

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-585207>

Оригинальное исследование



Влияние параметров лопастей рабочего колеса центробежного насоса на его энергетические характеристики при работе на высоковязкой жидкости

В.А. Черемушкин, В.О. Ломакин

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Существующие на данный момент методики пересчета работы центробежных насосов на вязкие жидкости охватывают достаточно небольшой диапазон вязкостей. К тому же, в известных литературных источниках речь идёт исключительно о пересчёте, но не о поиске оптимальной геометрии центробежного насоса для вязких жидкостей. В данной работе использованы средства вычислительной гидродинамики для проверки способности центробежных рабочих колес к перекачке жидкости вязкостью до 20000 сСт, а также поиска оптимальной геометрии проточной части.

Цель работы — определить характер изменения геометрических параметров, включая лопасти, оптимальной геометрии проточной части центробежного насоса при расчете на различные величины подач и вязкости.

Методы. В данной работе применяется метод численного моделирования, основанный на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики.

Результаты. Показано, что при рассмотренных значениях вязкости рабочее колесо с профилированной лопастью, но меньшим углом охвата и высотой, способна к более эффективной работе, чем дисковое рабочее колесо. Приведены зависимости параметров оптимальных проточных частей от характеристик, для которых велась их оптимизация.

Заключение. На основании результатов статьи можно утверждать, что целесообразно применение центробежных рабочих колес при высокой вязкости жидкости с учетом выбора неклассических значений геометрических параметров проточной части, включая высоту и угол охвата лопасти.

Ключевые слова: центробежный насос; численное моделирование; вязкость; CFD; профилированная лопатка.

Как цитировать:

Черемушкин В.А., Ломакин В.О. Влияние параметров лопастей рабочего колеса центробежного насоса на его энергетические характеристики при работе на высоковязкой жидкости // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17, № 4. С. 367–374. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-585207>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-585207>

Original study article

Influence of the centrifugal pump impeller vanes parameters on its energy performance at operating with high-viscosity liquid

Vyacheslav A. Cheremushkin, Vladimir O. Lomakin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: The currently existing methods for recalculating the operation of centrifugal pumps for viscous fluids cover a sufficiently small range of viscosities. In addition, the considered papers cover the recalculation only, not the search for the optimal geometry of the centrifugal pump for high-viscosity liquids. In this paper, computational fluid dynamics tools were used to test the ability of centrifugal impellers to pump liquids with a viscosity of up to 20,000 sSt, as well as to search for the optimal geometry of the flow path.

AIM: Determination the dependence pattern of the geometric parameters, including vanes, of the optimal geometry of the centrifugal pump flow path at various values of flow rate and viscosity.

METHODS: A numerical modeling method based on the solving of discrete analogs of the basic equations of hydrodynamics is used in this paper.

RESULTS: It was proved that, with the considered viscosities, an impeller with a profiled vane, but with a smaller wrap angle and height, is capable of more efficient operation than a disk impeller. The dependences of the parameters of the optimal flow paths on the characteristics for which their optimization was carried out are given.

CONCLUSION: Based on the study results, it can be stated that it is advisable to use centrifugal impellers in case of high viscosity of the liquid, taking into account the choice of non-classical values of the geometric parameters of the flow path, including the height and angle of its vanes.

Keywords: centrifugal pump; numerical simulation; viscosity; CFD; profiled vane.

To cite this article:

Cheremushkin VA, Lomakin VO. Influence of the centrifugal pump impeller vanes parameters on its energy performance with high-viscosity liquid. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2023;17(4):367–374. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-585207>

Received: 16.08.2023

Accepted: 30.09.2023

Published online: 15.12.2023

ОБОСНОВАНИЕ

Существует достаточно широкий спектр задач по перекачке жидкостей, обладающих повышенной (более 100 сСт) вязкостью. Как правило, это химическая, пищевая и нефтяная промышленности. Что касается динамических насосов выбор, то обычно падает на два типа гидромашин — центробежные и дисковые.

Принципиальное отличие приведенных типов насосов состоит в наличии лопастей в проточной части рабочего колеса центробежного насоса и их полное отсутствие в рабочем колесе дискового (рис. 1). Считается, что центробежные насосы применимы при вязкостях не более 1000 сСт. Дисковые же могут работать и при существенно больших значениях [1–3].

Следует, однако, отметить, что существующие методики по пересчету характеристик центробежных насосов [4–6] нацелены именно на пересчет как таковой, то есть без изменения и адаптации проточной части насоса под конкретную вязкость рабочей жидкости. Это ставит под вопрос существующие границы применения центробежных насосов.

Также примечательно, что в литературе упоминаются и используются достаточно широко на практике дисковые насосы [1, 7], в рабочих колесах которых установлены дополнительные лопатки. Они не являются полноценным аналогом лопастей центробежного насоса, но, тем не менее, имеют схожий механизм передачи энергии потоку жидкости — за счет обтекания потоком лопатки и получения им центробежного ускорения, в отличие от «чистого» трения в классическом дисковом рабочем колесе.

Все вышесказанное говорит о том, что, по-видимому, существует некий не дискретный, но постепенный переход от геометрии классического центробежного рабочего колеса к геометрии дискового по мере увеличения вязкости рабочей жидкости, если «адаптировать» проточную часть насоса под конкретную вязкость рабочей жидкости.

В настоящее время исследование этого перехода является целесообразным и актуальным, поскольку есть

потребность в перекачке жидкостей с широким диапазоном характеристик, а также есть возможность применения CFD расчетов для поиска оптимальной геометрии проточной части при каждом интересующем их значении.

Данная работа посвящена оптимизации геометрии проточной части центробежного насоса под различные вязкости рабочей среды с учетом возможности существенного изменения геометрии лопасти, вплоть до трансформации ее в упрощенную прямую лопатку и далее, уменьшая высоту, до полного исчезновения.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Определить степень и характер изменения геометрии лопасти рабочего колеса центробежного насоса при оптимизации его проточной части под работу на высоковязкой жидкости посредством численного гидродинамического моделирования.

ОПИСАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Для обеспечения возможности существенного изменения геометрии лопасти рабочего колеса была создана его параметризованная модель (рис. 2). Сама лопасть для упрощения описана B-сплайном.

Угол охвата, а также углы лопасти на входе и выходе могут изменяться, осуществляя переход от классической профилированной лопасти к прямой лопатке (рис. 3). При этом также может изменяться общая высота лопасти.

Изменяемые в процессе оптимизации параметры приведены в таблице 1. Критериями служили:

1. максимизация КПД;
2. попадание напора проточной части в диапазон 40...44 метра.

При этом оптимизация осуществлялась при нескольких значениях подачи насоса: 10, 75 и 100 м³/ч, а также при двух значениях вязкости — 2000 и 20000 сСт. Таким

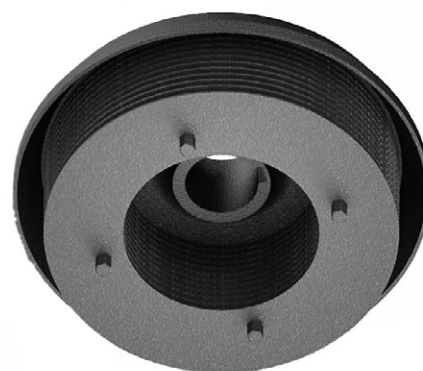


Рис. 1. Центробежное (а) и дисковое рабочие колеса (b).
Fig. 1. Centrifugal (a) and disk impellers (b).

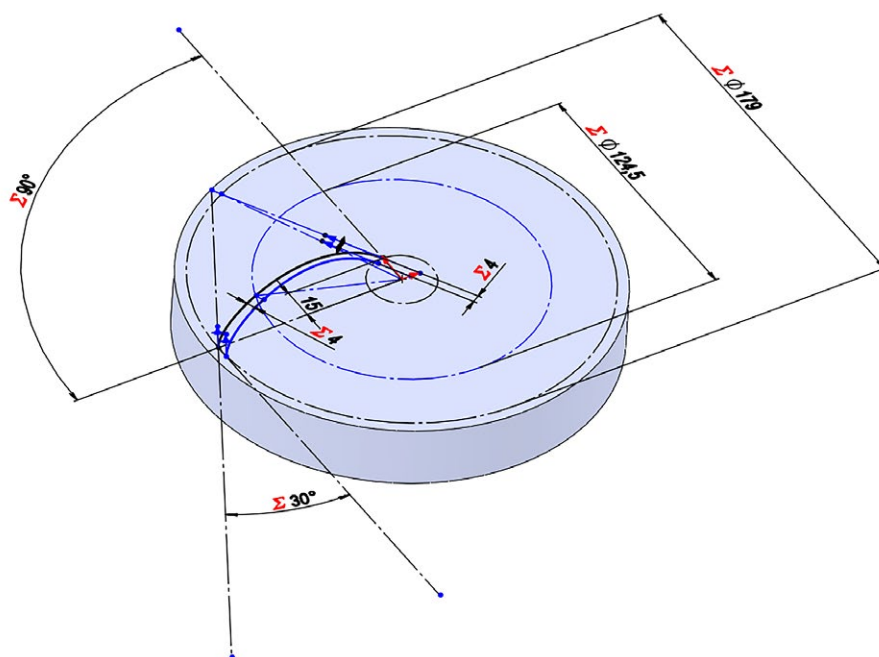


Рис. 2. Параметризованная модель рабочего колеса.

Fig. 2. The parameterized model of an impeller.

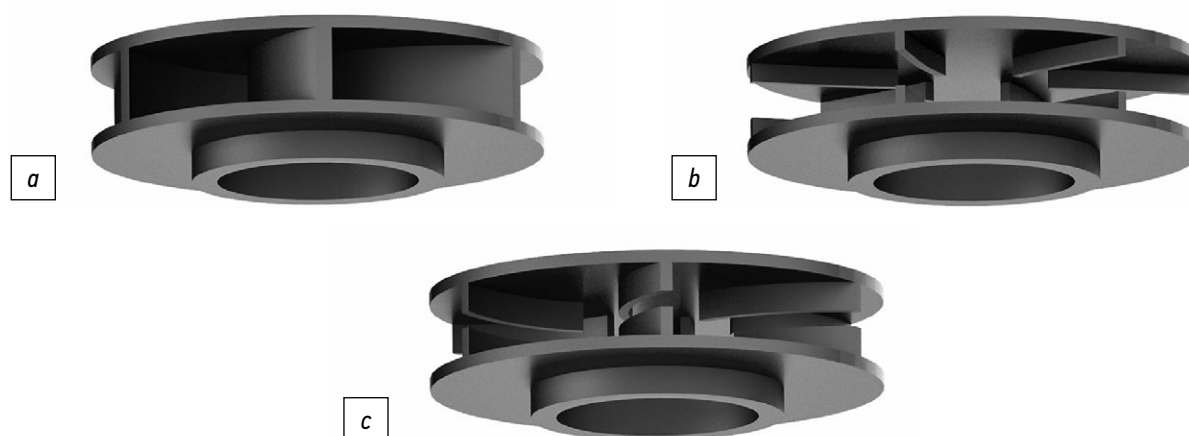


Рис. 3. Варианты форм лопастей рабочего колеса в процессе оптимизации: а) сплошная профилированная лопасть; б) прямая лопасть неполной высоты; в) профилированная лопасть неполной высоты.

Fig. 3. Options of impeller vane shape in the optimization process: a) a complete profiled vane; b) a shortened straight vane; c) a shortened profiled vane.

образом, суммарно выполнено 6 оптимизаций для разных режимов работы.

Определение гидравлических характеристик проточных частей осуществлялось методом численного моделирования, основанном на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики. В случае несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) эти уравнения имеют вид [8]:

Уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности)

$$\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0,$$

где $\tilde{u}_j$ — осреднённое значение скорости жидкости в проекции на j -ю ось ($j = 1, 2, 3$).

Уравнение сохранения количества движения, осредненное по Рейнольдсу, примет вид:

$$\rho \left[\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[T_{ij}^{(v)} - \rho u_i u_j \right],$$

где U , P — осредненные скорость и давление;

$\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{s}_{ij}$ — тензор вязких напряжений

для несжимаемой жидкости; $\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right]$ —

Таблица 1. Параметры оптимизации**Table 1.** Optimization parameters

№ п/п	Основные размеры рабочего колеса	Параметры лопасти	Параметры спирального отвода
1	Диаметр, D_2	Угол на входе, β_1	Пропускная способность, A_p
2	Ширина на выходе, b_2	Угол на выходе, β_2	Диаметр выходной, D
3		Угол охвата, φ	
4		Высота, h , в % от b_2	

тензор скорости деформации; $\rho u_i u_j$ — Рейнольдсовы напряжения.

Для замыкания приведенной системы уравнений использовалась полуэмпирическая модель турбулентности $k-\omega$ SST, показавшая хорошую сходимость с экспериментальными данными при расчете динамических насосов [9–11].

Несмотря на то, что при вязкостях, на которые производился расчет в данной работе, в значительной степени поток является ламинарным, использование полуэмпирической модели возможно. Это связано с тем, что механизм возникновения турбулентности в данной модели непосредственно

основан на величине скорости и ее производных. Таким образом, величина турбулентной кинетической энергии автоматически сводится к очень малым величинам, когда поток ламинарен по своей природе [12].

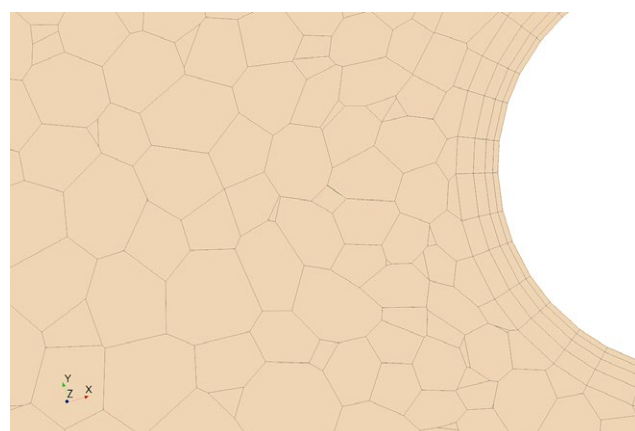
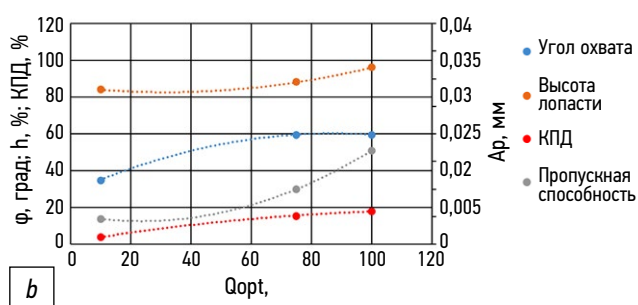
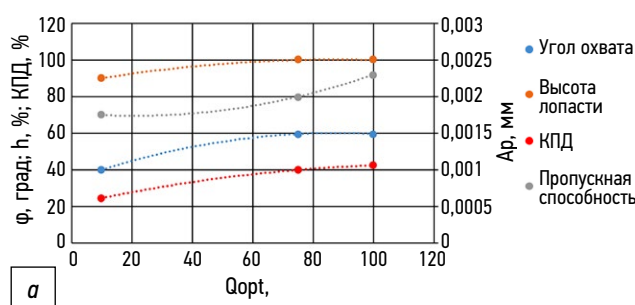
Расчетная сетка состоит из многогранных ячеек в ядре потока и призматических слоев у твердых стенок (рис. 4).

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННЫХ РАСЧЕТОВ

Были выполнены оптимизации проточных частей при двух значениях вязкости, 2000 и 20000 сСт, на подачи 10, 75 и 100 м³/ч. Значение напора неизменное, в диапазоне 40...44 м. На рис. 5 приведены значения КПД и параметров полученных оптимальных проточных частей в зависимости от величины подачи, на которую велся расчет Q_{opt} .

Для наглядности на рис. 6 также приведены зависимости КПД для всех, полученных в рамках оптимизации проточных частей при вязкости 20000 сСт и подаче 75 м³/ч.

На рис. 7 приведены для указанной проточной части на вязкость 20000 сСт и подачу 75 м³/ч поля распределения скоростей и давлений, качественно показывающие ее нормальную работоспособность при практически сплошной профилированной лопасти.

**Рис. 4.** Расчетная сетка в сечении проточной части.**Fig. 4.** Mesh in the section of the flow part.**Рис. 5.** Величины КПД и параметров оптимизации в функции подачи при вязкостях: а) 2000 сСт; б) 20000 сСт.**Fig. 5.** Values of efficiency and optimization parameters for optimal models at various flow rate and viscosities: а) 2000 sSt; б) 20000 sSt.

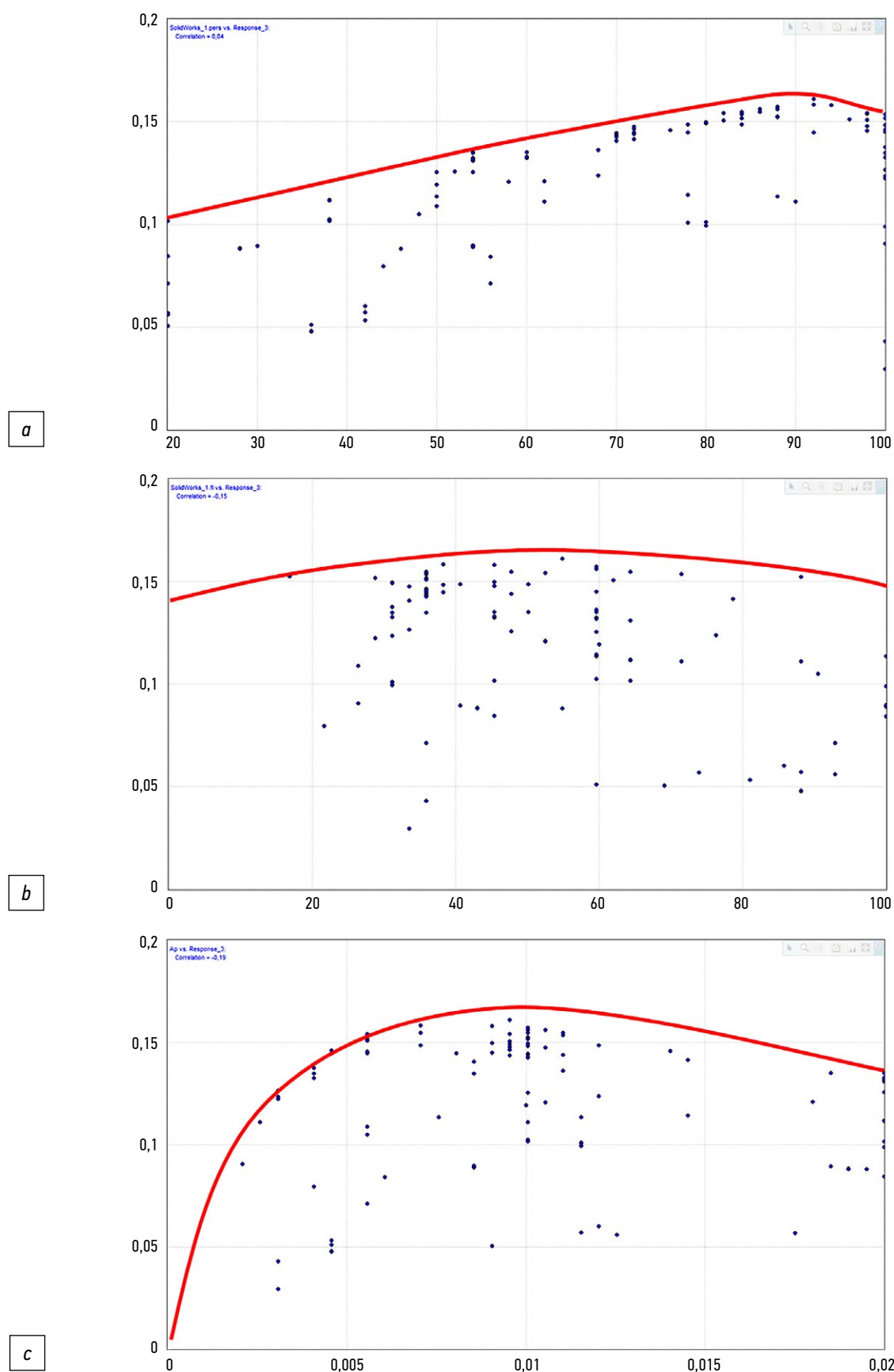


Рис. 6. Зависимости величины КПД от варьируемых при оптимизации параметров для всех рассчитываемых параметров при вязкости 20000 сСт и расходе 75 м³/ч: а) высоты лопасти; б) угла охвата лопасти; в) пропускной способности отвода.

Fig. 6. Dependencies of efficiency values on variable parameters during optimization for all solved models with the viscosity of 20000 sSt and the flow rate of 75m³/h: a) vane height; b) vane wrap angle; c) outlet capacity.

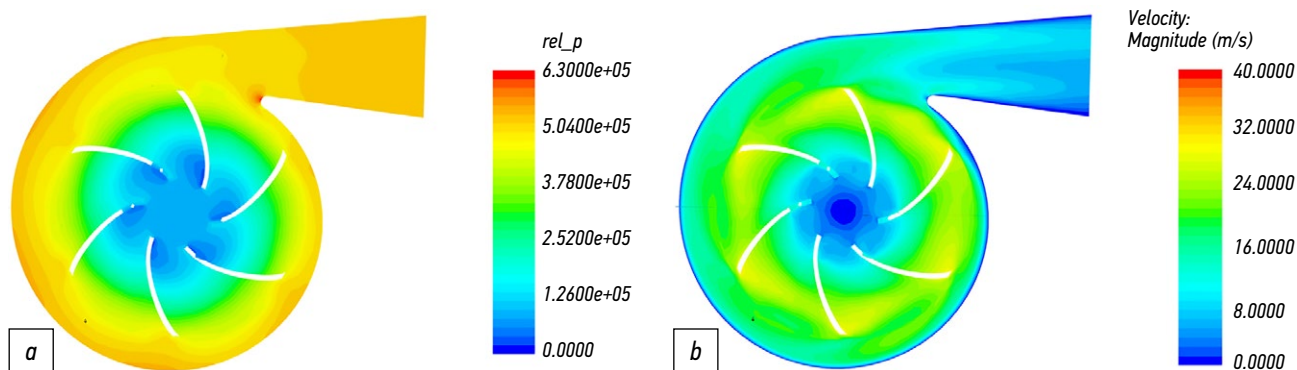


Рис. 7. Поля распределения для оптимальной модели для вязкости 20000 сСт и расхода 75 м³/ч: а) давления; б) амплитуды скорости.

Fig. 7. Distribution fields for the optimal model with the viscosity of 20000 sSt and the flow rate of 75m³/h: a) pressure; b) velocity magnitude.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из приведенных зависимостей и картин распределения величин можно сделать следующие выводы:

- Рабочее колесо с профилированной лопастью (т.е. классическое центробежное) действительно способно к работе на вязкостях до 20000 сСт с более высоким КПД, чем рабочее колесо без лопастей (т.е. дисковое).
- По мере роста вязкости, а также снижении расчетной подачи угол охвата лопасти оптимальной модели уменьшается, как и ее высота. Таким образом, при дальнейшем повышении вязкости рабочей жидкости можно ожидать постепенное уменьшение лопасти по обоим указанным параметрам вплоть до ее полного исчезновения, т.е. переход от центробежного рабочего колеса к дисковому.
- Достижимый КПД проточной части тем выше, чем ниже вязкость и выше значение расчетной подачи.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. В.А. Черемушкин — выполнение численного моделирования и исследования, подготовка и написание текста статьи; В.О. Ломакин — экспертное сопровождение эксперимента, сбор и анализ литературных источников, подготовка и написание статьи. Авторы

подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с проведенным исследованием и публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. V.A. Cheremushkin — numerical modeling and research, preparation and writing of the text of the article; V.O. Lomakin — expert support of the experiment, collection and analysis of literary sources, preparation and writing of the article. The authors confirm that their authorship meets the international ICMJE criteria (all authors have made a significant contribution to the development of the concept, research and preparation of the article, read and approved the final version before publication).

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мисюра В.И., Овсянников Б.В., Присняков В.Ф. Дисковые насосы. М.: Машиностроение, 1986.
2. Бендерович В.А., Лунаци Э.Д. Динамические ламинарные (дисковые) насосы трения. Области применения насосов ОНЛ // Гидравлика. 2022. № 14. С. 10–33. Дата обращения: 16.08.2023. Режим доступа: <http://hydrojournal.ru/images/JOURNAL/NUMBER1/Benderovich.pdf>
3. Zharkovsky A.A., Ivanov O.A., Klyuev A.S. On the possibility of using disk impellers in low-flow oil pumps // AIP Conf. Proc. 2020. Vol. 2285. P. 030008. doi: 10.1063/5.0026592
4. Васильев И.Е., Китаев Д.Н., Коротких Е.П., и др. Влияние вязкости перекачиваемой среды на характеристики магистральных нефтяных насосов // Молодой ученый. 2017. № 9 (143). С. 42–45.

5. Пещеренко С.Н., Лебедев Д.Н., Павлов Д.А. Влияние вязкости жидкости на рабочие характеристики насоса ЭЦН7А-1000 // Вестник ТюмГУ. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2018. Т. 4, № 4. С. 64–79. Дата обращения: 16.08.2023. Режим доступа: https://vestnik.utmn.ru/upload/iblock/37e/064_079.pdf
6. Суханов Д.Я. Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. М.: Машгиз, 1952.
7. Дисковые насосы DISCFLO [internet] Дата обращения: 16.08.2023. Режим доступа: <http://discflo.ru/>
8. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003.
9. Петров А.И., Ломакин В.О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных

- ных величин с расчетными // Наука и образование. 2012. № 05. doi: 10.7463/0512.0356070
10. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса AX 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Т. S. С. 6–9.
11. Lomakin V., Cheremushkin V., Chaburko P. Investigation of vortex and hysteresis effects in the inlet device of a centrifugal pump // 2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS). Samara: IEEE, 2018. P. 8472374. doi: 10.1109/GFPS.2018.8472374
12. Cheremushkin V., Polyakov A. Optimization of the output device of a disk pump for high viscous fluid // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2019. Vol. 589. P. 012001. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012001

REFERENCES

1. Misyura VI, Ovsyannikov BV, Prisyakov VF. *Disc pumps*. Moscow: Mashinostroenie; 1986. (In Russ).
2. Benderovich VA, Lunatsi ED. Dynamic laminar (disc) friction pumps. Areas of application of ONL pumps. *Gidravlika*. 2022;14: 10–33. (In Russ). Cited: 16.08.2023. Available from: <http://hydrojournal.ru/images/JOURNAL/NUMBER1/Benderovich.pdf>
3. Zharkovsky AA, Ivanov OA, Klyuev AS. On the possibility of using disk impellers in low-flow oil pumps. *AIP Conf. Proc.* 2020;2285:030008. doi: 10.1063/5.0026592
4. Vasiliev IE, Kitaev DN, Korotkikh EP, et al. The influence of the viscosity of the pumped medium on the characteristics of main oil pumps. *Molodoy uchenyy*. 2017;9(143):42–45. (In Russ).
5. Pescherenko SN, Lebedev DN, Pavlov DA. The influence of liquid viscosity on the performance characteristics of the ESP7A-1000 pump. *Vestnik TyumGU. Fiziko-matematicheskoe modelirovanie. Neft, gaz, energetika*. 2018;4(4):64–79. (In Russ). Cited: 16.08.2023. Available from: https://vestnik.utmn.ru/upload/iblock/37e/064_079.pdf
6. Sukhanov DY. *Operation of vane pumps on viscous liquids*. Moscow: Mashgiz; 1952. (In Russ).
7. Disc pumps DISCFLO [internet] Cited: 16.08.2023. Available from: <http://discflo.ru/>
8. Loytsyansky LG. *Mechanics of fluid and gas*. Moscow: Drofa; 2003. (In Russ).
9. Petrov AI, Lomakin VO. Numerical modeling of the flow parts of pump models and verification of modeling results by comparing experimentally obtained values with calculated ones. *Nauka i obrazovanie*. 2012;05. (In Russ). doi: 10.7463/0512.0356070
10. Lomakin VO, Petrov AI. Verification of calculation results in the STAR-CCM+ hydrodynamic modeling package of the flow part of the AX 50-32-200 centrifugal pump. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*. 2012;S:6–9. (In Russ).
11. Lomakin V, Cheremushkin V, Chaburko P. Investigation of vortex and hysteresis effects in the inlet device of a centrifugal pump. In: *2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS)*. Samara: IEEE; 2018:8472374. doi: 10.1109/GFPS.2018.8472374
12. Cheremushkin V, Polyakov A. Optimization of the output device of a disk pump for high viscous fluid. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2019;589:012001. doi: 10.1088/1757-899X/589/1/012001

ОБ АВТОРАХ

*** Черемушкин Вячеслав Андреевич**,
младший научный сотрудник НИИ ЭМ 3.4;
адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5;
ORCID: 0009-0006-7832-3952;
eLibrary SPIN: 3708-7709;
e-mail: vcheremushkin@bmstu.ru

Ломакин Владимир Олегович,
д-р техн. наук,
заведующий кафедрой «Гидромеханика, гидромашины
и гидропневмоавтоматика»;
ORCID: 0000-0002-9655-5830;
eLibrary SPIN: 3467-7126;
e-mail: lomakin@bmstu.ru

AUTHORS' INFO

*** Vyacheslav A. Cheremushkin**,
Junior Researcher;
address: 5 2nd Baumanskaya street, 105005 Moscow,
Russian Federation;
ORCID: 0009-0006-7832-3952;
eLibrary SPIN: 3708-7709;
e-mail: vcheremushkin@bmstu.ru

Vladimir O. Lomakin,
Dr. Sci. (Tech.),
Chief of the Hydromechanics, Hydromachines
and Hydro-Pneumoautomatics Department;
ORCID: 0000-0002-9655-5830;
eLibrary SPIN: 3467-7126;
e-mail: lomakin@bmstu.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author