

中国工程热物理学会

流体机械学术会议

论文集

一九九四

黄山

中国工程热物理学会编



目 录

I. 设计理论与方法

经向无叶扩压器的设计新理论	窦华书 翟伦富 林汝长	I —1—6
工业用多级离心压缩机设计及变工况计算方法	汤育红 汪庆恒 喻达之	I —7—8
叶栅的一种优化设计方法	钱涵欣 郭齐胜 林汝长	I —15—6
泵蜗壳的一种优化设计方法	钱涵欣 郭齐胜 林汝长 卜漱和	I —21—6
迷宫螺旋泵水力优化设计	王琳 张帆 孙自祥	I —27—5
混流式转轮的改型设计	罗兴琦 陈乃祥 林汝长 梁武科 袁清阁	I —32—6
新型高效节能蒸汽疏水阀	李忠馥 吕荣 钟文范 严建华 马增益	I —38—6
用积分方程法设计轴流泵叶轮	钱涵欣 卜漱和	I —44—6
平面叶栅内不可压流动的 N-S 方程有限元分析	陈康民 戴韧	I —50—5

II. 试验研究

复杂形状进气箱内气固两相流动的试验研究	胡胜利 吴克启	II —1—6
高比转速混流式水轮机前后水流特性研究	钱涵欣 刘树红 林汝长	II —7—6
关于泵轮中颗粒运动的研究	许洪元	II —13—4
采用粒子成像测速技术对叶片泵在非设计工况下内部流场的研究	朱宏武 薛敦松 董守平	II —17—8

III. 性能分析及预测

流化床返料装置调节控制特性的研究	高翔 骆仲泱 李绚天 方梦祥 倪明江 岑可法	III —1—5
引射器与带引射器的回路流动特性计算方法	杨瑞昌 鲁钟琪 施德强 米建华 李雪亮	III —6—7
利用准三元粘流与边界层迭代计算进行混流式水轮机的性能预测	窦华书 翟伦富 林汝长	III —13—6
准三元流动计算在水轮机导水机构力特性预测中的应用	张启德	III —19—7
等厚薄板翼型的气动力特性研究	郝卫东 黄淑娟 徐忠	III —26—6

IV. 数值分析

- 平面叶栅内湍流流动的数值模拟 曾扬兵 史峰 王少平 沈孟育 IV —1—9
- 求解三维不可压 N-S 方程的非交错网格有限体积法 蒋莉 王少平 沈孟育 IV —10—8
- 水轮机转轮来流的数值模拟 彭国义 林汝长 IV —18—6
- 流面迭代法在液力变矩器流动计算中的应用 过学迅 郑慕侨 项昌乐 IV —24—6
- 离心泵叶轮中固液两相紊流计算 .. 戴江 吴玉林 孙自祥 梅祖彦 IV —30—5
- 加肋槽道流场和对流换热的数值模拟 苏铭德 IV —35—6
- 基于神经网络理论的水轮机数学模型研究 赵林明 陈德新 IV —41—8
- 混流式水轮机准三元流动分析及性能预估基础上的水电站过渡过程仿真 陈乃祥 翟伦富 林汝长 窦华书 李晔 IV —49—7
- 用分块隐式数值方法求解离心泵叶轮内部三维粘性流动 孙自祥 吴玉林 薛敦松 王琳 IV —56—6
- 考虑冷损的多股流换热器热力计算模型 李科群 李美玲 IV —62—7

V. 其他与讨论

- 关于流体流动与传热数值模拟中的不确定性问题 王少平 任玉新 蒋莉 曾扬兵 V —1—7
- 四元流动叶轮理论基础 汤高陵 V —8—10
- 四元流动叶轮无因次量的无因次性能 汤高陵 V —18—16

径向无叶扩压器的设计新理论

窦华书, 瞿伦富, 林汝长

(清华大学水利水电工程系, 北京 100084)

摘要

径向无叶扩压器是影响离心压缩机和泵的性能的重要通流部件。本文通过对扩压器内气体流动机理的分析, 提出了径向无叶扩压器设计的新理论, 把边界层被动控制的概念应用到扩压器设计中, 提出了改进机器性能稳定性的新结构。

一、引言

径向无叶扩压器是离心式泵和离心压缩机的重要通流部件。由于其结构简单、制造成本低廉、高效区宽广等优点, 这种扩压器已被得到广泛应用。一般都多为平行平壁结构, 少数也有采用非平行壁结构的形式(图1)。由于叶轮和扩压器内的气体流动状况极其复杂, 叶轮出口的流动条件难以确定, 扩压器的设计一般凭经验而定。一般认为收敛形结构能改善扩压器性能, 扩散形结构必然造成气流紊乱, 性能恶化。关于扩压器内气体流动的机理, 分析的还不多。扩压器性能对级性能稳定性的影响, 还不清楚。^[1]目前, 许多作者正在研究在低流量区扩压器内的非定常流动问题, 以改进小流量下机器的性能。

本文对扩压器内气流流动的机理进行了分析, 提出了一种关于扩压器设计的新思想。把边界层被动控制的概念应用到扩压器设计中, 提出了改进压缩机喘振界限的新结构。

二、边界层干扰延迟分离的机理

径向无叶扩压器内的无粘流动是沿对数螺旋线的, 扩压器两壁面上的边界层是一种扭曲的三维边界层(图2, 图3), 边界层的分离是在流线曲率和压力梯度的影响下边界层内二次流发展的结果。作者在文献^[2]中对扩压器内边界层壁面扭曲特性进行了计算。结果表明, 扩压器内具有自由流的边界层扭曲程度随半径增大越来越严重。在较小的流量下, 当扩压器进口气流角 α_i 降到一定程度, 边界层发生分离。扩压器内边界层的相汇所造成的相互干扰可以减轻扭曲程度, 延迟分离。为什么扩压器内两边界层相汇, 无粘核心流消失后, 就能延迟分离呢? 其物理机理可分析如下:

当扩压器内的两边界层较薄时, 扩压器内存在一无粘流动核心, 在这个核心内的流体流动符合理想气体流动规律。当两边界层在某一半径处相汇后, 扩压器内的流动不再具有无粘流动的特点。速度分布的最大速度位置虽然在两边

界层的交界处, 根据动量矩守恒定律和质量守恒定律, 平均流动的气流角仍然基本不变, 但边界层相汇后, 交界处的中心流线, 不再具有自由流的性质, 而类似完全发展的管流。

边界层相汇后, 我们可以仍把它们看作是二个边界层, 但它们与自由流边界层是不同的, 我们可以称之为“受限边界层”。由于质量守恒及动量矩守恒定律, 边界层中心交界处气流角 α 基本不变, 而中心交界处这一点相当于自由流边界层内部, 因此这相当于自由流边界层处缘处气流角 α_e 增大 (图 4)。或者相当于交界流线 m 进入边界层内部, 而接近于速度极线图所表示的 P 点, 由于边界层厚度方向压力梯度不变的制约, 这样使得 P 点处的最大扭曲减小。(P 点的坐标 y_p 是随边界层厚度 δ 的增大而增长的)。因此壁面气流角 α_w 减小变慢, 延迟了分离。

三、收敛扩压器改善喘振界限的机理

文献 (Ludtke 1983) 对四种不同形式的扩压器进行了试验研究^[3], 结果表明, 收敛形扩压器, 能明显改进级的喘振极限, 但效率有点降低。而通流面积为常数的扩压器有最好的效率和喘振极限综合性能。下面对收敛形扩压器改进喘振极限的机理进行分析。

1. 收敛形扩压器, 增大了径向气流速度分量, 可使扩压器内的气流角增大, 延迟边界层的分离, 使产生分离的临界流量减小。

2. 扩压器收敛使流道变窄, 使两边界层较早地相汇, 延迟了分离。

3. 关键是入口段的分离被延迟了, 入口段分离区, 在同样的流量下, 扩压器收敛可使分离区远离叶轮出口, 使之进入不了叶轮。

4. 扩压器收敛使压力梯度减小, 关键是减小了入口段压力梯度, 也有助于延迟分离。

作者在文献^[4]中提出了在低流量下, 扩压器内的逆流区随流量减小而前移, 当逆流区发展到扩压器入口段时, 与叶轮相互干扰而诱发喘振的观点。图 5 为扩压器内的流谱。Ishida 最近的试验表明, 扩压器入口处的逆流区导致旋转失速^[5]。因此, 可以肯定, 扩压器入口段的流动对级中的非定常流动有重大影响。所以, 对扩压器入口段的设计是很重要的。

收敛形扩压器具有很多优点, 但是收敛程度多大是一个要研究的问题, 文献^[3,6]认为通流面积为常数的扩压器具有最好的性能。作者在文献^[7-9]中进行了分析, 对于不同的情况应采用不同的收敛度。只单独根据扩压器的试验数据来设计扩压器是不可取的, 因为扩压器效率最高的流动条件, 不能保证整级的效率最高。收敛度太大是不合适的, 因为收敛使出口速度增大, 蜗壳中的损失增加, 整级性能不一定最好。在某些情况下, 扩散式扩压器反而具有较好的性能^[10,11,12]。

四、扩压器设计的新思想

根据以上分析,作者提出以下改进扩压器性能稳定性的结构。其基本出发点是(1)控制边界层发展,使边界层相汇,推迟分离。(2)使扩压器内的分离区远离叶轮出口,避免扩压器进口区的逆流区与叶轮产生干扰。

合理设计扩压器入口形状,尽量推迟入口段分离区的出现,或尽量避免分离区返回叶轮,如图6所示。对于窄扩压器,边界层的发展使边界层在入口段很快就相遇,相互干扰推迟了分离。对于宽扩压器,两边界层可能直到到达出口仍未会合,这样扩压器内有一无粘核心,在流量较低时容易发生分离,形成回流区。为此对宽扩压器可采用收敛形结构,收敛形扩压器使边界层较早地相汇,可推迟分离发生。一般只要在前半段相汇就可以了,后半段自然就是相汇的了。采用收敛形结构,还可减轻入口段压力梯度,这也减缓了分离。

收敛形扩压器虽然可以加速边界层相汇延缓分离,但由于宽度减小,水力直径减小,使损失增大。为此在扩压器后半部可采用渐扩形或平行壁结构。对于末级,为了得到尽可能小的出口径向速度,应采用渐扩形。特别对于扩压器后部,一般压力恢复是很小的,采用渐扩形可以提高后部压力恢复系数。另外,对于宽扩压器,为了即要提高级的性能稳定性,扩大低流量下的运行范围,又要有较低的扩压器损失,可在扩压器扩压段两侧加一段高度较小的导叶。导叶的型线可采用对数螺旋线形,或变角螺旋线形,采用对数螺旋线形时其几何角度可比设计工况下,扩压器内的平均气流角稍小一点(与圆周方向夹角)。

对于一个扩压器,为了达到规定的出口压力恢复系数 C_p ,可以有多种形线,从图7中看出,平行壁扩压器明显入口段压力梯度太大,容易引起分离。完全收敛而收敛度较大的扩压器会降低压力恢复。渐缩—渐扩扩压器可以减轻入口段压力梯度,又能达到预定效果。是值得提倡的。由于实验条件及时间限制,本文未能完成实验验证,但无疑本文提出的设计方法,将是比较合理有效的方法。

五、结论

本文根据理论分析计算结果,把附面层被动控制的概念应用到了扩压器设计中。一方面尽可能延迟扩压器内的分离,二方面根据“流量减小时,分离区前移,返回叶轮,导致级失速”的思想,将分离区限制在扩压器内,使之不能返回叶轮,从而扩大级的稳定界限。从本文分析来看,收敛—渐扩形扩压器将是综合性能比较好的结构。

本文只不过对高性能的扩压器的设计从气体流动的物理机理上给出了一个可行性分析,有关扩压器性能及对压缩机性能影响的实验验证,有待后面进行进一步工作。

参考文献

1. Greitzer, E.M., "The Stability of Pumping Systems," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.103, No.2, 1981, pp.193-242.
2. Dou Hua-Shu, Qu lun-Fu, and Lin Ru-Chang, "Prediction for The Skewed Behavior of Turbulent Boundary Layer in Radial Vaneless Diffusers, Proceedings of the 4th Asian International Conference on Fluid Machinery, Oct., 1993, Suzhou, China.
3. Ludtke, K., "Aerodynamic Tests on Centrifugal Process Compressors—The Influence of the Vaneless Diffuser Shape," ASME Journal of Engineering for Power, Vol.105, No.4, Oct.1983, pp.902--909.
4. 窦华书, 径向无叶扩压器内三维湍流边界层分离点的计算, 中国工程热物理学会流体机械学术会议论文集, 1991年11月, 北京。pp.I(33-38)。或 流体工程, Vol.21, No.1, 1993, pp.20-24.
5. Ishida, M., et al., "Unstable Flow Measurement in a Centrifugal Blower by Semiconductor Laser 2-Focus Velocimeter," Proceedings of the 4th Asian International Conference on Fluid Machinery, Oct., 1993, Suzhou, China.
6. Zhu, Y.-K., and Sjolander, S.A., "Effect of Geometry on the Performance of Radial Vaneless Diffusers," ASME Journal of Turbomachinery, Vol.109, No.4, 1987, pp.550-556
7. 窦华书, "离心式压缩机无叶扩压器内的最佳气流角与无叶扩压器的最佳设计", 风机技术, 1988年, 第4期, pp.6-11。
8. 窦华书, "非平行壁径向无叶扩压器的设计原则", 中国力学学会第一届全国工业流体力学学术会议论文集, 1989年11月, 杭州。或 流体工程, 1990年, 第18卷, 第3期, pp.15-19。
9. Dou Huashu, "On the Problems of Design for Radial Vaneless Diffusers with Convergent Walls," In: the Proceedings of the First Inter. Symp. on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, World Publishing Corporation, July, 1990, pp.595-601.
10. Sherstyuk, A.N., and Sokolov, A.I., "Meridional Profiling of Vaneless Diffuser," Thermal Engineering, Vol.13, No.2, 1966, pp.64-69.
11. Sherstyuk, A.N., and Kosmin, V.M., "The Effects of the Slope of Vaneless Diffuser Walls on the Characteristics of a Mixed-Flow Compressor," Thermal Engineering, Vol.16, No.8, 1969, pp.116-121.
12. 武焕博等, 非平行壁无叶扩压器的性能研究, 应用力学学报, 1988年, 第5卷, 第2期, 65-74

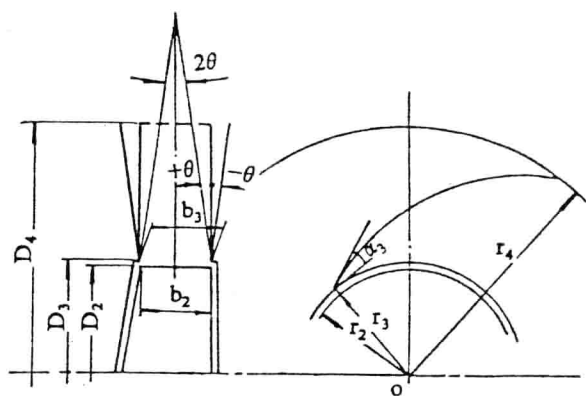


图1 径向无叶扩压器

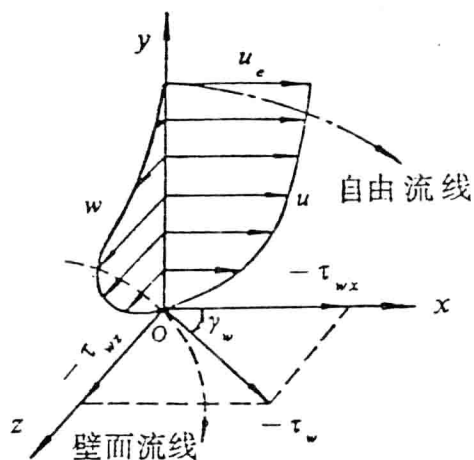
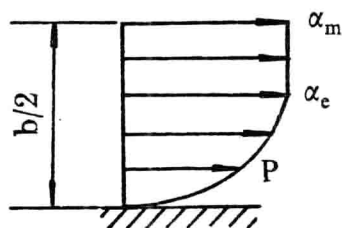


图2 三维边界层内的速度剖面

(a)自由流边界层



(b)自由流边界层 (c)受限边界层
临界点

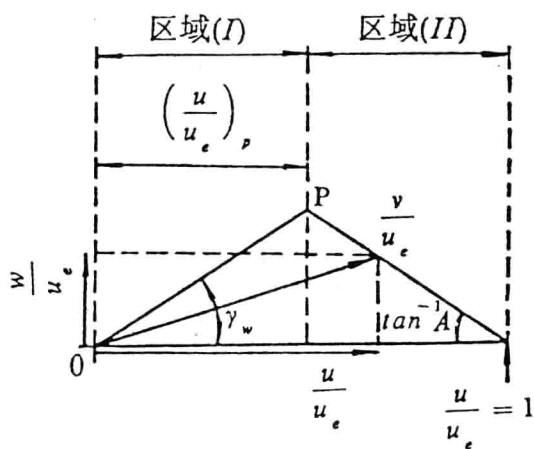
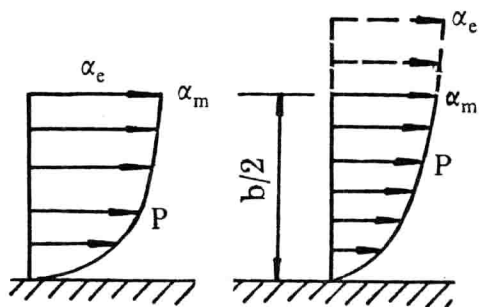


图3 Johnston 的三角形模型

图4 无叶扩压器内的边界层
m-中心流线 e-自由流
p-速度极线图三角形顶点

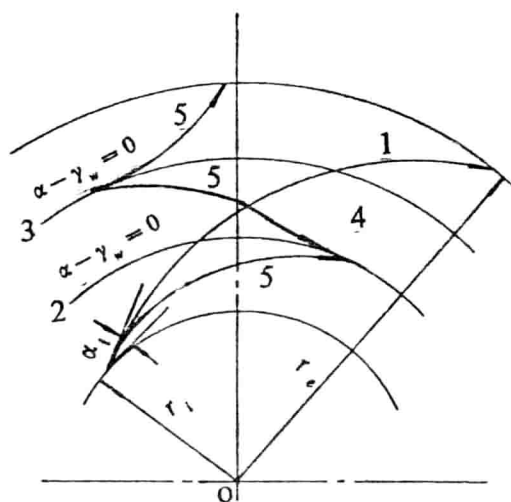


图5 无叶扩压器内的流谱

1. 主流流线 2. 分离线 3. 再附线
4. 逆流区 5. 壁面极限流线

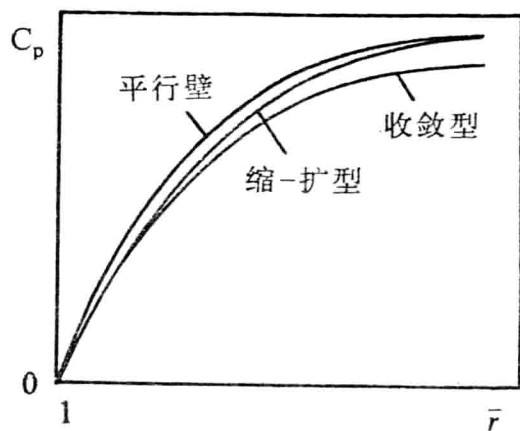
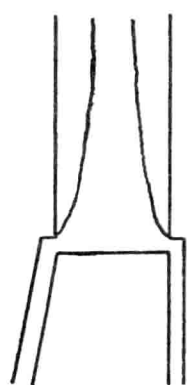
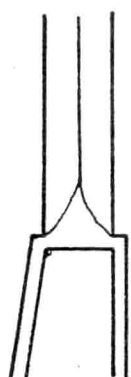


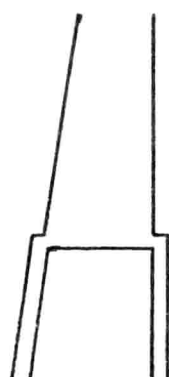
图7 无叶扩压器的压力恢复



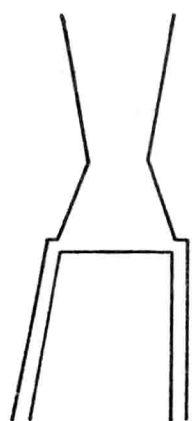
(a)宽扩压器



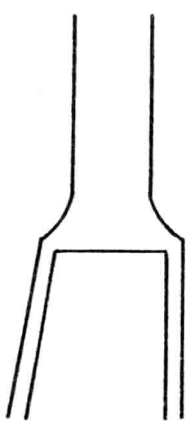
(b)窄扩压器



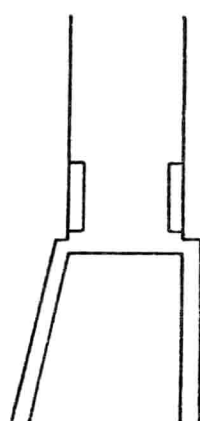
(c)收敛型扩压器



(d)收敛-渐扩型



(e)收敛-平行壁型



(f)加入口导叶片

图6 无叶扩压器的型式

工业用多级离心压缩机设计及变工况计算方法

汤育红 汪庆桓 喻达之
(中科院工程热物理研究所)

引言:

目前,工业用离心压缩机大多为多级机组,一般少则几级,多的分高、中、低压缸级数可达 20 级以上。机组的级数虽多,但组成机组的各级叶轮一般是由少数模型级裁剪或切割模型级衍生出来的派生级。例如日本生产的 20 万吨合成气压缩机共 17 级,低压缸除第 1 级外 2—9 级是同一个模型级经过简单的子午面切割而成的派生级,高压缸除第 1 级外其它七个级均是同一模型级,由此可见,此机组共有四个模型级。由一个模型级按一定规律剪裁或切割出来的派生级其内部的流动机理和损失形式基本一致或可找到规律性的修正,因而可以把通过试验得出的模型级的损失数据经修正后用于计算派生级的特性。

本文即是基于上述特点提出的一个实用的新设计机组的变工况性能预估方法。变工况性能可用各工作转速下压比、效率随流量的变化曲线表示,而这个曲线的求得关键在于确定各工作条件下的损失模型。因为级压比是通过计算理论能头与损失来得到:

$$\epsilon = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \left[1 + \frac{\eta_{is} U_2^2 \Delta q_{th}}{J C_P T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

其中: $\eta_{is} = \frac{\Delta q_{th} - \sum \Delta q_{il}}{\Delta q_{th}}$ 级的总效率为: $\eta_{st} = \frac{\Delta q_{th} - \sum \Delta q_{il}}{\Delta q_{th} - \sum \Delta q_{el}}$

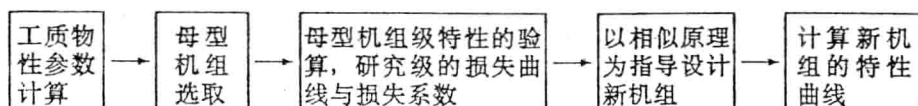
Δq_{th} 为欧拉功, $\sum \Delta q_{il}$ 为内部损失之和, $\sum \Delta q_{el}$ 为外部损失之和。

压气机的内、外部损失均有若干项分损失组成:

$$\begin{aligned} \sum \Delta q_{il} &= \Delta q_{fr} + \Delta q_{bl} + \Delta q_{mi} + \Delta q_{cl} + \Delta q_{rl} + \Delta q_{vd} + \Delta q_{ex} \\ \sum \Delta q_{el} &= \Delta q_{df} + \Delta q_{lk} \end{aligned}$$

所以变工况曲线预估的关键问题是要预先知道这些损失在变工况条件下的变化规律。具体方法是:

首先选择一个进口容积流量与新设计的机组相近的现已运行的同介质机组作为母型压缩机,此机组必须有可靠的出厂测试的特性曲线。根据这个母型压缩机主要几何尺寸,进、出口条件及预选的级损失曲线和损失系数计算该压缩机的特性曲线并和出厂特性曲线相比较,如不相符,则修改级的损失曲线,反复迭代,直至两曲线基本相符。此时的各级特性曲线及各项损失即为母型机各级的真实特性,各级的损失系数和级特性曲线即可用于新机组的特性预估。计算程序流程如下:



一、介质物性参数的计算

由于工业用压缩机的气体介质多为真实气体,分子量 G 、气体常数 R 、比热比 K 和压缩性系数 Z 彼此相差很大。这些参数的不同使同一几何尺寸的机组马赫数、雷诺数有很大的变化范围,直接关系到气体压缩过程及效率。为了得出实际气体的状态方程及热力学性质,必须进行介质物性参数的计算。

(1) 气体常数的计算:

工业用离心压缩机的气体介质不少都是混合物,应先求出混合气体的平均分子量 μ_m ,把混合气体看作分子量为 μ_m 的单质气体,算出气体常数 R 。

$$\mu_m = \sum_i y_i \mu_i \quad R = \frac{848}{\mu_m}$$

其中: y —混合气体的摩尔成分; m —表示混合气体; i, j —混合气体中的任一组分;

(2) 计算压缩性系数

计算混合气体的压缩性系数 Z ,须首先求出混合气体的假临界常数 P_{cm}, T_{cm} ,然后把混合气体看成有着临界常数 P_{cm}, T_{cm} 的假想纯质气体,则可用计算单质气体同样的方法的方法计算 Z ,具体混合法则如下:

$$V_{ci} = Z_{ci} R \frac{T_{ci}}{P_{ci}} \quad Z_{cm} = \sum_i y_i Z_{ci}$$

$$V_{cm} = \sum_i \sum_j y_i y_j \times \left(\frac{V_{ci}^{\frac{1}{3}} + V_{cj}^{\frac{1}{3}}}{2} \right)^3 \quad T_{cm} = \sum_i \sum_j \frac{8 y_i y_j V_{ci} V_{cj} (T_{ci} \cdot T_{cj})^{\frac{1}{2}}}{V_{cm} (V_{ci}^{\frac{1}{3}} + V_{cj}^{\frac{1}{3}})^3}$$

$$P_{cm} = Z_{cm} R T_{cm} / V_{cm} \quad c \text{— 临界状态}$$

本程序有两种计算 Z 值的方法。第一种方法是用贝塞洛方程计算的两参数法,

$$Z = 1 + \frac{9}{128} \frac{P_r}{T_r} \left(1 - \frac{6}{T_r^2} \right)$$

用对比态定律可求出气体的 P_r 和 T_r 。此法较为简单,对一般烃类气体、非极性气体和轻微极性气体其计算精度完全可达到要求。

第二种方法是计算如水蒸气、 NH_3 及氟利昂制冷剂等极性气体的马丁—侯方程,这种方法较为复杂,方程的一般形式为:

$$P = \frac{RT}{V-b} + \frac{A_2 + B_2 T + C_2 e^{-\frac{K_1 T}{T_c}}}{(V-b)^2} + \frac{A_3 + B_3 T + C_3 e^{-\frac{K_1 T}{T_c}}}{(V-b)^3}$$

$$+ \frac{A_4}{(V-b)^4} + \frac{A_5 + B_5 T + C_5 e^{-\frac{K_1 T}{T_c}}}{(V-b)^5}$$

方程中有 $K_1, A_2, A_3, A_4, A_5, B_2, B_3, B_5, b, C_2, C_3, C_5$ 共十个常数,其中 $K_1 = 5$,这些常数值并不是经验拟合得出的,而是由一般实际气体所共有的许多特性来确定的,见 [2]。解方程可求出 V 。则: $Z = \frac{PV}{RT}$

(3) 比热比的计算

用插值的方法求出实际气体各组分在已知进口温度下的 C_P 值, 然后求出与单质气体的 C_P 相对应的混合气体的 C_{Pm} , 根据 P_r 及 T_r 可从图表中查出对应的 $C_P - C_V$ 值, K 值便可求出。

$$C_{Pm} = \sum_i y_i C_{Pi} \quad K = \frac{C_P}{C_P - (C_P - C_V)}$$

二、母型机组的选取

要设计一个高效且有较宽稳定工况范围的性能良好的压缩机, 合理选取一个经过试验, 证明气动性能较好的压缩机作为母型机是至关重要的。离心机组大致分为两类, 第一类机组属高压头级, 它的圆周速度较高, 因而单级压比高, 机组的尺寸和重量小, 但圆周速度过高会导致叶轮进、出口马赫数升高, 引起效率下降和性能曲线变陡, 有时还会造成制造和运转的困难; 另一类机组圆周速度较低, 单级压比也较低, 因而级数较多, 尺寸大, 制造费用高, 但级效率较高。具体选择那一类机组首先应满足厂家的要求和加工、运行等条件。通常小流量高压比的机组选择前者, 而大流量的机组选择后者。机组的类型选定后, 就可以根据进口容积流量的大小确定母型机组。所选的母型机组进口容积流量应接近要设计的新机组的进口容积流量, 实际上是使新机组与母型机组具有相近的流量系数及比转速, 从而具有相近的损失特性。

三、母型机组单级特性验算与分析

(1) 建立损失模型

假定级的各项损失根据它们的起因及特性符合叠加原理, 建立级的几何与气动参数与各项损失的关系表达式。

(1) 叶轮表面磨擦损失:

按照与叶轮平均直径和平均长度相等的园截面中充分发展的管流来近似。

$$\Delta q_{fr} = 2\lambda \frac{L_B}{d_{HB}} \left(\frac{\bar{W}}{U_2} \right)^2 \quad \bar{W} = \left(\frac{2W_2 + W_{s1} + W_{h1}}{4} \right)$$

其中: λ —磨擦系数, L_B —流动的平均长度, d_{HB} —平均直径

(2) 叶片负荷损失

用简化边界层理论确定。

$$\Delta q_{bl} = 0.001 \frac{L_B Z_B}{2\pi r_2} \left[\left(\frac{W_{max}}{W_2} \right)^{2.5} + \left(\frac{W_{s1}}{W_2} \right)^{2.5} \right] \left(\frac{W_{s1}}{u_2} \right)^2 \quad W_{max} = W_{s1} (1 + A_B |i_B|)$$

A_B ——叶片攻角损失系数, i_B ——攻角

(3) 叶片尾迹混合损失

用简化边界层理论计算:

$$\Delta q_{mi} = 0.5 \left(\frac{\xi}{\xi - 1} \right)^2 \cdot \left(\frac{C_{m2}}{u_2} \right)^2 \quad \xi = \frac{\text{边界层厚度}}{\text{流道宽度}}$$

(4) 叶片顶部间隙损失

开式叶轮:
$$\Delta q_{cl} = 0.6 \left(\frac{\Delta n_{cl}}{b_2} \right) \left(\frac{C_{u2}}{u_2} \right) \sqrt{\frac{4\pi}{b} \left[\frac{r_{s1}^2 - r_{h1}^2}{(r_2 - r_1)(1 + \frac{P_2}{P_1})} \right] \left(\frac{C_{u2}}{u_2} \right) \left(\frac{C_{m1}}{u_1} \right)}$$

闭式叶轮: $\Delta q_{cl} = 0$

式中: Δn_{cl} ——顶部间隙

(5) 无叶扩压器磨擦损失

径向动量方程: $C_r \frac{dC_r}{dr} - C_\theta^2 = -\frac{g_0 dp}{\rho dr} + \frac{2g_0 \tau_{wr}}{\rho b}$

切向动量方程: $C_r \frac{dC_\theta}{dr} + \frac{C_r C_\theta}{r} = \frac{2g_0 \tau_{wr}}{\rho b}$

连续方程: $br\rho C_r = \text{const}$

假设总温不变, 能量方程和状态方程为:

$$T + \frac{C_r^2 + C_\theta^2}{2g_0 J c_P} = \text{const} = T_0 \quad \frac{P}{\rho T} = \text{const}$$

上式中: $\tau_{wr} = \frac{\tau_{w\theta}}{\tan \alpha} = \frac{C_f \rho C_r C_\theta}{2g_0 \sin \alpha} \quad C_f = 2C_{f,vd} Re^{-0.2} (1 + \frac{k-1}{2} M^2)^{-0.45}$

由以上公式可求出扩压器出口参数, 进而求得损失 Δq_{vld} 。

(6) 叶片扩压器损失

$$\Delta q_{vd} = \Delta q'_{vd} \left\{ 1 + 4.4 \left(1 - \frac{W_2}{W_{s1}} \right)^3 \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} - 1 \right) \right] \right\}$$

式中: $\Delta q'_{vd} = \frac{1}{2} \left[0.07 + 0.0038 \left(\frac{C_{max,3}}{C_4} - 1 \right)^3 + 0.0038 \left(\frac{C_3}{C_4} - 1 \right)^3 \right] \left(\frac{C_3}{u_2} \right)^2$
 $C_{max,3} = C_3 (1 + A_c |i_c|)$

(7) 出口损失

按出口动能头损失来算: $\Delta q_{ex} = \frac{K_{ex}}{2} \left(\frac{C_4}{u_2} \right)^2$

其中 K_{ex} 为损失占扩压器出口动能的比例。

(8) 漏气损失

$$\Delta q_{lk} = m'_{lk,d} \left(\frac{m_d}{m} \right) \left[0.5 + 0.5 \left(\frac{N}{N_d} \right)^2 \right] \Delta q_{th}$$

其中: $m'_{lk,d}$ 为设计工况下的无量纲漏气损失

(9) 轮盘磨擦损失

$$\Delta q_{df} = \frac{K_m (1 + \rho_2 / \rho_1)}{8\pi \left(\frac{C_{m1}}{u_2} \right)^2 \left(\frac{d_{s1}}{d_2} \right)^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{s1}}{d_2} \right)^2 \right]}$$

其中: $K_m = 2.67 (Re)^{-\frac{1}{2}} \quad (Re < 3 \times 10^5) \quad K_m = 0.0622 (Re)^{-\frac{1}{2}} \quad (Re > 3 \times 10^5)$

从以上各式可以看出, 只要预先给定损失系数 C_f 、 A_B 、 A_c 、 K_{ex} 、 $M'_{lk,d}$ 、 $C_{f,vd}$ 的初值, 根据母型机组已知几何参数及运行参数, 就可以进行验算。

(2) 各损失系数初值的选取

当流道光滑时, λ 仅与雷诺数有关, 曲线见图 1; 攻角损失系数 A_B 随马赫数的增加很快增加, 见图 2, 而且马赫数愈大, 叶轮有效工作范围愈窄, 且变工况的损失会大大增加; 叶片扩压器攻角损失系数 A_c 确定方法同 A_B ; K_{ex} 的取值为 0.5; $M'_{ik,d}$ 和机组的密封形式有关, 在一般的工业用机组中, 单级的 $M'_{ik,d}$ 取 0.01-0.03; $C_{f,vd}$ 取值范围为 0.03-0.14。

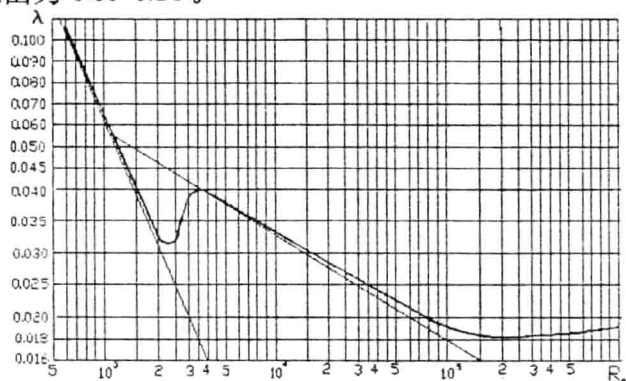


图 1

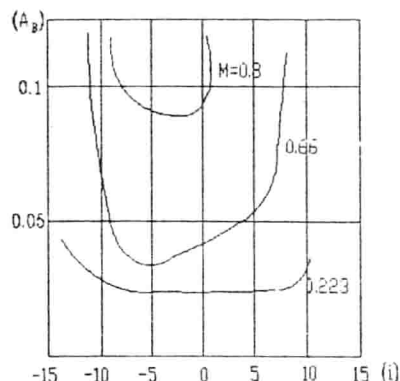


图 2

以上是各项系数的定性分析, 参数的合理选择基于设计人员多年工作的经验, 一般不同的模型级选择不同的损失系数。由图 3 可看出, 切割子午面会引起流量系数的减小, 并因此引起效率及能头系数的下降。图中 B_1, B_2 是两个模型级, 图中 B_1, B_2 间的粗实线表示切割子午面设计的新机组的效率值, 可以看出切割后叶轮的效率与原效率接近。因此, 利用此方法计算的衍生级特性和试验值符合较好。

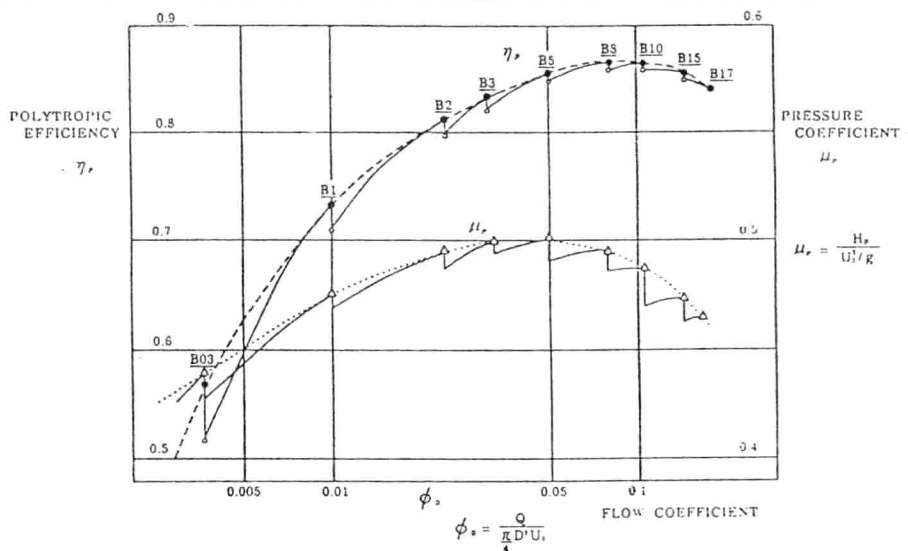


图 3

(3) 母型机组特性的计算

输入初选的损失系数、各级几何尺寸和运行参数, 就可以利用本程序计算母型机组的特性, 计算过程中逐步修正损失系数, 反复迭代, 直至计算出的特性曲线与原始曲线基本符合。

应强调指出, 对比转速很低的小流量级, 无叶扩压器性能在整机性能中占有举足轻重的地位。为了避免出现使整机进入不稳定工作状态的失速工况, 无叶扩压器进口绝对气流角必须大于无叶扩压器的临界角。本程序在气流角小于临界角时, 可在扩压器进口加收敛段, 以加大进口气流角。

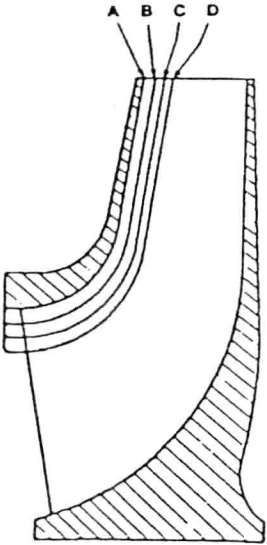
无叶扩压器虽然结构简单但内流情况很复杂, 用一般无粘模型算不出来真实流动情况。一般而言, 在其进口段存在着内外侧壁上两个边界层, 中间夹着一个无粘流核心。随着半径增加两个边界层逐步发展最终汇合、无粘核心消失, 整个流道是充分发展的湍流。这些边界层都是三元的, 当紧贴壁面的流线方向与边界层外缘流场方向偏离到一定程度, 这些壁层流动首先出现反流从而引起局部失速, 局部失速的进一步发展, 将使无叶扩压器乃至整个极出现不稳定工况。定义边界层壁面流动出现反流时的边界层外缘流动角 α_c 为临界角。这里采用 YASVTUSHI SENOO 提供的模型来计算平行直壁扩压器的临界角。

表 1 为计算的某 20 万吨合成气压缩机组的临界角 α_c 与各级叶轮出口角 α_2^* 的比较。该机组的结构参数 $r_3/r_2 = 1.5$ 。

表 1

	级	1	2	3	4	5	6	7	8	9
低压缸	α_c	$\approx 10^\circ$								
	α_2^*	16.78°	13.39°	12.37°	11.50°	10.75°	10.56°	10.52°	10.85°	10.83°
	α_2	23.8°	22.9°	21.27°	19.85°	18.62°	17.70°	16.91°	16.29°	15.6°
高压缸	α_c	10°	8°	8°	8°	8°	7°	6.5°	6°	
	$\alpha_2^* = \alpha_2$	10.65°	11.88°	11.24°	10.68°	10.19°	10.35°	10.58°	10.83°	

由表 1 知, 低压缸除前 4 级外叶轮出口气流角都接近无叶扩压器临界角, 所以低压缸各级叶轮出口都采用了收敛段, 使无叶扩压器进口角 α_2 大于 α_2^* 。对于高压缸叶轮出口角 α_2^* 已经都大于临界角 α_c , 所以均没有采用收敛段。



Design Parameters

Impeller	Phi	U_2/A_0	Head Coef.	Mach W_{1s}	Specific Speed
A (parent)	0.0508	0.64	0.583	0.420	77.2
B (10% trim)	0.0457	0.64	0.581	0.413	73.2
C (20% trim)	0.0406	0.64	0.579	0.407	69.0
D (30% trim)	0.0356	0.64	0.576	0.401	64.5

图 4

四、新机组的成型方法及变工况计算

本文主要介绍一种以模型级为基础沿叶轮轮盖流线切割子午面形成新机组的方法。采用切割轮盖或轮盘侧子午流道的方法设计新机组, 由于是按流量比例沿流线

切割, 因而切割后的叶轮内部流场与原母型级的相似。图 4 表示了一个切割子午流道的模型, 切割后的形状没有变化, 只是改变了叶片的高度和几何尺寸。当切割到 30 % 时, 叶轮出口马赫数仍保持不变。切割后的能头系数变化很小, 比转速随切割的平方根减小。切割后的叶轮可减小容积流量及流量系数 ϕ 以达到设计要求, 沿轮盖处的切割还可以降低叶轮进口处叶尖的马赫数和进口的相对马赫数。设计时可根据压比要求配合加减级构成新机组。

按流量比例切割后, 即可用修正的模型级的损失系数计算新机组的特性。在程序中考虑了级间中冷及中冷器的损失。为了保证无叶扩压器稳定工作, 程序计算出新机组的叶轮出口角 α_2^* 和临界角 α_c 值。

五、算例

以下是某合成气压缩机高压缸的设计参数:

进口处气体的化学成分: (V%)

H_2 74.05, N_2 24.72, A_r 0.33, CH_4 0.9

(1) 物性参数的计算

计算得: $\mu_m = 8.6985$, $R = 97.488$, $K = 1.40631$, $Z = 1.0549$ (平均)

(2) 母型机组的选取及损失系数的确定

根据所给流量换算成设计状态下的进口容积流量。得 $Q = 976 m^3/h$ 选进口容积流量为 $Q = 1052 m^3/h$ 的合成气压缩机作为母型级。表 2 是母型机组及新设计机组的部分性能参数

表 2

	进口压力	进口温度	出口压力	流量	Z	K	分子量	转速
母型级	158	37.8	226.7	1052	1.118	1.401	8.67	10479
	$KG/cm^2(A)$	$(^{\circ}C)$	$KG/cm^2(A)$	M^3/h				rpm
新机组	6.6	24	14.85	62500	1.055	1.406	8.70	10479
	$MPa(A)$	$(^{\circ}C)$	$MPa(A)$	NM^3/h				rpm

对母型机组的分析可知: 此母型机组有两个模型级, 分别为第 1 级和第 5 级。表 3 为迭代后两模型级的损失系数。

表 3

损失系数	λ	A_B	A_C	K_{ex}	M'_{ekd}	$C_{f,old}$
第一级	0.006	0.13	无	0.50	0.015	0.13
第二级	0.006	0.11	无	0.050	0.025	0.13

表 4

级	1	2	3	4	5
α_c	6°	6°	6°	6°	9°
α_2^*	9°	9°	9°	9°	20°

图 5 中的实线为母型机的出厂试验得出的特性曲线, 虚线为迭代后得到的特性曲线。表 4 为通过计算得出的母型机组的无叶扩压器临界角和叶轮出口气流角, 从表中看出叶轮出口角 α_2^* 大于临界角 α_c 。

(3) 新机组的成型及特性计算

表 5

级	$D_2(mm)$	$b_2(mm)$	$r_{h1}(mm)$	$r_{s1}(mm)$	叶片数	β_2	β_{s1}	β_{h1}
母型级	231	8.7	109.43	113.07	11	62.1°	70.3°	75°
新机组	231	8.06	109.43	112.8	11	62.1°	70.3°	75°

表 5 为新设计机组和原机组的结构参数。新机组的各级均按进口容积流量的比例 0.928 切割叶轮轮盖侧的叶片高度, 由于新机组的压比为 1.78, 大于母型机的 1.435, 所以必须加三级才可达设计要求, 此三级与第五级为同一模型级。输入修正后的损失系数, 物性参数, 及结构参数, 计算得新机组的变工况特性曲线如图 6。

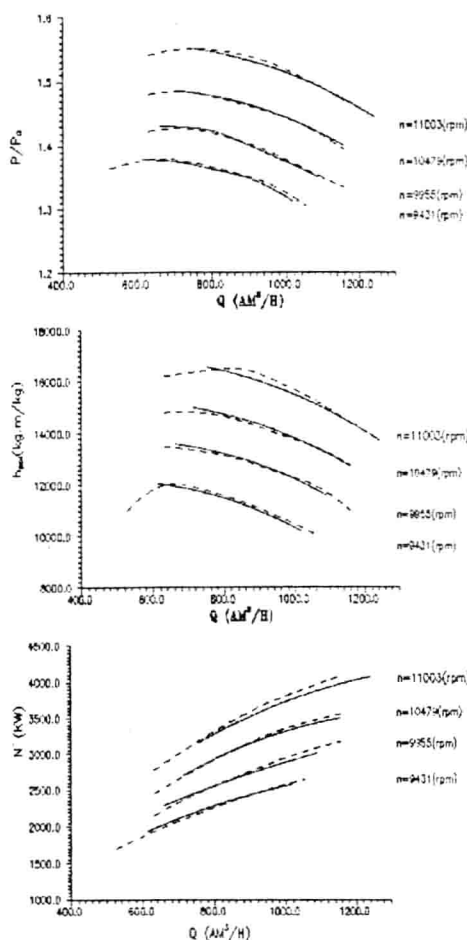


图 5

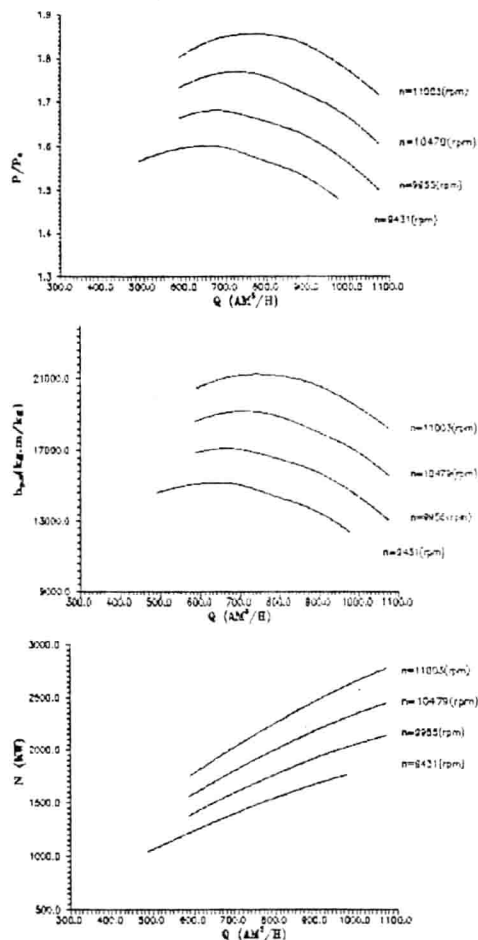


图 6

结论

本文提出一种设计工业多级离心压缩机并预估其变工况特性的方法，此方法是建立在母型机及模型级特性基础上的。应用与新机组各级相近的母型级损失曲线及损失系数求得新机组的总体变工况性能，此方法已在新设计的大化肥高压多级离心压缩机组中得到应用，并取得理想结果。

参考文献

- [1] Huang Xiaoyan and Wang Qinghuan, Some Critical Problems in Preliminary Aerodynamic Design of Industrial Turbocompressor, 1st ISAIF 1990
- [2] 流体热物理性质的计算, 童景山, 李敬编著
- [3] 离心压缩机原理, 西安交通大学透平压缩机教研室编著
- [4] M.V.Herbert, A Method of Centrifugal Compressor Performance Prediction, Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors
- [5] Predicting Centrifugal Compressor Performance from Impeller Dimensional Data, JCBARTOS, C403/026, IMechE 1990