ОПЫТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОГРУЖНОГО НАСОСА ПРИ УСТАНОВКЕ ОХЛАЖДАЮЩЕГО КОЖУХА

Курбонов Ойбек Мухамматкулович
Докторант Навоийского государственного горно-технологического университета
Атакулов Лазизжон Неъматович
Заведующий кафедры «Горная электромеханика» Навоийского государственного горно-технологического университета
Сафарова Мафтуна Давроновна
Докторант Навоийского государственного горно-технологического университета

Аннотация. В статье рассмотрены вопросы негативного влияние повышение температуры двигателя погружного насоса. Изучены распространенные причины выхода из строя электродвигателя погружных насосов. Разработано техническое решение для повышения эффективности охлаждение двигателя погружного насоса. Вычислено тепловой расчет погружного электродвигателя. Определено значение изменение температуры двигателя погружного насоса при изменении скорости потока жидкости. Смоделировано погружной насос в программным обеспечение KOMPAS. Произведён опытно-экспериментальные работы по исследование изменение скорости проточного охлаждение рекомендуемого охлаждающего кожуха в программе SolidWorks.

Ключевые слова: погружные центробежные насосы, скважина, повышения температуры, пластовой жидкость, перегрев, охлаждении насоса, эффективности работы, охлаждающие кожухи, скорость обтекания двигателя насоса, тепловой расчет, изменение температуры двигателя, моделирование в программных обеспечениях.

Annotation. The article deals with the issues of negative influence of submerged pump motor temperature increase. Common reasons of failure of electric motor of submersible pumps are studied. The technical solution to improve the efficiency of cooling of the submersible pump motor is developed. The thermal calculation of the submersible electric motor is calculated. The value of temperature change of the submersible pump motor at the change of liquid flow rate is determined. Modelled submersible pump in KOMPAS software. Experimental work on research of change of speed of flow cooling of recommended cooling casing in SolidWorks programme is made.

ISSN 3030-3907

Keywords: submersible centrifugal pumps, well, temperature rise, formation fluid, overheating, pump cooling, efficiency of work, cooling casings, flow velocity of pump motor, thermal calculation, motor temperature change, modelling in software.

Annotatsiya. Maqolada cho‘kma nasos dvigatelining harorati oshishining salbiy ta’siri ko'rib chiqiladi. Cho‘kma nasos elektrodvigatelini ishdan chiqishining eng ko‘p tarqalgan sabablari o‘rganildi. Cho‘kma nasos elektrodvigatelini sovutish samaradorligini oshirish uchun texnik yechim ishlab chiqildi. Cho‘kma nasos elektrdvigatelining termal hisobi hisoblab chiqilgan. Suyuqlik oqimi tezligi o'zgarganda, cho‘kma nasos dvigatelining harorat o‘zgarishi qiymati aniqlanadi. Cho‘kma nasos KOMPAS dasturi yordamida modellashtirildi. SolidWorks dasturida tavsiya etilgan sovutish g‘ilofini qo‘llaganda oqim sovutish tezligi o‘zgarishini o‘rganish uchun eksperimental ish olib borildi.

Kalit so‘zlar: cho‘kma markazdan qochma nasoslar, quduq, haroratning oshishi, qatlam suyuqligi, kuyish, nasosni sovutish, ish samaradorligi, sovutish g‘ilofi, nasos dvigateli oldidagi oqim tezligi, termal hisoblash, dvigatel harorati o'zgarishi, dasturiy ta'minotda modellashtirish.

Введение

Погружные центробежные насосы составляют группу, отличающуюся по конструкции от обычных насосов с горизонтальным расположением вала. Вертикальное расположение насоса в колодце или скважине предопределило такие конструктивные решения, как восприятия гидравлической нагрузки, расположение и смазку подшипников, конфигурацию и размеры деталей насоса, и их компоновку.

Электронасос представляет собой моноблок, объединяющий центробежный насос и погружной электродвигатель. Раствор из скважины на поверхность подается по колонне раствороподъемных труб.

Повышенная температура пластовой жидкости неблагоприятно влияет на работу погружного насоса. В частности, сам факт повышенной температуры пласта, свидетельствует о порции подведённой энергии к составным частям ПН, которая в свою очередь приводит к повышенной диссоциации скважной жидкости, то есть распаду сложных химических соединений на составляющие компоненты и элементы. Что способствует общему увеличению скорости реакции пластовой жидкости с элементами ПН, а, следовательно, и увеличению скорости коррозии металла.

АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРЫ. Распространенные причины выхода из строя электродвигателя погружных насосов связаны с его перегревом. Возникает при недостаточном охлаждении насоса проточной водой –

ISSN 3030-3907

например, при установке узкого насоса в скважину со слишком большого диаметра или, что еще хуже, в вырытый колодец. При диаметре скважины чуть больше, чем у насоса, вода охлаждает корпус устройства, предохраняя его от перегрева. Однако при отсутствии движения воды вокруг насоса двигатель во время работы нагревает окружающую жидкость, что приводит к перегреву двигателя и сокращению срока его службы. Предполагается, что разница между внутренним диаметром скважины и диаметром насоса должна быть не менее 4 мм и не более 100 мм.

Повышение эффективности работы насосных установок решается разработкой и применением технических решений по повышению работоспособности и коэффициента использования их. [1,2,3]

Задачей устройства является повышение эффективности работы электропогружных насосных установок на основе предворошение перегрева двигателя их.

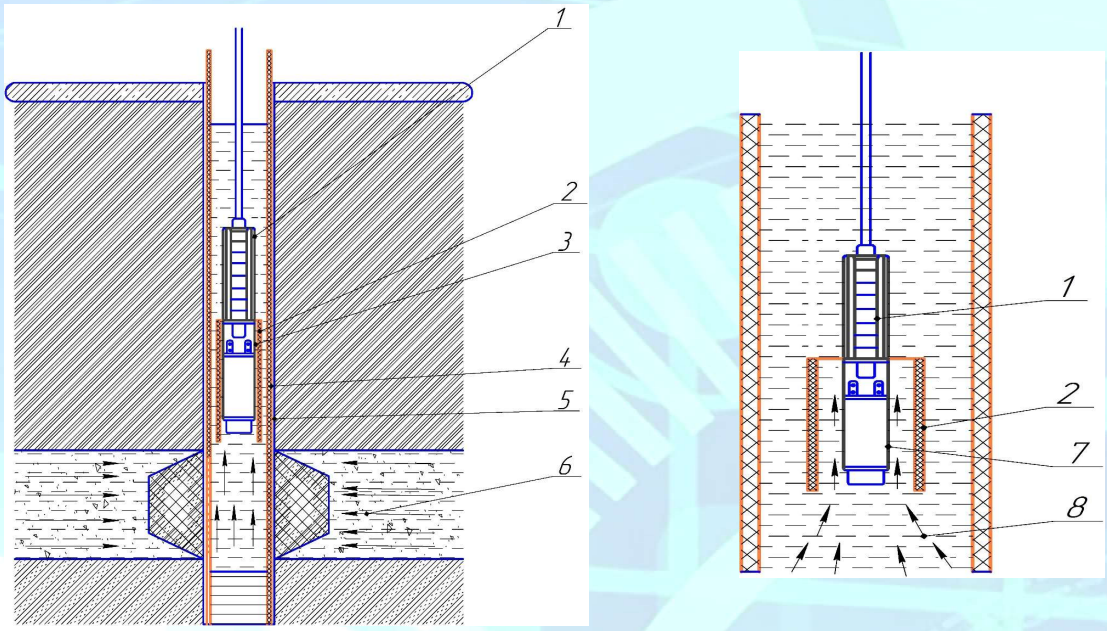
Поставленная задача достигается тем, что на верхней части патрубка всасывание жидкости погружного насоса устанавливается охлаждающий кожух. При поступлении в устройство жидкости проходит близко к двигательной части, с этим увеличивается скорость притока жидкости, поступающего на насос.

Охлаждающие кожухи рекомендуется устанавливать в тех случаев, когда степень охлаждения электродвигателя недостаточна. Это обеспечивает больший ресурс двигателя. Охлаждающие кожухи устанавливают в тех случаях, когда:

- скважинного насоса очень высокая тепловая нагрузка вследствие, например, асимметрии тока, работы «всухую», перегрузки, высокой температуры окружающей среды, плохого охлаждения.
- перекачивают агрессивные жидкости, поскольку при повышении температуры на 10°C скорость коррозии удваивается. [4]

МЕТОДОЛОГИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ. Охлаждающий кожух поясняется чертежами, приведёнными на двух фигурах, где на рис.1а изображено общий вид скважине, который находится погружной насос с охлаждающим кожухом, на рис.1б показана схема принципа работы, предлагаемого устройство.

ISSN 3030-3907



а) б)

Рис. 1 Общий вид скважине и принцип работы охлаждающего кожуха в технологических скважинах, оборудованных погружным насосом. ***а) общий вид скважине б) схема принципа работы, предлагаемого устройство;*** *1 - погружной насос, 2 - охлаждающий кожух, 3- всасывающий патрубок погружного насоса, 4 - обсадная труба, 5 - технологическая скважина, 6 - пласт - который находится жидкость, 7 - двигательный часть погружного насоса, 8 – направление движение жидкости.*

Охлаждающий кожух прикреплён на верхней части всасывающего патрубка, при этом её длина превышает длину двигателя насосного агрегата на 20-50 см. Между насосным агрегатом и глухой трубы по диаметру оставляется зазор 20-30 мм.

Если скорость обтекания двигателя насоса меньше, чем указано в технических характеристиках на оборудования, то применение охлаждающих кожухов обязательно.

Для расчета скорости охлаждения используем формулу:

$$v \approx \frac{353 \cdot Q}{D^2 - d^2} \text{ [м/с]}$$

Q ($м^3/ч$) – расход (для расчета требуется минимальная производительность насоса);

D (мм) – условный диаметр скважины;

d (мм) – условный диаметр электродвигателя.

Тепловой расчет погружных электродвигателей (ПЭД), предназначенная для использования на стадии их концептуального

ISSN 3030-3907

проектирования. В основе модели лежит полная система уравнений гидродинамики, осредненных по поперечному сечению ПЭД и кольцевого канала, по которому прокачивается охлаждающая жидкость. Задаются все геометрические размеры и свойства вещества. Вычисляются распределение температуры по поперечному сечению и по длине электродвигателя. Использованы эмпирическую зависимость числа Нуссельта от чисел Рейнольдса и Прандтля.

Уравнение теплопроводности в твердой фазе внутри статора. Это уравнение имеет следующий вид

$$\rho\, c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \nabla^2 T + q \qquad (1)$$

где ρ — плотность; c_p — теплоемкость; λ — коэффициент теплопроводности; q — эффективный объемный источник теплоты.

В установившемся режиме решение (6) для аксиально симметричной расчетной области и в отсутствие объемных источников теплоты

T = a ln r + b, (a, b) = const,

а при наличии объемного источника теплоты (q = const)

$T = -\frac{qr^2}{4\lambda} + a \ln r + b$, (a, b) = const.

Граничные условия:

на внутренней границе статора r = R1 задан поток теплоты от ротора в статор (q_{rot}):

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial r}\ 2\pi R1L = q_{rot} \qquad (2)$$

на внешней поверхности корпуса ПЭД, где r = Rk, которая охлаждается протекающей жидкостью, задавали условия теплоотвода:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha\,(T_k - T_{liq})$$

$$\alpha = \lambda_{liq} \frac{Nu}{d}\ ; d = 4\frac{S}{P} = 4\frac{\pi(R_k^2 - R_d^2)}{2\pi R_k + 2\pi R_d} = 2(R_k - R_d) \qquad (3)$$

где T_k — температура корпуса; T_{liq} — температура жидкости, λ_{liq} — коэффициент теплопроводности жидкости; Nu — число Нуссельта;

d — гидродинамический диаметр канала.

Число Нуссельта Nu вычисляли следующим образом [5, 6]:

. для ламинарного течения Re <2300

ISSN 3030-3907

$$Nu=1{,}4\ (Re_{liq}\frac{d}{L})0.33 \qquad Pr_k^{0.33}\ (\frac{Pr_{liq}}{Pr_k})0.25 \qquad (4)$$

$$Re_{liq}=\frac{\vartheta d}{v_{liq}};\ Prk=\frac{v_k}{X_k};\ P_{rliq}=\frac{v_{liq}}{X_{liq}} \qquad (5)$$

где Re_{liq} — число Рейнольдса для жидкости в канале ПЭД — обсадная колонна; Pr_k и Pr_{liq} — число Прандтля для внешней поверхности корпуса ПЭД и для жидкости соответственно;

. для турбулентного течения

$$Nu = 0.021\ Re_{liq}^{0.8}\ Pr_k^{0.43}\ (\frac{Pr_{liq}}{Pr_k})0.25 \qquad (6)$$

Или

$$Nu = 0.021\ Re_{жид}^{0.9}\ Pr^{0.43} \qquad (7)$$

$Re=\frac{wl}{v}=\frac{wl\rho}{\mu}$ - критерий Рейнольдса, который характеризует гидродинамический режим потока при вынужденном движении и является мерой соотношения сил инерции и вязкого трения;

$Pr=\frac{v}{a}=\frac{c\mu}{\lambda}$ - критерий Прандтля, который характеризует физико – химические свойства теплоносителя и является мерой подобия температурных и скоростных полей в потоке;

Выражении этих критериев:

$V=\mu/\rho$- кинематический коэффициент вязкости теплоносителя, м^2/с; w- скорость движения теплоносителя, м/с;

$a=\frac{\lambda}{c\rho}$ - коэффициент температуропроводности, м2/с;

ρ – плотность теплоносителя, кг/м3; $\Delta t=t_{ст}-t_ж$ – температурный напор между стенкой и теплоносителем, 0С;

λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К);

μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с;

C_p – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);

Подставив в формулу (7) критерий Рейнольдса и критерий Прандтля получим:

$$Nu= 0.021\ \frac{(\vartheta l\rho)^{0.9}}{v_{жид}^{0,47}\ a^{0.43}}$$

ISSN 3030-3907

ОБСУЖДЕНИЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ. Получившуюся формулу подставляем в формулу (3), и находим изменение температуры ΔT:

$$\Delta T = \lambda_{жид} \frac{0{,}021 \times \frac{(\vartheta l \rho)^{0.9}}{V^{0.47}\ a^{0.43}}}{d}$$

Сделаем подсчеты.

Дано: $\lambda_{жид}$ =0,95 Вт/(мк);ρ =1100;

L= 200 м; v=1.01 м^2/сек; a= 0.19 м/с^2

$\vartheta_1 = 1{,}42$; $\vartheta_2 = 0.19$

d_1=159 мм; d_2=195 мм

Таблица.1

Значения плотности, динамической вязкости и кинематической вязкости для воды и воздуха при разных температурах.

Температура °C	Вода					Воздух (при давлении 760 мм рт.ст.)				
	Плотность ρ		Вязкость μ·10^6		Кинематическая вязкость ν·10^6	Плотность ρ		Вязкость μ·10^6		Кинематическая вязкость ν·10^6
	кг/м^3	кГсек^2/м^4	кг/м сек	кГсек^2/м^2	м^2/сек	кг/м^3	кГсек^2/м^4	кг/м сек	кГсек^2/м^2	м^2/сек
-20	-	-	-	-	-	1,39	0,142	15,6	1,59	11,3
-10	-	-	-	-	-	1,34	0,137	16,2	1,65	12,1
0	999,3	101,9	1795	183	1,80	1,29	0,132	16,8	1,71	13,0
10	999,3	101,9	1304	133	1,30	1,25	0,127	17,4	1,77	13,9
20	997,3	101,7	1010	103	1,01	1,21	0,123	17,9	1,83	14,9
40	991,5	101,1	655	66,8	0,661	1,12	0,114	19,1	1,95	17,0

ISSN 3030-3907

60	982,6	101,2	474	48,3	0,482	1,06	0,108	20,3	2,07	19,2
80	971,8	99,1	357	36,4	0,368	0,99	0,101	21,5	2,19	21,7
100	959,1	97,8	283	28,9	0,296	0,94	0,096	22,9	2,33	24,5

Решение:

При $\vartheta_1 = 1{,}42$

$$\Delta T = 0{,}95 \frac{0{,}021 \times \frac{(1{,}42 \times 200 \times 1100)^{0.9}}{1{,}01^{0.47} \times 0{,}19^{0.43} \times 10^3}}{0{,}159} = 0{,}95 \times \frac{3{,}77}{0{,}159} = 22{,}5^{\circ}C$$

При $\vartheta_2 = 0.19$

$$\Delta T1 = 0{,}95 \frac{0{,}021 \times \frac{(0{,}19 \times 200 \times 1100)^{0.9}}{1{,}01^{0.47} \times 0{,}19^{0.43} \times 10^3}}{0{,}195} = 0{,}95 \times \frac{1{,}35}{0{,}195} = 7^{\circ}C$$

Таблица 2

Значения изменение температуры двигателя от изменения скорости потока жидкости.

Расход Q, м³/ч	Диаметр скважина $D_{ск}$,мм	Диаметр двигателя насоса $D_{дв}$,мм	Температура двигателя Т (^{0}C) до установки охлаждающего кожуха	Предлягаемая диаметр охлаждающего кожуха, мм	Скорость проточного охлаждения двигателя,м/с	Разно темпера ΔТ (
8	159	93	97 ^{0}C	113	0,6	11,
				123	0,43	9,
				133	0,31	9
				143	0,23	8
				145	0,19	7
25	195	145	97 ^{0}C	165	1,42	22,
				170	1,12	17
				175	0,91	15
				180	0,77	11
				185	0,66	9,8
				190	0,51	8

ISSN 3030-3907

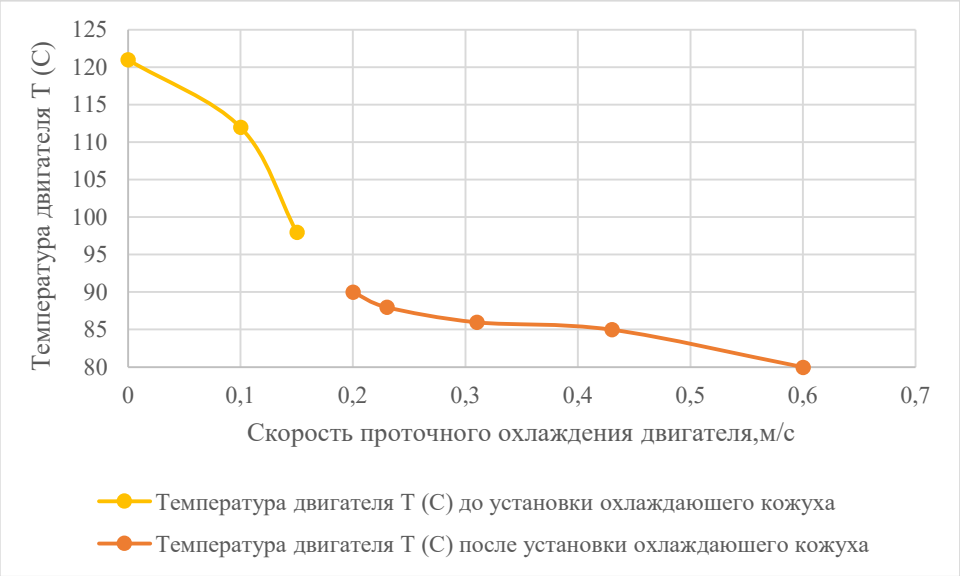


Рис. 2 Зависимость изменение температуры от скорости проточного охлаждение. (диаметр скважине $D_{ск}$ =159 мм, диаметр двигателя насоса $D_{дв}$ =93 мм.)

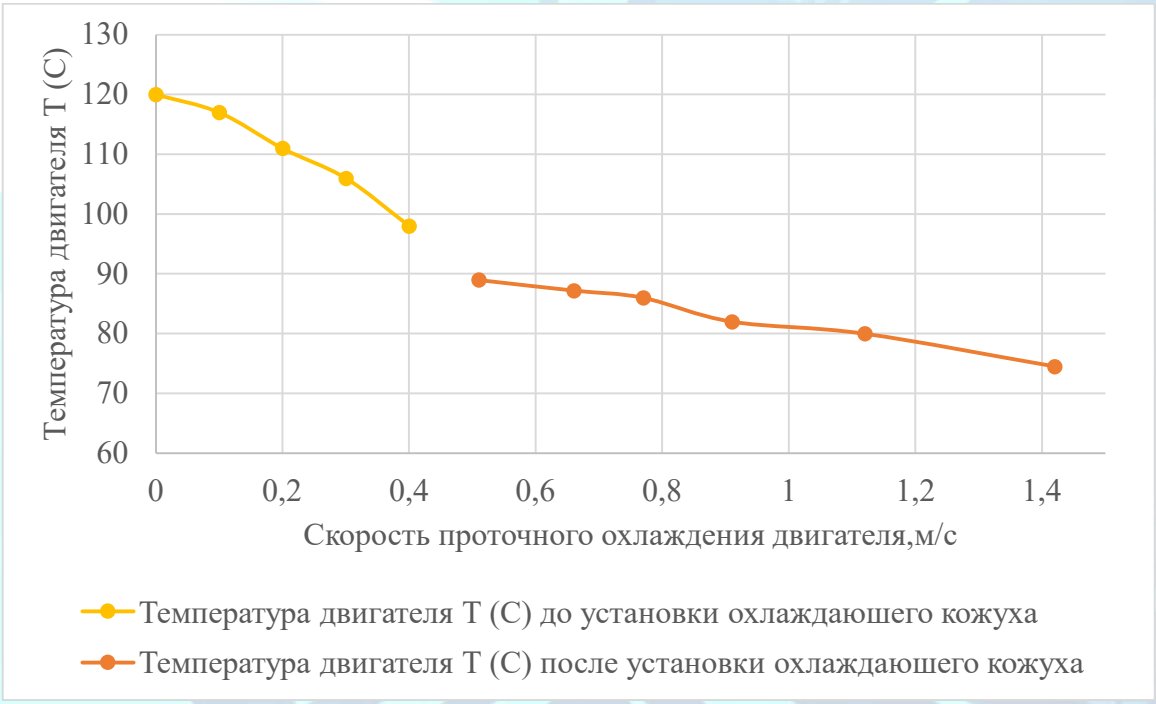
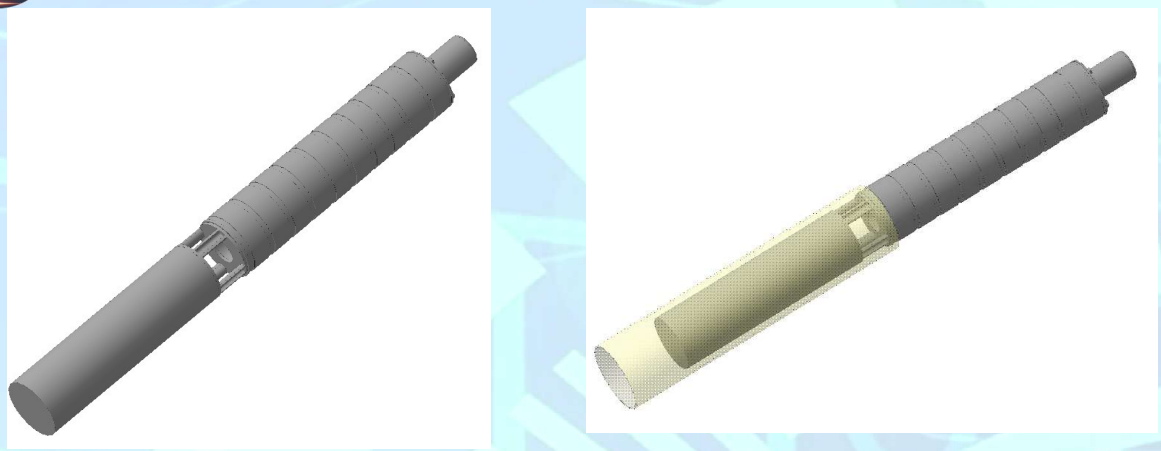


Рис.3 Зависимость изменение температуры от скорости проточного охлаждение. (диаметр скважине $D_{ск}$ =185 мм, диаметр двигателя насоса $D_{дв}$ =145 мм.)

На основе выше полученных данных нами смоделирован погружной насос и охлаждающий кожух на программным обеспечение KOMPAS.

ISSN 3030-3907



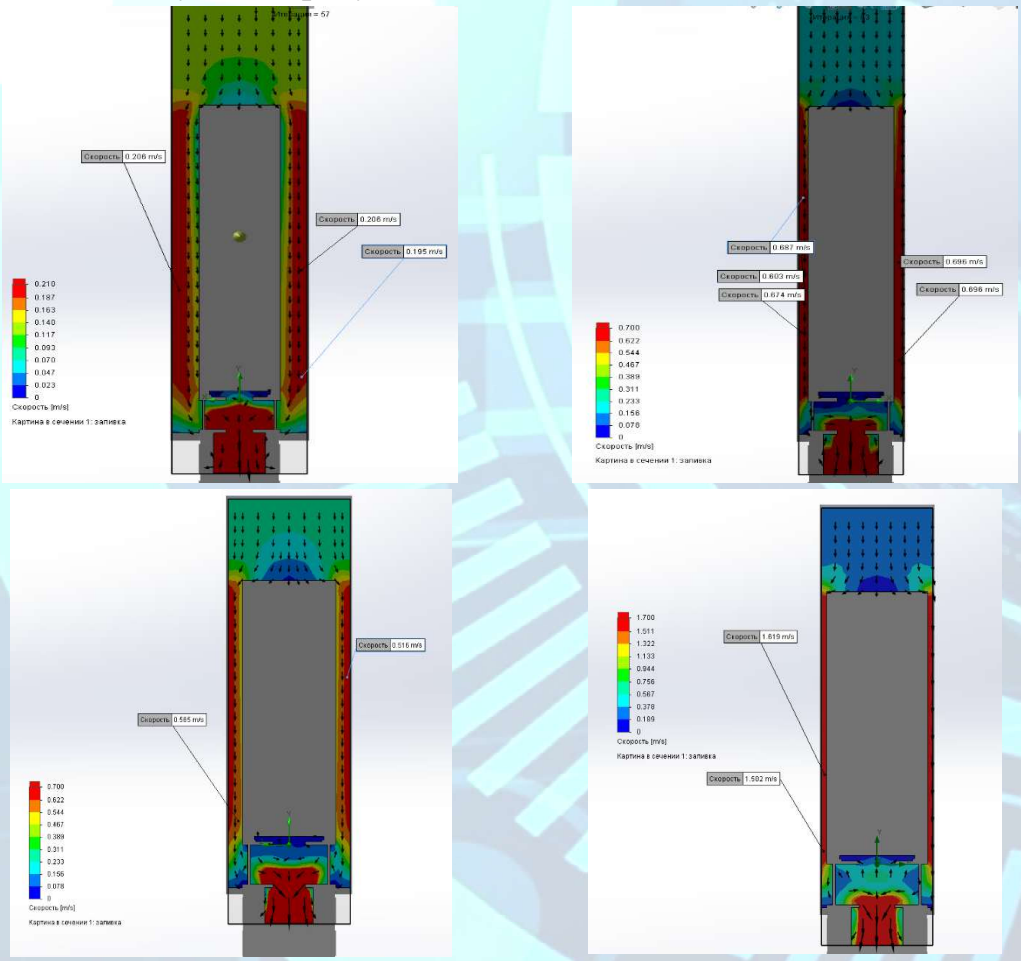
А) Б)

Рис. 4. Погружной электронасос

А) Общий вид погружного электронасоса

Б) Погружной электронасос с охлаждающим кожухом

После этого нами быль произведён опытно-экспериментальные работы по исследование изменение скорости проточного охлаждение рекомендуемого охлаждающего кожуха в программе SolidWorks и получены следующие результаты.



I

II

А) Б)

ISSN 3030-3907

Рис. 5. Результаты расчетов опытно-экспериментальных работ в программном обеспечении SolidWorks.

I-при диаметр скважине $D_{ск}$ =159 мм, диаметр двигателя насоса $D_{дв}$ =93 мм; II- при диаметр скважине $D_{ск}$ =195 мм, диаметр двигателя насоса $D_{дв}$ =145 мм;

А) Погружной электронасос без охлаждающего кожуха. Б) Погружной электронасос с охлаждающим кожухом.

Исходя из полученных результатов можно сделать вывод, что при установки охлаждающего кожуха на погружной электронасос увеличивается скорость протока жидкости около двигательного частя насоса, и это приводит к улучшению охлаждения двигателя. Минимальная скорость охлаждения для каждого производителя скважинных насосов может быть разное.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ЛИТЕРАТУР:

1. Лобачев. П.В. «Насосы и насосные станции» М. строиздат.2000.
2. Быстрицкий Г. Ф. Энергосиловое оборудование промышленных предприятий: учебное пособие / Г. Ф. Быстрицкий. - 2-е издание., стер. - М. : Издательский центр «Академия», 2005. - 304 с.
3. M. Bogdevicius, J. Januteniene, R. Didziokas, S. Razmas, V. Skrickij, P. Bogdevicius. Investigation of the hydrodynamic processes of a centrifugal pump in a geothermal system. Transport. Lithuania. 2018. Volume 33 (1). – P. 223-230
4. Atakulov L.N., Kurbonov O. M. Исследование по повышению работоспособности насосного оборудования // Journal of Advances in Engineering Technology. Vol.1(1). 2020/ - 21-24 p.p.
5. Makhmudov A., Kurbonov O. M., Safarova M. D. Research of the pressure characteristics of the centrifugal water drainage plant of the WCP 25-60G brand // Australian Journal of Science and Technology. – Australia, June 2020. – Vol. 4. – Issue 2. – pp. 279-282 (23. Scientific Journal Impact Factor. Импакт-фактор 5,99).
6. Махмудов А.М., Курбонов О.М. The method and arrangement to increase the efficiency and utilization of submersible pumping equipment // Горный вестник Узбекистана. – Навои, 2021. – №1. – С. 4-7 (05.00.00. №7).

ISSN 3030-3907