

## ВЛИЯНИЕ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ НА ПРОЦЕСС КАВИТАЦИИ В ШАХТНЫХ НАСОСАХ

Малеев В.Б., докт. техн. наук, профессор,  
Донецкий национальный технический университет

*Показано влияние твердых частиц в шахтной воде на развитие кавитации в насосах водоотлива.*

*The influence of firm particles in mine water on development cavitations in pumps is shown.*

**Проблема и ее связь с научными или практическими задачами.** 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. Поэтому задача исследования процесса кавитации в насосах водоотлива при откачке ими неосветленной воды и установления максимально допустимой вакуумметрической высоты всасывания при этом является актуальной.

**Анализ исследований и публикаций.** Как известно, интенсивность кавитации в однородной жидкости в литературе [1, 3, 4] принято оценивать отношением

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

где  $B$  – термодинамический критерий кавитации;  $V_{\text{п}}$ ,  $V$  – соответственно объем пара и жидкости;  $m_{\text{п}}$ ,  $m$  – соответственно масса пара и жидкости;  $\rho_{\text{п}}$  – плотность пара.

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

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

где  $c$ ,  $r$  – соответственно удельная теплоемкость и теплота парообразования жидкости;  $\Delta p$  – падение давления в жидкости ниже дав-

ления насыщенного пара при кавитации.

**Постановка задачи.** Для повышения антикавитационных качеств насосов следует исследовать процесс парообразования в гидросмеси и подтвердить теоретические выводы экспериментально.

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

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

где  $m_{ж}$ ,  $m_{т}$  – масса жидкости и твердого компонента в гидросмеси;  $c_{т}$  – удельная теплоемкость твердой фазы.

Для образования массы пара  $m_{п}$  необходимо количество тепла:

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

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

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

где  $V_{ж}$  – объем жидкой фазы в гидросмеси.

Подставляя в уравнение (5) значение  $m_{п}$  и  $q_{п}$  из (4) и учитывая (3), получим:

$$B_{см} = \frac{\rho \cdot c \cdot \Delta t}{\rho_{п} \cdot r} + \frac{\rho_{т} c_{т} V_{т} \Delta t}{\rho_{п} r V_{ж}},$$

Заменяя в уравнении  $\frac{V_{т}}{V_{ж}} = \frac{S}{1-S}$  и  $\Delta t = \frac{dt}{dp} \Delta p$  получим оконча-

тельно:

$$B_{см} = \frac{\rho_c \cdot \Delta p \cdot dt}{\rho_{п} \cdot r \cdot dp_{п}} + \frac{\rho_{т} \cdot c_{т} \cdot S \cdot \Delta p \cdot dt}{\rho_{п} \cdot r \cdot (1-S) \cdot dp_{п}}, \quad (6)$$

Сопоставляя уравнения (3) и (6), видим, что интенсивность кавитации в гидросмеси больше на величину второго слагаемого уравнения (6). При концентрации твердых частиц в шахтной воде  $S=0$  термодинамический критерий обратится в соответствующую величину для однородной жидкости. Подсчеты показывают, что при транспортировании обычных твердых материалов (песок, уголь, гравий) с концентрацией  $S=0,2 \dots 0,3$  интенсивность кавитации возрастает на  $12 \dots 18\%$ . Она по существу и определяет более вероятный срыв подачи при кавитации на гидросмеси. Экспериментально показано, что давление насыщенного пара в гидросмеси из-за значительного газо-содержания для обычного 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  $P_{см} Q_{см}$  в этот момент уже несколько уменьшается, то единственной причиной увеличения мощности  $N_{см}$  может быть уменьшение КПД насоса, 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:

$$\Delta p_{кр.см} = 10\rho_{см} g \left( \frac{n\sqrt{Q_{см}}}{c} \right)^{\frac{4}{3}} + 0,072\rho_T d_{ср}^3 S^{1,73} \left( \frac{Q_{см}}{D_0^2} \right)^2, \quad (6)$$

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

Это уравнение применимо для насосов в диапазоне относитель-

ной плотности неосветленной шахтной воды  $\bar{\rho}_{см} = 1,1 \dots 1,2$  и относительной плотности твердых частиц в ней  $\bar{\rho}_T = 1,6 \dots 2,6$  при размере последних  $d_{ср} = 2 \dots 7$  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:

$$p_{\text{вак. доп}} = p_a + \frac{\rho_{см} V_{см}^2}{2} - \Delta p_{\text{доп. см}} - p_{п см}, \quad (7)$$

где  $p_a$  – атмосферное давление;  $V_{см}$  – скорость во всасывающем патрубке;  $p_{п см}$  – 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 видно, что максимально допустимое значение ва-

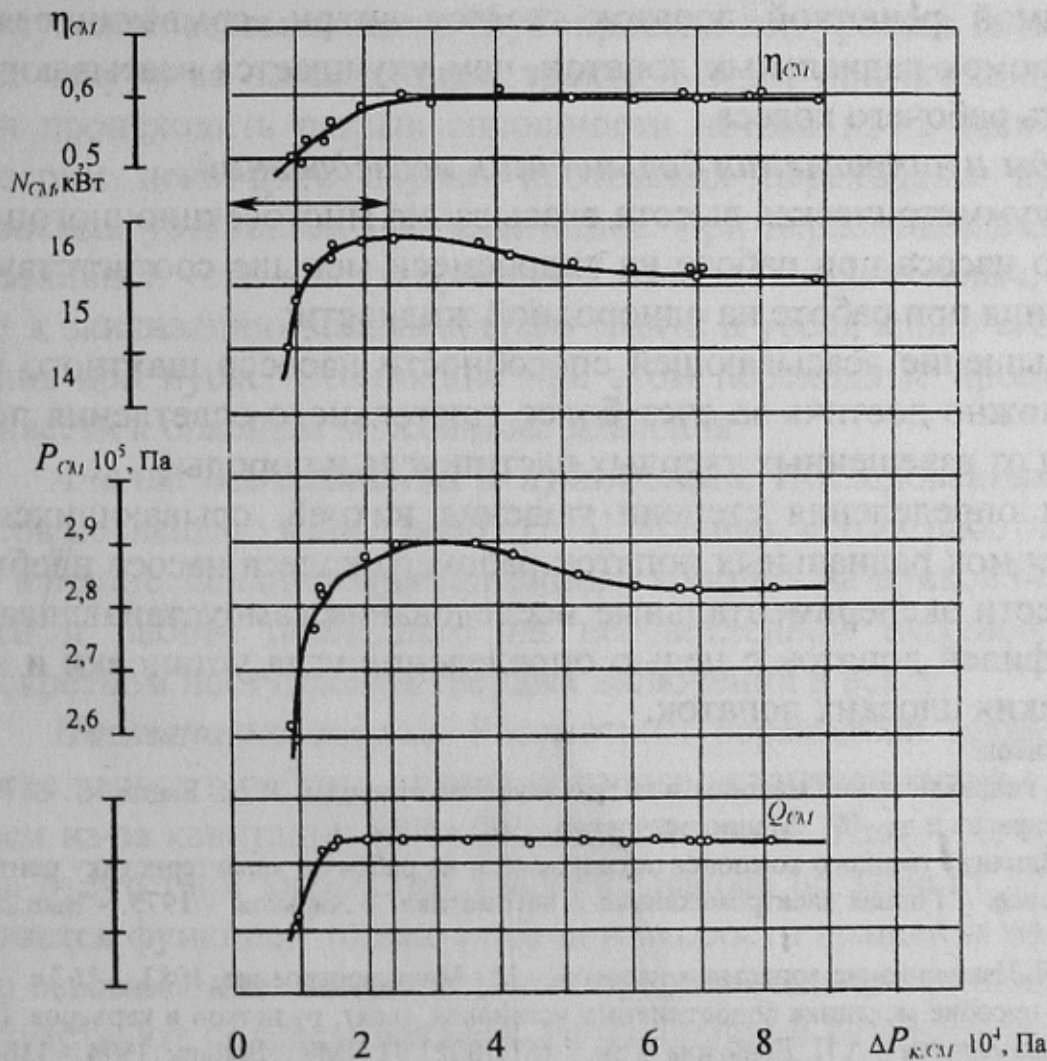


Рисунок 1 - Частная кавитационная характеристика насоса 4НФ на гидро- смеси с  $\bar{\rho}_{см} = 1,1$ ,  $\bar{\rho}_T = 1,66$ ,  $d_{ср} = 2,0$  мм.

куума во всасывающем патрубке насоса при работе на гидросмеси меньше соответствующего давления при работе на однородной жид-

кости 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 содержит радиальные и установленные перед ними осевые лопатки. Благодаря свободно сидящей ступице прямая решетка профилей лопаток 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 гасятся вихри, срывающиеся с входных кромок радиальных лопаток, чем улучшается всасывающая способность рабочего колеса.

#### ***Выводы и направления дальнейших исследований.***

- вакуумметрическая высота всасывания многосекционного центробежного насоса при работе на гидросмеси меньше соответствующего значения при работе на однородной жидкости;

- повышение всасывающей способности насосов шахтного водоотлива можно достичь за счет более тщательного осветления подземных вод от взвешенных твердых частиц угля и породы;

- для определения степени гашения вихрей, срывающихся с входных кромок радиальных лопаток рабочего колеса насоса необходимо провести экспериментальные исследования самоустанавливающихся профилей лопаток с целью определения угла установки и количества таких плоских лопаток.

Список источников.

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. // Горная электромеханика и автоматика. - Харьков. - 1975. - Вып.26. - С 32 - 38.
3. Карелин В. Я. Изнашивание лопастных насосов. - М.: Машиностроение, 1983, - 167 с.
4. Справочное пособие механика водоотливных установок, шахт, рудников и карьеров. Под ред. Н.В. Паламарчука и А.П. Деньгина. Том.5. (5ТД0023.93 ПМК). Донецк, 1994. - 110 с.
5. Заря А. Н. Всасывающая способность центробежного насоса при работе на гидросмеси. // Разработка месторождений полезных ископаемых. -К.:Техніка. - 1974.-Вып.37. -С.35 - 41.
6. Малеев В.Б., Боруменский А.Г.Петелин Э.А. Аккумулирующая емкость подводящего трубопровода водоотливной установки. Депонирована в ЦНИЭИ уголь, № 4247, 1987.
7. Гейер В.Г., Малеев В.Б., Боруменский А.Г. и др. Рабочее колесо центробежного насоса. Авт. свидетельство № 1634836. Бюллетень изобретений №10, 1991.