

УДК 621.65.03

doi: 10.18698/0536-1044-2022-12-116-123

## Оптимизация проточной части осевого насоса с использованием прямых методов

Д.Г. Свобода<sup>1</sup>, Е.А. Иванов<sup>1</sup>, А.А. Жарковский<sup>1</sup>, С.Ю. Щуцкий<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Институт энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

<sup>2</sup> АО «ЦКБМ»

## Optimization of the Axial Pump Flow Section Using the Direct Methods

D.G. Svoboda<sup>1</sup>, E.A. Ivanov<sup>1</sup>, A.A. Zharkovsky<sup>1</sup>, S.Y. Shutskiy<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Institute of Energy, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

<sup>2</sup> Central Design Bureau of Mechanical Engineering JSC

Проведена отработка прямых методов оптимизации проточной части осевого насоса ОП-5 на основе алгоритмов инструмента DesignXplorer программного комплекса ANSYS Workbench. На первом этапе использованы генетический алгоритм MOGA и градиентный метод ASO. Для повышения эффективности оптимизации выполнена корреляция входных параметров. Точность взаимосвязи между входными и выходными параметрами оценена по значениям коэффициентов детерминации и диаграмме рассеивания. Такие исследования позволили уменьшить количество входных параметров с девятнадцати до семи. Показано, что наилучшим подходом при численной оптимизации проточной части осевого насоса является последовательное использование стохастического и локального методов.

**Ключевые слова:** осевой насос, проточная часть, критерии оптимизации, прямые методы оптимизации, эффективность оптимизации, параметры проектирования

The direct methods were developed for optimizing the OP-5 axial pump flow section based on the DesignXplorer tool algorithms of the ANSYS Workbench software package. At the first stage, the MOGA genetic algorithm and the ASO gradient method were used. To increase the optimization efficiency, the input parameters were correlated. Accuracy of the relationship between the input and output parameters was evaluated by the determination coefficients values and the scatter diagram. Such studies made it possible to reduce the number of input parameters from nineteen to seven. It is shown that the best approach for numerical optimization of the axial pump flow section is the consistent use of stochastic and local methods.

**Keywords:** axial flow pump, flow section, optimization criteria, direct optimization methods, optimization efficiency, design parameters

Альтернативой оптимизации, основанной на расчете поверхности отклика [1, 2], описании ее метамоделью и оптимизации на основе метамодели являются прямые методы оптимизации [3–6]. Оработка этих методов осуществлялась на основе параметрической оптимизации проточной части осевого насоса ОП-5 с экспериментально подтвержденной характеристикой [7].

Цель работы — анализ и сравнение исследованных методов, а также выработка рекомендаций по их применению.

**Итерационный многоцелевой генетический алгоритм MOGA**, входящий в состав программного комплекса ANSYS DesignXplorer, относится к эволюционным методам. Здесь ре-

шение оптимизационной задачи получают путем случайного подбора, комбинирования и вариации искомых параметров с использованием механизмов, аналогичных естественному отбору в природе.

В соответствии с алгоритмом поиска наилучших вариантов происходит изменение входных параметров вследствие рекомбинации (скрещивания) и мутации отдельных входных параметров [8]. По сути, алгоритм MOGA можно отнести к стохастическим методам оптимизации.

Согласно алгоритму MOGA, сначала случайным образом создавалась первая популяция начальных параметров (Number of Initial Samples), состоящая из 100 точек. По результату гидродинамического расчета из них выбирались наилучшие параметры. Выполнялось их скрещивание с внесением небольших изменений (мутаций), вследствие чего формировалась новая популяция/поколение, содержащая новые геометрические варианты. Количество образцов, обновляемых для каждой популяции (Number of Samples Per Iteration) задавалось равным 50.

Далее процесс повторялся. По результатам расчета таблицы вариантов второй популяции снова выбирались лучшие из них, осуществлялось их скрещивание, мутация и создание третьей популяции параметров. Количество популяций составляло 8, а расчетное количество точек проектирования (Estimated Number of Design Points) — 450.

График сходимости целевой функции [9] — гидравлического КПД (P21) — с использованием алгоритма MOGA приведен на рис. 1.

Результаты оптимизации методом MOGA приведены в таблице.

Анализ данных, приведенных на рис. 1 и в таблице, показывает, что поиск экстремума це-

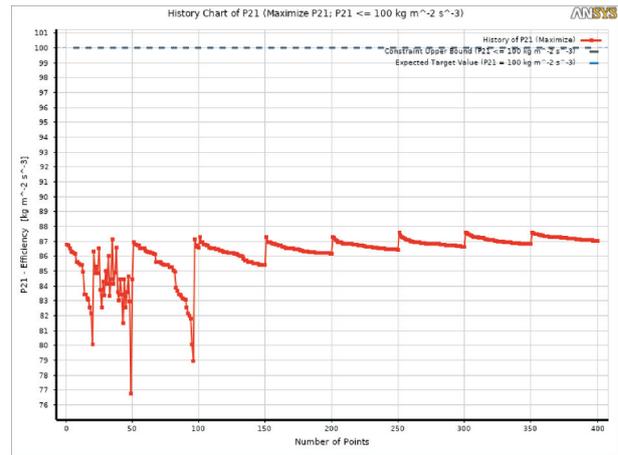


Рис. 1. График сходимости целевой функции с использованием метода MOGA

левой функции с использованием алгоритма MOGA происходит достаточно медленно. С каждой новой популяцией гидравлический КПД повышался на 0,2...0,3 %. Следовательно, такой метод оптимизации является очень затратным, так как для достижения наилучшего результата требуется несколько десятков поколений/мутаций и большое количество машинного времени.

Расчеты показали, что эффективность этого алгоритма существенно зависит от количества входных параметров, диапазона их изменения, числа начальных вариантов первой популяции. Чтобы попасть в окрестности глобального экстремума уже на первом этапе начальных вариантов, их количество должно как минимум в 10 раз превышать число входных параметров [10, 11]. Приемлемый результат в указанной работе достигнут после расчета 60 популяций, каждая из которых содержала 96 модификаций геометрических параметров лопастной системы.

**Результаты оптимизации методом MOGA**

Номер популяции	Диапазон вариантов	Лучший вариант	Гидравлический КПД, %	Напор, м
1	1...100	73	86,792	4,30
2	101...150	133	86,931	4,12
3	151...200	165	87,294	4,69
4	201...250	226	86,933	4,70
5	251...300	280	87,262	4,68
6	300...350	302	87,579	4,31
7	350...400	378	87,538	4,18
8	400...450	450	87,656	4,19

**Итерационный градиентный метод ASO** (адаптивная однокритериальная оптимизация) [12] также был апробирован в качестве локального метода. При использовании метода ASO выполняется анализ результатов, полученных на предыдущей итерации, и происходит постепенное сужение диапазона изменения входных параметров (рис. 2).

Метод ASO не поддерживает несколько целевых функций, но позволяет накладывать ограничения на другие выходные параметры. Поэтому в качестве основной цели оптимизации был задан максимальный гидравлический КПД, наложены ограничения на напор насоса  $H$  ( $4,1 \text{ м} \leq H \leq 4,9 \text{ м}$ ) и уменьшен диапазон изменения входных параметров ( $\pm 5 \%$ ).

В процессе оптимизации методом ASO происходит автоматическое уточнение входных параметров для нахождения экстремума целевой функции. График сходимости входного параметра P11 показан на рис. 2, где видно, что в процессе оптимизации происходит сужение диапазона изменения этого параметра. Критерием сходимости решения является близость двух последовательных лучших вариантов.

С помощью метода ASO получены два лучших варианта. В первом гидравлический КПД  $\eta_r = 87,152 \%$  повысился на  $2,176 \%$  по сравнению с КПД базового варианта при напоре  $H = 4,74 \text{ м}$ ; во втором варианте КПД  $\eta_r = 87,013 \%$  вырос на  $2,037 \%$  при напоре  $H = 4,39 \text{ м}$ .

Можно сделать вывод, что метод оптимизации ASO является очень зависимым от выбора начальных условий, т. е. для его использования необходимо иметь представление о том, где находится глобальный экстремум исследуемой целевой функции. В противном случае, как по-

казали результаты оптимизации, может быть найден лишь один из локальных экстремумов, которых у целевой функции может быть несколько.

Метод ASO также оказался чувствителен к количеству входных параметров оптимизации. Использование девятнадцати входных параметров является избыточным и существенно усложняет процесс оптимизации. Это связано с тем, что при каждой итерации алгоритм оптимизации выполняет анализ решения, полученного на предыдущем шаге.

Таким образом, можно констатировать, что алгоритм ASO, как и любой другой градиентный метод, нежелательно использовать на начальном этапе оптимизации проточной части лопастного насоса.

Чтобы повысить эффективность оптимизационного процесса требуется уменьшить количество входных параметров. С этой целью выполнена корреляция входных параметров, т. е. определены те геометрические параметры проточной части, которые оказывают наибольшее влияние на задаваемые критерии оптимизации осевого насоса без снижения качества и эффективности.

Для выявления маловажных параметров использованы такие инструменты, как корреляционные и детерминационные матрицы, диаграмма рассеяния и графики чувствительности.

При выполнении корреляции параметров на первом этапе проведены расчеты случайной выборки точек пространства параметров. При создании таблицы выборки вариантов применен алгоритм латинского гиперкуба, показавший эффективность на предыдущем этапе исследований.

В качестве заданного параметра выступала автоматическая остановка (Enable Auto Stop). В этом случае на каждом шаге итерации значение ошибки сравнивалось с заданным значением точности. Среднее значение точности (Mean Value Accuracy) составляло  $0,01$ . Для вычисления коэффициента корреляции применялась ранговая корреляция Спирмена (Spearman), т. е. использовались ранги данных, и выявлялось монотонное соотношение между двумя переменными [13].

Таблица точек пространства параметров (геометрических вариантов проточной части) с рассчитанными и отсортированными по гидравлическому КПД (P21) значениями приведе-

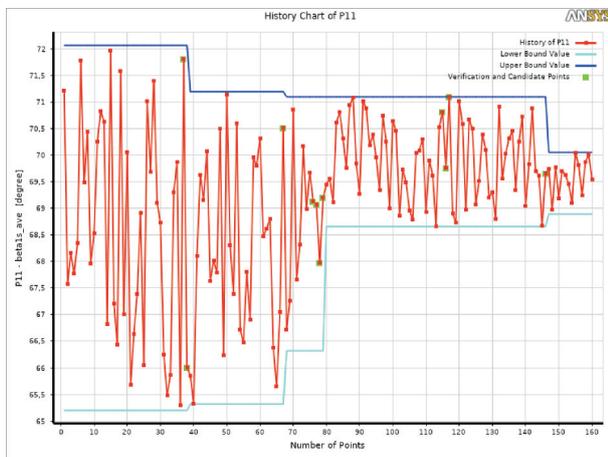


Рис. 2. График сходимости входного параметра P11

P20 - Head (Pa)	P21 - Efficiency (kg m <sup>-2</sup> s <sup>-3</sup> )	P22 - PowerZ (J)
4,3956	90,878	17187
6,4873	91,023	25324
5,0607	91,03	19753
5,6081	91,039	21888
4,6824	91,132	18257
5,1064	91,259	19882
5,2067	91,292	20266
5,3301	91,364	20729
5,0068	91,412	19461
4,9334	91,527	19153
5,2287	91,58	20288
4,6658	91,607	18097
5,22	91,654	20237
4,5439	91,748	17598
5,4458	91,763	21086
4,5312	91,811	17536
4,8795	91,825	18881
6,4022	91,836	24771
5,063	91,893	19577
4,9249	92,235	18972

КПД

Рис. 3. Таблица эксперимента по латинскому гиперкубу

на на рис. 3, где P20 — интегральный параметр напор осевого насоса; P22 — затраченная мощность.

На основании полученных данных сформирована корреляционная матрица (Correlation Matrix), состоящая из коэффициентов корреляции для каждого из входных параметров (рис. 4).

Коэффициенты корреляции показывают, есть ли взаимосвязь между двумя переменными (входными и выходными), которая может быть положительной или отрицательной. Значение коэффициента находится в диапазоне  $-1...+1$ . Чем ближе коэффициент к крайним значениям, тем сильнее взаимосвязь. В таблице (см. рис. 4) указаны значения коэффициента корреляции для девятнадцати входных и трех выходных параметров исследуемого осевого насоса.

Анализ данных удобнее проводить, используя графическое представление корреляционной матрицы (рис. 5).

Как видно из рис. 5, на выходной интегральный параметр осевого насоса — гидравлический КПД (P21) основное влияние оказывают следующие параметры проектирования:

- P11 — угол в средней точке лопасти рабочего колеса (РК) на периферии (коэффициент корреляции  $-0,513$ );
- P12 — выходной угол лопасти РК на периферии (коэффициент корреляции  $-0,259$ );
- P9 — угол смещения входной кромки лопатки выправляющего аппарата на периферии в плоскости перпендикулярной оси вращения (коэффициент корреляции  $-0,136$ );
- P13 — входной угол установки лопасти РК на втулке (коэффициент корреляции  $-0,1258$ );

На выходной интегральный параметр напор осевого насоса (P20) основное влияние оказывают следующие параметры проектирования:

- P11 (коэффициент корреляции  $-0,786$ );
- P12 (коэффициент корреляции  $-0,515$ );
- P14 — угол в средней точке лопасти РК на втулке (коэффициент корреляции  $-0,153$ );

Из полученных данных следует, что наибольшее влияние на гидравлический КПД и напор осевого насоса оказывает параметр P11, от которого зависит угол охвата, а следовательно, длина лопасти и густота решетки профилей. Отрицательное значение коэффициента корреляции означает, что при увеличении угла (длины лопасти) гидравлический КПД насоса уменьшается.

Чтобы оценить точность взаимосвязи между рассматриваемыми входными и выходными

Table of Schematic E2: Parameters Correlation														
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1	Name	P1 - d_vt	P2 - d_vt_in	P3 - gammaLE	P4 - L_h	P5 - L_s	P6 - L_va	P7 - gap	P8 - theta_1	P9 - theta_2	P10 - beta1s	P11 - beta1s_ave	P12 - beta2s	P13 - beta3h
2	P1 - d_vt	1	-0,0097712	-0,0015213	0,021039	0,0032035	0,0025356	-0,032975	-0,0084354	0,0056153	-0,013964	0,008658	0,0074335	0,01927
3	P2 - d_vt_in	-0,0097712	1	0,03175	0,0077056	0,0033148	-0,016289	-0,042177	-0,0091404	-0,03457	-0,010934	-0,014001	0,018751	-0,01462
4	P3 - gammaLE	-0,0015213	0,03175	1	-0,045442	0,016945	-0,0047743	0,020408	0,035758	0,0030823	0,0048114	0,00012369	-0,02898	-0,012319
5	P4 - L_h	0,021039	0,0077056	-0,045442	1	-0,0014966	-0,0080891	0,010216	0,0014842	0,0048361	0,021274	-0,013729	0,0095609	0,0086209
6	P5 - L_s	0,0032035	0,0033148	0,016945	-0,0014966	1	-0,011441	0,018454	0,0078046	0,011565	0,00070501	-0,0024737	-0,017588	-0,00027211
7	P6 - L_va	0,0025356	-0,016289	-0,0047743	-0,0080891	-0,011441	1	-0,018627	-0,013717	0,014001	-0,0225108	0,013902	-0,0069882	0,0014719
8	P7 - gap	-0,032975	-0,042177	0,020408	0,010216	0,018454	-0,018627	1	-0,013197	-0,026926	-0,016413	-0,0068769	0,0083364	0,0096351
9	P8 - theta_1	-0,0084354	-0,0091404	0,035758	0,0014842	0,0078046	-0,013717	-0,013197	1	-0,023105	-0,019369	-0,0069144	-0,015387	-0,015387
10	P9 - theta_2	0,0056153	-0,03457	0,030823	0,0048361	0,011565	-0,026926	-0,02308	-0,02308	1	0,0020779	-0,034682	0,0049103	-0,01154
11	P10 - beta1s	-0,013964	-0,010934	0,0048114	0,021274	0,00070501	-0,0225108	-0,016413	-0,023105	0,0020779	1	-0,0057267	0,020853	-0,0067904
12	P11 - beta1s_ave	0,008658	-0,014001	0,00012369	-0,013729	-0,0024737	0,013902	-0,0068769	-0,019369	-0,034682	-0,0057267	1	0,0049598	-0,0025108
13	P12 - beta2s	0,0074335	0,018751	-0,02898	0,0095609	-0,017588	-0,0069882	0,0083364	-0,006914	0,0049103	0,020853	0,0049598	1	0,012591
14	P13 - beta3h	0,01927	-0,01462	-0,012319	0,0086209	-0,00027211	0,0014719	0,0096351	-0,015387	-0,01154	-0,0067904	-0,0025108	0,012591	1
15	P14 - beta3h_ave	0,045393	0,042498	-0,0056895	0,0016574	-0,0031911	6,658E-05	0,0043661	-0,0017934	0,026555	-0,00090291	-0,010266	0,011441	-0,0083241
16	P15 - beta2h	0,0306	0,029944	-0,0010884	-0,0025863	0,0056277	0,007953	0,010365	0,01316	0,052319	0,0030921	-0,010946	-0,030711	0,021521
17	P16 - beta3s	0,00017316	0,0046753	-0,0024366	-0,005269	-0,0032653	-0,0095857	-0,027087	0,00056895	-0,0049103	-0,016203	0,0021892	0,017056	0,013964
18	P17 - beta3s_ave	0,020074	-0,0079283	-0,0083612	-0,013791	-0,0073222	-0,010167	0,0034508	-0,0095857	0,041855	0,0026592	0,0042548	0,010328	-0,054941
19	P18 - beta3h	0,0087322	-0,048955	0,0085096	0,0026345	-0,022165	-0,034001	-0,0046382	0,0020284	-0,0082498	-0,00092764	-0,018936	0,010427	0,012703
20	P19 - beta3h_ave	-0,033989	-0,015102	0,00058132	-0,029944	-0,011119	-0,0043785	-0,015263	0,014335	0,0076685	0,012727	-0,00070501	-0,013593	-0,025244
21	P20 - Head	0,067013	0,0036364	0,075634	0,067916	0,047273	-0,037242	0,019617	0,055003	-0,022746	-0,057304	-0,78466	-0,51563	-0,040544
22	P21 - Efficiency	0,1837	-0,047656	-0,032665	-0,060049	0,00061843	0,095634	0,030451	-0,044836	-0,1363	-0,032096	-0,51369	-0,25922	-0,1258
23	P22 - PowerZ	0,053618	0,0020161	0,084255	0,082276	0,064341	-0,026988	0,01974	0,059814	-0,010649	-0,039481	-0,7814	-0,52876	-0,022239

Рис. 4. Корреляционная матрица

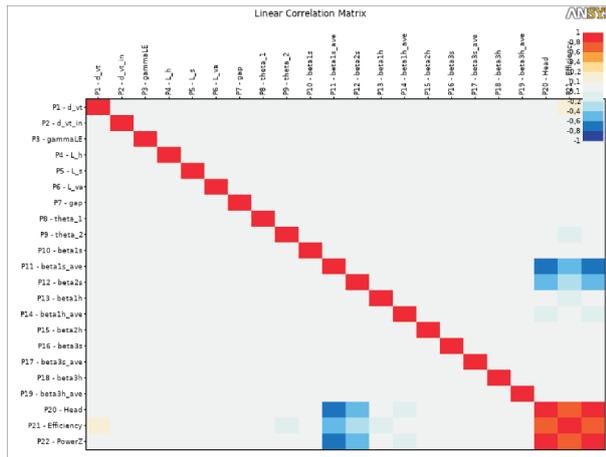


Рис. 5. Графическое представление корреляционной матрицы

параметрами, исследованы значения коэффициентов детерминации  $R^2$  и диаграмма рассеивания.

Диаграмма рассеивания и значения коэффициента детерминации для зависимости гидравлического КПД насоса (P21) от угла в средней точке лопасти РК на периферии (P11) приведены на рис. 6.

Коэффициент детерминации показывает, какая доля расчетных точек учитывается квадратичной кривой наилучшего приближения. Тем самым данный коэффициент характеризует близость расположения точек к кривой. Чем ближе коэффициент детерминации к единице, тем ближе точки лежат к кривой диаграммы рассеивания (Correlation scatter) и тем точнее описана связь между рассматриваемыми входным и выходным параметрами.

Как видно из рис. 6, гидравлический КПД осевого насоса существенно зависит от угла в средней точке лопасти РК на периферии.

Аналогичные зависимости получены для всех девятнадцати исследуемых входных параметров. Сделан вывод, что для оптимизации геометрических параметров проточной части осевого насоса с быстроходностью  $n_s = 680$  без потери эффективности достаточно варьировать семь входных параметров. Пять из них (P9, P11, P12, P13, P14) получены по результату исследования корреляционной матрицы (см. рис. 4 и 5), еще два (P10, P15) — по результату исследования столбчатой диаграммы чувствительности. Остальные двенадцать параметров можно зафиксировать неизменными, в соответствии с результатами проектирования базового варианта проточной части.

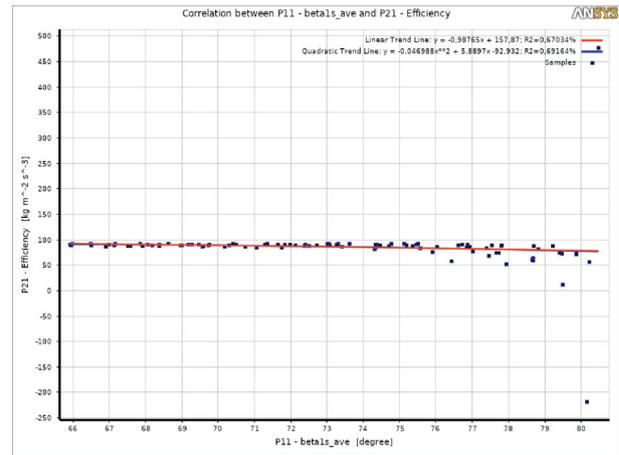


Chart		
Display Parameter Full Name	<input checked="" type="checkbox"/>	
Axes		
X Axis	P11 - beta1s_ave	
Y Axis	P21 - Efficiency	
Trend Lines		
Linear	$y = -0,98765x + 157,87$ ; $R^2 = 0,67034\%$	<input checked="" type="checkbox"/>
Quadratic	$y = -0,046988x^{**2} + 5,8897x - 92,932$ ; $R^2 = 0,69164\%$	<input checked="" type="checkbox"/>

Рис. 6. Диаграмма рассеивания и значения коэффициента детерминации для зависимости выходного параметра P21 от входного P11

Так как для насосов с другой быстроходностью список входных параметров может оказаться другим, аналогичные исследования влияния чувствительности входных параметров необходимо проводить в зависимости от быстроходности гидромашин [14, 15].

С помощью описанного алгоритма эффективность исходного варианта насоса с гидравлическим КПД  $\eta_r = 84,0\%$  повысилась с применением стохастического метода на основе латинского гиперкуба до  $\eta_r = 92,2\%$ . Эта точка задавалась как начальное приближение для дальнейшей оптимизации направленным (градиентным) методом, что позволило увеличить гидравлический КПД насоса до  $\eta_r = 92,6\%$ .

## Выводы

1. Для численной оптимизации проточной части осевого насоса можно рекомендовать подход, при котором сначала применяют стохастический, а затем прямой метод поиска экстремума целевой функции. Стохастический метод не зависит от результатов расчета каждой отдельной точки пространства параметров и в большинстве случаев позволяет отыскать точку в окрестностях глобального экстремума целе-

вой функции. В дальнейшем эту точку используют как начальное приближение для прямого, например, градиентного метода, что позволяет более точно определить максимум целевой функции.

2. Градиентные методы обладают высокой скоростью сходимости, но требуют хорошего начального приближения, поэтому подходят

для поиска локального экстремума функций. Их не рекомендуется применять как самостоятельный метод оптимизации.

3. Генетический метод оптимизации MOGA позволяет отыскать глобальный экстремум, но при большом количестве входных параметров требует много времени для его поиска.

## Литература

- [1] Валюхов С.Г., Галдин Д.Н., Коротков В.В. и др. Использование аппроксимационных моделей для выполнения оптимизации профиля рабочего колеса центробежного насоса. *Насосы. Турбины. Системы*, 2020, № 2, с. 58–65.
- [2] Чубань М.А. Аппроксимация поверхности отклика для использования в процессе параметрического синтеза машиностроительных конструкций. *Вестник Нац. техн. ун-та ХПИ*, 2015, № 43, с. 161–164.
- [3] Галдин Д.Н., Кретинин А.В., Печуров С.В. Оптимизация профиля пространственного рабочего колеса центробежного насоса с использованием параметризованной модели проточной части и искусственной нейронной сети. *Труды МНТК СИИТ21*. Воронеж, 2021, с. 31–42.
- [4] Черный С.Г., Чирков Д.В., Лапин В.Н. и др. *Численное моделирование течений в турбомашинах*. Новосибирск, Наука, 2006. 202 с.
- [5] Pilev I.M., Sotnikov A.A., Rigin V.E. et al. Multiobjective optimal design of runner blade using efficiency and draft tube pulsation criteria. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.*, 2012, vol. 15, art. 032003, doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/3/032003>
- [6] Чирков Д.В., Скороспелов В.А., Турук П.А., Семенова А.В., Устименко А.С., Ригин В.Е. Многоцелевая оптимизация формы отсасывающей трубы гидротурбины. *Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. Сб. ст. XII Всероссийской науч.-техн. конф.* Санкт-Петербург, ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2022, с. 10–28, doi: 10.18720/SPBPU/2/id22-159.
- [7] Азарх Д.Н., Попова Н.В. *Осевые насосы*. Москва, ВИГМ, 1961. 36 с.
- [8] Астракова А.С., Банников Д.В., Лаврентьев М.М. и др. Применения генетического алгоритма к задаче оптимального расположения датчиков. *Вычислительные технологии*, 2009, т. 14, № 5, с. 3–17.
- [9] Семенова А.В., Чирков Д.В., Лютов А.Е. Целевые функционалы при оптимизации рабочего колеса поворотной-лопастной гидротурбины. *Научно-технические ведомости СПбГПУ*, 2014, № 3, с. 97–106.
- [10] Соколова М.А., Ригин В.Е., Семенова А.В. Оптимизационное проектирование формы лопасти рабочего колеса с использованием критерия «зависимость КПД от расхода». *Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Сб. науч. тр. Межд. науч.-тех. конф.* Санкт-Петербург, Изд-во СПбПУ, 2016, с. 114–123.
- [11] Семенова А.В., Чирков Д.В., Скороспелов В.А. Применение метода многоцелевой оптимизации для проектирования формы лопасти рабочего колеса поворотной-лопастной гидротурбины. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*, 2013, т. 15, № 4–2, с. 588–593.
- [12] Банди Б. *Методы оптимизации*. Москва, Радио и связь, 1988. 127 с.
- [13] *Ansys user's guide*. Release 18.2. ANSYS, 2017. 3028 p.
- [14] Банников Д.В., Черный С.Г., Чирков Д.В. и др. Многорежимная оптимизация формы рабочего колеса гидротурбины. *Вычислительные технологии*, 2009, т. 14, № 2, с. 32–50.
- [15] Банников Д.В., Черный С.Г., Чирков Д.В. и др. Оптимизационное проектирование формы проточной части гидротурбины и анализ течения в ней. *Вычислительные технологии*, 2010, т. 15, № 5, с. 72–89.

## References

- [1] Valyukhov S.G., Galdin D.N., Korotkov V.V. et al. Using approximation models to optimize the impeller profile of a centrifugal pump. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*, 2020, no. 2, pp. 58–65. (In Russ.).
- [2] Chuban' M.A. The approximation of the response surface for using in the process of the parametric synthesis of the engineering structures. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta KhPI*, 2015, no. 43, pp. 161–164. (In Russ.).
- [3] Galdin D.N., Kretinin A.V., Pechkurov S.V. [Optimization of a spatial working wheel profile for a centrifugal pump using parametrized model of a flow part and artificial neural network]. *Trudy MNTK SINT21* [Proc. Int. Sci.-Tech. Conf. SINT21]. Voronezh, 2021, pp. 31–42. (In Russ.).
- [4] Chernyy S.G., Chirkov D.V., Lapin V.N. et al. *Chislennoe modelirovanie techeniy v turbomashinakh* [Numerical modeling of flows in turbomachines]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2006. 202 p. (In Russ.).
- [5] Pilev I.M., Sotnikov A.A., Rigin V.E. et al. Multiobjective optimal design of runner blade using efficiency and draft tube pulsation criteria. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.*, 2012, vol. 15, art. 032003, doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/3/032003>
- [6] Chirkov D.V., Skorospelov V.A., Turuk P.A., Semenova A.V., Ustimenko A.S., Rigin V.E. Multi-objective shape optimization of draft tube of hydraulic turbine. *Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmomatika. Sovremennoe sostoyanie i perspektivy razvitiya. Tr. mezhd. nauch.-tekhn. konf.* [Hydraulic machines, Hydraulic Drives and Hydraulic and Pneumatic Control Systems. Current State and Prospects of Development. Proc. All-Russian. Sci.-Tech. Conf.]. Sankt-Petersburg, POLYTECH-PRESS, 2022, pp. 10–28, doi: 10.18720/SPBPU/2/id22-159.
- [7] Azarkh D.N., Popova N.V. *Osevye nasosy* [Axial pumps]. Moscow, VIGM, 1961. 36 p. (In Russ.).
- [8] Astrakova A.S., Bannikov D.V., Lavrent'yev M.M. et al. Application of the genetic algorithm to solution of the optimal sensors location problem. *Vychislitel'nye tekhnologii* [Computational Technologies], 2009, vol. 14, no. 5, pp. 3–17. (In Russ.).
- [9] Semenova A.V., Chirkov D.V., Lyutov A.E. Objective functionals for optimization of Kaplan runner blade shape. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU*, 2014, no. 3, pp. 97–106. (In Russ.).
- [10] Sokolova M.A., Rigin V.E., Semenova A.V. [Optimization modeling of impeller blade shape “using efficiency dependence on discharge” criteria]. *Gidravlicheskie mashiny, gidropnevmoprivody i gidropnevmomatika. Sb. nauch. tr. Mezhd. nauch.-tekhn. konf.* [Hydraulic Machines, Hydraulic Pneumatic Actuators and Hydraulic Pneumatic Control Systems. Proc. Sci. Int. Sci.-Tech. Conf.]. Sankt-Petersburg, Izd-vo SPbPU Publ., 2016, pp. 114–123. (In Russ.).
- [11] Semenova A.V., Chirkov D.V., Skorospelov V.A. Application the multi-purpose optimization method for design the form of the driving wheel blade at rotary-blade hydro turbine. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk* [Izvestia RAS SamSC], 2013, vol. 15, no. 4–2, pp. 588–593. (In Russ.).
- [12] Bunday B. *Basic optimisation methods*. Edward Arnold, 1984. 136 p. (Russ. ed.: *Metody optimizatsii*. Moscow, Radio i svyaz' Publ., 1988. 127 p.)
- [13] *Ansys user's guide*. Release 18.2. ANSYS, 2017. 3028 p.
- [14] Bannikov D.V., Chernyy S.G., Chirkov D.V. et al. Optimization of multiregime design for the runner of a hydro turbine. *Vychislitel'nye tekhnologii* [Computational Technologies], 2009, vol. 14, no. 2, pp. 32–50. (In Russ.).
- [15] Bannikov D.V., Chernyy S.G., Chirkov D.V. et al. Economic full-implicit numerical method for parabolic equations with mixed derivatives. *Vychislitel'nye tekhnologii* [Computational Technologies], 2010, vol. 15, no. 5, pp. 72–89. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 24.04.2022

## Информация об авторах

**СВОБОДА Дмитрий Геннадьевич** — кандидат технических наук, доцент, доцент Высшей школы энергетического машиностроения. Институт энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: svoboda.dmitry@gmail.com).

**ИВАНОВ Евгений Александрович** — аспирант Высшей школы энергетического машиностроения. Институт энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: 20evgeniy08@mail.ru).

**ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич** — доктор технических наук, профессор, профессор Высшей школы энергетического машиностроения. Институт энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru).

**ЩУЦКИЙ Сергей Юрьевич** — кандидат технических наук, первый заместитель генерального директора. АО «ЦКБМ» (190020, Санкт-Петербург, Российская Федерация, наб. Обводного канала, д. 138, к. 1, лит. Б, e-mail: Shutckiy@ckbm.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Свобода Д.Г., Иванов Е.А., Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. Оптимизация проточной части осевого насоса с использованием прямых методов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 12, с. 116–123, doi: 10.18698/0536-1044-2022-12-116-123

### Please cite this article in English as:

Svoboda D.G., Ivanov E.A., Zharkovsky A.A., Shutckiy S.Y. Optimization of the Axial Pump Flow Section Using the Direct Methods. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 12, pp. 116–123, doi: 10.18698/0536-1044-2022-12-116-123

## Information about the authors

**SVOBODA Dmitri Gennadevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: svoboda.dmitry@gmail.com).

**IVANOV Evgenii Aleksandrovich** — Postgraduate, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: 20evgeniy08@mail.ru).

**ZHARKOVSKII Aleksandr Arkadieevich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru).

**SHUTSKIY Sergey Yurievich** — Candidate of Science (Eng.), First Deputy General Director. Central Design Bureau of Mechanical Engineering JSC (190020, Saint Petersburg, Russian Federation, Emb. Obvodnogo kanala, Bldg. 138, Block 1, lit. B, e-mail: Shutckiy@ckbm.ru).