

БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КРИТЕРИИ, ОЦЕНИВАЮЩИЕ АНТИКАВИТАЦИОННЫЕ КАЧЕСТВА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Малеев В.Б. докт. техн. наук., проф., Прищенко В.А., аспирант

В статье рассматривается обоснование безразмерных критериев, оценивающих кавитационные качества насосов.

In the article is examined the ground of dimensionless criteria estimating cavitation qualities of pumps.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами.

При анализе антикавитационных качеств центробежных насосов первоочередной задачей является определение второго критического режима кавитации, соответствующего моменту срыва работы насоса, а следовательно величины кавитационного запаса Δh_k . Преимущество использования критического кавитационного запаса заключается в том, что он просто определяется испытанием насоса. Однако величина Δh_k отличается для различных типов насосов, что вызывает затруднения при оценке и сравнении их антикавитационных качеств.

Анализ исследований и публикаций.

Известные методы аналитического выражения кавитационных запасов можно разделить на две группы. Первая описывает антикавитационные качества насосов в виде безразмерных форм, вторая дает абсолютную величину критического кавитационного запаса как функцию конструктивных параметров и величин скоростей потока в каналах при входе в рабочее колесо (РК).

Большинство методов обобщения антикавитационных свойств насосов основано на выражении критического кавитационного запаса в отношении к скоростному напору [1]. В качестве скорости принимается окружная скорость на входе или на выходе. Такой безразмерный коэффициент, который определяет собой отношение критического коэффициента запаса к скоростному напору окружной скорости на входе или на выходе был использован некоторыми авторами для обобщения кавитационных характеристик насосов [2].

Основная зависимость, определяющая теоретическую величину критического кавитационного запаса, выражена уравнением:

$$\Delta h_K = \mu_{\text{вх}} \frac{C_1^2}{2g} + \lambda \frac{W_1^2}{2g} \quad (1)$$

где C_1 - абсолютная скорость потока; W_1 - относительная скорость потока; $\mu_{\text{вх}}$ и λ - коэффициенты, характеризующие возрастание соответственно абсолютной и относительной скоростей потока на входе в РК по сравнению с их средними значениями.

Отдельные попытки теоретического определения коэффициентов, входящих в уравнение (1) не увенчались успехом вследствие качественного отличия в характере течения идеальной жидкости и течения реальной жидкости в условиях отрывного обтекания решетки лопастного колеса. Поэтому решающее значение их определения в зависимости от конструктивных параметров приобретает характер экспериментальных исследований [3].

Наиболее полные экспериментальные исследования зависимости коэффициентов критического кавитационного запаса от различных параметров были проведены в ВИГМ В.Б. Шемелем [4, 5]. Известны работы Ферро [6], В.Я. Карелина [3], А. И. Степанова [7], О.В. Адама [8], С. Минами [9] и др. по экспериментальному определению этих коэффициентов, но все они получены для оптимальных режимов. Поэтому использование их для расчета критического кавитационного запаса при режимах, отличающихся от оптимального, несправедливо.

Анализ вышеизложенных методов, определяющих или обобщающих антикавитационные качества центробежных насосов, позволяет сделать следующие замечания:

-безразмерные выражения и зависимости абсолютных значений критического кавитационного запаса содержат параметры, изменяющиеся в широких пределах и зависящие от конструктивных особенностей проточной части насоса, и их нельзя рассматривать постоянными величинами и необходимо экспериментально определять для каждого режима насоса;

-большинство изложенных методов было получено для максимального КПД. Это означает, что для других режимов, отличающихся от оптимальных, они не применимы, т.к. коэффициенты, входящие в формулу (1) зависят от подачи насоса.

Постановка задачи

Исходя из изложенных замечаний, можно сформулировать задачу исследований по данному вопросу:

-выбор наиболее рациональных безразмерных коэффициентов кавитации и зависимостей для теоретического анализа кавитационных характеристик с учетом изменения частоты вращения и подачи насоса.

Изложение материала и результаты.

Разделим обе части выражения (1) на $U_1^2/2g$:

$$\frac{2g\Delta h}{U_1^2} = \mu_{\text{вх}} \frac{C_1^2}{U_1^2} + \lambda \frac{W_1^2}{U_1^2}$$

После некоторых преобразований имеем:

$$K_{\Delta h1} = \mu_{\text{вх}} (K_{m1}^2 + K_{U1}^2) + \lambda [K_{m1}^2 + (1 - 2K_{U1})^2], \quad (2)$$

где $K_{\Delta h1}$ - коэффициент критического кавитационного запаса,

$$K_{\Delta h1} = \frac{\Delta h_{\text{кр}}}{U_1^2 / 2g}$$

U_1 - окружная скорость на входе в РК,

$K_{m1} = C_{m1} / U_1$; -коэффициент расхода, C_{m1} - меридиональная скорость потока; K_U - коэффициент закрутки потока

$$K_{U1} = \frac{C_{U1}}{U_1}$$

C_{U1} - окружная составляющая скорости потока на входе в РК

В настоящее время центробежные насосы имеют разнообразные формы входных участков рабочих колес. При этом коэффициенты гидравлических потерь рассчитывается с помощью различных зависимостей. Обычно влияние этих факторов на снижение местного давления в потоке в расчетных соотношениях непосредственно не учитывается, тем более что это влияние во многих случаях невелико. Поэтому можно допустить, что коэффициент $\mu_{\text{вх}}$ в выражении (1), определяющий величину этих потерь может быть принят равным единице. В связи с этим зависимость (2) может быть записана так:

$$K_{\Delta h1,н} = (K_{m1}^2 + K_{U1}^2) + \lambda [K_{m1}^2 + (K_{U1} - 1)^2] \quad (3)$$

Учитывая, что значения коэффициентов расхода и закрутки потока связаны зависимостью $K_u = 1 - K_m \text{ctg} \beta_1$, получим:

$$K_{\Delta h1,н} = (1 + \lambda) \frac{K_{m1}^2}{\sin^2 \beta_1} + 1 - 2K_{m1} \text{ctg} \beta_1, \quad (4)$$

где β_1 - угол установки лопатки на входе в РК.

Решение этого уравнения для определения зависимости $K_{\Delta h,н}(K_{m1})$ требует определения функции $\lambda(K_{m1})$. Однако нахождение таких функций теоретическим путем очень сложно. В работе [10] были получены экспериментальные зависимости $\lambda(K_{m1})$, которые были интерполированы зависимостью:

$$\lambda = 35,9 K_{m1}^2 - 18,4 K_{m1} + 2,6 \quad (5)$$

На рис.1 приведена зависимость коэффициента критического кавитационного запаса от коэффициента расхода, построенная по выражению (4) с учетом (5).

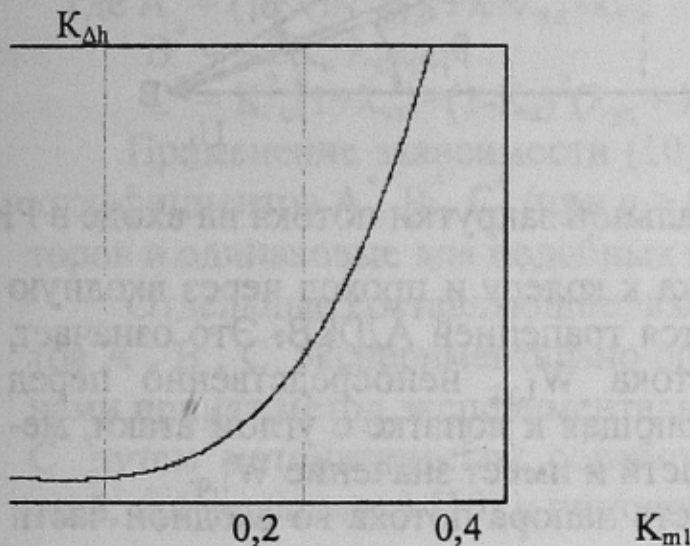


Рис.1 – Зависимость кавитационного запаса от коэффициента расхода

Рассмотрим зависимость критического кавитационного запаса от режимов работы насоса. Как указывалось ранее, при режимах безударного входа и отсутствии закрутки потока при входе (треугольник скоростей АБВ на рис.2) удобным выражением критического кавитационного запаса является формула (1). При режимах, отличающихся от режима безударного

входа, в частности, при подачах меньших оптимальной, если поток подходит к кромке лопасти без закрутки со средней относительной скоростью $W_{1,y}$ и максимальным углом атаки, то при этом возникают максимальные потери на удар, определяемые вектором скорости ГЖ (рис.2). При этом треугольник скоростей на входе будет АВГ. Если поток подступает к входной кромке лопатки с некоторой закруткой, то уменьшаются потери на удар.

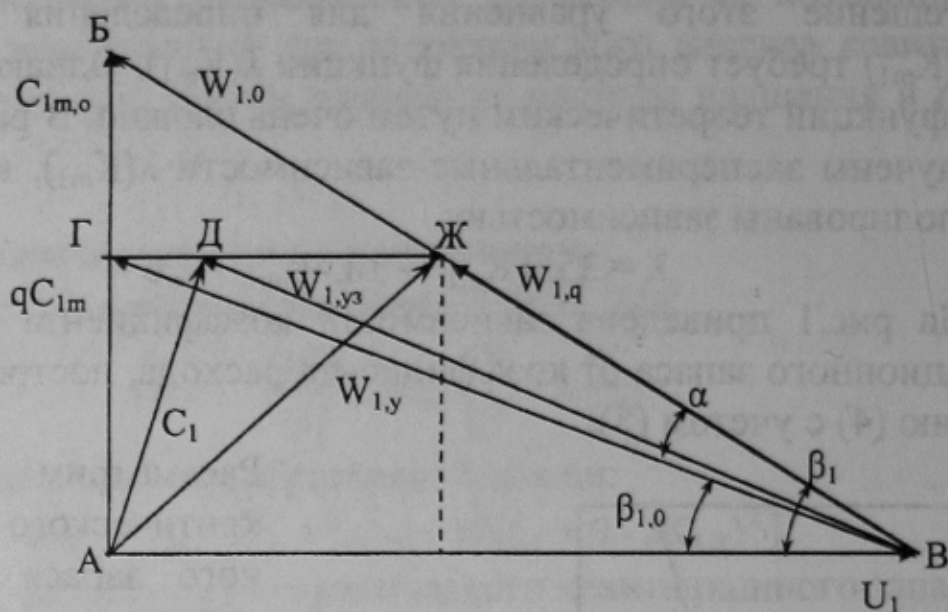


Рис.2 – К определению оптимальной закрутки потока на входе в РК

В связи с этим подход потока к колесу и проход через входную часть рабочего колеса изображается трапецией АДЖВ. Это означает, что относительная скорость потока $W_{1,yz}$ непосредственно перед входной кромкой лопатки, поступающая к лопатке с углом атаки, меняет её направление во входной части и имеет значение $W_{1,q}$.

Это приводит к тому, что часть напора потока во входной части РК затрачивается на закрутку. Учитывая вышесказанное, выражение критического кавитационного запаса может быть записано таким способом:

$$\Delta h_{кр,q} = \frac{C_{m1,q}^2}{2g} + \lambda \frac{W_{1,q}^2}{2g} + \lambda_{yz} \frac{W_{1,yz}^2 - W_{1,q}^2}{2g} + \lambda_{уд} \frac{\Delta C_{U1}^2}{2g} \quad (6)$$

где $\lambda_{уд}$ – коэффициент потерь на удар;

λ_{yz} – коэффициент потерь при изменении относительной скорости потока от $W_{1,y}$ до $W_{1,yz}$ (создании закрутки).

Последнее уравнение можно получить в безразмерной форме при применении следующих безразмерных параметров: K_u, q, K_{m1} .

Из рис.2 можно записать, что:

$$\frac{W_{1,q}^2}{U_1^2} = (1 + K_{m1,0}^2) q^2, \quad \frac{W_{1,yz}^2}{U_1^2} = q^2 K_{m1,0}^2 + (1 - K_{U1})^2,$$

$$\frac{\Delta C_{U1}^2}{U_1^2} = \frac{(qU_1 - C_{U1})^2}{U_1^2} = q^2 - 2qK_{U1} + K_{U1}^2, \quad (7)$$

где q – коэффициент режима работы насоса или коэффициента нагрузки;

$$q = \frac{Q}{Q_n} \tag{8}$$

Подставляя эти величины в уравнение (6), после преобразований получим:

$$K_{\Delta h1} = [(1+\lambda)K_{m1,0}^2 + \lambda + \lambda_{уд} - \lambda_{уз}]q^2 - 2K_u \lambda_{уд}q + [K_u^2(1+\lambda_{уз}) + (1-K_u)^2(\lambda_{уд} + \lambda_{уз})] \tag{9}$$

Это уравнение можно записать проще в следующем виде:

$$K_{\Delta h1} = A^*q^2 + B^*q + C^*, \tag{10}$$

где $A^* = (1+\lambda)K_{m1,0}^2 + \lambda + \lambda_{уд} - \lambda_{уз}$,
 $B^* = -2K_u \lambda_{уд}q$,
 $C^* = K_u^2(1+\lambda_{уз}) + (1-K_u)^2(\lambda_{уд} + \lambda_{уз})$.

Применение зависимости (10) тесно связано с оценкой величин коэффициентов A^* , B^* , C^* (при $q > 0$), которые зависят от многих факторов и одинаковые для подобных насосов и жидкостей.

Отдельные составляющие, входящие в выражение коэффициентов A^* , B^* , C^* экспериментально определить весьма сложно. Поэтому нами принят метод экспериментального определения значений A^* , B^* , C^* путем математической обработки экспериментальных зависимостей, приведенных в [10] с помощью программы «sigvexр». В основу программы положен метод сглаживания экспериментальных данных зависимостью (12). Результаты обработки данных приведены на рис.3.

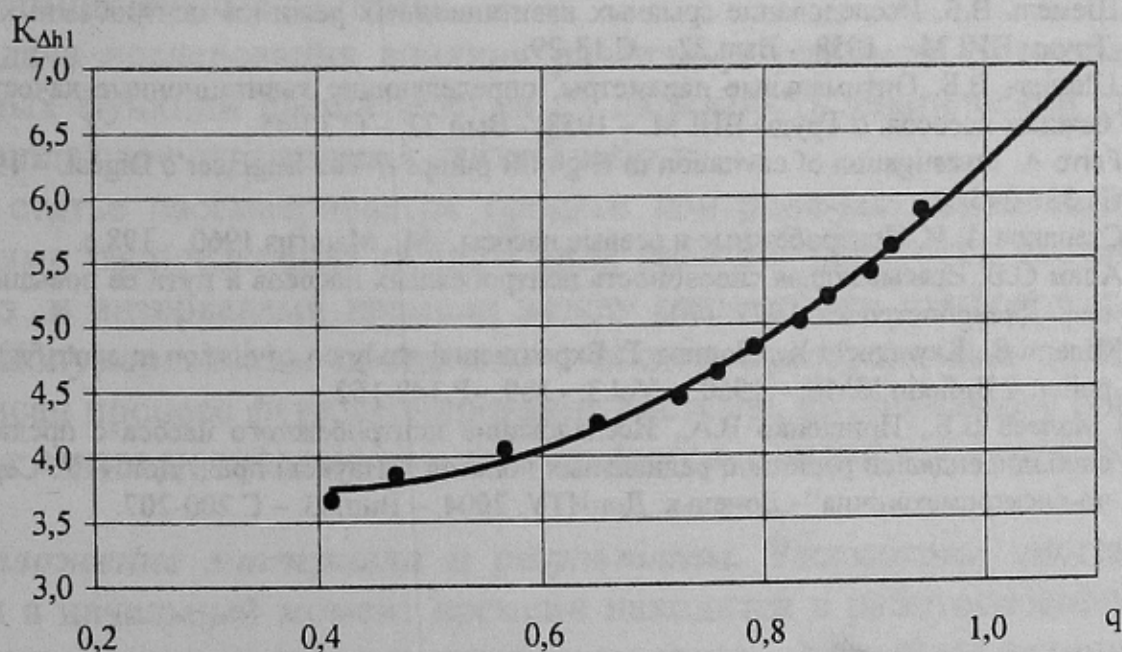


Рис.3 – Безразмерная кавитационная характеристика насоса К 20-30

При сравнении графиков на рис.1 и 3 можно отметить их идентичность с учетом пропорциональной взаимосвязи между коэффициентами расхода и режима работы. Это подтверждает возможность использования безразмерной зависимости (4) для оценки кавитационных качеств центробежных насосов.

Выводы:

1. Получена безразмерная зависимость (4), оценивающая кавитационные качества центробежных насосов с учетом закручивания и отклонения режима работы насоса от номинального.

2. В результате теоретического анализа и математической обработки экспериментальных данных доказано, что для описания кавитационных качеств центробежных насосов достаточной степени точности удовлетворяет квадратичная зависимость (10) коэффициента критического кавитационного запаса, связывающая величину допустимого кавитационного запаса центробежного насоса с его конструктивными параметрами и показателем режима работы.

Список источников

- 1 Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. М.: Машиностроение, 1971. - 304с.
- 2 Мохамед Шариф. Основы расчета и оценки антикавитационных качеств центробежных насосов: Дис...канд. техн. наук: 05.05.06. – Д., 1975. – 250с.
3. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах М.: Машиностроение, 1975. - 336 с.
- 4 Шемель В.Б. Исследование срывных кавитационных режимов центробежных насосов. // Труды ВИГМ. – 1958. - Вып.22. – С.13-29.
- 5 Шемель В.Б. Оптимальные параметры, определяющие кавитационные качества центробежных насосов. // Труды ВИГМ. – 1958. - Вып.22. – С.30-45.
- 6 Ferro A. Investigation of cavitation in High lift pumps // The Engineer's Digest. – 1961. - №9. – P. 337-345.
- 7 Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы. -М.: Машгиз,1960. - 198 с.
- 8 Адам О.В. Всасывающая способность центробежных насосов и пути ее повышения. Автореф. Днепропетровск. 1977. –20с.
- 9 Minami S., Kawaguchi K., Nomma T. Experimental study on cavitation in centrifugal pump impeller. // Bulletin ISME. – 1960. – Vol.3. - №9. –P.147-152.
- 10 Малеев В.Б., Прищенко В.А., Исследование центробежного насоса с предвключенной свободносидящей решеткой радиальных лопаток // Наукові праці ДонНТУ. Серія: "Гірничо-електромеханічна" – Донецьк: ДонНТУ, 2004. – Вип.83. – С.200-207.