

Выводы

1. Условие перпендикулярности вектора скорости вектору вихря скорости является необходимым и достаточным для того, чтобы в потоке жидкости существовали нормальные сечения.
2. Это условие не способствует развитию вторичных течений, и обусловленные ими вихревые потери должны быть минимальными.
3. Квазипотенциальный поток удовлетворяет условию изменения момента количества жидкости вдоль линии тока и, соответственно, выполняется условие Эйлера для передачи энергии в рабочем колесе гидромашины.
4. Поток с моделью квазипотенциальной формой течения имеет единственное решение для идеальной и вязкой жидкости.

Литература

1. Эльсгольц, Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Л. Э. Эльсгольц. – М.: Наука, 1965. – 424 с.
2. Этинберг, И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с.
3. Косторной, С. Д. Модель течения, учитывающая особенности граничных условий реальной жидкости / С. Д. Косторной // Вісн. НТУ «ХП». – 2014. – № 14 (988). – С. 33–38.
4. Косторной, С. Д. Выбор толщины лопасти рабочего колеса при проектировании лопастной гидравлической машины / С. Д. Косторной, Н. С. Мартынова // Вісн. Сумськ. держ. ун-ту. – 2013. – № 1. – С. 40–49.
5. Косторной, С. Д. Построение лопасти радиально-осевой турбины / С. Д. Косторной // Гидравл. машины. – 1968. – № 2. – С. 116–122.

Поступила в редакцию 03.10.15

¹ С. О. Луговая, канд. техн. наук

¹ А. А. Руденко, канд. техн. наук

¹ А. С. Матвеева

² Д. С. Брижик

¹ ПАО «ВНИИАЭН» Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения,
г. Сумы,

e-mail: otidel6@vniiaen.sumy.ua

² Сумский государственный университет

УДК 621.671

ОЦЕНКА ВЕЛИЧИНЫ СТАТИЧЕСКОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ ОСЕВОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА РАБОЧЕЕ КОЛЕСО С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДА МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОМАШИНЫ

Розглянуто причини неточності оцінки величини осевого зусилля, яке діє на робоче колесо лопатєвого насоса. Запропонована методика більш точної оцінки величини осевого зусилля із урахуванням нестационарності течії рідини в проточній частині лопатєвого насоса. Розглянуто приклади оцінки величини осевого зусилля із використанням чисельного моделювання течії в проточній частині насоса включно із допоміжними трактами.

Ключові слова: робоче колесо, осєова сила, числове дослідження.

Введение

Повышение требований надежности работы насосов ставит задачу более точной оценки на стадии проектирования машины ее интегральных характеристик, включая и оценку гидродинамических сил. На величину гидродинамической осевой силы влияет широкий ряд факторов, как независимых, так и взаимозависимых, неучет которых может привести к существенной ошибке при проектировании и снижению надежности работы насосного оборудования. Кроме того, процессы, происходящие в проточной части, имеют неустановившийся характер, что приводит к возникновению дополнительной нестационарной составляющей силы, которая на нерасчетных режимах может быть соизмерима со статической составляющей. Учет нестационарной составляющей осевой силы, при усло-

© С. О. Луговая, А. А. Руденко, А. С. Матвеева, Д. С. Брижик, 2015

вии описания ее простым алгебраическим выражением, является сложной задачей и до этого времени решался путем экспериментальных исследований.

Схема сил, действующих на рабочее колесо (РК) лопастного насоса, представлена на рис. 1. В целом, на ступень насоса действует сумма сил, направленных в противоположные стороны. Принимая за положительное направление осевой силы направление в сторону входа в РК, запишем уравнение для определения суммарной осевой силы, действующей на РК

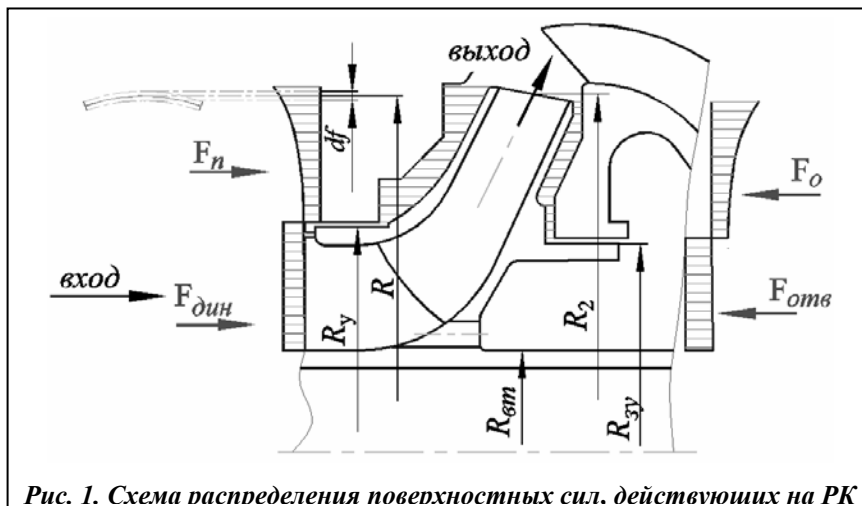


Рис. 1. Схема распределения поверхностных сил, действующих на РК

$$F_{\text{сум}} = F_0 + F_{\text{отв}} - F_{\text{п}} - F_{\text{дин}} \quad (1)$$

где F_0 – сила, действующая на основной диск РК до заднего уплотнения, Н; $F_{\text{отв}}$ – сила, действующая на основной диск РК на участке от уплотнения до втулки, Н; $F_{\text{п}}$ – сила, действующая на покрывающий диск РК до переднего уплотнения, Н; $F_{\text{дин}}$ – динамическая составляющая осевой силы на внутреннюю поверхность, Н.

Граничным условием для получения распределения давления и величины осевой силы является статическое давление на выходе из РК (p_2). Из-за наличия вращения жидкости в пазухе распределение давления носит параболический характер. Форма параболы зависит от скорости вращения жидкости, что в свою очередь является функцией величины утечки в щелевом уплотнении и геометрии пазухи. Таким образом, даже при условии допущения стационарности течения есть ряд факторов, которые определяются аналитическим путем с некоторой долей погрешности. При наложении этих погрешностей может получиться ошибка, соизмеримая с величиной статической силы.

Самым простым способом учета скорости вращения жидкости в пазухе является введение так называемого коэффициента вращения, который определяется как отношение тангенциальной скорости жидкости к окружной скорости $k = c_u/u = \beta/\omega$. А. А. Ломакин предложил принять величину этого коэффициента равной $k = 0,5$ и получил простые алгебраические выражения для определения величин поверхностных сил, действующих на диски РК [1]. Данное упрощение достаточно хорошо работает и дает минимальную погрешность при оценке величины осевой силы лишь для режимов, близких к оптимальному, а также при узких прямоугольных пазухах. Но такая форма пазух присуща лишь центробежным ступеням низкой быстроходности, а, например, для диагональных ступеней пазухи имеют развитую в осевом направлении конструкцию, что снижает точность оценки величины осевой силы. Й. Ф. Гюйлих предложил более сложную методику учета коэффициента вращения жидкости [2]. При наличии проходящего потока коэффициент k является функцией радиуса $k = f(r)$. Кроме того, величина коэффициента вращения зависит от самой геометрии пазухи, от ширины, величины перекрытия и др. Эта методика позволяет уменьшить погрешность оценки величины статической осевой силы, но она сложна и не позволяет создать универсальный алгоритм расчета, а предполагает расчет каждой пазухи (с учетом ее геометрии) выполнять заново.

В настоящее время все большее значение приобретает метод численного моделирования течения в проточной части гидромашин при изучении особенностей структуры течения для различных режимов ее работы, а также для оценки любых интегральных характеристик, в том числе и осевой силы. Анализ публикаций показывает, что применение методов численного моделирования течения в проточной части насоса, включая пазухи и щелевые уплотнения, позволяет с достаточной степенью точности выполнять оценку осевых сил, как статических, так и нестационарных [3–5]. Специалистами ПАО «ВНИИАЭН» совместно с магистрами кафедры прикладной гидроаэромеханики выполнен ряд работ с использованием метода вычислительной гидродинамики (CFD) по оценке ве-

личины стационарной и нестационарной составляющих осевой силы для насосов различного конструктивного исполнения.

В качестве объектов исследования были выбраны две конструктивно отличающиеся проточные части. Первая – это проточная часть ступени диагонального типа с различной конфигурацией пазух со стороны основного и покрывающего дисков. Для первого варианта проточной части расчет выполнялся в стационарной постановке для номинального режима. Вторая – это проточная часть насоса с РК двустороннего входа с абсолютно симметричными уплотнениями, но со смещением лопастей одной половинки РК относительно другой на полшага. Для второго варианта проточной части расчет выполнялся для двух режимов работы: номинального ($1,0Q_{ном}$) и режима частичной нагрузки ($0,5Q_{опт}$) в нестационарной постановке.

В первом варианте планировалось провести сравнение величин статической осевой силы, действующей на РК, полученных аналитическим путем и с применением CFD. Во втором варианте планировалось выполнить оценку величины нестационарной осевой силы для номинального режима и для режима частичной нагрузки.

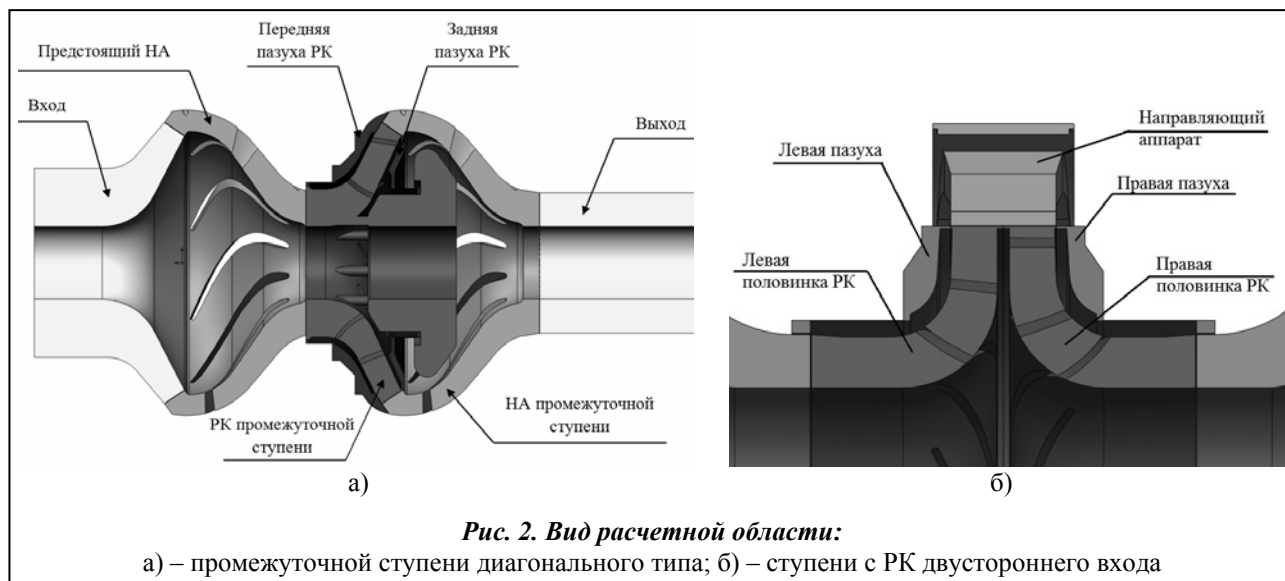
Моделирование течения в проточной части выполнялось путем численного решения системы уравнений Рейнольдса и уравнения неразрывности. Для замыкания системы уравнений использовалась стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности. Моделирование выполнялось для вязкой несжимаемой среды. Численный алгоритм решения системы дифференциальных уравнений в трехмерном пространстве методом конечных объемов реализован в программном продукте ANSYS CFX.

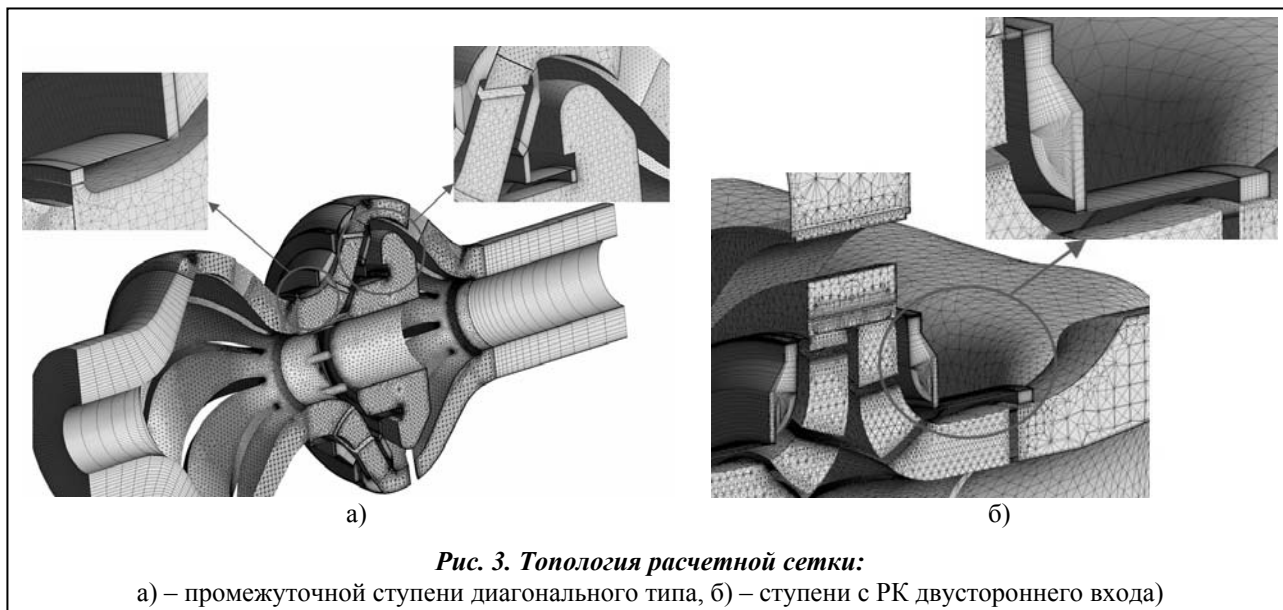
В табл. 1 приведены основные параметры исследуемых проточных частей.

Таблица 1. Основные параметры исследуемых проточных частей

Наименование параметра	Величина параметра	
	проточная часть ступени диагонального типа	проточная часть насоса с РК двустороннего входа
коэффициент подачи,	0,155	0,154
коэффициент напора,	0,846	0,991
частота вращения, n, c^{-1}	24,75	91,67
коэффициент быстроходности, n_s	161	93
наружный диаметр РК, мм	392	440

На рис. 2 показаны исследуемые проточные части диагональной ступени (рис. 2, а) и ступени с РК двустороннего входа (рис. 2, б). В обоих случаях в расчетную область входят пазухи и щелевые уплотнения. Для ступени диагонального типа на входе в исследуемое рабочее колесо моделируется направляющий аппарат предстоящей ступени. Это позволяет наиболее точно смоделировать структу-





ру течения на входе в РК промежуточной ступени. Для расчетной области ступени с РК двустороннего входа перед РК выполнен полуспиральный подвод, а отводом является кольцевая камера.

Расчетная сетка строилась для каждого элемента расчетной области. При этом в обоих случаях в области проточной части рабочих колес, направляющих аппаратов, а также в области полуспирального подвода и кольцевого отвода были разбиты неструктурированные тетраэдрные сетки, в которых для выполнения сгущения расчетных узлов вблизи твердых стенок выполнялись слои призматических ячеек. В области пазух и щелевых уплотнений были разбиты блочно-структурированные гексаэдрные сетки. Сгущение узлов вблизи твердых стенок выполнялось путем изменения законов распределения узлов. На рис. 3 показана топология отдельных элементов расчетных сеток.

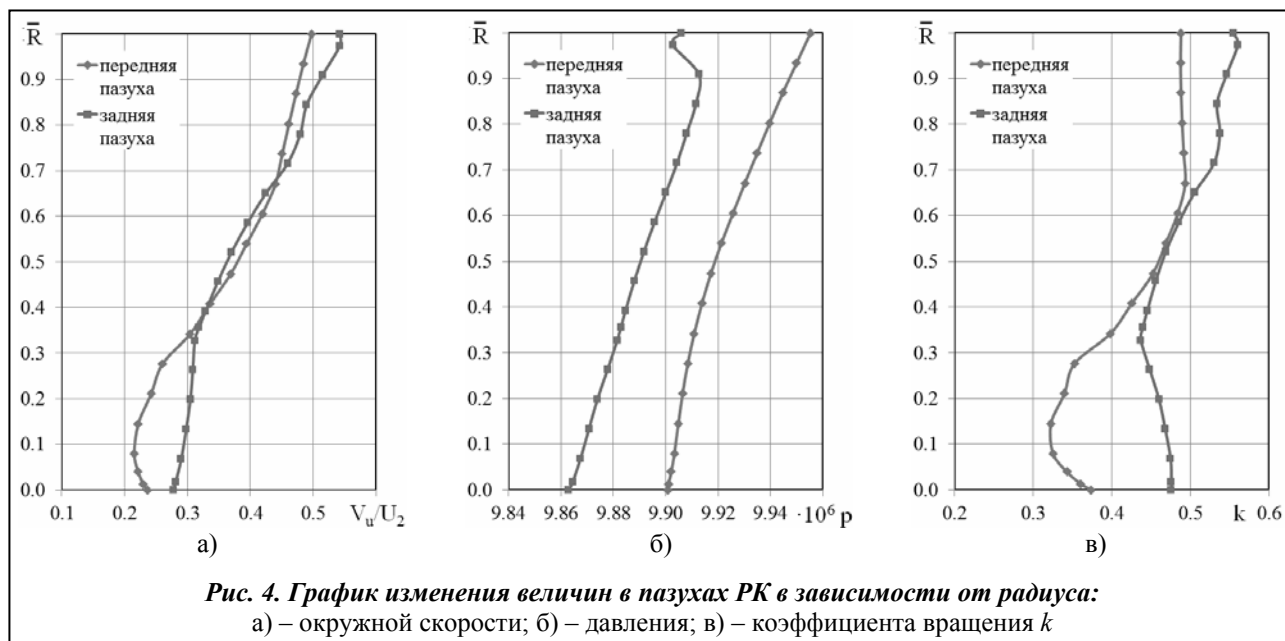
Общее число элементов расчетной сетки составило: для ступени диагонального типа – 8,31 млн. ячеек и 4,36 млн. узлов, для ступени с РК двустороннего входа – 17,6 млн. ячеек и 7,0 млн. узлов.

В качестве граничных условий при выполнении расчета в обоих случаях задавались: на входе – массовый расход и нормальное ко входному сечению направление векторов скорости, на выходе – статическое давление, на твердых стенках – условие непроницаемости и равенство скорости нулю (условие «прилипания»). Стенки принимались шероховатыми. Величины шероховатостей задавались в соответствии с требованиями при изготовлении. Тип взаимодействия между вращающимися и неподвижными элементами расчетной области задавался: для диагональной ступени – стационарный с осреднением параметров по окружности, для ступени с РК двустороннего входа – нестационарный с шагом расчета, соответствующим углу поворота РК на 3 градуса.

Промежуточная ступень диагонального типа. В результате численного исследования течения в проточной части промежуточной ступени диагонального типа была выполнена оценка величины суммарной осевой силы, действующей на РК. Результаты приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты расчета величины суммарной осевой силы

Обозначение составляющей осевой силы	Величина, Н	
	по результатам численного исследования	по результатам аналитического расчета
F_o	791728	231285
F_{II}	796936	228792
$F_{дин}$	1682	1608
$F_{отв}$	2068	3505
$F_{сум}$	-4822	4390



Для анализа факторов, влияющих на величину осевой силы, рассматривались как интегральные величины, так и распределение по радиусу. Изменение величин окружной скорости жидкости в пазухе, статического давления и коэффициента скорости (k) в зависимости от радиуса представлено на рис. 4.

Значительное расхождение результатов получено в первую очередь за счет разницы при расчете сил, действующих на наружные поверхности основного и покрывающего дисков. Это обусловлено двумя причинами. Первая причина состоит в том, что при оценке величины силы аналитическим способом сложно учесть разницу потенциальных напоров, создаваемых РК вблизи основного и покрывающего дисков.

Результаты численного моделирования показали, что эта разница может быть существенной (рис. 4, б). Вторая причина состоит в том, что из-за сложной конфигурации пазух невозможно точно определить коэффициент вращения k . При аналитическом расчете величина коэффициента вращения принята $k = \text{const} = 0,5$. При численном моделировании получена переменная величина коэффициента вращения. На рис. 4, в четко видно, что распределение величины коэффициента вращения k не носит какой-либо строгий функциональный характер, а является хаотическим и зависит от конфигурации пазухи.

Ступень с РК двустороннего входа. На рис. 5 представлены эпюры распределения статического давления в пазухе РК для режимов $1,0Q_{\text{ном}}$ и $0,5Q_{\text{ном}}$, для различных положений РК относительно входных кромок диффузорных каналов НА. Следует отметить, что повышение амплитуды пульсации напора на выходе РК для режима работы $0,5Q_{\text{ном}}$ приводит к более широкому диапазону разброса эпюр давления при повороте РК.

Используя встроенные функции интегрирования и осреднения программного продукта ANSYS CFX, были получены величины осевой силы, действующей на левую и правую половинки РК двустороннего входа при повороте РК для режимов работы $1,0Q_{\text{ном}}$ и $0,5Q_{\text{ном}}$. Путем сложения величин осевых сил, действующих на левую и правую половинки РК, были получены значения величины остаточной осевой силы, действующей на РК двустороннего входа, для каждого временного шага в течение третьего оборота РК. На рис. 6 приведен график изменения результирующей осевой силы, действующей на РК двустороннего входа.

Нестационарные процессы приводят к возникновению пульсаций осевой силы. Полученные по результатам исследования графики распределения осевых сил показывают, что для рабочего колеса двустороннего входа с лопастями, развернутыми на полшага, при симметричных пазухах и зазорах

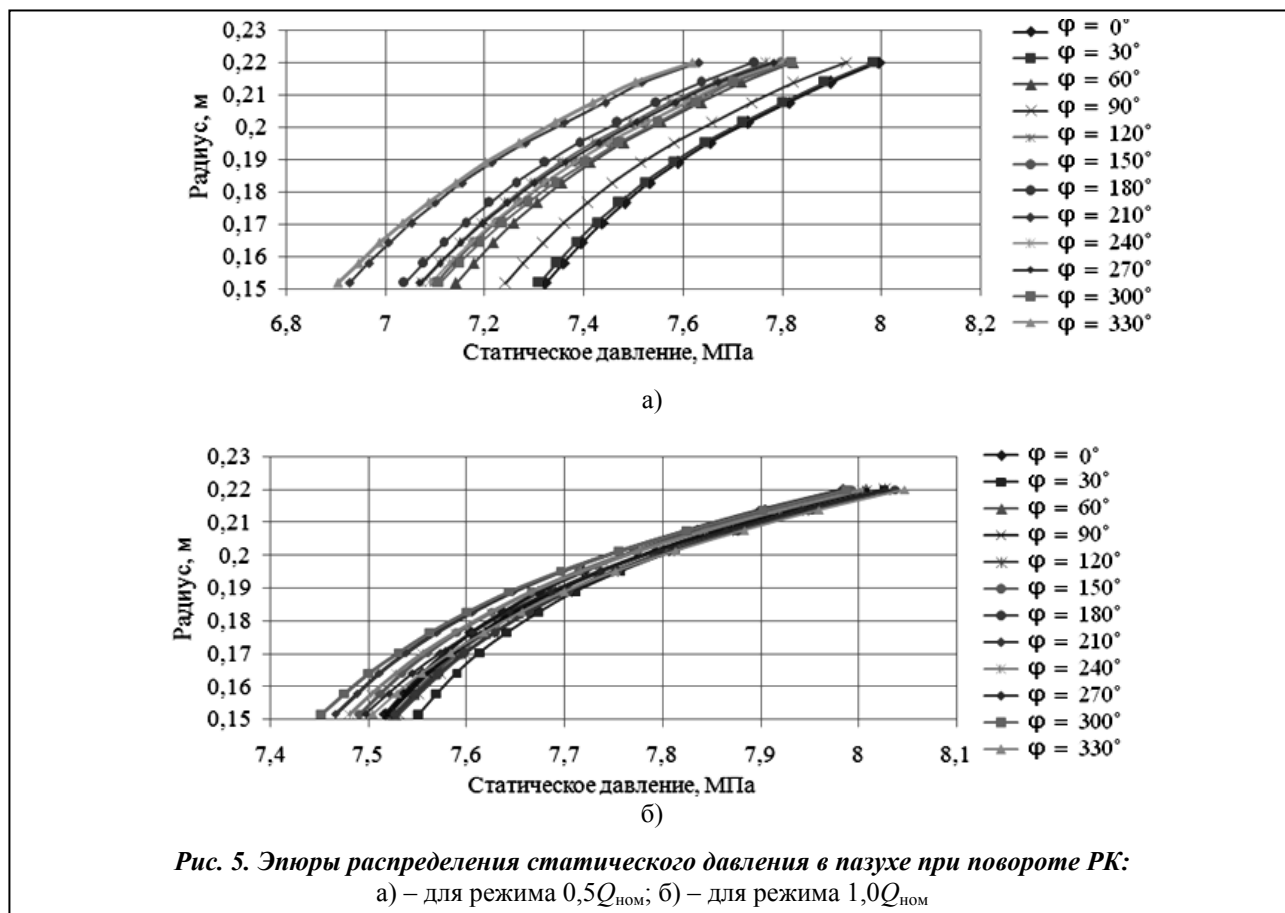


Рис. 5. Эпюры распределения статического давления в пазухе при повороте РК:

а) – для режима $0,5Q_{ном}$; б) – для режима $1,0Q_{ном}$

в уплотнении осредненная по времени величина остаточной осевой силы не равна нулю для режима $1,0Q_{ном}$.

Очевидно, что нарушение симметричности течения является следствием разворота половин РК на полшага. Поскольку в данном насосе применяется проточная часть с НА и соотношение количества лопастей РК и лопаток НА составляет 7/9, то отсутствие осесимметричности потока за РК приводит к смещению эпюр давления, и следовательно, к появлению ненулевой осредненной величины остаточной осевой силы. Для режима $0,5Q_{ном}$ осредненная за один оборот рабочего колеса величина осевой силы значительно превышает величину, полученную аналитическим путем по общеизвестной методике. Кроме того, применение численного исследования позволило оценить колебания величины осевой силы, которые представлены на рис. 6.

Для режима $1,0Q_{ном}$ колебания величины остаточной осевой силы составили ± 3 кН, а для режима $0,5Q_{ном}$ колебания составили $\pm 4,5$ кН, то есть 50% от осредненной величины. Это весьма существенные величины, которые необходимо учитывать при проектировании новых машин и выборе подшипниковых опор.

Применение метода численного моделирования течения жидкости в проточной части центробежного насоса позволяет учесть влияние нестационарных процессов на интегральные характеристики и определить на стадии проектирования величины нестационарных осевых сил, действующих на РК насоса. При этом также могут быть учтены производственные допуски на изготовление проточной части насоса.

Становится возможным на стадии проектирования насоса учет величины нестационарной осевой силы, которая имеет знакопеременную величину. Таким образом, с учетом вышеизложенного, для повышения надежности насоса типа Д рекомендуется его проектирование с разными диаметрами передних уплотнений правой и левой половинок рабочего колеса.

Также при проектировании насосов с диагональными проточными частями, с различной конфигурацией пазух, более точная оценка величины осевой силы, действующей на РК, может быть вы-

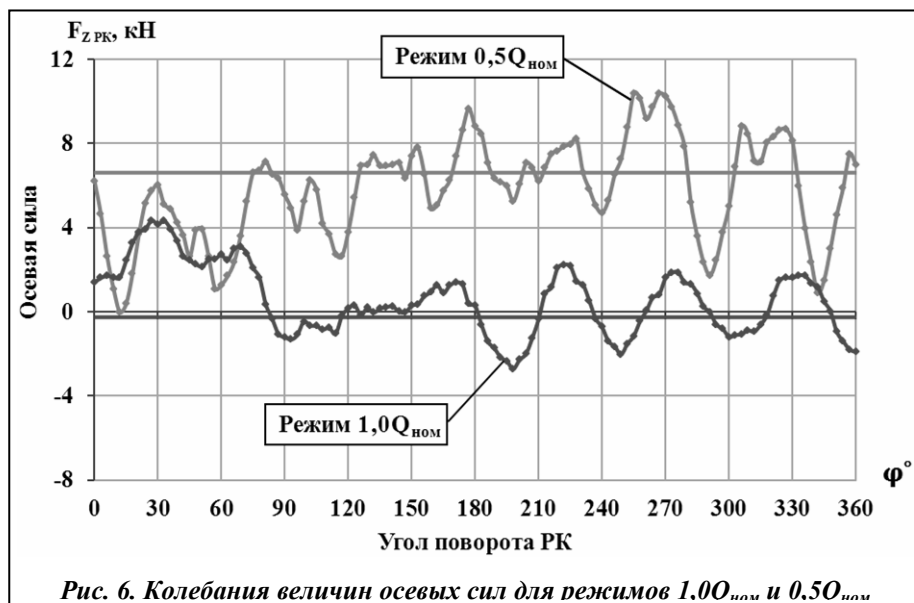


Рис. 6. Колебания величин осевых сил для режимов 1,0Q_{ном} и 0,5Q_{ном}

полнена с применением численного моделирования течения в проточной части ступени, включая вспомогательные тракты (пазухи и щелевые уплотнения).

Литература

1. Ломакин, А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – М.: Машиностроение, 1966. – 361 с.
2. Gulich, J. F. Centrifugal Pumps / J. F. Gulich. – Springer, 2010. – 964 с.
3. Gantar, Marjan Hydraulic Axial Thrust in Multistage Pump / Marjan Gantar, Dr. Dusan Florjancic, Dr. Brane

Sirok // Proc. ASME FEDSM'01 2001. – Vol. 124. – P. 336–341.

4. Della Gatta, Stefania Study for Assessment of Axial Thrust Balance in Centrifugal Multistage Pumps / Stefania Della Gatta, Simone Salvadori, Paolol Adami, Laura Bertolazzi // Proc. Conf. on Modeling Fluid Flow CMFF'06. – Budapest, Hungary, September 6–9. – 2006.
5. Salvadori, Simone Development of CFD Procedure for the Axial Thrust Evaluation in Multi-stage Centrifugal Pumps / Simone Salvadori, Stefania Della Gatta, Paolol Adami, Laura Bertolazzi // <http://www.weiroilandgas.com/Default.aspx> (Электронный ресурс).

Поступила в редакцию 04.10.15