

УДК 621.65.03

Исследование влияния формы отводящего устройства на энергетические характеристики свободновихревого насоса типа Turo

Д.Г. Свобода¹, А.А. Жарковский¹, А.С. Ключев¹,
А.В. Адрианов², Д.А. Горбатов^{1,2}

¹ Институт энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

² ООО «СУЛАК»

Influence of the outflow device shape on energy characteristics of the Turo-type torque flow pump

D.G. Svoboda¹, A.A. Zharkovskii¹, A.S. Klyuyev¹,
A.V. Adrianov², D.A. Gorbatov^{1,2}

¹ Institute of Energy, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

² LLC SULAK

Исследовано влияние двух форм отводов свободновихревого насоса типа Turo с быстроходностью, равной 149, на его энергетические характеристики. Проектирование выполнено на основе накопленного опыта исследований. Спиральный отвод спроектирован из условия постоянства момента скорости в расчетных сечениях. Численный расчет проведен с использованием программного комплекса ANSYS CFX на гетерогенном кластере «Политехник — РСК Торнадо» суперкомпьютерного центра «Политехнический» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. Энергетические характеристики свободновихревого насоса исследуемой быстроходности с кольцевым и спиральным отводящими устройствами имеют близкие значения.

EDN: IINKEP, <https://elibrary/iinkep>

Ключевые слова: свободновихревой насос, проточная часть, интегральные параметры, эффективность насоса, энергетические характеристики

The paper studies the influence of two forms of outflow devices of the Turo-type torque flow pump with the high-speed running factor of 149 on its energy parameters. The devices were designed based on the accumulated research experience. The spiral outlet was designed taking into consideration the constant velocity moment in the design sections. Numerical calculation was carried out using the ANSYS CFX software package on the Polytechnic — RSK Tornado heterogeneous cluster of the Polytechnic super-computer center at the Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. Energy parameters of the torque flow pump having the studied high-speed running factor with the annular and spiral outflow devices were having the similar values.

EDN: IINKEP, <https://elibrary/iinkep>

Keywords: torque flow pump, flow part, integral parameters, pump efficiency, energy characteristics

Выбор типа динамического насоса обусловлен требуемыми энергетическими характеристиками, условиями работы и перекачиваемой рабочей средой (РС) — водой с мелко- и среднеразмерными твердыми включениями. При быстроходности $n_s = 50 \dots 180$ для перекачивания такой РС можно использовать свободновихревые насосы (СВН). Эти насосы хорошо работают на загрязненных жидкостях, так как их проточная часть (ПЧ) имеет широкое проходное сечение, поток в основном проходит вне рабочего колеса (РК), а твердые частицы примесей практически не соприкасаются с его поверхностями.

В промышленности нашли применение три конструктивные схемы СВН, различающиеся формой РК и его расположением относительно камеры. Это СВН типа Wemco, Turo и Seka [1]. Наибольшее распространение получила схема Turo, которая является наиболее универсальной и обладает эксплуатационными преимуществами перед другими схемами при перекачке высокоабразивных смесей с крупными включениями. Это обусловлено тем, что камера насоса Turo имеет самое широкое проходное сечение.

Сложный рабочий процесс СВН описывается многочисленными гипотезами [2–9]. В основе большинства из них лежит предположение о наличии интенсивного турбулентного обмена энергиями между двумя потоками РС — низконапорного основного потока и сформированного высокоэнергетического рабочего вихревого потока, который также называют жидким РК.

Цель статьи — отработка методики проектирования параметрической модели ПЧ СВН с двумя типами свободной камеры (СК) — кольцевой и спиральной — и определение параметров математической модели, позволяющих с приемлемой точностью прогнозировать энергетические характеристики насоса. Разработанная модель может быть использована как исходная для дальнейшей оптимизации ПЧ.

В лаборатории Гидромашиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ) проведены экспериментальные исследования влияния геометрических параметров разных элементов ПЧ — РК, СК и отводящего устройства (отвода) — на энергетические характеристики СВН. Исследования выполнены для СВН типа Turo с быстроходностью $n_s = 55$.

Большое внимание было уделено исследованию геометрических параметров РК как основ-

ного элемента насоса, влияющего на гидравлическую энергию, передаваемую РС. Получены рекомендации по выбору числа лопастей РК и их ширины [10]. Коэффициент полезного действия (КПД) СВН составил 44 %.

Дальнейшее повышение эффективности насоса возможно путем совершенствования геометрических параметров отвода.

Рассмотрены результаты исследований по проектированию высокоэффективной ПЧ СВН типа Turo с полным КПД $\eta > 50$ %, обеспечивающей в номинальном режиме работы напор $H = 20$ м и расход РС $Q = 250$ м³/ч при ограниченных радиальных габаритных размерах корпуса (не более 450 мм).

Полезная мощность такого насоса

$$N = \rho g Q H = 13,6 \text{ кВт},$$

где ρ — плотность РС; g — ускорение свободного падения.

При планируемом полном КПД СВН $\eta = 0,6$ затраченная мощность $N_3 = N/\eta \approx 23$ кВт. С учетом запаса на пиковые нагрузки такую N_3 может обеспечить приводной электродвигатель мощностью 30 кВт.

При частоте вращения ротора $n = 1460$ мин⁻¹ коэффициент быстроходности СВН

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \approx 149.$$

Согласно эмпирической формуле [5], для такой быстроходности СВН типа Turo максимальный полный КПД

$$\eta_{\max} = \frac{1}{-7,01 \cdot 10^{-3} \ln n_s + \frac{1,97}{n_s} + 302,42 \cdot 10^{-6} \cdot n_s} = 43 \%$$

При проектировании ПЧ в первом приближении диаметр РК $D_{\text{РК}}$ определяли с использованием уравнения Эйлера [1]

$$H = 2\pi \frac{\omega^2}{g} \frac{\eta}{\eta_m} F_1 F_2 D_{\text{РК}}^2,$$

где ω — угловая скорость РК; η_m — механический КПД; F_1, F_2 — обобщенные функции, учитывающие основные геометрические параметры РК и СК, определяемые по графическим зависимостям, полученным на основе статистической обработки экспериментальных характеристик отечественных и зарубежных фирм [10].

Согласно этой формуле, для достижения требуемого напора диаметр РК $D_{РК} > 244$ мм.

Обоснованность выбора основных геометрических и энергетических характеристик ПЧ оценивали по обобщенной характеристике СВН типа Туго [10] (рис. 1), которая представляет собой зависимость безразмерного диаметрального коэффициента δ от безразмерного коэффициента расхода φ .

Эти коэффициенты имеют вид

$$\delta = \frac{(2\Psi)^{0,25}}{\varphi^{0,5}}; \quad \varphi = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4} u_2}$$

Здесь Ψ — безразмерный коэффициент напора,

$$\Psi = \frac{H}{u_2^2/g},$$

где u_2 — окружная скорость потока РС на выходе из РК.

Эта обобщенная характеристика получена на основе обработки геометрических и кинематических параметров ранее спроектированных СВН, однако ее нельзя воспринимать как бесспорный критерий при проектировании ПЧ.

Для предварительной оценки ожидаемой эффективности СВН можно использовать зависимости полного КПД η от быстроходности n_s , полученные в работах [11, 12] (рис. 2).

Анализ данных работ [11, 12], показал, что СВН типа Туго имеют достаточно узкий диапазон коэффициентов быстроходности ($n_s = 80 \dots 100$), при которых можно достичь наибольшей эффективности. Это объясняется тем, что в высокорасходных СВН с широкой

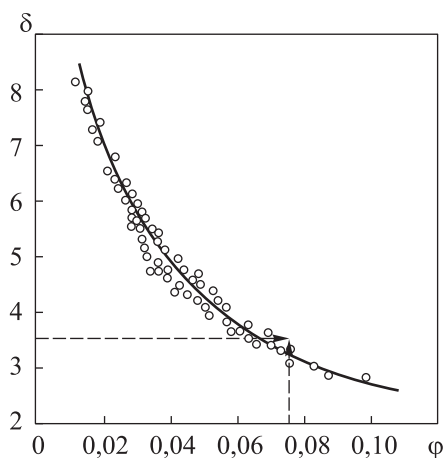


Рис. 1. Обобщенная характеристика СВН типа Туго:

○ — экспериментальные данные;
— — их аппроксимация

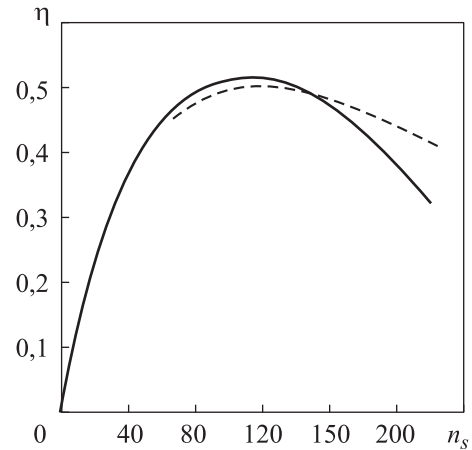


Рис. 2. Зависимости полного КПД η от быстроходности n_s СВН, полученные в работах [11] (—) и [12] (---)

СК ($n_s > 140$) уменьшается окружная скорость потока, и увеличивается число циклов вращения РС в СК перед выходом в напорный патрубок, вследствие чего растут гидравлические потери и падает КПД насоса.

В высоконапорных СВН ($n_s < 60$) ширина СК становится слишком узкой, что также приводит к снижению гидравлического КПД. При этом теряется главное преимущество СВН — широкие каналы ПЧ.

При проектировании РК и СК использован накопленный опыт исследований и валидация методики численного расчета течения потока РС в проточной части СВН с быстроходностью $n_s = 55$, полученные в лаборатории Гидромашиностроения СПбПУ. Один из вариантов спроектированных ПЧ был изготовлен и испытан на экспериментальном стенде заказчика.

Зависимости напора H , гидравлического КПД η_r и мощности N СВН типа Туго от расхода РС Q , полученные по результатам численных расчетов методами CFD и эксперимента, приведены на рис. 3.

Расчетная и экспериментальная напорные характеристики насоса имеют хорошее совпадение. Максимальное значение полного экспериментального КПД $\eta = 46\%$.

Численным расчетом с использованием ANSYS CFX определяли только гидравлические потери. Внутренние (потери дискового трения) и внешние (потери в сальниках и подшипниках) механические потери рассчитывали по эмпирическим методикам [13]. Для разработанной конструкции СВН потери дискового трения составили 2%, внешних механических потерь — 2%, а суммарные механические потери — 4%. Рас-

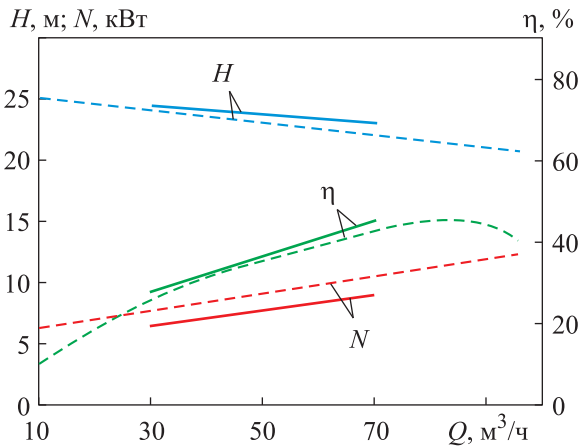


Рис. 3. Зависимости напора H , гидравлического КПД η , и мощности N СВН типа Турго от расхода РС Q , полученные по результатам численных расчетов методами CFD (сплошные линии) и эксперимента (штриховые линии)

четные и экспериментальные значения полного КПД хорошо согласуются (см. рис. 3).

Таким образом, предложенную методику расчета течения потока РС и потерь в ПЧ можно использовать при проектировании СВН.

Для рассматриваемого СВН с быстроходностью $n_s = 149$ проведены численные исследования по разработке отводов разного типа: кольцевого (КО) и спирального (СО). Существуют различные мнения о целесообразности использования СО в СВН. Так, в работе [14] показано, что применение СО по сравнению с КО приводит к небольшому снижению напора (1,6 %) и КПД (2,6 %). В диссертации [12], наоборот, отмечено небольшое увеличение КПД для СО при более пологой напорной характеристике.

Основные геометрические параметры ПЧ с КО показаны на рис. 4, где b — ширина лопасти РК; $D_{ст}$ — диаметр ступицы у диска; D_0 — диаметр СК; D_1 — диаметр на входе в РК; D_{in} и R_{in} — диаметр входного (всасывающего) патрубка и радиус его скругления; D_{out} и R_{out} — диаметр выходного (напорного) патрубка и радиус его скругления; B — ширина кольцевой камеры.

Для обеспечения требуемых энергетических характеристик диаметр РК $D_{РК}$ принят равным 250 мм.

С учетом опыта ранее проведенных исследований заданы следующие геометрические параметры. Число лопастей РК Z и их относительная ширина \bar{b} выбраны по рекомендациям [10]: $Z = 12$; $\bar{b} = 0,152$. Углы установки лопастей РК на входе и выходе $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$. Отно-

сительная толщина лопасти $\bar{\delta}$ по рекомендации [13] принята равной 0,02. При перекачке насосом РС с высокой абразивностью твердых включений толщину лопастей можно увеличить. С тыльной стороны выполнено скругление кромки торца лопасти РК радиусом $R_l = \delta/2$ (рис. 5).

Относительный диаметр на входе в РК $\bar{D}_1 = 0,2$, относительный диаметр ступицы у диска $\bar{D}_{ст} = 0,24$. СК спроектирована в виде КО со следующими размерами: относительная ширина $\bar{B} = 0,4$; относительный диаметр СК $\bar{D}_0 = 1,4$ ($D_0 = D_{РК} + B$); радиус скругления $R_b = B/2$. Форма подводящего устройства — цилиндрическая с относительным диаметром всасывающего патрубка $\bar{D}_{in} = 0,48$ и радиусом скругления $R_{in} = 0,125D_{in}$.

На всасывающем патрубке предусмотрен конфуззор с углом раскрытия 8° . Относительный диаметр выходного (напорного) патрубка задан равным относительной ширине кольцевой камеры $\bar{D}_{out} = \bar{B} = 0,4$. Выходной патрубок смещен относительно оси вращения на расстояние $\Delta L_{out} = D_0/2$, т. е. внешняя поверхность патрубка является касательной к окружности

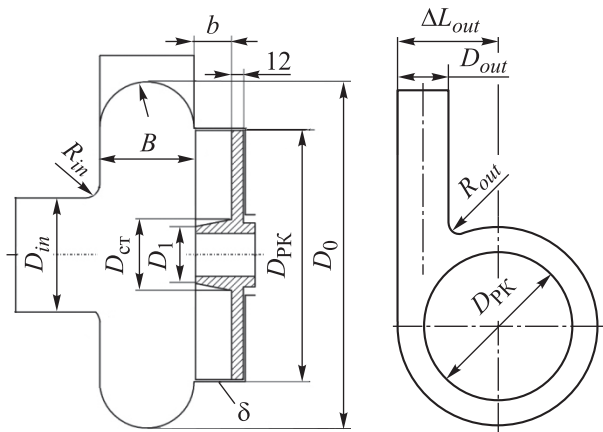


Рис. 4. Конструктивная схема ПЧ СВН с КО

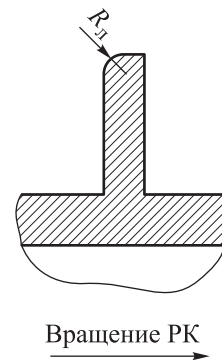


Рис. 5. Схема скругления торцов лопастей РК

контура СК. На выходном патрубке предусмотрен диффузор с углом раскрытия 8° .

Проектирование РК и СК выполнено с использованием универсального графического редактора SolidWorks. Результаты проектирования ПЧ с КО приведены на рис. 6 и 7.

Гидродинамический расчет течения вязкой жидкости в ПЧ проведен на основе численного решения уравнения Навье — Стокса с использованием лицензионного программного комплекса ANSYS CFX. Численные расчеты выполнены на гетерогенном кластере «Политехник — РСК Торнадо» суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ.

С помощью сеточного генератора ANSYS Meshing сгенерированы расчетные сетки разного типа: блочно-структурированные на базе гексаэдрических элементов (методом Hex Dominant), неструктурированные на основе тетраэдрических элементов (методом Patch Conforming с автоматическим устранением мелких погрешностей). На твердых стенках ПЧ созданы призматические слои. Для домена РК количество элементов сетки составило около 2 млн, для домена СК — примерно 4 млн.

Конструкция СВН включает в себя подвижные и неподвижные домены ПЧ, на границе которых созданы две поверхности интерфейса — цилиндрическая и торцевая. Тор-

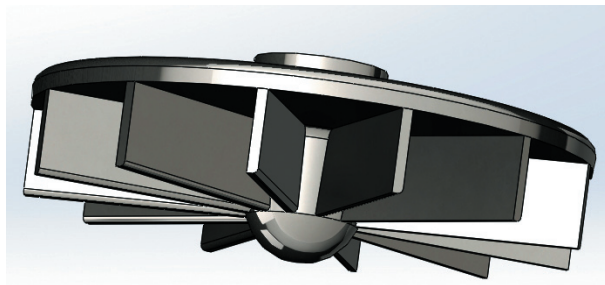


Рис. 6. Твёрдотельная модель РК

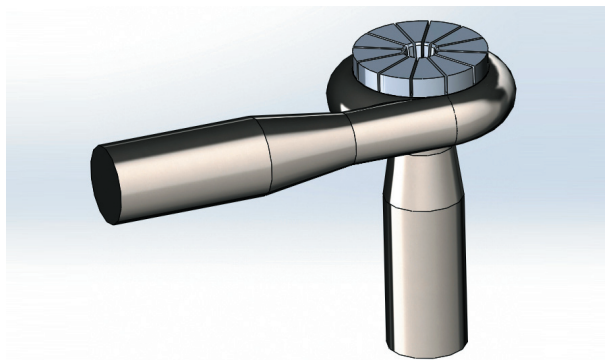


Рис. 7. Модель жидкого объема ПЧ СВН с КО

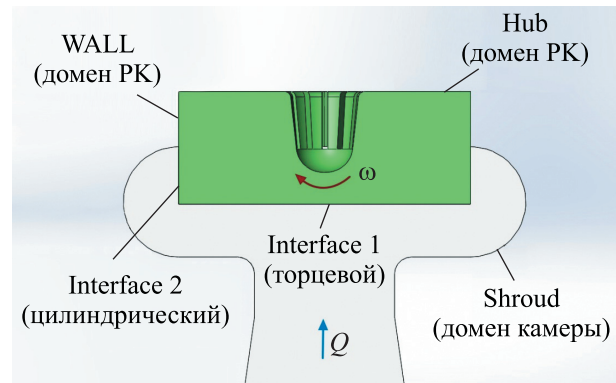


Рис. 8. Расчетная модель доменов ПЧ с поверхностями интерфейса

цевой интерфейс расположен посередине СК, тем самым удален от подвижных лопастей РК (рис. 8).

В препроцессоре ANSYS CFX-Pre обрабатывались разные варианты граничных условий математической модели. Численный расчет выполнялся в стационарной и нестационарной постановках. На поверхностях интерфейса осреднение локальных параметров не проводилось. Для стационарной постановки задавалось условие Frozen Rotor, для нестационарной постановки — условие Transient Rotor Stator.

Во всех случаях использовалась двухпараметрическая модель турбулентности SST, которая позволяет учесть сдвиговые течения потока на удалении от стенок и смоделировать пристеночные течения потока РК, тем самым создавая более полную картину течения потока РК с учетом дискретных вихрей, возникающих в СК и РК.

По результатам численного расчета в постпроцессоре ANSYS CFD-Post на твердых стенках строились эпюры параметра Y^+ . Контролировалось, чтобы этот параметр для модели турбулентности SST не превышал 5.

На входе в расчетную модель задавалась полная энергия (Total Pressure) равная 1 атм; на выходе массовый расход, соответствующий режиму работы СВН. Так как радиальный зазор между РК и корпусом не создавался, для цилиндрической поверхности WALL задавались разные условия (вращение или неподвижность). Тем самым моделировались варианты, когда WALL является либо поверхностью РК, либо неподвижной стенкой СК. Количество итераций численного расчета при стационарной постановке выбрано равным 2000.

Нестационарный расчет выполнялся с использованием модели Transient Blade Row, позволяющей прогнозировать нестационарные явления, возникающие на стыке соседних доменов. Метод расчета Profile Transformation (преобразования профиля) является самым быстрым из нестационарных методов взаимодействия. При этом он хорошо предсказывает интегральные параметры насоса.

Общее время расчета (Time Duration) задавалось равным десяти периодам (оборотам) РК в номинальном режиме и пяти для остальных режимов работы СВН. Это является достаточным для окончания переходного процесса и получения квазипериодического решения. Фактический временной шаг расчета соответствовал повороту РК на угол $3,6^\circ$.

Для обеспечения сходимости решения на каждом шаге по времени выполнялся цикл решений (внутренние итерации Loops). Предварительные расчеты показали, что количество внутренних итераций практически не влияет на результат. Поэтому для сокращения времени расчета их число было уменьшено до пяти. Мгновенные значения интегральных параметров осреднялись по времени с интервалом за один оборот РК с помощью статистической функции Arithmetic Average. Расчет выполнялся для режимов работы СВН в диапазоне расхода РС $(0,2 \dots 1,2)Q_n$.

Зависимости напора H , гидравлического КПД η_r и мощности N СВН с КО от расхода РС Q , полученные по результатам численных расчетов методами CFD в стационарной и нестационарной постановках, приведены на рис. 9.

При расчете в номинальном режиме с расходом РС $Q_{ном} = 250 \text{ м}^3/\text{ч}$ получены следующие интегральные параметры СВН с КО:

- в стационарной постановке напор $H = 18 \text{ м}$, гидравлический КПД $\eta_r = 50 \%$, мощность $N = 25 \text{ кВт}$;
- в нестационарной постановке $H = 21 \text{ м}$, $\eta_r = 59,5 \%$, $N = 24 \text{ кВт}$.

Как видно из рис. 9, значения интегральных параметров, полученных по результатам расчета в стационарной и нестационарной постановках, существенно различаются.

Векторное поле абсолютной скорости, м/с, в меридианной проекции ПЧ с КО показано на рис. 10. Здесь течение РС в ПЧ СВН имеет сложную вихревую структуру, где присутствует интенсивный продольный вихрь, участвующий в турбулентном обмене энергиями между пото-

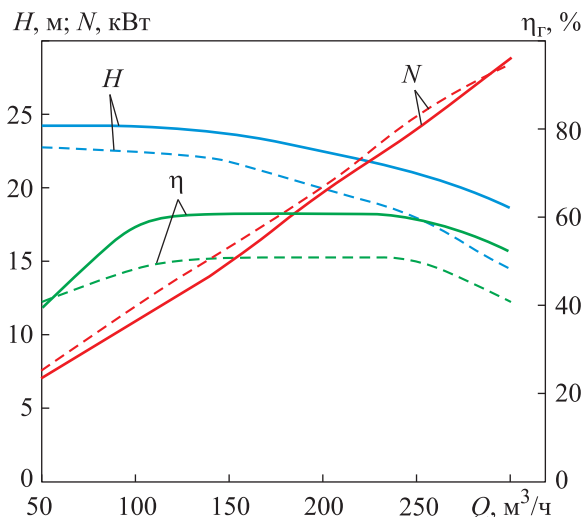


Рис. 9. Зависимости напора H , гидравлического КПД η_r и мощности N СВН с КО от расхода РС Q , полученные по результатам численных расчетов методами CFD в стационарной (штриховые линии) и нестационарной (сплошные линии) постановках

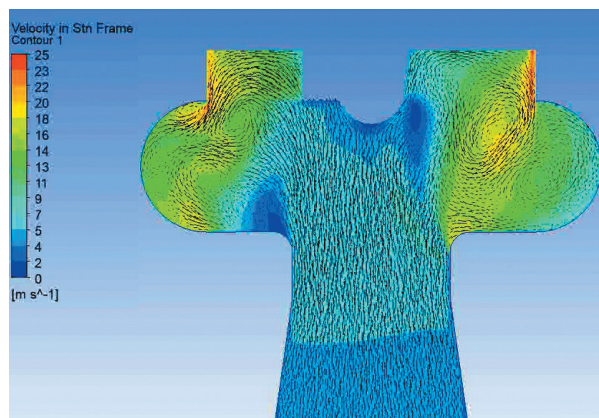


Рис. 10. Векторное поле абсолютной скорости, м/с, в меридианной проекции ПЧ с КО

ками жидкости. Нестационарный расчет позволяет в более полной мере разрешить локальные вихревые эффекты и учесть их влияние на процесс передачи энергии основному потоку перекачиваемой РС.

Использование предложенных геометрических параметров ПЧ, оснащенной кольцевой сборной камерой с постоянной площадью поперечного сечения, позволило увеличить эффективность СВН в номинальном режиме работы до 59 %.

Зависимости КПД СВН от расхода РС не имеют ярко выраженного экстремума. Это связано с тем, что в отличие от классических лопастных насосов, у СВН оптимальный режим не является особым, полученным из условия

безударного входа и минимальных гидравлических потерь.

Напорная характеристика насоса имеет пологий характер, особенно при расходе РС $Q < 150 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Проектирование СО для СВН выполнено по аналогии с расчетом СО для центробежных насосов из условия постоянства момента скорости РС в сечениях СО [13]. Полученные проходные сечения СО для нескольких центральных углов φ показаны на рис. 11.

Проектирование ПЧ СВН с СО также проведено в графическом редакторе SolidWorks. Результат проектирования приведен на рис. 12.

Гидродинамический расчет течения потока РС в ПЧ для СВН с СО выполнен в программном комплексе ANSYS CFX с граничными условиями, аналогичными для СВН с КО.

При расчете в нестационарной постановке на номинальном режиме работы СВН получены следующие интегральные параметры: напор $H = 20,5 \text{ м}$, $\eta_r = 60 \%$, мощность $N = 23,7 \text{ кВт}$.

Зависимости напора H , гидравлического КПД η_r и мощности N СВН с КО (сплошные

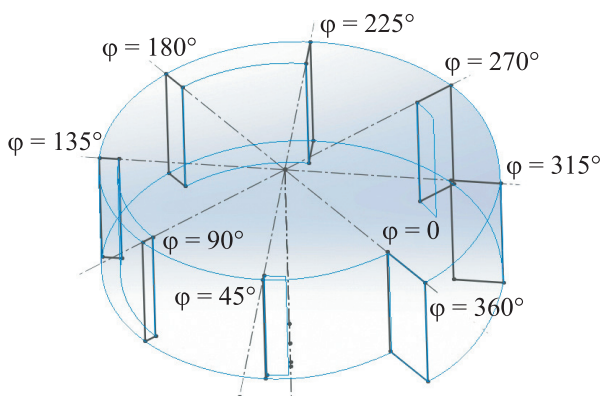


Рис. 11. Эскизы расчетных сечений СО

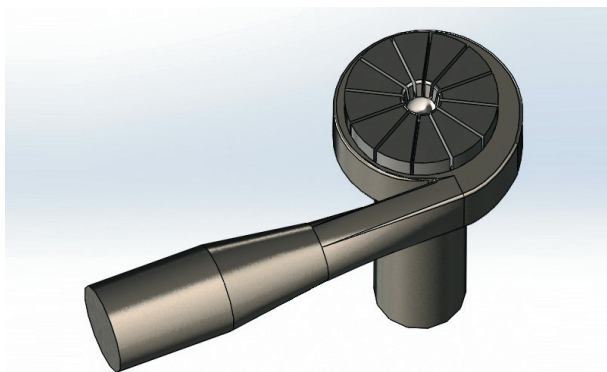


Рис. 12. Модель жидкого объема ПЧ СВН с СО

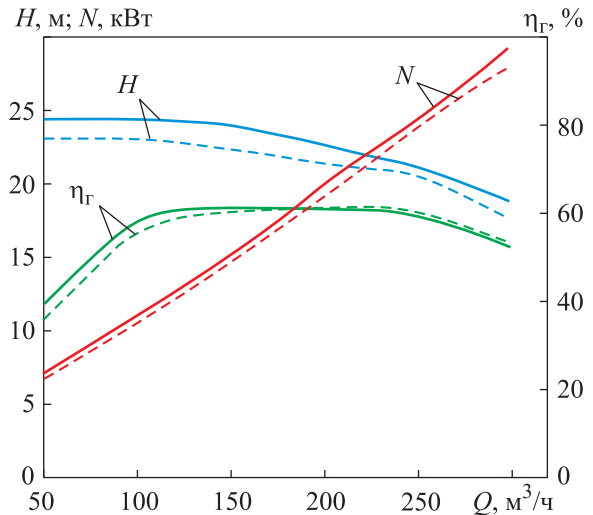


Рис. 13. Зависимости напора H , гидравлического КПД η_r и мощности N СВН с КО (сплошные линии) и СО (штриховые линии) от расхода РС Q , полученные по результатам численных расчетов методами CFD в нестационарной постановке

линии) и СО (штриховые линии) от расхода РС Q , полученные по результатам численных расчетов методами CFD в нестационарной постановке, приведены на рис. 13.

Выводы

1. Проведены гидродинамические расчеты ПЧ СВН с быстроходностью $n_s = 149$, оснащенные КО и СО.

2. Предложена и апробирована методика прогнозирования энергетических характеристик СВН.

3. В номинальном режиме работы СВН гидравлический КПД составил около 60 %. С учетом механических потерь прогнозируемое значение полного КПД $\eta = 56 \%$. Полученная эффективность насоса для быстроходности $n_s = 149$ имеет более высокое значение по сравнению с данными других авторов.

4. Как показали результаты расчетов, предложенные соотношения геометрических параметров, близки к оптимальным, и их можно рекомендовать для проектирования высокоэффективных ПЧ СВН типа Turo.

5. Для СВН с быстроходностью $n_s = 149$ в качестве отвода можно рекомендовать использовать кольцевую камеру постоянной ширины, которая имеет примерно одинаковые гидравлические качества, что и СО, но проще в изготовлении.

Литература

- [1] Герман В.Ф., Ковалев И.А., Котенко А.И. *Свободновихревые насосы*. Сумы, СумГУ, 2013. 159 с.
- [2] Криштоп И.В. Использование численных исследований при отработке проточной части СВН типа «TURO» высокой быстроходности. В: *Проблемы теории и практики центробежных машин*. Сумы, Папирус, 2014, с. 74–81.
- [3] Panchenko V., German V., Kondus V. et al. Combined operating process of torque flow pump. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, vol. 1741, art. 012022, doi: <http://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012022>
- [4] Евтушенко А.А., Соляник В.А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа «Turo». *Вестник НТУУ КПИ*, 1999, № 34, с. 346–355.
- [5] Соляник В.А. *Рабочий процесс и энергетические качества свободновихревых насосов типа «Turo»*. Дисс. ... канд. тех. наук. Сумы, СумГУ, 1999. 208 с.
- [6] Sritram P., Suntivarakorn R. The effects of blade number and turbine baffle plates on the efficiency of free-vortex water turbines. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.*, 2019, vol. 257, art. 012040, doi: <http://doi.org/10.1088/1755-1315/257/1/012040>
- [7] Krishtop I., German V., Gusak O. et al. Numerical approach for simulation of fluid flow in torque flow pumps. *Appl. Mech. Mater.*, 2014, vol. 630, pp. 43–51, doi: <http://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.630.43>
- [8] Котенко А.И., Герман В.Ф. Оценка кавитационных качеств свободновихревых насосов. *Вісник СумДУ. Технічні науки*, 2008, № 2, с. 81–84.
- [9] Жданов И.Л. *Влияние конструктивных параметров вихревого насоса на его энергетические характеристики*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МАИ, 2004. 19 с.
- [10] Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Иванов Е.А. Влияние геометрических параметров рабочего колеса свободновихревого насоса на его энергетические и кавитационные характеристики. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2018, № 9, с. 33–36.
- [11] Bak E. Ekonomiczne przeslanki stosowania pomp o swobodnym przeplywie do podnoszenia mieszaniny wody i cial stalych. *Prace Instytutu Maszyn Przeplywowowych*, 1975, pp. 235–241.
- [12] Герман В.Ф. *Создание и исследование сточномассных свободновихревых насосов повышенной экономичности*. Дисс. ... канд. тех. наук. Сумы, СумГУ, 1985. 154 с.
- [13] Ломакин А.А. *Центробежные и осевые насосы*. Москва, Машиностроение, 1966. 364 с.
- [14] Корбутовский А.А. Влияние геометрии отвода на рабочие параметры свободновихревого насоса. В: *Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин*. Москва, Энергия, 1977, с. 40–52.

References

- [1] German V.F., Kovalev I.A., Kotenko A.I. *Svobodnovikhrevyye nasosy* [Torque flow pumps]. Sumy, SumGU Publ., 2013. 159 p. (In Russ.).
- [2] Krishtop I.V. Ispolzovanie chislennykh issledovaniy pri otrabotke protochnoy chasti SVN tipa «TURO» vysokoy bystrokhodnosti [Use of numerical studies in the development of the flow part of high-speed TURO-type UHVs]. V: *Problemy teorii i praktiki tsentrobezhnykh mashin* [Problems of theory and practice of centrifugal machines]. Sumy, Papirus Publ., 2014, pp. 74–81. (In Russ.).
- [3] Panchenko V., German V., Kondus V. et al. Combined operating process of torque flow pump. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, vol. 1741, art. 012022, doi: <http://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012022>
- [4] Evtushenko A.A., Solyanik V.A. Working process of free-vortex pump of "Turo" type. *Vestnik NTUU KPI*, 1999, no. 34, pp. 346–355. (In Russ.).
- [5] Solyanik V.A. *Rabochiy protsess i energeticheskie kachestva svobodnovikhrevykh nasosov tipa «Turo»*. Diss. kand. tekhn. nauk [Working process and energy qualities of free-vortex pumps of "Turo" type. Kand. tech. sci. diss.]. Sumy, Sumskiy gos. un-t Publ., 1999. 208 p. (In Russ.).

- [6] Sritram P., Suntivarakorn R. The effects of blade number and turbine baffle plates on the efficiency of free-vortex water turbines. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.*, 2019, vol. 257, art. 012040, doi: <http://doi.org/10.1088/1755-1315/257/1/012040>
- [7] Krishtop I., German V., Gusak O. et al. Numerical approach for simulation of fluid flow in torque flow pumps. *Appl. Mech. Mater.*, 2014, vol. 630, pp. 43–51, doi: <http://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.630.43>
- [8] Kotenko A.I., German V.F. Evaluation of cavitation qualities of free-vortex pumps. *Visnik SumDU. Tekhnichni nauki*, 2008, no. 2, pp. 81–84. (In Russ.).
- [9] Zhdanov I.L. *Vliyanie konstruktivnykh parametrov vikhrevogo naossa na ego energeticheskie kharakteristiki*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Influence of constructive parameters of a vortex pump on its energy characteristics. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Moscow, MAI Publ., 2004. 19 p. (In Russ.).
- [10] Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A., Ivanov E.A. Influence of geometrical parameters of the impeller of a free-vortex pump on its energy and cavitation characteristics. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2018, no. 9, pp. 33–36. (In Russ.).
- [11] Bak E. Ekonomiczne przeslanki stosowania pomp o swobodnym przeplywie do podnoszenia mieszaniny wody i cial stalych. *Prace Instytutu Maszyn Przeplywowych*, 1975, pp. 235–241. (In Russ.).
- [12] German V.F. *Sozdanie i issledovanie stochnomassnykh svobodnovikhrevykh nasosov povyshennoy ekonomichnosti*. Diss. kand. tekhn. nauk [Creation and research of sewage-mass free-vortex pumps of increased efficiency. Kand. tech. sci. diss.]. Sumy, SumGU Publ., 1985. 154 p. (In Russ.).
- [13] Lomakin A.A. *Tsentrobezhnnye i osevye nasosy* [Centrifugal and axial pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 364 p. (In Russ.).
- [14] Korbutovskiy A.A. *Vliyanie geometrii otvoda na rabochie parametry svobodnovikhrevogo nasosa* [Influence of geometry of the outlet on working parameters of a free-vortex pump]. V: *Issledovanie, raschet i tekhnologiya izgotovleniya gidromashin* [In: Research, calculation and manufacturing technology of hydraulic machines]. Moscow, Energiya Publ., 1977, pp. 40–52. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 11.09.2023

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).

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).

КЛЮЕВ Арсентий Сергеевич — аспирант Высшей школы энергетического машиностроения. Институт энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: arsentyklyuyev@gmail.com).

Information about the authors

СВОБОДА 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).

ZHARKOVSKII Aleksandr Arkadievich — 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).

KLYUYEV Arseniy Sergeevich — 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: arsentyklyuyev@gmail.com).

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

ADRIANOV Artemiy Vladimirovich — General Director. LLC SULAK (194044, Saint Petersburg, Russian Federation, Chugunnaya St., Bldg. 20, e-mail: mr_a@inbox.ru).

ГОРБАТОВ Даниил Анатольевич — конструктор. ООО «СУЛАК»; аспирант Высшей школы энергетического машиностроения. Институт энергетике Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: Da.Gorbatov@yandex.ru).

GORBATOV Daniil Anatolievich — Designer. LLC SULAK; 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: Da.Gorbatov@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Ключев А.С., Адрианов А.В., Горбатов Д.А. Исследование влияния формы отводящего устройства на энергетические характеристики свободновихревого насоса типа Туро. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 3, с. 56–65.

Please cite this article in English as:

Svoboda D.G., Zharkovskii A.A., Klyuyev A.S., Adrianov A.V., Gorbatov D.A. Influence of the outflow device shape on energy characteristics of the Turo-type torque flow pump. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 3, pp. 56–65.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное монографию
«Теоретические основы реконструкции
и технического перевооружения
промышленных предприятий»**

Авторы: Г.Э. Ганина, Ю.А. Островский, А.П. Яковлева

Рассмотрены составляющие гармоничной производственной системы путем анализа проблем гармоничности (или гармонии) в естественных и искусственных системах через раскрытие роли творчества в формировании инновационного продукта совместной деятельности; анализа вопросов использования ресурсов; анализа средств автоматизации в построении инновационного производства.

Для проектировщиков машиностроительных предприятий; специалистов, занимающихся вопросами реконструкции промышленных предприятий и технического аудита; студентов, магистров и аспирантов, изучающих организацию производства, и широкого круга специалистов, увлеченных идеями гармонизации промышленного производства.

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>