

УДК 52-17:621.671

В.О. Ломакин¹, e-mail: lomakin@bmstu.ru; **П.А. Кукушкин¹**, e-mail: kukushkinpa@mail.ru

¹ ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана» (Москва, Россия).

Анализ результатов моделирования контуров охлаждения магнитной муфты и экспериментальных данных

В статье представлены результаты моделирования контуров охлаждения магнитной муфты герметичных насосных агрегатов с приводом через магнитную муфту. Описана работа контура охлаждения магнитной муфты и подшипников скольжения. Представлены уравнения, лежащие в основе численного моделирования контуров охлаждения. Проанализированы результаты параметрических испытаний герметичного полупогружного одноступенчатого насоса в стендовых условиях, а также испытаний контура охлаждения магнитной муфты герметичного насоса в стендовых условиях с замером объемного расхода через контур охлаждения и давления в характерных точках. Описана модель контура охлаждения. Проведено численное моделирование контура охлаждения в STAR-CCM+. По результатам анализа численного моделирования и эксперимента зафиксирована разница данных, не превышающая 10 %. Построены графики зависимости расхода через контур охлаждения и давления в характерной точке контура охлаждения от давления нагнетания при постоянном давлении на входе. Сделан вывод о важности учета в математической модели контура охлаждения магнитной муфты системы уравнивания осевой силы и щелевого уплотнения рабочего колеса.

Созданная численная модель контура охлаждения магнитной муфты позволяет с достаточной степенью точности вычислять расход через контур охлаждения магнитной муфты, давление в характерных точках. Сходимость результатов моделирования с экспериментальными данными дает возможность проводить многокритериальную оптимизацию контура охлаждения на основе численного эксперимента.

Ключевые слова: контур охлаждения магнитной муфты, герметичный насос, магнитная муфта, эксперимент, гидродинамическое моделирование, CFD.

.....

В.О. Ломакин¹, e-mail: lomakin@bmstu.ru; **П.А. Кукушкин¹**, e-mail: kukushkinpa@mail.ru

¹ Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Bauman Moscow State Technical University" (Moscow, Russia).

Analysis of the Results of Modeling the Cooling Circuit of Magnetic Coupling and Experimental Data

The article presents simulation results for cooling circuits of magnetic couplings in hermetically sealed magnetic-drive pumps. The operation of cooling circuits for a coupling and sliding bearings is described. The article shows equations on which numerical simulation of cooling circuits are based. The data analysis is given for the parametric bench tests of the hermetically sealed semi-submersible single-stage pump and cooling circuits of the magnetic coupling in hermetically sealed pumps, with volumetric rate of flow through the cooling circuit and pressure at characteristic points being measured. The model of the cooling circuit is described. Numerical simulation of the cooling circuit in STAR-CCM+ has been carried out. The numerical simulation and experiment analysis has resulted in the data difference of no higher than 10%. The graphs of cooling circuit flow and characteristic point pressure versus injection pressure at constant inlet pressure have been built. The article concludes with the importance of considering the balance system of axial force and impeller slit gasket in the mathematical model of a coupling cooling circuit. The numerical model built allows to perform satisfactory calculations of the coupling cooling circuit flow and characteristic point pressure. Convergence of simulation with experimental data makes it possible to carry out multicriteria optimization of a cooling circuit on the basis of a numerical experiment.

Keywords: cooling circuit of magnetic coupling, hermetic pump, magnetic coupling, test, hydraulic simulation, CFD.

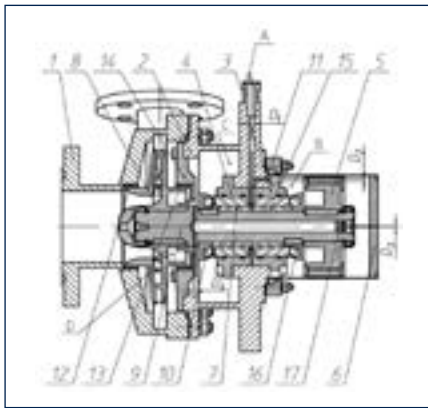


Рис. 1. Герметичный насос:

1 – улитка; 2 – щит; 3, 4 – узлы подшипника; 5 – внутренняя магнитная полумуфта; 6 – экран; 7, 15 – втулки подшипника; 8 – колесо рабочее; 9 – вал; 10, 16 – пяты; 11 – фланец; 12, 13 – бронзовые втулки щелевого уплотнения; 14 – крышка проточной части; 17 – жиклер; А – вход в контур охлаждения; В – полость под экраном; С – полость; D – выход из контура охлаждения; D_1, D_2, D_3, D_4 – диаметры каналов, мм

Fig. 1. Hermetic pump:

1 – volute; 2 – case; 3, 4 – bearing units; 5 – internal magnetic coupling; 6 – shell; 7, 15 – bearing bushings; 8 – impeller; 9 – shaft; 10, 16 – thrust bearings; 11 – flange; 12, 13 – slotted bronze bushings; 14 – flow cap; 17 – throttle; A – cooling circuit input; B – cavity under shell; C – cavity; D – cooling circuit output; D_1, D_2, D_3, D_4 – bores diameters, mm

Широкое применение герметичных насосов с приводом через магнитную муфту обусловлено рядом преимуществ этого типа насосов по сравнению с насосами с уплотнениями. К преимуществам, в частности, относятся отсутствие утечек, запахов, выделений, простота обслуживания, а также сокращение временных затрат на проведение ремонтов. Наиболее широко насосы применяются в нефтегазовой отрасли (для перекачки газового конденсата, сжиженных углеводородных газов, широкой фракции легких углеводородов, метанола, диэтиленгликоля, ингибиторов), а также в химической промышленности (для перекачки кислот, щелочей).

УСТРОЙСТВО НАСОСА ЦМП25/50-Е-1-3,7-11-У2

Схема устройства насоса, изученного в рамках исследования, результаты которого представлены в данной статье, показана на рис. 1. Охлаждение магнитной муфты и подшипников скольжения осуществляется частью перекачиваемой жидкости, отбираемой с линии нагнетания. С нагнетательного патрубка (не показан на рис. 1) жидкость поступает через канал с диаметром D_1 на вход в контур охлаждения А, а затем делится на два потока. Первый идет на охлаждение подшипников скольжения, состоящих из узлов подшипника 3 и 4, втулок 7 и 15, пят 10 и 16. Второй по каналу диаметром D_2 идет под экран б в полость В, затем через кольцевой канал между экраном б и внутренней магнитной полумуфтой 5, через жиклер 17 диаметром D_3 в осевой канал вала 9, далее через радиальные каналы вала 9 диаметром D_4 в полость С, откуда через кольцевую щель между крышкой проточной части 14 и ступицей рабочего колеса 8 поступает в полость разгрузки D и смешивается с перекачиваемой жидкостью [1].

Основной элемент данного типа насосов – магнитная муфта. Надежность ее работы в значительной степени определяет надежность работы всего насоса. При работе герметизирующий экран б оказывается во вращающемся магнитном поле, образованном постоянными магнитами внутренней 5 и наружной магнитных полумуфт. Экран изготовливается из сплавов с относительно высоким удельным электрическим сопротивлением (титан, никелевые сплавы, нержавеющие стали), что позволяет сократить потери от возникающих в экране б токов Фуко и обеспечить высокие прочностные свойства. Безотказная работа магнитной муфты обеспечивается при полном отводе тепла, выделяющегося в экране б с нагревом перекачиваемой жидкости не выше температуры кипения при фактическом давлении. Кроме того, в кольцевом ка-

нале между экраном б и внутренней магнитной полумуфтой 5 недопустимо появление газовых пузырей, которые могут выделяться из перекачиваемой жидкости при ее нагреве в щелевом канале, содержаться в растворенном виде в жидкости на входе в насос и скапливаться в период простоя оборудования [2].

Одним из элементов, определяющих надежность работы насоса, являются гидродинамические подшипники скольжения 3, 4, 7, 15, 10, 16. В герметичном насосе невозможно организовать принудительную смазку маслом: подшипники работают в перекачиваемой жидкости. Одним из наиболее сложных условий эксплуатации, для которых используются герметичные насосы с магнитной муфтой, является перекачка

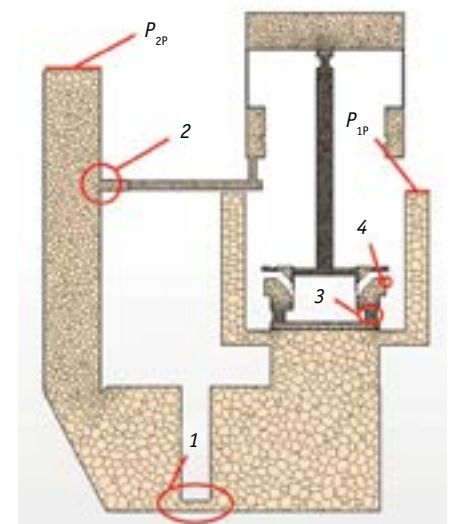


Рис. 2. Разрез 3D-модели контура охлаждения магнитной муфты и сетки в программе STAR CCM+:

1 – дроссель; 2 – тройник; 3 – каналы разгрузки рабочего колеса; 4 – щелевое уплотнение; P_{1p} – давление на входе в насос; P_{2p} – давление на выходе из насоса

Fig. 2. Sectional elevation 3D-model of auxiliary cooling circuit of a magnetic coupling and grid in STAR CCM+:

1 – throttle; 2 – tee; 3 – discharge channels of the impeller; 4 – slit seal; P_{1p} – pump intake pressure; P_{2p} – pump discharge pressure

Ссылка для цитирования (for citation):

Ломакин В.О., Кукушкин П.А. Анализ результатов моделирования контуров охлаждения магнитной муфты и экспериментальных данных // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2019. № 1–2. С. 58–63.

Lomakin V.O., Kukushkin P.A. Analysis of the Results of Modeling the Cooling Circuit of Magnetic Coupling and Experimental Data. Territorija "NEFTEGAS" = Oil and Gas Territory, 2019, No. 1–2, P. 58–63. (In Russian)

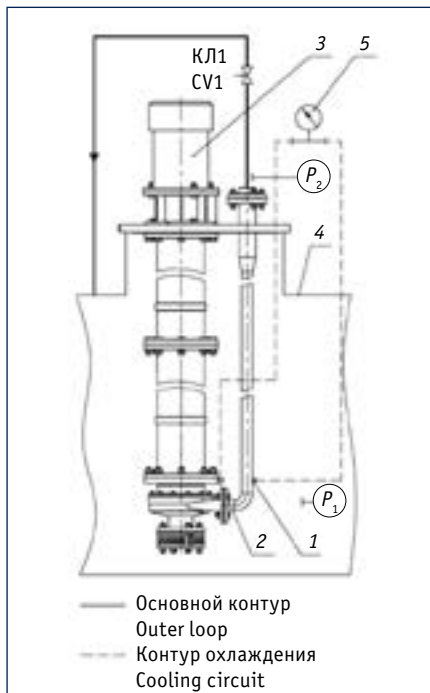


Рис. 3. Схема испытательного стенда: КЛ1 – регулирующий клапан; P_1 – давление в емкости, МПа; P_2 – давление на нагнетании, МПа; 1 – место заборa жидкости с линии нагнетания насоса; 2 – место подачи жидкости в контур охлаждения; 3 – агрегат электронасосный; 4 – емкость; 5 – водосчетчик

Fig. 3. Schematic representation of the test bench: CV1 – control valve; P_1 – pressure in the tank, МПа; P_2 – inlet pressure, МПа; 1 – intake of liquid from the pump discharge line; 2 – flow of a fluid in the cooling circuit; 3 – electric pump; 4 – tank; 5 – water meter

легкокипящих углеводородов с низкой вязкостью. Максимально эффективно радиальный и осевой или радиальный подшипник скольжения охлаждается и смазывается при наибольшем перепаде давления. При этом левый подшипник скольжения (4, 7, 10) работает при максимальном перепаде давления, равном давлению, созданному насосом, тогда как правый подшипник (3, 15, 16) работает с перепадом давления между полостями А и В. Значение давления в полости В недопустимо максимально приближать к значению давления в полости D, так как появляются риски закипания перекачиваемой жидкости в кольцевом канале между экраном б и внутренней магнитной полумуфтой 5.

Следовательно, необходимо искать баланс для обеспечения лучших рабочих условий двух элементов одновременно. Дополнительные способы повышения надежности герметичных насосов описаны в [3, 4].

Контур охлаждения герметичных центробежных насосов исследован в [5], где были систематизированы основные элементы контура охлаждения (каналы осевые, радиальные, вращающиеся осевые и радиальные, кольцевые с вращающимися и неподвижными стенками) и было предложено контур охлаждения рассматривать в виде схемы гидравлического замещения, состоящей из перечисленных элементов. С частью выводов автора работы [5] согласиться нельзя, к примеру с тем, что потерями в герметизирующем экране можно пренебречь: опыт производства насосов разной мощности (от 2,2 до 630 кВт) с приводом через магнитную муфту свидетельствует о том, что тепловые потери от вихревых токов составляют 4–9 % потребляемой мощности. Кроме того, одним из выводов [5] является невозможность использования численного эксперимента для решения исследовательских и оптимизационных задач, тогда как в данной статье описан численный метод исследования контура охлаждения, подтвержденный экспериментальными данными.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Объектом, на котором проводились исследования, была магнитная муфта с герметизирующим титановым экраном, рассчитанная на передачу мощности 22 кВт при 2970 об/мин. Габариты магнитной муфты, число магнитов, схема их расположения выбраны по методике, предложенной автором [6]. Величина крутящего момента рассчитана по методике, предложенной автором [7]. Расчетная схема контура охлаждения магнитной муфты представлена на рис. 2. Исходными данными являются: P_{1P} – давление на входе в насос, МПа; полость D (выход из контура охлаждения магнитной муфты); P_{2P} – давление на выходе из насоса, МПа; полость А (вход в контур охлаждения магнитной муфты); P_{3P} – давление под экраном б полости В, МПа; $Q_{охл}$ – расход через

контур охлаждения, м³/ч; D_1, D_2, D_3, D_4 – диаметры каналов контура охлаждения, мм.

Метод численного моделирования основан на решении аналогов базовых уравнений гидродинамики.

Для начала решим уравнение сохранения массы (неразрывности):

$$\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0, \quad (1)$$

где \tilde{u}_j – осредненная скорость жидкости, м/с, в проекции на j -ю ось ($j = 1, 2, 3$); x_j – декартовы координаты, м.

Далее решим уравнение изменения количества движения (осреднение по Рейнольдсу) в стационарной постановке:

$$\rho \left[\tilde{u}_j \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right] = -\frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\tilde{T}_{ij}^{(v)} - \rho \langle u_i u_j \rangle \right], \quad (2)$$

где \tilde{p} – осредненное значение давления, МПа; $\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{s}_{ij}$ – тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;

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

формации; $\rho \langle u_i u_j \rangle$ – Рейнольдсовы напряжения; ρ – плотность жидкости, г/л; μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с.



Рис. 4. Агрегат электронасосный ЦМП на испытательном стенде

Fig. 4. Electric pump TsMP on the test bench

Таблица 1. Экспериментальные и расчетные данные по конфигурациям контура охлаждения
Table 1. Circuit cooling configuration testing and estimated data

№ рабочей точки Operating point number	Конфигурация контура Circuit configuration				Экспериментальные данные Testing data					Расчетные данные Estimated data				
	$D_{1'}$, мм (mm)	$D_{2'}$, мм (mm)	$D_{3'}$, мм (mm)	$D_{4'}$, мм (mm)	Q , м ³ /ч (m ³ /h)	$P_{2'}$, МПа (MPa)	$P_{1'}$, МПа (MPa)	$P_{3'}$, МПа (MPa)	$Q_{охл}$, м ³ /ч (m ³ /h)	P_{2PR} , МПа (MPa)	P_{1PR} , МПа (MPa)	P_{3PR} , МПа (MPa)	$Q_{охлPR}$, м ³ /ч (m ³ /h)	
1	8	5	7	6	12,07	0,53	0,02	Нет данных Not available	0,88	0,53	0,02	0,30	0,96	
2	8	5	7	6	24,49	0,50	0,02	Нет данных Not available	0,84	0,50	0,02	0,28	0,93	
3	8	5	7	6	37,02	0,40	0,02	Нет данных Not available	0,76	0,40	0,02	0,24	0,80	
4	8	6	7	6	17,00	0,58	0,02	0,37	1,09	0,58	0,02	0,38	1,21	
5	8	6	7	6	43,70	0,58	0,02	0,36	1,13	0,58	0,02	0,38	1,21	
6	8	6	7	6	69,50	0,55	0,02	0,35	1,06	0,55	0,02	0,36	1,17	
7	8	6	7	6	85,20	0,49	0,02	0,32	1,00	0,49	0,02	0,33	1,09	

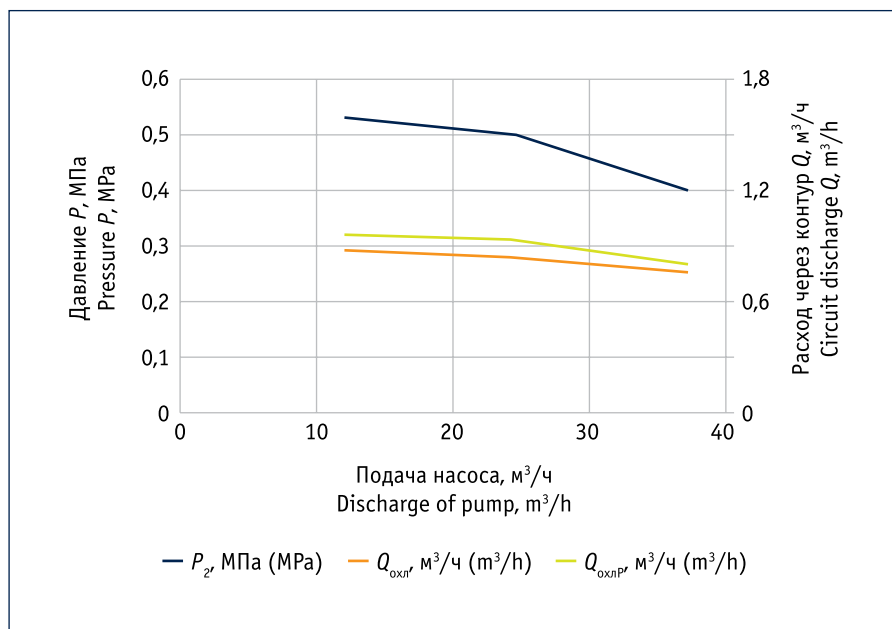


Рис. 5. График зависимости $Q_{охл}$, $Q_{охлPR}$ для насоса ЦМП25/50 относительно Q
Fig. 5. Diagram of $Q_{охл}$, $Q_{охлPR}$ for pump TsMP25/50 compared with Q

Рейнольдсовы напряжения моделировались на основе $k-\omega$ SST-модели (Shear Stress Transport – перенос сдвиговых напряжений) турбулентности, успешно примененной в [8, 9].

Модель (рис. 2) создана с учетом всех потерь в элементах контура. Жидкость входит в модель через трубопровод нагнетания с давлением P_{2PR} . Благодаря искусственному дросселю 1 моделируется давление на входе в насос P_{1PR} или давление в емкости. Граничные условия численной модели – давление на входе и расход на выходе. Таким образом,

перепад давления в смоделированном контуре соответствует фактическим условиям работы. Соответствие было получено с учетом следующих деталей модели:

- потерь в тройнике 2, образованном трубопроводом нагнетания и каналом подачи жидкости в контур охлаждения;
- задания локальной скорости вращения стенок ротора, что позволяет наблюдать эффект запирания в пазухах герметичного насоса [10];
- задания вращения каналам разгрузки рабочего колеса 3;

• задания дополнительной подачи жидкости через щелевое уплотнение рабочего колеса 4 в камеру разгрузки, что увеличивает гидравлические потери. Без учета этих деталей разница между расчетными и экспериментальными данными достигала 60 %.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ

Испытания оборудования проводились на стенде компании ООО «Гидромос», доработанного для испытаний контура охлаждения. На рис. 3 представлена схема стенда, на рис. 4 – фотография электронасосного агрегата ЦМП, установленного на стенде. Исследования проводились на серийном образце электронасосного агрегата ЦМП80/50-E-1-2,7-22-У2, являющемся складским неликвидом, и на серийных ЦМП25/50-E-1-3,7-11-У2 (4 шт.), изготовленных для нужд ООО «Газпром ПХГ» в 2017 г. Агрегаты ЦМП25/50-E-1-3,7-11-У2 (4 шт.) были введены в эксплуатацию в начале 2018 г. и используются для откачки водометанольного раствора из дренажных емкостей. За время эксплуатации насосов замечаний и нареканий к работоспособности оборудования по причине конструктивных недостатков не поступало.

В целях измерения расхода через контур охлаждения жидкость по гибкому шлангу подавалась на опорную плиту, проходила через водосчетчик и возвращалась в контур охлаждения герметичного насоса. На втором этапе для испы-

Таблица 2. Разница между экспериментальными и расчетными данными давления и расхода через контур для всех конфигураций контура охлаждения

Table 2. Difference between testing and estimates data of pressure and circuit discharge for all cooling circuit configurations

№ рабочей точки Operating point number	Конфигурация контура Circuit configuration				Разница между экспериментальными и расчетными данными Difference between testing and estimates data	
	D_{1r} , мм (mm)	D_{2r} , мм (mm)	D_{3r} , мм (mm)	D_{4r} , мм (mm)	ΔP_{3r} , %	$\Delta Q_{охлr}$, %
1	8	5	7	6	Нет данных Not available	8,33
2	8	5	7	6	Нет данных Not available	9,68
3	8	5	7	6	Нет данных Not available	5,00
4	8	6	7	6	2,63	9,92
5	8	6	7	6	5,26	6,61
6	8	6	7	6	2,78	9,40
7	8	6	7	6	3,03	8,26

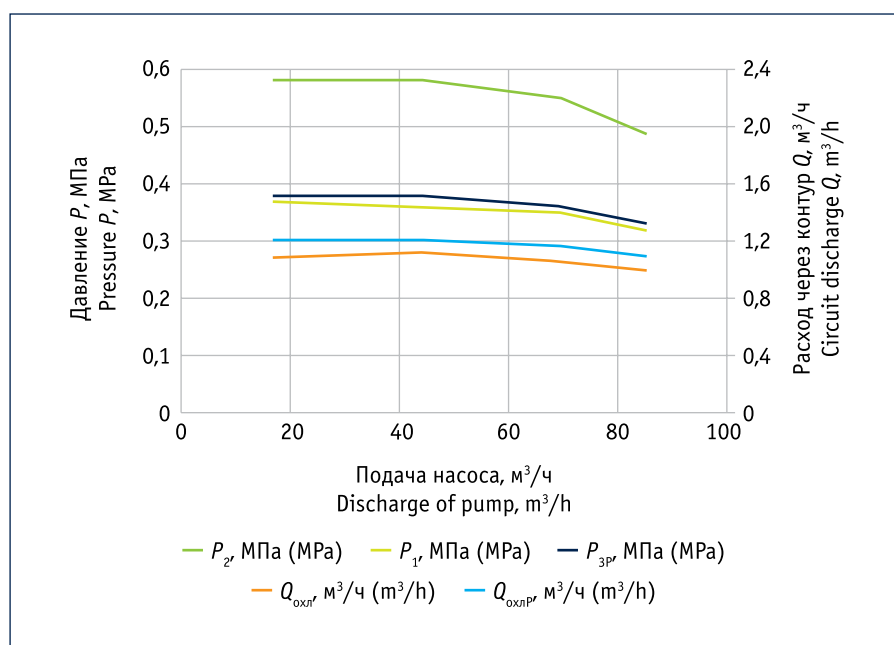


Рис. 6. График зависимости P_{3r} , P_{3pr} , $Q_{охлr}$, $Q_{охлpr}$ для насоса ЦМП80/50 относительно Q
Fig. 6. Diagram of P_{3r} , P_{3pr} , $Q_{охлr}$, $Q_{охлpr}$ for pump TsMP80/50 in depending Q

таний агрегата к полости под экраном был подключен манометр, измерявший давление в полости B (рис. 1). В рамках исследования испытывались герметичные насосы с двумя конфигурациями контура охлаждения. Данные зафиксированы в семи рабочих точках. Результаты испытаний представлены в табл. 1.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА

Расчет проводился для моделей контуров в указанных конфигурациях (значения D_{1r} , D_{2r} , D_{3r} , D_{4r}) и при соот-

ветствующих значениях давления в программном пакете STAR CCM+. Порядок получения численного решения следующий. P_{2pr} – давление на входе в модель (рис. 2) – устанавливалось равным давлению нагнетания P_{2r} , полученному при испытаниях на стенде. Затем изменением скорости на выходе из модели (аналогично расходу насоса Q) устанавливался режим с давлением P_{1pr} равным давлению на входе в насос – P_{1r} . При этом фиксировались расчетные значения давления под экраном в полости B (рис. 1) – P_{3pr} , а также расход

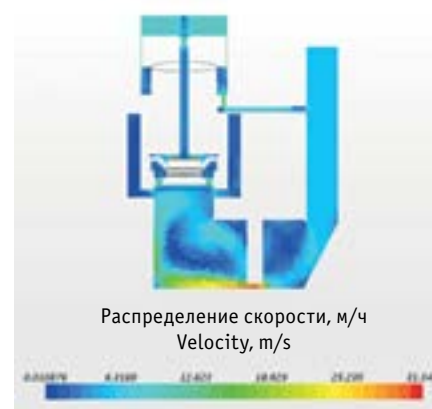


Рис. 7. Распределение скорости в контуре охлаждения ЦМП80/50 для конфигурации № 7
Fig. 7. Velocity in cooling circuit TsMP80/50 for the configuration No. 7

через контур охлаждения $Q_{охлpr}$. Расчеты проводились в стационарной постановке. В табл. 1 представлены экспериментальные и расчетные данные по семи конфигурациям контура охлаждения.

На основании данных табл. 1 составлены графики зависимости экспериментальных и расчетных значений $Q_{охлr}$, $Q_{охлpr}$ для насоса ЦМП25/50 (конфигурации № 1–3) (рис. 5) и P_{3r} , P_{3pr} , $Q_{охлr}$, $Q_{охлpr}$ для насоса ЦМП80/50 для конфигурации № 4–7) (рис. 6) относительно Q .

По рис. 5 и 6 можно сделать вывод, что расчетные значения расхода $Q_{охлpr}$ и давления P_{3pr} охлаждения оказались несколько ниже, чем экспериментальные, однако характер изменения величин в зависимости от рабочей точки насоса



Рис. 8. Распределение давления в контуре охлаждения ЦМП80/50 для конфигурации № 7
Fig. 8. Pressure in cooling circuit TsMP80/50 for the configuration No. 7

Q/P_2 у экспериментальных и расчетных данных совпадает. В табл. 2 зафиксирована относительная разница между измеренными $P_{зр}$, $Q_{охл}$ и рассчитанными значениями $P_{зр}$, $Q_{охлр}$ для всех конфигураций, не превышающая 10 %.

На рис. 7 для наглядности представлено распределение скорости, на рис. 8 – распределение давления для модели контура охлаждения (конфигурация № 7).

Выводы

По результатам экспериментального исследования и математического моделирования двух вариантов контура создана модель, позволяющая с доста-

точной степенью точности вычислить расход через контур охлаждения магнитной муфты и давление в характерных точках. При этом разница между расчетными и экспериментальными данными не превышает 10 %. Сделан вывод о важности учета в модели контура охлаждения таких элементов, как система уравнивания осевой силы и щелевое уплотнение рабочего колеса. Предложенная модель расчета контура охлаждения позволяет говорить о возможности ее использования для многокритериальной оптимизации контура охлаждения проектируемых насосов с приводом через магнитную муфту.

Литература:

1. Кукушкин П.А. Герметичные центробежные насосные агрегаты с приводом через магнитную муфту // Инженерный вестник. 2015. № 8. С. 1–6.
2. Субботин С., Каштанов А. О надежности герметичных насосных агрегатов с магнитной муфтой в нефтехимической отрасли // Насосы и оборудование. 2014. № 1 (84). С. 41–43.
3. Кукушкин П.А. Надежность и безопасность эксплуатации как основные преимущества герметичных насосов производства ООО «Гидромос» // Химическая техника. 2017. № 2. С. 14–15.
4. Магнитная муфта для привода лопастных гидромашин: патент 170819 Российская Федерация, МПК H02K 49/10, F04B 39/06; заявитель и патентообладатель П.А. Кукушкин; № 2017101019; заявл. 12.01.2017; опубл. 11.05.2017, Бюл. № 14.
5. Зуева Е.Ю. Исследование гидро- и термодинамических процессов течения вязкой жидкости в щелевых каналах трактов смазки и охлаждения герметичных насосных агрегатов и формирование алгоритмов их расчета: дисс. ... канд. техн. наук. М.: Моск. энергет. ин-т, 2007. 310 с.
6. Субботин С.П. Создание и совершенствование нового поколения герметичных динамических насосов с магнитной муфтой типа ГДМ. Минск, 2008. 156 с.
7. Красильников А.Я., Красильников А.А. Определение крутящего момента цилиндрической магнитной муфты // Вестник машиностроения. 2009. № 6. С. 16–19.
8. Ломакин В.О., Кукушкин П.А., Крылов В.И. Модернизация вспомогательного контура охлаждения магнитной муфты // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2017. № 7–8. С. 84–90.
9. Ломакин В.О., Черемушкин В.А. Влияние формы лопастей рабочего колеса на напор центробежного насоса // Инженерный вестник: электронный научно-технический журнал. 2016. № 1 [Электронный источник]. Режим доступа: <http://engsi.ru/doc/832881.html> (дата обращения: 04.02.2018).
10. Черемушкин В.А., Петров А.И., Чабурко П.С. Применение статорных лопаток во вспомогательных трактах герметичных насосов // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. 2017. № 2. С. 1–12.

References:

1. Kukushkin P.A. Hermetically Sealed Centrifugal Magnetic-Drive Pumping Units. Inzhenernyi vestnik = Engineering Bulletin, 2015, No. 8, P. 1–6. (In Russian)
2. Subbotin S., Kashtanov A. On the Reliability of Leak-Proof Pumping Units with a Magnetic Coupling in the Petrochemical Industry. Nasosy i oborudovanie = Pumps and Equipment, 2014, No. 1 (84), P. 41–43. (In Russian)
3. Kukushkin P.A. Operation Reliability and Safety as Major Advantages of Hidromos LLC Hermetic Pumps. Khimicheskaya tekhnika = Chemical Engineering, 2017, No. 2, P. 14–15. (In Russian)
4. Magnetic Coupling to drive Vane-Type Hydromachine – patent 170819 Russian Federation, IPC H02K 49/10, F04B 39/06; applicant and patent holder P.A. Kukushkin; No. 2017101019; applied January 12, 2017; published May 11, 2017, Bul. No. 14. (In Russian)
5. Zuyeva Ye.Yu. Examination of Hydro- and Thermodynamic Processes of Viscous Fluid Flow in the Channels of Lubrication and Cooling Systems of Hermetically Sealed Pump Units and Development of Their Design Algorithms: Ph.D. thesis in Engineering Science. Moscow, Moscow Energy Institute, 2007, 310 p. (In Russian)
6. Subbotin S.P. Creation and Improvement of a New Generation of Leak-Proof Dynamic Pumping Units with a Magnetic Coupling (Hydraulic Agitator Type). Minsk, 2008, 156 p. (In Russian)
7. Krasilnikov A.Ya., Krasilnikov A.A. Torque Testing of Cylindrical Magnetic Coupling. Vestnik mashinostroeniya = Russian Engineering Research, 2009, No. 6, P. 16–19. (In Russian)
8. Lomakin V.O., Kukushkin P.A., Krylov V.I. Modernization of Auxiliary Cooling Circuit of a Magnetic Coupling. Territorija "NEFTEGAS" = Oil and Gas Territory, 2017, No. 7–8, P. 84–91. (In Russian)
9. Lomakin V.O., Chermushkin V.A. Impeller Vane Style Effect on Centrifugal Pump Head. Inzhenernyi vestnik = Engineering Bulletin: electronic scientific and technical journal, 2016, No. 1 [Electronic source]. Access mode: <http://engsi.ru/doc/832881.html> (access date – February 4, 2019). (In Russian)
10. Cheryomushkin V.A., Petrov A.I., Chaburko P.S. Using Stator Blades in Accessory Tracts of Hermetic Pumps. Mashiny i ustanovki: proektirovanie, razrabotka i ekspluatatsiya = Machines and Plants: Design and Exploiting, 2017, No. 2, P. 1–12. (In Russian)