

# 旋转双叶片气动马达主要参数设计计算

110006 辽宁沈阳 东北大学热能工程系 李富成

**摘要** 阐述了旋转双叶片气动马达的组成部分、工作原理、气腔面积及气腔容积计算、性能参数及几何参数的计算、主要参数设计计算方法及步骤。

**叙词** 旋转双叶片气动马达 参数 计算

## 1 概述

旋转双叶片气动马达由一般叶片式气动马达简化而来,最大特点是结构特别简单,易于加工制造。由于该种气动马达叶片仅有两个,故气腔面积及气腔容积相对是比较大的。图1为旋转双叶片气动马达的结构示意图,该气动马达由缸体和转子两部分组成:

缸体为固定部分,它为圆筒形,缸体3的左上方有进气孔6,右上方有排气孔7。

转子为旋转部分,它是圆柱形,转子2有叶片槽,两个叶片1在槽内径向滑动,1的根部装有弹簧5,以保持两叶片顶端始终与缸体内壁表面接触。两叶片顶端部为圆角,转子2的外半径为 $r$ ,缸体(定子)的内半径为 $R$ 。

## 2 工作原理

进气压力为 $p_1$ 的压气自图1中的进气口6进入缸体,转子、叶片三者所围成的进气气腔E中,推动转子逆时针方向旋转,当转到两叶片处于水平位置时(图1所示),则进气被隔断,压气被封闭在气腔4中,这时的气体容积或气腔容积为 $V_1$ 或 $V_2$ 或 $V_{\max}$ ,即此刻的气体容积也是排气容积 $V_2$ 或最大容积 $V_{\max}$ 。转子继续逆时针方向旋转,则封闭气腔 $V_{\max}$ 开始与排气孔口7接通,进行排气。排气过程中的排气绝对压力为 $p_2$ ,排气容积为 $V_2$ 或 $V_{\max}$ 。

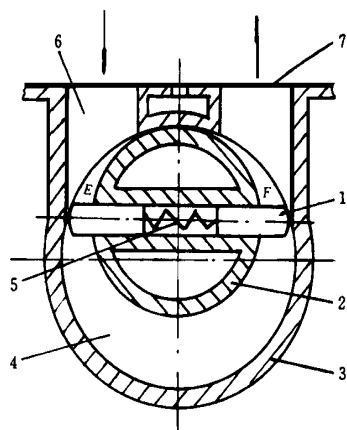


图1

当排气终止时,气动马达完成一理论循环。这一理论循环由两个过程组成:进气和排气过程。一个循环过程中,气体对气动马达所作的理论功 $A^T$ 可用图2中所示的面积1—2—3—4—1来表示。 $A^T$ 可用下式表示<sup>[2]</sup>:

$$A^T = (p_1 - p_2) V_{\max} \quad (\text{J}) \quad (1)$$

式中  $V_{\max} = V_1 = V_2, \text{m}^3$

$A^T$ ——理论功, J

$p_1$ ——进气压力, Pa

$p_2$ ——排气压力, Pa

由式(1)可得到

$$V_{\max} = V_1 = V_2 = \frac{A^T}{p_1 - p_2} \quad (\text{m}^3) \quad (2)$$

## 3 气腔面积及气腔容积计算

凿岩机械气动工具, 1997 (3)

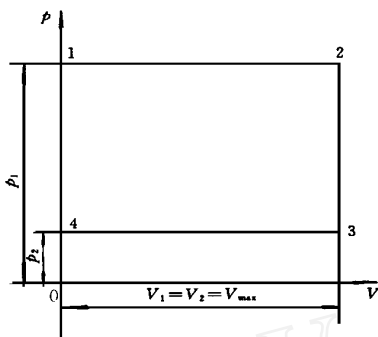


图 2

### 3.1 气腔面积计算

为了使气腔面积计算简便,开始时,暂不考虑叶片厚度  $\delta$  的影响,在这种条件下,求得的气腔面积称为理论气腔面积  $A_T$ 。在本文中,我们只需要计算最大气腔面积  $A_{\max}$ 。  $A_{\max}$  又叫实际最大气腔面积。  $A_{\max}$  与  $A_T$  的关系为:

$$A_{\max} = \lambda A_T \quad (\text{m}^2) \quad (3)$$

$$\lambda = 1 - \frac{\delta Z}{2\pi R} \quad (4)$$

式中  $\lambda$ ——气腔面积收缩系数

$Z$ ——叶片数,个。此  $Z = 2$

$\delta$ ——叶片厚度, m

$R$ ——缸体内半径, m

图 3 为理论气腔面积  $A_T$  的计算用图。  $A_T$  为图 3 中两叶片处于水平位置  $A$ 、 $B$  时,部分叶片  $AA'$ 、 $BB'$ 、转子圆弧  $A'B$  (下半部分)、缸体圆弧  $A'B$  (下半部分) 所围成的面积。图 3 中  $\varphi_A = \varphi_B = \varphi$ ,  $\varphi_C = \varphi_D = \varphi$ 。  $\varphi_A$ 、 $\varphi_B$  两个角度确定进气孔口位置及大小范围,  $\varphi_C$ 、 $\varphi_D$  两个角度确定排气孔口位置及大小范围。由图 3 所示几何关系,可得  $A_T$  为<sup>[3]</sup>:

$$A_T = R^2 \left( \pi - \varphi + \frac{1}{2} R^2 \sin 2\varphi + \frac{1}{2} \pi r^2 \right) \quad (\text{m}^2) \quad (5)$$

### 3.2 气腔容积计算

气腔容积系指实际最大气腔容积  $V_{\max}$ ,

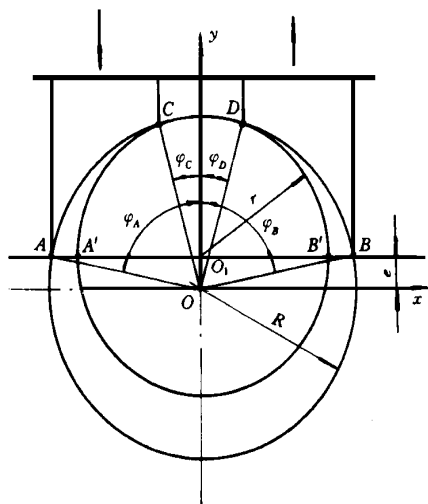


图 3

若气腔轴向长度为  $l$  时, 则

$$V_{\max} = A_{\max} l \quad (\text{m}^3) \quad (6)$$

式 (6) 中的  $A_{\max}$  值由式 (3) 计算。

若已知  $V_{\max}$ 、 $A_{\max}$ , 则  $l$  可用下式计算:

$$l = \frac{V_{\max}}{A_{\max}} \quad (\text{m}) \quad (7)$$

## 4 进、排气孔口位置及进、排气孔口断面积的确定

确定了图 3 的角度  $\varphi_A = \varphi_B = \varphi_C = \varphi_D$ , 则进、排气孔口的位置就被确定了。

现先确定  $\varphi$  如图 3 所示, 以缸体中心为坐标原点  $O$  的  $xOy$  坐标系中, 缸体内圆周方程式为

$$x^2 + y^2 = R^2 \quad (8)$$

通过转子中心  $O_1$  的两叶片中心线  $AB$  的方程式在  $xOy$  坐标系中为:

$$y = e \quad (9)$$

式中  $e$ ——偏心距, m

代式 (9) 入式 (8) 得:  $x^2 + e^2 = R^2$ , 由此式和式 (9) 可得  $B$  点的坐标为:

$$\begin{cases} x = x_B = \sqrt{R^2 - e^2} \\ y = y_B = e \end{cases}$$

由上式可得  $\varphi$  为

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{O_B}{O_O} = \frac{x_B}{y_B} = \frac{\sqrt{R^2 - e^2}}{e}$$

或

$$\begin{aligned} \varphi &= \varphi = \arctan \frac{\sqrt{R^2 - e^2}}{e} \quad (^\circ) \\ &= \frac{1}{57.29578} \arctan \frac{\sqrt{R^2 - e^2}}{e} \quad (\text{rad}) \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{而 } \varphi &= \varphi = \frac{2\delta}{R} \quad (\text{rad}) \\ &= 57.29578 \frac{2\delta}{R} \quad (^\circ) \end{aligned} \quad (11)$$

进、排气孔口断面面积彼此相等, 设为  $A_s$

$$A_s = \frac{V_{\max} \cdot Z \cdot n}{60v_s} \quad (\text{m}^2) \quad (12)$$

式中  $v_s$ ——进气孔口断面上气流平均速度, m/s, 通常  $v_s = 20 \sim 25$  m/s

$n$ ——额定转速, r/min

## 5 叶片尺寸确定

图 4 为叶片尺寸确定用图, 图中的  $l$  为叶片轴向长度, 可按式 (7) 确定,  $h$  为叶片径向高度, 按下式确定

$$h = (3.5 \sim 4.5) e \quad (\text{m}) \quad (13)$$

$r_m$  为叶片顶端部的圆角半径, 按文献

$$[4] \text{ 有 } r_m = \frac{-b_1 \pm b_1^2 - \sqrt{4a_1c_1}}{2a_1} \quad (\text{m}) \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \text{式中 } a_1 &= \frac{4\delta}{R} + \frac{4e}{R^2} \sqrt{4R^2 - e^2} \\ b_1 &= -2\delta \left( \frac{2R^2 - e^2}{R^2} \right) \\ c_1 &= -\frac{e}{2R^2} \cdot \delta \cdot \sqrt{4R^2 - e^2} \end{aligned} \quad (15)$$

$\delta$  可以预先选定, 可按文献 [4]、[5] 进行机械强度计算。

## 6 缸体内半径及转子外半径的计算

### 6.1 缸体内半径 $R$ 的计算

$$R = \frac{60u}{2\pi n} \quad (\text{m}) \quad (16)$$

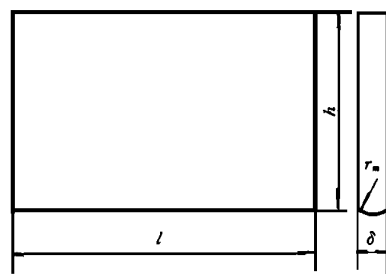


图 4

式中  $u$ ——叶片顶端的圆周速度, 通常  $u = 15 \sim 20$  m/s

### 6.2 偏心距 $e$ 的计算

(1) 叶片在叶片槽内相对运动速度

$$u_c = 1.6 \sim 2.2 \quad (\text{m/s}) \quad (17)$$

特殊情况  $u_c$  可超出上述范围。

(2) 偏心距  $e$  的计算

$$\text{由于 } u_c = \frac{2 \times 2en}{60} = \frac{en}{15}$$

$$\text{故 } e = \frac{15u_c}{n} \quad (\text{m}) \quad (18)$$

### 6.3 转子外半径 $r$ 的计算

$$r = R - e \quad (\text{m}) \quad (19)$$

## 7 气动马达理论功率及理论功的计算

### 7.1 气动马达理论功率 $N^T$ 的计算

$$N^T = \frac{N}{\eta} \quad (\text{kW}) \quad (20)$$

式中  $N$ ——气动马达轴功率, kW

$\eta$ ——气动马达总效率,  $\eta = 0.20$

### 7.2 气动马达理论功 $A^T$ 的计算

$$A^T = \frac{60 \times 10^3}{Z \cdot n} N^T \quad (\text{J}) \quad (21)$$

## 8 耗气量计算

气动马达的耗气量  $G$  按下式计算:

$$G = \frac{p_1}{R_1 T_1} V_{\max} \cdot Z \cdot n \quad (\text{kg/min}) \quad (22)$$

式中  $R_1$ ——气体常数,  $R_1 = 28714$  J/kg · K

凿岩机械气动工具, 1997 (3)

$T_1$  ——进气的绝对温度, K

9 主要参数设计计算步骤

9.1 已知条件

- 进气绝对压力  $p_1$
- 进气绝对温度  $T_1$
- 排气绝对压力  $p_2$
- 额定转速  $n$
- 额定功率  $N$
- 气体绝热指数  $k$

9.2 设计计算步骤

- (1) 按式 (16) 计算  $R_0$ 。
- (2) 按式 (17) 选出  $u_0$ 。
- (3) 按式 (18) 计算  $e_0$ 。
- (4) 按式 (19) 计算  $r_0$ 。
- (5) 按式 (20) 计算  $N^T$ 。
- (6) 按式 (21) 计算  $A^T$ 。
- (7) 按式 (11) 计算  $\varphi_0$ 、 $\varphi_1$ 、 $\varphi_2$ 。
- (8) 按式 (5) 计算  $A_{T_0}$ 。
- (9) 按式 (4) 计算  $\lambda$ 。

- (10) 按式 (3) 计算  $A_{\max_0}$ 。
- (11) 按式 (2) 计算  $V_{\max_0}$ 。
- (12) 按式 (7) 计算  $l_0$ 。
- (13) 按式 (13) 计算  $h_0$ 。
- (14) 按式 (15) 计算  $a_k$ 、 $b_k$ 、 $c_k$ 。
- (15) 按式 (14) 计算  $r_{m_0}$ 。
- (16) 按式 (11) 计算  $\varphi_0$ 、 $\varphi_1$ 、 $\varphi_2$ 。
- (17) 按式 (12) 计算  $A_0$ 。
- (18) 按式 (22) 计算  $G_0$ 。

10 计算例

10.1 已知条件

- $p_1 = 600\,000\text{ Pa}$
- $T_1 = 293\text{ K}$
- $p_2 = 98\,100\text{ Pa}$
- $n = 1\,500\text{ r/min}$
- $N = 2\text{ kW}$
- $k = 1.4$

10.2 设计计算

设计计算结果列入附表中。

附表

序 号	参数符号	单 位	公 式	计算或选择结果	注
1	$R$	m	16	0.127 324	选 $u = 20\text{ m/s}$
2	$u_c$	m/s	17	2.0	
3	$e$	m	18	0.02	
4	$r$	m	19	0.107 324	
5	$N^T$	kW	20	10	选 $\eta = 0.20$
6	$A^T$	J	21	200	
7	$\varphi$	( $^\circ$ 、rad)	11	80.962 575、1.413 063 5	
8	$A_T$	$\text{m}^2$	5	0.012 443 7	
9	$\lambda$	—	4	0.985	选 $\delta = 0.006\text{ m}$ 尼龙 1010
10	$A_{\max}$	$\text{m}^2$	3	0.012 257	
11	$V_{\max}$	$\text{m}^3$	2	0.000 398 5	
12	$l$	m	7	0.032 512	
13	$h$	m	13	0.08	



序 号	参数符号	单 位	公 式	计算或选择结果	注
14	$a_1$	—	15	1.441 250 3	
	$b_1$	—	15	- 0.023 703 9	
	$c_1$	—	15	- 0.000 939 6	
15	$r_m$	m	14	0.035 048 - 0.018 601 2	取 0.035 048
16	$\varphi$	(°)	11	5.399 955 7	取 $v_s = 22 \text{ m/s}$
	$\varphi$	(°)	11	0.094 247 7	
17	$A_s$	$\text{m}^2$	12	0.000 905 7	
18	$G$	$\text{kg/m in}$	22	8.525 885 9	

## 11 小结

旋转双叶片气动马达的主要优点在于：结构简单、制造简便、叶片数少、气腔有效容积增大、能正、反转且性能相同。使用中要求功率不大且需要频繁改变旋转方向时，采用此种气动马达特别适合。正因有上述优点，故此种气动马达有实用价值。

### 参 考 文 献

- 1 李富成 正反转性能相同的叶片式风马达主要参数设计计算 凿岩机械与风动工具, 1977 (1)
- 2 李富成 直齿轮气动马达主要参数设计计算 凿岩机械与风动工具, 1981 (4)
- 3 杨乃恒 真空获得设备 北京: 冶金工业出版社, 1987.
- 4 李富成 叶片式气动马达叶片弯曲强度计算 凿岩机械气动工具, 1993 (4)
- 5 李富成 叶片式气动马达叶片接触强度计算 凿岩机械气动工具, 1996 (3)

(收稿日期: 1997-04-07)

## 中国工程机械工业协会第二届会员代表大会在北京召开

中国工程机械工业协会第二届会员代表大会于1997年5月14~15日在北京召开。90个单位的104位代表出席了会议。

会议听取和审议了中国工程机械工业协会第一届理事会的工作总结报告; 讨论通过了修改后的《中国工程机械工业协会章程》; 选举产生了中国工程机械工业协会第二届理事会理事、常务理事和正副理事长; 聘请了名誉理事长和顾问; 聘任了正副秘书长; 讨论了协会今后的工作。

会议认为, 此次会员大会的召开, 进一步显示了我国工程机械行业大团结的景象, 当前工程机械行业生产形势比上年有所好转, 是稳中有升的趋势, 但很多企业的生产经营困难仍很大, 制约企业发展的因素很多, 形势仍是严峻的, 不容忽视。会议号召我们要努力做好各方面的工作, 贯彻八届人大五次会

议精神, 全力以赴地投入机械工业“三大战役”, 结合当地和企业的实际, 深化企业改革, 加强企业管理, 努力提高经济效益, 在邓小平建设有中国特色社会主义理论指导下, 为更好地完成全年任务和“九五”计划的实现做出更大的贡献。

会议选举杨红旗同志为中国工程机械工业协会第二届理事会理事长; 选举了28名副理事长, 56个常务理事单位, 131个理事单位。凿岩机械气动工具行业的沈阳凿岩机械股份有限公司总经理张杰当选副理事长; 浙江开山股份有限公司(路成)、沈阳凿岩机械股份有限公司(张杰)、天水风动工具厂(张作彬)和天水凿岩机械气动工具研究所(张玉成)当选常务理事单位。

(白 边 报道)