

高抗汽蚀离心泵的仿真优化设计

对离心泵进行仿真优化设计分析——离心泵作为化工行业的重要设备，在其运行过程中发生汽蚀，叶轮会受到破坏，严重影响其性能。针对用户无法提供过高 NPSHa 的难点，通过改变叶轮进口直径、叶片进口边位置、叶轮盖板曲率半径及加诱导轮等参数进行优化设计，研发出高抗汽蚀性能的单级双吸离心泵。通过数值仿真模拟进行了设计验证，离心泵性能满足各项设计要求。

文 / 刘航泊 王辉 程蕾 杨军虎

PROCESS-Tip

× 更多信息请扫描二维码:



chem.vogel.com.cn

× 反馈编码: A200746

随着科学技术的发展，离心泵的应用领域不断扩大，已广泛应用于航空航天、核电站、城市供水、石油化工和船舶等国民经济的各个领域。然而，汽蚀问题一直是离心泵领域的重大难题之一，汽蚀的发生会引起离心泵性能的下降、过流部件破坏、振动和噪声等一系列问题，不仅限制了离心泵的高效运行范围和小型化的实现，还影响了离心泵的安全稳定和可靠运行。本文以某氨基酸制造公司 MET 项目锆材循环泵为研究对象，围绕离心泵的抗汽蚀优化设计进行研究，并借助 PumpLinx 仿真模拟软件对该泵的水力设计进行仿真分析。

设计难点

根据现场使用条件的要求，该循环泵参数见表 1，输送介质为水（58%）、碳铵（4%）及有机

表 1 循环泵设计参数

参数	数值
流量 $Q / (m^3/h)$	700
扬程 H / m	60
效率 η	45
转速 $n (r/min)$	1 475
装置汽蚀余量 NPSHa / m	2.4

物（38%）的混合液。

按 SH/T 3139 和 SH/T 3140 规定，卧式泵在额定点的必须汽蚀余量 NPSH_r 应至少比装置汽蚀余量 NPSHa 小 0.6 m。依据该规定，满足汽蚀性能的临界汽蚀余量 NPSH 为 1.8 m。何希杰根据 GB/T 13006-91 规定的临界汽蚀余量指标曲线，通过回顾分析法，得到双吸泵临界汽蚀余量的计算公式：

$$NPSH = 9.21 \left(\frac{n_s}{100} \right)^{1.55} \left(\frac{H}{100} \right)^{1.01} \quad (1)$$

式（1）中 n_s 为离心泵比转速。根据式（1）计算得到该泵的临界汽蚀余量 NPSH 为 3.73 m，而实际

设计过程要求临界汽蚀余量 NPSH 为 1.8 m，较国标推荐值更小。用户要求将该泵设计为双吸泵，双吸泵汽蚀比转速计算公式为：

$$C = \frac{5.62 n_s \sqrt{Q/2}}{NPSH_r^{3/4}} \quad (2)$$

根据式（2）计算得到该泵的汽蚀比转速 C 为 1 663.25。 C 值的大致范围如下：

抗汽蚀性能高的泵 $C=1\ 000 \sim 1\ 600$ ；

兼顾效率与抗汽蚀性能的泵 $C=800 \sim 1\ 000$ ；

抗汽蚀性能不做要求主要考虑提高效率的泵 $C=600 \sim 800$ 。

C 值越大，离心泵抗汽蚀性能越好，因此，该泵设计要求的抗汽蚀性能很高，因用户无法提供更高的装置汽蚀余量 NPSHa，必须通过叶轮水力优化来降低泵的必需汽蚀余量 NPSH_r。

叶轮优化设计

汽蚀理论

在离心泵汽蚀问题的研究中，

本文作者供职于西安泵阀总厂有限公司。

“饱和蒸汽压力假说”已成为默认的离心泵汽蚀机理,即:当液体在流动过程中的局部压力低于工作温度下液体汽化压力,液体就会发生汽化,产生大量气泡。同时,原溶解于液体中的部分气体也会因压力的下降而逸出,这些气泡随液体继续运动至高压区,气泡受压溃灭,对过流部件产生一定的破坏作用。这种从气泡形成、生长至溃灭及对材料产生破坏等一系列过程称为汽蚀。通过离心泵叶轮的优化设计,使液体流至叶轮进口压力最低处时,仍具有高于工作温度下液体汽化压力的富裕能量。

离心泵优化方案

泵必需汽蚀余量:

$$NPSHr = \frac{v_0^2}{2g} + \lambda \frac{w_0^2}{2g} \tag{3}$$

式中:

V_0 —叶片进口稍前的绝对速度;

W_0 —叶片进口稍前的相对速度;

λ —叶片进口压降系数;

提高泵本身的抗汽蚀性能,必须通过减小 V_0 、 W_0 、 λ 来实现,优化过程即通过叶轮水力参数的特殊设计以达到减小 V_0 、 W_0 、 λ 的目的。

本次设计要求采用双吸叶轮,但汽蚀性能依旧难以满足,故在优化叶轮水力的前提下增设诱导轮,诱导轮本身具有较好的抗汽蚀性能,其次诱导轮产生的扬程减小泵的必需汽蚀余量,提高泵的抗汽蚀性能。

在出厂试验中,最常用的标准是由美国水力标准协会(Hydraulic Institute Standards)指定的,即以扬程下降 3% 时的装置汽蚀余量为当前流量点的泵

汽蚀余量。本次设计过程按此标准,通过监测扬程的下降量来确定泵汽蚀余量,则:

$$NPSH = \frac{P_{in}-P_v}{\rho g} + \frac{v_{in}^2}{2g} \tag{4}$$

式中: P_{in} —叶轮进口压力;

P_v —介质汽化压力

V_{in} —叶轮进口流速

采用三维软件对双吸泵水体进行三维造型,包括半螺旋形吸水室、转子部分及压水室,模型如图 1 所示。对该水体进行网格划分,采用 PumpLinx 软件内置的基于二叉树算法的笛卡尔网格技术(也称为 CAB 算法)划分网格,并对各个交互面进行网格加密,最终划分网格单元数为 2 782 141,节点数为 984 124,如图 2 所示。设置入口面属性 inlet,压力 0.101325 MPa;出口面属性 outlet,流量 0.194 m³/s;叶轮及诱导轮为旋转部件 rotor;转速 1 450 r/min。本文采用标准的 $\kappa-\epsilon$ 模型及 PumpLinx 内置全

空化模型进行计算,并对速度首先采用一阶格式,待收敛后,将其换为二阶迎风模式,以提高计算的稳定性。根据分析结果,残差值设置为 1e-4,满足收敛要求。

原始设计方案

对原始设计叶轮进行建模分析,以 30 ℃ 水为工作介质,其汽化压力 $P_v=3\ 610\ \text{MPa}$,进口流速 $V_{in}=Q/A=2.75\ \text{m/s}$,设 $NPSHr=NPSHa=1.8\ \text{m}$,计算得出此时进口压力 $P_{in}=17\ 469\ \text{MPa}$,以进口为常压为起始点,逐步降低进口压力,监测扬程的下降量,确定泵汽蚀余量,模拟结果如表 2 所示,当进口压力为 0.06 MPa 时,扬程下降 3.3%, $NPSHa=6.1\ \text{m}$,泵发生严重汽蚀,无法满足要求。

优化方案

优化目标即为降低叶轮进口流速,提高介质在叶轮进口处压力,本次采用以下几种措施进行优化设计。

- (1) 加大吸入室进口直径

表 2 原始方案模拟结果

P_{in} (MPa)	H (m)	η (%)	ΔH (%)	NPSHa (m)
0.1	53.4	79		10.1
0.08	52.6	77.8	1.5	8.18
0.06	51.6	76	3.3	6.1



图 1 水体三维模型

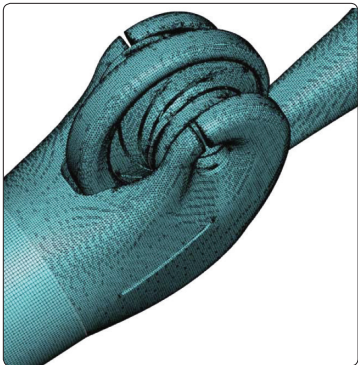


图 2 水体网格划分

适当的增大吸入室进口直径，以减小叶轮进口绝对速度。在减小绝对速度的同时，增大了圆周分速度，进而导致相对速度加大。在流量恒定的情况下，叶轮进口处的液流的绝对速度和相对速度都是吸入管径的函数。因此，对于提高泵的抗汽蚀性能，叶轮进口直径存在一个最佳值。当叶轮直径的取值超过最佳值之后，随着进口直径的增大，在进口部分易形成停滞区和漩涡，反而使泵的抗汽蚀性能逐渐恶化。

(2) 加大叶轮盖板半径

液体在流经泵吸入口至叶轮进口处时，由于流道收缩，液流流速增加，从而产生一定的压力损失。同时，由于在此过程中流体流动的方向由轴向变为径向，因转弯处流场不均匀也会产生一部分压力损失。可见叶轮前盖板曲率半径的大小直接影响着压力损失的大小，进而影响着离心泵的汽蚀特性。适当减小前盖板的曲率，即增大前盖板半径，可减小转弯处离心泵的影响，使流速均匀。

(3) 减小叶片进口厚度

叶片的排挤作用使得进口处流速增加而产生压力损失。选择较小的叶片进口厚度，可以减少叶片对液流的冲击，增大叶片进口处的过流面积，减小叶片的排挤，从而降低叶片进口的绝对速度和相对速度，提高泵的抗汽蚀性能。受铸

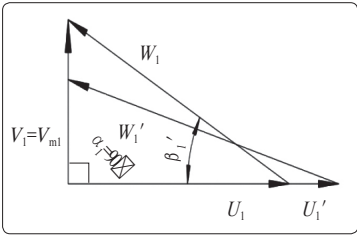


图3 吸入口直径增大速度三角形

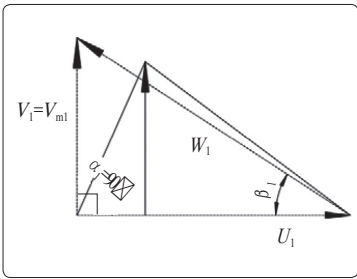


图4 减小叶片进口厚度速度三角形

造工艺的影响，低比转速、较小流量的泵，叶片入口往往较厚。可以手动打磨进口叶片工作面，能增加叶片进口角，增加叶片间的开口面积， V_{m1} 减小， W_1 减小，从而提高泵的抗汽蚀性能。

(4) 增大叶片进口角

a. 适当增大叶片进口角，有效减小叶片的弯曲，增大叶片的进口过流面积，减小 V_1 和 W_1 ，提高泵抗汽蚀性能。

b. 采用正冲角，安放角大于液流角，液流在叶片背面脱流，背面是叶片间的低压侧，脱流引起的漩涡不易向高压侧扩散，对汽蚀的影响较小。

c. 当工作流量偏离设计流量在大流量区运行时，叶片进口液流角增大，此时可以减小由此导致的液流角与安放角不一致在叶片进口处产生冲击损失，同时可以避免泵在大流量运转时出现负冲角。

优化方案模拟结果

P_m (MPa)	H (m)	η (%)	ΔH (%)	NPSHa (m)
0.1	70.4	78.3		10.1
0.06	69.8	78.6	0.8	5.8
0.04	69.9	78.6	1.1	3.7
0.022	69.5	77.3	1.1	1.9
0.02	68.8	77.9	2.2	1.7

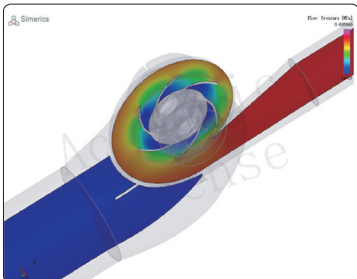


图5 仿真压力云图

通过以上措施优化后模拟结果如表3所示，当进口压力 $P_{in}=0.02$ MPa 时，泵汽蚀余量为 1.7 m，扬程仅下降 2.2%， $NPSHa-NPSHr=0.7$ m，满足工况要求。表3 优化方案模拟结果

注： V_1 —叶轮进口绝对速度

V_{m1} —叶轮进口绝对速度的轴向分速度

U_1 —叶轮进口圆周速度

W_1 —叶轮进口相对速度

α_1 —叶轮进口绝对液流角

β_1 —叶轮进口相对液流角

结论

通过上述分析可知，离心泵汽蚀是一个复杂多变的过程，叶轮水力设计对离心泵性能起决定性作用，加大叶轮进口直径及叶轮盖板曲率半径、减小叶片进口厚度以及增大叶片进口角有助于提高离心泵抗汽蚀性能。此外吸入性能对其抗汽蚀性能也有所影响，适当加大吸入室进口直径也可以降低叶轮进口流速，以达到进口升压的目的。依据目前离心泵汽蚀理论，提高离心泵抗汽蚀性能的措施就是尽可能降低叶轮进口产生的压降，但同时也会导致离心泵效率有所降低。