

Расчет параметров кавитации центробежных насосов

Н.И. Баранчикова^{1✉}, В.Н. Кульков², Е.Ю. Солопанов³,
И.А. Абросимова⁴, Р.Н. Ярыгин⁵, С.П. Епифанов⁶

^{1,2,3,4,5}Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, Россия

⁶ООО «Иркутский ремонтно-механический завод», Иркутск, Россия

Аннотация. Эффективная продолжительная эксплуатация насосных установок с центробежными насосами связана во многом с их бескавитационной работой. Для изучения кавитации выбирают параметры, которые оценивают уровень и местоположение кавитирующего потока, размеры и время процесса кавитации. Обеспечить бескавитационную работу насосов на стадии проектирования и эксплуатации можно только на основании корректно выполненных расчетов кавитационных параметров, сравнивая которые с требуемыми параметрами, можно сформировать необходимые режимы функционирования насосных установок. Особое внимание необходимо уделить насосным установкам с частотными преобразователями либо многоскоростным насосным агрегатам, так как пересчет кавитационных характеристик при изменении частоты вращения рабочего колеса по имеющейся одной заводской характеристике далеко не всегда позволяет получить адекватную измененную кавитационную характеристику. Поэтому, для крупных насосов и небольшом имеющемся кавитационном запасе предложена методика пересчета кавитационных характеристик, использующих две базовые кавитационные характеристики насоса. При перекачивании высокотемпературной воды необходимо учитывать термодинамический эффект, приводящий к понижению кавитационного запаса. Рассмотрены различные подходы определения измененного кавитационного запаса.

Ключевые слова: тепловые электростанции, центробежные насосы, располагаемый и требуемый кавитационные запасы, $NPSH$, паровая кавитация, напорно-расходная характеристика насоса, кавитационная характеристика, рабочее колесо насоса, понижение кавитационного запаса

Для цитирования: Баранчикова Н.И., Кульков В.Н., Солопанов Е.Ю., Абросимова И.А., Ярыгин Р.Н., Епифанов С.П. Расчет параметров кавитации центробежных насосов // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость. 2026. Т. 16. № 1. С. 92–101. <https://doi.org/10.21285/2227-2917-2026-1-92-101>. EDN: OQSNDG.

Original article

Calculation of cavitation parameters of centrifugal pumps

Nadezhda I. Baranchikova^{1✉}, Victor N. Kulkov², Evgenii Yu. Solopanov³,
Ivanna A. Abrosimova⁴, Roman N. Yarygin⁵, Sergey P. Epifanov⁶

^{1,2,3,4,5}Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia

⁶Irkutsk Repair and Mechanical Plant LLC, Irkutsk, Russia

Abstract. Efficient long-term operation of pumping units with centrifugal pumps is largely due to their cavitation-free operation. To study cavitation, parameters are selected that estimate the level and location of the cavitating flow, the size and time of the cavitation process. It is possible to ensure cavitation-free operation of pumps at the design and operation stage only on the basis of correctly performed calculations of cavitation parameters, comparing which with the required parameters, it is possible to form the necessary operating modes of pumping units. Special attention should be paid to pumping units with frequency converters or multi-speed pumping units, since recalculating the cavitation characteristics when changing the speed of rotation of the impeller according to the available one factory characteristic does not always

allow obtaining an adequate modified cavitation characteristic. Therefore, for large pumps with a small available cavitation reserve, a method for recalculating cavitation characteristics using two basic cavitation characteristics of the pump is proposed. When pumping high-temperature water, it is necessary to take into account the thermodynamic effect leading to a decrease in the cavitation reserve. Various approaches to determining the modified cavitation reserve are considered.

Keywords: thermal power plants, centrifugal pumps, available and required cavitation reserves, NPSH, steam cavitation, pressure and flow characteristics of the pump, cavitation characteristics, pump impeller, reduction of cavitation reserve

For citation: Baranchikova N.I., Kulkov V.N., Solopanov E.Yu., Abrosimova I.A., Yarygin R.N., Epifanov S.P. Calculation of cavitation parameters of centrifugal pumps. *Proceedings of Universities. Investment. Construction. Real estate*. 2026;16(1):92-101. (In Russ.). <https://doi.org/10.21285/2227-2917-2026-1-92-101>. EDN: OQSNDG.

ВВЕДЕНИЕ

Насосные агрегаты занимают первое место по установленной мощности и многообразию типов конструкций среди вспомогательного оборудования тепловых и атомных станций (ТЭС, АЭС). Основным типом насосов, применяющимся на энергетических объектах, являются центробежные насосы, которые бывают циркуляционными, питательными, сетевыми, конденсатными и др. [1-4]. Так, например, питательные насосы относятся к основному теплотехническому оборудованию, ввиду их непосредственного влияния (при отказе) на выработку энергии теплоэнергоцентрали. Насосные агрегаты должны удовлетворять требованиям надежности, долговечности, экономичности и осуществлять подачу среды в широком диапазоне с допустимым подпором без кавитации, снижающей подачу и напор насосов и вызывающих разрушение элементов конструкции насосов. При этом, температура перекачиваемой жидкости может достигать 300 °С и более, давление на входе в насос – 2,0 МПа и более, глубина регулирования частоты вращения рабочего колеса может достигать 70 %, а окружные скорости достигают 100 м/с, что вносит определенную специфику при определении параметров кавитации насосов.

Для атомных электростанций кавитация наиболее опасна для натриевых главных циркуляционных насосов в связи с низким давлением в контурах. Именно кавитационный запас определяет избыточное давление в реакторах.

Кавитационные процессы вызывают возникновение пузырьков из-за понижения давления до давления насыщенных паров при их перемещении потоком и схлопывания при увеличении давления, что приводит к гидравлическому удару и к механическому воздействию на поверхности рабочего колеса и внутри насосного пространства, что приводит к их разрушению.

Чтобы избежать таких явлений следует разобраться в причинах их появления, которые можно условно разделить по степени возникновения на три составляющие:

- гидравлические причины возникают из-за недостаточного давления на всасывающем патрубке насоса, что приводит к снижению абсолютного давления ниже критического и образованию насыщенных паров уже на подходе к рабочему колесу насоса;

- эксплуатационные могут быть вызваны превышением расхода воды по сравнению с паспортными данными насоса, что приводит к увеличению скорости потока и к уменьшению давления;

- конструктивные имеют много причин, связанных с заводскими браками, с ненадлежащими ремонтами, что приводит к появлению воздуха в насосном пространстве.

К диагностическим признакам появления кавитации можно отнести следующие:

- акустические признаки проявляются в виде потрескивания, появления металлического шума;

- вибрационные связаны с вибрациями корпуса насоса, подводящих и напорных трубопроводов;

- гидравлические проявляются в случае быстрого открытия задвижки на напорном патрубке насоса (может происходить провал в подаче потока жидкости);

- энергетические связаны со снижением потребляемой мощности.

Борьба с кавитацией требует постоянного внимания и поддержания технологических и эксплуатационных параметров насосного оборудования и гидравлических режимов на всасывающих и напорных трубопроводах.

Что касается всасывающих трубопроводов, то помимо установки обратных клапанов, необходимо минимизировать гидравлические потери напора за счет увеличения диаметров

трубопроводов, уменьшения их длины и устранения прямых углов. Также необходимо держать работу насосов в оптимальной рабочей зоне и не допускать выхода рабочей точки в правую часть характеристики.

Эффективным в этом отношении является использование частотного регулирования.

При капитальных ремонтах насосов следует применять антикавитационные покрытия: керамические, нанокompозитные покрытия, бронза, титан, нержавеющая сталь и др.

Эффективными являются средства автоматизации и контроля, интеллектуальные системы распознавания режимов и др. Для создания таких систем требуется разработка цифровых моделей работы насосного оборудования, включая моделирование кавитационных процессов и режимов. Именно эти задачи и являются предметом настоящей работы.

Важно не допускать появления кавитации или знать при каких напорах на всасывающем патрубке возможно появление кавитации во всасывающем трубопроводе, в лопастях насоса и во всем насосном пространстве. Насосы работают «под заливом», когда пьезометрический напор значительно превышает геодезическую отметку оси насосов и в режиме всасывания, когда уровень воды в приемном резервуаре (в колодце, реке) ниже оси насоса.

Запуск большинства насосов производится на закрытую задвижку на напорном патрубке, что может поспособствовать появлению кавитации, хотя процесс ее развития будет отличаться от рабочего насоса.

При выборе насоса необходимо руководствоваться не только характеристиками Q-H, КПД и мощности, но и характеристикой кавитационного запаса, которая приводится в паспорте любого насоса. Обычно ее обозначают NPSH – как минимальное превышение полного абсолютного давления жидкости во всасывавшем патрубке насоса над давлением упругости ее водяных паров (т. е. давлением жидкости, при котором происходит ее вскипание).

Величина фактического кавитационного запаса (NPSHa) должна превышать ее минимальное значение (NPSHr), которое указано в паспорте. Фактический кавитационный запас определяется как сумма напоров геометрической высоты всасывания над поверхностью воды в точке ее забора плюс абсолютное атмосферное давление в этой точке минус потери напора в трубопроводе.

Определяющими значениями при вычислении NPSHa будут геометрическая высота превышения уровня воды над осью насоса или высота всасывания воды, если резервуар расположен ниже геодезической отметки оси насоса,

а также температура воды, которая зависит от геодезической отметки забора воды, потерь напора во всасывающем патрубке, потерь напора в самом рабочем колесе. Изменение частоты вращения рабочего колеса существенно влияет на параметры NPSHa. Температура изменения воды и переход на частотное регулирование насосов требует отдельного рассмотрения в части предотвращения кавитационных процессов.

МЕТОДЫ

Изменение частоты вращения рабочего колеса насоса

С помощью частотных преобразователей, позволяющих изменять частоту вращения рабочего колеса насоса, можно успешно управлять режимами работы насосов. Эта технология изменяет напорные, энергетические и кавитационные характеристики насосного агрегата. Для обеспечения требуемого режима, при переходе с номинальной, базовой частоты (n_{nom}) на другую частоту, необходимую по технологическим требованиям, используется формула пересчета $NPSHr$

$$\frac{NPSHr}{n^2} = const, \quad (1)$$

где n – число оборотов рабочего колеса насоса, мин⁻¹.

Точки, которые лежат на параболе подобных режимов напорной характеристики при изменении частоты оборотов [4], будем называть эквивалентными (сходственными) точками кавитационных характеристик по аналогии со сходственными точками, которые располагаются на кривых $NPSHr = (NPSHr_{пот}/Q_{пот}^2) \cdot Q^2$, при изменении частоты оборотов и $Q/Q_{пот} = n/n_{пот}(NPSHr_{пот}, Q_{пот})$.

Во время испытания насосных агрегатов при частотах отличных от номинальной, осуществляют пересчет $NPSHr(Q)$ по уравнению (6). Иногда использование уравнения приводит к значительным погрешностям при пересчете $NPSHr(Q)$ [5, 6]. Например, существенно изменяются частоты вращения рабочего колеса в питательных насосах при изменении подачи до 70 % от номинальной.

Для точек парабол подобных режимов соотношение (6) выполняется приближенно, а так как отношения величин невелики, то абсолютная разность представляет значение порядка $1 \cdot 10^{-6}$, при относительной погрешности 50–100 % и более. Для уменьшения погрешности при пересчете $NPSHr(Q)$ рекомендуется использовать видоизмененную зависимость

$$\frac{NPSHr}{n^\alpha} = const, \quad (2)$$

где $\alpha \in [1, \dots, 2]$, выбор показателя произволен и ничем не определен (часто выбор определяется соглашением между пользователем и производителем) [5- 7]. Определения α проводится следующими расчетами. По двум базовым частотам вращения рабочего колеса n_1 и n_2 , для которых определены кавитационная и напорная характеристики агрегата, рассчитываем α из (2) для сходственных точек на кавитационных характеристиках

$$\frac{NPSHr_1(Q_1)}{NPSHr_2(Q_2)} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^\alpha, \quad (3)$$

откуда

$$\alpha = \ln\left(\frac{NPSHr_1(Q_1)}{NPSHr_2(Q_2)}\right) / \ln\left(\frac{n_1}{n_2}\right). \quad (4)$$

Для горизонтального насоса 1Д250-125 приведем диаграмму работы зависимостей (1), (2), (3) и (4) при изменении кавитационных характеристик.

У насоса имеются две базовые кавитационные характеристики при частотах вращения рабочего колеса $n_1 = 2900$ об/мин и $n_2 = 1450$ об/мин (рис. 1).

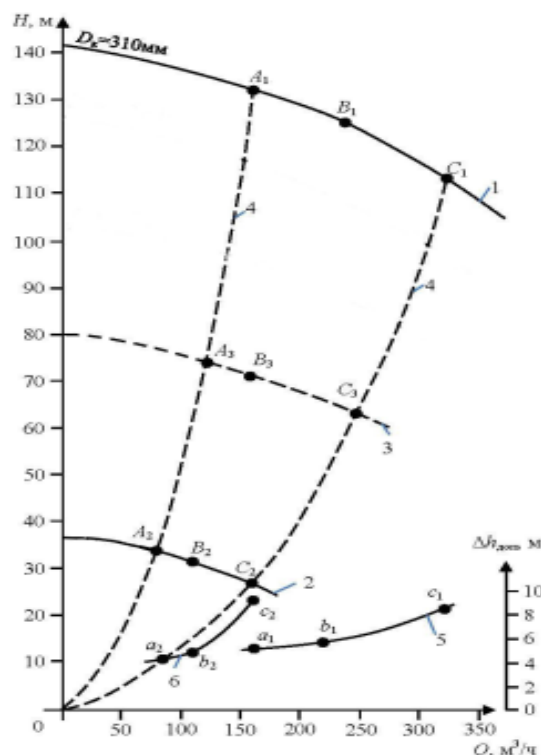


Рис. 1. Напорно-расходные и кавитационные характеристики центробежного насоса 1Д250-125: 1 – напорная характеристика при $n_1 = 2900$ об/мин; 2 – напорная характеристика при $n_1 = 1450$ об/мин; 3 – напорная характеристика при $n_1 = 2175$ об/мин; 4 – границы рабочего диапазона насоса при изменении частоты вращения; 5 – NPSHr при $n_1 = 2900$ об/мин; 6 – NPSHr при $n_1 = 1450$ об/мин

Fig. 1. Pressure-flow and cavitation characteristics of the 1D250-125 centrifugal pump: 1 – pressure characteristic at $n_1 = 2900$ rpm; 2 – pressure characteristic at $n_1 = 1450$ rpm; 3 – pressure characteristic at $n_1 = 2175$ rpm; 4 – limits of the pump's operating range when the rotation speed changes; 5 – NPSHr at $n_1 = 2900$ rpm; 6 – NPSHr at $n_1 = 1450$ rpm

Приведен допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ для заданной кавитационной характеристики, для где $\Delta h_{\text{доп}}(Q) = NPSHr(Q) - z_D$. Для приведенного насосного агрегата $z_D = 0$ и кавитационная характеристика $\Delta h_{\text{доп}}$ коррелирует с характеристикой NPSHr.

Кавитационные характеристики для $n_3 = 2175$ об/мин рассчитаны и приведены на рис. 2, а значения NPSHr для граничных (рабочего

диапазона) и оптимальной точек напорных характеристик приведены в таблице. Кавитационные характеристики для сходственных точек на двух базовых (зависимости 1, 2) и пересчитанной (зависимость 3) зависимостях, соответствующие правым точкам рабочего диапазона (точки c_1, c_2, c_3), могут быть соединены гиперболой, т. е. показатель степенной функции в этом случае будет отрицательным, что коррелируется с расчетами по формуле (4).

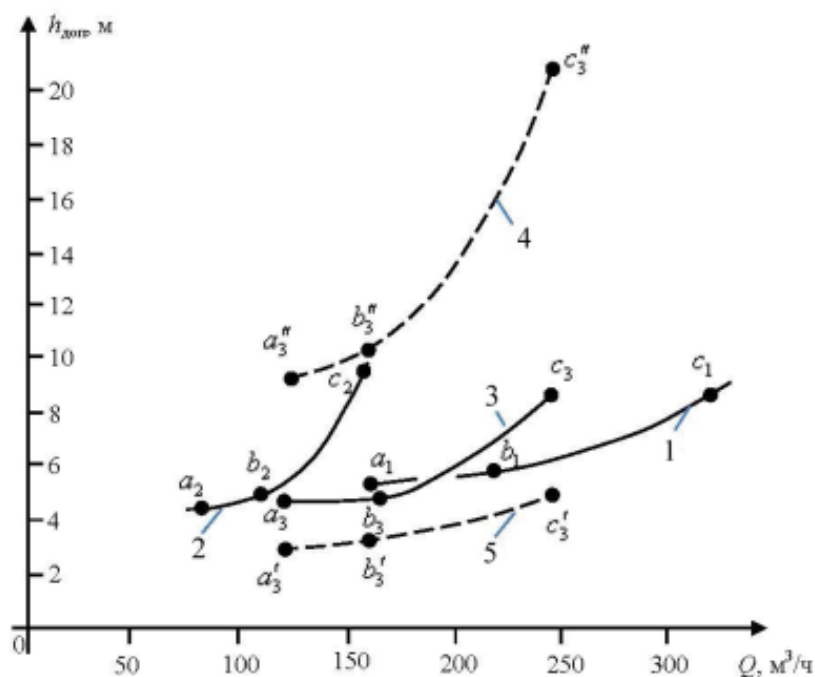


Рис. 2. Кавитационные характеристики центробежного насоса 1Д250-125 при базовых значениях и измененной частоте вращения рабочего колеса: 1 – NPSHr при $n_1 = 2900$ об/мин; 2 – NPSHr при $n_2 = 1450$ об/мин; 3 – NPSHr при $n_3 = 2175$ об/мин по формулам (1), (4); 4 – NPSHr при $n_3 = 2175$ об/мин по формуле (1) при базовой частоте n_1 ; 5 – NPSHr при $n_3 = 2175$ об/мин по формуле (1) при базовой частоте n_2

Fig. 2. Cavitation characteristics of the D250-125 centrifugal pump at basic values and a modified speed of rotation of the impeller: 1 – NPSHr at $n_1 = 2900$ rpm; 2 – NPSHr at $n_2 = 1450$ rpm; 3 – NPSHr at $n_3 = 2175$ rpm according to formulas (1), (4); 4 – NPSHr at $n_3 = 2175$ rpm according to formula (1) at base frequency n_1 ; 5 – NPSHr at $n_3 = 2175$ rpm according to formula (2) at base frequency n_2

Координаты точек кавитационных характеристик
Coordinates of cavitation characteristics points

Точки графика	Номер кавитационной характеристики					
	1 $n_1 = 2900$ об/мин (базовая)	2 $n_2 = 1450$ об/мин (базовая)	3 $n_3 = 2175$ об/мин	α для 3	4 $n_2 = 1450$ об/мин (формула (6))	5 при $n_1 = 2900$ об/мин (формула (6))
a	5,5/160	4,1/80	4,87/120	0,3625	9,45/120	3,03/120
b	5,9/220	4,8/110	5,36/165	0,273	10,81/165	3,26/165
c	8,4/320	9,5/160	8,84/240	-0,1775	21,38/240	4,72/240

Примечание: в числителе приведены значения NPSHr, м; в знаменателе – подача насоса для данного NPSHr, м³/ч

Для семейства сходственных точек (a_1 , a_2 , a_3) и (b_1 , b_2 , b_3) кавитационных характеристик степенной показатель положителен и меньше единицы.

Таким образом, показатель степени в формуле (2) может быть отрицательным и больше двух, а α может принадлежать интервалу. При базовом числе оборотов рабочего колеса ($n_1 = 2900$ об/мин), что больше измененного ($n_3 = 2175$ об/мин), происходит занижение NPSHr

(зависимость 5, рис. 2) против фактического (зависимость 3).

Соединяя сходственные точки прямыми линиями (формулы Теннота-Степанова [8]), получим величину NPSHr на 3–5 % больше, чем по формуле (2) при α , вычисляемой по формуле (4). Объем расчетов в этом случае больше, требуется привлекать значения напоров в соответствующих точках. Для достижения достаточно точных значений NPSHr, при возможных

кавитационных повреждениях насоса, которые незначительно меньше $NPSH_a$, необходимо располагать двумя базовыми кавитационными характеристиками, расположенными у верхних и нижних границ диапазона регулирования.

Зависимость величины $NPSH_r$ от температуры

При перекачивании воды с высокой температурой (выше 40 °С) значения $NPSH_r$ меняются (уменьшаются), так как существенно изменяется давление насыщенного пара, в связи с чем можно записать

$$NPSH_{rh} = NPSH_r - \Delta NPSH_r \quad (5)$$

где $NPSH_{rh}$ – измененное значение $NPSH_r$, связанное с температурой перекачиваемой жидкости, отличной от температуры, при которой производились испытания, $NPSH_r$ – значения кавитационного запаса, приведенное заводом-изготовителем при стандартных условиях, $\Delta NPSH_r$ – понижение (поправка) кавитационного запаса, м.

Понижение кавитационного запаса можно определить по номограмме [9-13]. Использование графика номограммы при аналитических расчетах представляется неудобным, поэтому предлагается аппроксимация графика полиномом третьей степени (возможно и кубическим сплайном, что представляется более громоздким)

$$\Delta NPSH_r = -1,220 + 0,03676 \cdot t - 0,0003612 \cdot t^2 + 0,000001 \cdot t^3, \quad (6)$$

при этом погрешность аппроксимации в диапазоне температур от 100 до 200 °С составляет не более 0,1 м. Номограмму [14], как и зависимость (6), нельзя использовать при температуре более 200 °С. Методика вычисления понижения кавитационного запаса, предложенная в [9], позволяет вычислять $\Delta NPSH_r$ и при температурах выше 200 °С, что необходимо для расчетов пароводяных трактов на АЭС, где температура воды может достигать 400 °С и более. В [8, 10] понижение кавитационного запаса (термодинамическая поправка) не зависит от значения $NPSH_r$. При этом возможен случай, когда для некоторой температуры $\Delta NPSH_r > NPSH_r$, т. е. величина измененного кавитационного запаса будет отрицательной (при некоторой подаче).

Чтобы избежать таких ситуаций необходимо, чтобы измененный кавитационный запас $NPSH_{rh}$ составлял часть от $NPSH_r$.

В [15] приведен график зависимости коэффициента редукции $k_N = \Delta NPSH_{rh} / NPSH_r$ (на основе измерений, проведенных специалистами КСБ), качественно представляющий

петлю гистерезиса, верхняя ветвь которой может быть аппроксимирована полиномом четвертой степени, с достаточной для практики точностью.

Возможна аппроксимация и кубическим сплайном, что более громоздко, но несколько точнее.

$$k_{NPSH} = 0,70518 + 0,006058 \cdot t - 2,9763 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 - 0,430666 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 1,55685 \cdot 10^{-10} \cdot t^4.$$

Тогда соотношение

$$NPSH_{rh}(Q, t) = k_{N(t)} \cdot NPSH_r(Q)$$

можно представить как произведение двух полиномов либо полинома и сплайна, либо двух сплайнов.

Такое представление $NPSH_{rh}$ позволяет расширить температурный диапазон от 80 до 375 °С для нахождения измененного значения $NPSH_{rh}$, учитывается зависимость $NPSH_{rh}$ от подачи, что представляется более реалистичным.

Для перекачивания сетевой воды используется насос сетевой СЭ 5000-160. Кавитационный запас насоса (равный $NPSH_r$) можно аппроксимировать линейной зависимостью в диапазоне подач от 3000 до 6100 м³/ч.

$$NPSH_r = -14,0 + 0,1 \cdot Q$$

График зависимости $NPSH_{rh}$ от подачи и температуры для рассматриваемого насоса приведен на рис. 3. Для $t = 120$ °С и $Q = 6000$ м³/ч, $NPSH_{rh} = 44,37$ м при $NPSH_r = 46,0$ м, в то время как по [8] $\Delta NPSH_r = 0,47$ м, что в 3,5 раза превышает $NPSH_r - NPSH_{rh} = 1,63$ м. Если бы этим насосом перекачивалась жидкость с $t = 200$ °С, $NPSH_r - NPSH_{rh} = 13,36$ м, а $\Delta NPSH_r = 2,8$ м (по [8]), т. е. отличаются в 4,8 раза. При использовании насоса продувки-подпитки двухконтурных АЭС ГЦН-195М температура перекачиваемой жидкости составляет $t = 300$ °С, а $\Delta h_{доп} = 100$ м [1]. В этих условиях $NPSH_{rh} = 20,01$ м, а использование номограммы [8] неприемлемо.

Зависимость величины $NPSH_r$ от других факторов

Кривая $NPSH_r(Q)$ насоса зависит от диаметра рабочего колеса – с уменьшением диаметра рабочего колеса величина требуемого кавитационного запаса при той же подаче возрастает. Поэтому для насосов с вариантами рабочего колеса следует использовать кавитационную характеристику насоса от изготовителя именно для используемого варианта рабочего колеса. В случае, когда регулирование насоса под требуемую рабочую точку выполняется не с помощью частотного регулирования,

а путем подрезки рабочего колеса, рекомендуется учитывать изменение величины $NPSHr$ – рассчитывать ее путем интерполяции по диаметру рабочего колеса между имеющимися кривыми изготовителя или (в случае их отсутствия) запрашивать данные у изготовителя.

Для высоковязких продуктов (например, нефти и нефтепродуктов) величина вязкости

также влияет на $NPSHr$, как правило, приводя к увеличению требуемого кавитационного запаса насоса.

Наиболее часто используемая в мировой практике методика пересчета характеристик насоса (в том числе $NPSHr$) по вязкости дана в стандарте Американского Гидравлического Института [16].

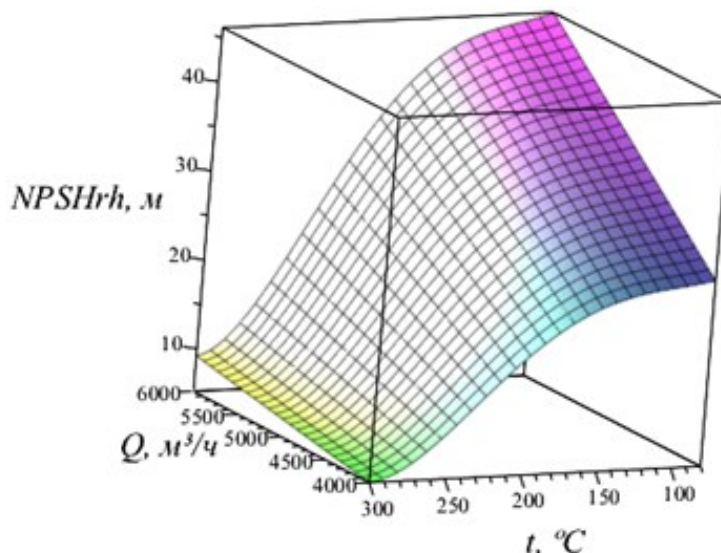


Рис. 3. График зависимости $NPSHr$ от подачи и температуры перекачиваемой жидкости для насоса СЭ 5000-160

Fig. 3. Graph of $NPSHr$ dependence on the supply and temperature of the pumped liquid for the SE 5000-160 pump

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Геометрическая интерпретация располагаемого кавитационного запаса насосной установки позволяет глубже понять и неформально применять этот физический параметр кавитации.

В случае минимального кавитационного запаса насоса и изменении частоты вращения рабочего колеса, для пересчета кавитационной характеристики центробежного насоса рекомендуется использовать две базовые кави-

тационные характеристики, позволяющие получить корректную характеристику для измененной частоты вращения рабочего колеса.

Рассмотрены различные подходы (методы) учета термодинамического эффекта при определении измененного кавитационного запаса, связанного с перекачиванием высокотемпературной жидкости. Показана существенная разница в результатах, полученных при различных способах вычисления термодинамической поправки кавитационного запаса.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатмиздат, 1987. 255 с.
2. Еловик В.Л., Войтов В.И., Седлухо Ю.П. Расчет и анализ режимов работы центробежных насосов с частотно-регулируемым электроприводом. Минск: Изд-во Белорусского государственного технологического университета, 2022. 110 с. EDN: NXDWTG.
3. Bachus L., Custodio A. Know and Understand Centrifugal Pumps. Elsevier: Oxford, 2003. 250 p.
4. Петров В.И., Чебаевский В.Ф. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. М.: Машиностроение, 1982. 192 с.
5. Schiavello B., Visser F.C. Pump Cavitation – Various NPSHR Criteria, NPSHA Margins, and Impeller Life Expectancy // Proceedings of the Twenty-Fifth International Pump Users Symposium. 2009. P. 113–144.
6. Brennen C.E. Cavitation and Bubble Dynamics. Oxford, New York: Oxford University Press, 1995. 294 p.
7. Stepanoff A.J. Pumps and Blowers: Selected Advanced Topics. Two-Phase Flow; Flow and Pumping Of Solids in Suspension and Fluid Mixtures. Hoboken: John Wiley & Sons, 1965. 316 p.

8. Тимушев С.Ф., Федосеев С.Ю. Определение коэффициента начальной кавитации в центробежном насосе методом вычислительного эксперимента // Вестник Московского авиационного института. 2012. Т. 19. № 2. С. 89–93. EDN: OXMBUJ.
9. Руднев С.С. Кавитация в решетке профилей конечной толщины // Лопастные насосы. Ленинград: Машиностроение, 1975. С. 198–209.
10. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Насосное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергия, 1975. 280 с.
11. Шапиро А.С., Панаиотти С.С., Артемьев А.А. Расчет всасывающей способности центробежных насосов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2007. № 9. С. 35–39. EDN: IBQUCH.
12. Федосеев С.Ю., Тимушев С.Ф., Кузнецов А.В., Панаиотти С.С. Расчет критических кавитационных запасов центробежных насосов // Труды МАИ. 2013. № 71. С. 1–22. EDN: RSRQIX.
13. Panaiotti S.S., Rohatgi U.S., Timushev S.F., Soldatov V.A., Chumachenko B.N. CFD Study of Prospective 1st Stage Centrifugal Impeller Design // Proceedings 5 Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference. 2007. P. 1–5.
14. Minami Shungo, Kawaguchi Kyoji, Homma Tetsuto Experimental Study on Cavitation in Centrifugal Pump Impellers // Bulletin of JSME. 1960. Vol. 3. Iss. 9. P. 19–29. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.3.19>.
15. Visser F.C. Some User Experience Demonstrating the Use of Computational Fluid Dynamics for Cavitation Analysis and Head Prediction of Centrifugal Pumps // ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. Proceedings of ASME FEDSM'01. 2001. P. 1–6.
16. Timushev S.F., Panaiotti S.S., Soldatov V. A. Validation of Numerical, Procedure for Assessment of Centrifugal Pump Cavitation Erosion // CD Proceedings of 25th International Pump Users Symposium. 2009. P. 39–48.

REFERENCES

1. Martsinkovskii V.A., Vorona P.N. *Pumps of Nuclear Power Plants*. Moscow: Energoatmizdat, 1987. 255 p. (In Russ.).
2. Elovik V.L., Voitov V.I., Sedlukho Yu.P. *Calculation and Analysis of Operating Modes of Centrifugal Pumps with a Variable-Frequency Electric Drive*. Minsk: Publishing house of the Belarusian State Technological University, 2022. 110 p. (In Russ.). EDN: NXDWGTG.
3. Bachus L., Custodio A. *Know and Understand Centrifugal Pumps*. Elsevier: Oxford, 2003. 250 p.
4. Petrov V.I., Chebaevskii V.F. *Cavitation in High-Speed Vane Pumps*. Moscow: Mashinostroenie, 1982. 192 p. (In Russ.).
5. Schiavello B., Visser F.C. Pump Cavitation – Various NPSHR Criteria, NPSHA Margins, and Impeller Life Expectancy. *Proceedings of the Twenty-Fifth International Pump Users Symposium*. 2009:113-144.
6. Brennen C.E. *Cavitation and Bubble Dynamics*. Oxford, New York: Oxford University Press, 1995. 294 p.
7. Stepanoff A.J. *Pumps and Blowers: Selected Advanced Topics. Two-Phase Flow; Flow and Pumping Of Solids in Suspension and Fluid Mixtures*. Hoboken: John Wiley & Sons, 1965. 316 p.
8. Timushev S.F., Fedoseev S.Yu. Determination of the Initial Cavitation Coefficient in a Centrifugal Pump by a Computational Experiment. *Aerospace MAI Journal*. 2012;19(2):89-93. (In Russ.). EDN: OXMBUJ.
9. Rudnev S.S. Cavitation in a Cascade of Profiles of Finite Thickness. In: *Vane Pumps*. Leningrad: Mashinostroenie, 1975. P. 198–209. (In Russ.).
10. Malyushenko V.V., Mikhailov A.K. *Pumping Equipment for Thermal Power Plants*. Moscow: Energia, 1975. 280 p. (In Russ.).
11. Shapiro A.S., Panaiotti S.S., Artemyev A.A. Calculation of Centrifugal Pumps' Vacuum Rating. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*. 2007;9:35-39. (In Russ.). EDN: IBQUCH.
12. Fedoseev S.Yu., Timushev S.F., Kuznetsov A.V., Panaiotti S.S. Calculation of Critical Cavitation Reserves of Centrifugal Pumps. *Trudy MAI*. 2013;71:1-22. (In Russ.). EDN: RSRQIX.
13. Panaiotti S.S., Rohatgi U.S., Timushev S.F., Soldatov V.A., Chumachenko B.N. CFD Study of Prospective 1st Stage Centrifugal Impeller Design. *Proceedings 5 Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference*. 2007:1-5.
14. Minami Shungo, Kawaguchi Kyoji, Homma Tetsuto Experimental Study on Cavitation in Centrifugal Pump Impellers. *Bulletin of JSME*. 1960;3(9):19-29. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.3.19>.
15. Visser F.C. Some User Experience Demonstrating the Use of Computational Fluid Dynamics for Cavitation Analysis and Head Prediction of Centrifugal Pumps. *ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. Proceedings of ASME FEDSM'01*. 2001:1-6.
16. Timushev S.F., Panaiotti S.S., Soldatov V. A. Validation of Numerical, Procedure for Assessment of Centrifugal Pump Cavitation Erosion. *CD Proceedings of 25th International Pump Users Symposium*. 2009:39-48.

Информация об авторах

Баранчикова Надежда Ивановна,
к.ф.-м.н., доцент кафедры городского
строительства и хозяйства,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, Россия,
✉e-mail: nadin-0105@mail.ru
<https://orcid.org/0009-0005-5766-0901>
Author ID: 17374

Кульков Виктор Николаевич,
д.т.н., профессор,
профессор кафедры инженерных коммуникаций
и систем жизнеобеспечения,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, Россия,
e-mail: kulkof.viktor@yandex.ru
<https://orcid.org/0009-0006-1853-9743>
Author ID: 730720

Солопанов Евгений Юрьевич,
к.т.н., доцент кафедры прикладной
математики и информатики,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, Россия,
e-mail: evgursolo@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0003-4063-7252>
Author ID: 518365

Абросимова Иванна Александровна,
аспирант,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, Россия,
e-mail: abrosimovaia94@gmail.com

Ярыгин Роман Николаевич,
аспирант,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, Россия,
e-mail: yarygin.r@hydrig.ru

Епифанов Сергей Петрович,
к.ф.-м.н., главный специалист,
ООО «Иркутский ремонтно-механический за-
вод»,
664081, г. Иркутск, ул. Ширямова, 2, Россия,
e-mail: epifanov.1954@mail.ru
<https://orcid.org/0009-0002-4696-5994>
Author ID: 16851

Information about the authors

Nadezhda I. Baranchikova,
Cand. Sci (Ph.-Math.), Associate Professor
of the Department of Urban
Construction and Economy,
Irkutsk National Research Technical University,
83 Lermontov St., Irkutsk 664074, Russia,
✉e-mail: nadin-0105@mail.ru
<https://orcid.org/0009-0005-5766-0901>
Author ID: 17374

Victor N. Kulkov,
Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Professor of the Department of Engineering
Communications and Life Support Systems,
Irkutsk National Research
Technical University,
83 Lermontov St., Irkutsk 664074, Russia,
e-mail: kulkof.viktor@yandex.ru
<https://orcid.org/0009-0006-1853-9743>
Author ID: 730720

Evgenii Yu. Solopanov,
Cand. Sci (Eng.), Associate Professor
of the Department of Applied Mathematics
and Computer Science,
Irkutsk National Research Technical University,
83 Lermontov St., Irkutsk 664074, Russia,
e-mail: evgursolo@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0003-4063-7252>
Author ID: 518365

Ivanna A. Abrosimova,
Postgraduate Student,
Irkutsk National Research Technical University,
83 Lermontov St., Irkutsk 664074,
Russia,
e-mail: abrosimovaia94@gmail.com

Roman N. Yarygin,
Postgraduate Student,
Irkutsk National Research Technical University,
83 Lermontov St., Irkutsk 664074,
Russia,
e-mail: yarygin.r@hydrig.ru

Sergey P. Epifanov,
Cand. Sci (Ph.-Math.), Chief Specialist,
Irkutsk Repair and Mechanical Plant LLC,
2 Shiryamova St., Irkutsk 664081,
Russia,
e-mail: epifanov.1954@mail.ru
<https://orcid.org/0009-0002-4696-5994>
Author ID: 16851

Вклад авторов

Все авторы сделали эквивалентный вклад
в подготовку публикации.

Contribution of the authors

The authors contributed equally to this article.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Информация о статье

Статья поступила в редакцию 26.12.2025.
Одобрена после рецензирования 22.01.2026.
Принята к публикации 03.02.2026.

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this article.

The final manuscript has been read and approved by all the co-authors.

Information about the article

The article was submitted 26.12.2025.
Approved after reviewing 22.01.2026.
Accepted for publication 03.02.2026.