

СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ ВСАСЫВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ В КРИОГЕННОМ НАСОСЕ МЕТОДОМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В.А. Беляев

vityabelyaev@yandex.ru

SPIN-код: 2347-8185

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

При работе криогенного лопастного насоса низкой быстроходности зачастую возникает явление кавитации. В данной статье на примере конкретного криогенного насоса рассмотрены и оценены методы повышения всасывающей способности на основе численного моделирования. Рассматриваемый метод позволяет быстро и без дорогостоящих экспериментов провести исследования, что очень важно в современной индустрии насосостроения. Приведены примеры основных подходов к расчету параметров, характеризующих кавитационные свойства лопастных гидромашин. На основе модели Рэлея — Плессета построены частные кавитационные характеристики для различных вариантов моделей проточных частей криогенного насоса, дана оценка результатов.

Ключевые слова

Гидромашина, насосостроение, газификация, кавитация, кавитационный запас, криогенный насос, гидродинамическое моделирование, всасывающая способность

Поступила в редакцию 07.06.2018

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Введение. Для криогенных центробежных насосов очень важной задачей является увеличение всасывающей способности. Перекачиваемая жидкость таких насосов представляет собой сжиженный кислород, азот, аргон и др. Эти жидкости являются легкокипящими, для сохранения их в жидком состоянии необходимо поддерживать низкую температуру и высокое избыточное давление. Поэтому в конструкции насоса должны быть предусмотрены устройства, повышающие его всасывающую способность [1–4]. Их грамотное проектирование позволит избежать образования кавитации и, как следствие, кавитационной эрозии и потери напора.

С учетом вышесказанного необходимо иметь методики расчета проточных частей таких насосов, позволяющие предотвращать появление кавитации. Широкое применение для этих целей получили современные пакеты гидродинамического моделирования [5–9].

В статье рассмотрено несколько вариантов увеличения всасывающей способности в криогенном насосе GBSD 155/4,5–8,0–С/0 компании Cryostar. Данный насос используется для наполнения системы хранения, газификации и выдачи кислорода из заправочного трейлера (рис. 1).



Рис. 1. Заправочный трейлер рядом с газификатором

Для непрерывного снабжения продуктами разделения воздуха компания Air Liquide устанавливает своим клиентам специальную систему хранения.

Давление в автоцистерне, как правило, не превышает значение 3,0 бар, давление в стационарной емкости — не более 17 бар. Именно поэтому насос является высокооборотным, так как он должен быть достаточно компактным, но в то же время выдавать относительно большой напор. В данной модели насоса имеется достаточно большой риск возникновения кавитации на входе, в связи с этим было принято решение рассмотреть методы повышения его всасывающей способности [10–16].

Постановка задачи. Исходными данными для расчета являются характеристики реального насоса, представленные на рис. 2.

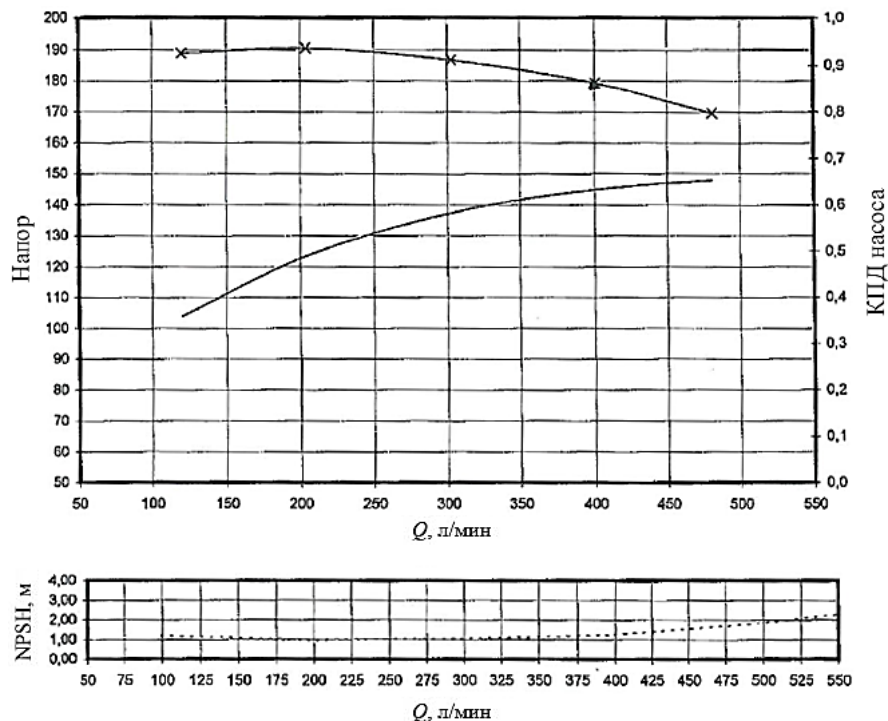


Рис. 2. Характеристики криогенного насоса GBSD 155/4,5–8,0–С/0 компании Cryostar

Для исследования были построены три модели проточной части (рис. 3):

- 1) без устройств, повышающих всасывающую способность;
- 2) центробежное колесо со шнеком;
- 3) осецентрированное колесо.

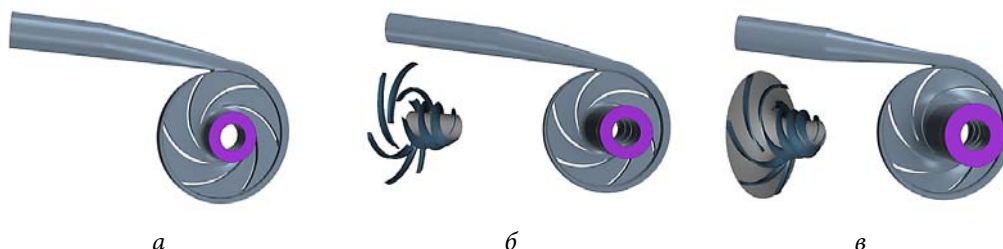


Рис. 3. Геометрия проточной части насоса:

a — без вспомогательных устройств; *b* — со шнеком; *v* — с осецентрированным колесом

Все исследуемые модели были спроектированы со следующими параметрами: $H = 179$ м; $n = 6871$ об/мин; $Q = 400$ л/мин; $\Delta h = 1,25$ м.

При моделировании двухфазного течения используются следующие уравнения.

Уравнение сохранения массы записывается с учетом наличия двух фаз и их концентраций:

$$\frac{\partial(\alpha_i \rho_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_i \rho_i \bar{u}_x)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_i \rho_i \bar{u}_y)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_i \rho_i \bar{u}_z)}{\partial t} = 0,$$

где \bar{u}_i — осредненные по времени проекции скоростей жидкости на соответствующие оси; ρ_i — плотность i -й фазы; α_i — концентрация i -й фазы.

Уравнение переноса количества движения:

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[T_{ij}^{(v)} - \rho \langle u_i u_j \rangle \right],$$

где \bar{p} — осредненное по времени давление; $T_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{s}_{ij}$ — тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости; $\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right]$ — тензор скорости де-

формации; $\rho \langle u_i u_j \rangle$ — рейнольдсовы напряжения.

Плотность вычисляют через концентрации фаз:

$$\rho = \sum_1^n \alpha_i \rho_i.$$

Рост кавитационного пузыря определяют из упрощенного уравнения Рэля — Плессета с учетом коэффициентов K_1 и K_2 для компенсации упрощений, введенных в модель:

$$\left(\frac{dR}{dt}\right) = K_1 \sqrt{\frac{2}{3} \left(\frac{p_{\text{нас}} - p}{\rho}\right)} \text{ при } p_{\text{нас}} > p;$$

$$\left(\frac{dR}{dt}\right) = -K_2 \sqrt{\frac{2}{3} \left(\frac{p - p_{\text{нас}}}{\rho}\right)} \text{ при } p_{\text{нас}} < p.$$

Первый коэффициент изменяет скорость роста кавитационного пузыря, второй — скорость схлопывания.

Расчетная сетка состоит примерно из 300 000 расчетных узлов для первой модели и около 470 000 для второй и третьей моделей. Сетка структурирована у твердых стенок (призматический пограничный слой) и не структурирована в ядре потока (многогранники).

Расчет проводили в нестационарной постановке с шагом по времени 0,00005 с.

Граничными условиями служили полное давление на входе и скорость на выходе. При расчете кавитационных явлений такие граничные условия предпочтительней задания скорости на входе, поскольку в этом случае давление на входе является расчетной величиной и изменяется во время решения. В нашем случае давление на входе является фиксированным.

Расчет кавитационной характеристики проводили путем постепенного снижения полного давления на входе.

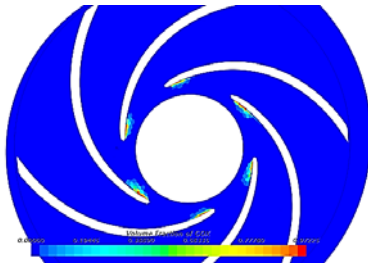


Рис. 4. Кавитационные зоны на входной кромке рабочего колеса при давлении на входе 2,4 бар, $C = 504$ и $n = 6871$ об/мин

Результаты моделирования. Первоначально избыточное давление на входе в насос для всех трех моделей составляло 2,4 бар. Далее в ходе исследования это давление постепенно уменьшалось до значения, при котором появляется суперкавитация и, как следствие, срыв напора.

При значении давления на входе в 2,4 бар на входных кромках рабочего колеса первой модели (без шнека) появляются зоны с содержанием газообразного кислорода, в то время как в других двух моделях этого явления не наблюдается (рис. 4, 5).

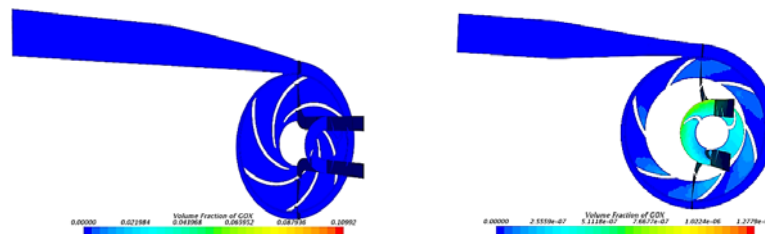


Рис. 5. Отсутствие кавитации в моделях со шнеком и осецентрированным колесом при давлении на входе 2,4 бар, $C = 504$ и $n = 6871$ об/мин

Далее последовательно уменьшали давление на входе и измеряли значения напора и КПД.

При значении давления на входе 1,8 бар у модели без шнека наблюдается развитие кавитации. Падения напора не происходит (рис. 6).

У двух других моделей по-прежнему не наблюдается никаких кавитационных явлений (рис. 7).

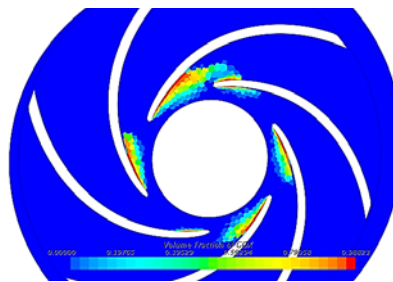


Рис. 6. Кавитационные зоны на входной кромке рабочего колеса первой модели при давлении на входе 1,8 бар, $C = 825$ и $n = 6871$ об/мин

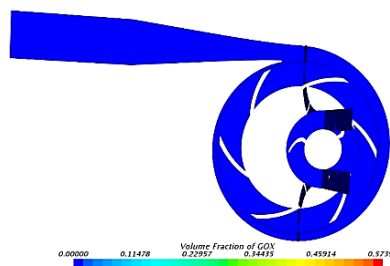
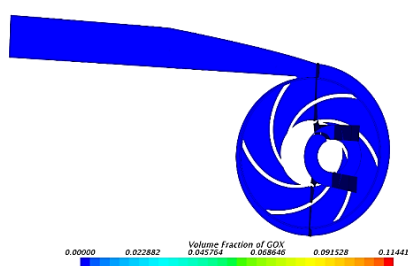


Рис. 7. Отсутствие газообразного кислорода во второй и третьей моделях при давлении на входе 1,8 бар, $C = 825$ и $n = 6871$ об/мин

При значении полного давления на входе 1,3 бар, $C = 2527$ и $n = 6871$ об/мин в модели без шнека наблюдается суперкавитация и, как следствие, значительная потеря напора и снижение КПД (рис. 8).

В то же время в двух других моделях кавитационные каверны наблюдаются лишь в некоторых местах. Уменьшения напора не происходит (рис. 9, 10).

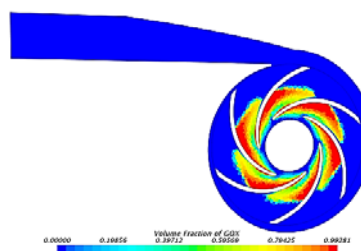


Рис. 8. Суперкавитация в криогенном насосе первой модели (без шнека), $C = 2527$ и $n = 6871$ об/мин

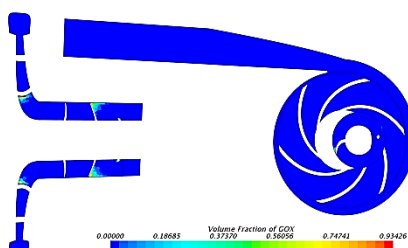


Рис. 9. Кавитационные зоны на лопастях шнека и на входе в рабочее колесо в модели со шнеком при давлении 1,3 бар, $C = 2527$ и $n = 6871$ об/мин

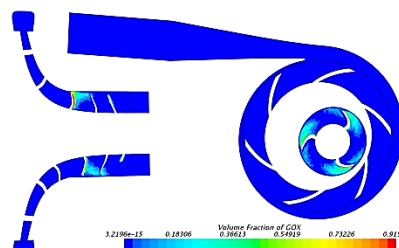


Рис. 10. Кавитационные зоны на лопастях осецентрированного колеса при давлении 1,3 бар, $C = 2527$ и $n = 6871$ об/мин

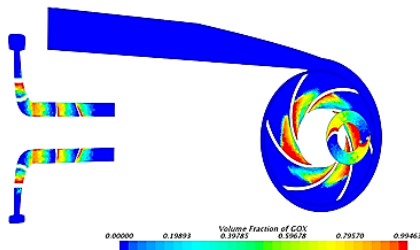


Рис. 11. Суперкавитация в криогенном насосе со шнеком, $C = 6080$ и $n = 6871$ об/мин

Суперкавитация в модели со шнеком и осецентрированным колесом наблюдается при значении давления на входе 1,2 бар (рис. 11).

По данным расчета были построены частные кавитационные характеристики полученных моделей при $Q = 400$ л/мин и $n = 6871$ об/мин.

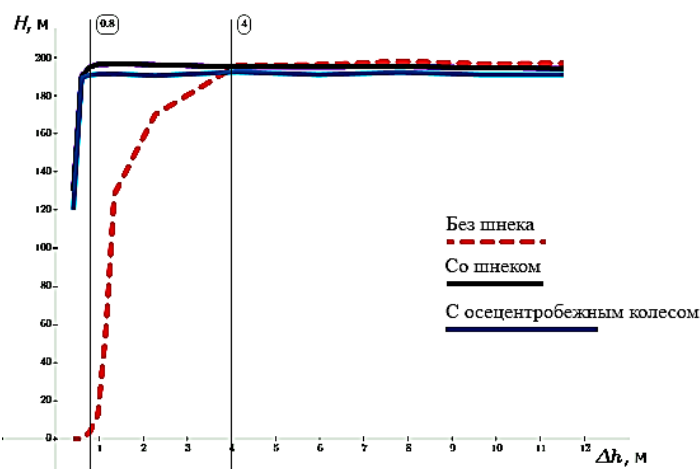


Рис. 12. Частные кавитационные характеристики криогенного насоса при $Q = 400$ л/мин и $n = 6871$ об/мин

На рис. 12 пунктирной красной линией изображен график модели без шнека падение напора происходит при значении кавитационного запаса 4 м, $C = 1090$. В то же время для моделей со шнеком и осецентрированным колесом (фиолетовый и голубой график соответственно) падение напора происходит при значении кавитационного запаса 0,8 м. Таким образом, приняв коэффициент запаса равным 1,5, получаем, что для модели без шнека $\Delta h_{\text{Пколеса}} = 6$ м, для моделей со шнеком и осецентрированным колесом $\Delta h_{\text{П шнека}} = \Delta h_{\text{П осецентрированное}} = 1,2$ м, $C = 2750$. Явление суперкавитации наблюдается для двух последних моделей одновременно при $\Delta h = 0,4$ м, $C = 6080$.

Данные расчета согласуются с экспериментальными, полученными во время испытаний реального насоса.

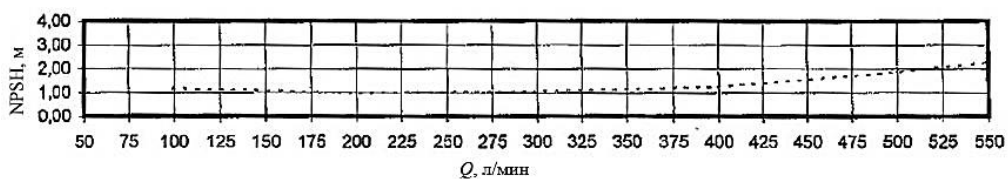


Рис. 13. Зависимость NPSH исходного криогенного насоса от расхода

Как видно на рис. 13, при значении расходе 400 л/мин значение NPSH приблизительно равно 1,2 м, $C = 2750$.

Заключение. Исследование показало, что методы увеличений всасывающей способности являются эффективными и действительно помогают значительно уменьшить значение кавитационного запаса.

Совпадение результатов численного моделирования с экспериментальными данными еще раз свидетельствует об эффективности данного метода.

Значение кавитационного запаса для моделей со шнеком и осецентрированным колесом, при котором происходит суперкавитация и, как следствие, срыв напора, является одинаковым. В дальнейшем необходимо будет построить частные кавитационные характеристики для этих двух моделей в нерасчетных режимах и сравнить результаты.

Литература

- [1] Петров А.И., Исаев Н.Ю. Гидродинамическое моделирование работы центробежного насоса в зоне отрицательных подач. *Гидравлика*, 2017, № 3.
URL: <http://hydrojournal.ru/item/60-gidrodinamicheskoe-modelirovanie-raboty-tsentrobezhnogo-nasosa-v-zone-otritsatelnykh-podach>.
- [2] Петров А.И., Исаев Н.Ю. Исследование работы лопастного насоса в зоне отрицательных подач методами гидродинамического моделирования. *Научное обозрение*, 2017, № 13, с. 74–78.
- [3] Петров А.И., Валиев Т.З. Расчет процесса пуска центробежного насоса методами гидродинамического моделирования. *Гидравлика*, 2017, № 3.
URL: <http://hydrojournal.ru/item/59-raschet-protsesssa-puska-tsentrobezhnogo-nasosa-metodami-gidrodinamicheskogo-modelirovaniya>.
- [4] Петров А.И. Методика непрерывного получения характеристик лопастного насоса для переменной температуры и вязкости рабочей жидкости при испытаниях в термобарокамере. *Инженерный вестник*, 2016, № 10. URL: <http://engsi.ru/doc/850931.html>.
- [5] Петров А.И. Системы поддержания теплового баланса в современных стендах для испытаний лопастных насосов. *Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация*, 2015, № 5. URL: <http://maplants.elpub.ru/jour/article/view/24>.
- [6] Артемов А.В., Петров А.И. Современные тенденции развития конструкций стендов для испытаний лопастных насосов. *Инженерный вестник*, 2012, № 11. URL: <http://ainjournal.ru/doc/500480.html>.
- [7] Петров А.И., Арувелли С.В. Современные тенденции развития насосов для систем жидкостного охлаждения бортового и наземного радиоэлектронного оборудования. *Инженерный вестник*, 2015, № 11. URL: <http://engsi.ru/doc/820059.html>.
- [8] Петров А.И., Трошин Г.А. Методы модификации проточной части нефтяных магистральных насосов типа НМ. *Инженерный вестник*, 2014, № 11. URL: <http://engsi.ru/doc/744967.html>.
- [9] Черемушкин В.А., Ломакин В.О. Влияние неравномерности эюор скоростей на напор центробежного насоса. *Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация*, 2017, № 1. URL: <http://maplants.elpub.ru/jour/article/view/54>.
- [10] Ломакин В.О., Бибик О.Ю. Влияние эмпирических коэффициентов в модели Релея-Плесетта на расчетные кавитационные характеристики центробежного насоса. *Гид-*

- равлика*, 2017, № 3. URL: <http://hydrojournal.ru/item/53-vliyanie-empiricheskikh-koeffitsientov-v-modeli-releya-plesetta-na-raschetnye-kavitatsionnye-kharakteristiki-tsentrobezhnogo-nasosa>.
- [11] Ломакин В.О., Калмыков П. В. Методика исследования влияния покрытий трубопроводов на потери давления. *Гидравлика*, 2017, № 3. URL: <http://hydrojournal.ru/item/61-metodika-issledovaniya-vliyaniya-pokrytij-truboprovodov-na-poteri-davleniya>.
- [12] Гуськов А.М., Ломакин В.О., Банин Е.П., Кулешова М.С. Минимизация гемолиза и повышение гидродинамической эффективности насоса крови путем оптимизации формы проточной части. *Медицинская техника*, 2017, № 4(304), с. 1–4.
- [13] Ломакин В.О., Кукушкин П.А., Крылов В.И. Модернизация вспомогательного контура охлаждения магнитной муфты. *Территория НЕФТЕГАЗ*, 2017, № 7-8, с. 84–91.
- [14] Ломакин В.О., Черемушкин В.А. Влияние формы лопастей рабочего колеса на напор центробежного насоса. *Инженерный вестник*, 2016, № 1. URL: <http://ainjournal.ru/doc/832881.html>.
- [15] Ломакин В.О., Кулешова М.С., Чабурко П.С., Баулин М.Н. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-ТАУ поиска. *Насосы. Турбины. Системы*, 2016, № 1, с. 55–61.
- [16] Гуськов А.М., Ломакин В.О., Банин Е.П., Кулешова М.С. Оценка гемолиза в осевом насосе вспомогательного кровообращения. *Медицинская техника*, 2016, № 4, с. 12–15.

Беляев Виктор Андреевич — студент магистратуры кафедры «Гидромеханика гидромашин и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Петров Алексей Игоревич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика гидромашин и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

COMPARING THE TECHNIQUES OF INCREASING THE SUCTION CAPACITY IN THE CRYOGENIC PUMP BY MEANS OF THE COMPUTATIONAL MODELING METHOD

V.A. Belyaev

vityabelyaev@yandex.ru

SPIN-code: 2347-8185

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

When the cryogenic vane pump of low specific speed is operating, the cavitation phenomenon often occurs. By the example of a particular cryogenic pump this article considers and estimates the techniques of increasing the suction capacity using computational modeling. The method under consideration allows carrying out research quickly and without costly experiments, which is very important in the modern pump manufacture industry. The work provides examples of the basic approaches to calculating the parameters characterizing the cavitation properties of vane hydraulic machines. Based on the Rayleigh — Plesset model we have constructed particular cavitation characteristics for various models of the cryogenic pump's liquid end and evaluated the results.

Keywords

Hydraulic machine, pump manufacture, gasification, cavitation, suction head, cryogenic pump, hydrodynamic simulation, suction capacity

Received 07.06.2018

© Bauman Moscow State Technical University, 2018

References

- [1] Petrov A.I., Isaev N.Yu. Hydrodynamic modelling of centrifugal pump in the field of negative feeds. *Gidravlika*, 2017, no. 3. Available at: <http://hydrojournal.ru/item/60-gidrodinamicheskoe-modelirovanie-raboty-tsentrobezhnogo-nasosa-v-zone-otritsatelnykh-podach>.
- [2] Petrov A.I., Isaev N.Yu. Study of the work of a vane-type pump in the area of adverse feeds by methods of hydrodynamic modeling. *Nauchnoe obozrenie* [Science Review], 2017, no. 13, pp. 74–78.
- [3] Petrov A.I., Valiev T.Z. Calculation of the process of starting a centrifugal pump using methods of computational fluid dynamics. *Gidravlika*, 2017, no. 3. Available at: <http://hydrojournal.ru/item/59-raschet-protsesta-puska-tsentrobezhnogo-nasosa-metodami-gidrodinamicheskogo-modelirovaniya>.
- [4] Petrov A.I. Method of continuous definition of impeller pump characteristics at fluctuating temperature and hydraulic fluid viscosity in process of test in low-pressure chamber. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2016, no. 10. Available at: <http://engsi.ru/doc/850931.html>.
- [5] Petrov A.I. System of thermal balance maintenance in modern test benches for centrifugal pumps. *Mashiny i ustanovki: proektirovanie, razrabotka i ekspluatatsiya* [Machines and Plants: Design and Exploiting], 2015, no. 5. Available at: <http://maplants.elpub.ru/jour/article/view/24>.

-
- [6] Artemov A.V., Petrov A.I. Modern trends of developing test bench constructions for impeller pump. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2012, no. 11. Available at: <http://engsi.ru/doc/500480.html>.
- [7] Petrov A.I., Aruvelli S.V. Modern development trends for pumps for liquid-cooling system of onboard and ground radio-electronic equipment. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2015, no. 11. Available at: <http://engsi.ru/doc/820059.html>.
- [8] Petrov A.I., Troshin G.A. Modification method for flow channel of oil export pumps of MN-type. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2014, no. 11. Available at: <http://engsi.ru/doc/744967.html>.
- [9] Cheremushkin V.A., Lomakin V.O. Influence of velocity curves unevenness on the centrifugal pump head. *Mashiny i ustanovki: proektirovanie, razrabotka i ekspluatatsiya* [Machines and Plants: Design and Exploiting], 2017, no. 1. Available at: <http://maplants.elpub.ru/jour/article/view/54>.
- [10] Lomakin V.O., Bibik O.Yu. The influence of empirical rates (values) in the Releya-Plesett's model on the cavitation calculated characteristics of the centrifugal pump. *Gidravlika*, 2017, no. 3. Available at: <http://hydrojournal.ru/item/53-vliyanie-empiricheskikh-koeffitsientov-v-modeli-releya-plesetta-na-raschetnye-kavitatsionnye-kharakteristiki-tsentrobezhnogo-nasosa>.
- [11] Lomakin V.O., Kalmykov P. V. A methodology of investigation of the influence of coatings on piping friction. *Gidravlika*, 2017, no. 3. Available at: <http://hydrojournal.ru/item/61-metodika-issledovaniya-vliyaniya-pokrytij-truboprovodov-na-poteri-davleniya>.
- [12] Gus'kov A.M., Lomakin V.O., Banin E.P., Kuleshova M.S. Minimization of hemolysis and improvement of the hydrodynamic efficiency of a circulatory support pump by optimizing the pump flowpath. *Meditinskaya tekhnika*, 2017, no. 4(304), pp. 1–4. (Eng. version: *Biomedical Engineering*, 2017, vol. 51, no. 4, pp. 229–233.)
- [13] Lomakin V.O., Kukushkin P.A., Krylov V.I. Modernization of auxiliary cooling circuit of a magnetic coupling. *Territoriya Neftegaz* [Oil and Gas Territory], 2017, no. 7-8, pp. 84–91.
- [14] Lomakin V.O., Cheremushkin V.A. Impact of impeller blade shape on impeller pump head. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2016, no. 1. Available at: <http://ainjournal.ru/doc/832881.html>.
- [15] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Chaburko P.S., Baulin M.N. Complex wet end part optimization of hermetic pump with LP-TAU method. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* [Pumps. Turbines. Systems], 2016, no. 1, pp. 55–61.
- [16] Gus'kov A.M., Lomakin V.O., Banin E.P., Kuleshova M.S. Assessment of hemolysis in a ventricular assist axial flow blood pump. *Meditinskaya tekhnika*, 2016, no. 4, pp. 12–15. (Eng. version: *Biomedical Engineering*, 2016, vol. 50, no. 4, pp. 233–236.)

Belyaev V.A. — Master's Degree student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — A.I. Petrov, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.