

ВЫБОР ОТМЕТКИ ОСИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ МЕЛИОРАТИВНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

На надежность работы насосных установок (НУ) существенно влияет кавитация насосов. Она допустима лишь в незначительных количествах, не вызывающих экономически неоправданной эрозии элементов проточной части и не влияющих на энергетические параметры и нормальную эксплуатацию насосного агрегата.

Возникает кавитация при падении давления в потоке перекачиваемой жидкости до давления ее парообразования. Поэтому во избежание кавитации необходимо создать избыточное давление на входе в рабочее колесо насоса (рис. 1), представляющее собой минимально допустимое превышение полной удельной энергии жидкости над энергией, соответствующей давлению парообразования перекачиваемой жидкости, и называемое кавитационным запасом:

$$\Delta h = E_1 - \frac{P_n}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 - \frac{P_n}{\rho g}, \quad (1)$$

где Δh — кавитационный запас, м; E_1 — полная удельная энергия жидкости на входе в рабочее колесо насоса относительно его оси, м; P_n — давление парообразования перекачиваемой жидкости, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; P_1 и v_1 — соответственно давление и скорость жидкости в точке 1 на входе в рабочее колесо, Па, м/с; h_1 — превышение точки 1 над осью рабочего колеса, м.

Кавитационный запас является основной характеристикой кавитационных качеств насоса, но численное его значение не может быть вычислено по за-

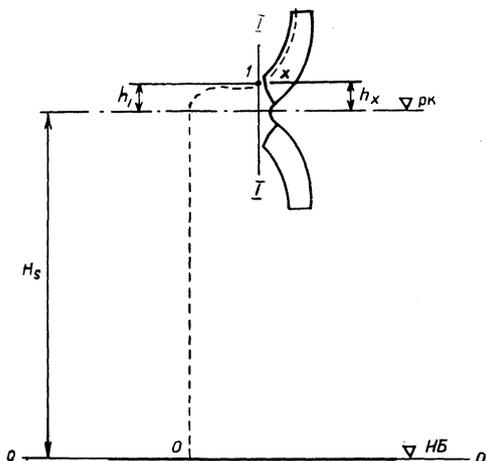


Рис. 1. Схема движения жидкости во всасывающей линии НУ с горизонтальным центробежным насосом: 0-0 — плоскость сравнения; I-I — сечение на входе в рабочее колесо насоса; $\nabla_{НБ}$ — отметка уровня воды в НБ; $\nabla_{р.к}$ — отметка оси рабочего колеса насоса; H_s — геометрическая высота всасывания НУ; 0, 1 и x — точки, лежащие на одной линии тока; h_1 и h_x — превышение точек 1 и x над осью рабочего колеса.

висимости (1), так как не известны ни положение точки I , ни значения давления и скорости в ней. Составим уравнения Бернулли относительно плоскости 0-0 нижнего бьефа (НБ) для точек 0, I и x проточного тракта, лежащих на одной линии тока (см. рис. 1):

$$\frac{P_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{P_1}{\rho g} + H_s + h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_{w_{0-1}}; \quad (2)$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + H_s + h_1 = \frac{P_x}{\rho g} + \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g} + H_s + h_x + h_{w_{1-x}}, \quad (3)$$

где P_0 и v_0 — атмосферное давление и скорость жидкости в НБ, Па, м/с; H_s — превышение оси рабочего колеса над уровнем воды в НБ, т.е. геометрическая высота всасывания НУ, м; $h_{w_{0-1}}$ — потери напора от точки 0 до точки I , м; w_1 и u_1 — относительная и окружная скорости жидкости в точке I , м/с; P_x , w_x и u_x — давление, относительная и окружная скорости жидкости в точке x , Па, м/с; h_x — превышение точки x над осью рабочего колеса, м; $h_{w_{1-x}}$ — потери напора от точки I до точки x , м.

Точка 0 во всасывающей линии насоса на уровне НБ, и абсолютное движение жидкости в сечении 0-0 можно считать установившимся. Точка I — в сечении $I-I$ при входе на рабочее колесо насоса, где при правильной конструкции всасывающего патрубка поток должен быть осесимметричным, т.е. установившимся как в абсолютной, так и в относительной системах координат. Точка x — точка минимального давления на входной кромке лопасти рабочего колеса, бесконечно близка к точке I . Сечение $I-I$ позволяет из области всасывающего патрубка с установившимся абсолютным движением перейти в область рабочего колеса с установившимся относительным движением [1, 2].

Выразим из равенства (3) давление $P_x/\rho g$ в точке x , полагая, что $h_1 = h_x$, $w_1 = w_x$ и $u_1 = u_x$, так как по условию точки I и x бесконечно близки друг другу:

$$\frac{P_x}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} - h_{w_{1-x}}. \quad (4)$$

В зависимости (4) из равенства (2) подставим значение давления $P_1/\rho g$, пренебрегая скоростным напором $v_0^2/2g$ ввиду малости абсолютной скорости движения жидкости в НБ, и вычтем из левой и правой частей полученного равенства $P_n/\rho g$:

$$\frac{P_x - P_n}{\rho g} = \frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_n}{\rho g} - H_s - h_{w_{0-1}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{w_{1-x}} - h_1. \quad (5)$$

Учитывая, что при возникновении кавитации $P_x = P_n$, выражение (5) перепишем в виде:

$$\frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_n}{\rho g} - H_s - h_{w_{0-1}} = \frac{v_1^2}{2g} + h_{w_{1-x}} + h_1, \quad (6)$$

Левая часть равенства (6) содержит параметры, относящиеся только к НУ, и определяет кавитационный запас НУ $\Delta h_{н.у}$, приведенный к оси рабочего колеса насоса (в чем легко убедиться, подставив в формулу (1) значение давления $P_1/\rho g$ из равенства (2), пренебрегая скоростным напором $v_0^2/2g$ в НБ). Следовательно, кавитационный запас НУ

$$\Delta h_{н.у} = \frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_n}{\rho g} - H_s - h_{w_{вс}}, \quad (7)$$

где $h_{w_{вс}} = h_{w_{0-1}}$ – потери напора во всасывающей линии НУ (всасывающий патрубок насоса, подводящий жидкость к рабочему колесу, выполняется постепенно уменьшающимися, сопротивление таких конфузورных каналов очень незначительно [1], и поэтому можно пренебречь потерями напора во всасывающем патрубке).

Правая часть равенства (6) содержит параметры, относящиеся к насосу, и определяет его кавитационный запас Δh_n , приведенный к оси рабочего колеса:

$$\Delta h_n = \frac{v_1^2}{2g} + h_{w_{1-x}} + h_1. \quad (8)$$

При возникновении кавитации на входе в рабочее колесо насоса, как видно из равенства (6), кавитационный запас НУ равен кавитационному запасу насоса:

$$\Delta h_{н.у} = \Delta h_n. \quad (9)$$

Зависимость кавитационного запаса насоса от его подачи $\Delta h_n = f(Q)$ называется *кавитационной характеристикой насоса*, а зависимость кавитационного запаса НУ от подачи насоса $\Delta h_{н.у} = f(Q)$ – *кавитационной характеристикой НУ*. Условие возникновения кавитации в насосе, согласно равенству (9), графически может быть представлено пересечением кавитационных характеристик НУ и насоса (точка 1, рис. 2).

В отличие от легко вычисляемого по формуле (7) кавитационного запаса НУ кавитационный запас насоса (8), зависящий от особенностей конструкции подвода и рабочего колеса, ориентировочно может быть найден лишь для режима работы насоса, соответствующего безударному входу потока на лопасти рабочего колеса [1, 2]. Поэтому для требуемых значений подачи насоса в пределах зоны его рекомендуемой работы для заданной частоты вращения вала рабочего колеса кавитационный запас насоса определяется опытным путем посредством специальных кавитационных испытаний. Суть последних заключается в изменении кавитационного запаса НУ при выбранном значении подачи насоса для получения режима (9), соответствующего моменту возникновения кавитации (см. точку 1, рис. 2). Однако при кавитационных испытаниях насоса из-за трудности обнаружения возникновения кавитации определяют не режим (9), а начало влияния кавитации на энергетические параметры насоса,

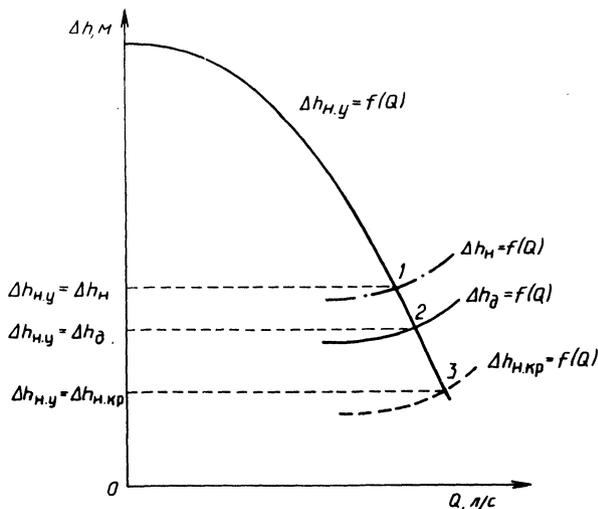


Рис. 2. Кавитационные режимы работы НУ:

1 – возникновение кавитации; 2 – срыв энергетических параметров насоса; 3 – допустимый по развитию кавитации режим работы НУ; $\Delta h_{н.у} = f(Q)$ – кавитационная характеристика НУ; $\Delta h_{н} = f(Q)$ – кавитационная характеристика насоса, соответствующая моменту возникновения кавитации; $\Delta h_{н.кр} = f(Q)$ – критическая кавитационная характеристика насоса, соответствующая падению его напора на 2 % (ГОСТ 6134–71^{*}); $\Delta h_{д} = f(Q)$ – кавитационная характеристика насоса, гарантирующая допустимое развитие кавитации в нем; $\Delta h_{н.у}$ – кавитационный запас НУ; $\Delta h_{н}$ – кавитационный запас насоса; $\Delta h_{н.кр}$ – критический кавитационный запас насоса; $\Delta h_{д}$ – допустимый кавитационный запас насоса.

Режим 2 (см. точку 2, рис. 2) – падение энергетических параметров насоса (согласно ГОСТ 6134–71^{*} – уменьшение на 2 % напора насоса) называют *критическим*. При этом

$$\Delta h_{н.у} = \Delta h_{н.кр},$$

где $\Delta h_{н.кр}$ – критический кавитационный запас насоса.

Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{д}$ насоса, исключаяющий кавитационный срыв его параметров и опасную эрозию проточной части, вычисляется по формуле

$$\Delta h_{д} = A \Delta h_{н.кр},$$

где A – коэффициент запаса (ГОСТ 6134–71^{*}). Допустимый по развитию кавитации режим 3 работы НУ определяется условием (см. точку 3, рис. 2)

$$\Delta h_{н.у} = \Delta h_{д}. \quad (10)$$

Полученная в результате испытаний кавитационная характеристика насоса $\Delta h_{д} = f(Q)$ наносится на его рабочую характеристику [3],

Высота всасывания НУ, а следовательно, и отметка оси рабочего колеса на-

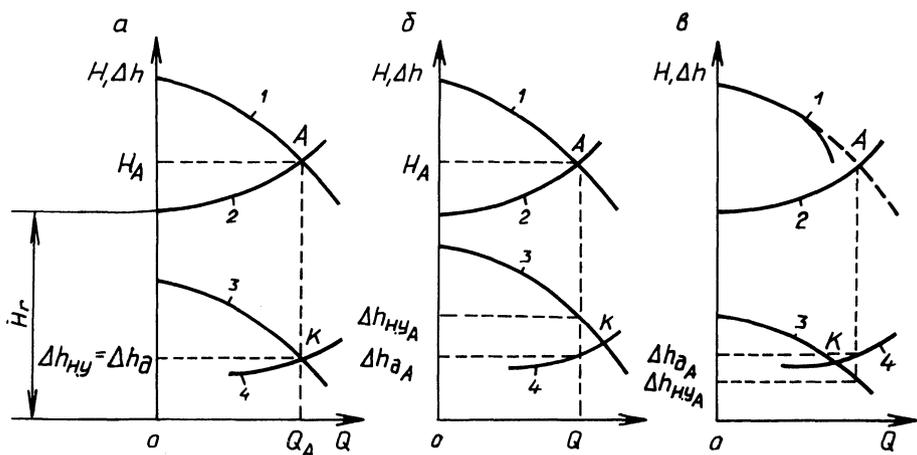


Рис. 3. Анализ режимов работы НУ при постоянных уровнях верхнего и нижнего бьефов: а и б – допустимые по развитию кавитации режимы работы НУ; в – недопустимый по развитию кавитации режим работы; 1 – напорная характеристика насоса, $H = f(Q)$; 2 – характеристика НУ, $H_{н.у} = f(Q)$; 3 – кавитационная характеристика НУ, $\Delta h_{н.у} = f(Q)$; 4 – кавитационная характеристика насоса, $\Delta h_{\delta} = f(Q)$; $H_{Г}$ – геометрический напор НУ.

соса назначается на основании его кавитационной характеристики при анализе установившихся режимов работы НУ.

При постоянных уровнях воды в верхнем и нижнем бьефах геометрический напор и высота всасывания НУ также постоянны. Рассматриваемый установившийся режим системы насос – сеть, графически определяемый точкой А пересечения напорной характеристики насоса $H = f(Q)$ с характеристикой НУ $H_{н.у} = f(Q)$ (рис. 3), характеризуется подачей Q_A , равной расходу сети, и напором H_A , равным напору, потребляемому сетью. Для рассмотрения возможных по развитию кавитации режимов работы НУ на графики (см. рис. 3) нанесем характеристики кавитационного запаса НУ и насоса, обозначим точку пересечения этих характеристик буквой К:

1) точка А совместной работы насоса, его внешней сети и точка К лежат (см. рис. 3, а) на одной вертикали – $Q_A = Q_K$ и $\Delta h_{н.у.А} = \Delta h_{\delta.А}$;

2) точка К лежит (см. рис. 3, б) правее рабочей точки А, кавитация в проточном тракте насоса меньше допустимой ($\Delta h_{н.у.А} > \Delta h_{\delta.А}$) или полностью отсутствует ($\Delta h_{н.у.А} \gg \Delta h_{\delta.А}$); однако так как $\Delta h_{н.у.А} > \Delta h_{\delta.А}$, то заглубление насоса превышает необходимое, что, как правило, экономически нецелесообразно – с увеличением заглубления возрастает стоимость гидротехнического узла машинного водоподъема;

3) точка К лежит (см. рис. 3, в) левее заданной рабочей точки А, $\Delta h_{н.у.А} <$

$< \Delta h_{\delta A}$ и НУ работает в недопустимом по развитию кавитации режиме. Последний должен исключаться еще на стадии проектирования насосной станции при уточнении подбора основных насосов. Режим *A* в этом случае вообще невозможен, так как из-за кавитации произойдет срыв энергетических параметров насоса и требуемые напор H_A и подача Q_A не будут обеспечены.

При колебаниях уровней воды в верхнем и нижнем бьефах меняются геометрические высоты подъема и всасывания НУ, а следовательно, и режим ее работы. Поэтому для назначения отметки оси рабочего колеса важно проанализировать возможные режимы работы НУ и высоту всасывания H_s (или $\nabla_{p.k.}$) определять по режиму, требующему наибольшего кавитационного запаса насоса, т.е. наибольшего его заглубления.

Для нахождения геометрической высоты всасывания НУ в большинстве случаев нет необходимости исследовать возможные кавитационные режимы работы по кавитационной характеристике НУ. На основании равенства (10) для расчетного режима можно вместо кавитационного запаса $\Delta h_{h.y}$ НУ подставлять равное ему значение допустимого кавитационного запаса Δh_{δ} насоса, снимаемого с его кавитационной характеристики $\Delta h_{\delta} = f(Q)$, и, согласно выражению (7), вычислять H_s по формуле

$$H_s = H_a - H_n - \Delta h_{\delta} - h_{w_{bc}},$$

где $H_a = P_0/\rho g$ – напор воды, эквивалентный атмосферному давлению, м; H_a принимается по данным метеорологических наблюдений, справочным данным [4] или вычисляется по формуле $H_a = 10,33 - \frac{\nabla}{900}$, где 10,33 – величина H_a на уровне моря, м; ∇ – отметка НБ насосной станции относительно уровня моря, м; $\frac{\nabla}{900}$ – член формулы, учитывающий изменение атмосферного давления в зависимости от расположения насосной станции относительно уровня моря, м; $H_n = P_n/\rho g$ – напор воды, эквивалентный давлению парообразования, м (при температуре перекачиваемой воды 0...25 °С $H_n = 0,06...0,32$ м).

В практических расчетах при обычных температурах воды, перекачиваемой мелиоративными насосными станциями,

$$H_s = 10,0 - \frac{\nabla}{900} - \Delta h_{\delta} - h_{w_{bc}}.$$

В технической и справочной литературе наряду с рекомендуемой ГОСТ 6134–71* кавитационной характеристикой $\Delta h_{\delta} = f(Q)$ применяются и другие типы кавитационных характеристик насоса и соответствующие им формулы для вычисления H_s [2, 5].

По геометрической высоте всасывания НУ вычисляют отметку оси $\nabla_{p.k.}$ рабочего колеса насоса (см. рис. 1):

$$\nabla_{p.k.} = \nabla_{NB_{min}} + H_s,$$

где $\nabla_{NB_{min}}$ – расчетная отметка минимального уровня воды в НБ, м.

При определении геометрической высоты всасывания НУ и назначении отметки оси рабочего колеса насоса наряду с вышеизложенными общими положениями следует учитывать особенности работы проектируемой насосной станции: обеспечение нормальной работы насосов оросительных насосных станций при их пуске и эксплуатации при минимальных уровнях НБ; возможности эксплуатации насосов вне зоны их рекомендуемой работы на оросительных автоматизированных насосных станциях подкачки; пуск в работу насосов осушительных насосных станций при максимальных уровнях НБ.

Геометрическая высота всасывания является не только кавитационной, но и строительной характеристикой НУ; уменьшение ее ведет к заглублению насосов и удорожанию всего узла машинного водоподъема. Анализ возможности возникновения кавитации с целью максимального использования положительной высоты всасывания насоса, выполненный для осушительных насосных станций, оборудованных низконапорными лопастными насосами, обладающими большой положительной высотой всасывания, превышающей колебания уровней в НБ, показал, что во многих случаях насосы можно заглублять не под минимальный уровень НБ, как это сейчас делается, а под максимальный. Это позволит сократить стоимость насосной станции и улучшить условия эксплуатации основных насосов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л о м а к и н А.А. Центробежные и осевые насосы. — М.; Л., 1966. — 364 с. 2. К а р е л и н В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. — М., 1975. — 336 с. 3. Насосы осевые типа "О", "ОП" и центробежные вертикальные типа "В" // Каталог-справочник. — М., 1970. — 52 с. 4. Насосы центробежные и осевые / Минводхоз СССР. — М., 1972. — 72 с. 5. Насосы. Каталог-справочник. Главхиммаш, ВИГМ. — М., 1953. — 552 с.

УДК 639.2.061:621.65

А.Ф. АВДОНЬКИН, К.Ф. ЗЕЙДАЛЬ

УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОТВОДА РЫБЫ ОТ РЫБОЗАЩИТНЫХ СООРУЖЕНИЙ

Исследования эффективности рыбозащиты на действующих сетчатых рыбозащитных сооружениях (РЗС) показали, что они удовлетворительно выполняют свою функцию только в том случае, если рыба, попавшая в сооружение, непрерывно выводится из него через рыбоотвод. Перекрытие рыбоотвода даже на некоторое время приводит к прижатию молоди к сетке и гибели [1, 2, 3]. Обеспечить течение воды в рыбоотводе можно несколькими способами, но при этом должно выполняться главное требование: устройство для отвода воды с рыбой (рыбонасос) не должно повреждать рыбу.

В ряде стран мира для гидротранспорта рыбы применяются центробежные, вихревые, канальные, шнековые, эрлифтные и струйные насосы [4...9].

Корпус многих известных типов центробежных рыбонасосов (ЦРН) выполнен в форме улитки, внутри которой находятся вал и рабочее колесо с одной, двумя или тремя лопастями. В СССР аналогичными являются насосы марок РБУ-150-2НП-2-ВН, РБУ-200АП, РБУ-250, РУП-3, А8-ИРЗП и др.