

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

А. А. Шейпак, Я. К. Лоханский, А. С. Поздняков



ШЕЙПАК
Анатолий
Александрович

Доктор технических наук, профессор кафедры «Электротехника, теплотехника, гидравлика и энергетические машины» Московского государственного индустриального университета. Академик Российской академии транспорта, профессор и действительный член Международной академии наук Сан-Марино, действительный член Международной академии наук и искусств. Заместитель председателя Научно-методического совета по теплотехнике, член Научно-методического совета по механике и председатель Научно-методической комиссии по гидравлике Министерства образования и науки Российской Федерации. Специалист в области термодинамики и теплотехники, гидравлических и тепловых машин различного назначения. Автор более 200 работ, в том числе трех монографий, учебника, 40 изобретений.

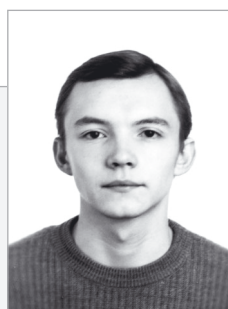
Введение

Теория и практика проектирования насосов, основанные на полуэмпирических подходах, приближенных методах расчета и многочисленных экспериментах, имеют большую историю. При таком подходе исследовательская задача



ЛОХАНСКИЙ
Ян
Константинович

Кандидат технических наук, заведующий кафедрой «Электротехника, теплотехника, гидравлика и энерготехнические машины» МГИУ. Специалист в области экспериментальной и теоретической гидрогазодинамики, численного моделирования, компьютерных технологий инженерного анализа. Автор более 30 научных работ.



ПОЗДНЯКОВ
Александр
Сергеевич

Инженер-конструктор Центра разработки нефтедобывающего оборудования ООО «ПК «Борец», аспирант кафедры «Электротехника, теплотехника, гидравлика и энергетические машины» МГИУ. Специализируется в области вычислительной гидромеханики.

упрощается путем исключения из рассмотрения локальных явлений, и решение ищется в более общей постановке. Основу расчетов при этом составляют данные, получаемые экспериментально. Однако для повышения качества изделия и его технических характеристик необходимо изучение именно локальных явлений, влияющих на работу машины. При этом определенные результаты расчетным путем получить достаточно трудно, а порой и невозможно. Постановка эксперимента, а в большинстве случаев серии экспериментов для исследования того или иного явления требует больших затрат времени и средств. Для решения данных проблем все чаще используют численное моделирование.

Вычислительная гидромеханика и основанные на ней вычислительные технологии являются мощным средством, позволяющим изучать локальные явления, моделировать течения в различных средах и машинах, получая тем самым множество данных для последующего анализа. Это позволяет разрабатывать новые изделия на основе расчетных данных, а эксперимент использовать лишь в качестве проверки полученных результатов. Применение методов вычислительной гидромеханики и основанных на них методов инженерного анализа позволяет существенно сократить требуемый объем стендовых и натурных испытаний для решения различных задач, заменяя их виртуальным (модельным) экспериментом.

Однако вычислительный эксперимент ни в коей мере не может заменить весь арсенал традиционных инструментов анализа. При разработке изделий необходимо использовать комплексный подход, включающий эксперимент и теоретические методики на основе математических моделей различного уровня. Такие модели, в зависимости от постановки задачи, позволяют анализировать изучаемые процессы

на основе точных аналитических, приближенных полуэмпирических и численных решений. Все выше сказанное можно применить к расчету насосов и построению их характеристик.

В статье представлены результаты исследований по определению рабочих характеристик центробежного насоса с использованием комплексного подхода к поставленной задаче. Комплексный подход включает:

- проведение эксперимента и получение опытных данных;
- расчет, основанный на полуэмпирических методиках;
- компьютерное моделирование работы насоса.

Эксперимент

Данная работа проводилась на базе центробежного насоса, используемого в учебном стенде лаборатории «Гидравлика» кафедры «Электротехника, теплотехника, гидравлика и энергетические машины» Московского государственного промышленного университета. Центробежный консольный насос типа 2К-9 относится к типу одноступенчатого центробежного насоса с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу. Колесо такого насоса располагается на конце вала (консоли), закрепленного в подшипниках корпуса насоса. Насос литой, материал основных частей – алюминиевый сплав. Параметры насоса приведены в табл. 1.

Схема установки для экспериментального определения характеристик центробежного насоса представлена на рис. 1.

В ходе проведения эксперимента были получены основные характеристики насоса: напорная $H(Q)$, мощностная $N(Q)$, полезная мощность $N_p(Q)$ КПД $\eta(Q)$ (рис. 2). Для аппроксимации данных и построения характеристик использовался метод наименьших квадратов.

Таблица 1

Параметры исследуемого насоса

1	Число лопаток	z	6
2	Внутренний диаметр рабочего колеса	d , мм	45
3	Наружный диаметр рабочего колеса	D , мм	130
4	Ширина рабочего колеса на входе	b_1 , мм	12
5	Ширина рабочего колеса на выходе	b_2 , мм	9
6	Угол выхода лопатки	β_2	40°
7	Толщина лопатки в окружном направлении на входе колеса	s_1 , мм	5
8	Толщина лопатки в окружном направлении на выходе колеса	s_2 , мм	9
9	Диаметр горла диффузора	$d_{\text{гор}}$, мм	34
10	Частота вращения приводного электродвигателя	n , об/мин	2880

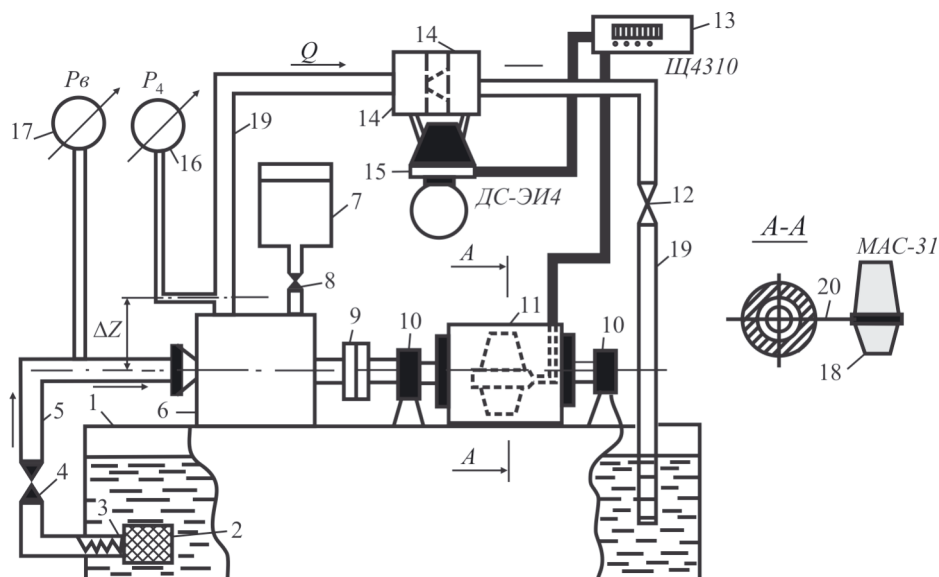


Рис. 1. Схема установки:

1 – резервуар; 2 – фильтр; 3 – обратный клапан; 4, 8, 12 – вентили; 5 – трубопровод всасывания; 6 – центробежный насос; 7 – бак; 9 – соединительная муфта; 10 – подшипники; 11 – асинхронный двигатель; 13 – цифровой преобразователь ШЧ-4310; 14 – расходомер; 15 – дифференциальный манометр; 16 – манометр; 17 – вакуумметр; 18 – электросиловой преобразователь МАС-Э1; 19 – трубопровод нагнетания; 20 – рычаг

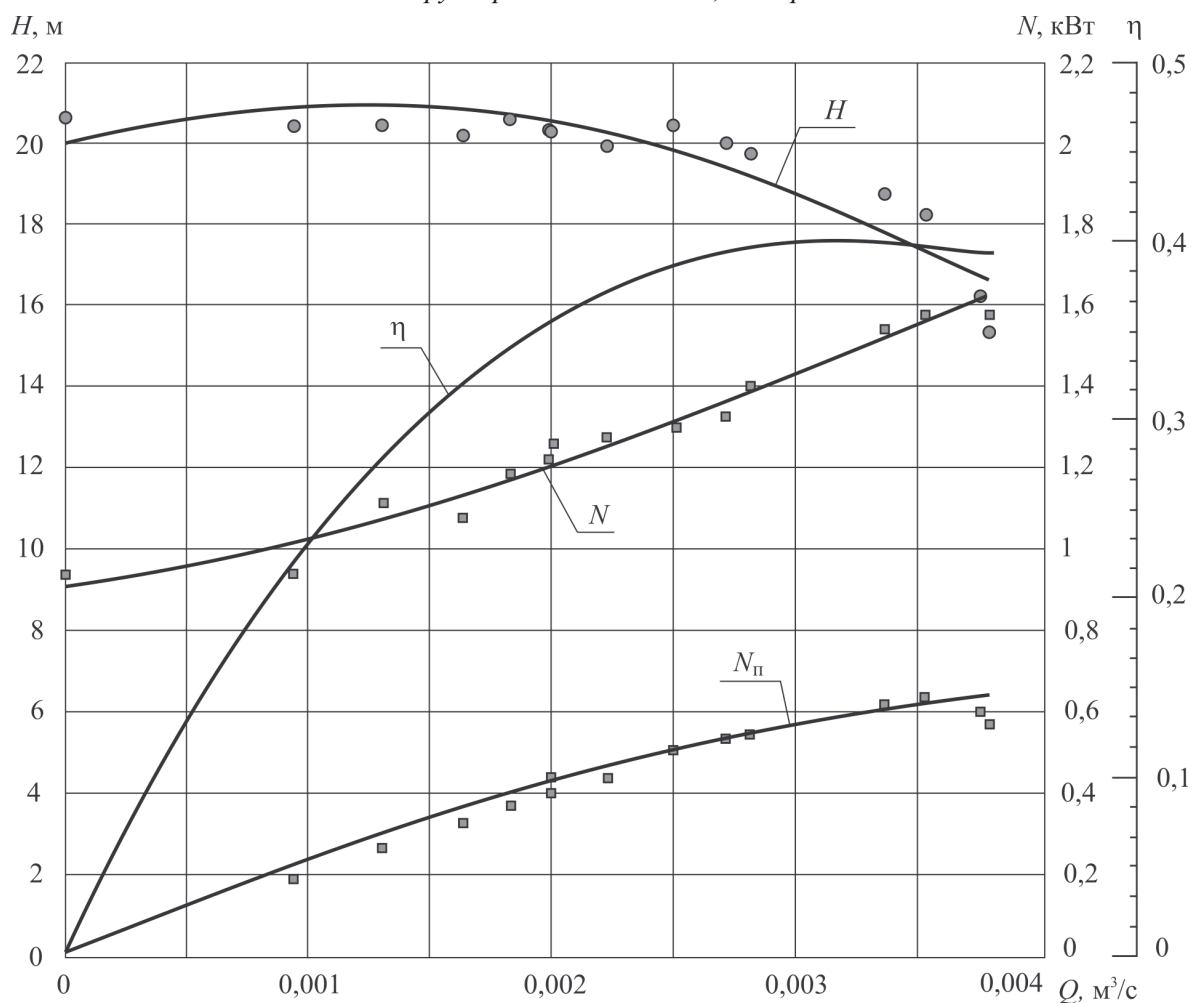


Рис. 2. Рабочие характеристики насоса

Построение напорной характеристики

Фундаментальной зависимостью, характеризующей работу насоса и широко используемой в расчетах энергетических машин, является основное уравнение теории лопастных машин или уравнение Эйлера [1, 2] для определения теоретического напора:

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{g} (V_{2u} r_2 - V_{1u} r_1) = \frac{(V_{2u} U_2 - V_{1u} U_1)}{g}, \quad (1)$$

где ω – угловая скорость вращения вала насоса; g – ускорение свободного падения; V_{1u}, V_{2u} – окружные составляющие абсолютной скорости потока жидкости на входе и на выходе рабочего колеса; U_1, U_2 – окружные скорости на входе и на выходе рабочего колеса; r_1, r_2 – входной и выходной радиусы рабочего колеса.

Данное выражение позволяет получить значения теоретического напора в допущении бесконечного числа лопаток в рабочем колесе, при котором поток можно считать осесимметричным. Для пересчета напора на конечное число лопастей существует много способов, приводимых в различных литературных источниках [1, 3]. В общем случае все они сводятся к тому, что получаемое по выражению Эйлера значение напора необходимо уточнить с помощью некоторого поправочного коэффициента и таким образом получить величину теоретического напора при конечном числе лопаток.

Величина теоретического напора при принятии гипотезы активного радиуса подсчитывается по формуле [1]:

$$H_{TY} = H_{T\infty} - \frac{U_2^2}{g} \cdot (1 - Y); \quad (2)$$

$$Y = 1 - 5 \cdot 10^{-3} \cdot \beta_2$$

для рабочих колес с углом $5^\circ < \beta_2 < 40^\circ$.

Величина теоретического напора по методу Г.Ф. Проскуры рассчитывается по формуле [2]:

$$H_{ТПР} = \left[1 - \frac{\pi}{z} \cdot \frac{\sin \beta_2 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \cdot \sin \beta_1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2} \right] \cdot H_{T\infty} \approx \frac{1}{1 + \frac{\pi}{z} \cdot \frac{\sin \beta_2 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \cdot \sin \beta_1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2}} \cdot H_{T\infty}; \quad (3)$$

где β_1 – угол установки лопатки на входе рабочего колеса.

В общем виде формулу (3) можно представить следующим образом:

$$H_T = \frac{H_{T\infty}}{1+p}, \quad (4)$$

$$p = 2 \cdot \frac{\Psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2}.$$

Коэффициент Ψ можно определить по одному из двух выражений

$$\Psi = \frac{\pi}{2} \cdot \left[\sin \beta_2 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \cdot \sin \beta_1 \right]$$

либо

$$\Psi = \beta_0 + 0,6 \sin \beta_2,$$

где $0,55 \leq \beta_0 \leq 0,65$.

Также широко известна формула для величины p , полученная на основе гипотезы о постоянстве перепада давления на единицу длины средней линии лопасти в меридианном сечении [3]:

$$p = \frac{\Psi}{z} \cdot \frac{r_2^2}{S},$$

где $S = \int_{s_1}^{s_2} r \, ds$ – статический момент средней линии лопасти.

Для лопаток с радиальным или почти радиальным направлением средней линии статический момент

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r \, dr = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2},$$

и тогда выражение для определения теоретического напора через статический момент не отличается от выражения (3).

Наиболее известной формулой для уточнения теоретического напора является выражение Стодолы [3]:

$$H_{T(C)} = \frac{V_{2u} \cdot U_2}{g} = \mu_2 \cdot \frac{U_2^2}{g}, \quad (5)$$

$$\mu_2 = \frac{V_{2u}}{U_2} = 1 - \frac{V_{2m}}{U_2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 - \frac{\pi}{z} \cdot \left(1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right) \cdot \sin \beta_2,$$

где V_{2m} – меридианная составляющая абсолютной скорости потока жидкости на выходе рабочего колеса.

На основе данного выражения появилась поправка Стодолы–Майзеля для определения теоретического напора с конечным числом лопаток

с поправочным коэффициентом, полученным в КБ ХИММАШ [1]:

$$H_{T\text{С-М}}(Q) = \frac{V_{2u} \cdot U_2}{g} = (V_{2u\infty} - k \cdot \frac{\pi}{z} \cdot U_2 \cdot \sin \beta_2) \cdot \frac{U_2}{g}, \quad (6)$$

где $V_{2u\infty}$ – окружная составляющая абсолютной скорости потока жидкости на выходе рабочего колеса при бесконечном числе лопаток; $k = 0,7$.

Зависимости теоретического напора от расхода жидкости, рассчитанные по вышеприведенным формулам, представлены на рис. 3.

В дальнейших расчетах значение теоретического напора берется из выражений (2) и (6).

Для получения реальной напорной характеристики насоса необходимо знать зависимость отдельных составляющих гидравлических потерь от величины подачи. В первом приближении целесообразно разделить суммарные ги-

дравлические потери на две составляющие: на участке от точки измерения давления на входе в насос до выходного сечения рабочего колеса и на участке от выходного сечения рабочего колеса до точки измерения давления на выходе из насоса [1]. Первая составляющая – потери в лопастном или рабочем колесе ΔH_k , а вторая – потери в отводящем устройстве (спиральный отвод и диффузор) ΔH_o . Тогда действительный напор насоса определяется по следующему выражению:

$$H = H_T - \Delta H_k - \Delta H_o. \quad (7)$$

В научной литературе приводятся следующие формулы для определения потерь:

$$\Delta H_k = \zeta_k \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}; \quad (8)$$

$$\Delta H_o = \zeta_o \cdot \frac{V_{2u}^2}{2g}, \quad (9)$$

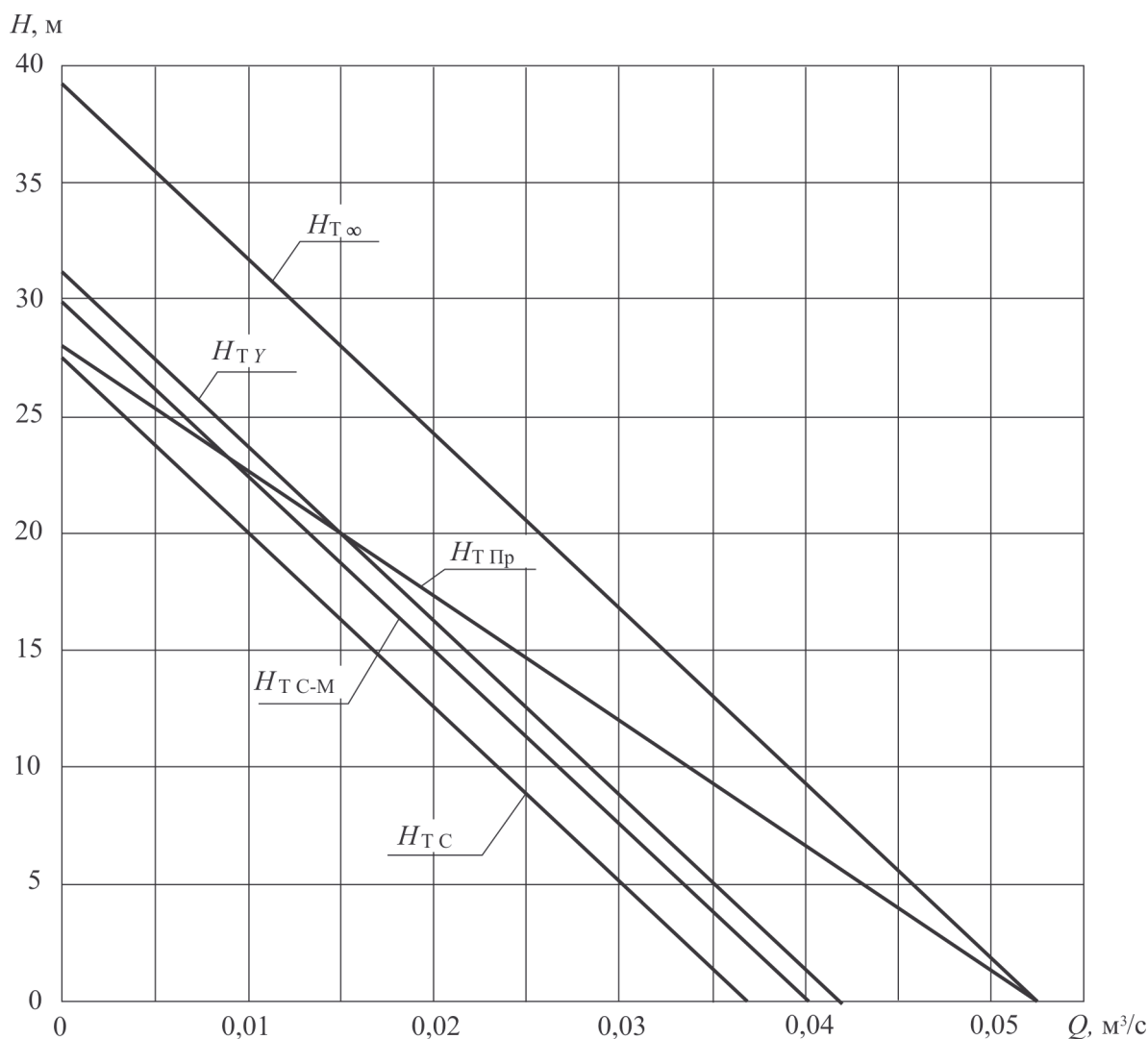


Рис. 3. Зависимость теоретического напора от расхода жидкости

где ζ_k, ζ_o – соответственно коэффициенты потерь в колесе и отводе; W_1 – относительная скорость потока жидкости на входе рабочего колеса.

Для определения коэффициента гидравлических потерь в рабочем колесе центробежного насоса используется эмпирическая формула:

$$\zeta_k = \frac{3}{(1-h)^2 + 3}; \quad (10)$$

$$h = \frac{W_{2u}U_2 - W_{1u}U_1}{gH_T} = 1 - \frac{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}{1 - \frac{V_{2m}}{U_2 \cdot \tan \beta_2}},$$

где W_{1u}, W_{2u} – окружные составляющие относительной скорости потока жидкости на входе и на выходе рабочего колеса.

Для спиральных отводов с диффузорами, имеющими оптимальный угол раскрытия порядка 8° – 12° , можно отметить, что в первом приближении все отводы геометрически и кинематически подобны, а, следовательно, гидравлические потери в них на оптимальном режиме можно обобщить одним коэффициентом потерь. В работе принимали $\zeta_o = 0,2$.

При дальнейшем расчете необходимо учесть два важных момента. Во-первых, вышеприведенные расчетные формулы (7)–(10) справедливы только для оптимального режима работы насоса. Для исследуемого насоса таким режимом является работа на подаче $Q = 2,50 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Во-вторых, данные формулы приводятся для насосов с гидравлически гладкими каналами, т.е. в выражениях не учитывается шероховатость проточной части. Однако шероховатость рабочих поверхностей насоса может оказывать существенное влияние на вид характеристики и на значения энергетических параметров. Поэтому в работе нами предложена зависимость для уточнения коэффициентов гидравлических потерь:

$$\zeta_k^* = \zeta_k \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{шер}}}{\lambda_{\text{гл}}}\right) \text{ – для колеса,}$$

$$\zeta_o^* = \zeta_o \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{шер}}}{\lambda_{\text{гл}}}\right) \text{ – для отвода,} \quad (11)$$

где $\lambda_{\text{гл}}, \lambda_{\text{шер}}$ – коэффициенты Дарси для гидравлически гладких и шероховатых труб соответственно.

Расчеты были проведены при различных значениях эквивалентной шероховатости Δ_s в пределах от 0,1 до 0,8 мм. Разброс точек по значению напора при этом составляет порядка 8 м. Для исследуемого насоса наиболее точное соответствие расчета экспериментальным данным наблюдается при эквивалентной шероховатости $\Delta_s = 0,1$ – $0,3$ мм (рис. 4). Значения действитель-

ных напоров H_y и H_{c-m} определены с учетом поправок (2) и (6) соответственно.

Расчетные значения напорной характеристики на всей исследуемой области подачи жидкости получены с использованием эмпирической зависимости относительного гидравлического КПД от относительной подачи насоса [1]:

$$\bar{\eta} = 0,65 + 0,80\bar{Q} - 0,55\bar{Q}^2 + 0,10\bar{Q}^3, \quad (12)$$

$$\bar{\eta} = \frac{\eta_r}{\eta_{r \max}}, \quad \bar{Q} = \frac{Q}{Q(\eta_{r \max})},$$

где $Q(\eta_{r \max})$ – подача, соответствующая режиму максимального гидравлического КПД ($\eta_{r \max}$).

Тогда действительный напор при $\eta_r = \bar{\eta} \cdot \eta_{r \max}$

$$H = H_T \cdot \eta_r \quad (13)$$

Сравнивая полученные напорные характеристики (рис. 4), можно заметить, что вблизи оптимального режима работы насоса (т.е. в области подачи $0,002$ – $0,003 \text{ м}^3/\text{с}$) расчет дает результаты, близкие к опытным данным (отклонение составляет порядка 5–8%). При $\bar{Q} < 0,6$ и $\bar{Q} > 1,5$ ($Q < 1,3 \text{ л/с}$ и $Q > 3,6 \text{ л/с}$) наблюдается существенное различие расчетной зависимости от экспериментальной. Это вызвано тем, что при отклонении от рабочего режима работы на входе в рабочее колесо и на выходе из него возникают мощные нестационарные вихревые обратные потоки жидкости, вызывающие дополнительные потери на так называемое гидравлическое торможение. На этих режимах уравнение Эйлера, полученное в предположении стационарного течения, не будет справедливым и поэтому результаты расчета сильно отличаются от опытных данных.

Вычислительный эксперимент

Согласно комплексному подходу следующим этапом является численное моделирование работы насоса и получение на его основе интегральных характеристик. Для решения данной задачи использовался сертифицированный программный продукт CFD анализа STAR-CD* [4–6].

Моделирование осуществлялось в двумерной (плоской) постановке. В качестве основы модели использовались параметры исследуемого насоса. Сеточная модель разбивалась на две области: область, связанная с рабочим колесом, и область, связанная с выходным устройством (рис. 5). Лопатки колеса моделировались в виде тонких перегородок.

* Лицензия предоставлена по соглашению № 3703-08

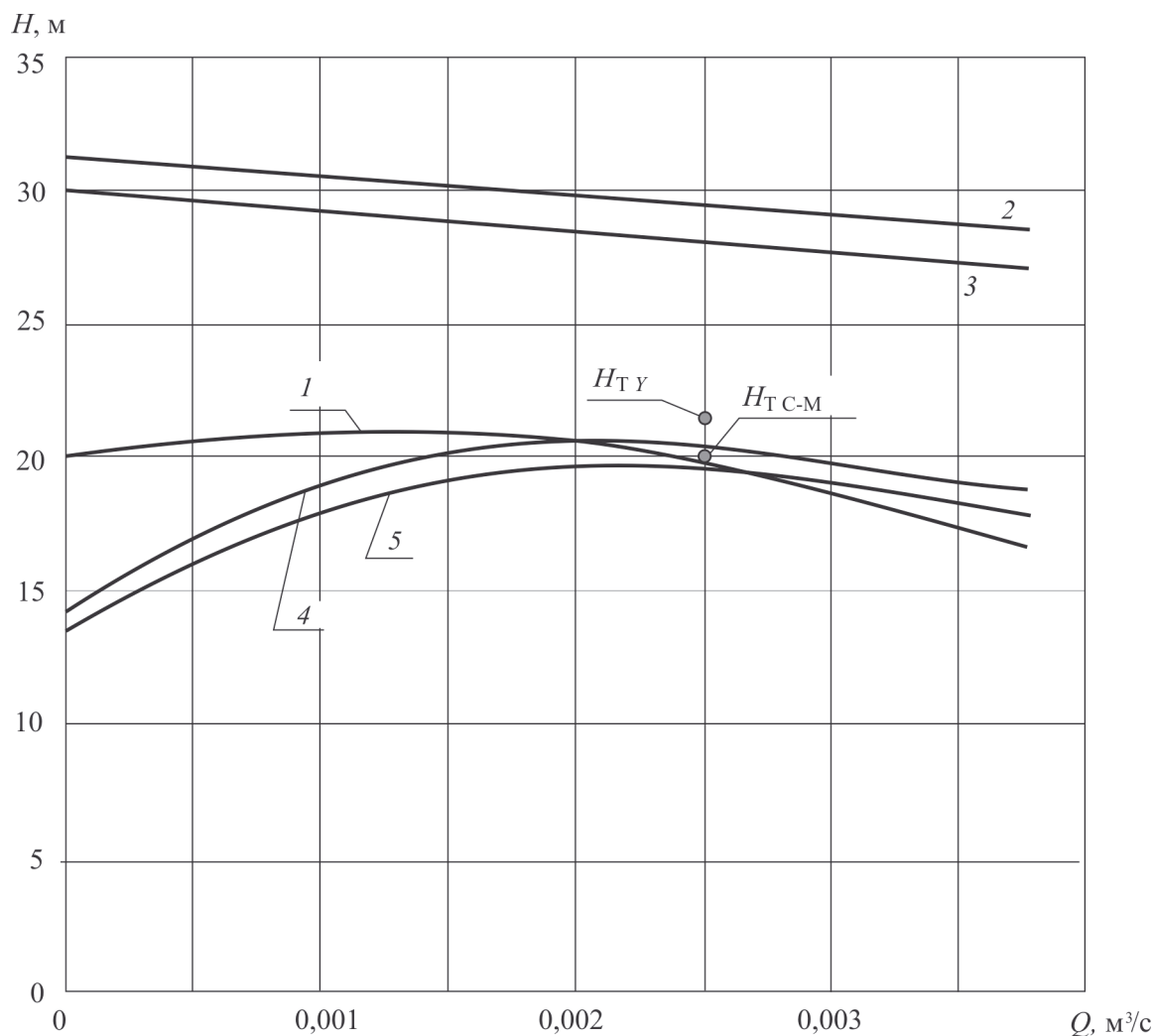


Рис. 4. Действительная (H) и расчетные напорные характеристики:

1 – экспериментальная зависимость $H(Q)$ (см. рис. 2);

2, 3 – теоретический напор с использованием формул (2) и (6) соответственно;

4, 5 – действительный напор с использованием формул (2), (6) и (13);

точки H_{TY} и H_{TC-M} – значения действительного напора соответственно по формулам (2) и (6) с учетом (7)

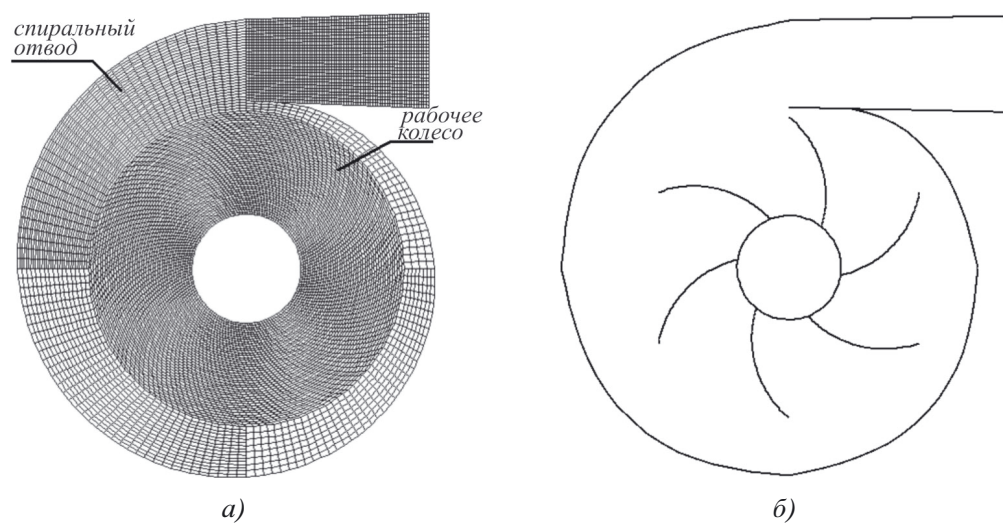


Рис. 5. Модель насоса в программе STAR-CD: а) сеточная модель; б) профиль лопаток

Рабочей жидкостью являлась вода. Рассматривалось вязкое турбулентное течение и использовалась модель турбулентности K-Epsilon.

На входе в рабочее колесо задавались значения скоростей, соответствующие определенной подаче насоса. На выходе из диффузора задавались нулевые значения градиентов всех параметров, при которых параметры из приграничных ячеек «сносятся» на границу.

В зоне сопряжения подвижных и неподвижных частей (в данном случае рабочего колеса и спирального отвода) возникают внутренние границы, на которые накладываются дополнительные граничные условия «скольжения». Эти условия должны обеспечить передачу параметров с выхода рабочего колеса на вход отводящего устройства. В программе STAR-CD имеется несколько вариантов передачи параметров с подвижной сетки на неподвижную как при стационарном, так и нестационарном режимах течения жидкости. В данной работе режим течения предполагался стационарным. Такая постановка задачи более проста и легка в осуществлении, требует меньше затрат времени на подготовку модели и получения решения по сравнению с нестационарной постановкой. Но при этом стоит отметить, что в данном случае решение можно получить только при условии установившегося течения жидкости, а, следовательно, такой подход при моделировании работы центробежного насоса применим в ограниченной области подач жидкости – близких к оптимальному режиму работы, где течение, с некоторыми допущениями, можно считать установившимся.

В работе использовался неявный метод получения решения. Разностная сетка рабочего колеса связывалась с системой координат, обладающей угловой скоростью $\omega = 301,44$ рад/с (2880 об/мин), а сетка, связанная с выходным устройством, – с неподвижной системой координат ($\omega = 0$). Вся расчетная область рассматривалась как единое целое для решения уравнений полей течения, т.е. сетка непрерывна на границе вращающихся областей, а ячейки через границу связаны неявно, через дополнительные члены и коэффициенты уравнений, учитывающие разницу скоростей вращения. Формально это означает отсутствие специальных границ для определения связи между областями.

В ходе проведения численного эксперимента были получены поле давлений (рис. 6) и поле скоростей (рис. 7). При решении задачи с помощью численного моделирования можно не использовать понятие теоретического напора, а напрямую получать величину действительного напора насоса по осредненным значениям давления и скоростей на выходе из насоса. По результатам численного моделирования построена напорная характеристика в интервале подач 0,0015–0,00325 м³/с, которая представлена на рис. 8. В остальной области подач жидкости течение нельзя считать установившимся, и поэтому решение в стационарной постановке получить не удалось.

Сравнивая результаты натурного и численного экспериментов, можно заметить качественное соответствие экспериментальной и расчетной характеристик. При этом в рабочем диапазоне расхождения результатов не превышают 5%.

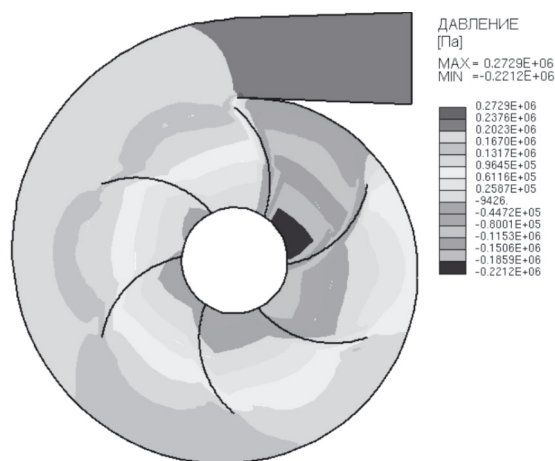


Рис. 6. Поле давлений

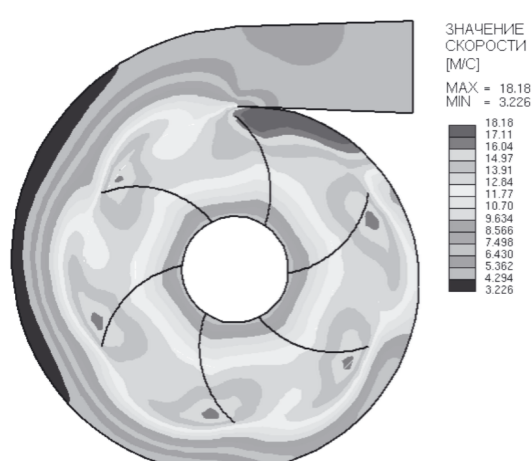


Рис. 7. Поле скоростей

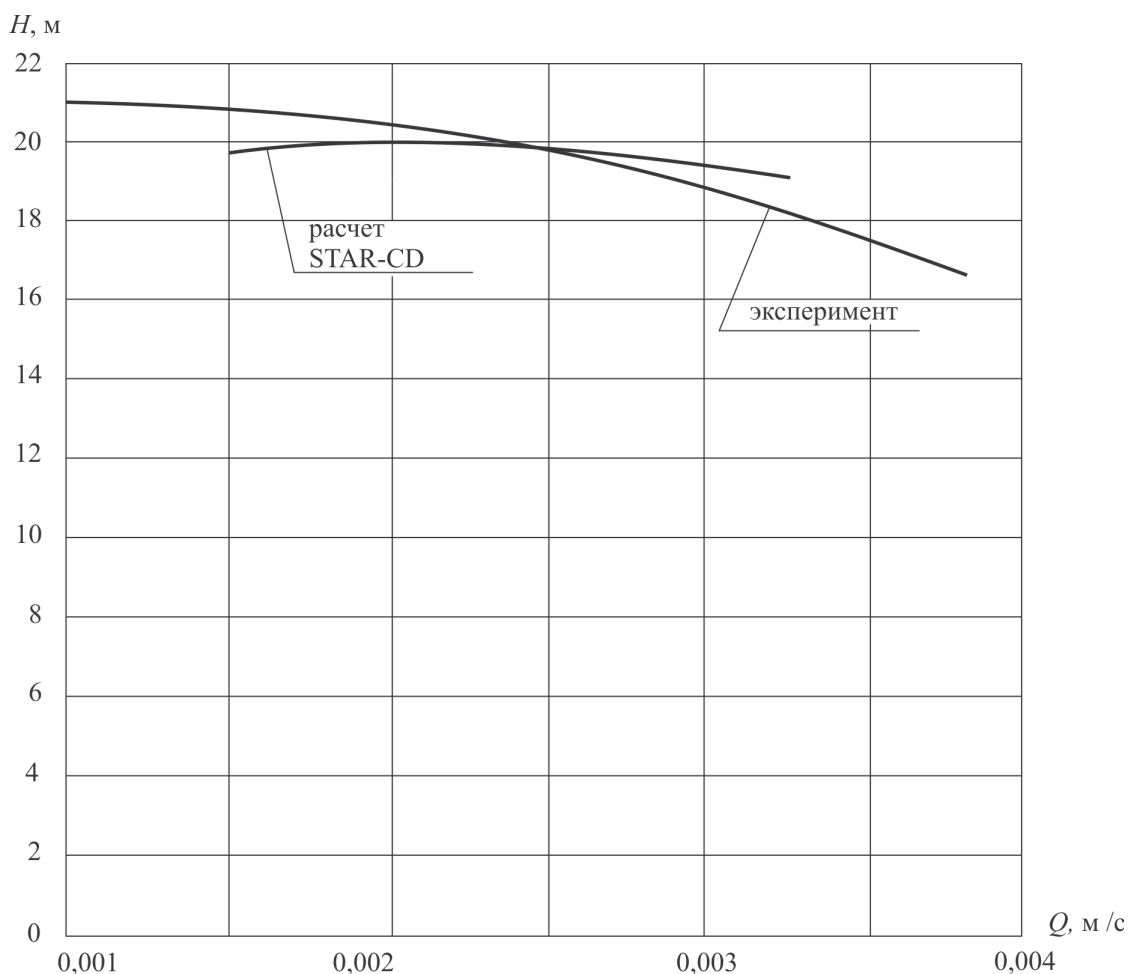


Рис. 8. Расчетная и экспериментальная напорные характеристики

Закключение

В ходе данной работы изучались различные методы определения напорных характеристик насосов: был осуществлен физический эксперимент, сделан расчет, основанный на полуэмпирических методиках, а также проведено численное моделирование работы насоса с использованием программного комплекса STAR-CD.

Расчет, основанный на полуэмпирических методиках, при определении составляющих гидравлических потерь можно дополнить выражением (11), позволяющим учесть шероховатость проточной части насоса и тем самым получить действительное значение напора на расчетном режиме.

Вблизи оптимального режима работы насоса результаты расчетов близки к экспериментальным данным. Поэтому для построения характеристики в рабочем диапазоне можно использовать как полуэмпирические, так и численные методики расчета.

В области подач жидкости, лежащих вне рабочего режима насоса, полуэмпирические

методики плохо согласуются с результатами эксперимента. Численное моделирование для данного диапазона подач необходимо проводить в нестационарной постановке.

Список литературы

1. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч. 2.: Гидравлические машины и гидропневмопривод / Под ред. А.А. Шейпака. – М.: МГИУ, 2008. – 352 с.
2. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
3. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / Пер. с нем. – М.: Машгиз, 1960 – 428 с.
4. CD-adapco Group, Methodology. STAR-CD version 3.26 _ CD adapco: 2005.
5. CD-adapco Group, User Guide. STAR-CD version 3.26 _ CD adapco: 2005.
6. CD-adapco Group, Tutorials. STAR-CD version 3.26 _ CD adapco: 2005.