

УДК 621.65.01:532.5

С. И. ХАРЧУК, А. В. БОЛДЫРЕВ, С. М. ЖИЖИН

РАСЧЕТ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ЧИСЛЕННЫМ МЕТОДОМ

Объектом исследования является центробежный одноступенчатый бессальниковый электронасос БЭН 221/1-ОС для перекачки нефтепродуктов. Авторами проведено сравнение паспортных и расчетных напорных характеристик насоса, полученных на основе упрощенной теоретической методики (на базе основного уравнения лопастных насосов) и численного эксперимента (в пакете гидродинамического моделирования Fluent 6.1 при помощи многосеточного решателя и метода контрольных объемов). Представлены геометрия расчетной области, параметры сетки и решателя, физические модели и граничные условия, а также алгоритм построения напорной характеристики. Результаты расчетов во Fluent в рабочем диапазоне подач от 320 до 620 м³/ч удовлетворительно согласуются с паспортными данными (в пределах 3%). Однако при малых подачах, где реальная напорная характеристика имеет «западающий» участок, расхождение увеличивается до 36%. Следует отметить, что полученная в численном эксперименте характеристика качественно и количественно ближе к действительной, чем теоретическая. *Центробежный насос ; теория подобия ; характеристики насоса ; трехмерная модель ; численное моделирование ; расчетная область*

ВВЕДЕНИЕ

Одна из главных проблем современного машиностроения – ресурс- и энергосбережение. Она обуславливает необходимость создания более эффективных машин и механизмов, а также стремление к уменьшению затрат на разработку новой техники. В полной мере это относится и к отрасли производства лопастных насосов.

Совершенствование конструкции насосного агрегата невозможно без детального знания картины пространственных течений. Движение жидкости в каналах этих гидромашин отличается особой сложностью из-за влияния формы лопаток, вращения, турбулентности, отрывов потока и др. явлений, и поэтому старые способы проектирования лопастных насосов используют либо методики с приблизительными поправочными коэффициентами, либо уже существующие, зарекомендовавшие себя конструкции в качестве образцов (метод подобия) [16, 13]. Очевидными являются и их недостатки: в первом случае – неоднозначность эмпирических коэффициентов, а во втором – невозможность получения полного подобия натурной машины

и модели и учета сложных гидродинамических процессов, протекающих в насосе. Чтобы в полной мере отвечать требованиям заказчика, спроектированный насос нуждается в дополнительной доработке (например, обточке рабочего колеса [15]), то есть неизбежны материальные и временные затраты.

В настоящее время применяется целый ряд пакетов прикладных программ, предназначенных для моделирования потоков в устройствах сложной формы (Fluent, ANSYS CFX, STAR-CD и др.). Численное моделирование позволяет оценить рабочие параметры и характеристики будущего насоса еще до его изготовления и внести необходимые изменения, а значит, сократить издержки производства.

Но и здесь встречаются свои трудности, связанные с адекватностью используемых математических моделей, с корректным выбором вида аппроксимации членов уравнений, с построением расчетной сетки требуемого качества и со степенью детализации различных свойств течения [6]. Большое количество публикаций, посвященных решению этих задач в турбомашинах, подтверждает актуальность тематики.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Статья Русанова и Ершова [9] содержит обзор проблем, возникающих при численном моделировании потоков в центробежных и осевых компрессорах. Зависимость решения от начального приближения и наличие областей неустойчивости на рабочих характеристиках приводит авторов к идее начинать расчет с режима запираания, а его результат использовать в качестве начальных условий для определения параметров следующей точки с меньшей подачей и т. д., пока не будет достигнута граница помпажа. Склонность течений к отрывам вынуждает не только адекватно выбирать модель турбулентной вязкости, но и применять разностные схемы с малой схемной вязкостью. Кроме того, при помощи численных экспериментов рассматриваются методы улучшения формы меридиональных обводов поворотного канала для уменьшения потерь энергии в многоступенчатых насосах.

Теми же авторами [10] для программы FlowER разрабатывается новый численный метод, позволяющий моделировать пространственные нестационарные вязкие течения в многоступенчатых турбомашинах с учетом таких эффектов, как прохождение следов через канал ротора, нестационарные нагрузки на лопатках и др. При этом для учета нестационарного взаимодействия течений в роторе и статоре предлагаются зависимости, определяющие параметры потока на границах периодичности и на поверхностях скольжения (интерфейсах) между подвижной и неподвижной областями в произвольный момент времени.

Барашковым и Шмелевым [2] проводится нестационарный численный расчет одноступенчатого центробежного компрессора в программном комплексе FlowVision в трехмерной постановке. Для определения действующих сил и моментов и получения качественных зависимостей степени повышения полного давления и КПД от расхода используются турбулентная модель $k-\epsilon$ с пристенными функциями, модель течения в зазорах, адаптация сетки в пограничных слоях, модель скользящих сеток (интерфейсы между расчетными доменами колеса и отвода). В качестве граничных условий выбираются полное давление и температура на входе и среднерасходная скорость на выходе, а критерием установившегося течения выступает равенство расходов на входе и выходе расчетной области.

Статьи [4, 5] посвящены исследованию осевого многоступенчатого компрессора в среде CFX. Особое внимание обращено на качество расчетной сетки (1300000 структурированных гексагональных ячеек, отношение сторон ячеек ≤ 150 и углы их скоса $15\div 165^\circ$, не менее 15 ячеек в пограничном слое и 120 вдоль лопатки и проч.). Используются технология скользящих сеток, условия окружной периодичности (для расчета только одного межлопастного канала каждого колеса и направляющего аппарата), модель вязкой сжимаемой жидкости. На входной границе задаются полное давление и температура, на выходе – или статическое давление, или параметры экстраполируются по значениям внутри домена. Полученные в результате расчета рабочие характеристики и распределение газодинамических параметров по высоте канала доказывает адекватность применения модели турбулентности $k-\omega$ SST (с пристенными функциями) для описания течений жидкости в компрессорах. Установлено, что наибольшие потери энергии происходят из-за почти прямого скачка уплотнения на периферии колеса. Авторы прогнозируют пространственную деформацию лопатки под действием центробежных и газодинамических сил с помощью программы ABAQUS и на основе этого уточняют численный расчет.

В работе [11] рассчитывается установившееся поле полных давлений вязкой несжимаемой жидкости в центробежном насосе XPO 1000/34 с использованием стандартной $k-\epsilon$ модели турбулентности Fluent и модели подвижных систем координат. Полученное решение удовлетворительно согласуется с экспериментом и позволяет выявить зоны обратных течений в спиральном отводе, приводящие к снижению КПД. Более детальному исследованию препятствует двухмерная постановка задачи.

Целью данной работы являлось выявление возможности построения напорной характеристики центробежного насоса на основе результатов численного моделирования. Перед авторами были поставлены следующие задачи:

1) построить напорную характеристику $H_{\text{теор}} = f(Q)$ по упрощенной теоретической методике, основанной на осредненных интегральных параметрах потока;

2) построить напорную характеристику $H_{\text{числ}} = f(Q)$, каждая точка которой определялась при помощи пакета Fluent на основе многосекционного метода контрольных объемов [8, 12];

3) сопоставить полученные результаты с экспериментом $H_{\text{эсп}} = f(Q)$ и проанализировать причины возможных расхождений.

Объектом исследования являлся центробежный одноступенчатый бессальниковый электронасос БЭН 221/1–ОС. Основные характеристики рабочего колеса исследуемого насоса и свойства рабочей жидкости (дизельного топлива), для которых был выполнен расчет, перечислены в табл. 1.

Таблица 1
Основные характеристики рабочего колеса и свойства рабочей жидкости

| | |
|---|---------|
| Число лопаток | 7 |
| Частота вращения рабочего колеса, об/мин. | 3000 |
| Радиус колеса на выходе R_2 , мм | 132,5 |
| Ширина лопатки на выходе b_2 , мм | 35 |
| Угол наклона лопатки на выходе $\beta_{л2}$, град. | 30 |
| Толщина лопатки на выходе δ_2 , мм | 6 |
| Радиус колеса на входе R_1 , мм | 66 |
| Ширина лопатки на входе b_1 , мм | 65 |
| Угол наклона лопатки на входе $\beta_{л1}$, град. | 20 |
| Толщина лопатки на входе δ_1 , мм | 3 |
| Плотность жидкости при 40 °С, кг/м ³ | 865,4 |
| Динамическая вязкость жидкости при 40 °С, Па·с | 0,00415 |

2. ПОСТРОЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

По предложенной в [13, 15, 16] методике сначала рассчитывается теоретический напор насоса с радиальным входом при допущении бесконечного числа тонких лопаток и без учета потерь

$$H_{t\infty} = \frac{C_{u2\infty} U_2}{g}, \quad (1)$$

где $C_{u2\infty}$ – окружная составляющая абсолютной скорости жидкости на выходе колеса при допущении бесконечного числа тонких лопаток; U_2 – окружная скорость жидкости на выходе колеса; g – ускорение свободного падения.

При указанном допущении угол наклона лопатки на выходе колеса $\beta_{л2}$ равен углу выхода потока β_2 (угол между отрицательным направлением окружной скорости U_2 и относительной скоростью жидкости на выходе колеса W_2). Тогда

$$C_{u2\infty} = U_2 - C_{m2} \text{ctg}(\beta_{л2}), \quad (2)$$

где C_{m2} – меридиональная скорость на выходе колеса.

$$C_{m2} = \frac{Q_N}{S_{m2}}, \quad (3)$$

где Q_N – подача насоса; S_{m2} – площадь нормального сечения меридионального потока на выходе из колеса.

Характеристика насоса $H_{t\infty} = f(Q)$ при допущении бесконечного числа тонких лопаток и без учета потерь будет линейной (рис. 1).

Затем определяется коэффициент конечного числа лопастей μ_2 (с помощью формулы Стодоль-Майзеля [13]) и теоретический напор насоса без учета потерь

$$H_t = \mu_2 \cdot H_{t\infty}. \quad (4)$$

Характеристика насоса без учета потерь $H_t = f(Q)$ показана на рис. 1. После этого находят потери напора $\Delta h_{\text{пот}}$ по эмпирическим формулам: ударные потери $\Delta h_{\text{уд}}$ (вызванные большими углами атаки), потери на трение $\Delta h_{\text{тр}}$ и местные потери $\Delta h_{\text{м}}$ (на внезапное расширение и сужение потока при входе и выходе в колесо, на поворот потока в межлопастном канале и др.)

$$\Delta h_{\text{пот}} = \Delta h_{\text{уд}} + \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{м}}. \quad (5)$$

Отсюда вычисляется теоретический напор насоса $H_{\text{теор}}$ и строится теоретическая напорная характеристика $H_{\text{теор}} = f(Q)$ (рис. 1)

$$H_{\text{теор}} = H_t - \Delta h_{\text{пот}}. \quad (6)$$

3. ПОСТРОЕНИЕ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧИСЛЕННЫМ МЕТОДОМ

3.1. Постановка задачи

На рис. 2 приведен общий вид расчетной области, включающей моделируемое центробежное рабочее колесо закрытого типа с семью лопатками, загнутыми против направления вращения (ось вращения ОХ), и неподвижный безлопаточный диффузор в качестве отвода. Геометрия колеса воспроизведена в программе КОМПАС-3D по данным непосредственного измерения детали и экспортирована в предпроцессор Gambit 2.1.2 для построения сетки.

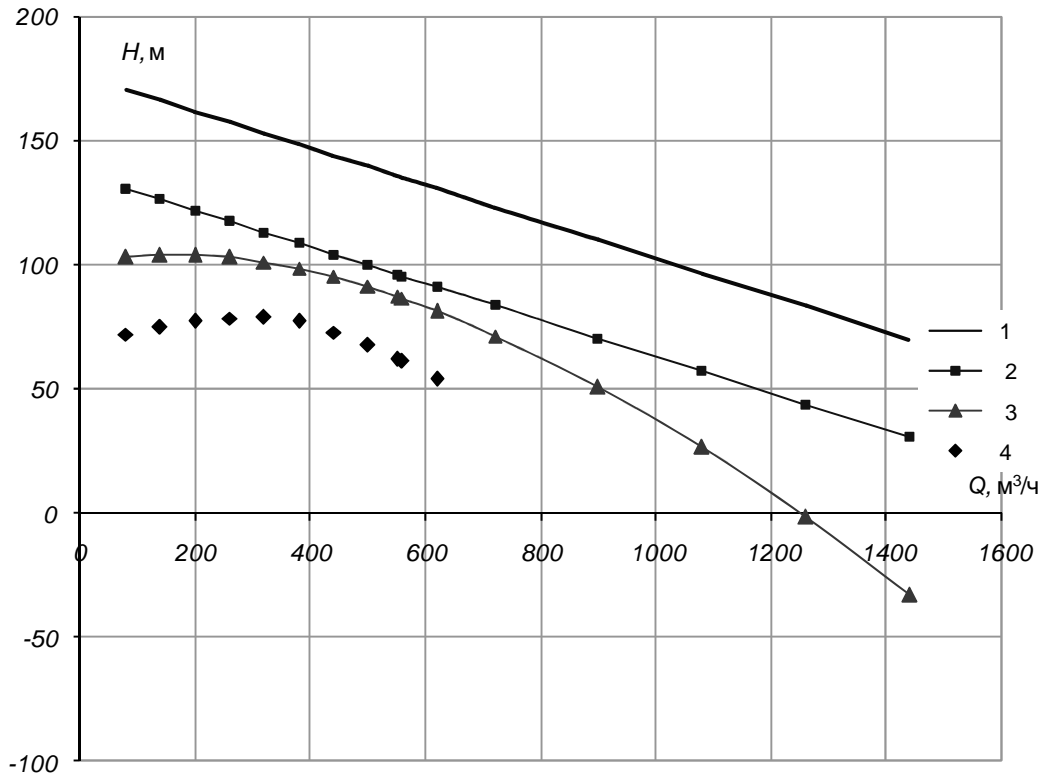


Рис. 1. Теоретическая напорная характеристика насоса (1 – $H_{r\infty}(Q)$, 2 – $H_r(Q)$, 3 – $H_{теор}(Q)$, 4 – эксперимент)

Численное моделирование было выполнено отдельным решателем (Segregated Solver) программы Fluent 6.1.18 для установившегося по времени пространственного движения вязкой несжимаемой жидкости без учета теплообмена. В качестве модели турбулентности в первом приближении была выбрана высокорейнольдсовая стандартная модель k-ε (Standard k-ε), а для расчета пограничного слоя на твердых стенках – стандартные пристенные функции («закон стенки» и гипотеза Лаундера и Сполдинга о локальной равновесности турбулентной кинетической энергии) [3, 7, 14].

Для расчета сложного движения жидкости, включающего относительное движение внутри подвижных и неподвижных проточных каналов и переносное вращательное движение вместе с рабочим колесом, была применена модель нескольких систем координат (Multiple Reference Frame), при допущении, что поток между подвижной и неподвижной частями расчетной области почти однороден и стационарен и частота вращения колеса постоянна ($n = 3000$ об/мин). Каждая подобласть при этом имеет свою систему координат, в которой записаны уравнения движения жидкости, а скорость абсолютного движения v связана со скоростью относительного движения жидкости v_r векторным соотношением [1]

$$v = v_r + \Omega \times r, \quad (7)$$

где Ω – вектор угловой скорости вращения рабочего колеса; r – радиус-вектор во вращающейся системе координат.

Модель построена таким образом, что значения скоростей в смежных точках на интерфейсных поверхностях между колесом и отводом равны друг другу.

Левая часть уравнений Навье-Стокса, записанных для проекций относительных скоростей, также преобразуется

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_r) + \nabla(\rho v_r, v_r) + \\ & + \rho(2\Omega \times v_r + \Omega \times \Omega \times r) + \rho \frac{\partial \Omega}{\partial t} \times r, \end{aligned} \quad (8)$$

где $\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_r)$ – локальная составляющая; $\nabla(\rho v_r, v_r)$ – конвективная составляющая; $\rho(2\Omega \times v_r + \Omega \times \Omega \times r)$ – составляющая от силы Кориолиса и от центробежной силы; $\rho \frac{\partial \Omega}{\partial t} \times r$ – составляющая от углового ускорения (в модели Multiple Reference Frame равна нулю).

Ставились следующие граничные условия.

На входе – Velocity-Inlet: абсолютная скорость жидкости в каждой точке сечения (в рассматриваемом случае – входная меридиональная скорость), направление потока – нормально границе. Интенсивность турбулентности определялась в зависимости от пропускаемого расхода по рекомендации [1] как для установившегося турбулентного течения жидкости в канале $I_{\text{turb}} = 0,18 \cdot (\text{Re}_d)^{1/8}$, где число Рейнольдса Re_d определялось через гидравлический диаметр входа в колесо $D_{r1} = 195$ мм (в таком случае параметры турбулентности k и ε вычисляются по полуэмпирическим зависимостям).

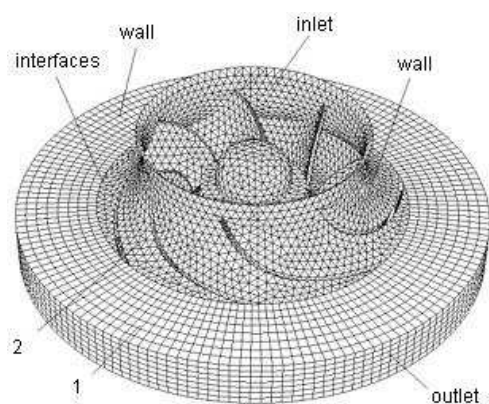


Рис. 2. Геометрия расчетной области с построенной сеткой (1 – отвод, 2 – рабочее колесо, inlet – входное граничное условие, outlet – выходное граничное условие, wall – стенки колеса и отвода, interfaces – интерфейсные поверхности колеса и отвода)

На выходе – Pressure-Outlet: статическое давление в каждой точке сечения, направление и параметры противотоков – нормально границе, интенсивность турбулентности противотоков 5% и гидравлический диаметр выхода из колеса $D_{r2} = 70$ мм (заданы ориентировочно, так как нет экспериментальных данных по возвратным течениям в данном насосе).

На стенке колеса – Wall: нулевая касательная скорость (условие «прилипания» к стенке), нулевая скорость самой стенки относительно вращающейся системы координат (т. е. стенка движется вместе с ней синхронно). На стенке отвода – Wall: нулевая касательная скорость (условие «прилипания» к стенке), нулевая скорость самой стенки относительно абсолютной инерциальной системы координат (т. е. стенка неподвижна).

Расчет численной напорной характеристики осуществлялся в следующей последовательности:

1) для выбранного из диапазона $100 \div 650$ м³/ч значения подачи насоса Q_n определялись интенсивность турбулентности и меридиональная скорость v_{m1} на входной границе

$$v_{m1} = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot D_{r1}^2}; \quad (9)$$

2) на выходе всегда задавалось нулевое статическое давление, так как в данном случае результатом является лишь перепад полных давлений между входом и выходом;

3) выполнялась инициализация решения (начальное приближение для всех ячеек домена) по входному граничному условию;

4) совершался численный расчет и по его итогам (перепаду полных давлений p_1, p_2) вычислялся напор насоса, соответствующий выбранной подаче (точка на напорной характеристике)

$$H_{\text{числ}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}; \quad (10)$$

5) повторяя действия 1-4 для других значений подач насоса (всего 11 точек), определялись остальные точки и строилась численная напорная характеристика насоса $H_{\text{числ}} = f(Q)$.

3.2. Вычислительные аспекты задачи

Подобласть рабочего колеса была покрыта равномерной неструктурированной сеткой из тетраэдрических ячеек, а подобласть отвода – регулярной гексагональной сеткой (табл. 2). Адаптация сетки не проводилась, так как, во-первых, использование стандартных пристенных функций не требует слишком мелкой сетки ($y^+_{\text{min}} = 30 \div 60$), а во-вторых, дальнейшему улучшению решения препятствовала нехватка вычислительных ресурсов.

Таблица 2

| Основные характеристики расчетных сеток | |
|---|-------|
| Рабочее колесо | |
| Размер ячейки, мм | 5 |
| Общее число ячеек в домене | 72000 |
| Параметр y^+_{max} | 400 |
| Отвод | |
| Размер ячейки, мм | 5 |
| Общее число ячеек в домене | 10000 |
| Параметр y^+_{max} | 400 |

Достижение сходимости фиксировалось при максимальной величине невязок в уравнениях 0,001. Для дискретизации уравнений количества движения и уравнений переноса k и ε использо-

вались схемы 1-го порядка «против потока», а для связи уравнений количества движения с уравнением неразрывности – алгоритм SIMPLE с уравнением поправки давления [1, 8]. Для ускорения сходимости был применена рассмотренная выше для компрессоров методика [9]: сначала рассчитывалась точка характеристики с максимальной подачей, затем изменялись величины на входном граничном условии для следующей точки, а вместо инициализации началь-

ным приближением служило готовое решение для предыдущей точки и т. д., пока не дойдем до точки характеристики с минимальной подачей насоса.

3.3. Результаты расчетов

На рис. 3 изображена полученная в результате расчета численная напорная характеристика насоса.

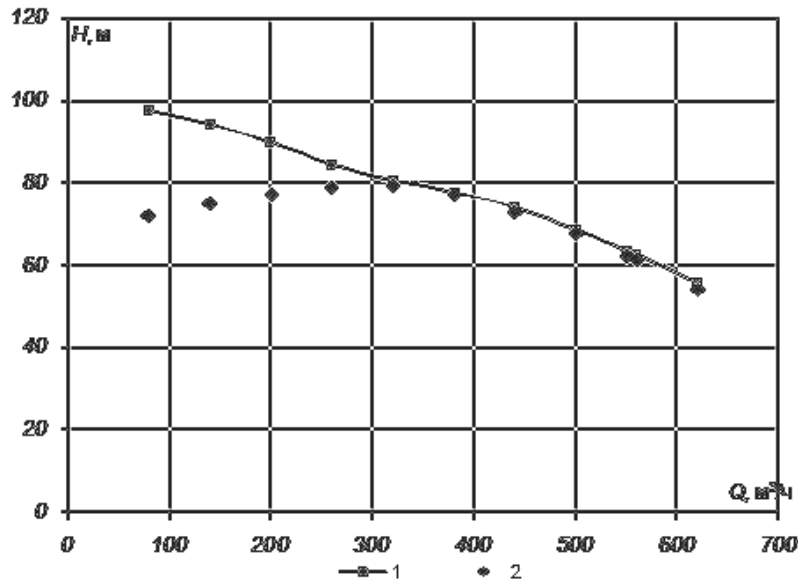


Рис. 3. Численная напорная характеристика насоса (1 – $H_{\text{числ}}(Q)$, 2 – эксперимент)

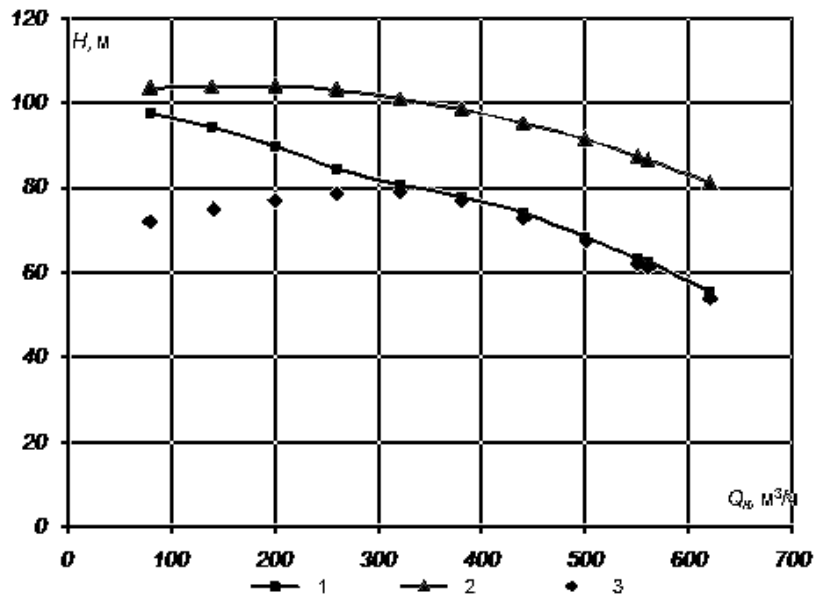


Рис. 4. Сводная диаграмма результатов расчета напорных характеристик (1 – $H_{\text{числ}}(Q)$, 2 – $H_{\text{теор}}(Q)$, 3 – эксперимент)

В диапазоне подач от 320 до 620 м³/ч результаты численного моделирования удовлетворительно сходятся с экспериментом (в пределах 3 %), но при малых подачах, где реальная напорная характеристика имеет «западающую» часть (область возможной неустойчивой работы), расхождение увеличивается и достигает 36%. Следует отметить, что полученная зависимость почти линейна, в то время как экспериментальная хорошо аппроксимируется кривой 2-го порядка.

ВЫВОДЫ

На рис.4 приведена сводная диаграмма результатов расчета напорных характеристик насоса. Видно, что по сравнению с приближенной теоретической методикой численное моделирование позволило с достаточной точностью вычислить напор насоса при известной подаче, однако только на больших подачах. В то же время теоретическая характеристика имеет «западающую» часть при малых подачах, но явно завывает напор насоса (недоучитывает гидравлические потери). Кроме того, в теоретической кривой явно просматривается квадратичная зависимость, как и в опыте, а численная характеристика практически линейна.

Вероятными причинами отличия численного решения от эксперимента можно назвать следующие:

1) неточное отображение геометрии (замеры производились с натурального колеса и не могли в полной мере учесть двойную кривизну лопаток, углы их наклона);

2) недостаточное число ячеек, отсутствие адаптации сетки по параметру u^+_{\max} и в характерных областях колеса [1];

3) тетраэдрическая сетка по сравнению с гексагональной обладает большей схемной вязкостью, а при дискретизации уравнений применялись схемы 1-го порядка «против потока», которые обладают лучшей сходимостью, но меньшей точностью расчета, чем схемы 2-го порядка [8];

4) так как к «западанию» характеристики на малых подачах приводят потери напора при отрыве потока из-за больших положительных углов атаки (ударные потери) [13, 15], то, возможно, выбранная модель турбулентности некорректно моделирует эти отрывы [1];

5) расчет проводился для безлопаточного диффузорного отвода вместо спиральной камеры, а потери напора и характер течения в них различны. Проведенные сравнительные расчеты

двухмерных течений в диффузорном кольцевом отводе и спиральной камере подтверждают данное предположение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Fluent 6.1.** User's Guide.
2. **Барашков, С.** FlowVision – современный инженерный инструмент в исследованиях газодинамических характеристик компрессоров / С. Барашков, В. Шмелев // САПР и графика. М.: КомпьютерПресс, 2004. Вып. 12. С. 54–58.
3. **Брэдшоу, П.** Турбулентность / П. Брэдшоу, Т. Себеси, Г. Г. Фернгольц и др. М.: Машиностроение, 1980. 343 с.
4. **Воронич, И. В.** Газодинамический расчет первой ступени экспериментального двухступенчатого компрессора с использованием программного комплекса CFX / И. В. Воронич, Л. Ф. Ивчик, В. Н. Коньшин, В. В. Ткаченко // САПР и графика. М.: КомпьютерПресс, 2005. Вып. 4. С. 12.
5. **Воронич, И. В.** Тестовый газодинамический расчет первой ступени экспериментального двухступенчатого компрессора с использованием программного комплекса CFX / И. В. Воронич, Л. Ф. Ивчик, В. Н. Коньшин, В. В. Ткаченко // САПР и графика. М.: КомпьютерПресс, 2005. Вып. 4. С. 50.
6. **Ершов, С. В.** Математическое моделирование трехмерных вязких течений в турбомашинах – современный взгляд / С. В. Ершов Харьков: Проблемы машиностроения, 1998. 27 с. [Электронный ресурс] (<http://www.ipmach.kharkov.ua/Journal/1998.htm>).
7. **Лойцянский, Л. Г.** Механика жидкости и газа: учеб. для вузов / Л. Г. Лойцянский. М.: Наука, Глав. ред. физ.-мат. лит.-ры, 1987. 840 с.
8. **Патанкар, С.** Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар. М.: Энергоатомиздат, 1984. 154 с.
9. **Русанов, А. В.** Проблемы численного моделирования трехмерных вязких течений в осевых и центробежных компрессорах [Электронный ресурс] / А. В. Русанов, С. В. Ершов // Вісник СумДУ, 2005. 8 с. [Электронный ресурс] (<http://visnyk.sumdu.edu.ua/ua/arhiv/2005.html>).
10. **Русанов, А. В.** Численный метод расчета трехмерного вязкого течения в турбомашине с учетом нестационарного взаимодействия неподвижных и вращающихся решеток / А. В. Русанов, С. В. Ершов // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: тр. междунар. науч.-техн. конф. Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 1997. С. 152–157.
11. **Соколов, Е. В.** Моделирование течения жидкости в центробежных насосах / Е. В. Соколов, Д. Т. Анкудинов // Екатеринбург: УГЛУТУ, 2005. 5 с. [Электронный ресурс] (http://www.forest.ru/symposium/article/2006/3_equipment/sokolov_01.htm).
12. **Станкова, Е. Н.** Многосеточные методы. Введение в стандартные методы / Е. Н. Станкова,

М. А. Затевахин. СПб. : Ин-т высокопроизводительных вычислений и информационных систем, 2003. 47 с.

13. **Стесин, С. П.** Лопастные машины и гидродинамические передачи : учеб. для студ. по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / С. П. Стесин, Е. А. Яковенко. М. : Машиностроение, 1990. 240 с.

14. **Фрост, У.** Турбулентность. Принципы и применения / У. Фрост. М. : Мир, 1980. 535 с.

15. **Черкасский, В. М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры: учеб. для теплоэнергетических специальностей вузов / В. М. Черкасский. М. : Энергоатомиздат, 1984. 416 с.

16. **Шерстюк, А. Н.** Насосы, вентиляторы и компрессоры : учеб. пособие для вузов / А. Н. Шерстюк. М. : Высш. шк., 1972. 344 с.

ОБ АВТОРАХ

Харчук Сергей Иванович, доц. каф. теплоэнергетики и гидропневмоавтоматики.

Дипл. инж. по спец. «Аэро- и термодинамика двигателей летательных аппаратов» (Казанск. авиац. ин-т, 1983). Канд. физ.-мат. наук по механике жидкости, газа и плазмы (Ленинградск. политехн. ин-т, 1993). Иссл. в обл. гидродинамики и теплообмена в полях массовых сил.



Болдырев Алексей Владимирович, асп. той же каф.

Дипл. инж. по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (Камск. гос. политехн. ин-т, 2005). Иссл. в обл. гидродинамики и теплообмена в полях массовых сил.



Жижин Сергей Маратович, асп. той же каф.

Дипл. инж. по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (Камск. гос. политехн. ин-т, 2004). Иссл. в обл. гидродинамики и теплообмена в полях массовых сил.

