

289542

高等学校試用教科書

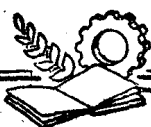
# 軸流式和离心式壓縮机的 理論与計算

Ю. С. 帕达布也夫    К. П. 謝列茲廖夫著



中国工业出版社

高等学校試用教科書



# 軸流式和离心式壓縮机的 理論与計算

Ю·С·帕达布也夫 - К·П·謝列茲廖夫著  
李超俊 朱报楨等譯

中国工业出版社

本书共分四部分，第一部分叙述了涡轮压缩机的基本理论，第二部分叙述了轴流式压缩机的理论与计算，第三部分叙述了离心式压缩机的理论与计算，第四部分叙述了压缩机与管网的联合工作与压缩机的结构。

本书可供工厂工程技术人员及涡轮压缩机科学研究机构工作人员参考及高等工业学校学生使用。

Ю.С. ПОДОВУЕВ К.П. СЕЛЕЗНЕВ  
ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ОСЕВЫХ И  
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ  
МАШГИЗ 1957

\* \* \*

轴流式和离心式压缩机的  
理论与计算

李超俊 朱报楨等译

\*

中国工业出版社出版(北京佟麟阁路丙10号)  
(北京市书刊出版事业许可证出字第110号)  
中国工业出版社第二印刷厂印刷  
新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

\*

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张22 $\frac{3}{4}$ ·字数510,000  
1961年10月北京第一版·1961年10月北京第一次印刷  
印数0001—1,646·定价(10-6)2.70元  
统一书号: 15165·682(一机-139)

# 目次

|           |   |
|-----------|---|
| 譯者序 ..... | 3 |
| 前言 .....  | 4 |
| 序言 .....  | 5 |

## 第一部分 渦輪壓縮機械的基本理論

|                         |    |                        |    |
|-------------------------|----|------------------------|----|
| 第一章 壓縮過程的熱力學 .....      | 13 | 的空氣動力學 .....           | 28 |
| §1 流體流動中的能量方程式 .....    | 13 | §5 動量和動量矩方程式 .....     | 28 |
| §2 氣體的等溫，絕熱和多變壓縮功 ..... | 17 | §6 空氣動力方程與相似理論基礎 ..... | 31 |
| §3 在T-S圖上表示壓縮過程 .....   | 19 | §7 當機器工作機件與氣流相互作用時     |    |
| §4 壓縮機的絕熱，多變和等溫效率 ..... | 25 | 的物理現象 .....            | 39 |
| 第二章 渦輪壓縮機通流部分之氣流        |    |                        |    |

## 第二部分 軸流式壓縮機的理論與計算

|                         |     |                        |     |
|-------------------------|-----|------------------------|-----|
| 第三章 軸流式壓縮機的級 .....      | 69  | 的主要參數之間的關係 .....       | 147 |
| §8 級內氣流的運動學，速度三角形 ..... | 69  | §20 葉輪模型試驗的試驗數據 .....  | 160 |
| §9 理論能量頭和總能量頭 .....     | 71  | 第六章 多級壓縮機 .....        | 171 |
| §10 級的流通能力 .....        | 76  | §21 多級壓縮機中級的聯合工作 ..... | 171 |
| §11 可壓縮性對葉柵工作的影響 .....  | 77  | §22 在壓縮機中級的相互影響的試      |     |
| §12 反作用度，級的基本圖形 .....   | 83  | 驗數據 .....              | 174 |
| §13 軸流式壓縮機級中的空間氣流 ..... | 94  | 第七章 軸流式壓縮機的計算方法 .....  | 176 |
| §14 級中建立空間氣流的一些情況 ..... | 101 | §23 計算軸流式壓縮機所採用的       |     |
| 第四章 主要的能量損失，壓縮機         |     | 方法 .....               | 176 |
| 效率 .....                | 115 | §24 以平面葉柵試驗結果為基礎的壓     |     |
| §15 內損失和外損失 .....       | 115 | 縮機計算方法 .....           | 181 |
| §16 級效率和壓縮機效率 .....     | 134 | §25 以模型級試驗結果為基礎的計算     |     |
| 第五章 壓縮機計算的試驗數據 .....    | 136 | 方法(中央鍋爐渦輪研究所的          |     |
| §17 採用相似理論計算軸流式壓        |     | 計算方法) .....            | 191 |
| 縮機 .....                | 136 | §26 各種工況下軸流式壓縮機的工作     |     |
| §18 單獨翼型的空氣動力特性 .....   | 143 | 情況 .....               | 201 |
| §19 平面葉柵吹風試驗數據及其與級      |     |                        |     |

## 第三部分 離心式壓縮機的理論與計算

|                        |     |                       |     |
|------------------------|-----|-----------------------|-----|
| 第八章 離心式壓縮機的級 .....     | 213 | §31 有限多葉片的葉輪的理論 ..... | 227 |
| §27 離心式壓縮機級的結構 .....   | 213 | §32 級的通流部分的固定元件 ..... | 241 |
| §28 級中的氣流動力學，速度圖 ..... | 216 | 第九章 主要的能量損失，壓縮機       |     |
| §29 理論能量頭與總能量頭 .....   | 220 | 效率 .....              | 251 |
| §30 無限多葉片的葉輪的理論 .....  | 222 | §33 內損失 .....         | 251 |

|                      |     |
|----------------------|-----|
| §34 級及壓縮机的效率.....    | 261 |
| 第十章 离心式壓縮机的計算 .....  | 263 |
| §35 离心式壓縮机的計算方法..... | 263 |

|                               |     |
|-------------------------------|-----|
| §36 各种工况下离心式壓縮机的<br>工作情况..... | 275 |
|-------------------------------|-----|

#### 第四部分 壓縮机与管网的联合工作及渦輪壓縮机的結構

|                                           |     |
|-------------------------------------------|-----|
| 第十一章 壓縮机与管网的联合<br>工作 .....                | 279 |
| §37 壓縮机与管网的联合工作, 自动<br>調节的任务.....         | 279 |
| §38 自动調节的原理图.....                         | 282 |
| 第十二章 渦輪壓縮机械的构造 .....                      | 282 |
| §39 渦輪壓縮机的設計原理, 标准<br>化与通用化.....          | 286 |
| §40 軸流式壓縮机及离心式壓縮机的<br>典型构造.....           | 287 |
| §41 軸流式壓縮机与离心式壓縮机的<br>比較.....             | 305 |
| 附录 I 以平面叶栅試驗結果为基础<br>的軸流式壓縮机計算<br>举例..... | 307 |

|                                                                                                                                      |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 附录 II 按ΠΚТН方法計算軸流式压<br>縮机举例 .....                                                                                                    | 327 |
| 附录 III 离心式壓縮机計算举例<br>(第一法) .....                                                                                                     | 340 |
| 附录 IV 离心式壓縮机計算举例<br>(第二法) .....                                                                                                      | 350 |
| 附录 V 空气的 $\frac{h_0}{T_1^*} = f\left(\frac{p_2^*}{p_1^*}\right)$ 或<br>$\frac{h_{ad}}{T_1} = f\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ 的关系 ..... | 357 |
| 附录 VI 某些气体之运动粘性系数及<br>动力粘性系数与温度之<br>关系.....                                                                                          | 357 |
| 附录 VII 各种气体的主要物理常数.....                                                                                                              | 358 |
| 参考文献 .....                                                                                                                           | 359 |

## 譯 者 序

解放后我国国民經济事业有了巨大的发展，特别是1958年大跃进以来工农业生产的高速发展給科学、文教事业提出了更高的要求。透平压缩机是国民經济中应用較广泛的设备，它是冶炼、化工、动力、国防等工业方面重要的机械之一。目前国内工厂、高等学校、科学研究机关有的正积极从事它的設計、制造及科学研究工作。我們翻譯这本书的目的主要是为高等学校有关专业提供教材、教学参考书。并为国内从事这方面工作的同志提供技术参考文献。

本书經1961年3月在西安召开的高等学校教材选編會議討論确定推荐为四年制及五年制高等学校压缩机专业及燃气輪机专业的試用教科书。

本书作者之一苏联专家K.И.謝列茲廖夫曾于1956年~1958年应我国高教部之邀請来交通大学讲学，为該校压缩机专业培养研究生，并对該书的翻譯工作給予許多指导与关怀。

該书由西安交通大学动力系压缩机教研組程迺晉、李超俊、朱报楨、董孝强、余文龙翻譯，由程迺晉、李超俊校对。

由于我們专业知識与俄文水平有限，书中可能存在不少缺陷与錯誤，尚希讀者予以批評指正。



## 前 言

重工业順利发展的結果为苏联国民經济的快速高漲奠定了基础。

压縮机制造工业是重要的机械制造工业之一，在黑色与有色金属冶炼工业、化学工业、石油工业、固定式动力装置、鉄路运输以及水运和空运方面都需要用到压縮机。

虽然在帝俄时代也有个别学者与工程师在这方面取得了出色的成就，但当时的压縮机制造工业并没有得到应有的发展。而在苏联，由于机械制造、冶金及其他工业部門的迅速发展，在第一个五年計划中压縮机械即开始大量制造了。

在短短的时期中，我們国家即生产了大量的各种类型的渦輪压縮机；同时压縮机方面的某些理論問題也获得了解决。

我国的一些工厂，能掌握新型渦輪压縮机的設計制造，应归功于拉瑪金(А.А.Ломанов)、里斯(В.Ф.Рис)、列平(Б.М.Релин)、刘克(А.М.Люльк)等人。

我国的科学研究部門与高等学校(中央流体动力研究院 ЦАГИ、中央航空发动机研究院 ЦИАМ、中央鍋炉渦輪机研究院 ЦКТИ、列宁格勒工学院 ЛПИ 等)与工厂进行了許多有意义的科学研究工作，因而保证了为国民經济各部門創制許多現代的离心式与軸流式压縮机。

虽然在較短的时期內在渦輪压縮机的理論与实践方面都获得了很大成就，然而也还存在着大量未能解决的問題。为了使渦輪压縮机的理論与結構进一步地完善就需要解决这一系列存在的問題。

为了制造更多的压縮机及提高它們的质量就必须掌握与运用現代科学技术方面的新成就。这就需要工程技术人員广泛地掌握与熟悉理論和試驗研究工作以及国内外先进工厂所取得的經驗。

因而就有必要从文献中研究压縮机的理論、計算及結構問題。

在本书中叙述了渦輪压縮机的理論与計算。

在写这本书的过程中作者收集了国内外文献中有关离心式及軸流式压縮机的理論与計算資料；同时尽可能地联系了固定式与运输式渦輪压縮机所采用的制造方法。

作者不打算在本书中詳述渦輪压縮机的調节与构造，因而有关这些方面的章节就被压縮了。

其中第一章、第四章、第六章、第十章及11~14、20、23、25、26、30~32、39、40各节为謝列茲涅夫(К.П.Селезнёв)所写，而序言、第二章、第九章、第十一章及8~10、17~19、24、27~29、41各节則为帕达布也夫(Ю.С.Подобуев)所写。

承格林別尔克(М.И.Гринберг)、戈夫林(А.П.Гофлин)、里斯(В.Ф.Рис)、維諾格拉多夫(Б.С.Виноградов)及馬米卡諾夫(А.Г.Мамиконov)等同志校閱初稿并提供渦輪压縮机方面有关資料，特此致謝。

作 者

## 序 言

用来提高气体压力或输送气体的机械称为压缩机械或压缩机。压缩机中气体压力的提高是发动机的机械能转化为气体能量的结果。

压缩机在现代技术中获得极广泛的应用。压缩机应用于动力装置、机械制造、冶金、采矿、建筑、化学工业、铁路、船舶以及食品工业的冷冻设备方面，此外近来还应用于航空工业上。由于用途的不同，压缩机的结构型式以至工作原理都可以有所不同。

可以根据下列原则对压缩机进行分类：

- 1) 根据工作原理分类，
- 2) 根据结构型式分类，
- 3) 根据压力提高的程度分类，
- 4) 根据用途分类。

先让我们来研究一下根据工作原理来分类的情况。所谓工作原理也就是指压缩机中用来提高气体压力的物理现象与将能量传递给气体的方法的总和。

因为根据运动学知道，气体压力的大小决定于单位时间内气体分子撞击单位面积的次数与强度，因此就可以有二种方法来提高压力：

- 1) 使气体的分子相互接近，也就是说增加单位容积内的气体分子数目。
- 2) 用加热的办法增加气体分子的运动速度。

后一种方法在实际上是不采用的，因为当气体冷却后，气体压力又降低到气体在加热前原来的压力；而一般说来要求被压缩气体具有不太高的温度，因此，最好采用使分子接近的方法来提高气体压力。

可以移动容器壁来减小气体所占据的封闭空间的容积以达到使气体分子接近的目的。在这种情况下气体实际上是不移动的，因而也就不会产生惯性力。所以这种方法可以称做静力法。

此外还可以用另一种方法来使气体分子接近。这就是利用气流惯性力的方法，在减速的运动中气流中后面的气体分子挤紧了前面被滞止下来的气体分子，而使分子间的距离缩短。这个方法也可称作动力法。

依靠活塞在气缸中运动来减小容积以使气体分子接近，这种提高压力的原理是活塞式压缩机的基本工作原理。这类机械的特征是工作过程的周期性，活塞式压缩机的简图示于图1a。

依靠气流与旋转叶栅间力的相互作用而使分子接近来提高压力的动力法是涡轮压缩机械的基本工作原理。这种机械的特征是气流与压缩过程的连续性。涡轮压缩机械简图示于图1b, 1c及1d。

在活塞式压缩机中，吸入的气体被活塞在气缸中压缩达一定压力后再由气缸中排出，所以在活塞式压缩机中气体受到直接压缩。涡轮压缩机中能量的转化可以分作二个阶段，在第一个阶段部分机械能转化为气体的动能，在第二个阶段部分动能转化为压力



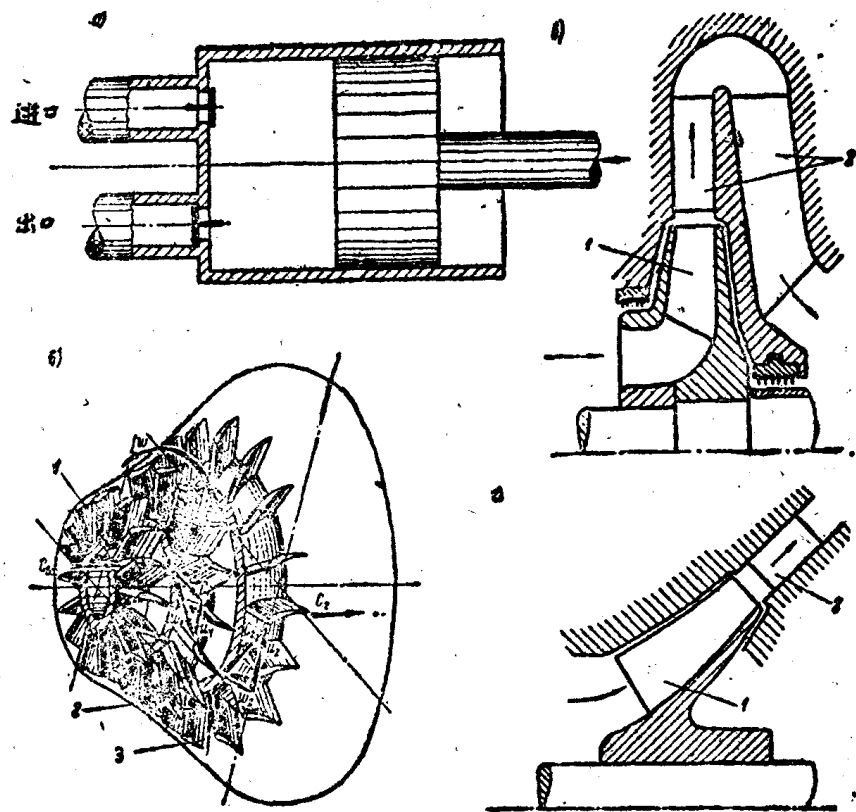


图 1 - 压缩机简图

a) 活塞式; b) 轴流式

1—进口导流器; 2—工作轮; 3—导流器

c) 离心式

1—工作轮; 2—导流器

d) 对角流式

1—工作轮; 2—导流器

能以使气体的压力提高，这二个步骤可以同时进行。

压缩机还可以根据结构型式分为下列各种类型：

1) 涡轮压缩机：a) 轴流式；b) 径向式或离心式；c) 对角流式；

2) 活塞式压缩机：a) 具有往复运动的活塞的；b) 回轉式的，其中包括具有排挤性旋轉运动的螺旋式压缩机。

在轴流式压缩机中，气流的流线位于接近于沿圆柱形表面上(图1b)。在离心式压缩机中气流的流线大致上位于垂直于压缩机轴线的平面上(图1c)。

在对角流式压缩机中气流的流线基本上处于顶角为  $45^\circ$  左右的圆锥面上(图1d)。

涡轮压缩机比其他型式压缩机具有下列重要的优点：

- 1) 结构紧凑，即有较小的尺寸和重量；这种优点主要是由于气流的连续性所致；
- 2) 没有往复运动，这样就不需要很笨重的基础，同时使运转简化；
- 3) 结构简单，加工费用不会太高；
- 4) 供气均匀；
- 5) 气体不会被油所染污，润滑物质消耗较少；
- 6) 可以直接与高速的蒸汽涡轮、燃气涡轮或电动机连接。

由于上述的优点，渦輪压缩机在各个技术部門获得了广泛的应用。

渦輪压缩机的主要缺点是很难滿足小流量(特別是軸流式压缩机)及高压力(数十大气压或更高)的要求。

根据工作原理來說渦輪压缩机是属于叶片型动力机械的。这种类型的机械除了渦輪压缩机外还有蒸汽渦輪，燃气渦輪，离心式泵，軸流式泵及水輪机。这种动力机械的共同之处是具有与工质流相互作用的轉动的与靜止的叶片机构。

从能量轉化的角度来看，渦輪压缩机与离心式泵，軸流式泵最近似。这种共同性的存在使渦輪压缩机与泵具有相似的结构形式与运轉特性。二者主要的区别在于渦輪压缩机中压缩的是气体，而在泵中的工质实际上是不可压缩的。

从另一方面来看，渦輪压缩机可被看作是一个反渦輪。因为它的能量轉化过程正好与蒸汽輪机或燃气輪机中的过程相反，除此之外渦輪压缩机与水輪机的区别还在于工质的可压缩性上。

上述的渦輪压缩机与其他动力机械間許多共同性使得在它的制造过程中可以广泛地利用这些相近似的动力机械的經驗。同时反过来，这些动力机械也可采用渦輪压缩机的經驗。

由于叶片机中物理过程的共同性，就有必要創立叶片机的通用理論。許多学者如：勃朗絲柯拉(Г.Ф.Проскура)，脫拉烏別里(В.Траупель)，基里洛夫(И.И.Кириллов)，潑夫来依捷列尔(К.Пфлейдерер)等曾对建立这种通用理論作过嘗試。

在說明用压力提高的程度来对压缩机作分类之前，先引入一个概念——压缩比。压缩比 $\epsilon$ 是压缩机出口气体的压力与进口气体的压力之比。 $\epsilon=1\sim 1.1$ 时即相应于从大气中吸入空气并将压力提高直到1000毫米水柱，这种增压机械称为扇风机。扇风机的主要特点是工质实际上是带有不压缩性的，这就使得扇风机与泵很接近。当 $\epsilon>1.1$ 时，这种机械就簡称为压缩机。

气体在压缩机的压缩过程中可被引入中間冷却器中进行冷却。

按所要求的压力与气体流量可以拟定每种型式的压缩机大致的被采用的范围(見图2)。

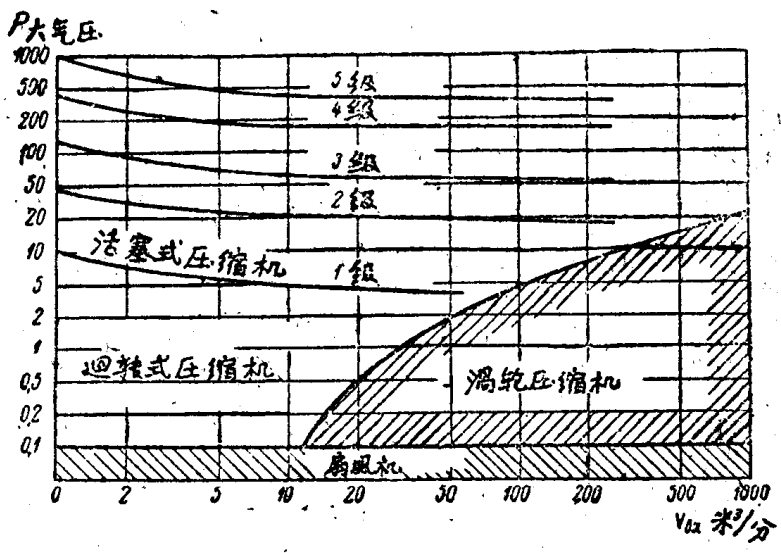


图 2 各种型式压缩机的适用范围

茲列举渦輪壓縮机最典型的使用場合。

扇風机被采用于:

用于住宅、生产車間、煤矿、地下鉄道、防空洞、鑄造工場、庫房及化学工厂的通风;

用来强化生产过程,这可用直接提高生产强度的方法(例如鍋炉設備中的送風机、烟泵)也可以用冷却发电机、电动机、內燃机工作表面来得到。

壓縮机被采用于:

用来保証一系列生产过程的进行(例如高炉、轉炉的鼓風机,焦炭化学工业的抽气机、发动机供風用的壓縮机);

用于气力运输;

用于內燃机增压;

用于燃气輪机装置;

用以获得作为动力用的壓縮空气(風动工具、气錘、鍛压机、气閘等);

用于化学工厂。

上面所列举的还远远沒有說完使用渦輪壓縮机的全部場合。

現在讓我們来看一下渦輪壓縮机的装置与工作原理。

象一切渦輪机一样,任何一种类型的渦輪壓縮机都是由轉动的叶片机构——工作輪(其中工质从外源得到能量)以及靜止机构(用来改变气流速度的大小与方向)組成。

一个工作輪与位于其后的靜止(导流)机构的組合称为渦輪壓縮机的級。当渦輪壓縮机中只有一个工作輪則称为单級渦輪壓縮机,若具有几个工作輪則称为多級渦輪壓縮机。

### 軸流式壓縮机的簡图与工作原理

图3示出軸流式壓縮机的簡图。多級軸流式壓縮机由进气管、收斂器、进气导流器、級組、整流器、扩压器以及出气管組成。轉軸或輪鼓和安装在轉軸或輪鼓上的工作輪在一起,构成轉子。

导流器固定在机壳(气缸上),并与后者在一起构成定子。軸流式壓縮机的轉子支承在軸承上,这軸承可以是滚动軸承也可以是滑动軸承。軸承既承受了整个轉子的徑向載荷又承受了壓縮机工作时所产生的軸向力。

进气管的作用是使从周圍大气中来的或輸气管中出来的气体能均匀地进入环形收斂器。收斂器是为了使进入进气导流器之前的气流加速并具有較均匀的速度場与压力場。

进气导流器在第一級前建立所需的速度場(速度的大小和方向)。在級中气体由于接受了机械能而被壓縮,整流器是为了使气流在扩压器进口具有軸向速度以及为了壓縮气体。在扩压器中由于气流动能的减小使气流繼續增压。出气管用来将气体由扩压器送入壓縮气輸送管道。

我們把工作輪与它后面的(按气体进行方向)导流器的組合(图3中1-1截面到3-3截面)叫做軸流式壓縮机的級。

工作輪中气体的壓縮是靠气流与轉动叶片机构的相互作用而获得的。級中导流器(中間导流器)用来使气流进入下一級时具有必需的速度大小与方向,同时还由于其中动能

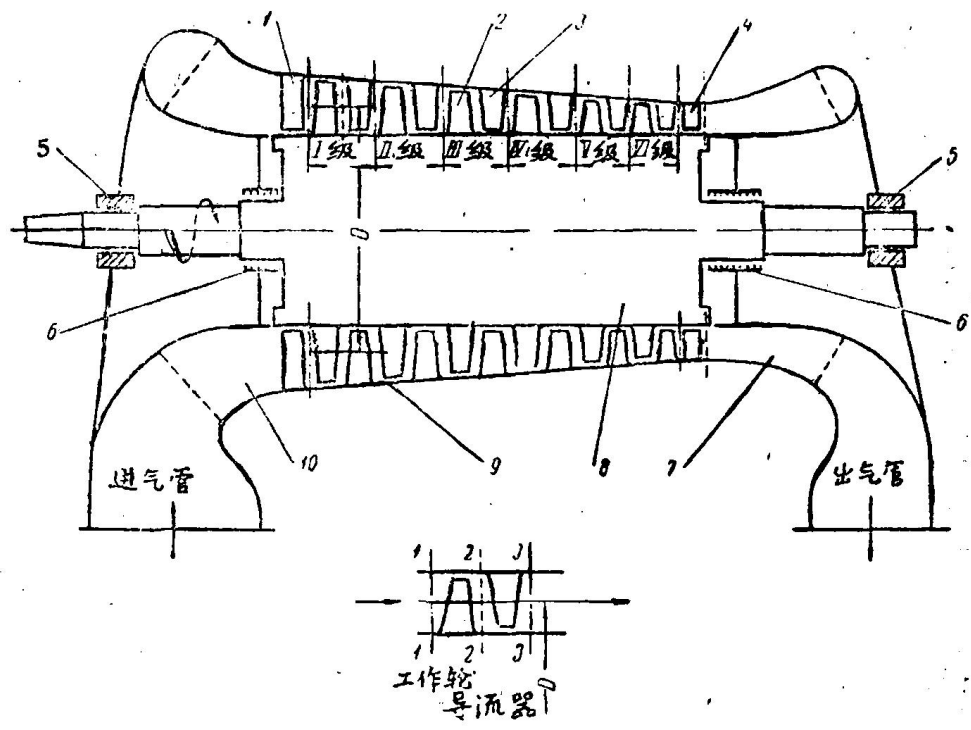


图 3 多級軸流式压缩机簡图

1—进气导流器；2—工作輪；3—导流器；4—整流器；5—軸承；6—密封裝置；7—扩压器；8—轉子；  
9—机壳(气缸)；10—收斂器

的减小而使气体得到压缩。

图 4 所示是一个卸去上半个机壳后的多級軸流式压缩机。

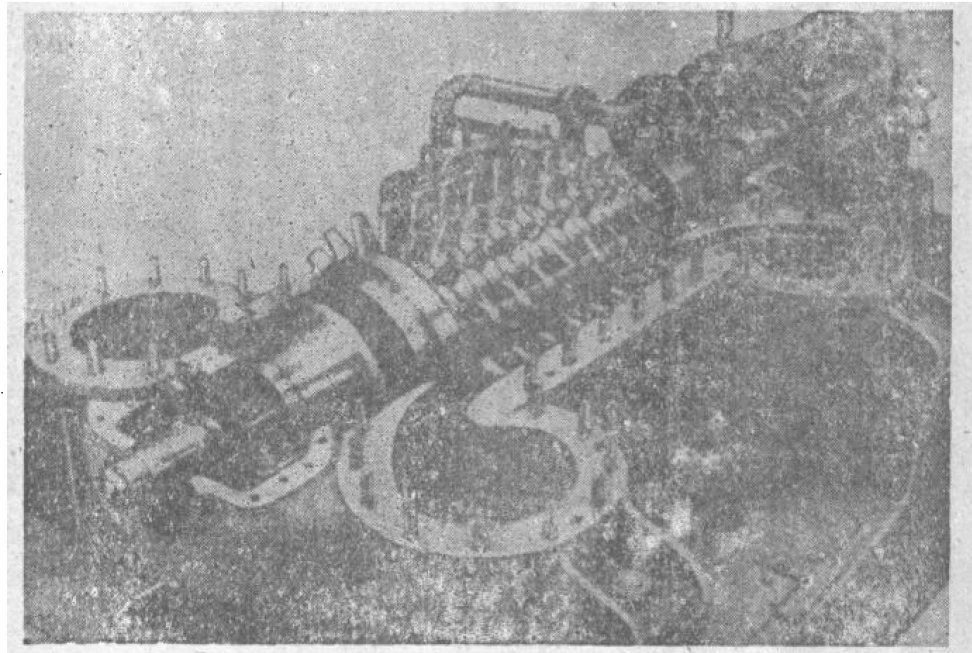


图 4 苏尔寿公司(Фирм Зулънер)出品的高炉軸流式压缩机(上半个机壳已卸去)。

## 离心式压缩机的简图与工作原理

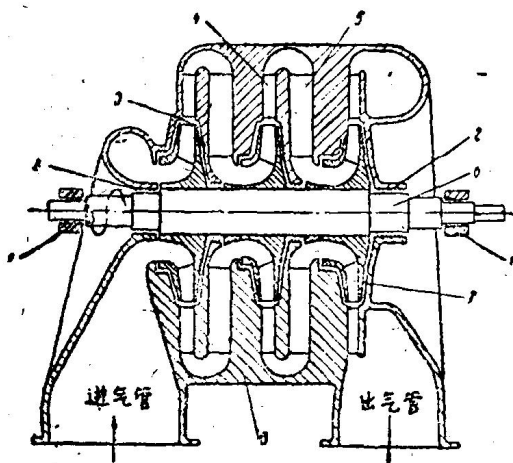


图5 多級离心式压缩机简图

1—轴承；2—密封装置；3—无叶扩压器；4—有叶扩压器；5—回流器；6—转子；7—工作轮；8—机壳(气缸)

离心式压缩机的简图示于图5。

离心式压缩机是由进气管、收敛器、进气导流器、级组、扩散器及出气管组成。其中各元件的用途与轴流式的一样，但离心式级的结构则不同。离心式级是由离心型的工作轮与静止元件(例如无叶及有叶扩散器，回流器)组成。中间级中的静止元件的职能与轴流式压缩机级中的中间导流器相同。

有时压缩机及其级中不具有上述的某些元件。

与轴流式压缩机一样，气体在工作轮中的压缩是由于气流与转动叶片机构相互作用而将机械能传递给气体。

图6上所示的是卸去上半个机壳后的多級离心式压缩机。

对角线式压缩机其工作原理与轴流式及离心式压缩机一样。在结构方面，对角线式压缩机则处于轴流式与离心式压缩机之间。

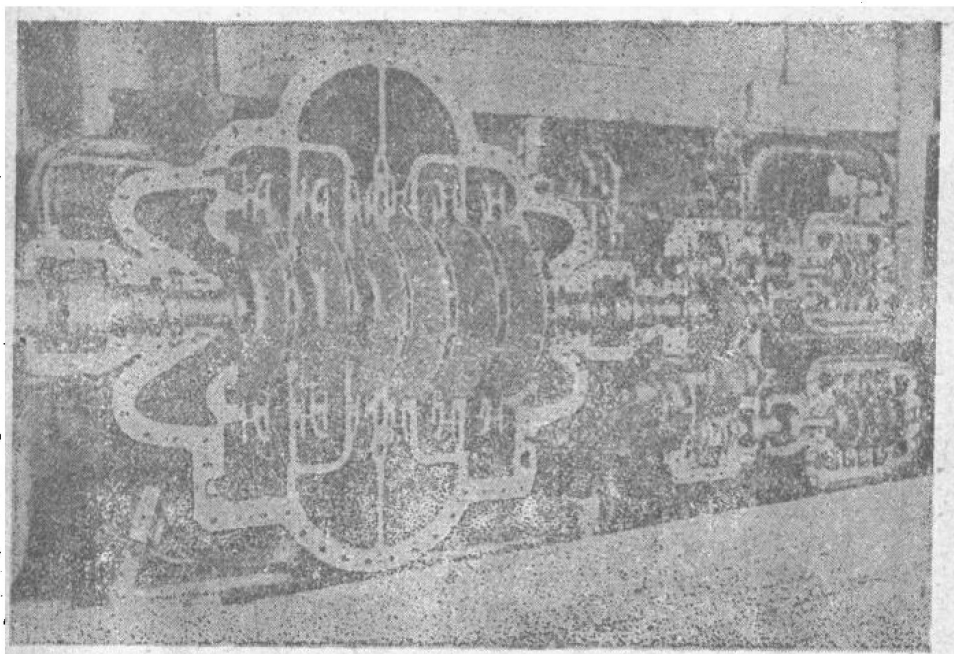


图6 勃朗-布伐利公司(Броун-Бовверь)之离心式压缩机(上半个机壳已卸去)

$V_{02} = 30950 \text{ 米}^3/\text{小时}$ ;  $\epsilon_{\text{总}} = 36$ ;  $N_e = 4600 \text{ 千瓦}$

## 涡轮压缩机发展简史

历史上涡轮压缩机在工业上出现之前，活塞式压缩机早已获得了普遍的应用。在19

世紀活塞式壓縮機是實際上採用的壓縮機的唯一型式。

只是在實際上解決了熱力學，空氣動力學，材料力學以及機械製造方面一系列重大問題之後才能創造比較合理的渦輪壓縮機的結構。

在俄國科學院院士羅蒙諾索夫 (М. В. Ломоносов) (1711~1765)，歐拉 (Л. Эйлер) (1707~1783) 及伯努利 (Д. Бернулли) (1700~1783) 的著作中敘述了設計渦輪壓縮機的理論基礎。

М. В. 羅蒙諾索夫研究了熱的分子運動學說，為熱力學的創立與發展奠定了基礎。

Л. 歐拉首先導出了理想流體的運動方程式及連續方程式。他的動量變化定理的獨創性公式在渦輪壓縮機理論中獲得了廣泛的應用。

Д. 伯努利導出了建立起不可壓縮流體的壓力，運動速度與其位頭之間的聯系方程，後來伯努利方程又被推廣到可壓縮的氣體情況中去。

在19世紀末及20世紀初葉，儒可夫斯基 (Н. Е. Жуковский) 及恰普雷金 (С. А. Чаплыгин) 創立了翼型葉柵理論及氣體動力學基礎。

斯托陀爾 (А. Стодоль) 的工作，首先是他的“蒸汽與燃氣渦輪”一書對渦輪理論起着奠基的意義。

有實用意義的離心式扇風機在1832年為中將亞歷山特爾·亞歷山大洛維奇·薩布魯可夫 (Александр Александрович Саблуков) (1783~1857) 所創制。А. А. 薩布魯可夫的扇風機首先應用於皮革工廠，制糖工廠及洗染工廠。從結構方面來看它與現代的扇風機十分近似。後來 А. А. 薩布魯可夫又把這種扇風機用於察基爾斯克礦山上。

在1900年拉托公司 (Фирм Рато) 出產第一台供高爐鼓風用的離心式壓縮機。在1906年勃朗—布伐利公司 (Фирм Броун-Боввер) 生產了拉托型的渦輪壓縮機。

從這時起，在許多歐洲與美國的工廠中也組織了離心式壓縮機的生產。

在1835年 А. А. 薩布魯可夫即提出了軸流式扇風機的結構型式并闡述了它比離心式扇風機優越之處：重量輕，簡單，流量大，成本低。

在上個世紀末期，伯爾桑斯 (Парсонс) 曾利用一般渦輪葉片上的翼型試制了一些軸流式壓縮機，但由於其效率很低 ( $< 53\%$ )，所以沒有得到推廣，伯爾桑斯的失敗在於他沒有考慮到軸流式壓縮機工作過程中產生的許多複雜現象。

在1914年當設計風洞用的軸流式壓縮機時，曾運用了 Н. Е. 儒可夫斯基的螺旋漿渦流理論而顯著地提高了這些扇風機的效率。

Н. Е. 儒可夫斯基的學生——烏沙可夫 (К. А. Ушаков) 教授，維特契金 (В. П. Ветчинкин)，鮑烏林 (К. К. Баулин) 在以後扇風機的創制方面有巨大的功績。

在1934年勃朗——布伐利公司 (瑞士) 首次為超音速風洞製造了第一台多級軸流式壓縮機，其效率為84%。從這以後這個公司即較順利地把軸流式壓縮機應用在燃氣輪機裝置中。

從1936年以後，英國的康士坦脫 (Х. Констант)，霍威爾 (А. Ховелл) 等為軸流式壓縮機的創制做了許多工作。

凱列爾 (К. Келлер)，阿凱來脫 (Е. Аккерет)，脫拉烏別里 (В. Траупель)，愛凱爾脫 (В. Эккерт) 等人的工作解決了軸流式壓縮機方面的一系列重大問題。

列寧格勒金屬工廠 (ЛМЗ) 與涅夫斯基列寧機器製造廠 (НЗЛ) 的全體人員在創制祖國



的渦輪壓縮機結構及理論發展方面有巨大的功績。

于1924年列寧格勒金屬工廠最先在蘇聯掌握了離心式壓縮機的生計，在目前列寧格勒金屬工廠正在生計具有現代技術水平的離心式與軸流式壓縮機。

涅夫斯基列寧機器製造廠從1932年以來即開始生計離心式壓縮機。這個工廠是蘇聯離心式壓縮機最主要的供應單位。在偉大的衛國戰爭後該廠亦安排了現代的軸流式壓縮機的製造工作。

# 第一部分 渦輪壓縮機械的基本理論

## 第一章 壓縮過程的熱力學

### §1. 流體流動中的能量方程式

熱力學第一定律可以表述如下：在某一段時間間隔內周圍介質對熱力物質（氣體）所作的功加上周圍介質傳給它的热量之和等於同一時間間隔內物質能量的增加。

$$\sum A dL_{en} + dQ_{en} = dE, \quad (1)$$

式中  $dE$  [大卡/公斤]——氣體能量的增量；

$dL_{en}$  [公斤米/公斤]——周圍介質對氣體所作的功；

$dQ_{en}$  [大卡/公斤]——外界傳給氣體的热量；

$A = \frac{1}{487}$  [大卡/公斤米]——功的熱當量。

氣體進行任何一種過程時，它的能量增量僅與氣體的開始狀態和最終狀態有關。

$$dE = dU + A \left( d \frac{C^2}{2g} + dh_n \right),$$

式中  $dU = C_v dT$  [大卡/公斤]——氣體內能的增量；

$C$  [米/秒]——氣體速度；

$dh_n$ ——地球重力場中氣體位能的增量；

$g$  [米/秒<sup>2</sup>]——重力加速度。

研究壓縮機中和壓縮機級中的過程時，可以取  $dh_n = 0$ ，這樣已可達到足夠的準確度。

上述數值中， $d \frac{C^2}{2g}$  和  $dU$  是狀態的函數，亦即它們決定於過程前後的气体狀態，而不決定於過程本身的進行情況。與其相反， $dQ_{en}$  和  $dL_{en}$  是過程的函數。

現在來研究外力在氣流中所作之功。

假定氣流在任意一通道中運動（圖 7）。劃出由通道壁和截面 1-1 和 2-2 所圍成的氣體量來看，經過時間  $d\tau$  後，所劃出的氣體容積移動到 1'-2' 的位置，這時移動着的通道壁把功  $dL^*$  傳給氣體。同時，在氣體移動時所取之流體容積前後之外力沿着截面 1-1 及 2-2 作移動功（排擠功） $dL_{ne.p.}$ 。摩擦功是屬於該氣體容積內部所產生的過程，因而  $\sum dL_{en} = dL^* + dL_{ne.p.}$ 。

現在來決定  $d\tau$  時間內移動功等於多少。圖上已經表示出在運動方向作用在所劃出的基元體上的外力。

移動功

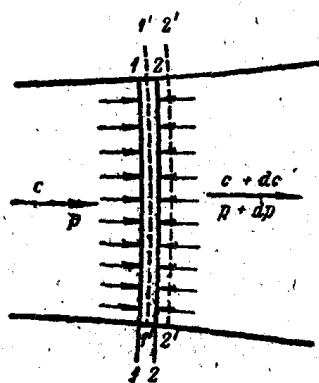


圖 7 在任意通道內的氣流  
 $f$  [米<sup>2</sup>]——通道橫截面積； $p$  [公斤/厘米<sup>2</sup>]——氣體壓力； $C$  [米/秒]——氣體速度

$$dL_{n,p}^* = p f c d\tau - (p + dp)(f + df)(c + dc)d\tau。$$

第一項是在基元体后面运动着的气体的能量所产生的外力在 1—1' 路程上所完成的功。第二項是该气体从截面 2—2 移动到 2'—2' 的路程上克服外力阻力  $(p + dp)$  所消耗的功。

将上面式子的括弧解开，并进行某些变换，可得：

$$\begin{aligned} dL_{n,p}^* &= -d(pfc)d\tau = -d(pV)d\tau = -d(pvG)d\tau \\ &= -Gd(pv)d\tau, \end{aligned}$$

式中  $G$  [公斤/秒]——气体重量流量；

$V$  [米<sup>3</sup>/秒]——气体容积流量；

$v$  [米<sup>3</sup>/公斤]——气体比容。

这时认为通道内的过程是稳定的，也就是  $G$  = 定值。

单位时间内的移动功为  $\frac{dL_{n,p}^*}{d\tau}$ ，而每公斤流动气体的流动功为

$$dL'_{n,p} = \frac{dL_{n,p}^*}{Gd\tau}。$$

这时

$$dL'_{n,p} = -d(pv)。$$

将上面得到的一些式子代入公式 (1)，得：

$$dv + Ad \frac{c^2}{2g} = AdL + AdL'_{n,p} + dQ_{sh} \quad (2)$$

或

$$dI + Ad \frac{c^2}{2g} = AdL + d\dot{Q}_{sh} \quad (2a)$$

因为

$$dI = dU + Ad(pv), \quad (3)$$

式中  $dI = c_p dT$  [大卡/公斤]——气体热焓的增量；

$dL = \frac{dL^*}{G}$  [公斤米/公斤]——移动时通道壁作用力所作的功。

利用状态方程式

$$pv = RT,$$

这个方程式对于现代涡轮式压缩机的参数情况下的气体具有足够的精确度<sup>①</sup>，可得到

$$Ad(pv) = Ad(RT) = ARdT = (c_p - c_v)dT;$$

这时采用

$$AR = c_p - c_v,$$

这不仅对理想气体是准确的，对实际气体也有足够的精确度。

这样就得到

$$c_p dT + Ad \frac{c^2}{2g} = AdL + dQ_{sh} \quad (4)$$

若对方程式 (4) 从第一截面积分到第二截面积，便得到

$$c_p T_1 + A \frac{c_1^2}{2g} + AL = c_p T_2 + A \frac{c_2^2}{2g} - Q_{sh} \quad (4a)$$

① 当  $p > 75 \sim 100$  公斤/厘米<sup>2</sup> 时，必需利用范登瓦尔斯 (Ван-дер-Ваальс) 方程式。这种情况在本书中不加以讨论。