

秘密资料

编号:

高比转速空调透平压缩机叶轮的研究

第一机械工业部情报所

1. 绪 言

透平冷冻机已在化学工业的冷却装置以及高层建筑的空调中获得广泛的应用，当前的改进方向是小型轻量化，从而达到降低成本和减少占地面积的目的。

这次对采用低压制冷剂 F-11 的 FLTS 型透平冷冻机系列进行了彻底的小型轻量化设计，其中之一是：作者在保证流体力学性能的前提下，对比转速比现有产品高出 25% 以上的透平冷冻机用离心压缩机的性能进行了研究。

由于 F-11 在 0°C 时的音速比较低，约为 136米/秒 ，所以随着比转速的提高，离心压缩机内各部分速度的马赫数也相应地增高，压缩机各主要组成部分的参数的最佳值范围就明显地变窄，在选择的时候必须给予十分注意。

因此，首先用以前一分研究报告中所用的比转速为 $n_s \approx 340$ 的叶轮进行预备性试验，然后应用所得到的试验结果和一种流体力学设计程序，对冷冻容量为 121 万大卡/时、和 410 的压缩机各部件的各主要参数进行最佳化设计。

根据所求得尺寸制作了以 1/1.5 比例几何相似的模型进行气环试验，再在扩压器进出口处径向移动皮托管，掌握流动的状态，从而可以对压缩机各部件的损失进行分析。

在一台 121 万大卡/时的试验机上引进本研究成果，进行冷冻试验的结果表明达到了预定的性能指标值。

这次研制的透平冷冻机称为 FTL-S-B 型，它比以往机器的体积小 7%，成本低 15%，据估计，这种好的透平冷冻机有可能投产。

现将研究成果予以汇总，报导如下。

2. 压缩机的计划

2.1 压缩机的系列和参数指标

透平冷冻机的压缩机扩大其使用范围的作法是，用同一个机壳，只更换叶轮、扩压器和电动机等部件使其达到一定的冷冻能力范围，进而配备几套这种机壳系列，以适应所需的整个冷冻能力范围。

如何确定压缩机的系列是一个相当复杂的问题，它与许多因素有关，如不同冷冻能力产品的效率和需要量，压缩机价格及其在整个冷冻机价格中所占的比例，工厂的生产能力等，但它对产品的销售是一个重要的问题。

现在生产的透平冷冻机有采用低压制冷剂 F-11 的 FTLS 型和使用高压制冷剂 F-12 的 FTLC 型二种。其中 FTLC 型透平冷冻机具有小形轻巧，不需要用抽气回收装置、维护容易等优点，但其缺点是操作比较困难。

考虑到上述情况，现在采用如图 1 所示那样的透平冷冻机系列。即，冷冻能力在 60.5 万大卡/时以下时，把 FTLC 型透平冷冻机的 4 个机种、一个机壳构成一个系列，在 75.6 万大卡/时以上时，FTLS 型透平冷冻机由三个机壳（每个机壳包括 2 个机种）来构成系列。

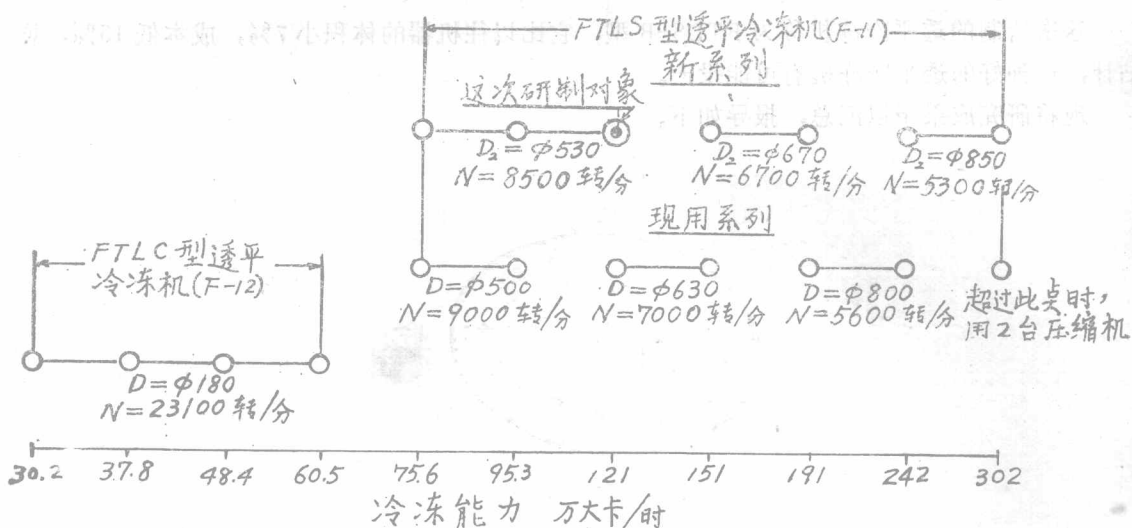


图 1 透平冷冻机的系列

这次新研制的 FTLS 型透平冷冻机系列如图 1 上方所示，把需要量最大的冷冻能力范围，即 75.6 万大卡/时~121 万大卡/时，用 3 个机种、一个机壳来满足。且把最大的冷冻能力扩展到 302 万大卡/时。因此，各种机壳中冷冻能力大的压缩机，其比转速最高，但由于没有实际使用经验，在流体力学性能方面还存在一定的问题。

下列的流体力学性能指标是根据一种冷冻能力为 121 万大卡/时的试制机而定的。

这次的研制目标在于使压缩机显著地小型化，这就相当于使其比转速比现在的机器高出20%。

与流体力学性能有关的实际机器的研究指标值和设计参数如表1所列。

表1 实际机器的研究指标值和设计参数

参 数	指 标 值	参 数	指 标 值
比 转 速 n_s	360	叶轮外径 D_2 (毫米)	530
绝热效率 $\eta_{ad}(\%)$	80	进气压力 P_s (公斤/厘米 ² 绝对)	0.413
绝热压头 H_{ad} (公斤·米/公斤)	2600	进气温度 $t_s(^{\circ}\text{C})$	2
进气流量 Q_s (米 ³ /分)	235		

2.2. 压缩机的设计

为了在较少的实验次数下，高精度地达到前节所探讨的指标值，须对压缩机各部件的设计予以充分地注意。本研究采用的是，设计方法从压缩机各部件的流动性能出发，推导出主要参数与损失之间的关系，根据这些关系，在给定的限制条件下使主要参数的设计达到最佳化，从而使压缩机总性能达到最高水平。这样来确定主要参数，然后再详细地进行流动计算的最终设计。

图2表示设计方法的总体程序方框图。

其中，关于压缩主要参数与绝热效率之间的关系的求取方法在所见之处再加以说明。

图3是把压缩机各部件的状态表示在*i-S*图上。同时，图4表示在下列计算中采用的压缩机的各主要参数和速度三角形。

为了求出压缩机各部件的主要参数与损失之间的关系，对各部件的流动状态必须了解得

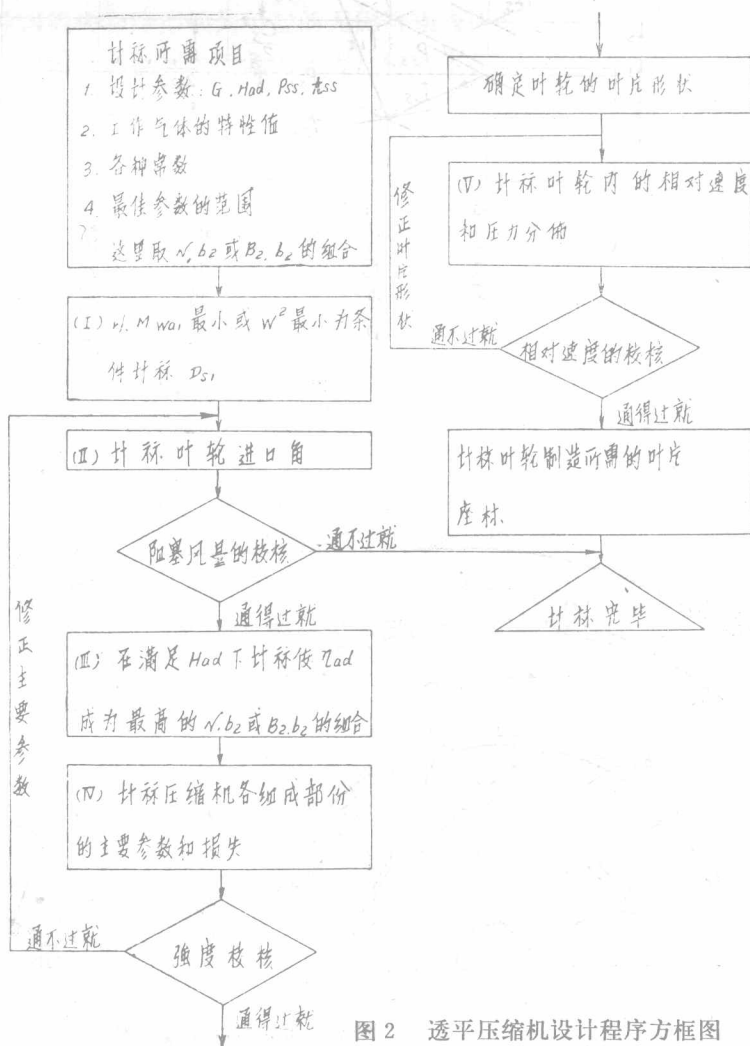


图2 透平压缩机设计程序方框图

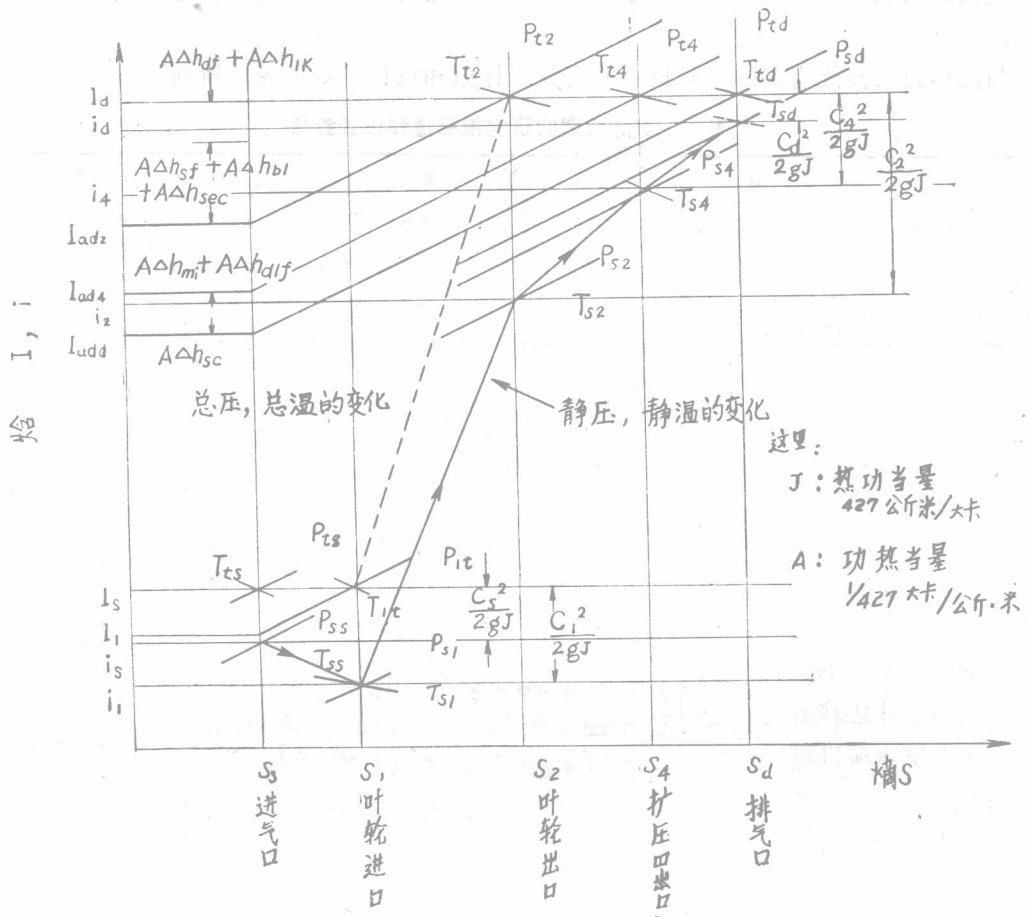


图3 $i-S$ 图

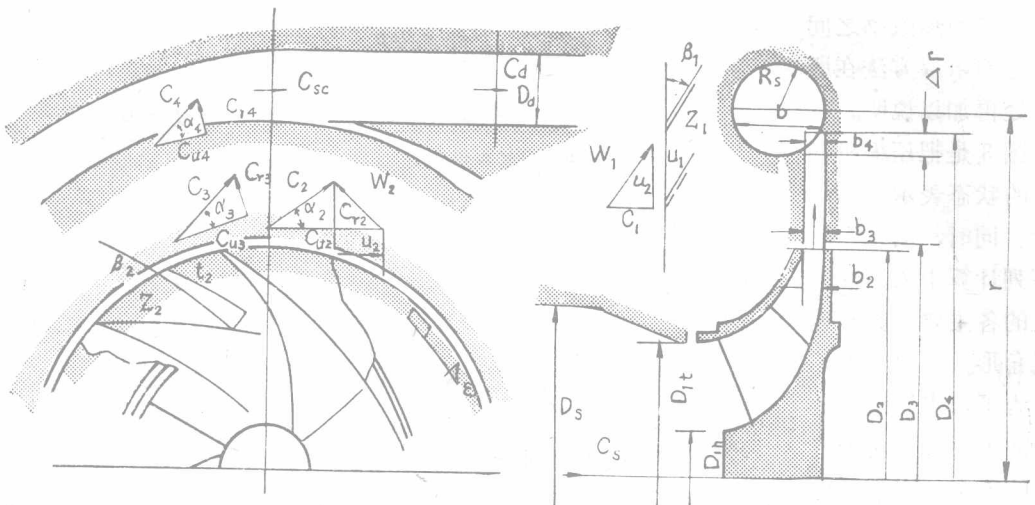


图4 压缩机的主要参数

十分清楚。但是, 压缩机各部件的流动, 一般是复杂的三元不稳定粘性流动, 所以要求出其严密解几乎是不可能的, 因此, 在这里只是选择对性能有重要影响的一些参数, 且认为各参数之间不发生互相作用, 同时采用了引入一个粘性影响的修正系数, 使损失纯化为数学公式的方法。

绝热效率 η_{ad} 和绝热压头 H_{ad} 可以由下式的内容来表示:

$$\eta_{ad} = \frac{h_{th} - (\Delta h_{sf} + \Delta h_{bl} + \Delta h_{sec} + \Delta h_{mi} + \Delta h_{dif} + \Delta h_{sc})}{h_{th} + \Delta h_{lh} + \Delta h_{df}} \quad (2.2.1)$$

$$H_{ad} = \{h_{th} - (\Delta h_{sf} + \Delta h_{bl} + \Delta h_{sec} + \Delta h_{mi} + \Delta h_{dif} + \Delta h_{sc})\} \frac{u_2^2}{g} \quad (2.2.2)$$

式中 h_{th} ——无因次理论绝热压头

Δh_{sf} ——叶轮内的摩擦损失引起的无因次损失压头

Δh_{bl} ——叶片表面的边界层分离引起的无因次损失能量头

Δh_{sec} ——叶轮内产生二次流引起的无因次损失压头

Δh_{mi} ——扩压器进口混合损失引起的无因次损失压头

Δh_{dif} ——扩压器内的冲击损失和摩擦损失引起的无因次损失压头

Δh_{sc} ——蜗室内的冲击损失和摩擦损失引起的无因次损失压头

Δh_{lh} ——漏气引起的无因次损失压头

Δh_{df} ——圆盘摩擦损失引起的无因次损失压头

下面推导各项损失的表示式。

以 H_{th} 表示理论压头, u_2 表示周速, 再由欧拉公式推导出 H_{th} , 则 h_{th} 就变为下列等式:

$$h_{th} = \frac{H_{th}}{\frac{u_2^2}{g}} = \frac{C_{u2}u_2 - C_{u1}u_1}{g} \quad (2.2.3)$$

以 H_{sf} 表示叶轮内的摩擦损失, 并认为与管摩擦损失的情况相同, 取流路长度为 L_b , 平均水力直径为 d_b , 平均相对速度为 $\bar{W}$, 摩擦损失系数为 C_{fb} , 则 Δh_{sf} 就变成下列等式:

$$\Delta h_{sf} = \frac{\Delta H_{sf}}{\frac{u_2^2}{g}} = 2C_{fb} \frac{L_b}{d_b} \left(\frac{\bar{W}}{u_2} \right)^2 \quad (2.2.4)$$

式中, L_b , d_b , $\bar{W}$ 和 C_{fb} 可参考文献¹⁾ 采用下列等式:

$$L_b = \frac{\pi}{8} \left(2D_2 - \frac{3D_{s1} + D_{h1}}{2} + b_2 \right) \frac{2}{\left(\frac{\sin \beta_{s1} + \sin \beta_{h1}}{2} + \sin \beta_2 \right)}$$

$$d_b = \frac{\frac{D_2 \sin \beta_2}{Z_2 - \frac{D_2 \sin \beta_2}{\pi}} + \frac{\left(\frac{D_{s1} + D_{h1}}{2} \right) \left(\frac{\sin \beta_{s1} + \sin \beta_{h1}}{2} \right)}{\frac{Z_2}{\pi} + \left(\frac{D_{s1} + D_{h1}}{D_{s1} - D_{h1}} \right) \left(\frac{\sin \beta_{s1} + \sin \beta_{h1}}{2} \right)}$$

$$\bar{W} = \frac{W_{s1} + W_2 + W_{h1} + W_2}{4}$$

$$C_{fb} = 0.0412 (R_{eb})^{-0.1925}$$

$$R_{eb} = \frac{d_b \bar{W}}{2}$$

Δh_{bl} 可推导如下。

在叶轮内，边界层最容易分离的位置是在减速大的轮盖上，在这里，叶片压力面和负压面上的速度分布一般可用图 5 来表示。

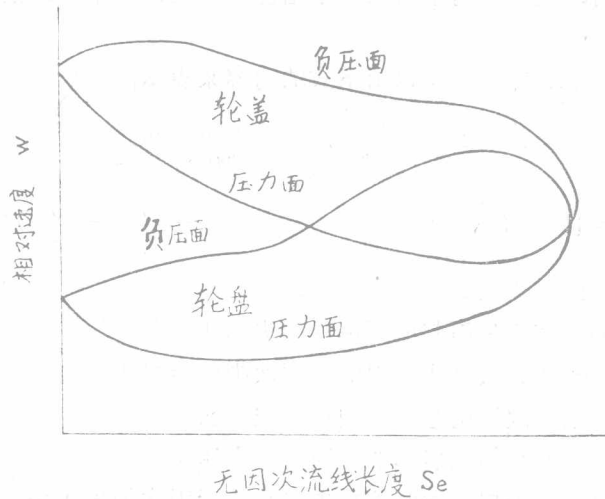


图 5 轮盖和轮盘上的相对速度分布

在紊流边界层的状态下，若设出口的运动量厚度为 Q_2 ，并设进出口之间的最大速度为 $W_{\max}$ ，最小速度为 $W_{\min}$ ，则可列出下列近似式。

$$Q_2 = 0.001 L_b \left(\frac{W_{\max}}{W_{\min}} \right)^{4.5} \quad (2.2.5)$$

另外，Rose 和 Robertson²⁾ 等在圆锥形扩压器上也推导了同样的等式。运动量厚度和总压损失的关系可给出如下等式：

$$\Delta P = \frac{2Z_2 Q_2}{2\pi r_2} \cdot \frac{\rho W_2^2}{2g} \quad (2.2.6)$$

应用式 (2.2.5) 和式 (2.2.6)，则叶片压力面和负压面的损失就可由下式来求出

$$\Delta h_{bl} = \frac{\Delta P_{\text{负压面}} + \Delta P_{\text{压力面}}}{\frac{\rho u_2^2}{g}} = 0.001 \frac{Z_2 L_b}{\pi D_2} \left(\frac{W_2}{u_2} \right)^2 \left\{ \left(\frac{W_{\max}}{W_{\min}} \right)_{\text{负压面}}^{4.5} + \left(\frac{W_{\max}}{W_{\min}} \right)_{\text{压力面}}^{4.4} \right\} \quad (2.2.7)$$

参照图 5，求出压力面和负压面上的 $W_{\max}$ 和 $W_{\min}$ ，经整理就变成下列等式

$$\begin{aligned} \Delta h_{bl} &= 0.001 \frac{Z_2 L_b}{\pi D_2} \left(\frac{W_2}{u_2} \right)^2 \left\{ \left(\frac{W_{\max}}{W_2} \right)^{4.5} + \left(\frac{W_{s1}}{W_2} \right)^{4.5} \right\} \\ &= 0.001 \frac{Z_2 L_b}{\pi D_2} \left(\frac{W_{s1}}{u_2} \right)^2 \left\{ \frac{W_{1\max}^{4.5}}{W_2^{2.5} W_{s1}^2} + \left(\frac{W_{s1}}{W_2} \right)^{2.5} \right\} \end{aligned} \quad (2.2.8)$$

式 (2.2.8) 中， $W_{1\max}$ 的值由于叶轮的详细形状还未确定，所以无法求出，但根据以往的资料，在这里近似地取 $W_{1\max} = 1.05 W_{s1}$ 来进行计算。

Δh_{sec} 的计算式可推导如下。

叶轮内所产生的二次流是非常复杂的。关于其机理的阐明以及其损失的表示式等，现仍处于初始研究阶段，所以在这里作如下的考虑。

首先，考虑了平面内的流动。如图 6 左方所示，由于主流速度与叶片表面上边界层内的速度之间有明显著的差异，所以从轴向转到径向时，就具有垂直于子午面方向的速度分量，

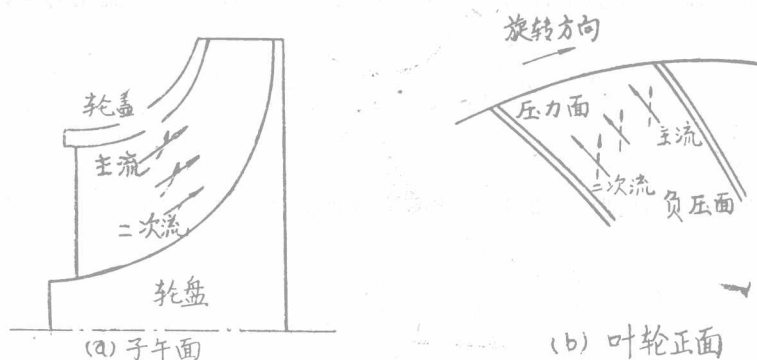


图6 叶轮内的二次流

因而产生二次流。

若把这个速度取为 C_n ，下列近似式则可成立。

$$C_n \frac{\partial C_n}{\partial r} \sim \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{W^2}{2} \right) \quad (2.2.9)$$

将式 (2.2.9) 从轮盘侧到轮盖侧进行积分，就变为下式：

$$C_n^2 \sim W_h^2 \quad (2.2.10)$$

同时，如图6右方所示，由于叶轮做功而使叶片压力面和负压面之间产生压力差，此压力差引起了边界层的移动，因而产生二次流。这个二次流损失可以用叶片之间的压力系数来表征。若以 $P_{\text{压力面}}$ 和 $W_{\text{压力面}}$ 表示压力面的静压和相对速度值，以 $P_{\text{负压面}}$ 和 $W_{\text{负压面}}$ 表示负压面的静压和相对速度值，则变为下列等式。

$$\frac{P_{\text{压力面}} - P_{\text{负压面}}}{\frac{1}{2} \rho W^2} \sim \frac{W_{\text{负压面}} - W_{\text{压力面}}}{W^2} \quad (2.2.11)$$

然而，为了求出式 (2.2.11) 中的 $W_{\text{负压面}}$ 和 $W_{\text{压力面}}$ 值，必须先有叶轮的详细尺寸，同时计算也比较复杂，所以在这里仅把式 (2.2.10) 当作代表式。

式 (2.2.10) 中， W_s 和 W_h 两者的最大速度差发生在进口，故用进口的值。常数项可由2, 3节的叶轮计算结果来确定，这样 Δh_{sec} 就变成下式：

$$\Delta h_{sec} = \frac{0.034(W_{s1}^2 - W_{h1}^2)}{u_2^2} \quad (2.2.12)$$

如作为无叶扩压器来考虑，这时以 $\Delta H_{3\sim4}$ 表示摩擦损失压头，则 Δh_{dif} 就变为下列等式：

$$\Delta h_{dif} = \frac{\Delta H_{3\sim4}}{\frac{u_2^2}{g}} = \int_3^4 \frac{C_f}{m} \left(\frac{C}{u_2} \right)^2 dS \quad (2.2.13)$$

式中 C_f ——摩擦损失系数

m ——水力半径（对于平行壁扩压器 $m = \frac{b_3}{2}$ ， b_3 为扩压器进口宽度）

C ——扩压器内的速度

d_s ——从扩压器进口沿流线的微小长度

若取扩压器内任意一点的半径为 r ，扩压口进口半径为 r_2 ，气流角为 α ，则 d_s 就变为列近似等式：

$$d_s \approx \frac{dr}{\sin \alpha} = \frac{r_3}{\sin \alpha} dR \quad (2.2.14)$$

式中， $R = \frac{r}{r_3}$

应用式 (2.2.14)，且把 (2.2.13) 化为无因次式就变为下式：

$$\begin{aligned} \Delta h_{dif} &= \int_1^{R_4} \frac{C_f r_3}{b_3} \left(\frac{C}{u_2} \right)^2 \frac{dR}{\sin \alpha} \\ &= \frac{r_3}{b_3} \int_1^{R_4} C_f (1 + \cot^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} \frac{\frac{C^2}{g k R T}}{\frac{u_2^2}{g k R T} \cdot \frac{T_t}{T}} dR \\ &= \frac{1}{M_{u_{2t}}^2} \int_1^{R_4} \frac{\xi M^2 (1 + \cot^2 \alpha)^{\frac{1}{2}}}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} dR \end{aligned} \quad (2.2.15)$$

式中， $M_{u_{2t}} = \frac{u_2}{\sqrt{g k R T_t}}$

$$\xi = C_f \frac{r_3}{b_3}$$

若取总温为 T_t ，壁温为 T_w ，则式 (2.2.15) 中 M^2 和 $\cot \alpha$ 与 R 的关系可引用文献^[3]中的包含 ξ 值的下列关系式：

$$\frac{1}{T_t} \frac{dT_t}{dR} = \frac{\xi}{H \sin \alpha} \left(\frac{T_w}{T_t} - 1 \right) \quad (2.2.16)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{M^2} \frac{dM^2}{dR} &= \frac{2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)}{M^2 - \cos^2 \alpha - 1} \left\{ - (1 + k M^2 - \cot^2 \alpha) \frac{1}{2 T_t} \frac{dT_t}{dR} \right. \\ &\quad \left. + (\cot^2 \alpha - k M^2) (\cot^2 \alpha + 1)^{\frac{1}{2}} \frac{\xi}{H} + \frac{1}{H} \frac{dH}{dR} + (\cot^2 \alpha + 1) \frac{1}{R} \right\} \end{aligned} \quad (2.2.17)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{\cot \alpha} \cdot \frac{d \cot \alpha}{dR} &= \frac{\cot^2 \alpha + 1}{M^2 - \cot^2 \alpha - 1} \left\{ \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \frac{1}{T_t} \cdot \frac{dT_t}{dR} \right. \\ &\quad \left. + (\cot^2 \alpha + 1)^{\frac{1}{2}} [1 + (k-1) M^2] \frac{\xi}{H} - \frac{1}{H} \frac{dH}{dR} - \frac{M^2}{R} \right\} \end{aligned} \quad (2.2.18)$$

式中 $H = \frac{b}{b_2}$

k —— 比热比

如果扩压器进口 ($R = 1$) 的 T_t ， M^2 和 α 值已给出，则式 (2.2.16)~式(2.2.18) 就可用数值微分求解。

由于叶轮出口直径与扩压器进口直径大致相等，所以它们之间的状态变化，可以由服从于下列等式的叶轮出口的值，按下式来求出。

$$\text{根据无热漏泄的条件：} T_{t2} = T_{t3} \quad (2.2.19)$$

根据连续方程式和比容不变的关系：

$$r_c C_{r2} = r_3 C_{r3} \quad (2.2.20)$$

根据自由涡流动的条件:

$$r_2 C_{u2} = r_3 C_{u3} \quad (2.2.21)$$

首先, 以 T_{s3} 表示静温, 则扩压器进口的绝对速度马赫数 M_3 由式 (2.2.20) 和式 (2.2.21) 变为如下等式。

$$M_3^2 = \frac{C_3^2}{g k R T_{s3}} = \frac{C_{r3}^2 + C_{u3}^2}{g k R T_{s3}} = \left(\frac{T_{s2}}{T_{s3}} \right) \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 M_2^2 \quad (2.2.22)$$

另外, $\frac{T_{s2}}{T_{s3}}$ 可由式 (2.2.19) 的关系变为下式:

$$\frac{T_{s2}}{T_{s3}} = \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_3^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2} \quad (2.2.23)$$

故, 根据式 (2.2.22) 和式 (2.2.23), M_3^2 可变为下式:

$$M_3^2 = \frac{M_2^2 \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2 \left\{ 1 - \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 \right\}} \quad (2.2.24)$$

同时, α_3 就可由式 (2.2.20) 和式 (2.2.21) 变为下列等式。

$$\tan \alpha_3 = \frac{C_{r3}}{C_{u3}} = \frac{C_{r2}}{C_{u2}} = \tan \alpha_2 \quad (2.2.25)$$

若以 $\Delta H_{4 \sim d}$ 表示蜗室内冲击的摩擦损失引起的损失压头, 则 Δh_{sc} 就成为下列等式:

$$\Delta h_{sc} = \frac{\Delta H_{4 \sim d}}{\frac{u_2^2}{g}}$$

若以 C_{r4} 表示扩压器出口的径向速度, 以 C_{us} 表示从扩压器出口流入蜗室的喷流周向分速度, 以 C_{sc} 表示蜗室中心的速度, 则蜗室内的冲击损失压头就变为下式:

$$\frac{1}{2g} \{ C_4^2 + \xi_1 (C_{u3} - C_{sc})^2 \} \quad (2.2.27)$$

式中, ξ_1 : 蜗室中心的周向冲击损失系数。

同时, 以 Q 表示从蜗室开卷起算的蜗旋角, 以 C_{fs} 表示摩擦损失系数, 蜗室的形状定为圆形, 它的内径为 R_{sc} , 则蜗室的摩擦损失压头就成为下式:

$$\int_0^{2\pi} C_{fs} \frac{2(r_4 + R_{sc} - \Delta r)}{R_{sc}} \cdot \frac{C_{sc}^2}{2g} \cdot \frac{Q}{2\pi} d\theta \quad (2.2.28)$$

由于式 (2.2.28) 中第 2 项沿圆周方向变化, 所以要在圆周方向求积分平均, 则 $\Delta H_{4 \sim d}$ 就变为下式:

$$\begin{aligned} \Delta H_{4 \sim d} &= \frac{C_{r4}^2}{2g} + \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \xi_1 \frac{(C_{us} - C_{sc})^2}{2g} d\theta \\ &+ \int_0^{2\pi} C_{fs} \frac{2(r_4 + R_{sc} - \Delta r)}{R_{sc}} \cdot \frac{C_{sc}^2}{2g} \cdot \frac{Q}{2\pi} d\theta \end{aligned} \quad (2.2.29)$$

以扩压器出口作为基准点, 则 C_{us} 和 C_{sc} 在半径方向的变化可成立下式:

$$C_{us} = \frac{r_4}{r} C_{u4} \quad (2.2.30)$$

$$C_{sc} = \left(\frac{r_4}{r} \right)^2 C_{s4} \quad (2.2.31)$$

然而, 在涡旋角为 θ 的断面上的连续方程式有下列等式成立:

$$\int_{r_4 - \Delta r}^{r_4 - \Delta r + 2R_{sc}} \gamma C_{sc} b dr = 2 \int_{r_4 - \Delta r}^{r_4 - \Delta r + 2R_{sc}} \gamma C_{sc} \{R_{sc}^2 - [r - (r_4 - \Delta r + R_{sc})]^2\}^{\frac{1}{2}} dr = \frac{Q}{2\pi} \quad (2.2.32)$$

式中, G : 重量流量

将式 (2.2.31) 代入式 (2.2.32), 并假定 $\gamma = \gamma_d$, 则变成下式:

$$2r_4^n C_{s4} \int_{r_4 - \Delta r}^{r_4 - \Delta r + 2R_{sc}} \frac{\{R_{sc}^2 - [r - (r_4 - \Delta r + R_{sc})]^2\}^{\frac{1}{2}}}{r^n} dr = \frac{Q}{2\pi} Q_d \quad (2.2.33)$$

上式中的 n 值, 没有详细的实验结果是无法判明的。在这里, 为了简单起见, 假定 $n = 1$, 因此, 若用 $x = r - (r_4 - \Delta r + R_{sc})$ 来置换, 上式的积分就变成下列式:

$$\begin{aligned} \int_{-R_{sc}}^{R_{sc}} \frac{R_{sc}^2 - X^2}{X + r_4 - \Delta r + R_{sc}} dx &= \frac{1}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \int_{-R_{sc}}^{R_{sc}} \frac{(R_{sc}^2 - X^2)^{\frac{1}{2}}}{1 + \frac{X}{r_4 - \Delta r + R_{sc}}} dx \\ &= \frac{1}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \int_{-R_{sc}}^{R_{sc}} (R_{sc}^2 - X^2) \left\{ 1 - \frac{X}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} + \left(\frac{X}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \right)^2 \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{X}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \right)^3 + \dots \right\} dX \\ &= \frac{1}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \left\{ \int_{-R_{sc}}^{R_{sc}} (R_{sc}^2 - X^2) dX - \frac{1}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \int_{-R_{sc}}^{R_{sc}} X (R_{sc}^2 - X^2)^{\frac{1}{2}} dX \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{(r_4 - \Delta r + R_{sc})^2} \int_{-R_{sc}}^{R_{sc}} X^2 (R_{sc}^2 - X^2)^{\frac{1}{2}} dX \dots \right\} \\ &= \frac{1}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \left\{ \frac{\pi R_{sc}^2}{2} + \frac{\pi R_{sc}^2}{8} \left(\frac{R_{sc}}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \right)^2 + \frac{\pi R_{sc}^2}{16} \left(\frac{R_{sc}}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \right)^4 + \dots \right\} \end{aligned} \quad (2.2.34)$$

一般, $\left(\frac{R_{sc}}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \right)^2 \ll 1$, 所以上式如取到第 2 项就已足够, 因此, 式 (2.2.33) 就变成如下等式:

$$C_{s4} = \frac{\frac{\theta}{2\pi} Q_d (r_4 - \Delta r + R_{sc}) f}{\pi R_{sc}^2 r_4} \quad (2.2.35)$$

式中, $\frac{1}{f} = 1 + \frac{1}{4} \left(\frac{R_{sc}}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{R_{sc}}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \right)^4$

式 (2.2.29) 中的 C_{us} 和 C_{sc} 的代表点可以考虑是在蜗室的中心, 故应用式 (2.2.30) 和

式 (2.2.31), 经整理后变成下式:

$$\Delta H_{4 \sim d} = \frac{C_{r4}^2}{2g} + \frac{1}{2g} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2g} \left\{ \xi_1 \left(\frac{r_4}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} C_{u4} - \frac{Q}{2\pi} \frac{Q_{df}}{\pi R_{sc}^2} \right)^2 + 4\pi C_{fs} \frac{(r_4 - \Delta r + R_{sc})}{R_{sc}} \cdot \frac{\theta}{2\pi} \left(\frac{\theta}{2\pi} \frac{Q_{df}}{\pi R_{sc}^2} \right) \right\} d\theta \quad (2.2.36)$$

上式中的 C_{fs} 由蜗室的内径 R_{sc} 和表面粗糙度 ε 来决定, 这里采用 Nikuradsc 的下列等式:

$$\frac{1}{\sqrt{C_{fs}}} = \log \frac{R_{sc}}{\varepsilon} + 0.87 \quad (2.2.37)$$

最后, Δh_{sc} 就变成如下等式:

$$\Delta h_{sc} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{2\pi} \left\{ \xi_1 \left(\frac{r_4}{r_4 - \Delta r + R_{sc}} \cdot \frac{C_{u4}}{u_2} - \frac{\theta}{2\pi} \cdot \frac{Q_{df}}{\pi R_{sc}^2 u_2} \right)^2 \right\} d\theta + \left\{ \frac{4\pi(r_4 - \Delta r + R_{sc})}{R_{sc} \left(\log \frac{R_{sc}}{\varepsilon} + 80.7 \right)} \cdot \frac{\theta}{2\pi} \left(\frac{\theta}{2\pi} \frac{Q_{df}}{\pi R_{sc}^2 u_2^2} \right) \right\} d\theta + \frac{1}{2} \left(\frac{C_{r4}}{u_2} \right)^2 \quad (2.2.38)$$

若以 V_1 和 V_2 表示叶轮进出口的比容, 引用文献^[4], 则 Δh_{df} 就变成如下等式:

$$\Delta h_{df} = \frac{C_{fd}(1 + V_1/V_2)u_2 r_2^2}{8GV_1} \quad (2.2.39)$$

式中, C_{fd} : 圆盘摩擦损失系数

$$C_{fd} = 2.67 R_{ew}^{-\frac{1}{2}}, \quad R_{ew} = \frac{u_2 D_2}{2\nu} < 3 \times 10^5 \\ = 0.062 R_{ew}^{-\frac{1}{5}}, \quad R_{ew} > 3 \times 10^5$$

由于在上述各项损失的关系式中都包含着叶轮进出口的速度, 所以必须用下列办法来求取。

首先, 若以 V_1 表示叶轮进口的比容, 则叶轮进口的轴向速度 C_1 就成为下列等式:

$$C_1 = \frac{GV_1}{A_1} \quad (2.2.40)$$

式中, $A_1 = \frac{\pi}{4}(D_{s1}^2 - D_{h1}^2) - \frac{Z_1 t_1 (D_{s1} - D_{h1})}{4} \left(\frac{1}{\sin \beta_{s1}} + \frac{1}{\sin \beta_{h1}} \right)$

z_1 ——进口叶片数目

t_1 ——进口叶片厚度

同时, 应用上式来求轮盖和轮盘上的相对速度 W_{s1} , W_{h1} , 可变成下式:

$$W_{s1} = (u_{s1}^2 + C_{s1}^2)^{\frac{1}{2}} = \left\{ \left(\frac{\omega D_{s1}}{2} \right)^2 + C_{s1}^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.2.41)$$

$$W_{h1} = (u_{h1}^2 + C_{h1}^2)^{\frac{1}{2}} = \left\{ \left(\frac{\omega D_{h1}}{2} \right)^2 + C_{h1}^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.2.42)$$

式中: $C_{s1} = \varepsilon_1 C_1$,

$C_{h1} = C_1 / \varepsilon_1$

ε_1 ——把叶轮进口的速度分布设想为直线时的修正系数

下面, 以 V_2 表示叶轮出口的比容, 则叶轮出口方向的速度 C_{r2} 变成下式:

$$C_{r2} = \frac{GV_2}{A_2} \quad (2.2.43)$$

式中, $A_2 = \pi D_2 b_2 - \frac{Z_2 t_2 b_2}{\sin \beta_2}$

因此, 叶轮出口速度 C_2 和相对速度 W_2 就变为下式:

$$C_2 = (C_{u2}^2 + C_{r2}^2)^{\frac{1}{2}} = \{\mu_2 (u_2 - C_{r2} \cot \beta_2)^2 + C_{r2}^2\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.2.44)$$

$$W_2 = \{(u_2 - C_{u2})^2 + C_{r2}^2\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.2.45)$$

式中, μ —— 滑动系数。

如上所述, 压缩机的性能便可当作设计参数、各组部件的主要参数及工作流体特性值的一个函数来求。

图 7 表示性能计算的程序方框图。图中, 制冷剂的热力学特性值是引用了文献^[7]中的数据。

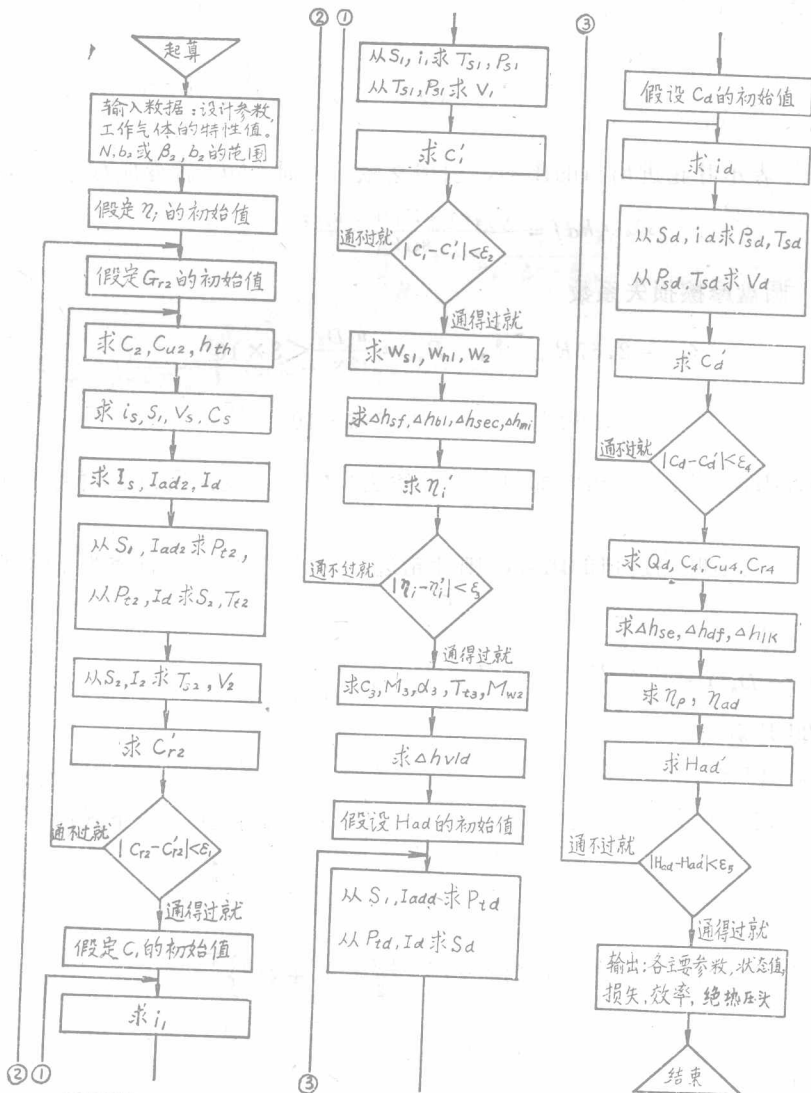


图 7 计算程序方框图

在进行实际计算时, 式 (2.2.44) 和式 (2.2.15) 中的滑动系数 μ 和扩压器的损失系数 C_f 的值 必须作为输入数据, 同时, 这些数值对性能也有强烈的影响, 所以下面来进行探讨。

首先, 有关滑动系数的计算公式已经有很多提案, 这里采用的是 Wiesner^[5] 所发表的方法, 因为这个方法能在比较宽广的出口角和内外径比的范围内和以往的资料很好地相一致。

另外, 关于扩压器的摩擦损失系数采用 Johnson^[6] 发表的下列等式:

$$C_f = 0.246e^{-0.1561HR_{e0}^{-0.258}} \quad (2.2.46)$$

式中 H ——形状系数。

R_{e0} ——以运动量厚度为标准的雷诺数。

为了求出上式中的 H 和 R_{e0} , 必须要知道扩压器内的流动状态, 但要在事先求它是相当困难的, 因此决定采用下列独立的近似式:

$$C_f = (AR^2 + BR + C)R_{e0}^{-0.258} = (AR^2 + BR + C)\left(\frac{C_2b_3}{v}\right)^{-0.258} \quad (2.2.47)$$

式中, A 、 B 、 C 均为常数。

把这些计算公式应用于已了解性能的压缩机上, 则上式中的 A 、 B 、 C 值就可以确定。

因此, 为使叶轮最接近于这次的设计, 而且使比转速达到尽可能大的这一目的, 所以, 采用一个以前研究中用过的比转速 $n_s \approx 340$ 的叶轮进行了预备性试验, 以期使这些常数因子具有更高的精确度。

表 2 列出了求扩压器的摩擦损失系数所用的各数值。在这里, 给出这些数值后, 使与实验结果所得的绝热效率相一致, 并以 A 、 B 、 C 作为参变数来进行计算, 从而求出这些常数因子。

表 2 为求取扩压器的损失系数所需的各数值

叶 轮 型式: 带进口导流段的三元叶轮			扩 压 器 型式: 平行壁无叶扩压器			蜗 室 型式: 不对称圆形蜗室		
名 称	符 号	数 值	名 称	符 号	数 值	名 称	符 号	数 值
进口直径	D_{1t} (毫米)	168	进口直径	D_3 (毫米)	324	蜗室半径	$\theta(^{\circ})$	R_s (毫米)
轮毂直径	D_{1b} (毫米)	75	进口宽度	b_3 (毫米)	9		0	0
进口直径处叶片角	β_{1t} ($^{\circ}$)	34	出口直径	D_4 (毫米)	616		45	17.8
轮毂直径处叶片角	β_{1b} ($^{\circ}$)	52.85	出口宽度	b_4 (毫米)	9		90	26.6
进口叶片数	Z_1 (片)	16	摩擦损失系数: $C_f = \left(\frac{C_3 b_3}{153 \times 9} \right)^{-0.258} \times (AR^2 + BR + C)$ R —扩压器直径比 A 、 B 、 C 参变数			$\xi_1 = 1.0$	135	33.9
外 径	D_2 (毫米)	320				$\xi_2 = 0$	180	41.2
出口宽度	b_2 (毫米)	9				$\lambda = 0.011$	225	49.0
出口角度	β_2 ($^{\circ}$)	40					270	54.5
出口叶片数	Z_2 (片)	16					315	59.7
叶片厚度	t_2 (毫米)	5					360	64.7
进口直径处相对速度	W_{1t} (米/秒)	159.8	所求得的 A 、 B 、 C 值 $A = 0.0186$, $B = 0.0598$, $C = 0.0516$			排气管直径	D_d (毫米)	204
轮毂直径处的相对速度	W_{1b} (米/秒)	89.2						
转 速	N (转/分)	14100						
进气管直径	D_s (毫米)	302						

用以上方法决定了常数 A 、 B 、 C 后, 采用这些常数就可以进行压缩机的计算。

在设计实际机器的压缩机时, 为了达到先前提出的指标值, 所以, 对比转速为 $n_s = 300$ 的三种叶轮和 $n_s = 410$ 的一种叶轮的压缩机的各主要参数进行了最佳化设计。

然而, 对离心压缩机的性能有强烈影响的因素是叶轮的出口角和出口宽度, 这些因素同时也是决定叶轮、扩压器和蜗室主要参数的重要因素, 因此, 这里就针对这二个因素进行探讨。

设计时, 叶轮进口各参数的值是在使进口端部直径处的相对速度马赫数为最小的条件下求出的, 同时, 决定压缩机总体尺寸大小的扩压器出口直径, 在 $n_s = 370$ 和 $n_s = 410$ 时都一样, 即使叶轮出口角不同, 这个数值也是不变的。

图 8 和图 9 表示, 滑动系数 $\mu = 0.86$, 对 $n_s = 370$ 和 $n_s = 410$ 所用的代表性叶轮进行的最佳设计、其出口角和出口宽度对绝热效率 η_{ad} 和绝热压头 H_{ad} 影响的计算结果。图中将叶轮出口相对速度的马赫数 M_{w2} 的和叶轮出口气流角 α_2 一并表示出来。

根据以往的资料, 当叶轮出口的相对速度的马赫数超过 $0.85 \sim 0.9$ 时, 叶轮内就产生阻塞, 因而冲击损失和边界层分离损失也就增加。另外, 当叶轮出口的气流角减少到 $10 \sim 12^\circ$ 以下时, 扩压器内边界层就产生分离, 变成不稳定流而构成喘振的原因, 所以必须把叶轮出口角和出口宽度选择在这些数值的限定范围之内。

如图所示, 在任何一个出口角度下都存在着使绝热效率达到最高值的出口宽度值, 但当出口宽度变大, 对绝热压头的影响, 比对绝热效率的影响显得更加强烈。同时, $n_s = 410$ 时的绝热效率比 $n_s = 370$ 时的要高一些, 好像比转速再高就会有最佳值似的, 但对于本设计方法, 只有在设计点附近时才能具有适用的高精确度, 而要推算到非设计点的性能其精确度是

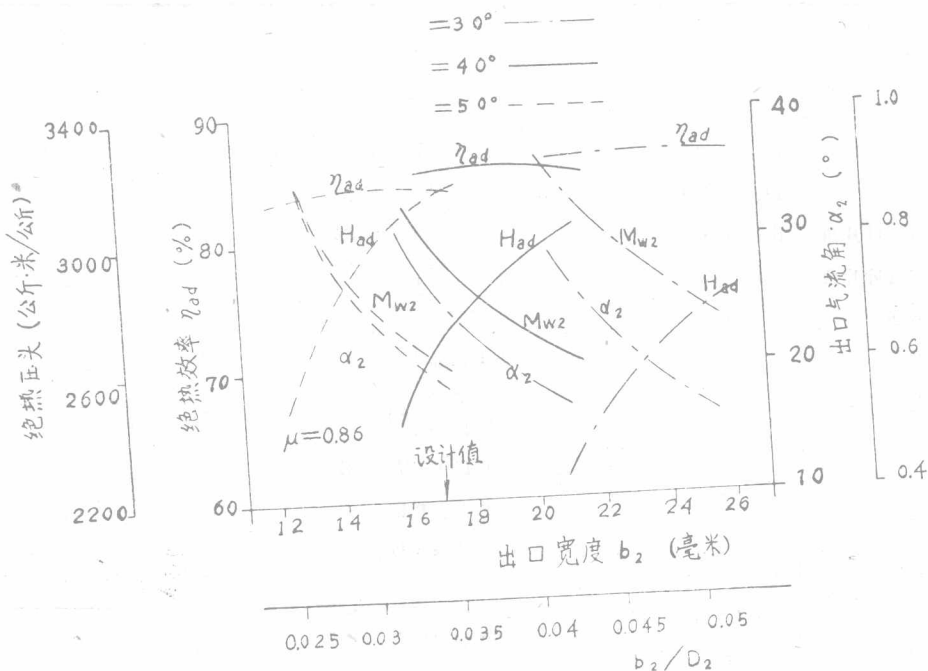


图 8 出口宽度和性能的关系 ($n_s = 370$)

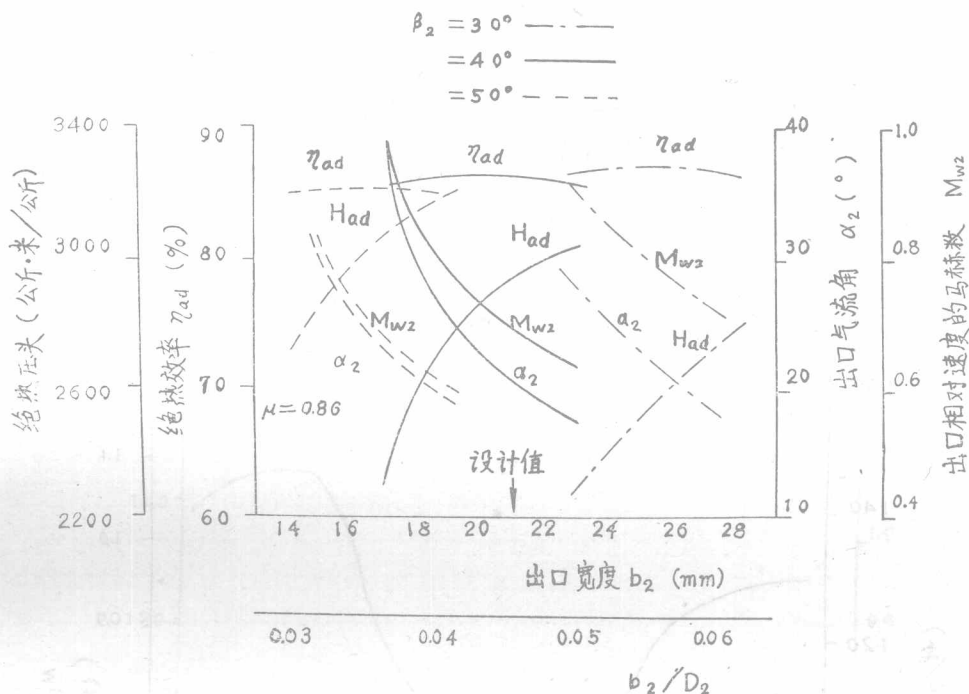


图9 出口宽度和性能的关系 ($n_s = 410$)

是不够的。所以当要求透平冷冻机具有宽广的工作范围时，仅仅在设计点性能下使叶轮具有最佳比转速的方案是危险的。

在这里首先必须决定出口角 β_2 ，因为只有根据所选的出口角 β_2 的大小才能确定出口宽度 b_2 选择的变化范围。因此，根据以往的资料，在 $\beta_2 = 30 \sim 50^\circ$ 的范围内，当 β_2 偏小的时候其效率较高，工作范围也有变宽的倾向。但是，出口宽度显著变大时就担心强度达不到要求，所以，在此机器上决定采用出口角 $\beta_2 = 40^\circ$ 。

因此，考虑到求绝热压头时所用的滑动系数的精确度，使绝热压头能有一定的裕度，所以这次选定的出口宽度对 $n_s = 370$ 和 $n_s = 410$ 的叶轮分别采用图中 $\downarrow$ 符号所示出的数值。此外，表3中列出了为使 $n_s = 370$ 和 410 的压缩机主要参数最佳化而用的各种数据。叶轮出口角的变化范围列于该表下部。所用的蜗室形状在几种情状下其损失都是最小的。

根据以上结果，压缩机的主要参数已经确定，下一步将对叶轮进行具体设计。

进行叶轮的具体设计时，一个重要的问题是如何规定叶轮内的相对速度分布。然而，现在对于叶轮内相对速度与性能的关系尚未搞清，故只能参考以往所用的相对速度分布，并在确定叶轮子午面形状后再根据相对速度的计算结果进行判断。

因此，对相对速度 W 的判断方法是，在从进口到流线全长的约 $0.5 \sim 0.6$ 处这段路程内，使 W_{nm} 为减速流，而从此点以后到出口，则变为缓慢的增速流。

图10和图11表示，设计中将上述条件予以考虑的 $n_s = 370$ 和 $n_s = 410$ 叶轮内的相对速度的计算结果。

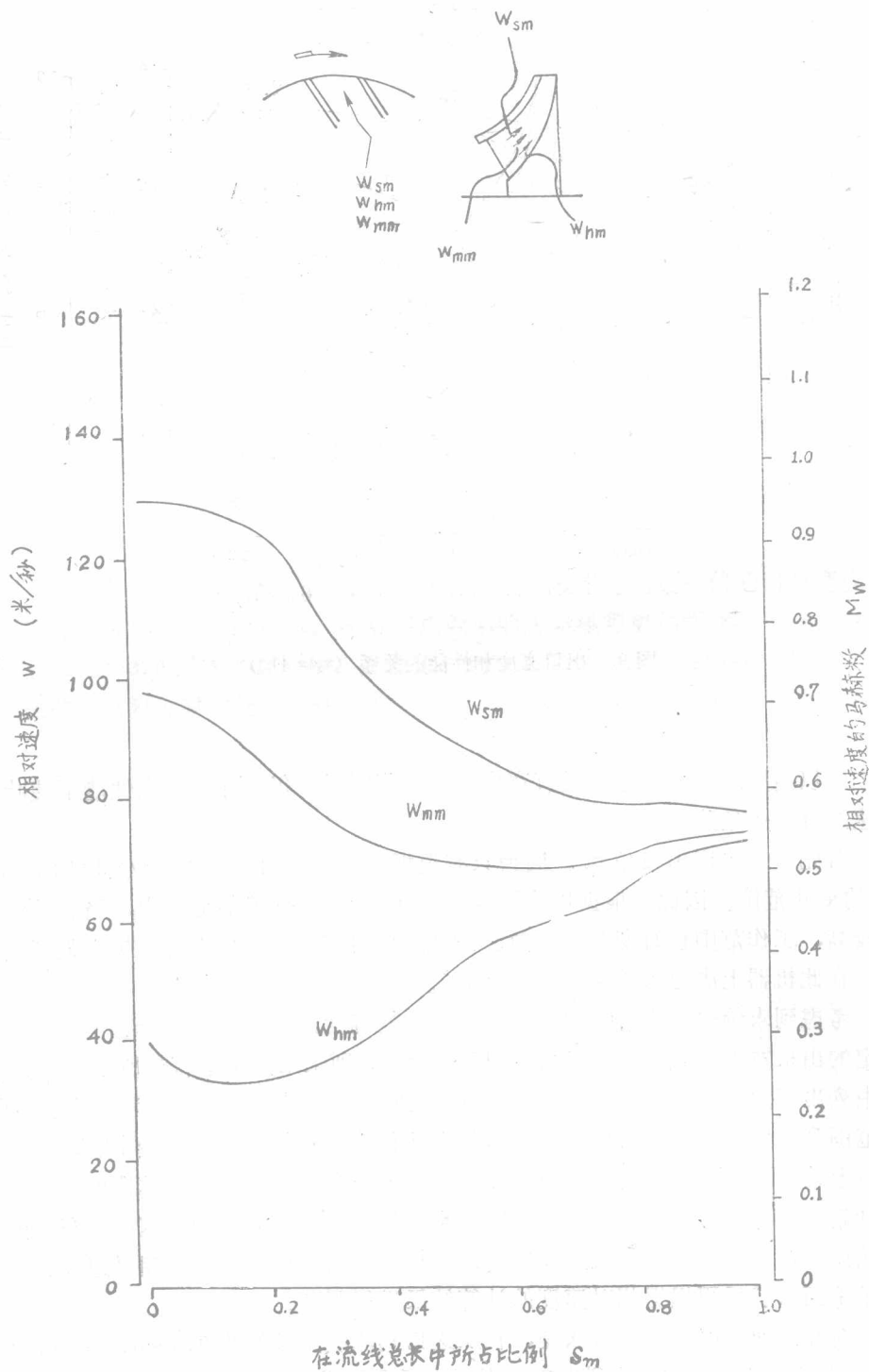


图10 $n_s = 370$ 叶轮的相对速度分布