

風力發動機的气動力設計*

張 寶 琴

摘 要

本文对风力发动机的工作原理作了必要的闡述, 并提供了一种翼式风力发动机的气動力設計的具体方法, 内容包括四个組成部分。

(一) 风力发动机的类型

(二) 风力发动机的基本理論

(三) 翼式风力发动机的工作原理

(四) 风輪設計

符 号 索 引

\bar{V} —迎面风速公尺/秒

ρ —空气的质量密度 $\left(\frac{\text{公斤秒}^4}{\text{公尺}^4}\right)$

$F = \frac{\pi D^2}{4}$ —桨叶轉动形成的圓面积 (公尺²)

\bar{M} —相对扭力矩

v_1 —空气流经风輪时风速的损失或称誘导速度(公尺/秒)

ω_1 —在流经輪叶时气流的誘导角速度 (弧度/秒)

m —空气每秒钟流过的质量

B —桨叶叶素弦长 (公尺)

Γ —环量

D —风輪直径 (公尺)

R —风輪半径 (公尺)

ω —风輪迴轉角速 $=\frac{2\pi n}{60}$ 弧度/秒

n —每分鐘风輪轉数

ξ —风能利用系数

P —风总压力 (公斤)

W —气流相对桨叶速度公尺/秒

$Z = \frac{\omega R}{\bar{V}}$ —风輪系数 (模数)

$q = \frac{\rho \bar{V}^2}{2}$ (动压)

$B = \frac{P}{q \cdot F}$ —风輪旋轉面上的負荷系数

L —桨叶长度 (公尺)

M —风輪扭矩 (公斤, 公尺)

* 1959年6月13日收到

序 言

风力是一种取之不尽，用之不竭的自然资源。一架木料金属混合结构的风力发动机，只要付出一笔设备费，如果维护得当，可使用十几年以上。同时这种风力发动机的特点，在于管理简单，几乎不需要人力照管。但是，风力发动机所带动的机器。由于风力本身的断续性质而使其工作不能保持恒定。这就限制了风力发动机广泛的应用在工业中。然而在农业中用来作为灌溉、碾磨、刨草、脱粒之用。却是非常适宜的。此外在常年风速较大的地区，还可用风力来发电。但必须注意，一般说来，当全年平均风速小于每秒5公尺时，就没有风力发电的实用意义，因为这时风轮尺寸和整个风力发电装置的结构将过分庞大，而使它的造价和维护费用也相应增加以至丧失经济价值。此外在风力发电装置中，还得装设在无风时供电的辅助设备。例如在大型风力发电装置中经常备有柴油机，在小型风力发电装置中必定要有蓄电池。

目前全国各地非常注意风力的利用，故本文特就风力发动机气动力设计方面作一些叙述以供有关方面之参考。前面已经谈到过风力发动机最大特点在于不要人照管。因之必须要有若干自动调节设备。例如使风轮迎风的机构，大风时撤离风轮的机构等。这些设备的设计，一般参考书上介绍得很多，这文中从略。

(一) 风力发动机的类型

一、翼式风力发动机(图1.a)其工作原理如本文第(三)节所述。

二、转子式风力发动机(图1.b)是将桨叶做成曲面，这样，由于作用在旋转轴一侧凹面上的风力较另一侧凸面上的为大。因而风轮就能转动。

三、走马灯式风力发动机(1.6)

四、鼓形风力发动机(图1.r)

工作原理如图所示。走马灯式与鼓式不同之处，仅在于一个是竖轴、一个是横轴、屏板A用来遮住桨叶的另一端，可减少运动方向和风向相反部分桨叶所受的阻力。

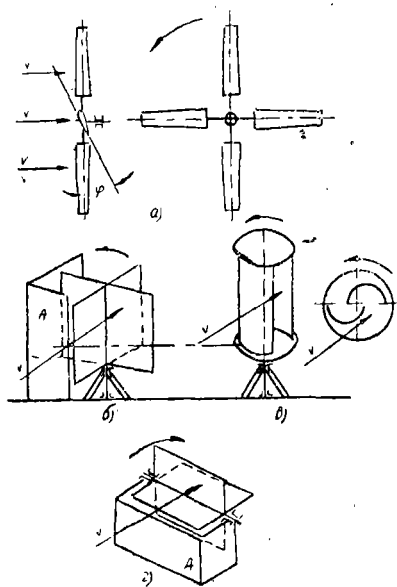


图 1

(二) 风力发动机的基本理论

一、风能利用系数

流经风轮面的能量，只有一部分能转换为机械功，这部分机械功，与风的总能量之比称为风能利用系数 ξ 。

如图 2 设流经风轮面的能量 $= \frac{1}{2} m \bar{V}^2 = \frac{1}{2} \rho \bar{V} F \bar{V}^2 = \frac{1}{2} \rho \bar{V}^3 F$ 公斤-公尺/秒。

风轮所汲取的功率以 $N = M \omega$ 公斤-公尺/秒来表示

$$\text{则 } \xi = \frac{N}{\frac{1}{2} \rho \bar{V}^3 F} \quad (1)$$

翼式风力发动机的风能利用系数一般较高, 约在 0.3—0.42 之间。其他几种则在 0.10—0.18 范围内。正由于翼式风力发动机有较高的能量利用系数, 故一般也采用最廣, 本文所谈的气动力设计, 都指这种翼式风轮而言。

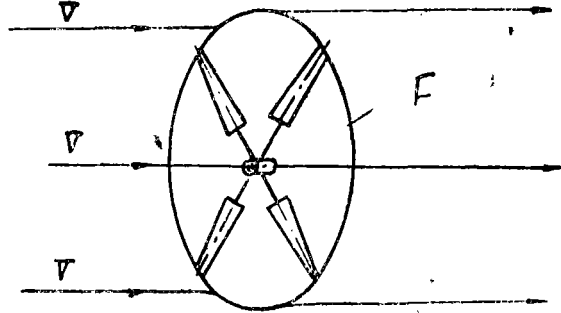


图 2

此外从气流通过轮面时的情况来看, 还可以看出风能利用系数 ξ 随流经风轮时的风速损失而变化。

如图 3。当风吹到风车轮叶时, 轮叶前空气受阻压力升高速度逐渐降低下来, 在轮叶前后风速降为 $\bar{V} - v_1$, 压力降为负压, 同时由于空气经风轮面的绕流, 在轮叶后相当长一段距离内, 风速尚需继续降低至 $\bar{V} - v_2$, 可以证明 $v_1 = \frac{v_2}{2}$ 。

$$\begin{aligned} \text{消耗在风轮上的风能 } E &= \frac{m \bar{V}^2}{2} - \\ &= \frac{m (\bar{V} - v_2)^2}{2} = m v_2 (\bar{V} - \frac{v_2}{2}) \end{aligned} \quad (2)$$

此能量亦即风轮所获得的能量又可表示为

$$E = P(\bar{V} - v_1) \quad (3)$$

此处 $P = m [\bar{V} - (\bar{V} - v_2)] = m v_2$ 是由冲量定理得到的风轮所受之风总压力, 亦即空气所受之力。

由 (2) 与 (3) 可得

$$m v_2 (\bar{V} - \frac{v_2}{2}) = m v_2 (\bar{V} - v_1)$$

$$v_1 = \frac{v_2}{2}$$

$$\text{又 } P = m v_2 = \rho (\bar{V} - v_1) F v_2$$

式中 $P(\bar{V} - v_1)F =$ 通过轮面时的每秒质量

$$\text{故 } \xi = \frac{\rho (\bar{V} - v_1) F v_2 (\bar{V} - v_1)}{\frac{1}{2} \bar{V}^3 \rho F}$$

(3-a)

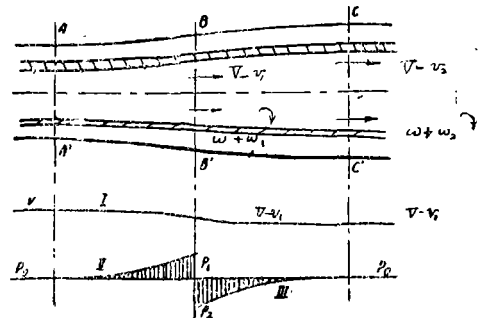


图 3

以 $v_2 = 2v_1$ 代入得

$$\xi = 4 \left(1 - \frac{v_1}{V}\right)^2 \frac{v_1}{V} \quad (4)$$

由上式可见 ξ 随比值 $\frac{v_1}{V}$ 而变当 $v_1/V = \frac{1}{3}$ 时, ξ 值为最大, 此时

$$\xi = 4 \left(1 - \frac{1}{3}\right)^2 \times \frac{1}{3} = 0.593$$

这是理论上的最大的风能利用系数, 实际上所有的风力发动机的 ξ 值均小于此值。

二、风力发动机的功率 N

$$\text{由(1)式 } N = \xi \frac{\rho V^3 F}{2} \text{ 公斤-公尺/秒} \quad (5)$$

$$\text{或 } N = \xi \frac{\rho V^3 F}{2 \times 75} \text{ 马力} \quad (6)$$

$$\text{或 } N = \frac{\rho V^3 F \xi}{2 \times 75 \times 1.36} \text{ 瓩} \quad (7)$$

三、风轮系数 (风轮模数), 风轮旋转时, 其桨叶端部圆周速度和迎面风速的比值叫风轮系数。

$$Z = \frac{\omega R}{V} \quad (8)$$

若以桨叶上某断面处之半径 r 代替上式中之 R 则可得 $z = \frac{\omega r}{V}$ 称之为风轮叶素的模数。

四、风力发动机的空气动力特性

风力发动机的空气动力特性是以风轮系数 Z 和相对扭矩 M 以及风能利用系数 ξ 间的变化关系曲线来表示的。他们之间可引出如下的关系:

$$\therefore N = M \omega = \xi \frac{\rho V^3 F}{2}$$

$$\therefore \frac{\rho V^3 \pi R^2}{2} \xi = M \frac{\omega R}{V}$$

$$\text{将 } \frac{\omega R}{V} = Z \text{ 代入 即 } \frac{2M}{\rho V^2 \pi R^2} = \frac{\xi}{Z}$$

$$\text{令 } M = \frac{2M}{\rho V^2 \pi R^2} \quad (9)$$

$$\text{则 } \xi = \bar{M} Z \quad (10)$$

这些关系曲线称为风轮力发动机的空气动力曲线, 如图 4 所示。此曲线可从实验得出。即将风轮模型安置在风洞中, 在

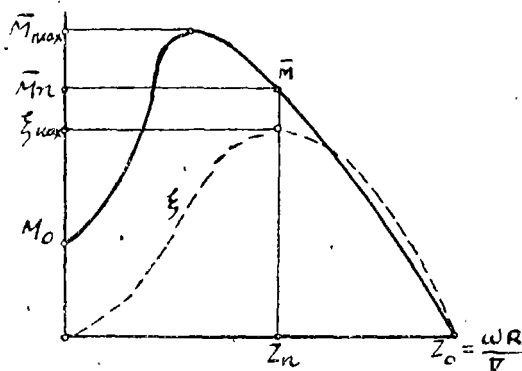


图 4

各种风速下量出其转速及扭矩即可作出 $\xi-Z$ 曲线, 及 $\bar{M}-Z$ 曲线, 此曲线上的某几个参数称为风力发动机的空气动力特性参数。

Z_n — ξ 值最大时的标称风轮系数

\bar{M}_n —在标称系数 Z_n 时风轮的标称相对扭矩

\bar{M}_{\max} —风轮所能产生的最大相对扭矩

\bar{M}_0 —当 $Z = 0$ 时的起动相对扭矩

$\frac{\bar{M}_{\max}}{\bar{M}_n}$ —称为风力发动机的过载度

Z_0 —当 $M = 0$ 时的同步模数 (同步风轮系数)

在设计风轮时, 必须选择 ξ 值最大时的 Z_n 作为设计模数, 同时可由 \bar{M}_0 算出起动扭矩。

五、利用模型进行空气动力试验时应满足的条件

把模型放在风洞中试验时, 为了使试验模型所得的结果与真实的风轮相符合, 必须满足下列条件

1. 模型和实物的几何形状必须相似。
2. 模型和实物对气流方向的相对位置必须相同, 即迎角相同。
3. 模型和实物在气流中具有相等的雷诺数即

$$Re = \frac{\bar{V}l}{\nu}$$

此处 \bar{V} —风速,

l —桨叶及模型的长度

ν —气体运动黏性系数

当模型和实物周围气体运动黏性系数相同时则应维持

$$\bar{V}_{\text{模}} l_{\text{模}} = \nu l$$

即 $\bar{V}_{\text{模}} = \frac{l}{l_{\text{模}}} \bar{V}$; 即风洞中气流速度应维持此数值。

实际上, 可由实验得知, 在某一雷诺数的范围内 (称为自准区), 空气动力系数几乎不随 Re 数而变故可视为常数, 因此实验时只要把雷诺数保持在自准区内就可以了。例如在 $Re > 300,000$ 时阻力系数 C_x 的值几乎不变, 故进行气动力试验时必须使 Re 数大于此数

$$\bar{V}_{\text{模}} l_{\text{模}} > Re \nu > 300,000 \times 1.45 \times 10^{-5} = 4.35 \text{公尺}^2/\text{秒}$$

六翼式风轮设计中的空气动力学基础

当空气流过物体时, 物体所受到的空气动力, 随物体的形状, 物体在气流中的位置及表面光洁度而有所不同。例如将平板放置在气流中与气流方向成一角度 (这个角度叫迎角或冲角), 在平板上即作用有一空气动力。如图 5 所示。力 R 在垂直于气流方向的分力 Y 称为升力, 平行于气流方向的分力 X 称为阻力。

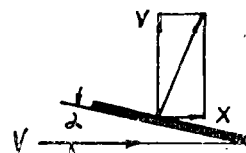


图 5

$$\text{阻力 } X = C_x S \frac{\rho \bar{V}^2}{2} \quad (11)$$

$$\text{升力 } Y = C_y S \frac{\rho \bar{V}^2}{2} \quad (12)$$

S —平板面积

C_x —阻力系数

C_y —升力系数

C_y , C_x 之值随冲角不同而异, 升力 Y 很有用, 它作用在风力发动机风轮的桨叶上, 可用来使风轮旋转, 阻力 X 亦相当重要, 在计算风力发动机各个构件的强度时要用到。

升力 Y 的值与 C_y 成正比, 故我们希望叶片的 C_y 愈大愈好, 另一方面我们又希望 $\frac{C_y}{C_x}$ 的值愈大效率才能愈高。 $C_y - \alpha$, $C_x - \alpha$, $\frac{C_y}{C_x} - \alpha$ 的曲线都可用模型在风洞中实验得出, (其条件也如前节所述), 本文在风轮设计部分介绍了反形椭圆翼型的 $C_y - \alpha$, $\frac{C_y}{C_x} - \alpha$ 的曲线, 可用来作为设计风轮时的参考。

(三) 翼式风力发动机的工作原理

一、气流通过轮面时的情况

如图 3 所示, 当空气以风速 \bar{V} 吹到风力发动机轮叶时, 轮叶前空气受阻致使空气在通过轮叶时速度降为 $\bar{V} - v_1$ 。轮叶后相当长一段距离处速度降为 $\bar{V} - v_2$ 。这在前面已经谈到, 除此以外, 在风轮获得动能而以 ω 旋转时, 不但使气流以 ω 相对于桨叶旋转, 且由于转矩的反作用, 还引起了气流的诱导角速变 ω_1 , 故在轮叶处气流相对于桨叶的转速为 $\omega + \omega_1$, 在轮叶后相当长距离处为 $\omega + \omega_2$, 可以证明 $\omega_1 = -\frac{\omega_2}{2}$ 。

二、翼式风力发动机的工作原理

如图 6 所示, 当风向与风轮旋转的方向重合时, 空气以力 R 作用在桨叶上, 其分力 Y 即形成使风轮旋转的扭力矩 M_{kp} , 分力 X 即形成风轮的正面压力, 当风轮静止时, 气流对桨叶的相对速度理论上就是风速, 但实际上当在风轮转动以后, 迎面气流速度将是 $V - v_1$, v_1 是轴向阻止速度, 并有由于桨叶旋转产生的和桨叶旋转方向相反的相对气流圆周速度 ωr , 以及由于转矩的反作用而激起的诱导旋转速度 $\omega_1 r$ 。因此在风轮桨叶叶素上所形成的气流的相对速度 W , 应为 $\bar{V} - v_1$, v_1 , ωr , 及 $\omega_1 r$ 等速度的形成之合速度, 此相对速度 W 与叶片的弦成一冲角 α (如图 7 所示)。因而在垂直于 W 方向上产生升力 Y 及阻力 X , 两者之合力在风轮平面 $Y-Y$ 内的分力 Y' 形成扭力矩使风轮继续旋转, 分力 X' 即为正面“阻力”, 叶弦与风轮旋

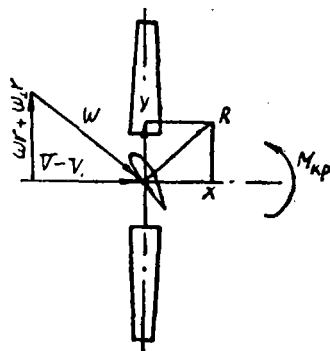


图 6

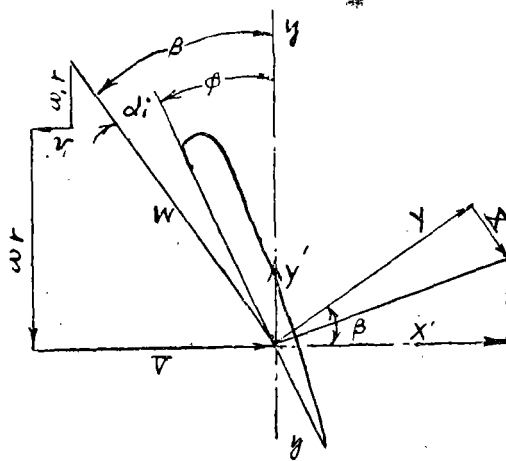


图 7

往右定下尖端叶素的切向诱导速度 $\omega_1 R$ (C点), 連結两端点交 纵轴于B, 两端点的連線 AC 即为桨叶尖端叶素的W, 其与横轴的夹角即为尖端叶素(叶片断面)的真实模数角 β , 上面所述只不过是将图7的速度多边形变了一下。按某一作为計算的叶素在叶片上的位置, 即某个 r/R 之比值, 在 0A 綫段上截取一点, 过此点和B点的一条連線便給出了要計算的相对速度 W 及 β_a 角。

这个图名为速度图, 在设计风輪时非常方便而有用。从图7及图8可以看出由于半径不同, 各截面处的 β 角便有所不同, 如果我們維持各截面桨叶角 ϕ 为常数, 那么各截面处的冲角便有所不同, 这样不能获得最大的昇阻比 K , 因为 K 值总是在某一个 α 值为最大, 所以这样的叶片效率就不高。

轉平面所成的夹角称为桨叶按装角以 ϕ 来表示, 相对风速 W 与风輪平面的夹角称为真实模数角以 β 来表示。

在不同的半径 r 上所产生的圆 周速 $r\omega$ 度是不同的, 这样在不同的桨叶断面上将产生不同的相对气流速度 W 及 β , 叶片的气动力设计的主要任务即在于决定桨叶叶素的安装角 ϕ 和宽度 b 。而 ϕ 角的决定必須通过 β 角及 α_i 角来确定, β 角及 W 在 v_1 , ω_1 已知时均可从图解得出, 我們可以将图7改成图8的形式。

作法如下: 在图上的纵軸作 $\overline{V}-v_1$ 綫下端往左在与 $\overline{V}-v_1$ 綫相垂直的綫上定下尖端叶素的圆 周速度 ωR (A点), 上端

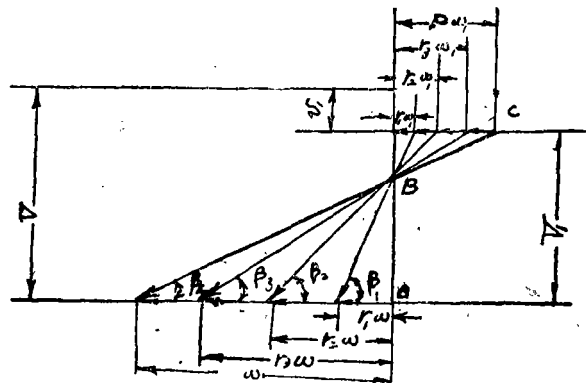


图 8

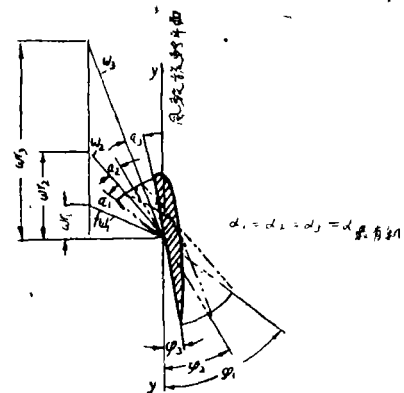
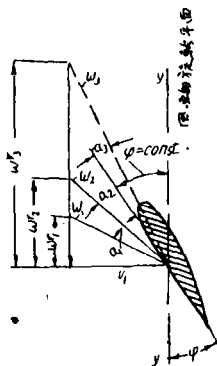


图 9

图9上所有的 ω 均应改为 $(\omega + \omega_1)$

因此通常选取一个最有利的 α 值(K 值最大的),使 α 值沿桨叶各截面不变而使 φ 改变。这样叶片就成为扭转的了,通常扭转的叶片较之不扭转的叶片来说,前者可提高功率4—5%见图9(a) $\phi=C$ 图9(b) $\alpha_1=\alpha_2=\alpha_3=\alpha$ 最有利。

三、诱导速度 v_1 及诱导角速度 ω_1 的确定

前面已经谈到过,设计风轮时一定要作速度图,作速度图必先已知 v_1 及 ω_1 , v_1 及 ω_1 的确定如下所述。

(1)求 v_1 ,由(3-a)式

$$P = \rho(\bar{V} - v_1)Fv_2 = 2\rho(\bar{V} - v_1)Fv_1 \quad (13)$$

将上式两边各除以 $q \cdot F \frac{\rho \bar{V}^2}{2} \frac{\pi D^2}{4}$,得风轮载荷系数 B ,一般 $B = \frac{8}{9}$;

$$B = \frac{P}{qF} = 4 \left(1 - \frac{v_1}{\bar{V}}\right) \frac{v_1}{\bar{V}}$$

$$\text{即} \left(\frac{v_1}{\bar{V}}\right)^2 - \frac{v_1}{\bar{V}} + \frac{B}{4} = 0. \quad (14)$$

$$\text{故} \frac{v_1}{\bar{V}} = \frac{1 \pm \sqrt{1-B}}{2}$$

$$\text{取} \frac{v_1}{\bar{V}} = \frac{1 - \sqrt{1-B}}{2} \quad (15)$$

$$\text{即} v_1 = \frac{\bar{V}}{2} (1 - \sqrt{1-B}) \quad (16)$$

定义 $\eta_a = 1 - \frac{v_1}{\bar{V}}$ 称为风轮的轴向效率,则

$$\eta_a = 1 - \frac{v_1}{\bar{V}} = \frac{1}{2} (1 + \sqrt{1-B}) \quad (17)$$

(2)求 ω_1 。

我们先来证明 $\omega_1 = \frac{\omega_2}{2}$,如图3

我们先看一股气流,在半径 r 处取一环形基素,其厚度为 dr ,如令 dM 为环形基素的转矩, dP 为风总压力基素,而 dm 为每秒钟内通过风轮的环形基素的空气质量。则

$$\text{风能} = dP\bar{V} = dM\omega + dm \frac{v_2^2}{2} + dm \frac{\omega_2^2 r^2}{2} \quad (18)$$

$$\text{令} dm r^2 = dJ \quad (19)$$

代表每秒钟内通过环形基素的空气质量,相对于它的轴线的转动惯量,则在风轮平面内消耗于旋转气流上的功率为

$$dM\omega_1 = dm \frac{\omega_2^2 r^2}{2} = dJ \frac{\omega_2^2}{2} \quad (20)$$

根据动量矩定理,在风轮气流基素上的转矩增量为

$$dM = dJ\omega_2 \quad (21)$$

以(21),代入(20)得 $dJ\omega_2\omega_1 = dJ \frac{\omega_2^2}{2}$

$$\text{故} \quad \omega_1 = \frac{\omega_2}{2} \quad (22)$$

其次我们来确定 ω_1 的表达式

$$\text{由(18)式及 } dP = dm \cdot v_2 \text{ 可得 } dM\omega = dP\bar{V} - dP \frac{v_2}{2} - dJ \frac{\omega_2^2}{2}$$

$$\text{积分之得 } M\omega = P\bar{V} - P \frac{v_2}{2} - J \frac{\omega_2^2}{2} \quad (23)$$

从(21)式积分得 $M = J\omega_2$ 以此代入(23), 并令 $v_1 = -\frac{v_2}{2}$ 得

$$J\omega_2\omega = P(\bar{V} - v_1) - J \frac{\omega_2^2}{2} \quad (24)$$

$$\text{此处 } J = \int_0^R r^2 dm$$

$$\text{因 } dm = 2\pi r(\bar{V} - v_1)\rho dr$$

$$\text{故 } J = \frac{1}{2} \pi \rho (\bar{V} - v_1) R^4 \quad (25)$$

将(25)代入(24)并加以整理得

$$\omega_1^2 + \omega_1\omega - \frac{P}{\pi\rho R^4} = 0$$

再将 $B = \frac{P}{\rho\bar{V}^2 F}$ 代入, 即得

$$\omega_1^2 + \omega\omega_1 - \frac{B\bar{V}^2}{2R^2} = 0 \quad (26)$$

$$\text{由此能得 } \omega_1 = -\frac{\omega}{2} \pm \sqrt{\frac{\omega^2}{4} + \frac{B\bar{V}^2}{2R^2}} = \frac{\omega}{2} (-1 \pm \sqrt{1 + \frac{2B\bar{V}^2}{R^2\omega^2}})$$

$$\text{开方根前应取“+”号, 得 } \omega_1 = \frac{\omega}{2} \left(\sqrt{1 + \frac{2B}{Z^2}} - 1 \right) \quad (27)$$

三、风轮效率与风轮叶素总效率

定义 $\eta_u = \frac{\omega}{\omega + \omega_1}$, 称为风轮切向效率则

$$\eta_u = \frac{\omega}{\omega + \omega_1} = \frac{\omega}{\omega + \frac{\omega}{2} \left(\sqrt{1 + \frac{2B}{Z^2}} - 1 \right)}$$

$$= \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{2B}{Z^2}}} \quad (28)$$

又(23)式可写成

$$M\omega = P\bar{V} - P \frac{v_2}{2} - M \frac{\omega_2^2}{2} \quad (29)$$

(因 $M = J\omega_2$), 則

$$M(\omega + \frac{\omega_2}{2}) = P(\bar{V} - v_1)$$

由此得

$$\frac{M}{P} = \frac{(\bar{V} - v_1)}{(\omega + \omega_1)} \quad (30)$$

若令 $\eta_i = \frac{M\omega}{P\bar{V}}$, 称为诱导效率, 这相当于把空气视作理想气体(没有黏性)时的风能效率, 即不計空气流过叶片的摩擦消耗能量, 对于实际气体来讲(29)式右边还应该計入此項摩擦能量才行, 在理想气体情况下 η_i 与 ξ 的关系为

$$\eta_i = \frac{M\omega}{P\bar{V}} = \frac{M\omega}{\frac{P}{\frac{1}{2}\rho\bar{V}^2} \bar{V} \frac{1}{2}\rho\bar{V}^2} = \frac{\xi}{B}$$

即

$$\xi = B\eta_i \quad (31)$$

以(30)代入 η_i 的表达式中得

$$\frac{M\omega}{P\bar{V}} = \frac{(\bar{V} - v_1)}{\bar{V}} \times \frac{\omega}{(\omega + \omega_1)} \quad (32)$$

或

$$\eta_i = \eta_a \times \eta_u \quad (33)$$

上面已經指出, 实际气体具有黏性, 故計入实际空气流过桨叶翼型所引起的型阻力(摩擦阻力), 則将使风輪效率还要减低些。

我們轉向叶素速度图(见图7)

$$\left. \begin{aligned} \text{在某一叶素上, 风輪受到的“阻力” } dX' &= dY \cos \beta + dX \sin \beta \\ \text{在某一叶素上, 使风輪旋轉的力 } dY' &= dY \sin \beta - dX \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

$$\text{令 } \mu = \frac{dX}{dY} \text{ (阻昇比)} \quad (35)$$

$$\cos \beta = \frac{(\omega + \omega_1)r}{W} = \frac{u_1}{W} \quad (36)$$

$$\sin \beta = \frac{\bar{V} - v_1}{W} = \frac{\bar{V}_1}{W} \quad (37)$$

又由茹可夫斯基定理

$$dY = \rho \Gamma W dr \quad (38)$$

以(35), (36), (37), (38)代入(34)式得

$$\left. \begin{aligned} dX' &= \rho \Gamma (u_1 + \mu \bar{V}_1) dr \\ dY' &= \rho \Gamma (\bar{V}_1 - \mu u_1) dr \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

耗費在这个叶素旋轉上的功率为

$$dN = dY' \cdot r\omega = \rho \Gamma (\bar{V}_1 - \mu u_1) r \omega dr \quad (40)$$

风輪叶素总效率

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{dN}{\bar{V} dX'} = \frac{\rho \Gamma (\bar{V}_1 - \mu u_1) r \omega dr}{\rho \Gamma (u_1 + \mu \bar{V}_1) \bar{V} dr} \\ &= \left(\frac{\bar{V}_1 - \mu u_1}{u_1 + \mu \bar{V}_1} \right) \cdot \frac{r\omega}{\bar{V}} \\ &= \frac{r\omega}{\bar{V}} \frac{V_1 (1 - \mu \frac{u_1}{\bar{V}_1})}{u_1 (1 + \mu \frac{\bar{V}_1}{u_1})} \\ &= \frac{V_1}{\bar{V}} \cdot \frac{r\omega}{u_1} \frac{(1 - \mu z')}{(1 + \mu)} \end{aligned}$$

此处 $\frac{u_1}{\bar{V}_1} = \frac{r(\omega + \omega_1)}{\bar{V} - v_1} = z'$ 称为叶素真实模数。

由于 $z' \times \eta_i = \frac{\omega r}{\bar{V}} = z$ 及从(36), (37)式得

$$\eta = \frac{\bar{V} - v_1}{\bar{V}} \cdot \frac{r\omega}{r(\omega + \omega_1)} \cdot \frac{1 - \frac{\mu z}{\eta_i}}{1 + \frac{\mu \eta_i}{z}} \quad (41)$$

$$\text{我們定义 } \eta_p = \frac{1 - \frac{\mu z}{\eta_i}}{1 + \frac{\mu \eta_i}{z}} \quad (42)$$

为翼型效率, 最后得

$$\eta = \eta_a, \eta_u, \eta_p \quad (43)$$

值得注意的是 η_a, η_u 在各截面上是常数, η_p 則隨截面模数 (叶素模数) 而異。

四、用以确定桨叶叶素弦长的連繫方程

由茹可夫斯基定理, 叶素昇力

$$dY = \rho \Gamma W dr$$

由实验空气动力学, 叶素昇力

$$dY = C_y \rho \frac{W^2}{2} b dr$$

$$\text{故 } \Gamma = C_y b \frac{W}{2} \quad (44)$$

上式称为連繫方程, 設計时用以确定桨叶叶素弦长。

根据苏联机械制造百科全书第十二卷第六章“风力发动机”环量 Γ 可写成

$$\Gamma = T \frac{\bar{V}^2}{n} \quad (45)$$

式中 n — 每秒风輪轉数

$$T \text{ 为一无因次系数: } T = \frac{3B\eta_i}{4i(1 - \frac{\mu}{\eta_u})} \quad (46)$$

i — 叶片数 μ — 阻昇比

当 Γ, Cy, W 已知时即可求出截面弦长。

(四) 風輪設計

一、設計参数的确定

1. 风速 \bar{V} 是根据年平均风速 V_{cp} 或某一风速来設計的, 这种設計风速是根据风的頻度規律, 从經濟观点上决定的。(即应该将頻度較多的风速作为設計风速), 設計风速并不按 V_{max} 确定, 这是因为 \bar{V}_{max} 的頻度很少。虽然如此, 在作結構設計时, 却必須考虑保护机器不致为大风所损坏。設計风速一般要求能达到 8 公尺/秒, 不宜过低, 否则要获得一定的功率, 必需要很大尺寸风輪, 这是不經濟的。

2. 功率 N 风輪功率的确定, 如用来发电必須計入发电机效率及机械传动效率, 也就是說, 发电机輸出功率如为 N_c , 那么計入发电机本身的效率及传动效率后, 风輪的功率就必须較发电机輸出功率更大一些, 如令发电机的效率为 η_c , 机械效率为 η_u , 則风輪功率 N 应为 $\frac{N_c}{\eta_c \eta_u}$, 如果用来驅动其他机器, 同样須計入机器本身的效率及机械传动效率。

3. 风輪形式的确定, 用来发电的高速风力发动机的风輪, 一般都采用少叶翼式(二叶或三叶), 这是因为叶数多的桨叶旋轉时, 包围桨叶的渦流要比叶数少的桨叶来得大, 从而能量损失大, 而多叶式的风輪, 具有起勁扭矩大及在慢轉时风能利用系数大的特性, 故某些需要大的起勁扭矩的慢轉机器, 将采用多叶式, 各种形式的風輪及其空气动力性能如图10所示。如前面在风力发动机的基本理論一节中所述, 这张图上所表示的曲綫是由风洞試驗得来的, 由图可见, 桨叶多的风輪, 在小模数时风能利用系数大, 而小模数

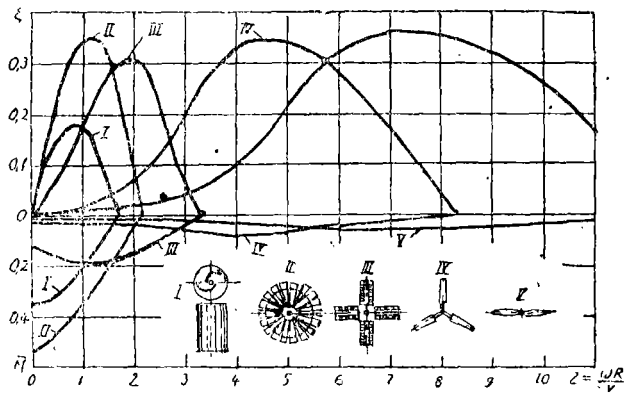


图 10

时, 在一定的 \bar{V} 和 R 值的情况下, 即相当于低轉速的情况, 同时可看到这种风輪的起

动扭矩也较大。

4. 风能利用系数 ξ 及风轮模数 Z 的确定。风轮形式确定以后, 可按图10, 找出该种形式的最大风能利用系数, 以及与之相当的标称风轮系数作为设计风轮系数,

例如三叶翼式 $Z=4.5$ $\xi_{\text{最大}}=0.35$

$$\overline{M}_0=0.02$$

二、风轮直径的确定, \overline{V} 、 ξ 、 N 都确定以后, 即可确定直径 D , 此时空气的密度以标准大气情况为准 (即在 $t=15^\circ\text{C}$, $p=760\text{mm}$ 汞柱, $\rho=\frac{1}{8}$ 公斤秒²/公尺⁴)

于是从公式 (7):

$$N = \frac{\rho \overline{V}^3 F \xi}{2 \times 75 \times 1.36} = \frac{\overline{V}^3 D^2 \xi}{2080} \quad (\text{瓩})$$

代入 $F = \frac{\pi D^2}{4}$ 得

$$D = \sqrt{\frac{2080 N}{\overline{V}^3 \xi}} \quad \text{公尺} \quad (47)$$

三、风轮转速的确定

前面已经确定了风轮系数 $Z = \frac{\omega R}{\overline{V}}$ 及风轮半径 R 和 \overline{V} , 于是由 $\omega = \frac{2\pi n}{60}$, 可求出风轮转速 n 转/分

又从 $\overline{M}_0 = \frac{2M_0}{\rho \overline{V}^2 \pi R^3}$ 得起动扭矩 M_0 。

四、桨叶长度 L 的确定, 按经验公式

$$r_0 = 0.2 - 0.25 R$$

$$L = R - r_0$$

五、桨叶翼型的气动力设计

首先选定桨叶剖面的气动力形状 (即翼型)

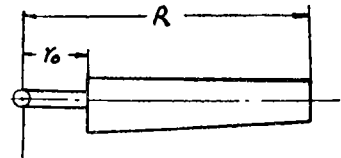


图 11

然后计算叶片的按装角 (即扭转角) 以及桨叶叶弦宽度 b 。步骤如下:

1. 翼型选择, 桨叶剖面为了制造方便, 通常均采用同一族同一相对厚度 $\overline{C} = \frac{C}{b}$ 的翼剖面, C 为翼型最大厚度, 但有时为了增加根部的强度, 也有在桨叶尖端取 $\overline{C}=0.1 \sim 0.15$, 而在根部取 $\overline{C}=0.20 \sim 0.35$ 的, 一旦我们在翼型手册中, 选定了各个桨叶截面的翼剖面, 那么就可找出它们各自所具有的对应于阻升比 μ 最小的升力系数 C_y 和攻角 α_i (图12表示一种翼型的性能)。

2. 选定 B 值 前面谈过 $B = \frac{P}{qF}$, 在经典理论中假设 B 小于1, 一般取 $8/9$

3. ω_1 的确定, 按 (27) 式:

$$\omega_1 = \frac{\omega}{2} \left(\sqrt{1 + \frac{2B}{Z^2}} - 1 \right)$$

4. v_1 的确定, 按(16)式:

$$v_1 = \frac{\bar{V}}{2} (1 - \sqrt{1 - B})$$

5. 以 \bar{V}_1 , v_1 , ω_1 作速度图 (作法已在前面讲过), 按比例取定单位长度, 从图上可求得各不同半径处桨叶截面上的相对风速 W 及 β 角, 在半径方向上至少应取五个截面, 由于 α_i 已知, 故可求出各截面的安装角 $\phi = \beta - \alpha_i$.

6. 标出桨叶叶素上之效率

$$\eta_i = \eta_a \times \eta_u$$

按(17)及(28)式;

$$\eta_i = \frac{1 + \sqrt{1 - B}}{1 + \sqrt{1 + \frac{2B}{Z^2}}}$$

$$\eta_u = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{2B}{Z^2}}}$$

7. 计算无因次系数 T , 按(46)式;

$$T = \frac{3B\eta_i}{4i(1 - \frac{\mu}{\eta_u})}$$

当我们在桨叶各截面采取不同的翼型时, μ 的数值是不同的, 故各叶素的 T 也就不同, 如桨叶各叶素为相同的翼形, 则 T 相同。

8. 求环量 $\Gamma = T \frac{\bar{V}^2}{n}$

9. 由连繫方程: $\Gamma = \frac{1}{2} b C_y W$ 因各截面的 W 和 Γ 均已求出故可求出截面的 $b C_y$ 值

10. 由于叶素翼型已经选定, 故各截面之 C_y 为已知 (见本节第一步骤), 故可算出桨叶各截面之弦长 b

11. 利用翼型的坐标数据定桨叶叶素的空气动力外形 (图12), 必须指出, 每一种翼型都可用类似于图12之图线来表示其性能, 设计风轮时应有很多代表各种翼型的图线可供选择之用, 图12的反形椭圆翼型只是其中之一, 在参考书(1)的 § 7 中介绍有各种常用的翼型。

12. 各截面之按装角 ϕ , 桨叶长度 L 叶片数 i , 叶素弦长 b 及叶素空气动力外形均

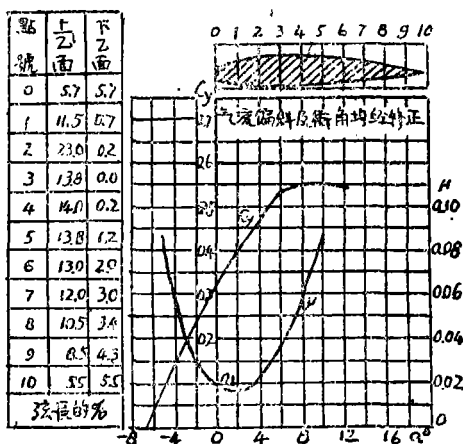


图 12

已确定，则风力发动机的风轮气动设计就算完成，最后画出桨叶的气动力设计图如图 13。

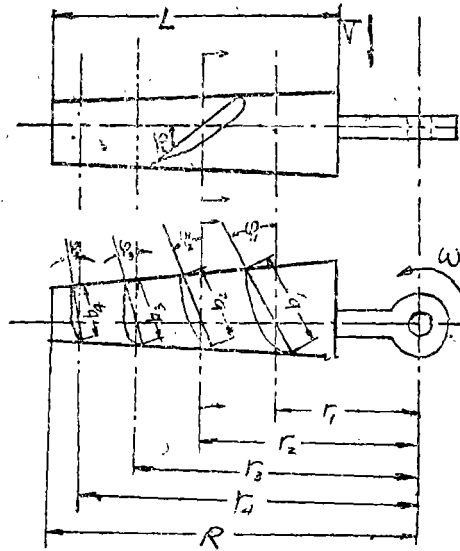


图 13

本文参考书目

- (1) Ветро двигатели Е.М. Фатеев 1957年莫斯科版
- (2) 苏联机器制造百科全书 第十二卷 第六章
风力发动机
- (3) 空气螺旋桨理论和计算 С.Я.Стрижевский著
- (4) 空气螺旋桨 В.Л.Александров著