

国外化工用透平压缩机 发展概况

第二分册 设计与计算

上海科学技术情报研究所

国外化工用透平压缩机发展概况

第二分册 设计与计算

•
上海科学技术出版社研究所出版

本书由上海发行所发行

上海商务印刷厂印刷

•
开本: 787×1092 1/16 印张: 3 字数: 77,000

1975年8月第1版 1975年8月第1次印刷

印数: 1—4,500

代号: 151634·251 定价: 0.40 元

(只限国内发行)

毛主席语录

深挖洞, 广积粮, 不称霸。

中国人民有志气, 有能力, 一定要在不远的将来, 赶上和超过世界先进水平。

洋为中用。

坚持政治挂帅, 加强党的领导, 大搞群众运动, 实行两参一改三结合, 大搞技术革新和技术革命。

前 言

在毛主席革命路线指引下，举国上下，各条战线都出现了欣欣向荣的跃进景象。化学工业战线亦不例外。

化学工业战线的广大工人、干部和科技人员，在批林批孔运动推动下，以及在大干快上的革命精神鼓舞下，在研制和掌握新工艺、新技术、新设备、新材料方面取得了不少进展，符合我国特点的社会主义化学工业体系正在充实和完善，具有先进水平的化工企业和设备正在建设和投产。我们一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

透平压缩机是化工的关键设备之一，它和往复式压缩机相比，具有速度高、尺寸小、调节性能好、占地少、投资省、操作费用低、维修简便、运转平稳等优点，即使效率也有可能超过往复式压缩机。因此，近二十年来，各国都相竞把透平压缩机的应用领域扩展到化工各个部门，用于压缩各种不同的气体。随着化工设备的大容量化，透平压缩机的终压已经发展到了目前往复式压缩机所能达到的水平，且在低压缩比下越来越多地采用轴流式压缩机。显然，透平压缩机有着十分宽广的发展前途。

在我国化工行业，也十分注意采用透平压缩机，研制、生产和使用透平压缩机的单位越来越多。为了配合这方面的需要，我们会同上海机电一局情报站、上海鼓风机厂、上海压缩机厂、上海第一机械厂、上海汽轮机厂、上海化工机修总厂、大隆机器厂、上海化工学院、上海机械学院、上海交通大学、上海化工研究院等单位，收集、翻译、编写了《国外化工用透平压缩机发展概况》一书。本书共分四个分册：第一分册——综述；第二分册——设计与计算；第三分册——结构与试验；第四分册——制造、运行与维护。在工作过程中，我们还得到了全国压缩机行业华东地区情报网、南京压缩机厂、南京化工学院、通用机械研究所等单位的支持，表示感谢。

由于时间仓促，水平有限，缺点错误恐难避免，希望读者批评指正。

上海科学技术情报研究所

一九七五年二月

目 录

前言

第一章 概述	(1)
一、设计要求	(1)
二、设计范围	(1)
三、关键问题	(1)
四、设计特点	(1)

参考文献

第二章 气体动力学设计与计算的进展	(7)
一、通流分析方法	(7)
二、旋转失速分析方法	(9)
三、冲波流动计算方法	(15)
四、气体动力学损失分析模型	(16)
五、节流特性确定方法	(17)
六、进口速度比选择方法	(18)
七、机级选择方法	(19)
八、流动测量仪表进展	(23)
九、相似力学应用方法	(25)
十、试验数据合理性标准	(28)

参考文献

第三章 结构设计与计算的进展	(32)
一、机壳	(32)
二、工作叶轮	(32)
三、轴承	(40)
四、扩压器	(41)
五、密封	(43)

参考文献

第一章 概述

随着化学工业的发展,透平压缩机获得了越来越广泛的应用。与此同时,对透平压缩机的要求也越来越高,这一点也表现在透平压缩机的设计和计算上。

一、设计要求

透平压缩机是一种关键化工设备,为此在设计时必须考虑到下列要求^[1]:

第一 连续运转的可靠性。近来,透平压缩机的运转可靠性在不断提高,一般已不必象往复式压缩机那样需要备用机械。连续运转时间,一般为一年,有时要求有2~3年的。

第二 产品与设备费用的比例。随着化工设备的大型化和高压化,压缩机所占的设备费用的比例不断减小。这就是说,相应的运转费用在产品成本中所占的比例增加,因而在设计中应与原动机一起考虑其运转效率。

第三 安装面积与厂房要尽可能小。在这方面,最近出现了只有屋顶的厂房,或者干脆露天安装。

第四 产品与动力费用的比例。这种比例越大,就越要注意运转效率。务必选择合适的原动机容量和种类,使动力费用达到最小,以提高运转效率。

第五 运转、保养与备品。在设计时,应要求尽量减少运转人员的费用和保养所需的备品。

二、设计范围

根据目前的状况,离心式压缩机的大致

范围如下:进气流量为80~6,000标米³/分钟,排气流量为2.0~6.3米³/分钟(最低值),排气压力为150~3,200公斤/厘米²(最高值),单缸叶轮级数为8~12级,单缸多能量头为42,900公斤米/公斤,单缸压差为100公斤/厘米²(最高值),后向叶轮周速为300~340米/秒(最高值),单级径向叶轮周速为450米/秒(最高值),单缸压缩比为12~20,后向叶轮的单级压缩比最高为2,径向叶轮的单级压缩比为5或5以上,单缸多方效率为80~84%,主轴转速最高为25,000转/分,所需动力为40,000瓩,增速齿轮周速为120~150米/秒。

轴流式压缩机的大致范围如下:进气流量为300~25,000标米³/分,排气压力为3~40公斤/厘米²,单缸叶轮级数最多为20级,单级压缩比达1.36,单缸压缩比为5~14,叶尖周速一般不到300米/秒,个别可达400米/秒,单缸多方效率为90%左右,主轴转速为3,000~10,000转/分,所需动力最大为80,000瓩^[2]。

三、关键问题

在设计透平压缩机时,首先要弄清工作介质问题,比如说介质的种类与成分、分子量、比热、压缩系数等。掌握工作介质的气体状态值是个重要关键问题。对于碳氢气体,其分子量、比热和压缩系数随吸入与排出条件而变,有时甚至出现凝结现象,因而要求尽可能详尽地给出工艺气体的成分。

第二个关键问题是性能,应明确工况点和工况范围、风量、吸入和排出条件(如压力、温度和湿度等)、大气压等。以上述条件考虑

工况点在喘振点以内,来选择其设计点,并指出常期工况点,这对提高运转效率十分重要。同时,以流程的压力变化考虑耐压问题,要求制造单位给出性能曲线和喘振点。

第三个关键问题是原动机。这里包括原动机的种类,如电动机、蒸汽轮机还是燃气轮机或气体膨胀机,它们的型式、电源、频率、进口条件、抽气条件、排气条件、大气压、湿度、燃料气体等。此外还包括供给范围。冷却水也是个重要问题。

第四个关键问题是维护控制装置。为保证流程中的压缩机正常运转,应有必要的控制装置如风压风量控制装置及防喘振装置。为使压缩机能安全运转,还应有少量必要的维护装置。对于高压压缩机,尤其要选用可靠的仪器仪表。

为了解决好这些关键问题,国外都制订有一些规范和标准,如日本有高压气体管理法、压力容器安全规则、石油学会规范等,美国有 API617 普通炼油厂用离心压缩机、API612 及 611 等。而日本的规范和标准,大体是以美国的有关规定作为基础的^[3,4,5]。

四、设计特点

1. 动力学设计特点

化工用透平压缩机,由于介质气体的平均分子量小(约 4~17),有时带有腐蚀性,压力在 15~350 公斤/厘米²之间,并要求长期连续运转,工作范围宽广而且稳定;没有特殊的流体力学问题。周速马赫数也在 0.5 以下。与马赫数有关的叶轮效率和平均叶轮宽度的关系,可以下式表达:

$$M_n = U_2/a = U_2/g \cdot K \cdot Z \cdot R \cdot T,$$

式中 M_n ——周速马赫数,

a ——气体的音速,

g ——重力加速度,

K ——气体绝热指数,

R ——气体常数,

Z ——气体压缩系数

U_2 ——叶轮周速,

T ——气体绝对温度

叶轮的工作范围,由于马赫数小,在压力——风量曲线上对同一压力可在 60~120% 风量内使用。对于石油精炼等用的循环气体压缩机,工况点多,所使用的压力风量范围也可以满足需要,但务必在选定设计点时进行充分考虑。

叶轮直径从用无因次量表示的流量系数 φ 求出。流量系数由下式给出:

$$\varphi = 4V_2/\pi D_2^2 \cdot U_2,$$

式中 φ ——流量系数,

V_2 ——叶轮出口容积流量,

D_2 ——叶轮外径,

U_2 ——叶轮周速,

由于高压离心压缩机的进口容积流量不大,可几乎不用流量系数大的叶轮,而采用流量系数小的窄叶片叶轮。

离心式叶轮的流量系数 φ ,一般取 0.16~0.007,对高压有时取 0.013~0.007。

总的来说,对于离心压缩机的设计,通常采用提高流量系数的方法,可获得较高效率。当压头给定时,设计时应采用较高的转速和较小的叶轮直径。

对于轴流式压缩机的设计,通过改善叶片间的气流状态,改进气体动力学性能,使之增加叶片的负荷,从而提高每一级叶轮的能头,且不会降低效率,这样可减少级数,缩小体积,提高效率。

2. 结构设计特点

在结构设计方面,离心式压缩机不同于轴流式和轴流离心复合式。

离心式压缩机的结构,可分为水平剖分型和垂直剖分型两种。如气体没有腐蚀性、毒性和爆炸危险,高压机壳采用水平剖分型;而石油精炼、化学合成工业用气体,其主要成分是氢,在高压时可选用垂直剖分型即筒型,以防气体泄漏。机壳的材质可用锻钢,强度

已高达 350 公斤/厘米²。

高压离心压缩机的叶轮, 由于容积流量小, 其通道较窄, 叶轮一般为后弯铣制的。如系焊接叶轮, 则选用铬钼钢, 焊后需经热处理, 以消除内应力。目前的趋势是通道采用电蚀加工或电火花加工的整体叶轮。轴的设计, 应着重注意临界转数和防振措施。

离心压缩机的扩压器, 为便于组装到机壳内, 由扩压器外壳、隔板及各级拉别令密封构成, 具有水平剖分面, 以便组装转子。特别要注意到热膨胀, 各部件应留有间隙。除特殊气体外, 一般采用铸铁或铸钢板。

在轴承方面, 高低压的差别不多, 有圆型、椭圆型、楔形等数种。不论形式如何, 均须适用于轻负荷、高转速。由于临界转速的关系, 在设计轴承时务必防止油膜振荡和自激振动。为尽量减小转子本身的轴向推力, 应在转子上安设平衡盘。

在轴封装置设计方面, 随着离心压缩机风量、压力的增大, 以及轴承部的圆周速度变大, 一般采用油膜轴封结构。油膜轴封有多种型式, 可根据气体性质、压力大小、可靠性、经济性、维护难易来选择最合适的方案。如高压离心压缩机的油膜轴封, 就有单环和多环轴封两种, 而前者是最近几年才发展起来的, 压力可达 350 公斤/厘米²。

轴流式压缩机中, 目前引人注目的是静叶可调式, 而静叶可调式又分单层缸体和双层缸体两种。单层缸体时, 轴向尺寸较长, 但径向尺寸比双层缸体小。双层缸体时, 轴向尺寸较短, 但径向尺寸较大, 且不易受热变形。静叶可调结构, 保证轴流压缩机在部分负荷时运转具有较高的经济性。设计时, 为考虑到叶片的腐蚀与污物的影响, 叶片材料的允许应力要比设计的计算应力大四倍。此外对叶片还要进行振动的疲劳试验, 测定其静态和动态时的叶片频率。至于轴承、轴封、平衡盘等, 和离心压缩机设计时相差不大。

对于轴流——离心复合式压缩机的设

计, 其轴流段与静叶可调式轴流压缩机相同, 而离心段与等温型离心式压缩机相同, 因此它的设计概念为: 轴流段和离心段, 当同轴、同转速时, 且使轴流段的第一级直径与离心段的第一级直径相等, 此时轴流段与离心段的马赫数相等, 那么轴流段的进气量要设计得比离心段大一倍, 也就是说, 使轴流段的排气量和离心段的进气量相等。

下面以瑞士 BST 机械公司为例, 说明透平压缩机的设计特点^[8]。

3. 瑞士 BST 机械公司离心式压缩机设计特点

BST 公司生产的离心式压缩机, 用于压缩和循环各种气体如空气, 裂解气, 碳氢混合气、氧气、氮气、亚硝酸气、二氧化碳和制冷等。进口流量为 3,000~250,000 米³/小时, 排气压力最高达 500 表压。

该公司在设计离心压缩机时, 首先考虑到下列几点, 即气体种类、流量大小、压力大小、压比高低、程序条件等。为节省功率, 气体必须经冷却后再进入下一级。而程序条件是指多级压缩机中的气体, 每经一级压缩, 温度将随之升高, 气体膨胀, 效率就下降。另外根据工艺要求, 有的还要作中间补气或抽气。如果综合上述种种条件, 将有好多种产品, 给制造带来很大麻烦, 而且是不经济的, 因而该公司采用的是标准化、系列化的组合式设计。

关于流量大小问题, 根据公式

$$D = \sqrt{\frac{V_1}{\phi U}},$$

$$U = \frac{\pi D n}{60},$$

式中 ϕ ——流量系数, 对离心式为 b (叶轮宽度)/ D , 对轴流式为 h (叶片高度)/ D ;

U ——叶轮圆周线速度(米/秒);

V_1 ——进口流量(米³/分或米³/小时);

D ——叶轮外径(毫米)。

为使压缩机设计标准化、系列化,为使机壳等具有通用性,根据上式可见,要使 D 不变,则在同一尺寸下改变 φ 、 U ,可得到不同的 V_1 值。如 D 为 800 毫米, V_1 约为 2~20 米³/秒,可知适用范围较广。在 D 确定的情况下,要获得不同的 V_1 值,主要是改变 U 或 φ ,即改变转速 n 或叶轮宽度 b 。

试验表明, φ 在 0.02~0.12 间时,可获得较高效率, η 约为 0.85~1.00,如超过此范围就变得不经济。对于大流量,要求用宽叶轮, φ 宜在 0.08~0.12 之间;对于小流量,要求用窄叶轮, φ 宜在 0.02~0.05 之间。

该公司对叶轮也采取标准设计,同样直径的叶轮具有四种不同的出口角度。直径一定时,可通过改变 φ ,获得不同的流量,但当 φ 超过范围,就得改变直径。由于窄叶轮的 φ 曲线较陡,效率较低,最好采用宽叶轮。窄叶轮适用于高压。目前,该公司离心压缩机的叶轮,有好几种标准基型,每种基型有四种不同的叶片宽度,其流量各相差 10%。在改变叶片宽度的基础上,每种基型还可改变叶轮直径,其直径公比为 1.12%。

关于压力大小问题,对 R、RZ、RS 系列的机壳设计,采用三种不同的压力级作为标准设计,即压力小于 12 公斤/厘米² 的采用铸铁,压力大于 12、小于 40 公斤/厘米² 的采用球墨铸铁,压力在 40~70 公斤/厘米² 间的采用铸钢。每级机壳均按最大值来设计。对于筒形 RB 系列机壳,以下列三种压力等级来设计,即低于 100 公斤/厘米²、100~250 公斤/厘米² 之间、250~400 公斤/厘米² 或以上。

关于压比问题,对于化工用透平压缩机,根据工艺要求有低压和高压两种,离心式压缩机的每级压比可达 1.25。如要求有更大的压比,就要采用多级式。公式如下:

$$\text{级数 } Z = \frac{RT_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{XU^2}$$

式中 μ ——压力系数,

U ——圆周线速度,米³/秒

n ——多变指数

R ——气体常数=83.5/克分子当量

T_1 ——进气温度。

离心式压缩机的压力系数均相同, $\mu = 0.45 \sim 0.48$,视叶片角度、几何尺寸而定。压力系数可以定得更高,但压力系数一提高,喘振线就下移,设计点就更靠近喘振点。因而要增加压力系数,势必牺牲较大的使用范围。不同的气体有不同的 RT_1 。 RT_1 小,级数 Z 就可少一些。 U 值大,叶轮直径 D 就要小,机器尺寸可小一些,经济上也会便宜一些,但 U 受材质的限制。

由于受第二临界速度的限制,不能在轴上装配过多的叶轮。如采用 10 级,设计转速和第二临界转速点太靠近,很危险,该公司一般将其限制在 8 级以下,对于窄叶轮可多达 12 级。目前的标准设计,采用 2~8 级,共有七种不同级数的标准设计。如设计要求有更多级数时,可采取几个缸串联的办法。如压力不够,可在出口处装置增压器。

关于程序条件问题,如 R 型系列,不带中间冷却,而 RZ 及 RS 系列均带中间外冷却。对于机壳,除根据上述三种压力级设计外,还根据中间有几级要求中间冷却,以及气体有否要求中间抽气或补气。

在压缩脏气体如一氧化碳时,因气体含有杂质,容易引起堵塞,会降低效率,故需安设冲洗装置。在硝酸厂用压缩机中,为防止堵塞引起爆炸,专门设计有冲洗用喷嘴,根据不同要求在每个叶轮进口处安上若干组。喷嘴的水压稍高于每级进口气体的压力(约 0.5 公斤/厘米²),因而每级叶轮上喷嘴的水压力是不同的,流量的压力可自动调节控制。一般八小时冲洗一次,一日三次。如果气体很脏,冲洗间隔可以缩短,甚至可以连续不断。为使冲洗时不停气,要安有气水分离器。

该公司的叶片线型,有圆弧加直线的,还有带扭曲形的,这是根据三元流动理论设计的,进口扭曲规律为等环量。此种扭曲线型比普通的二元流动设计的效率高3~4%。叶轮的标准化设计有三种基本型式,即XC12型叶轮(出口角为 60° ,设计 V 为最高值,宽叶轮)、C10型叶轮(出口角为 $60\sim 75^\circ$,这种叶片适用于窄叶轮)、D8型叶轮(出口角为 75°)。如果 $\varphi=0.09\sim 0.12$,采用XC12型叶轮;如 $\varphi=0.06\sim 0.09$,则采用D8型叶轮; $\varphi=0.02\sim 0.05$ 时,则采用C10型叶轮。叶轮设计转速的确定,根据超速试验点再加5%的余量。叶轮的设计应力,应取在材料弹性变形段。在超速试验过程中,只允许有弹性变形,而不允许有塑性变形,一般超速试验时间不超过4分钟。

该公司生产的离心式压缩机,每台都有一张特性曲线图;而每台不同型号的压缩机,都有一张与其相对应的不尽相同的特性曲线。经验表明,用计算方法得到的特性曲线并不准确,而用实验方法得到的特性曲线比较准确。

实验表明,离心压缩机的特性曲线与轴流式的相差很大,前者比较平坦。因此,当离心压缩机流量变化15%时,压比才变化2%;而对轴流式压缩机来说,流量改变5%,压比就变化20%。反过来说,当压缩机出口压力变动2%时,离心压缩机可供的流量为轴流式的三倍。有些工业部门如天然气管道输送和高炉鼓风机等,要求供气压力保持基本不变,而供气量要求能在较大范围内变化,此时,离心式压缩机就大大优于轴流式压缩机,稳定工作范围要大一倍,而且在进口处装上可调静叶后,稳定工作范围更扩大了,即使在变工况时效率仍较高。

4. 瑞士BST机械公司轴流式压缩机设计特点

BST公司早在1932年就开始生产轴流式压缩机,迄今已生产了九百台,其中AV系

列占70%,A系列占30%。AV系列是静叶全部可调的,而A系列是静叶不可调的,其余均和AV系统一样。在级数方面分十二级和十八级两种,工作范围均是压缩空气或其他气体,压比为5~8(单缸),排气压力为7~12表压,进口流量约50,000~1,000,000米³/小时。这种设备除广泛用于钢铁工业作为高炉鼓风机外,在石油化工中用作空气或气体压缩机,在炼油厂用于催化裂化过程,在大型天然气厂用作天然气输送和制冷压缩机,在空气分离厂也大量使用着。

A系列和AV系列都有12和18级两种设计,其效率达到90.6%。效率高的原因,主要是采用了经过大量试验的高效叶型,另一方面就是根据压缩机的工作性能范围和结构型式进行标准化系列化设计,一些主要零部件如转子、气缸、叶片、轴承、密封等都是标准化的。

设计时,首先要确定直径 D 和级数 Z ,直径 D 可由流量的大小来定,级数 Z 则视压缩机的进口参数和压比大小来定。为此,就要先确定圆周速度 u ,该值较高,才有可能获得较小的转子直径和较少的级数。可是,增加圆周速度要受到材料和马赫数 M 的限制。对工业用的亚音速压缩机,马赫数不应超过0.93,否则流阻损失增加太快。最大工作转速时的圆周速度,还得比额定工况的大15%;而在超速试验时,还要比额定工况时的圆周速度大25%。

设计轴流式压缩机时,除了确定圆周速度之外,还要确定压力系数、流量系数、反作用度等主要参数。据介绍,压力系数 μ 为0.35,流量系数 φ 决定于压缩机通流部分的形状。在确定流量系数时,还要考虑到多变效率的大小。为了与静叶全部可调的方案相配合,采用了小反作用度的级,为0.55。

静叶片的调节,分等角度调节和不等角度调节两种。等角度调节时,静叶片支杆与滑块之间的曲柄长度均相等;而不等角度调

节时, 通过改变曲柄的长度来达到。当要求第一级的调节角度大, 而逐级到末级调节的角度逐渐小时, 则从第一级到末级, 曲柄的长度逐渐增加即可。反之亦然。关于中间缸体, 沿轴线方向可以设计成阶梯形的二三段或多段。静叶片支杆, 通过轴承被支承在内缸上。叶片支杆上的轴承, 是用无需润滑的材料 DU (一种在烧结的青铜薄层中含有四氟乙烯和在钢的表面上涂以铅的混合物) 制成的。为防止静叶支杆与内缸体处气体的泄漏, 或有污物进入, 在叶片支杆根部安有密封圈, 其材料为称作维尔通的聚四氟乙烯橡胶, 能耐 250°C 的高温, 寿命约十年。

该公司 AV 系列轴流压缩机的静叶全部可调范围为 $\pm 40^\circ$, 流量变化范围为设计流量的 80~140%, 变化幅度为 60%。

5. 瑞士 BST 机械公司等温压缩机设计特点

该公司生产三个系列的等温压缩机, 即 RZI 系列、RI 系列、ARI 系列。

RZI 系列的压比为 5~12, 输入气量为 3,500~30,000 米³/时, 为 6~7 级的离心式压缩机, 结构紧凑, 外壳为水平剖分式, 采用径向管或轴向入口, 以便达到较高的效率。在第二、四级之后, 各装有一个外装的侧面中间冷却器, 并附有水分离器。采用可变的入口导向叶片, 以提高分载性能。

RI 系列的压比为 5~10, 输入气量为 30,000~140,000 米³/时, 系五级离心压缩机, 结构亦很紧凑, 有四对在两边安装整体式冷却器, 而所有冷却器管束都是相同的, 且可互换。如采用有叶片的扩压器, 叶轮的流量

系数高; 而采用焊接或铆接结构, 则在任何工作压力时平衡盘可吸收大部分轴向推力。在等一级前面装有进口导向叶片, 调节范围广, 冷却器可整个儿取出。

ARI 系列, 压比为 6~11, 输入气量为 140,000~450,000 米³/时, 系六级轴流式和三级离心式的复合压缩机。它们同装于一个外壳内, 有三对侧装整体冷却器, 安装在轴流段和第一、第二离心级后, 既安全又可靠。采用焊接结构后, 外壳重量轻, 可由水平方向分成四个主要部分、轴向进口和口朝下的排气管。在轴流压缩段, 安有可调导气片, 因而效率较高, 调节范围较大。设计时, 轴流压缩机的进口量比离心式的大两倍, 但调节后这个比例被破坏, 离心部分的效率有所下降。也可在离心部分第一级进口前装上可变进口导流器, 但成本较高。若整个机组的可调机会较多, 方可采用离心可变进口导流器。在离心压缩机冷却器内, 还装有导流器, 使气流在冷却器中很好流动, 免除形成涡流而带来损耗。该系列级多轴长, 因而工作转速设计为二阶和三阶临界转数之间, 否则轴会振动。在设计 ARI 系列时, 轴流部分按 AV 系列设计, 而离心部分按 RI 系列设计。

参 考 文 献

- [1] 压力技术 1972 年 10 卷 2 期 2670~2676 页
- [2] 透平压缩机械 1974 年 1 期 56 页
- [3] ASME paper 72-GT-91.
- [4] Industrial Reciprocating and Rotary Compr. Design and Operational problems 54~66 页
- [5] Chem. Age India 1972 年 23 卷 1 期 21~33 页
- [6] 瑞士工业技术展览会技术座谈 1974 年 8 月

第二章 气体动力学设计与计算的进展

国外透平压缩机设计的总趋势,是进一步改善气体动力学性能,提高效率,减少级数,以及提高单级压缩比^[1]。

在设计离心压缩机时,通常通过提高流量系数的方法来获得较高效率。当压头给定时,一般通过选择较高转速及减少叶轮直径的方法来提高效率。由于气体动力学性能的改进,小流量级叶轮的高压离心压缩机,其效率也可达较高数值,单缸多方效率可达75%左右。

根据目前的水平,设计高速高压透平压缩机时,气体动力学方面似乎没有特殊困难,但要提高转速是一件并非容易的事情,如和工业汽轮机直线串联的离心式压缩机,往往受到汽轮机转速难以提高(一般为10,000~14,000转/分)的限制,在设计时就被迫牺牲一点效率。

三元流动理论在透平压缩机设计时也开始获得应用。由于三元叶轮具有空间型叶片,可大大改进压缩机性能,等温效率可高达75%。

在设计轴流式压缩机时,采取改善叶片间的气流状态,改进气体动力学性能,使之增加叶片的负荷,这样既可提高每一级叶轮的能量头,又不致降低效率,从而可达到减少级数、缩小体积,提高效率的目的。

下面就某些进展作一简要介绍。

一、通流分析方法

通流分析的目的,在于估算透平压缩机的性能,使设计人员在最短的时间内能确保

获得合格产品的设计方案。通流分析的方法,近四十年来有了很大发展,最初是基本的中线分析方法,后进展为简单的径向平衡方法,以及激盘理论(可了解叶列的相互影响),最近又进展为用数字计算机来求解流体运动方程式的流线曲率和矩阵通流分析方法。

1. 流动计算方法

这两种方法均以相同的数学模型为基础,只是其数学技术不同。虽然这两种方法是各自发展起来的,但彼此有许多共同之处^[2]。

在吴仲华关于透平机械流动的一般理论中^[3],流体运动方程式满足于二相交的流面系,所以对二组流面上流动解法之间的反复求解过程,就可得到完全的三元流场。在整个分析中,假定流动是稳定的,然而在叶列出口处,流动和气体状态沿周向变化,且如果后面的叶列相对于前面的叶列有一相对运动的话,便将有一非定常进口流,由此可推知一般理论只适用于孤立叶列的流动。它是通过计算二相交流面组上的流动来估算稳定的三元流动的一般方法,在此意义上此理论是一般的。

通流理论与一般理论相似,但流体运动方程式仅仅只是相对于平均流面上的稳定流动来求解。平均流面上的流动和流体状态,可看作是叶片通道内流动的平均值。对一多级透平机械来说,将通流解法作为每对叶列间管道区域的轴向对称流动来处理,就可排除流动的时间影响。

在数学上,吴仲华的分析极为简单,但难于求得流函数的数值解。许多有限差近似是

采用点的矩形栅格的,因为它能导出相邻点上之函数值的相互关系的简单式。然而对计算通过轴流式压缩机的流动来说,更为合适的栅格结构是一扭曲的或者非矩形的网格。此网格只在一个方向上是直线。

国外有种为求得扭曲网格中的有限差近似的通用方法^[4],这可组成计算机程序表的一部分。矩阵法对马赫数有一定的极限,此极限发生在局部密度的计算中。在网格的每一个点上,有两种可能的流动解,一个解是相应于小于1的子午马赫数或相对马赫数,而另一个解则相应于大于1的子午马赫数或相对马赫数。为避免不明确和确保准则方程式依然保持椭圆形,规定计算机程序表局限于:

对于管道区域中的流动

子午面马赫数 ≤ 1

对于叶列中的流动

相对马赫数 ≤ 1 。

流线曲率法和矩阵通流分析法,对求解支配平均流面上流动的相同方程组来说,仅仅只是两种不同的数值技术。当用于有相同网格的相同流动问题时,两种计算方法必须导出相同的解。根据目前情况,这两种方法的主要差别在于,流线曲率法通常是将计算平面只放在管道区域中,而矩阵法则包含叶列内的计算平面。然而不论叶列里面有没有计算平面,两法均可采用。

2. 损失模型

计算流型的一个困难,在于必须估算通过叶列时的相对滞止压力损失或熵的变化。在此场合,最好用熵的项来表示。对矩阵法来说,熵的径向梯度是直接引入到支配方程式中,而流线曲率法则需要熵的径向梯度和子午面梯度。当气流流经每一叶列时,对一绝热流动来说,熵沿流线单调地增加。在一孤立的叶列中,熵的变化和熵的梯度通常很小,但当气流流经很多叶列时,支配方程式中的熵的梯度项就变得较为重要。对一多级透平机械,流动计算就需要对每一叶列有极

为精确的损失模型。

在流动计算中,计及损失的最简单方法是规定一多变效率,此多变效率可在整个符合类似透平机械的已知性能的流场中变化。这个模型极其简单,但由于在二元流动计算方法的计算机程序表中采用了李布连的损失关系式作为损失子程序,这种模型便被废弃^[5]。

李布连研究了通过低速二元叶栅的流动,发现吸气面扩散比和尾迹动量厚度对叶片弦长之比之间有一定关系。此模型中的损失是由叶片表面的流体摩擦、气流分离和尾迹混合等原因所引起。

斯温推荐了一种激波模型,其前缘附着有弓形波,接着发生沿吸气面的普朗特-迈耶膨胀流,直到膨胀波横切下一个叶片。实践表明,这两个模型的估算结果相当符合,也可看作损失模型的一个临时通用近似。

3. 平均流面的确定

流线曲率法和矩阵通流法,均需指定气流角在叶列内或叶列出口处。虽从试验一静止线性叶栅所得的数据可给出平均流面的合理近似,但在透平机械中,这些气流角受局部流型的影响,后来又提出了下式: δ' (单位轴向速度比的落后角)+10(AVR[轴向速度比]-1),使最后的流面与局部的流型相符合。

4. 环形通道壁面附面层

为了估算整个环形通道的流型,必须将通流分析法与计算环形通道壁面附面层的方法相结合,斯特拉特福德推荐了一个用来计算附面层轴向分量的简单模型,并导出了轴向的动量积分方程,即

$$\frac{\tau_{wz}}{\rho} = \frac{d}{dz} (\delta W_z^2) + \delta^* W_z \frac{dW_z}{dz},$$

式中 τ_{wz} ——壁面切应力的轴向分量,

δ^* ——位移厚度,

δ ——动量厚度。

为了应用这个计算方法,必须将附面层

指定在第一列叶片前面的某一上游位置上,用流线曲率或者矩阵通流程序来计算流型,并由此提供有关接近壁面的流动的数据。

格里高里和史密斯用一孤立的动叶列去验证根据斯特拉特福德理论所得的估算值的试验结果。另外两个方法是亨利的叶栅数据关系式和霍德里对于一扩散器中涡旋流动的附面层的分析法。前者已整理出得自自线性叶栅的端壁损失数据,建立了附面层位移厚度的变化与型面参数跟自由流负荷之间的关系,这就有可能利用亨利关系式来核对格里高里-史密斯的试验结果。霍德里分析法原来是就扩散器中的涡旋流动问题而建立的,但若用一分布型面去替代叶列,则该分析法就能引伸至透平机械中的流动。如果涡旋角增大,情况就会恶化。

5. 二次流

格里高里和史密斯已计算出孤立动叶列中的二次流,并通过均分横过节距的诱导二次速度的方法,求得了气流角的变化。

6. 全流型计算

全流型的计算,通过透平机械的流动包括损失、壁面附面层和二次流效应等进行,程序如下:

1) 用任一种通流分析方法,计算出不包括附面层的主流流动。

2) 利用在等一步中求得的平均流面上的流动解,计算环形通道壁面附面层。

3) 可用霍索恩的二次流理论来估算接近壁面的气流角的变化。此计算需要采用在第二步的附面层计算中所求得的数据或试验求得的速度分布型面数据。

4) 采用第二步求得的附面层数据和第三步估算出的气流角的变化,对整个环形通道的流型进行反复计算。

根据目前的状况,尚有必要把计算建立在所观测到的附面层这一基础上。如果对环形壁面附面层能有一个精确的估算方法,那么就有可能去估算透平机械中的完整流型,

从而得到更确实可靠的性能估算。

7. 马赫数极限

流线曲率法和矩阵通流法都有马赫数的极限,此极限取决于流动区域是管道还是叶列。目前跨音速压缩机的流型,其计算时只能将叶列当作具有特定性能的装置看待,且不把计算平面放置在叶列内。当整个流动是亚音速时,流线曲率法和矩阵法两者都能估算流型,但当喉部后有超音速流动且激波波及到亚音速流动区中时,两种方法都不能解决这个较一般的问题。目前的流动计算方法,看来不能处理这个问题,因而要研究出一种计及亚音速流动区和超音速流动区以及激波的流动计算的数值法,以求解非常定运动方程式,来得到最终的稳定状态流型为基础的计算方法,并可引伸到透平机械的流动计算中去。

虽然通流分析方法有了很大发展,尤其是现代计算技术已用于压缩机设计,但这方面仍有许多问题急待解决^[6]。例如对于喘振线的估算没有取得进展,企图通过及早察觉喘振及使用为此目的自动控制来得以解决。旋转失速方面,虽然有人提出了估算出三元流动中失速微团的数量,但尚需广泛验证,至今尚未能完满解决。进口气流的畸变,可能引起压缩机的严重运行问题,虽然有人提出了减少进口气流畸变的方法以及所谓双压缩机模型,但对不稳定的畸形分布的影响至今未能计算出,尚需作进一步研究。此外,包括亚音速和超音速两区域且带有激波的流动的估算,仍然是个未获解决的问题。

二、旋转失速分析方法

当逐渐节流通过压缩机的流量时,会到达失速极限,那时沿着压缩机的环形面积,出现一个或几个流动滞迟区,而它们通常以与转子旋转相同的方向旋转,但其值低于转子旋转速度值,这就是旋转失速。这些叶片在

其中失速的滞迟流动区域,叫做失速区^[7]。

旋转失速的实际现象,必定与在失速和非失速两者工作条件下的叶列特性有关。此外,流动的扰动值往往是很大的,因而旋转失速现象是强烈非线性的。例如当减少流过压缩机的质量流量时,通常会出现两种型式的旋转失速,其区别仅在于所有的扰动值、失速传播速度和失速区数目上都有突变。在较大的流量区域内,旋转失速通常由若干个小失速区组成;反之,在较小的流量区域内,旋转失速由几个(通常是一个或二个)大失速区组成。对于前一种型式的旋转失速,扰动值相当小;而对于后一种型式,波动常常很大,甚至在失速区常可观察到有逆向流动。

试验表明,旋转失速性能有滞后现象。在减小流量时旋转失速的出现点与在增加流量时旋转失速消失点之间,经常有小的差值。对于增加流量和减小流量时,小失速与大失速之间的变换点以及小失速的失速区数目,也有某些差别。当然,旋转失速比较细节的特征,视每个压缩机的特有结构而不同。特别是小失速中失速区数目的差别,更具有多样性。然而在某些压缩机中,根本不出现小失速;而大失速出现在旋转失速开始时。

从失速区沿叶展方向分布来看,有两种旋转失速模型,即局部叶展失速和全部叶展失速。在前者,失速区仅占据叶展的一部分;在后者,整个叶展均被失速区占据。于是为了充分了解旋转失速,须知道上述现象如传播速度、失速区数目、扰动值和波形及其随压缩机流量的各种变化。目前看来,关于旋转失速大多数是以线性分析为依据的,但是存在不少缺陷。首先是不能给出关于扰动的波形和数值的资料,不能说明产生小失速和大失速之间的区别,也不能解释局部叶展失速与全部叶展失速间的区别的机理。其次是弄不清楚决定失速区数目的机理,而这是研究旋转失速的最重要问题之一。

为了消除上述线性理论的缺陷,以及获

得对旋转失速的很好了解,务必在理论中,在允许有限流动的扰动下,同时计入非线性的叶列特性以及非线性和不稳定的运动方程。前者也可望提供一个限定扰动发展的机理,而后者则有可能去追踪失速模型的时间变化。

采用非线性分析来系统解释旋转失速的机理时,取了一个数值解的方法。所考虑的流场,在空间和时间方向,被分成许多小网格;而在间隙方向上,追踪每个网格点上的扰动的的时间变化。

1. 失速模型和基本方程

非线性的压缩机失速模型,可以由一个叶列或几个叶列组成,而该流动可以是二元的也可以是三元的,然而基本假设和基本方程大体类似。假设流动是非粘性和不可压缩的,而叶列以一个半激盘代替,它是按原始叶列同一安装角,置于无限中间中的一个有限弦长的平板叶栅上。于是沿着叶列,每个变数可以看作是连续的。叶列的这种处理十分合理,因为旋转失速的波长常常比叶片间隔大得多。流动的基本方程为:

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} + (U+u) \frac{\partial \zeta}{\partial x} + (V+v) \frac{\partial \zeta}{\partial y} = 0,$$

$$\Delta^2 \psi = -\zeta$$

式中 ζ ——旋度

t ——时间

U, V ——气流平均速度

ψ ——流函数

u, v ——流动的扰动速度。

远离上游的边界条件是,那里的所有扰动应该消失。流场下游的边界条件,则将随每个压缩机的结构而变,这里考虑到下列两种极限情况:或者远离下游的静压是常数,或者叶列正下游的静压是常数。

2. 二元孤立叶列

对于二元孤立叶列,通过数值分析来研究其中旋转失速的特征,详见下表所示($\xi = 26.5^\circ$, $C/S = 0.02$, $\tau U/S = 0.01$):

No	$\bar{\beta}_1$	$\cot \bar{\beta}_1$	原始扰动		结 果				附 注
			$\frac{u}{U}$	失速区	$\frac{V_p}{V_1}$	$\frac{u_{最大}}{U}$	$\frac{u_{最小}}{U}$	失速区目数	
A1	54.4°	0.72	0.01	1	—	—	—	—	无死区
A2	55.3°	0.69	0.01	1	0.36	0.40	-0.51	1	
A3	58.0°	0.63	A2 结果		0.34	0.61	-0.53	1	
A4	60.0°	0.58	A3 结果		0.33	0.76	-0.55	1	
A5	63.4°	0.50	A4 结果		0.31	1.05	-0.56	1	
A6	68.2°	0.40	A5 结果		0.27	1.50	-0.65	1	

$$p(\infty, y) = \text{常数}$$

B1	54.4°	0.72	0.01	1	—	—	—	—	无死区
B2	55.3°	0.69	0.01	1	0.57	0.45	-0.82	1	
B3	58.0°	0.63	B2 结果		0.58	0.60	-0.84	1	
B4	60.0°	0.58	B3 结果		0.57	0.71	-0.85	1	
B5	63.4°	0.50	B4 结果		0.54	0.94	-0.87	1	
B6	68.2°	0.40	B5 结果		0.46	1.27	-0.91	1	
B7	60.0°	0.58	B6 结果		0.57	0.71	-0.85	1	滞 后 无死区
B8	55.3°	0.69	B7 结果		0.57	0.45	-0.82	1	
B9	51.3°	0.80	B8 结果		0.51	0.25	-0.78	1	
B10	50.2°	0.83	B9 结果		—	—	—	—	

$$p(0^+, y) = \text{常数}$$

由此可见,在目前模型中,旋转失速从一开始出现就是大失速,而且旋转失速的样式也没有多大变化,甚至对于正在继续增加的 $\bar{\beta}$,即无论是扰动值还是传播速度都没有突变。

由此还可看到,表中数值分析计算结果得出的失速区数目,与原始扰动的失速区数目完全一样。虽然从具有不同失速区数目的原始扰动出发,进行了许多其他计算,然而所得的旋转失速区都恰好等于原始扰动的失速区数目。当微小扰动的增长过程进入有限振幅的旋转失速,失速区的数目既不增加也不减少,不管通过叶列特性或运动方程的非线性,都可使目前的旋转失速模型能产生原始

扰动的高阶谐波。

3. 三元孤立叶列

研究表明,失速区的数目也可借旋转失速的三元影响来决定。假定在两平行壁间有一有限展长 d 的直列叶栅,平均流动速度的分量是 U, V, O ,而它们的扰动是 u, v, w 。每个叶展方向叶列截面,也用一半激盘代替,而每个截面的稳定状态特性假设为投影到 xy 平面上流入角的函数,即使在三元流动中,叶列正下游的静压认为是定值。

对于三元孤立叶列,通过数值计算来研究其中旋转失速的特征,详见下表所示($C/S=0.02, \tau U/S=0.01$):

No	β_1	$\cot \beta_1$	$\frac{d}{S}$	原始扰动		结 果				附 注
				$\frac{u}{U}$	失速区	$\frac{V_p}{V_1}$	$\frac{u_{最大}}{U}$	$\frac{u_{最小}}{U}$	失速区	
C1	55.2°	0.69	0.15	0.01	1	0.61	T: 0.34 M: 0.35 H: 0.50	-0.93 -0.40 0.02	1	局部失速
C2	56.1°	0.67	0.15	0.20	1	0.61	T: 0.36 M: 0.38 H: 0.54	-0.93 -0.39 0.00	1	局部失速
C3	58.0°	0.63	0.15	0.20	1	0.60	T: 0.40 M: 0.51 H: 0.70	-0.90 -0.55 -0.62	1	全部失速
C4	60.0°	0.58	0.15	0.20	1	0.61	T: 0.58 M: 0.62 H: 0.83	-0.89 -0.52 -0.72	1	全部失速
C5	56.1°	0.67	0.30	0.20	1	0.62	T: 0.36 M: 0.38 H: 0.51	-0.88 -0.35 0.10	1	局部失速
C6	56.1°	0.67	0.075	0.20	1	0.61	T: 0.38 M: 0.40 H: 0.56	-0.90 -0.55 -0.59	1	全部失速
C7	60.0°	0.58	0.30	0.20	1	0.61	T: 0.60 M: 0.62 H: 0.83	-0.80 -0.55 -0.65	1	全部失速
C8	60.0°	0.58	0.075	0.20	1	0.61	T: 0.52 M: 0.58 H: 0.82	-0.80 -0.55 -0.58	1	全部失速

由表可见,传播速度没有明显的变化,甚至当失速模型从局部叶展失速变为全叶展失速时亦然。因而,即使沿着叶展叶列状态有一轻微的差别,就会引起流动波动沿叶展的分布产生显著区别。

4. 叶列的干扰

根据以上分析,似乎意味着在孤立叶列的模型中,不存在决定失速区数目和产

生小失速与大失速间的区别的机理。为了搞清叶列干扰对旋转失速的影响,研究了两个叶列各种不同的组合(解释干扰影响的最简单的模型),并对之进行非线性分析。

首先对叶列排列的两种情况(转子与静子的组合)进行数值分析,详见下表所示(R-S, L=0):

排 列	叶 列	安 装 角 ζ	失 速 点 $\cot(\frac{\beta_2}{\alpha_4})$	流 出 角 $\tan(\frac{\beta_2}{\alpha_4})$	失 速 流 量 $\frac{U}{V_1}$
[A]	R	26.5°	0.69	0.27	0.69
	S	26.5°	0.69	0.27	0.58
[B]	R	44.8°	0.44	0.82	0.44
	S	14.6°	1.11	0.02	0.58

在叶列排列 [A] 中,当减少压缩机流量时,转子和静子叶列几乎在同一流量区域内出现失速。而在叶列排列 [B] 中,当压缩机逐渐节流时,两个叶列的失速区域相互隔开,静止叶列首先失速,转子叶列则稍后些。在排列 [A] 中,仅存在一个 μ 为正值区域;但

在排列 [B] 中,正值 μ 的区域分成两个峰值,一个大的流量区域主要由静叶失速引起,而另一个较小的流量区域主要由静子失速引起。

L=0 的 R-S 叶列排列中旋转失速数值分析如下: