

ВЫБОР ТИПА ОТВОДЯЩЕГО УСТРОЙСТВА И ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

А.С. Ключев¹

arsentiyklyuev@gmail.com

С.П. Федоров²

fedorov_sp@nordenergogroup.com

Е.А. Иванов¹

ivanov_ea@spbstu.ru

А.А. Жарковский¹

azharkovsky@gmail.com

И.О. Борщев¹

borshchevspbsp@mail.ru

¹СПбПУ, Санкт-Петербург, Российская Федерация

²АО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Российская Федерация

Аннотация

Вопрос обеспечения высокой энергоэффективности насосов большой мощности является актуальным в настоящее время, поскольку повышение гидравлического КПД проточных частей таких насосов приводит к существенной экономии эксплуатационных затрат. Применение технологий цифрового моделирования течения вязкой жидкости позволяет оптимизировать геометрию элементов проточной части на стадии проектирования и с достаточной степенью точности строить прогнозные характеристики насоса. Основными элементами, влияющими на характеристики проточных частей многоступенчатых насосов, являются рабочие колеса и отводящие устройства. Наиболее часто в качестве отводящих устройств в многоступенчатых насосах используются лопаточные и канальные отводы. Приведены результаты проектирования и оптимизации проточных частей многоступенчатого центробежного насоса низкой быстроходности с отводящими устройствами обоих типов, а также прогнозные характеристики насосов, полученные с использованием методов вычислительной гидродинамики. Гидравлический КПД ступени с направляющим аппаратом канального типа (оптимизированный вариант) на 0,3 % выше, чем КПД ступени с направляющим аппара-

Ключевые слова

Центробежный насос, рабочее колесо, лопаточный отвод, канальный отвод, оптимизация, прогнозные характеристики

том лопаточного типа. Обе оптимизированные проточные части имеют незападающую форму напорных характеристик в области малых подач. Ступень насоса с направляющим аппаратом канального типа имеет меньший радиальный габаритный размер, чем ступень с лопаточным отводом ($D_k/D_n = 0,88$), и более высокую технологичность конструкции. Выявлено, что наиболее предпочтительным для ступени питательного электронасоса с коэффициентом быстроходности $n_s = 85$ является вариант оптимизированной проточной части ступени с отводом канального типа

Поступила 13.07.2022

Принята 14.11.2022

© Автор(ы), 2023

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках соглашения № 075-11-2021-044 от 25.06.2021

Введение. Многоступенчатые центробежные насосы широко используются в нефтяной (секционные центробежные насосы), энергетической (питательные электро- и турбонасосы, конденсатные) промышленности. Мощность некоторых насосных агрегатов достигает десятков мегаватт [1], поэтому увеличение КПД даже на десятые доли процента позволяет существенно экономить потребляемую насосом энергию.

Отводящее устройство насоса преобразует кинетическую энергию потока, выходящего из рабочего колеса (РК), в энергию давления. При этом для насосов низкой быстроходности гидравлические потери в РК составляют 40...50 % гидравлических потерь энергии в проточной части, в отводе — 50...60 %, поэтому при разработке насосов низкой быстроходности значительное внимание необходимо уделять выбору типа отвода и форме его проточной части [2, 3].

На сегодняшний день вопрос, какой тип отвода наиболее предпочтителен для многоступенчатых насосов — канальный или лопаточный, не решен в теоретическом и практическом плане. Ответ на этот вопрос зависит от коэффициента быстроходности насоса. В настоящей работе проведена сравнительная оценка гидравлических качеств оптимизированных отводящих устройств обоих типов (лопаточного и канального) в составе ступеней многоступенчатых центробежных насосов низкой быстроходности.

Материалы и методы решения задач. Объектом исследования является питательный электронасос, разрабатываемый в СПбПУ совместно с АО «Силовые машины» в рамках работ по проекту «Разработка РКД

на высокоэффективные насосные агрегаты большой мощности для ТЭС и организация их производства». Коэффициент быстроходности насоса $n_s = 85$. На первом этапе разработки были выбраны следующие основные параметры: число ступеней $i = 10$, втулочное отношение $d_{вт}/D_2 = 0,46$. Из литературных источников и коммерческих предложений различных производителей следует, что полный КПД многоступенчатых насосов с коэффициентом быстроходности n_s в диапазоне 80–90 достигает 80...81 %, что возможно при значениях гидравлического КПД ступени более 90 %. Для достижения требуемого значения КПД проведена оптимизация ступеней с обоими типами отводов. Задача оптимизации — обеспечить максимальный гидравлический КПД ступени при требуемом значении напора, ограничением здесь является минимизация радиального габаритного размера.

В Лаборатории гидромашиностроения СПбПУ разработаны математические модели, методики и комплексы программ для автоматизированного проектирования насосов центробежного и осевого типов [4–9]. При проектировании геометрии проточной части данные комплексы позволяют:

- рассчитать и выбрать основные параметры исходного варианта элементов проточной части;
- создать параметрическую 3D-модель ступени насоса;
- сгенерировать таблицу эксперимента на основе выбранных геометрических параметров с заданными диапазонами их изменения;
- создать сетку, задать граничные условия, выполнить CFD-расчет течения вязкой жидкости в проточной части насоса в точках таблицы эксперимента;
- выбрать лучший вариант из таблицы эксперимента, подготовить дополнительные данные для анализа результатов расчета (поля скоростей и давлений в проточной части).

Процесс проектирования начинается с задания входных параметров: расхода, напора, числа ступеней, частоты вращения ротора. Для обеспечения непрерывно падающей формы напорной характеристики в диапазоне от $0,3Q_{ном}$ до $Q_{ном}$ при проектировании проточной части необходимо задавать пониженное значение коэффициента формы напорной характеристики $f_t = 1,0–1,05$ [10]. При $f_t > 1,05$ повышается значение КПД насоса, однако это приводит к западающей форме напорной характеристики. В целях обеспечения требуемого напора и формы напорной характеристики число лопастей РК принято $z = 7$.

Для поиска оптимального гидравлического варианта проточной части строили таблицу эксперимента: сначала задавали границы изменения входных геометрических (конструктивных) параметров, т. е. область поиска, затем в указанных границах стохастическим методом находили значения варьируемых входных параметров. Был применен вероятностный подход — метод LHS (метод латинского гиперкуба) [11–15], который широко используется в оптимизационных задачах. Кроме метода LHS есть и другие методы построения таблицы эксперимента. Так, в [16] приведен метод разреженных сеток, преимуществом которого, по мнению авторов, является возможность снижения экспоненциальной зависимости числа точек выборки от ее размерности, что значительно сокращает число расчетных точек (сэмплов) без потери точности при работе с высокоразмерными моделями. В [17] используется алгоритм, основанный на методах глобального и целенаправленного поиска. Сравнение эффективности метода LHS с другими методами построения таблиц эксперимента приведено в [18].

В результате выполненных CFD-расчетов в точках таблицы эксперимента сформирована таблица результатов, содержащая интегральные параметры рассчитанных вариантов — напор и гидравлический КПД. На основе полученных результатов выбраны лучшие варианты, проверена форма напорной характеристики и проанализировано наличие отрывных зон в проточной части насоса, а также рассмотрены возможности их устранения и дальнейшего повышения КПД.

Поиск оптимального варианта по таблице эксперимента, созданной на основе вероятностных методов, позволяет достаточно хорошо определить точку глобального экстремума и в настоящее время достаточно часто применяется на практике [3].

Результаты. Результаты расчета основных параметров исходного варианта РК приведены на рис. 1. Прогнозное значение полного КПД насоса, рассчитанное по методикам, заложенным в программном комплексе [4], составляет 79,72 %. Полученное значение меньше уровня лучших мировых аналогов среди насосов данной быстроходности и возникает необходимость проведения оптимизационных исследований.

Результаты расчета геометрических параметров исходного варианта отводящего устройства приведены на рис. 2, исходный вариант проточной части с отводом лопаточного типа для исследуемого насоса — на рис. 3.

Основные геометрические размеры, которые выбраны в качестве варьируемых параметров, приведены в таблице.

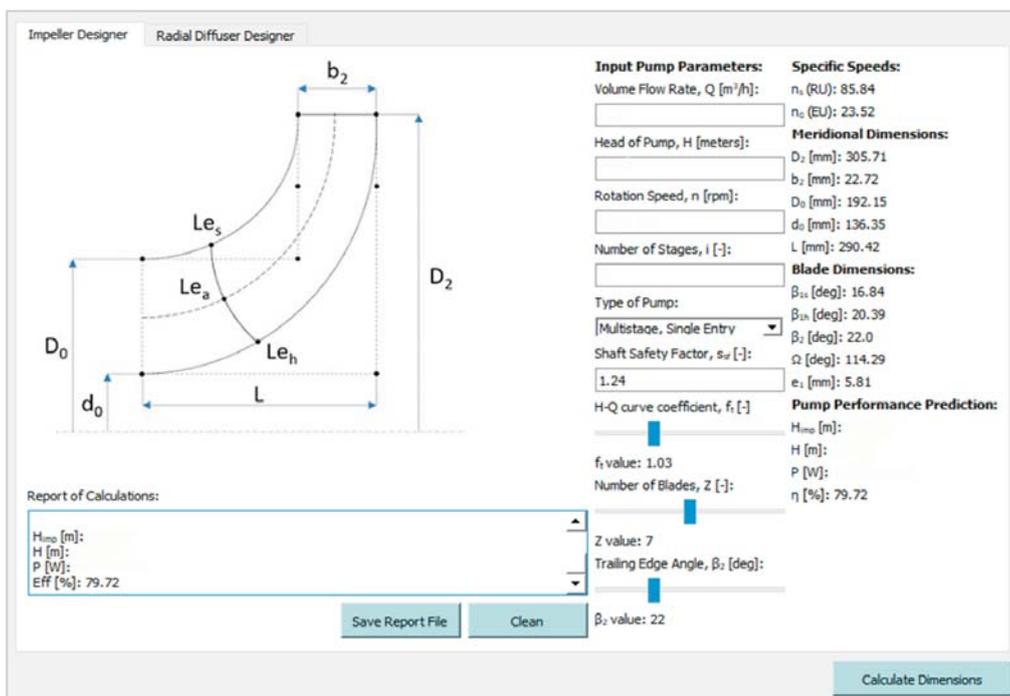


Рис. 1. Окно программы «Расчет и проектирование РК»

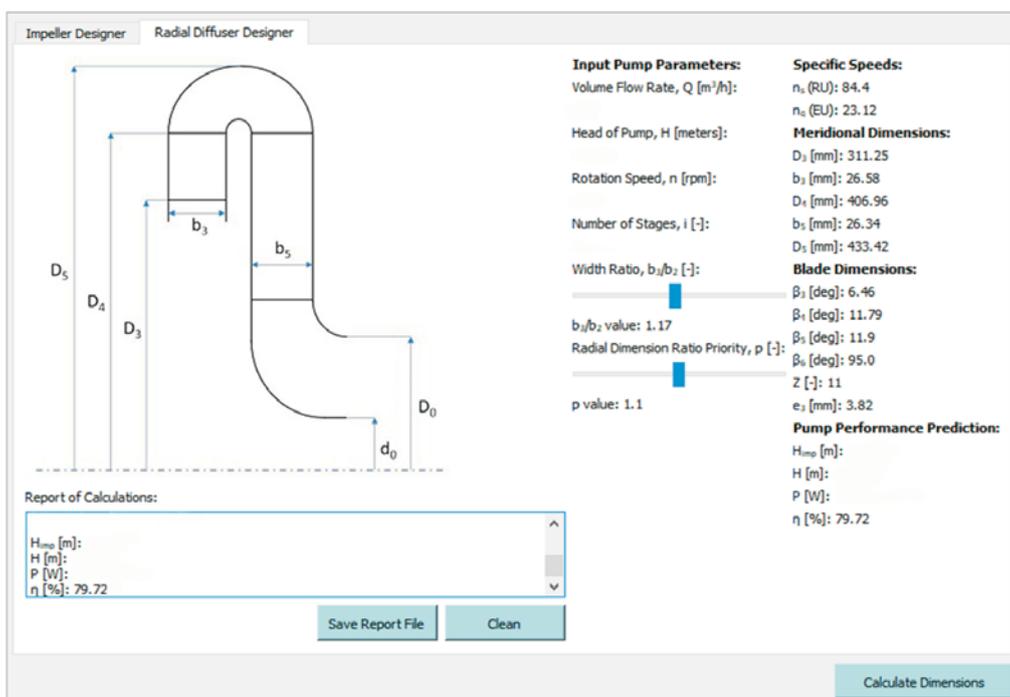


Рис. 2. Окно программы «Расчет и проектирование отводящего устройства»

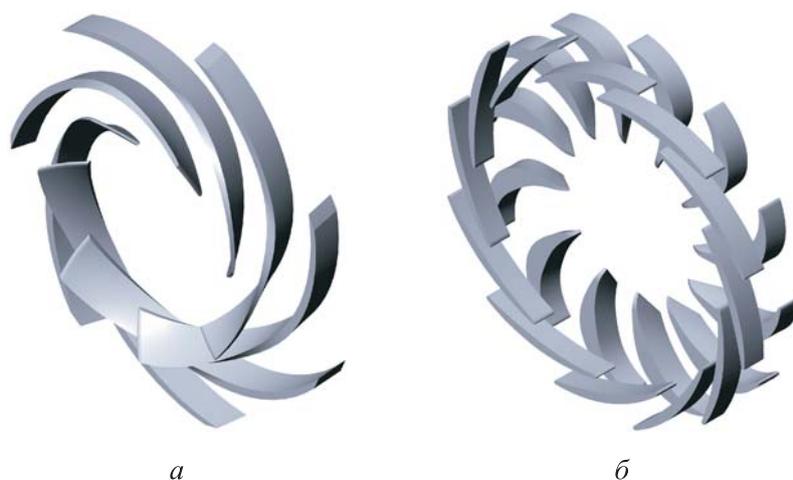


Рис. 3. Визуализация параметрических моделей лопастных систем:
a — лопастная система ПК; *б* — лопастная система отвода лопаточного типа

**Диапазоны изменения значений варьируемых параметров
 в матрице планирования эксперимента для проточной части с 10 ступенями**

Параметр	Элемент проточной части	Значение параметра	
		min	max
β_{1s} , град	ПК	16,5	19,5
$\beta_{1н}$, град		22,5	26
β_{1-2s} , град		16,5	22
$\beta_{1-2н}$, град		25,5	32
LE_{pos} , мм		25	45
β_3 , град	НА	6	12
β_{3-4} , град		15	25
β_4 , град		14	30
β_5 , град		10	35
D_4 , мм		192,5	238
D_{5-4} , мм		10	25
W_H , мм		2	12
b_4 , мм		16	25
R_5 , мм		15	25

Описание обозначений, принятых в таблице:

β_{1s} и $\beta_{1н}$ — углы наклона лопасти РК в периферийном и втулочном сечениях, определяют угол атаки на входе в РК;

β_{1-2s} и $\beta_{1-2н}$ — вершины парабол углов наклона лопасти РК в периферийном и втулочном сечениях, характеризуют форму и длину лопасти;

LE_{pos} — положение входной кромки РК в меридианной плоскости, характеризует длину лопасти;

β_3 — угол наклона диффузорных лопаток на входе в направляющий аппарат (НА), характеризует угол атаки на входе в НА;

β_{3-4} — вершина параболы угла наклона диффузорных лопаток НА, характеризует форму и длину лопатки;

β_4 — угол наклона диффузорных лопаток на выходе из НА, характеризует степень диффузорности канала;

β_5 — угол наклона обратных лопаток на входе в НА, характеризует угол атаки на входе в обратный НА;

D_4 — диаметр положения выходной кромки диффузорной лопатки и входной лопатки обратного НА в меридианной проекции, характеризует длину лопатки;

D_{5-4} — расстояние между D_5 и D_4 , характеризует габаритный радиальный размер НА и высоту переводного канала;

W_n — толщина основного диска НА, характеризует длину НА в осевом направлении;

b_4 — ширина обратного НА в меридианной проекции, характеризует длину обратного НА в осевом направлении;

R_5 — радиус скругления НА.

В результате определения диапазонов изменения геометрических параметров (см. таблицу) составлена матрица планирования эксперимента методом LHS. Распределение точек матрицы эксперимента для первых пяти параметров приведено на рис. 4.

В результате доработки исходной формы лопаток (рис. 5, а) удалось обеспечить безотрывное течение в межлопаточных каналах обратного НА (рис. 5, б). Расчетный гидравлический КПД итогового оптимизированного варианта ступени с системой отвода лопаточного типа на номинальном режиме равен 89,8 %.

Лучший вариант из матрицы эксперимента проанализирован по результатам расчета течения вязкой жидкости в проточной части с системой отвода лопаточного типа. Выявлено, что в каналах обратного НА присутствуют отрывные зоны (см. рис. 5, а).

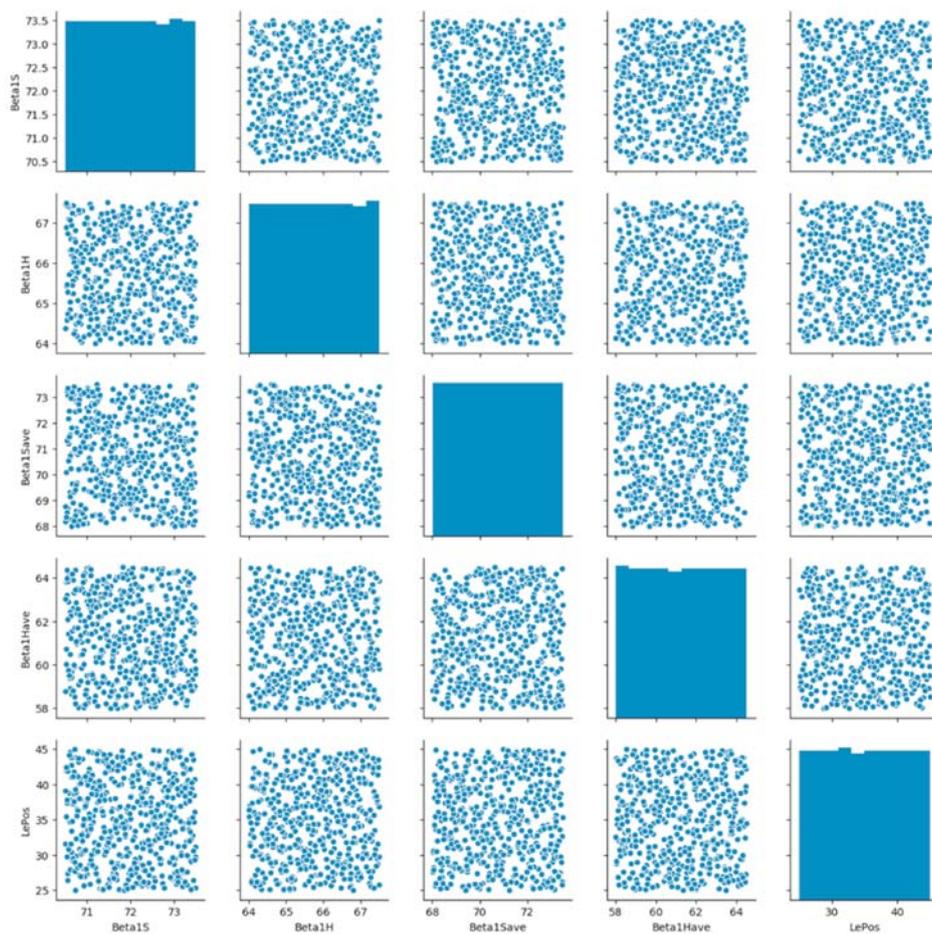


Рис. 4. Распределение точек матрицы эксперимента

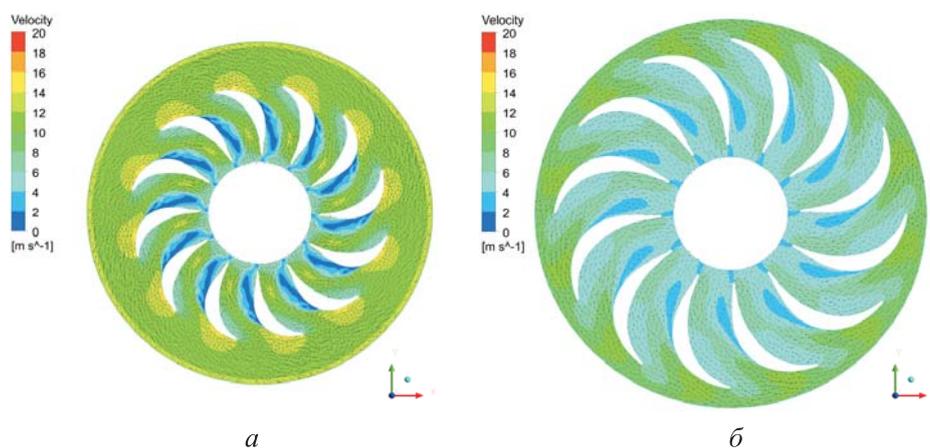


Рис. 5. Поле скоростей в обратном НА лопаточного типа при $Q_{ном}$:
 а — исходный вариант; б — оптимизированный вариант

Второй тип отвода, который был исследован, — это отвод канального типа. При проектировании и оптимизации ступени с отводом канального типа использовано оптимизированное РК от ступени с лопаточным отводом. Расчет геометрических параметров модели отвода канального типа также проведен с использованием программного обеспечения, разработанного в Лаборатории гидромашиностроения СПбПУ [8]. После определения диапазонов изменения геометрических параметров была составлена матрица эксперимента, в результате расчета элементов которой получены оптимальные значения энергетических параметров ступени с отводом канального типа. На рис. 6 приведен оптимизированный вариант канального отводящего устройства.



Рис. 6. Визуализация оптимизированного варианта НА канального типа:
a — вид на прямые каналы; *б* — вид на обратные каналы

Поля скоростей в обратном НА исходного и оптимизированного вариантов показаны на рис. 7.

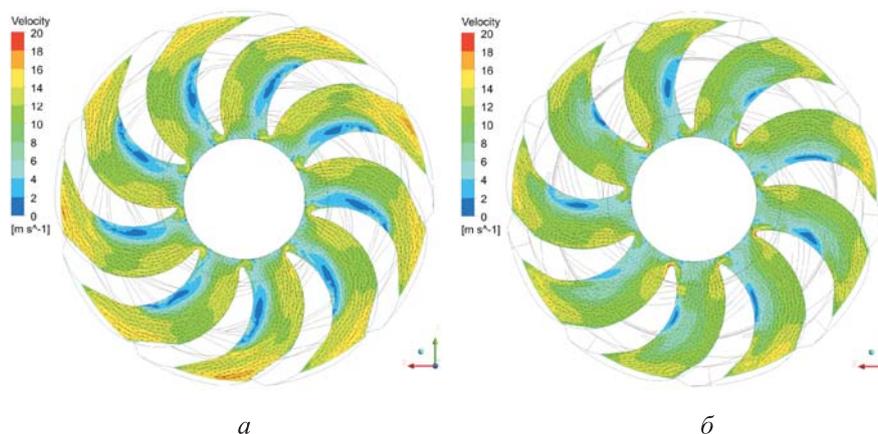


Рис. 7. Поле скоростей в обратном НА канального типа при $Q_{ном}$:
a — исходный вариант; *б* — оптимизированный вариант

Гидравлический КПД итогового оптимизированного варианта ступени насоса с отводами канального типа на номинальном режиме равен 90,1 %.

Сравнение прогнозных расчетных характеристик ступеней насоса с отводами лопаточного и канального типов приведено на рис. 8.

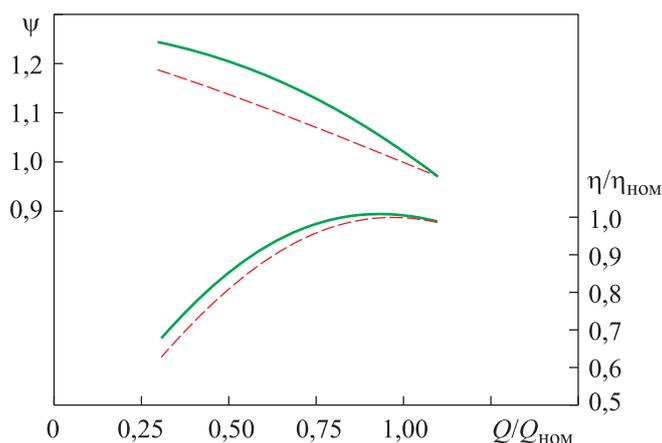


Рис. 8. Прогнозные гидравлические характеристики проточных частей НА лопаточного (штриховая) и канального (сплошная) типов

Ступень с отводом канального типа на номинальном режиме имеет коэффициент напора больше, чем ступень с лопаточным отводом, гидравлический КПД ступени с канальным отводом также больше на 0,3 %. Ступени с отводами обоих типов имеют незападающие формы напорных характеристик.

Заключение. С использованием программных комплексов автоматизированного проектирования проточных частей насосов, созданных в Лаборатории гидромашиностроения СПбПУ, разработаны проточные части ступени питательного электронасоса с коэффициентом быстроходности $n_s = 85$. Для оптимизации проточной части использован метод поиска глобального экстремума по таблице эксперимента с выбором расчетных точек по методу LHS. Данный подход позволил определить варианты исследуемых ступеней с высокими гидравлическими качествами. Оптимизированный вариант ступени с НА лопаточного типа имеет гидравлический КПД, равный 89,8 %, с НА канального типа — 90,1 %. Напорные характеристики оптимизированных проточных частей с лопаточным и канальным отводами имеют незападающую форму в области малых расходов. Ступень насоса с канальным отводом имеет больший гидравлический КПД, меньший радиальный габаритный размер и более технологичную конструкцию.

В результате анализа полученных результатов выявлено, что наиболее предпочтительным для многоступенчатого насоса с коэффициентом быстроходности $n_s = 85$ является вариант оптимизированной проточной части ступени с отводом канального типа.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Богун В.С. Способы повышения экономичности и ресурса питательных насосов для ТЭС с энергоблоками мощностью 250...1200 МВт. Дис. ... канд. техн. наук. СПб., СПбПУ, 2011.
- [2] Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М., Машиностроение, 1966.
- [3] Данилов Д.А., Зайцев А.А., Ломакин В.О. Использование методов оптимизации для получения требуемой формы характеристики центробежного насоса. *Гидравлика*, 2021, № 12. URL: <http://hydrojournal.ru/svezhij-nomer-zhurnala-molodezhnyj-razdel/item/152-ispolzovanie-metodov-optimizatsii-dlya-polucheniya-trebuemoj-formy-kharakteristiki-tsentrobezhnogo-nasosa>
- [4] Жарковский А.А., Борщев И.О., Иванов Е.А. и др. Программа для выбора основных параметров рабочего колеса центробежного насоса. Свид. о рег. прогр. для ЭВМ РФ 2020617132. Заявл. 19.06.2020, опубл. 02.07.2020.
- [5] Жарковский А.А., Борщев И.О., Иванов Е.А. и др. Программа для выбора основных параметров лопаточных отводов центробежных насосов. Свид. о рег. прогр. для ЭВМ РФ 2021681641. Заявл. 15.12.2021, опубл. 23.12.2021.
- [6] Жарковский А.А., Борщев И.О., Иванов Е.А. и др. Генератор осевых лопастных систем. Свид. о рег. прогр. для ЭВМ РФ 2019665355. Заявл. 19.11.2019, опубл. 22.11.2019.
- [7] Жарковский А.А., Борщев И.О., Иванов Е.А. и др. Генератор радиальных лопастных систем. Свид. о рег. прогр. для ЭВМ РФ 2019665786. Заявл. 19.11.2019, опубл. 28.11.2019.
- [8] Жарковский А.А., Борщев И.О., Иванов Е.А. и др. Программа для генерации отводов с непрерывной зоной перевода. Свид. о рег. прогр. для ЭВМ РФ 2021681328. Заявл. 15.12.2021, опубл. 21.12.2021.
- [9] Жарковский А.А., Борщев И.О., Иванов Е.А. и др. Генератор пространства параметров. Свид. о рег. прогр. для ЭВМ РФ 2019665576. Заявл. 15.11.2019, опубл. 26.11.2019.
- [10] Gülich J.F. Centrifugal pumps. Cham, Springer International Publishing, 2019.
- [11] Helton J.C., Davis F.J. Latin hypercube sampling and the propagation of uncertainty in analyses of complex systems. *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, 2003, vol. 81, no. 1, pp. 23–69. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0951-8320\(03\)00058-9](https://doi.org/10.1016/S0951-8320(03)00058-9)
- [12] Wang W., Pei J., Yuan S., et al. Application of different surrogate models on the optimization of centrifugal pump. *J. Mech. Sc. Technol.*, 2016, vol. 30, no. 2, pp. 567–574. DOI: <https://doi.org/10.1007/S12206-016-0110-0>

- [13] Shim H.S., Kim K.Y., Choi Y.S. Three-objective optimization of a centrifugal pump to reduce flow recirculation and cavitation. *J. Fluids Eng.*, 2018, vol. 140, no. 9, art. 091202. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4039511>
- [14] Pei J., Wang W., Yuan S., et al. Optimization on the impeller of a low-specific-speed centrifugal pump for hydraulic performance improvement. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2016, vol. 29, no. 5, pp. 992–1002. DOI: <https://doi.org/10.3901/CJME.2016.0519.069>
- [15] Pei J., Wang W., Yuan S. Multi-point optimization on meridional shape of a centrifugal pump impeller for performance improvement. *J. Mech. Sc. Technol.*, 2016, vol. 30, no. 11, pp. 4949–4960. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-016-1015-7>
- [16] Peng C., Zhang X., Gao Z., et al. Research on cooperative optimization of multiphase pump impeller and diffuser based on adaptive refined response surface method. *Adv. Mech. Eng.*, 2022, vol. 14, no. 1, art. 168781402110729. DOI: <https://doi.org/10.1177/16878140211072944>
- [17] Lomakin V., Valiev T., Chaburko P. Application of optimization algorithms to improve the vibroacoustic characteristics of pumps. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2020, vol. 779, no. 1, art. 012044. DOI: <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012044>
- [18] McKay M.D., Beckman R.J., Conover W.J. A comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output from a computer code. *Technometrics*, 1979, vol. 21, no. 2, pp. 239–242. DOI: <https://doi.org/10.2307/1268522>

Клюев Арсентий Сергеевич — ассистент Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Федоров Сергей Павлович — начальник конструкторского отдела малых гидравлических машин СКБ «Гидротурбомаш» АО «Силовые машины» (Российская Федерация, 195009, Санкт-Петербург, ул. Ватутина, д. 3).

Иванов Евгений Александрович — ассистент Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Жарковский Александр Аркадьевич — д-р техн. наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Борщев Игорь Олегович — канд. техн. наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Клюев А.С., Федоров С.П., Иванов Е.А. и др. Выбор типа отводящего устройства и оптимизация проточной части многоступенчатого центробежного насоса низкой быстроходности. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2023, № 2 (145), с. 98–113. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-2-98-113>

**SELECTION OF THE DIFFUSER TYPE
AND OPTIMIZATION OF THE FLOW PATH PART
OF A LOW SPEED MULTISTAGE CENTRIFUGAL PUMP**

A.S. Klyuyev¹

arsentiyklyuev@gmail.com

S.P. Fedorov²

fedorov_sp@nordenergogroup.com

E.A. Ivanov¹

ivanov_ea@spbstu.ru

A.A. Zharkovskiy¹

azharkovsky@gmail.com

I.O. Borshchev¹

borshchevspbsp@mail.ru

¹ SPbPU, St. Petersburg, Russian Federation

² JSC “Power Machines”, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract

The issue of ensuring high energy efficiency of high-power pumps is relevant, since an increase in hydraulic efficiency of such pump flow parts leads to significant savings in the operation costs. Introduction of digital simulation technologies for the viscous fluid flow makes it possible to optimize geometry of the flow path elements at the design stage and predict pump characteristics with sufficient degree of accuracy. The main elements influencing characteristics of the multi-stage pumps flow parts include impellers and taps. Most often, vane and channel diffusers are used as retractors in the multistage pumps. Results of designing and optimizing flow parts of the low speed multistage centrifugal pump with both types of diffusers are presented, as well as predictive characteristics of pumps obtained using the computational fluid dynamics methods. Hydraulic efficiency of a stage with the channel-type guide (optimized version) is by 0.3 % higher than the efficiency of a stage with the vane-type guide. Both optimized flow paths have a non-sinking nature of pressure characteristics in the low flow region. The pump stage with the channel-type guide has a smaller radial overall dimension than the stage with the vane diffuser ($D_c/D_v = 0.88$) and higher design manufacturability. It was found that the most preferable option

Keywords

Centrifugal pump, impeller, vane diffuser, channel diffuser, optimization, predictive characteristics

for the feed electric pump stage with the $n_s = 85$ speed factor is the optimized flow path with the channel-type diffuser

Received 13.07.2022

Accepted 14.11.2023

© Author(s), 2023

The work was supported by the Ministry of Education and Science of the Russian Federation (agreement no. 075-11-2021-044, 06.25.2021)

REFERENCES

- [1] Bogun V.S. Sposoby povysheniya ekonomichnosti i resursa pitatelnykh nasosov dlya TES s energoblokami moshchnostyu 250...1200 MVt. Dis. kand. tekhn. nauk [Methods to increase economical efficiency and service life of feed pumps for TPPs with 250–1200 MW power units. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. St. Petersburg, SPbPU, 2011 (in Russ.).
- [2] Lomakin A.A. Tsentrobezhnye i osevye nasosy [Centrifugal and axial pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966.
- [3] Danilov D.A., Zaytsev A.A., Lomakin V.O. Application of optimization methods to obtain the required characteristic form of a centrifugal pump. *Gidravlika*, 2021, no. 12 (in Russ.).
Available at: <http://hydrojournal.ru/svezhij-nomer-zhurnala-molodezhnyj-razdel/item/152-ispolzovanie-metodov-optimizatsii-dlya-polucheniya-trebuemoj-formy-kharakteristiki-tsentrobezhnogo-nasosa>
- [4] Zharkovskiy A.A., Borshchev I.O., Ivanov E.A., et al. Programma dlya vybora osnovnykh parametrov rabocheho kola tsentrobezhnogo nasosa [Program for selection of main parameters of centrifugal pump impeller]. Software reg. certificate RU 2020617132. Appl. 19.06.2020, publ. 02.07.2020 (in Russ.).
- [5] Zharkovskiy A.A., Borshchev I.O., Ivanov E.A., et al. Programma dlya vybora osnovnykh parametrov lopatochnykh otvodov tsentrobezhnykh nasosov [Program for choice of main parameters of vane bends for centrifugal pumps]. Software reg. certificate RU 2021681641. Appl. 15.12.2021, publ. 23.12.2021 (in Russ.).
- [6] Zharkovskiy A.A., Borshchev I.O., Ivanov E.A., et al. Generator osevykh lopastnykh system [Axial vane system generator]. Software reg. certificate RU 2019665355. Appl. 19.11.2019, publ. 22.11.2019 (in Russ.).
- [7] Zharkovskiy A.A., Borshchev I.O., Ivanov E.A., et al. Generator radialnykh lopastnykh system [Radial vane system generator]. Software reg. certificate RU 2019665786. Appl. 19.11.2019, publ. 28.11.2019 (in Russ.).
- [8] Zharkovskiy A.A., Borshchev I.O., Ivanov E.A., et al. Programma dlya generatsii otvodov s nepreryvnoy zonoj perevoda [Program for generating leads with continuous translation zone]. Software reg. certificate RU 2021681328. Appl. 15.12.2021, publ. 21.12.2021 (in Russ.).
- [9] Zharkovskiy A.A., Borshchev I.O., Ivanov E.A., et al. Generator prostranstva parametrov [Parameter space generator]. Software reg. certificate RU 2019665576. Appl. 15.11.2019, publ. 26.11.2019 (in Russ.).

- [10] Gülich J.F. Centrifugal pumps. Cham, Springer International Publishing, 2019.
- [11] Helton J.C., Davis F.J. Latin hypercube sampling and the propagation of uncertainty in analyses of complex systems. *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, 2003, vol. 81, no. 1, pp. 23–69. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0951-8320\(03\)00058-9](https://doi.org/10.1016/S0951-8320(03)00058-9)
- [12] Wang W., Pei J., Yuan S., et al. Application of different surrogate models on the optimization of centrifugal pump. *J. Mech. Sc. Technol.*, 2016, vol. 30, no. 2, pp. 567–574. DOI: <https://doi.org/10.1007/S12206-016-0110-0>
- [13] Shim H.S., Kim K.Y., Choi Y.S. Three-objective optimization of a centrifugal pump to reduce flow recirculation and cavitation. *J. Fluids Eng.*, 2018, vol. 140, no. 9, art. 091202. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4039511>
- [14] Pei J., Wang W., Yuan S., et al. Optimization on the impeller of a low-specific-speed centrifugal pump for hydraulic performance improvement. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2016, vol. 29, no. 5, pp. 992–1002. DOI: <https://doi.org/10.3901/CJME.2016.0519.069>
- [15] Pei J., Wang W., Yuan S. Multi-point optimization on meridional shape of a centrifugal pump impeller for performance improvement. *J. Mech. Sc. Technol.*, 2016, vol. 30, no. 11, pp. 4949–4960. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-016-1015-7>
- [16] Peng C., Zhang X., Gao Z., et al. Research on cooperative optimization of multiphase pump impeller and diffuser based on adaptive refined response surface method. *Adv. Mech. Eng.*, 2022, vol. 14, no. 1, art. 168781402110729. DOI: <https://doi.org/10.1177/16878140211072944>
- [17] Lomakin V., Valiev T., Chaburko P. Application of optimization algorithms to improve the vibroacoustic characteristics of pumps. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2020, vol. 779, no. 1, art. 012044. DOI: <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012044>
- [18] McKay M.D., Beckman R.J., Conover W.J. A comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output from a computer code. *Technometrics*, 1979, vol. 21, no. 2, pp. 239–242. DOI: <https://doi.org/10.2307/1268522>
- Klyuyev A.S.** — Assistant, Higher School of Power Engineering, SPbPU (Politekhnikheskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).
- Fedorov S.P.** — Head of the Design Department of Small Hydraulic Machines, Special Design Bureau “Gidroturbomash”, JSC “Power Machines” (Vatutina ul. 3, St. Petersburg, 195009 Russian Federation).
- Ivanov E.A.** — Assistant, Higher School of Power Engineering, SPbPU (Politekhnikheskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).
- Zharkovskiy A.A.** — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Higher School of Power Engineering, SPbPU (Politekhnikheskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Borshchev I.O. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Higher School of Power Engineering, SPbPU (Politekhnikeskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Klyuyev A.S., Fedorov S.P., Ivanov E.A., et al. Selection of the diffuser type and optimization of the flow path part of a low speed multistage centrifugal pump. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2023, no. 2 (145), pp. 98–113 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-2-98-113>