

УДК 622.53.004

В.Б. Малеев, д-р техн. наук, проф.,
Н.И. Скорынин, канд. техн. наук, проф.,
А.А. Кудрявцев, ассист.,
Донецкий национальный технический университет

ВЛИЯНИЕ НАЛИЧИЯ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В ШАХТНОЙ ВОДЕ НА ПРОЦЕСС КАВИТАЦИИ В НАСОСАХ

Увеличение потерь мощности на гидравлические и механические (дисковые) потери при работе центробежного насоса на загрязненной воде приводит к уменьшению коэффициента полезного действия (КПД) машины. При этом максимум КПД на гидросмеси смещается в сторону меньших подач по сравнению с максимумом при работе насоса на однородной жидкости.

водоотлив шахты, центробежный насос, гидросмесь, потеря мощности, кавитация

Проблема и её связь с научными или практическими задачами. В определенных условиях во всасывающей линии насосов водоотлива шахты может возникнуть кавитация. При этом существенно изменяется его напорная характеристика, что влечет за собой значительные количественные и качественные изменения параметров рабочего режима. Их нельзя не учитывать при решении задач нормальной эксплуатации водоотливного хозяйства.

Анализ исследований и публикаций. Присутствие твердых частиц в шахтной воде, поступающей в центробежные насосы, способствуют развитию в ней кавитации. Объясняется это тем фактом, что вместе с твердыми включениями поступает значительный объем газа, содержащийся в порах, что приводит к газовой кавитации [1, 2], и уменьшением объема воды за счет присутствия твердого компонента и дополнительного выделения тепла от него при перегреве жидкости. Развитию кавитации способствует также увеличение потерь напора в подводе и при входе в межлопаточный канал первого рабочего колеса.

Постановка задачи. Определить максимально допустимое значение вакуума во всасывающем патрубке насоса при работе на гидросмеси. Изыскать возможности повышения всасывающей способности и КПД насосов, работающих в системе шахтного водоотлива.

Изложение материала и результаты. Интенсивность кавитации в однородной жидкости в литературе [1, 3, 4] принято оценивать отношением

$$B = \frac{V_{\Pi}}{V} = \frac{m_{\Pi} \cdot \rho}{m \cdot \rho_{\Pi}}, \quad (1)$$

где B - термодинамический критерий кавитации;

V_{Π} , V - соответственно объем пара и жидкости;

m_{Π} , m - соответственно масса пара и жидкости;

ρ_{Π} - плотность пара.

Решение уравнения (1) с учетом теплового баланса при кавитации дает зависимость [5]:

$$B = \frac{\rho \cdot c \cdot \Delta p \cdot dt}{\rho_{\Pi} \cdot r \cdot dp_{\Pi}}, \quad (2)$$

где c , r - соответственно удельная теплоемкость и теплота парообразования жидкости;

Δp - падение давления в жидкости ниже давления насыщенного пара при кавитации.

Парообразование в гидросмеси при кавитации происходит за счет подведения тепла как от жидкой фазы $q_{\text{ж}}$, так и от твердой $q_{\text{т}}$, т.е.

$$q_{\text{ж}} + q_{\text{т}} = c m_{\text{ж}} \cdot \Delta t + c_{\text{т}} m_{\text{т}} \cdot \Delta t, \quad (3)$$

где $m_{\text{ж}}$, $m_{\text{т}}$ - масса жидкости и твердого компонента в гидросмеси;

$c_{\text{т}}$ - удельная теплоемкость твердой фазы.

Для образования массы пара m_{Π} необходимо количество тепла:

$$q_{\Pi} = q_{\text{ж}} + q_{\text{т}} = r m_{\Pi}, \quad (4)$$

Твердая фаза гидросмеси при кавитации не преобразуется в пар. Поэтому термодинамический критерий кавитации для гидросмеси:

$$B_{\text{см}} = \frac{V_{\Pi}}{V_{\text{ж}}} = \frac{m_{\Pi} \cdot \rho}{\rho_{\Pi} \cdot m_{\text{ж}}}, \quad (5)$$

где $V_{\text{ж}}$ - объем жидкой фазы в гидросмеси.

Подставляя в уравнение (5) значение m_n и q_n из (4) и учитывая (3), получим:

$$B_{\text{см}} = \frac{\rho \cdot c \cdot \Delta t}{\rho_{\Pi} \cdot r} + \frac{\rho_{\text{т}} \cdot c_{\text{т}} \cdot V_{\text{т}} \cdot \Delta t}{\rho_{\Pi} \cdot r \cdot V_{\text{ж}}}, \quad (6)$$

Заменяя в уравнении $\frac{V_T}{V_{Ж}} = \frac{S}{1-S}$ и $\Delta t = \frac{dt}{dp} \Delta p$, получим окончательно:

$$B_{см} = \frac{\rho \cdot c \cdot \Delta t}{\rho_{П} \cdot r \cdot dp_{П}} + \frac{\rho_T \cdot c_T \cdot S \cdot \Delta p \cdot dt}{\rho_{П} \cdot r \cdot (1-S) \cdot dp_{П}}. \quad (7)$$

Сопоставляя уравнения (3) и (7), видим, что интенсивность кавитации в гидросмеси больше на величину второго слагаемого уравнения (7). Как и во всех ранее полученных уравнениях гидродинамики при $S=0$ термодинамический критерий обратится в соответствующую величину для однородной жидкости. Подсчеты показывают, что при транспортировании обычных твердых материалов (песок, уголь, гравий) с концентрацией $S=0,2-0,3$ интенсивность кавитации возрастает на 12 - 18%. Она по существу и определяет более вероятный срыв подачи при кавитации на гидросмеси. Экспериментально показано, что давление насыщенного пара в гидросмеси из-за значительного газосодержания для обычно транспортируемых материалов больше, чем у деаэрированной шахтной воды в среднем на 10% [5].

Теоретический анализ по определению увеличения диссипации энергии в подводе и при входе в колесо от присутствия твердых частиц в жидкости не дал инженерного метода расчета. Поэтому величина критического кавитационного запаса определялась экспериментально. На рис. 1 приведена частная кавитационная характеристика насоса 4НФ на гидросмеси. Как и следовало ожидать, вследствие наличия газов в твердых частицах, характеристики не имеют четких границ начала кавитации. Объясняется это интенсивным газовыделением при увеличении вакуума в системе. По существу в это время насос работает на трехфазной смеси: вода - твердое - газ. Как видно из рисунка, с увеличением вакуума, а следовательно и уменьшением количества газа в гидросмеси, давление насоса $p_{см}$ и мощность $N_{см}$ плавно возрастают с уменьшением кавитационного запаса. Так как газовыделение происходит и в момент наступления кавитации, то на этих характеристиках трудно зарегистрировать начало уменьшения соответствующей величины. Все сказанное справедливо также и при получении частных кавитационных характеристик на воде, содержащей нерастворенный воздух. Поэтому во всех случаях наиболее достоверно наступление кавитации регистрировать по уменьшению КПД. При этом за начало кавитации на характеристике $\eta = f(\Delta p_K)$

принималось уменьшение КПД не менее чем на 1% [2, 6]. Следует отметить, что некоторое увеличение мощности насоса в момент появления кавитации является характерным для всех частных кавитационных характеристик (см. рис. 1). Так как полезная мощность P_{CM} Q_{CM} в этот момент уже несколько уменьшается, то единственной причиной увеличения мощности N_{CM} может быть уменьшение КПД насоса,

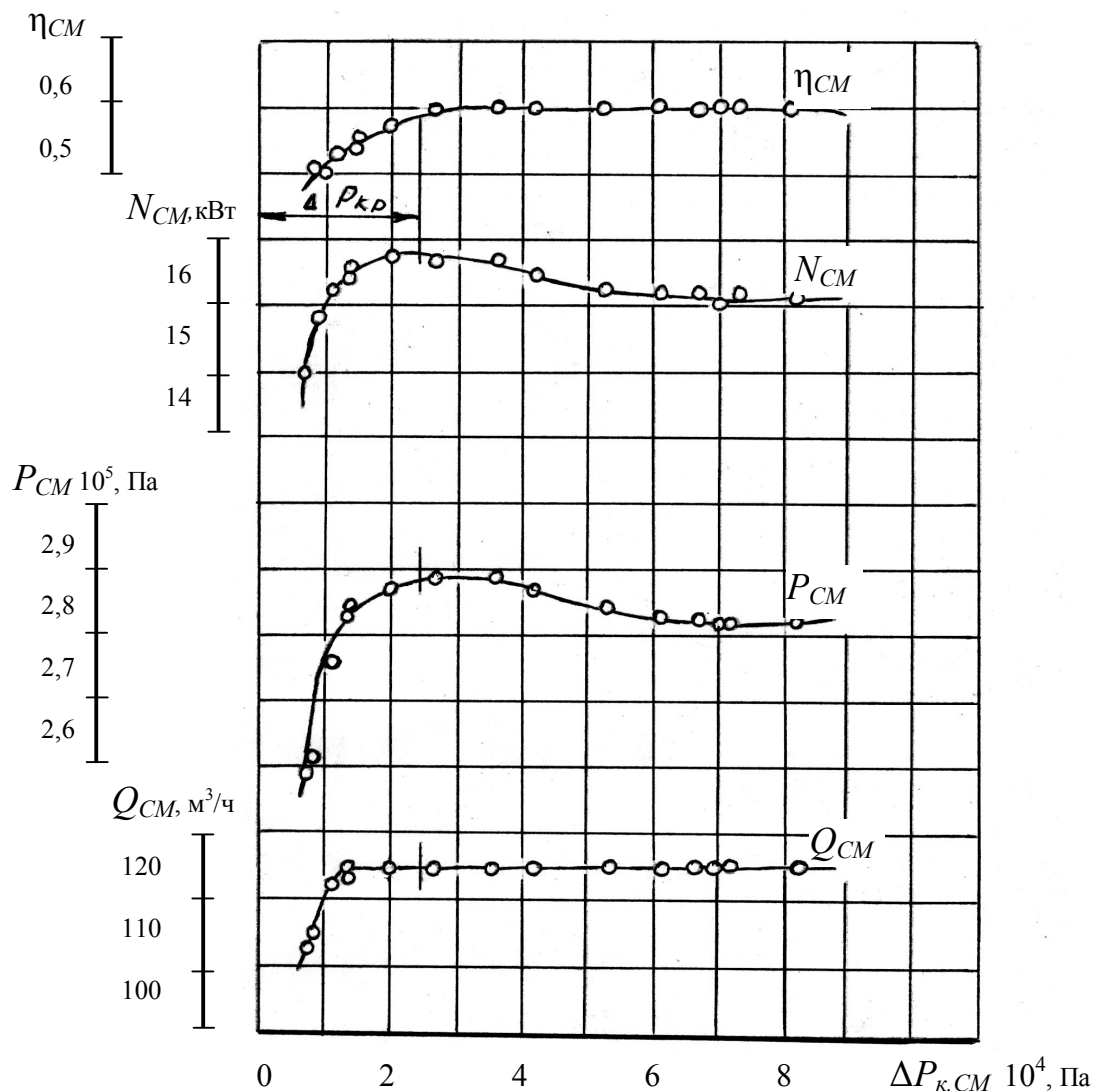


Рисунок 1 – Частная кавитационная характеристика насоса 4НФ на гидросмеси с $\bar{\rho}_{CM} = 1,1$, $\bar{\rho}_T = 1,66$, $d_{cp} = 2,0$ мм

в частности гидравлического КПД за счет резкого увеличения диссипации энергии при образовании и захлопывании кавитационных пузырьков. В результате математической обработки частных кавитационных характеристик получено уравнение критического кавитационного запаса на гидросмеси:

$$\Delta p_{\text{кр.см}} = 10\rho_{\text{см}}g\left(\frac{n\sqrt{Q_{\text{см}}}}{c}\right)^{\frac{4}{3}} + 0,072\rho_{\text{т}}d_{\text{ср}}^3S^{1,73}\left(\frac{Q_{\text{см}}}{D_0^2}\right), \quad (8)$$

где c - критический кавитационный коэффициент быстроходности;
 D_0 - диаметр входа в рабочее колесо.

Оно применимо для насосов в диапазоне $\rho_{\text{см}} = 1,1 \div 1,2$; $\rho_{\text{т}} = 1,6 \div 2,6$; $d_{\text{ср}} = 2 \div 7$ мм. Отклонения опытных точек от расчетных не превышают 4%. Как и предыдущие, это уравнение при $S=0$ обращается в обычное уравнение для однородной жидкости.

Допустимое вакуумметрическое давление при работе насоса на гидросмеси:

$$P_{\text{вак.доп}} = p_a + \frac{\rho_{\text{см}} \cdot v_{\text{см}}^2}{2} - \Delta p_{\text{доп.см}} - P_{\text{п.см}}, \quad (9)$$

где p_a - атмосферное давление;

$v_{\text{см}}$ - скорость во всасывающем патрубке;

$P_{\text{п.см}}$ - давление насыщенного пара жидкости в гидросмеси;

$\Delta p_{\text{доп.см}}$ - допустимый кавитационный запас на гидросмеси,

$\Delta p_{\text{доп.см}} = A \cdot \Delta p_{\text{кр.см}}$, где A - коэффициент кавитационного запаса.

Из уравнения (9) видно, что максимально допустимое значение вакуума во всасывающем патрубке насоса при работе на гидросмеси меньше соответствующего давления при работе на однородной жидкости как за счет увеличения критического кавитационного запаса, так и давления насыщенного пара. Уменьшение величины вакуума при переходе рабочего режима насоса с воды на гидросмесь зафиксировано экспериментально как при статических, так и динамических испытаниях.

Для повышения всасывающей способности и КПД насосов, работающих в системе шахтного водоотлива, разработаны специальные рабочие колеса [7]. Рабочее колесо гидромашин (рис. 2) содержит радиальные 1 и установленные перед ними осевые лопатки 2.

Осевые лопатки 2 выполнены в виде прямой решетки профилей и установлены с возможностью свободного вращения относительно радиальных лопаток 1, которые жестко прикреплены к ведущему 3 и ведомому 4 дискам. Перед входными кромками 5 расположена прямая решетка профилей лопаток 2, закрепленных на ступице 6, сво-

бодно сидящей на втулке 7 рабочего колеса. Ступица 6 в осевом направлении зафиксирована стопорным кольцом 8. В ступице 6 выполнено разгрузочное отверстие 9 для уравнивания осевого усилия. Втулка 7 рабочего колеса шпонкой 10 закреплена на валу 11.

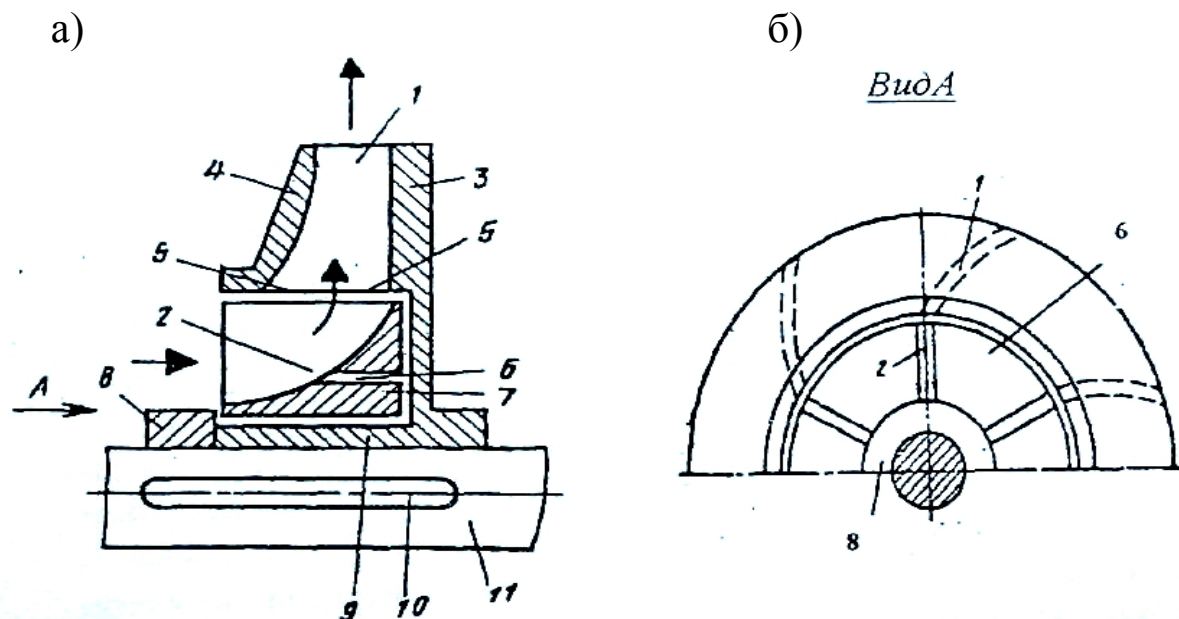


Рисунок 2 – Рабочее колесо гидромашины:
а - разрез рабочего колеса; б - вид по стрелке А

Вращающиеся радиальные лопатки 1 создают поток жидкости, который проходит через прямую решетку профилей лопаток 2 и межлопаточные каналы, образованные радиальными лопатками 1 и внутренними стенками ведущего и ведомого дисков 3 и 4. Благодаря свободно сидящей ступице 6 прямая решетка профилей лопаток 2 самоустанавливается в направлении наименьшего сопротивления и соответствующим образом делит поток между радиальными лопатками, выравнивая тем самым нагрузку между ними и уменьшая потери напора на удар, за счет чего повышается КПД насоса. Одновременно прямой решеткой лопаток 2 гасятся вихри, срывающиеся с входных кромок 5 радиальных лопаток 1, чем улучшается всасывающая способность рабочего колеса.

Выводы и направление дальнейших исследований. Максимально допустимое значение вакуумметрического давления во всасывающем патрубке насоса при работе на загрязненной шахтной воде меньше соответствующего давления при работе на однородной жидкости как за счет увеличения критического кавитационного запаса, так и давления насыщенного пара.

Список літератури

1. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т. М. Башта, С. С. Рубнев, Б. Б. Некрасов и др. – М.: «Машиностроение», 1970. - 504 с.
2. Заря А. Н. Влияние твердого компонента гидросмеси на рабочую характеристику центробежного насоса / А. Н. Заря // Горная электромеханика и автоматика. – Х. - 1975. - Вып. 26 - С. 32 - 38.
3. Карелин В. Я. изнашивание лопастных насосов / В. Я. Карелин. - М.: Машиностроение, 1983.-167 с.
4. Справочное пособие механика водоотливных установок, шахт, рудников и карьеров / под ред. Н.В. Паламарчука и А.П. Деньгина. – Донецк. – 1994. - Том.5. - 110 с.
5. Заря А. Н. Всасывающая способность центробежного насоса при работе на гидросмеси / Заря А. Н. // Разработка месторождений полезных ископаемых. – К. - 1974. - Вып. 37. – С. 35-41.
6. Аккумулирующая емкость подводящего трубопровода водоотливной установки / Малеев В.Б., Боруменский А.Г., Петелин Э.А. - Депонирована в ЦКИЭИ уголь, №4247,1987.
7. Рабочее колесо гидромашин / Гейер В.Г, Малеев В.Б., Боруменский А.Г. – Акт. Свидетельство № 1521925, опубл. в Бил. №42, 1989.

В.Б.Малеев, М.Й.Скоринін, О.О.Кудрявцев. Вплив наявності твердих часток в шахтній воді на процес кавітації в насосах. Збільшення втрат потужності на гідравлічні і механічні (дискові) втрати при роботі відцентрового насоса на забрудненій воді приводить до зменшення коефіцієнта корисної дії (ККД) машини. При цьому максимум ККД на гідросуміші зміщується у бік менших подач в порівнянні з максимумом при роботі насоса на однорідній рідині.

водовідлив шахти, відцентровий насос, гідросуміш, втрата потужності, кавітація

V.B.Maleev, N.I.Skorynin, A.A.Kudrjavitsev. The Influence of Solid Particles in Mine Water on the Process of Cavitation in Pumps. When a centrifugal pump works with polluted water the increase in hydrolic and mechanical power losses results in reduction of the machine efficiency. Thus, the maximum of efficiency on a hydraulic mixture displaces aside smaller flow rate in comparison with its maximum when the pump operates on pure water.

mine pumping-out, centrifugal pump, hydraulic mixture, power loss, cavitation

Стаття надійшла до редколегії 27.10.2010

Рецензент: зав. каф. ВМ ДонНТУ, д-р техн. наук, проф. Г.М.Улітін

© Малеев В.Б., Скорынин Н.И., Кудрявцев А.А., 2010