

УДК 62-137

Применение статорных лопаток во вспомогательных трактах герметичных насосов

Черемушкин В.А.^{1,*}, Петров А.И.¹,
Чабурко П.С.¹

* cheremuha3@yandex.ru

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Статья посвящена предложенному авторами методу устранения эффекта «запирания» в пазухах герметичного насоса. Показано возникновение данного эффекта и условия, при которых он может существенно влиять на течение жидкости во вспомогательных трактах насоса. Описан конкретный пример выхода из строя насоса вследствие проявления этого эффекта, и приведены данные экспериментальных исследований. Исследовано методами гидродинамического моделирования как течение во вспомогательных трактах в целом, так и процесс возникновения макровихревых структур в пазухах этих трактов. Предложен метод минимизации эффекта «запирания» путем применения статорных лопаток или закрытых каналов на неподвижной стенке пазухи и проведено моделирование течения в такой пазухе, подтверждающее эффективность такого метода.

Ключевые слова: герметичный насос, эффект «запирания», пазуха, гидродинамическое моделирование

Введение

Для герметичных лопастных насосов очень важной задачей является расчет течения жидкости во вспомогательных трактах [1, 2]. С одной стороны, распределение давлений во вспомогательных трактах (таких, как питание подшипников скольжения, охлаждение залитого двигателя или магнитной муфты, питание разгрузочных устройств и т.п.) определяет величину осевых сил на роторе насосного агрегата, а с другой – тепловой баланс насосного агрегата в целом и залитого двигателя в частности. Неверный расчет вспомогательных трактов или изменение их характеристик в процессе работы из-за засорения могут привести к перегреву двигателя или разрушению подшипников скольжения (при отсутствии достаточного снабжения смазывающей и охлаждающей жидкостью) и, как следствие, к выходу из строя насосного агрегата. С другой стороны, избыточные расходы жидкости во вспомогательных трактах приводят к снижению общего КПД насосного агре-

гата и его подачи, что существенно снижает общую энергоэффективность насосного агрегата.

Исходя из вышесказанного, необходимо иметь методики расчета вспомогательных трактов таких насосов, позволяющие учитывать все многообразие гидродинамических явлений, происходящих в этих трактах, и для этого широкое применение нашли современные пакеты гидродинамического моделирования.

При проектировании и испытаниях судового герметичного насоса, оснащенного электродвигателем с «мокрым» ротором, был обнаружен эффект «запирания» потока в полости между вращающимся торцом ротора и неподвижной стенкой корпуса.

Настоящая статья посвящена исследованию одного из методов борьбы с этим эффектом запирания, основанным на использовании неподвижных ребер на статоре (стенке корпуса) или неподвижных каналов, выполненных в нем же.

Постановка задачи

В процессе испытаний ранее спроектированного герметичного судового насоса был обнаружен существенный перегрев герметичного электродвигателя с «мокрым» ротором, который мог привести к выходу агрегата из строя и делал невозможной его нормальную работу. Замеры давления в ряде характерных точек вспомогательных трактов агрегата показали резкое падение давления жидкости перед входом в пространство между ротором и статором, локализованное в небольшой камере в торце насоса.

Это падение давления приводило к существенному увеличению общего сопротивления вспомогательных трактов агрегата, и, как следствие, к снижению расхода жидкости через них, что и явилось причиной перегрева.

Для выяснения причины такого явления было произведено гидродинамическое моделирование течения жидкости как на отдельных участках вспомогательных трактов, так и во всей системе трактов в целом.

Метод численного моделирования основан на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики [3, 5, 7, 9]. В случае модели несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) это:

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 (осреднение по Рейнольдсу):

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

где U, P - осредненные скорость и давление;

$\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{s}_{ij}$ - тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;

$\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right]$ - мгновенный тензор скорости деформации;

$\rho \langle u_i u_j \rangle$ - Рейнольдсовы напряжения.

Введение уравнения Навье-Стокса, осредненного по Рейнольдсу, делает систему уравнений не замкнутой, так как появляются дополнительные неизвестные Рейнольдсовы напряжения. Для решения этой системы в данной задаче использовалась полуэмпирическая модель $k-\omega$ SST модель турбулентности, которая вводит необходимые дополнительные уравнения: уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и относительной скорости диссипации этой энергии:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_T) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \cdot S^2 - \beta \cdot \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_T) \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2 \cdot (1 - F_1) \cdot \sigma_{\omega 2} \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$

Проточная часть вспомогательных трактов насосного агрегата была смоделирована на сетке, состоящей из 500 тыс. ячеек. В ядре потока ячейки имеют многогранную форму, у твердых стенок трубы – призматическую. Расчетная сетка для вспомогательных трактов представлена на рисунке 1.

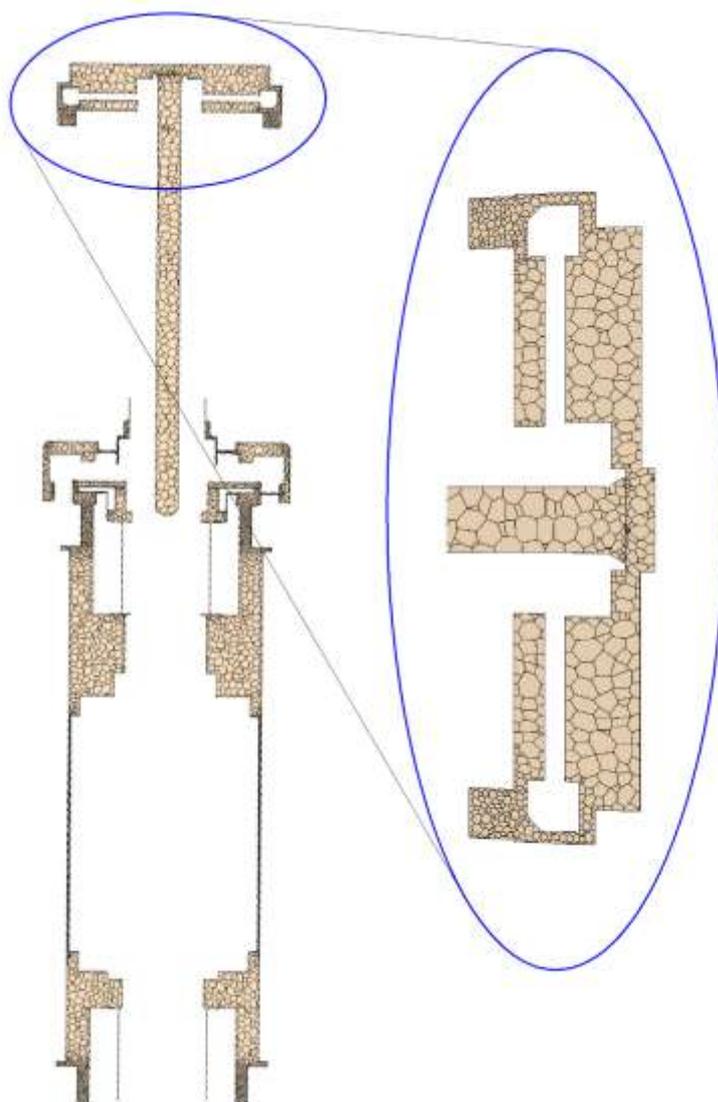


Рис. 1. - Расчетная сетка (исследуемая область увеличена).

Все расчеты проводились на кафедре Э-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана по заказу предприятия-разработчика данного насосного агрегата.

Анализ результатов расчета

Поле распределения давления в исследуемой пазухе показано на рисунке 2.

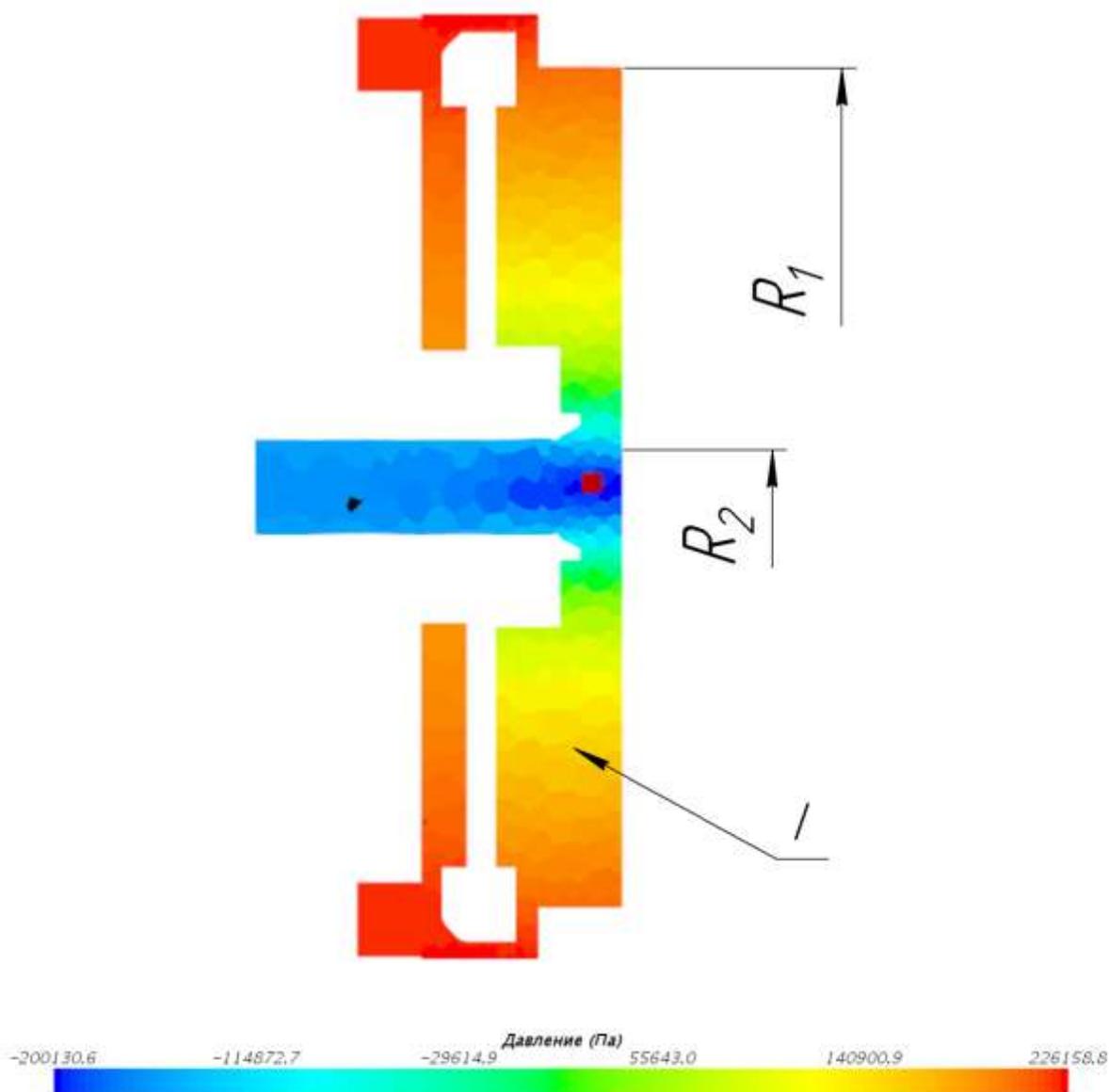


Рис. 2. Зона понижения давления.

Расчет течения во вспомогательных трактах насоса показал, что в зоне I за счет увеличения момента скорости жидкости вследствие ее взаимодействия с вращающимся диском возникает интенсивное вихреобразование (рисунок 3). О вихреобразовании можно судить по повышенному значению величины кинетической турбулентной энергии, а также по степени неравномерности распределения амплитуды и направления вектора скорости жидкости в полости.

Аналогичный эффект проявляется в боковых пазухах рабочих колес лопастных насосов [6] и в рабочей камере гидропята [2], однако в данном случае из-за относительно большой ширины пазухи и наличия значительного расхода жидкости от периферии к центру развивается макровихрь большой интенсивности, который приводит к резкому (порядка 4,21 кПа при $Q=100 \text{ м}^3/\text{ч}$ и 9,16 кПа при $Q=20 \text{ м}^3/\text{ч}$) снижению давления на участке от входного радиуса R_1 до выходного R_2 .

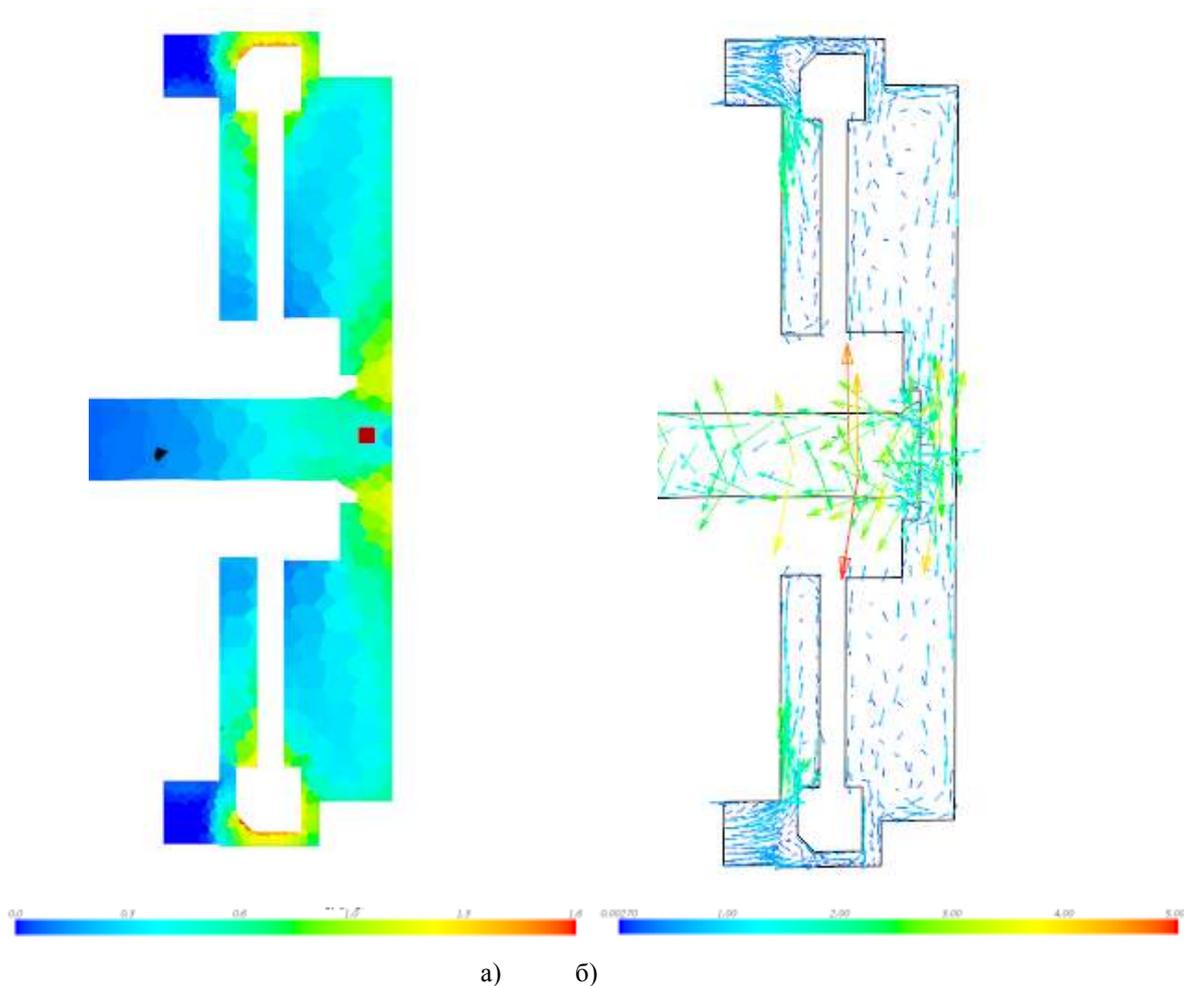


Рис. 3. Поле распределения в пазухе а) турбулентной кинетической энергии; б) вектора скорости.

Следует заметить, что хотя сам эффект увеличения момента скорости жидкости за счет ее трения о вращающуюся стенку пазухи при неподвижной второй стенке достаточно полно изучен в теории лопастных гидромашин [1, 2, 8], проявление этого эффекта описывается через эпюру скоростей в пазухе, что позволяет рассчитать падение давления на поверхности диска в зависимости от его радиуса, но не дает полного ответа на вопрос о причинах эффекта «запирания», т.к. не позволяет описать поперечный макровихрь в пазухе.

В частности, как наглядный пример типового представления течения в пазухах, в [1] (рисунок 4) предлагается определять распределение давления в пазухах в зависимости от относительной ширины пазухи и расхода жидкости через нее.

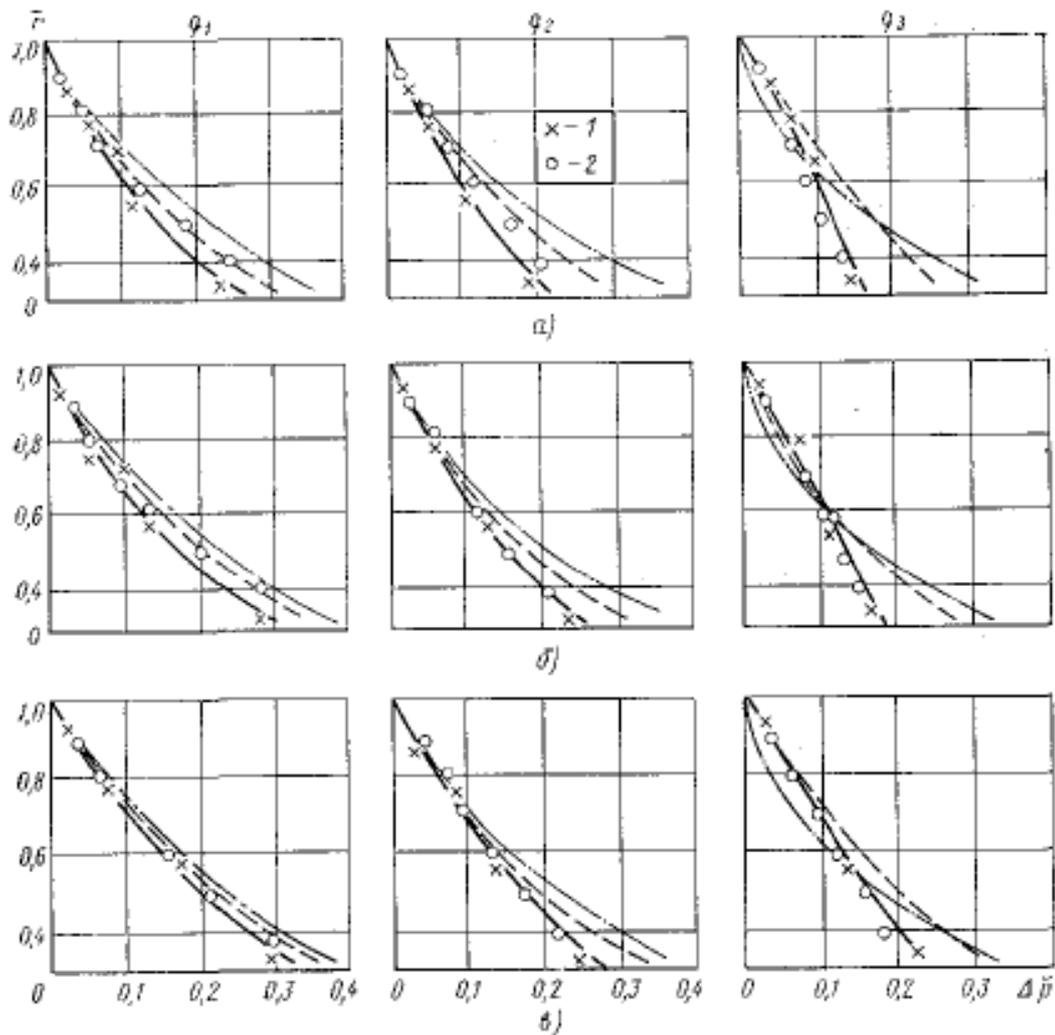


Рис. 8. Графики распределения давления по радиусу при протечке к оси вращения для $\bar{v}_{2\text{ФК}} = 0,38$, $q_1 = 0,059$, $q_2 = 0,0042$, $q_3 = 0,0021$;

$a-\bar{s} = 0,0173$; $b-\bar{s} = 0,0347$; $v-\bar{s} = 0,0694$; сплошные линии — по формуле (60), штриховые линии — по данным работы [4]; штрихпунктирные — [10]; экспериментальные точки: 1 — из работы [3]; 2 — по данным работы [4]

Рис. 4. — Пример представления распределения давления в пазухах.

Однако, как показали физический и численный эксперименты, при больших размерах пазухи и, особенно, большом расходе жидкости через пазуху, падение давления в ней может получиться существенно большим из-за развитых вихревых структур, которые невозможно полностью описать аналитически, как предлагается в [1, 8], но интенсивность которых можно рассчитать методами гидродинамического моделирования.

Таким образом, проведенный методами гидродинамического моделирования расчет подтвердил данные физического эксперимента о недопустимо большом с точки зрения течения жидкости во вспомогательных трактах насоса перепаде давлений на данном участке. В таблице 1 представлены результаты численного расчета и экспериментальные данные. Как видно из представленных данных, численное моделирование дает достаточно точное значение понижения давления.

Таблица 1. Значения падения давления в пазухе.

Q, м ³ /ч	С лопатками, кПа	Без лопаток, кПа	Экспериментально, без лопаток, кПа	Погрешность, %
20	0,71	9,16	10,12	9,5
100	0,4	4,21	4	5,3

Предлагаемое изменение проточной части насоса

Поскольку выявленный эффект «запирания» в пазухе приводит к перегреву герметичного электродвигателя насосного агрегата вследствие слишком малого расхода жидкости во вспомогательном тракте, и как следствие к возможному выходу агрегата из строя, было предложено несколько вариантов изменения проточной части насоса.

Во-первых, возможно увеличение перепада во вспомогательном тракте путем установки в нем дополнительного рабочего колеса, как это сделано, например, в высокотемпературных герметичных насосах компании Hermetic Pumpen [10]. Однако существующая конструкция насоса не позволяет установить рабочее колесо, дающее достаточно большой напор. Кроме того, такое решение снижает общий КПД агрегата.

Во-вторых, можно было изменить конфигурацию вспомогательных трактов таким образом, чтобы перепад на двигателе создавался всеми ступенями насоса, а не их половиной. Данный вариант требовал существенного изменения конструкции двигателя и приводил к снижению объемного КПД агрегата.

Ввиду вышесказанного было найдено следующее решение: применение неподвижных статорных лопаток для торможения жидкости в пазухе и снижения интенсивности вихреобразования. Иногда такие лопатки в герметичных насосах выполняются на внутренней поверхности разделительной гильзы, и служат для исключения оседания содержащихся в перекачиваемой жидкости твердых частиц (особенно из ферромагнитных материалов) на роторе полумуфты [8].

Применение статорных лопаток для изменения структуры течения потока в пазухах в герметичных насосах в литературе не описано. На рисунке 5 представлена предлагаемая конструкция таких лопаток.

Гидродинамическое моделирование измененного вспомогательного тракта показало, что использование статорных лопаток существенно меняет структуру потока в пазухе и снижает падение давления в ней до величины 0,5 кПа (рисунок 6), т. е. практически устраняет эффект «запирания» в пазухе (лопатки показаны пунктирной линией). Проведенное полное моделирование течения в трактах, в том числе с учетом теплоотдачи от электродвигателя, подтвердило существенное улучшение теплового режима работы агрегата. Данный вариант сейчас реализуется в новой конструкции насосного агрегата.

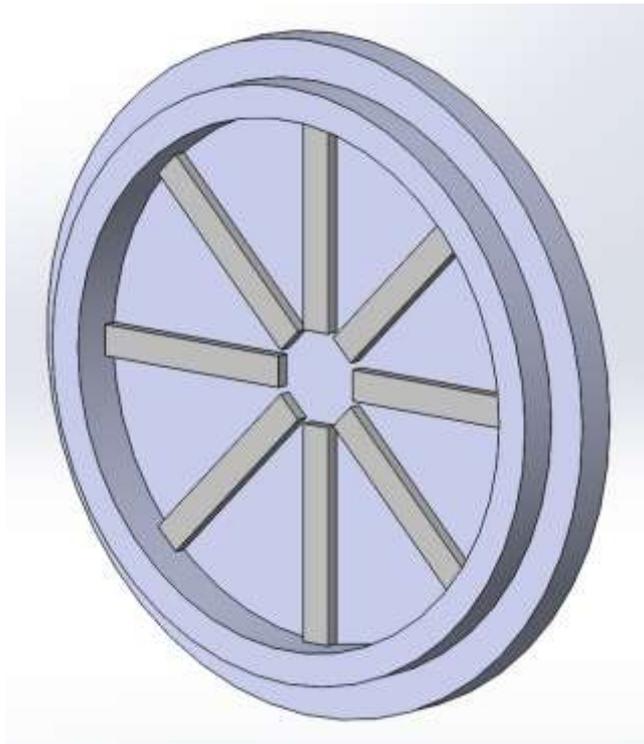
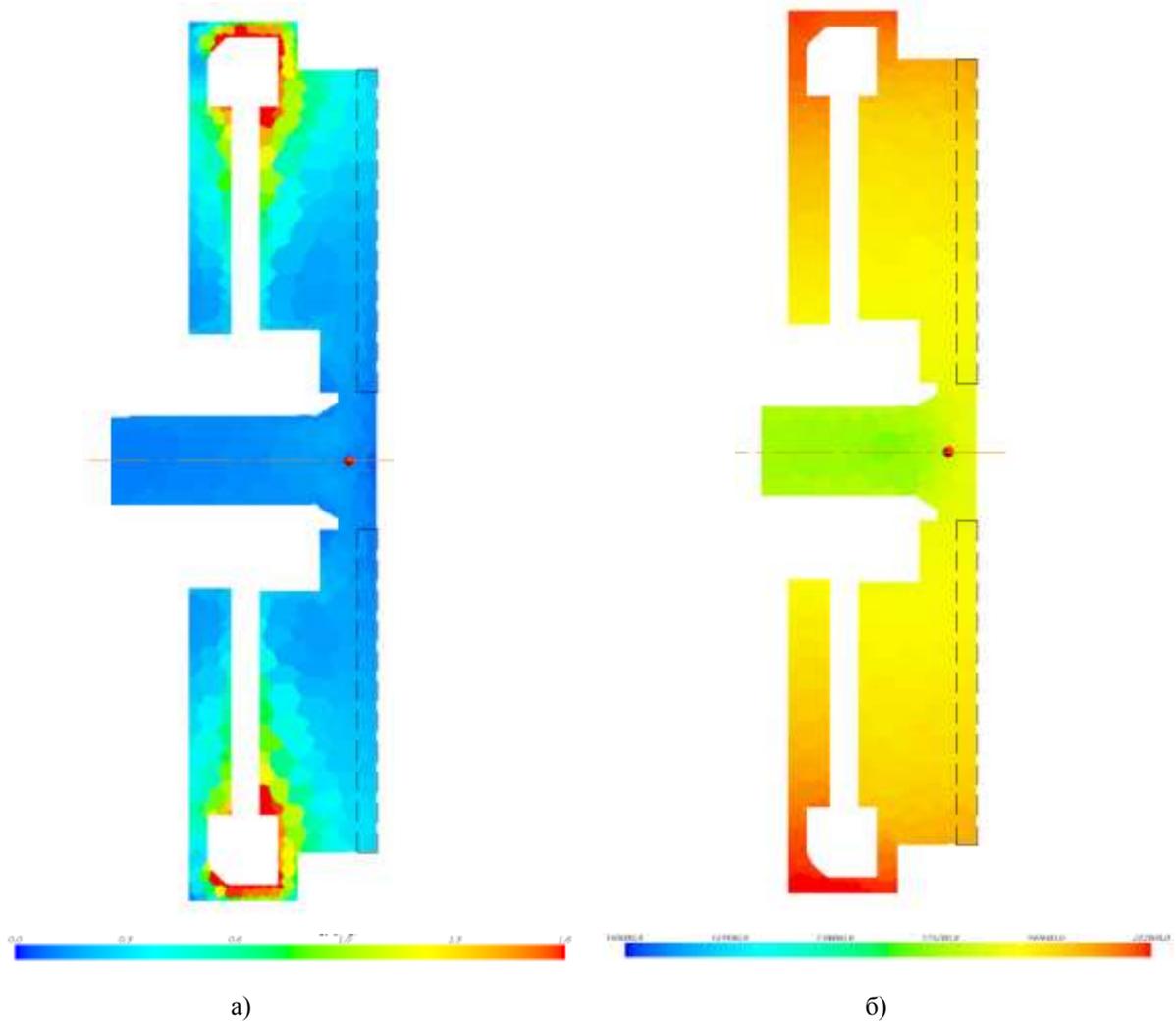


Рис. 5. – Конструкция статорных лопаток.



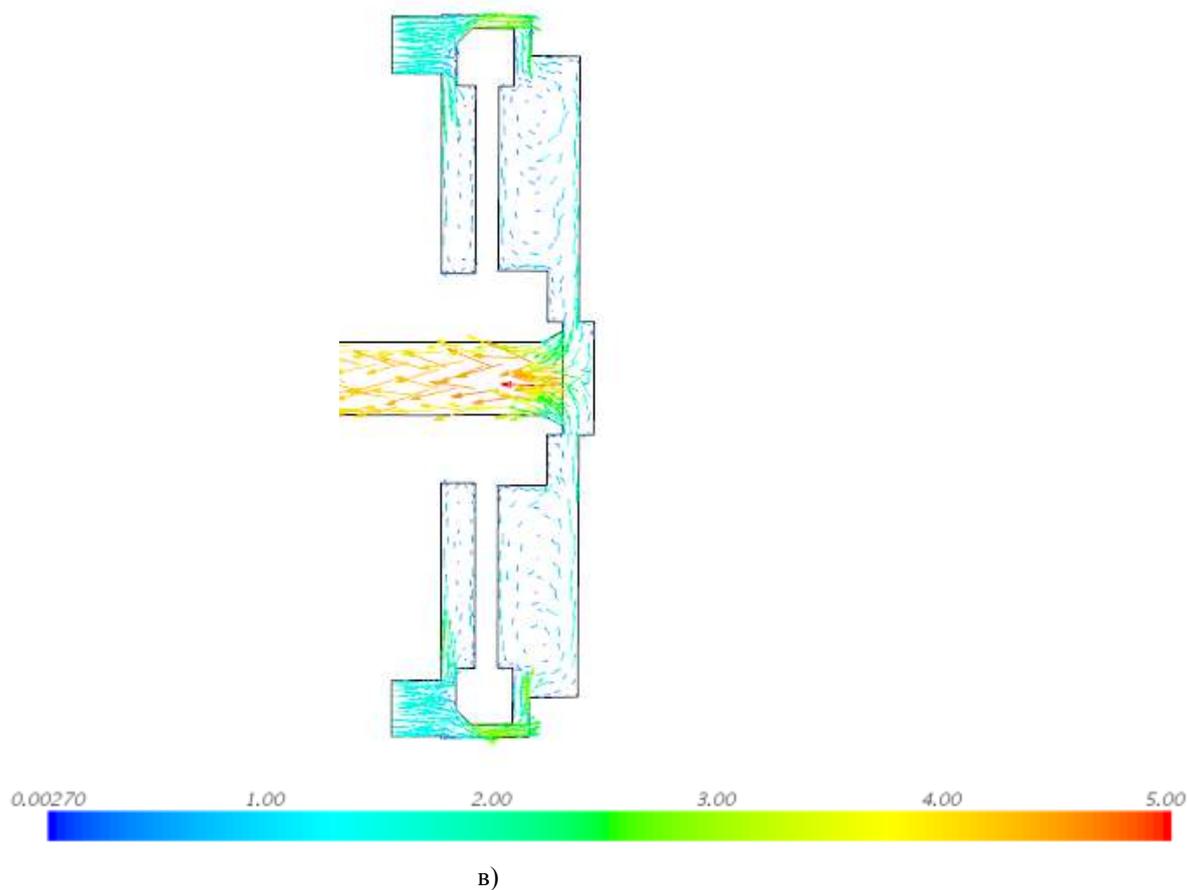


Рис. 6. Поле распределения в пазухе а) турбулентной кинетической энергии; б) давления; в) вектора скорости.

Другим вариантом снижения потерь в пазухе является применение закрытых каналов на статоре, что позволяет реализовать течение собственно в пазухе вообще без потока протекания жидкости, поток проходит в замкнутом объеме между лопатками. Этот вариант конструкции несколько сложнее, поэтому его пока не реализовали в реальной конструкции, однако расчеты подтвердили, что в данном случае потери энергии минимальны.

Заключение

1. Экспериментально и методами гидродинамического моделирования выявлен эффект «запирания» в пазухе с вращающейся стенкой во вспомогательном тракте герметичного насосного агрегата, возникающий вследствие образования макровихревых структур при совпадении двух факторов – большой ширины пазухи и значительного расхода жидкости от периферии к центру.
2. Предложен метод устранения такого эффекта «запирания» путем применения статорных лопаток или закрытых каналов на статоре насосного агрегата, ранее не описанный в литературе;
3. Проведено гидродинамическое моделирование вспомогательных трактов насосного агрегата, подтвердившее эффективность предложенного метода.

Список литературы

1. Байбиков А.С., Караханьян В.К. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. М.: Машиностроение, 1982. 113 с.
2. Буренин В.В., Гаевик Д.Т., Дронов В.П., Иванов В.В. Конструкция и эксплуатация центробежных герметичных насосов. М.: Машиностроение, 1977. 152 с.
3. Жарковский А.А., Поспелов А.Ю. Использование 3D методов для расчета течения, прогнозирования характеристик и оптимизации формы проточных частей гидравлических турбин // Гидротехническое строительство. 2014. № 11. С. 36-41.
4. Краев М.В., Овсянников Б.В., Шапиро А.С. Гидродинамические радиальные уплотнения высокооборотных валов. М.: Машиностроение, 1976. 103 с.
5. 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. Спец. вып.: Работы студентов и молодых ученых МГТУ им. Н.Э. Баумана. С. 6-9.
6. Ломакин В.О., Чабурко П.С. Влияние закрутки потока на гидравлический КПД насоса // Инженерный вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана: Электрон. журн. 2015. № 10. С. 20-25. Режим доступа: <http://engbul.bmstu.ru/doc/820781.html>, дата обращения 27.04.2017.
7. Ломакин В.О., Черемушкин В.А. Теоретическое описание и численное моделирование работы гидродинамической муфты // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана: электрон. журн. 2016. № 3. С. 197-210. DOI: [10.7463/0316.0835325](https://doi.org/10.7463/0316.0835325)
8. Субботин С.П. Герметичные насосы с магнитной муфтой: Теория, проектирование, создание, отработка. Минск: Современные знания, 2008. 221 с.
9. Чабурко П.С., Ломакин В.О., Кулешова М.С., Баулин М.Н. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-Тау поиска // Насосы. Турбины. Системы. 2016. № 1 (18). С. 55-61.
10. Lederle Hermetic // www.hermetic-pumpen.com

Using Stator Blades in Accessory Tracts of Hermetic Pumps

V.A. Cheryomushkin^{1,*}, A.I. Petrov¹,
P.S. Chaburko¹

*cheremuha3@yandex.ru

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: hermetic pump, "lock" effect, hollow, CFDA

Centrifugal pumps are the most extensive class of dynamic hydraulic machines, which are commonly used. So-called hermetic pumps, which possess a number of calculation and design features, stand apart among these machines. Rather complicated task is to calculate internal tracts of the hermetic pump, which are used to cool and lubricate its units. The article is concerned with this calculation, namely, the study of the hollow flow. In designing the hermetic pump, when simulating the flow through the accessory tracts, a so-called "lock" effect was detected between the rotor end and the side cover. This effect is caused by a macro-vortex formed in the hollow, which resulted in a significant pressure drop at the inlet of the shaft opening. Such a pressure drop leads to reducing fluid flow through the accessory tracts, which can cause overheating and failure of the engine and bearing units. In view of the large width of the hollow under consideration, to describe theoretically its flow is difficult. Therefore, a numerical simulation is the most accurate way to determine the impact degree of the macro-vortex on the flow process. The article shows a mathematical model used in computer modeling. Presents the images of a flowing part of the accessory tracts and the computation mesh. Also, gives the models to construct a mesh and the boundary conditions desirable to provide hydrodynamic calculation. Then, describes the possible ways to eliminate the "block" effect, i.e. to set an additional impeller, completely change the configuration of a flowing part of the internal tracts, as well as to add the stator blades to the side cover. The latter option was chosen, as the most optimal in terms of labor intensity and manufacturability. Further, to compare the nature of the flow with the blades and without them the article shows pressure distribution fields, vectors of velocity, and turbulent kinetic energy values. All the results obtained, including experimental ones, with errors are presented in the summary table.

References

1. Bajbikov A.S., Karakhan'ian V.K. *Gidrodinamika vspomogatel'nykh traktov lopastnykh mashin* [Fluid flow paths of the auxiliary blade machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 113 p. (in Russian).
2. Burenin V.V., Gaevik D.T., Dronov V.P., Ivanov V.V. *Konstruktsiia i ekspluatatsiia tsentrobeznykh germetichnykh nasosov* [Design and operation of hermetically sealed centrifugal pumps]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977. 152 p. (in Russian).
3. Zharkovskij A.A., Pospelov A.Yu. Use of 3D methods for flow analysis, prediction of characteristics and optimization of the shape of settings of hydraulic turbines. *Power Technology and Engineering*, 2015, vol. 49, no. 1, pp. 27-32. DOI: [10.1007/s10749-015-0568-4](https://doi.org/10.1007/s10749-015-0568-4)
4. Kraev M.V., Ovsiannikov B.V., Shapiro A.S. *Gidrodinamicheskie radial'nye uplotnenia vysokooborotnykh valov* [Hydrodynamic radial seal high-speed shafts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 103 p. (in Russian).
5. Lomakin V.O., Petrov A.I. Verification of computation results of the AX 50-32-200 centrifugal pump wet part in the software package STAR CCM+. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenij. Mashinostroenie* [Proc. of Higher Educational Institutions.Machine Building], 2012, suppl., pp. 6-9 (in Russian).
6. Lomakin V.O., Chaburko P.S. The influence of swirling flow in hydraulic pump efficiency. *Inzhenernyj vestnik MGTU im. N.E. Baumana* [Engineering Bulletin], 2015, no. 10, pp. 20-25. Available at: <http://engbul.bmstu.ru/doc/820781.html>, accessed 27.04.2017 (in Russian).
7. Lomakin V.O., Cheremushkin V.A. Theoretical description and numerical simulation of the hydrodynamic coupling. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education of the Bauman MSTU], 2016, no. 3, pp. 197-210. DOI: [10.7463/0316.0835325](https://doi.org/10.7463/0316.0835325) (in Russian)
8. Subbotin S.P. *Germetichnye nasosy s magnitnoj muftoj: Teoriia, proektirovanie, sozdanie, otrabotka* [Sealed pumps with magnetic coupling: Theory, design, construction, testing]. Minsk: Sovremennye Znaniia Publ., 2008. 221 p. (in Russian).
9. Chaburko P.S., Lomakin V.O., Kuleshova M.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(18), pp. 55-61 (in Russian).
10. Lederle Hermetic. www.hermetic-pumpen.com