7公斤/厘米² | 主要分离磨蚀后的极细小的金属颗粒，制造困难 |

$$F=16.6\frac{Q}{Vk}\text{（厘米}^2\text{）}\qquad(9\text{-}8)$$

式中 $F$——过滤面积（厘米²）；

$Q$——通过过滤器的油量（升/分）；

$V$——通过过滤器的有效流通面积的流速，可取2～4厘米/秒；

$k$——流通能力系数，$k=\left(\frac{a}{a+d}\right)^2$，

$a$ 是网的方孔尺寸（毫米），

$d$ 是金属丝直径(毫米)，$a$ 及 $d$ 可从表9-9查取。

图9-19为一空压机上用的网式滤油器，润滑油从进油孔流到滤芯的外侧，经过滤后的油，从中间流出，在滤网堵塞油压过分升高时，可以顶开阀2，形成回路。

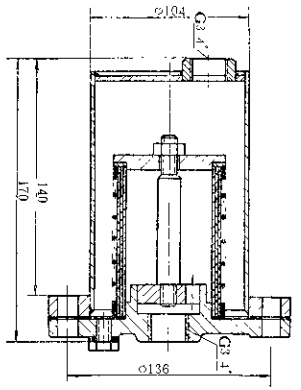



图 9-18 筒状粗滤器

图9-20为在滤网内放置一根永久性磁棒的带磁铁滤油器，当润滑油的杂质经过铜网过滤后，一些极细的金属颗粒将被磁极吸附。如果要清洗滤油器，可以拧动螺塞1，即能取出进行清洗。与此同时，阀3在弹簧4作用下将出油口关闭，防止滤油器后的油倒流出来。这种滤油器实际上是细滤器与精滤器的结合，使用效果较好。

表 9-9 铜丝网的目数、孔目大小和铜丝直径

| 目数（目/吋） | 60 | 70 | 80 | 100 | 110 | 120 | 130 | 140 | 150 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 孔目大小（毫米） | 0.295 | 0.245 | 0.222 | 0.179 | 0.156 | 0.137 | 0.131 | 0.118 | 0.06 |
| 铜丝直径（毫米） | 0.122 | 0.112 | 0.091 | 0.071 | 0.071 | 0.071 | 0.061 | 0.061 | 0.061 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

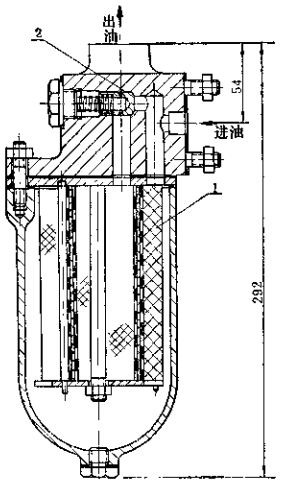



图 9-19　网式滤油器

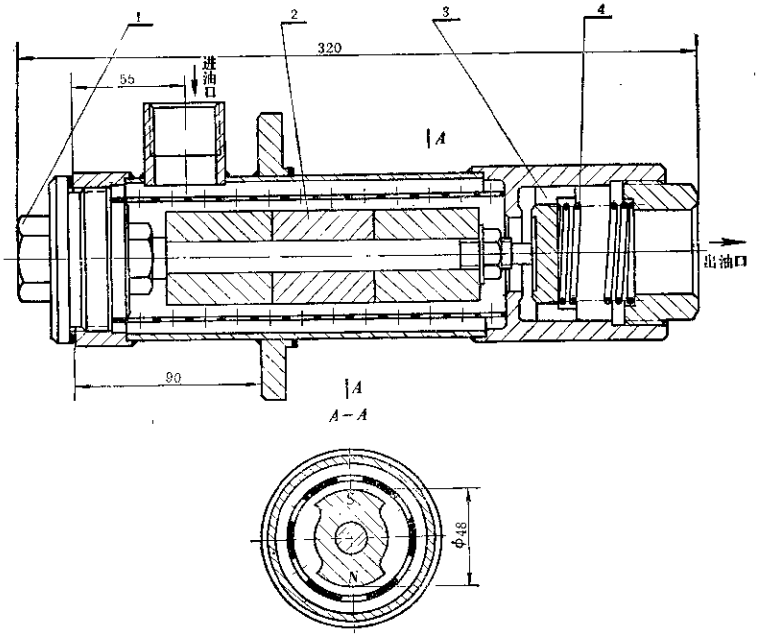



图 9-20　带磁铁的滤油器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（三）片式滤油器

片式滤油器是用金属薄片冲制出的滤片、夹片相互叠合而组成的，如图9-21所示。润滑油从进油口进入后，通过由夹片与滤片构成的过滤缝隙，然后由上部的出油口排出。当过滤间隙堵塞时，可以转动上部的手柄使夹片与滤片同时转动，设置在旁边固定不动的刮片（刮片在装配时已嵌入夹片与滤片之间），即能将过滤后剩下的污物刮去。刮下的污物存积在滤油器底部，定期拧下堵塞2即可进行清除。

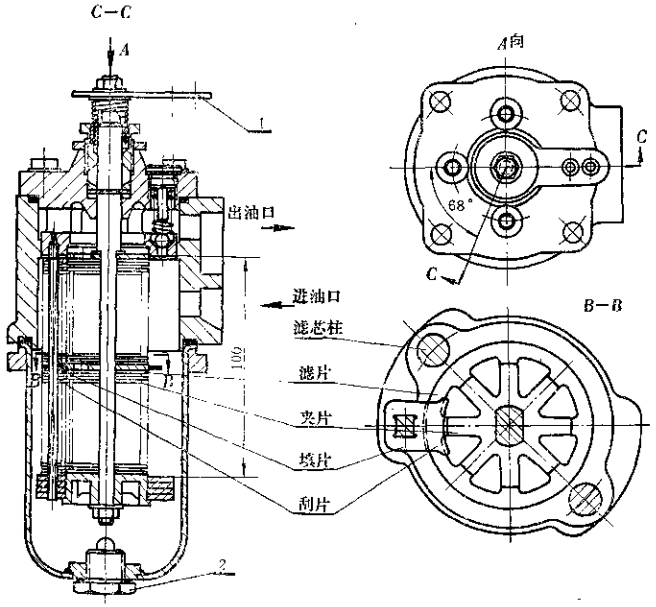



图 9-21　片式滤油器

片式滤油器的过滤精度，主要决定于夹片的厚度（国内生产的片式过滤器的夹片厚度一般为0.07～0.15毫米，滤片厚度为0.25～0.35毫米），此外，要使装配质量良好，夹片必须平整，否则将影响过滤效果。

片式过滤器的过滤面积的计算，与式9-8相同，仅是系数 $k$ 不同，$k$ 值可按下式计算：

$$k=\frac{\delta}{\delta+S}\left(1-\frac{\psi}{360^\circ}\right) \qquad (9\text{-}9)$$

式中　$\delta$——夹片厚度（毫米）；

$S$——滤片厚度（毫米）；

$\psi$——刮片角度，一般取为10°～20°。

国内汽车工业中生产的片式滤油器的规格如表9-10所列，可供参考。但这种滤油器制造比较困难，所以应用不广泛。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 9-10　汽车使用的片式过滤器规格

| 滤片外径 $D$（毫米） | $\phi$35 | $\phi$50 | $\phi$50 | $\phi$50 |
|---|---|---|---|---|
| 滤片厚度 $S$（毫米） | 0.26 | 0.35 | 0.35 | 0.35 |
| 滤片数 $Z$（片） | 327/332 | 130/145 | 155/180 | 160/175 |
| 滤片间隙 $\delta$（毫米） | 0.07～0.15 | 0.07～0.15 | 0.07～0.08 | 0.07～0.15 |
| 滤油器有效面积(毫米$^2$) | 2500～5500 | 1400～3400 | 1700～2250 | 1700～4100 |

（四）线隙式滤油器

线隙式滤油器用具有翘起的矩形断面的铜丝，绕于筒面上，如图9-22 $b$ 所示，铜丝之间构成 0.02～0.1 毫米的间隙（视铜丝的规格而定）进行过滤。图9-22 $a$ 为过滤芯结构，是用一具有波形的金属圆筒作为骨架，圆筒壁上钻有小孔，将铜线绕于筒上，使油经过线隙由外向内流出。

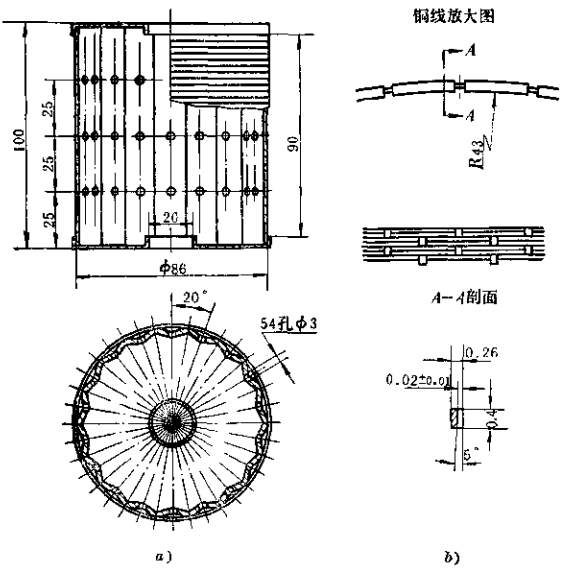



图 9-22　线隙式滤油器芯子



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

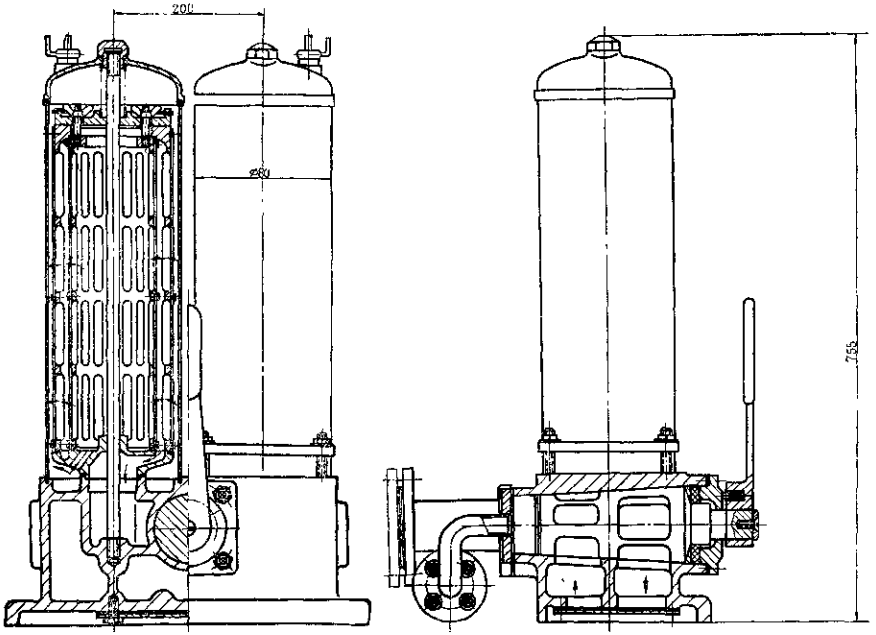



图 9-23　线隙式滤油器

图9-23为线隙式滤油器的结构图，并联装置两个芯子，中间设置旋塞，可以切断两条油路中的任意一条，以便清洗和更换芯子。为增加过滤面积并减小滤油器的外形尺寸，同心地布置两个圆筒，过滤后的油从两层滤线之间流出，也便于清洗。

线隙式滤油器的过滤面积，在允许压降$\Delta p=0.3$公斤/厘米$^2$时，每平方厘米上的流量可按0.017升/分估算（线隙为0.07毫米时），也可按下式计算过滤面积：

$$F=\frac{Q}{\alpha\Delta p}\mu \quad （厘米^2）\qquad （9\text{-}10）$$

式中　$\alpha$——系数，当线隙为0.05～0.08时，取0.08（升/厘米$^2$）；

$\mu$——油的粘度（泊）；

$\Delta p$——压力降（公斤/厘米$^2$），一般取0.8～1.4；

$Q$——通过过滤器的流量（升/分）。

（五）纸质滤油器

纸质滤油器系用微孔滤纸，折卷成圆筒形的滤芯而制成。图9-24 $a$ 所示的滤油器，结构比较简单，图9-24 $b$ 即为滤纸折叠形状。当阻力增高后，即可将滤纸芯换掉，另装上新的。这种纸质滤油器的滤纸来源比较丰富，所以目前已广泛推广使用。而且在内燃机专业中已标准化，制订的滤芯系列型谱见表9-11。

（六）离心式滤油器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

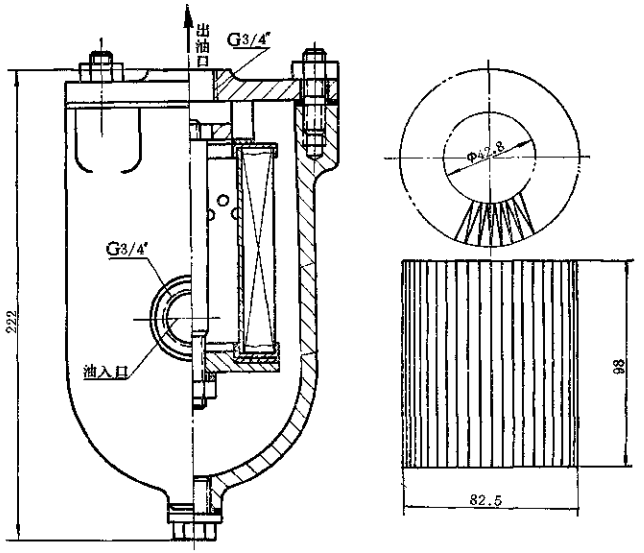



图 9-24 纸质滤油器

a—滤油器；b—滤油芯的滤纸折叠图

**表 9-11 纸质机油滤清器滤芯系列型谱**

| 型号 | 外径 $D$（毫米） | 高度 $H$（毫米） | 折宽 $b$（毫米） | 折数（效） | 有效过滤面积 $F$（厘米²） | 流量 $Q$（升/分） |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 机 0503 | 55 | 60 | 12 | 42 | 544 | 3 |
| 机 0708 | 70 | 85 | 15 | 54 | 1280 | 8 |
| 机 0810 | 85 | 100 | 20 | 61 | 2294 | 15 |
| 机 0812 | 85 | 125 | 20 | 61 | 2904 | 18 |
| 机 1012 | 100 | 125 | 24 | 70 | 4000 | 25 |
| 机 1018 | 100 | 180 | 24 | 70 | 5846 | 35 |

这种离心式滤油器，是靠油泵中唧送出来的压力油，流经安装在转子切线方向的喷嘴喷出时的反作用力来转动的。其旋转速度可达 5000～7000 转/分，因而能分离在细滤器中不能滤去的极小颗粒（特别是金属磨损的质点）。

图9-25所示为离心式滤油器，油从下部的进油口进入，沿箭头所示的流向，由网罩流入转子 4 内，从切向小孔 $A$ 处喷出，使转子高速旋转，与此同时，极小的颗粒即由于离心力的作用而沉积在转子的内壁。清洗时，可拆下螺母 1 及精滤壳 3，取出转子，进行清洗，可不更换过滤元件。转子 4 是由轻金属制作的。必须注意，应保持转子的轴向间隙在0.5～0.8毫米之间。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

一般在转子上设置两个喷油嘴．这时转子的转动速度可按下式计算：

$$n=\frac{\frac{\gamma Q^2 l}{2g\varepsilon f}-a}{b+\frac{\pi\gamma Q l^2}{30g}} \quad (转/分) \qquad (9\text{-}11)$$

式中 $n$——离心式滤油器转子转数（转/分），国内产品的一般为5000～5500转/分；

$Q$——过滤油量（厘米³/秒）；

$f$——喷嘴孔面积（厘米²）；

$\varepsilon$——从喷嘴喷出的油束断面收缩系数，$\varepsilon\approx0.9$；

$l$——喷孔中心到转子回转轴线的距离（厘米）；

$g$——重力加速度，$g=981$厘米/秒²；

$\gamma$——油的重度（克/厘米³）；

$a$——转子开始旋转时的阻力矩（克·厘米），$a=6\Omega\mu\times10^4$（克·厘米），$\Omega$是转子容积（厘米³），$\mu$是机油的动力粘度（厘泊）；

$b$——阻力矩增长率（克·厘米/转/分），$b=(0.03+0.002\mu)\times\Omega\times10^{-3}$（克·厘米/转/分）。

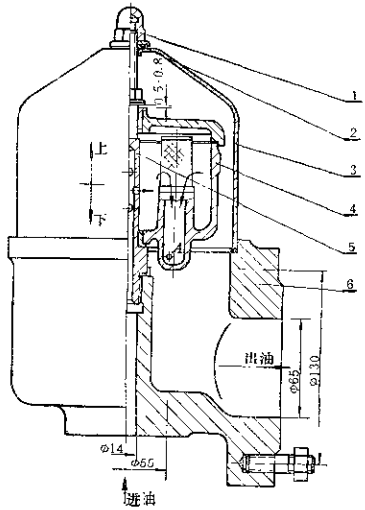



图 9-25 离心式滤油器

1—螺母；2—封油圈；3—精滤壳；4—转子；5—转子轴；6—壳体

必须指出，离心式滤油器在循环油路中，一般是装在旁路上，每次只允许油泵流量的15～25%通过，否则，离心式滤油器体积过大，压力损失也将很大。

## 六、油冷却器

油冷却器一般多采用蛇管，制造比较容易。但油量较大时，蛇管就显得体积过于庞大，因而需采用管壳式的。图9-26为卧式管壳式油冷却器。油与水成错流流动，管外走油，管内走水。图内$A$为棱柱形旁路挡板，以防油从近路流出而影响冷却效果。

油冷却器的换热面积，可按压缩机的轴功率估计，每千瓦约需0.004～0.006米²；亦可按下式计算：

$$F=\frac{60C\gamma\Delta t}{K\Delta T_m}Q \quad (米^2) \qquad (9\text{-}12)$$

式中 $Q$——油泵流量（升/分）；

$\gamma$——油重度，取$\gamma=0.9$公斤/升；

$C$——油的比热（千卡/公斤·℃），取$C=0.44$千卡/公斤·℃；

$\Delta t$——进排油温度差，取$\Delta t=5\sim10$℃；

$K$——总给热系数，当用铜管时，可取$K=100\sim130$千卡/米²·时·℃；

$\Delta T_m$——油与水的平均温度差，油的平均温度取40～47℃，水的平均温度取20～22℃。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

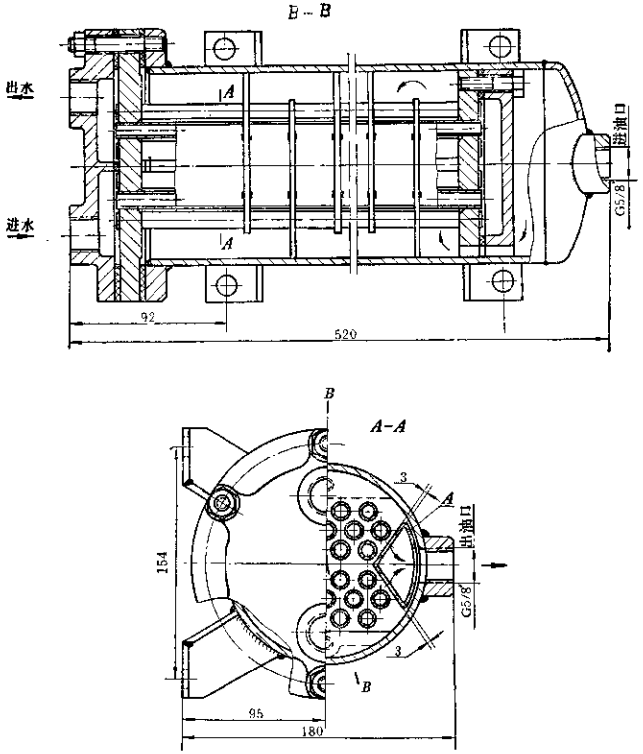



图 9-26 管壳式油冷却器

上面的计算是估算性的，详细的换热计算可参看第八章第三节。

目前有的制造厂也应用螺旋板式油冷却器，以及片板式冷却器，但制造上比较困难，使用并不广泛。

## 第三节 压缩机用的润滑油(脂)

压缩机中，根据工作条件而选用不同的润滑油，对气缸及填料进行润滑；但有些情况下不能采用矿物油，而且由于气缸中的温度较高，对油的性能必须有一定的要求。工业中常用的气体对润滑剂的要求见表9-12。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 9-12 工业中常用的气体对润滑剂的要求

| 序号 | 气体种类 | 对润滑剂的要求及原因 | 应用的润滑剂 | 能代用的油 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 空气 | 因有氧气，对油质的抗氧化性能要好，油的闪点应比最高排气温度高40℃，是矿物油 | 压缩机油（冬季多用18号，夏季多用19号） | 11号柴油机油和10号汽油发动机油，低压下(<8公斤/厘米²)也可用50号机械油 |
| 2 | 氮气 | 这些气体对润滑油没有特殊的影响，选压缩空气时能使用的油即可 | 压缩机油，（同上） | 可用24号汽缸油代用 |
| 3 | 氢气 | | | |
| 4 | 氮氢气 | | | |
| 5 | 氩 | 此类气体由于惰有贵重，经常要求气体中绝对无油水，要求不带有任何油质，应用膜压机压缩为宜 | | |
| 6 | 氖 | | | |
| 7 | 氦 | | | |
| 8 | 氧 | 氧能使矿物油激烈氧化，而造成爆炸，因而不能用矿物油 | 较早使用蒸馏水中加6～8%的工业甘油，现在大多采用固体润滑 | |
| 9 | 氯 | 因氯气在一定条件下与润滑油中的烃类作用产生氯化氢，对钢铁有腐蚀作用，所以不能采用矿物油 | 应用固体润滑较为适宜 | |
| 10 | 乙炔 | 压缩机油已能满足要求 | 压缩机油 | |
| 11 | 天然气 | 干的天然气可应用压缩机油，湿的(即含油的)其中所含的油被压缩后全疑聚成液珠，出现轻油滴，冲洗掉油膜，所以必须掺入动植物油 | 干气用压缩机油，湿气用50号机械油中拼和3%猪油，湿度大者可拼和的猪油高达10～20% | |
| 12 | 煤气 | 由于煤气中杂质较多，易弄脏润滑油，所以一般用废油已能满足使用 | 多用过滤后的废压缩机油 | |
| 13 | 二氧化碳 | 水分溶解气体后易生酸会破坏润滑油的性能要注意气体应力求干燥 | 压缩机油 | |
| 14 | 硫化氢 | | | |
| 15 | 一氧化碳 | | | |
| 16 | 石油气 | 由于石油气会产生冷凝液而稀释润滑油，所以最好选用粘度大一些的润滑油 | 压缩机油 | |
| 17 | 乙烯 | 在高压合成聚乙烯的压缩机中，为避免润滑剂进入产品中，影响产品性能，所以不能用矿物油 | 白油 | |
| 18 | 发生气 | 这些气体对润滑油没有特殊的破坏作用，但气体比较脏，而且有时含硫较多时，对润滑油就有些破坏作用 | 压缩机油 | 可用11号汽缸油代用或50号机械油 |
| 19 | 水煤气 | | | |
| 20 | 焦炉气 | | | |

注：在膜式压缩机的油腔内用的油为20号机械油及22号汽轮机油。

对压缩机气缸的润滑油说来，应考虑到下述几方面的情况：

1.应使润滑油在高温情况下具有足够的粘度，以便保持一定的油膜强度。同时对各密封间隙才能保持一定的密封能力。润滑油的性能试验指出：大多数润滑油温度在50℃以下时，粘度的变化较为显著，但是温度在50～100℃之间，其粘度的变化就渐次缓慢。温度在100℃



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

以上时，粘度随温度的变化就更小。所以压缩机油的粘度是指100℃而言，例如19号压缩机油即指在100℃时运动粘度为19厘池的机油。

润滑油在高压下的粘度是随压力的提高而增加的，因此对排气温度不高，而排气压力较高的压缩机，密封效果是会相应改善。温度在20～100℃时，各种润滑油的粘度随压力的增高比常压下的粘度的增高率（平均值）见表9-13。

**表 9-13 润滑油的粘度与压力的关系**

| 压力$p$(公斤/厘米$^2$) | 粘度增高率 (%) | 压力$p$(公斤/厘米$^2$) | 粘度增高率 (%) |
|---|---|---|---|
| 70 | 20～25 | 400 | 120～160 |
| 150 | 35～40 | 600 | 250～350 |
| 200 | 50～60 | 1000 | 800～4000 |

2.要有良好的化学稳定性。这对于压缩在高温下能与润滑油起激烈反应的气体尤为重要，否则将易出现积炭，不仅容易破坏润滑性能，而且还可能引起爆炸事故。

3.润滑油应具有一定的闪点。通常要求比压出温度高20～25℃即可。过分追求高闪点的油是没有意义的，因为高闪点的油，其粘度也将增加，而高粘度的油产生积炭现象的倾向也愈加严重。

4.气缸用的油，不应与水形成乳化物，因为乳化物的出现将大大影响油的润滑性能。

在润滑油中加入添加剂以改善润滑油的性能，是一种简便有效的方法，有各类型的添加剂，如抗氧化添加剂、抗凝添加剂、极压抗磨添加剂等等，在内燃机中已广泛采用，国产19号压缩机油中已加有抗氧化、抗腐蚀和抗磨添加剂。

目前我国生产的压缩机油的基本性能见表9-14。

**表 9-14 压缩机油的性能指标**(根据SY1216-72)

| 项目 | 质量指标 | |
|---|---|---|
| | HS-13 | HS-19 |
| 运动粘度100℃(厘池) | 11～14 | 17～21 |
| 酸值(KOH毫克/克) | <0.15 | <0.10 |
| 氧化安定性(氧化沉淀酸)% | <0.3 | <0.02 |
| 灰分(%) 未加添加剂 | <0.015 | <0.01 |
| 灰分(%) 加添加剂后 | | >0.08 |
| 水溶性酸及碱 | 无 | 无 |
| 机械杂质(%) | <0.007 | <0.007 |
| 闪点(开口)(℃) | >215 | 240 |
| 腐蚀试验(克/米$^2$) | <60 | <10 |
| 水分 | 无 | 无 |

在生产聚乙烯用的大型超高压压缩机中，所使用的白油，其性能见表9-15。

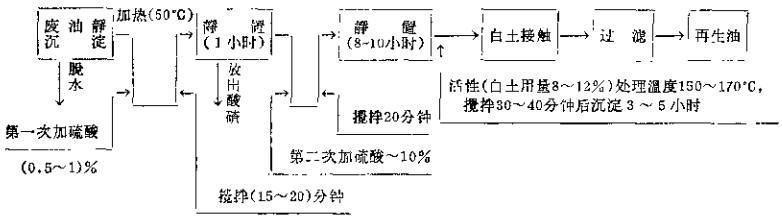


油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 9-15　白油(33号)性能指标

| 项　　目 | 指　　标 |
|---|---|
| 比　重　15.5°C时 | 0.875 |
| 颜　色　(水白色) | <1° |
| 闪　点　(开口) | >210°C |
| 开口闪点与着火点差距最小 | 20°C |
| 凝　固　点　(不高于) | −20°C |
| 酸值(KOH毫克/克) | <0.05 |
| 界面张力(达因/厘米) | 34 |
| 硫　含　量 | 0.03 |
| 运　动　粘　度　(厘沲) | 21°C:220<br>38°C:65～75<br>60°C:25<br>99°C:7.5 |

压缩机气缸用过的润滑油，经再生后还能使用，但再生的油，仅能与同牌号的新油以1:4（旧油与新油之比）的比例调合使用。再生处理过程如下：




对于气缸用再生油（包括13号、19号压缩机油）的质量指标，允许与新油的性能差值如下：

1）酸质+0.10，灰分+0.01，机械杂质<0.07；

2）油中应确保没有腐蚀和水溶性的酸和碱。

循环系统所用的油，主要用于润滑轴瓦、十字头滑道等部件，由于这些部件中的温度一般在70°C以下，而且又不直接与压缩介质接触，所以一般的机械油已能满足要求；粘度较高的油多用于大功率的压缩机，最常用的是40号机械油。在无十字头的压缩机中，由于气缸润滑油不能与曲轴箱的油分开，所以一般均采用压缩机油来润滑。压缩机循环润滑油的性能指标见表9-16。

循环系统中使用的润滑油，在通常情况下，半年更换一次，更换的参考指标是：

1）粘度值增大，当超过原粘度的25%时；

2）酸值达0.6毫克以上KOH时；

3）含水溶性酸即换油。

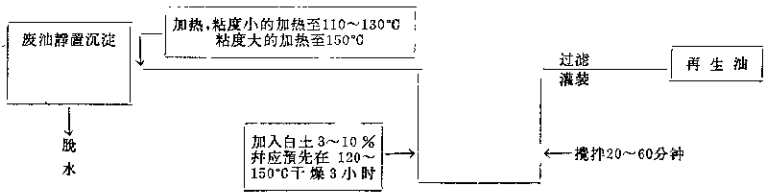
循环润滑系统用的机械油，完全可以经再生后使用，其再生处理过程大致如下：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 9-16 压缩机常用的机械油性能指标

| 项目 | 质量指标 | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 20 | 30 | 40 | 50 |
| 运动粘度(50℃)(厘沲) | 17～23 | 27～33 | 37～43 | 47～53 |
| 凝点(℃)，不高于 | -15 | -10 | -10 | -10 |
| 残炭(%)，不大于 | 0.15 | 0.25 | 0.25 | 0.3 |
| 灰分(%)，不大于 | 0.007 | 0.007 | 0.007 | 0.007 |
| 水溶性酸及碱 | 无 | 无 | 无 | 无 |
| 酸值(KOH毫克/克)，不大于 | 0.16 | 0.2 | 0.35 | 0.35 |
| 机械杂质(%)，不大于 | 0.005 | 0.007 | 0.007 | 0.007 |
| 水分 | 无 | 无 | 无 | 无 |
| 闪点(开口)(℃)，不低于 | 170 | 180 | 190 | 200 |
| 腐蚀($T_2$铜片) | 合格 | 合格 | 合格 | 合格 |




润滑油的粘度，通常为便于使用者检查，有时以相对粘度（恩氏粘度）来计量，在相同温度下，可由有关的参考书中查对两种粘度的近似换算值。

压缩机中除应用上述润滑剂外，对于滚动轴承，盘车装置以及气缸支撑等处，也需用润滑脂。应用最广泛的是钙基润滑脂，它最适宜在温度为40～60℃和转速不大于1500转/分的机构中使用。钙基润滑脂按稠度的大小分为五种牌号，2号适用于中小型滚动轴承，3号适用于中型电动机的轴承，4号适用于重负荷低速机构的润滑，其具体指标见表9-17。

表 9-17 钙基润滑脂指标(GB491-65)

| 项目 | 质量指标 | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 外观 | 从淡黄色到暗褐色，在玻璃口涂抹1～2毫米厚的润滑脂层，对光检查时，呈均匀无块状的油膏 | | | | |
| 滴点(℃)，不低于 | 75 | 80 | 85 | 90 | 95 |
| 针入度(25℃) | 310～340 | 265～295 | 220～250 | 175～205 | 130～160 |
| 腐蚀(钢片，黄铜片，100℃(三小时) | 合格 | 合格 | 合格 | 合格 | 合格 |
| 游离碱(NaOH)，(%)不大于 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 |
| 游离有机酸 | 无 | 无 | 无 | 无 | 无 |
| 机械杂质(酸分解法) | 无 | 无 | 无 | 无 | 无 |
| 机械杂质(抽出法)(%)，不大于 | 0.3 | 0.4 | 0.5 | 0.5 | 0.5 |
| 水分(%)，不大于 | 1.5 | 2.0 | 2.5 | 3.0 | 3.5 |
| 胶体安定性(%)，不大于 | 20 | 16 | 12 | 9 | 6 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第十章　压缩机排气量的调节

通常，压缩机的使用者，总是根据最大的耗气量来选用压缩机。然而在生产过程中，压缩机总会因种种原因，要求改变排气量，以适应耗气量的变化。例如：由于流程和工艺上的原因要求减少供气量；由于其他设备、机器及工具特性的改变，也要求压缩机的排气量作频繁的调整；还有由于压缩机吸入条件的变化而要求排气量能进行改变。

从压缩机的作用原理得知，容积式压缩机的排气量不会由于背压的升高而自动降低，因此，如不进行有效的调节，在有些场合，会出现危险的事故，所以必需设置调节控制机构，以进行调节。

各种调节方式的不断出现，是由于现代工业中，使用者不因达到调节就满足，而且还要求能经济的、方便的进行调节。在设计调节装置时，如何节省消耗、是值得注意的问题。不同的调节方式，经济性的差异很大。例如一台排气量为8400米$^3$/时的六级压缩机的测定指出：排气量调节到额定值的70%时，用压开吸气阀的调节，比用吸入与压出连通的调节（Ⅰ级压出与Ⅰ级吸入部分连通），能少耗96千瓦的功率。至于调节的方便与可靠，同样必须考虑。应该通过不断的实践，总结经验，进一步提高使用的可靠性，逐步改变现用的一些不经济的调节方式。国内使用的调节装置分类如表10-1。

**表 10-1　压缩机常用调节装置的分类**

| 调节分类 | 调节形式和方法 | 序次 | 调节方法特点及使用条件 | 调节的性质 | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | 断续 | 分级 | 连续 |
| 作用于驱动机或驱动机构上的调节 | 1.停车调节(单机) | 1 | 简单易行，但只适宜于小功率压缩机 | × | | |
| | 2.多机分机停转 | 2 | 大型压缩机站及化工厂中，此法方便简单 | | × | |
| | 3.压缩机与驱动机脱开 | 3 | 内燃机驱动的压缩机易于实现 | | | |
| | 4.无级变速调节 | 4 | 内燃机驱动的压缩机靠调节内燃机的转数实现 | | | × |
| | 5.分级变速调节 | 5 | 电动机驱动则较难实现 | | × | |
| 作用于管路上的调节 | 1.切断吸气口 | 6 | 装置简单可靠，中型空压机中多采用 | × | | |
| | 2.排出与吸入连通 | 7 | 操作方便可靠，但不经济 | | | × |
| | 3.排出与吸入节流连通 | 8 | 经济性差，可用于辅助性微调 | | | |
| 作用于气缸腔内的调节 | 1.完全压开吸气阀 | 9 | 除能降低气量外，亦可用于压缩机启动时卸荷 | × | × | |
| | 2.部分行程压开吸气阀 | 10 | 调节的经济性较好，但制造复杂 | | | × |
| | 3.加入固定补助容积 | 11 | 调节可靠，大型压缩机多用 | | × | |
| | 4.加入可变补助容积 | 12 | 可靠性较差，大型压缩机多用 | | × | |
| | 5.部分行程中连通补助容积 | 13 | 经济性较好，但结构复杂 | × | | × |
| 综合调节 | 1.联合使用序次6和7 | | 使压缩机进入空转，空压机中多用 | × | | |
| | 2.联合使用序次1和7 | | 停转与卸荷同时动作，小型中使用 | × | | |
| | 3.联合使用4和6 | | 移动式压缩机中采用 | × | × | |
| | 4.联合使用4和7 | | 移动式压缩机中使用 | × | × | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 第一节　常用的调节装置的结构及计算

### 一、定期停转调节

利用压缩机停止运转来调节排气量，最常见的有两种形式：1）在小型和微型压缩机中，如果耗气量降低而排气量不变，则储气罐中的压力升高，反之，气罐中的压力降低。所以可利用压力继电器之类装置来控制原动机的停开，以实现排气量的间断调节。2）在化工企业中或者空气压缩机站，一般是多机配置，完全可能采用停止部分压缩机的运转来调节系统的供气量；如果配置的各压缩机排气量相同，还能实现成比例的分级调节。

在小型压缩机中，一般是使压缩机与电动机同时停转，因而能量没有任何无效的消耗，排气量为0.015～2.8米$^3$/分、排气压力为5～7公斤/厘米$^2$的我国微型压缩机系列产品上所应用的装置示意图见图10-1。压力继电器与一个放空阀并联，用以排除排气管线上的压力，以便压缩机恢复工作时启动用。这种压力调节继电器的结构示意图见图10-2，当储气罐内的压力超过额定值时，膜片1即被推动，通过匣3传动到弹簧4上，将杠杆7推动，使柔性薄片8与常闭触点9脱开而使电路切断，电动机停转。在储气罐内的压力降低后，由于弹簧力的作用，接触点又重新闭合。压缩机停转压力高低的控制，可通过螺钉5来调节弹簧4的变形量，指针6上可示出调节压力的数值（左图有刻度值）。

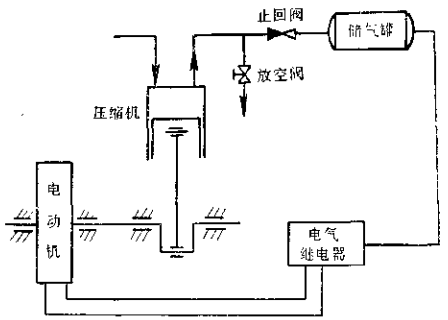



图 10-1　微型压缩机停转调节装置图

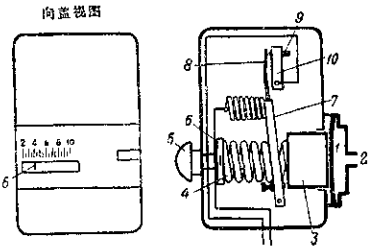



图 10-2　压力调节继电器

但是这种调节只能在小功率电动机（10千瓦左右）上应用，大容量电动机因电网容量与预期接入频率的影响而受到限制。

各种型式电动机许用的极限接入次数如下：

绕线式电动机的极限次数：15 次/时；

鼠笼式电动机的极限次数：

当由星形转换到三角形的启动时：30 次/时；

当转入空转的调节时：60 次/时。

一般使用时以每小时接入次数最高在8～10次为宜。

在电动机与压缩机同时停转来调节气量时，是靠储气罐内压力的变化来进行控制的。由



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

于电动机停开的次数受到一定的限制，所以储气罐的容积必须进行计算方能确定。

当气体耗用量的变化范围，等于压缩机排气量的一半时，为最不利的情况，此时储气罐的容积 $V_r$ 可按下式计算：

$$V_r=\frac{15V_0}{Z_{max}}\times\frac{p_s}{\Delta p}\times\frac{T_c}{T_s}\text{（米}^3\text{）} \qquad (10\text{-}1)$$

式中 $V_0$——压缩机额定排气量（米³/分）；

$Z_{max}$——电动机允许的极限接入次数（次/时）；

$p_s$——压缩机吸气压力（公斤/厘米²）；

$\Delta p$——停转调节允许的压力变动值，一般为1～2公斤/厘米²；

$T_s$——压缩机吸气温度（°K）；

$T_c$——储气罐内的气体温度（°K）。

当气体耗用量的降低程度不超过压缩机排气量的一半时，其储气罐的容积可以减小，并按下式计算：

$$V_r=\sigma_0(1-\sigma_0)\frac{60V_0}{Z_{max}}\times\frac{p_s}{\Delta p}\times\frac{T_c}{T_s}\text{（米}^3\text{）} \qquad (10\text{-}2)$$

式中 $\sigma_0$——气体的相对耗用量，$\sigma_0=\frac{V_1}{V_0}$；

$V_0$——压缩机排气量（米³/分）；

$V_1$——压缩机耗气量（米³/分）；

其余符号与式10-1相同。

停转调节的另一种方式是使压缩机与原动机脱开，其优点是避免了频繁地启动原动机，但是此种机构比较复杂；如图6-6所示为一种电磁离合器的结构，它是由一组摩擦圆盘组成，借助于沿周向分布的齿而交错地与轴毂或本体相连接，轴毂或本体上的齿分别制作在它们的外表面或内圆表面上，接通时，在电磁的作用下，圆盘彼此互相紧压，并在其间产生摩擦而传递旋转力矩。此种结构只能用在中等功率的压缩机上。由于压缩机启动时，电动机已在运转，所以电流波动的情况与两者同时启动相比要小得多。

用离合器使驱动机与压缩机脱开的装置，在移动式空气压缩机中也常见，其结构参看第六章第一节。

**二、改变转数的调节**

通过改变压缩机的转数来改变其单位时间内的排气量，这在早期蒸汽机传动的压缩机上用得较多，现在内燃机为驱动机的移动式空气压缩机中仍广泛采用。电动机驱动的压缩机，如果使用直流电机，变速虽较方便，但工业上广泛使用的是交流电，因此如果采用转数能连续调节的交流电动机，不但价格昂贵，而且运转的经济性也较差，只有在特殊的场合才采用。

改变转数的调节，由于下述原因，其经济性是较高的。

1.转数降低时，气阀和管路中气体的流速将相应的减小，因此压力损失减小，从而使一转内的指示功率减小。

2.由于转数降低，气体在气缸与管路中循环的时间加长，因而气体获得较强烈的冷却，指示功率也略有减小。

3.机械摩擦损失与速度是成正比的，排气量随转数的降低而降低时，机械摩擦功也成正比例的减小。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表10-2列出的是一台两级空气压缩机在5公斤/厘米²的表压下，转数为500转/分与400转/分时试验所得数据，从表中可看出压缩机的比功率，在低转数下将比高转数时为低。也就是说压缩机的轴功率将比排气量减少的比例更小一些。

**表 10-2 两级空气压缩机在5公斤/厘米²表压下、不同转数时的对比数据**

| 测定与計算項目 | 500轉/分 | 400轉/分 |
|---|---|---|
| 輸气系数 | 0.855 | 0.86 |
| 比功率(千瓦/米³/分) | 4.32 | 4.14 |
| 等溫指示效率(%) | 70.4 | 77.6 |
| 机械效率(%) | 93.3 | 93.6 |
| Ⅰ級气閥消耗功率(千瓦) | 8.58 | 6 |
| Ⅱ級气閥消耗功率(千瓦) | 12.5 | 3.36 |

内燃机驱动的移动式空气压缩机，转数的变化是靠空气压缩机气罐内的压力控制内燃机油门的大小来实现的，具体的操纵控制系统见第三节。

特殊场合下应用的能进行无级变速的三相交流整流子电动机，可以在比较宽广的范围内得到均匀的无级调速，调速范围通常为3:1，必要时也可以制成20:1，其效率较用电阻调速的绕线型异步电动机和电动发电机组供电的直流电动机为高。

目前已生产的三相交流整流子电动机的型号、功率范围、转数调节范围见表10-3。这种电动机的价格比普通电动机贵得多，而且换向电刷的磨损会给维护带来不便。

**表 10-3 JZS系列变速电动机的额定功率及调速范围**

| 电动机型号 | 額定功率（千瓦） | 滿載时轉数調节范围(轉/分) |
|---|---|---|
| $JZS_2$ 51 | 3～1 | 1410～470 |
| $JZS_2$ 52 | 5～1.67 | 1410～470 |
| $JZS_2$ 61 | 7.5～2.5 | 1410～470 |
| $JZS_2$ 62 | 10～3.3 | 1410～470 |
| $JZS_2$ 71 | 15～5 | 1410～470 |
| $JZS_2$ 72 | 22～7.3 | 1410～470 |
| $JZS_2$ 73 | 30～10 | 1410～470 |
| $JZS_2$ 81 | 40～13.3 | 1410～470 |
| $JZS_2$ 91 | 55～18.3 | 1050～350 |
| $JZS_2$ 92 | 75～25 | 1050～350 |
| $JZS_2$ 101 | 100～33.3 | 1050～350 |
| $JZS_2$ 102 | 125～41.7 | 1050～350 |
| $JZS_2$ 111 | 160～53.3 | 1050～350 |

在大型超高压压缩机上，有用大功率可控硅整流变速的电动机，功率已达1250千瓦。

### 三、控制吸入的调节

控制吸入的调节，在中型空气压缩机上采用较多。控制方法有停止吸入与节流吸入两种，前者的应用较广。停止吸入时，压缩机转入空转，因而只能进行间断的调节。节流吸入理论上可以进行连续的无级调节，然而在排气量降低、排气压力不变的情况下，压力比反而增加，因此功率并不随着降低，同时排气温度可能达到不许可的范围，所以工业上很少应用。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

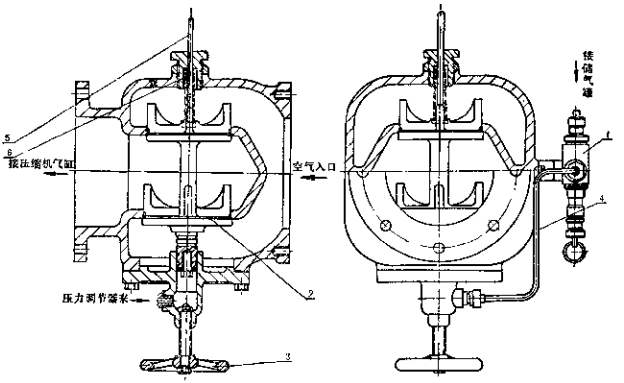



图 10-3　截断吸气口的减荷阀

停止吸入的调节装置如图10-3所示。压力调节器 1 与储气罐相通，储气罐内的压力超过额定值时，压力调节器内的阀被顶开，压缩空气由管 4 引至阀 2 下部的小活塞上，将阀 2 关闭，吸气口即被截断。阀 2 上部的弹簧 6，在储气罐内的压力降低后，能帮助阀 2 重新打开，作为开始吸气之用。也可由手轮 3 手动关闭吸气口。

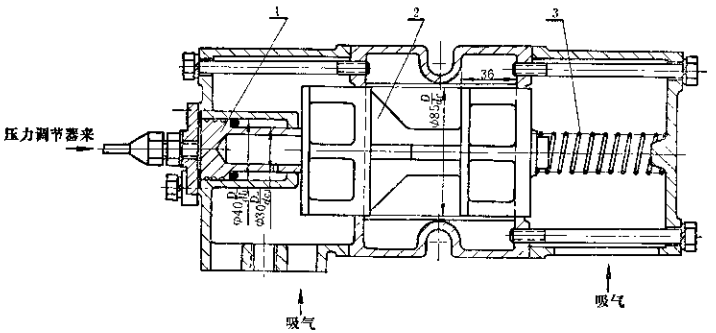



图 10-4　水平放置的减荷阀

应该注意到吸气口被截断后，压缩机并不立即停止输气，需将吸气阀与减荷阀之间容积中的气体抽净，所以，截断后，压缩机尚需延续若干转，才能完全停止输气。如果减荷阀不严密，会有少量气体被吸入，类似于节流吸入，这会带来气缸内温度的急剧升高，因而是危险的。为了避免这种情况，减荷阀放置应尽量靠近吸气阀，阀的密封应相当可靠。图 10-3



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

的减荷阀在关闭时会产生对阀体的撞击，不仅有较大的声响，而且会对阀体的密封面处产生不良的影响，所以设计成如图10-4所示的结构，并作水平放置。当气体压力达 $p_{max}$ 后，由压力调节器处引来的气体推动阀 2 右移，压力卸去后在弹簧 3 的作用下关闭。在开启或关闭时，阀 2 均水平滑移，由于阀没有密封台阶，因而没有声响，但密封性较差。

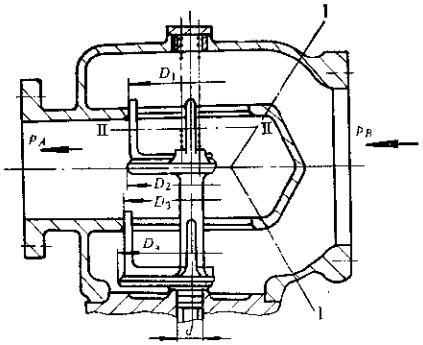


图 10-5　减荷阀计算简图

设计减荷阀时要进行核算，以图10-5为例，计算步骤如下：

1.验算Ⅰ-Ⅰ、Ⅱ-Ⅱ等通流截面的气体流速，要求小于20米/秒。

2.决定减荷阀在开启状态的初弹簧力 $P_1$：

$$P_1 \geqslant P' - G \text{（公斤）}$$

式中　$P'$——由阀的阻力而产生的上举力（公斤），$P' = \frac{\pi}{4}(D_4^2 - D_3^2)\Delta p$；

$\Delta p$——阀开启时的阻力，实验数据 $\Delta p = p_A - p_B \approx 0.3$ 公斤/厘米²；

$G$——整个移动件的重量（公斤）。

3.保证减荷阀及时关闭所控制的弹簧力 $P_2$：

$$P_2 < P'' - G \text{（公斤）}$$

式中　$P''$——作用在下部小活塞上的气体力（公斤），$P'' = \frac{\pi d^2}{4}[\nu(p_{max}+1)]$；

$\nu$——为考虑到压力调节器及管路中的压力损失系数，一般取 $\nu \approx 0.95$；

$p_{max}$——压力调节器所控制的最高表压（公斤/厘米²）；

$d$——减荷阀下部小活塞的直径（厘米）。

4.保证减荷阀及时开启的弹簧力 $P_2'$：

$$P_2' > P''' - G \text{（公斤）}$$

式中　$P'''$——减荷阀开启前瞬时（$p_B - p_A = 1$ 公斤/厘米²），作用在阀上的力（公斤），

$$P''' = \frac{\pi}{4}(D_4^2 - D_3^2)(p_B - p_A)。$$

5.计算后，弹簧力应设计在下述范围，才不致因气流脉动，而引起减荷阀跳动，即 $P_2$ 的弹簧力为 $P'' > P_2 > P'''$。

停止吸入的调节，由于减荷阀截断进气，所以吸入气体的压力降低，接近真空，如果背压不变，在活塞上所形成的压差会造成转矩的峰值增加，因而造成启动困难。在大多数情况下，停止吸入的调节往往同时配置使吸入与压出连通的管路，这样方便于启动。图 10-6 所示为截断吸入的同时，又能使吸入与压出连通的减荷阀。储气罐内的压力超过规定值时，压缩空气进入活塞 8 的下部，将设有圆球的重锤 6 顶起到一定高度，圆球 7 即向外滚动，小活塞 8 上的重量减轻，活塞继续上移打开了通向阀 1 上部的进气孔，则阀 1 关闭，阀 2 打开，将



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

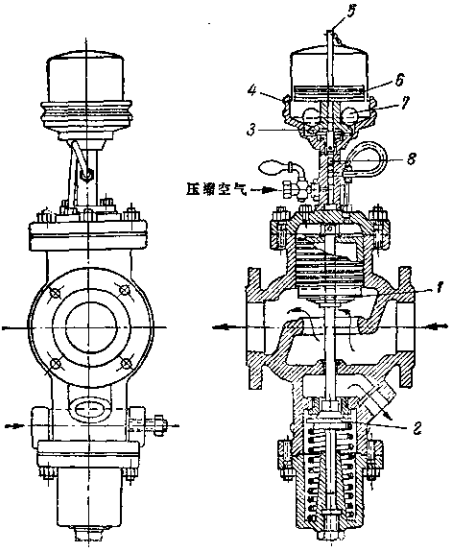



图 10-6　截断吸气时使吸入与压出连通的减荷阀

止回阀前的空气由阀 2 处放空，达到卸载启动的目的。

停止吸入的调节，对于无十字头的单作用压缩机是不适用的。因为当减荷阀关闭后，气缸内将形成真空，润滑油会从曲轴箱中被吸入气缸内，一方面使润滑油的消耗过多，另一方面，如果气缸内的温度过高，还可能因为油的热分解而引起爆炸事故。

停止吸入的调节，可以从压缩机的指示图上清楚地看出。当吸入口截断后，压缩机尚延续若干转；随着吸入压力的降低，容积系数亦趋减小，当它达到零时，供气才停止。在排气量为零时，指示图中的膨胀线与压缩线几乎重合在一起。图10-7所示为截断吸入口时，压缩机的示功图。图10-7*a*为无连通的情况，图10-7*b*为吸入口截断并同时将排气口与吸气连通的情况。这种连通是指在排气管上的止逆阀前与吸入口连通。因此储气罐内仍保持有压力。

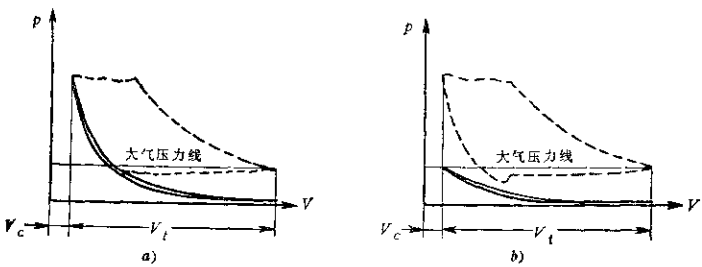



图 10-7　截断吸入口调节时压缩机的指示图

（图中的虚线为压缩机正常工作情况下的指示图）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

节流吸入虽然只设置较简单的结构（如碟阀或闸阀等）就能实现，但如前所述，其单位指示功将相应的增加，有时甚至还不及将多余的气体通过旁通阀泄去来得经济(见图10-8)。如图所示，当吸入压力由 $p_{s1}$ 降低至 $p_{s2}$ 后，排出压力 $p_d$ 不变，则功的消耗增加，以重量流量计算的比功率将增加得更多。

**四、吸入与压出连通的调节**

采用吸入与压出连通的方法来调节排气量，从装置的结构上来说是简便易行的，但功率的消耗是巨大的。因为它是将已压缩的气体减压后再回入吸入口进行再压缩来达到排气量的减少。从作用方式上说，它分两种：一是自由连通，可借用旁通阀的完全开启，气体回流到吸入管路中，形成气缸与导管的封闭循环，而不输出气体。另一种方式是在最后一级设置如图10-9所示的节流阀，将经过节流后的气体再引至第Ⅰ级的吸气管中，因而称节流连通。

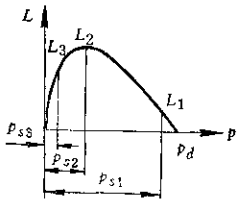



图 10-8 排气压力不变，吸气压力降低时功率的变化

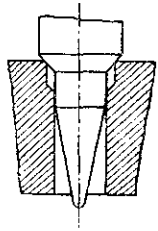


图 10-9 高压节流装置

吸入与压出连通的调节方式，亦可作为压缩机卸荷之用，所以压缩机启动时经常采用此种装置。在使用中，根据不同的要求，经常采用的旁通管线，大致可以有如下三种配置方式（图10-10）：

A 型：末级与第一级节流连通，它能在保证各级的工况（压力、温度）均不变的情况下工作，而且可以连续地调节气量，此种调节一般在短期运转下以及作为辅助微量调节之用。在高压时节流阀由于高速气流的冲击，经常损坏，会影响正常工作时管线的严密性。此外节流阀应装置在冷却器之后，因为对于低临界温度的气体，在高压节流过程中会产生加热。但是有些气体节流时会伴随着强烈的冷却而发生冻结现象，所以节流气体温度的符号与数值的改变，应按熵图上的等焓曲线来确定。

B 型：在大型多级压缩机中，经常配置有这种管路，可以作为压缩机启动时卸荷之用，也可以用作调节各级压力比。如果用作气量调节时，当第Ⅰ级导去部分气量至吸入管以后，就必然会发生压力比的重分配。第Ⅰ级的压力比降低，中间各级中压力比保持原状，而末级中的压力比会随着排气量的降低程度成比例的上升。所以当排气量降低得太大时，末级中的温度会上升到不允许的范围，这是必须注意的。

但是如果每级之后均设有旁通，虽然调节起来比较方便，然而管线的设置比较复杂。在有些合成氨厂使用的六级高压压缩机中，仅在Ⅰ级、Ⅲ级（去水洗）、Ⅵ级（去合成）之后装有旁路。

应该注意旁路通道截面的大小，如果通道不足，则空载时的功率消耗将增高。通道截面应根据最大的调节量，在临界速度时所应具有的面积来计算。另外在各级旁通管路与正常的输气管路之间，应设有止逆阀。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

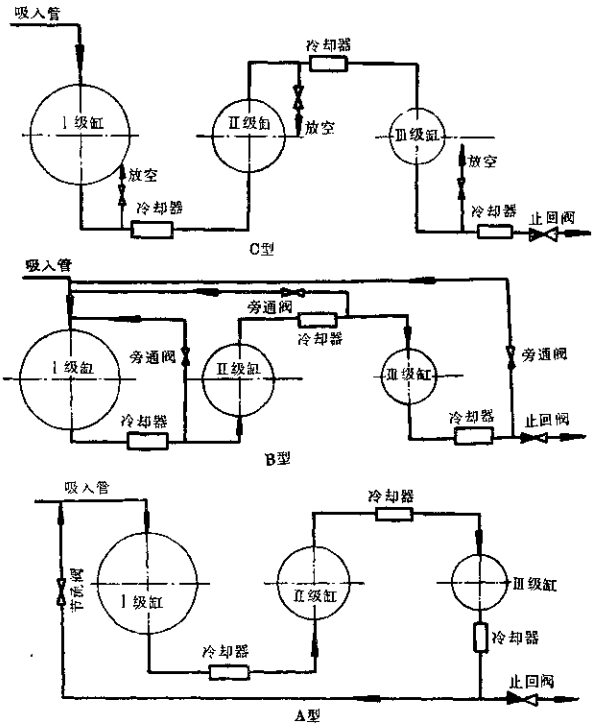



图 10-10 各种连通管路的配置示意图

C型：这种管路配置方法在空气压缩机中使用较多，优点是启动时的卸载比较完善。紧急卸荷时比较迅速。可是对于一些易燃易爆的气体不宜直接放入大气时，则不用。

除了应用自由连通作为独立的调节方式外，还经常和前述的调节方式联合使用。如空气压缩机中，当切断吸入口的同时，还必须使排气管的止逆阀与末级气缸的排气阀之间的气体卸除，以利启动。在停转调节中，也必须装设有放空阀。所以吸入与排出连通的管路，不仅是作为调节气量之用，而且还是启动压缩机所必须的。作为调节气量，虽很不经济，但是操作的可靠性却比其他方式稳定，因而大型压缩机的操作者仍乐意使用此种调节。

**五、压开吸气阀的调节**

压开吸气阀的调节，目前采用得较普遍，而且结构形式也较多；在中型和大型压缩机上使用较多，可作为卸荷空载启动之用。

压开吸气阀的调节作用是：气体被吸入气缸后，在活塞反行程时，又将部分或全部已吸入缸内的气体推出气缸，这样视推出气体的多少，实现压缩机排气量的变化。从图 10-11 中可看出，当气体被吸入后，由于吸气阀仍开着，所以又被推送出去，因而压开吸气阀时的



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

示功图相当于压缩机空转时的指示图。图10-11中的虚线所示是压缩机正常工作时的指示图。

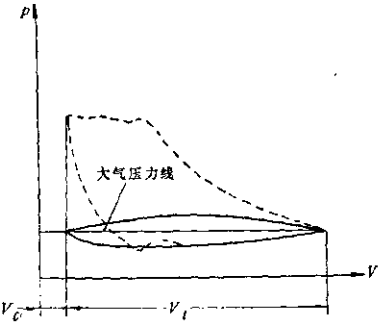



图 10-11 压开吸气阀时与正常工作时指示图的变化

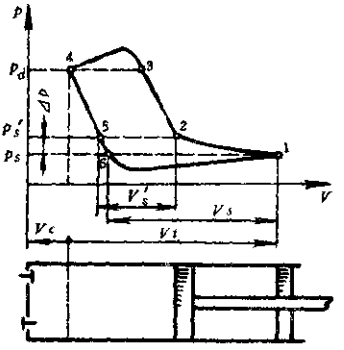



图 10-12 部分行程压开吸气阀的指示图

压开吸气阀的调节装置，又可分为三种形式：

1.完全压开吸气阀：这是将吸气阀完全开启，气体可自由地从吸气阀吸入并排出，排气量可接近于零。对于多级压缩机，各级的吸气阀压开均由总的输气量调节器来实现。在同一气缸内，所有的吸气阀均应备有压开装置。

2.部分压开吸气阀：吸气阀不是完全开启，而只是部分地开启；当气体通过缝隙泄出时，由于缝隙的阻力，不可能将吸入的气体全部推出，因而仍有部分气体被送至压出管道。从吸气阀推出的气体，即为所降低的排气量。这种结构有很多缺点，因为所推出的气体，在气缸内已经过不同程度的压缩，温度较高，再经多次压缩必然使排气管路中气体的温度过高；另外，由于薄的阀片不停地被压向压叉，受到冲击与弯曲，会产生严重的残余变形，在吸气阀片关闭时，就不能保证气阀的严密性，所以，实际上很少采用此种调节方式。

3.部分行程压开吸气阀：此种调节方式，目前较为流行。它的作用原理是：压缩机吸气终了时，吸气阀片借助于调节装置中弹簧力的作用下，保持在开启状态。活塞反向运动时，气缸内的气体由吸气阀反向流出气缸外，当作用于阀片上的气流压力达到一定值，能克服调节装置中的弹簧力时，吸气阀开始关闭，从而起到了定量调节的作用。

从图10-12中可以看到，当吸气过程完成后，活塞反向运动，从1至2的过程中，吸气阀仍在开启状态，所以气缸内的气体又从吸气阀推出一部分，活塞运动到2点时，作用于阀片上的气流压力将吸气阀关闭，由2至3的过程才是真正的压缩过程，接着在3至4过程中排出气体，然后进行下一循环的膨胀过程。由图中可知，真正吸入的气体体积是 $V_s'$（小于 $V_s$），$\frac{p_s'V_s'T_s}{p_sT_s'}$：$V_s$ 为调节的比例。

完全压开吸气阀的操纵，如果仅为启动卸载，可以作成手动的；如果是作调节气量之用，经常作成气动的。如图10-13所示，是一种气动完全顶开吸气阀的调节装置。气源自压缩机储气罐内经过滤后引来。当罐内的压力达到上限值，通过压力调节器将气源引至吸气阀



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

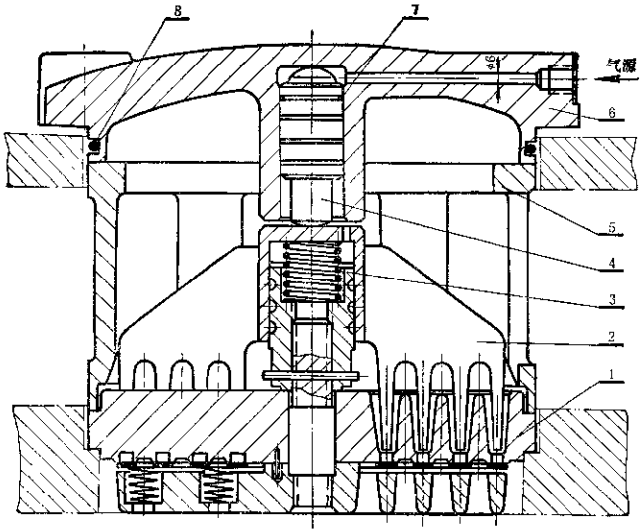



图 10-13　完全顶开吸气阀调节装置

压盖6，推动压盖上的小活塞4，将压叉2压下，顶开吸气阀阀片。储气罐内的压力下降时，活塞4上部的气源放空，压叉2借助于弹簧3而升起，阀片恢复到关闭的位置，压缩机又进入正常的工作。

图10-14为气动压开装置，压力调节器来的压缩空气，推动橡皮膜片3，而将顶板5向下推动，通过顶杆6及顶杆座7而将压叉1压向阀片，使吸气阀保持开启状态。这种装置便于将压缩介质与操纵空气的系统隔开，所以，压缩易燃易爆气体时采用这种结构的较多。

图10-15是一个具有环形压叉、较轻便的顶开吸气阀操作系统，顶开吸气阀的压力是靠重锤来进行控制的。由1引入的气体，在压力超过重锤作用在活塞2上的压力时，将活塞2抬起，使1与3及4连通，气体通至气阀上部的活塞5，使5下移，带动压叉6向下，顶开吸气阀阀片。压力降低后，在重锤7的作用下，活塞2又将通道4覆盖，通道3的上部出口处有一放空通道，可以卸去4处的压力，这时在气阀上部的活塞5下部弹簧的作用下，压叉升起，吸气阀关闭。

图10-16是手动操纵顶开吸气阀的结构。需要顶开吸气阀片时，可转动手柄，通过推杆6、压套5并由压叉将阀座上的阀片推向限制器，使吸气阀保持完全开启状态。弹簧2是为使压叉恢复原位而设置的。

完全压开吸气阀的调节中，各力的平衡关系可从图10-17中看出。$Q_1$为气阀的弹簧力，$G$为压叉、导杆等的重量，$Q_2$为使压叉恢复到原来位置所需的力，$P$为推动压叉所需的力。

当压叉保持最上位置（即保持全升程$h$的位置）时，弹簧$Q_2$预压缩状态的弹簧力$Q_2'\geqslant G$，在压叉下移到最低位置（弹簧$Q_2$被压缩$h$距离）时，$Q_2$的弹簧力变为$Q_2''$，根据力的平



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

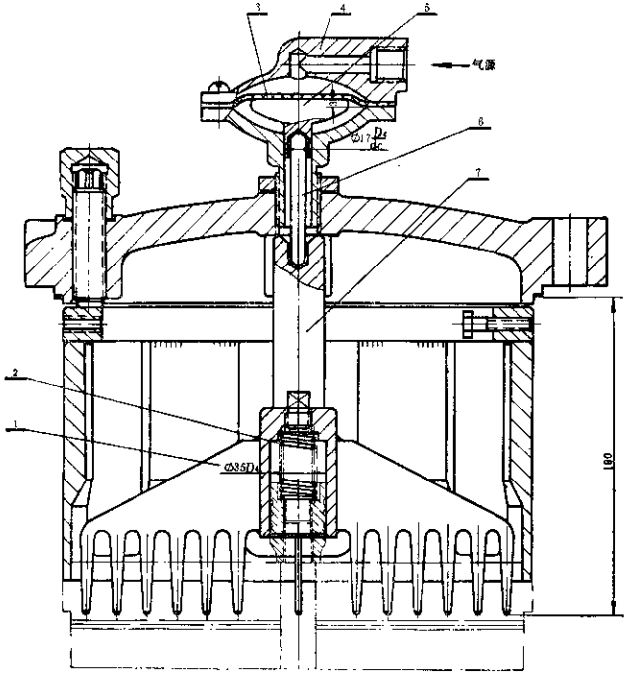



图 10-14　气动压开装置

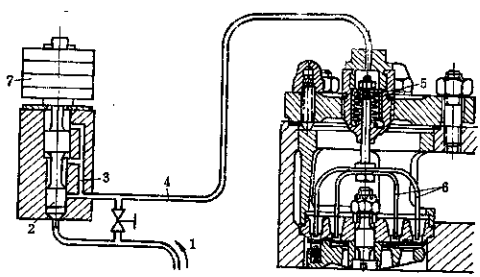



图 10-15　顶开吸气阀的操纵系统

衡条件：

$$P+G\geqslant Q_2''+Q_3''$$

式中　$G$——移动部分的重量（公斤）；

$Q_2''$——弹簧 $Q_2$ 在预压缩后，再压缩 $\lambda$ 时的弹簧力（公斤）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

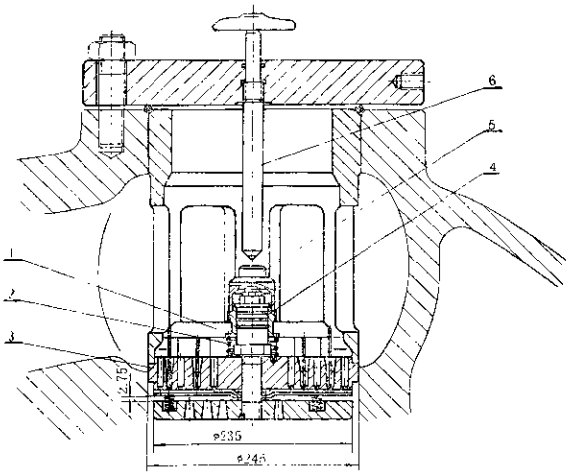



图 10-16　手动操纵顶开吸气阀调节装置

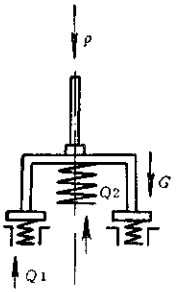



图10-17　顶开吸气阀装置力平衡图

$Q_1''$——吸气阀全开时作用在阀片上的弹簧力（公斤）；

$P$——顶开吸气阀所必须的推动力（公斤）。

如果是气动时，则气动活塞直径$d$可由下式求出：

$$d=\sqrt{\frac{P}{0.785\,p_{max}}}\ (\text{厘米})$$

式中$p_{max}$为排气管中允许的极限压力（公斤/厘米$^2$）。

部分行程顶开吸气阀的结构如图10-18所示。在压缩机的吸气阀连接螺钉上，拧入导轴4、压叉3在导轴上可以自由滑动，小弹簧2是为压叉恢复到最上位置而设置的，大弹簧5是使吸气阀保持开启用的，通过手轮9可调节弹簧5的弹簧力，制动垫圈1是防止导轴4与气阀固定螺钉间发生松动而设置的，6是防止弹簧座转动而设的销子，这样可以保证导轴与弹簧座自由地移动。

图10-18所示结构的缺点在于运动部件的质量太大，运动时对阀片的冲击力也很大，所以有的做成如图10-19$a$的结构，其特点在于叉1是固定不动的，叉销2类似一个小气缸，从叉1引来的气体沿2流入而推动小活塞向下，使吸气阀阀片保持开启状态；当输入1内的气体压力下降时，气阀弹簧将阀片关闭。这种结构由于减轻了运动质量，可用于300转/分的压缩机上。图10-20所示调整装置的特点是：构件2沿着杆1导向，并通过弹簧3将杆的运动传递给销子4，由4将阀片顶开，如果气缸内的气流压力克服了弹簧3的作用力，则吸气阀关闭。由于压开构件是小质量的销，对阀片的寿命和调节装置的可靠性是有利的，因此，可用于400～500转/分的压缩机上。

部分行程顶开吸气阀，也可以采用机械的强制作用来操作，图10-21为这种操纵机构的示意图。在压缩机的十字头上装置一组杠杆来操作滑阀，气体由同级排气管上接入滑阀。到



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

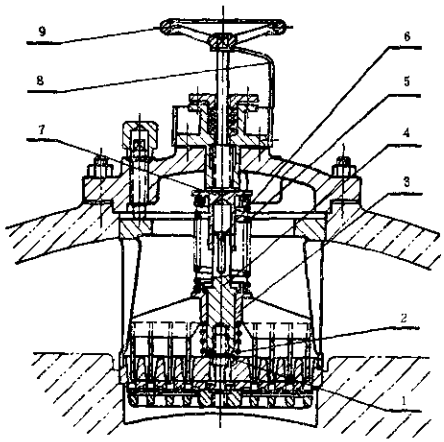



图 10-18　部分行程压开吸气阀调节装置

1—制动垫圈；2—小弹簧；3—压叉；4—导轴；5—大弹簧；6—销；7—弹簧座；8—指针；9—手轮

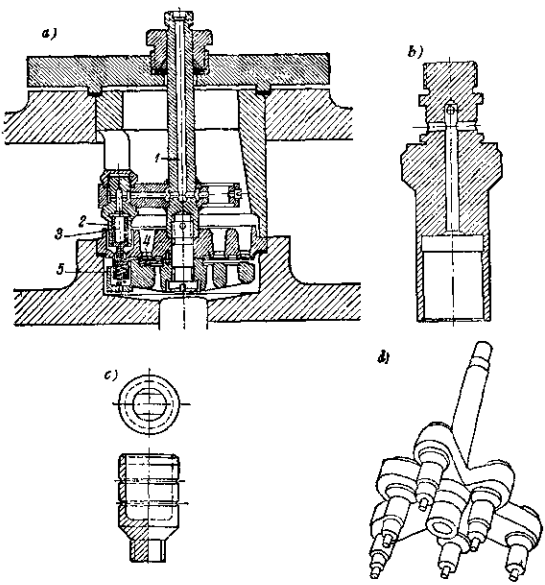



图 10-19　用小活塞压开吸气阀的调节装置

*a*—带顶开装置的阀；*b*—柱形缸；*c*—活塞；*d*—顶开装置



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

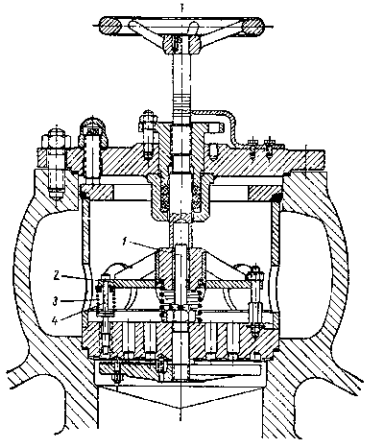



图 10-20　顶开吸气阀的调节装置

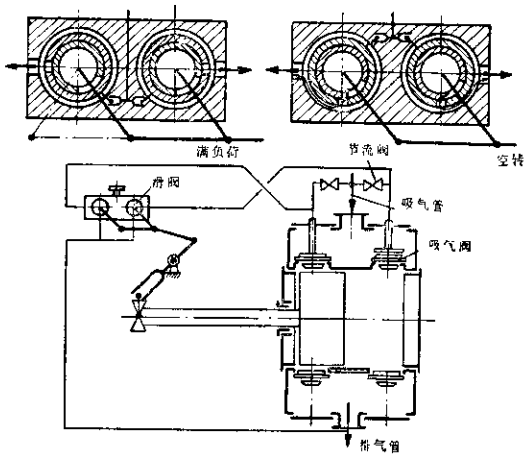



图 10-21　强制操纵的顶开吸气阀装置系统示意图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

一定行程时，滑阀与压开装置连通，使吸气阀打开，而吸气阀打开的持续时间是靠调节滑阀转动的位置来进行的。这种操纵系统不能在太高速度下工作。

关于使吸气阀由开启到关闭的气体流动力计算，部分行程如何确定等问题，将在下面讨论。

可以设想，一个开启着的吸气阀，在压缩过程刚开始的一段时间，吸气阀阀片承受着从气缸流回吸气导管的气流的作用，因为气流通过气阀时，产生阻力，所以有压差存在（这种压差的产生可以想像为由于气缸中的气体受到一定的压缩，然后通过吸气阀节流释放，因而将产生压力损失）。这种压差是变化的，近似地与活塞运动的速度的平方成比例；由于活塞速度在靠近中间位置时最大，因而气流流动的压差也在此时达到最大值。如果使吸气阀保持开启的力小于此压差，吸气阀将关闭。这种运用气流在运动中产生的压差来关闭气阀，进行气量调节的方法，又称动力调节。

在吸入期间，沿着活塞行程而改变的气体压力 $p$ 要低于公称吸入压力 $p_s$，相对损失可用式10-3表示，并可从曲线图10-22中查取。

$$\chi = \frac{p_s - p}{p_s} \qquad (10\text{-}3)$$

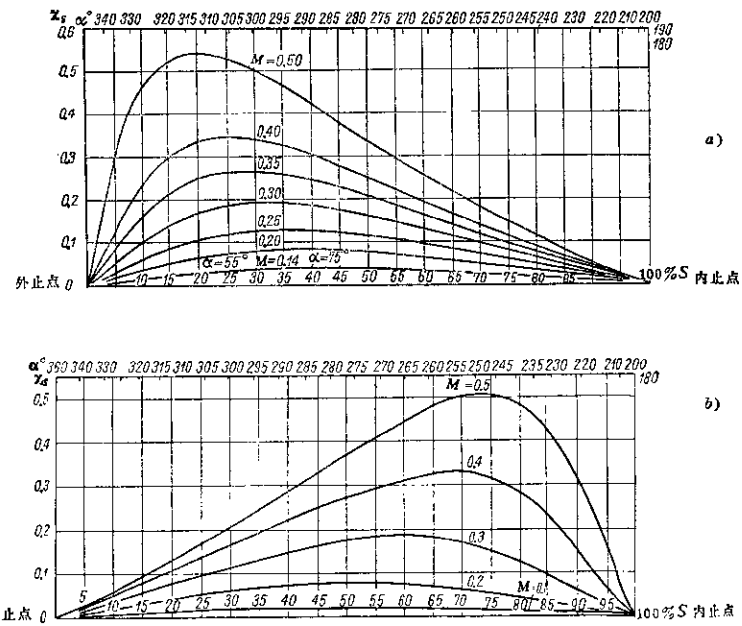



图 10-22 沿活塞行程变化的压力损失曲线

a—气缸盖侧的气缸容积；b—曲轴侧的气缸容积



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

另外当气缸内的气体，反向流出气阀，通过阀座的通道 $f_c$ 时，在阀片上亦产生压力损失，这时的压力损失与吸入时的压力损失之比为 $\rho$。根据试验并经计算而得到 $\rho$ 与 $\frac{h}{b}$（其中 $h$ 为升程，$b$ 为阀座宽度）的关系曲线图见图10-23。图中的曲线 1 适用于具有环形弹簧的气阀，曲线 2 是对圆柱形弹簧而绘制的。

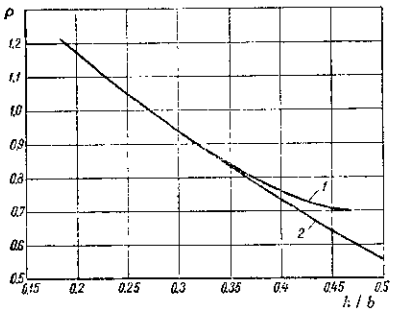



图 10-23　动力调节的 $\rho$ 值

气流反向流动时，作用在阀片上的气体压力 $Q'$，可按下式计算：

$$Q'=\rho\chi p_s(\text{公斤/米}^2) \qquad (10\text{-}4)$$

式中　$\rho$——气流压力系数，由图10-23查取；

$\chi$——气阀中的相对压力损失；

$p_s$——吸入气体的公称压力（公斤/米²）。

当吸气阀阀座的通道面积为 $f_s$ 时，作用在阀片上的气流总压力为：

$$R=Q'f_s(\text{公斤}) \qquad (10\text{-}5)$$

如果气流总压力大于其他作用在阀片与压开器件上的力之和（包括弹簧力、重力）时，吸气阀开始关闭，气缸内气体的压缩才真正开始。即吸气阀关闭的条件应该是：

$$R=\Sigma P_a+\Sigma P_b(\text{公斤}) \qquad (10\text{-}6)$$

式中　$\Sigma P_a$——气阀完全开启时，作用在阀片上的全部弹簧力之和（公斤），包括气阀本身的弹簧力；

$\Sigma P_b$——影响气阀开启，但不随阀片升程而变化的其他力之和（公斤）。

此外，还应确定排气量的减少与调节装置的联系，即所需要调节气量的程度与行程的关系，也就是吸气阀在什么行程时应关闭，方能选定气流准数，进一步设计调节阀的弹簧力。

假设一个双作用的气缸，气量调节装置只设在一个腔内，要求调节到的最小排气量为 $V_{t\min}$，而全排气量为 $V_t$，则最小排气量与全排气量之比 $m_{\min}$ 可用下式计算：

$$m_{\min}=\frac{V_{cb}(\lambda'_{vb}-a)(1+\chi_s)^{\frac{1}{K}}+V_{cs}\lambda'_{vs}}{\lambda_{Tb}V_{cb}+\lambda_{Ts}V_{cs}}\times\frac{\lambda_{Tb}}{\lambda_{Ts}} \qquad (10\text{-}7)$$

式中　$V_{cb}$——在降低排气量的气腔内，活塞所扫过的气缸容积（米³）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$V_{ps}$——未降低排气量的气腔内（即未设调节装置的气缸）活塞所扫过的气缸容积（米³）；

$a$——吸气阀开始关闭瞬间，活塞已走过的行程与全行程之比；

$\lambda'_{vb}$——设有调节装置的气腔，在降低排气量时的容积系数；

$\lambda'_{vs}$——未设调节装置的气腔，在降低排气量时的容积系数；

$\lambda_{vb}$——设有调节装置的气腔内，未降低排气量时的容积系数；

$\lambda_{vs}$——未设调节装置的气腔，未降低排气量时的容积系数；

$\lambda_{Tb}$——设有调节装置的气腔内的加热系数；

$\lambda_{Ts}$——未设调节装置的气腔内的加热系数；

$k$——气体的绝热指数。

如果两个气腔的容积基本相等时，则式10-7可简化成：

$$m_{min}=\frac{(\lambda'_{vb}-a)(1+\chi_s)^{\frac{1}{k}}+\lambda'_{vs}}{2\lambda_v}\times\frac{\lambda_{Tb}}{\lambda_{Ts}} \qquad (10\text{-}8)$$

式中 $\lambda_v$——为气缸在全排气量时的容积系数，即 $\lambda_{vs}\approx\lambda_{vb}\approx\lambda_v$。

如果设置调节装置的气缸是单作用的气缸，则可按下式计算：

$$m_{min}=\frac{(\lambda'_v-a)(1+\chi)^{\frac{1}{k}}}{\lambda_v}\times\frac{\lambda_{Tb}}{\lambda_T}$$

式中 $\lambda'_v$——进行调节气量后的容积系数；

$\lambda_T$——气缸腔内的加热系数。

要求调节的气量与全排气量之比为$m_{min}$时，则压缩机排气量的降低值为：

$$1-m_{min}=\left(1-\frac{V_{tmin}}{V_t}\right)\times100\% \qquad (10\text{-}9)$$

对部分行程顶开吸气阀调节装置的计算，通常是先预算需要的调节阀个数（一般是利用压缩机中原有的吸气阀）；然后根据吸气阀座的通道面积及阀片的升举高度$h$和阀座的通道宽度$b$，即可由图10-23查得动力调节装置的$\rho$值，再从图10-24中查取气流通过阀座时的流量系数$\alpha$，再由下式求出阀的当量流通面积：

$$\Phi=f_s\alpha \qquad (10\text{-}10)$$

式中 $f_s$——吸气阀座的通道面积（米²）；

$\alpha$——阀座流量系数。

气体在气阀中的假想流速$C$为：

$$C=C_m\frac{F}{\Phi}\ （米/秒） \qquad (10\text{-}11)$$

式中 $C_m$——活塞平均速度（米/秒）；

$F$——活塞面积（米²）；

$\Phi$——阀的当量流通面积（米²）。

气体流动中的极限流速为声速，而气阀中的假想流速与声速之比，称为气体速度准数，以$M$表示，是无因次数，$M=\frac{C}{C_s}$，其中：

$$C_s=\sqrt{k\,g\,RT}\quad （米/秒） \qquad (10\text{-}12)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

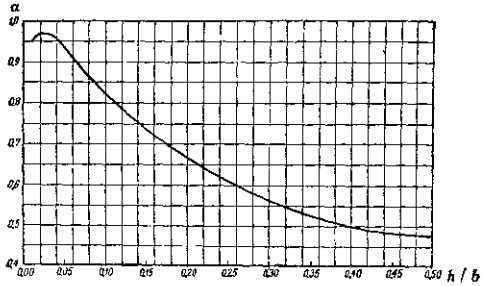



图 10-24 环片阀与圆盘阀的流量系数 $\alpha$

前面已经提到反向流动的气体压力 $Q'=\rho\chi p_s$。其最大值 $Q'_{max}$ 应在 $\chi$ 值为最大值时达到。即：$Q'_{max}=\rho\chi_{max}p_s$（公斤/米³）。

如果气流压力达到 $Q'_{max}$ 时，尚不能使吸气阀关闭，则任何时候都不能达到关闭。所以由曲线图10-22根据 $M$ 值及最大的 $\chi_{max}$ 值，即可确定吸气阀在行程的什么部位关闭，因而可求得 $a$ 值。再将 $a$ 值代入式 10-7，即可求出最小排气量与全排气量之比 $m_{min}$ 及最小排气量 $V'_{t\,min}$，如果 $V'_{t\,min}<V_{t\,min}$（要求的最小排气量），这时就可以 $Q'_{max}$ 为基准来设计调节阀的弹簧力。

**例**：一台六级高压压缩机需要调节到原排气量的70%，Ⅰ级缸为双作用的气缸；根据热力计算所得的数据是：盖侧的活塞有效工作面积 $F_b=0.9932$米²，轴侧的有效工作面积 $F_s=0.8879$米²，吸气压力 $p_s=1.02$ 公斤/厘米²，容积系数 $\lambda_{vb}=\lambda_{vs}=0.84$，余隙容积的相对值 $\varepsilon_b=\varepsilon_s=0.0875$，绝热指数 $k=1.362$，多方指数 $m=1.181$，加热系数 $\lambda_T=0.955$。

按调节工况进行计算而得到的在调节工况下的排气压力 $p'_d=2.4$ 公斤/厘米²。调整装置拟放置在一级缸的盖侧。

**解**：计算步骤及方法见下页表。

从表中经过序号21以前的计算得知 $\chi_s$ 后，即可核算能调节到的最小排气量。

当吸气阀关闭时的压力：$p'_s=p_s(1+\chi_s)=1.02\times(1+0.178)=1.2$(公斤/厘米²)。

因为调节装置仅装在盖侧，则盖向气缸容积内和轴向气缸容积内的压力比变化如下：

$$\tau_b=\frac{p'_d}{p'_s}=\frac{2.4}{1.2}=2,\quad \tau_s=\frac{p'_d}{p'_s}=\frac{2.4}{1.02}=2.35。$$

气缸两容积的容积系数亦作如下变化：$\lambda'_{vb}=1-\varepsilon_b\left(\tau_b^{\frac{1}{m}}-1\right)=0.93$，$\lambda'_{vs}=1-\varepsilon_s\left(\tau_s^{\frac{1}{m}}-1\right)=0.904$。

调节时的加热系数 $\lambda_{Tb}=0.97$，再由式10-7核算出能调节到排气量降低的最小限度：

$$m_{min}=\frac{V_{cb}(\lambda'_{vb}-a)(1+\chi_s)^{\frac{1}{k}}+V_{cs}\lambda_{vs}}{\lambda_{vb}V_{cb}+\lambda_{vs}V_{cs}}\times\frac{\lambda_{Ts}}{\lambda_{Tb}}$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$= \frac{0.8992(0.93-0.65)(1+0.178)^{\frac{1}{1.362}}+0.8879\times0.84}{0.8992\times0.84+0.8879\times0.84}\times\frac{0.955}{0.97}$$

$$=0.674<0.7$$

计算结果选$\alpha=0.65$已适合要求，如果达不到要求降低的排气量，则应增加调节阀数，并重新按表10-4复算。如果降低的排气量太多，则可另选$\alpha$值，然后复算降低的排气量。

至于调节阀中弹簧的布置及弹簧力的平衡计算，可参考上面的分析及设计的具体结构进行。

**表 10-4 部分行程顶开吸气阀调节的计算**

| 序号 | 計 算 項 目 | 符 号 | 单 位 | 計算关系及选择說明 | 数 值 | 备 注 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 調节閥数量 | $z$ | 个 | 选 取 | 2 | 閥片数(一个閥) $n=6$ |
| 2 | 頂开閥片数 | $nz$ | 个 | $n$由施工图中得知 | 12 | |
| 3 | 絕热指数 | $k$ | | 由热力計算得知 | 1.362 | |
| 4 | 气体常数 | $R$ | 公斤·米/公斤·°C | 由热力計算得知 | 42.25 | |
| 5 | 吸气溫度 | $T_S$ | °K | 由热力計算得知 | 308 | |
| 6 | 气体的加热系数 | $\lambda_T$ | | 由热力計算得知 | 0.955 | |
| 7 | 調节終了的气体溫度 | $T$ | °K | $T=\frac{T_S}{\lambda_T}$ | 322.5 | |
| 8 | 气体的音速 | $C_S$ | 米/秒 | $C_S=\sqrt{k\,g\overline{RT}}$ | 427 | |
| 9 | 每个閥座通道面积 | $f_S$ | 米² | 由施工图中获得 | 0.0286 | |
| 10 | 閥片的升举高度 | $h$ | 毫米 | 由施工图中获得 | 4 | |
| 11 | 閥座通道寬度 | $b$ | 毫米 | 由施工图中获得 | 8 | |
| 12 | 比 值 | $h/b$ | | | 0.5 | |
| 13 | 总的閥縫通道面积 | $zf_b$ | 米² | 由計算书获得 | 0.0572 | |
| 14 | 活塞平均速度 | $C_m$ | 米/秒 | 由計算书获得 | 3.56 | |
| 15 | 盖向活塞有效面积 | $F_b$ | 米² | 由計算书获得 | 0.8992 | |
| 16 | 流量系数 | $\alpha$ | | 由图10-24查取 | 0.480 | |
| 17 | 閥的当量面积 | $z\Phi$ | 米² | $z\Phi=\alpha zf_s$ | 0.0275 | |
| 18 | 閥縫中气体的平均假想速度 | $C$ | 米/秒 | $C=\frac{C_mF_b}{z\Phi}$ | 117 | |
| 19 | 作用在閥片上的气流压力系数 | $\rho$ | | 由图10-23查取 | 0.55 | |
| 20 | 气流准数 | $M$ | | $M=\frac{C}{C_S}$ | 0.274 | 根据$M$，在图10-22中选一点，$\alpha=0.65$ |
| 21 | 閥內压力降相对值 | $\chi_s$ | | 由图10-22查取 | 0.178 | |
| 22 | 吸气管內的压力 | $p_s$ | 公斤/厘米² | 由热力計算得知 | 1.02 | |
| 23 | 作用在閥片上的最大气流压力 | $Q'_{max}$ | 公斤/厘米² | $Q'_{max}=\chi_x\rho p_s$ | 0.1 | |
| 24 | 作用在閥片上气流最大力 | $R_{max}$ | 公斤 | $R_{max}=Q'_{max}f_S$ | 28.6 | |

## 六、连接补助容积的调节

1.连接补助容积的调节，较早的时候就已被采用．它是借助于加大余隙，使余隙內存有的已被压缩了的气体，在膨胀时压力降低，体积增加，从而使气缸中吸入的气体减少，排气量降低。图10-25中，虚线所示为在全排气量时的指示功图，$V_c$为气缸原有的余隙容积，此时的吸入容积为$V_s$；连通补助容积$V_a$后的指示图如实线所示，吸入容积由$V_s$减少到$V'_s$，也就是压缩机吸入的气量减少了$\Delta V$，利用这种连通补助容积以降低气量的装置，有固定余隙腔和可变余隙腔两种，都称为余隙调节。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

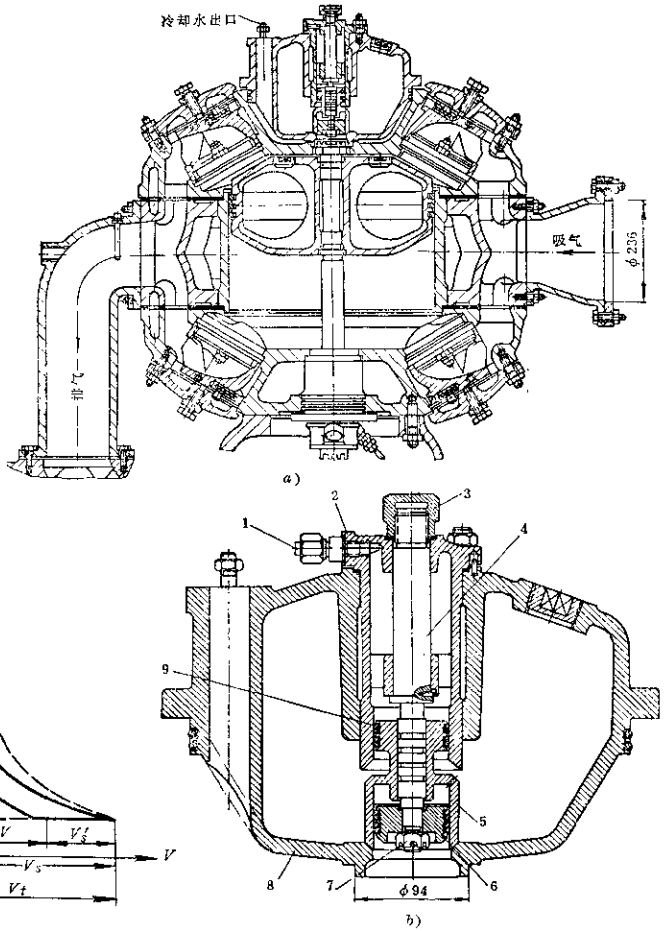






图 10-25　增加补助余隙后的指示图

图 10-26　余隙容积设置在气缸顶部的调节装置

图10-26$a$所示是设置在气缸顶部的余隙缸，在余隙缸的周围引入冷却水，使气体得到冷却。在膨胀时回入气缸中的气体温度就不会过高。余隙缸上的连通阀如图10-26$b$所示，活塞4是不动的，阀5的上升靠气缸中压缩空气的压力来实现。当阀5上升，气体可从阀5的锥面小孔，进入活塞8的上部，使阀5继续上升至最上位置后，小孔即被锥面堵住，压缩机气缸中的气体膨胀时，阀5仍能维持不动，余隙缸内的气体返回气缸，因而造成排气量的减少。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

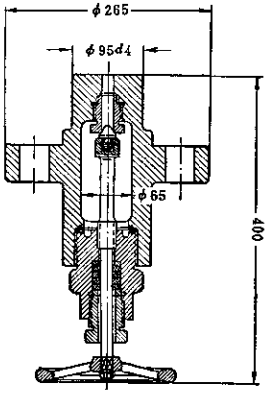



图 10-27　不变容积的余隙缸

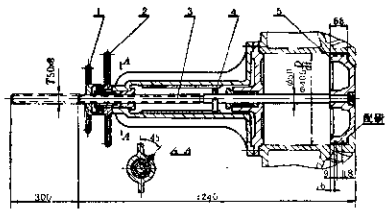



图 10-28　变容积的余隙阀

连通补助容积的调节有可变容积与不变容积两种。前者的排气量只能调节到一个固定的值，后者可以分级调节。图10-27是最简单的不变容积的余隙缸调节。用于高压的连通阀，应力求结构简单。

图 10-28 是可变容积的余隙阀。通过转动手轮 2 使余隙缸活塞 5 的位置变化，来改变余隙缸的容积，进行排气量分级调节。

补助余隙容积的大小，是由需要调节的排气量程度来决定的，并应根据调节的工况，采用不同的公式来进行计算。可有下述几种情况：

1 ）对于用在低压下，吸气压力和吸气温度不变时（例如压缩机的第一级中设置的调节装置），其补助容积的大小，可由下式计算：

$$V_a = V_{st}\frac{\lambda'_v - \sigma\dfrac{\lambda_T}{\lambda'_T}\lambda_v}{\varepsilon'^{\frac{1}{m_1}} - 1}\ (\text{米}^3) \qquad (10\text{-}13)$$

式中　$V_{st}$——装置补助容积的气缸行程容积（厘米³）；

$\lambda'_v$——加入补助容积后，该级的压力比由 $\varepsilon$ 变为 $\varepsilon'$ 时，气缸原来余隙容积所引起的排气量减少程度的系数，

$$\lambda'_v = 1 - a_1(\varepsilon'^{\frac{1}{m}} - 1) \qquad (10\text{-}14)$$

$\sigma$——排气量需要降低程度的系数；

$\lambda_T$——未加入补助容积时的加热系数；

$\lambda'_T$——加入补助容积后的加热系数；

$\lambda_v$——未加入补助容积时的容积系数；

$\varepsilon'$——新的压力比；

$m_1$——多方膨胀指数，一般为1.2～1.4，低压级可取低值；

$a_1$——气缸相对余隙。

2 ）在高压级（$p$＞100公斤/厘米²）中，设置补助容积时，吸气温度不变，压力比发生变化，气体的可压缩性也必须考虑。因此，补助容积的大小，可按下式计算：



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$$V_a = V_{st}\frac{\lambda'_v - \sigma\frac{\xi'_s}{\xi_s}\times\frac{p_s}{p'_s}\times\frac{\lambda_T}{\lambda'_T}\lambda_v}{\frac{\xi'_s}{\xi'_d}\varepsilon'^{\frac{1}{k_T}}-1}(\text{米}^3) \qquad (10\text{-}15)$$

如果吸入压力与压出压力均不变时，则上式可简化为：

$$V_a = V_{st}\frac{(1-\sigma)\lambda_v}{\frac{\xi_s}{\xi_d}\varepsilon^{\frac{1}{k_T}}-1}(\text{米}^3) \qquad (10\text{-}16)$$

式中 $p_s$——正常工况时的吸气压力（公斤/厘米$^2$）；

$p'_s$——新的吸气压力（公斤/厘米$^2$）；

$\xi_s$——吸气压力为$p_s$和吸气温度为$T_s$时，气体的可压缩性系数；

$\xi_d$——压出压力为$p_d$和排气温度为$T_d$时气体的可压缩性系数；

$\xi'_s$——吸气压力为$p'_s$和吸气温度为$T_s$时气体的可压缩性系数；

$\xi'_d$——压出压力为$p'_d$和排气温度为$T_d$时气体的可压缩性系数；

$k_T$——气体的绝热温度指数，查表2-3。

对于连通补助容积调节气量时，整个压缩机的工况是变化的。特别是在多级压缩机中，更应考虑这种影响。下述各点，必须在设计连通补助容积的调节装置中予以注意：

1）当补助容积仅接入第一级时，各级气缸的容积不变，所以Ⅰ级的压力将随着调节量的大小成比例的降低，Ⅱ级的吸气压力也随着降低，其他各级的压力比不变，而最终压力又不能变化（因为气量降低，但压缩机的额定压力又必须保持），所以最后一级的压力比必然增高；如果调节气量的范围较大时，末级的压力比增加得很多，压出温度也必然显著增高，可能超出其极限的允许范围，在这样情况下，最后一级必须增设一个补助容积，以便分担给末级的前一级一部分，这时最后级的补助容积，应能使最末两级的压力比较正常工况下增高$\frac{1}{\sqrt{\sigma}}$倍，$\sigma$为排气量减少程度的系数。

2）在多级压缩机中，如果在中间级或末级接入补助容积，对压缩机的排气量不可能有多大影响，但是它能提高接入级和前一级之间的压力。所以在需要中间抽去一部分气量的情况下，可以在抽气的后一级连通补助容积，以维持后几级的压力比保持不变。

3）在两级压缩机中，第一级中装有补助容积时，第一级的压力比下降，而第二级的压力比则升高，这时压力比的升高，必然引起第二级容积系数的降低，因而第二级的吸入量必然减少，这时反而引起一级压力比的增高，如果不考虑此种情况，第一级的补助容积将会选得过大。

4）在精确计算时，必须考虑到由于某级压力比的升高，引起该级容积系数降低，这时对前几级的吸入容积会产生回缩，因而只能用逐步渐近法来确定。

近年来有采用部分行程中连通补助容积的调节装置。其特点是所连通的补助容积，在整个循环中，并非全部处于打开状态，由于在补助容积的入口处设置一个连通阀（一般和具有顶开装置的吸气阀相似），它受到补助容积中所发生的压力的作用而进行周期性的关闭。若连通阀在全循环中关闭，将补助容积与气缸隔开，压缩机即进入正常的工作。从图10-29中可看出：1-2-3-4为正常工作时的理论指示图。若连通阀在全循环中保持开启，排气量为零。1-3即为排气量为零时的图形。斜线所表示的为调节工况时的指示图，1-5的过程为连通阀



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

打开时的压缩线，当压缩行程达到5时，由于补助容积中气体压力上升，通过顶开装置，将连通阀关闭，补助容积与气缸容积隔绝，仅有气缸容积内的气体，按5-6的过程进行压缩；6-3为压出过程，3-7为气缸容积内的气体进行膨胀的过程；到7点以后，由于气缸容积中气体压力下降，通过顶开装置，连通阀打开，补助容积内的气体参与一道膨胀，按7-8的过程进行；8-1为吸气过程，连通阀处于打开状态。

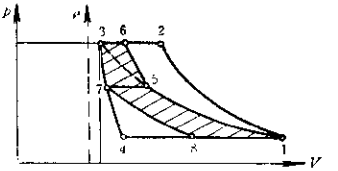


图 10-29　部分行程顶开余隙阀的理论指示图

这种调节的特点在于补助容积中的气体并不被压缩到最终压力，因而补助容积中气体的温度并不太高，而膨胀时从连通容积中出来的气体，对气缸内气体的加热不厉害，因而其压缩与膨胀过程曲线比固定余隙容积时的调节来得平滑，或者说更接近于正常压缩的过程。

图10-30所示为部分行程顶开余隙腔调节装置，它装置在气缸盖上，$B$部分与气缸容积相通，$A$为补助容积。通过调节手轮9来调整弹簧7的弹簧力，并经过阀杆6及弹簧5将压叉2及阀片1压向升高限制器，使气缸容积与补助容积连通；当作用在阀片上的气缸内压力足以克服弹簧7的弹簧力时，阀片关闭，气缸容积与补助容积隔绝。除可以手动外，还可以进行自动调节，这是通过信号压力来实现的；信号压力将膜片8顶下，压开阀片1，进行调节。

2.连接补助容积的连通阀通道截面的计算：

由于膨胀时期总是比压缩时期短，因此在连通阀中，于膨胀期间，气体具有较大的速度，应按此速度决定连通阀通道截面。

对于比重与空气相近似的气体，为了避免过大的损失，气体的平均速度$C$在低压级时不允许高于50米/秒，高压级时不允许高于20～35米/秒。对于其它比重的气体，其速度可按下式换算：

$$C'=C\sqrt[3]{\frac{R'}{R}}\quad(\text{米/秒})\qquad(10\ 17)$$

式中　$R'$——气体常数（公斤·米/公斤·°C）；

$R$——空气的气体常数，$R=29.27$公斤·米/公斤·°C。

例如氮氢混合气与氢气的许用速度，相应地较空气的大1.5～2.4倍；比重大的、气体常数值较小的气体，许用速度比推荐值低。

按所选择的速度计算连通阀通道截面的公式如下：

$$f_s=\frac{\pi nV_a}{30\alpha_1 C_{vm}}\times\ln\frac{V_c+V_c+V_{st}(1-\lambda_{vd})}{V_a+V_c}\qquad(10\text{-}18)$$

式中　$n$——压缩机每分钟转数；

$C_{vm}$——连通阀中气体平均速度，即$C$或经换算而得的$C'$（米/秒）；

$V_a$——气缸补助容积（米$^3$）；

$V_c$——气缸余隙容积（米$^3$）；

$V_{st}$——设置补助容积的气缸行程容积（米$^3$）；

$\alpha_1$——相应于膨胀终了时的角度，

$$\alpha_1=\arccos(2\lambda_{vd}-1)\qquad(10\text{-}19)$$



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

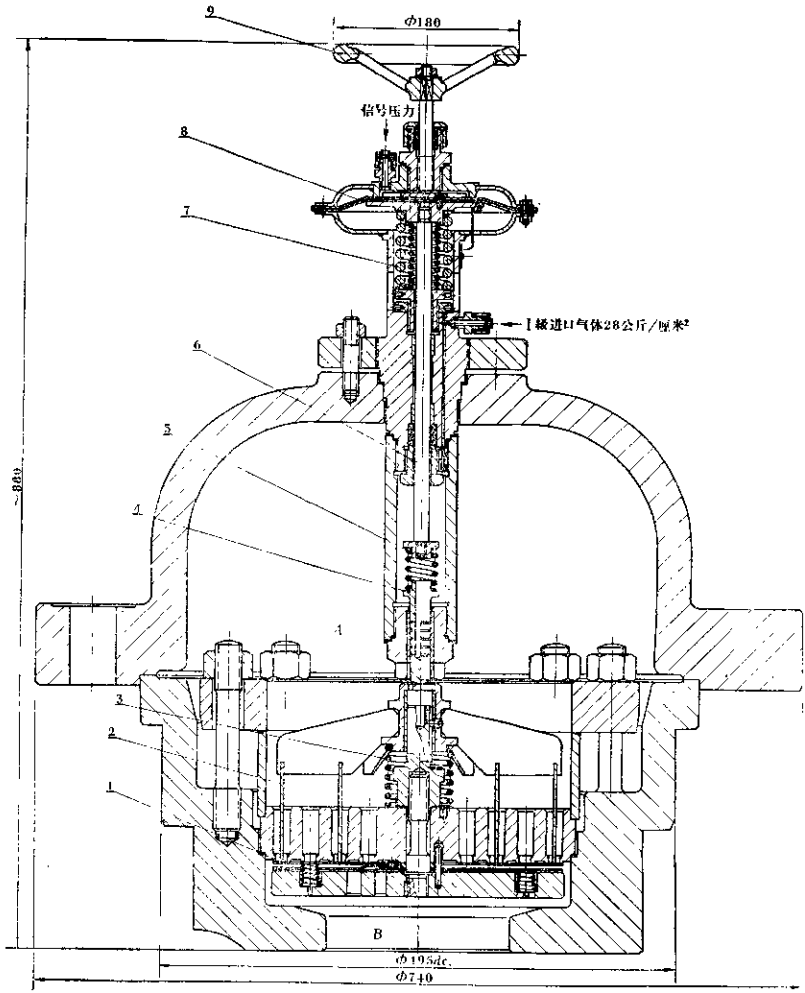



图 10-30 部分行程顶开余隙腔装置



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$\lambda_{vd}$——和补助容积连通的气缸的容积系数，$\lambda_{vd}=1-a'(\varepsilon^{\frac{1}{m}}-1)$；考虑气体的可压缩性误差时，采用：

$$\lambda_{vd}=1-a'\left(\frac{\xi_s}{\xi_d}\varepsilon^{-\frac{1}{k_T}}-1\right) \qquad (10\text{-}20)$$

$a'$——相对余隙容积和相对补助容积之和，$a'=\frac{V_c+V_n}{V_{st}}$；

$\varepsilon$——压力比，若连通补助容积后压力发生变化者，应为新压力比$\varepsilon'$；

$m$——气体在余隙容积和补助容积中膨胀的多方指数（两者近似相等）；

$\xi_s$——相应于吸气压力和温度时的可压缩性系数；

$\xi_d$——相应于压出压力和温度时的可压缩性系数；

$k_T$——气体的绝热温度指数。

## 第二节　各种调节方法的比较

各种排气量调节方法，将随着压缩机的使用要求、驱动方式、操纵条件等不同来进行设计和选择。但是设计者应该针对使用中对调节所要解决的主要任务来确定调节的方式和方法，再考虑其他从属的方面。具体说有下述三方面的问题：

1.要求调节的特性是间歇调节、分级调节，还是连续调节。

2.调节气量后运转的经济性。

3.调节装置操作的可靠性。

现就第一节中所介绍的各种调节方式的上述三方面进行比较与分析。

### 一、调节特性

通常需要的调节特性不外两级调节（间断调节），分级调节，无级调节（连续调节）三类。

两级调节在动力用空气压缩机中使用较多，如停转调节，截断吸入口调节，完全顶开吸气阀的调节，各级管路放空的调节都属两级调节。但是在完全顶开吸气阀的调节中，如果Ⅰ级缸是双作用的，只顶开活塞一侧的吸气阀，则气量降低50%，如果两侧同时顶开，排气量为零，所以实际上可进行0、50%、100%三级调节，在某些情况下还可以进行五级调节，如图10-31所示为循环压缩机排气量调节系统示意图。由于曲轴两侧气缸的气量相等，且均为双作用，所以顶开任一腔的吸气阀时，气量降低25%，因而可以通过压力调节器2来控制各腔的开启，从而可进行0、25、50、75、100%的五级调节。

分级调节最常见的形式是连接补助容积的调节。而连接固定辅助容积的调节只用作降低气量至某一值的情况，例如要使一台压缩机适用于两种化工工艺流程的需要，由于中间抽气量不同，可用连接固定辅助容积来调节，以便使中间各级压力比在允许的范围内变化。连接可变补助容积的调节经常是作成0、25、50、75、100%五级调节的型式，可用指针指示出气量调节的范围。

无级调节可以实现的方式有：变转数的调节。如内燃机驱动的压缩机可在60%的额定转数以上进行无级调节，变速电机驱动时也可在一个很大的转数范围内进行无级调节。部分行



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

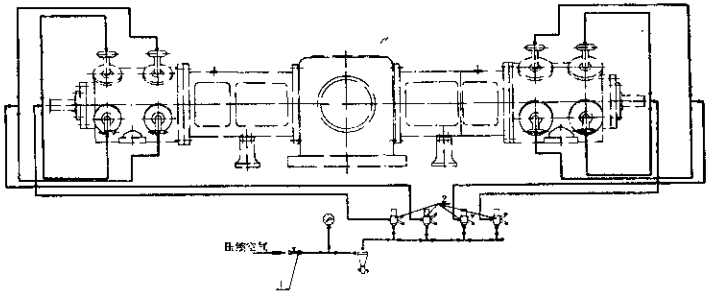



图 10-31 排气量调节系统示意图

1—控制气源开关；2—压力调节器

程顶开吸气阀的调节装置，可改变气阀保持开启时间的长短来进行连续的调节，但是在多级压缩时，只有在各级吸入的气量均同样的减少时，才能达到100～0%的无级调节。

## 二、调节的经济性

排气量调节的经济性，主要表现在功率的消耗方面，排气量的降低和消耗功率降低成比例，则经济性是良好的。有的调节方式比功率反而增加，这种情况是不希望的。

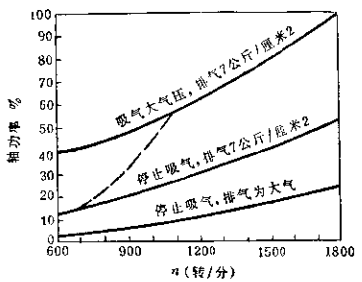



图 10-32 排气量为 9 米³/分的移动式压缩机调节特性

按调节的经济性而言，变转数的调节最有利（参见第一节）。由于电动机变速的困难，所以不能广泛采用。在 9 米³/分移动式空气压缩机中，由于采用内燃机驱动，所以可在600～1800转/分之间实行无级变速．其转数降低与功率降低的相对值如图 10-32 所示。其中绘有当截断吸入口（即停止吸气）后压出压力不变的情况下．以及截断吸入口并同时放空情况下，改变转数与相对功率损耗的关系。

在停转调节中，伴随着电动机的停转，压缩机将不额外地消耗能量，因此比功率也不会增高，也是一种经济的调节方法。但是如果只使电机与压缩机脱开以实现压缩机的停转，那将会多消耗电机空转时的功率。

截断吸入口使压缩机进行空转，从而停止供气的调节，将比停转调节多耗25～30%的功率，这可从图 10-33 中清楚地看出。左图表示压缩机的空转功率约为压缩机轴功率的15%．这时电机效率 $\eta=0.5$，功率因数也很低，$\cos\varphi=0.38$。右图表示为机组空转时，电动机的功率约为电机额定功率的30%。

完全顶开吸气阀的调节与关闭吸入口的调节，虽都属空转，但由于完全顶开吸气阀的调节中，气体不断从吸气阀流入、流出时有阻力损失，因而功耗比关闭吸入口时为大。这一点也可以从图10-7 *a* 和图10-7 *b* 的理论指示图中看出。如果关闭吸入口的装置严密，其指示功



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

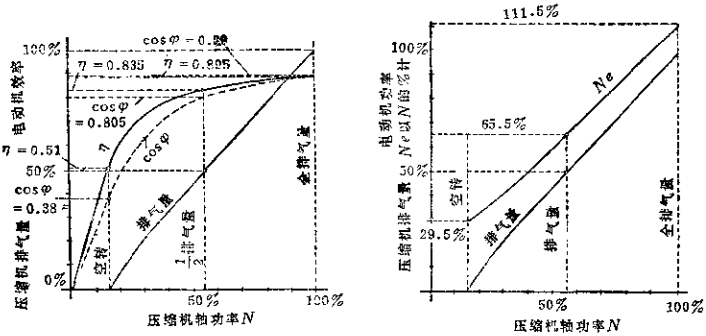



图 10-33 电动机的特性曲线

率不会超过额定功率的2～3%。

部分行程顶开吸气阀的调节是经济的，因为所消耗的功几乎与排气量成比例地减少。

连通补助容积的调节，如果各级都设置补助容积，并都按比例地配置，则各级中的指示功的降低与排气量成比例。实际上，补助容积在多级压缩机中，并非各级都设置，所以各级间的压力比将重新分配，因而总的指示功率的减少落后于排气量的降低，比功率增加。图10-34 *a* 为只在第一级中接入补助容积调节排气量时，比功率的单位增加值与输气量的降低程度、压缩机的级数、以及全输气量时级中压力比的平均值的关系曲线。图 10-34 *b* 为第一级与末级都接入补助容积时的情况。从图中可看出，如果输气量降低的程度愈大，则比功率的相对增量 $\mu$ 也将愈大。

至于使吸入与压出连通的调节，是最不经济的一种调节方法；采用末级与第一级吸入管连通的调节方式，则压缩气体的能量全部被消耗在气体的膨胀上；如果仅用第一级的排出与吸入连通的情况，则随着排气量的降低，功率消耗约高于排气量降低的程度，但不及Ⅰ级设置补助容积调节经济。以上情况的比较如图10-35所示。

末级节流与Ⅰ级吸入连通的调节，功率的消耗仍是不经济的。

图 10-36 是表示吸入节流调节及余隙调节中动力利用率与调节量的关系图。这是计算所得图表，从图中可看出吸入节流调节是很不经济的。图中说明压力比愈高，动力利用的情况愈恶化。图中还给出了气缸相对余隙 $\varepsilon=0.05$、$\varepsilon=0.09$、$\varepsilon=0.13$ 的三种情况。

当耗气量只为排气量的40% 时，用连通补助容积的调节，$\varepsilon=0.05$ 时，其功率消耗将为额定功率的46%；如果同样的条件而使用吸入节流调节，则功率达额定功率的65%。气缸的余隙容积愈大，则消耗的功率也愈大。

**三、调节装置操作的可靠性**

影响调节装置操作可靠性的因素很多，现仅就本身结构的可靠性进行比较。

结构最简单，设置又比较方便的是各种旁路调节的方式。这些旁路配置在使用企业中，由于要卸荷起动，所以也是必须设置的。

在空气压缩机中采用减荷阀来截断吸入口的调节，实践证明其使用是可靠的。减荷阀的



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

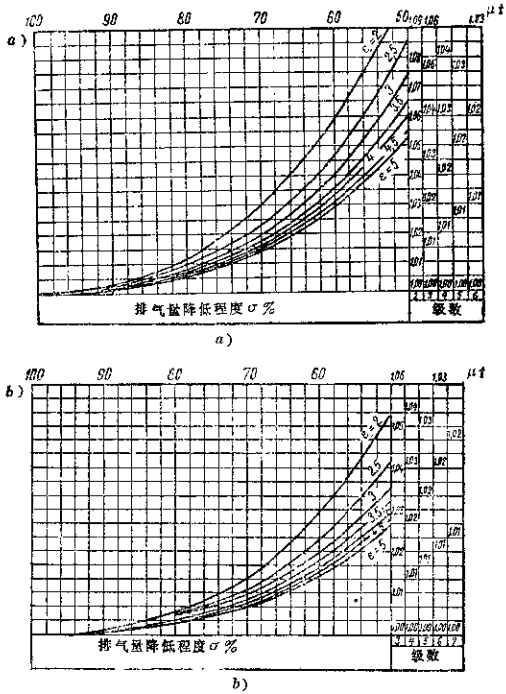



图 10-34 用连通补助容积调节气量时，比功率的相对增加值$\mu_e$

$a$—只在第一级连通补助容积；$b$—在第一级与末级均连通补助容积

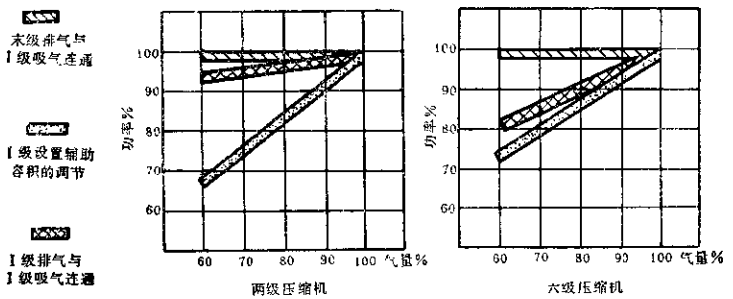


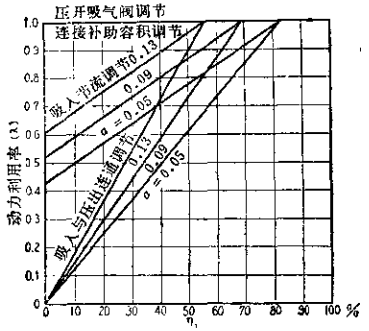

图 10-35 旁通调节与补助容积调节比较

结构比较简单，制造也方便；但是从结构的紧凑性来看，不及完全压开吸气阀的调节。

停转调节虽然结构简单、紧凑，但因较大电动机启动的复杂性，其使用范围受到一定的限制，加之电器压力继电器触点也易损坏，因而只在小功率的压缩机中采用。

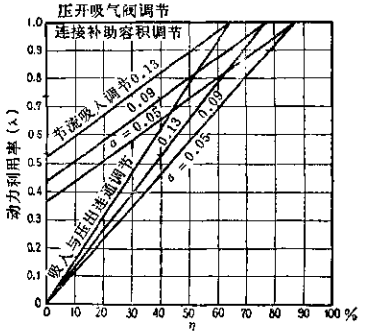


油气储运网www.youqichuyun.com搜集

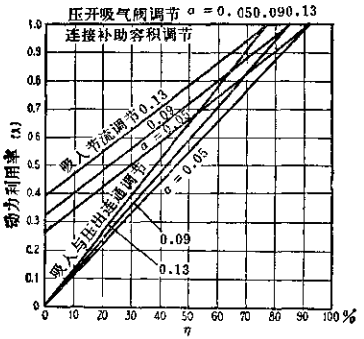



$$\eta=\frac{\text{实际排气量}}{\text{气缸行程容积}}$$

a—压力比 $\frac{p_d}{p_s}=8$ 时；




b—压力比 $\frac{p_d}{p_s}=6$ 时；




c—压力比 $\frac{p_d}{p_s}=4$ 时

图 10-36　吸入节流与连通补助容积调节的比较

内燃机驱动的压缩机，采用改变转数以调节气量的方法，在移动式压缩机上是行之有效的。

部分行程顶开吸气阀的调节，由于吸气阀片要起到两重作用：即正常运转时的关闭与调节气量时要通过压叉将其强制顶开，所以阀片将发生弯曲，从而可能产生严重的残余变形，影响到正常运转时气阀的严密性以及阀片的使用寿命。但从调节的经济性和结构的紧凑性来看是较好的。

连接补助容积的调节，使用的可靠性较好，因为没有运动的部分。但是调节的气量较大时，结构就比较庞大。特别是在正常工况下压力比较小时，连接的补助容积就更大，气缸的外形尺寸加大，显得笨重。

另外必须指出的是：部分行程顶开吸气阀以及部分行程连通补助容积的调节对于自动调



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

节气量的系统是比较方便的，特别在大型化工企业中，由于生产流程自动控制的采用日趋广泛，所以是一种调节压缩机排气量的重要方法。

## 第三节　调节系统中的控制机构

排气量调节系统应包括两部分：即执行机构和控制机构。两者互相配合方能适应调节的要求。

应该注意的是调节器的选用，只与调节特性（如两级调节、多级调节、无级调节等）有关，与调节方法及调节装置的结构无关。因此调节器也可按其与调节特性相适应的情况分为：双位调节器、多位调节器以及连续调节用的调节系统。双位调节器的应用比较广泛，它也可以通过恰当的组合进行多级调节。

### 一、双位调节器

双位调节器，多用在停转调节、截断吸入口调节、顶开吸气阀的调节中。图 10-37 所示

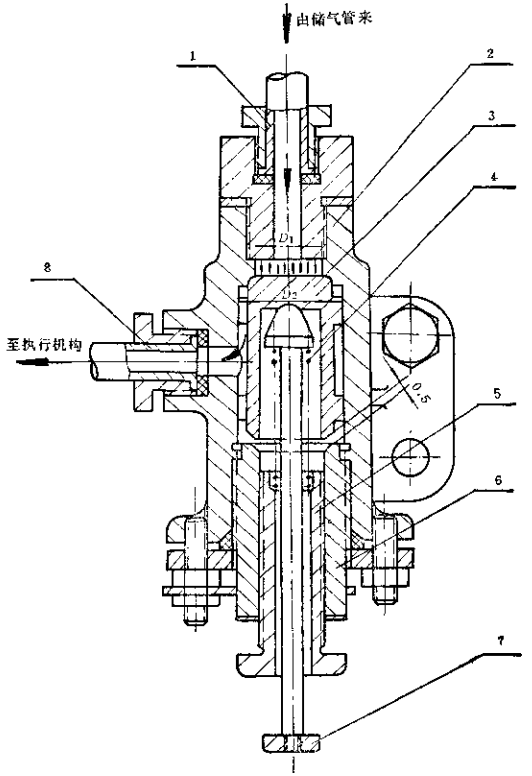



图 10-37　弹簧式压力调节器



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

为弹簧式压力调节器。管 1 与储气罐相通，在正常负荷下，滑阀 3 靠弹簧 4 的弹力关闭，当储气罐的压力升高（即耗气量减少）达 $p_{max}$ 时，滑阀 3 被顶开，储气罐内的气体即由管 8 流至顶开吸气阀上部的活塞处。储气罐内的压力下降至 $p_{min}$ 后，滑阀 3 即行关闭。所以弹簧力必须满足下列关系：

$$\Delta p = N\left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F_2}\right)（公斤/厘米^2）\qquad (10\text{-}21)$$

式中 $\Delta p$——压力调节器的压力范围（公斤/厘米²）；

$F_2$——调节器在 $p_{max}$ 作用下的面积（厘米²），$F_2 = \frac{\pi D_2^2}{4}$；

$F_1$——调节器在 $p_{min}$ 作用下的面积（厘米²），$F_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}$；

$N$——弹簧力（公斤）。

从式 10-21 中可看出，调节弹簧力的大小，只能改变调节器的工作范围，即控制最大压力与最小压力之差，但最小弹力又必须满足下列关系：$N_{min} \geqslant F_1 p_{min}$。

图10-38所示的压力继电器也用来进行双位调节。当储气罐内的压力达到 $p_{max}$ 时，通过膜片 1 把支柱 2 向上抬起，装于支柱上的微动开关触头 3 就与调整触头 4 接触，从而把电路的电磁开关接通，使电源切断，于是电动机停转，供气停止。当储气罐内的压力降至 $p_{min}$ 时，在弹簧的作用下，触头 3 与 4 脱开，电磁开关失去吸力，于是电源又被接通，压缩机恢复正常工作。

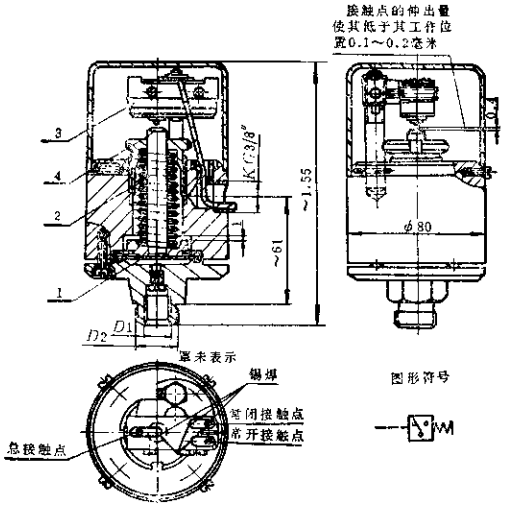



图 10-38 压力继电器

重锤式压力继电器虽比较准确，但体积庞大，安装时又必须直立放置，所以采用的不多。

双位调节器经组合也可以进行四位调节。此时用四个双位调节器，彼此的调节作用是互不关连的，每个双位调节器所调节到的压力是不同的，所以给调节带来一定的困难，不如采用多位调节器来得方便。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

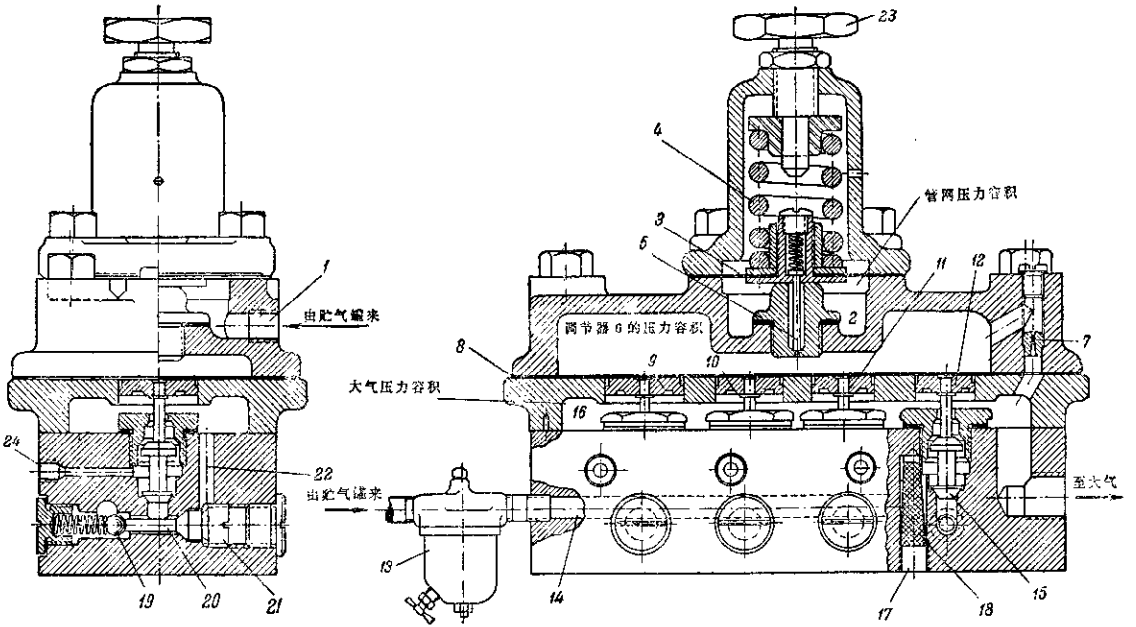



图 10-39 五位调节器

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 二、多位调节器

多位调节器多用于连通几个等容积的补助容积的调节中，以及各腔完全顶开吸气阀的调节中。图 10-39 所示的五位调节器是应用在一台双作用的空气压缩机中，在压缩机Ⅰ级缸的每腔内装有两个等容积的补助容积，每打开一个补助容积，则气量下降25%，所以可进行 0、25、50、75、100% 五级调节。调节器的动作如下：气源从储气罐由两路进入，由 1 处进入的空气，当通至 2 腔时，由膜片 3 将针阀 5 抬起，气体即可进入腔 6，由喷嘴 7 而流至大气。容积 6 中的压力视针阀的位置不同，可维持在大气压力与排气压力之间。另一路气源经水分离器13而通至四具阀15的下部，在阀15下部的气体压力作用下，锥阀15推向上面，上锥面将通至大气的通道堵住，于是进入阀15的气体被引至过滤网18，然后由17而流到气缸中的连通阀处，将所有补助容积关闭，压缩机在全排气量下工作。如果储气罐中的压力继续上升，容积 6 中的压力上升，通过下隔膜 8 作用在 9、10、11、12上的力（由于 9、10、11、12四个活塞的面积不等，所以作用在阀15上的力也不等），足以克服作用在双面锥阀15下部的压力，于是按腔内压力的高低，可以依次的将锥阀15压到下面的位置，于是17中的气体就可流入大气，连通阀的外力卸去，在连通阀中的弹簧作用下，余隙腔即起调节作用，从而由 100% 的气量可降至75、50、25、0%，达到五级调节的目的。图10-40是此种调节中所用的余隙阀。

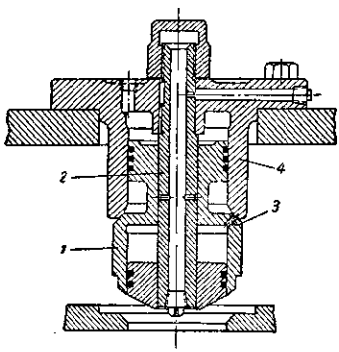


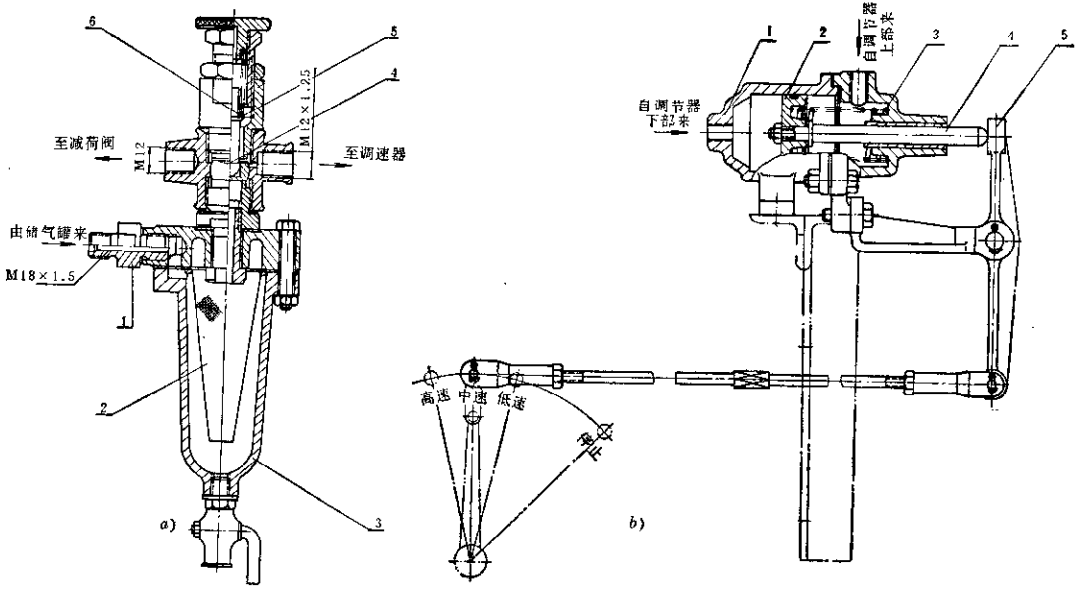

图 10-40　余隙阀

图 10-41 *a* 为内燃机驱动的移动式空气压缩机中的负荷调节器。右面的 *b* 图为调速器。从储气罐来的气体经过滤网 2，引至调速器的左端，在压力的作用下调速器的活塞 2 被推向右，经调速器活塞杆 4 及摆动杆 5 而将内燃机油门全开，机器高速运行。但是当储气罐内的压力上升至 $p_{max}$ 时，调节器中的阀塞 4 被顶开，气体可分两路流出，一路至减荷阀去关闭吸入口，另一路即被引至调速器活塞 2 的右面，于是调速器活塞杆被弹簧推向左，内燃机处于低速运转。储气罐中的压力降低至 5 公斤/厘米$^2$以后，调节器中的弹簧即将阀塞 4 推下，于是减荷阀打开，调速器活塞右端的气体与大气连通，调节活塞又向右移，内燃机即恢复高速运转。随着内燃机转数的改变，压缩机排气量将成比例的变化。

连接自动调节的控制，在部分顶开吸气阀及部分行程连通补助容积的调节中，一般用气动或液压控制，通过一套变换系统将气源或液压变成各种信号，作用于执行机构的上面来调节气阀的开启。近来已有用射流进行控制的系统。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




a—负荷调节器
1—拉管；2—滤网；3—调节器体；4—阀塞；5—顶杆；6—弹簧

b—调速器
1—调速器体；2—调速器活塞；3—弹簧；4—调速器活塞杆；5—摆动杆

图 10-41　负荷调节器与调速器

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第十一章　压缩机的安装、试车与调整

## 第一节　压缩机的安装

压缩机各零件加工完毕后，应按一定的要求和步骤进行安装。安装质量的好坏，将直接影响到压缩机的运转和使用，所以是一项十分重要而又复杂的工作。本节提出的大多是大、中型压缩机的主要安装要求，对于小型、微型压缩机的安装，可适当结合具体情况加以应用。

**一、机身、中体安装的要求**

1.机身试漏：用煤油注入机身箱内，到润滑油的最高油面位置，经2～4小时，不应有渗漏现象。

2.机身的纵向和横向的不水平度偏差在每米长度上不大于0.05毫米。卧式和对称平衡型压缩机的纵向不水平度应在机身滑道上测量，横向不水平度应在曲轴轴承座上测量；立式压缩机不平度应在曲轴箱的接合面上测量；L型压缩机则应在机身法兰面上测量。

3.多列压缩机各列的中心线应相互平行，其不平行度偏差在每米长度上不大于0.1毫米。

4.对于采用悬挂或半悬挂电机的压缩机机身的不水平度，考虑到曲轴挠度的影响，允许在靠近电机端处轴承座侧低0.03毫米。

5.对于大型压缩机，在安装时，为了保证机体有足够的刚性，应在每个地脚螺栓两旁各放置一组垫铁，在主轴承及滑道下部也应放置垫铁，其余部分所放的各组垫铁的中心距离应在300～400毫米之间。为减少各层垫铁的积累间隙及防止移动，每组垫铁不得超过四层，垫铁由不同厚度的钢板或铸铁制成，其尺寸为150×200（或80×160）毫米，每组垫铁的总厚度为70～80毫米。为防止松动，在灌浆前应分别把各组垫铁用点焊焊牢。装置垫铁的地表面应铲平，并用水平仪测量，以保证平直。

6.检查地脚螺栓的安装是否符合要求。

**二、曲轴、轴承安装的要求**

1.对于厚壁轴瓦应进行刮研。轴颈与对开轴瓦的下瓦承受负荷部分有90°～120°的弧面接触，接触点的总面积不得小于该接触弧面面积的60～80%；对四开式轴瓦，轴颈与下瓦和侧瓦接触点的总面积不得小于该瓦面积的70%，接触点要均匀分布。对于薄壁瓦，原则上是不允许刮研的。

2.轴瓦与轴颈间的径向和轴向间隙，应符合规定。

3.曲轴的不水平度偏差在每米长度上不大于0.1毫米。

4.曲轴中心线与机体十字头滑道中心线的不垂直度偏差在每米长度上不大于0.1毫米。

5.曲轴的曲臂差（即曲轴旋转一圈，两曲臂间之差值）在安装时，应不大于$10^{-4}S$（其中$S$为行程），装上电机后运转时，允许不大于$3\times10^{-4}S$。曲臂差在离曲柄销中心线的



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$\left(r+\frac{d}{2}\right)$处测量（其中$r$为曲柄半径，$d$为主轴颈直径）。

### 三、气缸安装的要求

1.卧式气缸找正中心，常采用三种方法：1）校水平找正法；2）拉中心钢丝线法；3）整体安装法。

对于一列中串联二只以下气缸的安装，一般都采用水平找正法。对于一列中串联三只以上气缸的安装，常采用拉中心钢丝线法，其精密度可达0.005毫米。对于L型、V型、W型等中、小型压缩机，常采用整体安装法，其安装的正确度靠接合面的定位凸肩来保证。

最后，当活塞装入气缸后，应测量活塞体与气缸内径的间隙均匀程度，检查气缸中心是否对中。

采用拉中心钢丝线法安装时，常用的钢丝直径和铅锤重的关系如表11-1所示，当符合表11-1的关系时，两线架间长度与钢丝自重挠度关系见表11-3。

表 11-1 钢丝直径和铅锤重锤的关系

| 钢丝直径(毫米) | 0.35 | 0.40 | 0.45 | 0.50 |
|---|---|---|---|---|
| 每个重锤(公斤) | 9.45 | 12.34 | 15.62 | 19.29 |

2.气缸体和气缸盖应按规定进行水压试验，不得渗漏。

3.气缸的中心线应与机体十字头滑道中心线相重合，其不同轴度的偏差应符合表11-2的规定。

表 11-2 气缸中心线与机身十字头滑道不同轴度允许偏差值

| 气缸直径（毫米） | ≤100 | >100～300 | >300～500 | >500～1000 | >1000～1500 |
|---|---|---|---|---|---|
| 气缸与机体中心线偏差(即不同轴度)(毫米) | 0.05 | 0.07 | 0.10 | 0.15 | 0.20 |
| 气缸的一端与另一端中心的偏差(即倾斜度)(毫米) | | 0.02 | 0.04 | 0.06 | 0.08 |

找正时，允许气缸向前端高0.05毫米/米。

当检查活塞与气缸的径向间隙时，其间隙应均匀分布。对于大直径有托瓦的卧式活塞，其偏差应不大于平均间隙的$\frac{1}{6}$～$\frac{1}{8}$。对于立式气缸，其偏差应不大于平均间隙的$\frac{1}{2}$。对于小型无托瓦的卧式活塞，应保证设计所提出的间隙。

4.卧式气缸的不水平度偏差在每米长度上不大于0.05毫米。

5.当偏差超过表11-2所规定的偏差时，可采用以下方法进行调整：1)当不同轴度超过允差时，可将气缸位置作平行移动；2)当倾斜度超过允差时，可采用研刮气缸与中体的接合面来调整；3)误差过大时，应用机械加工方法来调整，其加工量$B$可按下式计算：

$$B=\frac{DA}{L}\text{(毫米)} \qquad (11\text{-}1)$$

式中 $D$——气缸接合面外径（毫米）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 11-3 线架间长度与钢丝自重挠度的关系

| 从测点到较近线架间的距离（米） | 两线架间的长度（米） | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 4 | 4.5 | 5 | 5.5 | 6 | 6.5 | 7 | 7.5 | 8 | 8.5 | 9 | 9.5 | 10 | 10.5 | 11 | 11.5 | 12 | 12.5 | 13 | 13.5 | 14 | 14.5 | 15 | 15.5 | 16 |
| 0.5 | 4 | 5.5 | 7 | 8.5 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 14.5 | 15 | 15.5 | 16 | 16.5 | 17 | 18 | 19 | 19.5 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 |
| 0.6 | 4.6 | 6.4 | 8.2 | 10 | 11.8 | 13 | 14.2 | 15.3 | 16.4 | 17 | 17.6 | 18.2 | 18.8 | 19.5 | 20.2 | 21.3 | 22.4 | 23 | 23.6 | 24.7 | 25.8 | 26.9 | 28 | 29.3 | 30.6 |
| 0.7 | 5.2 | 7.3 | 9.4 | 11.5 | 13.6 | 15 | 16.4 | 17.6 | 18.8 | 19.5 | 20.2 | 20.9 | 21.6 | 22.5 | 23.4 | 24.6 | 25.8 | 26.5 | 27.2 | 28.4 | 29.6 | 30.8 | 32 | 33.6 | 35.2 |
| 0.8 | 5.8 | 8.2 | 10.6 | 13 | 15.4 | 17 | 18.6 | 19.9 | 21.2 | 22 | 22.8 | 23.6 | 24.4 | 25.5 | 26.6 | 27.9 | 29.2 | 30 | 30.8 | 32.1 | 33.4 | 34.7 | 36 | 37.9 | 39.8 |
| 0.9 | 6.4 | 9.1 | 11.8 | 14.5 | 17.2 | 19 | 20.8 | 22.2 | 23.6 | 24.5 | 25.4 | 26.3 | 27.2 | 28.5 | 29.8 | 31.2 | 32.6 | 33.5 | 34.4 | 35.8 | 37.2 | 38.6 | 40 | 42.2 | 44.4 |
| 1.0 | 7 | 10 | 13 | 16 | 19 | 21 | 23 | 24.5 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 31.5 | 33 | 34.5 | 36 | 37 | 38 | 39.5 | 41 | 42.5 | 44 | 46.5 | 49 |
| 1.1 | 7.4 | 10.8 | 14.2 | 17.3 | 20.4 | 22.5 | 24.6 | 26.3 | 28 | 29.2 | 30.4 | 31.5 | 32.6 | 34.1 | 35.6 | 37.2 | 38.8 | 40 | 41.2 | 42.8 | 44.4 | 46.1 | 47.8 | 50.2 | 52.6 |
| 1.2 | 7 8 | 11.6 | 15.4 | 18.6 | 21.8 | 24 | 26.2 | 28.1 | 30 | 31.4 | 32.8 | 34 | 35.2 | 36.7 | 38.2 | 39.9 | 41.6 | 43 | 44.4 | 46.1 | 47.8 | 49.7 | 51.6 | 53.9 | 56.2 |
| 1.3 | 8.2 | 12.4 | 16.6 | 19.9 | 23.2 | 25.5 | 27.8 | 29.9 | 32 | 33.6 | 35.2 | 36.5 | 37.8 | 39.3 | 40.8 | 42.6 | 44.4 | 46 | 47.6 | 49.4 | 51.2 | 53.3 | 55.4 | 57.6 | 59.8 |
| 1.4 | 8.6 | 13.2 | 17.8 | 21.2 | 24.6 | 27 | 29.4 | 31.7 | 34 | 35.8 | 37.6 | 39 | 40.4 | 41.9 | 43.4 | 45.3 | 47.2 | 49 | 50.8 | 52.7 | 54.6 | 56.9 | 59.2 | 61.3 | 63.4 |
| 1.5 | 9 | 14 | 19 | 22.5 | 26 | 28.5 | 31 | 33.5 | 36 | 38 | 40 | 41.5 | 43 | 44.5 | 46 | 48 | 50 | 52 | 54 | 56 | 58 | 60.5 | 63 | 65 | 67 |
| 1.6 | 9.2 | 14.5 | 19.8 | 23.6 | 27.4 | 30.1 | 32.8 | 35.4 | 38 | 40.1 | 42.2 | 43 8 | 45.4 | 47 | 48.6 | 50.7 | 52.8 | 54.9 | 57 | 59.2 | 61.4 | 63.9 | 66.4 | 68.5 | 70.6 |
| 1.7 | 9.4 | 15 | 20.6 | 24.7 | 28.8 | 31.7 | 34.6 | 37.3 | 40 | 42.2 | 44.4 | 46.1 | 47.8 | 49.5 | 51.2 | 53.4 | 55.6 | 57.8 | 60 | 62.4 | 64.8 | 67.3 | 69.8 | 72 | 74.2 |
| 1.8 | 9.6 | 15.5 | 21.4 | 25.8 | 30.2 | 33.3 | 36.4 | 39.2 | 42 | 44.3 | 46.6 | 48.4 | 50.2 | 52 | 53.8 | 56.1 | 58.4 | 60.7 | 63 | 65.6 | 68.2 | 70.7 | 73.2 | 75.5 | 77.8 |
| 1.9 | 9.8 | 16 | 22.2 | 26.9 | 31.6 | 34.9 | 38.2 | 41.1 | 44 | 46.4 | 48.8 | 50.7 | 52.6 | 54.5 | 56.4 | 58.8 | 61.2 | 63.6 | 66 | 68.8 | 71.6 | 74.1 | 76.6 | 79 | 81.4 |
| 2.0 | 10 | 16.5 | 23 | 28 | 33 | 36.5 | 40 | 43 | 46 | 48.5 | 51 | 53 | 55 | 57 | 59 | 61.5 | 64 | 66.5 | 69 | 72 | 75 | 77.5 | 80 | 82.5 | 85 |
| 2.1 | | | 23.2 | 28.6 | 34 | 37.7 | 41.4 | 44.5 | 47.6 | 50.3 | 53 | 55.1 | 57.2 | 59.3 | 61.4 | 64 | 66.6 | 69.2 | 71.8 | 74.8 | 77.8 | 80.4 | 83 | 85.5 | 88 |
| 2.2 | | | 23.4 | 29.2 | 35 | 38.9 | 42.8 | 46 | 49.2 | 52.1 | 55 | 57.2 | 59.4 | 61.6 | 63.8 | 66.5 | 69.2 | 71.9 | 74.6 | 77.6 | 80.6 | 83.3 | 86 | 88.5 | 91 |
| 2.3 | | | 23.6 | 29.8 | 36 | 40.1 | 44.2 | 47.5 | 50.8 | 53.9 | 57 | 59.3 | 61.6 | 63.9 | 66.2 | 69 | 71.8 | 74.6 | 77.4 | 80.4 | 83.4 | 86.2 | 89 | 91.5 | 94 |
| 2.4 | | | 23.8 | 30.4 | 37 | 41.3 | 45.6 | 49 | 52.4 | 55.7 | 59 | 61.4 | 63.8 | 66.2 | 68.6 | 71.5 | 74.4 | 77.3 | 80.2 | 83.2 | 86.2 | 89.1 | 92 | 94.5 | 97 |
| 2.5 | | | 24 | 31 | 38 | 42.5 | 47 | 50.5 | 54 | 57.5 | 61 | 63.5 | 66 | 68.5 | 71 | 74 | 77 | 80 | 83 | 86 | 89 | 92 | 95 | 97.5 | 100 |
| 2.6 | | | | | 38.4 | 43.3 | 48.2 | 51.9 | 55.6 | 59.2 | 62.8 | 65.4 | 68 | 70.7 | 73.4 | 76.4 | 79.4 | 82.5 | 85.6 | 88.7 | 91.8 | 94.8 | 97.8 | 100.4 | 103 |
| 2.7 | | | | | 38.8 | 44.1 | 49.4 | 53.3 | 57.2 | 60.9 | 64.6 | 67.3 | 70 | 72.9 | 75.8 | 78.8 | 81.8 | 85 | 88.2 | 91.4 | 94.6 | 97.6 | 100.6 | 103.3 | 106 |
| 2.8 | | | | | 39.2 | 44.9 | 50.6 | 54.7 | 58.8 | 62.6 | 66.4 | 69.2 | 72 | 75.1 | 78.2 | 81.2 | 84.2 | 87.5 | 90.8 | 94.1 | 97.4 | 100.4 | 103.4 | 106.2 | 109 |
| 2.9 | | | | | 39.6 | 45.7 | 51.8 | 56.1 | 60.4 | 64.3 | 68.2 | 71.1 | 74 | 77.3 | 80.6 | 83.6 | 86.6 | 90 | 93.4 | 96.8 | 100.2 | 103.2 | 106.2 | 109.1 | 112 |
| 3.0 | | | | | 40 | 46.5 | 53 | 57.5 | 62 | 66 | 70 | 73 | 76 | 79.5 | 83 | 86 | 89 | 92.5 | 96 | 99.5 | 103 | 106 | 109 | 112 | 115 |
| 3.1 | | | | | | | 53.4 | 58.3 | 63.2 | 67.3 | 71.4 | 74.6 | 77.8 | 81.5 | 85.2 | 88.3 | 91.4 | 94.9 | 98.4 | 102 | 105.6 | 108.8 | 112 | 114.9 | 117.8 |
| 3.2 | | | | | | | 53.8 | 59.1 | 64.4 | 68.6 | 72.8 | 76.2 | 79.6 | 83.5 | 87.4 | 90.6 | 93.8 | 97.3 | 100.8 | 104.5 | 108.2 | 111.6 | 115 | 117.8 | 120.6 |
| 3.3 | | | | | | | 54.2 | 59.9 | 65.6 | 69.9 | 74.2 | 77.8 | 81.4 | 85.5 | 89.6 | 92.9 | 96.2 | 99.7 | 103.2 | 107 | 110.8 | 114.4 | 118 | 120.7 | 123.4 |
| 3.4 | | | | | | | 54.6 | 60.7 | 66.8 | 71.2 | 75.6 | 79.4 | 83.2 | 87.5 | 91.8 | 95.2 | 98.6 | 102.1 | 105.6 | 109.5 | 113.4 | 117.2 | 121 | 123.6 | 126.2 |
| 3.5 | | | | | | | 55 | 61.5 | 68 | 72.5 | 77 | 81 | 85 | 89.5 | 94 | 97.5 | 101 | 104.5 | 108 | 112 | 116 | 120 | 124 | 126.5 | 129 |
| 3.6 | | | | | | | | | 68.4 | 73.3 | 78.2 | 82.4 | 86.6 | 91.1 | 95.6 | 99.3 | 103 | 106.5 | 110 | 114.2 | 118.4 | 122.2 | 126 | 128.6 | 131.2 |
| 3.7 | | | | | | | | | 68.8 | 74.1 | 79.4 | 83.8 | 88.2 | 92.7 | 97.2 | 101.1 | 105 | 108.5 | 112 | 116.4 | 120.8 | 124.4 | 128 | 130.7 | 133.4 |
| 3.8 | | | | | | | | | 69.2 | 74.9 | 80.6 | 85.2 | 89.8 | 94.3 | 98.8 | 102.9 | 107 | 110.5 | 114 | 118.6 | 123.2 | 126.6 | 130 | 132.8 | 135.6 |
| 3.9 | | | | | | | | | 69.6 | 75.7 | 81 8 | 86.6 | 91.4 | 95.9 | 100.4 | 104.7 | 109 | 112.5 | 116 | 120.8 | 125.6 | 128.8 | 132 | 134.9 | 137.8 |
| 4.0 | | | | | | | | | 70 | 76.5 | 83 | 88 | 93 | 97.5 | 102 | 106.5 | 111 | 114.5 | 118 | 123 | 128 | 131 | 134 | 137 | 140 |

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 4.1 | | | | | | | | | | | 83.6 | 88.8 | 94 | 98.7 | 103.4 | 108.1 | 112.8 | 116.5 | 120.2 | 124.9 | 129.6 | 132.8 | 136 | 139 | 143 |
| 4.2 | | | | | | | | | | | 84.2 | 89.6 | 95 | 99.9 | 104.8 | 109.7 | 114.6 | 118.5 | 122.4 | 126.8 | 131.2 | 134.6 | 138 | 141 | 144 |
| 4.3 | | | | | | | | | | | 84.8 | 90.4 | 96 | 101.1 | 106.2 | 111.3 | 116.4 | 120.5 | 124.6 | 128.7 | 132.8 | 136.4 | 140 | 143 | 146 |
| 4.4 | | | | | | | | | | | 85.4 | 91.2 | 97 | 102.3 | 107.6 | 112.9 | 118.2 | 122.5 | 126.8 | 130.6 | 134.4 | 138.2 | 142 | 145 | 148 |
| 4.5 | | | | | | | | | | | 86 | 92 | 98 | 103.5 | 109 | 114.5 | 120 | 124.5 | 129 | 132.5 | 136 | 140 | 144 | 147 | 150 |
| 4.6 | | | | | | | | | | | | | 98.4 | 104.2 | 110 | 115.6 | 121.2 | 125.8 | 130.4 | 134.1 | 137.8 | 141.8 | 145.8 | 148.7 | 151.6 |
| 4.7 | | | | | | | | | | | | | 98.8 | 104.9 | 111 | 116.7 | 122.4 | 127.1 | 131.8 | 135.7 | 139.6 | 143.6 | 147.6 | 150.4 | 153.2 |
| 4.8 | | | | | | | | | | | | | 99.2 | 105.6 | 112 | 117.8 | 123.6 | 128.4 | 133.2 | 137.3 | 141.4 | 145.4 | 149.4 | 152.1 | 154.8 |
| 4.9 | | | | | | | | | | | | | 99.6 | 106.3 | 113 | 118.9 | 124.8 | 129.7 | 134.6 | 138.9 | 143.2 | 147.2 | 151.2 | 153.8 | 156.4 |
| 5.0 | | | | | | | | | | | | | 100 | 107 | 114 | 120 | 126 | 131 | 136 | 140.5 | 145 | 149 | 153 | 155.5 | 158 |
| 5.1 | | | | | | | | | | | | | | | 114.4 | 120.6 | 126.8 | 132 | 137.2 | 141.8 | 146.4 | 150.3 | 154.2 | 157 | 159.8 |
| 5.2 | | | | | | | | | | | | | | | 114.8 | 121.2 | 127.6 | 133 | 138.4 | 143.1 | 147.8 | 151.6 | 155.4 | 158.5 | 161.6 |
| 5.3 | | | | | | | | | | | | | | | 115.2 | 121.8 | 128.4 | 134 | 139.6 | 144.4 | 149.2 | 152.9 | 156.6 | 160 | 163.4 |
| 5.4 | | | | | | | | | | | | | | | 115.6 | 122.4 | 129.2 | 135 | 140.8 | 145.7 | 150.6 | 154.2 | 157.8 | 161.5 | 165.2 |
| 5.5 | | | | | | | | | | | | | | | 116 | 123 | 130 | 136 | 142 | 147 | 152 | 155.5 | 159 | 163 | 167 |
| 5.6 | | | | | | | | | | | | | | | | | 130.4 | 136.5 | 142.6 | 147.8 | 153 | 156.6 | 160.2 | 164.3 | 168.4 |
| 5.7 | | | | | | | | | | | | | | | | | 130.8 | 137 | 143.2 | 148.6 | 154 | 157.7 | 161.4 | 165.6 | 169.8 |
| 5.8 | | | | | | | | | | | | | | | | | 131.2 | 137.5 | 143.8 | 149.4 | 155 | 158.8 | 162.6 | 166.9 | 171.2 |
| 5.9 | | | | | | | | | | | | | | | | | 131.6 | 138 | 144.4 | 150.2 | 156 | 159.9 | 163.8 | 168.2 | 172.6 |
| 6.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | 132 | 138.5 | 145 | 151 | 157 | 161 | 165 | 169.5 | 174 |
| 6.1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 145.2 | 151.4 | 157.6 | 161.8 | 166 | 170.7 | 175.4 |
| 6.2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 145.4 | 151.8 | 158.2 | 162.6 | 167 | 171.9 | 176.8 |
| 6.3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 145.6 | 152.2 | 158.8 | 163.4 | 168 | 173.1 | 178.2 |
| 6.4 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 145.8 | 152.6 | 159.4 | 164.2 | 169 | 174.3 | 179.6 |
| 6.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 146 | 153 | 160 | 165 | 170 | 175.5 | 181 |
| 6.6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 160.2 | 165.5 | 170.8 | 176.3 | 181.8 |
| 6.7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 160.4 | 166 | 171.6 | 177.1 | 182.6 |
| 6.8 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 160.6 | 166.5 | 172.4 | 177.9 | 183.4 |
| 6.9 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 160.8 | 167 | 173.2 | 178.7 | 184.2 |
| 7.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 161 | 167.5 | 174 | 179.5 | 185 |
| 7.1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 174.4 | 180.1 | 185.8 |
| 7.2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 174.8 | 180.7 | 186.6 |
| 7.3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 175.2 | 181.3 | 187.4 |
| 7.4 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 175.6 | 181.9 | 188.2 |
| 7.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 176 | 182.5 | 189 |
| 7.6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 189.2 |
| 7.7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 189.4 |
| 7.8 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 189.6 |
| 7.9 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 189.8 |
| 8.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 190 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

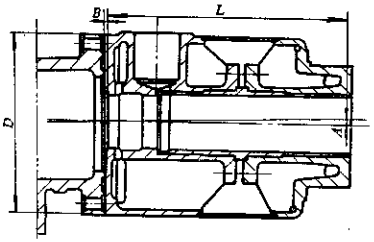



图 11-1 气缸调整时计算加工量方法图

$L$——气缸长度（毫米）；

$A$——找正时的偏差（毫米）。

6.气缸支承的安装，要接触均匀，又要保持一定的间隙，以防受热时胀住，其间隙值$\delta$可按下式计算：

$$\delta=\alpha L\Delta t \quad （毫米） \qquad （11-2）$$

式中 $\alpha$——支承材料的线膨胀系数（1/℃）；

$L$——支承长度（毫米）；

$\Delta t$——实际运转温度和冷却温度差（℃）。

**四、连杆安装的要求**

1.分别刮研连杆大头轴瓦和小头衬套瓦（当大头轴瓦为薄壁轴瓦时，可以不刮研），使其与曲柄销和十字头销接触的总面积为各自面积的70%；接触点应分布均匀。

2.连杆大头轴瓦、小头衬套与相配合零件的径向间隙和轴向间隙应符合规定。定位端的两侧轴向间隙应均匀分布。

3.连杆螺栓的预紧度要符合规定值，可以采用测力搬手或测量螺栓的伸长量来测定。

**五、十字头安装的要求**

1.刮研十字头滑履，使其与机体十字头滑道接触点的总面积为滑履面积的60%，接触点应均匀分布。

2.十字头滑履与机体十字头滑道的径向间隙，应符合规定。为了保证活塞杆中心与机体十字头滑道中心的同心，对于卧式气缸列，十字头滑履与机体十字头滑道的径向间隙应置于滑道不受侧向力的一侧；对于立式气缸列，其间隙应保持两侧均匀分布。

**六、活塞和活塞杆安装的要求**

1.活塞环应先在气缸内或专用工具内作漏光检查或用塞尺检查，应符合规定。

2.活塞环在活塞环槽中的两侧间的间隙和活塞环装入气缸后的锁口间隙，应符合规定。

3.活塞环在压紧时，能全部沉入活塞环槽内，并有0.30～0.50毫米的间隙。

4.同组活塞环锁口的位置应相互错开。所有锁口位置应与气阀口错开。

5.浇有巴氏合金的活塞与气缸镜面应均匀接触，其接触点的总面积应大于活塞与气缸接触圆周面积的60%。当利用测量活塞与气缸的四周径向间隙来检查活塞与气缸的同心情况时，考虑到活塞底部巴氏合金在工作中的磨损，活塞上部间隙应比下部小5%左右。

6.用软铅条从气阀孔伸入缸内，测量气缸前后端的余隙，应符合规定。铅条的压扁度不应超过铅条直径的$\frac{1}{3}$。

**七、填料安装的要求**

1.填料各处间隙应符合规定。

2.填料应与活塞杆进行配研，其接触点的总面积应不少于接触面的70%，且要均匀分布。

3.填料内的油、水、气管路应畅通。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**八、气阀安装的要求**

1.气阀的调节装置和阀片开启高度应符合规定。

2.气阀用煤油进行气密性试验，在5分钟内允许有不连续的滴状渗漏，但其数值不得超过表11-4所规定数值。

表 11-4 气密性试验时允许渗漏的滴数

| 气阀阀片阀数 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 允许渗漏滴数 | ≤10 | ≤28 | ≤40 | ≤64 | ≤94 | ≤130 |

3.气阀弹簧的弹力应均匀。阀片和弹簧应无卡住和歪斜现象。

**九、润滑系统安装的要求**

1.油管不允许有急弯、折扭和压扁现象。

2.润滑系统的管路、阀门、过滤器和油冷却器等应分别进行气密性试验和强度试验。对于循环润滑油系统应以6公斤/厘米$^2$压力进行试验；对于气缸及填料润滑油系统应以工作压力的1.5倍进行试验。

3.油管与其供油润滑处相连接时，须是润滑油内无气泡后，方可与润滑处进行连接。

4.循环润滑系统回油管应有$\frac{3}{1000}$的坡度，以使油能顺利地流回油箱。

**十、附属设备安装的要求**

1.所有附属设备均应按规定压力进行强度及气密性试验。

2.附属设备内之吹除管，距底部最小距离应大于管径尺寸。

**十一、管道安装的要求**

（一）中、低压管道的安装

1.按规定对管子进行强度试验，试验压力为工作压力的1.5倍。

2.安全阀之开启压力为工作压力的1.1倍。

3.管子内部应清理干净，封闭前要仔细检查。

4.管子的支架与托架应有足够的强度和刚性。管子与支架接触处要用木块或软金属板垫好。

5.管子与管子间或与其它物体间的间距应不小于30毫米。

6.管子穿墙时应有套管，并在套管和管子间充填绝缘物。

7.管子的油漆颜色应符合规定。刷油漆时要留出焊口代号，并以箭头表示流体方向。

（二）高压（大于100公斤/厘米$^2$的压力）管道的安装

按有关部门规定的高压管道制造、安装、验收技术规程的规定。

## 第二节 压缩机的试车

在压缩机装配完毕后以及新产品使用前，都要进行试车。通过试车能初步了解压缩机的性能以及检查压缩机的设计、制造、装配是否合理和完善，以保证正常运转时安全、可靠，避免发生事故。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

压缩机试车的完整过程，应包括下列几个步骤：

**一、试车前的准备**

（一）原动机单独试车

首先应对原动机进行单独试车，这种单独试车对大型电动机更为必要。必须对电动机的安装、调整、耐压试验及干燥等项工作进行严格检查。并用干燥无油水的压缩空气吹净转子与定子的空气隙。必须特别注意电机的紧固，定位和防松情况。然后接通电机的控制测量仪表，盘动电动机，检查有无碰撞和摩擦的声响。

第一次只能瞬时启动电动机，并立即停车，检查转动方向和各部分有无障碍。第二次启动后，运转5分钟，然后停车检查。第三次启动后，运转30分钟，如果正常，则可连续试车1小时，之后检查主轴瓦，温度不得超过60°C，电动机温升不得超过70°C，主轴承应无淌油现象，电压及电流应合乎电机铭牌上的规定值。

（二）压缩机试车前的准备

1.全面检查压缩机各运转与静止机件的紧固及防松情况。调整活动支撑并加润滑脂。

2.检查地脚螺栓在二次灌浆后的强度是否达到要求。

3.复查各部分的间隙及余隙是否符合要求。并盘车检查，转动是否自由、轻松。

4.检查各部分的供油情况。

5.将压缩机周围打扫干净，并向地面洒水，以防止地面灰尘被吸入气缸内。

6.检查各部分（如轴承、油路、填料、滑道、气缸等）出入口的测试仪表是否安置妥当。

7.最后拆开各级气缸出口阀和管道，并装上粗铁丝的筛网。

**二、无负荷试车**

上述准备工作完毕后，即可开动循环油泵，调整到设计压力。开动注油器，检查填料和气缸的供油情况。然后按具体的操作规程开车。先瞬时启动后，立即停车检查。第二次开车运转5分钟。第三次开车运转30分钟，若无不正常的响声、发热和振动，则可连续运转8小时，之后检查各部分温升：金属填料应不超过60°C，十字头滑道应不超过60°C，电机应不超过70°C。

**三、压缩机系统的吹洗**

压缩机系统在正式升压试车前，应开动压缩机进行吹洗，吹洗应从Ⅰ级开始，逐段连通吹洗。吹洗时使用的压力值如表11-5所示。

**表 11-5 吹洗压力**

| 使用压力(公斤/厘米²) | 1～10 | 10～100 | 100～1000 |
|---|---|---|---|
| 吹洗压力(公斤/厘米²) | 1.5 | 2 | 3.4 |

吹洗时，应按级的次序，分级逐个地吹洗。

吹洗时，应在各级吹除口处，放置白布，以检查脏物；吹洗时间不限，直到吹净为止。在吹洗时，管径φ100毫米以下的各级，可利用临时管道将吹出气体通向室外（临时管径可选比原管径大2倍左右的管子，以避免排气时的噪音）。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**四、升压试车**

吹洗以后，注意将吹洗时用的盲板及临时管线拆出。装上正式开车用的管路、仪表及安全阀，然后进行正式试车。应该分次逐渐加负荷，每次加负荷之前应保持一定的时间，以使操作条件稳定下来。一般试车用空气作为介质时，最终压力不宜超过250公斤/厘米$^2$，再高压力的试车应考虑用氮气作为介质。在试车过程中，应对机器的运转情况进行全面观察。在最后压力下的运转时间不得少于4小时，停车后应进行全面检查。

**五、安全阀调整试验**

可在升压试车后逐级调整，当达到规定的起跳值后，将铅封封住。

**六、连续试车**

在上述试车认可后，应进行不少于24小时的连续运转（在额定压力下）。每隔一小时记录一次压力、温度、电流、电压等，其数值均应在规定范围内；同时，机器运转应平稳可靠。

**七、气量调节试验和振动的测定**

在有气量调节装置的机器上，应对调节装置进行试验和调整。

有条件时，应进行振动测定。考核基础振动的振幅是否在允许的范围内，并可作为长期运转后的比较材料。

**八、拆卸检查**

在负荷试车以后，应拆开检查各部分磨合情况是否正常；各紧固部分是否有松动；拆下各级进排气阀进行清洗；检查各级气缸镜面磨损情况；全面检查电动机的各部分；复测气缸及曲轴的水平；消除试车中发现的缺陷。

拆卸检查后应再次试车，试车过程同开车试车，以考验再装配之正确性。

## 第三节　压缩机的调整

压缩机在试车过程中，往往会发现一些问题。如排气量达不到要求、产生不正常的响声、级间压力过高或过低、排气温度过高、轴承发热以至烧坏及发生振动等。这些问题的存在将会影响到压缩机的正常工作，因此必须对压缩机进行调整。

压缩机的调整，应达到下述目的：

1.使压缩机的各项参数达到设计要求。

2.使气路、水路、油路畅通。

3.排除在试车过程中发现的一切故障。

4.使压缩机各部分在正常情况下工作，保证压缩机的使用寿命和工作可靠性。

下面把新设计的压缩机在试车和正式运转过程中，通常会发生的一些问题，产生这些问题的可能原因以及解决方法，归纳于表11-6。

压缩机发生的问题及内部故障，也可从指示图上显示出来，发生故障的指示图形及其发生原因、消除方法见表11-7。

表11-6及表11-7所介绍的，是分析故障和消除故障的一般方法。由于压缩机发生故障的原因常常的复杂的，因此必须经过细心的观察研究，甚至要经过多方面的试验及依靠丰富的实践经验，才能判断出产生故障的真正原因。

在试车中发现的问题得到解决后，才可以正式投入生产。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 11-6　压缩机试车和运转中可能产生的问题及其原因和解决方法

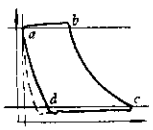
| 序号 | 发现的问题 | 发生的原因 | 解决的方法 |
|---|---|---|---|
| 1 | 排气量达不到设计要求 | (1)气阀泄漏，特别是低压级气阀的泄漏<br>(2)填料漏气<br>(3)第Ⅰ级气缸余隙容积过大<br>(4)第Ⅰ级气缸的设计余隙容积小于实际结构的最小余隙容积 | (1)检查低压级气阀，并采取相应措施<br>(2)检查填料的密封情况，采取相应措施<br>(3)调整气缸余隙<br>(4)若设计错误，应修改设计或采用措施调整余隙 |
| 2 | 功率消耗超过设计规定 | (1)气阀阻力太大<br>(2)吸气压力过低<br>(3)压缩级之间的内泄漏 | (1)检查气阀弹簧力是否恰当，气阀通道面积是否足够大<br>(2)检查管道和冷却器，如阻力太大，应采取相应措施<br>(3)检查吸、排气压力是否正常，各级气体排出温度是否增高，并采取相应措施 |
| 3 | 级间压力超过正常压力 | (1)后一级的吸、排气阀不好<br>(2)第Ⅰ级吸入压力过高<br>(3)前一级冷却器冷却能力不足<br>(4)活塞环泄漏引起排出量不足<br>(5)到后一级间的管路阻抗增大<br>(6)本级吸、排气阀不好或装反 | (1)检查气阀，更换损坏件<br>(2)检查并消除之<br>(3)检查冷却器<br>(4)更换活塞环<br>(5)检查管路使之畅通<br>(6)检查气阀 |
| 4 | 级间压力低于正常压力 | (1)第Ⅰ级吸、排气阀不良引起排气不足及第一级活塞环泄漏过大<br>(2)前一级排出后或后一级吸入前的机外泄漏<br>(3)吸入管道阻抗太大 | (1)检查气阀，更换损坏件，检查活塞环<br>(2)检查泄漏处，并消除之<br>(3)检查管路，使之畅通 |
| 5 | 排气温度超过正常温度 | (1)排气阀泄漏<br>(2)吸入温度超过规定值<br>(3)气缸或冷却器冷却效果不良 | (1)检查排气阀，并消除之<br>(2)检查工艺流程；移开吸入口附近的高温机器<br>(3)增加冷却器水量，使冷却器畅通 |
| 6 | 运动部件发生异常的声音 | (1)连杆螺栓、轴承盖螺栓、十字头螺母松动或断裂<br>(2)主轴承、连杆大、小头瓦、十字头滑道等间隙过大<br>(3)各轴瓦与轴承座接触不良，有间隙<br>(4)曲轴与联轴器配合松动 | (1)紧固或更换损坏件<br>(2)检查并调整间隙<br>(3)刮研轴瓦瓦背<br>(4)检查并采取相应措施 |
| 7 | 气缸内发生异常声音 | (1)气阀有故障<br>(2)气缸余隙容积太小<br>(3)润滑油太多或气体含水多，产生水击现象<br>(4)异物掉入气缸内<br>(5)气缸套松动或断裂<br>(6)活塞杆螺母或活塞螺母松动<br>(7)填料破损 | (1)检查气阀并消除故障<br>(2)适当加大余隙容积<br>(3)适当减少润滑油量，提高油、水分离器效果，或在气缸下部加排泄阀<br>(4)检查并清除之<br>(5)检查并采取相应措施<br>(6)紧固之<br>(7)更换填料 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

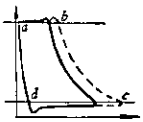
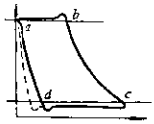
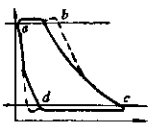
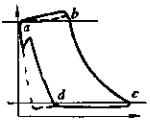
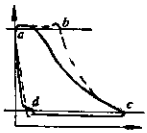
| 序号 | 发现的问题 | 发生的原因 | 解决的方法 |
|---|---|---|---|
| 8 | 气缸发热 | （1）冷却水太少或冷却水中断<br>（2）气缸润滑油太少或润滑油中断<br>（3）由于脏物带进气缸，使缸面拉毛 | （1）检查冷却水供应情况<br>（2）检查气缸润滑油，油压是否正常，油量是否足够<br>（3）检查气缸，并采取相应措施 |
| 9 | 轴承或十字头滑履发热 | （1）配合间隙过小<br>（2）轴和轴承接触不均匀<br>（3）润滑油油压太低或断油<br>（4）润滑油太脏 | （1）调整间隙<br>（2）重新刮研轴瓦<br>（3）检查油泵，油路情况<br>（4）更换润滑油 |
| 10 | 油泵的油压不够或没有压力 | （1）吸油管不严密，管内有空气<br>（2）油泵泵壳和填料不严密，漏油<br>（3）吸油阀有故障或吸油管堵塞<br>（4）油箱内润滑油太少<br>（5）滤油器太脏 | （1）排出空气<br>（2）检查并消除之<br>（3）检查并消除之<br>（4）添加润滑油<br>（5）清洗滤油器 |
| 11 | 填料漏气 | （1）油、气太脏或由于断油，把活塞杆拉毛<br>（2）回气管不通<br>（3）填料装配不良 | （1）更换润滑油，消除脏物，修复活塞杆或更换之<br>（2）疏通回气管<br>（3）重新装配填料 |
| 12 | 气缸部分发生不正常的振动 | （1）支撑不对<br>（2）填料和活塞环磨损<br>（3）配管振动引起的<br>（4）垫片松<br>（5）气缸内有异物掉入 | （1）调整支撑间隙<br>（2）调换填料和活塞环<br>（3）消除配管的振动<br>（4）调整垫片<br>（5）消除异物 |
| 13 | 机体部分发生不正常的振动 | （1）各轴承及十字头滑道间隙过大<br>（2）气缸振动引起<br>（3）各部件接合不好 | （1）调整各部分间隙<br>（2）消除气缸振动<br>（3）检查并调整之 |
| 14 | 管道发生不正常的振动 | （1）管卡太松或断裂<br>（2）支撑刚性不够<br>（3）气流脉动引起共振<br>（4）配管架子振动大 | （1）紧固之或更换新的，应考虑管子热膨胀<br>（2）加固支撑<br>（3）用预洗孔改变其共振面<br>（4）加固配管架子 |

**表 11-7 指示图上显示的故障**

| 指示图 | 指示图特点 | 解决方法 |
|---|---|---|
| 气缸余隙容积过大<br>  | （1）膨胀线$a-d$向右离开正常的位置<br>（2）吸气线$d-c$较正常的短<br>（3）指示图面积较正常的小 | 调整气缸余隙的尺寸 |



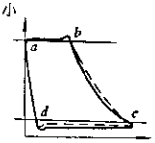
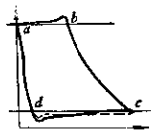
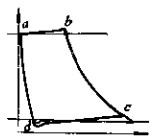
油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 指示图 | 指示图特点 | 解决方法 |
| --- | --- | --- |
| 吸气阀咬住<br>  | （1）开始吸气时卡住，吸气阀开启滞缓，$d$处低于正常位置<br>（2）吸气终了时卡住，吸气阀关闭滞缓，部分吸入气体又回流出去，压缩线$c-b$较正常位置偏左移<br>（3）示功图面积较正常的小 | 拆开吸气阀进行清扫和修理 |
| 排气阀咬住<br>  | （1）开始排气时卡住，排气阀开启滞缓，$b$处高出于正常位置<br>（2）排气终了时卡住，排气阀关闭滞缓，部分排出气体又回流进来，膨胀线$a-d$右移离开正常位置<br>（3）示功图面积较正常的小 | 拆开排气阀进行清扫和修理 |
| 吸、排气阀不严密<br>  | （1）吸气阀不严密，排气延迟。压缩线$c-b$左移离开正常位置，排气线$b-a$较正常的短<br>（2）排气阀不严密，压缩气体从管道中返回气缸吸气的一侧，膨胀线$a-d$右移离开正常位置，吸气线$d-c$较正常的短<br>（3）吸排气阀不严密，吸排气开始时均没有耗费将阀打开所需的功，因而吸、排气开始处均没有形成正常情况下应有的小钩 | 将不严密的吸排气阀进行清洗和修理 |
| 排气阀阀片自阀座上跳开<br>  | （1）由于排气阀跳开，压力产生突变，膨胀线$a-d$向上形成一小钩，且右移离开正常位置<br>（2）由于排气阀跳开，压力没有突变，排气开始时没有了正常的小钩，排气线$b-a$较正常位置略高，到排气终了时回复到正常位置，因而形成一条倾斜线<br>（3）吸气线$d-c$较正常的短，示功图面积也较正常的小 | 拆开排气阀加以清扫或修理 |
| 活塞环漏气<br>  | （1）由于活塞环漏气，压缩线$c-b$倾斜较缓，且左移离开正常位置<br>（2）由于活塞环漏气和阀的打开缓慢，排气开始时就没有形成正常的小钩<br>（3）膨胀线尚没有降低到吸气线时，因活塞环漏气的影响，$d$处形成一“曲线”，且膨胀线$a-d$较正常位置左移<br>（4）示功图面积较正常的小 | 清洗活塞，更换漏气的活塞环 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 指示图 | 指示图特点 | 解决方法 |
| --- | --- | --- |
| 吸气阀或吸气管道面积小<br>  | 由于吸气时的阻力大，吸气线$d-c$较正常的低，且在吸气开始时形成两个大小不同的小钩 | 清洗过滤器，检查吸气阀和吸气管道的通道面积 |
| 排气阀或排气管通道面积小<br>  | （1）由于排气时的阻力大，排气线$b-a$较正常位置高，当排气终了时又回复到正常位置，便形成一条逐渐向下倾斜的排气线<br>（2）示功图面积较正常的大 | 检查排气阀和排气管道的通道面积 |
| 吸气管太长<br>  | 由于吸气管太长，吸入气体的惯性作用，开始吸气时较正常位置低，吸气终了时较正常位置为高。因而使$d-c$形成一条向上倾斜的吸气线 | 缩短吸气管的长度 |

## 第四节　压缩机的维护和修理

为了使压缩机能正常运转，延长其使用寿命，应实行定期维护、检修制度。压缩机的维修制度应按随机说明书规定的要求进行。压缩机的维修工作应是按计划、有步骤地进行。一般按检修的要求和工作量的不同分为小修、中修、大修三种情况。

1.小修：不定期，主要是检查性的维修。例如排除运转时发现不正常现象及发生小事故（阀片破裂、弹簧折断、紧固件松动等）。

2.中修：一般运转3000～6000小时后进行一次。主要是检修易损零部件（如吸排气阀、填料、活塞环等），并校验压力表，安全阀及其它阀门的密封性。

3.大修：一般运转12000～26000小时后进行一次。主要是全面拆卸、检查所有零部件，并对照原来记录的数据重新找中、找平；彻底清洗积垢的零件（如气缸水套、冷却器等），冷却器还需作强度及气密性检查，并作防腐处理。对压缩机基础还要进行沉降观测，并检查有无裂纹等不正常现象。

对于压缩机的保养，要注意定期更换润滑油，定期清洗滤油器。严寒季节停车必须将设备管道中的水全部放净，以免冻坏机器。如压缩机停止使用时间较长，各加工面应涂防锈油，并要定期盘车，使各相接触部件改变位置，以免润滑油脂干硬或发生锈蚀。

为了提高零件的利用率，延长设备的使用寿命及降底设备的维修费用，下面介绍压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

主要零件的一般修理方法。

## 一、机体的修理

机体渗漏时，可采取下列方法修补：1）套丝，用丝堵堵住。2）加盲板，在厚3～4毫米的紫铜板上钻孔，并在机体上钻孔、攻丝。紫铜板与机体间涂铅油，用螺丝将盲板拧紧。3）打盲板，用钢板做成特制盲板，并在机体需修补处加工出带有燕尾槽的圆形孔，然后将盲板放入并用锤子砸平（图11-2）。

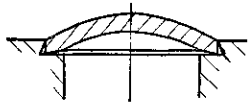


图 11-2 打盲板图

修补后的机体应重新试漏，保持8小时，不得有渗漏现象。

## 二、气缸的修理

气缸在使用过程中，发现表面擦伤、拉毛，有裂纹，镜面磨损到表11-8的数值及气缸水套有裂纹或渗漏的现象时，可用下列方法修理。

表 11-8 气缸允许的最大磨损量 （毫米）

| 气缸直径 | 100～150 | 150～300 | 300～400 | 400～700 | 700～1000 | 1000～1200 | 1200～1500 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 沿气缸圆周的均匀磨损 | 0.5 | 1.0 | 1.2 | 1.4 | 1.6 | 1.75 | 2.0 |
| 椭圆度 | 0.25 | 0.4 | 0.5 | 0.6 | 0.8 | 1.0 | 1.2 |

1.镗缸：气缸由于磨损，椭圆度大于0.5～0.75毫米时，或具有大于0.5毫米的擦痕时，就应进行镗缸。镗缸时应注意：

1）气缸镗孔后，气缸直径增大的尺寸，不得大于原来尺寸的2%；气缸壁厚减少的尺寸，不得大于原来尺寸的1/12；由于气缸直径的加大而增加的活塞力，不得大于原来设计的10%。

2）气缸内孔镗去的尺寸，在气缸直径上不应大于2毫米。如必须大于2毫米时，应重新配制与新气缸内径相适应的活塞及活塞环。如果镗去的尺寸需增大到10～25毫米时，应镶缸套。

3）带差动活塞的串联气缸，镗缸时，各个气缸镗去的厚度应一致，不然会使各级气缸接触不良，引起不正常的磨损或擦伤。

2.表面缺陷的修理：如气缸表面有轻微的擦伤或拉毛时，可用半圆形油石沿缸壁圆周方向，用手工往复研磨，直到以手触摸而无明显的感觉时为止。

3.裂纹和渗漏的修理：气缸镜面的裂纹的修补，到目前为止，尚无很好的方法，所以一般都不能进行修理。

气缸水套的裂纹或渗漏，可以用缀缝钉、补补锭、金属喷镀、涂油灰、冷焊以及修补机体等方法加以修补。

气缸修理后，应进行水压试验，试验压力：气腔为工作压力的1.5倍，水腔一般为4.5公斤/厘米$^2$；不允许有渗漏和残余变形现象产生。

## 三、曲轴的修理

当曲轴在使用过程中发现曲轴有裂纹、擦伤、刮痕。弯曲变形、扭转变形、键槽磨损以及轴颈磨损，并达到表11-9数值时，可用下列方法进行修理。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 11-9 曲轴主轴颈和曲柄销允许的最大磨损量 （毫米）

| 轴颈直径 | | <100 | 100～200 | 200～300 | 300～400 | 400～500 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 椭圆度和锥形度 | 主轴颈 | 0.10 | 0.20 | 0.25 | 0.30 | 0.35 |
| | 曲柄销 | 0.12 | 0.22 | 0.30 | 0.35 | 0.40 |

1.磨损的修理：当轴颈的椭圆度和锥形度不大时，可用手锉或抛光用的木夹具，夹以细砂布进行研磨修整。当轴颈的椭圆度和锥形度较大时，则在车床上车削或磨床上磨光。

2.裂纹的修理：轴颈上有轻微的轴向裂纹，可在裂纹处进行研磨，如能消除，则可继续使用。轴颈上发现有径向裂纹时，一般不加修理，应更换新的曲轴。

3.弯曲变形的校正：较小的弯曲和扭转变形用车削和研磨方法消除。车削和研磨后的轴颈的减少量应不大于原来轴颈的5%，同时还须相应地更换轴瓦。较大的弯曲和扭转变形，可采用校正法校直。校直时的反向压弯量以不大于原弯曲量的1～1.5倍为宜，还应使校直后的曲轴具有微量的反向弯曲。校直时应根据变形的方向和程度用小锤或其它风动工具，沿曲轴进行“冷作”以消除集中的塑性变形。

4.擦伤和刮痕的修理：若轴颈出现深达0.1毫米的擦伤或刮痕，用研磨的方法不能消除时，则必须进行车削和光磨。

5.键槽磨损的修理：曲轴键槽磨损宽度不大于5%时，可用机械加工方法扩大键槽宽度，但不得大于原来宽度的15%。若键槽磨损宽度大于5%时，须先焊补，然后用机械加工方法修复到原来尺寸。

**四、活塞环的更换与活塞杆的修理**

活塞环一般不进行修理。使用过程中，若发现下列情况时，应及时更换。

1.活塞环断裂或过度擦伤。

2.活塞环丧失应有的弹力。

3.活塞环厚度磨损（径向磨损）1～2毫米。

4.活塞环宽度磨损（轴向磨损）0.2～0.3毫米。

5.活塞环在活塞环槽中两侧间隙达0.3毫米或超过原来间隙的1～1.5倍。

6.活塞环重量减轻10%。

7.活塞环外表面与气缸镜面配合间隙总长超过了气缸圆周的50%。

活塞杆在使用过程中，如发现磨损量大于0.3～0.5毫米或划伤时，可用镀铬、喷涂等方法进行修复。

**五、气阀和填料料的修理**

如发现阀座、阀片在使用过程中有磨损、擦伤和沟痕等缺陷时，可用研磨方法进行修复。如不能消除时，应更换新的。

修复后的阀座、阀片，在使用前应进行组装并用煤油进行气密性试验。

气阀弹簧丧失弹力时，可用热处理方法修复。但这种操作方法不易掌握，一般均更换新的。

填料内的密封圈发现有划伤、沟痕、麻面和严重磨损等缺陷时，应用刮研方法进行修复，以免漏气。当密封圈平面有缺陷时，可在平台上或研磨机上研磨修复。当密封圈内表面有缺陷时，应在活塞杆上或特制的研磨杆上研磨。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 第十二章　压缩机实例

## 第一节　微型和小型压缩机

排气量在3米³/分以下的微型压缩机，广泛用于喷雾、喷漆、车胎充气等场合，品种规格繁多，需要量很大。

我国微型空气压缩机系列分单级和多级两类，以三种行程（30，55，70毫米）、五种缸径（36，50，65，90，115毫米）为基础，包括排气量从0.03米³/分～2.8米³/分的各种规格系列产品。微型系列参数如表12-1及表12-2所示。

表 12-1　微型单级空气压缩机系列

| 序号 | 主要参数 | 单位 | 系列产品 | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 机器型号 | | Z-0.015/7 | Z-0.03/7 | Z-0.06/7 | 2V-0.06/7 | Z-0.15/7 | 2V-0.3/7 | Z-0.3/7 | 2V-0.6/7 | 3W-0.9/7 | 3W-1.2/5 | 3W-2/5 | 4S-2.8/5 |
| 2 | 排气压力 | 公斤/厘米² | 工作压力7公斤/厘米²，最高排气压力10公斤/厘米² | | | | | | | | | 工作压力5公斤/厘米²，最高排气压力7公斤/厘米² | | |
| 3 | 排气量 | 米³/分 | 0.015 | 0.03 | 0.06 | 0.06 | 0.15 | 0.3 | 0.3 | 0.6 | 0.9 | 1.2 | 2.0 | 2.8 |
| 4 | 行程 | 毫米 | 30 | 30 | 30 | 30 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 70 | 70 | 70 |
| 5 | 转数 | 转/分 | 1370 | 1370 | 1370 | 1370 | 1410 | 1430 | 1430 | 1450 | 1450 | 1460 | 1460 | 1460 |
| 6 | 结构型式 | | **Z** | **Z** | **Z** | V | **Z** | V | **Z** | **V** | **W** | **W** | **W** | **S** |
| 7 | 缸数和缸径 | 毫米 | 1×36 | 1×50 | 1×65 | 2×50 | 1×65 | 2×65 | 1×90 | 2×90 | 3×90 | 3×90 | 3×115 | 3×115 |
| 8 | 电机功率 | 千瓦 | 0.18 | 0.37 | 0.6 | 0.6 | 1.5 | 3 | 3 | 5.5 | 7.5 | 10 | 13 | 17 |
| 9 | 原动机型式 | | 电动机 | | | | | | 电动机或内燃机 | | | | | |
| 10 | 安装方式 | | 手提或移动式 | | | | | | 移动式、半移动式或固定式 | | | | | |
| 11 | 冷却方式 | | 风冷 | | | | | | | | | | | |
| 12 | 传动方式 | | 直接传动或皮带传动 | | | | | | | | | | | |

注：结构型式一项中黑体字标的结构应优先采用。

图12-1为微型立式手提式空气压缩机，排气量0.03米³/分，排气压力8公斤/厘米²。为使结构紧凑，将电机定子法兰直接连在机身上，并用曲柄轴和整体锻铝连杆，气阀采用装在缸盖上的吸排气同心组合阀，气体从中心部分进气，并由阀的外圈排气，然后经接管引至需要之处。

由于排气量很小，所以气缸容积与散热表面积之比值较大，靠气缸和气缸盖上合理布置的散热片导去部分热量，虽单级压缩，排气温度仍不致过高。整个压缩机组重量为7.5公斤。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 12-2 微型双级往复式空气压缩机系列表

| 序号 | 主要参数 | 单位 | 系列产品 | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 机器型号 | | 2V-0.1/10 | 2V-0.2/10 | 3W-0.4/10 | 2V-0.4/10 | 3W-0.8/10 | 2V-0.8/10 | 3W-1.6/10 | 4S-2.4/7 |
| 2 | 排气压力 | 公斤/厘米² | 工作压力10公斤/厘米²，最高排气压力15公斤/厘米² | | | | | | | 工作压力7公斤/厘米²，最高排气压力9公斤/厘米² |
| 3 | 排气量 | 米³/分 | 0.1 | 0.2 | 0.4 | 0.4 | 0.8 | 0.8 | 1.6 | 2.4 |
| 4 | 行程 | 毫米 | 30 | 30 | 55 | 55 | 55 | 70 | 70 | 70 |
| 5 | 轉数 | 轉/分 | 1370 | 1410 | 1430 | 1430 | 1450 | 1450 | 1460 | 1460 |
| 6 | 結构型式 | | V | V | W | V | W | V | W | S |
| 7 | 缸数与缸径 Ⅰ級 | 毫米 | 1×35 | 2×65 | 2×65 | 1×90 | 2×90 | 1×115 | 2×115 | 3×115 |
| | 缸径 Ⅱ級 | 毫米 | 1×38 | 1×50 | 1×50 | 1×50 | 1×65 | 1×65 | 1×90 | 1×115 |
| 8 | 电机功率 | 千瓦 | 0.9 | 1.8 | 2.9 | 2.9 | 5.9 | 5.9 | 12.3 | 15.5 |
| 9 | 原动机型式 | | 电动机或内燃机 | | | | | | | |
| 10 | 安装方式 | | 移动式、半移动式或固定式 | | | | | | | |
| 11 | 冷却方式 | | 风冷 | | | | | | | |
| 12 | 传动方式 | | 直接传动或皮带传动 | | | | | | | |

注：結构型式一項中黑体字标的結构应优先采用。

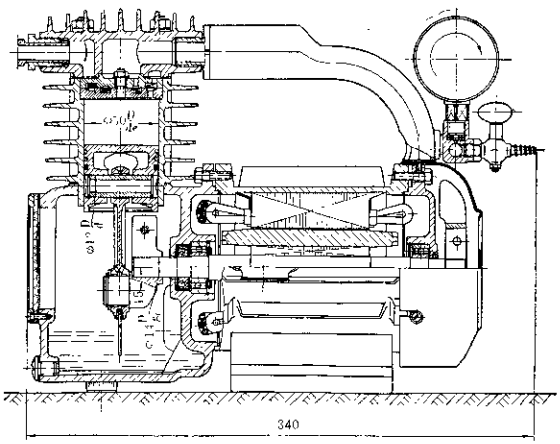



图 12-1 微型手提式空气压缩机

图12-2为排气量0.15米³/分、排气压力8公斤/厘米²的单级单缸风冷立式空气压缩机。亦采用曲柄轴和整体锻铝连杆，运动机构和气缸为飞溅润滑。压缩机由电动机或汽油机通过三角皮带驱动。若用电动机驱动时，还设有压力接触器，自动控制压缩机的运转及停车，停车压力也可进行调节。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

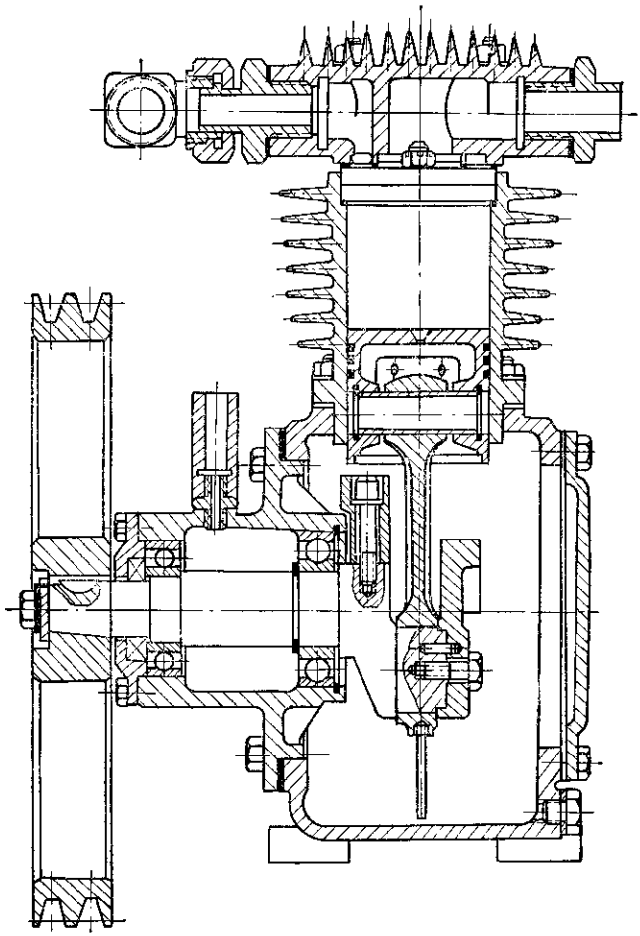


图 12-2　微型立式空气压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

图12-3为V型空气压缩机装置外形图，主机是由图12-2所示的压缩机派生的，除曲轴、曲轴箱外，其余零件均相同。由于增多一个气缸，故排气量为0.3米³/分。压缩机和电机均装置在储气罐上面，储气罐下面装有两个橡皮轮及推手。气缸头上设有密集的散热片。机身与电机连接处装有飞轮，飞轮的轮辐上铸有叶片，充当风扇，对气缸进行冷却。

图12-4为两级风冷W型压缩机，排气量1.6米³/分、工作压力10公斤/厘米²，最高可用至15公斤/厘米²。左右侧为Ⅰ级缸，缸径115毫米；中间为Ⅱ级缸，缸径90毫米。在左侧轴前端装有转子油泵，将润滑油送至中空的曲轴内，然后分配到各连杆，再由连杆大头用油管引至小头进行压力润滑。锻铝连杆大小头均不设轴瓦，装连杆大头处的轴径较大，使连杆大头可从曲轴前端套装到轴上，曲轴的后端用弹性圈柱销联轴器与电动机相连，在联轴器上还连接有飞轮，轮辐作成叶片状，具有风扇的作用，以便冷却中间冷却器（圆形管束）和气缸，冷却后的气体由压缩机上部左侧引至Ⅱ级气缸，在汇集器上设有安全阀。

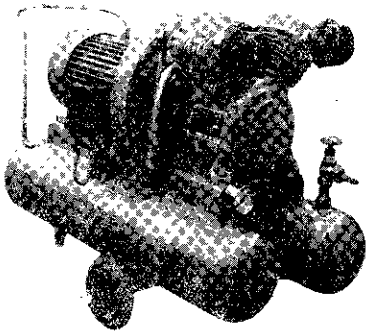


图 12-3　V型空气压缩机

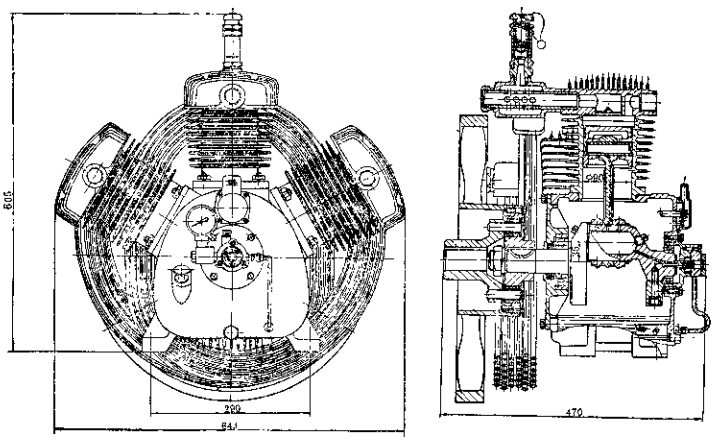



图 12-4　两级风冷W型压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

为加强油的冷却，在机身底部还设有较高的散热片。

图12-5为立式小型高压空气压缩机，排气量0.81米³/分、排气压力151公斤/厘米²，供船舶发动机充气之用。因安装地位受限制，要求结构紧凑，为此采取3000转/分高转数。因间歇运转，所以设计成二级。上面一侧为Ⅰ、Ⅲ级，下面坏形部分为Ⅱ级。Ⅰ级缸两侧水套分别安置蛇形管冷却器。为降低压缩机高度、采用球形小头连杆，与活塞直接连接。

润滑油直接由曲轴箱处吸至Ⅰ级吸气阀前，靠气体将油带入气缸，Ⅲ级气缸依靠Ⅱ级气缸排出的气流中所带的油进行润滑。右侧的弹性联轴器亦起飞轮作用。左侧前部为冷却器所用的水泵。油泵及水泵均靠曲轴通过齿轮带动。

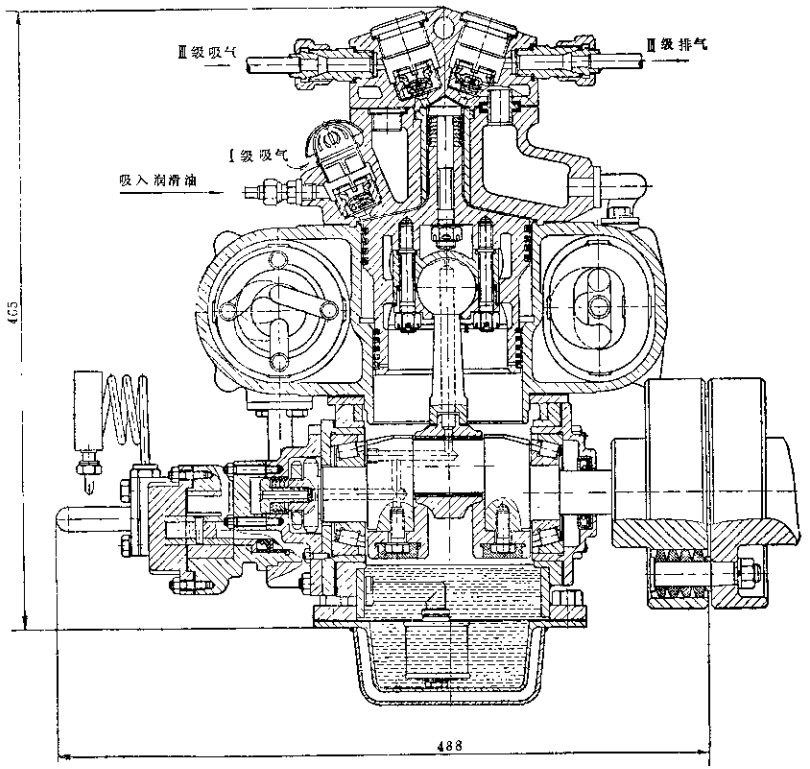



图 12-5　小型高压空气压缩机

图12-6为立式四级两列空气压缩机，排气量1米³/分、工作压力351公斤/厘米²，主要供水压机操作时向蓄力器输送空气或其他无腐蚀、无爆炸性气体，以维持压力缸中的水压。Ⅰ级缸分别设置在每列的中部，缸径145毫米，Ⅱ级缸分别设置在每列导向活塞（直径125毫



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

米）与Ⅰ级活塞之间的环形容积中，左侧上部为Ⅲ级，缸径38毫米，右侧上部为Ⅳ级，缸径22毫米。行程100毫米。

压缩机由电动机通过弹性联轴器直接驱动，转数730转/分，联轴器外径较大，亦起飞轮作用。两列间曲柄夹角为180°，由导向活塞代替十字头的作用。

Ⅰ、Ⅱ级气缸靠飞溅润滑，Ⅲ、Ⅳ级气缸由装在轴端的注油器供油润滑。Ⅲ、Ⅳ级与Ⅰ、Ⅱ级活塞之间，两端用球形关节连结，易于对中。Ⅳ级采用柱塞结构，并在柱塞上开有环形沟槽。气缸用水冷却，水由Ⅰ级缸两侧进入，由中间水套向Ⅲ、Ⅳ级缸水套处供水，最后由Ⅲ、Ⅳ级缸水套排出。

这种压缩机也可用于压缩与空气性质相近的其他气体。

小型高压压缩机也有采用卧式单列结构的若干气缸串联在一起，这种结构不仅外形紧凑，而且能减少外泄漏（只有一处填料可造成外泄漏）。图1-7所示工作压力为1000公斤/厘米²的六级一氧化碳压缩机，亦可用于压缩氢气、空气等。压缩机的行程120毫米，转数360转/分，机座下部是一水箱，供放置各级蛇管式冷却器之用。润滑油仅从Ⅱ级填料处的油杯加入，也能达到满意的使用效果。

排气量为3～10米³/分的小型压缩机，在建筑、开矿中用以带动各种风动工具，排气压力多为8公斤/厘米²。制成移动式风冷角度式结构，主要特点是体积小，重量轻，操作修理简单。我国已制订了排气量为3，4.5，6，9，12米³/分，排气压力为8公斤/厘米²的系列参数，这个系列是以气缸为基本部件，而靠更改列数（或排数）和行程来满足不同气量的要求的。

图12-7为系列产品VY-6/7空气压缩机。V型结构，排气量为6米³/分。Ⅰ级缸径240毫米，Ⅱ级缸径140毫米。气阀装在气缸盖上，并采用环状阀。单拐的铸造曲轴支承在两个单列锥形滚柱轴承上，在曲轴的右端，通过齿轮带动风扇。风扇为吸风式轴流风扇，吸入的冷风先经冷却器，再冷却气缸。润滑油是通过专门的油泵供给的。从油泵输出的润滑油被送至曲轴，然后再由铸造连杆杆身的中心孔引至连杆小头。曲轴箱底部有薄钢板焊制的油池，用螺栓固定在机身下面。

曲轴的左端通过弹性联轴器与驱动机相连，额定转数为1460转/分。冷却器为大散热片中插入圆管束型式。压缩机的重量为350公斤。

图12-8为9米³/分移动式空气压缩机，成双排V型结构。两排间的曲柄夹角为180°，动力平衡性好。右侧为两个Ⅰ级气缸，左侧为两个Ⅱ级气缸，活塞均为单作用，并用铸铝结构。冷却器采用列片式结构。压缩机与柴油机通过离心式摩擦离合器连接，当柴油机转数超过600转/分时，两者结合，压缩机启动。采用完全顶开吸气阀的气量调节装置。

图1-8为扇形单作用移动式高压空气压缩机，排气压力151公斤/厘米²，四级压缩。气缸的布置从左至右为Ⅱ-Ⅳ-Ⅲ-Ⅰ。Ⅳ-Ⅲ级气缸中心线夹角为50°，Ⅱ-Ⅳ及Ⅰ-Ⅲ间的夹角为60°。Ⅲ级及Ⅳ级活塞直径较小，为便于正确的导向，在下部设有导向活塞。

主轴为双曲拐，曲拐间夹角为180°，并支承在两个双列滚动轴承上。

压缩机与驱动机之间用气胎离合器连接，压缩机运转时，气从主轴右端中心孔处导至左端离合器的气胎中，气胎充气后，使刹车片彼此贴紧，压缩机进入运转。

该压缩机在石油开采中，用作向油井灌气及清洗管道。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

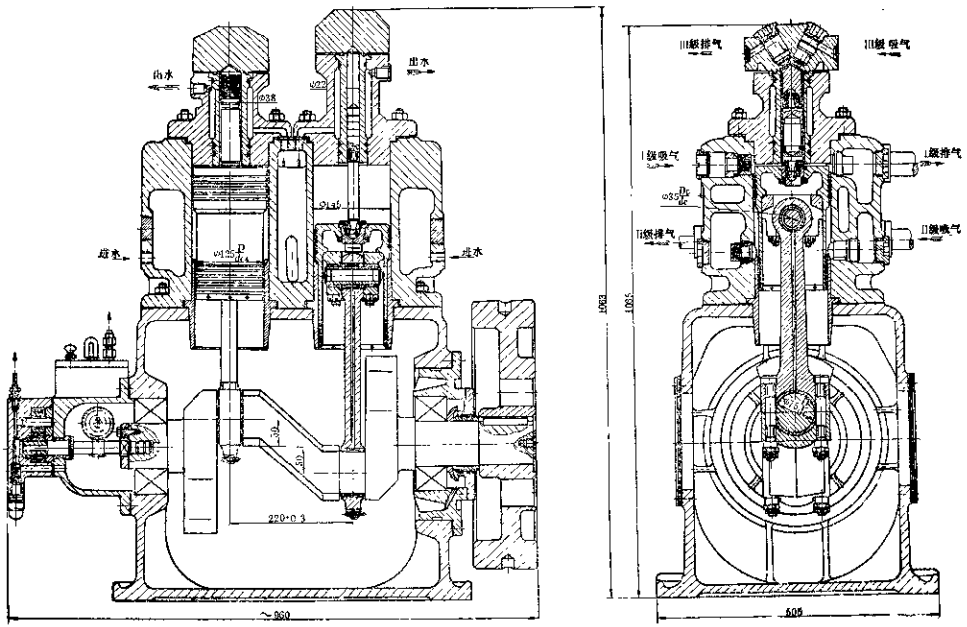



图 12-6　立式两列高压空气压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

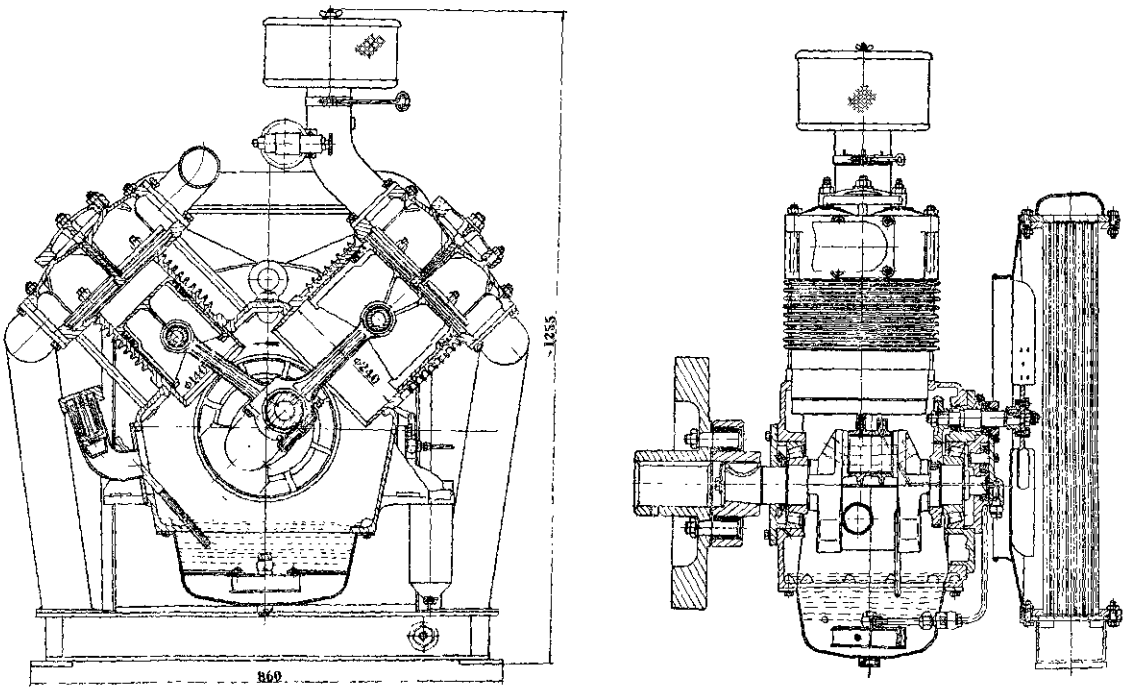



图 12-7　VY-6/7空气压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

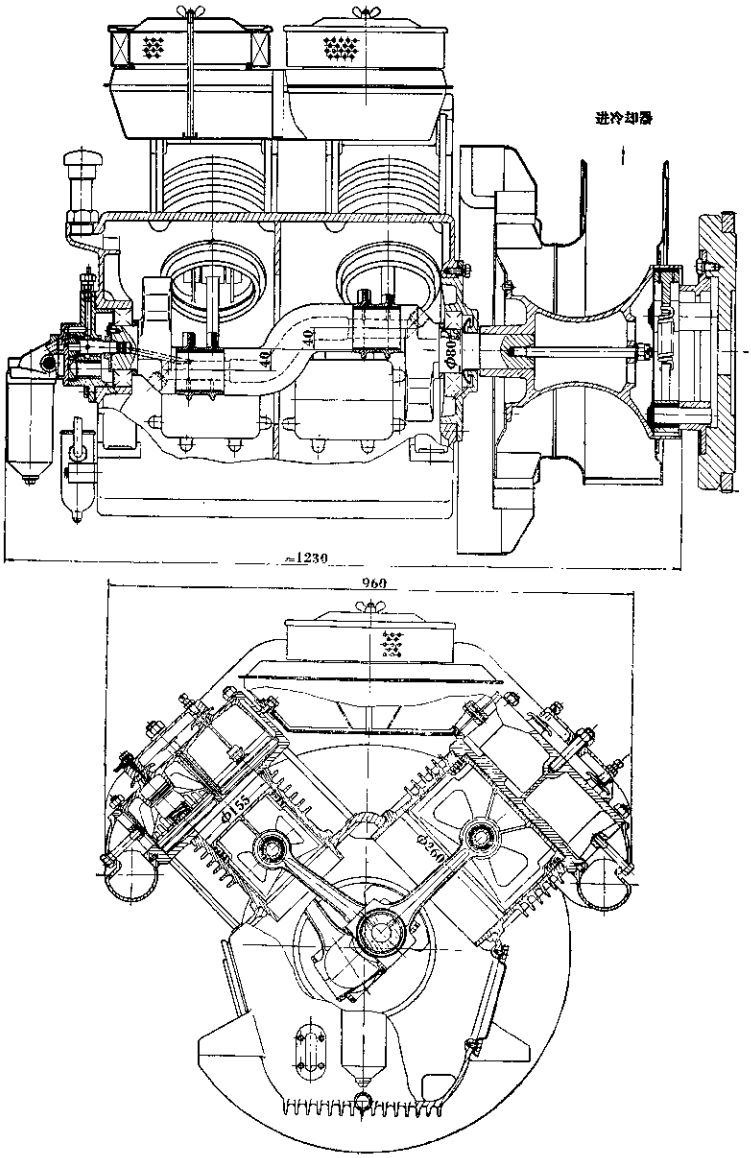



图 12-8　移动式空气压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 第二节 中型压缩机

中型压缩机，在矿山、工厂的动力站、中、小型石油化工企业中用得很多。这类压缩机均为固定式、水冷结构，一般需连续运行，因此要求运行可靠、效率高。动力用中型空气压缩机多选用L型结构，气量较大、多级压缩；在工艺流程中使用的中型压缩机，以对称平衡型为多见。

图12-9为20米³/分固定式动力用空气压缩机，排气压力9公斤/厘米²。在Ⅰ级吸气口之前设有减荷阀，压缩机启动时，将其关闭以达空载启动。气阀一侧布置在气缸盖上，另一侧布置在锥形缸座上，采用环状阀。气阀由中心螺丝顶紧，两级活塞上的活塞环均选取二道；十字头是整体的，由铸铁制成；十字头与活塞杆用螺纹连接，结构简单，拆卸方便。

曲轴支承在两个双列球面滚柱轴承上，由三角皮带传动。在皮带轮端采用盘形甩油环封油。循环润滑油泵是由曲轴前端插入小轴直接传动，并通过涡轮蜗杆传动注油器，以润滑气缸。

动力用空气压缩机目前也趋于采用短行程高转数。图12-10所示，为国内最近制造的动力用固定式两级L型压缩机，排气量为40米³/分，排气压力为9公斤/厘米²，活塞行程180毫米，转数600转/分，比功率5.19千瓦/米³/分。

为了降低机器高度，气缸上的气阀在盖侧和轴侧均作轴向布置，而且考虑到气缸内表面加工的工艺性，两级气缸的缸座、缸体、缸盖均组合而成。十字头滑道设计成可拆的筒形整体结构，使机身制造简单；由于筒形滑道可单独浇铸，所以摩擦表面的铸造质量得到提高。

压缩机的Ⅰ级活塞采用铸铝，使得两列惯性力彼此相等，动力平衡性好。活塞杆经表面淬火处理，以提高表面硬度；填料为三瓣斜开口铸铁填料，由缸盖方向进行装拆。

中间冷却器为大散热片中插入小圆管的结构，外壳由钢板焊制而成，外型亦呈L型，一端连Ⅰ级气缸排气口，另一端连Ⅱ级气缸吸气口，装在机器上与机身的两列形成矩形框架，提高机身的刚性和机器放置时的稳定程度。

压缩机的曲轴、十字头和连杆均由球墨铸铁制成，连杆大头瓦采用薄壁轴瓦，连杆小头与十字头的连接采用圆柱形浮动销，可从机身侧面的圆形窗口拆卸。

空气由过滤器吸入经减荷阀进Ⅰ级气缸、中间冷却器、Ⅱ级气缸，由Ⅱ级气缸下部的弯管排出。弯管也起支撑气缸的作用。

L型结构的压缩机，也用于化工工艺流程中。图12-11所示为年产五千吨合成氨厂用的氮氢混合气压缩机，排气量17米³/分，最终排气压力321公斤/厘米²，六级压缩，活塞行程200毫米，转数375转/分，最大活塞力3.3吨。

该压缩机为双重L型结构，电动机放置在两机身之间，曲轴与电动机轴由弹性联轴器连接，在安装时两曲拐之间保持108°的夹角，使具有良好的动力平衡性。

电动机左侧机身的垂直列布置Ⅰ级气缸，水平列为Ⅲ、Ⅳ级气缸。右侧机身的垂直列为Ⅱ级，水平列为Ⅴ、Ⅵ级。Ⅰ级冷却器置于Ⅲ级气缸之上，Ⅱ级冷却器置于Ⅴ级气缸上方，其他级的附属设备配置在机器周围或室外。

填料采用锥形填料，最高密封压力为125公斤/厘米²。

这种多级多列配置的L型压缩机，占地面积和机器重量较其他型式好，但安装和维修不大方便。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

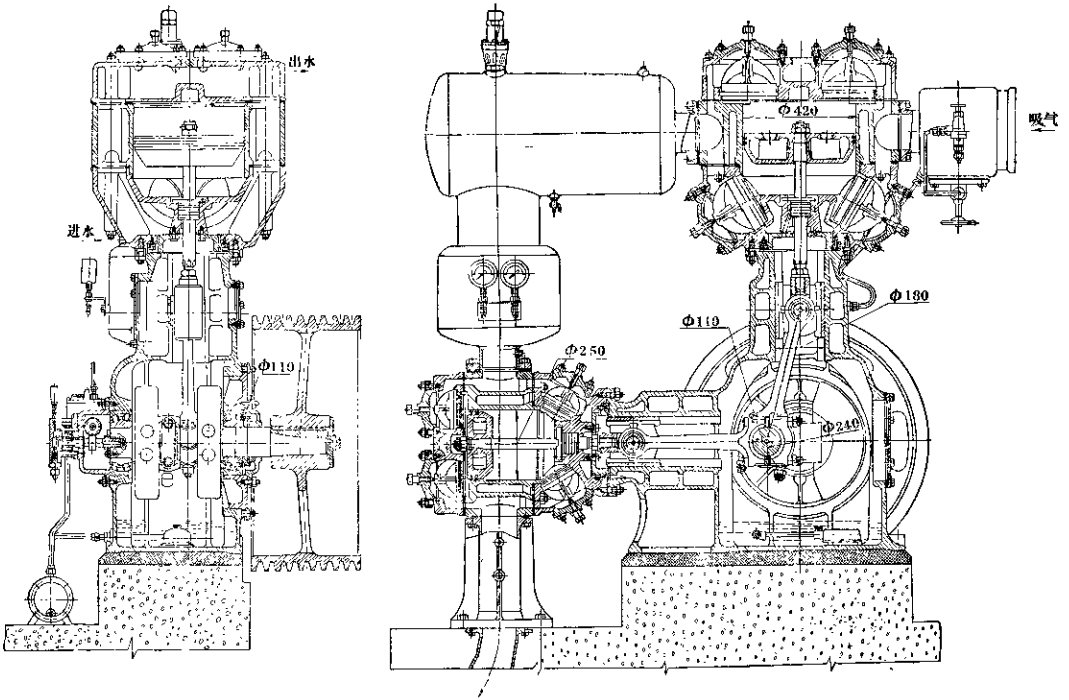



图 12-9　20米³/分固定式动力用空气压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

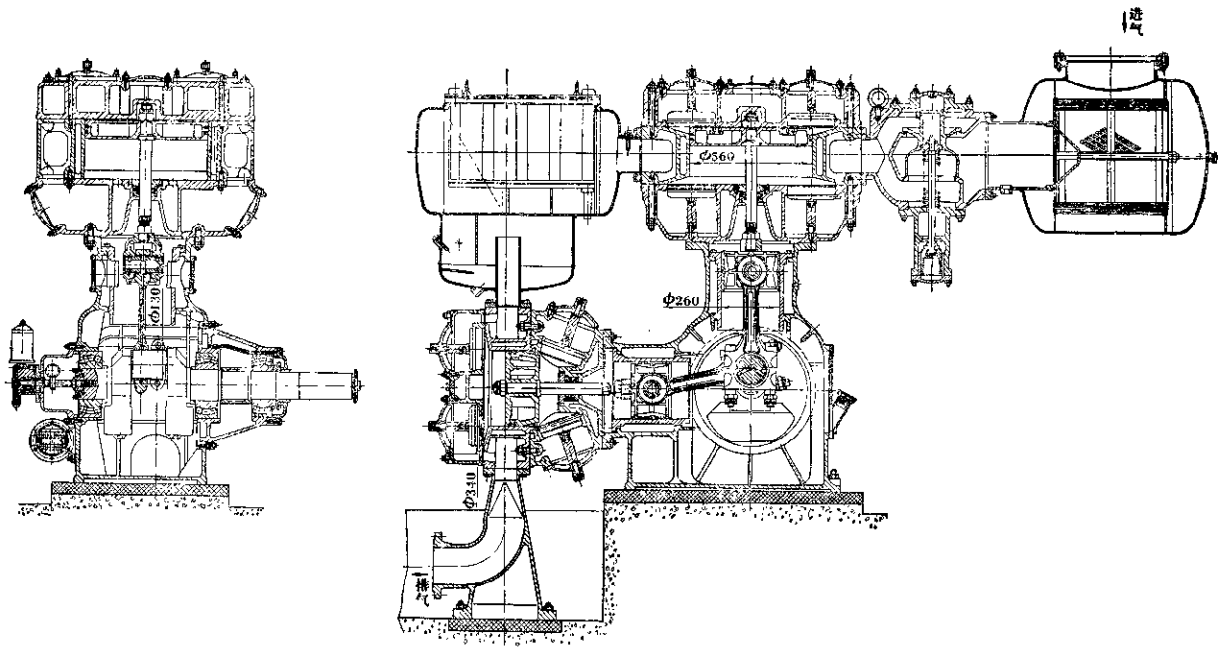



图 12-10　L5.5-40/8空气压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

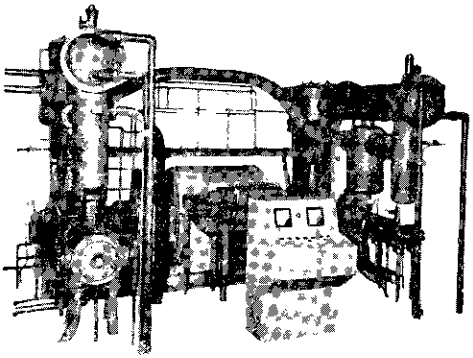


图 12-11 双L型氮氢混合气压缩机

图12-12所示为年产量一万吨合成氨厂用的氮氢气压缩机，为四列对称平衡M型压缩机，排气量40米³/分（吸入状态），排气压力321公斤/厘米²，活塞行程280毫米，转数428转/分，最大活塞力8吨。气缸的布置是：Ⅰ级、Ⅱ级气缸分别布置在相对列上，均为双作用，另外两列分别布置Ⅳ Ⅵ级和Ⅲ、Ⅴ级，在Ⅳ、Ⅲ级的离轴侧设置平衡容积，以均衡气体往复作用力。Ⅰ、Ⅱ级的缸套均为湿式缸套，Ⅴ级和Ⅲ级、Ⅳ级和Ⅵ级之间的活塞均采用球形关节连结，以利于调整Ⅴ、Ⅵ级活塞与气缸的同心度，减少Ⅴ、Ⅵ级活塞环与缸套的磨损。

高压两列的曲柄比低压两列超前90°。主轴承及连杆瓦均采用薄壁轴瓦。主轴承与曲柄销取同一直径。十字头为带滑履的组合结构。十字头与活塞杆采用双螺母销紧。中体的支座与本体用螺栓连接起来。

压缩机由悬挂电动机驱动。Ⅰ级冷却器横置在Ⅰ、Ⅱ级气缸上方，在另一排上横置的是Ⅲ级冷却器分离器，这种布置大大缩短了级间管道长度和减少了附属设备的占地面积，但曲轴检修、吊装不方便。

图12-13是用于年产五千吨合成氨厂的三列T型氮氢气压缩机，排气量40米³/分，最终排气压力321公斤/厘米²，六级压缩，垂直列的中间为Ⅰ级，两端为Ⅱ级，左侧水平列配置Ⅳ、Ⅴ级均为单作用，Ⅴ级活塞之后为平衡容积，右侧水平列配置Ⅲ、Ⅵ级，在Ⅳ级后也设有平衡容积。

该压缩机选取较高的活塞平均速度，机器占地面积及机器重量较图12-12的压缩机大为减小，尽管各列的往复运动质量相等，但惯性力不能平衡，所以T型结构的动力平衡性较差。

因为采用单拐曲轴，所以主轴承采用滚动轴承，在驱动机一侧设置两个滚动轴承，曲轴通过法兰与电动机刚性连接。

为减小曲轴、连杆的尺寸和重量，这两个部件均用合金钢制造，十字头采用铸钢以提高强度，并减轻往复部件重量。

图12-14为二氧化碳压缩机，用于尿素合成工业，由于二氧化碳气体的重度大，不宜选择过高的活塞平均速度，否则气阀的阻力将大大增加；另外，由于二氧化碳气体中含有一定量水分，具有较强的腐蚀性，所以与二氧化碳接触的零件需采用不锈钢。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

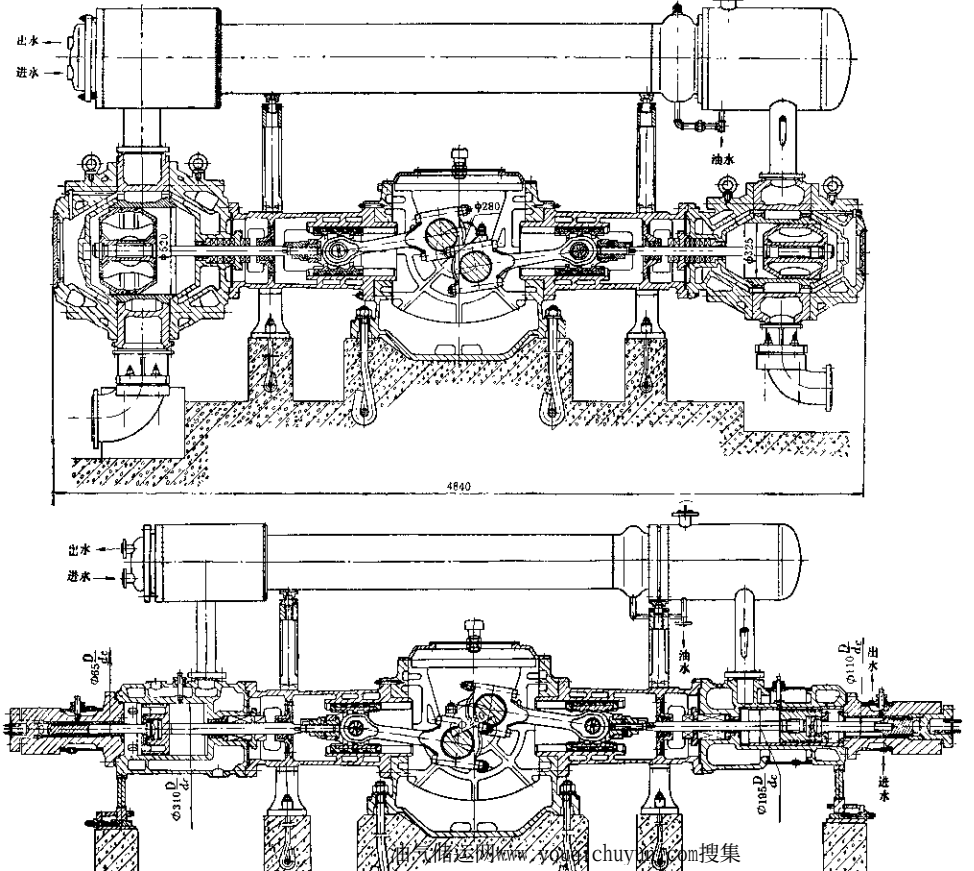



图 12-12　四列对称平衡M型压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

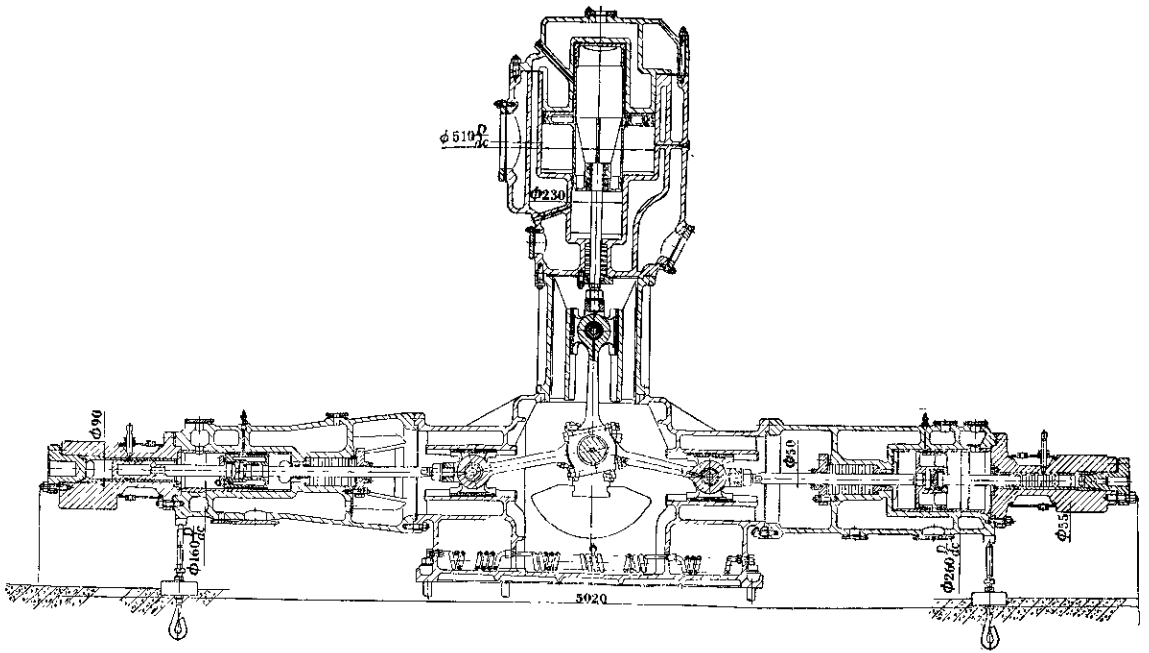



图 12-13　三列T型结构的压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

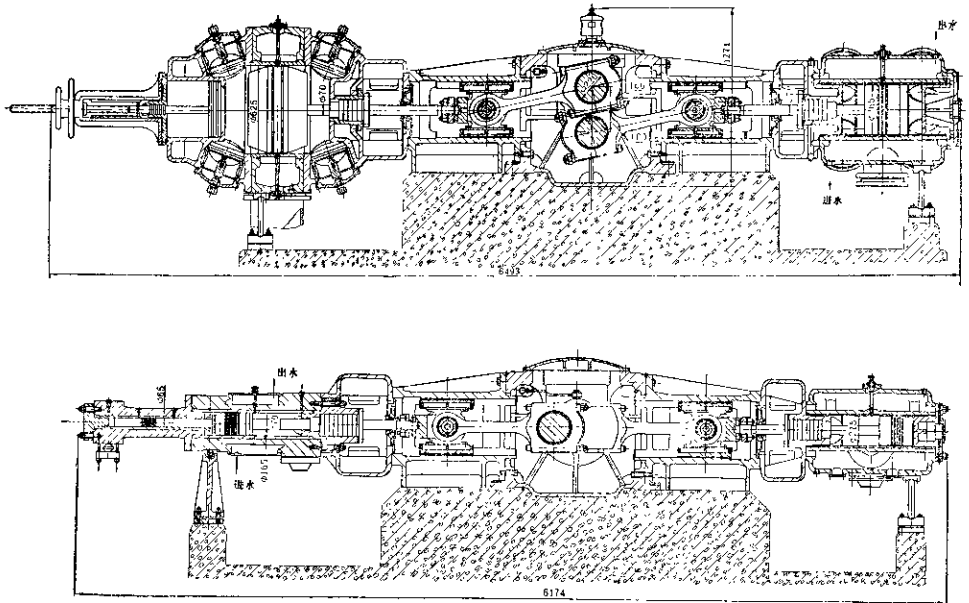



图 12-14　四列对称平衡M型二氧化碳压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

该压缩机的排气量45米³/分，最终排气压力211公斤/厘米²，常压进气，五级压缩，采用四列对称平衡结构，活塞行程320毫米，转数300转/分，Ⅰ级缸为锥形，组合结构，并在Ⅰ级缸盖上设有调节气量的余隙阀。

气缸的排列是Ⅰ、Ⅱ级配置在相对的列上，均为双作用，Ⅲ级为另一列，Ⅳ、Ⅴ级共同设置在一列上。各级均采用开式气缸，给机械加工带来了方便。Ⅰ级活塞为焊接活塞，活塞杆与十字头为螺纹法兰连接。Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ级气缸的底部有摆动支承，Ⅳ级气缸的底部为滚动支撑，允许有较大的轴向位移。

机身与中体的定位不靠止口，而是靠安装找正后打定位销的方式来保证十字头滑道中心线与主轴中心线的垂直度。滑道中心线的高低是靠中体法兰（六方形）的下底面与机身上专门设置的定位台肩保证，中体的另一端与六面形的中间接筒连接。在中间接筒前部放置填料，对检查和更换填料较为方便。

驱动压缩机的电动机的转子悬挂在曲轴上，在靠近电动机端的机身上加一额外的主轴承，以承受转子重量。电动机的功率为630千瓦。

## 第三节　大型压缩机

大型气体压缩机，主要用于大化肥厂以及某些联合企业（如钢铁化工联合企业、石油化工企业）中。这些企业生产的连续性很强，要求压缩机有较高的运输率，使用寿命亦要长。早期使用的大型压缩机均为卧式结构，但是，新建的企业均采用对称平衡型结构。

图12-15为氮肥厂使用的对称平衡H型压缩机，排气量165米³/分，最终排气压力321公斤/厘米²，活塞行程420毫米，转数300转/分，工艺流程要求压缩气体在21公斤/厘米²压力时进行变换，所以经前三级压缩后，送至变换塔为第一段，经变换后返回来的气体气量将有一定量的减少，因而第一段的气量将大于第二段的气量，此外还要求排气量能在70～100%之间进行调节。

气缸的布置：靠近电动机的一侧为Ⅰ-Ⅳ、Ⅵ级，另一侧为Ⅱ-Ⅲ、Ⅴ级，Ⅳ、Ⅵ级为单作用，并设置平衡容积，以降低该列离轴行程时的活塞力；Ⅰ级缸径为1000毫米，采用焊接活塞，以减轻往复部件重量；各级气阀均为径向布置。Ⅰ级活塞的支承面设置在活塞的中部，而其余各级活塞的支承面分三段设置，Ⅴ、Ⅵ级活塞上有球形的关节连接。

Ⅵ级气缸由缸头和缸体两部分组成，主要是避免在气缸内表面上作较大的径向开孔（阀安置孔），改善内壁的应力集中情况，同时也可减小气缸的锻件尺寸。

同步电动机放置在两个机身之间，曲轴是整体的，分别安置在两个机身的四个轴承上；电动机转子为两半对开式，用螺栓连成一整体；两机身之间的距离应大于定子和转子的总厚度，以便于电动机的拆装。主轴瓦为对开薄壁结构。对H型压缩机，两主轴孔的同轴度在安装时必须严格找正，否则会引起轴瓦的偏磨，甚至烧坏，为此，机身的前后、左右都应设置安装找正时放置水平仪所需的凸台。

中体与机身的连接采用较长的止口配合，中体由底座与本体两层组合而成。在中体上开有两个窗口，一是为拆卸十字头而设，另一个靠近气缸处的小窗口供检修填料之用。在十字头的前方设置刮油器，使曲轴箱的油与气缸润滑油分开，在十字头滑道的下部设有较粗的回油管，使油容易返回机身。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

图12-16所示为六列对称平衡M型氨氢气压缩机，用于年产五万吨合成氨的工厂。电动机功率达4000千瓦。排气量250米³/分，Ⅰ级入口压力1.02公斤/厘米²，分六级压缩至终压321公斤/厘米²。活塞行程500毫米，转数250转/分，轴功率3680千瓦，各级缸径分别为920，740，440，420，275，108毫米，活塞力约为32吨。

压缩机机身是整体式的，为增加机身的刚性，采用了落地中体的结构，能承受较大的连杆的侧向力，并可改善机身的受力状况。压缩机的曲轴是整体锻制的，曲轴与电动机由法兰刚性连接，法兰直接锻制在曲轴上；三对曲柄的相互夹角均为120°，因而切向力的变化较为均匀。十字头为带滑履的组合结构，十字头与活塞杆用对开卡箍连接。

这台压缩机Ⅰ级分为两个气缸并相对布置，Ⅱ级放置在靠边的另一侧，以便缩小列间距。Ⅲ级设在两列的两个气缸内，可降低活塞力，并对密封较为有利；填料的最高密封压力为125公斤/厘米²（Ⅴ级填料），采用锥形填料结构。Ⅵ级活塞是用磷青铜作的活塞环。在Ⅵ级活塞之后，设置平衡容积，其中之一与Ⅳ级进气相通，另一列的Ⅵ级后有与Ⅴ级进气相通的容积。

因为压缩机是设置在有地下室的厂房中，所以气缸的进排气口均向下设置，这种布置对管道的配置是有利的。

Ⅰ级活塞采用焊接结构，Ⅴ、Ⅵ级均为锻制气缸，在Ⅰ级缸的缸盖上设有余隙阀，在Ⅳ级缸上也设置余隙阀，以进行气量调节。

压缩机的润滑油是靠放置在厂房底层的独立的润滑油路引至主轴承，然后再由主轴承处，通过曲轴内的斜油孔，将油送至连杆大头，连杆小头处的润滑是靠从十字头滑道处所注入的油来供给的。

近几年来，合成氨生产中，由于原料不同，流程也不同。有些流程（如天然气为原料或重油为原料的流程）的压缩机进口处的压力已达几个至廿几个表压，但合成压力仍为321公斤/厘米²，过去需六级压缩，现用三级即能满足；因此，压缩机有时作成奇数列，便于压缩级的按排，同时零件数目也可减少，但奇数列的布置，一般由于各列间的惯性力不能平衡，不易做到具有良好的动力平衡性。这种结构的压缩机，各列虽对置，但不能彼此平衡，因而称为对置型压缩机。

图12-17为一台三列对置型氮氢气高压增压机，经变换后的气体，进入压缩机的压力为15公斤/厘米²，排气压力为321公斤/厘米²，三级压缩，列的活塞力为22吨。

三列对置型压缩机的二阶惯性力是不平衡的，为减小压缩机的振动，往往不得不采用较大的基础。

## 第四节　无油润滑压缩机

无油润滑压缩机有三类：迷宫式压缩机、塑料密封环压缩机，膜式压缩机。迷宫式压缩机由于制造安装上的困难及不能用于较高压力，目前已不大采用，本节仅作简述。

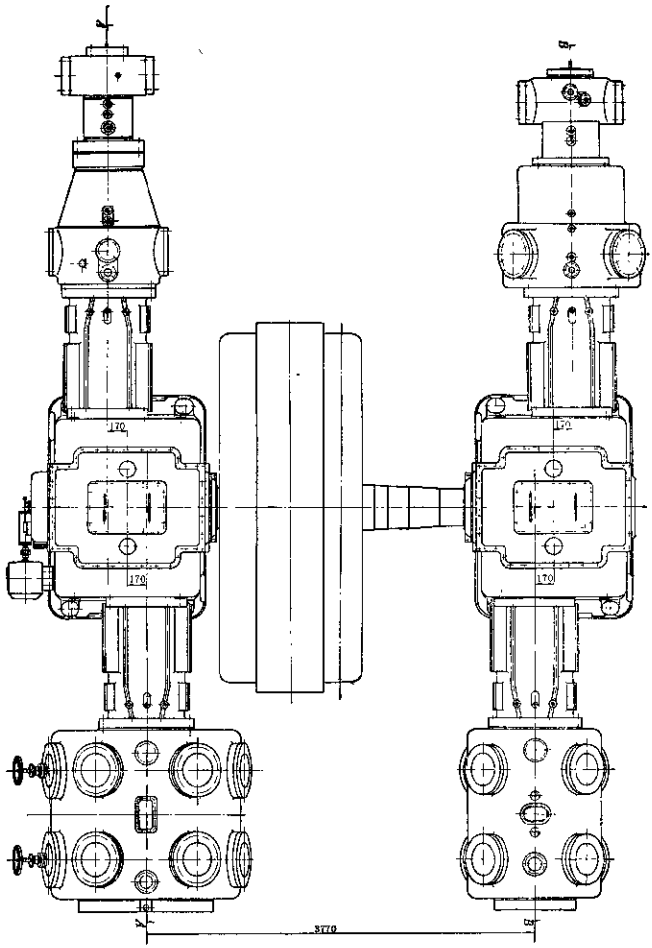
### 一、塑料密封环无油润滑压缩机

这种压缩机的密封元件，大多采用以聚四氟乙烯为基体添加铜粉、玻璃纤维等经压制烧结而成的密封环。这种压缩机的结构特点是：

1.活塞平均速度和转数比有油润滑的压缩机取得低一些。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集




油气储运网www.youqichuyun.com搜集

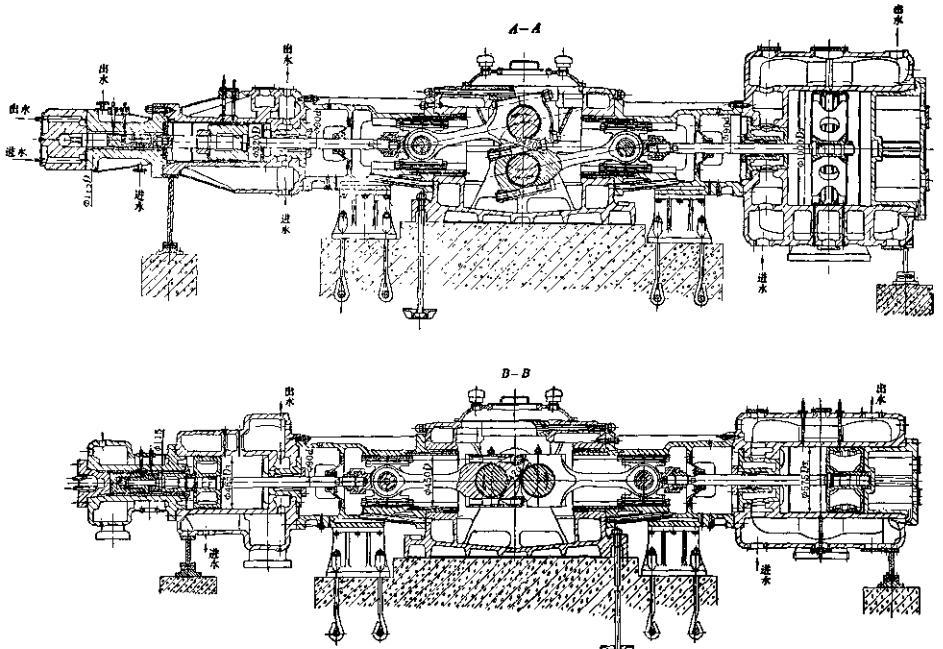
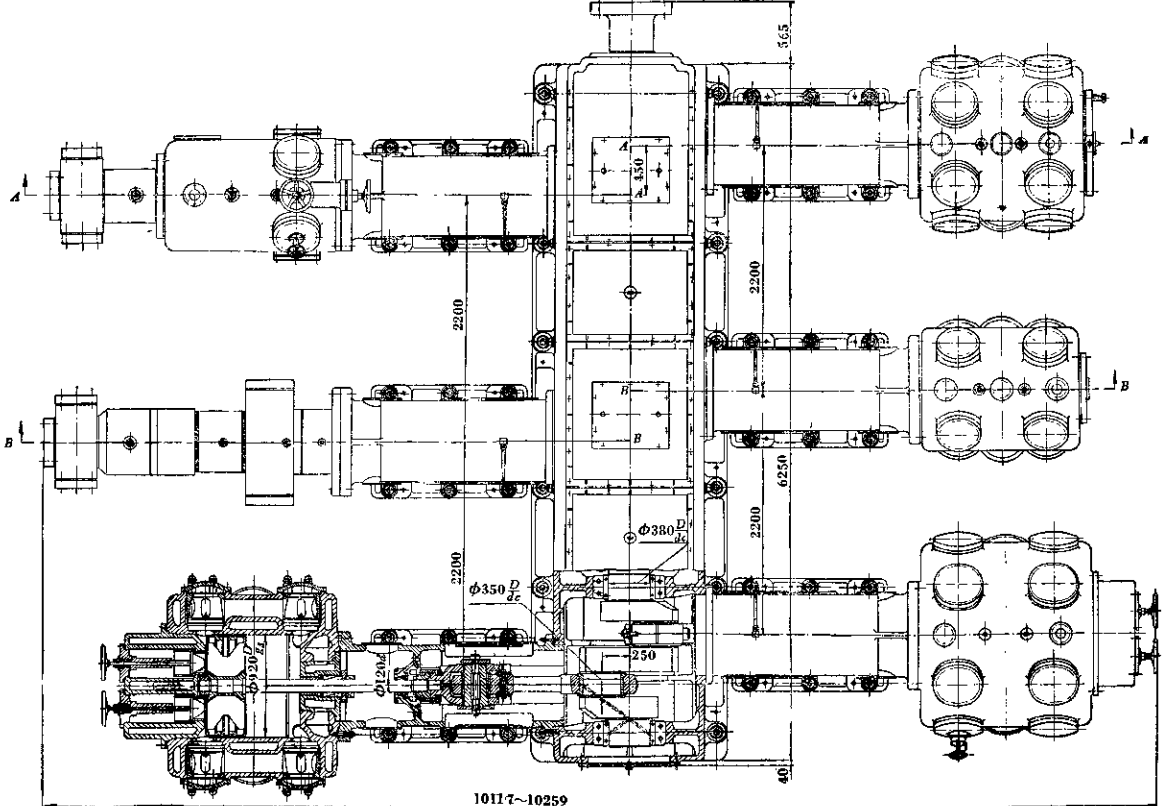



图 12-15　对称平衡H型压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

620




油气储运网www.youqichuyun.com搜集

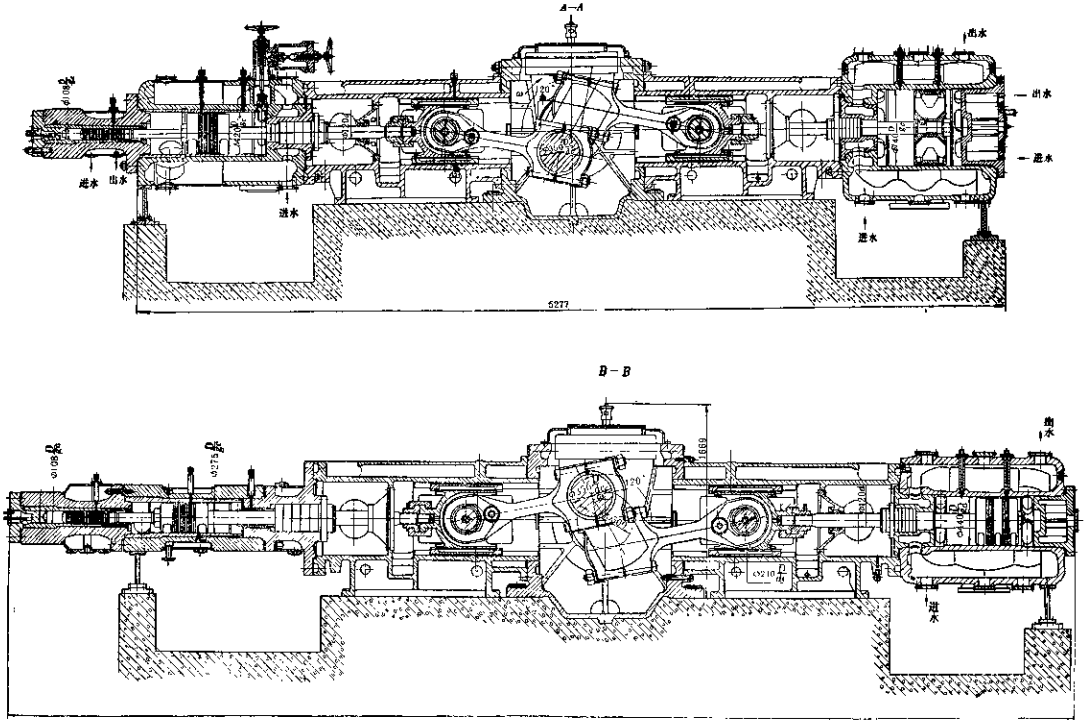



图 12-16 六列对称平衡M型氮氢气压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

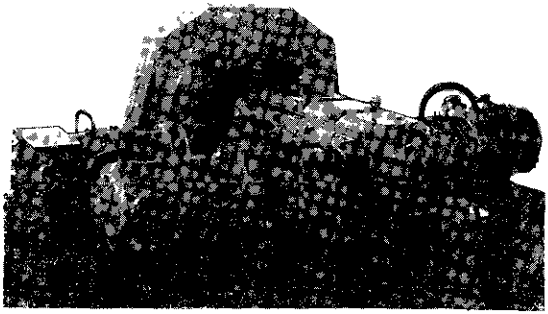


图 12-17　三列对置型高压增压机

2.十字头端至气缸填料进口端之间，比有油润滑压缩机增大一个活塞行程的距离，防止运动机构的润滑油由活塞杆带入气缸。

3.由于密封元件由塑料制成，而塑料的导热性差，因而工作温度不能像有油润滑那样高。除应加强冷却外，对压力比的选择也不应过高。

4.在无油润滑压缩机中，阀片运动时，应不产生金属之间的摩擦；环状阀由于导向块与阀片间有摩擦，故不宜采用。

5.在无油的情况下，气体中若含有微量的水滴，将引起气腔内的腐蚀，所以要考虑防腐蚀的问题。

图 12-18 所示的无油润滑的空气压缩机是立式两列的结构，用于控制系统的仪表或其它需要低压干净空气的场合，排气量 6米$^3$/分，排气压力 8 公斤/厘米$^2$，活塞行程 110 毫米，转数 730转/分，分两级压缩，均为双作用。

压缩机的曲轴箱和机身是合为一整体的箱式结构，所以可采用滚动轴承；十字头滑道直接铸在机身上；运动机构采用压力给油润滑，由机身左侧端部的齿轮油泵供油至曲轴的中心孔处，然后再引至两个连杆瓦处，并从连杆大头瓦通过连杆体的中心孔再向上供给浮动的十字头销。为了防止十字头处的润滑油飞溅至气缸的填料处，以及避免活塞杆表面附着的油被带至气缸，在气缸与十字头滑道之间设置了隔油室，在室内装有塑料刮油环，并在活塞杆上套以耐油橡皮作的“O”型环。在气缸下部机身的两个侧壁上，开有两个较大的通气孔，可使曲轴箱处涌上来的油雾逸出。

两级的气缸铸成一整体，可使列间距大为缩小。气缸由缸座、缸体、缸盖组成。气阀分别放置在缸盖和缸座上，并作轴向布置；在活塞中部设有环形的塑料导向环，两级的活塞环均取两道，在活塞环内衬有弹力环。

压缩机通过弹性联轴器与电动机直接连接。

现代的氧气压缩机均为塑料密封环的结构，中、小型的氧压机又以立式结构居多。图 12-19 所示为排气量 9.2米$^3$/分、排气压力为 31公斤/厘米$^2$的立式三列二级氧气压缩机，活塞行程 180 毫米，转数 485 转/分；在氧气顶吹转炉炼钢中用它供给氧气，在这种场合所需的氧气压力大多均为 31 公斤/厘米$^2$，因而多数情况下均分三级压缩。该压缩机由曲轴箱、机身、中间接筒、气缸四层组合而成，机身上直接铸出滑道；连杆、曲轴、十字头均用球墨铸铁铸成。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

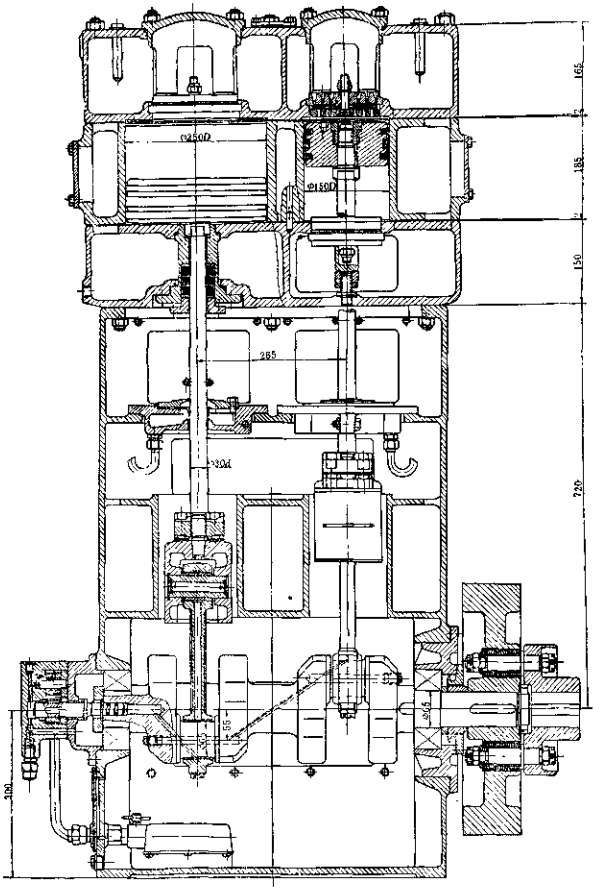



图 12-18　立式无油润滑空气压缩机剖面图

气缸的布置中，将缸径较小的Ⅲ级布置在中间，并且把Ⅰ、Ⅲ级气缸铸成一体、Ⅱ级缸单独设置．各级均为双作用。气阀均沿气缸径向布置，并用塑料的菌状阀，以适应无油润滑压缩机的要求。为了改善填料的工作状况，不仅在填料四周配有冷却水道，而且还在填料盒上设有循环冷却水，以导去填料处的摩擦热。

图 12-20 所示为用于压缩石油气的无油润滑压缩机，由于石油气中有些碳氢化合物将稀释润滑油、所以采用塑料密封元件的无油润滑结构。压缩机的排气量 16.6米³/分，排气压力 41公斤/厘米²，活塞行程 220 毫米，转数 500 转/分。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

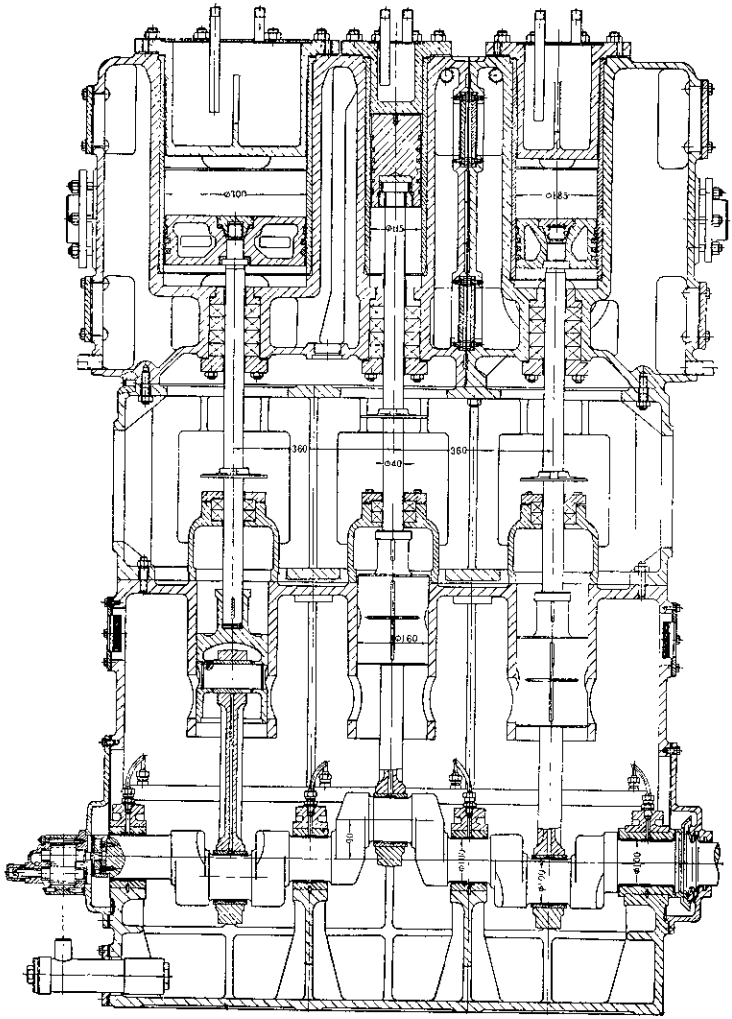
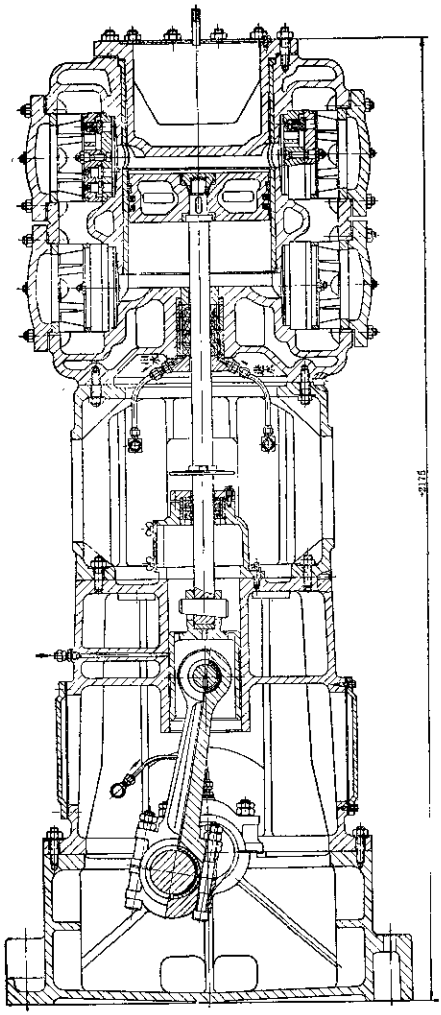



图 12-19 立式



油气储运网www.youqichuyun.com搜集



三列氧气压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

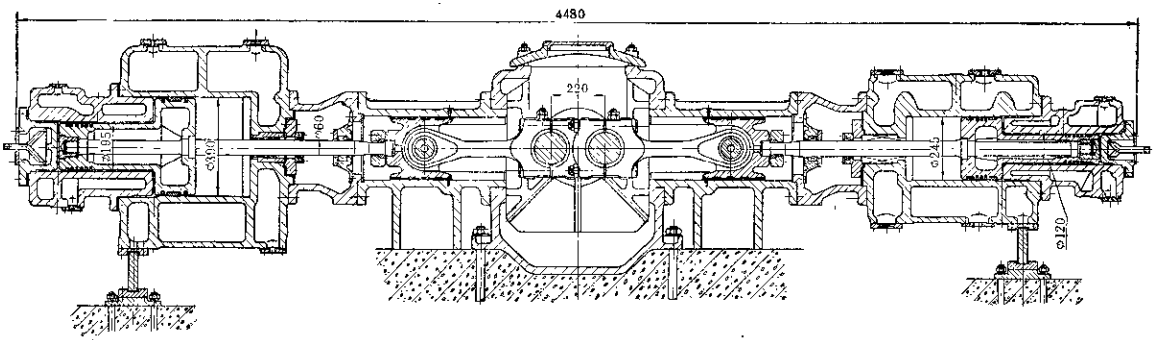



图 12-20　两列对称平衡型无油润滑压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

由于石油气中的重碳成分在100°C以上时会生成煤焦油状的产物，粘着阀片、填料和活塞环等，破坏压缩机的正常运转。所以取用四级压缩，使每级压力比在2.5左右，以保证排气温度不超于90～100°C。

石油气压缩过程中会析出冷凝液，因而气缸的排气阀应布置在下面。有的还设有排液阀，定期地放出冷凝液，以防产生液击。

该压缩机采用两列对称平衡型，左侧为Ⅰ、Ⅲ级，右侧为Ⅱ、Ⅳ级，Ⅰ、Ⅱ级均为双作用；十字头为整体镶轴承合金的结构；气缸中均不设置缸套，虽能改善冷却情况，但为了防止重碳成分的硬颗粒，引起缸壁磨蚀后易于修复，加缸套更合理些。

气缸水平放置的无油润滑压缩机，活塞上的支承环，应取较小的比压，否则对活塞环的正常工作极为不利。

高压气缸无油润滑的塑料密封环压缩机，在气缸中绝对无油的情况下工作是困难的，特别是在温度较高而压力亦高的工作腔内，密封元件的使用寿命是极短的。但是在循环机中，虽然压力较高，但一般排出温度不超过70～80°C，因而压力虽高达320公斤/厘米$^2$，仍能满意地使用，有的甚至使用尼龙制成的密封元件也能满意地工作。

**二、迷宫式压缩机**

图12-21所示为立式两列迷宫式压缩机，其气缸及活塞上均开有迷宫槽，如图中局部放大部分所示。有的迷宫式压缩机仅在活塞上开有迷宫槽，气缸仍为光滑表面。现代迷宫式压缩机的迷宫槽多为类似60°三角形螺纹的沟槽，而沟槽较小，数量较多，则气体泄漏较少。

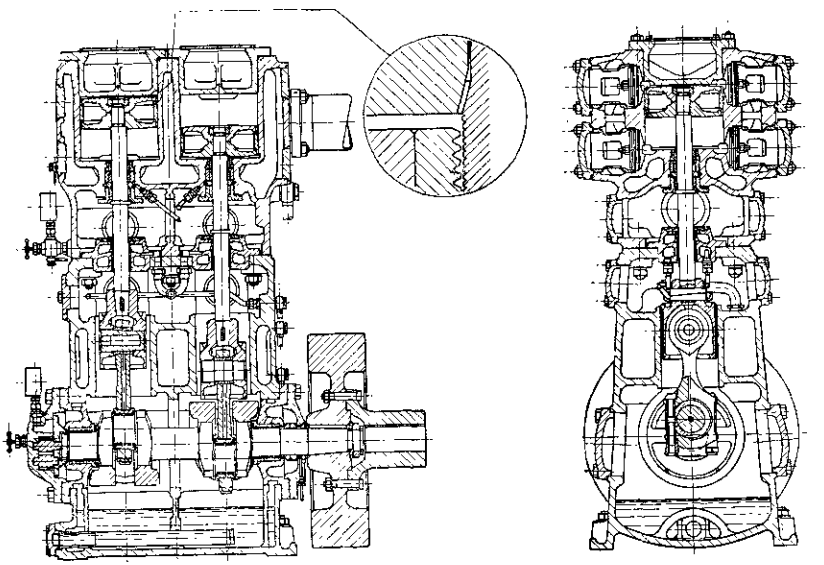


图 12-21　立式两列迷宫式压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

由于受压气体沿间隙高速流动，气流在迷宫槽内受到阻碍，气流的动能转化为热能。从而产生气体的逐级节流，使压力从气缸内压力逐级降到活塞后的压力。

迷宫式压缩机设计时应特别注意以下问题：

1.活塞与气缸的间隙要保持均匀，所以都采用立式结构。为了防止活塞的径向偏移，应有良好的导向，除十字头外，还在十字头的上方有个间隙较小的导向轴套。此外，活塞杆应有足够的刚性，防止横向振动。

2.气体通过迷宫的速度愈高，则泄漏愈小，所以，一般选取高于4米/秒的活塞平均速度。

3.活塞与气缸之间应尽可能选取较小的间隙，但是间隙的大小应顾及气缸不可避免的温度变形，根据缸径的大小与气体压力的高低，在0.05～0.2毫米范围内选取。

迷宫式压缩机的填料，有时是用石墨制做的，这对防止活塞杆被拉毛是有益的。此外，迷宫式压缩机的气阀只能用网状阀或塑料制做的菌状阀。

### 三、膜式压缩机

膜式压缩机是一种特殊结构的压缩机，气缸不需要润滑，密封性非常好，气体不与任何润滑剂接触，所以压缩气体的纯洁度极高，特别适用于某些珍贵的稀有气体的压缩、输送或装瓶。另外，对于腐蚀性强、有毒、易爆的气体，也宜采用膜式压缩机。膜式压缩机所能提供的压力范围较广，可以从很低的压力直到2000公斤/厘米$^2$，它用于食品工业、空气分离、石油工业、化学工业、原子工业以及现代科学技术的试验研究部门。

膜式压缩机的工作原理，示于图12-22。气缸盖4和支承板1上有特殊的曲面，膜片沿周边被压紧在气缸盖4和支承板1之间。缸盖曲面和膜片之间所包含的空间构成了密封性很好的气体压缩室3（气缸），油缸活塞的顶面与膜片之间所包含的空间构成油压室5(油缸)。曲柄连杆机构7带动油缸活塞往复运动，周期性的改变着油缸中的油压，推动膜片2，膜片在油压与气体压力差及本身弹性变形力的作用下，来回折动。周期性的改变气体压缩室(气缸)的容积，进行气体的压缩过程。

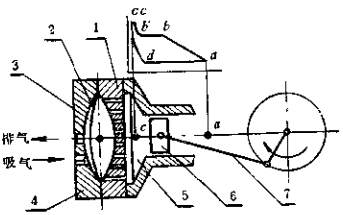



图 12-22 膜式压缩机工作原理图

1—支承板；2—膜片；3—压缩室；4—气缸盖；5—油压室；6—油缸活塞；7—曲柄连杆机构

油缸活塞6往复循环一次，膜片就折动一次。同时膜片在气缸中完成吸气、压缩、排气和膨胀的循环过程。应注意：油缸工作的指示图中，$a$-$b$ 为气体的压缩过程，$b$-$b'$ 为气体的排出，但是在气体排出的终了，油压还要沿 $b'$-$c'$ 上升到某一个值（一般为气体压力的5～10%，最小不低于1.5公斤/厘米$^2$）后，才又沿 $c'$-$c$ 排出多余的油，然后才开始气体的膨胀。油压一定要高出气体压力才会使膜片完全贴紧在缸盖的曲面上。否则将形成有害的余隙容积，而大大地降低排气量。

膜式压缩机与一般的活塞式压缩机相比，有几个显著的特点：

1.气体压缩腔的表面积与容积的比值很大，所以散热良好，因而可以用较高的压力比，如一级压缩达25公斤/厘米$^2$，两级压缩达250公斤/厘米$^2$，三级压缩可达1000公斤/厘米$^2$，有的压力比甚至达25以上；可用较少的级数就能获得较高的终压，结构较简单。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

2.由于压缩是通过膜片的来回折动实现的，膜片的挠度受到材料强度的限制．因而不能过度的挠曲；同时，缸盖的直径如果过大，结构上亦极不合理；压缩室的容积不能很大．所以排气量将受到限制，一般最大排气量在100米³/时以下。

3.膜片是通过液压活塞来推动的，由于液体是不可压缩的，液体的惯性使得液压活塞的来往次数不能过高，否则将产生液柱的断开从而出现液力冲击．所以膜式压缩机的转数一般控制在500转/分以下。

由于以上原因，膜式压缩机用于小排气量高压力的场合更为适宜。

图12-23所示为一台进气压力1.02公斤/厘米²、排气压力200公斤/厘米²、排气量5米³/时的V型两级膜式压缩机。左侧为Ⅱ级缸，右侧为Ⅰ级缸，Ⅰ、Ⅱ级缸成90°，分别配置在可分结构的曲轴箱上；采用了主副连杆结构，单拐单曲臂的曲轴和连杆大头用滚动轴承相联，曲轴支承在双列滚柱调心轴承上，Ⅰ级油缸活塞是直接与连杆用浮动十字头销相连；Ⅱ级下部为一导向活塞，上部为压油的Ⅱ级活塞，它与导向活塞浮动连接；Ⅱ级活塞是组合式的。油的密封是靠活塞环来进行的。

为了防止膜片破裂和穿孔后污染纯净的气体，在一、二级气缸上均装置两个膜片。

气缸上的排气阀口开设于缸盖的中央，吸气口开设在离中央一定距离的部位。为了使油压均匀地作用在膜片上，支承板上合理地布置了通油孔。Ⅰ级支承板上有92个 $\phi$12毫米的孔，Ⅱ级支承板上有92个$\phi$4毫米的孔。Ⅰ级进排气阀均为环状阀，Ⅱ级采用盘状阀。在两级的缸盖上，还配置了加工简便的水网路（在缸盖上钻出的通水孔），以加强气缸的冷却。膜式压缩机由于散热面积大，冷却较好，压缩过程较接近等温过程。

曲轴的前端设有补偿油泵，通过曲轴端部的偏心来驱动。补偿油泵补油时的相位应这样配置：当压缩机吸气过程时，补偿油泵排出的油被送入油缸，这不仅降低了补油压力．更重要的是避免膜片与支承板的冲击，有利于油垫的形成。在油缸的另一侧，设置溢流阀．通过调节溢流阀来控制油缸中的油压，并将过多的油通过回油管使其返回曲轴箱。

缸盖、支承板、油缸之间通过长的弹性螺栓进行连接，这里的密封，力是十分巨大的，而且沿圆周布置的螺栓非常多，所以这些螺栓的紧固必须均匀地进行，否则密封效果不好。

外部管路附件的设置可参看图12-24。

有的膜式压缩机，为减小缸头尺寸并增大其排气量，也有采用活塞式无油润滑压缩机与膜式压缩机串联的方式。图12-25所示为一台L型组合的串联压缩机。垂直列是塑料密封环的两级活塞式压缩机，将压力提高到40公斤/厘米²左右，再送至水平列配置的膜式压缩机加压到600公斤/厘米²左右。

有的膜式压缩机可单独做成增压压缩机，如图12-26所示为一台增压至2000公斤/厘米²的立式单列单级膜式压缩机。

膜式压缩机设计中的关键部分是膜腔曲面的设计，膜腔曲面的基本要求是在一定的中心挠度下能有较大的容积，以及使膜片能在近似等强度下工作。虽有几种可能采取的曲线函数式，但是能保证膜片中央处和周边的应力非常接近的膜腔曲线的函数式如下：

$$W=\frac{W_0}{q-1}\left[2\left(\frac{r}{R}\right)^{q+1}-(q+1)\left(\frac{r}{R}\right)^2+q-1\right] \qquad (12\text{-}1)$$

式中 $q$——方程指数，它取决于在大挠度情况下，膜片获得均衡稳定变形的最小外力；

$W$——曲线纵座标值；

$W_0$——曲线中心纵座标值；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

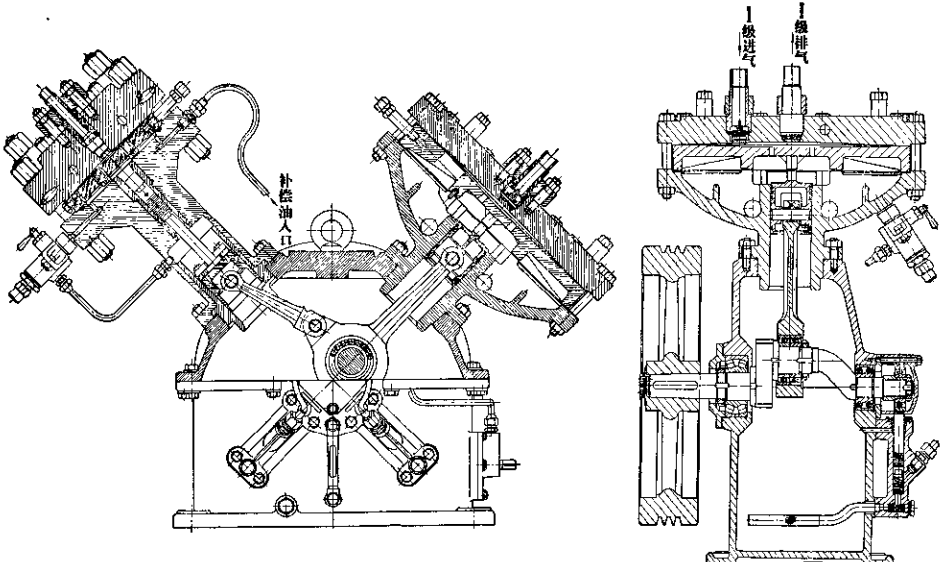



图 12-23　V型两级膜式压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

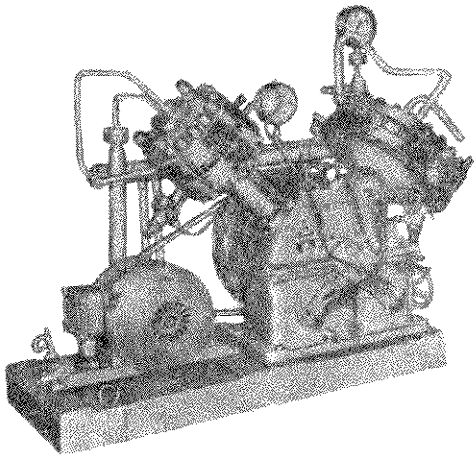


图 12-24　膜式压缩机外观图

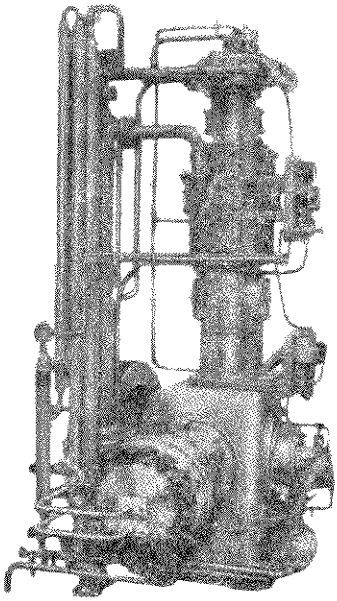


图 12-25　塑料密封环压缩机与膜式压缩机串联

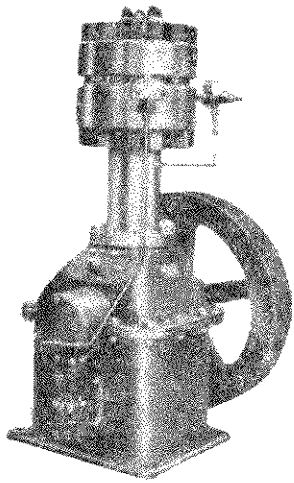


图12-26　增压至2000公斤/厘米²的膜式压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

$r$ ——对称轴到曲线上计算点的距离；

$R$ ——曲面起始点的半径。

膜腔曲线是一个指数方程，其计算值要求精确到小数点后四位，所以必须经专门的计算才能求得。

式12-1所代表的曲线应用到膜腔情况，其膜片所扫过的理论上的体积可用下面的公式求得：

$$V=2\pi R^2 W_0 \frac{q+1}{q+3} \text{（厘米}^3\text{）} \qquad (12\text{-}2)$$

式中 $R$ ——曲面起点的半径（厘米）；

$W_0$ ——膜片的最大挠度（厘米）；

$q$ ——指数。

从式12-2可知，如果 $R$、$W_0$ 值一定时，要获得较大的体积，可以选取较大的 $q$ 值。但是 $q$ 值的增大，在膜片内将引起过大的应力，对膜片的寿命也是极不利的。应该指出，$q$ 值增大到一定程度时，对膜腔体积增大的影响也将减小，因而 $q$ 值多在3～5之间选择。

在膜式压缩机设计中，缸盖（盖板）与支承板之间的曲面所包围的容积，应比油活塞的行程容积要大（油活塞的行程容积，约等于膜片在工作时所扫过的工作容积），而大出的容积用补偿油泵进行补充。也就是说，不能使膜片在吸气时冲击支承板，必须使膜片与支承板之间存有油垫，油垫厚度一般取为 $0.25W_0$。因此，膜片的实际工作容积将只能按下式计算，这也就是气体压缩腔的行程工作容积：

$$V_t \approx 1.75\pi R^2 W_0 \frac{q+1}{q+3} \qquad (12\text{-}3)$$

必须提及的是气阀孔开设的位置，排气阀开在正中央，吸气阀应开在距中心约为 $0.627R$ 处，因为这点应力的变化不大，所以，对膜片的受力是有利的。气阀通道孔开设成网状的小孔，可以避免阀片上产生过大的局部应力，而且在小孔的周边必需倒圆修光。

进排气孔的气流速度，在高压级往往很高，这是因为如果要增大通道面积，势必会带来余隙容积的增加，从而对排气量的影响较大。对膜式压缩机来说，余隙容积一般应控制在2.5～3.5%。要减少余隙容积就必须注意进排气孔的大小，另外，气阀设计时，也应考虑到尽量减少余隙容积。

膜式压缩机的容积效率，不仅随着压力比的大小而有显著改变，而且膜腔容积大小的变化，对它也有较大的影响。这一点是特别重要的，因为余隙容积的减小，将不可能随着膜腔容积的减小而成比例地变化，所以对较小的膜腔，在高压力比时，容积效率甚至还不到20%。

膜式压缩机的膜片，由一种具有很好弹性的薄钢板制成。由于其最大挠度 $W_0$（即中心处的挠度）与膜片厚度 $h$ 之比一般大于5（即 $W_0>5h$），膜片处于一种绝对挠性平板的状态下工作，所以对膜片的基本要求应该是：

1.强度高。由于膜片在工作时周期地振动，承受着交变载荷，首先要求其疲劳强度高。不仅如此，还应从另一方面考虑，即膜片在工作时，不应产生塑性变形，所以材料还应有较高的弹性极限及较低的延伸率。

2.耐腐蚀。由于膜式压缩机经常用于压缩有腐蚀性的气体，当膜片接触腐蚀性气体时，直接降低膜片的强度，影响使用期限，同时对纯洁的气体也将带来污染，所以，膜片必须耐



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

腐蚀。

适宜于制做膜片的材料是：高碳钢一类的薄钢板，对有腐蚀性的气体则用不锈钢，如1Cr18Ni9TiA、1Cr13等；在低压时还可以用塑料和橡皮来制做膜片。

膜片在工作时反复变形，在膜片内部产生较高的应力。从弹性理论得知：工作时的膜片类似于四周固定、承受均匀载荷的平板，而且是处于绝对挠性状态。所以，其内部应力主要是正应力，剪切应力很小（不超过正应力的10%），一般可以忽略。正应力是由弯曲应力（随膜片厚度的减小而减小）和拉伸应力所组成。在 $W_0>5h$ 时，主要的是拉伸应力。至于这些应力的计算，可参考有关的弹性理论书籍。

除了膜片由于变形而引起的应力外，还存在一种局部应力。如图 12-27 所示为阀孔处膜片变型的情况，局部应力的产生是由于在进排气口处，膜片在过剩油压（即超过气体压力的那部分压力）的作用下，产生局部的弯曲应力。这种局部应力可按下式计算：

$$\sigma_0=0.69\Delta p\left(\frac{a}{h}\right)^2\text{（公斤/厘米}^2\text{）} \qquad (12\text{-}4)$$

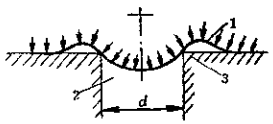


图 12-27　阀孔处膜片的变形
1—膜片；2—阀口；3—缸盖

式中　$a$——小孔半径（厘米）；

$\Delta p$——过剩油压（公斤/厘米²）；

$h$——膜片厚度（厘米）。

当分别考虑由于膜片变形所引起的正应力，以及阀孔处膜片的局部应力时，在膜片中总的应力应为两者之和。这一总应力与膜片材料的疲劳强度之间应保持1.2～1.5的安全系数。

通常，钢制膜片的厚度一般在0.3～0.5毫米之间，过厚的膜片，其正应力将增高。为增加膜片工作的可靠性，可采用多层膜片（两层或三层），在安装时，相互之间的表面上应涂以油层。

膜式压缩机的膜片，可以直接应用经抛光后的冷轧薄钢板，因为这样薄的钢板，如果进行磨制，不仅不能保证厚度的均匀，而且会破坏轧制后的冷作硬化层。

此外还应注意在油缸的最高位置处开设放气孔，以排出油腔内的气体，否则将影响油泵的正常工作。

至于其它部件，如补偿油泵、溢流阀等，工作也应可靠。此外，还应注意曲轴箱内的润滑油和油缸中的油是通用的，所以，进入补偿油泵的油的过滤必须严格，否则，硬质点进入膜片下面或溢流阀瓣处，将影响膜式压缩机的工作，或者引起膜片损坏。

## 第五节　循环压缩机和超高压压缩机

### 一、循环压缩机

在化工、石油工业的生产中，送入反应塔内的气体，不能完全反应，未合成的气体从反应塔引出后，由于流动损失，压力有所下降，通过循环机增压后重返反应塔。

循环机工作压力往往较高，因而活塞上的气体推力较大，为平衡往返行程的活塞力，常用贯穿活塞杆的活塞。

对于循环压缩机，由于压力比通常不大于1.5，排出的气体温度并不高，气缸可以不予冷却。循环机气阀的能量损失相对于压缩功的比例较大，气阀中许用的流速往往比同压力的其

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

他压缩机为低，增加气阀通道所引起余隙的增加，对循环机工作的影响不大。

图12-28为石油炼制中使用的氢气循环机，进气压力26公斤/厘米$^2$，排气压力36公斤/厘米$^2$，在进气状态下的排气量10米$^3$/分，活塞行程240毫米，转数375转/分；设计成两列对称平衡结构，为双缸、双作用。设有完全顶开吸入阀的气量调节装置，用气动薄膜阀进行操纵，能进行多位调节。

气缸中不注润滑油，采用无油润滑的活塞环和密封环进行密封。因为氢气容易泄漏和爆炸，所以从填料中漏出的气体汇集到一个集气罐内，然后排出室外，还在气缸填料与刮油器之间、中体的上方开有引气口，将泄漏的气体再次引出室外，并采用正压通风的电动机，以防止室内的氢气与电动机转子和定子间所产生的火花接触而引起爆炸。

图12-29为高压氮氢气循环压缩机，两列双气缸对称平衡型结构，进气压力285公斤/厘米$^2$，排气压力321公斤/厘米$^2$，活塞行程75毫米，转数585转/分，气缸直径75毫米。由于缸径较小，所以采用稀土球墨铸铁的铸造气缸。

高压填料是用塑料制造的，为整环不开口的人字形结构，共5组，靠每组的钢环将塑料密封圈向内径并同时向外径方向挤压，达到密封的目的。为加强冷却，在放置填料盒的外套外表面还加设冷却水套。

**二、超高压压缩机**

工作压力高于1000公斤/厘米$^2$的压缩机，除实验室供试验外，工业上唯一使用的场合是在高压法合成聚乙烯的生产中。目前高压法的聚合压力为1500～3500公斤/厘米$^2$。

超高压压缩机，经常作为增压压缩机。现行的化工工艺流程中，超高压压缩机的吸气压力为250公斤/厘米$^2$左右，由于聚合反应率只有16～30%，因而超高压压缩机所处理的气量将比高压压缩机（工作压力为250公斤/厘米$^2$左右）输送的排气量大3～6倍。

目前国外生产的大型往复式压缩机的单机排气量在15000～50000公斤/时之间。

超高压压缩机设计计算的特点：一是随着压力的增加，比容减少很小，气体接近液体状态，气缸余隙对容积效率的影响不大，虽取用较大的压力比，容积效率下降得不多。另一方面，由于乙烯的绝热数值较小，随着压力比的增加，压缩后的温度上升得缓慢，也有利于采用较少的级数。

此外还应注意：在高压聚乙烯合成中，在很高的压力下，如果温度过高，会出现爆炸性的热反应，乙烯将分解成碳黑和氢，易堵塞管道和排气口，所以各级的排气温度应限制在80～120°C之间。

压缩机的吸气温度对中间压力的波动影响很大，例如吸气压力为200公斤/厘米$^2$，排气压力为2500公斤/厘米$^2$的两级压缩的情况下，若第一级的吸气温度从40°C降到20°C，将引起级间压力从1000公斤/厘米$^2$上升到1600公斤/厘米$^2$，从而引起压力比的改变。

图12-30为六列立式压缩机的一列，其排气压力为1750公斤/厘米$^2$，吸气压力为300公斤/厘米$^2$，两级压缩，第一级从300公斤/厘米$^2$压缩到1000公斤/厘米$^2$，第二级从1000公斤/厘米$^2$压缩到1750公斤/厘米$^2$。采用立式结构对活塞的对中以及改善活塞环磨损的均匀性都是有利的。

在超高压压缩机中，由于气体压力较高，作用在活塞上的推力较大。为了加强十字头销的承载能力，用专门的高压注油泵装设在十字头上（见图12-30），由连杆的摆动运动带动摇杆传动油泵，将润滑油直接注入十字头销的摩擦表面上，以提高其承载能力。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

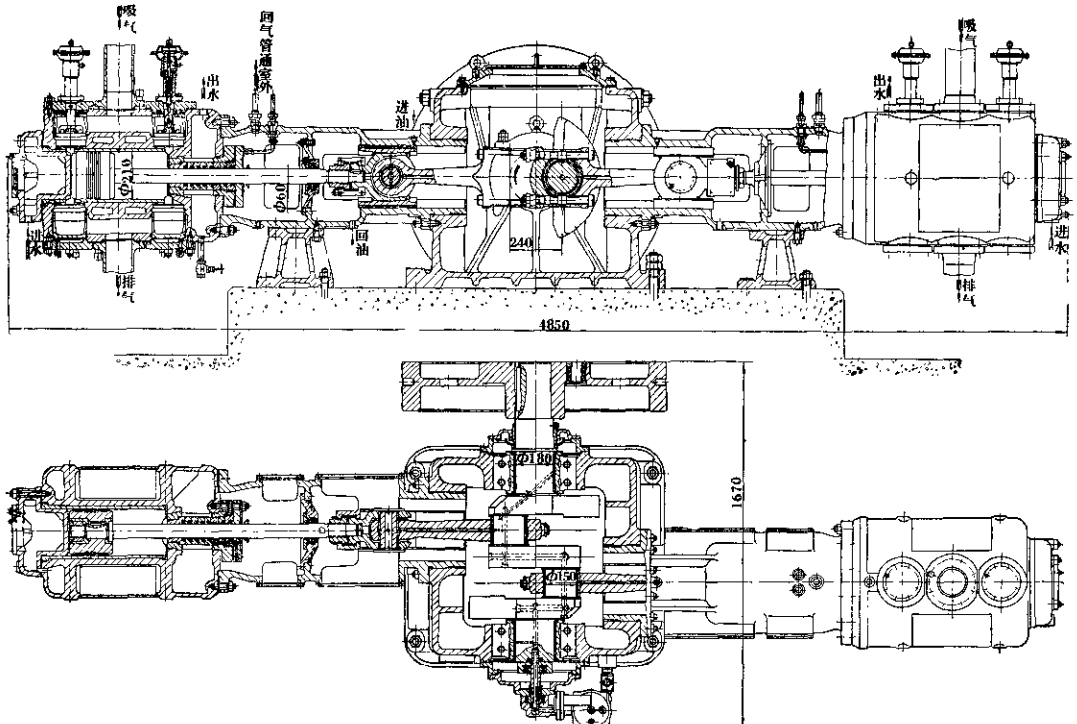



图 12-28 氢气循环压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

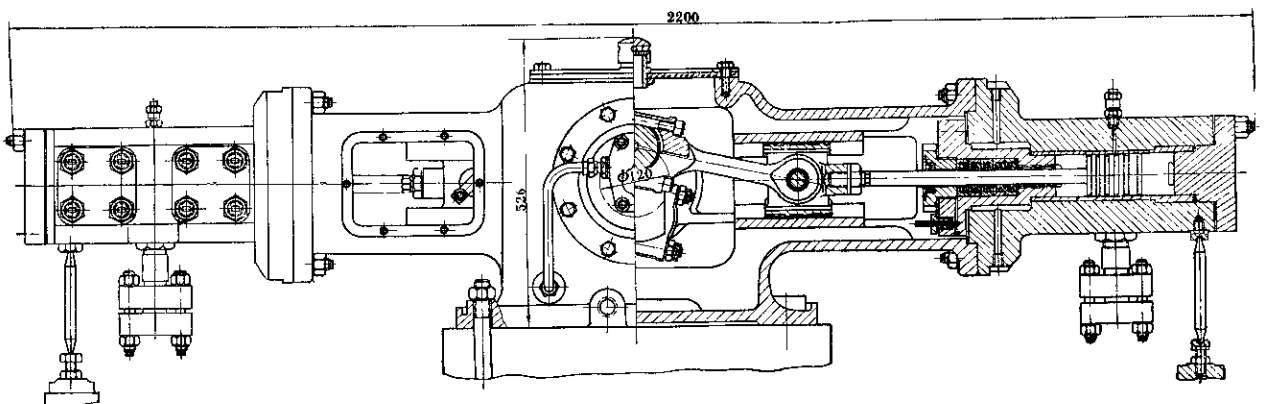



图 12-29　高压氨氢气循环压缩机

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

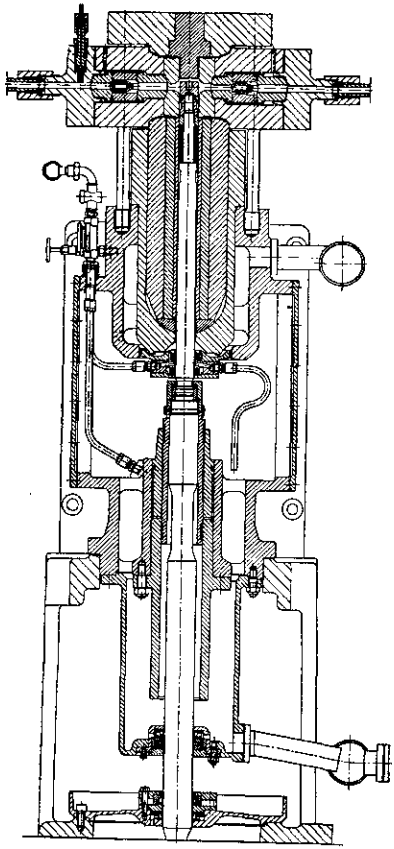


图 12-30　压力为1750公斤/厘米²的压缩机

气缸外套配置在铸铁的中体上，由长的弹性螺栓将气缸体、气缸头与气缸外套紧固在中体上。螺栓紧固力约为活塞最大负荷的10倍。气缸由33CrNi3MoA钢制造，并为形状简单的组合筒体，这样能使气缸沿壁厚的应力分布均匀，并能保证锻件锻造质量和减小锻件尺寸。

气缸套为薄壁结构，由碳化钨制造。由于碳化钨具有极硬的表面和高的弹性模数，因而能大大改善摩擦状况，并避免拉缸；同时，碳化钨在内压作用下的变形比钢小得多，因此活塞环的密封性能会得到改善。碳化钨缸套与缸体之间采用很大的过盈配合，使缸套在任何情况下均保持压缩状态，为了这一目的，气缸体的外部用油进行冷却，保持内外温差，以形成外层对内层的压缩力。

气缸与活塞之间的动密封采用组合活塞结构。为了保证活塞运动时能准确的对中和导向，在活塞的前端设有导向套，活塞杆不直接与十字头连接，而在十字头与活塞杆之间加入一段导向杆，导向杆与其圆形的滑道之间的间隙为0.036～0.106毫米，以保证活塞杆运动时中心的偏移较小。导向杆与活塞杆以及十字头之间作关节连接，通过这种方式，消除十字头与滑道之间的较大间隙引起的活塞运动的过大偏斜。

图12-30所示压缩机气缸的结构中，在缸头上仍保留径向开孔，气阀分装在缸头的两侧，采用菌状阀。气缸头最上部的法兰盖，可以在不移动气缸的情况下卸去，因而活塞杆可通过上部的孔取出，便于更换活塞环。

润滑油由吸气阀前注入后，靠吸入的气体带入气缸，以润滑活塞环。

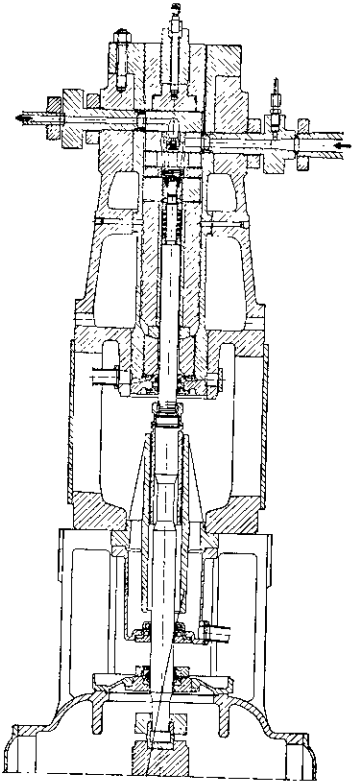
图12-31*a*的立式超高压压缩机，除气缸结构外，其他部分均与图12-30所示大体相同。其特点是在气缸上采用了组合阀，其结构如图12-31*b*所示，吸气阀为阀片，排气阀为菌状阀；虽在吸排气口处仍保留径向开孔，但是在径向开孔处承受的内压已不是交变的压力，而是静压；从疲劳破坏的观点看，这种结构较图12-30所示的缸头结构优越，因为应力集中最大的部位已不承受交变应力。

超高压压缩机的密封结构，除用组合活塞环外，还可用填料进行密封。图12-32*a*所示的超高压压缩机采用五组填料密封，气缸为组合的双层圆筒，润滑油直接从填料处注入，其

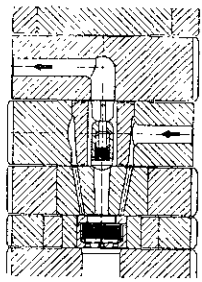


油气储运网www.youqichuyun.com搜集

润滑效果比吸气时带油进入气缸的润滑为佳。图 12-32 所示压缩机的排气量较大，可用于压力为2500公斤/厘米$^2$以上的场合；吸排气阀也是组合阀，由于气缸缸径较大，气阀按图12-32$b$的方式布置；排气阀在上部，吸气阀在下部，吸排气阀均为菌状的阀头，排出的气体通过中心部分引出。吸气口径向布置，气体进入环形空间以后，再引至各吸入阀；吸排气之间的密封为环形自紧密封，阀的各组成圆盘之间均为研磨密封。



a)



b)

图 12-31 带组合阀的超高压压缩机

图12-31、图12-32的超高压压缩机都是立式结构，由于压力较高，虽缸径不大，但相应的气体推力很大，设计者不得不采用较笨重的运动部件。近来超高压压缩机的运动部件多设计成如图12-33 所示的结构，其特点是气缸中心线在一直线上，十字头是框架式的，运动机构为两侧气缸所公用，每端柱塞分别固定在十字头两侧，亦有辅助的导向杆，将十字头与活塞连接起来。这种结构不仅能使作用在相对的两活塞上的活塞力互相抵消一部分，减轻运动部分的受力，同时还可以采取多列的形式，通过选择适当的曲柄错角，使切向力也比较均衡。所以，目前的大型超高压压缩机都趋于采用这种气缸中心在一直线上的对置型结构。

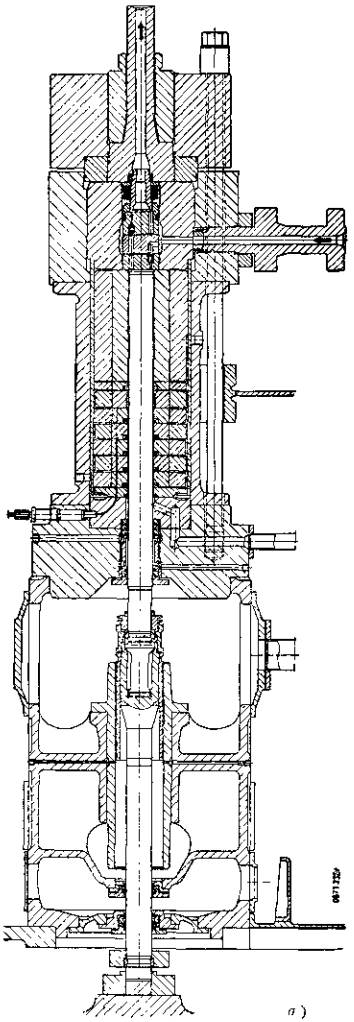
图12-34所示的对置式超高压压缩机为两级双缸，吸气状态下的气量 63 米$^3$/分，Ⅰ级吸入压力245公斤/厘米$^2$；Ⅰ级的排气压力735公斤/厘米$^2$，Ⅱ级的排气压力1470公斤/厘米$^2$，转数255转/分，行程250毫米；Ⅰ级柱塞直径63毫米，Ⅱ级的为56毫米，采用活塞力为 63 吨的传动部件；由于列数少，所以不得不采用很大的飞轮。

该压缩机气缸采用锥形缸头，缸头的内孔上作成球形，吸排气阀孔开在缸头的球面上，所以仍属径向开孔。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

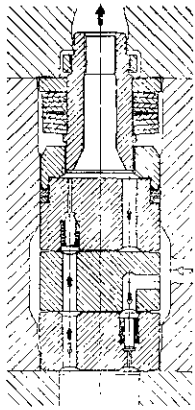
众所周知，超高压压缩机的设计和制造是一个复杂的问题，几乎每个零件及安装和维护方面的问题都要专门研究和探讨，所有受力的元件和部件都要进行专门的设计和计算。首先是安全问题，每个部件都应慎重对待，特别是许多受力复杂、应力很大的部件，不仅要有足够的承载能力，而且应严格控制其制造质量；其次是要注意运转操作的可靠与方便，以及装设必要的监视报警系统。



a)

在超高压下的静密封部分，困难不大，经过仔细研磨的平面，就可以进行很好的密封。因为此时密封比压值非常接近于材料的屈服限，即使有轻微的擦伤、小的缺陷和污物，也可因材料的塑性变形而消除这些因素的影响。然而动密封是比较困难和复杂的，即使一种用之有效的结构型式，由于材质、制造精度和安装质量任一方面的差异，其密封效果也将是不同的，所以它是超高压压缩机的关键问题。

超高压压缩机的驱动方式有电动机驱动与液压驱动两类。由于液压传动较为复杂，近来应用的不多。工业上使用的超高压压缩机，如果工艺及操作条件变化较大，要求能进行气量的调节时，将不得不用变速的电动机进行驱动，这时有用大功率的可控硅整流的。但是如果操作条件较稳定，采用同步定速电动机是较为简便可行的。



b)

图 12-32　填料密封的超高压压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

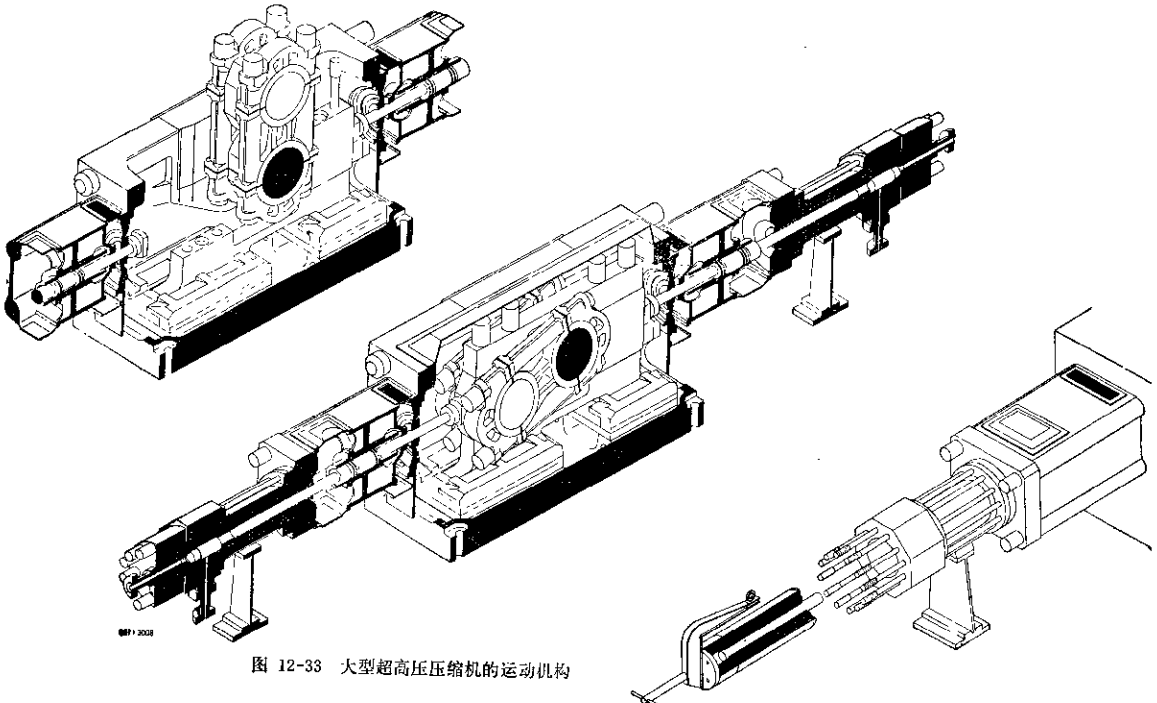


图 12-33　大型超高压压缩机的运动机构

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

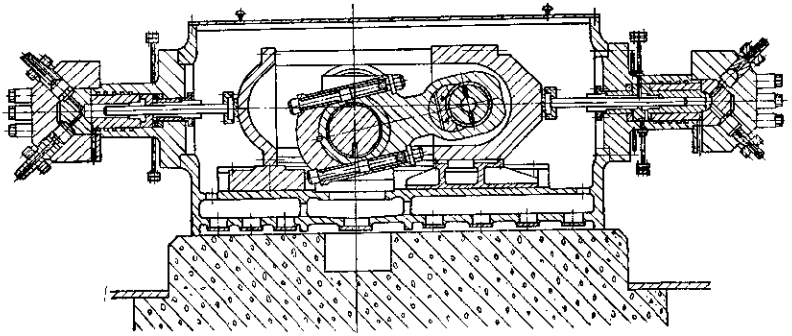


图 12-34 对置型超高压压缩机



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 附录一 单 位 换 算

## 表 1 长 度

| 米 (m) | 厘 米 (cm) | 毫 米 (mm) | 吋 (in) | 呎 (ft) | 碼 (yd) | 市 尺 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $10^2$ | $10^3$ | 39.37 | 3.281 | 1.094 | 3 |
| $10^{-2}$ | 1 | 10 | 0.394 | $3.281\times10^{-2}$ | $1.094\times10^{-2}$ | $3\times10^{-2}$ |
| $10^{-3}$ | 0.1 | 1 | $3.937\times10^{-3}$ | $3.281\times10^{-3}$ | $1.094\times10^{-3}$ | $3\times10^{-3}$ |
| $2.54\times10^{-2}$ | 2.54 | 25.4 | 1 | $8.333\times10^{-2}$ | $2.778\times10^{-2}$ | $7.62\times10^{-2}$ |
| 0.305 | 30.48 | $3.048\times10^2$ | 12 | 1 | 0.333 | 0.914 |
| 0.914 | 91.44 | $9.10\times10^2$ | 36 | 3 | 1 | 2.743 |
| 0.333 | 33.333 | $3.333\times10^2$ | 13.123 | 1.094 | 0.366 | 1 |

注：1公里=1000米=2市里；1市寸=3.333厘米=1.312吋(″)；1微米(μ)=$10^{-6}$米=0.1絲(道)；1密耳(mil)=$10^{-3}$吋(″)；1哩(mile)=$1.609\times10^3$米；1浬(M)=$1.852\times10^3$米；我国习惯上称1/8吋为“吩”：如3/8、5/8吋常叫做3“吩”，5“吩”。

## 表 2 面 积

| 米$^2$ ($m^2$) | 厘 米$^2$ ($cm^2$) | 毫 米$^2$ ($mm^2$) | 吋$^2$ ($in^2$) | 呎$^2$ ($ft^2$) | 碼$^2$ ($yd^2$) | 市 尺$^2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $10^4$ | $10^6$ | $1.550\times10^3$ | 10.764 | 1.196 | 9 |
| $10^{-4}$ | 1 | $10^2$ | 0.155 | $1.076\times10^{-3}$ | $1.196\times10^{-4}$ | $9\times10^{-4}$ |
| $10^{-6}$ | $10^{-2}$ | 1 | $1.55\times10^{-3}$ | $1.076\times10^{-5}$ | $1.196\times10^{-6}$ | $9\times10^{-6}$ |
| $6.452\times10^{-4}$ | 6.452 | $6.452\times10^2$ | 1 | $6.944\times10^{-3}$ | $7.617\times10^{-4}$ | $5.801\times10^{-3}$ |
| $9.290\times10^{-2}$ | $9.290\times10^2$ | $9.290\times10^4$ | $1.44\times10^2$ | 1 | 0.111 | 0.836 |
| 0.836 | 8361.3 | $0.836\times10^6$ | 1296 | 9 | 1 | 7.524 |
| 0.111 | $1.111\times10^3$ | $1.111\times10^5$ | $1.722\times10^3$ | 1.196 | 0.133 | 1 |

注：1公亩=100米$^2$=0.01公頃；1市亩=$6.667\times10^2$米$^2$；1英亩=4047米$^2$=4.356呎$^2$；1公里$^2$=$10^6$米$^2$=$1.5\times10^3$市亩。

## 表 3 体 积

| 米$^3$ ($m^3$, kl) | 分米$^3$(升) (l, $dm^3$) | 厘米$^3$(毫升) (ml, cc) | 吋$^3$ ($in^3$) | 呎$^3$ ($ft^3$) | 加仑(美) (gal) | 加仑(英) (gal) | 碼$^3$ ($yd^3$) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $10^3$ | $10^6$ | $6.102\times10^4$ | 35.315 | $2.642\times10^2$ | $2.200\times10^2$ | 1.308 |
| $10^{-3}$ | 1 | $10^3$ | 61.024 | $3.532\times10^2$ | 0.264 | 0.220 | $1.308\times10^{-3}$ |
| $10^{-6}$ | $10^{-3}$ | 1 | $6.102\times10^{-2}$ | $3.532\times10^{-5}$ | $2.642\times10^{-4}$ | $2.200\times10^{-4}$ | $1.308\times10^{-6}$ |
| $1.639\times10^{-5}$ | $1.639\times10^{-2}$ | 16.387 | 1 | $5.787\times10^{-4}$ | $4.329\times10^{-3}$ | $3.605\times10^{-3}$ | $2.143\times10^{-5}$ |
| $2.832\times10^{-2}$ | 28.317 | $2.832\times10^4$ | $1.728\times10^3$ | 1 | 7.481 | 6.229 | $3.704\times10^{-2}$ |
| $3.785\times10^{-3}$ | 3.785 | $3.785\times10^3$ | $2.310\times10^2$ | 0.134 | 1 | 0.833 | $4.951\times10^{-3}$ |
| $4.546\times10^{-3}$ | 4.546 | $4.546\times10^3$ | $2.775\times10^2$ | 0.161 | 1.201 | 1 | $5.946\times10^{-3}$ |
| 0.765 | 7.64 | $7.646\times10^5$ | $4.666\times10^4$ | 27 | $2.020\times10^2$ | $1.682\times10^2$ | 1 |

注：1公升=1升=1市升；1公撮=1毫升。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**表 4　重量(质量)**

| 毫克 (mg) | 克 (g) | 公斤(千克) (kg) | 啊 (OZ) | 吨 (ton) | 磅 (lb) |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $10^{-3}$ | $10^{-6}$ | $3.527\times10^{-5}$ | $10^{-9}$ | $2.205\times10^{-6}$ |
| $10^{3}$ | 1 | $10^{-3}$ | $3.527\times10^{-2}$ | $10^{-6}$ | $2.205\times10^{-3}$ |
| $10^{6}$ | $10^{3}$ | 1 | 35.274 | $10^{-3}$ | 2.205 |
| $2.835\times10^{4}$ | 28.35 | $2.835\times10^{-2}$ | 1 | $2.835\times10^{-5}$ | $6.25\times10^{-2}$ |
| $10^{9}$ | $10^{6}$ | $10^{3}$ | $3.527\times10^{4}$ | 1 | $2.205\times10^{3}$ |
| $4.536\times10^{5}$ | $4.536\times10^{2}$ | 0.454 | 16 | $4.536\times10^{-4}$ | 1 |

注：1 市斤=0.5公斤；　1 英吨(长吨)=1.016吨=2240磅；　1 美吨(短吨)=0.907吨=2000磅。

**表 5　力**

| 达因 (dyn) | 克 (g) | 牛顿 (N) | 公斤 (kg) | 磅 (lb) |
|---|---|---|---|---|
| 1 | $1.02\times10^{-3}$ | $10^{5}$ | $1.02\times10^{-6}$ | $2.248\times10^{-6}$ |
| $9.81\times10^{2}$ | 1 | $9.81\times10^{-3}$ | $10^{-3}$ | $2.205\times10^{-3}$ |
| $10^{5}$ | $1.02\times10^{2}$ | 1 | $1.02\times10^{-1}$ | 0.225 |
| $9.81\times10^{5}$ | $10^{3}$ | 9.81 | 1 | 2.205 |
| $4.448\times10^{5}$ | $4.536\times10^{2}$ | 4.448 | $4.536\times10^{-1}$ | 1 |

注：上表中“克”、“公斤”、“磅”，按照力的单位应写作“克力”、“公斤力”、“磅力”等，以便与质量区别，现考虑到过去使用的习惯，均未加“力”字。根据力=质量×加速度，在工程单位制中：

1 牛顿=1 公斤×1米/秒²；在厘米·克·秒制中：　1 达因=1 克×1厘米/秒²；

1 百万牛顿(MN)=$10^{6}$牛顿。

**表 6　压力**

| 达因/厘米²(巴) (dyn/cm²) | 米水柱 (mH$_2$O) | 毫米水银柱 (mmHg) | 大气压(标准) (atm) | 公斤/厘米² (工程大气压) (at) | 时水柱 (inH$_2$O) | 磅/时² (lb/in²) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $1.020\times10^{-5}$ | $0.750\times10^{-3}$ | $0.987\times10^{-6}$ | $1.020\times10^{-6}$ | $4.015\times10^{-4}$ | $1.450\times10^{-5}$ |
| $0.981\times10^{5}$ | 1 | 73.556 | $0.968\times10^{-1}$ | 0.1 | 39.370 | 1.422 |
| $1.333\times10^{3}$ | $13.596\times10^{-3}$ | 1 | $1.316\times10^{-3}$ | $1.360\times10^{-3}$ | 0.535 | $1.934\times10^{-2}$ |
| $1.013\times10^{6}$ | 10.333 | 760 | 1 | 1.033 | $4.068\times10^{2}$ | 14.696 |
| $0.981\times10^{6}$ | 10 | 735.56 | 0.968 | 1 | $3.937\times10^{2}$ | 14.223 |
| $2.491\times10^{3}$ | $2.540\times10^{-2}$ | 1.868 | $2.458\times10^{-3}$ | $2.540\times10^{-3}$ | 1 | $3.613\times10^{-2}$ |
| $6.895\times10^{4}$ | 0.703 | 51.715 | 0.068 | 0.070 | 27.681 | 1 |

注：1 牛顿/米²(N/m²)=$0.102\times10^{-4}$公斤/厘米²；　1 百万牛顿/米²(MN/m²)=10.2公斤/厘米²；

1 磅/呎²(lb/ft²)=$4.882\times10^{-4}$公斤/厘米²；　1 托(Torr)=1 毫米水银柱。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 7 功 能

| 焦 耳 (绝对)<br>(J) | 千 卡<br>(kcal) | 英 热 单 位<br>(BTU) | 千瓦·时<br>(kw·h) | 馬 力·时<br>(H·h) | 公 斤·米<br>(kg·m) |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $2.389\times10^{-4}$ | $9.478\times10^{-4}$ | $2.778\times10^{-7}$ | $3.725\times10^{-7}$ | 0.102 |
| $4.187\times10^{3}$ | 1 | 3.968 | $1.163\times10^{-3}$ | $1.560\times10^{-3}$ | $4.269\times10^{2}$ |
| $1.055\times10^{3}$ | 0.252 | 1 | $2.931\times10^{-4}$ | $3.930\times10^{-4}$ | $1.076\times10^{2}$ |
| $3.600\times10^{6}$ | $8.599\times10^{2}$ | $3.412\times10^{3}$ | 1 | 1.341 | $3.671\times10^{5}$ |
| $2.685\times10^{6}$ | $6.412\times10^{2}$ | $2.544\times10^{3}$ | 0.746 | 1 | $2.738\times10^{5}$ |
| 9.807 | $2.342\times10^{-3}$ | $9.295\times10^{-3}$ | $2.724\times10^{-6}$ | $3.653\times10^{-6}$ | 1 |

注：1英制馬力时=1.014馬力时；1国际焦耳≈1焦耳；　1牛顿米=1焦耳=$10^{7}$尔格。

## 表 8 功 率

| 千 瓦<br>(kw) | 馬 力<br>(HP) | 公斤·米/秒<br>(kg·m/s) | 磅·呎/秒<br>(ft·lb/s) | 千卡/秒<br>(kcal/s) | 英热单位/秒<br>(BTU/s) |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1.360 | 102 | 0.738 | 0.238 | 0.947 |
| 0.735 | 1 | 75 | 541 | 0.175 | 0.696 |
| $0.981\times10^{-2}$ | $0.133\times10^{-1}$ | 1 | 7.233 | $0.234\times10^{-2}$ | $0.930\times10^{-2}$ |
| $0.136\times10^{-2}$ | $0.184\times10^{-2}$ | 0.138 | 1 | $0.324\times10^{-3}$ | $0.129\times10^{-2}$ |
| 4.200 | 5.700 | 427 | 3090 | 1 | 3.968 |
| 1.055 | 1.434 | 107.600 | 777.600 | 0.252 | 1 |

注：1英制馬力=1.014馬力；　1瓦=$10^{-3}$千瓦；　1尔格/秒=$1.02\times10^{-8}$公斤·米/秒；　1千瓦=1000焦耳/秒。

## 表 9 温 度

### 1) 换算公式

| 絕 对 温 度 (°K) | 攝 氏 温 度 (°C) | 华 氏 温 度 (°F) |
|---|---|---|
| $t_K=t_C+273$ | $t_C=(t_t-32)\times\frac{5}{9}$ | $t_F=\frac{9}{5}t_C+32$ |

常 用 温 度 換 算

| C | 需換算的温度 | F | C | 需換算的温度 | F | C | 需換算的温度 | F | C | 需換算的温度 | F | C | 需換算的温度 | F |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| -40 | -40 | -40 | 15.6 | 60 | 140 | 37.8 | 100 | 212 | 88 | 190 | 374 | 138 | 280 | 536 |
| -34.4 | -30 | -22 | 18.3 | 65 | 149 | 40 | 104 | 219.2 | 93 | 200 | 392 | 143 | 290 | 554 |
| -28.9 | -20 | -4 | 20 | 68 | 154.4 | 43 | 110 | 230 | 99 | 210 | 410 | 149 | 300 | 572 |
| -23.3 | -10 | 14 | 21.1 | 70 | 158 | 49 | 120 | 248 | 100 | 212 | 413 | 154 | 310 | 590 |
| -17.8 | 0 | 32 | 23.9 | 75 | 167 | 54 | 130 | 266 | 104 | 220 | 428 | 160 | 320 | 608 |
| -12.2 | 10 | 50 | 26.7 | 80 | 176 | 60 | 140 | 284 | 110 | 230 | 446 | 166 | 330 | 626 |
| -6.67 | 20 | 68 | 29.4 | 85 | 185 | 66 | 150 | 302 | 116 | 240 | 464 | 171 | 340 | 644 |
| -1.11 | 30 | 86 | 30 | 86 | 186.8 | 71 | 160 | 320 | 121 | 250 | 482 | 177 | 350 | 662 |
| 4.44 | 40 | 104 | 32.2 | 90 | 194 | 77 | 170 | 328 | 127 | 260 | 500 | 182 | 360 | 680 |
| 10 | 50 | 122 | 35 | 95 | 203 | 82 | 180 | 356 | 132 | 270 | 518 | 193 | 380 | 716 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

2） 内插因素

| C | 需换算的温度 | F | C | 需换算的温度 | F | C | 需换算的温度 | F | C | 需换算的温度 | F | C | 需换算的温度 | F |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0.56 | 1 | 1.8 | 1.67 | 3 | 5.4 | 2.78 | 5 | 9 | 3.89 | 7 | 12.6 | 5.00 | 9 | 16.2 |
| 1.11 | 2 | 3.6 | 2.22 | 4 | 7.2 | 3.33 | 6 | 10.8 | 4.44 | 8 | 14.4 | 5.56 | 10 | 18.0 |

注：此表供摄氏温度、华氏温度两者之间换算之用。若将摄氏温度换为华氏温度，可在“需换算的温度”这一栏内找到已知的摄氏温度的数值，则在“F”这一栏内的对应数值即为所求的华氏温度的数值。同样，若将华氏温度换为摄氏温度，可在“需换算的温度”这一栏内找到已知的华氏温度的数值，则在“C”这一栏内的对应数值即为所求的摄氏温度的数值。

**表 10 角度(时间)**

| 度 (时) (°) | 分 (′) | 秒 (″) |
|---|---|---|
| 1 | 60 | 3600 |
| $1.667\times10^{-2}$ | 1 | 60 |
| $2.8\times10^{-4}$ | $1.667\times10^{-2}$ | 1 |

注：角度单位中：1弧度=57.296度=57°17′14.8″；
1度=$1.745\times10^{-2}$弧度。

**表 11 密度**

| 克/厘米³ ($g/cm^3$) | 公斤/米³ ($kg/m^3$) | 磅/吋³ ($lb/in^3$) | 磅/呎³ ($lb/ft^3$) | 磅/加仑(美) (lb/gal) |
|---|---|---|---|---|
| 1 | $10^3$ | $3.613\times10^{-2}$ | 62.428 | 8.345 |
| $10^{-3}$ | 1 | $3.613\times10^{-5}$ | $6.243\times10^{-2}$ | $8.345\times10^{-3}$ |
| 27.680 | $27.680\times10^3$ | 1 | $1.728\times10^3$ | $2.31\times10^2$ |
| $1.602\times10^{-2}$ | 16.031 | $5.787\times10^{-4}$ | 1 | 0.134 |
| 0.120 | $1.198\times10^2$ | $4.329\times10^{-3}$ | 7.481 | 1 |

注：1公斤/分米³=1吨/米³=1克/厘米³；　1磅/加仑(英)=0.833磅/加仑(美)。

**表 12 流量**

| 升/分 (l/min) | 米³/分 ($m^3/min$) | 呎³/分 ($ft^3/min$) | 加仑(英/分) (gal/min) |
|---|---|---|---|
| 1 | $10^{-3}$ | $3.532\times10^{-2}$ | 0.220 |
| $10^3$ | 1 | 35.315 | $2.200\times10^2$ |
| 28.317 | $2.832\times10^{-2}$ | 1 | 6.229 |
| 4.546 | $4.546\times10^{-3}$ | 0.165 | 1 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

**表 13 线速度**

| 米/秒<br>(m/s) | 公里/时<br>(km/h) | 呎/秒<br>(ft/s) |
|---|---|---|
| 1 | 3.600 | 3.281 |
| 0.278 | 1 | 0.911 |
| 0.305 | 1.097 | 1 |

**表 14 角速度**

| 弧度/秒<br>(rad/s) | 转/分<br>(r·p·m) | 转/秒<br>(r·p·s) |
|---|---|---|
| 1 | 9.554 | 0.159 |
| 0.105 | 1 | 0.017 |
| 6.283 | 60 | 1 |

**表 15 动力粘度系数**

| 泊(克/厘米·秒)<br>P(g/cm·s) | 厘泊(克/100厘米·秒)<br>$C_p$(g/100cm·s) | 公斤(质)/呎·秒<br>(kg/m·s) | 磅(质)/呎·秒<br>(lb/ft·s) | 公斤(力)·秒/米²<br>(kg·s/m²) | 磅(力)·秒/吋²<br>(lb·s/m²) |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $10^2$ | 0.1 | $6.72\times10^{-2}$ | $1.02\times10^{-2}$ | $1.45\times10^{-5}$ |
| $10^{-2}$ | 1 | $10^{-3}$ | $6.72\times10^{-4}$ | $1.02\times10^{-4}$ | $1.45\times10^{-7}$ |
| 10 | $10^3$ | 1 | 0.67 | 0.102 | $1.45\times10^{-4}$ |
| 14.88 | $1.49\times10^3$ | 1.49 | 1 | 0.15 | $2.16\times10^{-4}$ |
| 98.07 | $9.81\times10^3$ | 9.81 | 6.59 | 1 | $1.42\times10^{-3}$ |
| $6.90\times10^4$ | $6.90\times10^6$ | $6.90\times10^3$ | $4.63\times10^3$ | 703.1 | 1 |

**表 16 运动粘度系数**

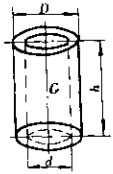
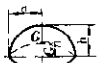
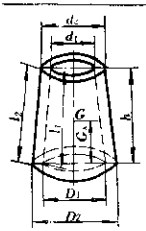
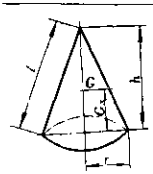
| 沲(厘米²/秒)<br>St(cm²/s) | 厘沲(厘米²/100秒)<br>cst(cm²/100s) | 米²/秒<br>(m²/s) | 呎²/秒<br>(ft²/s) |
|---|---|---|---|
| 1 | $10^2$ | $10^{-4}$ | $1.08\times10^{-3}$ |
| $10^{-2}$ | 1 | $10^{-6}$ | $1.08\times10^{-5}$ |
| $10^4$ | $10^6$ | 1 | 10.76 |
| 0.26 | 25.81 | $2.58\times10^{-5}$ | 1 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 附录二　常用公式和数据

**表 17　几何体的计算公式**

| 图形与名称 | 符号 | 計算公式<br>侧面积$M$，总面积$Q$，重心$G$，体积$V$ |
|---|---|---|
|  <br>圆柱 | $D$—上下底外圆直径<br>$h$—高<br>$d$—上下底内孔直径 | $M=\pi h(D-d)$<br>$Q=\pi\left(\frac{D^2-d^2}{2}+Dh+dh\right)$<br>$G=\frac{1}{2}h$<br>$V=\frac{\pi}{4}h(D^2-d^2)$<br>当圆柱体为实心时，上列各式中 $d=0$ |
|  <br>球 | $d$—球直径 | $Q=\pi d^2$<br>$V=\frac{1}{6}\pi d^3=0.524d^3$ |
|  <br>部分球体 | $a$—部分球体底面半径<br>$h$—高 | $M=\pi(a^2+h^2)$<br>$Q=\pi(2a^2+h^2)$<br>$G_x=\frac{h(2a^2+h^2)}{2(3a^2+h^2)}$<br>$V=\frac{\pi h}{6}(3a^2+h^2)$ |
|  <br>圆台 | $d_2$—上底圆截面外径<br>$d_1$—上底圆截面内径<br>$D_2$—下底圆截面外径<br>$D_1$—下底圆截面内径<br>$h$—高<br>$l_2$—外表面母线<br>$l_1$—内表面母线 | $M=\frac{\pi}{2}[l_2(D_2+d_2)+l_1(D_1+d_1)]$<br>$Q=\frac{\pi}{2}[l_2(D_2+d_2)+l_1(D_1+d_1)+\frac{1}{2}(d_2^2-d_1^2+D_2^2-D_1^2)]$<br>$G_x=\frac{h}{4}\left[\frac{D_2^2-D_1^2+2(D_2d_2-D_1d_1)^2+3(d_2^2-d_1^2)}{D_2^2-D_1^2+D_2d_2-D_1d_1+d_2^2-d_1^2}\right]$<br>$V=\frac{\pi h}{12}(D_2^2-D_1^2+D_2d_2-D_1d_1+d_2^2-d_1^2)$<br>当圆台为实心时，上述各式中：$d_1$，$D_1$为 0，$l_1$不存在，<br>$l_2=\sqrt{\frac{(D_2-d_2)^2}{4}+h^2}$ |
|  <br>圆锥 | $r$—底半径<br>$h$—高<br>$l$—斜边 | $M=\pi rl$<br>$Q=\pi r(l+r)$<br>$G_x=\frac{h}{4}$<br>$V=\frac{\pi r^2h}{3}$<br>$l=\sqrt{r^2+h^2}$ |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

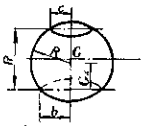
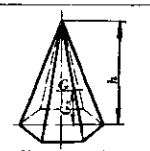
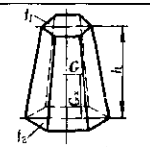
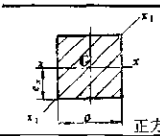
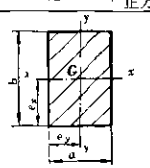
| 图形与名称 | 符号 | 計算公式<br>侧面积$M$，总面积$Q$，重心$G$，体积$V$ |
|---|---|---|
|  <br>球带 | $a$—上底半径<br>$b$—下底半径<br>$h$—高<br>$R$—球台径 | $M=2\pi Rh$<br>$Q=\pi\ (2Rh+a^2+b^2)$<br>$G_x=\frac{3\ (a^4-b^4)}{2h(3a^2+3b^2+h^2)}\pm\frac{a^2-b^2-h^2}{2h}$<br>上式当球心在球带之内时用“+”，在外时用“-”<br>$V=\frac{1}{6}\pi h[\ 3\ (a^2+b^2)+h^2]$ |
|  <br>圆球环 | $D$—直径<br>$d$—断面直径 | $M=Q=\pi^2Dd$<br>$V=\frac{\pi^2}{4}Dd^2$<br>$G$ 在环中 |
|  <br>棱锥 | $h$—高 | $Q=$各三角形面积+底面积<br>$G_x=\frac{h}{4}$<br>$V=\frac{h}{3}\times$底面积 |
|  <br>棱台 | $h$—高<br>$f_1$—顶面积<br>$f_2$—底面积 | $M=$各梯形面积之和<br>$Q=$各梯形面积之和$+f_1+f_2$<br>$G_x=\frac{h(f_1+2\sqrt{f_1f_2}+3f_2)}{4(f_1+\sqrt{f_1f_2}+f_2)}$<br>$V=\frac{h}{3}(f_1+\sqrt{f_1f_2}+f_2)$ |

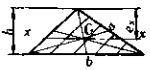
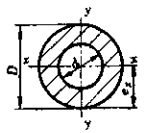
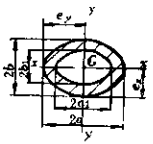
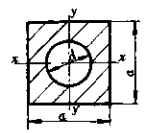
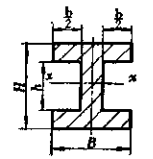
**表 18　截面的几何力学特性**

| 截面形状 | 面积 $F$ | 惯性矩 $J$ | 截面模数 $W=\frac{J}{e}$ | 重心到相应边的距离 $e$ | 回转半径 $i=\sqrt{\frac{J}{F}}$ |
|---|---|---|---|---|---|
|  <br>正方 | $a^2$ | $\frac{a^4}{12}$ | $\frac{a^3}{6}$ | $\frac{a}{2}$ | $i=0.289a$ |
|  <br>长方 | $ab$ | $J_x=\frac{ab^3}{12}$<br>$J_y=\frac{a^3b}{12}$ | $W_x=\frac{ab^2}{6}$<br>$W_y=\frac{a^2b}{6}$ | $e_x=\frac{b}{2}$<br>$e_y=\frac{a}{2}$ | $i_x=0.289\ b$<br>$i_y=0.289\ a$ |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 截面形状 | 面积 $F$ | 惯性矩 $J$ | 截面模数 $W=\frac{J}{e}$ | 重心到相应边的距离 $e$ | 回转半径 $i=\sqrt{\frac{J}{F}}$ |
|---|---|---|---|---|---|
|  三角 | $0.5\ bh$ | $J_x=\frac{bh^3}{36}$ | $W_x=\frac{bh^2}{24}$ | $e_x=\frac{2h}{3}$ | $i=0.236\ h$ |
|  圆 | $\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)$ | $J=\frac{\pi}{64}(D^4-d^4)$ | $W=\frac{\pi(a^4-d^4)}{32D}$ | $e_x=\frac{D}{2}$ | $i=\frac{1}{4}\sqrt{D^2+d^2}$ |
| | | 如实心圆截面，以上各式中 $d=0$ | | | |
|  椭圆 | $\pi(ab-a_1b_1)$ | $J_x=\frac{\pi}{4}(ab^3-a_1^3b_1)$<br>$J_y=\frac{\pi}{4}(a^3b-a_1^3b_1)$ | $W_x=\frac{\pi(ab^3-a_1b_1^3)}{4b}$<br>$W_y=\frac{\pi(a^3b-a_1^3b_1)}{4a}$ | $e_x=b$<br>$e_y=a$ | $i_x=\sqrt{\frac{J_x}{F}}$<br>$i_y=\sqrt{\frac{J_y}{F}}$ |
| | | 如为实心椭圆截面，以上各式中 $a_1=b_1=0$ | | | |
|  正方角孔 | $a^2-\frac{\pi d^2}{4}$ | $J=\frac{1}{12}(a^4-\frac{3\pi d^4}{16})$ | $W=\frac{1}{6a}(a^4-\frac{3\pi d^4}{16})$ | $e_x=\frac{a}{2}$ | $i=\sqrt{\frac{16a^4-3\pi d^4}{48(4a^2-\pi d^2)}}$ |
|  工字形 | $BH-bh$ | $J_x=\frac{BH^3-bh^3}{12}$ | $W_x=\frac{BH^3-bh^3}{6H}$ | $e_x=\frac{H}{2}$ | $i_x=\sqrt{\frac{J_x}{F}}$ |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

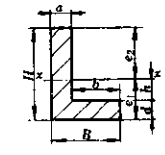
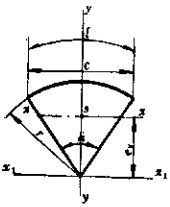
| 截面形状 | 面积 $F$ | 惯性矩 $J$ | 截面模数 $W=\frac{J}{e}$ | 重心到相应边的距离 $e$ | 回转半径 $i=\sqrt{\frac{J}{F}}$ |
|---|---|---|---|---|---|
|  L 、凵 形 | $BH-b(e_2+h)$ | $J_x=\frac{1}{3}\times(Be_1^3-bh^3+ae_2^3)$ | $W_{x1}=\frac{J_x}{e_1}$<br>$W_{x2}=\frac{J_x}{e_2}$ | $e_1=\frac{aH^2+bd^2}{2(aH+bd)}$<br>$e_2=H-e_1$ | $i_x=\sqrt{\frac{J_x}{F}}$ |
|  扇 形 | $F=\frac{\pi r^2\alpha}{360}$<br>$l=\frac{\pi r\alpha}{180}$<br>$c=2r\sin\frac{\alpha}{2}$ | $J_{x1}=\frac{r^4}{8}(\pi\frac{\alpha}{180}+\sin\alpha)$<br>$J_x=\frac{r^4}{8}(\pi\frac{\alpha}{180}+\sin\alpha-\frac{64}{9}\sin\frac{2\alpha}{2}\times\frac{180}{\pi\alpha})$<br>$J_y=\frac{r^4}{8}(\pi\frac{\alpha}{180}-\sin\alpha)$ | | $e_y=\frac{2rc}{3l}$ | $i_x=\frac{r}{2}\sqrt{1+\frac{\sin\alpha}{\alpha}\cdot\frac{180}{\pi}-\frac{64}{9}\times\frac{\sin^2\frac{\alpha}{2}}{(\alpha\frac{\pi}{180})^2}}$<br>$i_y=\frac{r}{2}\sqrt{1-\frac{\sin\alpha}{\alpha}\times\frac{180}{\pi}}$ |

**表 19　材料的弹性模数、抗剪模数、波桑比**

| 名称 | 弹性模数 $E$（公斤/厘米²） | 抗剪模数 $G$（公斤/厘米²） | 波桑比 $\mu$ |
|---|---|---|---|
| 灰口、白口铸铁 | $(1.15\sim1.60)\times10^6$ | $4.5\times10^5$ | 0.23～0.27 |
| 碳　钢 | $(2.0\sim2.1)\times10^6$ | $8.1\times10^5$ | 0.24～0.28 |
| 镍铬钢、合金钢 | $2.1\times10^6$ | $8.1\times10^5$ | 0.25～0.30 |
| 铸　钢 | $1.75\times10^6$ | | |
| 轧制纯铜 | $1.1\times10^6$ | $4.0\times10^5$ | 0.31～0.34 |
| 冷拔纯铜 | $1.3\times10^6$ | $4.9\times10^5$ | |
| 轧制磷青铜 | $1.15\times10^6$ | $4.2\times10^5$ | 0.32～0.35 |
| 冷拔黄铜 | $(0.91\sim0.99)\times10^6$ | $(3.5\sim3.7)\times10^5$ | 0.32～0.42 |
| 轧制锰青铜 | $1.1\times10^6$ | $4.0\times10^5$ | 0.35 |
| 轧制铝 | $0.69\times10^6$ | $(2.6\sim2.7)\times10^5$ | 0.32～0.36 |
| 铸铝青铜 | $1.05\times10^6$ | $4.2\times10^5$ | |
| 硬铝合金 | $0.71\times10^6$ | $2.7\times10^5$ | |
| 混凝土(150公斤/厘米²) | $(0.214\sim0.164)\times10^6$ | | |
| 橡　胶 | 80 | | 0.47 |
| 纵纹木材 | $(0.1\sim0.12)\times10^6$ | $0.055\times10^5$ | |
| 横纹木材 | $(0.005\sim0.01)\times10^6$ | | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 20 材料的摩擦系数

| 滑动摩擦系数 $f$ | | | 滚动摩擦系数 $K$ | |
|---|---|---|---|---|
| 摩擦副 | 无润滑 | 有润滑 | 摩擦副 | $K$ |
| 钢-钢 | 0.15 | 0.05～0.10 | 软钢-软钢 | 0.005 |
| 钢-软钢 | 0.2 | 0.1～0.2 | 淬火钢-淬火钢 | 0.001 |
| 钢-铸铁 | 0.18 | 0.05～0.15 | 铸铁-铸铁 | 0.005 |
| 钢-青铜 | 0.15 | 0.1～0.15 | 木-木 | 0.05～0.08 |
| 软钢-铸铁 | 0.18 | 0.05～0.15 | 铸铁(或钢)-钢轨 | 0.05 |
| 软钢-青铜 | 0.18 | 0.07～0.15 | | |
| 铸铁-铸铁 | 0.15 | 0.07～0.12 | | |
| 铸铁-青铜 | 0.15～0.2 | 0.07～0.15 | | |
| 青铜-青铜 | 0.2 | 0.07～0.1 | | |
| 铸铁-橡木 | 0.4 | 0.1 | | |
| 木-木 | 0.2～0.5 | 0.07～0.15 | | |
| 橡皮-铸铁 | 0.8 | 0.5 | | |

## 表 21 物体的摩擦系数

| 摩擦物体名称 | | | 摩擦系数 $f$ |
|---|---|---|---|
| 滑动轴承 | 液体摩擦 | | 0.001～0.008 |
| | 半液体摩擦 | | 0.008～0.08 |
| | 半干摩擦 | | 0.1～0.5 |
| 密封软填料与轴 | | | 0.2 |
| 双列向心球面球轴承 | | | 0.0015 |
| 滚针轴承 | | | 0.008 |
| 推力球轴承 | | | 0.003 |
| 双列向心球面滚子轴承 | | | 0.004 |
| 滚动轴承 | 单列向心球轴承 | 径向载荷 | 0.002 |
| | | 轴向载荷 | 0.004 |
| | 单列向心推力轴承 | 径向载荷 | 0.003 |
| | | 轴向载荷 | 0.005 |
| | 单列圆锥滚柱轴承 | 径向载荷 | 0.008 |
| | | 轴向载荷 | 0.02 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 22 材料的比重

| 材质 | 比重 | 材质 | 比重 | 材质 | 比重 |
|---|---|---|---|---|---|
| 灰口铸铁 | 6.6～7.4 | 铅 | 11.37 | 聚丙烯 | 0.90～0.91 |
| 白口铸铁 | 7.4～7.7 | 工业锇 | 8.9 | 尼龙1010 | 1.04～1.06 |
| 球墨铸铁 | 7.3 | 锡基轴承合金 | 7.34～7.75 | 尼龙1010＋30%玻纤 | 1.19 |
| 铸钢 | 7.8 | 铅基轴承合金 | 9.33～10.67 | 有机玻璃 | 1.18 |
| 锻钢或钢材 | 7.85 | 钛 | 4.51 | 泡沫塑料 | 0.2 |
| 不锈钢 | 7.75 | 汞 | 13.6 | 尼龙66 | 1.15 |
| 高速钢 | 8.3～8.7 | 锰 | 7.43 | 橡胶 | 0.93～1.20 |
| 紫铜材 | 8.9 | 铬 | 7.19 | 皮革 | 0.86～1.20 |
| 黄铜 | 8.5～8.85 | 钒 | 6.11 | 水泥 | 1.2 |
| 锡青铜 | 8.8～8.9 | 钼 | 10.20 | 石墨 | 1.9～2.1 |
| 铸造无锡青铜 | 7.5～8.6 | 银 | 10.5 | 普通玻璃 | 2.5～2.7 |
| 铸锡青铜 | 8.69～8.82 | 硬质合金YG | 13.9～14.9 | 普通混凝土 | 2.0～2.4 |
| 铝青铜 | 7.5～8.2 | 金 | 19.36 | 钢筋混凝土 | 2.2～2.4 |
| 铍青铜 | 8.23 | 铂 | 21.4 | 干砂 | 1.5～1.7 |
| 铝板 | 2.73 | 松木 | 0.5～0.6 | 卵石 | 1.4～1.7 |
| 防锈铝 | 2.65～2.73 | 树脂木层板 | 0.3 | 有烟煤 | 1.2～1.5 |
| 硬铝 | 2.75～2.8 | 衬垫纸 | 0.9 | 无烟煤 | 1.4～1.8 |
| 锻铝 | 2.65～2.8 | 石棉胶板 | 1.5～2.0 | 汽油 | 0.66～0.75 |
| 铸铝 | 2.55～2.67 | 聚氯乙烯 | 1.35～1.40 | 煤油 | 0.78～0.82 |
| 锌板 | 7.2 | 聚苯乙烯 | 1.07 | 酒精 | 0.81 |
| 锌铝合金 | 6.3～6.9 | 低压聚乙烯 | 0.95 | 水 | 1 |
| 锡 | 7.3 | 聚四氟乙烯 | 2.1～2.2 | 冰 | 0.9 |

表 23 常用材料的熔点、导热系数、比热

| 名称 | 熔点 (℃) | 导热系数 (千卡/米·时·℃) | 比热 (卡/克·℃) |
|---|---|---|---|
| 灰口铸铁 | 1200 | 54 | 0.12～0.13 |
| 铸钢 | 1425 | | 0.117 |
| 钢 | 1400～1500 | 40 | 0.12 |
| 黄铜 | 950 | 80 | 0.094 |
| 青铜 | 995 | 55 | 0.092 |
| 紫铜 | 1083 | 338 | 0.090 |
| 铝 | 658 | 175 | 0.216 |
| 铅 | 327 | 30 | 0.031 |
| 不锈钢 | | 18.2～19.3 | 0.12 |
| 锡 | 232 | 54 | 0.056 |
| 银 | 1452 | 51 | 0.108 |
| 尼龙1010 | 200～210 | | 0.5 |
| 聚四氟乙烯 | | 0.12 | 0.25 |
| 聚氯乙烯 | | 0.126 | 0.44 |
| 有机玻璃 | ≥108 | 0.12～0.17 | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 24　常用材料的线膨胀系数 $\alpha$　　$\left(\frac{1}{°C}\right)$

| 材料 | 温度范围 (°C) | | |
|---|---|---|---|
| | 20～100 | 20～200 | 20～300 |
| 紫铜 | $17.2\times10^{-6}$ | $17.5\times10^{-6}$ | $17.9\times10^{-6}$ |
| 黄铜 | $17.8\times10^{-6}$ | $18.8\times10^{-6}$ | $20.9\times10^{-6}$ |
| 锌 | $38\times10^{-6}$ | | |
| 锡青铜 | $17.6\times10^{-6}$ | $17.9\times10^{-6}$ | $18.2\times10^{-6}$ |
| 铅 | $29.1\times10^{-6}$ | | |
| 铝青铜 | $17.6\times10^{-6}$ | $17.9\times10^{-6}$ | $19.2\times10^{-6}$ |
| 铝 | $23.03\times10^{-6}$ | | |
| 碳钢 | $(10.6\sim12.2)\times10^{-6}$ | $(11.3\sim13)\times10^{-6}$ | $(12.1\sim13.5)\times10^{-6}$ |
| 铬钢 | $11.2\times10^{-6}$ | $11.8\times10^{-6}$ | $12.4\times10^{-6}$ |
| 30CrMnSiA | $11\times10^{-6}$ | | |
| 3Cr13 | $10.2\times10^{-6}$ | $11.1\times10^{-6}$ | $11.6\times10^{-6}$ |
| 1Cr18Ni9Ti | $16.6\times10^{-6}$ | $17.0\times10^{-6}$ | $17.2\times10^{-6}$ |
| 铸铁 | $(8.7\sim11.1)\times10^{-6}$ | $(8.5\sim11.6)\times10^{-6}$ | $(10.1\sim12.2)\times10^{-6}$ |
| 普通玻璃 | $(4\sim11.5)\times10^{-6}$ | | |
| 有机玻璃 | $130\times10^{-6}$ | | |
| 尼龙1010 | $105\times10^{-6}$ | | |
| 聚四氟乙烯 | $(100\sim120)\times10^{-6}$ | | |
| 尼龙 66 | $95\times10^{-6}$ | | |
| 聚氯乙烯 | $59\times10^{-6}$ | | |

表 25　机械传动效率概略值

| 类别 | 传动工况 | 效率 $\eta$ |
|---|---|---|
| 圆柱齿轮传动 | 稀油润滑齿轮传动 | 0.96～0.99 |
| | 加工齿的开式齿轮传动，干油润滑 | 0.94～0.96 |
| | 铸造齿的开式齿轮传动 | 0.90～0.96 |
| 圆锥齿轮传动 | 稀油润滑齿轮传动 | 0.94～0.98 |
| | 加工齿的开式齿轮传动，干油润滑 | 0.92～0.95 |
| | 铸造齿的开式齿轮传动 | 0.88～0.92 |
| 蜗轮副传动 | 单头和双头蜗杆 | 0.70～0.82 |
| | 多头和圆弧面蜗杆 | 0.80～0.95 |
| 皮带传动 | 平皮带 | 0.97～0.98 |
| | 三角皮带 | 0.96 |
| 链轮传动 | 片式关节链 | 0.95 |
| | 滚子链 | 0.96 |
| 滑动轴承 | 压力润滑 | 0.98 |
| | 一般润滑 | 0.94～0.97 |
| 滚动轴承 | 稀油润滑 | 0.98～0.99 |
| 联轴器 | 弹性联轴器 | 0.99～0.995 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 26 水在不同温度时的物理参数

| 温度 $t$ (°C) | 重度 $\gamma$ (公斤/米$^3$) | 比热 $C_p$ (千卡/公斤·°C) | 导热系数 $\lambda$ (千卡/米·小时·°C) | 运动粘度 $\nu\times10^6$ (米$^2$/秒) | 粘度 $\mu\times10^6$ (公斤秒/米$^2$) | 导温系数 $a\times10^4$ (米$^2$/时) | 普兰德数 $Pr$ | 膨胀系数 $\beta\times10^4$ (1/度) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 999.9 | 1.006 | 0.474 | 1.789 | 182.3 | 4.71 | 13.67 | −0.63 |
| 5 | 999.8 | 1.004 | 0.484 | 1.547 | 157.75 | 4.80 | 11.61 | +0.105 |
| 10 | 999.7 | 1.001 | 0.494 | 1.306 | 133.1 | 4.94 | 9.52 | 0.70 |
| 15 | 999 | 1.000 | 0.505 | 1.136 | 117.5 | 5.00 | 8.30 | 1.30 |
| 20 | 998.2 | 0.999 | 0.515 | 1.006 | 102.4 | 5.16 | 7.02 | 1.82 |
| 25 | 996.9 | 0.998 | 0.523 | 0.895 | 90.8 | 5.20 | 6.28 | 2.52 |
| 30 | 995.7 | 0.997 | 0.531 | 0.805 | 81.7 | 5.35 | 5.42 | 3.21 |
| 35 | 994 | 0.997 | 0.538 | 0.723 | 73.7 | 5.40 | 4.90 | 3.60 |
| 40 | 992.2 | 0.997 | 0.545 | 0.659 | 66.6 | 5.51 | 4.81 | 3.87 |
| 45 | 990.1 | 0.997 | 0.551 | 0.602 | 61.0 | 5.55 | 3.93 | 4.20 |
| 50 | 988.1 | 0.997 | 0.557 | 0.556 | 56.0 | 5.65 | 3.54 | 4.49 |
| 55 | 985.6 | 0.998 | 0.562 | 0.516 | 51.7 | 5.70 | 3.82 | 4.80 |
| 60 | 983.2 | 0.998 | 0.567 | 0.478 | 47.9 | 5.78 | 2.98 | 5.11 |
| 65 | 980.5 | 0.999 | 0.571 | 0.445 | 44.3 | 5.80 | 2.78 | 5.40 |
| 70 | 977.8 | 1.000 | 0.574 | 0.415 | 41.4 | 5.87 | 2.55 | 5.70 |
| 75 | 974.8 | 1.001 | 0.577 | 0.390 | 38.5 | 5.85 | 2.395 | 6.00 |
| 80 | 971.8 | 1.002 | 0.580 | 0.365 | 36.2 | 5.96 | 2.21 | 6.32 |

## 表 27 海水在不同温度时的物理参数

| 温度 $t$ (°C) | 含盐度 $S$ (%) | 重度 $\gamma$ (公斤/米$^3$) | 比热 $C_p$ (千卡/公斤·°C) | 导热系数 $\lambda$ (千卡/米·时·°C) | 运动粘度 $\nu\times10^6$ (米$^2$/秒) | 粘度 $\mu\times10^6$ (公斤·秒/米$^2$) | 导温系数 $a\times10^6$ (米$^2$/时) | 普兰德数 $Pr$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 10 | 10 | 1008.8 | 0.97 | 0.477 | 1.31 | 134.7 | 4.89 | 9.66 |
| | 20 | 1017.1 | 0.953 | 0.471 | 1.312 | 136.0 | 4.86 | 9.70 |
| | 30 | 1023.0 | 0.941 | 0.468 | 1.319 | 137.5 | 4.85 | 9.78 |
| 15 | 10 | 1008.0 | 0.968 | 0.4838 | 1.143 | 117.5 | 4.95 | 8.32 |
| | 20 | 1016.3 | 0.951 | 0.4775 | 1.145 | 118.8 | 4.94 | 8.36 |
| | 30 | 1022.1 | 0.9395 | 0.4748 | 1.150 | 120.0 | 4.93 | 8.39 |
| 20 | 10 | 1007.2 | 0.967 | 0.4904 | 1.012 | 104.0 | 5.04 | 7.24 |
| | 20 | 1015.3 | 0.950 | 0.4844 | 1.020 | 105.2 | 5.02 | 7.30 |
| | 30 | 1021.0 | 0.938 | 0.4815 | 1.022 | 106.5 | 5.00 | 7.33 |
| 25 | 10 | 1006.0 | 0.966 | 0.497 | 0.900 | 92.4 | 5.11 | 6.35 |
| | 20 | 1014.0 | 0.949 | 0.491 | 0.904 | 93.5 | 5.10 | 6.38 |
| | 30 | 1019.6 | 0.9375 | 0.4884 | 0.916 | 95.0 | 5.10 | 6.44 |
| 30 | 10 | 1004.7 | 0.966 | 0.5035 | 0.810 | 83.2 | 5.19 | 5.64 |
| | 20 | 1012.5 | 0.949 | 0.498 | 0.819 | 84.5 | 5.18 | 5.69 |
| | 30 | 1018.0 | 0.937 | 0.495 | 0.824 | 85.5 | 5.18 | 5.72 |
| 35 | 10 | 1003.0 | 0.966 | 0.51 | 0.750 | 76.9 | 5.26 | 5.14 |
| | 20 | 1010.8 | 0.949 | 0.505 | 0.756 | 78.0 | 5.26 | 5.17 |
| | 30 | 1016 | 0.936 | 0.502 | 0.763 | 79.0 | 5.26 | 5.20 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 28 水在不同溫度时的粘度

| 溫度 (℃) | 粘度 (厘泊) | 溫度 (℃) | 粘度 (厘泊) | 溫度 (℃) | 粘度 (厘泊) | 溫度 (℃) | 粘度 (厘泊) | 溫度 (℃) | 粘度 (厘泊) | 溫度 (℃) | 粘度 (厘泊) | 溫度 (℃) | 粘度 (厘泊) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 1.7921 | 15 | 1.1404 | 29 | 0.8180 | 44 | 0.6097 | 59 | 0.4759 | 74 | 0.3849 | | |
| 1 | 1.7313 | 16 | 1.1111 | 30 | 0.8007 | 45 | 0.5988 | 60 | 0.4688 | 75 | 0.3799 | | |
| 2 | 1.6728 | 17 | 1.0828 | 31 | 0.7840 | 46 | 0.5883 | 61 | 0.4618 | 76 | 0.3750 | | |
| 3 | 1.6191 | 18 | 1.0559 | 32 | 0.7679 | 47 | 0.5782 | 62 | 0.4550 | 77 | 0.3702 | | |
| 4 | 1.5674 | 19 | 1.0299 | 33 | 0.7523 | 48 | 0.5683 | 63 | 0.4483 | 78 | 0.3655 | | |
| 5 | 1.5188 | 20 | 1.0050 | 34 | 0.7371 | 49 | 0.5588 | 64 | 0.4418 | 79 | 0.3610 | | |
| 6 | 1.4728 | 20.2 | 1.0000 | 35 | 0.7225 | 50 | 0.5494 | 65 | 0.4355 | 80 | 0.3565 | | |
| 7 | 1.4284 | 21 | 0.9810 | 36 | 0.7085 | 51 | 0.5404 | 66 | 0.4293 | 81 | 0.3521 | | |
| 8 | 1.3860 | 22 | 0.9579 | 37 | 0.6947 | 52 | 0.5315 | 67 | 0.4233 | 82 | 0.3478 | | |
| 9 | 1.3462 | 23 | 0.9358 | 38 | 0.6814 | 53 | 0.5229 | 68 | 0.4174 | 83 | 0.3436 | | |
| 10 | 1.3077 | 24 | 0.9142 | 39 | 0.6685 | 54 | 0.5146 | 69 | 0.4117 | | | | |
| 11 | 1.2713 | 25 | 0.8937 | 40 | 0.6560 | 55 | 0.5064 | 70 | 0.4061 | | | | |
| 12 | 1.2363 | 26 | 0.8737 | 41 | 0.6439 | 56 | 0.4985 | 71 | 0.4006 | | | | |
| 13 | 1.2028 | 27 | 0.8545 | 42 | 0.6321 | 57 | 0.4907 | 72 | 0.3952 | | | | |
| 14 | 1.1709 | 28 | 0.8360 | 43 | 0.6207 | 58 | 0.4832 | 73 | 0.3900 | | | | |

## 表 29 同步电机的转数、极数与电流频率的关系

| 极数 | 轉数 | | | 极数 | 轉数 | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 60 赫芝 | 50 赫芝 | 25 赫芝 | | 60 赫芝 | 50 赫芝 | 25 赫芝 |
| 2 | 3600 | 3000 | 1500 | 28 | 257.1 | 214.3 | 107.1 |
| 4 | 1800 | 1500 | 750 | 30 | 240 | 200 | 100 |
| 6 | 1200 | 1000 | 500 | 32 | 225 | 187.5 | 93.7 |
| 8 | 900 | 750 | 375 | 34 | 211.8 | 176.5 | 88.2 |
| 10 | 700 | 600 | 300 | 36 | 200 | 166.7 | 83.3 |
| 12 | 600 | 500 | 250 | 38 | 189.5 | 157.9 | 78.9 |
| 14 | 514.3 | 428.6 | 214.3 | 40 | 180 | 150 | 75 |
| 16 | 450 | 375 | 187.5 | 42 | 171.4 | 142.9 | |
| 18 | 400 | 333.3 | 166.7 | 44 | 163.6 | 136.4 | |
| 20 | 360 | 300 | 150 | 46 | 156.5 | 130.4 | |
| 22 | 372.2 | 272.7 | 136.4 | 48 | 150 | 125 | |
| 24 | 300 | 250 | 125 | 50 | 144 | 120 | |
| 26 | 276.9 | 230.8 | 115.4 | | | | |

注：一般同步轉数的关系式：同步轉数$=\frac{120\text{頻率}}{\text{极数}}$。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 附录三　常用材料的机械性能和主要规格

**表 30　灰铸铁的机械性能**

| 牌号 | 抗拉强度 $\sigma_b$ (公斤/毫米²) | 抗弯强度 $\sigma_{bb}$ (公斤/毫米²) | 抗压强度 $\sigma_{bz}$ (公斤/毫米²) | 抗剪强度 $\tau$ (公斤/毫米²) | 对称弯曲时疲劳强度 $\sigma_{-1}$ (公斤/毫米²) | 扭轉疲劳强度 $\tau_{-1}$ (公斤/毫米²) | 硬度 HB |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| HT15-33 | 15 | 33 | 65 | 24 | 7 | 5 | 163～229 |
| HT20-40 | 20 | 40 | 75 | 28 | 10 | 8 | 170～241 |
| HT25-47 | 25 | 47 | 100 | 35 | 14 | 11 | 170～241 |
| HT30-54 | 30 | 54 | 110 | 39 | 14 | 11 | 187～255 |

**表 31　球墨铸铁的机械性能**

| 牌号 | 抗拉强度 $\sigma_b$ (公斤/毫米²) | 屈服强度 $\sigma_s$ (公斤/毫米²) | 延伸率 $\delta$ (%) | 冲击值 $\alpha_k$ (公斤·米/厘米²) | 硬度 HB |
|---|---|---|---|---|---|
| QT50-1.5 | 50 | 38 | 1.5 | 1.5 | 187～255 |
| QT60-2 | 60 | 42 | 2.0 | 1.5 | 197～269 |
| QT45-5 | 45 | 33 | 5.0 | 2.0 | 170～207 |
| QT40-10 | 40 | 30 | 10.0 | 3.0 | 156～197 |

**表 32　铸钢与普通碳素钢的机械性能**

| 牌号 | 抗拉强度 $\sigma_b$ (公斤/毫米²) | 屈服强度 $\sigma_u$ (公斤/毫米²) | 延伸率 $\delta$ (%) | 冲击值 $\alpha_k$ (公斤·米/厘米²) | 对称弯曲疲劳强度 $\sigma_{-1}$ (公斤/厘米²) | 收縮率 $\psi$ (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| ZG25 | 45 | 24 | 20 | 4.5 | | 32 |
| ZG35 | 50 | 28 | 16 | 3.5 | | 25 |
| ZG45 | 58 | 32 | 12 | 3 | | 20 |
| A3 | 38～47 | 24 | 27 | 7～10 | 17～22 | |
| A3F | 41～43 | 24 | 26 | 7～10 | 17～22 | |
| A5 | | | | | | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 33 优质碳素结构钢与合金钢的机械性能

| 牌号 | 抗拉强度 $\sigma_b$ (公斤/毫米²) | 屈服强度 $\sigma_s$ (公斤/毫米²) | 延伸率 $\delta$ (%) | 收缩率 $\psi$ (%) | 冲击值 $a_k$ (公斤·米/厘米²) | 对称弯曲疲劳强度 $\sigma_{-1}$ (公斤/毫米²) | 扭转疲劳强度 $\tau_{-1}$ (公斤/毫米²) | 硬度 HB |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20 | 42 | 25 | 25 | 55 | 10 | 21 | 13 | 156 |
| 35 | 54 | 32 | 20 | 45 | 7 | 27 | 15 | 187 |
| 40 | 58 | 34 | 19 | 45 | 6 | 30 | 18 | 217 |
| 45 | 61 | 36 | 16 | 40 | 5 | 30 | 18～20 | 241 |
| 20Cr | 80 | 60 | 10 | 40 | 6 | 38 | | 179 |
| 40Cr | 100 | 80 | 9 | 45 | 6 | 38 | 22.5 | 207 |
| 20CrMoA | 80 | 60 | 12 | 50 | 9 | | | 197 |
| 35CrMoA | 100 | 85 | 12 | 45 | 8 | 47 | 25 | 241 |
| 30CrMnSiA | 110 | 90 | 10 | 45 | 5 | 38 | | 229 |
| 2Cr13 | 66 | 45 | 16 | 55 | 8 | | | 179～248 |
| 3Cr13 | 85 | 65 | 12 | 45 | 5 | | | ≥241 |
| 4Cr13 | 114 | 91 | 12 | 32 | 1.2 | | | |
| 1Cr18Ni9 | 55 | 20 | 45 | 50 | 5 | | | |
| 2Cr18Ni9 | 60 | 28 | 45 | 54 | 8 | | | 160～200 |
| 1Cr18Ni9Ti | 55 | 22 | 40 | 55 | 10 | | | ≤192 |
| 65Mn | 100 | 80 | 8 | 30 | 4.5 | ～44 | | 289 |
| 60Si2 | 160 | 140 | 5 | 20 | 4 | 43 | | 302 |
| 50CrVA | 130 | 120 | 6 | 35 | 4 | 66.5 | | 321 |
| 38CrMoAlA | 100 | 85 | 15 | 50 | 9 | 48.5 | | 229 |
| 30CrMo | 95 | 80 | 12 | 45 | 8 | 31 | | 229 |
| 33CrNi$_3$MoA | 110 | 90 | 12 | 45 | 8 | | | |

注：①疲劳强度的经验数据为：$\sigma_{-1}/\sigma_b=0.4\sim0.5$，塑性较好的取较小值，硬脆的钢取较大值。

②应力循环对称系数与抗拉强度的关系见表34。

## 表 34 应力循环对称系数与抗拉强度的关系

| 应力循环对称系数 $\psi$ | 抗拉强度 $\sigma_b$ (公斤/毫米²) | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 35～55 | 55～75 | 70～100 | 100～120 | 120～140 |
| $\psi_\sigma$(弯曲和拉伸) | 0 | 0.05 | 0.1 | 0.20 | 0.25 |
| $\psi_\tau$(扭转) | 0 | 0 | 0.05 | 0.1 | 0.15 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 35 碳素弹簧钢丝的规格和机械性能

| 直径系列 | 抗拉强度$\sigma_b$(公斤/毫米$^2$) | | | | 直径系列 | 抗拉强度$\sigma_b$(公斤/毫米$^2$) | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| (毫米) | Ⅰ | Ⅱ | Ⅱa | Ⅲ | (毫米) | Ⅰ | Ⅱ | Ⅱa | Ⅲ |
| 0.3 | 270～310 | 225～270 | 225～270 | 175～225 | 1.5 | 220～250 | 185～220 | 185～220 | 145～185 |
| | | | | | 1.6 | 220～250 | 185～220 | 185～220 | 145～185 |
| 0.32 | | | | | | | | | |
| 0.36 | | | | | 1.70 | 210～240 | 180～210 | 180～210 | 140～180 |
| 0.40 | | | | | 1.80 | | | | |
| 0.45 | 265～305 | 220～265 | 220～265 | 170～220 | 2.00 | 200～230 | 180～210 | 180～210 | 140～180 |
| 0.50 | | | | | 2.20 | 190～220 | 170～200 | 170～200 | 140～175 |
| 0.56 | | | | | | | | | |
| 0.60 | | | | | 2.50 | 180～205 | 165～195 | 165～195 | 130～165 |
| | | | | | 2.80 | 175～200 | | | |
| 0.63 | | | | | | | | | |
| 0.70 | 260～300 | 215～260 | 215～260 | 170～215 | 3.00 | 170～195 | 165～195 | 165～195 | 130～165 |
| 0.75 | | | | | 3.20 | 170～195 | 155～185 | 155～185 | 120～155 |
| 0.80 | | | | | | | | | |
| | | | | | 3.40 | 165～190 | 155～180 | 155～180 | 120～155 |
| 0.85 | 255～290 | 210～255 | 210～255 | 165～210 | 3.60 | | | | |
| 0.90 | | | | | | | | | |
| | | | | | 4.00 | 160～185 | 150～175 | 150～175 | 115～150 |
| 1.00 | 250～285 | 205～250 | 205～250 | 165～210 | 4.50 | 150～175 | 140～165 | 140～165 | 115～145 |
| 1.10 | 240～275 | 195～240 | 195～240 | 155～200 | 5.00 | 150～175 | 140～165 | 140～165 | 110～140 |
| 1.20 | 240～270 | 195～240 | 195～240 | 155～200 | | | | | |
| 1.30 | 230～260 | 190～230 | 190～230 | 150～190 | 5.60 | 145～170 | 135～160 | 135～160 | 105～135 |
| 1.4 | 230～260 | 190～230 | 190～230 | 150～190 | 6.00 | | | | |

注：本表适用于圆形截面，冷拔钢丝，用于制造冷绕后不淬火的弹簧。

## 表 36 不锈钢弹簧钢丝

| 钢号 | 抗拉强度 $\sigma_b$ (公斤/毫米$^2$) | |
|---|---|---|
| | 冷拉后 | 热处理后 |
| 1Cr18Ni9 | 110 | ≤85 |
| 1Cr18Ni9Ti | 110 | ≤85 |
| 2Cr18Ni9 | | ≤90 |
| 1Cr13 | | ≥55 |
| 2Cr13 | | ≥65 |
| 3Cr13 | | ≥70 |
| 4Cr13 | | ≥75 |
| Cr18Ni12Mo2Ti | | ～60 |
| Cr18Ni12Mo3Ti | | ～51.5 |

注：①不锈钢弹簧钢丝直径系列为：0.3，0.35，0.4，0.45，0.5，0.55，0.6，0.7，0.8，0.9，1.0，1.2，1.3，1.4，1.5，1.6，1.8，2.3，2.3，2.5，2.8，3.0，3.5，4.0，4.5，5，5.5，6.0。

②不锈钢弹簧钢丝钢号除本表所列者外，还可选用下列钢号：Cr14，Cr15，Cr17，9Cr18，Cr17Ni12，0Cr18Ni9。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 37 锡青铜弹簧丝

| 公称直径（毫米） | 抗拉强度$\sigma_b$（公斤/毫米²） | 延伸率 $\delta_{5r}$（%） |
|---|---|---|
| | ≥ | |
| 0.3～2.5 | 90 | |
| >2.5～4.0 | 85 | 1 |
| >4.0～6.0 | 83 | 1 |

注：①用作弹簧的锡青铜有QSn4-3，QSn6.5-0.1，QSn7-0.2。

②弹簧丝的直径系列为：0.3，0.35，0.4，0.45，0.5，0.55，0.60，0.65，0.7，0.75，0.8，0.9，1.00，1.10，1.20，1.30，1.40，1.50，1.60，1.80，2.00，2.20，2.50，2.80，3.00，3.20，3.50，4.00，4.50，5.00，5.50，6.00。

## 表 38 弹簧材料的许用应力及其特性

| 材料名称 | 直径（毫米） | | 机械性能 | | | | 弹簧极限工作温度（℃） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 金属丝 | 棒料 | 扭转许用应力 $[\tau]$（公斤/毫米²） | 弯曲许用应力 $(\sigma)$（公斤/毫米²） | 弹性模数 $E$（公斤/毫米²） | 剪切弹性模数 $G$（公斤/毫米²） | |
| 碳素钢丝Ⅲ | 0.3～8 | | $0.3\sigma_b$ | $0.375\sigma_b$ | $2.1\times10^4$ | 8000 | -40～120 |
| 碳素钢丝Ⅱ、Ⅱa | 0.3～8 | | $0.3\sigma_b$ | $0.375\sigma_b$ | $2.1\times10^4$ | 8000 | -40～120 |
| 碳素钢丝Ⅰ | 0.3～8 | | $0.3\sigma_b$ | $0.375\sigma_b$ | $2.1\times10^4$ | 8000 | -40～120 |
| 65Mn | | >50 | 30 | 37.5 | $2.1\times10^4$ | 8000 | -40～120 |
| 65Si2Mn | | >50 | 45 | 56.2 | $2.1\times10^4$ | 8000 | -40～250 |
| 4Cr13 | 0.3～6 | >50 | 27 | 33.7 | $2.1\times10^4$ | 8000 | -40～400 |
| QSi3-1 | 0.3～6 | 5～40 | 27 | 33.7 | $0.95\times10^4$ | 4000 | -40～200 |
| QSn4-3 | 0.3～6 | 5～40 | 24 | 30 | $0.95\times10^4$ | 4000 | -40～200 |
| 50CrVA | 0.5～14 | >50 | 27 | 33.7 | $2.1\times10^4$ | | -40～400 |

## 表 39 有色金属的机械性能

| 名称与牌号 | 抗拉强度$\sigma_b$（公斤/毫米²） | 屈服强度$\sigma_s$（公斤/毫米²） | 延伸率$\delta_5$（%） | 冲击值$a_k$（公斤·米/厘米²） | 硬度 HB |
|---|---|---|---|---|---|
| 工业纯铜T3 | 22 | | 18 | | |
| 压力加工黄铜H62 | 33 | 11 | 49 | 14 | 56 |
| 矽黄铜HSi80 3 | 30 | 16 | 58 | | |
| 磷青铜QP10-1 | 20 | 14 | 3 | 0.6 | 80 |
| 锡青铜QSn10-1 | 30 | 18 | 3～10 | 0.6～0.9 | 80～120 |
| 锡青铜QSn6-6-3 | 18 | 10 | 4 | 1.7～3 | 60 |
| 铅青铜QPb30 | 6 | 3.8 | 4 | 0.5～1 | 25 |
| 工业用铝L3 | 10 | 8 | 4 | 40 | 25 |
| 铝镁合金LMg1.54 | 20 | 13 | 0.5 | | 95 |
| 锡锑轴承合金ChSnSb11-6 | 9 | 8.2 | 6 | 0.6 | 30 |
| 铅锑轴承合金ChPbSb16-1.8 | 7.8 | 8.6 | 0.2 | 0.4 | 30 |

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 40 水煤气管规格

| 公称直径 | | 外径 | 普通管 | 加厚管 | 管螺纹 | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| （毫米） | （吋） | （毫米） | （毫米） | （毫米） | 基面处外径（毫米） | 每吋牙数 |
| 6 | $\frac{1}{8}$ | 10 | 2 | 2.5 | | |
| 8 | $\frac{1}{4}$ | 13.5 | 2.25 | 2.75 | | |
| 10 | $\frac{3}{8}$ | 17 | 2.5 | 2.75 | | |
| 15 | $\frac{1}{2}$ | 21.25 | 2.75 | 3.25 | 20.956 | 14 |
| 20 | $\frac{3}{4}$ | 26.75 | 2.75 | 3.50 | 26.442 | 14 |
| 25 | 1 | 33.50 | 3.25 | 4.0 | 33.250 | 11 |
| 32 | $1\frac{1}{4}$ | 42.25 | 3.25 | 4.0 | 41.912 | 11 |
| 40 | $1\frac{1}{2}$ | 48 | 3.50 | 4.25 | 47.805 | 11 |
| 50 | 2 | 60 | 3.50 | 4.50 | 59.616 | 11 |
| 70 | $2\frac{1}{2}$ | 75.5 | 3.75 | 4.50 | 75.187 | 11 |
| 80 | 3 | 88.5 | 4.00 | 4.75 | 87.887 | 11 |
| 100 | 4 | 114 | 4.00 | 5.00 | 113.034 | 11 |
| 125 | 5 | 140 | 4.50 | 5.50 | 138.435 | 11 |
| 150 | 6 | 165 | 4.50 | 5.50 | 163.836 | 11 |

注：①每根长度 4～12米。

②材料：A3。

## 表 41 无缝钢管规格

（毫米）

| 外径 | 壁厚 | 外径 | 壁厚 | 外径 | 壁厚 |
|---|---|---|---|---|---|
| 6 | 0.8, 1.0, 1.2, 1.4 | 50 | 4, 5, 6 | 150 | 7, 8 |
| 8 | 0.8, 1.0, 1.2, 1.4 | 53 | 4, 5, 6 | 159 | 8, 9, 10 |
| 10 | 1, 1.2, 1.6, 2 | 56 | 4, 5, 6 | 168 | 8, 9, 10 |
| 12 | 1, 1.2, 1.6, 2 | 60 | 4, 5, 6 | 180 | 8, 9, 10 |
| 14 | 1, 1.2, 1.6, 2 | 65 | 4, 5, 6 | 194 | 8, 9, 10 |
| 16 | 1.6, 2, 2.5, 3 | 70 | 4, 5, 6 | 203 | 9, 10, 12 |
| 18 | 1.6, 2, 2.5, 3 | 75 | 4, 5, 6 | 219 | 9, 10, 12 |
| 20 | 2, 2.5, 3, 3.5 | 80 | 5, 6 | 245 | 9, 10, 12 |
| 22 | 2, 2.5, 3, 3.5 | 85 | 5, 6 | 273 | 9, 10, 12 |
| 25 | 2, 2.5, 3, 3.5 | 90 | 5, 6 | 299 | 9, 10, 12 |
| 28 | 2.5, 3.0, 3.5, 4.0 | 95 | 5, 6 | 325 | 10, 12, 14 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 外径 | 壁厚 | 外径 | 壁厚 | 外径 | 壁厚 |
|---|---|---|---|---|---|
| 30 | 2.5, 3, 3.5, 4.0 | 100 | 6, 7 | 351 | 10, 12, 14 |
| 34 | 2.5, 3, 3.5, 4.0 | 110 | 6, 7 | 377 | 10, 12, 14 |
| 40 | 3, 3.5, 4, 4.5 | 120 | 6, 7 | 402 | 12, 14, 16 |
| 42 | 3, 3.5, 4, 4.5 | 125 | 6, 7 | 426 | 12, 14, 16 |
| 45 | 3, 4, 5, 6 | 130 | 7, 8 | 450 | 12, 14, 16 |
| 48 | 3, 4, 5, 6 | 140 | 7, 8 | 480 | 14, 25 |

注：①外径159以上的为热轧管，管长4～12.5米。

②冷拔管壁厚小于1毫米者，管长1.5～7米；壁厚大于1毫米者，管长1.5～9米。

**表 42 铜管规格**

| 黄铜管 | | | 紫铜管 | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 外径（毫米） | 壁厚（毫米） | 理论重量（公斤/米） | 外径（毫米） | 壁厚（毫米） | 理论重量（公斤/米） |
| 5 | 1 | 0.107 | 5 | 1 | 0.112 |
| 6 | 1 | 0.134 | 6 | 1/1.5 | 0.140/0.189 |
| 8 | 1 | 0.187 | 8 | 1/2 | 0.196/0.335 |
| 10 | 1 | 0.240 | 10 | 1/2 | 0.252/0.447 |
| 12 | 1/2 | 0.294/0.534 | 12 | 1/2 | 0.309/0.599 |
| 14 | 1/3 | 0.347/0.641 | 14 | 1.5/2.5 | 0.524/0.803 |
| 16 | 1.5/2 | 0.581/0.747 | 16 | 1.5/2.5 | 0.608/0.883 |
| 18 | 1.5/2 | 0.661/0.854 | 18 | 1.5/2.5 | 0.612/1.258 |
| 20 | 2 | 0.961 | 20 | 2 | 1.006 |
| 22 | 2 | 1.068 | 22 | 2 | 1.118 |
| 24 | 2/3 | 1.174/1.681 | 24 | 2 | 1.230 |

**表 43 冷轧紫铜板及黄铜板系列**

| | | |
|---|---|---|
| 厚度(毫米) | 0.4, 0.45, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0<br>1.1, 1.2, 1.35, 1.50, 1.65, 1.8, 2.00, 2.25<br>2.5, 2.75, 3.00, 3.50, 4.00, 4.50, 5.00, 5.50<br>6.00, 6.50, 7.00, 7.50, 8.00, 9.00, 10.00 | |
| 宽度×长度(毫米) | 600×1200 | 700×1430 |
| | 800×1500 | 1000×2000 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 44 常用钢号中、外对照表

| 中国 | 美国 | 苏联 | 日本 | 东德 | 其他 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1Cr13 | AISI 403 | 1X13 | SEC1, SUS21 | X10Cr3 | 英EN56A 法Z12C13 |
| 1Cr18Ni9 | AISI 302<br>SAE 30302 | 1X18H9(ЭЯ1) | SEC 7 | X12CrNi188 | 英EN58A 法Z12CN 18-10 |
| 1Cr18Ni9T | AISI 321<br>SAE 30321 | 1X18H9T(ЭЯ1T) | SEC 10 | X10CrNiTi189 | 英EN58C 法Z8CNDT 18-12 |
| 2Cr13 | AISI 410<br>SAE 51410 | 2X13(ЭЖ2, Ж2) | SEC 10<br>SUS 22 | X20Cr13 | 英EN568 法Z20C13 |
| 2Cr18Ni9 | AISI 442<br>SAE 51442 | 2X18H9(ЭЯ2) | SUS 40 | | |
| 3Cr13 | AISI 420<br>SAE 51420 | 3X13(ЭЖ3) | SEC 3<br>SUS 23 | | 英EN56M 法Z30Cr13 |
| 4Cr13 | AISI 430<br>SAE 51430 | 4X13(ЭЖ4, Ж4) | SEH 4 | X40Cr13 | 英EN56D |
| 10 | SAE 1010 | 10 | S10C | $C_{10}$StC10.61 | |
| 15 | SAE 1015 | 15 | S15C | $C_{15}$StC16.61 | |
| 20 | SAE 1020 | 20 | S20C | $C_{20}$StC23.61 | |
| 20Cr | SAE 5120 | 20X | SCr22 | | 英EN207 |
| 20CrMnSi | | 20ХГС | | | |
| 20CrMo | | 20ХМ | SCM22 | 25CrMo4 | |
| 20Mn | SAE 1022 | 20Г | | | |
| 30 | SAE 1030 | 30 | S30C | | |
| 30CrMnSiA | | 30ХГСА | | | |
| 35 | SAE 1034 | 35 | S35C | $C_{35}$StC35.61 | |
| 35CrMnSiA | | 35ХГСА | | | |
| 35CrMo | AISI E4135 | 35ХМ | SCM3 | 34CrMo4 | 英EN19B |
| 38CrMoAlA | | 38ХМЮА | | 32AlCrMo4 | 英EN41B |
| 40 | SAE 1040 | 40 | S40C | | 英EN6 |
| 40Cr | SAE 5140 | 40Х | SCr4 | 41Cr4 | 英EN18 |
| 45 | SAE 1045 | 45 | C45 StC45.61 | S45C | 英EN8D |
| 50CrVA | SAE 6150<br>6150H | 50ХФА | SUP 10 | 50CrV4 | 英EN47 |
| 60Si2MnA | AISI 9260<br>SAE 9260 | 60С$_2$ | SUP 7 | 60SiMn7 | 英EN45A<br>英EN49A |
| 65Mn | AISI 1065<br>SAE 1065 | 65Г | | | |
| GCr9 | AISI E51100<br>SAE 51100 | ШХ9 | SUJ 1 | 105Cr4 | |
| GCr15 | AISI E52100<br>SAE 52100 | ШХ15 | SUJ 2 | 100Cr6 | |
| T8 | AISI/SAE<br>W1-0.8C Extra | | | | |
| T10 | AISI/SAE<br>W1-1.0C Extra | | | | |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 45 纯四氟乙烯的性能

| 项目 | 单位 | 数值 |
|---|---|---|
| 比重 | | 2.1～2.2 |
| 吸水率 | % | <0.005 |
| 拉伸强度(未淬火) | 公斤/厘米² | 140～250 |
| (淬火) | | 160～315 |
| 伸长率(断裂) | % | 250～350 |
| 弯曲强度 | 公斤/厘米² | 110～140 |
| 弯曲疲劳极限(0.4毫米厚) | 万次 | 20 |
| 冲击强度(缺口)(-37℃) | | 10.9 |
| (23℃) | | 16.3 |
| (77℃) | | 32.7 |
| 硬度(邵氏D) | | 50～65 |
| 摩擦系数(对钢): 动 | | 0.04 |
| 静 | | 0.04 |
| 线胀系数(25～200℃) | 1/℃ | (10～12)10⁻⁵ |
| 导热系数 | 千卡/米·时·℃ | 0.12 |
| 热变形温度(4.6公斤/厘米²) | ℃ | 121 |

表 46 填充聚四氟乙烯的物理机械性能

| 性能 | 单位 | 重量配比 | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | 100%4F+40%玻璃纤维 | 100%4F+40%玻璃纤维+5%石墨 | 100%4F+25%青铜+20%玻璃纤维+10%石墨+5%炭黑 | 100%4F+40%青铜+20%玻璃纤维+10%石墨 |
| 压成坯密度 | 克/厘米³ | 0.45 | 0.46 | 0.53 | 0.57 |
| 制品密度 | 克/厘米³ | 2.22 | 2.2 | 2.44 | 2.63 |
| 抗张强度(20℃) | 公斤/厘米² | 126 | 112 | 93 | 112 |
| 断裂伸长(20℃) | % | 183 | 134 | 36 | 68 |

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 性能 | 单位 | 重量配比 | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | 100%4F＋40%玻璃纤维 | 100%4F＋40%玻璃纤维＋5%石墨 | 100%4F＋25%青铜＋20%玻璃纤维＋10%石墨＋5%炭黑 | 100%4F＋40%青铜＋20%玻璃纤维＋10%石墨 |
| 布氏硬度(20°C) | 公斤/厘米² | 8.13 | 8.08 | 7.43 | 7.99 |
| 台姆金磨损试验机 摩擦系数 | | 0.24 | 0.236 | 0.211 | 0.207 |
| 台姆金磨损试验机 磨耗 | 克/40分钟 | 0.0036 | 0.0041 | 0.0058 | 0.0056 |
| 导热系数 | 千卡/米·时·°C | 0.165 | 0.19 | 0.26 | 0.295 |
| 线膨胀系数(0～40°C) | 1/°C | | | | |
| 垂直方向 | | $6.46\times10^{-5}$ | $6.65\times10^{-5}$ | $7.58\times10^{-5}$ | $7.87\times10^{-5}$ |
| 水平方向 | | $1.65\times10^{-4}$ | $1.72\times10^{-4}$ | $1.91\times10^{-4}$ | $1.91\times10^{-4}$ |
| 使用場合 | | 活塞环 | 活塞环 | 支承环 | 密封圈，活塞环 |
| 顏色 | | 白色 | 灰色 | 浅黑色 | 深黑色 |

**表 47 尼龙及尼龙填充物的综合性能**

| 项目 | 单位 | 尼龙 6 | 尼龙 9 | 尼龙 1010 | 尼龙1010＋30%玻璃纤维 |
|---|---|---|---|---|---|
| 比重 | | 1.13～1.15 | 1.05 | 1.04～1.06 | 1.19 |
| 拉伸强度 | 公斤/厘米² | 540～780 | 580～650 | 520～550 | 808 |
| 压缩强度 | 公斤/厘米² | 600～900 | | | 1021 |
| 弯曲强度 | 公斤/厘米² | 700～1000 | 800～850 | 820～890 | 1608 |
| 冲击强度(带缺口) | | 3.1 | | 4～5 | |
| 冲击强度(不带缺口) | | | 250～300 | >490 | 62 |
| 伸长率 | % | 150～250 | | 100～250 | |
| 弹性模量 | 公斤/厘米² | $(0.83\sim2.6)\times10^4$ | 0.97～1.2 | 1.6 | |
| 硬度(洛氏) | | 85～114 | | | |
| 硬度(布氏) | 公斤/毫米² | | | 7.1 | 17.2 |
| 熔点 | °C | 215～223 | 209～215 | 200～210 | |
| 维卡耐热 | °C | 160～180 | >160 | 123～190 | |
| 比热 | 千卡/公斤·°C | 0.4～0.5 | 0.49 | 0.5 | |
| 导热系数 | 千卡/公斤·时·°C | 0.18～0.29 | | | |
| 线胀系数 | 1/°C | $(7.9\sim8.7)\times10^{-5}$ | $(8\sim12)\times10^{-5}$ | $10.5\times10^{-5}$ | $3.1\times10^{-5}$ |
| 吸水率 | % | 1.9～2.0 | 1.2 | 0.39 | 0.07 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 附录四　常用气体的特性参数图表

## 一、压缩性系数

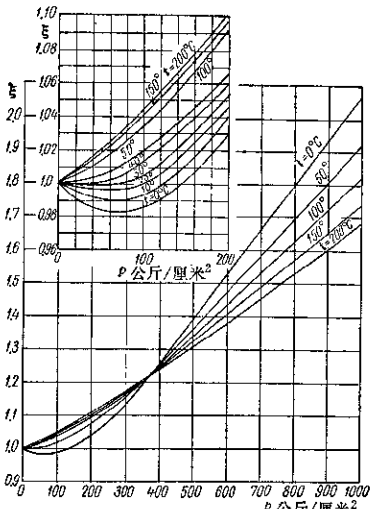



图 1　氮气（$N_2$）的压缩性系数

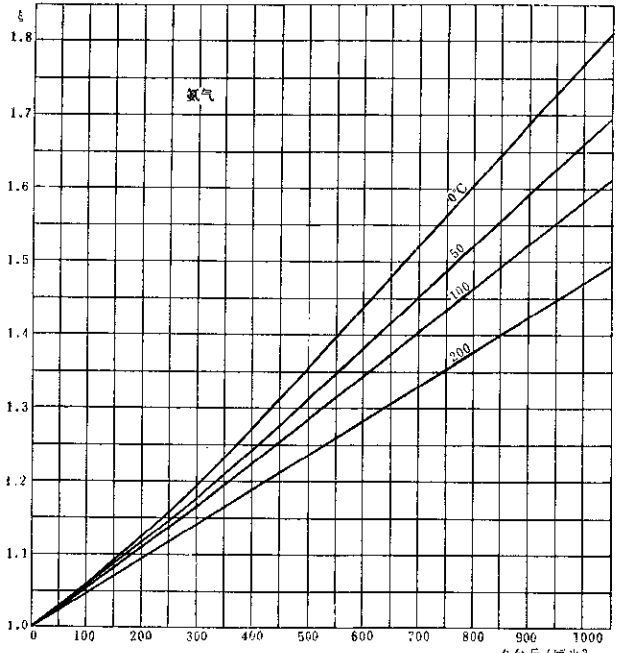



图 2　氨（$NH_3$）的压缩性系数



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

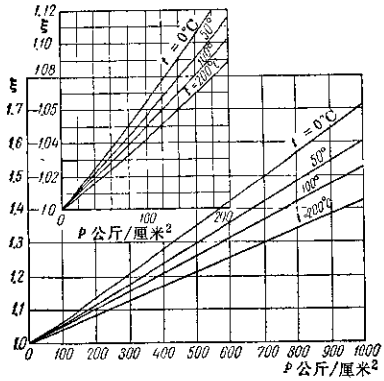



图 3　氢（$H_2$）的压缩性系数

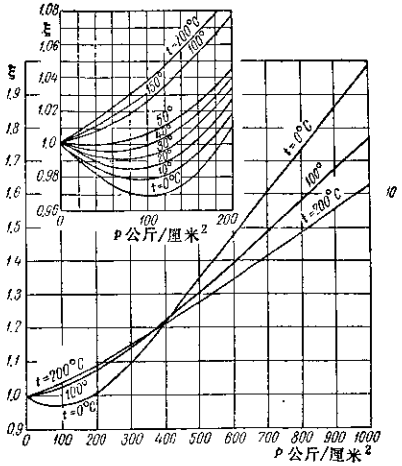



图 4　空气的压缩性系数

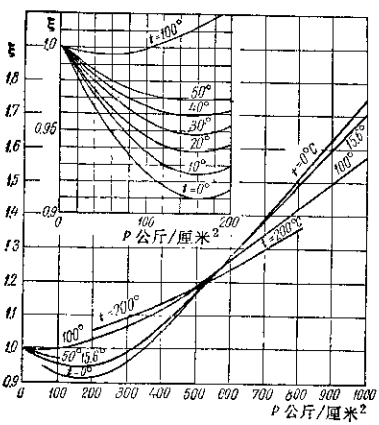



图 5　氧（$O_2$）的压缩性系数

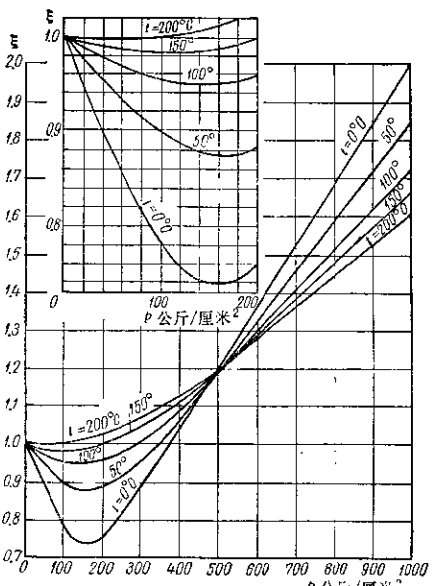



图 6　甲烷（$CH_4$）的压缩性系数



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

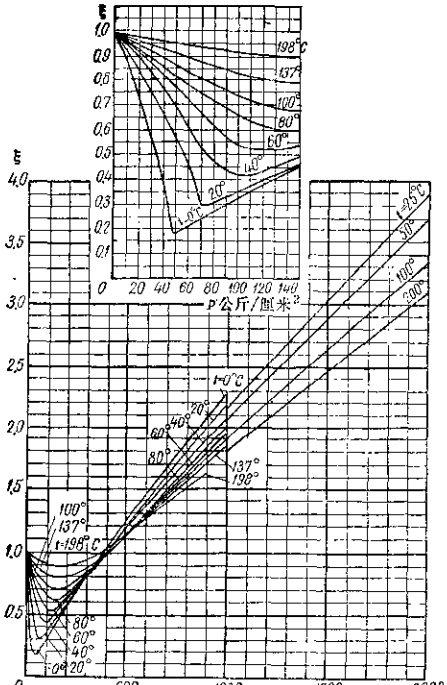



图 7 乙烯（$C_2H_4$）的压缩性系数

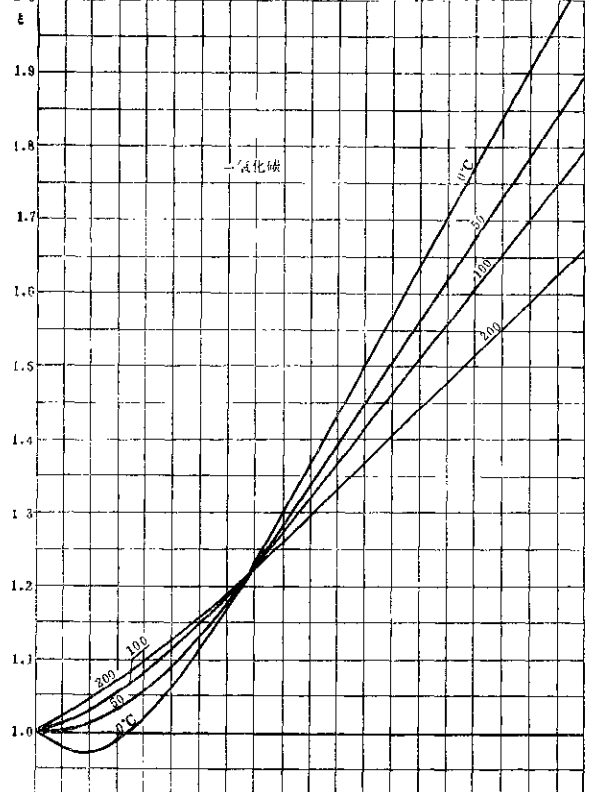



图 8 一氧化碳（CO）的压缩性系数



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

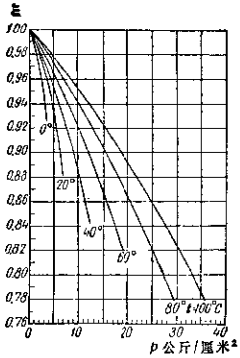



图 9 氯（$Cl_2$）的压缩性系数

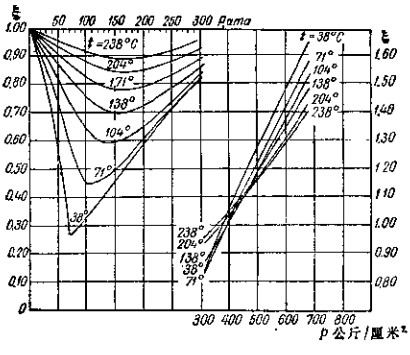



图 10 乙烷（$C_2H_6$）的压缩性系数

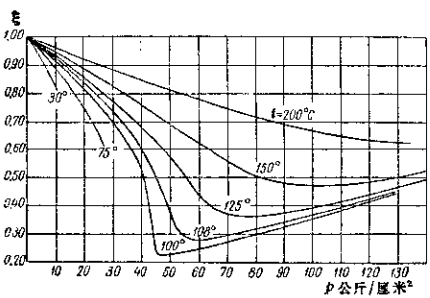



图 11 丙烷（$C_3H_8$）的压缩性系数

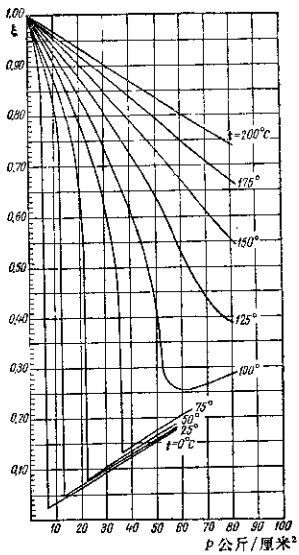



图 12 丙烯（$C_3H_6$）的压缩性系数



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

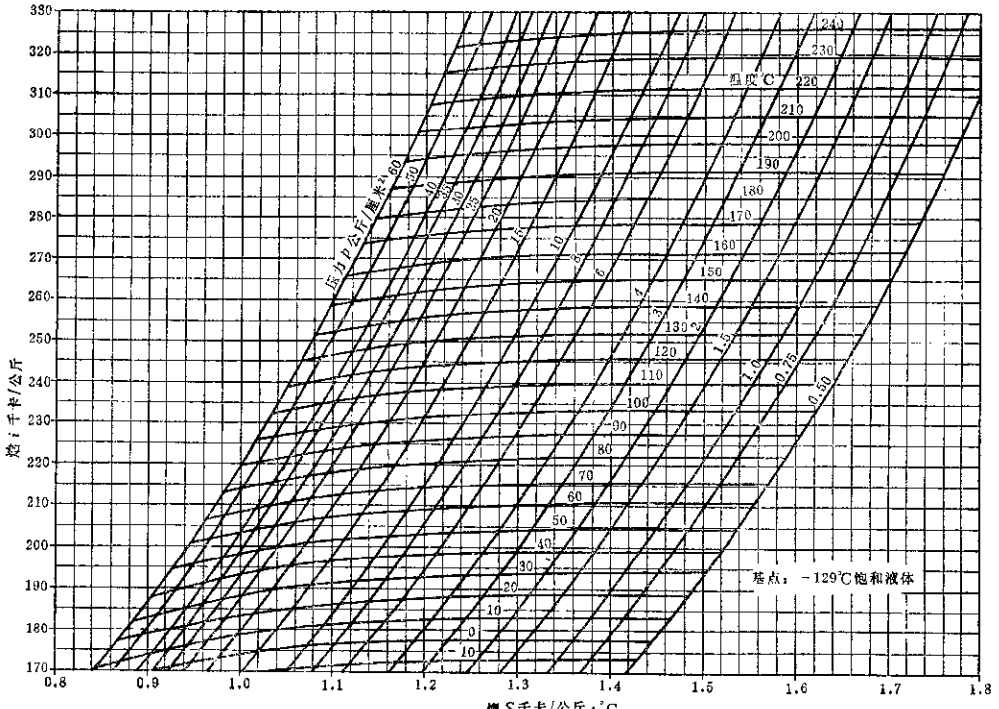



图 15　甲烷（$CH_4$）的焓熵图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

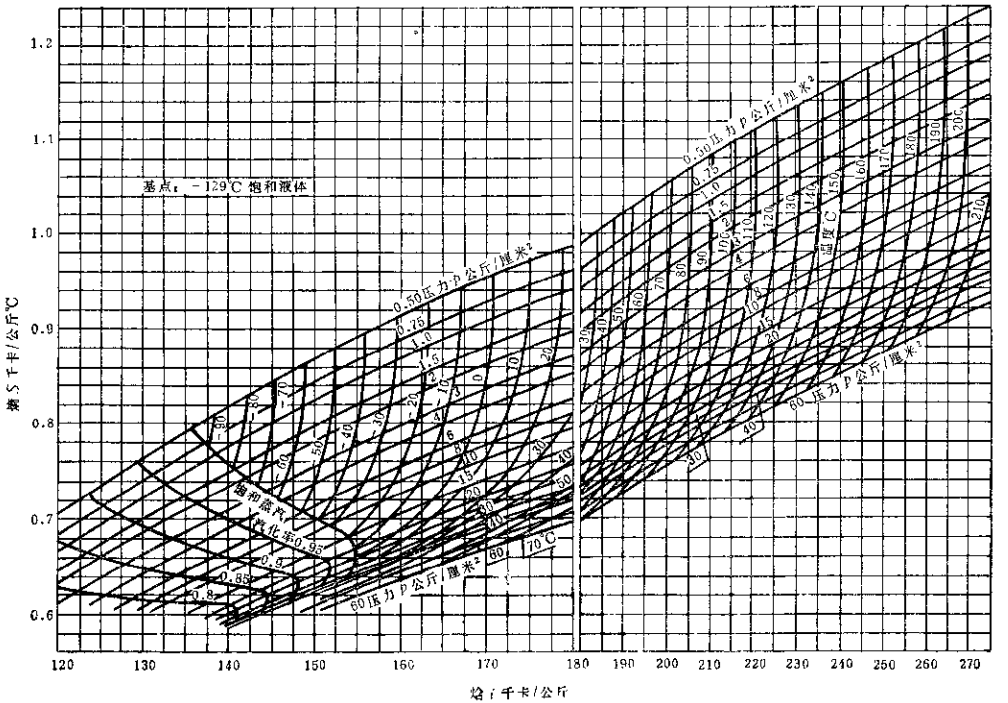



图 16　乙烷（$C_2H_6$）的焓熵图

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

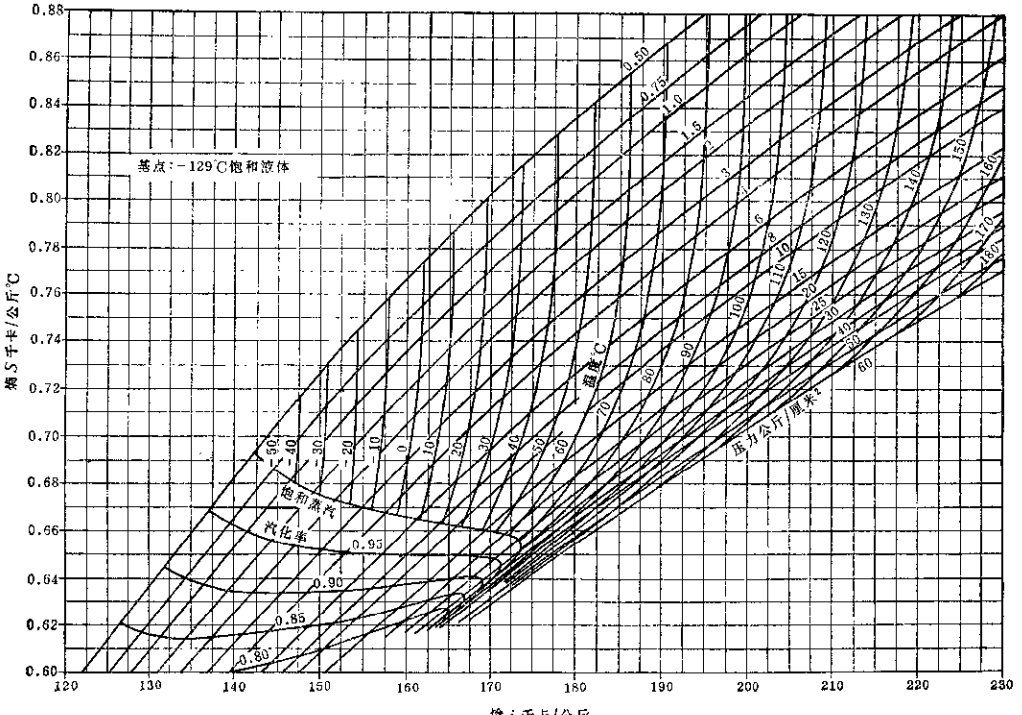



图 17　丙烷（$C_3H_8$）的焓熵图(低温段)



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

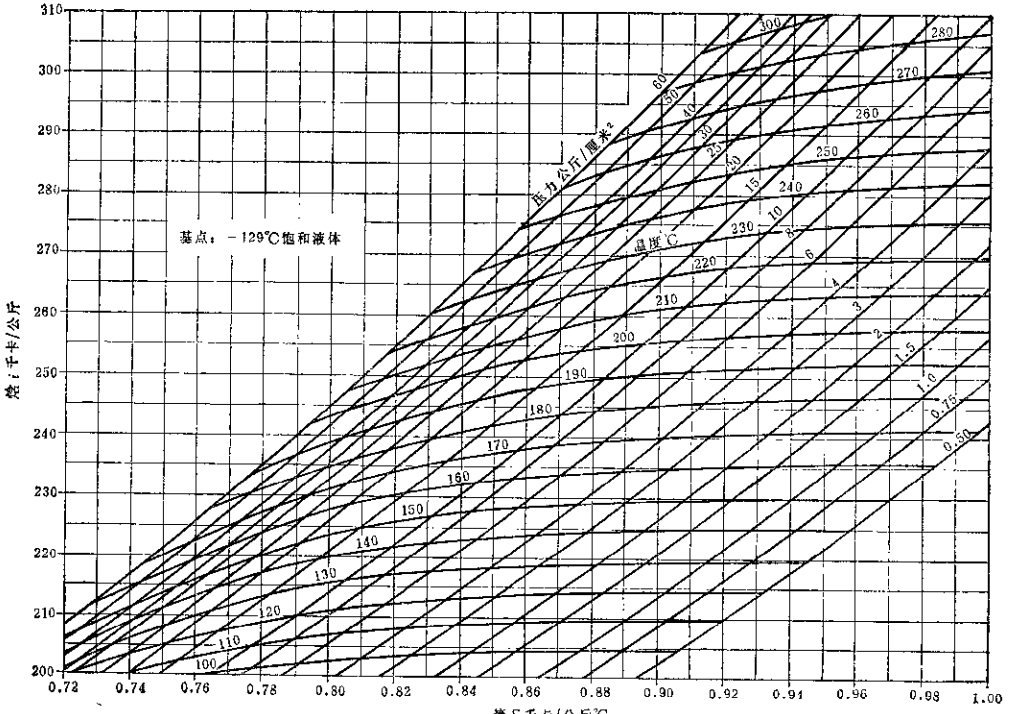



图 18　丙烷（$C_3H_8$）的焓熵图（高温段）

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

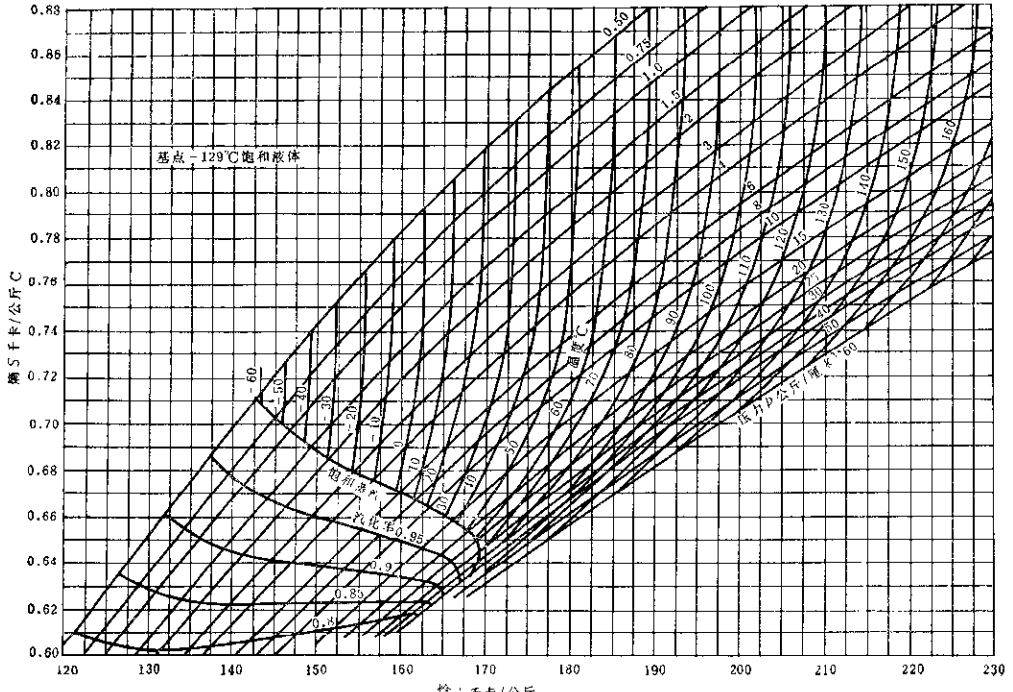



图 19　丙烯（$C_3H_6$）的焓熵图（低温段）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

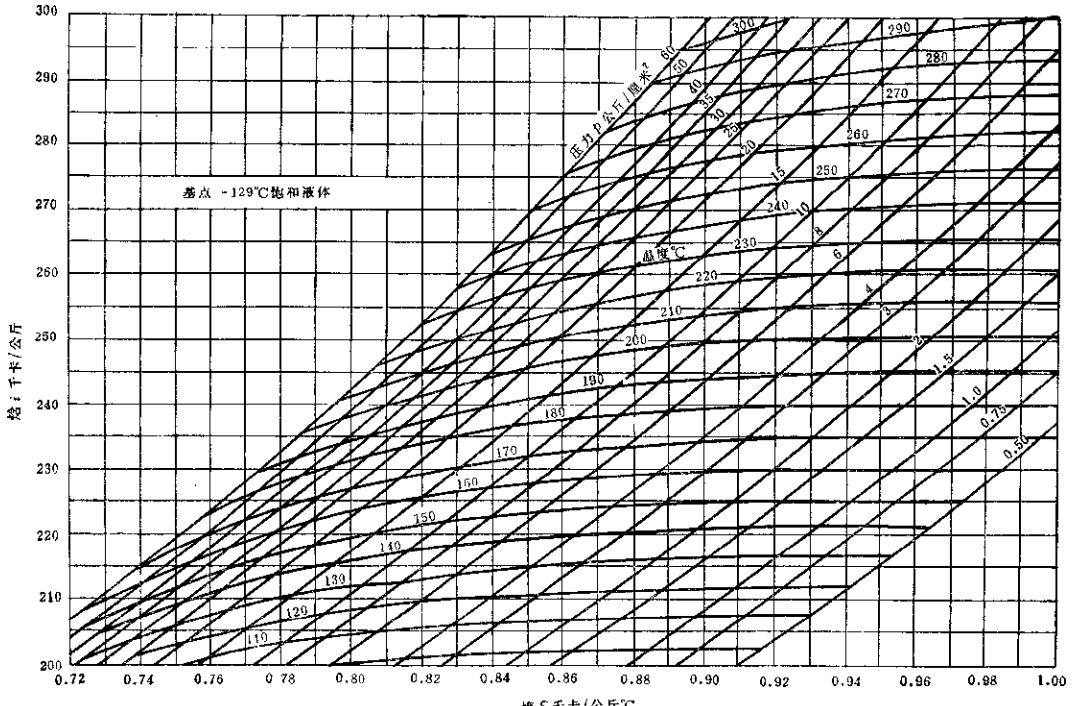



图 20 丙烯（$C_3H_6$）的焓熵图（高温段）

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

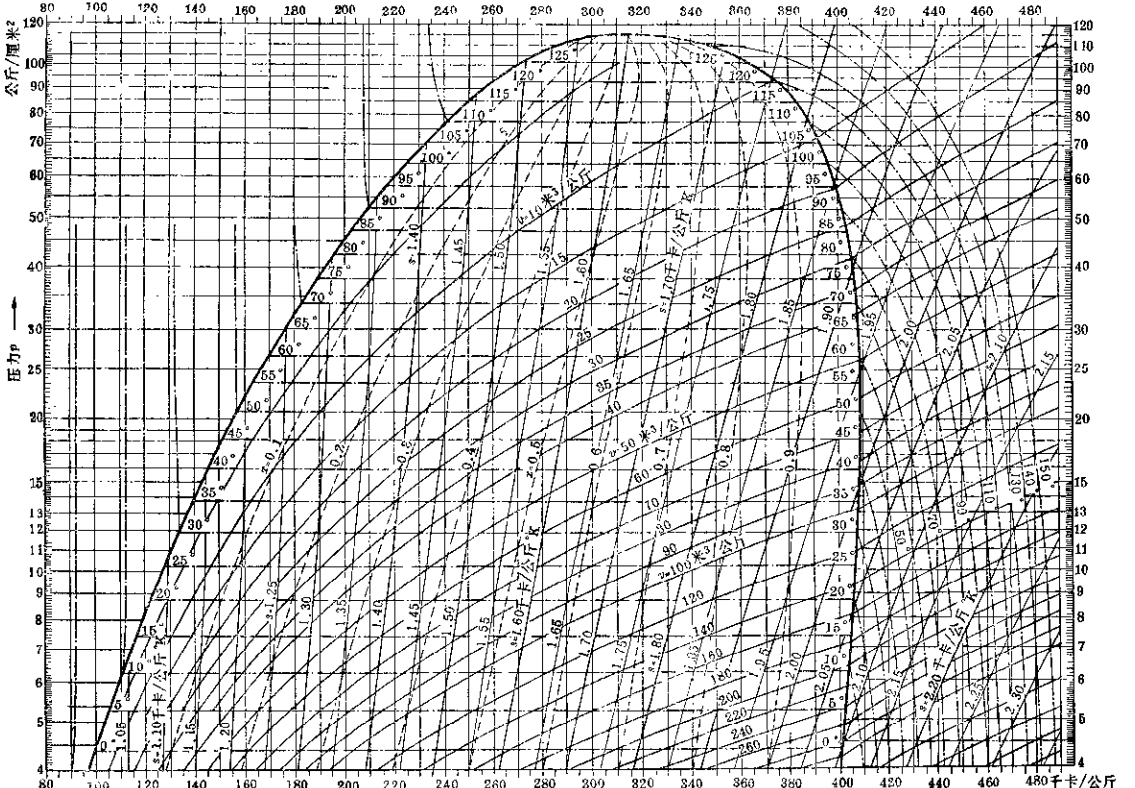
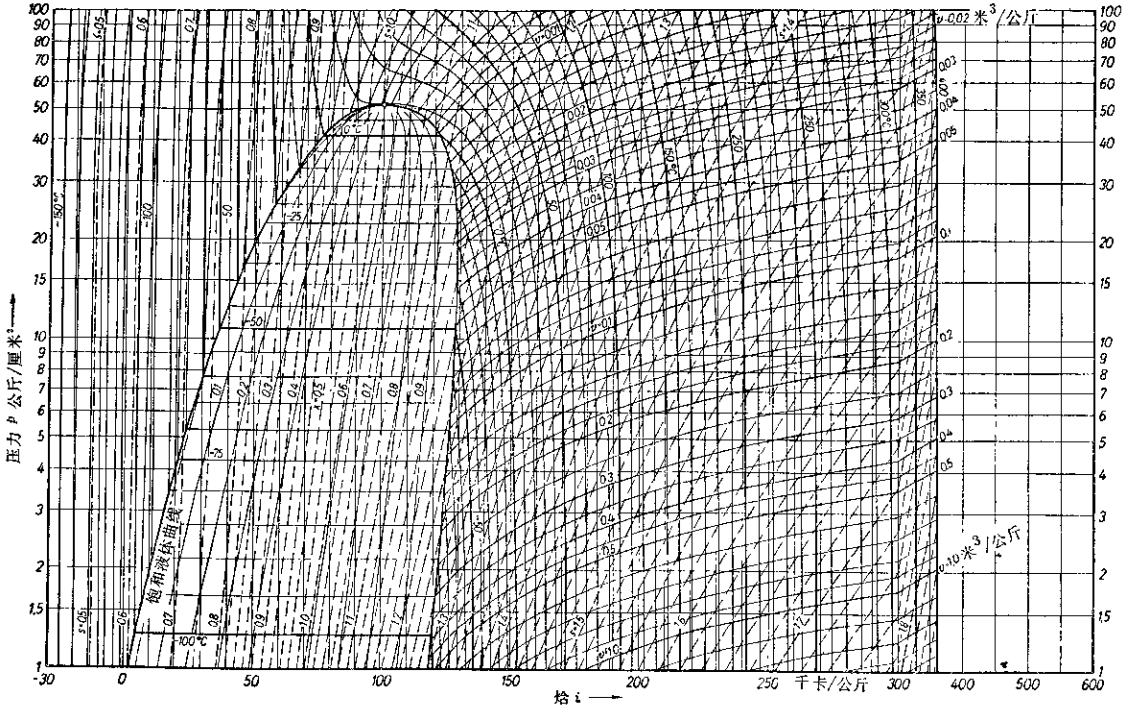



图 21 氨的压热图

油气储运网www.youqichuyun.com搜集




a)

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

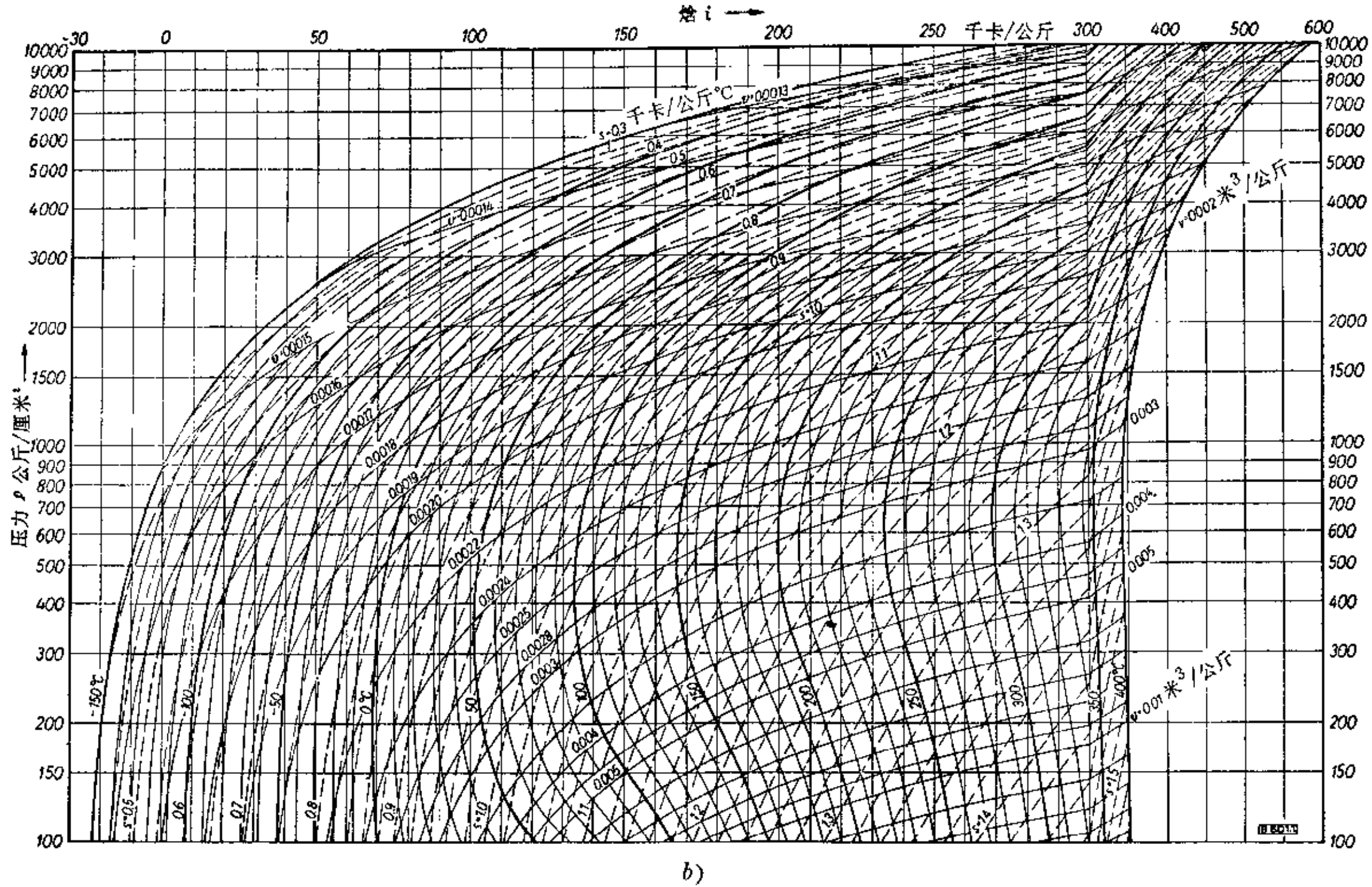



图 22 乙烯（$C_2H_4$）的压焓图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

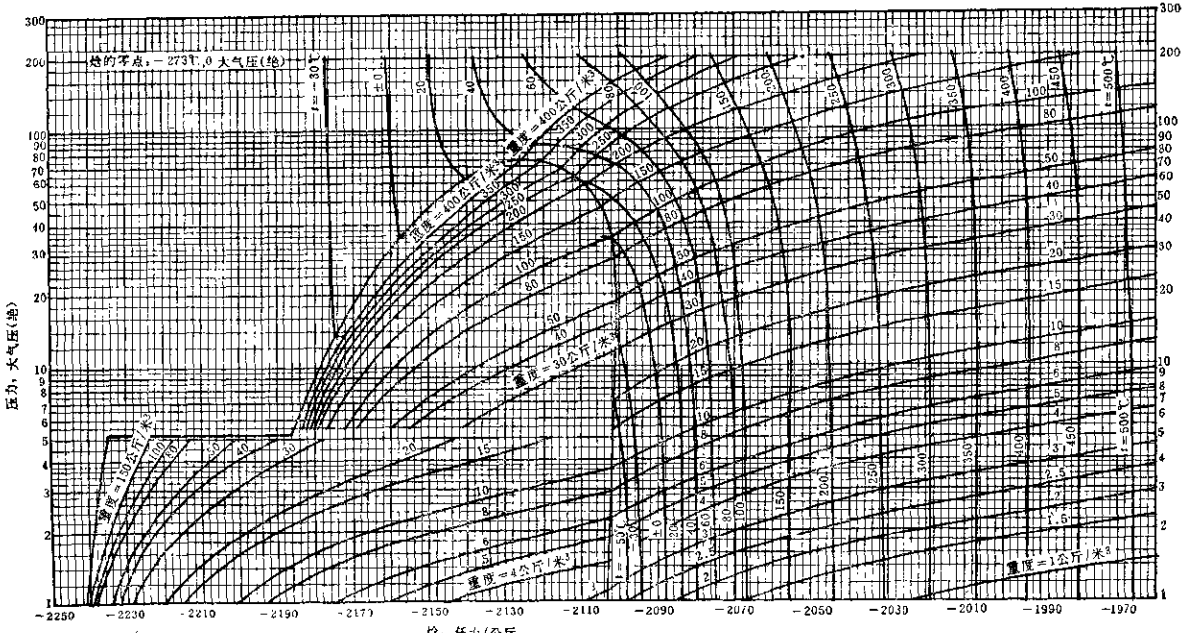



图 23　二氧化碳（$CO_2$）压焓图

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 三、气体的粘度、导热系数和比热

1）气体的粘度

（1）常压下气体的粘度，可按下述方法查得：先在表48中找出该气体的$X$、$Y$值，依此在图24上找到此点座标，将此点与温度线上的某点连接后延长，与粘度线上的交点即为所求粘度。

表 48　各种气体的$X$及$Y$值

| 号　数 | 气　体　名　称 | $X$ | $Y$ |
|---|---|---|---|
| 1 | 一氧化碳 | 11.0 | 20.0 |
| 2 | 乙　炔 | 9.8 | 14.9 |
| 3 | 乙　烷 | 9.1 | 14.5 |
| 4 | 乙　烯 | 9.5 | 15.1 |
| 5 | 二氧化碳 | 9.5 | 18.7 |
| 6 | 二氧化硫 | 9.6 | 17.0 |
| 7 | 三硫化碳 | 8.0 | 16.0 |
| 8 | 丁　烷 | 9.2 | 13.7 |
| 9 | 丁　烯 | 8.9 | 13.0 |
| 10 | 甲　醇 | 8.5 | 15.6 |
| 11 | 丙　烷 | 9.7 | 12.9 |
| 12 | 丙　烯 | 9.0 | 13.8 |
| 13 | 空　气 | 11.0 | 20.0 |
| 14 | 氟 | 7.3 | 23.8 |
| 15 | 氨 | 8.4 | 16.0 |
| 16 | 氧 | 11.0 | 21.3 |
| 17 | 氧化亚氮 | 8.8 | 19.0 |
| 18 | 氧 化 氮 | 10.9 | 20.5 |
| 19 | 氢 | 11.2 | 12.4 |
| 20 | 氨氢混合气(氨1份氢3份) | 11.2 | 17.2 |
| 21 | 氖 | 10.9 | 20.5 |
| 22 | 氩 | 10.5 | 22.4 |
| 23 | 氮 | 9.0 | 18.4 |
| 24 | 氯 化 氢 | 8.8 | 18.7 |
| 25 | 硫 化 氢 | 8.6 | 18.0 |
| 26 | 溴 | 8.9 | 19.2 |
| 27 | 溴 化 氢 | 8.8 | 20.9 |
| 28 | 氪 | 10.6 | 20.0 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

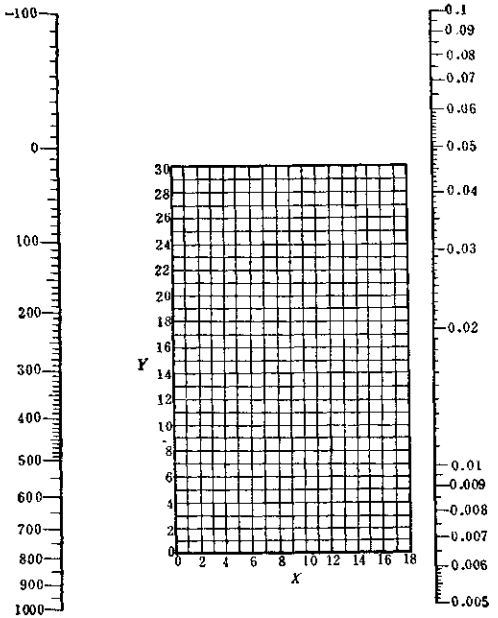



图 24　常压下气体的粘度

（2）低压混合气的粘度值，可按下式进行计算：

$$\mu_m = \frac{\sum \gamma_i \mu_i (M_i)^{0.5}}{\sum \gamma_i (M_i)^{0.5}}$$

式中 $\mu_m$——混合气体的粘度；

$\gamma_i$——组分的容积百分数；

$\mu_i$——组分的粘度；

$M_i$——组分的分子量。

上式计算出的粘度，对不含氢的气体混合物计算误差约为2%；氢含量高者、误差可能达到10%。

（3）压力下气体的粘度：单组分高压下气体的粘度，可先求得低压时的粘度$\mu^*$，然后根据对比压力和对比温度用图25进行校正。混合气体在压力下的粘度，可应用假临界参数求得对比温度及对比压力后，即可应用图25进行粘度校正。如果已知混合气体各组分在压力下的粘度，亦可用计算低压混合气体的公式，对高压混合气体的粘度进行计算。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

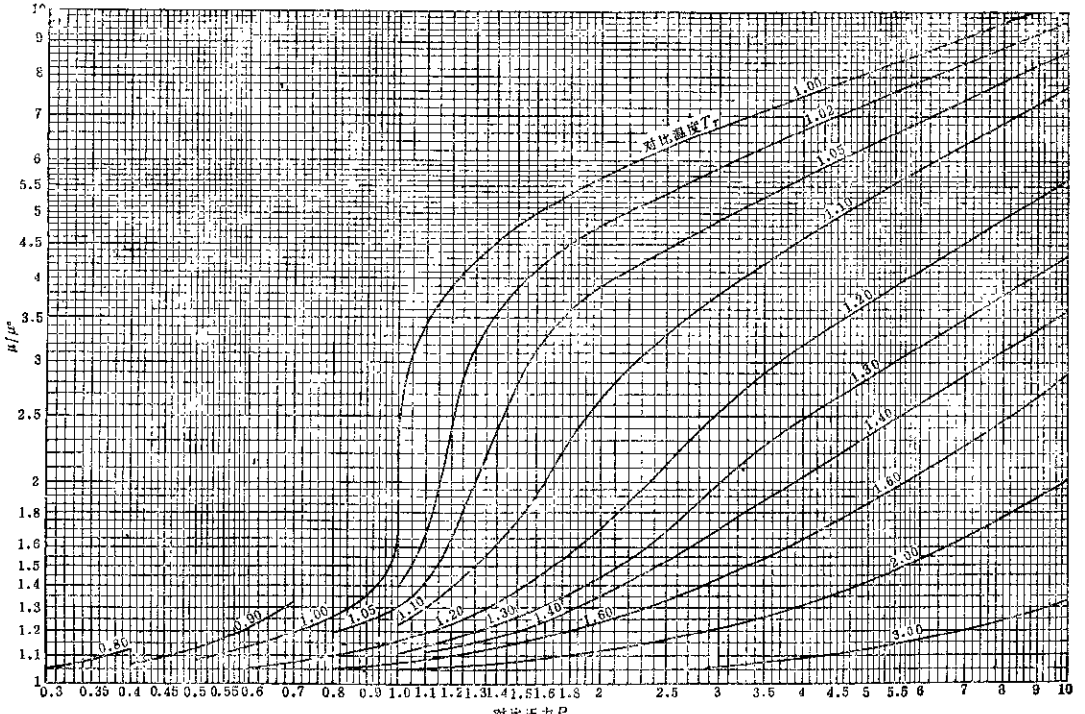



图 25　高压下气体粘度的修正



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（4）某些常用气体粘度值随压力、温度而变化的图、表如下列所示。

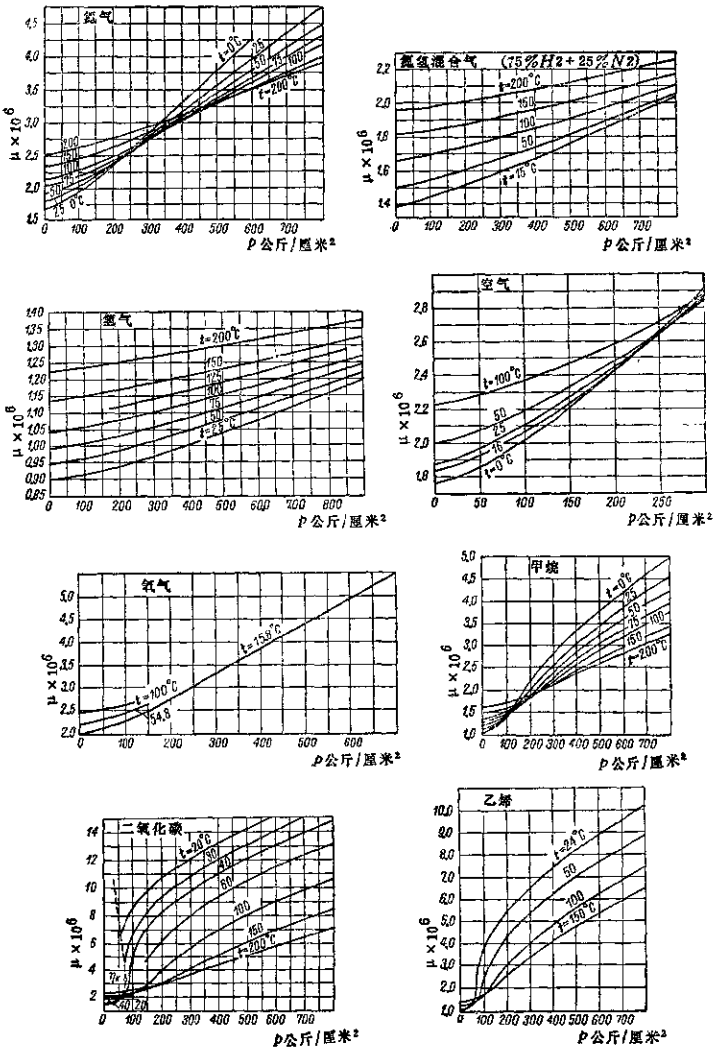



图 26 气体粘度值随压力、温度的变化图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 49 氪在不同温度和压力下的粘度(泊×10⁶)

| 压力 | 温度 t (℃) | | | |
|---|---|---|---|---|
| p (atm) | -50 | -24.8 | 0 | 25 |
| 1 | 159 | 171 | 185 | 199 |
| 50 | 160 | 172 | 185 | 199 |
| 100 | 161 | 173 | 186 | 199 |
| 200 | 165 | 176 | 187 | 200 |
| 300 | 168 | 179 | 189 | 202 |
| 400 | 173 | 183 | 193 | 204 |
| 500 | 178 | 187 | 197 | 208 |
| 600 | 183 | 192 | 202 | 212 |

表 50 氙在不同温度和压力下的粘度(泊×10⁶)

| 压力 | 温度 t (℃) | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| p (atm) | 0 | 25 | 50 | 75 | 100 | 150 |
| 1 | 210 | 225 | 240 | 255 | 273 | 300 |
| 50 | 223 | 236 | 252 | 266 | 281 | 305 |
| 100 | 244 | 254 | 268 | 280 | 293 | 313 |
| 200 | 307 | 306 | 308 | 313 | 324 | 337 |
| 300 | 380 | 366 | 359 | 356 | 361 | 365 |
| 400 | 454 | 429 | 412 | 404 | 400 | 393 |
| 500 | 524 | 491 | 466 | 451 | 439 | 423 |
| 600 | 594 | 550 | 518 | 496 | 481 | 457 |
| 800 | 714 | 659 | 620 | 588 | 565 | 525 |
| 1000 | 818 | 765 | 710 | 670 | | |

表 51 重氢在不同温度和压力下的粘度(泊×10⁶)

| 压力 | 温度 t (℃) | | |
|---|---|---|---|
| p (atm) | 25 | 50 | 75 |
| 1 | 126 | 133 | 140 |
| 50 | 127 | 134 | 141 |
| 100 | 128 | 135 | 142 |
| 200 | 131 | 138 | 144 |
| 300 | 136 | 142 | 148 |
| 400 | 141 | 146 | 151 |
| 500 | 146 | 150 | 155 |
| 600 | 151 | 156 | 160 |
| 800 | 163 | 166 | 170 |
| 1000 | 174 | 177 | 180 |

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

表 52 一氧化碳在不同温度和压力下的粘度(泊×10⁵)

| 压力 | 温度 $t$ (°C) | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $p$ (atm) | 0 | 25 | 50 | 100 | 150 | 200 | 250 |
| 1 | 166 | 176.5 | 187 | 207.5 | 227 | 245 | 262.5 |
| 20 | 169 | 179.5 | 190 | 210.5 | 229 | 247 | 264.5 |
| 50 | 175 | 186 | 194.5 | 214.5 | 232 | 250 | 267 |
| 100 | 189.5 | 199 | 205 | 222.5 | 238.5 | 256 | 271.5 |
| 150 | 208 | 214 | 217.5 | 232 | 246.5 | 262 | 276.5 |
| 200 | 230 | 230.5 | 231.5 | 243 | 255 | 269 | 281.5 |
| 300 | 274 | 268 | 264 | 268 | 275 | 284 | 292.5 |
| 400 | 317.5 | 306.5 | 298.5 | 295 | 295.5 | 299.5 | 303.5 |
| 500 | 360 | 345 | 333 | 322.5 | 316.5 | 315 | 316 |
| 600 | 401.5 | 382.5 | 365 | 348 | 337.5 | 334 | |
| 800 | 482.5 | 455 | 430 | 401 | 377 | 369.4 | |

表 53 乙烷在不同温度和压力下的粘度(泊×10⁶)

| 压力 | 温度 $t$ (°C) | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $p$ (atm) | 15 | 30 | 50 | 100 | 150 | 200 |
| 1 | 90 | 95 | 100 | 114 | 128 | 142 |
| 20 | 97 | 96 | 101 | 114 | 128 | 144 |
| 40 | | 136 | 112 | 116 | 129 | 149 |
| 60 | | 382 | 185 | 126 | 134 | 155 |
| 80 | | 426 | 290 | 147 | 146 | 162 |
| 100 | | 485 | 351 | 177 | 160 | 172 |
| 150 | | 542 | 439 | 249 | 205 | 200 |
| 200 | | 600 | 504 | 311 | 253 | 238 |
| 300 | | 690 | 590 | 391 | 326 | 304 |

表 54 丙烷在不同温度和压力下的粘度(泊×10⁶)

| 压力 | 温度 $t$ (°C) | | | | | 压力 | 温度 $t$ (°C) | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $p$ (atm) | 37.78 | 54.44 | 71.11 | 87.78 | 104.44 | $p$ (atm) | 115 | 150 | 190 |
| 1 | 80.7 | 87.7 | 93.2 | 98.2 | 102 | 1 | 104 | 112 | 122 |
| 3.4 | 81.4 | 89.1 | 94.2 | 99.6 | 103 | 20 | 107 | 115 | 125 |
| 6.8 | 87.7 | 92.7 | 97.4 | 102 | 106 | 40 | 132 | 129 | 134 |
| 10.21 | 105.0 | 102.0 | 103 | 106 | 110 | 60 | 243 | 160 | 150 |
| 13.61 | 872 | 115 | 110 | 111 | 115 | 80 | 354 | 216 | 175 |
| 17.01 | 879 | 130 | 119 | 117 | 120 | 100 | 425 | 279 | 209 |
| 20.41 | 885 | | 131 | 123 | 126 | 150 | 552 | 392 | 291 |
| 23.81 | 891.5 | | 147 | 131 | 133 | 200 | 641 | 476 | 362 |
| 27.22 | 897 | 232 | 576 | 140 | 142 | 300 | 743 | 618 | 482 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

2）气体的导热系数

（1）低压下气体的导热系数，可用下式求得：

$$\lambda=\mu\left(C_p+\frac{2.48}{M}\right)=\mu\left(C_v+\frac{4.46}{M}\right)\text{（千卡/℃·米·时）。}$$

式中 $\mu$——气体的粘度（公斤/米·时）；

$C_p$——定压比热（千卡/公斤·℃）；

$C_v$——定容比热（千卡/公斤·℃）；

$M$——分子量。

上式计算所得值的误差为5～13%，最大达25～30%。

（2）对于一般混合气体的导热系数 $\lambda_m$ 值可由下式计算：

$$\lambda_m=\frac{\Sigma\lambda_i\gamma_i(M_i)^{1/3}}{\Sigma\gamma_i(M_i)^{1/3}}\text{。}$$

式中 $\lambda_i$——由混合气体的总压力及温度求得的组分的导热系数；

$M_i$——组分的分子量；

$\gamma_i$——混合气体中各组分的容积百分数。

（3）压力下气体的导热系数：在求高压下气体的导热系数时，可先求出低压时的导热系数，然后由对比压力、对比温度用图27进行校正。

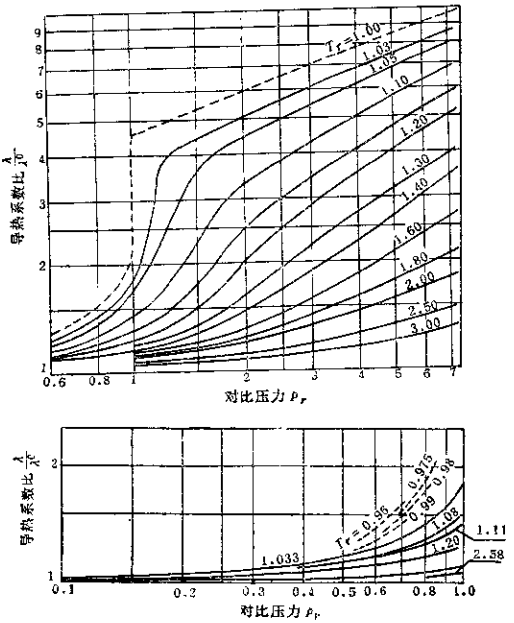



图 27 高压下气体导热系数的校正



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

对于混合气体，应用混合气体的假临界压力和假临界温度求出对比压力及对比温度后，亦可由图27对导热系数进行校正。

（4）某些常用气体导热系数随压力和温度而变化的情况为图28所示。

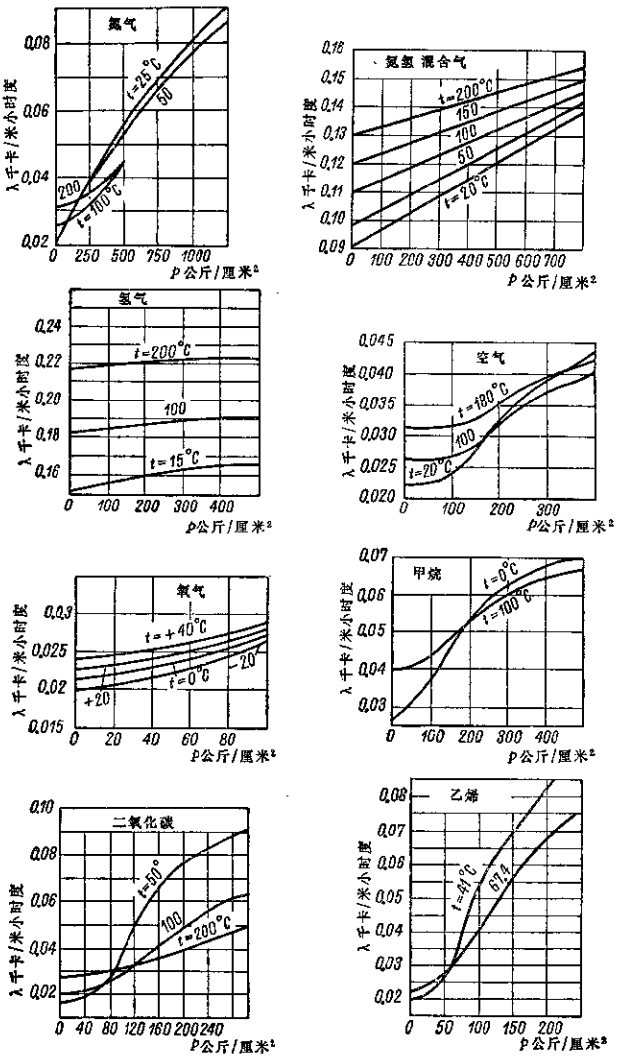



图 28　某些常用气体导热系数随压力和温度而变化的情况



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

3）气体的比热

表 55　常压下气体的比热与温度的关系

| 气　体 | 0(℃) | 10 | 37.8 | 65.5 | 93.3 | 100 | 121 | 148.9 | 200 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 甲　烷 | 0.518 | 0.524 | 0.540 | 0.560 | 0.580 | 0.586 | 0.597 | 0.641 | 0.672 |
| 乙　烷 | 0.394 | 0.404 | 0.432 | 0.459 | 0.489 | 0.495 | 0.517 | 0.544 | 0.596 |
| 丙　烷 | 0.370 | 0.382 | 0.413 | 0.445 | 0.474 | 0.484 | 0.506 | 0.535 | 0.588 |
| 丁　烷 |  | 0.353 | 0.380 | 0.408 | 0.432 |  | 0.458 | 0.482 |  |
| 乙　烯 | 0.349 | 0.358 | 0.382 | 0.407 | 0.431 | 0.437 | 0.456 | 0.480 | 0.521 |
| 丙　烯 | 0.342 | 0.350 | 0.374 | 0.400 | 0.425 | 0.43 | 0.450 | 0.474 | 0.516 |
| 丁　烯-1 |  | 0.365 | 0.392 | 0.417 | 0.444 |  | 0.470 | 0.494 |  |
| 乙　炔 | 0.386 | 0.394 | 0.412 | 0.428 | 0.444 | 0.447 | 0.457 | 0.469 | 0.489 |
| 氨 |  | 0.491 | 0.504 | 0.517 | 0.530 |  | 0.543 | 0.555 |  |
| 水蒸汽 |  | 0.443 | 0.446 | 0.443 | 0.451 |  | 0.454 | 0.457 |  |
| 氧 | 0.218 | 0.218 | 0.219 | 0.221 | 0.223 | 0.223 | 0.224 | 0.226 | 0.230 |
| 氮 | 0.249 | 0.248 | 0.249 | 0.250 | 0.250 | 0.250 | 0.250 | 0.250 | 0.251 |
| 氢 | 3.418 | 3.43 | 3.453 | 3.467 | 3.477 | 3.489 | 3.484 | 3.489 | 3.492 |
| 硫化氢 |  | 0.449 | 0.455 | 0.460 | 0.463 |  | 0.469 | 0.475 |  |
| 一氧化碳 | 0.248 | 0.248 | 0.248 | 0.248 | 0.249 | 0.249 | 0.250 | 0.251 | 0.252 |
| 二氧化碳 | 0.195 | 0.198 | 0.205 | 0.211 | 0.213 | 0.218 | 0.223 | 0.228 | 0.236 |
| 二氧化硫 | 0.194 |  |  |  |  | 0.211 |  |  | 0.226 |
| 空　气 | 0.239 | 0.239 | 0.240 | 0.241 | 0.242 | 0.242 | 0.242 | 0.243 | 0.244 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

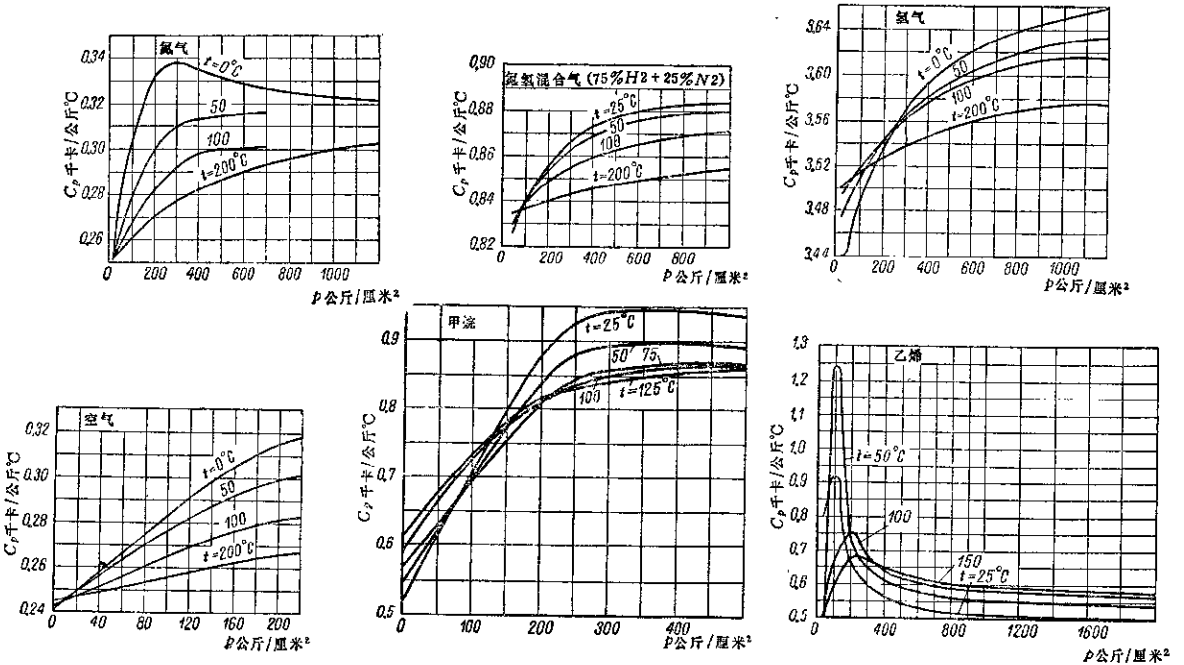



图 29　某些常用气体的比热随压力和温度而变化的情况

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 56　国内各地空气计算参数

| 地名 | 海拔高度（米） | 大气压力（毫米汞柱） 冬 | 大气压力（毫米汞柱） 夏 | 平均相对湿度（%） | 冬季平均温度（℃） | 最热月平均温度（℃） | 极端最高温度（℃） | 极端最低温度（℃） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 哈尔滨 | 146 | 735 | 741 | 65 | −29 | 24 | 39.6 | −41.4 |
| 长春 | 237 | 747 | 734 | 62 | −26 | 23.4 | 39.5 | −36 |
| 吉林 | 184 | 751 | 738 | 64 | −25 | | | |
| 沈阳 | 42 | 766 | 750 | 59 | −22 | 23.8 | 39.3 | −33.1 |
| 大连 | 62 | 763 | 748 | 60 | −12 | 26.4 | 36.1 | −19.9 |
| 呼和浩特 | 1063 | 676 | 667 | 49 | −22 | 22.1 | 38 | −36.2 |
| 乌鲁木齐 | 654 | 691 | 681 | 53 | −24 | 23.8 | 43.4 | −41.5 |
| 兰州 | 1517 | 639 | 632 | 44 | −13 | 22.8 | 39.1 | −23.0 |
| 银川 | 1112 | 672 | 663 | 47 | −20 | 23.7 | 39.3 | −30.6 |
| 西宁 | 2261 | 582 | 581 | 45 | −14 | 17.0 | 39.9 | −26.6 |
| 西安 | 397 | 734 | 718 | 50 | −8 | 27.6 | 45.2 | −20.6 |
| 北京 | 52 | 765 | 749 | 49 | −12 | 26.1 | 42.6 | −22.8 |
| 天津 | 3 | 769 | 753 | 52 | −12 | 27.2 | 42.7 | −18.1 |
| 太原 | 784 | 699 | 689 | 47 | −16 | 23.8 | 39.4 | −25.5 |
| 成都 | 506 | 722 | 710 | 65 | 0 | 26.4 | 40.1 | −6 |
| 康定 | 2616 | 554 | 556 | 54 | −12 | 16.2 | 28.9 | −13.4 |
| 昆明 | 189.1 | 608 | 606 | 55 | 1 | 20.1 | | |
| 贵阳 | 1071 | 673 | 666 | 67 | −3 | 24.5 | 39.5 | −9.5 |
| 济南 | 55 | 767 | 750 | 53 | −9 | 29.2 | 42.7 | −19.7 |
| 上海 | 5 | 769 | 753 | 63 | −3 | 27.2 | 40.2 | −12.1 |
| 南京 | 9 | 766 | 750 | 63 | −7 | 28.2 | 43.0 | −14.0 |
| 合肥 | 24 | 767 | 750 | 64 | −7 | 28.2 | 38.8 | −20.6 |
| 杭州 | 7 | 769 | 754 | 66 | −3 | 28.4 | 42.1 | −10.5 |
| 福州 | 88 | 759 | 747 | 64 | 4 | 28.5 | 39.5 | −2.5 |
| 汉口 | 23 | 767 | 751 | 63 | −4 | 28.8 | 41.3 | −14.9 |
| 长沙 | 81 | 764 | 747 | 64 | −2 | 29.7 | 41.5 | −8.4 |
| 南昌 | 49 | 764 | 750 | 63 | −2 | 29.3 | 39.4 | −7.7 |
| 桂林 | 167 | 752 | 739 | 63 | 1 | 28.5 | 39.4 | −4.9 |
| 广州 | 6 | 764 | 753 | 64 | 6 | 28.7 | 38.7 | −0.3 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

# 附录五 有 关 标 准

## 一、标准代号

表 57 中外标准代号

| 国内标准代号 | | 国外标准代号 | |
|---|---|---|---|
| 代号 | 部门 | 代号 | 部门 |
| GB | 国家标准 | ISA | 国际标准协会标准 |
| KY | 中国科学院标准 | NBS | 美国国家标准局标准 |
| JB | 第一机械工业部标准 | ASA | 美国标准协会标准 |
| YB | 冶金工业部标准 | SAE | 美国汽車协会标准 |
| HG | 原化学工业部标准 | AIR | 美国航空标准 |
| SY | 原石油工业部标准 | AISI | 美国钢铁协会标准 |
| MT | 原煤炭工业部标准 | ASME | 美国机械工程师学会 |
| SD | 水利电力部标准 | ASTM | 美国材料試驗协会标准 |
| TH | 第一机械工业部原化工通用机械专业标准 | ГОСТ | 苏联国家标准 |
| | | JIS | 日本工业标准 |
| | | JES | 日本工业产品标准統一調查会标准 |
| | | DIN | 德国工业标准 |
| | | BS | 英国标准 |
| | | AFNOR | 法国标准协会标准 |
| | | VSM | 瑞士机械学会标准 |

表 58 各种通用技术条件的标准代号

| 代号 | 名称 |
|---|---|
| ZB 126-62 | 装配通用技术要求 |
| ZB 123-62 | 焊接通用技术要求 |
| GB 976-67 | 灰鑄鉄件分类及技术条件 |
| GB 979-67 | 炭素鋼鑄件分类及技术条件 |
| JB 298-62 | 球墨鑄鉄件分类及技术条件 |
| JB 613-64 | 鍾上自由鍛件通用技术条件 |
| ZB 125-62 | 机械加工通用技术要求 |

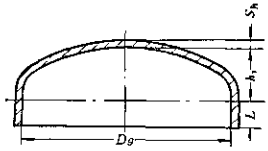
注：設計时，在施工图上无特殊要求时，写出上述代号即可。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 二、压缩机辅机设计中建议采用的有关标准

### 表 59　椭圆形封头型式与尺寸




| 公称直径 $D_g$（毫米） | 曲面高度 $h_1$（毫米） | 直边高度 $L$（毫米） | 厚度 $S_n$（毫米） 碳素钢 低合金钢 复合钢板 | 厚度 $S_n$（毫米） 高合金钢 | 内表面积 $F$（米²） | 容积 $V$（米³） | 重量 $G$（公斤） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 300 | 75 | 25 | | 3 | 0.121 | 0.00536 | 2.90 |
| | | | 4 | 4 | | | 3.88 |
| | | | | 5 | | | 4.91 |
| | | | 6 | 6 | | | 5.89 |
| | | | | 7 | | | 6.92 |
| | | | 8 | 8 | | | 7.97 |
| | | | | 9 | | | 8.97 |
| 400 | 100 | 25 | | 3 | 0.204 | 0.0115 | 4.90 |
| | | | 4 | 4 | | | 6.53 |
| | | | | 5 | | | 8.16 |
| | | | 6 | 6 | | | 9.90 |
| | | | | 7 | | | 11.60 |
| | | | 8 | 8 | | | 13.30 |
| | | | | 9 | | | 15.00 |
| | | 40 | 10 | 10 | 0.223 | 0.0134 | 18.8 |
| | | | 12 | 12 | | | 22.6 |
| | | | 14 | 14 | | | 26.2 |
| | | | 16 | 16 | | | 30.0 |
| 500 | 125 | 25 | | 3 | 0.309 | 0.0213 | 7.30 |
| | | | 4 | 4 | | | 10.0 |
| | | | | 5 | | | 12.5 |
| | | | 6 | 6 | | | 15.1 |
| | | | | 7 | | | 17.6 |
| | | | 8 | 8 | | | 20.1 |
| | | | | 9 | | | 22.6 |
| | | 40 | 10 | 10 | 0.333 | 0.0242 | 27.1 |
| | | | 12 | 12 | | | 32.7 |
| | | | 14 | 14 | | | 38.5 |
| | | | 16 | 16 | | | 45.2 |
| | | | 18 | 18 | | | 50.5 |
| | | 50 | 20 | 20 | 0.349 | 0.0262 | 59.0 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 公称直径 $D_g$（毫米） | 曲面高度 $h_1$（毫米） | 直边高度 $L$（毫米） | 厚度 $S_h$（毫米） 碳素钢 低合金钢 复合钢板 | 厚度 $S_h$（毫米） 高合金钢 | 内表面积 $F$（米²） | 容积 $V$（米³） | 重量 $G$（公斤） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 600 | 150 | 25 | 4 | 3 | 0.436 | 0.0352 | 10.4 |
| | | | | 4 | | | 13.8 |
| | | | 6 | 5 | | | 17.6 |
| | | | | 6 | | | 21.2 |
| | | | | 7 | | | 24.7 |
| | | | 8 | 8 | | | 28.3 |
| | | | | 9 | | | 31.8 |
| | | 40 | 10 | 10 | 0.464 | 0.0396 | 37.7 |
| | | | 12 | 12 | | | 46.0 |
| | | | 14 | 14 | | | 53.9 |
| | | | 16 | 16 | | | 61.5 |
| | | | 18 | 18 | | | 70.0 |
| | | 50 | 20 | 20 | 0.483 | 0.0425 | 80.5 |
| | | | 22 | 22 | | | 88.6 |
| | | | 24 | 24 | | | 97.6 |
| 700 | 175 | 25 | 4 | 3 | 0.584 | 0.0545 | 14.0 |
| | | | | 4 | | | 18.5 |
| | | | | 5 | | | 23.4 |
| | | | 6 | 6 | | | 28.2 |
| | | | | 7 | | | 33.0 |
| | | | 8 | 8 | | | 37.7 |
| | | | | 9 | | | 42.6 |
| | | 40 | 10 | 10 | 0.617 | 0.0603 | 50.3 |
| | | | 12 | 12 | | | 60.0 |
| | | | 14 | 14 | | | 71.4 |
| | | | 16 | 16 | | | 81.5 |
| | | | 18 | 18 | | | 91.8 |
| | | 50 | 20 | 20 | 0.639 | 0.0642 | 106 |
| | | | 22 | 22 | | | 118 |
| | | | 24 | 24 | | | 130 |
| 800 | 200 | 25 | 4 | 3 | 0.734 | 0.0796 | 17.9 |
| | | | | 4 | | | 23.9 |
| | | | | 5 | | | 29.9 |
| | | | 6 | 6 | | | 36.0 |
| | | | | 7 | | | 42.2 |
| | | | 8 | 8 | | | 48.4 |
| | | | | 9 | | | 54.6 |
| | | 40 | 10 | 10 | 0.792 | 0.0871 | 63.6 |
| | | | 12 | 12 | | | 77.2 |
| | | | 14 | 14 | | | 91.3 |
| | | | 16 | 16 | | | 104 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 公称直径 $D_g$（毫米） | 曲面高度 $h_i$（毫米） | 直边高度 $L$（毫米） | 厚度 $S_h$（毫米） 碳素钢、低合金钢复合钢板 | 厚度 $S_h$（毫米） 高合金钢 | 内表面积 $F$（米²） | 容积 $V$（米³） | 重量 $G$（公斤） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 40 | 13 | 18 | | | 117 |
| 800 | 200 | 50 | 20 | 20 | 0.817 | 0.0921 | 136 |
| | | | 22 | 22 | | | 150 |
| | | | 24 | 24 | | | 165 |
| | | | 26 | | | | 179 |
| 900 | 225 | 25 | | 3 | 0.945 | 0.112 | 22.5 |
| | | | 4 | 4 | | | 30.2 |
| | | | | 5 | | | 38.0 |
| | | | 6 | 6 | | | 45.2 |
| | | | | 7 | | | 52.6 |
| | | | 8 | 8 | | | 60.9 |
| | | | | 9 | | | 68.5 |
| | | 40 | 10 | 10 | 0.988 | 0.121 | 79.6 |
| | | | 12 | 12 | | | 97.3 |
| | | | 14 | 14 | | | 113 |
| | | | 16 | 16 | | | 129 |
| | | | 18 | 18 | | | 147 |
| | | 50 | 20 | 20 | 1.02 | 0.127 | 168 |
| | | | 22 | 22 | | | 186 |
| | | | 24 | 24 | | | 204 |
| | | | 26 | | | | 222 |
| | | | 28 | | | | 239 |
| 1000 | 250 | 25 | | 3 | 1.16 | 0.151 | 27.4 |
| | | | 4 | 4 | | | 36.7 |
| | | | | 5 | | | 46.2 |
| | | | 6 | 6 | | | 55.5 |
| | | | | 7 | | | 64.8 |
| | | | 8 | 8 | | | 74.1 |
| | | | | 9 | | | 83.5 |
| | | 40 | 10 | 10 | 1.21 | 0.162 | 97.4 |
| | | | 12 | 12 | | | 117 |
| | | | 14 | 14 | | | 137 |
| | | | 16 | 16 | | | 151 |
| | | | 18 | 18 | | | 178 |
| | | 50 | 20 | 20 | 1.24 | 0.170 | 203 |
| | | | 22 | 22 | | | 224 |
| | | | 24 | 24 | | | 246 |
| | | | 26 | | | | 268 |
| | | | 28 | | | | 290 |
| | | | 30 | | | | 311 |



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 公称直径 $D_g$ （毫米） | 曲面高度 $h_1$ （毫米） | 直边高度 $L$ （毫米） | 厚度 $S_n$（毫米） 碳素钢 低合金钢 复合钢板 | 厚度 $S_n$（毫米） 高合金钢 | 内表面积 $F$ （米²） | 容积 $V$ （米³） | 重量 $G$ （公斤） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1200 | 300 | 25 | 6 | 5 | 1.65 | 0.255 | 65.1 |
| | | | | 6 | | | 78.6 |
| | | | 8 | 7 | | | 92.2 |
| | | | | 8 | | | 106 |
| | | | | 9 | | | 118 |
| | | 40 | 10 | 10 | 1.71 | 0.272 | 137 |
| | | | 12 | 12 | | | 165 |
| | | | 14 | 14 | | | 194 |
| | | | 16 | 16 | | | 222 |
| | | | 18 | 18 | | | 250 |
| | | 50 | 20 | 20 | 1.75 | 0.283 | 285 |
| | | | 22 | 22 | | | 315 |
| | | | 24 | 24 | | | 344 |
| | | | 26 | | | | 374 |
| | | | 28 | | | | 404 |
| | | | 30 | | | | 435 |
| | | | 32 | | | | 466 |
| | | | 34 | | | | 497 |
| 1400 | 350 | 25 | 6 | 6 | 2.23 | 0.398 | 106 |
| | | | | 7 | | | 124 |
| | | | 8 | 8 | | | 142 |
| | | | | 9 | | | 160 |
| | | 40 | 10 | 10 | 2.29 | 0.421 | 184 |
| | | | 12 | 12 | | | 221 |
| | | | 14 | 14 | | | 258 |
| | | | 16 | 16 | | | 296 |
| | | | 18 | 18 | | | 334 |
| | | 50 | 20 | 20 | 2.33 | 0.436 | 380 |
| | | | 22 | 22 | | | 420 |
| | | | 24 | 24 | | | 458 |
| | | | 26 | | | | 498 |
| | | | 28 | | | | 538 |
| | | | 30 | | | | 579 |
| | | | 32 | | | | 619 |
| | | | 34 | | | | 659 |
| | | | 36 | | | | 702 |
| | | | 38 | | | | 743 |
| 1600 | 400 | 25 | 6 | 6 | 2.89 | 0.587 | 137 |
| | | | | 7 | | | 161 |
| | | | 8 | 8 | | | 185 |
| | | | | 9 | | | 207 |



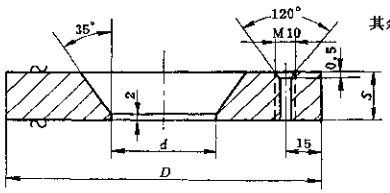
油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 公称直径 $D_g$（毫米） | 曲面高度 $h_i$（毫米） | 直边高度 $L$（毫米） | 厚度 $S_n$（毫米） 碳素钢 低合金钢 复合钢板 | 厚度 $S_n$（毫米） 高合金钢 | 内表面积 $F$（米²） | 容积 $V$（米³） | 重量 $G$（公斤） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1600 | 400 | 40 | 10 | 10 | 2.97 | 0.617 | 237 |
| | | | 12 | 12 | | | 285 |
| | | | 14 | 14 | | | 334 |
| | | | 16 | 16 | | | 383 |
| | | | 18 | 18 | | | 431 |
| | | 50 | 20 | 20 | 3.02 | 0.637 | 488 |
| | | | 22 | 22 | | | 538 |
| | | | 24 | 24 | | | 590 |
| | | | 26 | | | | 642 |
| | | | 28 | | | | 692 |
| | | | 30 | | | | 743 |
| | | | 32 | | | | 795 |
| | | | 34 | | | | 846 |
| | | | 36 | | | | 910 |
| | | | 38 | | | | 953 |

注：①上表中的公称直径即为内径。

②厚度$S_n$是指成型前的钢板厚度规格。

## 表 60 补强圈




| 接管公称直径 $D_g$（毫米） | 补强圈 外径 $D$（毫米） | 补强圈 内径 $d$（毫米） | 厚度 $S$（毫米） 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 重量（公斤） | | | | | |
| 65 | 160 | 80 | 0.473 | 0.710 | 0.946 | 1.18 | 1.42 | 1.66 |
| 80 | 180 | 93 | 0.585 | 0.878 | 1.17 | 1.46 | 1.75 | 2.04 |
| 100 | 200 | 112 | 0.677 | 1.02 | 1.35 | 1.69 | 2.03 | 2.37 |
| 125 | 250 | 137 | 1.08 | 1.62 | 2.16 | 2.70 | 3.24 | 3.77 |
| 150 | 300 | 163 | 1.56 | 2.35 | 3.13 | 3.91 | 4.69 | 5.48 |
| 175 | 360 | 198 | 2.23 | 3.34 | 4.46 | 5.57 | 6.69 | 7.80 |
| 200 | 400 | 223 | 2.72 | 4.08 | 5.44 | 6.80 | 8.16 | 9.52 |
| 225 | 440 | 249 | 3.24 | 4.87 | 6.49 | 8.11 | 9.74 | 11.4 |



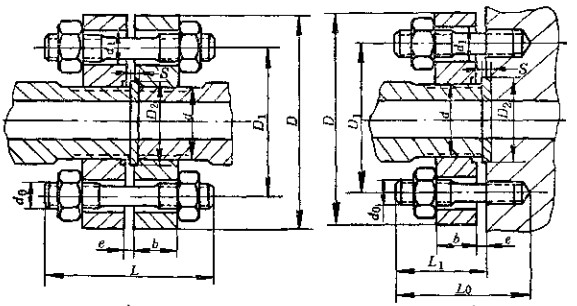
油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（续）

| 接管公称直径 $D_e$（毫米） | 补强圈 外径 $D$（毫米） | 补强圈 内径 $d$（毫米） | 厚度 $S$（毫米） 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 重量（公斤） | | | | | |
| 250 | 180 | 277 | 3.79 | 5.68 | 7.58 | 9.47 | 11.4 | 13.3 |
| 300 | 350 | 329 | 4.79 | 7.18 | 9.58 | 12.0 | 14.4 | 16.8 |
| 350 | 620 | 381 | 5.90 | 8.85 | 11.8 | 14.8 | 17.7 | 20.6 |
| 400 | 680 | 430 | 6.84 | 10.3 | 13.7 | 17.1 | 20.5 | 24.0 |
| 450 | 760 | 484 | 8.47 | 12.7 | 16.9 | 21.2 | 25.4 | 29.6 |
| 500 | 840 | 534 | 10.4 | 15.6 | 20.7 | 25.9 | 31.1 | 36.3 |
| 600 | 980 | 634 | 13.8 | 20.6 | 27.5 | 34.4 | 41.3 | 48.2 |

注：①当 $S \leqslant 12$ 毫米时，接管处焊缝可不开坡口。
②接管处焊缝坡口的型式与尺寸亦可由設計者自行決定。
③补强圈应与补强部分表面密切貼合。

## 表 61 平垫密封高压法兰连接




a）
a—管件管道連接；

b）
b—管件与設备連接

（毫米）

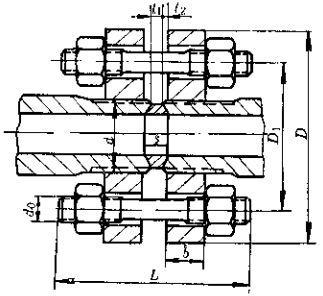
| 公称直径 $D_0$ | 螺紋 $d \times t$ | 法兰 $D$ | $D_1$ | $b$ | $D_2$ | $d_1$ | 垫厚 $S$ | 法兰端距 $e$ | 螺栓 数量 | $d_0$ | $L$ | $L_0$ | $L_1$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 6 | M14×1.5 | 70 | 42 | 15 | 15 | 14 | 3 | 3 | 3 | M12 | 60 | 55 | 33 |
| 10 | M20×1.5 | 90 | 60 | 20 | 21 | 16 | 3 | 3 | 3 | M14 | 75 | 65 | 39 |
| 15 | M24×2 | 90 | 60 | 20 | 25 | 16 | 3 | 3 | 3 | M14 | 75 | 65 | 39 |
| 25 | M33×2 | 105 | 68 | 20 | 35 | 18 | 3 | 3 | 3 | M16 | 80 | 70 | 40 |
| 32 | M40×2 | 115 | 80 | 22 | 42 | 18 | 3 | 3 | 4 | M16 | 80 | 75 | 45 |
| 40 | M55×2 | 155 | 115 | 32 | 57 | 22 | 3 | 3 | 6 | M20 | 110 | 95 | 62 |
| 50 | M68×3 | 155 | 115 | 32 | 70 | 22 | 3 | 4 | 6 | M20 | 110 | 95 | 61 |
| 65 | M85×3 | 195 | 145 | 40 | 89 | 27 | 3 | 4 | 6 | M24 | 140 | 115 | 71 |

注：适用于公称压力 $p_0=160$，220公斤/厘米²。

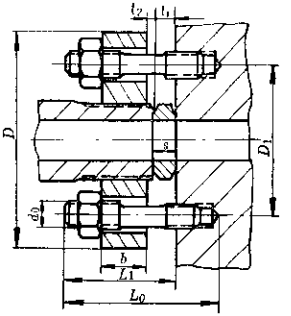


油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 62　透镜垫密封高压法兰连接




a—管件与管道连接




b—管件与设备连接

（毫米）

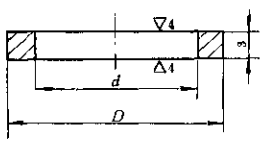
| 公称直径 $D_g$ | $d \times t$ | 法兰 $D$ $p_g$=160 220 | $p_g$=320 | $D_1$ $p_g$=160 220 | $p_g$=320 | $b$ $p_g$=160 220 | $p_g$=320 | $d_1$ $p_g$=160 220 | $p_g$=320 | 垫片 $S$ | 管端间距 $e_1$ | 管端与法兰间距 $e_2$ | 螺栓 数量 1 | 直径 $d_0$ $p_g$=160 220 | $p_g$=320 | 螺栓 $L$ $p_g$=160 220 | $p_g$=320 | 螺栓 $L_0$ $p_g$=160 220 | $p_g$=320 | 螺栓 $L_1$ $p_g$=160 220 | $p_g$=320 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 6 | M14×1.5 | 70 | | 42 | | 15 | | 14 | | 8.5 | 7 | 3 | 3 | M12 | | 70 | | 60 | | 38 | |
| 10 | M20×1.5 | 90 | | 60 | | 20 | | 16 | | 8.5 | 6.3 | 3 | 3 | M14 | | 85 | | 70 | | 44 | |
| 15 | M24×2 | 90 | 105 | 60 | 68 | 20 | | 16 | 18 | 9 | 6.8 | 3 | 3 | M14 | M16 | 85 | 90 | 70 | 80 | 44 | 50 |
| 25 | M33×2 | 105 | 115 | 68 | 80 | 20 | 22 | 18 | | 10 | 7.5 | 3 | 3 | 4 | M16 | 90 | 95 | 80 | | 50 | |
| 32 | M40×2 | 115 | 135 | 80 | 95 | 22 | 25 | 18 | 22 | 11 | 8.2 | 3 | 4 | M16 | M20 | 95 | 105 | 80 | 95 | 50 | 59 |
| 40 | M55×2 | 155 | | 115 | | 32 | | 22 | | 12 | 7.6 | 3 | 6 | M20 | | 120 | | 100 | | 64 | |
| 50 | M68×3 | 155 | 195 | 115 | 145 | 32 | 40 | 22 | 27 | 14 | 9.6 | 4 | 6 | M20 | M24 | 130 | 150 | 105 | 130 | 69 | 86 |
| 65 | M85×3 | 195 | 225 | 145 | 170 | 40 | 50 | 27 | 30 | 16 | 10.2 | 4 | 6 | M24 | M27 | 150 | 180 | 130 | 140 | 86 | 91 |
| 80 | M105×3 | 225 | 260 | 170 | 200 | 50 | 60 | 30 | 33 | 20 | 13.4 | 4 | 6 | M27 | M30 | 180 | 200 | 150 | 170 | 101 | 114 |
| 100 | M130×4 | 260 | 300 | 200 | 235 | 60 | 75 | 33 | | 24 | 16.4 | 5 | 6 | 8 | M30 | 210 | 240 | 170 | 180 | 114 | 124 |
| 125 | M155×4 | 300 | 330 | 235 | 255 | 75 | 78 | 33 | 39 | 28 | 18.5 | 5 | 8 | M30 | M36 | 240 | 260 | 190 | 210 | 134 | 144 |
| 150 | M190×4 | 360 | 400 | 290 | 315 | 85 | 95 | 39 | 45 | 32 | 19.6 | 5 | 8 | M36 | M42 | 280 | 300 | 210 | 240 | 144 | 163 |
| 175 | M215×6 | 400 | 450 | 315 | 360 | 95 | 110 | 45 | | 36 | 22.5 | 8 | 8 | M42 | | 320 | 340 | 240 | 260 | 163 | 183 |
| 200 | M265×6 | 480 | | 390 | | 115 | 130 | 52 | | 40 | 23.0 | 8 | 8 | M48 | | 360 | 400 | 280 | 300 | 193 | 213 |

注：$d_1$表示法兰螺栓孔直径。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 63　高压法兰连接用平垫

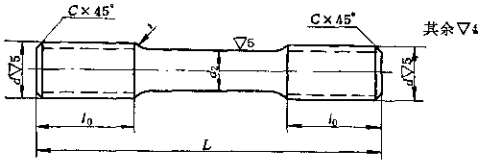



材料：退火鋁板 $HB=15\sim30$

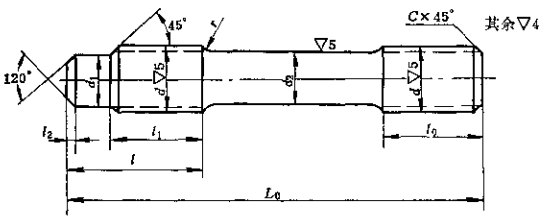
（毫米）

| 公称直径 $D_g$ | 6 | 10 | 15 | 25 | 32 | 40 | 50 | 65 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $D$ | 14.7 | 20.7 | 24.7 | 34.7 | 41.7 | 56.7 | 69.7 | 88.5 |
| $d$ | 8 | 12 | 15 | 23 | 29 | 40 | 52 | 68 |

## 表 64　高压法兰连接用螺栓




螺紋法兰連接用双头螺栓




管件与設备連接用埰入双头螺栓

（毫米）

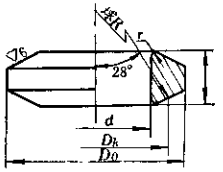
| 螺栓 d | M12 | M14 | M16 | M20 | M24 | M27 | M30 | M36 | M42 | M48 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $d_1$ | 8 | 10 | 12 | 15 | 18 | 20 | 22 | 28 | 33 | 38 |
| $l_0$ | 25 | 30 | 30 | 40 | 50 | 60 | 60 | 70 | 90 | 100 |
| $l$ | 22 | 26 | 30 | 36 | 45 | 49 | 56 | 66 | 78 | 88 |
| $l_1$ | 12 | 14 | 18 | 22 | 26 | 30 | 34 | 42 | 48 | 56 |
| $l_2$ | 2 | 2 | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 | 4 | 5 | 5 |
| $r$ | 5 | 6 | 6 | 8 | 8 | 8 | 10 | 10 | 12 | 12 |
| $c$ | 1.5 | 1.5 | 1.5 | 2 | 2.5 | 2.5 | 3 | 3 | 3.5 | 4 |
| 螺栓长度 | 安装后突出部分应不大于5毫米 | | | | | | | | | |

注：①滾制双头螺栓，其光杆部分直径 $d_2$ 应在螺紋中径范围內，車制双头螺栓，其光杆部分直径 $d_2\leqslant$ 螺紋內径。
②$r$ 仅适用于車制双头螺栓。
③螺母按GB52-66 $\phi$ 的B型尺寸。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 65　高压法兰连接用透镜垫



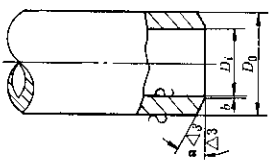

其余▽3

（毫米）

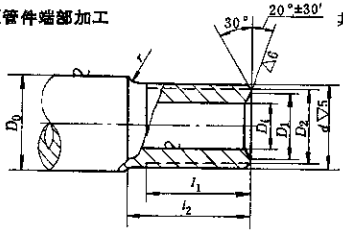
| 公称直径 $D_g$ | $D_0$ | $d$ | $R$ | $D_K$ | $S$ | $r$ | $G$（公斤） |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 6 | 14 | 7 | 13±0.2 | 8.9 | 8.5 | 0.3 | 0.006 |
| 10 | 20 | 11 | 21±0.3 | 14.4 | 8.5 | 0.3 | 0.011 |
| 15 | 24 | 14 | 25±0.3 | 17.1 | 9 | 0.3 | 0.015 |
| 25 | 33 | 22 | 38±0.3 | 26.0 | 10 | 0.3 | 0.026 |
| 32 | 40 | 28 | 47±0.3 | 32.2 | 11 | 0.5 | 0.037 |
| 40 | 55 | 39 | 65±0.4 | 44.5 | 12 | 0.5 | 0.076 |
| 50 | 68 | 50 | 82±0.4 | 56.1 | 14 | 0.5 | 0.113 |
| 65 | 85 | 63 | 104±0.4 | 71.0 | 16 | 0.5 | 0.214 |
| 80 | 105 | 80 | 130±0.5 | 89.0 | 20 | 1 | 0.418 |
| 100 | 130 | 99 | 158±0.5 | 108 | 24 | 1 | 0.756 |
| 125 | 155 | 119 | 190±0.5 | 130 | 28 | 1 | 1.17 |
| 150 | 190 | 146 | 234±0.6 | 160 | 32 | 1 | 2.12 |
| 175 | 215 | 165 | 263±0.6 | 180 | 36 | 1 | 3.00 |
| 200 | 265 | 205 | 326±0.6 | 223 | 40 | 1 | 4.86 |

## 表 66　高压管件端部加工

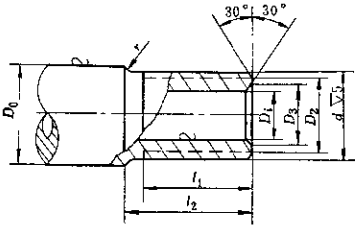
其余▽4




*a*—焊接连接的锅管端部加工形式，适用于公称压力$P_g$=160，220,320公斤/厘米²




*b*—透镜垫密封螺纹法兰连接的管件端部加工形式，适用于公称压力$P_g$=160,220,320公斤/厘米²




其余▽4

*c*—平垫密封螺纹法兰连接的管件端*P*加工形式，适用于公称压力$P_g$=160,220公斤/厘米²

油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（毫米）

| 公称直径 | 外径 | 内径 | 焊接连接 | | 螺纹 | | | | 法兰连接 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | 透镜垫密封 | | 平垫密封 | |
| $D_0$ | $D_0$ | $D_1$ | $b$ | $\alpha$ | $d\times t$ | $l_1$ | $l_2$ | $r$ | 密封面外径 $D_1$ | 到角直径 $D_2$ | 密封面内径 $D_3$ | 密封面外径 $D_2$ |
| 6 | 15 | 7 | 1 | 40°+5° | M14×1.5 | 22 | 28 | 3 | 11 | 11.8 | 8 | 11.8 |
| 10 | 21 | 11 | 1 | 40°+5° | M20×1.5 | 28 | 34 | 3 | 17 | 17.8 | 13 | 17.8 |
| 15 | 25 | 14 | 1 | 40°+5° | M24×2 | 30 | 36 | 3 | 20 | 21 | 16 | 21.0 |
| 25 | 35 | 22 | 1 | 40°+5° | M33×2 | 32 | 38 | 3 | 29 | 30 | 24 | 30 |
| 32 | 42 | 28 | 1 | 30°+2° | M40×2 | 35 | 42 | 5 | 36 | 37 | 30 | 37 |
| 40 | 57 | 39 | 1.5 | 30°+2° | M55×2 | 40 | 50 | 5 | 51 | 52 | 42 | 52 |
| 50 | 70 | 50 | 1.5 | 30°+2° | M68×3 | 50 | 60 | 5 | 62 | 64 | 54 | 64 |
| 65 | 89 | 63 | 1.5 | 30°+2° | M85×3 | 60 | 70 | 5 | 79 | 81 | 70 | 81 |
| 80 | 108 | 80 | 1.5 | 30°+2° | M105×3 | 70 | 80 | 5 | 98 | 101 | | |
| 100 | 133 | 99 | 1.5 | 25°+2° | M130×4 | 90 | 100 | 8 | 120 | 124 | | |
| 125 | 159 | 119 | 1.5 | 25°+2° | M155×4 | 95 | 105 | 8 | 145 | 149 | | |
| 150 | 194 | 146 | 1.5 | 25°+2° | M190×4 | 110 | 120 | 8 | 180 | 184 | | |
| 175 | 219 | 165 | 2 | 25°+2° | M215×6 | 130 | 145 | 8 | 202 | 207 | | |
| 200 | 273 | 205 | 2 | 25°+2° | M265×6 | 150 | 165 | 8 | 252 | 257 | | |

## 三、一般用固定往复活塞式空气压缩机储气罐（根据 JB1038-67）

本标准适用于 GB782-65 “一般用固定往复式空气压缩机” 的储气罐。储气罐用以稳定空气管路压力，减少压缩机工作时所引起的压力波动，以及供压缩机排气量自动调节系统控制之用。

储气罐的额定压力为 8 公斤/厘米²（表压），最高压力为8.5公斤/厘米²（表压）。

### （一）型式、基本参数与尺寸

1. 储气罐应按本标准制成图30、31、32所示的立式结构。
2. 储气罐的基本参数应符合表67规定。

表 67

| 储气罐代号 | 公称容积（米³） | 内径（毫米） | 重量（公斤） | 适用的压缩机排气量（米³/分） |
|---|---|---|---|---|
| C-0.5 | 0.5 | 600 | 210 | 3 |
| C-1 | 1.0 | 800 | 290 | 6 |
| C-1.5 | 1.5 | 1000 | 420 | 10 |
| C-2.5 | 2.5 | 1000 | 630 | 20 |
| C-4.5 | 4.5 | 1200 | 1000 | 40 |
| C-7 | 7 | 1400 | 1450 | 60 |
| C-10 | 10 | 1600 | 2050 | 100 |

注：储气罐所适用的压缩机排气量，在特殊情况下，允許根据訂貨单位的要求而改变。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

3.储气罐主要的安装和连接尺寸应符合图31、32、33和表68的规定。

4.封头的尺寸按 TH3007-59“椭圆形封头”的规定。

5.接管的法兰尺寸应符合 JB81-59“平焊钢法兰”中公称压力为10公斤/厘米²的平焊钢法兰的规定。

6.椭圆形人孔的内径为400×300毫米；椭圆形手孔的内径为200×150毫米。

表 68　　（毫米）

| 储气罐代号 | | C-0.5 | C-1 | C-1.5 | C-2.5 | C-4.5 | C-7 | C-10 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 图号 | | 1 | | | 2 | | 3 | |
| 基本尺寸 | $D$ | 600 | 800 | 1000 | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 |
| | $H\approx$ | 2060 | 2160 | 2260 | 3560 | 4335 | 4955 | 5485 |
| | $L$ | 1500 | 1500 | 1500 | 2800 | 3500 | 4000 | 4400 |
| | $\delta_1$ | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 7 | 8 |
| | $\delta_2$ | 6 | 6 | 6 | 6 | 8 | 8 | 10 |
| 进排气管 | $D_g$ | 80 | 80 | 100 | 125 | 150 | 200 | 250 |
| | $S$ | 400 | 500 | 620 | 620 | 720 | 830 | 940 |
| | $H_1$ | 1750 | 1800 | 1850 | 3100 | 3800 | 4300 | 4800 |
| | $H_4$ | 850 | 850 | 950 | 1000 | 1300 | 1500 | 1600 |
| 油水排泄管 | $H_2$ | 450 | 500 | 550 | 550 | 600 | 650 | 720 |
| 人孔或手孔 | $H_3$ | 650 | 700 | 850 | 850 | 910 | 1000 | 1000 |
| 压力表和负荷调节器管接头 | $H_5$ | 1500 | 1500 | 1700 | 1700 | 2200 | 2400 | 2600 |
| 安全阀管接头 | $H_6$ | 1750 | 1750 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 |
| 支座 | 支脚数 | 3 | 3 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 |
| | $b_1$ | 150 | 160 | 180 | 180 | 220 | 220 | 250 |
| | $b_2$ | 100 | 120 | 140 | 140 | 160 | 160 | 180 |
| | $\delta_3$ | 8 | 10 | 12 | 12 | 14 | 14 | 14 |
| | $r$ | 240 | 320 | 410 | 410 | 500 | 600 | 680 |
| 地脚螺栓 | $d$ | 16 | 20 | 20 | 20 | 24 | 24 | 30 |

注：在保证进、排气管高度($H_1$和$H_4$)不变的情况下，允许根据订货单位安装的要求，改变进、排气管在筒体圆周上的位置。



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

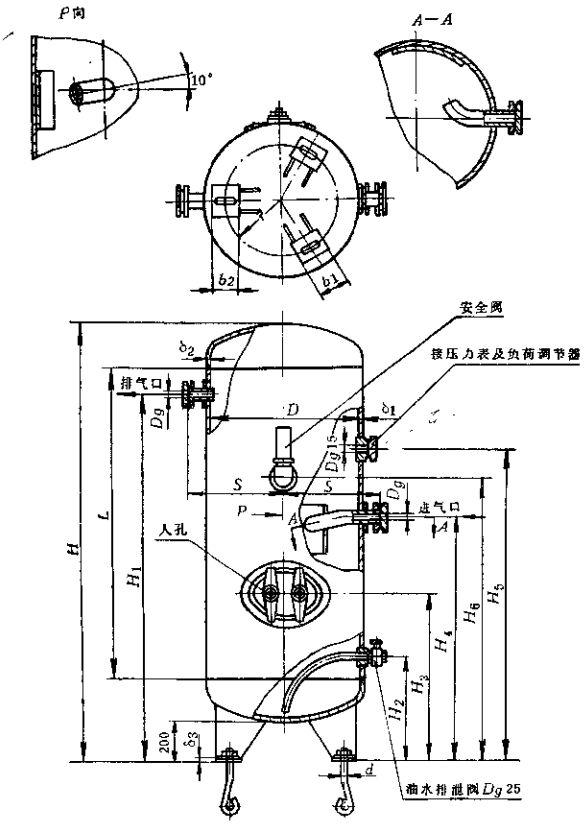



图 30　储气罐（一）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

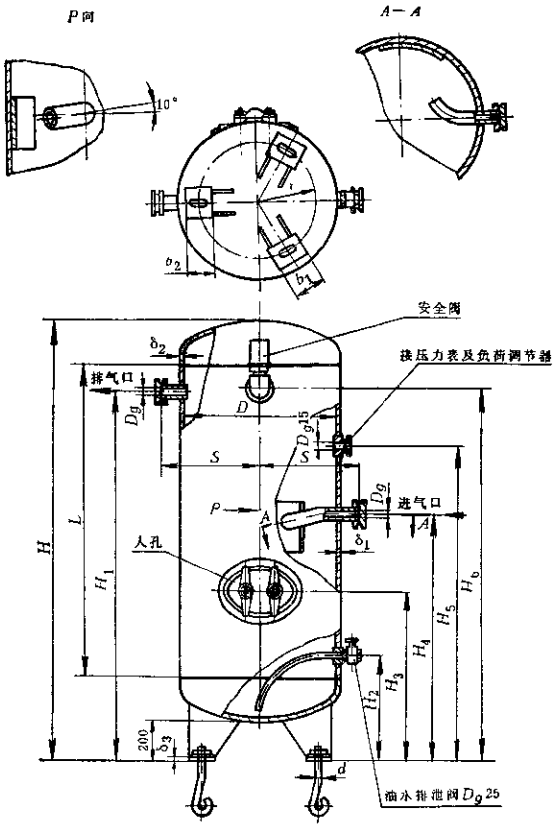



图 31 储气罐（二）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

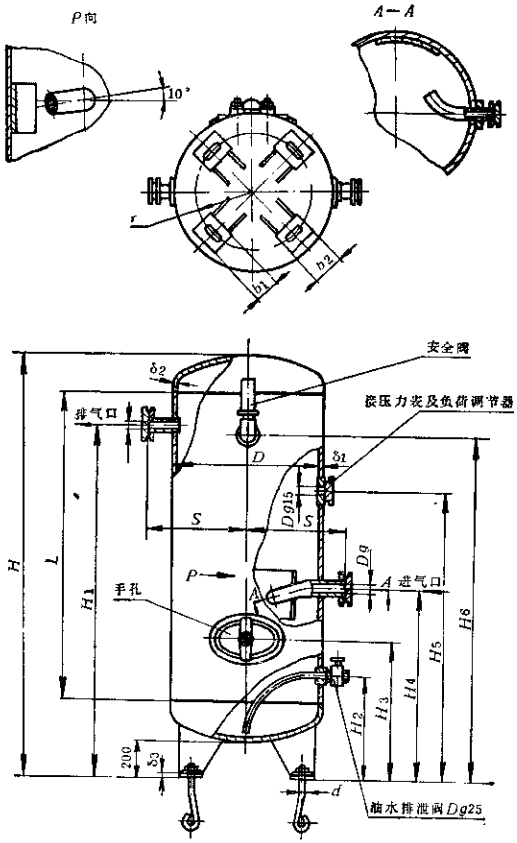



图 32　储气罐（三）



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## （二）技 术 要 求

1.储气罐应符合本标准及 JB741-65“碳素钢及不锈耐酸钢焊制容器技术条件”的要求，并按规定程序批准的图纸及文件制造。

2.储气罐的安全阀，动作应灵敏，并应符合使用安全的要求。

3.储气罐用压力表精度不低于2.5级。

4.封头、筒体、人孔和支座等零件，建议用 A3 或 A3F 普通碳素钢板制造。钢板的化学成分：含碳量≤0.22%；含磷量≤0.045%；含硫量≤0.055%。钢板的抗拉强度≥38公斤/毫米$^2$。

5.储气罐筒体的纵向对接焊缝以及对接制成封头的对接焊缝，应采取具有根部补焊的双面焊接。其余对接焊缝，可采取无根部补焊的单面焊接。

对 $D$=600毫米储气罐筒体的纵向对接焊缝，允许采用单面焊接，但必须加焊接衬板。

6.储气罐的外表面应平整。接头的螺纹表面及法兰密封面不得有锈蚀等影响连接强度和密封的缺陷。

7.储气罐的外表面应涂以耐久性的灰色油漆，油漆表面应光洁。

储气罐的其他非加工表面应涂以耐久性的防锈油漆。

8.储气罐随同压缩机配套供应时，其供应范围包括：

（1）储气罐；

（2）安全阀（包括接头和接管在内）；

（3）压力表；

（4）接压力表及负荷调节器的法兰（无管孔）及其紧固螺栓、螺母和密封垫；

（5）进、排气管的连接法兰（无管孔）及其紧固螺钉、螺母和密封垫；

（6）油水排泄阀；

（7）地脚螺栓、螺母和垫圈。

注：单独供应的储气罐，其供应范围根据双方协议确定。

## （三）试验方法与验收规则

1.储气罐的试验方法与验收规则按 JB741-65“碳素钢及不锈耐酸钢焊制容器技术条件”及本标准第16、17条补充规定进行。

2.储气罐的水压试验压力为12公斤/厘米$^2$（表压）。

3.壳体焊缝应作放射线透视，被透视焊缝的长度不少于对接焊缝总长的10%。

## （四）标志、包装、运输和保管

1.储气罐应在明显部位上固定一块标牌，其内容应包括：

（1）产品名称；

（2）本标准规定的储气罐代号；

（3）公称容积（米$^3$）；

（4）额定压力（公斤/厘米$^2$）；

（5）储气罐内径（毫米）；



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（6）储气罐高度（毫米）；

（7）重量（公斤）；

（8）制造厂名；

（9）制造编号及出厂日期。

2.储气罐出厂时应附有质量证明书（包括主要检验数据）。

3.储气罐的包装应符合下列规定：

（1）储气罐在能防止运输时不受损伤的条件下，可简易包装发送，但安全阀、压力表及其他在运输过程中易碰损的附件应拆卸装于木箱内；

（2）法兰密封面和接头螺纹孔应涂防锈油脂，并用纸及连接法兰将法兰口盖好，螺纹孔以木塞或螺塞堵住。

4.储气罐的存放，应避免杂质和水分进入其内。存放期间应作防锈处理。在交货时须进行防锈检查，以防止交货后六个月内被腐蚀。

**四、压缩机排气量测定方法**（根据TH18-59）

1.本标准是关于活塞式空气压缩机排气量测定方法的规定，其适用范围为：

排气量（系指吸入状态而言）：0.03～5.6米³/分。

喷嘴前后压力差：250～1000毫米水柱。

2.测定压缩机排气量所需用的主要设备及布置应按照附图的规定。

3.压缩机排气量按下列公式计算：

$$Q_0=1128.53\times10^{-8}CD^2T_0\sqrt{\frac{H}{p_0T_1}} \qquad (1)$$

式中 $Q_0$——压缩机的排气量（米³/分）；

$C$——喷嘴系数；

$D$——喷嘴直径（毫米）；

$H$——喷嘴前后的压力差（毫米水柱）；

$p_0$——大气压力（公斤/厘米²）；

$T_0$——压缩机吸入气体的绝对温度（°K）；

$T_1$——喷嘴前气体的绝对温度（°K）。

4.若所测压缩机的实际转数与原设计额定转数不符合时，必须对（$A$）式计算出的排气量$Q_0$进行修正：

$$Q=Q_0\frac{[n]}{n} \qquad (2)$$

式中 $Q$——修正后压缩机的排气量（米³/分）；

$Q_0$——修正前压缩机的排气量（米³/分）；

$[n]$——压缩机额定转数（转/分）；

$n$——压缩机实际转数（转/分）。

5.压缩机各段压力的分布情况，由压力表读取测量的准确度不得低于±4%。

6.低压箱的最小内径不得小于60毫米，一般喷嘴直径在50.8毫米以下时，低压箱均用约为205毫米的钢管制成。

7.各连接处均应牢靠，以免在测量过程中产生松动和漏气不良现象；对喷嘴的螺纹连接



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

处和测量管温度计接头处应进行气密性检验。

8.水柱压差计刻度应不大于1毫米，为避免毛细管作用，所采用的玻璃管内直径必须大于12毫米。

9.压缩机进气温度及喷嘴前气体温度，用温度计测量（采用两只温度计者在计算时取其平均值），测量的准确度不得低于0.5℃。

10.喷嘴直径，喷嘴系数均按附表选取：

喷嘴直径，根据压缩机名义排气量由表68决定。

喷嘴系数，根据喷嘴前后的压力差，喷嘴前的气体绝对温度由表69、表70决定。

11.为使喷嘴保持光滑，防止锈蚀，喷嘴必须用青铜、黄铜、铸铝等防腐材料制成。

12.喷嘴内圆柱表面的椭圆度和锥形度应不大于2级精度喷嘴直径公差，喷嘴内表面应光滑，圆弧部分和圆柱部分应相切，不得有接触不良现象。

13.测定压缩机排气量应注意的事项：

（1）在排气量测定前，应检查所有测量仪器的准确度。

（2）喷嘴的内表面应保持清洁。

（3）对连接管路及各接头部分进行检查，若有松动漏气现象时，应予以消除。

（4）压缩机开动后，其转数压力及温度，必须在保持稳定的条件下，方可进行测量。

（5）测量的项目见附表71，表中所示测量项目，应尽可能在同一时间内读取。

（6）为了考虑空气湿度对排气量的影响，应将储气罐、油水分离器、缓冲器等处凝结出来之水分，换算成在进气压力及温度状态下单位时间内相应水蒸汽之容积，并加入由式1或式2计算出来的排气量之内。

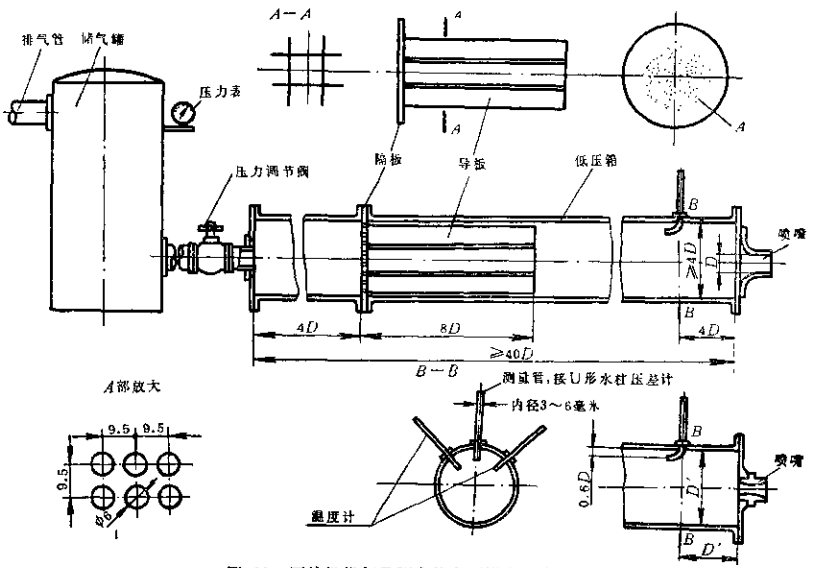
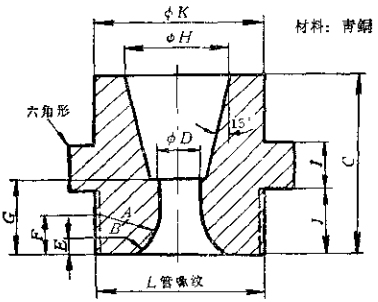



图 33　压缩机排气量测定的主要设备及布置图



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

## 表 69 标准喷嘴

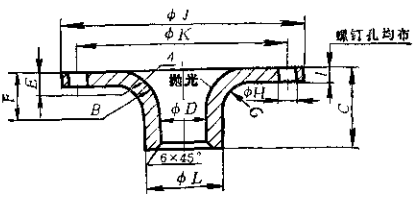



毫米(除 L 管螺纹为时外)

| | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| D | 3.18 | 4.76 | 6.35 | 9.52 | 12.70 | 19.05 | 25.40 | 34.92 |
| A | 4.37 | 6.35 | 8.33 | 12.70 | 17.07 | 25.40 | 33.74 | 46.44 |
| B | 1.59 | 2.38 | 3.18 | 4.76 | 6.35 | 9.53 | 12.70 | 17.46 |
| C | 50.80 | 50.80 | 50.80 | 50.80 | 50.80 | 60.33 | 60.33 | 82.55 |
| E | 1.59 | 2.38 | 3.18 | 4.37 | 5.95 | 8.73 | 11.91 | 16.27 |
| F | 3.18 | 4.76 | 6.36 | 9.13 | 12.3 | 18.26 | 24.61 | 33.73 |
| G | 5.56 | 8.33 | 11.11 | 16.27 | 21.83 | 32.94 | 43.66 | 59.93 |
| H | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 42 | 42 | 64 |
| I | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 20 |
| J | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 24 | 24 | 32 |
| K | 48 | 48 | 48 | 48 | 48 | 60 | 60 | 90 |
| L | $1\frac{1}{4}$″ | $1\frac{1}{4}$″ | $1\frac{1}{4}$″ | $1\frac{1}{4}$″ | $1\frac{1}{4}$″ | 2″ | 2″ | 3″ |
| 可测最小排气量(米³/分) | 0.028 | 0.064 | 0.112 | 0.252 | 0.448 | 1.009 | 1.794 | 3.372 |
| 可测最大排气量(米³/分) | 0.056 | 0.126 | 0.224 | 0.504 | 0.896 | 2.018 | 3.600 | 6.770 |

## 表 70 标准喷嘴

材料：黄铜或铸铝



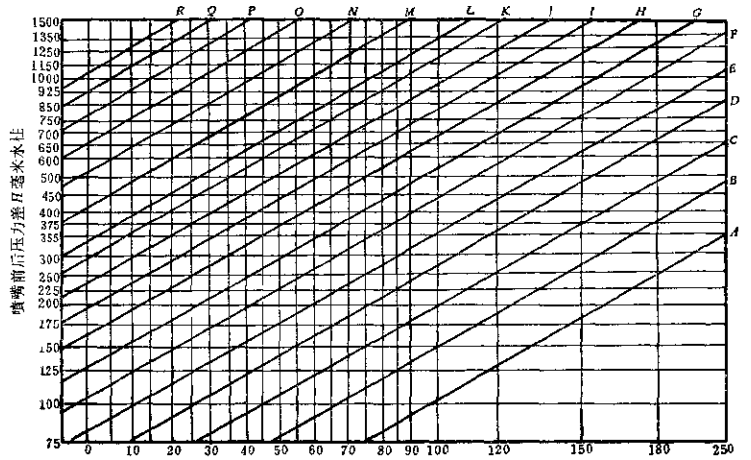



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

（毫米）

| | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $D$ | 50.80 | 63.50 | 76.20 | 101.60 | 127.00 | 152.40 | 203.20 | 254.00 | 304.80 |
| $A$ | 25.40 | 31.75 | 38.10 | 50.80 | 63.50 | 76.20 | 101.60 | 127.00 | 152.41 |
| $B$ | 67.82 | 84.59 | 101.60 | 135.39 | 169.42 | 203.21 | 271.03 | 338.60 | 406.42 |
| $C$ | 87.38 | 109.22 | 131.07 | 174.51 | 218.19 | 261.88 | 349.26 | 436.64 | 524.02 |
| $E$ | 23.88 | 29.12 | 35.82 | 47.50 | 59.41 | 71.38 | 95.25 | 118.88 | 142.75 |
| $F$ | 49.28 | 60.87 | 73.92 | 98.30 | 122.94 | 147.58 | 196.85 | 245.88 | 295.16 |
| $G$ | 33 | 45 | 58 | 82 | 103 | 128 | 175 | 220 | 265 |
| $H$ | 22 | 22 | 22 | 22 | 26 | 26 | 32 | 32 | 40 |
| $I$ | 16 | 16 | 16 | 16 | 20 | 20 | 22 | 26 | 30 |
| $J$ | 280 | 280 | 345 | 345 | 485 | 485 | 638 | 700 | 815 |
| $K$ | 242 | 242 | 300 | 300 | 432 | 432 | 578 | 635 | 750 |
| $L$ | 95 | 110 | 120 | 145 | 180 | 200 | 250 | 320 | 375 |
| 螺釘孔数 | 8 | 8 | 8 | 8 | 12 | 12 | 16 | 20 | 20 |
| 可測最小排气量（米³/分） | 7.185 | 11.076 | 16.188 | 28.684 | 45.156 | 64.184 | 115.020 | 180.34 | 258.44 |
| 可測最大排气量（米³/分） | 14.370 | 22.152 | 32.376 | 57.368 | 89.744 | 128.084 | 230.040 | 357.84 | 516.88 |

**表 71　噴嘴系数**






油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 性线 | 喷嘴直径 | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 3.18 | 4.76 | 6.35 | 9.53 | 12.70 | 19.05 | 25.40 | 34.93 | 50.80 | 63.50 | 76.20 | 101.00 | 127.00 | 152.40 | 203.20 | 254.00 | 304.80 |
| | 喷嘴系数 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| *A* | 0.920 | 0.934 | 0.943 | 0.950 | 0.956 | 0.961 | 0.965 | 0.969 | 0.974 | 0.977 | 0.980 | 0.983 | 0.986 | 0.990 | 0.992 | 0.994 | 0.995 |
| *B* | 0.928 | 0.940 | 0.947 | 0.954 | 0.958 | 0.963 | 0.967 | 0.971 | 0.977 | 0.980 | 0.982 | 0.986 | 0.990 | 0.992 | 0.994 | 0.995 | 0.995 |
| *C* | 0.933 | 0.944 | 0.950 | 0.957 | 0.960 | 0.965 | 0.969 | 0.973 | 0.979 | 0.982 | 0.984 | 0.988 | 0.991 | 0.993 | 0.994 | 0.995 | 0.995 |
| *D* | 0.936 | 0.947 | 0.953 | 0.958 | 0.961 | 0.967 | 0.971 | 0.975 | 0.981 | 0.983 | 0.986 | 0.990 | 0.992 | 0.994 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *E* | 0.940 | 0.949 | 0.955 | 0.960 | 0.963 | 0.969 | 0.973 | 0.977 | 0.982 | 0.985 | 0.988 | 0.992 | 0.994 | 0.994 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *F* | 0.943 | 0.951 | 0.956 | 0.961 | 0.965 | 0.970 | 0.974 | 0.979 | 0.983 | 0.986 | 0.990 | 0.992 | 0.994 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *G* | 0.945 | 0.953 | 0.957 | 0.963 | 0.966 | 0.972 | 0.976 | 0.980 | 0.984 | 0.988 | 0.992 | 0.993 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *H* | 0.947 | 0.955 | 0.958 | 0.964 | 0.968 | 0.973 | 0.977 | 0.981 | 0.986 | 0.990 | 0.992 | 0.994 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *I* | 0.949 | 0.956 | 0.959 | 0.965 | 0.969 | 0.974 | 0.979 | 0.983 | 0.988 | 0.991 | 0.993 | 0.994 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *J* | 0.951 | 0.957 | 0.960 | 0.966 | 0.970 | 0.976 | 0.980 | 0.984 | 0.990 | 0.992 | 0.994 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *K* | 0.953 | 0.958 | 0.961 | 0.967 | 0.971 | 0.977 | 0.981 | 0.985 | 0.990 | 0.992 | 0.994 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *L* | 0.955 | 0.960 | 0.963 | 0.969 | 0.973 | 0.978 | 0.982 | 0.986 | 0.991 | 0.993 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *M* | 0.957 | 0.961 | 0.965 | 0.970 | 0.974 | 0.980 | 0.983 | 0.988 | 0.992 | 0.994 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *N* | 0.958 | 0.963 | 0.966 | 0.972 | 0.976 | 0.982 | 0.985 | 0.990 | 0.993 | 0.994 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *O* | 0.959 | 0.964 | 0.968 | 0.973 | 0.977 | 0.983 | 0.986 | 0.991 | 0.994 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *P* | 0.960 | 0.965 | 0.969 | 0.975 | 0.979 | 0.984 | 0.988 | 0.992 | 0.994 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *Q* | 0.961 | 0.968 | 0.970 | 0.976 | 0.980 | 0.985 | 0.990 | 0.992 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |
| *R* | 0.962 | 0.967 | 0.971 | 0.977 | 0.981 | 0.986 | 0.990 | 0.993 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 | 0.995 |

**表 72　压缩机排气量测量记录卡**　　**第　　号**

1.压缩机型号

2.工厂产品编号

3.压缩机试验地点

4.压缩机试验日期

5.压缩机主要规范

（1）公称排气量[$Q$]　　米$^3$/分

（2）最终额定排气压力[$p_R$]　　公斤/厘米$^2$（表压）

（3）额定主轴转数[$n$]　　转/分

（4）额定轴功率[$N$]　　千瓦

6.压缩机试验测量项目



油气储运网www.youqichuyun.com搜集

| 測量項目 | 单位 | 符号 | 測量次数* | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 |
| 室內大气压力 | 毫米水柱 | $p_0$ | | | | |
| 室內湿度 | % | $\varphi$ | | | | |
| Ⅰ級排气压力 | 公斤/厘米²(表压) | $p_{d1}$ | | | | |
| Ⅱ級排气压力 | 公斤/厘米²(表压) | $p_{d2}$ | | | | |
| 儲气罐中气体压力 | 公斤/厘米²(表压) | $p_3$ | | | | |
| 喷嘴前后压力差 | 毫米水柱 | $H$ | | | | |
| Ⅰ級吸气溫度 | °C | $t_{s1}$ | | | | |
| Ⅰ級排气溫度 | °C | $t_{d1}$ | | | | |
| Ⅱ級吸气溫度 | °C | $t_{s2}$ | | | | |
| Ⅱ級排气溫度 | °C | $t_{d2}$ | | | | |
| 喷嘴前气体溫度 | °C | $t$ | | | | |
| 冷却水进水溫度 | °C | $t_1$ | | | | |
| 冷却水排水溫度 | °C | $t_2$ | | | | |
| 压縮机主軸轉数 | 轉/分 | $n_0$ | | | | |
| 压縮机軸功率 | 瓦 | $N$ | | | | |
| 喷嘴直径$D$ | 毫米 | 喷嘴系数$C$ | | | | |

* 每次測量間隔約15～30分钟。

7.经计算后的压缩机实际排气量　　米³/分

油气储运网www.youqichuyun.com搜集