清洗机叶轮设计与试验

曹卫东，施卫东，王 敏，李 跃
（江苏大学 流体机械工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）

摘 要：在理论与数值分析基础上对清洗机的附着力进行了计算与分析，确定了新叶轮的设计流量，通过试验测定了清洗机过流量与水力损失之间的关系，并初步确定了清洗机新叶轮的设计扬程，在保证新叶轮与旧叶轮装配的互换性的基础上确定了新叶轮的设计转速，利用速度系数法设计了新叶轮，对新叶轮的运行特性进行了数值模拟与预测. 试验结果表明：新叶轮使用后清洗机功率消耗大幅度降低72%，运行转速降低42%，清洗机依然附壁有力，运行平稳，内部泵组件的功率－流量特性曲线为缓降型. 新叶轮达到了预期的目标，但出水盒与出水弯头依然值得进一步优化.

关键词：清洗机；游泳池；叶轮；水力损失；数值模拟
中图分类号：TH311 **文献标志码**：A **文章编号**：1005－6254(2009)04－0215－05

Design and experiments of impeller in automatic cleaner for swimming pool

Cao Weidong, *Shi Weidong*, *Wang Min*, *Li Yue*
(Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: Based on the theoretic and numerical analyses, the adsorbability power of automatic cleaner was calculated and the necessary flow rate of new impeller is determined. The relation between flow rate and hydraulic losses of the pool cleaner was obtained by experiments and the necessary head of new impeller is achieved. New impeller could equip into former automatic cleaner successfully although the rotating speed is lower than before. The final test results show that new impeller's power consummation falls about 72% and the motor speed reduces about 42%. The automatic cleaner can attach itself to the wall closely and run calmly, the cost of electric system reduces sharply and the running life prolongs. Although the optimization aims come true, the outflow chamber and pipe should be optimized further.

Key words: automatic cleaner; swimming pool; impeller; hydraulic losses; flow simulation

游泳池清洗机器人可在电脑程序控制下，在游泳池内自行完成各种形状的爬行、爬壁、去除池水中悬浮物以保持池水清洁与卫生等任务，清洗机器人一般由清洗机、电源控制箱及带控制板的小车三部分组成，核心部分为清洗机[1]. 天津望圆环保科技有限公司消化吸收了法国技术，是国内为数不多生产与出口清洗机器人的专业厂家，清洗机主要由进水滤网、出水盒、旋流叶轮、出水弯管、潜水电机、外壳、变速齿轮、爬行刷等构成，如图1所示. 潜水电机启动后，清洗机在游泳池内爬行，内置旋流叶轮从游泳池壁表面不断吸入含杂质的水，经过外壳底部两条进水槽后被进水滤网过滤，清洁的水经过出水盒的收集作用，被导入出水弯管并回到池内. 因采用旋流叶轮，电机功率消耗近480 W，电机转速高至3 750 r/min，若将清洗机内部的出水盒、旋流叶轮、出水弯管、潜水电机在一水槽内单独试验，肉眼观测

收稿日期：2009－06－08
基金项目：国家科技支撑计划项目(2008BAF34B15－1)；江苏省科技服务业计划(BM2008375)
作者简介：曹卫东(1972—)，男，江苏南通人，副研究员(cwd@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械水动力学研究.
施卫东(1964—)，男，江苏南通人，研究员(wdshi@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械及工程研究.

万方数据

到叶轮进口存在明显的回流.公司委托江苏大学流体机械工程技术研究中心对清洗机进行技术分析,提交分析报告,重新设计叶轮,降低电机功率与转速,并确保清洗机能够完成水平爬行、垂直爬壁、清洗任务.

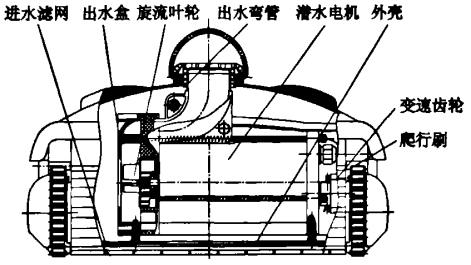


图1 清洗机结构

Fig. 1 Structure of cleaning machine

可能因技术保密的缘故,有关清洗机叶轮等部件设计方法的公开文献基本无处查阅与借鉴.本研究将利用理论分析、数值计算与试验相结合的方法详细分析清洗机新叶轮流量、扬程、转速的设计依据,重新设计低速并相对高效的叶轮.

1 新叶轮参数确定

1.1 清洗机附着力分析及新叶轮设计流量

试验表明:原清洗机转速降低至3 450 r/min时,过滤量12 m^3/h,清洗机只能够在游泳池底部爬行和清洗,不能完成从游泳池角落到垂直壁面的爬行和清洗任务;当潜水电机转速提升到3 750 r/min,过滤量15 m^3/h,清洗机却能够顺利完成所有池面的清洗任务.过滤量一方面导致清洗机底部形成负压区,即如图2所示的*ABCD*长方形水体(高度15 mm);过滤量同时在出水弯管排水处形成较大的反推力.清洗机底部的负压与出水反推力共同形成了清洗机对壁面的主要附着力,必须保证足够大的附着力,爬行刷与壁面摩擦力才足以保证清洗机进行正常洗刷和爬行.

清洗机在游泳池底部水平运行时附着力为

$$N_1 = -\iint_{ABCD} p(x,y)\,\mathrm{d}s + \rho q v + G - F \quad (1)$$

式中$p(x,y)$为清洗机底部水压,Pa,是以清洗机底部外围水压为基准的相对压力;ρ为水的密度,1 000 kg/m^3;q为清洗机单位时间过滤量,m^3/s;v为出水弯管出水速度,m/s;G为清洗机重量,N;F为清洗机浮力,N.

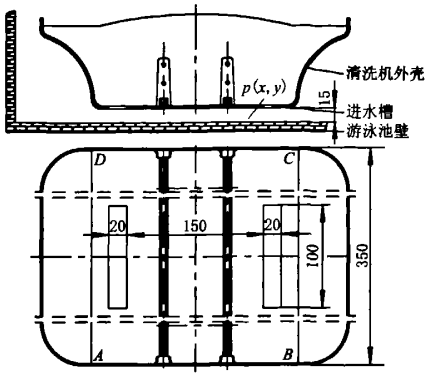


图2 清洗机外壳与进水槽

Fig. 2 Crust of cleaning machine and inflow slot

清洗机重力稍大于浮力,才能保证清洗机自行沉入水底;清洗机重力如果远大于浮力,清洗机垂直向上爬行时需要更大的附着力,意味着需要更大的过流量.因此所有清洗机均需配重,一般保证$G - F = 0.2 \sim 0.5$ N.为了对清洗机底部的压力进行数值模拟,将清洗机外壳底部水体向外延伸,使得进流面积足够大,环境压力分布均匀,如图3所示.

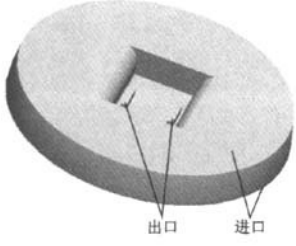


图3 计算区域

Fig. 3 Computational grid

应用GAMBIT软件对水体进行网格剖分,共计采用约60万的非结构化网格.本研究计算利用FLUENT软件,采用SIMPLEC算法及RNG $k-\varepsilon$湍流模型,控制方程为[2]

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\rho\frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + \rho f_i \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\alpha_k \mu\frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_k + \rho\varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\alpha_\varepsilon \mu\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + \frac{C_{1\varepsilon}}{k}G_k + C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

其中$i,j = 1,2,3$;$C_{1\varepsilon} = 1.42$;$C_{2\varepsilon} = 1.68$;k为湍动

万方数据

能；ε 为耗散率. 计算时忽略重力. 边界条件：因计算清洗机附着力仅需知道外壳底部相对负压，所以给定压力进口 $p=0$；清洗机底部进水槽给压力出口边界条件；壁面为无滑移边界条件，近壁区采用壁面函数. 可计算获得清洗机底部两条进水槽总水量. 当计算区域内的三维速度、湍动能 k，耗散率 ε 的残差小于 10^{-5}，且出水弯管的出水口质量流量稳定时，认为计算收敛.

计算结果表明，当进水槽设置压力为 -960 Pa 时，出水量为 15 m^3/h，外壳底部的压力等值线分布如图 4 所示，在进水槽附近有较大的低压区，大部分区域的压力介于 -50 ~ -20 Pa 之间. 利用 FLUENT 软件提供的压力积分得到清洗机底部平均静压为 -55.495 Pa，清洗机底部有效面积 0.075 4 m^2. 出水弯管排水口直径为 50 mm，过滤量 15 m^3/h，出水弯管出水速度 2.12 m/s. 假定清洗机配重后 $G-F=0.3$ N，依据式(1) 计算得到清洗机水平放置时总附着力为 12.32 N.

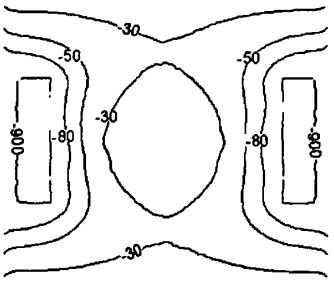


图 4　外壳底部水体压力等值线
Fig. 4　Pressure contour of water under crust

其中，外壳底部负压引起的附着力小于出水反推力，出水反推力近似单点作用力，但负压引起的附着力主要作用在清洗机底部对称位置的两个进水槽附近，使得清洗机附壁更稳定. 将一台配重为 0.3 N 的清洗机变速齿轮去掉，使其不能爬行，清洗机在游泳池底部排水，用一根软线将电子弹簧称与清洗机相连，缓慢拉动电子弹簧称，测得清洗机瞬间离开壁面的最大附着力为 1.20 kg，相当于 11.772 N，与前文计算分析的结果 12.32 N 非常接近. 如图 2 所示，假设清洗机继续向左方爬行到游泳池的角落时，清洗机外壳左角将倾斜抬起，出水槽与池壁的距离大大增加，此时外壳底部负压 $p(x,y)$ 绝对值很小，附着力主要依赖于出水反推力. 清洗机垂直爬行时的附着力与其水平爬行时几乎一致. 由式(1) 可知清洗机对壁面附着力会随着过滤量减小迅速下降，试验证实降低原有清洗机转速，减少过滤量，不能满足优化要求，因此优化叶轮设计流量不得小于 15 m^3/h.

1.2　新叶轮的设计扬程

清洗机叶轮扬程主要用于：①克服过滤水经过清洗机外壳、进水滤网、出水盒、出水弯管等部件的水力损失 h_{f1}；②克服新叶轮与出水盒耦合运行时的水力损失 h_{f2}. 本研究通过试验方法测定 h_{f1}（见图 5）. 将清洗机水平放置于一装满水的密封水箱内，利用 PVC 管将清洗机出水弯管的水引出，PVC 管出口保持与密封容器内的水位平齐，同时确保清洗机与爬行刷紧附于密封容器的壁面，利用潜水泵对密封容器内的水加压，调整阀门，测定 PVC 管的出水量 Q 与密封容器内水压 p 的关系，水压 p 全部用于克服水力损失，忽略 PVC 管内的沿程与局部水力损失，近似认为 $h_{f1}\approx p$.

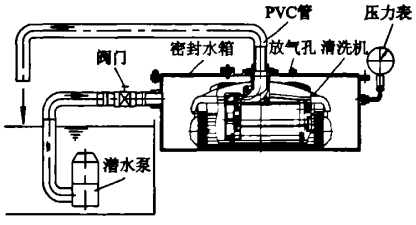


图 5　清洗机水力损失试验
Fig. 5　Hydraulic loss experiment

测试结果如图 6 所示：水力损失随着出水量的增加而增加，且当出水量增加到 14 m^3/h 后，水力损失有加速上升的趋势，出水量 15 m^3/h 时，水力损失 $h_{f1}\approx 1.1$ m. 新叶轮尚未设计好，不可预估叶轮与出水盒耦合运行时的水力损失 h_{f2}，产生 h_{f2} 的原因主要包括：叶轮口环泄漏、非螺旋形蜗壳流道等. 若 h_{f2} 预估过高，势必导致叶轮外径偏大，将有可能进一步恶化出水盒内的流场，使得叶轮的功率消耗上升. 初步假定 $h_{f2}=0.4$ m，即总水力损失约 1.5 m，叶轮设计扬程即取为 1.5 m.

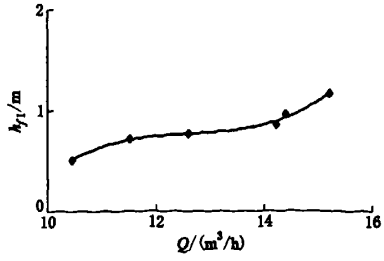


图 6　水力损失随出水量的变化
Fig. 6　Head loss-Q curve

万方数据

1.3 新叶轮设计转速

依据优化目标，叶轮转速越低越好，但转速过低时，流量 $Q=15\ m^3/h$，扬程 $H=1.5\ m$ 所设计的叶轮体积可能超过出水盒可容纳的空间，因此需反复调整设计转速 n，试算叶轮的进口直径 D_1，出口直径 D_2，出口宽度 b'_2，最终确定叶轮的设计转速 $n=2\ 100\ r/min$.

2 新叶轮设计

2.1 新叶轮关键几何参数

2.1.1 比转速

$$n_s = 3.65n\frac{\sqrt{Q}}{H^{0.75}} = 365 \qquad (6)$$

2.1.2 叶轮进口直径

$$D_1 = k_1\left(\frac{Q}{n}\right)^{1/3} \qquad (7)$$

叶轮进口系数 k_1 取3.5～5.5，改造兼顾考虑效率与过流量的问题，同时考虑出水盒上进流尺寸 $\phi60$ 限制，k_1 取4.4，计算得到 $D_1=55\ mm$.

2.1.3 叶轮出口直径

$$D_2 = k_2\left(\frac{Q}{n}\right)^{1/3} \qquad (8)$$

出口直径系数 $k_2=9.5\sim10.5(n_s/100)^{-0.5}$，计算得到 $D_2=66\ mm$.

2.1.4 叶轮出口宽度

$$b_2 = k\cdot k_{b2}\left(\frac{Q}{n}\right)^{1/3} \qquad (9)$$

若比转速较小，$n_s<60$，需加宽设计，修正系数 $k=1.5\sim2.0$；若比转速较大，$n_s>150$，需适当减小出口宽度，修正系数 $k=0.65\sim1.00$，且比转速越大，修正系数 k 越小[3]；$n_s=365$，取 $k=0.80$，系数 $k_{b2}=0.64\sim0.7(n_s/100)^{5/6}$，计算得 $b_2=22\ mm$.

2.1.5 叶轮叶片数、出口安放角和包角

高比转速泵叶片数较少，一般叶片数 $Z=3\sim5$，选择 $Z=4$；高比转速泵出口安放角一般取为 $\beta_{2b}=15°\sim20°$，本研究取为18°；叶片包角取为90°.

装置新叶轮的清洗机内部泵组件如图7所示，新叶轮出口宽度已经放大到出水盒能够容纳的最大值，在叶轮进口处设计了密封口环，并将叶轮前盖板的直径放大到 $\phi75$ 作为端面密封以提高容积效率.

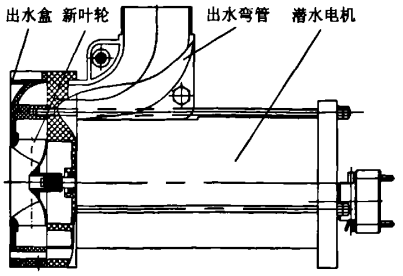


图7 装置新叶轮的泵组件

Fig. 7 Structure of inner pump with new impeller

2.2 数值分析与预测

利用FLUENT软件，采用SIMPLEC算法及RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型，以图7装置的新叶轮、出水盒及出水弯管内的水体为计算对象，采用总数约100万非结构网格，求解三维定常流动. 边界条件：叶轮进口速度按流量 $Q=15\ m^3/h$ 给定；出水口为自由出流条件；固体边壁上取速度无滑移条件. 当三维速度，k，ε 的残差小于 10^{-5}，且出水弯管的出水口压力趋于稳定时，认为计算收敛.

计算结果表明：$n=2\ 100\ r/min$，装置新叶轮的内部泵扬程约为0.60 m. 因清洗机外壳底部水力损失0.098 m，清洗机内部存在滤网水力损失，出水弯管出口动扬程为0.23 m，且数值计算忽略了密封环的泄漏，所以内部泵扬程0.60 m应基本能满足最终优化要求. 使用FLUENT预测得到叶轮输入功率约为65 W，虽然未考虑容积损失及机械损失的影响，但已能预见新叶轮的功率消耗会大幅度减少.

图8为新叶轮、出水盒及出水弯管水体总压（含静压及动压）数值模拟结果，叶轮逆时针运转.

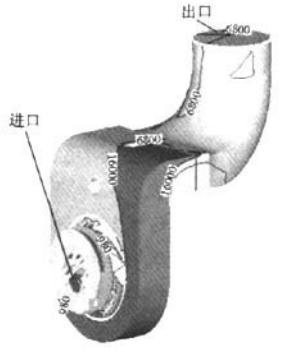


图8 压力分布

Fig. 8 Distribution of pressure

出水盒右部为相对高压区，与左部的相对低压水流混合流入出水弯管，在出水盒及出水弯管的入流处存在水力损失，导致出水弯管的出流处水流能

万方数据

量较低. 这说明清洗机原有出水盒及出水弯管设计不合理，考虑到改造方优化成本，暂未进行改造.

3 试验结果

1）清洗机安装新叶轮后，利用图5清洗机水力损失试验装置，测定了3种转速下的功率消耗和出流量，但此时将密封水箱的上盖打开，调节阀门，保持水箱水位高度不变. 测试结果如表1所示，轴功率 P_2 简化为电机总输入功率 P_1 与电机效率（依据试验所用电机厂家提供的数据，效率大致为60%）的乘积. 表1可知：随着电机转速的提高，出流量、输入功率不断增加；若保证清洗机出水流量达到15 m^3/h，转速应介于2 028～2 180 r/min.

表1　3种转速下的试验结果

Tab.1　Testing results at three rotating speeds

n/(r/min)	Q/(m^3/h)	P_1/W	P_2/W
2 028	14.4	112	67.2
2 180	15.4	133	79.8
2 458	17.2	153	91.8

2）保守选定清洗机运行转速2 180 r/min. 更换新叶轮后的清洗机爬行迅速，附着有力、平稳，能够完成游泳池内正常爬行、爬壁、清洗等工作.

3）转速2 180 r/min时，以优化后叶轮、出水盒、出水弯管、潜水电机组成如图7所示的泵组件，采用潜水泵类似的试验方法，获得泵组件的 $H-Q$ 测试结果（见表2），轴功率 P_2 依然简化为电机总输入功率 P_1 与电机效率的乘积.

表2　$H-Q$ 特性

Tab.2　Performance of $H-Q$

Q/(m^3/h)	H/m	P_1/W	P_2/W
0	2.190	138	89.7
6.50	1.457	137	89.1
10.54	0.980	134	87.1
11.91	0.756	134	87.1
12.72	0.573	133	86.5
15.50	0.342	133	86.5

由表2可知：扬程随出流量的增加而下降，叶轮的功率消耗随出流量的增加而下降，流量变化时轴功率变化平坦. 新叶轮设计比转速为 $n_s=365$，功率消耗随流量变化的趋势与比转速大于300的混流泵特性相近. 流量为15 m^3/h，大部分叶轮扬程在出水盒、出水弯管内消耗完毕，再次说明出水盒与出水弯管值得进一步优化和改造.

4 结　论

1）原有清洗机采用旋流叶轮，运行效率低下，为了达到额定的过滤量与附着力，电机转速高，功率消耗大.

2）为保证清洗机必要的过滤量及附着力，清洗机新叶轮设计流量维持为 $Q=15$ m^3/h. 在试验测定清洗机内部水力损失的基础上，确定叶轮的设计扬程 $H=1.5$ m. 可装配性的前提下，确定清洗机电机设计转速 $n=2\ 100$ r/min.

3）本研究通过数值计算方法预测了具有复杂出水流道的清洗机出流量与功率消耗，总体预测结果与试验值相符，功率消耗的预测值小于试验值. 装配新叶轮的清洗机运行功率消耗及转速满足优化要求，清洗机器人能够正常爬行、爬壁和清洗.

4）原有清洗机的出水盒和出水弯头的水力损失较大，该部分的功率消耗不可回收，若需要进一步降低功率消耗，需优化出水盒和出水弯头形式与空间尺寸.

参考文献（References）

[1] Simoncelli M, Zunino G, Christensen H I, et al. Autonomous pool cleaning: Self localization and autonomous navigation for cleaning[J]. *Autonomous Robots*, 2000, 9(3): 261－270.

[2] 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京：清华大学出版社，2004：256－259.

[3] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京：宇航出版社，1995.

（责任编辑　赵　鸥）

万方数据