

УДК 631.3:621.9

ОПТИМИЗАЦИЯ СТАТИЧЕСКОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЦЕССОВ ПРИ ЧИСЛЕННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

И. И. СУТОРЬМА

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Ключевые слова: центробежный насос, гидродинамический режим, математическое моделирование, численный эксперимент.

Введение

При проведении исследований гидродинамического режима работы центробежных насосов возникают значительные трудности, связанные с постановкой натурального эксперимента по определению полей скоростей и давлений. Одним из путей решения данной проблемы является постановка численного эксперимента [1].

В основу математической модели в работе [2] была положена система дифференциальных уравнений в частных производных типа Навье–Стокса, замыкаемых уравнением неразрывности потока. В качестве численного метода решения использовался метод конечных объемов, реализуемый на алгоритмическом и программном уровне в пакете прикладных программ COSMOSFloWorks среды 3D моделирования SolidWorks [3].

Полученные результаты [4] имели значительные погрешности при расчете:

– искажение картины течения в расчетной области, соответствующей выходному патрубку насоса, вследствие того, что система координат расчетной области колеса должна быть вращающейся и учитывающей центробежные и кориолисовы силы инерции, а в выходном патрубке эти силы не воздействуют на движущийся поток жидкости;

– возникновение вихрей, которые пересекают области с граничными условиями на входных и выходных отверстиях и вносят погрешность при расчете входного и выходного расхода, соответственно;

– крупный шаг дискретизации расчетной области, возникающий из-за стремления сократить время расчета, существенное даже для высокопроизводительного компьютера.

Целью настоящей работы является адаптация математической модели и численного метода, представленных выше, для повышения точности результатов расчета гидродинамического режима работы центробежного пожарного насоса ПН-40У.

Основная часть

При численном моделировании в данной работе контролируемыми параметрами являются статическое и динамическое давление, а также расход на выходе.

Известно, что при номинальном режиме работы насоса ПН-40У частота вращения его рабочего колеса составляет 2700 мин^{-1} , общее давление на выходе из насоса – 1,1 МПа, а расход на выходе из насоса – $0,04 \text{ м}^3/\text{с}$.

В соответствии с методикой определения показателей центробежных насосов общее давление на выходе из насоса определяется по формуле

$$P_{\text{общ}} = P_{\text{ст}} + P_{\text{дин}} = \Delta Z \rho g + P + \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4}, \quad (1)$$

где $P_{\text{общ}}$ – общее давление; $P_{\text{ст}}$ – статическое давление; $P_{\text{дин}}$ – динамическое давление; ΔZ – расстояние между осью входного и плоскостью выходного отверстия; ρ – плотность воды; g – ускорение свободного падения; P – манометрическое давление; Q – расход на выходе из насоса; d – диаметр выходного сечения.

Учитывая, что $d = 0,09$ м и $\rho = 998,2$ кг/м³, динамическое и статическое давления, соответственно, будут равны:

$$P_{\text{дин}} = \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = \frac{8 \cdot 998,2 \cdot 0,04^2}{\pi^2 \cdot 0,09^4} = 19731 \text{ Па}, \quad (2)$$

$$P_{\text{ст}} = P_{\text{общ}} - P_{\text{дин}} = 1\,100\,000 - 19731 = 1\,080\,269 \text{ Па}. \quad (3)$$

Полученные значения принимаются за действительные при решении задачи. Оценку отклонения параметров от их точных значений определим по формуле [5]:

$$\Delta_i = \left(1 - \frac{X_i}{X_d}\right) 100 \%, \quad (4)$$

где Δ_i – отклонение в процентах; i – номер численного эксперимента; X_i – значение контролируемого параметра в i -м расчете; X_d – действительное значение параметра насоса.

Максимальным отклонением от приведенных параметров насоса при расчете в условиях номинального режима его работы предлагается считать общепринятое значение при проведении натуральных экспериментов – 5 %.

На рис. 1 представлены зависимости контролируемых параметров от размеров расчетной сетки, а в табл. 1 – точность полученных результатов. На данном рисунке и всех последующих расчетная сетка задается тремя численными значениями, соответственно, по трем осям, например, $20 \times 30 \times 40$. На оси абсцисс графика указаны целые числа 1, 2, ..., 9, каждому из которых соответствует определенное значение расчетной сетки, т. е. тройка чисел. При этом численное значение расчетной сетки указано непосредственно в точке на графике.

Анализ результатов первой серии численных экспериментов показывает, что с уменьшением шага дискретизации по пространству общее давление и расход уже на сетке $70 \times 70 \times 70$ ячеек близки к значениям установившегося процесса при удовлетворительных отклонениях значений 0,23 и 0,01 %, соответственно. Вместе с тем наблюдаются значительные колебания статического и динамического давлений, а значения отклонений этих параметров от установившихся значений составляют более 300 и 6 %, соответственно. На общее давление в выходном сечении насоса существенное влияние оказывает статическая составляющая, а вклад динамической составляющей незначителен. Поэтому погрешность в 300 % не критична. Однако динамическая составляющая, если ее погрешности не привести к минимальным значениям, будет давать существенный вклад в результаты, полученные в последующем моделировании для полости центробежного насоса.

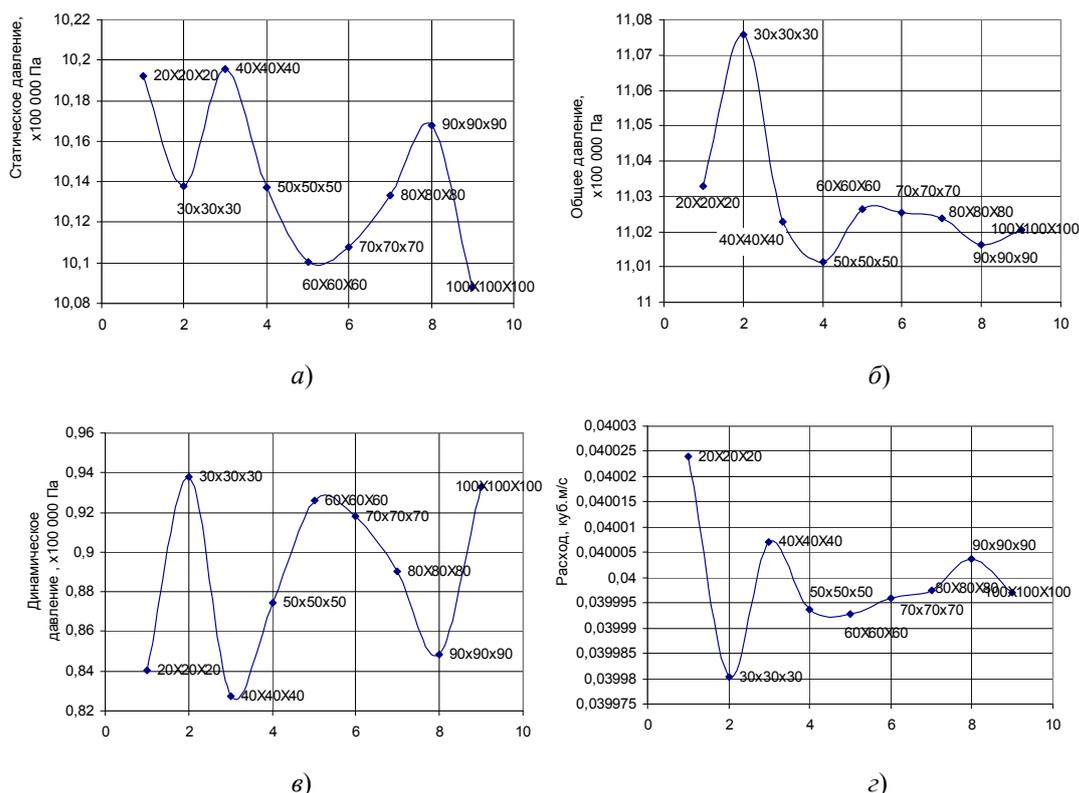


Рис. 1. Графики зависимостей параметров на выходе насоса от порядкового номера геометрической модели с соответствующим количеством ячеек расчетной сетки (без удлинения выходного патрубка): а – статическое давление; б – общее давление; в – динамическое давление; з – расход

Таблица 1

Отклонения параметров на выходе насоса для модели насоса без удлинения выходного патрубка

Количество ячеек расчетной сетки	Отклонения Δ_i параметров насоса			
	$\Delta p_{i \text{ общ}}$	$\Delta p_{i \text{ ст}}$	$\Delta p_{i \text{ дина}}$	ΔQ_i
20 × 20 × 20	-0,30	5,61	-316,35	0,06
30 × 30 × 30	-0,69	6,12	-364,65	-0,05
40 × 40 × 40	-0,21	5,58	-309,81	0,02
50 × 50 × 50	-0,10	6,12	-332,97	-0,02
60 × 60 × 60	-0,24	6,46	-358,74	-0,02
70 × 70 × 70	-0,23	6,39	-354,59	-0,01
80 × 80 × 80	-0,22	6,16	-341,05	-0,01
90 × 90 × 90	-0,15	5,84	-320,26	0,01
100 × 100 × 100	-0,19	6,58	-362,04	-0,01

Таким образом, одним измельчением сетки расчетной области достичь результатов с требуемой степенью точности не представляется возможным. При постановке задачи указывалось на то, что искажение картины течения в расчетной области, соответствующей выходному патрубку насоса, происходит по причине того, что система координат расчетной области колеса является вращающейся и учитывает силы инерции, а в выходном патрубке эти силы не воздействуют на движущийся поток жидкости. Вследствие этого и возникает погрешность при определении динамической составляющей общего давления. Для выравнивания расчетных областей с раз-

личными системами координат было принято решение рассмотреть влияние длины выходного патрубка на погрешность значений рассматриваемых параметров.

Вторая серия численных экспериментов проводилась с моделью насоса, у которого выходной патрубков был удлинен на 0,25 м. Так как при модификации геометрических параметров модели трансформировалась форма расчетной области, то для сохранения кубической формы ячейки изменялись пропорции количества ячеек в направлении осей системы координат. Поэтому расчет производился на расчетных сетках в диапазоне от $10 \times 16 \times 6$ до $100 \times 160 \times 60$ ячеек.

На рис. 2 представлены зависимости контролируемых параметров от размеров расчетной сетки, а в табл. 2 – точность полученных результатов.

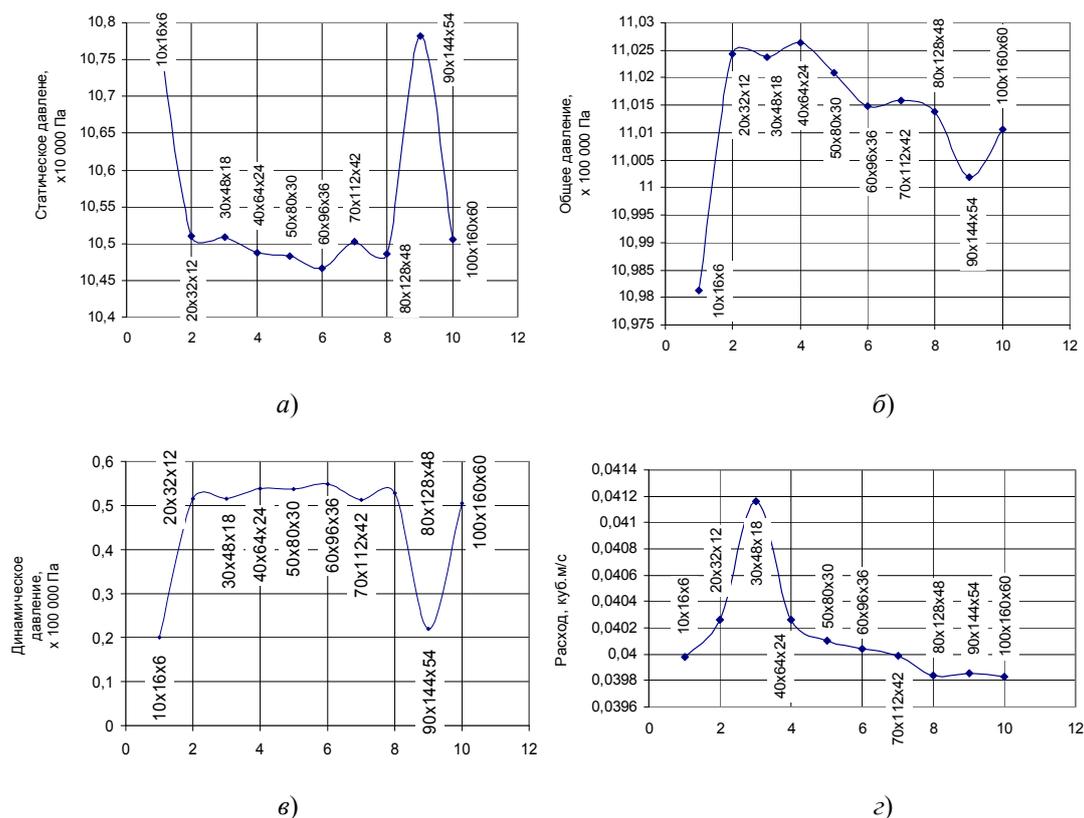


Рис. 2. Графики зависимостей параметров на выходе насоса от порядкового номера геометрической модели с соответствующим количеством ячеек расчетной сетки (с удлиненным выходным патрубком на 0,25 м): а – статическое давление; б – общее давление; в – динамическое давление; г – расход

Анализ результатов второй серии численных экспериментов показал, что увеличение выходного патрубка насоса существенно стабилизирует процесс сходимости результатов по статическому и динамическому давлению на выходе и ведет к снижению погрешности эксперимента.

Отклонение статического давления значительно снизилось и стало меньше максимально допустимого значения. Отклонение динамического давления уменьшилась по сравнению с первой серией численных экспериментов в среднем в 2 раза, однако оно все же существенно больше максимально допустимого значения.

Следует отметить, что при расчетной сетке $90 \times 144 \times 54$ ячейки наблюдается аномальный скачок статического, динамического давлений и, как следствие – общего.

Поведение кривых в данной точке характерно модели насоса при отсутствии увеличения выходного патрубка. Такое поведение кривой указывает на внезапную

потерю точности расчета вследствие выхода вихря за пределы расчетной области в выходном сечении. Таким образом, увеличением выходного патрубка на 0,25 м полностью избавиться от пересечения выходного сечения вихревым потоком не удалось.

Таблица 2

Отклонения параметров на выходе насоса для модели насоса с удлиненным выходным патрубком на 0,25 м

Количество ячеек расчетной сетки	Отклонения Δ_i параметров насоса			
	$\Delta p_{i \text{ общ}}$	$\Delta p_{i \text{ ст}}$	$\Delta p_{i \text{ дина}}$	ΔQ_i
10 × 16 × 6	0,17	0,16	0,44	-0,06
20 × 32 × 12	-0,22	2,67	-154,98	0,65
30 × 48 × 18	-0,22	2,68	-155,07	2,91
40 × 64 × 24	-0,24	2,87	-166,66	0,66
50 × 80 × 30	-0,19	2,92	-166,30	0,27
60 × 96 × 36	-0,13	3,08	-171,79	0,11
70 × 112 × 42	-0,14	2,73	-153,96	-0,03
80 × 128 × 48	-0,13	2,90	-161,74	-0,40
90 × 144 × 54	-0,02	0,15	-9,01	-0,35
100 × 160 × 60	-0,10	2,70	-149,79	-0,42

Для полного исключения вихревого влияния на результаты расчета в выходном патрубке его длина была увеличена на 0,5 м и проведена третья серия численных экспериментов. Расчет производился на расчетных сетках в том же диапазоне, что и для второй серии.

На рис. 3 представлены зависимости контролируемых параметров от размеров расчетной сетки, а в табл. 3 – точность полученных результатов.

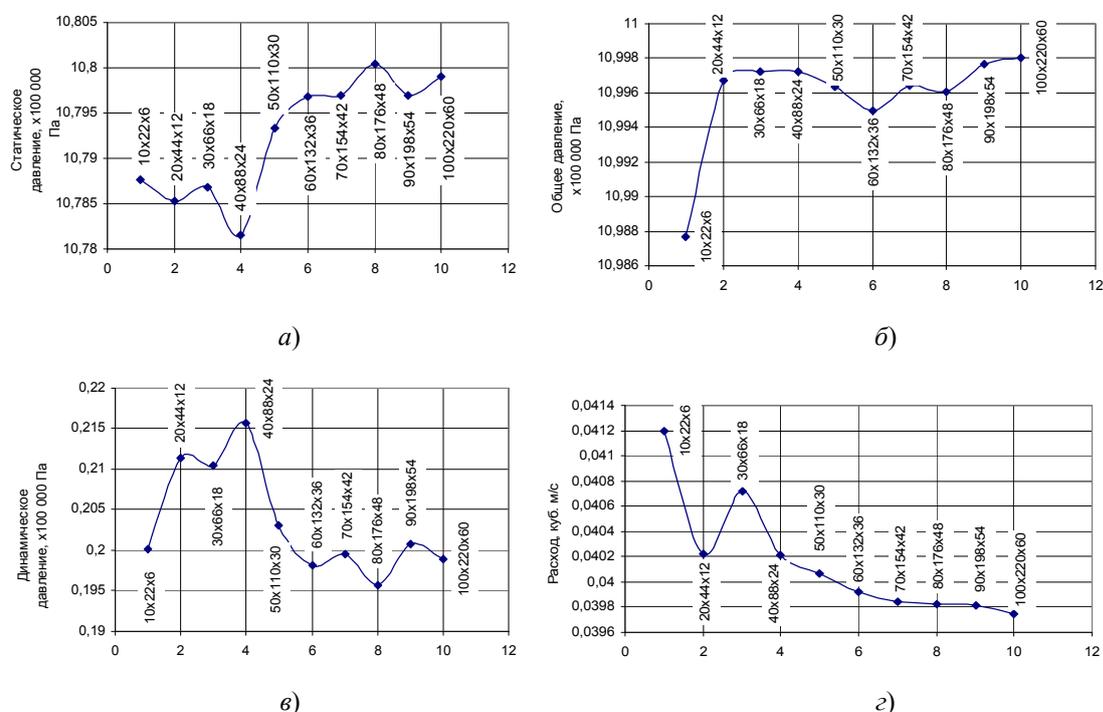


Рис. 3. Графики зависимостей параметров на выходе насоса от порядкового номера геометрической модели с соответствующим количеством ячеек расчетной сетки (с удлиненным выходным патрубком на 0,5 м): а – статическое давление; б – общее давление; в – динамическое давление; з – расход

Таблица 3

**Отклонения параметров на выходе насоса для модели насоса
с удлиненным выходным патрубком на 0,5 м**

Количество ячеек расчетной сетки	Отклонения Δ_i параметров насоса			
	$\Delta p_{i \text{ общ}}$	$\Delta p_{i \text{ ст}}$	$\Delta p_{i \text{ длин}}$	ΔQ_i
10 × 22 × 6	0,11	0,10	0,88	2,99
20 × 44 × 12	0,03	0,12	-4,71	0,56
30 × 66 × 18	0,03	0,10	-4,23	1,81
40 × 88 × 24	0,02	0,15	-6,85	0,53
50 × 110 × 30	0,03	0,04	-0,57	0,17
60 × 132 × 36	0,05	0,01	1,85	-0,19
70 × 154 × 42	0,03	0,01	1,19	-0,39
80 × 176 × 48	0,04	-0,02	3,10	-0,44
90 × 198 × 54	0,02	0,01	0,60	-0,47
100 × 220 × 60	-0,01	0,02	1,45	-0,64

Анализ результатов расчета и отклонений параметров насоса на выходе показывает, что при увеличенной на 0,5 м длине выходного патрубка модели насоса процесс счета стабилизируется уже на расчетной сетке размером 50 × 110 × 30 ячеек, а на расчетной сетке 60 × 132 × 36 ячеек, что в целом составляет 285120 ячеек, результаты расчета перестают значимо зависеть от частоты сетки. Отклонения всех контролируемых параметров насоса при этом попадают в область допустимых значений.

Заключение

При постановке численного эксперимента по математическому моделированию гидродинамического режима работы центробежного насоса ПН-40У на основе системы дифференциальных уравнений в частных производных типа Навье–Стокса с применением метода конечных объемов в качестве численного метода решения задачи необходимо:

1. Разбивать задачу на две подзадачи, одна из которых, относящаяся к расчетной области рабочего колеса, решается во вращающейся системе координат, а вторая, связанная с корпусом насоса, – в неподвижной системе координат.

2. С целью исключения погрешности расчета, обусловленной пересечением вихрей потока границ расчетной области на выходном отверстии насоса, удлинять выходной патрубок не менее чем на 0,5 м от выходного сечения.

3. Для достижения установившегося режима работы насоса и погрешности значений выходных параметров в пределах 5 % вычисления производить на расчетной сетке не реже 60 × 132 × 36 ячеек по осям X , Y и Z , соответственно (здесь Z – ось вращения рабочего колеса; Y – ось в направлении выходного патрубка; X – ось, перпендикулярная к плоскости OYZ).

Полученные значения можно распространить для большинства центробежных насосов промышленных насосных установок.

Литература

1. Суторьма, И. И. Численный эксперимент при исследовании центробежных пожарных насосов / И. И. Суторьма, А. В. Лифанов, Д. М. Скидан // Чрезвычайн. ситуации: образование и наука. – 2007. – № 2 (2). – С. 18–27.

2. Суторьма, И. И. Математическая модель для исследования центробежных пожарных насосов / И. И. Суторьма, А. В. Лифанов // Чрезвычайн. ситуации: теория, практика, инновации : сб. материалов Междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 2008 г. / Гомел. инженер. ин-т М-ва чрезвычайн. ситуаций Респ. Беларусь. – Гомель : Гомел. инженер. ин-т МЧС Респ. Беларусь. – Гомель, 2008. – С. 75–76.
3. COSMOSFloWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский [и др.]. – СПб. : БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
4. Суторьма, И. И. Адаптация численного метода решения к математической модели центробежного пожарного насоса / И. И. Суторьма, А. В. Лифанов // Чрезвычайные ситуации: образование и наука. – 2008. – № 1 (3). – С. 90–96.
5. Шенк, Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк. – М. : Мир, 1972. – 382 с.

Получено 18.02.2020 г.