

TK 14
4042

向心透平与离心压气机

李燕生 陆桂林 编

本书扼要地介绍了向心透平和离心压气机的工作原理和基本结构,着重地阐述了向心透平设计方案选择工作的优化技术,以及离心压气机和向心透平及其构件的设计方法与有关的设计数据。

本书可用来作为高等学校透平机械、低温工程、内燃机工程和化工机械等专业师生的任选教材或教学参考书,也可供从事透平膨胀机或废气涡轮增压器的设计、制造与研究工作的工程技术人员使用。

向心透平与离心压气机

李燕生 陆桂林 编

责任编辑:周性贤

封面设计:田淑文

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

国防工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ ·印张 $22\frac{3}{4}$ ·字数529千字

1987年10月北京第一版·1987年10月北京第一次印刷

印数 0,001—1,230·定价:5.70元

统一书号:15033·6938

前 言

本书是按照机械工业部、热力涡轮机教材编审小组会议提出的编写大纲编写的。此书可供热力涡轮机专业选修课使用，亦可作为透平机械、内燃机工程、低温工程以及化工机械等有关专业的教学参考书。

本书由向心透平与离心压气机两篇组成。在这两篇中分别介绍了向心透平、离心压气机的基本结构与工作原理，讨论了它们的设计方法。由于篇幅的限制，在本书中没有设置专门用来讨论有关流体力学基础知识的章节。因此读者在阅读此书之前，应对流体力学与工程热力学具有初步的了解。

本书由上海机械学院李燕生教授主编，西安交通大学向一敏教授担任主审。李燕生教授撰写了本书的第一篇。上海交通大学陆桂林撰写了第二篇。在编写此书的过程中，上海交通大学王兆华教授和上海机械学院沈炳正教授分别审阅了撰写提纲或书稿并提出了许多宝贵的意见，在此谨致谢意。

作 者 1984年12月

目 录

前 言

第一篇 向心透平

第一章 向心透平的工作原理	1
§ 1-1 概论	1
§ 1-2 向心透平的工作过程	6
§ 1-3 向心透平的力矩、功与功率	12
§ 1-4 向心透平的反动度 ρ	14
§ 1-5 向心透平的效率	20
§ 1-6 向心透平的比转数和比直径	26
第二章 向心透平设计方案参数的选择	34
§ 2-1 概论	34
§ 2-2 透平压比和 M_{cl} 的限制作用	36
§ 2-3 冲角 i_1 的限制作用	41
§ 2-4 叶轮气流加速因子的限制作用	44
§ 2-5 效率的限制作用	55
§ 2-6 一些结构因素的限制作用	67
§ 2-7 向心透平设计方案参数的确定	72
§ 2-8 零涡向心透平设计方案的确 定方法	90
第三章 向心透平的导向装置	91
§ 3-1 导向叶栅中气体的膨胀过程	91
§ 3-2 导向叶栅的结构	111
§ 3-3 导向叶片的造型	124
§ 3-4 无叶导向器的设计与计算	131
第四章 向心透平的叶轮	139
§ 4-1 叶轮的主要结构参数	139
§ 4-2 纯径流式叶轮叶片的造型	149
§ 4-3 向心透平的导风轮	150
第五章 向心透平的热力计算与 特性	157
§ 5-1 向心透平的热力计算	157

§ 5-2 向心透平的特性	161
附录	173
参考文献	202

第二篇 离心压气机

第六章 级的基本工作原理	204
§ 6-1 概论	204
§ 6-2 级的工作过程	207
§ 6-3 级的主要参数	209
第七章 叶轮	213
§ 7-1 概述	213
§ 7-2 导风轮	215
§ 7-3 气体在工作轮中的流动	219
§ 7-4 工作轮中的损失	230
§ 7-5 级的加功量	232
§ 7-6 级的反动度和理论压头特性	236
§ 7-7 工作轮的主要参数选择及出口参 数的确定	238
第八章 固定件	243
§ 8-1 进气道	243
§ 8-2 无叶扩压器	246
§ 8-3 叶片扩压器	261
§ 8-4 排气壳与回流器	273
第九章 级的热力计算	279
§ 9-1 级的通流能力	279
§ 9-2 离心压气机级的热计算	281
第十章 离心压气机特性	310
§ 10-1 离心压气机试验及特性曲线	310
§ 10-2 离心压气机的通用特性线	316
§ 10-3 离心压气机的不稳定流动	326
§ 10-4 离心压气机特性线的调整	337
§ 10-5 离心压气机特性计算	346
参考文献	356

第一篇 向 心 透 平

第一章 向心透平的工作原理

§ 1-1 概 论

向心透平具有结构紧凑、制造工艺简单、造价低廉,以及在流量较小的设计条件下仍可获得较高效率等优点。因此,随着工程技术的迅速发展,过去在一段时间内曾被人们忽视了的向心透平,近些年来被使用得越来越多了。如今,它不但在中、小功率燃气轮机装置上和柴油机的废气涡轮增压器上获得广泛的应用,并且大量地被用来作为制冷装置和天然气液化装置的膨胀机。作为回收工质能量与余热的气体膨胀机,它还广泛地用于各种节能的场合。

此外,由于在向心透平上很容易利用可调的导向叶片来进行流量调节,甚至于实现机组的倒车运行工况,目前已成功地用它来作为某些中、小型船舶的主机。

在喷气式飞机和导弹上也可寻觅到向心透平的踪影,这时设计师们充分地利用向心透平能以大焓降、高膨胀比工作的特点,用它来作为航空发动机的启动机或飞机座舱空调设备的膨胀机以及导弹的辅助动力装置。在后一情况下向心透平的工质通常为缓燃胶质火药的燃烧产物或高压蓄气瓶中的压缩空气。结构简单、小流量、高转速等特点使得向心透平的单位功率结构重量可能达到较低的数值。而这一点对于导弹和航天飞行器来讲,则具有头等重要的意义。

又如,在超低温工程中向心透平已成为所使用的透平膨胀机的唯一形式。目前已研制出在2.7 K超低温装置上使用的小流量的高速微型向心透平膨胀机。此透平的转数高达 $6.2 \times 10^5 \text{ r/min}$ 。其叶轮的外径仅为8mm。在人类向绝对零度挺进的过程中,向心透平肯定将继续发挥它的作用。

近些年来向心透平在我国也得到了迅速的发展。一些高等学校、工厂和科研单位已成功地研制出了一些结构轻巧、性能良好的向心透平,并积累了一定的生产经验,取得了一些科研成果。从所研制成的向心透平的工质来讲,不但有传统的工质——燃气、空气和水蒸气,并且还有氢、氨、辛丁烷、石油气、氟里昂和缓燃胶质火药燃烧产物等。但是,为了更好地满足我国国民经济迅速发展的需要,进一步深入开展有关向心透平理论与试验的研究工作,仍是我们透平机械工作者的一项重要任务。

根据气流在透平中流动的情况,可将透平分为两大类:轴流透平和径流透平。后者根据工质的流动方向又可分为向心透平和离心透平。在图 1-1 上所示出的是铁道部科学研究院机车车辆所于1978年所研制成的高压比GJ501型径流式增压器。拖动此增压器的

离心压气机的透平就是向心的。在离心透平中气体从中心向外流动。在向心透平中情况正好相反。这就是说，当透平工作时工质朝着轴心的方向流动。

径流透平和轴流透平一样也有单级的和多级的。图 1-2 上所示的双转子透平就是一

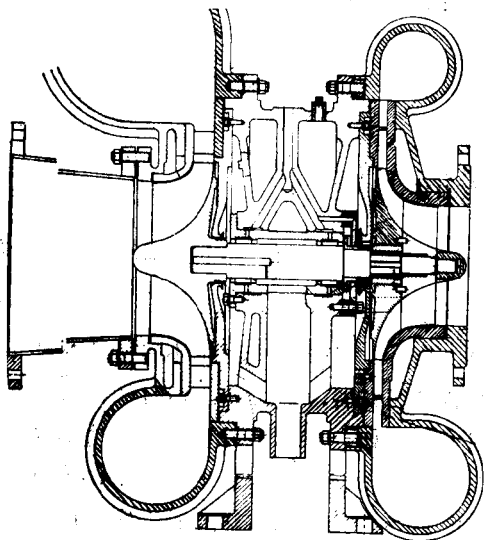


图1-1 GJ 501 型径流式增压器

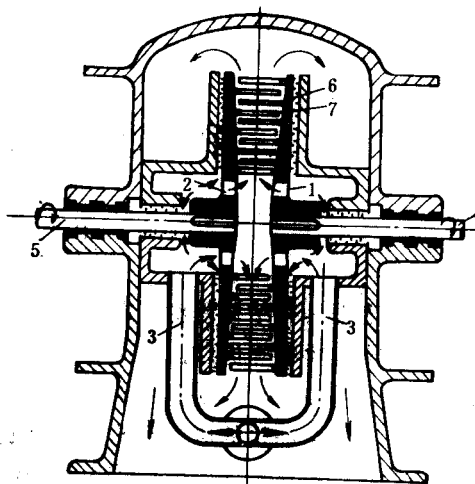


图1-2 多级离心透平的示意图(A. B. ЛИЕРТБ)

1、2—轮盘 3—进汽管 4、5—透平轴 6、7—叶片

种多级的离心透平。这种透平又称为容克式透平。在本世纪的初叶，在我国的某些电厂中还会使用着这种透平。目前已经很难看到这种结构型式的机组了。当在限定的轮周速度下必须使用很大的热降时，有时也使用多级的向心透平（见图1-3）。不过这时各级的余速很难获得充分的利用。另外，透平的轴向尺寸将明显增大，结构简单的特点亦将消

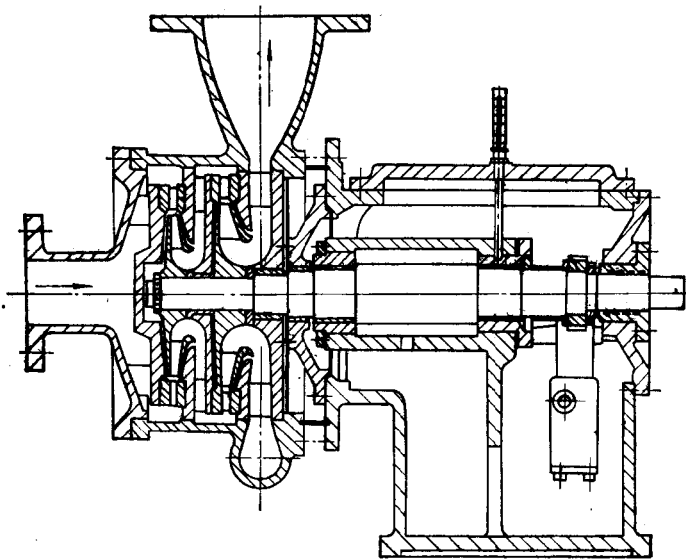


图1-3 美国 Clark 公司的两级透平膨胀机

失。因此,总的来讲,多级向心透平的使用场合目前还是非常有限的。

单级离心透平的效率相当低。此外它的作功能力也比较小。因此只在个别、特殊的情况下,例如在设计工况下透平的速比 $\frac{u_1}{C_0}$ 受到结构因素的限制小于 0.2 的情况下才使用它。在美制麻雀式导弹上就使用了单级离心透平来驱动舵机液压系统的高压油泵。透平的工质为缓燃胶质火药的燃烧产物。此透平所以采用了离心的结构形式,其主要根据就是在特高的热降下很难获得较高的速比。

按照叶轮的结构向心透平可分为纯径向式(图1-4)和径向-轴流式(图1-5)两种。在1939年苏联卡皮查院士成功地为空分设备研制成了一台透平膨胀机。由于此透平采用了纯径流式的结构,所以这种向心透平又常称为卡皮查式向心透平。在国外有的文献中还将它称作悬臂式透平。在纯径向式透平的叶轮上面,叶片只分布在轮盘的径向部分上。

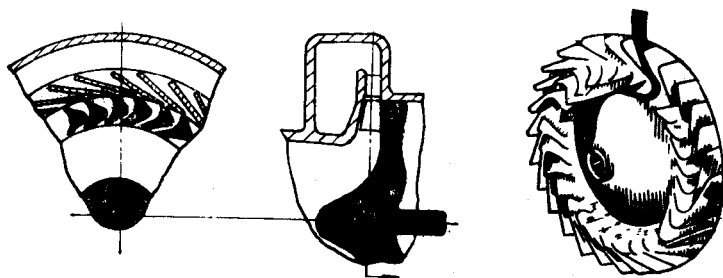


图1-4 纯径向式向心透平工作示意图

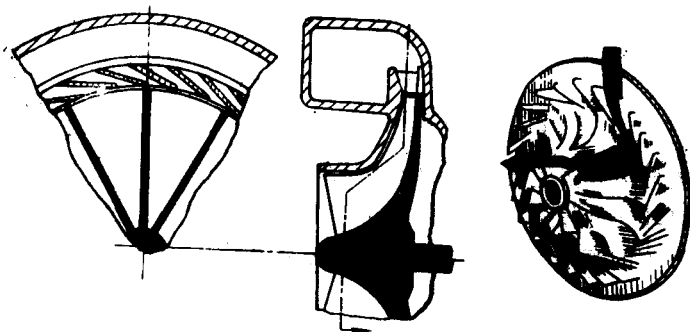


图1-5 径向-轴流式透平工作示意图

气流在离开了叶间流道后才由径向转为轴向。为了消除叶片压力面和吸力面之间的串流,有时在叶片的外侧再装一个轮盖。从强度的观点来看,这种叶轮的受力状态较差,因此不宜采用较高的轮周速度。一般其轮周速度 u_1 多限制在250~300m/s以下。纯径向透平的主要优点是其叶片便于铣制。此外,它的动叶入口几何角的数值可以根据设计的需要自由选取,而不象在径向-轴流式透平中那样一定要等于90°。在压比较高的情况下,有时正是由于去除了 $\beta_{1b}=90^\circ$ 这一设计约束,一些超音速向心透平的设计方案方得以实现。举例来讲,上海机械学院研制的双重工质低比转数向心透平^[6]和704所研制的BLT-300制冷机用氟里昂透平都采用了纯径向式叶轮。透平借此得以在较低的速比下以合理的冲

角工作。

随着工业的发展,在热降方面人们对于向心透平提出了更高的要求,这就要求透平在较高的 u_1 下工作。迅速提高了的轮周速度迫使向心透平叶轮的结构产生相应的变化。当然,高比强度耐热材料的问世和新工艺的出现,也为叶轮周速的增高提供了可能性。继卡皮查透平之后出现的是径向-轴流式透平。目前除了工质压比较高或者叶轮周速受限的情况之外,一般都使用径向-轴流透平了。为了方便起见,下面就将它简称为向心透平。

径向-轴流式透平叶轮的形状和半开式离心压气机叶轮的形状极其相似(见图1-5及1-6)。它的入口截面大多是一个与叶轮轴心线同心的圆柱面。其出口截面一般多与叶轮轴心线垂直。有时它被设计成为一个略向外倾的圆锥面。叶轮上的叶片由进口的径向直叶片和出口的旋转导向叶片组成(见图1-6)。有时将这两部分作成成一个整体。旋转导向

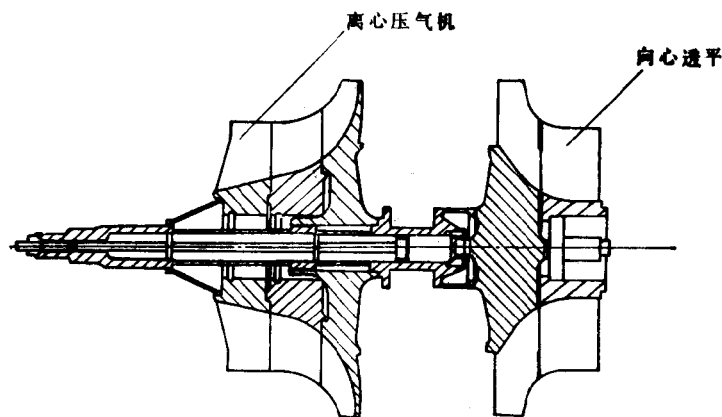


图1-6 KG5 径流式燃气轮机的转子

叶片组成了所谓的导风轮。它的叶片的形状应根据叶轮出口气流流型的需要来设计,以保证轮内气流能以较小的损失按照指定的方向流出叶轮。与此同时,叶间流道的端壁-内外轮廓面迫使气流的流动方向从径向均匀、连续地转为轴向。

在这种结构中叶片以及整个叶轮都具有较好的强度和刚度。因此它可以在相当高的轮周速度下工作。例如,在挪威KONGBERG公司生产的KG5型径流式燃气轮机上,向心透平的周速高达540m/s左右。

当叶轮外径比较小的时候,例如 $D_1 < 160\text{mm}$,经常利用精密铸造的工艺来制造径向-轴流式叶轮。在批量生产的条件下更应采用这种高生产率的工艺。在潍坊柴油机厂、无锡动力机厂等制造小型径流式增压器的工厂中都使用了整铸的叶轮。当叶轮外径较大的时候,由于工艺条件或材料强度的限制,有时很难采用整铸的叶轮。这时导风轮仍用精密铸造的方法制造,向心透平的带径向直叶片的桨轮则自锻坯铣制出来。然后利用花键或端面齿将这两部分拼合在一起,从而组成一只完整的叶轮。

单级向心透平和单级轴流透平相比具有一系列的优点,归纳起来其主要优点为:

当设计得当时,级的余速损失和叶轮中的流动损失都比较小。因此有可能获得较高

的轮周效率。在透平的容积流量较小的情况下这点表现得更加明显。正因为这一点，所有的超低温氦透平和小流量的氢透平都采用了向心的结构；

向心透平对于它的动叶的气动性能要求较低。即使叶片的几何形状制造得不太精确、叶片表面粗糙度较差，透平的效率也不会受到太大的影响。这使我们在制造其叶轮时有可能采用比较简单的、高效率的工艺。此外，在运行中动叶表面积垢也不会引起太大的问题；

向心透平的结构非常简单。特别是当使用了无叶导向器时整个透平只由为数甚少的几种零件组成。当它和离心压气机一起使用时往往可以组成非常紧凑的机组。从图 1-7 可以清楚地看到这一点。

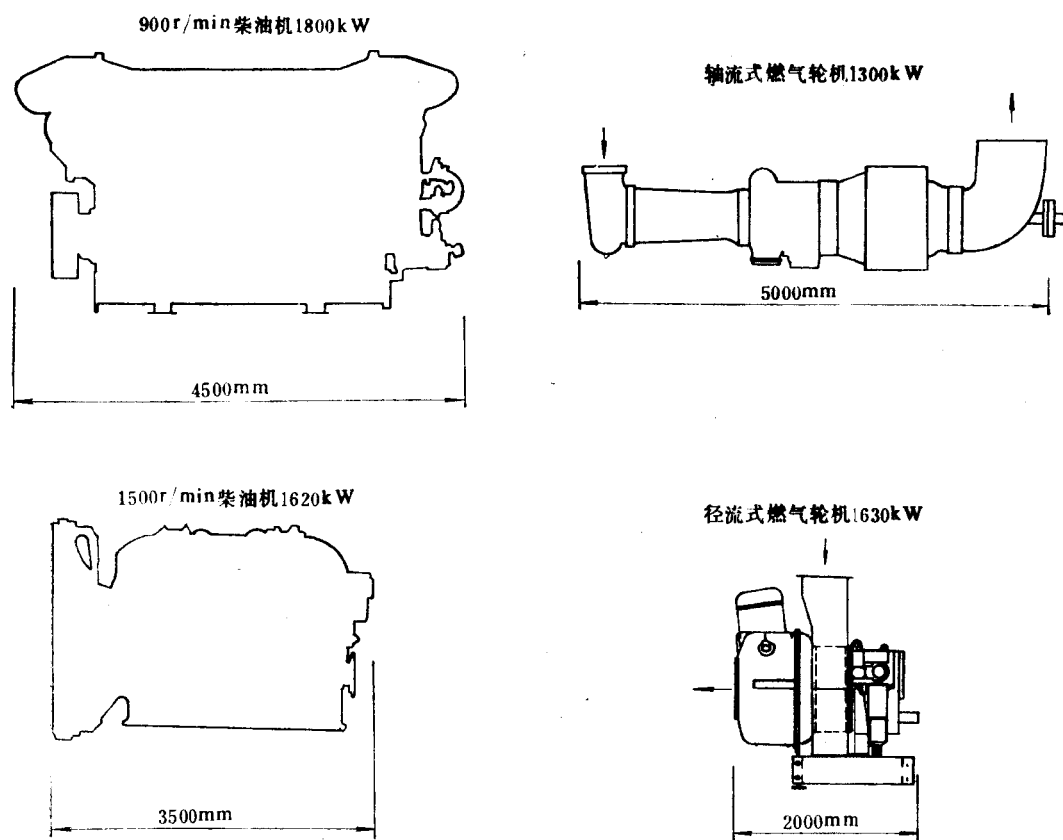


图1-7 几种内燃机尺寸的比较

除此之外，如前所述，在向心透平上较易利用可调的导向叶片来实现透平的流量调节和实现机组的反向运行。也就是说，向心透平具有较宽的运行范围。

当然，向心透平也有一些缺点。例如它的径向尺寸较大。此外它的工作转数很高，特别是在流量较小、热降较大的情况下。当它的负载的转数较低时，在透平的输出端往往需要配置其速比较大的减速器。

目前向心透平的功率在一定的程度上受到一些结构因素的限制。除了在个别的情况

下, 它的功率接近10000kW(例如在KONGBERG公司的KG2上), 一般其功率都在1000kW以下。根据上述情况可知, 目前向心透平主要在功率较小的范围内使用。超过这个范围后, 则应使用单级或多级的轴流透平。

透平的比转数 n_s 可用来判断某一透平在设计时所应采用的结构型式。一般来讲, 当透平的比转数 $n_s \leq 0.13$ 时, 透平应设计成向心的。有关比转数的问题将在§1-6中详细讨论。

§1-2 向心透平的工作过程

当向心透平工作时, 其总温为 T^* 、总压为 p^* 的工质以一定的速度 c_0 流入透平的进气管。气体进入透平后首先在导向装置中膨胀加速。导向装置有两种: 一种是由许多固定叶片组成的喷嘴环, 即径向导向叶栅; 另一种是不带任何叶片的无叶导向器。在无叶导向器中气流根据空气动力学的规律流动。虽然没有叶片, 在它的出口也可得到所需的气流速度与方向。在图1-8上示出的就是一台使用了无叶导向器的纯径向式透平。此透平依序使用缓燃胶质火药的高压燃烧产物与冲压空气为工质。它的用途是驱动导弹的液压系统的高压油泵。

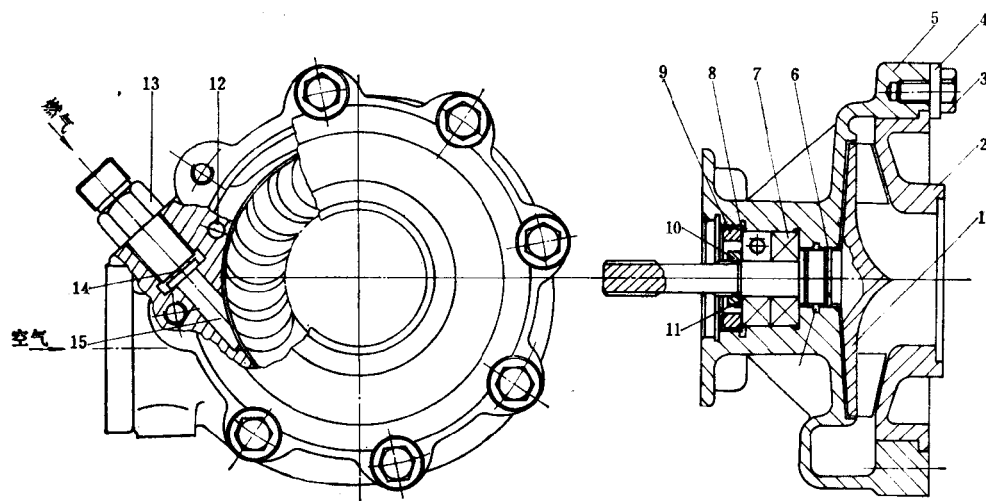


图1-8 双重工质低比转数向心透平⁽⁹⁾

- 1—转子 2—端盖 3—螺栓 4—垫圈 5—定子 6—密封环 7—轴承 8—防松垫圈
9—定位环 10—定位螺帽 11—防松垫圈 12—定位销 13—接头 14—密封垫圈 15—喷嘴

在导向装置的出口气体的速度增大到 c_1 。其压力和温度则分别降低到 p_1 和 T_1 。继之气流以 ω_1 的相对速度流入高速旋转的叶轮(参阅图1-4及1-5)。叶轮的轮周速度为 u_1 。气体在叶轮内继续膨胀并做功。每公斤工质在叶轮中所做的功 H_u 称为轮周功。在叶轮的出口气体的压力降到 p_2 。此处的温度为 T_2 。在叶轮出口的中径 D_2 上气流的相对流速为 w_2 。其绝对速度 c_2 为该点的牵连速度 u_2 与 w_2 的向量和。最后, 工质通过出口扩压器或排气管排入大气或输往后继的工艺管路中。

气体在叶轮进口和出口的流动情况,与轴流透平一样,可用速度三角形来表示(见图1-9)。当透平工作时气流沿角 α_1 所给定的方向流出导向装置并按 β_2 角流出叶轮。至于说在叶轮的入口,气流的流动方向与 u_1 的方向呈 β_1 角。

叶轮叶片与周速 u 的夹角称为叶片的几何角或叶片角并用 β_s 表示。在叶轮的入口叶片角 β_{1s} 和气流角 β_1 的差值被称为叶轮入口冲角 i_1 。

$$i_1 = \beta_{1s} - \beta_1$$

卡皮查式透平的 β_{1s} 可以根据需要在 $30^\circ \sim 120^\circ$ 的范围内选择。在高速的径向-轴流式透平中,为了改善动叶的受力条件,在叶轮的进口截面附近,一般都采用沿径向分布的直叶片。因此,其入口叶片角等于 90° 。该处的冲角相应为 $90^\circ - \beta_1$ 。

在叶轮的出口截面上,一般气流角 β_2 落后于该处的叶片角 β_{2s} $1^\circ \sim 2^\circ$ 。此差值称为滞后角 δ 。

$$\delta = \beta_2 - \beta_{2s}$$

在卡皮查式叶轮上,动叶的出气边一般都处于同一圆柱面上(见图1-4及1-8)。因此出气边各点的叶片角彼此相同。在径向-轴流透平中,在导风轮的出口截面上 u_2 沿径向逐渐增大。出口气流角 β_2 相应沿径向也产生一定的变化。这时,出口截面上的叶片角 β_{2s} 的分布规律应能满足叶轮出口气流流型的要求。

为了简化透平的分析与计算工作,一般在设计的初始阶段和在热力计算中,暂时都将向心透平中的气流看成为轴对称、绝热、无粘性的一元稳定流动。有时还忽略了工质的定压比热 c_p 和比热比 k 随温度变化的情况。一元流动分析的结果将为透平的气动设计以及后继的三元流动分析提供所需的数据与前提。下面我们就按一元流动模型进行讨论。于讨论中取叶轮出口截面的平均半径 D_2 为讨论的对象。

在工作过程中,在导向装置中每公斤工质的等熵功为:

$$H'_{s,01} = I_0^* - I_{1s} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1-1)$$

式中

$$I_0^* = I_0 + \frac{c_0^2}{2} \quad (1-2)$$

I_0 和 I_0^* 分别为向心透平入口的气体的焓和总焓。 I_{1s} 则为在等熵膨胀过程中导向装置出口的气体的焓值(见图1-10)。

叶轮中的气体的等熵膨胀功为:

$$H'_{s,12} = I_{1s} - I_{2s} = \frac{k}{k-1} RT_{1s} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1-3)$$

向心透平整个级的等熵膨胀功于是为:

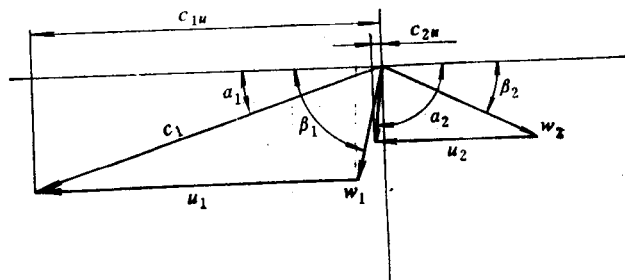


图1-9 向心透平的速度三角形

对滞止焓为 I_1^* 。

$$I_{1,1}^* = I_1 + \frac{w_1^2}{2} \quad (1-6)$$

这时叶轮出口的气体的焓为 I_2 。其总焓为 I_2^* 。

$$I_2^* = I_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (1-7)$$

当考虑了导向装置中的流动损失时，叶轮中的等熵膨胀功变成：

$$H_{r,12} = I_1 - I_2' = -\frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1-8)$$

当不考虑重热现象时可认为：

$$H_{r,12}' = H_{r,12}$$

因此常常近似地认为：

$$H_{r,T} = H_{r,01} + H_{r,12} \quad (1-9)$$

自 $H_{r,T}$ 可以求出向心透平的假想膨胀速度：

$$C_0 = \sqrt{2 H_{r,T}} \quad (1-10)$$

当考虑损失时，向心透平的轮周功 H_u 等于透平入口和叶轮出口的总焓的差值，即

$$H_u = I_0^* - I_2^*$$

在等熵的膨胀过程中导向装置出口的气体理想速度等于多少呢？我们知道

$$I_0^* = I_1^* \quad \text{及} \quad I_{1,r}^* = I_{1,r} + \frac{c_{1,r}^2}{2}$$

故

$$c_{1,r} = \sqrt{2(I_0^* - I_{1,r}^*)}$$

或

$$c_{1,r} = \sqrt{2 H_{r,01}} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1-11)$$

此式也可从柏努利积分

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \text{const}$$

导出。由于存在损失的缘故，在导向装置的出口气流的实际流速 c_1 必然小于上述的理想流速 $c_{1,r}$ 。当按一元流动来计算的时候， c_1 仍用导向装置的速度系数 φ 和 $c_{1,r}$ 求出：

$$c_1 = \varphi c_{1,r} \quad (1-12)$$

式中 $\varphi = \sqrt{1 - \zeta_{1,r}}$ 。

一般，在向心透平的喷嘴环或无叶导向器中， φ 值大约处于 0.95~0.97 的数值范围内。 φ 的具体数值与导向装置的设计方法、制造质量以及 $c_{1,r}$ 的马赫数 $M_{a,1}$ 等因素有关。当导向装置设计或制造得比较粗糙时， φ 的数值可能降低到 0.92~0.95 的水平甚至更低一些。

在第二章中将会看到，导向装置的速度系数 φ 和透平的轮周效率 η_u 有着密切的关系。 φ 值对于轮周效率 η_u 的影响比叶轮流道中的速度系数 ψ 的影响大得多。在一般的情况下， φ 值每减小 1%，透平的效率 η_u 大约下降 1.0%~1.2%。因此，在设计向心透平时，对

于导向装置的设计与试验工作应给予充分的注意。

根据热力学的知识可以很快地求出导向装置出口, 即叶轮入口的气体的温度 T_1 及 $T_{1'}$ 。在忽略热量交换的情况下:

$$T_1^* = T_0^*$$

这时导向装置中的等熵温降 $\Delta T_{r,01}$ 和实际温降 ΔT_{01} 分别为:

$$\Delta T_{r,01} = \frac{H_{r,01}}{c_p} = \frac{H_{r,01}}{\frac{k}{k-1} R} \quad (1-13)$$

$$\Delta T_{01} = \frac{H_{r,01}}{\frac{k}{k-1} R} \varphi^2 = \frac{c_1^2}{2c_p} = \varphi^2 \Delta T_{r,01} \quad (1-14)$$

因此

$$T_{1'} = T_0^* - \Delta T_{r,01} \quad (1-15)$$

$$T_1 = T_0^* - \Delta T_{01} \quad (1-16)$$

如欲得到更精确地的焓降或温降, 其数值可从工质的热力性质表或焓-焐图中查得。

此外, 不难求出动叶滞止点的总温 T_{w1}^* 和相应的总压 p_{w1}^* 。 T_{w1}^* 可以根据 w_1 计算出来, 即

$$T_{w1}^* = \frac{I_{w1}^*}{c_p} = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p} = T_1 + \frac{w_1^2}{2R \frac{k}{k-1}} \quad (1-17)$$

$$p_{w1}^* = p_1 \left(\frac{T_{w1}^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1-18)$$

求出叶轮入口的气流参数之后, 就可以计算出叶轮出口的理论相对速度 w_{2r} 。在轴流透平中 w_{2r} 的计算式可从下列关系式导出:

$$I_{w1}^* = I_{w2}^* \quad (1-19)$$

或

$$I_1 + \frac{w_1^2}{2} = I_{2'} + \frac{w_{2r}^2}{2}$$

即

$$w_{2r} = \sqrt{2(I_{w1}^* - I_{2'})} = \sqrt{2(I_1 - I_{2'}) + w_1^2} \quad (1-20)$$

这时认为 $u_1 \approx u_2$, 其差值可忽略不计。在向心透平中情况就两样了。这时 u_1 远大于 u_2 , 气流在叶轮的离心力场中流动和膨胀。气流在流动的过程中, 为了克服离心力, 需要消耗一定的能量 $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$ 。这部分能量将直接地转换成透平的机械功。因此在叶轮中

可用于气体膨胀的焓降将不再是 $(I_{w1}^* - I_{2'})$, 而是它和 $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$ 的差值。这样一来, 在叶轮的出口截面上理论速度 w_{2r} 为:

$$w_{2r} = \sqrt{2(I_{w1}^* - I_{2'}) - (u_1^2 - u_2^2)}$$

或

$$w_{2r} = \sqrt{2H_{r,12} + w_1^2 - (u_1^2 - u_2^2)} \quad (1-21)$$

在相对运动中, 柏努利积分可写成下式:

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = I_w^* - \frac{u^2}{2} = h = \text{const} \quad (1-22)$$

式中 I_w^* 为相对运动中气流的总焓，即相对滞止焓。相对滞止焓和当地的 $\frac{u^2}{2}$ 的差值就是广义焓或转焓，即

$$h = I_w^* - \frac{u^2}{2}$$

实际上式 (1-20) 及 (1-21) 都是从式 (1-22) 推导出来的。

如同在导向装置中一样，在叶轮流道内也存在着能量损失的现象。因此，叶轮出口的实际流速 w_2 小于 w_{2u} 。在一元分析中， w_2 可利用叶轮的速度系数 ψ 和 w_{2u} 求出：

$$w_2 = \psi w_{2u} \quad (1-23)$$

或

$$w_2 = \psi \sqrt{2H_{s,12} + w_1^2 - (u_1^2 - u_2^2)} \quad (1-24)$$

ψ 值则可按照在实验中获得叶轮中的能量损失系数 ζ_2 计算出来，即

$$\psi = \sqrt{1 - \zeta_2} \quad (1-25)$$

在现有的向心透平中，一般 $\psi = 0.75 \sim 0.85$ 。 ψ 值对于轮周效率的影响比较小。在一般的情况下 ψ 的绝对值每降低 1%， η_u 仅下降 0.2% 左右。由此可知，若与 φ 、 $\frac{u_1}{C_0}$ 、

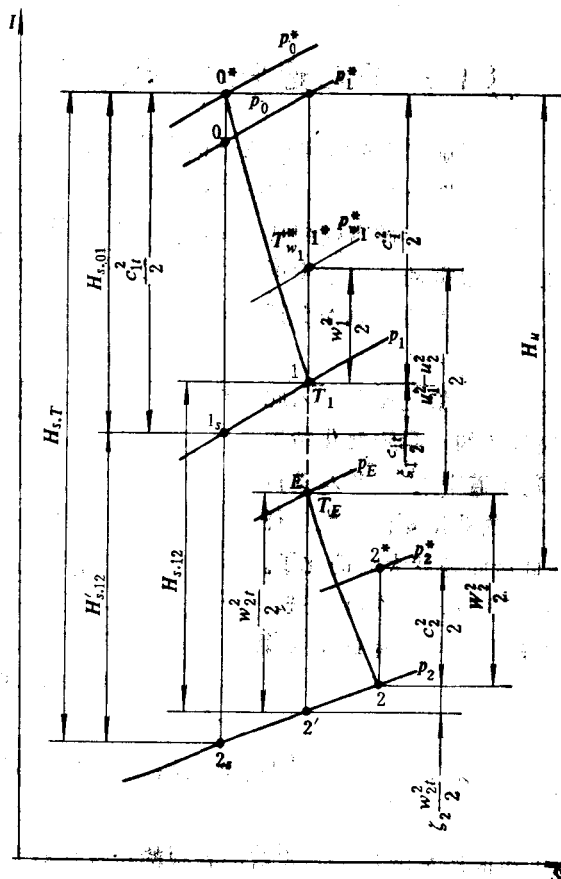


图1-11 向心透平工作过程在 $I-S$ 图上的一种表示方法

ρ 等参数相比, 速度系数 ψ 是一个对于轮周效率 η , 影响较小的次要参数。

从式 (1-24) 可以看到, 叶轮中的离心力场对于叶轮出口的 w_2 的数值具有明显的作用。因为在向心透平中 u_1^2 甚大于 u_2^2 , 在叶轮进出口气流参数相同的条件下, 向心透平的 w_2 将比轴流透平的小得多。反之, 在离心透平中叶轮进口的 u_1 小于其出口截面上的周速 u_2 。这时叶轮中的离心力场就象在离心压气机中一样将对工质做功。

由于在向心透平中 w_2 一般较小, 不但透平出口的余速损失相应下降, 并且在整个叶轮流道中的平均流速也比较低。又知, 流道中的流动损失通常可认为与流速的平方成正比。因此, 就不难理解为什么在向心透平叶轮中的流动损失较低, 以及为什么轮周效率 η_r 对于 ψ 不太“敏感”。

至此, 我们对于工质在向心透平内部流动的情况有了一个大致的了解。为了能够清晰地显示出向心透平叶轮中离心力场的作用, 可将原来在图 1-10 上表示出来的工作过程换用图 1-11 上的表示方式来显示。

显然, 此图中的 E 点完全是为了阐明惯性力的作用而虚构出来的。实际上, 在透平中并不存在这一状态。与 E 点对应的状态参数可认为:

$$T_E = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p} - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2c_p} \quad \text{及} \quad p_E = p_1 \left(\frac{T_E}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

§ 1-3 向心透平的力矩、功与功率

利用动量矩方程式不难求出单级向心透平的力矩 M_T 。为此在叶轮的进、出口截取两个截面 1-1 及 2-2 (见图 1-12)。假设在 dt 秒之后原来处于 1、2 截面之间的气流运动到新的位置上, 即从 1、2 截面移动到 1' 及 2' 截面之间的位置上。在此过程中气体的动量矩发生了变化。根据动量矩定律可知, 叶轮作用于这块气体上的力矩等于其动量矩的变化率。

由于认为气流是一元稳定流动, 因此在分析所讨论这块气体的动量矩变化情况时, 可以认为在叶轮流道中处于 1' 及 2' 截面之间的这部分气流的动量矩没有发生任何变化。经这样处理后问题就大大简化了。这时的任务就变成了设法求出在叶轮进、出口上打上断面线的那两块气体的动量矩的差值,

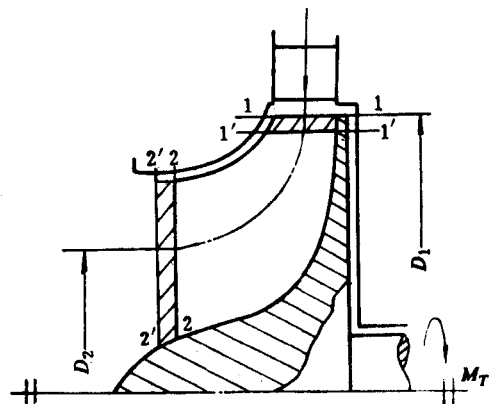


图 1-12 向心透平的力矩

$$M_2 - M_1 = \frac{dM}{dt} (c_2 \cos \alpha_2 R_2 - c_1 \cos \alpha_1 R_1) \quad (1-26)$$

式中 $\frac{dM}{dt}$ 为工质的质量流量。公式右部各项的符号应根据向量 $\vec{c}_1$ 及 $\vec{c}_2$ 的方向确定。

叶轮作用于轮内气体的力矩为 $M_2 - M_1$ 。反之, 气体作用于叶轮上的力矩为 $M_1 -$

M_2 。向心透平的力矩 M 的计算式为:

$$M_1 - M_2 = \frac{dm}{dt} (R_1 c_1 \cos \alpha_1 - R_2 c_2 \cos \alpha_2)$$

单位质量流量的工质所产生的力矩为:

$$M = R_1 c_1 \cos \alpha_1 - R_2 c_2 \cos \alpha_2 \quad (1-27)$$

叶轮通过轴输出的力矩 M_T 要比 M 小 M_f :

$$M_T = M - M_f$$

式中 M_f 为折算到单位质量工质上的轮盘摩擦力矩。

将式 (1-27) 的各项均乘上工质的质量流量 G 和叶轮的角速度 ω , 即可得到向心透平级功率的计算式:

$$N = GM\omega = G(c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2) \quad (1-28)$$

设

$$H_u = c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2 \quad (1-29)$$

又知

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 \quad \text{及} \quad c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 \quad (1-30)$$

故

$$H_u = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} \quad (1-31)$$

于是

$$N = GH_u / 1000 \quad \text{kW} \quad (1-32)$$

此处需要指出的是, 在式 (1-32) 中没有考虑漏气损失、轮盘摩擦鼓风损失和机械损失。式中的 H_u 是每公斤工质在向心透平的叶轮中所作的轮周功。通过轮轴输出的功将小于 H_u 。 H_u 的计算式还可从动量方程直接推导出来。

在计算中当 c_{1u} 或 c_{2u} 的方向与 u 的方向相同时, 其值为正的。

从图 1-9 中的速度三角形上可以看到:

$$2u_1 c_{1u} = c_1^2 + u_1^2 - w_1^2 \quad (1-33)$$

$$2u_2 c_{2u} = c_2^2 + u_2^2 + w_2^2 \quad (1-34)$$

将这两式代入式 (1-31) 可得:

$$H_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (1-35)$$

将上式和经常用来计算轴流透平轮周功的公式相比较, 就可以看到, 在式 (1-35) 中多了一项 $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$ 。从物理意义来讲, 这一项表示气流在旋转叶轮的离心力场内为了克服离心力每公斤工质所作的功。这时坐标系取为相对坐标系。当选取了绝对坐标系的时候, 这部分功可视为二分之一的哥氏力所作的轮周功。当向心透平所有的参数都选择得相当合理时, $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$ 这一项的数值相当大, 可以达到透平等熵功的 30%~40%。因此, 如能充分发挥向心透平的这个特点, 则可设计出具有高压比和大焓降的透平。目前单级向心透平的焓降已超过 300kJ。其压比可达 3.8~4。在低温的膨胀机上级的压比已达到 10~12。

此处顺便指出, 在向心透平中 $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$ 这一部分功是无损失直接地转变过来的。

这也可以用来解释为什么向心透平有可能获得较高的轮周效率。后面将会看到, 在向心透平的结构与设计理论上有许多和轴流透平不同的地方。这些差异其实都是由 $u_1 \neq u_2$ 引起的。