ecopump-rus
МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
РАПН

РАЗРАБОТКА УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСНОВНОГО НАСОСА ПЕРЕДВИЖНОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Акимов С.В.[1] (к.т.н.), **Вертянкин А.Ю.**[2]

[1] Филиал АО «ГМС Ливгидромаш» в г. Москва, ГНТЦ, akimov@hms.ru
[2] АО «ТНН», г. Челябинск, vertyankinay@udm.transneft.ru

Аннотация:

Приводятся результаты разработки усовершенствованной проточной части основного насоса передвижной насосной установки для перекачивания нефти и нефтепродуктов. По результатам расчетов и проведения структурной оптимизации конструкции КПД насоса увеличен на 13% по сравнению с существующей конструкцией. Дополнительно подтверждена возможность использования программного продукта FloEFD и его российского аналога CADFlo для выполнения гидродинамических расчетов многоступенчатых центробежных насосов.

Ключевые слова: насос; структурная оптимизация; проточная часть; численный эксперимент; вычислительная гидродинамика

Библиографическая ссылка

Акимов С.В., Ветрянкин А.Ю. Разработка усовершенствованной проточной части основного насоса передвижной насосной установки // Сборник докладов международной научно-технической конференции ECOPUMP-RUS «Энергоэффективность и инновации в насосострроении» 2023, 01 https://cloud.mail.ru/public/VXS5/XJDFgZo9y

Получен: 01.09.2023
Рецензия: 10.09.2023
Одобрен: 10.10.2023
Опубликован: 06.12.2023

© 2023 Все права сохранены за авторами статьи. Статья публикуется в открытом доступе на основе лицензии Creative Commons Attributions (CC BY-NC-ND). Условия использования: https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0

В настоящее время в организациях системы «Транснефть» при проведении аварийно-восстановительных и ремонтных работ на нефтепроводах применяются передвижные насосные установки ПНУ-2, позволяющие выполнять сбор разлитой нефти, закачку нефти в отремонтированный трубопровод, перекачку нефти при работе ПНУ-2 в качестве временной нефтеперекачивающей станции.

В качестве основного насоса ПНУ-2 используется горизонтальный четырехступенчатый насос ПН 160-50 типа ВВ5 по ГОСТ 32601-2022. В состав установки также входят шасси на базе автомобиля КАМАЗ, дизельный двигатель для привода насоса, подпорный самовсасывающий электронасос ЦНС 150-50, электрогенератор для питания подпорного насоса, системы трубопроводов и КИПиА.

Рисунок 1. Передвижная насосная установка ПНУ-2

Основные характеристики насоса ПН 160-50: подача – 160 м^3/ч, напор – 500±30 м, частота вращения ротора – 2735 об/мин, допускаемый кавитационный запас – 7 м.

Стендовые испытания ПН 160-50 показали относительно невысокую энергоэффективность данного насоса. Коэффициент полезного действия на номинальной подаче $Q_{ном}$ = 160 м^3/ч составил около 54%. При этом, на максимальной подаче Q_{max} = 192 м^3/ч значение КПД достигало до 57% с тенденцией к дальнейшему росту при увеличении подачи (максимум КПД насоса находится за пределами правой границы рабочего диапазона подачи).

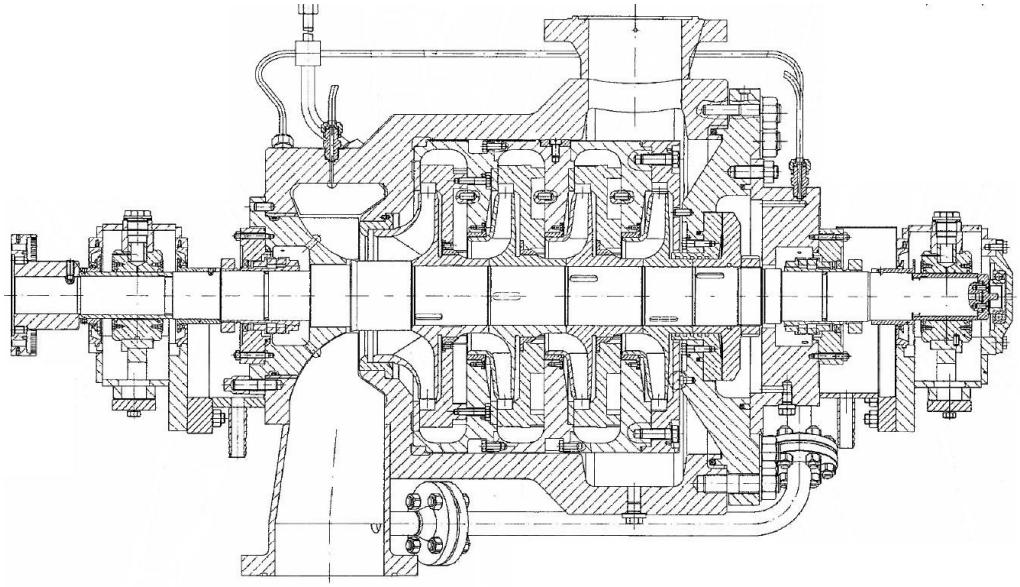

Рисунок 2. Разрез насоса ПН 160-50

Предположительно, при разработке насоса ПН 160-50 размеры его проточной части были получены путем масштабирования размеров проточной части другого насоса, коэффициент быстроходности которого превышал требуемое значение.

В соответствии с работой [1], учитывая значение коэффициента быстроходности ступени $n_s = 54$ и значение единичного диаметра $D_q = (Q/n)$^(1/3) = 0,025 мм, ожидаемый среднестатистический КПД насоса составляет 65% (основная линия на рисунке 3), а максимально достижимое значение КПД в соответствии с [2] (пунктирная линия на рисунке 3) равняется 73%.

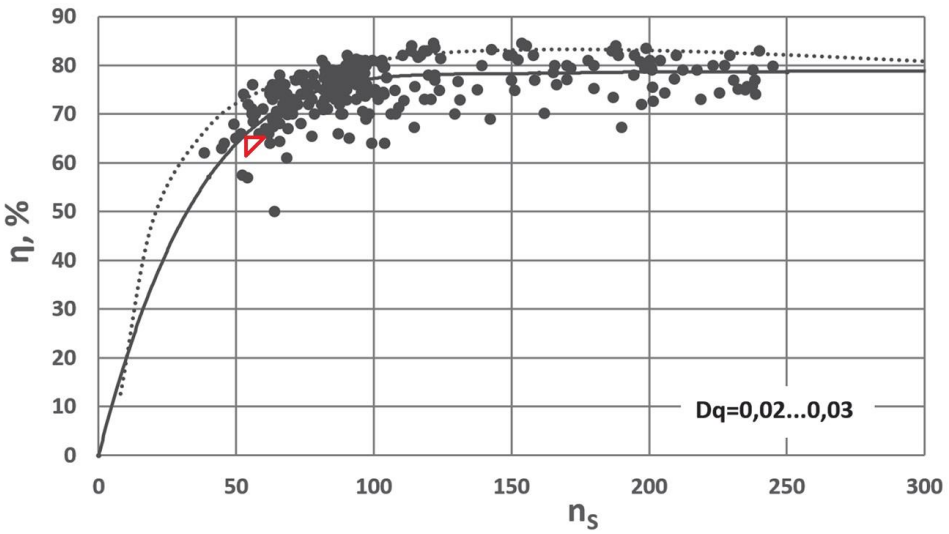

Рисунок 3. Среднестатистический КПД насоса ПН 160-50 [1]

Из результатов приведенного анализа было принято решение разработки новой энергоэффективной проточной части основного насоса ПНУ-2 в АО «Транснефть Нефтяные Насосы» (АО «ТНН»).

Одним из основных требований к модернизированному насосу (проектное обозначение ЦНСН 160-530) являлось обеспечение полной взаимозаменяемости с существующими насосами ПН 160-50 в части габаритно-присоединительных размеров и массы. Выполнение данного требования позволяет производить замену выработавших ресурс насосов ПН 160-50 ПНУ-2, однако накладывает существенные ограничения при проектировании новой проточной части.

Предварительный анализ показал, что существенного увеличения КПД насоса можно достичь при переходе к пятиступенчатой конструкции. В этом случае коэффициент быстроходности n_S увеличивается с 54 до 64, что в соответствии с рисунком 3 дает прирост КПД ориентировочно на 5 процентов дополнительно к прогнозируемому значению 65% для четырехступенчатой конструкции. Еще одним фактором, оказывающим положительное влияние на КПД в случае пятиступенчатой конструкции, является уменьшение радиальных размеров рабочих колес, что позволяет увеличить отношение наружного диаметра направляющих аппаратов к их внутреннему диаметру с соответствующим повышением гидравлических качеств и увеличением гидравлического КПД ступени.

Предварительная конструкторская проработка в АО «ТНН» показала, что размещение пяти ступеней в существующих габаритах проточной части возможно, однако, данное решение приводит к необходимости уменьшения осевых габаритов ступени, в том числе, за счет уменьшения длины щелевых уплотнений рабочих колес в два раза – с 30…35 до 15 мм. Это, в свою очередь, приводит к снижению объемного и гидравлического КПД, а также дискового КПД (за счет роста коэффициента дискового трения при увеличении утечки через боковую пазуху переднего диска рабочего колеса). Указанные факторы способны нивелировать повышение КПД, связанное с увеличением n_S, и потребовали проведение дополнительного анализа.

Для определения наиболее рационального варианта конструкции были выполнены расчеты потерь мощности по методике [3]. Потери дискового трения с учетом влияния утечки рабочего колеса (РК) вычислены с помощью формул 1-8, приведенных в источнике [4].

$$N_{\text{тр}} = \mathrm{C}_f \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot R_2^5 \,, \tag{1}$$

$$\mathrm{C}_f = \mathrm{C}_{f0} + \Delta\mathrm{C}_f \,, \tag{2}$$

$$\mathrm{C}_f = 0{,}0507 \cdot \left(\frac{S}{R_2}\right)^{0{,}1} \cdot Re^{-0{,}2} \,, \tag{3}$$

$$\Delta\mathrm{C}_{f\text{пд}} = \frac{3{,}25 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{S}{R_2}\right)^{0{,}3}}{Ga^{0{,}05} \cdot K_S^{0{,}4}} \,, \tag{4}$$

$$\Delta\mathrm{C}_{f\text{од}} = \frac{0{,}42 \cdot 10^{-3} \cdot Ga^{0{,}3} \cdot \left(\frac{S}{R_2}\right)^{0{,}75}}{K_S^{0{,}8}} \,, \tag{5}$$

$$Ga = \frac{g \cdot R_2^3}{\nu^2} \,, \tag{6}$$

$$Re = \frac{\omega \cdot R_2^2}{\nu} \,, \tag{7}$$

$$K_S = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_2^2 \cdot s \cdot \omega}{q_{\text{у}}} \,, \tag{8}$$

где C_f – коэффициент дискового трения (для одного диска); C_{f0} – составляющая коэффициента дискового трения при отсутствии утечек; $\Delta C_{fnд}$ – поправка к коэффициенту дискового трения для покрывного диска РК,

учитывающая утечки от периферии колеса к центру; $\Delta C_{fo\partial}$ – поправка к коэффициенту дискового трения для основного диска РК, учитывающая утечки от центра к периферии колеса; ρ – плотность жидкости, кг/м^3; ν – кинематическая вязкость, м^2/с; ω – угловая скорость РК, рад/с; g – ускорение свободного падения; R_2 – наружный радиус РК, м; Re – число Рейнольдса; Ga – число Галилея; s – величина зазора между диском рабочего колеса и стенкой корпуса, м; q_y – величина утечки через щелевое уплотнение РК, м^3/с.

Результаты вычислений при перекачивании воды (ρ=1000 кг/м^3, ν=1·10^{-6} м^2/с) приведены в таблице 1. Для расчета полного КПД насоса приняты значения 0,9 и 0,99 для гидравлического и механического КПД, соответственно. Объемный КПД учитывает относительную утечку через гидравлическую пяту $q_{гп}/Q$=0,05, рассчитанную по методике [5].

Таблица 1. Результаты расчетов КПД (ρ=1000 кг/м^3, ν=1·10^{-6} м^2/с)

№ п/п	Параметр	Обозначение	4 ступени	5 ступеней
1	Утечка через переднее уплотнение РК, м^3/с	q_y	2,81·10^{-3}	3,14·10^{-3}
2	Объемный КПД насоса	η_o	0,898	0,892
3	Коэффициент дискового трения (без учета утечки)	C_{f0}	1,47·10^{-3}	1,54·10^{-3}
4	Поправка для покрывного диска	$\Delta C_{fn\partial}$	1,08·10^{-3}	1,26·10^{-3}
5	Поправка для основного диска	$\Delta C_{fo\partial}$	0,13·10^{-3}	0,13·10^{-3}
6	Коэффициент дискового трения суммарный (для двух дисков)	C_f	4,15·10^{-3}	4,47·10^{-3}
7	Дисковый КПД насоса	η_∂	0,798	0,822
8	Полный КПД насоса	η	0,639	0,654

Таким образом, из-за более низкого объемного КПД и более высокого коэффициента дискового трения прогнозный прирост КПД пятиступенчатой конструкции составил всего 1,5%.

Однако, следует учитывать, что при перекачке нефти более высокие значения кинематической вязкости приводят к росту дисковых потерь для насоса с четырьмя ступенями в большей мере, чем для насоса с пятью ступенями. Результаты вычислений для нефти (ρ=860 кг/м^3, ν=50·10^{-6} м^2/с) приведены в таблице 2.

Таблица 2. Результаты расчетов КПД (ρ=860 кг/м^3, ν=50·10^{-6} м^2/с)

№ п/п	Параметр	Обозначение	4 ступени	5 ступеней
1	Утечка через переднее уплотнение РК, м^3/с	q_y	0,9·10^{-3}	1,2·10^{-3}
2	Объемный КПД насоса	η_o	0,934	0,929
3	Коэффициент дискового трения (без учета утечки)	C_{f0}	3,22·10^{-3}	3,37·10^{-3}
4	Поправка для покрывного диска	$\Delta C_{fn\partial}$	0,83·10^{-3}	1,04·10^{-3}
5	Поправка для основного диска	$\Delta C_{fo\partial}$	0,01·10^{-3}	0,01·10^{-3}
6	Коэффициент дискового трения суммарный (для двух дисков)	C_f	7,28·10^{-3}	7,79·10^{-3}
7	Дисковый КПД насоса	η_∂	0,684	0,717
8	Полный КПД насоса	η	0,568	0,593

Таким образом, при перекачке нефти ожидаемый прирост КПД для насоса с пятью ступенями достигает 2,5%, что является существенным результатом. С учётом этого, выбор был сделан в пользу проектирования пятиступенчатого варианта насоса.

Расчеты проточной части нового насоса ЦНСН 160-530 выполнялись по методике [3] с последующей оптимизацией в программном пакете вычислительной гидродинамики FloEFD. Для оптимизированного варианта проточной части дополнительно был проведен проверочный расчет в программе ANSYS CFX, подтвердивший прогнозные характеристики, полученные во FloEFD.

Оптимизация проточной части насоса ЦНСН 160-530 с помощью FloEFD в виду существенных временных ограничений выполнялась путём визуального определения «проблемных» областей проточной части, в которых имелись повышенные значения диссипации энергии турбулентности [Вт/кг], с последующей корректировкой проточной части в этих областях на основе опыта инженера-расчетчика.

Необходимо отметить, что пакет FloEFD был создан и поддерживался российской командой разработчиков, а его правопреемником на территории РФ в настоящее время является пакет CADFlo (входит в реестр отечественного программного обеспечения).

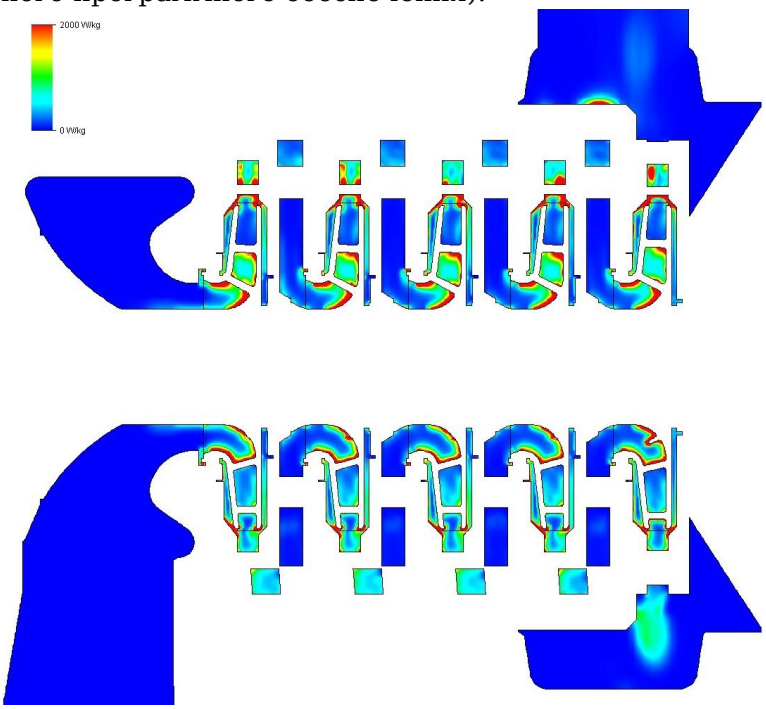

Рисунок 4. Визуализация диссипации энергии турбулентности

На рисунке 5 приведены результаты расчетов характеристик насоса ЦНСН 160-530 в программах FloEFD и ANSYS CFX, а также результаты предварительных испытаний на номинальной подаче, имеющиеся на момент написания статьи.

Отклонение фактического значения КПД (67%) от расчетных значений составило -2,3%, напора – от -6% для FloEFD до -1,1% для ANSYS CFX, что можно признать хорошим результатом. С учетом предстоящей доводки конструкции опытного образца насоса, отклонение КПД по опыту АО «ТНН» составит не более 1…1,5%.

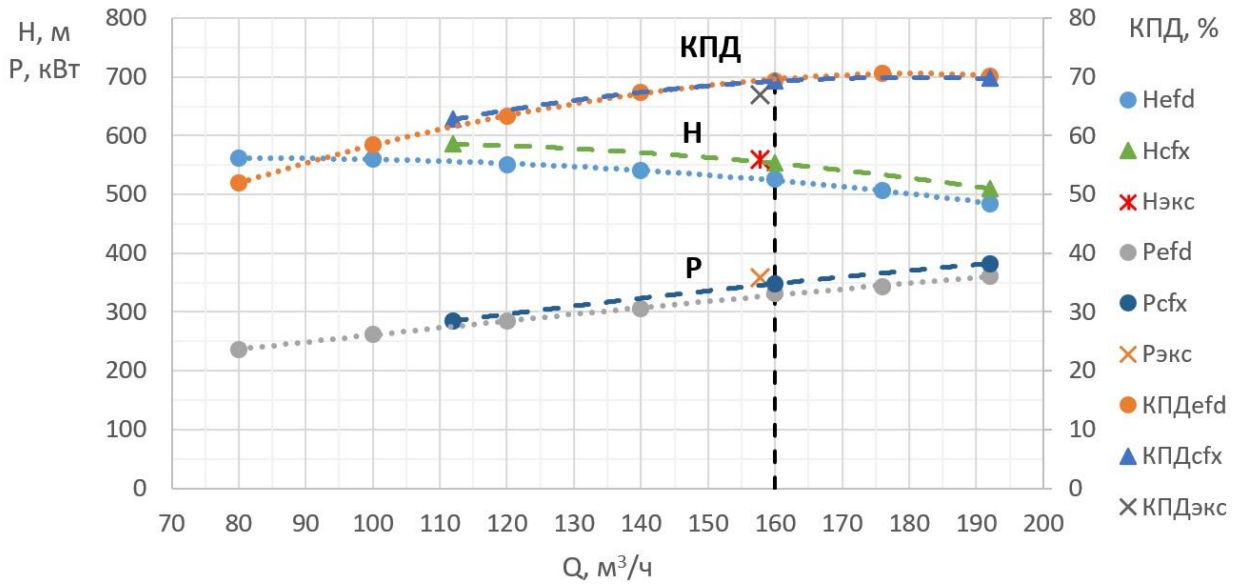

Рисунок 5. Результаты расчетов и испытаний

Расчетные значения КПД в FloEFD и ANSYS CFX совпадают в пределах 1,3%, что отличается от результатов расчетов насоса НК 230-80 [6], где расхождение составило 3,78% на номинальной подаче. В связи с этим, расчеты НК 230-80 были подвергнуты ревизии, по результатам которой было выявлено, что при проведении CFD-анализа в программе FloEFD использовались проектные значения утечки через щелевое уплотнение РК (для номинального зазора), в то время как для ANSYS CFX – значения для фактической величины зазора, которое было больше номинальной из-за дополнительной механической обработки поверхностей щели (для устранения следов контакта, затирания). Уточненные результаты приведены на рисунке 6.

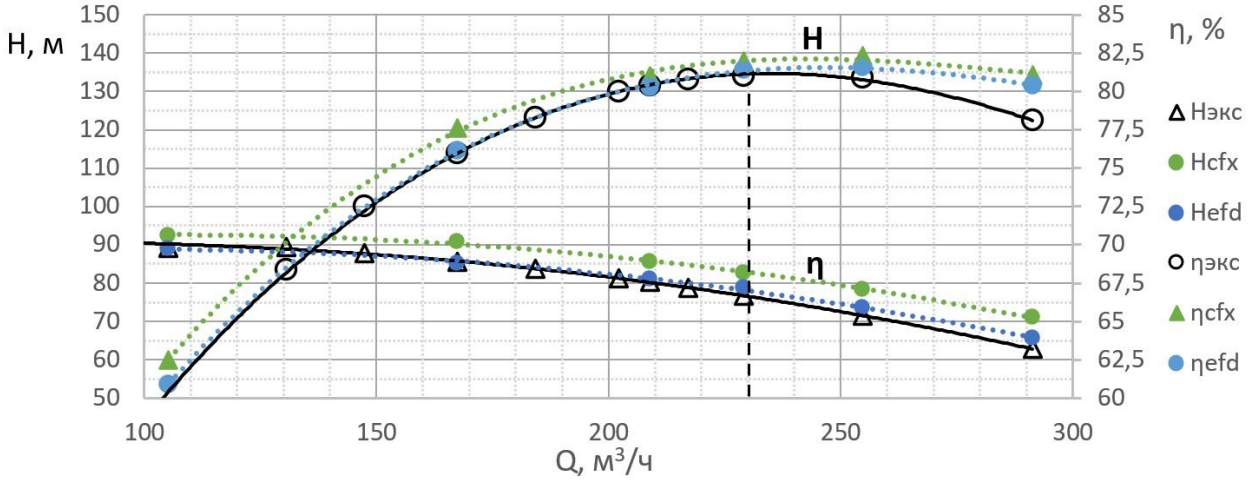

Рисунок 6. Уточненные результаты расчетов насоса НК 230-80

Таким образом, полученное отклонение расчетного значения КПД от экспериментального в пакете FloEFD составило 0,4%, что даже несколько лучше соответствующего значения ANSYS CFX (1%), хотя необходимо отметить, что оба значения лежат в пределах погрешности CFD-анализа и физического эксперимента.

Заключение:

В качестве заключения можно отметить следующее:

- разработка усовершенствованной проточной части основного насоса ПНУ-2, выполненная АО «ТНН», позволила увеличить КПД насоса на 13% по сравнению находящимися в эксплуатации насосами, при сохранении полной взаимозаменяемости их конструкций;
- при проектировании центробежных насосов следует уделять внимание структурной оптимизации конструкции, которая в рассматриваемом случае позволила повысить КПД дополнительно на 1,5…2,5% в зависимости от свойств перекачиваемой среды;
- на примере насосов ЦНС 160-530 и НК 230-80 показано, что отечественные CFD-пакеты конкурентоспособны по отношению к зарубежным и могут эффективно применяться для гидродинамических расчетов насосного оборудования.

Список литературы

1. С. В. Акимов, П. И. Шотер. *Определение среднестатистических КПД многоступенчатых центробежных насосов* / // Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития: Сборник научных трудов международной научно-технической конференции, Санкт-Петербург, 07–08 июня 2018 года. – Санкт-Петербург: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого", 2018. – С. 239-251. – DOI 10.18720/SPBPU/2/id17-42. – EDN XQAYPR.
2. Johann Friedrich Gülich. *Centrifugal Pumps*. 2nd ed., 2010 — 966 p.
3. Кузнецов А.В., Панаиотти С.С., Савельев А.И. *Автоматизированное проектирование многоступенчатого центробежного насоса* / Учебное пособие. — Калуга, 2013. — 170 с., ил. 54.
4. В.И. Мисюра. *Дисковые потери в центробежных лопастных насосах. Проблемы высокотемпературной техники: сборник научных трудов* / Днепропетровский ун-т им. 300-летия воссоединения Украины с Россией; ред. В.Ф. Присняков. – Днепропетровск: Изд-во ДГУ, 1991. – 135 с.: ил.
5. Карева Е.В., Панаиотти С.С., Савельев А.И. *Автоматизированное проектирование автоматических устройств для уравновешивания осевых сил в центробежных насосах* / Руководство пользователя. — Калуга. — 2009.
6. Акимов С.В. *Сравнение программных продуктов для CFD-анализа на примере расчета центробежного консольного насоса* // ECOPUMP-RUS`2022. Энергоэффективность и инновации в насосостроении: докл. межд. науч.-техн. конф. (Москва, 27 окт. 2022 г.) / Москва МВЦ «Крокус-Экспо». – М.: Типография ООО «Цифра 101», 2022. – 96 с.

***

Отказ от ответственности: Мнение авторов статьи остается их личным мнением. Организаторы конференции не несут ответственности за все возможные негативные последствия, связанные с применением положений, изложенных в данной статье, третьими лицами.

***

©Международная научно-техническая конференция ECOPUMP-RUS «Энергоэффективность и инновации в насосостроении», 26 октября 2023 г., МВЦ «Крокус-Экспо», Москва. Организатор – Российская ассоциация производителей насосов (РАПН) / Сборник докладов - https://cloud.mail.ru/public/VXS5/XJDFgZo9y