

DOI: 10.18721/JEST.240311
УДК 621.671.001.024

Е.А. Иванов, А.А. Жарковский, И.О. Борщев

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

УЛУЧШЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПУЛЬСАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Отработана методика расчета прогнозных характеристик многоступенчатых насосов на базе насоса ЦНС 240-1525. Проведенная верификация показала хорошее согласование расчета и эксперимента. Особенностью насосов типа ЦНС является малая величина зазора между рабочим колесом и лопатками направляющего аппарата, поэтому для них лучшие результаты при расчетах вязкого течения и прогнозных энергетических характеристик насоса дает нестационарный подход. Выполнена оптимизация направляющего аппарата насоса лопаточного типа, в результате которой КПД ступени насоса был повышен на 3,8 %. При оптимизации использован метод исследования пространства параметров, предложенный И.М. Соболев и Р.Б. Статниковым. Расчетным путем определены пульсации радиальной силы, действующей на ротор, для исходной ступени и разработанной с увеличенным радиальным зазором между рабочим колесом и направляющим аппаратом. Результаты расчета пульсации радиальной силы показали, что при увеличении зазора между колесом и направляющим аппаратом амплитуда пульсаций падает.

Ключевые слова: центробежный насос, проточная часть, проектирование, цифровое моделирование, характеристики, оптимизация.

Ссылка при цитировании:

Е.А. Иванов, А.А. Жарковский, И.О. Борщев. Улучшение гидравлических и пульсационных характеристик многоступенчатых центробежных насосов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 126–138. DOI: 10.18721/JEST.240311.

E.A. Ivanov, A.A. Zharkovsky, I.O. Borshchev

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

INCREASE OF HYDRAULIC EFFICIENCY AND PULSATION CHARACTERISTICS OF MULTISTAGE CENTRIFUGAL PUMPS

A method for calculating the H-Q, η -Q characteristics of a multistage pump is considered in this paper. The results of the calculation and experiment agree well. A feature of CNS pumps is a small gap between the impeller and diffuser blades. In this case, the non-stationary approach gives the best results. Optimization has been carried out for stator blades, increasing the efficiency of the pump by 3,8 %. The method proposed by Sobol and Stanikov for exploring the parameter space was used in optimization. Calculation of pulsations of radial force has been performed for the pump rotor. The calculation shows that the amplitude of the force decreases with increasing clearance.

Keywords: centrifugal pump, flow part, design, digital modeling, characteristics, optimization.

Citation:

E.A. Ivanov, A.A. Zharkovsky, I.O. Borshchev, Increase of hydraulic efficiency and pulsation characteristics of multistage centrifugal pumps, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 126–138, DOI: 10.18721/JEST.240311.

Введение

Центробежные насосы секционные (ЦНС) предназначены для закачки в нефтяные пласты воды с целью поддержания пластового давления при добыче нефти. Один из таких насосов – ЦНС 240-2100 – в настоящее время имеет КПД 78 %, но требуется повысить его до 80–81 %. Насос имеет низкий коэффициент быстроходности ($n_s = 72$), для него характерны высокие гидравлические, объемные и механические потери. Повышение КПД насоса такой быстроходности – непростая задача. К тому же при проектировании насоса было необходимо выполнить ряд ограничений: сохранить величину внешнего диаметра направляющего аппарата D_4 ; обеспечить возможность установки во вновь проектируемую проточную часть рабочего колеса большего диаметра для увеличения в последующем напора на 5 % по сравнению с напором, заданным по ТЗ. Выполнение последнего требования возможно при увеличении радиального зазора между рабочим колесом (РК) и направляющим аппаратом (НА) до 3 % и более. Указанные требования ведут к необходимости разработки ступени с рабочим колесом, рассчитанным на повышенный коэффициент напора, и уменьшенными радиальными габаритами направляющего аппарата ($D_4/D_2 = 1,2$) при сохранении требований на высокие гидравлические качества ступени.

Цель работы – нахождение путей совершенствования геометрии имеющейся проточной части при выполнении наложенных конструктивных ограничений.

Расчетные исследования

Были рассмотрены имеющиеся в литературе сведения по созданию современных ступеней многоступенчатых насосов подобной быстроходности и достигнутому уровню их КПД. Модернизированный насос ЦНСН 315 – 126...630 [1] ($n_s = 71$) в рабочей зоне имеет КПД (78–82) %, на номинальном режиме – 79 %. Отвод канального типа, соотношение числа ло-

пастей РК и лопаток прямых и обратных каналов: $Z_{РК}/Z_{НА}/Z_{ОК} = 6/6/6$. Сведений о радиальной протяженности направляющего аппарата нет. Насос ЦНСн 315 [2] с $n_s = 70$ – имеет отвод канальный с кольцевой зоной перевода потока, КПД ступени – до 80 %. Насос ЦНС 200-2100 [3] разработан на базе насоса ЦНС 180-1900. Для повышения напора ступени применены двухъярусные РК. Наружный диаметр аппарата оставлен, как у исходного насоса ЦНС. Проектирование НА осуществлено на базе насоса ЦНС 240-1900 с изменением площади входа в диффузорные каналы, КПД остался таким же, как у насоса ЦНС 180-1900 – 76 %. Целью исследования [4] была отработка проточной части питательного насоса с применением направляющих аппаратов канального типа, имеющих прерывистую переводную зону, для снижения себестоимости насоса и обеспечения заданных КПД и напорной характеристики. Для коэффициента быстроходности $n_s = 70$ лучшие качества аппарата канального типа – при $D_4/D_2 = 1,4$, худшие – при $D_4/D_2 = 1,22$ (наш случай). В работе [5] также исследуется вопрос возможности уменьшения радиальных габаритов направляющих аппаратов промежуточных ступеней многоступенчатых насосов. Рассмотрены аппараты с прерывистой зоной перевода потока. Варианты соотношения числа каналов НА и количества лопаток обратного направляющего аппарата (ОНА) – $Z_{НА}/Z_{ОНА}$: 9/9, 9/6, 12/9, 16/16, 16/9. Значения КПД не приведены. Учет пространственности течения в работе [6] дал возможность повысить на 1–3 % КПД многоступенчатого насоса с $n_s = 70$. Абсолютное значение КПД не приведено. При проектировании варьировались параметры b_2/D_2 , $K_{вх}$, $R_{пл}/D_0$, $\beta_{л1}$, $\beta_{л2}$. Апробирована возможность увеличения напора ступени за счет установки второго яруса лопастей в РК. Максимальное повышение напора составило 12 % при падении КПД на 0,4 % относительно базовой конструкции с одноярусным РК. В работе [7] исследован вариант насоса с $n_s = 40$. Разработанный с использованием САПР ЦН насос за счет увеличенного $Z_{РК}$

и уменьшенного отношения b_2/D_2 не имел зон отрицательных скоростей невязкого потока у передней стороны лопасти. Отвод лопаточного типа: $Z_{НА}/Z_{ОНА} = 10/10$. Получен выигрыш 3,9 % в гидравлическом КПД, в основном за счет отвода. Исследованы и получены оптимальные значения b_2/D_2 и $\beta_{л2}$. Запиловка выходной кромки РК дала +3 % по напору. Выигрыш за счет уменьшения шероховатости проточной части может составить до 1 %. Численно определено оптимальное значение коэффициента скорости K_c для НА. Общий выигрыш КПД составил 5 %. В работе [8] использовано соотношение $Z_{РК}/Z_{НА}/Z_{ОК} = 7/9/9$. Отвод канального типа. В работе [9] $Z_{РК}/Z_{НА}/Z_{ОНА} = 6/9/12$. Перевод потока из НА в ОНА осуществлен по тору. Численно исследованы ступени с широким ($b_3/b_2 = 1,5$) и узким ($b_3/b_2 = 1,1$) отводами. Число лопаток направляющего аппарата – $Z_{НА} = 9$. Лопатки НА и ОНА – тонкие, лопаточного типа. КПД рассмотренных вариантов – 75,5 % и 75,9 %, это низкие значения. В работе [10] рассматриваются вопросы создания насоса ЦНС 240-1422 с НА, имеющим прерывистую зону перевода потока. КПД насоса – 79 %.

Перед проведением расчетов, необходимых для оценки исходного и проектирования новых вариантов проточной части насоса ЦНС 240-2100 с коэффициентом быстроходности $n_s = 72$, следовало отработать методику численного моделирования течения вязкой жидкости в насосах типа ЦНС. Их отличительной особенностью является малый радиальный зазор между рабочим колесом и отводом (менее 1 %). Методика должна качественно и количественно правильно прогнозировать характеристики насосов данного типа. Верификация математической модели проводилась на базе насоса ЦНС 240-1525, который представляет собой 12-ступенчатый центробежный насос с следующими параметрами номинального режима: $n=3000$ об/мин; $Q=240$ м³/ч; $H=1525$ м; $\eta=79$ %; $N=1,2$ МВт; $n_s=72$. Жидкотельная модель проточной части данного насоса включала две промежуточные ступени, энергетические пара-

метры насоса рассчитывались по второй ступени. Построение расчетной сетки осуществлялось в программе ANSYS Meshing. Расчетная сетка – неструктурированная, элементы расчетной сетки – тетраэдры. Для моделирования пограничного слоя были сгенерированы призматические слои с параметрами, удовлетворяющими требованиям k - ϵ модели турбулентности. Общее количество элементов расчетной сетки всей проточной части составило 16 млн. Расчет течения вязкой жидкости в проточной части насоса осуществлялся в программном модуле ANSYS CFX. Расчет выполнялся с использованием стационарного и нестационарного подходов. Расчетные и экспериментальные характеристики представлены на рис. 1.

Стационарный подход дал расхождение расчетного напора с экспериментом на номинальном режиме – 6 %, нестационарный – в пределах погрешности измерений напора насоса. Насос ЦНС 240-1525 имеет малую величину зазора между рабочим колесом и направляющим аппаратом ($D_3/D_2 = 1,013$), и стационарный подход, очевидно, не позволяет качественно разрешить течение в области между РК и НА, что приводит к высокой погрешности при расчете параметров насоса. При малых зазорах между РК и НА рекомендуется использовать нестационарный подход.

Численный анализ течения вязкой жидкости в базовом варианте насоса ЦНС 240-2100 был выполнен в программном комплексе ANSYS CFX по отработанной выше методике. Расчет течения выполнялся в нестационарной постановке. Определялись пульсации гидродинамических сил, действующих на элементы конструкции насоса. Исходный вариант имеет 16 ступеней: $D_2 = 318$ мм; $D_0/D_2 = 0,49$; $d_{вт}/D_2 = 0,3$; $b_2/D_2 = 0,049$; $\beta_{л2} = 33^\circ$; $z = 7$; $D_3/D_2 = 1,0063$; $b_3/b_2 = 1,29$; $Z_{НА}/Z_{ОНА} = 9/6$. Расчетная характеристика насоса представлена на рис. 2. Объемный и механический КПД рассчитаны по эмпирическим зависимостям программы «САПР ЦН», разработанной на кафедре гидромашиностроения СПбПУ [11].

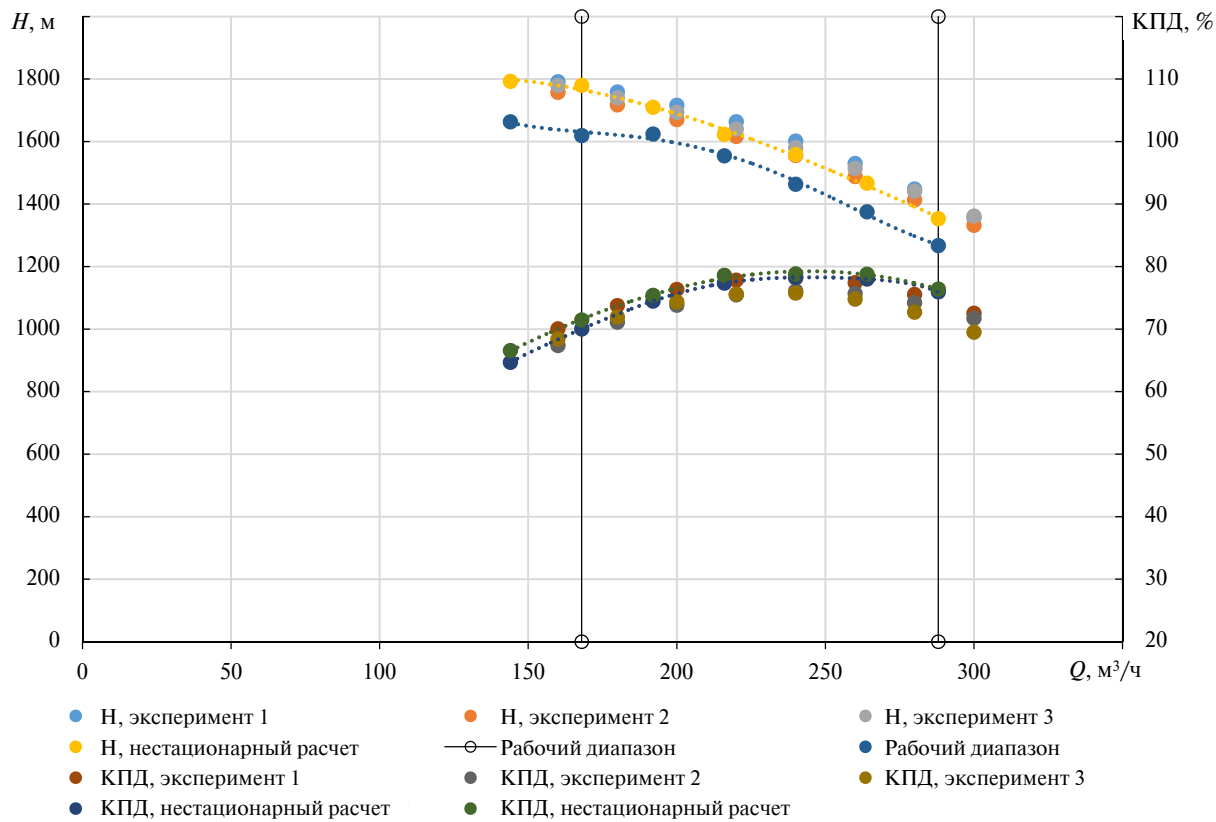
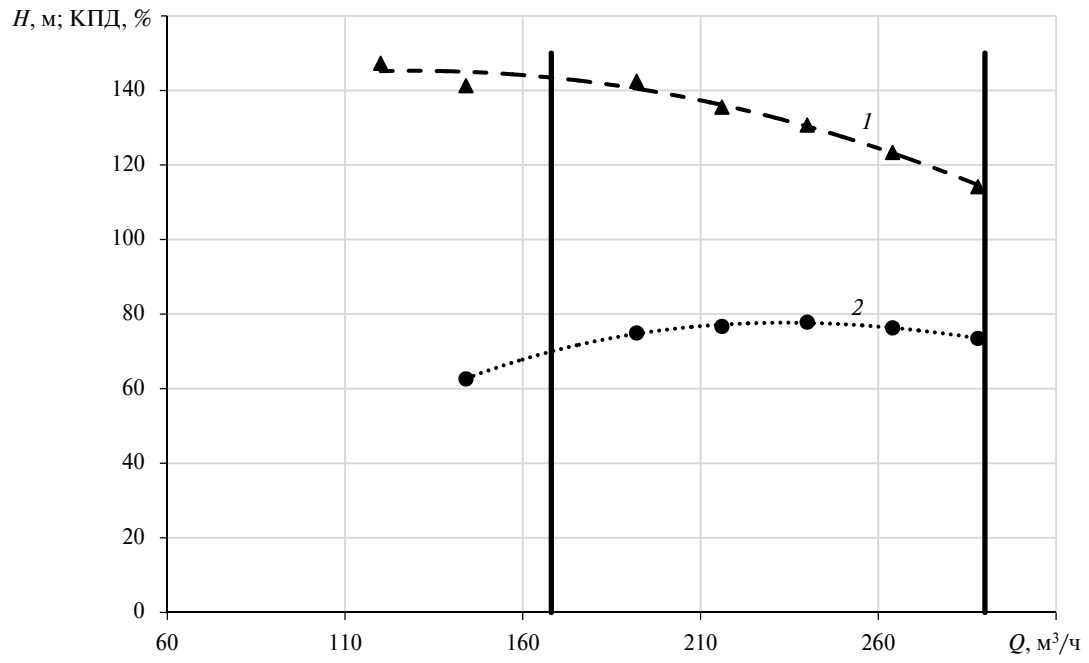


Рис. 1. Энергетическая характеристика насоса ЦНС 240-1500
 Fig. 1. Performance characteristic of the pump CNS 240-1500.



1 – напорная характеристика ступени; 2 – КПД полный; (—) – рабочий интервал

Рис. 2. Расчетные характеристики исходного варианта насоса ЦНС 240-2100
 Fig. 3. The numerical characteristics initial variant of the pump CNS 240-2100

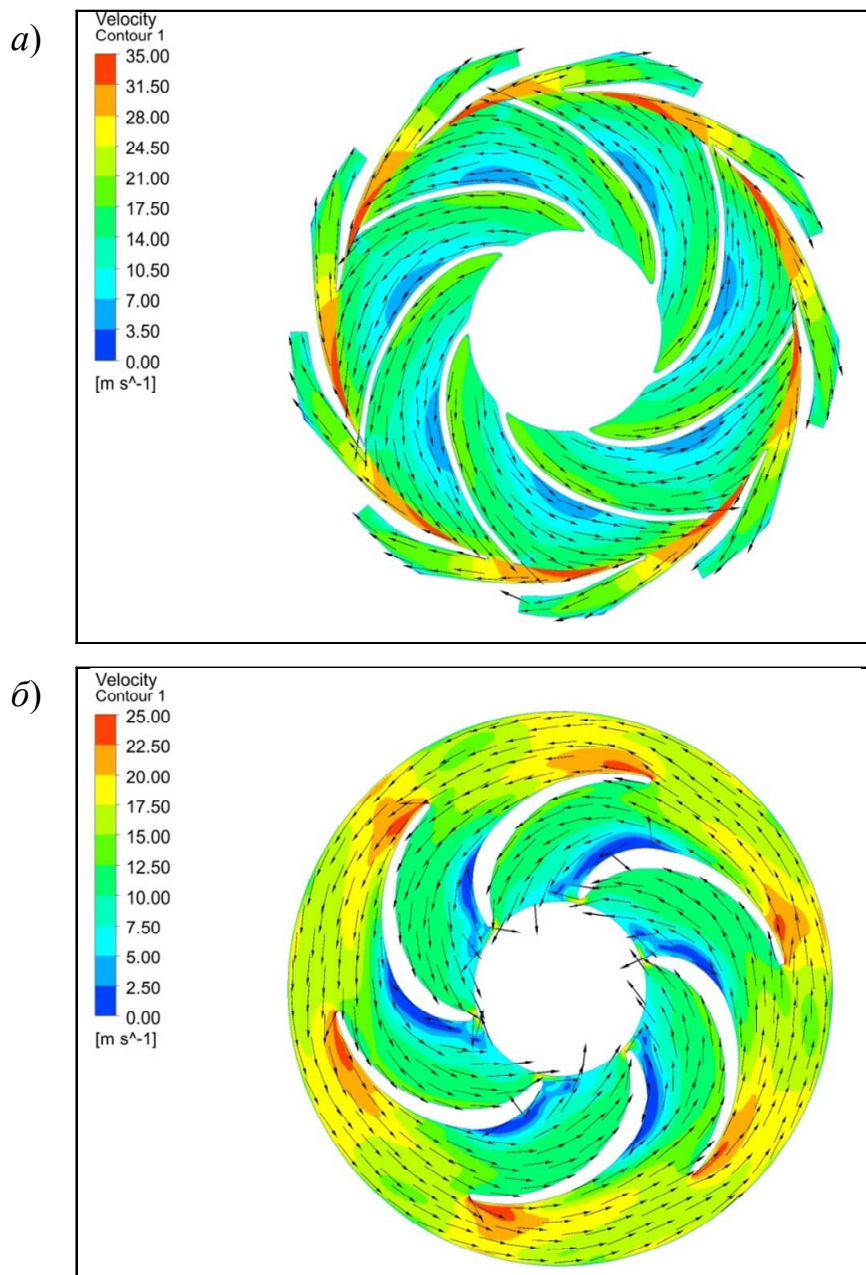


Рис. 3. Поля скоростей в рабочем колесе и диффузоре
(а – РК и НА; б – ОНА). $Q_{\text{ном}} = 240 \text{ м}^3/\text{ч}$; $n = 3000 \text{ об/мин}$

Fig. 3. The field of velocity in the impeller and diffuser
(a – the impeller; б – return diffuser). $Q_{\text{ном}} = 240 \text{ м}^3/\text{ч}$; $n = 3000 \text{ rpm}$

Параметры насоса на номинальном режиме работы: $Q = 240 \text{ м}^3/\text{ч}$; $n = 3000 \text{ об/мин}$; $H_1 = 130,7 \text{ м}$; $H = 16 \times H_1 = 2091 \text{ м}$ ($H_{\text{тз}} = 2100 \text{ м}$); $\eta_{\text{мех}} = 94,4 \%$; $\eta_{\text{об}} = 96,6 \%$; $\eta_{\text{гидр}} = 85,5 \%$; $\eta = 77,9 \%$. Анализируя расчетные параметры на номинальном режиме работы насоса, можно сделать

вывод, что существующая проточная часть не обеспечивает $\eta = 80 \%$ – КПД, требуемый по ТЗ.

На рис. 3 представлены осредненные по времени поля скоростей в элементах проточной части исходного варианта на номинальном режиме.

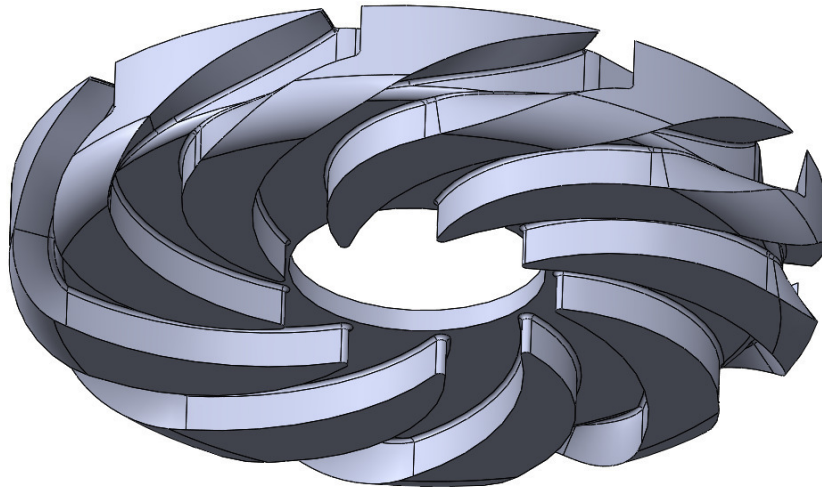


Рис. 4. Переводные и обратные каналы МКО
Fig. 4. Radial diffusers with return channels

Исследования различных авторов показывают, что основными причинами возникновения вибрации в насосе являются нестационарные явления в потоке (пульсации давления из-за конечного числа лопастей, вихреобразования, неравномерность течения в окружном направлении). В связи с этим были проанализированы пульсации гидродинамической силы, действующей на рабочее колесо в радиальном направлении, а именно проекции этой силы на оси X и Y . Это стало возможным благодаря тому, что расчет течения вязкой жидкости в проточной части проводился в нестационарной постановке.

Амплитуда колебаний силы составила 1000 Н, что можно объяснить близким расположением лопастных систем РК и НА ($D_3/D_2 = 1,0063$, зазор – 0,63 %). При расчете исходного варианта насоса в нестационарной постановке также наблюдались сильные колебания расчетных интегральных параметров – напора H и КПД η .

Сначала была спроектирована ступень с отводом канального типа (вариант 1). Проектирование лопастной системы РК выполнялось с использованием программного комплекса САПР ЛС [11]. Диаметр РК был принят равным $D_2 = 316$ мм. По первым результатам расчета

обтекания корректировался диаметр D_0 горловины РК, чтобы угол лопасти на входе в периферийном сечении был примерно равным углу потока. Ширина канала на выходе определялась по принятым методикам с последующей ее корректировкой, что позволяло изменять расчетный напор РК и значения минимальных относительных скоростей в межлопастных каналах. Отвод – канального типа с соотношениями $D_3/D_2 = 1,019$, $D_4/D_2 = 1,209$ (определено внутренним диаметром корпуса). Относительная ширина НА – $b_3/b_2 = 1,29$. Количество лопаток – $Z_0 = 9$. Величина проходного сечения аппарата определялась из условий обеспечения расчетного значения скорости в горловине отвода. Обратные каналы (ОК) имеют практически постоянное сечение. Выходной угол лопаток обратных каналов меньше 90° , что приводит к уменьшению потерь в нем из-за снижения кривизны каналов и увеличивает гидравлический КПД РК следующей ступени. Зона поворота и обратные каналы полученного отвода приведены на рис. 4. Для окончательного уточнения характеристик были выполнены расчеты течения вязкой жидкости с использованием программного комплекса *ANSYS CFX 16.2*. Основные параметры и результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1

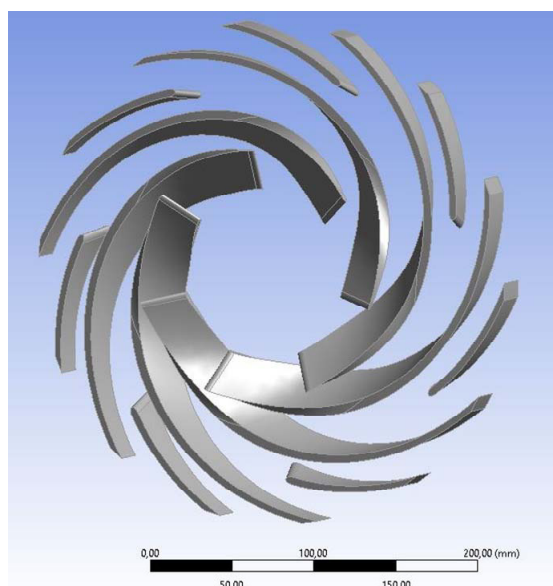
Варианты ступеней насоса ЦНС 240-2100

Table 1

Variants of pump stages MSP 240-2100

Вариант	Тип отвода	D_3/D_2	D_4/D_2	H	η_r	η	F_x, F_y
Исходный	Канально-лопаточный	1,0063	1,2	2091	0,855	0,78	1000
1	Канальный	1,019	1,21	2046	0,865	0,78	–
2	Канально-лопаточный	1,03	1,24	2110	0,877	0,8	400
3	Лопаточный	1,03	1,24	2192	0,897	0,817	300

а)



б)

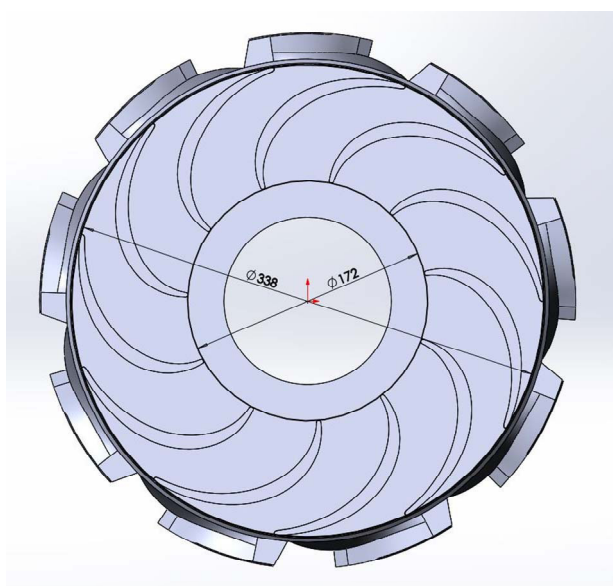


Рис. 5. Лопастная система разработанного варианта 2 РК (а) и обратного направляющего аппарата (б)
Fig. 5. The hydraulic components of created variant 2: а – impeller, б – return diffusers

Поскольку проточная часть в варианте 1 не обеспечила требуемый повышенный, более 80 %, КПД, то был спроектирован вариант 2 промежуточной ступени с отводом канально-лопаточного типа. В конструкцию ступени был сразу заложен требуемый увеличенный радиальный зазор D_3/D_2 (см. табл. 1) между рабочим колесом и направляющим аппаратом; диаметр РК при этом был вынужденно уменьшен. Для увеличения напора РК до требуемого его лопастная система была выполнена двухъярусной, что должно было к тому же способствовать снижению амплитуды пульсаций дав-

ления за РК. Основные параметры варианта 2 рабочего колеса: $D_2 = 310$ мм; $D_0/D_2 = 0,49$; $d_{вт}/D_2 = 0,3$; $b_2/D_2 = 0,0677$; $\beta_{л2} = 20^\circ$; число лопастей первого и 2-го ярусов – $z_1/z_2 = 7/14$. На рис. 5, а представлена лопастная система рабочего колеса промежуточной ступени насоса. Разработка направляющего аппарата осуществлялась на основе исходного НА, предусматривалась возможность его изготовления с использованием имеющихся штампов. В направляющем аппарате увеличена ширина ($b_3/b_2 = 1,29$) с целью снижения общего уровня скоростей в нем. Обратный направляющий



аппарат (рис. 5, б) имел увеличенное число лопаток, углы которых были откорректированы с использованием метода исследования пространства параметров (ИПП) [12], который в последнее время стал достаточно широко распространен в практике гидромашиностроения [13–18].

Параметры насоса на номинальном режиме работы (см. табл. 1): $H_1 = 131,88$ м; $H = 16 \times H_{\text{ступ}} = 2110$ м ($H_{\text{тз}} = 2100$ м); $\eta_{\text{мех}} = 94,37$ %; $\eta_{\text{об}} = 96,56$ %; $\eta_{\text{гидр}} = 87,69$ %; $\eta = 79,91$ % ($\eta_{\text{тз}} = 80$ %). Анализируя расчетные параметры на номинальном режиме работы насоса, можно сделать вывод, что разработанная проточная часть обеспечивает требуемый напор с запасом ($H = 2110$ м, $H_{\text{тз}} = 2100$ м) и требуемый КПД – 80 %. Разработанный вариант 2 промежуточной ступени насоса с лопаточным отводом дал превышение КПД относительно исходного варианта на 2,2 %.

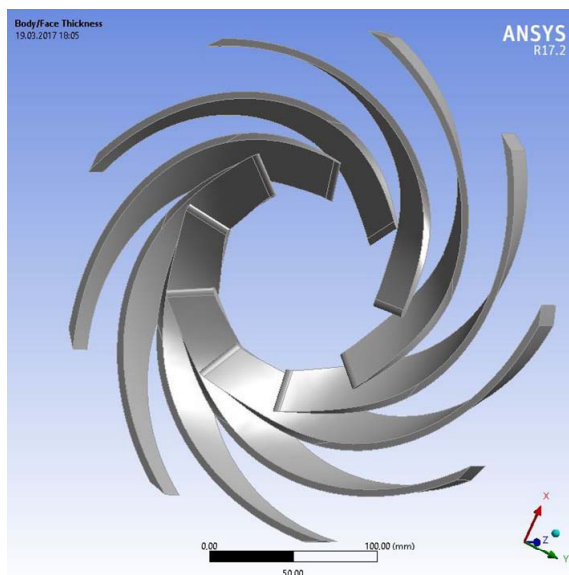
В варианте 2 лопастной системы удалось значительно снизить амплитуду пульсации гидродинамической силы, действующей на

ротор. Для исходного варианта проточной части амплитуда пульсации силы достигает 1100 Н, для разработанного варианта – 400 Н.

С целью исследования возможности дальнейшего повышения КПД ступени был спроектирован вариант 3 проточной части с лопаточным отводом (и прямой, и обратный аппараты – лопаточного типа). В данном варианте предусмотрен увеличенный радиальный зазор между рабочим колесом и направляющим аппаратом как с целью выполнения наложенных ограничений, так и для улучшения ВШХ насоса. Рабочее колесо имеет одноярусную решетку, коэффициент напора повышен за счет увеличения ширины колеса.

Основные геометрические параметры разработанного рабочего колеса: $D_2 = 310$ мм; $D_0/D_2 = 0,503$; $d_{\text{вт}}/D_2 = 0,3$; $b_2/D_2 = 0,0677$; $\beta_{\text{л2}} = 24^\circ$; $z = 9$; $D_3/D_2 = 1,039$; $b_3/b_2 = 1,095$; $Z_{\text{НА}}/Z_{\text{ОНА}} = 13/12$. На рис. 6, а – лопастная система разработанного рабочего колеса промежуточной ступени насоса.

а)



б)

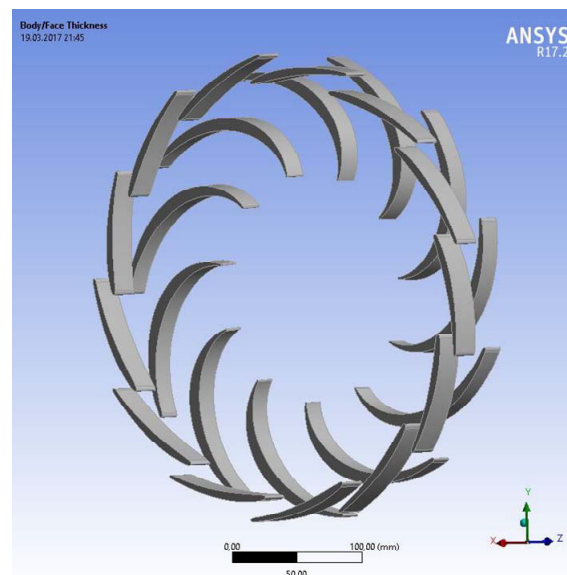


Рис. 6. Лопастная система рабочего колеса (а) и лопатки НА и ОНА (б) отвода промежуточной ступени (вариант 3)

Fig. 6. Hydraulic components include of the impeller (a) and return diffusers (b) of stage of the pump (variant 3)

Таблица 2

Матрица исследования пространства параметров (вариант 3)

Table 2

Matrix for the study of parameter space (variant 3)

Вариант НА	Угол входа в диффузор	Угол выхода из диффузора	Угол входа в ОНА	Потери НА, м
1	9	15	30	11,5881
2	9	15	20	9,26748
3	9,5	12,5	25	11,8798
4	8,5	17,5	15	9,56364
5	9,75	13,75	12,5	6,98052
6	8,75	18,75	22,5	13,8272
7	9,25	16,25	17,5	9,95071
8	8,25	11,25	27,5	19,6035
9	9,875	10,625	16,25	13,1725
10	8,875	15,625	26,25	12,0447
11	9,375	18,125	11,25	10,9637
12	8,375	13,125	21,25	13,176
13	9,625	16,875	23,75	13,8799
14	8,625	11,875	13,75	12,7626
15	9,125	14,375	28,75	12,2484
16	8,125	19,375	18,75	12,0811
17	9,9375	14,6875	21,875	10,341
18	8,9375	19,6875	11,875	11,3165
19	9,4375	17,1875	26,875	14,6711
20	8,4375	12,1875	16,875	13,8209
21	9,6875	18,4375	19,375	14,1679

Разработка направляющего аппарата осуществлялась с учетом возможности его установки в имеющиеся корпусные детали. В системе автоматизированного проектирования ANSYS DesignModeler была построена параметрическая модель направляющего аппарата, включающая в себя: лопатки диффузора, переводной канал, лопатки обратного направляющего аппарата (рис. 6, б). Углы лопаток направляющего аппарата (НА) и лопаток

обратного направляющего аппарата (ОНА) были выбраны путем анализа значений целевых функций (гидравлические потери в отводе), представленных в матрице исследования пространства параметров [12] (табл. 2). Согласование углов лопаток НА и входных углов лопаток ОНА позволило заметно снизить гидравлические потери в отводе. Лучший вариант приведен в табл. 2 – это вариант 5.

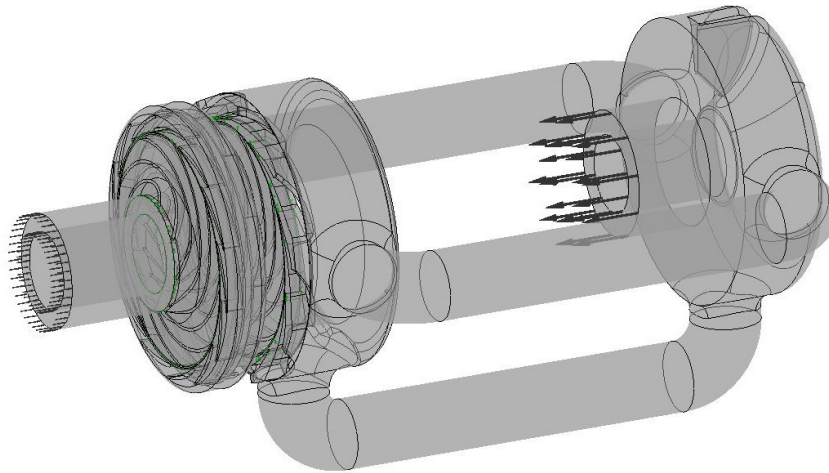


Рис. 7. Расчетная область с переводным устройством
Fig. 7. Domain with transfer pipelines

Параметры насоса на номинальном режиме (см. табл. 1): $H_1 = 137$ м; $H = 16 \times H_{\text{ступ}} = 2192$ м ($H_{\text{тз}} = 2100$ м); $\eta_{\text{мех}} = 94,37$ %; $\eta_{\text{об}} = 96,56$ %; $\eta_{\text{гидр}} = 89,67$ %; $\eta = 81,71$ % ($\eta_{\text{тз}} = 80$ %). Анализируя расчетные параметры на номинальном режиме работы насоса, можно сделать вывод, что разработанная проточная часть ступени с лопаточным отводом с запасом обеспечивает требуемый напор и КПД. Анализ картины течения в элементах проточной части насоса на номинальном режиме работы показал, что течение упорядочено без явных нарушений плавности течения. Разработанный вариант НА (вариант 3) в сравнении с исходным имеет более низкие скорости в области перевода потока между диффузором и обратным направляющим аппаратом, а также в обратном направляющем аппарате. Тем самым в новом направляющем аппарате удалось снизить гидравлические потери и повысить КПД насоса в целом. В варианте с отводом лопаточного типа значительно снизилась амплитуда пульсации гидродинамической силы, действующей на ротор. В исходном варианте амплитуда пульсации силы достигает 1100 Н, для разработанного лопаточного варианта 3 – до 300 Н.

Для определения характеристики насоса в целом был произведен расчет вязкого течения и потерь в элементах насоса, которые не были учтены в предыдущих расчетах.

В подводящем и отводящем устройствах потери во всем диапазоне работы оказались невысокими, не оказывающими существенного влияния на полный КПД насоса. Из не учтенных ранее основные потери были сосредоточены в направляющем аппарате выходной ступени. Направляющий аппарат последней ступени был спроектирован отдельно, без обратного направляющего аппарата. После выполнения расчета потерь во всех элементах проточной части насоса, включая переводные трубы, необходимые при оппозитном расположении колес в ступенях ($8 + 8 = 16$), была построена прогнозная энергетическая характеристика насоса, которая практически совпала с расчетной характеристикой промежуточной ступени (рассматривался лучший вариант 3). Параметры насоса на номинальном режиме работы составили: $H = 2100,7$ м ($H_{\text{тз}} = 2100$ м); $\eta_{\text{мех}} = 93,86$ %; $\eta_{\text{об}} = 96,56$ %; $\eta_{\text{гидр}} = 90,05$ %; $\eta = 81,64$ % ($\eta_{\text{тз}} = 80$ %). Анализируя расчетные параметры на номинальном режиме работы насоса, можно сделать вывод, что разработанная проточная часть обеспечивает требуемый напор $H_{\text{тз}} = 2100$ м и требуемый КПД – не меньше 80 %.

Заключение

1. Оработана методика расчета и построения прогнозных характеристик многоступенчатых насосов на базе насоса ЦНС 240-1525.

Проведенная верификация показала хорошее согласование расчета и эксперимента. Для ступеней насосов с малыми радиальными зазорами между колесом и аппаратом при расчете течения необходимо использовать нестационарный подход, который дает физически правильные результаты и необходимую точность прогнозирования характеристик многоступенчатых насосов.

2. Численное исследование исходной проточной части насоса ЦНС 240-2100 показало, что максимальный КПД при номинальном расходе составляет 78 %.

3. Существующие конструкции насосов типа ЦНС имеют в основном значительный размер в радиальном направлении, характеризуемый отношением диаметров D_4/D_2 вплоть до 1,4. Такие радиальные размеры позволяют обеспечить благоприятное течение и хорошие гидравлические качества отвода. При «зажатых» радиальных габаритах и малых углах установки лопаток протяженность диффузорной части направляющего аппарата становится малой и перестает исполнять свои функции как

диффузора. В этих случаях целесообразно использовать лопаточный отвод.

4. Численные исследования трех вариантов проточной части – 1) с увеличенным зазором между РК и НА, 2) рабочим колесом с уменьшенным диаметром, 3) отводами с уменьшенными радиальными габаритами – показали:

а) ступень с отводом канального типа (вариант 1) имеет худшие гидравлические качества (78 %);

б) у ступени с оптимизированным отводом канально-лопаточного типа (вариант 2) средние качества (80 %);

в) ступень с отводом лопаточного типа (вариант 3) демонстрирует лучшие гидравлические качества (81,7 %).

5. Амплитуда пульсаций радиальной силы вновь спроектированных ступеней с увеличенным радиальным зазором существенно ниже, чем у исходного варианта с малым радиальным зазором между РК и НА. Так для исходного варианта проточной части амплитуда достигает 1000 Н, для разработанных вариантов с увеличенным радиальным зазором 300–400 Н.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Багманов А., Бажайкин С. [и др.]. Модернизированный насос ЦНСн 315-126...630 для транспортировки нефти и газонасыщенной водонефтяной эмульсии // Насосы и оборудование. 2009. №6. С. 24–26.

2. Карапузова М., Кобизский Д., Макиевский С. Новое поколение центробежных секционных насосов – насосы типа ЦНСн 315 // Насосы и оборудование. 2010. №2. С. 20–22.

3. Князева Е.Г., Бирюков А.И., Визенков Г.В., Твердохлеб М.Б. О создании насоса для системы ППД // Тезисы докладов МНТК «Эффективность и экологичность насосного оборудования». М.: Крокус – Экспо, 2010.

4. Луговая С.О., Ольштынский П.Л. Исследование проточной части центробежного насоса с уменьшенными массо-габаритными характеристиками в диапазоне $n_s = 120-140$ // МНТК «Эффективность и экологичность насосного оборудования». М.: Крокус – Экспо, 2009.

5. Елин А.В., Твердохлеб И.Б., Ольштынский П.Л., Луговая С.О. Уменьшение радиальных размеров на-

правляющего аппарата промежуточной ступени многоступенчатого центробежного насоса // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития : сборник научных трудов VII МНТК. 14-15 июня 2012 г. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 208 с.

6. Князева Е.Г., Луговая С.О. Оптимизация геометрии рабочих колес центробежных насосов $n_s = 70$ // Насосы и оборудование. 2012. №4-5. С. 52–55.

7. Алексенский В.А., Жарковский А.А. Расчетное исследование влияния параметров насоса ЦНС 63-1400 // Насосы и оборудование. 2012. №6. С. 46–49.

8. Рыбальченко В., Воронин А., Бурлака В. ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе // Насосы и оборудование. 2013. №3. С. 32.

9. Алексанян С.А. Разработка питательного насоса двустороннего действия с параллельной работой по подаче рабочего тела для энергоустановок ТЭС гигаватного класса // ESCOPUMP-RUS'2015. Эффективность и инновации в насосостроении. Импортзамещение и локализация производства в России: докл. Междунар. науч.-техн. конф. (Москва,



МВЦ «Крокус – Экспо». М.: Типография ООО «Цифра 101», 2015. С. 5–13.

10. Твердохлеб И., Витер Д., Михайлов Ю., Роденко О., Обозный А. Особенности проектирования насосов в соответствии API 610 для систем ППД // Насосы и оборудование. 2015. №6. С. 20–23.

11. Жарковский А.А., Топаж Г.И., Климович В.И., Голиков В.А. Программные комплексы кафедры гидромашиностроения СПбГПУ для расчета проектирования лопастных гидромашин // Насосы. Турбины. Системы. 2012. № 4 (5). С. 7–14.

12. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями : учеб. пособие для вузов. М.: Дрофа, 2006. 175 с.

13. Луговая С.О., Князева Е.Г. Оптимизация геометрии рабочих колес центробежных насосов $n_s = 70$ // Насосы и оборудование. 2012. № 4-5. С. 52–55.

14. Поспелов А.Ю., Жарковский А.А. Использование трехмерных методов для расчета течения, прогнозирования характеристик и оптимизации формы проточных частей гидравлических турбин

// Гидротехническое строительство. 2014. № 11. С. 104–109.

15. Валюхов С.Г., Кретинин А.В., Галдин Д.Н., Баранов С.С. Оптимизационное проектирование проточной части магистрального нефтяного насоса с использованием Turbo инструментов ANSYS // Насосы. Турбины. Системы. 2015. № 1(14). С. 56–69.

16. Чабурко П.С., Ломакин В.О., Кулешова М.С., Баулин М.Н. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-тау поиска // Насосы. Турбины. Системы. 2016. № 1 (18). С. 36–41.

17. Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Chaburko P.S. Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic Characteristics // Procedia Engineering. 2017. Vol. 176.

18. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S18777058117308639>

19. Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Иванов Е.А. О проектировании проточной части осевого насоса низкой быстроходности // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23, №2. С. 41–52. DOI: 10.18721@JEST.2A0204

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ИВАНОВ Евгений Александрович – инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: 20evgeniy08@mail.ru

ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: Azharkovsky@pef.spbstu.ru

БОРЩЕВ Игорь Олегович – кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: borshchevspbspu@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 26.03.2018

REFERENCES

[1] Bagmanov A., Bazhaykin S. [i dr.]. Modernizirovanny nasos TsNSN 315-126...630 dlya transportirovki nefi i gazonasyschennoy vodoneftyanoy emulsii. *Nasosy i oborudovaniye*. 2009. № 6. S. 24–26. (rus.)

[2] Karapuzova M., Kobizkiy D., Makiyevskiy S. Novoye pokoleniye tsentrobezhnykh sektionnykh nasosov – nasosy tipa TsNSn 315. *Nasosy i oborudovaniye*. 2010. №2. S. 20–22. (rus.)

[3] Knyazeva Ye.G., Biryukov A.I., Vizenkov G.V., Tverdokhlebl M.B. O sozdaniy nasosa dlya sistemy PPD. *Tezisy dokladov MNTK «Effektivnost i ekologichnost nasosnogo oborudovaniya»*. М.: Krokus – Ekspo, 2010.

[4] Lugovaya S.O., Olshtynskiy P.L. Issledovaniye protochnoy chasti tsentrobezhnogo nasosa s umenshennyimi

masso-gabaritnymi kharakteristikami v diapazone $n_s = 120-140$. *MNTK «Effektivnost i ekologichnost nasosnogo oborudovaniya»*. Krokus – Ekspo. Moskva, 2009.

[5] Yelin A.V., Tverdokhlebl I.B., Olshtynskiy P.L., Lugovaya S.O. Umensheniye radialnykh razmerov napravlyayushchego apparata promezhutochnoy stupeni mnogostupenchatogo tsentrobezhnogo nasosa. *Gidravlicheskiye mashiny, gidroprivody i gidropnevmomatika. Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya : sbornik nauchnykh trudov VII MNTK*. 14–15 iyunya 2012 g. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2012. 208 s. (rus.)

[6] Knyazeva Ye.G., Lugovaya S.O. Optimizatsiya geometrii rabochikh koles tsentrobezhnykh nasosov $n_s = 70$. *Nasosy i oborudovaniye*. 2012. № 4-5. S. 52–55. (rus.)

- [7] **Aleksenskiy V.A., Zharkovskiy A.A.** Raschetnoye issledovaniye vliyaniya parametrov nasosa TsNS 63-1400. *Nasosy i oborudovaniye*. 2012. №6. S. 46–49. (rus.)
- [8] **Rybalchenko V., Voronin A., Burlaka V.** PAO «Sumskoye NPO im. M.V. Frunze. *Nasosy i oborudovaniye*. 2013. № 3. S. 32. (rus.)
- [9] **Aleksanyan S.A.** Razrabotka pitatel'nogo nasosa dvustoronnego deystviya s paralelnoy rabotoy po podache rabocheho tela dlya energoustanovok TES gigavatnogo klassa / ECOPUMP-RUS'2015. *Effektivnost i innovatsii v nasosostroyenii. Importozameshcheniye i lokalizatsiya proizvodstva v Rossii: dokl. Mezhd. nauchn.-tekhn. konf.* (Moskva, MVTs «Krokus – Ekspo». M.: Tipografiya OOO «Tsifra 101», 2015. S. 5–13. (rus.)
- [10] **Tverdokhleby I., Viter D., Mikhaylov Yu., Rodenko O., Oboznyi A.** Osobennosti proyektirovaniya nasosov v sootvetstviy API 610 dlya sistem PPD. *Nasosy i oborudovaniye*. 2015. №6. S. 20–23. (rus.)
- [11] **Zharkovskiy A.A., Topazh G.I., Klimovich V.I., Golikov V.A.** Programmnyye komplekсы kafedry gidromashinostroyeniya SPbGPU dlya rascheta proyektirovaniya lopastnykh gidromashin. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*. 2012. № 4 (5). S. 7–14. (rus.)
- [12] **Sobol I.M., Statnikov R.B.** Vybory optimalnykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriyami : ucheb. posobiye dlya vuzov. M.: Drofa, 2006. 175 s. (rus.)
- [13] **Lugovaya S.O., Knyazeva Ye.G.** Optimizatsiya geometrii rabochikh koles tsentrobezhnykh nasosov $n_s = 70$. *Nasosy i oborudovaniye*. 2012. №4-5. S. 52–55.
- [14] **Pospelov A.Yu., Zharkovskiy A.A.** Ispolzovaniye trekhmernykh metodov dlya rascheta techeniya, prognozirovaniya kharakteristik i optimizatsii formy protochnykh chastey gidravlicheskiykh turbin. *Gidrotekhnicheskoye stroitelstvo*. 2014. № 11. S. 104–109. (rus.)
- [15] **Valyukhov S.G., Kretinin A.V., Galdin D.N., Baranov S.S.** Optimizatsionnoye proyektirovaniye protochnoy chasti magistral'nogo neftyanogo nasosa s ispolzovaniyem Turbo instrumentov ANSYS. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*. 2015. №1(14). S. 56–69. (rus.)
- [16] **Chaburko P.S., Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Baulin M.N.** Kompleksnaya optimizatsiya protochnoy chasti germetichnogo nasosa metodom LP-tau poiska. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*. 2016. №1 (18). S. 36–41. (rus.)
- [17] **Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Chaburko P.S.** Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic Characteristics. *Procedia Engineering*. 2017. Vol. 176.
- [18] URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S18777058117308639>
- [19] **Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A., Ivanov Ye.A.** O proyektirovanii protochnoy chasti oseвого nasosa nizkoy bystrokhodnosti. *Nauchno-tekhnicheskkiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki*. 2017. T. 23, №2. S. 41–52. DOI: 10.18721@JEST.2A0204

THE AUTHORS

IVANOV Evgenii A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: 20evgeniy08@mail.ru

ZHARKOVSKY Aleksandr A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: Azharkovsky@pef.spbstu.ru

BORSHCHEV Igor O. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: borshchevspbspu@mail.ru

Received: 26.03.2018