

УДК 621.5

Расчет критических кавитационных запасов центробежных насосов

Федосеев С.Ю.^{1*}, Тимушев С.Ф.^{1}, Кузнецов А.В.^{2***}, Панайотти С.С.^{3****}**

¹*Московский Авиационный Институт (национальный исследовательский университет), МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия*

²*Научно-производственное объединение «Гидромаш»,
ул.2-ая Мытицкая, 2, 129626, Москва, Россия*

³*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана;
Калужский филиал, ул. Баженова, 2, Калуга, 248600, Россия*

** e-mail: it202mai@gmail.com*

*** e-mail: irico@mail.cnt.ru*

**** e-mail: 195008@mail.ru*

***** e-mail: panaiotti@post.ru*

Аннотация

Одним из основных факторов, ограничивающих межремонтный ресурс работы центробежных насосов, является кавитационная эрозия лопастей рабочих колёс. В связи с этим предлагаются способы расчета кавитационного запаса, соответствующего началу кавитации и срыву. На основе опубликованных в литературе экспериментальных данных получены эмпирические формулы для коэффициента начальной кавитации. Кроме того выполнено моделирование трехмерного нестационарного турбулентного потока в рабочем колесе. Применительно к прямой решетке пластин конечной толщины из уравнений расхода, энергии и количества движения рассчитывается срывной кавитационный запас. Полученные данные обобщаются на случай круговой решетки центробежного рабочего колеса. Все это дает возможность обос-

нованно выбрать допускаемый кавитационный запас центробежного насоса.

Ключевые слова: центробежный насос, кавитационная эрозия, кавитационный запас, начало кавитации, кавитационный срыв

Введение

В последние годы от центробежных насосов ТЭС, АЭС, судовых и др. установок требуется межремонтный ресурс работы до 40000 часов. Одним из основных факторов, ограничивающих рост ресурса, является кавитационная эрозия (КЭ) лопастей рабочих колёс (РК). Допускаемый кавитационный запас обычно выбирается по отношению к срывному кавитационному запасу. Однако такой выбор допускаемого кавитационного запаса не гарантирует работу без КЭ. На рис. 1 представлена картина разрушений лака на тыльной стороне лопастей модели РК питательного насоса [1].



Рис. 1. Разрушения лака в модельном рабочем колесе по данным [1]

Несмотря на то, что кавитационный запас почти в 2 раза превышает срывной, на лопастях развиваются каверны со средней длиной 0,35 от шага лопастей на диаметре

входа в РК. Последнее может вызвать кавитационную эрозию лопастей натурального насоса. В связи с этим становится актуальным расчёт не только срывного кавитационного запаса, но и кавитационного запаса, соответствующего началу кавитации.

Типы центробежных рабочих колес и кавитационные характеристики

По положению входной кромки лопастей центробежные РК можно разделить на три типа (рис.2). В РК типа 1 лопасти продлены в горловину и $D_{1c}/D_r = \sqrt{(1 + \bar{d}_1^2)/2}$. В РК типа 2 входные кромки расположены в области поворота потока из осевого направления в радиальное и $D_{1c}/D_r \approx 1,05\sqrt{(1 + \bar{d}_1^2)/2}$. В РК типа 3 — за областью поворота, примерно на диаметре горловины, так что $D_{1c}/D_r > 0,8$. Лопасти РК типов 1 и 2 — пространственные, типа 3 — преимущественно цилиндрические. РК типов 1 и 2 обладают более высоким КПД, чем типа 3, однако они более сложны в изготовлении. Предполагаем, что поверхности тока в РК представляют собой поверхности вращения. Вдоль нормальной линии, пересекающей линии тока под прямым углом, меридианная скорость считается постоянной. Элементарные решетки на поверхностях тока этого равноскоростного меридианного потока можно рассчитать по гидродинамической теории решеток и из элементарных решеток составить лопасть.

Зависимость напора H и потребляемой мощности N от кавитационного запаса на входе в насос

$$\Delta h_{\text{вх}} = (p_{\text{вх}} + \rho V_{\text{вх}}^2 / 2 - p_{\text{н.п}}) / \rho g \quad (1)$$

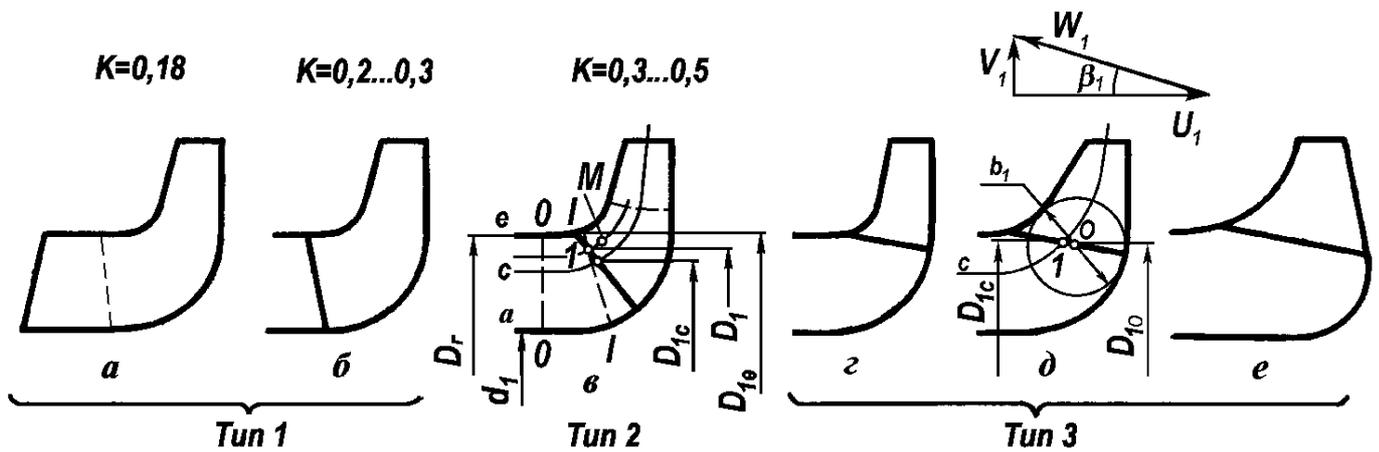


Рис. 2. Типы центробежных рабочих колес, коэффициенты проекции силы и входной треугольник скоростей

при постоянных частоте вращения n и подаче Q насоса называется частной кавитационной характеристикой насоса. Такая характеристика насоса (ступени) представлена на рис 3. (Для упрощения записи в обозначениях Δh_i , Δh_1 и т. д. индекс «вх» опущен). Всасывающая способность лопастного насоса характеризуется отнесенным ко входу в насос критическим кавитационным коэффициентом быстроходности

$$C_{кр} = n \sqrt{Q} / (\Delta h_{кр} / 10)^{3/4}. \quad (2)$$

На частной кавитационной характеристике можно отметить несколько критических режимов кавитации. Кавитационные каверны в РК появляются при кавитационном запасе Δh_i . Это — режим возникновения кавитации. Наличие каверн не сказывается на напоре и мощности. Первый (I) критический режим соответствует началу изменения напора или мощности, второй (II) — началу резкого изменения напора и мощности. При работе лопастного насоса на однокомпонентной жидкости, не содержащей примеси нерастворенного газа, в густых решетках лопастей РК на этом режиме наблюдаются каверны, которые замыкаются на лопастях с образовани-

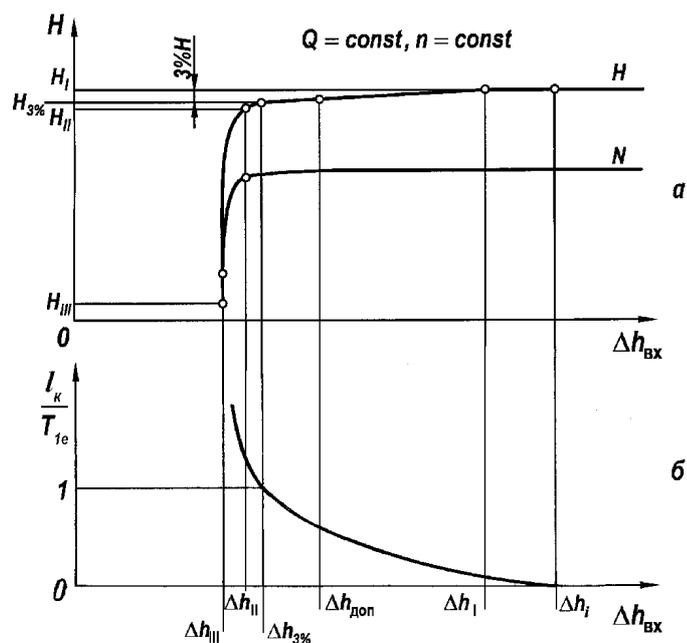


Рис. 3. Частная кавитационная характеристика насоса (а) и длина каверны (б)

ем вихрей. Вихревые следы за кавернами размываются основным потоком до выхода из колеса, и, следовательно, не влияют на кинематику течения на выходе из него. Поэтому напор и мощность на втором критическом режиме изменяются незначительно по сравнению с таковыми на бескавитационных режимах.

При последующем небольшом уменьшении кавитационного запаса каверны достигают выхода из колеса, а затем простираются и за его пределы, что сопровождается резким падением напора и мощности. Режим полностью развитого кавитационного течения с длинными кавернами, замыкающимися за РК, является предельным третьим (III) критическим режимом, режимом суперкавитации, или режимом кавитационного срыва насоса. Напор, мощность и кавитационный запас на этом режиме достигают своих минимальных значений. Понятия о I, II и III критических режимах кавитации предложены проф. С.С. Рудневым. ГОСТ 6134–2007 на методы испытаний лопастных насосов определяет всего один критический кавитационный запас на кавитационной характеристике — запас, при котором напор снижается на 3% от H . На

рис. 3 указан также допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$. Допускаемый кавитационный запас — это минимальный кавитационный запас, при котором насос работает без кавитации или с безопасной для него кавитацией. В последнем случае напор, мощность, вибрация, интенсивность кавитационной эрозии и другие показатели работы могут изменяться вследствие кавитации в допускаемых пределах.

Начало кавитации

Исследования начальной кавитации выполнены в некоторых отечественных и зарубежных работах. Одна из первых работ — это экспериментальное исследование [2]. Опытный насос с частотой вращения 960 об/мин и расчетной подачей $Q_p = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ снабжен прямоосным входным патрубком и спиральным отводом. Он испытывался на воде. Насос имел четыре сменных РК: А, В, С и D. Меридианная проекция всех РК одинакова (рис. 4). Лопасти пространственные на входе и цилиндрические на выходе. РК отличаются числом лопастей, углами установки на

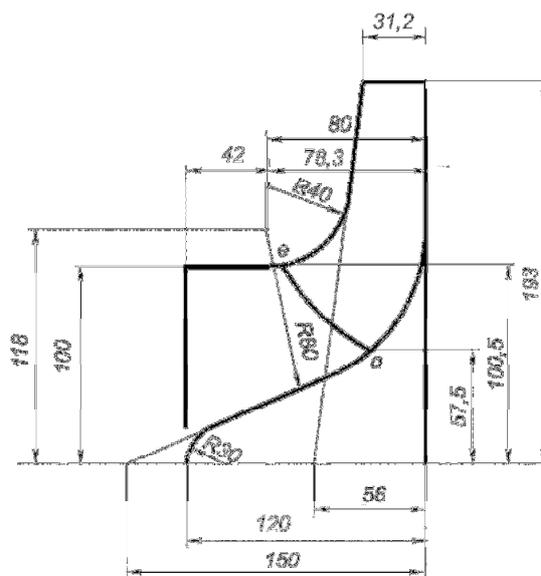


Рис. 4. Меридианная проекция экспериментальных рабочих колес в работе [2]

входе, толщинами и расположением входных кромок. Коэффициент быстроходности 160...180. Входной патрубков насоса, передняя крышка и покрывной диск рабочего колеса изготовлены из оргстекла. Это давало возможность наблюдать за возникновением кавитации. Измерялся соответствующий кавитационный запас Δh_i .

Кроме того, по кавитационным характеристикам фиксировались кавитационные запасы, отвечающие первому Δh_I и третьему Δh_{III} критическим режимам кавитации. В статье [2] отсутствуют некоторые геометрические параметры РК. Поэтому для получения недостающих размеров лопасти колеса профилировались нами на конформной диаграмме. Затем создавалась 3D-модель проточной полости РК, необходимая для численных расчетов потока.

Визуальные наблюдения за развитием кавитации в работе [2] показали следующее. На режимах без обратных токов на входе в колесо каверна возникает на

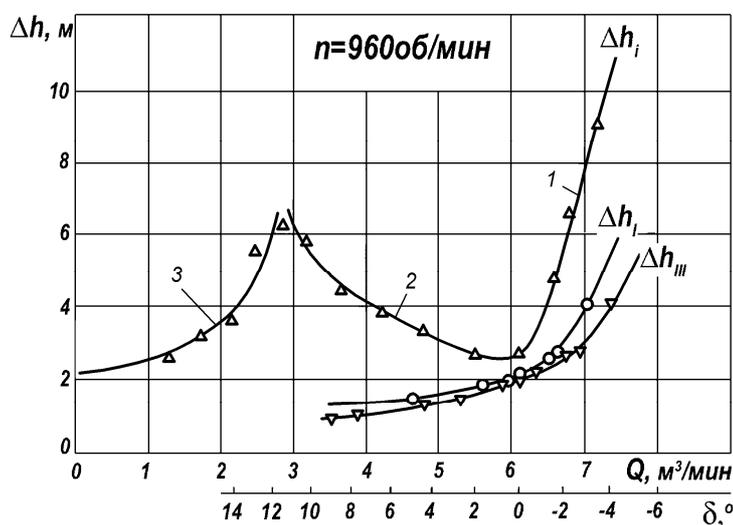


Рис. 5. Зависимость критических кавитационных запасов от подачи насоса с рабочим колесом А по данным [2]:

- 1 — кавитация на тыльной стороне лопасти; 2 — кавитация на лицевой стороне лопасти;
- 3 — кавитация в обратных токах

участке входной кромке лопасти, примыкающей к покрывному диску. При безударном натекании относительного потока, когда угол атаки лопасти $\delta = \beta_{1л} - \beta_1$ равен нулю, пик разряжения на лопасти минимальный. Соответственно кавитационный запас начала кавитации минимальный (рис. 5). При больших подачах, когда углы атаки отрицательные, каверна наблюдается на лицевой стороне (стороне давления) лопасти, а при малых подачах — на тыльной стороне лопасти (стороне разряжения). По мере уменьшения подачи (увеличения угла атаки) кавитационный запас для начала кавитации Δh_i уменьшается, достигает минимума, а затем увеличивается. При дальнейшем уменьшении подачи на входе в колесо возникают обратные токи, поток перестраивается, граница вихревой зоны смещается к оси вращения, что уменьшает углы атаки лопасти в активном потоке. Кавитационный запас снова уменьшается.

В работе [3] предпринята попытка обобщить экспериментальные данные о коэффициенте начальной кавитации в зависимости от расходного параметра $q_1 = \text{tg}\beta_1 / \text{tg}\beta_{1л}$ центробежных, диагональных и осевых насосов, а также прямых решеток профилей. Здесь $\beta_{1л}$ и β_1 — углы установки лопасти и потока соответственно. Экспериментальные данные качественно согласуются с расчетными.

В работе [4] сравниваются экспериментальные данные с расчетами по программе CFX-TASCflow. Вблизи расчетной подачи расчетные значения кавитационного запаса для начала кавитации хорошо согласуются с экспериментальными.

Различные аспекты кавитации рассматриваются в работе [5]. В частности приводятся экспериментальные и расчетные данные о начале кавитации.

Эмпирическая формула для коэффициента начала кавитации

Можно попытаться обобщить данные для начала кавитации, построив зависимости экспериментального коэффициента кавитации λ_{i3} от расходного параметра q_1 , как в работе [3]. Эти величины рассчитываются для точки входной кромки на линии тока на вращающемся диске. Предварительные расчеты показали, что скорости и угол атаки лопасти следует вычислять для потока с коэффициентом стеснения ψ_1 . Экспериментальный коэффициент начала кавитации

$$\lambda_{i3} = (2g\Delta h_{i3} - V_{1e}^2) / W_{1e}^2, \quad (3)$$

а расходный параметр

$$q_{1e} = (\operatorname{tg}\beta_1 / \psi_1 \operatorname{tg}\beta_{1л})_e. \quad (4)$$

На рис. 6 представлены экспериментальные коэффициенты кавитации λ_i в зависимости от расходного параметра q_1 . Так как положение входной кромки рабочего колеса D неизвестно, а наши расчеты площади входа на лопасти не согласуются с

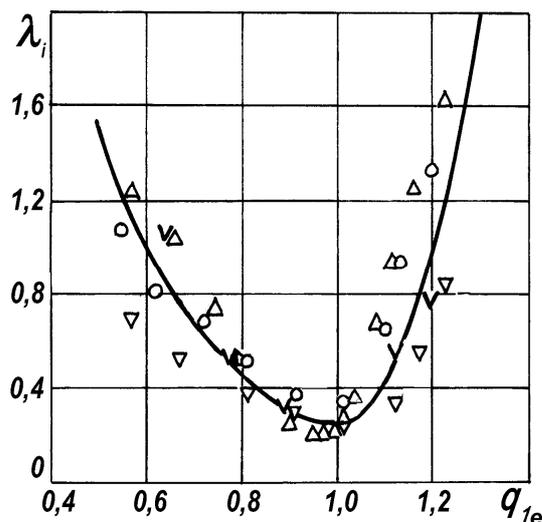


Рис. 6. Зависимость коэффициента начала кавитации от расходного параметра:

○ — колесо A; ▽ — колесо B; △ — колесо C; v — колесо V; ————— — расчет по формулам (5)

указанными в статье, то данные для этого рабочего колеса не обрабатывались.

Кроме данных [2] использовались результаты работы [4]. Обращает внимание значительный разброс точек. Последнее может быть связано с тем, что кроме расходного параметра на коэффициент кавитации влияет форма и толщина входных кромок лопастей, их число, пространственность потока и др. Для приближенных расчетов коэффициента кавитации будем пользоваться двумя составленными нами простыми эмпирическими формулами:

$$\lambda_i = \begin{cases} 0,25 + 5(q_1 - 1)^2, & \text{если } 0,5 < q_1 \leq 1; \\ 0,25 + 20(q_1 - 1)^2, & \text{если } 1 < q_1 < 1,3, \end{cases} \quad (5)$$

где все величины вычисляются для точки e входной кромки на ведомом диске. Далее рассчитаем соответствующий началу кавитации кавитационный запас на входе в насос

$$\Delta h_i = (V_{1e}^2 + \lambda_i W_{1e}^2) / 2g. \quad (6)$$

и отклонения расчетных критических кавитационных коэффициентов быстроходности от экспериментальных для начала кавитации $\Delta = (C_i - C_{i3}) / C_{i3}$ как показано на рис.7. Причем, расчетные C_i и экспериментальные C_{i3} критические кавитационные коэффициенты быстроходности вычисляются по формуле (2). Видно, что эти отклонения

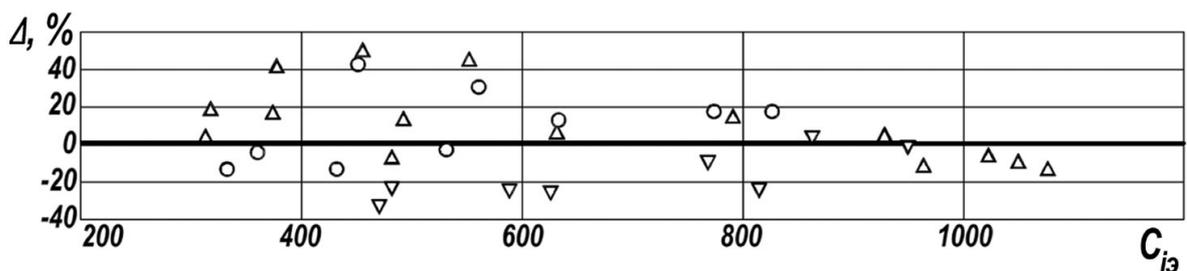


Рис. 7. Отклонения расчетных критических кавитационных коэффициентов быстроходности от экспериментальных для начала кавитации

достаточно велики. Поэтому формулы (5) можно использовать лишь для оценочных расчетов. Более достоверные результаты могут дать методы численной гидродинамики.

Моделирование трехмерного нестационарного турбулентного потока в рабочем колесе

Задача решается в среде ПО FlowVision. В численной модели используются уравнения движения в форме Навье-Стокса (7) и уравнение неразрывности (8). Модель описывает однофазную среду, т.е. наличие газовых или кавитационных пузырьков или каверн не моделируется. Так как исследуется начало кавитации, когда кавитационные каверны только зарождаются, то применение этой модели вполне обосновано.

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla((\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T)) \quad (7)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0. \quad (8)$$

Расчеты проведены с помощью стандартной $k - \varepsilon$ (турбулентная энергия–скорость диссипации) модели турбулентности, в которой турбулентная вязкость

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (9)$$

Численное исследование выполняется нестационарным методом с применением технологии «скользящих поверхностей» и сеточной адаптации [6, 7]. Для всех вариантов расчета на входной границе расчетной области задается статическое давление 100000 Па. На выходной границе расчетной области (выход из безлопаточного диффузора) задается нормальная компонента скорости, соответствующая данному рас-

ходу. Физический шаг по времени составляет 0,0001 с.

На рис. 8 в изометрии показана расчетная область. Она состоит из трех подобластей: цилиндрический входной патрубок, рабочее колесо и безлопаточный диффузор. Вышеупомянутый метод скользящих поверхностей позволяет переносить результаты численного расчета из одной подобласти в другую. Рис. 9 иллюстрирует расчетную сетку второго уровня адаптации. Результаты расчетов трехмерного потока получены на сетке 3-го уровня адаптации с общим количеством расчетных ячеек 218285. На ПК с оперативной памятью 4Гб и тактовой частотой 2,6 ГГц время расчета одного варианта около 26 часов. По завершении расчета средствами постпроцессора FlowVision выполнялся анализ результатов.

Векторы скорости в меридианной плоскости при двух относительных подачах в подобласти рабочего колеса показаны на рис. 10 и 11. Относительной подачей называется Q/Q_p , где Q и Q_p — текущая и расчетная подачи соответственно. При $Q/Q_p = 100\%$ наблюдается поток без обратных токов. При $Q/Q_p = 40\%$ на диаметре входа в РК появляются обратные токи, которые усиливаются при $Q/Q_p = 30\%$ (рис. 12).

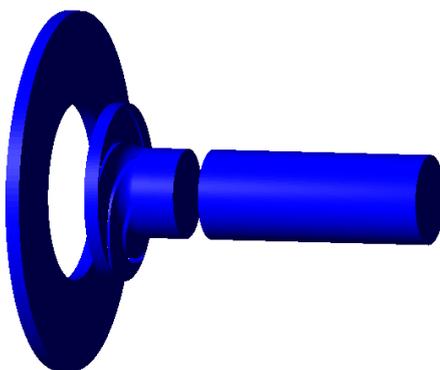


Рис. 8. Расчетная область

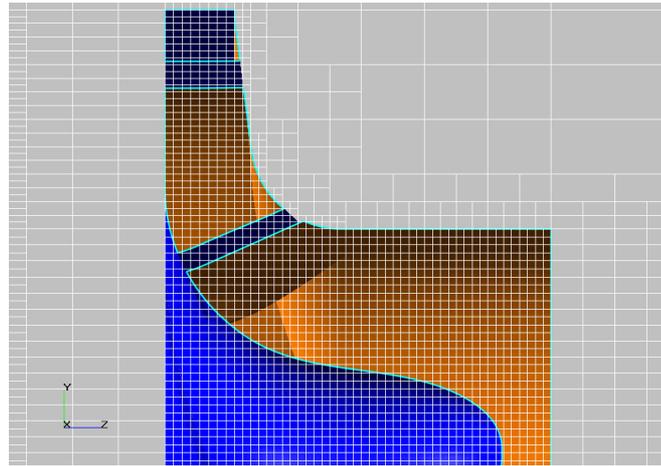


Рис. 9. Расчетная сетка 2-го уровня адаптации

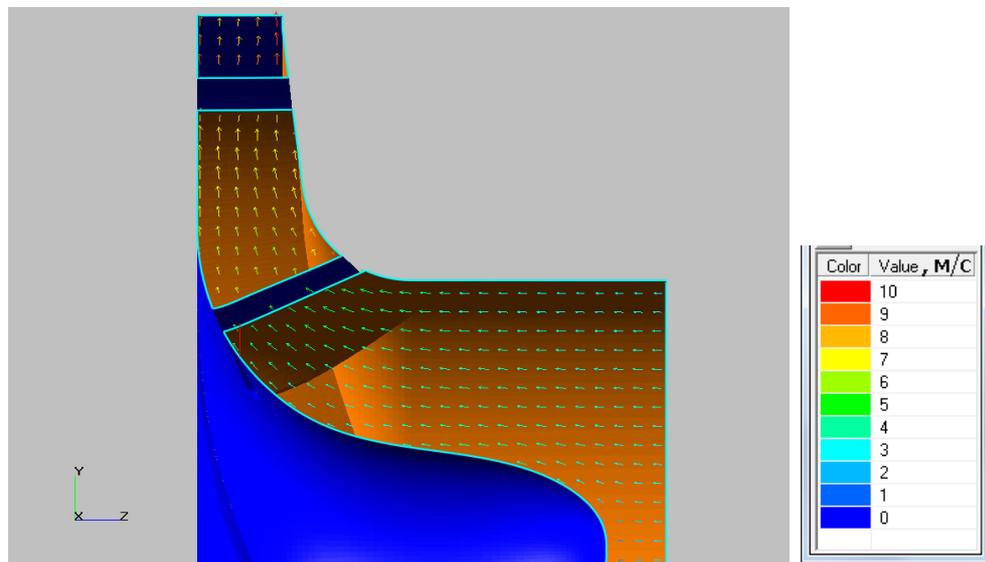


Рис. 10. Векторы скорости в меридианной плоскости при относительной подаче 100%

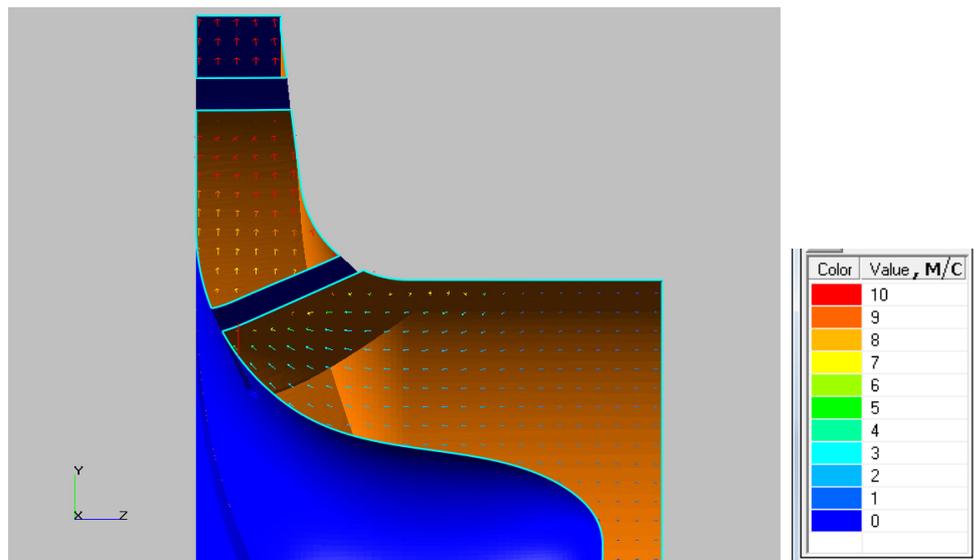


Рис. 11. Векторы скорости в меридианной плоскости при относительной подаче 40%

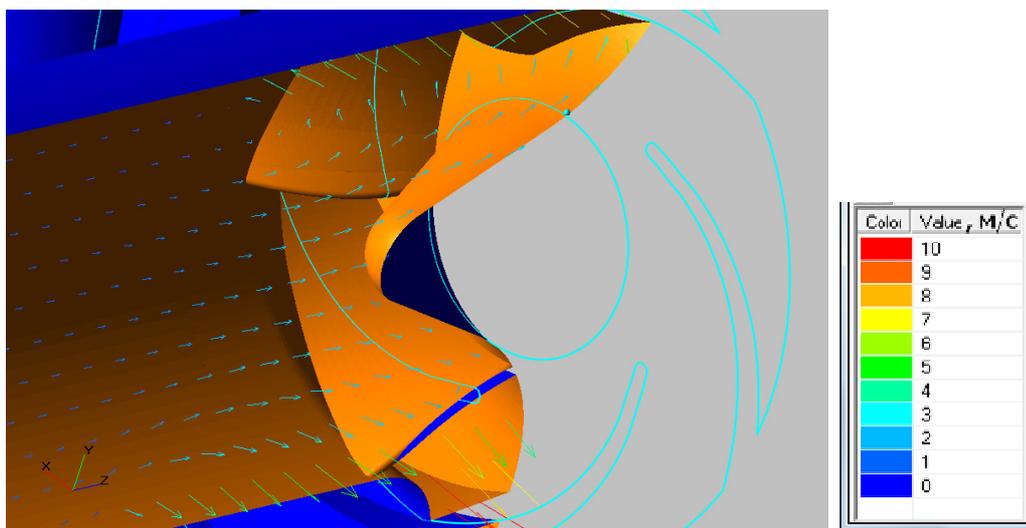
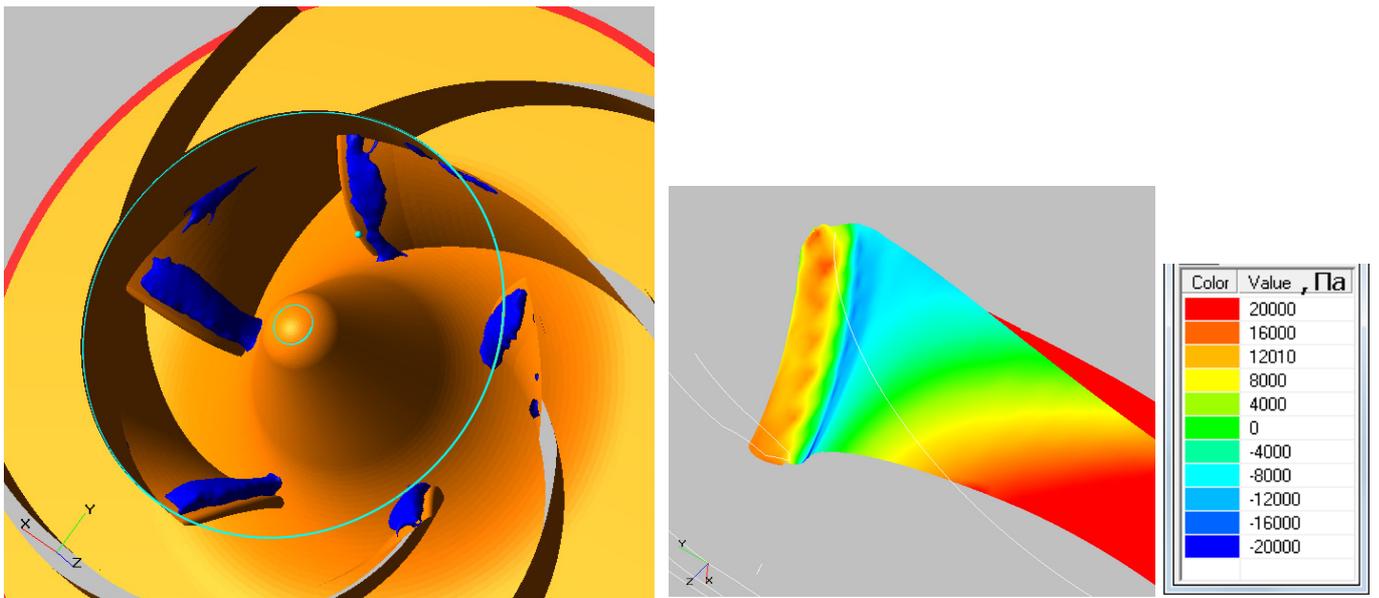


Рис. 12. Обратные токи на входе в рабочее колесо при относительной подаче 30%

Далее исследуем поле давлений в области РК. На рис. 13а представлены поверхности равного давления при подаче 100% от расчетной. Области низкого давления расположены на тыльных сторонах лопастей вблизи входных кромок и в том месте, где тыльная сторона лопасти примыкает к поверхности ведомого диска. Распределение статического давления на лопасти, приведенное на рис. 13б, подтверждает данные предыдущего рисунка. При подаче 30% от расчетной области низкого давления смещаются к втулке и распространяются на втулочную область ведущего диска, как показано на рис. 14а. Аналогичный результат дает и распределение давлений на лопасти (рис. 14б). Некоторая несимметрия расположения зон низкого давления и разница в их размерах может быть вызвана круговой несимметрией давлений. Последнее обусловлено обратными токами. С увеличением подачи до 130% от расчетной изопотенциальные поверхности и области низкого давления перемещаются на лицевую сторону лопасти к периферии, как показано на рис. 15. Такая картина распределений давлений вполне соответствует описанным выше визуальным наблюдениям [2] за развитием кавитации на лицевой и тыльной сторонах лопасти.

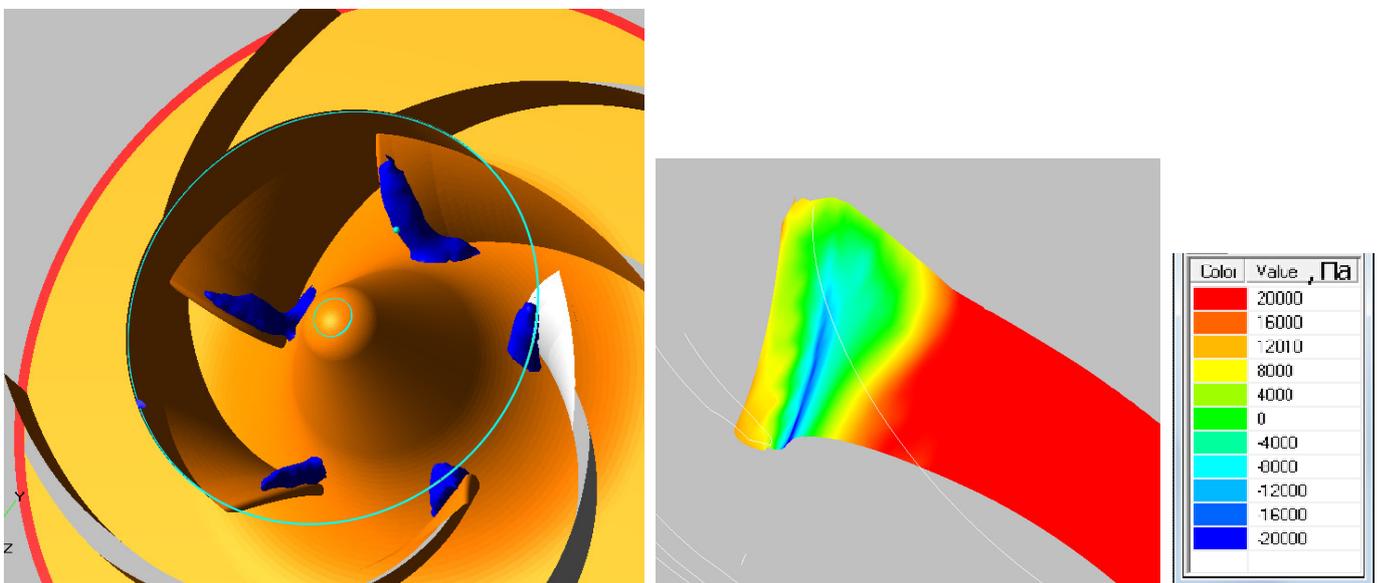


a

б

в

Рис. 13. Изоповерхности $p = -10000$ Па и распределение статических давлений на лопастях при относительной подаче 100%



a

б

в

Рис. 14. Изоповерхности $p = -30000$ Па и распределение статических давлений на лопастях при относительной подаче 30%

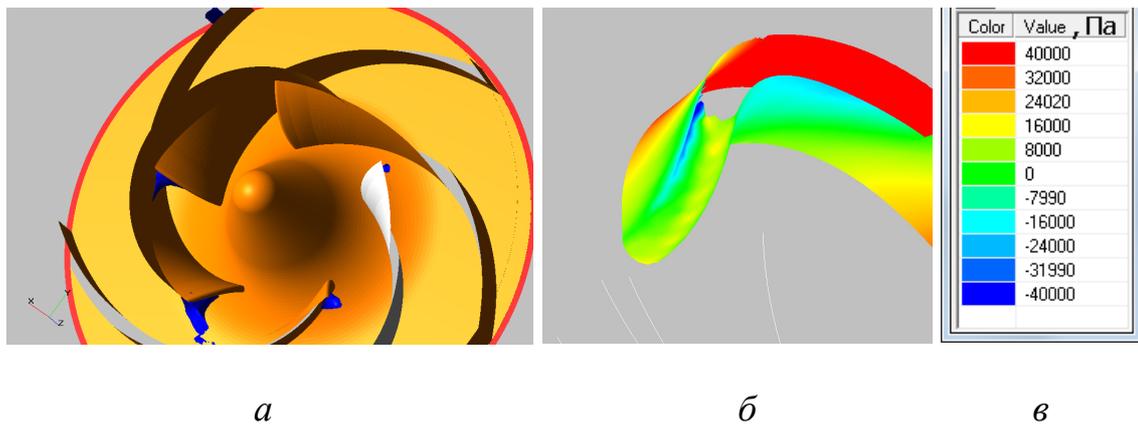


Рис. 15. Изоповерхности $p = -30000$ Па и распределение статических давлений на лопасти при относительной подаче 130%

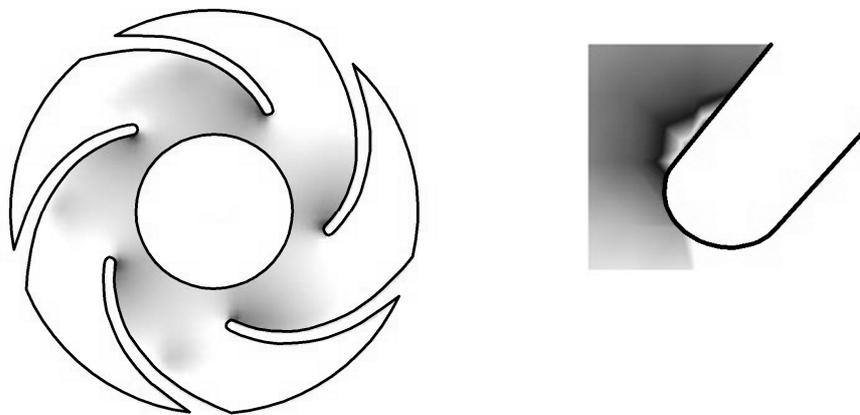


Рис. 16. Области низкого давления на входных кромках лопастей в момент начала кавитации при относительной подаче 100%

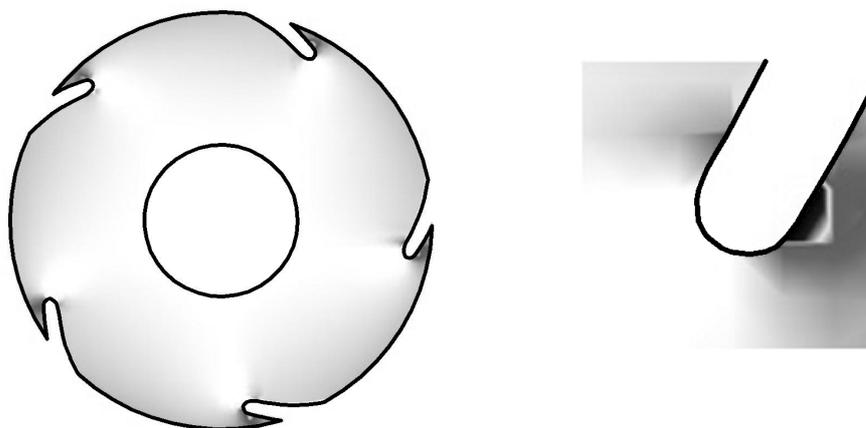


Рис. 17. Области низкого давления на входных кромках лопастей в момент начала кавитации при относительной подаче 40%

Теперь рассчитаем кавитационный запас начала кавитации для рабочих колес *A* и *B* и сравним полученные значения с экспериментальными. В расчетах в качестве давления на входе в рабочее колесо, соответствующего началу кавитации, принималось такое давление, при котором размер области низкого давления на входной кромке лопасти составлял 2...3 мм. Эти области показаны на рис. 16 и 17. По давлениям начала кавитации по уравнению (1) рассчитаны соответствующие кавитацион-

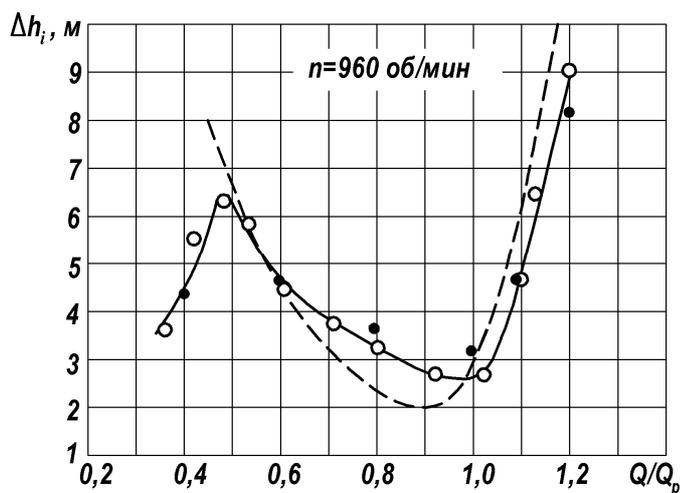


Рис. 18. Зависимость кавитационного запаса для начала кавитации от относительной подачи (рабочее колесо *A*):

○ — эксперимент [2]; ● — расчет по FlowVision; — — — — расчет по формулам (5)

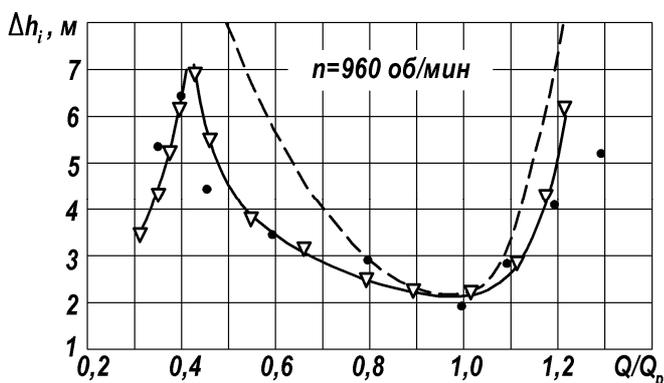


Рис. 19. Зависимость кавитационного запаса для начала кавитации от относительной подачи (рабочее колесо *B*):

○ — эксперимент [2]; ● — расчет по FlowVision; — — — — расчет по формулам (5)

ные запасы. Из рис. 18 и 19 следует, что моделирование трехмерного нестационарного турбулентного потока дает результаты, которые хорошо согласуются с экспериментальными данными. На рис. 19 обращает внимание точка $Q/Q_p \approx 1,3$. Чтобы выяснить причину заметного отклонения этой точки от экспериментальной кривой, необходимы дополнительные исследования.

Кавитационный срыв

Из уравнений расхода, энергии и количеств движения для суперкавитационного обтекания прямой решетки пластин конечной толщины в работе [8] получено выражение для коэффициента кавитации:

$$\lambda_{III} = \left\{ \left[\sin \beta_1 + \sqrt{\sin^2 (\beta_{1л} - \beta_1) + a \sin (2\beta_1 - \beta_{1л})} \right] / [\sin \beta_{1л} - a] \right\}^2 - 1. \quad (10)$$

Зависимость $\lambda_{III} = f(\varphi_1, \beta_{1л}, a)$ представлена на рис. 20. В этой формуле β_1 — угол относительного потока перед входной кромкой лопасти, $\beta_{1л}$ — угол установки лопасти на входе в колесо, $a = K \sigma_1 / T_1$.

В работе [9] предпринята попытка применить это уравнение для круговых решеток рабочих колес типов 1 и 2 с эмпирическими значениями коэффициента K , указанными на рис. 2. Все величины рассчитываются для среднерасходной линии тока c .

В результате статистической обработки кавитационных характеристик более 100 центробежных насосов в работе [10] для РК типа 3 получен критический коэффициент кавитации λ_{II} . Он выражается следующей формулой Шемеля—Шапиро:

$$\lambda_{II} = 1,2\varphi_1 \left(0,7e^{6,8\bar{\sigma}_1} - 8,8\varphi_1\bar{\sigma}_1 \right), \quad (11)$$

где $\varphi_1 = \operatorname{tg}\beta_1$ — коэффициент расхода при входе на лопасти РК, $\bar{\sigma}_1 = (\sigma_1/T)_c$ — относительная толщина входной кромки лопасти, причем все величины рассчитаны для среднего диаметра. Формула (11) справедлива в диапазоне параметров: $0,038 < \varphi_1 < 0,4$, $0,013 < \bar{\sigma}_1 < 0,12$.

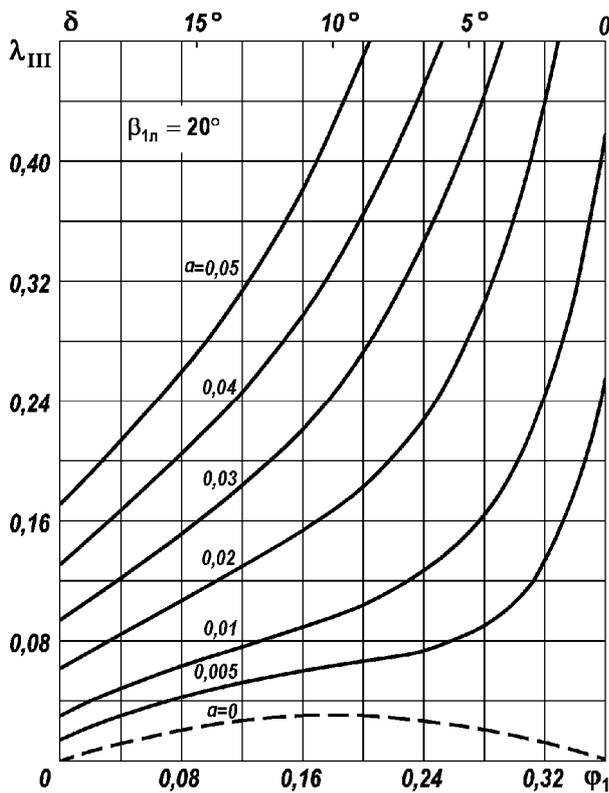


Рис. 20. Зависимость коэффициента кавитации $\lambda_{III} = f(\varphi_1, \beta_{1л}, a)$ для рабочих колес типов 1 и 2

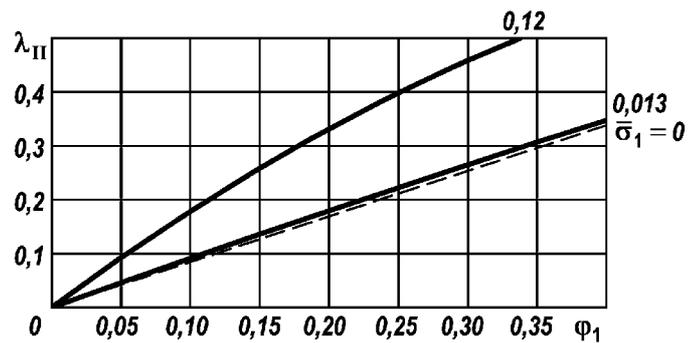


Рис. 21 Зависимость коэффициента кавитации $\lambda_{II} = f(\varphi_1, \bar{\sigma}_1)$ для рабочих колес типа 3:

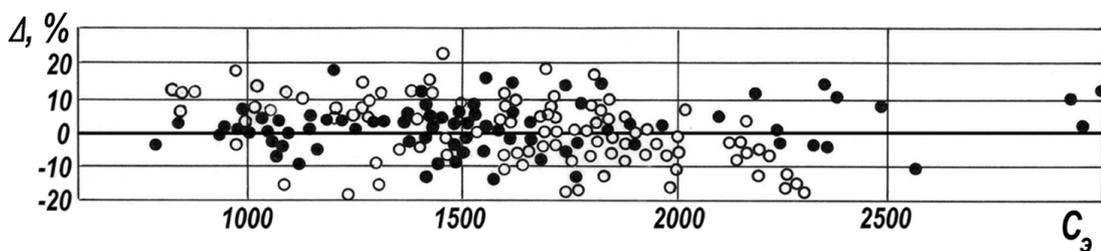


Рис. 22. Отклонения расчетных критических кавитационных коэффициентов быстроходности от экспериментальных для кавитационного срыва

На рис. 21 зависимость (11) представлена тремя кривыми при значениях $\bar{\sigma}_1 = 0, 0,013$ и $0,12$. Хотя $\bar{\sigma}_1 = 0$ выходит за границу исследованного диапазона относительных толщин, но соответствующая кривая полезна для оценки минимальных значений коэффициента кавитации. Отклонения $\Delta = (C_{кр} - C_э) / C_э$ расчетных $C_{кр}$ от экспериментальных $C_э$ для кавитационного срыва центробежных насосов $n_s = 60...250$ показаны на рис. 22. Согласие расчетных и экспериментальных данных для РК типов 1 и 2 (○) и типа 3 (●) удовлетворительное.

В качестве примера применения вышеизложенных методов расчета найдем допустимый диапазон подач для безэрозионной работы РК первой ступени питательного насоса ПН 1150-340 с параметрами: подача насоса $Q = 0,318$ м³/с, напор $H = 3515$ м, частота вращения $n = 6000$ об/мин. Насос установлен на блоке ТЭС, мощностью 300 МВт и работает в паре с бустерным насосом, который обеспечивает на входе в питательный насос допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп} = 154$ м. Зависимость $\Delta h_i(Q)$ можно рассчитать вышеизложенным численным методом. Однако для уменьшения объема работ воспользуемся эмпирическими формулами (5). По геометрическим размерам РК рассчитываем зависимость $\Delta h_i(Q)$ и на рис. 23 строим график этой зависимости. На этом же рисунке построена и линия срывного кавитационного запаса $\Delta h_{III}(Q)$. Проведем линию допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{доп} = 154$ м и найдем диапазон безэрозионной работы колеса $0,7 \leq \bar{Q} \leq 1,2$. Видно, что для расширения этого диапазона в сторону меньших подач при том же $\Delta h_{доп}$ бустерного насоса необходимо с помощью описанного численного метода создать

РК с более пологой левой ветвью $\Delta h_i(Q)$. Для этого можно попытаться применить лопасти с эллиптическими входными кромками, лопасти в форме одностороннего клина [5], лопасти с малыми углами атаки и др. Кроме того, заключаем, что бустерный насос обеспечивает работу насоса без кавитационного срыва во всем рабочем диапазоне подач.

Описанный метод вычислительного эксперимента можно рекомендовать для оптимизации проточной полости центробежных насосов по кавитационному запасу начала кавитации. Для оптимизации по срывному режиму кавитации можно использовать аналитическую формулу Руднева и эмпирическую формулу Шемеля-Шапиро.

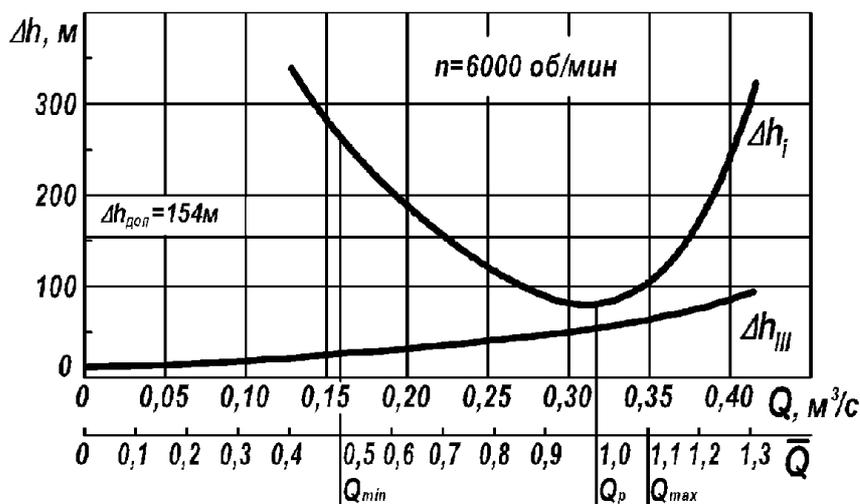


Рис. 23. Допускаемый диапазон подач для безэрозийной работы колеса питательного насоса ПН 1150-340

Библиографический список

1. Panaiotti S. S., Upendra Singh Rohatgi, Timushev S. F., Soldatov V. A., Chumachenko

- B. N. CFD Study of Prospective 1st Stage Centrifugal Impeller Design , *Proceedings 5th Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference* , 2007, San Diego, California USA , 2007.
2. Minami Shungo, Kawaguchi Kyoji, Homma Tetsuto. Experimental Study on Cavitation in Centrifugal Pump Impellers. // *Bulletin of JSME*. 1960. vol. 3, no. 9, pp. 19- 29.
3. Петров В.И., Чебаевский В.Ф. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. М.: Машиностроение. 1982. 192 с.
4. 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*. New Orleans, Louisiana. USA. 2001. — P. 1–6.
5. Schiavello B., Visser F.S. Pump cavitation — various NPSH criteria, NPSH margins, and impeller expectancy. 24th International Pump User Symposium, 2008.— P. 1 – 37.
6. 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*. Houston. Texas (USA) 23-26 Feb 2009. Proceedings. P. — 39 – 48.
7. Тимушев С. Ф., Федосеев С. Ю. Определение коэффициента начальной кавитации в центробежном насосе методом вычислительного эксперимента // *Вестник МАИ*, т. 19, №1, 2012. — С. 89 – 93.
8. Руднев С.С. Кавитация в решетке профилей конечной толщины // *Лопастные насосы*. – Л.: Машиностроение, 1975. — С. 198 – 209.
9. Панайотти С.С, Тазетдинов В.Г. Расчет и проектирование рабочих колес лопаст-

ных насосов с высокими параметрами. Математическое моделирование сложных технических систем: Сборник статей. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. — С. 88–101. (Труды МГТУ №574).

10. Шапиро А.С., Панайотти С.С., Артемьев А.А. Расчет всасывающей способности центробежных насосов // Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2007, N. 9, С. 35 – 39.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований по гранту №12-08-97568.