

螺旋吸气式增氧机的性能 测试与分析

周玉光 高清廉 宋协法 郭海波 景 兵

(青岛海洋大学, 266003)

提 要 本文是对螺旋吸气式增氧机性能测试的总结、分析。该机的关键部件为扩散器和螺旋器等。测试结果表明: 扩散器的直径、长度和转速与形成的负压大小成正比; 螺旋器的直径、螺距比和转速与进气量成正比例关系。该机的增氧百分率达 68.7%; 混合速度为 $1.05 \text{ 亩} \cdot \text{m} / \text{KW} \cdot \text{h}$; 当电机功率为 0.75—2.2KW 时, 其负荷水面为 1.5—5 亩。据测试结果分析, 该型增氧机的综合性能良好, 适于高密度养殖。

关键词 增氧机, 螺旋吸气式, 性能测试

众所周知, 增氧是提高养殖生产的关键环节, 但我国原有普遍应用的增氧机型, 如叶轮式等型增氧机, 由于其机型本身的特性, 满足不了日益发展的养殖业的需要, 尤其难以满足在海水养殖方面的要求, 所以必须大力开发研制更多新型的、具有优良综合性能的增氧机, 以获取海淡水养殖的稳产、高产。笔者正是根据这种需要, 进行了螺旋吸气式增氧机的研制, 对该机型的性能做了较深入地探讨与研究, 以便为机体结构的合理设计, 以及正确选择所用增氧机提供可靠的科学依据。

结构组成与工作原理

机体的主要结构组成如图 1 所示。

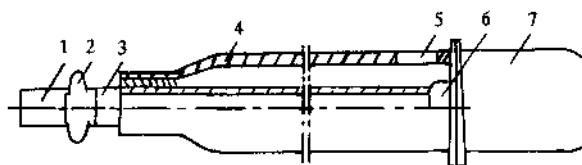


图 1 螺旋吸气式增氧机结构图

Fig. 1 Construction plan of propeller aspirator

- | | | | |
|--------|--------|--------|---------|
| 1. 扩散器 | 2. 螺旋器 | 3. 空心轴 | 4. 机体外套 |
| 5. 进气孔 | 6. 联轴器 | 7. 电动机 | |

收稿日期: 1994—03—22。

吸气原理 由于水中螺旋器连同扩散器的高速旋转，在叶背区域和扩散器的周围以及高速水流形成负压流场^[1]，空心轴上端与大气相通，在两者压差作用下，空气经空心转轴，由扩散器将气体喷入水体中，又在高速旋转水流的剪切作用下，形成由微气泡组成的气水混合体；并以一定速度进行扩散，形成循环水流。

性能的测试与分析

(一) 吸气性能的测试与分析

吸气性能大小主要取决于螺旋器和扩散器的尺度，以及两部件的合理匹配。

1. 扩散器的尺度对吸气性能及雾化的影响

测试结果如表 1 所列。

表 1 扩散器尺度对吸气性能的影响

Table 1 The effect of diffuser size on gass sucking

编 号	扩散器长度 L(mm)	外径 d(mm)	吸气量 Q(m ³ /h)	实测功率 p(kw)	雾化区及流速情况
1	40	40	28	1.76	雾化区宽而近，流速较慢
2	60	40	31	1.86	雾化区较远离
3	80	40	35	1.88	雾化区狭而远，流速较快

结果分析 扩散器的作用是形成负压流场、扩散与减缓喷出气体的流速。因为扩散器作为在水中高速旋转的空心圆柱体，在其周围产生高速环流，造成有负压流场存在，又因扩散器内径大于空心轴内径，所以会使喷出的气体减速，气柱的直径范围扩大，从而使喷出的气体能充分受到螺旋涡流的剪切作用。

由于形成的环流量 $\Gamma = nD^2\omega^2$ ，所以其负压程度与扩散器的转速、直径及其长度有关，长度越长，直径越大吸气量越高，但功率也增加。此外，扩散器太长，使喷出的气柱远离桨盘，受螺旋涡流的剪切作用减弱，如图 2 所示，所以扩散器的长度受到限制，而外径 d 和内径 d_0 应当尽量取大值，以增加吸气量和扩散器喷出的气体。

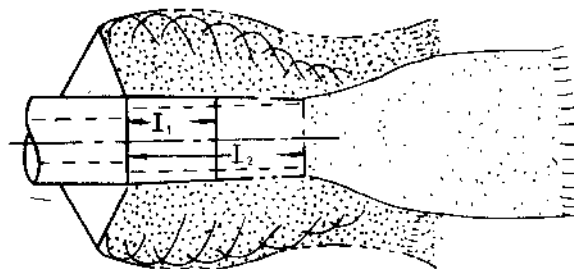


图 2 不同扩散器长度工作情况 ($I_2 > I_1$)

Fig. 2 Work condition of diffrent diffuser length ($I_2 > I_1$)

2. 螺旋器尺度对吸气性能的影响

螺旋器的尺度变化对吸气性能的影响, 如表 2 所列。

结果分析 螺旋器的作用是加速水流流速, 形成负压流场、雾化气体及形成定向水流。从表 2 可知, 螺距比 H/D 增大, 螺旋器的推力增加, 其后的水流速度加快, 因而吸气量增加。但同时消耗功率也随之大幅度提高, 水体的循环水流也明显加快。所以, H/D 的增加, 将受功率和水流速度的限制; 而 H/D 太小又会使吸气量不够。所以, 必须将螺旋器与扩散器两者的尺度合理配合, 发挥两者的共同作用, 才能既满足功率要求, 又可获得较高的吸气量。表 3 为两者配合的参考数据。

表 2 螺旋器尺度对吸气性能的影响

Table 2 The effect of propeller size on gass sucking

编号	螺旋器尺度			吸气量 Q	消耗功率 P	单位面积 推力*	微气泡 密度
	直径 D	螺距比 H/D	盘面比 A/A ₀				
	mm			m ³ /h	KW	kg/cm ²	
1	100	1.9	0.65	30	1.86	0.22	密集
2	100	1.0	0.65	26	0.86	0.18	密集
3	100	0.6	0.65	22	0.70	0.14	较小

* 推力为计算值。

表 3 螺旋器与扩散器的配合尺度

Table 3 The fitting size of propeller and diffuser

电机功率 P(KW)	螺旋器直径 D(mm)	螺距比 H/D	扩散器长度 L(mm)	扩散器直径 d(mm)
0.8	90	0.6	40	30
1.0	90~100	1.0	40~50	30~40
1.5	100	1.2~1.4	50	40
2.2	100	1.8~2	60	50

(二) 效率测定与分析

增氧机效率包括增氧百分率和增氧动力效率。

测试条件: 长方形水池, 水体 $5.3 \times 6.6 \times 1.2 \text{m}^3$, 自来水; 水温 13.5°C ; 增氧机额定功率 1.5KW; 机体位于离岸边一定距离, 机体长向与池边平行; 测试点 取四个测点, 位于长方水面靠近四个转角的 0.5m 深处。

测试方法: 用亚硫酸钠和氯化钴消氧, 取水样, 用化学方法测定溶氧值。

测试溶氧的平均值如表 4 所示。

表 4 溶氧测定值
Table 4 Measured concentration of DO.

时间(分) 溶氧 mg/L	0	3	6	9	12	15	18	21
	0	0.318	0.914	1.830	2.410	3.230	3.730	4.687
时间(分) 溶氧 mg/L	24	27	30	33				
	5.800	5.920	7.310					

计算结果

$$\textcircled{1} \text{增氧百分率 } E = 100 \left(\frac{C_b - C_a}{C_s - C_a} \right) = 100 \left(\frac{7.31 - 0.32}{10.49 - 0.32} \right) = 68.7\%$$

$$\textcircled{2} \text{增氧动力效率 } SAE = \frac{(K_L \alpha)_{20} \cdot C_{s20} \cdot V \cdot 10^{-3}}{P}$$

式中 $(K_L \alpha)_{20}$: 20℃时的溶氧增长系数 (1/h);

C_{s20} : 20℃时的饱和溶氧浓度 (mg/L);

V : 测试水体体积 (m^3); P : 测得的电机输入功率 (KW)。

$$(K_L \alpha)_{20} = (K_L \alpha)_T \div 1.024^{T-20}$$

测试温度的溶氧增长系数 $(K_L \alpha)_T$

$$(K_L \alpha)_T = \frac{\ln(C_s - C_{m1}) - \ln(C_s - C_{m2})}{(t_2 - t_1) / 60} \quad (1/h)$$

式中 C_s : 测试温度下氧饱和浓度; C_{m1} 和 t_1 : 10%饱和溶氧浓度和时间;

C_{m2} 和 t_2 : 7%饱和溶氧浓度和时间; T : 测试时温度。

根据测试测得的溶氧值及以上公式, 绘成亏氧对数变化曲线, 如图 3 所示。

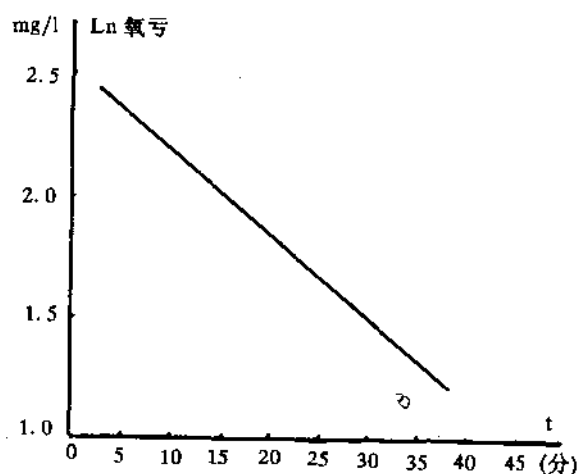


图 3 亏氧变化曲线

Fig. 3 Oxygen deficit curve

计算增氧机动力效率 SAE 等于 0.62 (kg/KW·h)。

经有人试验证明,在半咸水中,螺旋吸气式增氧机的动力效率 SAE 要高于淡水所得的动力效率 AE 值,其两者比值 $\alpha = AE/SAE$; 当水体盐度为 10ppt 时, $\alpha = 2.04$, 则当该增氧机用于半咸水海水时,增氧动力效率 AE_{10} 可达到 1.26kg/KW·h。

笔者研制的 HD-90 型螺旋吸气式增氧机和几种典型的增氧机的增氧能力与噪声,见表 5。

从表 5 来看,螺旋吸气式机在海水中的动力效率不低于其它类型机,叶轮式机动力效率最高,但它是属表面增氧型式,其应用范围受到一定限制。

表 5 几种典型增氧机的比较

Table 5 Comparing of some typical aerators

增氧机机型	额定功率(KW)	充氧能力		机械噪声 (Bd)
		增氧速率 kg/h	动力效率 kg/KW·h	
叶轮式	1.5	1.832	1.848	74
管式	1.5	1.566	0.949	82
喷水式	2.2	1.821	0.65	78
射流式	1.5	0.741	0.627	78
涌浪式	1.5	0.746	0.600	77
净水式	1.5	0.683	0.400	81
螺旋吸气式 HD-90 型	1.5	0.99	淡水 0.62 海水 1.26	60

(三) 混合能力测定

测试水体的条件与以上增氧效率相同。

测试点选在四个转角处及池中心处的中下层和中上层,共 10 个点。测试方法采用钠盐混合试验法。每隔 10 秒钟取水样,进行电导率测量,将各测点的电导率绘成如图 4 所示的电导率变化曲线。

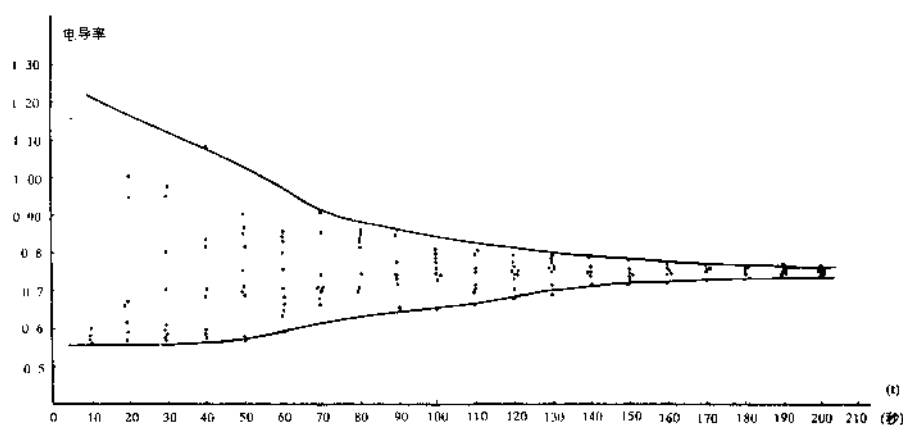


图 4 电导率变化曲线。

Fig. 4 Conductivity curve

在图 4 中,当时间为 2 分钟时,各点的电导率基本一致;当 2.5 分钟时,各点电导

率完全一致。所以，该池水的混合时间为 2.5 分钟。计算其混合速度如下。

$$MR = \frac{(A) \cdot (D)}{(P) \cdot (T)} \quad (\text{亩} \cdot \text{m}/\text{KW} \cdot \text{h})$$

式中 A：水体表面积（亩）； D：水体平均深度（m）；

P：增氧机功率（KW）； T：完全混合时间（h）。

按上式计算后，混合速度 MR 等于 1.05 亩·m/KW·h。

由于螺旋吸气式增氧机螺旋器的推水作用，水体产生定向流动，形成循环水流，使该型机具有独特的较强混合能力。

（四）负载水面积估算

螺旋吸气式增氧机负载水面积估算的主要程序为：1. 确定系统的每亩水面的总需氧量；2. 确定总溶氧增长系数 $(K_L \alpha)_T$ 值；3. 确定池塘实际条件下的增氧动力效率；4. 用系统总需氧量，除以实际的增氧动力效率，以确定每亩所需总电力；5. 用总电力除以增氧机单机额定功率，得出 1 亩面积所需配置的增氧机台数，即可求得每一台增氧机所负载水面积大小。

例如，一亩海水虾池池深 1.5m，放养 1000 尾虾，在温度 28℃ 时，耗氧率 0.4ml/g·h，平均体重 5.20g/尾，估算保持池水不低于耗氧率时，每亩虾池需配置多少台螺旋吸气式增氧机，若增氧机功率 1.5KW，动力效率 SAE=0.62kg/KW·h。

1. 每亩虾的总耗氧率：5.2×1000×0.00057=29.64g/h。根据虾池中耗氧分配，虾占 10%，其余为浮游生物、底栖生物等耗氧，据此估算出每亩虾池的总耗氧率为 0.29kg/h。

2. 虾池实际条件下的增氧动力效率为：

$$PAE = (SAE) \cdot \frac{(C_s - C_p)}{C_{s_{20}}} \cdot (1.024^{T-20}) \cdot \alpha$$

式中 C_p ：池塘中溶氧浓度； C_s ：相对池塘盐度、水温的饱和氧浓度；

T：池塘水温℃； α ：系数。

$$\text{则 } PAE = 0.62 \times \frac{(7.75 - 4)}{8.84} (1.024^{28-20} \cdot 2) = 0.63 \text{kg}/\text{KW} \cdot \text{h}$$

3. 1 亩虾池需机电力：0.29÷0.63=0.45KW

4. 1 亩池的机台数：0.45÷1.5=0.3 台

故 1.5KW 螺旋吸气式增氧机可负载 3 亩水面。

表 6 为养殖密度为 1 万尾 虾时，负载水面参考量。

表 6 负载水面参考量

Table 6 Pond area value

额定功率 KW	海水面积 (亩)	混合时间 (h)	淡水面积 (亩)	混合时间 (h)
0.75	1~1.5	1.9~2.86	0.8	1.52
1.50	3	2.86	1.5	1.43
2.20	5	3.25	2.5	1.62

结 论

1. 测试结果得出了螺旋吸气式增氧机主要部件的关键要素与增氧效果的比例关系。
2. 研制的 HD-90 型螺旋吸气式增氧机的动力效率、混合能力、机械噪声等综合性能较好,加之其结构简单、重量轻、成本低等特点,有广泛的应用前景。
3. 该种机型在我国属起步阶段。为提高其性能指标,需进一步加强研究,建立规范化的测试方法与手段。

参 考 文 献

- [1] 洪文友等, 1986. 自由吸气螺旋桨导管防蚀装置的研究. 山东海洋学院学报, 16(4): 200—203.
- [2] 李志春等, 1984. 转柱的水动力特性测试及其分析. 船舶工程, (6): 9—14.
- [3] F. W. 惠顿, 1987. 水产养殖工程, 586—612. 农业出版社.
- [4] 陈宗尧等, 1987. 实用对虾养殖技术, 129—142. 农业出版社.
- [5] 王能贻, 1985. 池塘溶解氧和增氧装置. 渔业机械仪器, (2): 5—8.
- [6] 徐庆扬, 1987. 增氧机动力储蓄系数 K 值的选定. 渔业机械仪器, (4): 22—25.
- [7] 左野和生, 1979. 水产养殖と水, 103—127. サイエフテクト社.
- [8] Wanna Ruttanagosri, 1991. Aquacultural Engineering, 10(2): 121—131.

PERFORMANCE TESTING AND ANALYSIS OF THE SPIRAL SUCKING OXYGEN ENHANCER

Zhou Yuguang Gao Qinglian Song Xiefa Guo Haibo Jing Bing

(Ocean university of Qingdao, 266003)

ABSTRACT The paper summarised the performance of the spiral sucking oxygen enhancer. The key components consisted of the spreader and spiraler. Testing results showed that; the magnitude of the negative pressure was proportional to the diameter, length and rotating speed of the spreader, the amount of incoming air was proportional to the diameter, screw length ratio and rotating speed of the spiraler. The percentage of the oxygen enhancement was 68.7%, mixing speed was $1.05 \text{ mu} \cdot \text{m}/\text{kw} \cdot \text{h}$. When the power of electric motor was 0.75—2.2kw, the area of load was 1.5—5 mu. Testing results suggested that the comprehensive performance of the oxygen enhancer was good, and it is suitable for the high density aquaculture.

KEYWORDS Aerators, Propeller Aspirator, Performance