

УДК 621.65.03

# Оптимизация направляющего аппарата погружного электронасоса высокой быстроходности

Д.А. Горбатов<sup>1</sup>, А.А. Жарковский<sup>2</sup>, А.В. Адрианов<sup>1</sup><sup>1</sup> ООО «СУЛАК»<sup>2</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

## Vaned diffuser optimization of the submersible electric pump of the high specific speed

D.A. Gorbatov<sup>1</sup>, A.A. Zharkovskii<sup>2</sup>, A.V. Adrianov<sup>1</sup><sup>1</sup> "SULAK", LLC<sup>2</sup> Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

В одноступенчатых моноблочных погружных электронасосах с двигателем, обтекаемым рабочей средой, сложно получить высокое значение коэффициента полезного действия из-за конфигурации отводящего устройства. Для улучшения энергетических качеств таких насосных агрегатов исследованы лопаточные направляющие аппараты разной конструкции с целью выбора лучшей конфигурации для проектирования проточной части. Выполнена двухэтапная параметрическая оптимизация лопаточного направляющего аппарата выбранной конструкции в составе проточной части с входными параметрами, оказывающими наибольшее влияние на гидравлический коэффициент полезного действия насоса. Исследованы два метода покрытия поля поиска расчетными точками с определением области расположения глобального максимума целевой функции. Проведен уточняющий поиск максимума гидравлического коэффициента полезного действия насоса с использованием прямых методов численной оптимизации. Проанализирован характер течения в отводящем устройстве насоса с исходным и оптимизированным лопаточными направляющими аппаратами.

EDN: FEWZTZ, <https://elibrary/fewztz>

**Ключевые слова:** моноблочный погружной электронасос, лопаточный направляющий аппарат, численная оптимизация, матрица планирования эксперимента, метод латинского гиперкуба

It is difficult to achieve a high efficiency in single-stage monoblock submersible electric pumps with a motor streamlined by the pumped liquid due to the configuration of the casing. To improve the energy qualities of such pump units, vaned diffusers of different construction were studied in order to select the best geometry for design of the flow passage. A two-stage parametric optimization of the vaned diffuser of the selected construction was performed as part of the flow passage with input parameters having the greatest impact on the hydraulic efficiency of the pump. Two methods of covering the search field by the calculation points were studied with determination for the location area of the global maximum of the objective function. A refinement search for the maximum hydraulic efficiency of the pump was carried out using direct methods of the numerical optimization. The flow structure in the casing of the pump with the original and optimized vaned diffuser was analyzed.

EDN: FEWZTZ, <https://elibrary/fewztz>

**Keywords:** monoblock submersible electric pump, vaned diffuser, numerical optimization, experiment planning matrix, latin hypercube method

Погружные электронасосы получили широкое применение в промышленности. В частности, в судостроительной, горнодобывающей, химической отраслях востребованы одноступенчатые погружные электронасосы, имеющие моноблочную конструктивную схему электродвигателя и насосной части [1].

В проточной части (ПЧ) таких насосных агрегатов отводящие устройства (ОУ) могут принципиально различаться по конструкции, определяющей направление и вид течения. Агрегаты часто оснащены ОУ, состоящим из лопаточного направляющего аппарата (ЛНА), за которым вокруг электродвигателя имеется область течения, называемая кольцевой камерой. Наружное обтекание двигателя рабочей средой обеспечивает ему эффективное охлаждение, что является главным достоинством такой конструкции ОУ. В то же время с такой конфигурацией ОУ значения коэффициента полезного действия (КПД) одноступенчатых моноблочных погружных электронасосных агрегатов, как правило, невысокие.

В инженерных расчетах применяют различные подходы, связанные с численной оптимизацией элементов ПЧ и направленные на достижение высоких энергетических качеств насосов [2–5]. Так, в статье [6] по результатам исследования центробежного насоса со спиральным отводом, включающим в себя ЛНА, показано, что оптимизация с четырнадцатью

входными параметрами позволяет уменьшить зоны отрыва потока в каналах ЛНА и увеличить КПД насоса на 2,8 % путем перехода формы лопатки ЛНА с цилиндрической на пространственную.

В работе [7] оптимизация ПЧ двухпоточного центробежного насоса проведена при девяти входных параметрах с использованием генетического метода и поверхности отклика, построенной по матрице планирования эксперимента (МПЭ), составленной из 149 расчетных точек с помощью метода латинского гиперкуба (Latin Hypercube Sampling — LHS). В результате оптимизации уменьшена скорость течения в ОУ и на 3,7 % увеличен КПД насоса.

При оптимизации двухзаходного отвода центробежного насоса [8] применены четыре суррогатные модели, созданные по МПЭ, составленной с помощью плана оптимального заполнения пространства поиска (Optimal Space Filling — OSF). В результате расчетов целевая функция была улучшена.

Анализ показал, что работы по исследованию течений и численной оптимизации применительно к одноступенчатым моноблочным погружным электронасосам встречаются редко.

Цель работы — расчетным путем повысить энергетические показатели одноступенчатого моноблочного погружного электронасоса высокой быстроходности с использованием методов численной оптимизации ЛНА.

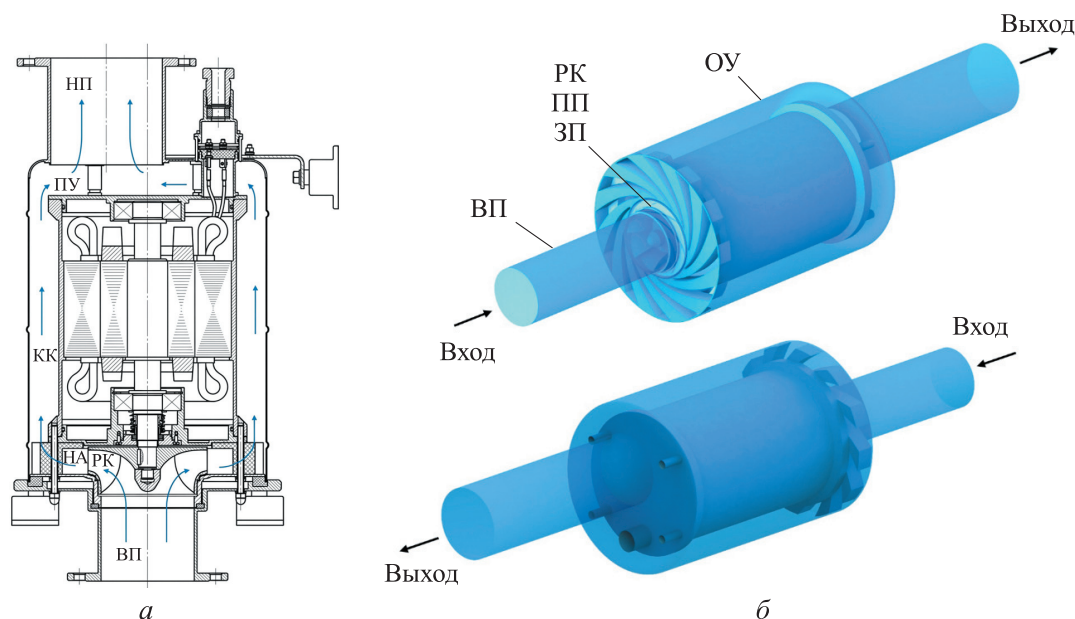


Рис. 1. Конструктивная схема (а) и расчетная область (б) одноступенчатого моноблочного погружного электронасоса

В качестве объекта исследования выступал одноступенчатый моноблочный погружной электронасос с коэффициентом быстроходности  $n_s = 296$  (рис. 1, а). Расчетная область (рис. 1, б) включала в себя всасывающий патрубок (ВП), рабочее колесо (РК) консольного типа, переднюю (ПП) и заднюю (ЗП) пазухи с передним уплотнением РК щелевого типа, ОУ, состоящее из ЛНА, кольцевой камеры (КК), поворотного участка (ПУ) и напорного патрубка (НП).

**Валидация численной модели.** Для валидации численной модели расчета течения в ПЧ насоса использованы существующие экспериментальные данные объекта исследования. Трехмерное течение вязкой несжимаемой рабочей жидкости рассчитано в программном пакете ANSYS CFX путем численного решения системы осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса [9]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i' u_j') = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j) = 0, \quad (2)$$

где  $t$  — время;  $\rho$  — плотность рабочей среды;  $\bar{u}_i$ ,  $\bar{u}_j$  и  $u_i'$ ,  $u_j'$  — осредненные по времени значения скоростей и пульсационные составляющие скоростей соответственно;  $x_j$  и  $x_i$  — оси координат;  $p$  — давление рабочей среды;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости;  $f_i$  — параметр, характеризующий действие центробежных и кориолисовых сил.

Для замыкания системы уравнений (1) и (2) применена модель турбулентности  $k$ – $\epsilon$ , состоящая из двух уравнений [10]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \epsilon;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \epsilon) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - \rho C_{\epsilon 2} \epsilon). \end{aligned}$$

Здесь

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}; \quad P_k = -\rho \bar{u}_i' u_j' \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j};$$

$$\epsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left( \frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \right)^2}; \quad \Gamma_\epsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon};$$

где  $k$  — кинетическая энергия турбулентности;  $\epsilon$  — скорость диссипации;  $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon$  ( $C_\mu$  — коэффициент, связывающий турбулентную вязкость с кинетической энергией турбулентности и скоростью диссипации);  $C_{\epsilon 1}$  — коэффициент продукции диссипации;  $C_{\epsilon 2}$  — коэффициент диссипации;  $\sigma_k$  — турбулентное число Прандтля для кинетической энергии турбулентности;  $\sigma_\epsilon$  — турбулентное число Прандтля для скорости диссипации.

При анализе течения, определении гидравлических потерь и сравнении расчетных и экспериментальных характеристик расчеты проведены с полноразмерной расчетной областью в нестационарной постановке. Численная модель включала в себя 5 млн ячеек расчетной сетки. Входная граница расчетной области определена по полному давлению, выходная граница включала массовый расход. Скорость потока на стенках равна нулю. На стенках задана эквивалентная песочная шероховатость. Рабочая среда — вода при стандартных условиях.

При валидации численной модели течения на различных режимах определены гидравлический, объемный и механический КПД насоса, а также с учетом КПД электродвигателя рассчитан КПД насосного агрегата. По интегральным показателям получены расчетные характеристики в виде зависимостей напора  $H$ , КПД  $\eta_{\text{агр}}$  и потребляемой мощности  $N_{\text{агр}}$  агрегата от подачи  $Q$ , которые оказались близкими к экспериментальным данным (рис. 2).

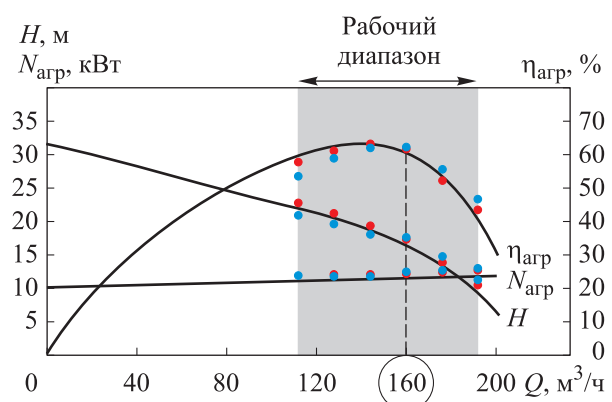


Рис. 2. Характеристики исследуемого насосного агрегата:

• и • — результаты расчета в стационарной и нестационарной постановке соответственно;  
— — экспериментальные данные

**Выбор конструкции ЛНА.** Анализ течения в ПЧ насоса показал, что на номинальном режиме в РК гидравлические потери составляют 5,5 %. Наибольшие потери, достигающие 14...15 %, сосредоточены в ОУ. Это обусловлено характером течения, которое формируется ЛНА в областях, следующих за ним: в кольцевой камере, на поворотном участке и в напорном патрубке. Поток в этих областях ОУ имеет высокую скорость и сильно закручен по винтовой линии вдоль корпуса электродвигателя.

По характеру течения в насосе сделан вывод, что для достижения более высокого КПД агрегата в первую очередь необходимо выбрать такую конструкцию ЛНА, которая уменьшит скорость течения и создаст за ним раскрученный поток. В связи с этим проведены численные расчеты ПЧ насоса с ЛНА разного типа (рис. 3, а) [11]: радиального — с различными значениями количества лопаток, их выходного угла и диаметра выходной кромки (варианты 1–5); осевого — с размещением в кольцевой камере для снижения закрутки потока в ОУ (вариант 6); радиально-осевого — с радиальными и осевыми лопатками, вытянутыми вдоль оси электродвигателя (вариант 7).

Численные расчеты показали, что седьмой вариант насоса с ЛНА радиально-осевого типа

и выходным углом лопатки  $\beta_{л4} = 90^\circ$  имеет наименьшие гидравлические потери в ПЧ (17,9 %). Четвертый вариант насоса с ЛНА радиального типа и  $\beta_{л4} = 90^\circ$  оказался вторым по минимальному уровню потерь (18,3 %). У этих вариантов поток за ЛНА является наиболее раскрученным (рис. 3, б).

Для дальнейшего проектирования и оптимизации ЛНА в составе ПЧ насоса выбран четвертый вариант ЛНА, как более технологичный, чем седьмой.

**Проектирование ЛНА.** Основные геометрические размеры элементов ПЧ насоса рассчитаны с учетом методик и рекомендаций, приведенных в работах [12, 13]. В ОУ ЛНА имеет цилиндрическую форму лопаток и спроектирован по средней линии тока (рис. 4). Диаметр входной кромки лопатки ЛНА  $D_3$  принят исходя из обеспечения пониженных пульсаций давления. Диаметр выходной кромки лопатки ЛНА  $D_4$  равен наружному диаметру кольцевой камеры за вычетом технологического зазора  $G$ , предназначенного для монтажа и уплотнения корпуса насоса. Входной угол лопатки ЛНА  $\beta_{л3}$  выбран по углу выхода потока из РК, а выходной угол лопатки ЛНА  $\beta_{л4}$  принят по результатам расчетов при выборе конструкции ЛНА. Угол охвата

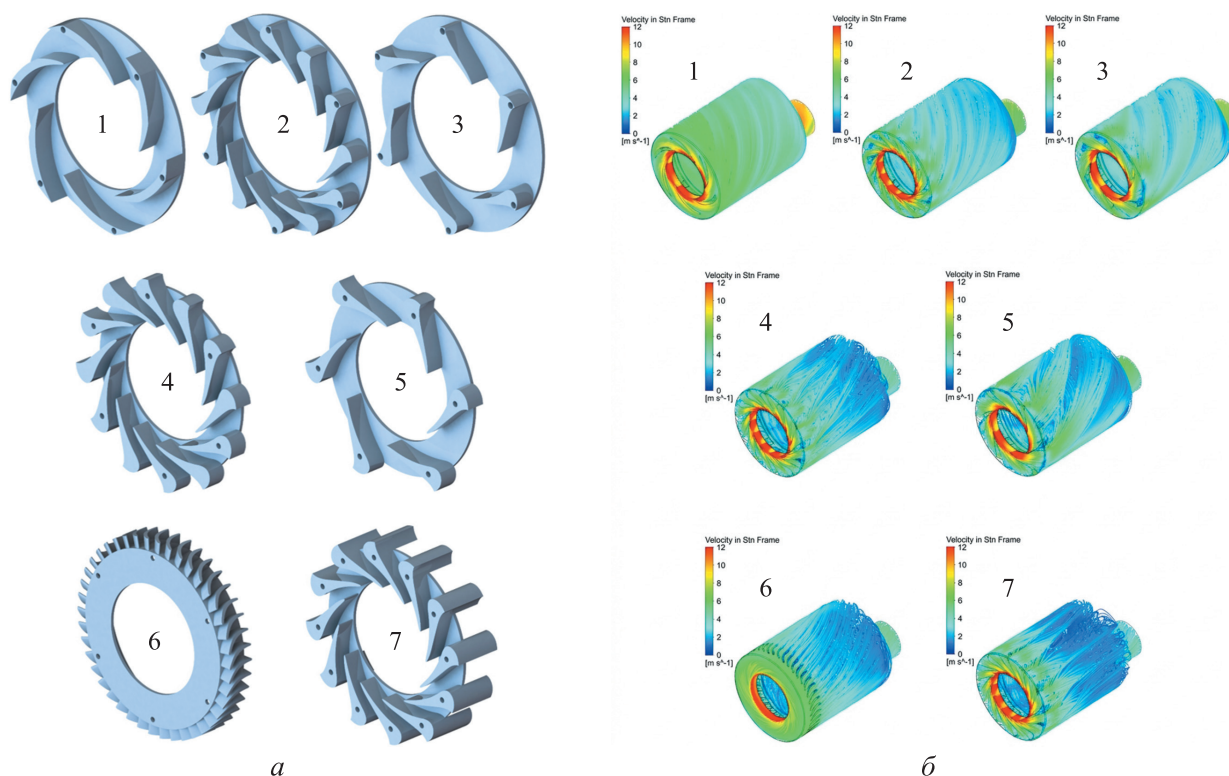


Рис. 3. Внешний вид вариантов ЛНА (а) и структуры течения в ОУ исследуемого насоса (б)

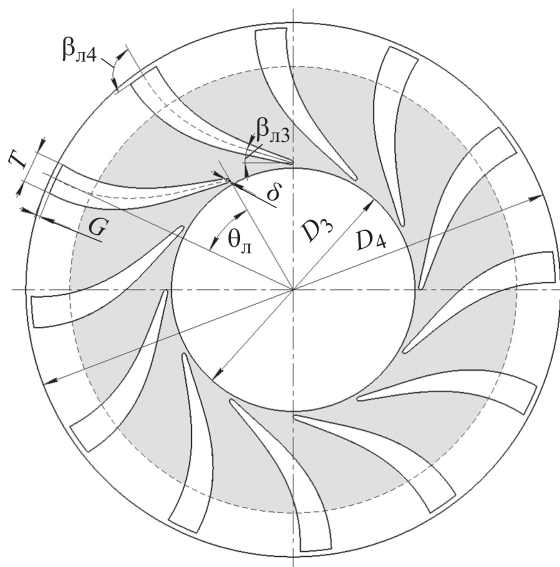


Рис. 4. Вид спроектированного ЛНА в плане

лопатки ЛНА  $\theta_{\text{л}}$  определен линейным законом изменения данных углов, а толщина входной кромки лопатки ЛНА  $\delta$  — по прочности. Толщина выходной кромки лопатки ЛНА  $T$  выбрана из условия уменьшения диффузорности межлопаточного канала.

**Оптимизация ЛНА.** Параметрическая численная модель ПЧ насоса содержала следующие четырнадцать входных параметров:  $R_{\text{ПД}}$  и  $R_{\text{ОД}}$  — радиусы скругления покрывающего (ПД) и основного (ОД) дисков РК;  $\beta_{\text{л1ПД}}$  и  $\beta_{\text{л1ОД}}$  — входные углы лопасти РК на ПД и ОД;  $\beta_{\text{л1-2ПД}}$  и  $\beta_{\text{л1-2ОД}}$  — углы лопасти РК на ПД и ОД в средней точке;  $\beta_{\text{л2}}$  — выходной угол лопасти РК;  $b_3$  — ширина канала ЛНА;  $b$  — ширина канала кольцевой камеры ОУ;  $B$  — ширина канала поворотного участка ОУ;  $G$  — зазор между лопаткой ЛНА и корпусом насоса;  $T$  — толщина выходной кромки лопатки ЛНА;  $\beta_{\text{л3}}$  и  $\beta_{\text{л4}}$  — входной и выходной углы лопатки ЛНА.

В целях сокращения времени оптимизации использована упрощенная численная модель расчета вязкого течения в насосе: исключены из рассмотрения пазухи РК и уменьшена густота расчетной сетки. Расчеты выполнены в стационарной постановке.

Для определения степени влияния входных параметров на выходные интегральные показатели перед оптимизацией выполнена их корреляция [14]. Установлено, что из четырнадцати входных параметров численной модели ПЧ насоса наиболее существенное влияние на целевую функцию — гидравлический КПД насо-

са — оказывают входной  $\beta_{\text{л3}}$  и выходной  $\beta_{\text{л4}}$  углы лопатки ЛНА. В связи с этим при численном поиске максимума целевой функции в качестве варьируемых входных параметров оставлены данные углы, а остальные двенадцать параметров оставались неизменными.

Оптимизация ЛНА проведена в два этапа. На первом этапе с помощью МПЭ определена область расположения глобального максимума целевой функции в выбранном диапазоне поиска максимума гидравлического КПД насоса. На втором этапе выполнен уточняющий поиск глобального максимума в уменьшенном диапазоне изменения входных параметров (табл. 1).

На первом этапе оптимизации ЛНА при составлении МПЭ исследованы два метода покрытия поля поиска расчетными точками — LHS [15] и OSF. Общее количество расчетных точек в каждом методе составило 200. В точках МПЭ определены значения целевой функции — гидравлического КПД насоса.

В обоих методах визуализация результатов расчета на первом этапе оптимизации ЛНА показала, что с уменьшением входного угла лопатки ЛНА  $\beta_{\text{л3}}$  и увеличением выходного угла лопатки ЛНА  $\beta_{\text{л4}}$  гидравлический КПД насоса  $\eta_{\text{г}}$  возрастает (рис. 5, а и б). Метод LHS позволил определить точку с максимальным гидравлическим КПД насоса  $\eta_{\text{г}} = 81,7\%$ . С помощью метода OSF в области глобального максимума найдена точка с гидравлическим КПД насоса  $\eta_{\text{г}} = 81,4\%$ .

На втором этапе оптимизации ЛНА выполнен уточняющий поиск глобального максимума целевой функции в окрестности лучшего решения, найденного на первом этапе — расчетной точки с гидравлическим КПД насоса  $\eta_{\text{г}} = 81,7\%$ . Для уточняющего поиска использованы методы оптимизации, основанные на прямых численных расчетах: стохастический метод Screening, градиентный метод NLPQL, генетический метод MOGA, а также МПЭ, со-

Таблица 1

## Диапазоны изменения входных параметров

| Номер этапа оптимизации ЛНА                                                               | Входной угол лопатки ЛНА $\beta_{\text{л3}}$ , град | Выходной угол лопатки ЛНА $\beta_{\text{л4}}$ , град |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|------------------------------------------------------|
| 1                                                                                         | 19/30                                               | 65/105                                               |
| 2                                                                                         | 18/20                                               | 95/110                                               |
| Примечание. В числителе дроби указаны минимальные значения, в знаменателе — максимальные. |                                                     |                                                      |

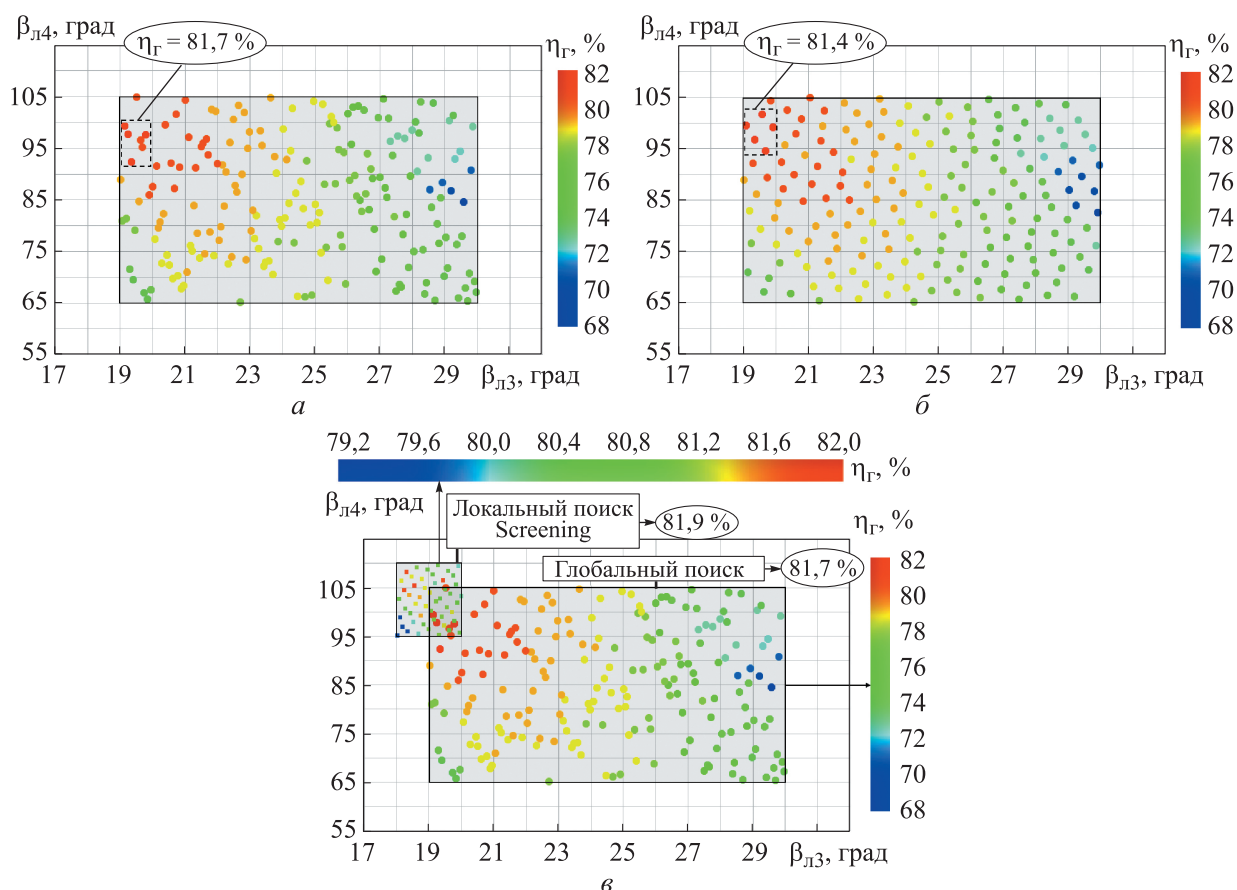


Рис. 5. Значения достигнутого гидравлического КПД насоса  $\eta_r$ :  
 а и б — на первом этапе оптимизации ЛНА методами LHS и OSF;  
 в — на втором этапе оптимизации ЛНА методом Screening

ставленная из пятидесяти расчетных точек методом LHS вокруг расчетной точки с гидравлическим КПД насоса  $\eta_r = 81,7\%$ .

В методах Screening (рис. 5, в) и MOGA абсолютный прирост гидравлического КПД насоса относительно  $\eta_r = 81,7\%$ , полученного на первом этапе оптимизации ЛНА, составил  $0,2\%$ . В этих методах максимум целевой функции сместился в область более низких значений входного угла лопатки ЛНА  $\beta_{Л3}$  и более высоких значений выходного угла лопатки ЛНА  $\beta_{Л4}$ . В методе NLPQL и при расчете второй МПЭ прирост гидравлического КПД насоса относительно  $\eta_r = 81,7\%$  оказался равным  $0,1\%$  (табл. 2).

По результатам оптимизации ЛНА можно сделать вывод, что основной вклад в абсолютный прирост гидравлического КПД насоса внес расчет первой МПЭ, составленной на основе метода LHS при определении области расположения глобального максимума целевой функции. На первом этапе оптимизации прирост относительно исходного ЛНА оказался равным  $2,4\%$ .

Таблица 2

Значения гидравлического КПД насоса до и после оптимизации ЛНА

| Метод поиска максимума целевой функции | Гидравлический КПД насоса $\eta_r$ , % | Абсолютный прирост $\eta_r$ , % |
|----------------------------------------|----------------------------------------|---------------------------------|
| <i>До оптимизации</i>                  |                                        |                                 |
| –                                      | 79,3                                   | –                               |
| <i>После первого этапа оптимизации</i> |                                        |                                 |
| Первая МПЭ методом LHS                 | 81,7                                   | 2,4                             |
| Первая МПЭ методом OSF                 | 81,4                                   | 2,1                             |
| <i>После второго этапа оптимизации</i> |                                        |                                 |
| Screening                              | 81,9                                   | 2,6                             |
| NLPQL                                  | 81,8                                   | 2,5                             |
| MOGA                                   | 81,9                                   | 2,6                             |
| Вторая МПЭ методом LHS                 | 81,8                                   | 2,5                             |

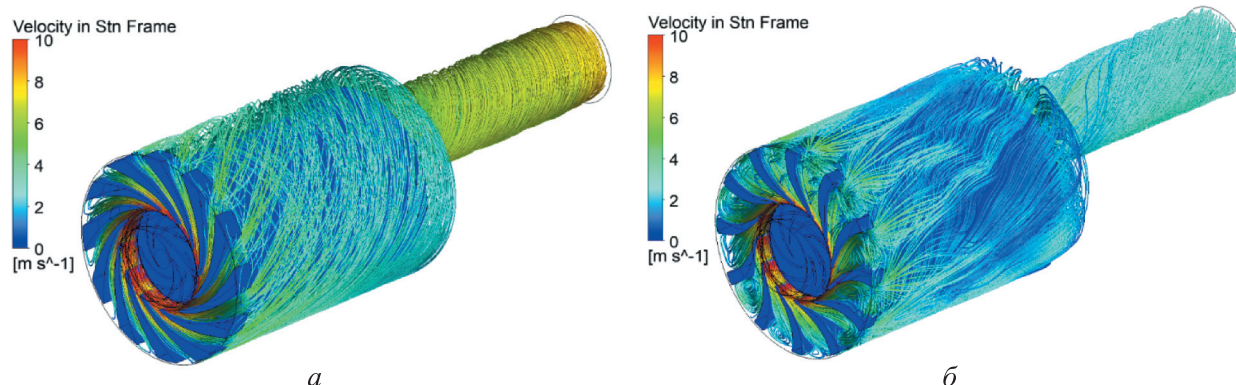


Рис. 6. Распределение скорости течения в ОУ, м/с, исследуемого насоса с исходным (а) и оптимизированным (б) ЛНА

Уточняющий поиск глобального максимума прямыми методами оптимизации дал небольшой прирост, который относительно первого этапа составил 0,1...0,2 %. Общий прирост гидравлического КПД насоса относительно ПЧ с исходным ЛНА — 2,6 %. В результате оптимизации оптимальный входной угол лопатки оптимизированного ЛНА составил 18,5° (у исходного ЛНА 20,0°), а выходной — 105,5° (у исходного ЛНА 45°).

**Анализ течения в ОУ до и после оптимизации ЛНА.** После оптимизации ЛНА в составе ПЧ исследуемого насоса при номинальной подаче выполнен анализ структуры течения в ОУ с исходным и оптимизированным ЛНА (рис. 6, а и б). Повышение гидравлического КПД насоса достигнуто выбором конструкции ЛНА с существенно увеличенным выходным углом лопатки  $\beta_{л4}$  и использованием полученных при параметрической оптимизации оптимальных значений  $\beta_{л3}$  и  $\beta_{л4}$ . Это обеспечило более низкую скорость течения за ЛНА — в кольцевой камере, на поворотном участке и в напорном патрубке, а также поток с малой закруткой в этих областях ОУ. Данные факторы положительно сказались на повышении энергетических качеств исследуемого насоса.

## Выводы

1. В ОУ одноступенчатых моноблочных погружных электронасосов высокой быстроход-

ности из-за закрученного потока за ЛНА имеют место повышенные гидравлические потери.

2. Для обеспечения минимальных гидравлических потерь в ОУ при проектировании ЛНА в исследованной конструкции насосного агрегата необходимо выбирать выходной угол лопатки более 90°.

3. Метод LHS позволил составить эффективную МПЭ, с помощью которой на первом этапе оптимизации определена область расположения глобального максимума целевой функции и найдена расчетная точка с максимальным гидравлическим КПД насоса, равным 81,7 %, что больше на 2,4 %, чем у исходного ЛНА.

4. Прямые методы уточняющего поиска глобального максимума целевой функции на втором этапе оптимизации показали незначительный прирост гидравлического КПД насоса (0,2 %) относительно наилучшей расчетной точки, полученной на первом этапе оптимизации по МПЭ, составленной методом LHS.

5. Повышение гидравлического КПД насоса достигнуто выбором конструкции ЛНА, обладающего существенно увеличенным выходным углом лопатки, а также применением полученных при параметрической оптимизации оптимальных значений входных параметров  $\beta_{л3}$  и  $\beta_{л4}$ , что в совокупности позволило уменьшить скорость течения и создать поток с малой закруткой за ЛНА — в кольцевой камере, на поворотном участке и в напорном патрубке ОУ.

## Литература

- [1] Васильцов Э.А., Невелич В.В. *Герметические электронасосы*. Ленинград, Машиностроение, 1968. 260 с.
- [2] Чабурко П.С., Ломакин В.О., Кулешова М.С. и др. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-тау поиска. *Насосы. Турбины. Системы*, 2016, № 1, с. 55–61.
- [3] Wang Y., Wang X., Liu H. et al. Optimization and analysis of mine drainage pump with high efficiency and large flow. *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control*, 2022, vol. 41, pp. 1091–1107, doi: <https://doi.org/10.1177/14613484221094404>
- [4] Han X., Kang Y., Sheng J. et al. Centrifugal pump impeller and volute shape optimization via combined NUMECA, genetic algorithm, and back propagation neural network. *Struct. Multidisc. Optim.*, 2020, vol. 61, no. 3, pp. 381–409, doi: <https://doi.org/10.1007/s00158-019-02367-8>
- [5] Nourbakhsh A., Safikhani H., Derakhshan S. The comparison of multi-objective particle swarm optimization and NSGA II algorithm: applications in centrifugal pumps. *Eng. Optimiz.*, 2011, vol. 43, no. 10, pp. 1095–1113, doi: <https://doi.org/10.1080/0305215X.2010.542811>
- [6] Wang W., Han Z., Pei J. et al. Energy efficiency optimization of water pump based on heuristic algorithm and computational fluid dynamics. *J. Comput. Des. Eng.*, 2023, vol. 10, no. 1, pp. 382–397, doi: <https://doi.org/10.1093/jcde/qwac142>
- [7] Wang W., Sun J., Liu J. et al. Introducing non-hierarchical RSM and MIGA for performance prediction and optimization of a centrifugal pump under the nominal condition. *Processes*, 2022, vol. 10, no. 8, art. 1529, doi: <https://doi.org/10.3390/pr10081529>
- [8] Валухов С.Г., Оболонская Е.М., Боровикова М.М. Оптимизация двухзаходного отвода центробежного насоса с помощью программного комплекса ANSYS. *Насосы. Турбины. Системы*, 2021, № 3, с. 32–41.
- [9] Черный С.Г., Чирков Д.В., Лапин В.Н. и др. *Численное моделирование течений в турбомашинах*. Новосибирск, Наука, 2006. 202 с.
- [10] Белов И.А., Исаев С.А. *Моделирование турбулентных течений*. Санкт-Петербург, БГТУ, 2001. 107 с.
- [11] Горбатов Д.А., Жарковский А.А., Адрианов А.В. Влияние различных вариантов направляющего аппарата на гидравлические потери в элементах проточной части погружного электронасоса. *Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Мат. XXV Межд. науч.-тех. конф.* Москва, Мир Науки, 2021, с. 60–65.
- [12] Михайлов А.К., Малюшенко В.В. *Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование*. Москва, Машиностроение, 1977. 288 с.
- [13] Gulich J.F. Centrifugal pumps. *Springer*, 2008. 998 p.
- [14] Liu Z., Ji L., Pu W. et al. Research on efficiency improvement technology of wide range centrifugal pump based on genetic algorithm and internal flow loss diagnosis. *Water*, 2024, vol. 16, no. 23, art. 3402, doi: <https://doi.org/10.3390/w16233402>
- [15] Горбатов Д.А., Жарковский А.А., Адрианов А.В. Стохастический метод поиска оптимальной формы проточной части погружного электронасоса. *Известия МГТУ МАМИ*, 2024, т. 18, № 2, с. 103–110, doi: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-627485>

## References

- [1] Vasiltssov E.A., Nevelich V.V. *Germeticheskie elektronasosy* [Hermetic electric pumps]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1968. 260 p. (In Russ.).
- [2] Chaburko P.S., Lomakin V.O., Kuleshova M.S. et al. Complex wet end part optimization of hermetic pump with LP-tau method. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* [Pumps. Turbines. Systems], 2016, no. 1, pp. 55–61. (In Russ.).

- [3] Wang Y., Wang X., Liu H. et al. Optimization and analysis of mine drainage pump with high efficiency and large flow. *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control*, 2022, vol. 41, pp. 1091–1107, doi: <https://doi.org/10.1177/14613484221094404>
- [4] Han X., Kang Y., Sheng J. et al. Centrifugal pump impeller and volute shape optimization via combined NUMECA, genetic algorithm, and back propagation neural network. *Struct. Multidisc. Optim.*, 2020, vol. 61, no. 3, pp. 381–409, doi: <https://doi.org/10.1007/s00158-019-02367-8>
- [5] Nourbakhsh A., Safikhani H., Derakhshan S. The comparison of multi-objective particle swarm optimization and NSGA II algorithm: applications in centrifugal pumps. *Eng. Optimiz.*, 2011, vol. 43, no. 10, pp. 1095–1113, doi: <https://doi.org/10.1080/0305215X.2010.542811>
- [6] Wang W., Han Z., Pei J. et al. Energy efficiency optimization of water pump based on heuristic algorithm and computational fluid dynamics. *J. Comput. Des. Eng.*, 2023, vol. 10, no. 1, pp. 382–397, doi: <https://doi.org/10.1093/jcde/qwac142>
- [7] Wang W., Sun J., Liu J. et al. Introducing non-hierarchical RSM and MIGA for performance prediction and optimization of a centrifugal pump under the nominal condition. *Processes*, 2022, vol. 10, no. 8, art. 1529, doi: <https://doi.org/10.3390/pr10081529>
- [8] Valyukhov S.G., Obolonskaya E.M., Borovikova M.M. Centrifugal pump two - way optimization using ANSYS software. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* [Pumps. Turbines. Systems], 2021, no. 3, pp. 32–41. (In Russ.).
- [9] Chernyy S.G., Chirkov D.V., Lapin V.N. et al. *Chislennoe modelirovanie techeniy v turbomashinakh* [Numerical simulation of flows in turbomachines]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2006. 202 p. (In Russ.).
- [10] Belov I.A., Isaev S.A. *Modelirovanie turbulentnykh techeniy* [Modeling of turbulent flows]. Sankt-Peterburg, BG TU Publ., 2001. 107 p. (In Russ.).
- [11] Gorbatov D.A., Zharkovskiy A.A., Adrianov A.V. [Influence of various guide vane options on hydraulic losses in the flow path elements of a submersible electric pump]. *Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmomatika. Mat. XXV Mezhd. nauch.-tekhn. konf.* [Hydraulic Machines, Hydraulic Drives, and Hydropneumatic Automation. Proc. XXV Int. Sci.-Tech. Conf.]. Moscow, Mir Nauki Publ., 2021, pp. 60–65. (In Russ.).
- [12] Mikhaylov A.K., Malyushenko V.V. *Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye* [Vane pumps. Theory, calculation, and design.]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 288 p. (In Russ.).
- [13] Gulich J.F. Centrifugal pumps. *Springer*, 2008. 998 p.
- [14] Liu Z., Ji L., Pu W. et al. Research on efficiency improvement technology of wide range centrifugal pump based on genetic algorithm and internal flow loss diagnosis. *Water*, 2024, vol. 16, no. 23, art. 3402, doi: <https://doi.org/10.3390/w16233402>
- [15] Gorbatov D.A., Zharkovskiy A.A., Adrianov A.V. Searching stochastic method of the submersible electric pump flow part optimal shape. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2024, vol. 18, no. 2, pp. 103–110, doi: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-627485> (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 08.12.2025

## Информация об авторах

**ГОРБАТОВ Даниил Анатольевич** — кандидат технических наук, ведущий конструктор. ООО «СУЛАК» (194044, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Чугунная, д. 20, e-mail: Da.Gorbatov@yandex.ru).

**ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич** — доктор технических наук, профессор, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: azharkovsky@gmail.com).

**АДРИАНОВ Артемий Владимирович** — генеральный директор. ООО «СУЛАК» (194044, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Чугунная, д. 20, e-mail: mr\_a@inbox.ru).

## Information about the authors

**GORBATOV Daniil Anatolievich** — Candidate of Science (Eng.), Lead Designer. "SULAK", LLC (194044, Saint Petersburg, Russian Federation, Chugunnaya St., Bldg. 20, e-mail: Da.Gorbatov@yandex.ru).

**ZHARKOVSKII Aleksandr Arkadievich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor of the Higher School of Power Engineering at the Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Polytechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: azharkovsky@gmail.com).

**ADRIANOV Artemii Vladimirovich** — General Director. "SULAK", LLC (194044, Saint Petersburg, Russian Federation, Chugunnaya St., Bldg. 20, e-mail: mr\_a@inbox.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Горбатов Д.А., Жарковский А.А., Адрианов А.В. Оптимизация направляющего аппарата погружного электронасоса высокой быстроходности. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 10, с. 65–74.

### Please cite this article in English as:

Gorbatov D.A., Zharkovskii A.A., Adrianov A.V. Vaned diffuser optimization of the submersible electric pump of the high specific speed. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 10, pp. 65–74.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
предлагает читателям учебное пособие**

**«Проектирование непрерывных  
технологических процессов»**

**Авторы: В.В. Стулов, А.Г. Колесников**

Приведен состав оборудования машины непрерывного литья заготовок и литейно-прокатного агрегата, рассмотрено моделирование затвердевания непрерывнолитой заготовки и моделирование охлаждения кристаллизатора, описаны печи для выплавки стали и для ее обработки, а также основное и вспомогательное оборудование.

Для студентов, обучающихся по направлению подготовки 15.04.02 «Технологические машины и оборудование» (уровень магистратуры). Может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании, а также при выполнении домашних заданий.

### По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>