

Этапы работы вакуумной рыбонасосной установки

Д-р техн. наук, профессор

В.А. Наумов –

Калининградский
государственный технический
университет (ФГБОУ ВО «КГТУ»),

Д-р техн. наук, профессор

Н.Л. Великанов – Балтийский
федеральный университет
им. И. Канта (ФГАОУ ВО
«БФУ им. И.Канта»)

@ van-old@mail.ru;
vladimir.naumov@klgtu.ru;
monolit8@yandex.ru;
NVelikanov@kantiana.ru

STAGES OF VACUUM FISH-PUMP UNIT OPERATION

Naumov V.A., Doctor of Sciences, Professor - Kaliningrad State Technical University,
van-old@rambler.ru

Velikanov N. L., Doctor of Sciences, Professor - Kant Baltic Federal University,
monolit8@yandex.ru

The article describes the features of modeling the stages of pumping a water-fish mixture using a water-ring vacuum pump. The dynamics of pressure changes in the working capacity during pump operation for different time intervals is considered. Solutions of the corresponding differential equations are obtained using the numerical method. The results of calculating the characteristics of the process of pumping the water- fish mixture into the receiving container are presented.

Описаны особенности моделирования этапов перекачивания водорыбной смеси с использованием водокольцевого вакуумного насоса. Рассмотрена динамика изменения давления в рабочей емкости при работе насоса для различных временных промежутков. Получены решения соответствующих дифференциальных уравнений численным методом. Представлены результаты расчета характеристик процесса перекачивания водорыбной смеси в приемную емкость.

Ключевые слова:

рыбонасосная установка,
водокольцевая
компрессорная машина,
водорыбная смесь,
вакуумный насос

Keywords:

fish-pumping unit, water-ring
compressor machine, water-
fish mixture, vacuum pump

По мере того как во многих странах усиливаются требования по обеспечению сохранности биоразнообразия, правительства принимают меры по снижению повреждаемости мигрирующих рыб на насосных станциях [1]. Производители стремятся разработать насосы, которые менее вредны для

рыбы и по-прежнему обеспечивают хорошие гидравлические характеристики, но мало что известно о последствиях конструктивных изменений, которые могут повлиять на характеристики внутреннего потока и общую гидравлическую производительность. В работе [1] предлагается комплексный

метод проектирования, который сочетает в себе проверенную модель удара лопастей для повреждения рыбы и вычислительный метод гидродинамики для оценки производительности насоса. В качестве примера в работе приводится реконструкция существующего традиционного осевого насоса. Показано, как поэтапно изменялась конструкция лопастей рабочего колеса с целью снижения повреждаемости рыбы при одновременном контроле ее гидравлических характеристик. Расчетный гидродинамический анализ течения вблизи ступицы сильно наклоненных лопастей показал, что для обеспечения оптимального поведения потока требуются нетрадиционные конструктивные изменения. В окончательной конструкции, благоприятной для рыб, риск гибели рыбы значительно снизился, в то время как гидравлические характеристики насоса все еще приемлемы для практического применения.

Из всех типов устройств для транспорта рыбы вакуумные рыбонасосные установки обеспечивают наименьшую повреждаемость объектов лова. Поэтому, в настоящее время они широко применяются наряду с центробежными рыбонасосами [2; 3]. В работе вакуумных рыбонасосных установок применяется циклический принцип, который основан на использовании с помощью компрессорных машин поочередно – то вакуума, то избыточного давления в рабочей емкости. Из-за такой очередности установка имеет два этапа: всасывание и выброс. На этапе всасывания происходит откачивание воздуха из рабочей емкости 3 с помощью вакуумного насоса, рыба поступает в резервуар через входной клапан 6, который расположен в ее верхней части. На этапе выброса происходит нагнетание воздуха в емкость с водорыбной смесью компрессором, смесь выбрасывается через клапан 7, расположенный в нижней части резервуара и по нагнетательному трубопроводу 4 подается в приемную емкость 5 (рис. 1).

В качестве компрессорных машин вакуумных рыбонасосных установок, чаще всего, используются водокольцевые компрессорные машины. Такой выбор связан с преимуществами водокольцевых компрессорных машин: высокая надежность моноблочной конструкции; небольшое количество элементов; отсутствие быстроизнашивающихся деталей; нечувствительность к гидравлическим ударам и засорению газа пылью; незначительный нагрев газа на выходе. Важным для промысловых условий является возможность использования в водокольцевой компрессорной машине, для охлаждения морской воды. При этом необходимо промывать водокольцевую компрессорную машину пресной водой после ежедневного использования.

Основной недостаток вакуумных рыбонасосных установок на базе водокольцевых компрессорных машин – низкая энергетическая эффективность, например, по сравнению с центробежными рыбонасосами. Производители вакуумных рыбонасосных установок чаще всего не указы-

вает в технической документации коэффициент полезного действия [4-6]. Актуальность математического моделирования работы вакуумных рыбонасосных установок обусловлена необходимостью поиска параметров и режимов, которые позволят повысить их энергетическую эффективность и производительность. В работах [7; 8] представлен метод моделирования рабочих характеристик водокольцевых компрессорных машин по результатам испытаний разных производителей. В статье [9] приведена математическая модель откачки воздуха из рабочей емкости вакуумных рыбонасосных установок и нагнетания с помощью водокольцевых компрессорных машин. Указанные процессы являются первой фазой обоих этапов работы вакуумных рыбонасосных установок. В данной статье предложена математическая модель полного цикла работы вакуумных рыбонасосных установок, включая вторую фазу каждого этапа – движение водорыбной смеси.

Вакуумные рыбонасосные установки разных производителей отличаются конструкцией, количеством рабочих емкостей и их объемом, а также схемой управления этапами. Для определенности здесь будем полагать, что имеется резервуар объемом V_0 ; первая фаза первого этапа (откачка воздуха) производится при закрытых клапанах 6 и 7, при первой фазе второго этапа клапан 6 закрыт, клапан 7 открыт. Продолжительность первой фазы первого этапа T_{11} устанавливается в системе управления вакуумной рыбонасосной установкой; по ее окончании открывается клапан 6, и начинается движение жидкости. Завершение, как первого, так и второго этапа фиксируется датчиками уровня воды в резервуаре. Так как воздух постоянно соприкасается с водой, можно считать процесс сжатия изотермическим.

Первая фаза первого этапа. Дифференциальное уравнение откачки воздуха из резервуара с начальным условием:

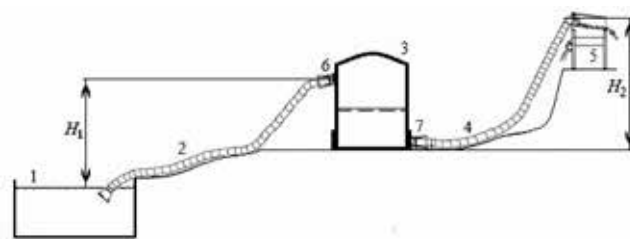


Рисунок 1. Схема вакуумной рыбонасосной установки: 1 – емкость с водорыбной смесью; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – рабочая емкость (резервуар); 4 – нагнетательный трубопровод; 5 – приемная емкость с водоотделителем; 6, 7 – клапаны

Figure 1. Diagram of a vacuum fish pump installation: 1 - tank with a water-fish mixture; 2 - suction pipe; 3 - working capacity (tank); 4 - discharge pipeline; 5 - receiving tank with a water separator; 6, 7 - valves

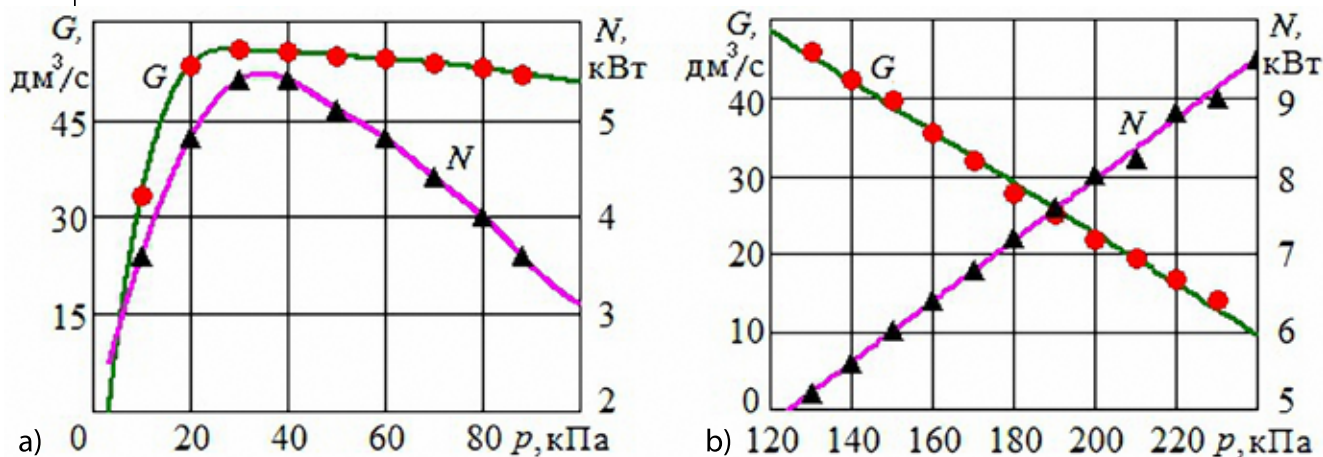


Рисунок 2. Нагрузочные характеристики водокольцевой компрессорной машины Samson KE-180 (при 1450 об/мин). Точки – экспериментальные данные [10], линии – результаты расчета по (9); а – в режиме вакуумного насоса, б – в режиме компрессора (воздуходувки)

Figure 2. Load characteristics of a Samson KE-180 water ring compressor (at 1450 rpm). Dots represent experimental data [10], lines – calculation results from (9); а – in the vacuum pump mode, б – in the compressor (blower) mode

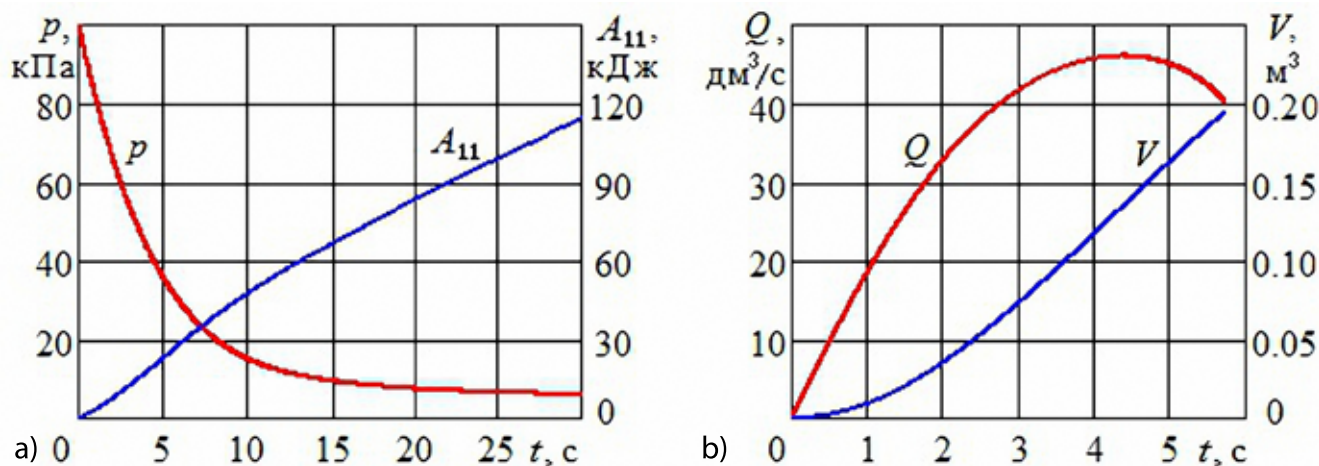


Рисунок 3. Результаты расчета первого этапа работы вакуумной рыбонасосной установки: а – в первой фазе, б – во второй фазе

Figure 3. Results of the first stage of a vacuum fish pump installation operation calculation: а – in the first phase, б – in the second phase

$$V_0 \cdot \frac{dp}{dt} = f_1(p(t)) \cdot (k \cdot p_A - (1+k) \cdot p(t)) \quad p(0) = p_A, \quad (1)$$

где $p(t)$ – абсолютное давление в резервуаре, p_A – атмосферное давление, t – время, k – коэффициент утечки, $f_1(p)$ – зависимость производительности конкретной водокольцевой компрессорной машины (в режиме вакуумного насоса) от давления в резервуаре, представленная в работах [3; 8].

Заметим, что в уравнении (1), в отличие от [9], утечки воздуха полагаются прямо пропорциональными текущей подаче водокольцевого компрессорного насоса, а не максимальной (при атмосферном давлении).

Вторая фаза первого этапа. Два дифференциальных уравнения с начальными условиями: нестационарного движения жидкости в одномерном приближении (уравнение Бернулли при

переменном перепаде давления) и изменения объема жидкости в резервуаре $V(t)$

$$L_1 \frac{dW}{dt} = \frac{1}{\rho} \cdot \left(p_A - p_{11} \frac{V_0}{V_0 - V(t)} \right) - gH_1 - \frac{W^2}{2} \cdot (1 + \zeta_1) \quad W(0) = 0; \quad (2)$$

$$\frac{dV}{dt} = S_1 \cdot W(t), \quad V(0) = 0, \quad (3)$$

где W – скорость жидкости в трубопроводе, ρ – плотность жидкости, g – ускорение свободного падения, L_1 , S_1 , H_1 – соответственно, длина, площадь поперечного сечения, перепад высот всасывающего трубопровода, p_{11} – абсолютное давление в конце первой фазы первого этапа, ζ_1 – коэффициент гидравлических потерь всасывающего трубопровода.

Объем жидкости, который перекачивается за один цикл, получим из уравнения (2), когда дав-

ление в резервуаре станет равным атмосферному, за вычетом давления столба жидкости высотой H_1 :

$$\frac{1}{\rho} \cdot \left(p_A - p_{11} \frac{V_0}{V_0 - V(t)} \right) - gH_1 = 0 \Rightarrow V_M = V_0 \cdot \frac{p_A - \rho g H_1 - p_{11}}{p_A - \rho g H_1}. \quad (4)$$

Первая фаза второго этапа. Происходит при открытом клапане 7, но движения жидкости нет, пока не будет достигнуто необходимое давление p_{21} . Дифференциальное уравнение закачки воздуха в резервуар:

$$(V_0 - V_M) \cdot \frac{dP}{dt} = f_2(p(t)) \cdot ((1-k) \cdot p(t) + k \cdot p_A), \quad p(0) = p_{12}, \quad (5)$$

где $f_2(p)$ – зависимость производительности конкретной водокольцевой компрессорной машины (в режиме воздуходувки) от давления в резервуаре.

Вторая фаза второго этапа. Три дифференциальных уравнения.

$$(V_0 - V(t)) \cdot \frac{dP}{dt} = f_2(p(t)) \cdot ((1-k) \cdot p(t) + k \cdot p_A) - p(t)W(t)S_2, \quad p(0) = p_{21}. \quad (6)$$

$$L_2 \frac{dW}{dt} = \frac{1}{\rho} \cdot (p(t) - p_A) - g \left(H_2 - \frac{V(t)}{S_0} \right) - \frac{W^2}{2} \cdot (1 + \zeta_2), \quad W(0) = 0; \quad (7)$$

$$\frac{dV}{dt} = -S_2 \cdot W(t), \quad V(0) = V_M, \quad p_{21} = p_A + \rho g \left(H_2 - \frac{V_M}{S_0} \right), \quad (8)$$

где S_0 – площадь основания резервуара, L_2 , S_2 , H_2 – соответственно, длина, площадь поперечного сечения, перепад высот нагнетательного трубопровода, ζ_2 – коэффициент гидравлических потерь нагнетательного трубопровода.

Рассмотрим результаты моделирования вакуумной рыбонасосной установки на базе водокольцевой компрессорной машины Samson KE-180, которую применяет компания Euskan Fish Systems [5]. Производительность (расход

воздуха) водокольцевой компрессорной машины G и затраченная мощность N, в зависимости от давления в камере, рассчитывались по методике [7] (рис. 2), расчетные формулы в общем виде представляются следующим образом:

$$G_1 = f_1(p), \quad G_2 = f_2(p), \quad N_1 = \psi_1(p), \quad N_2 = \psi_2(p), \quad (9)$$

где индекс 1 относится к работе в режиме вакуумного насоса, 2 – компрессора.

Зависимости $f_i(p)$ необходимы для решения дифференциальных уравнений (1), (6); $\psi_i(p)$ будут использованы для расчета затраченной механической работы водокольцевой компрессорной машины на первом и втором этапе:

$$A_z = A_{11} + A_{21}, \quad A_{11} = \int_0^{T_{11}} \psi_1(p(t)) dt, \quad A_{21} = \int_0^{T_{21}} \psi_2(p(t)) dt, \quad (10)$$

Полезная (гидравлическая) работа рассчитывается по найденной зависимости скорости жидкости и перепада давления по времени (вторая фаза первого и второго этапа):

$$A_g = A_{12} + A_{22}, \quad A_{12} = S_1 \cdot \int_0^{T_{12}} (p(t) - p_A) \cdot W(t) dt, \quad (11)$$

$$A_{22} = S_1 \cdot \int_0^{T_{22}} (p_A - p(t)) \cdot W(t) dt$$

Для расчета примем следующие значения параметров: объем резервуара $V_0 = 0,25 \text{ м}^3$; (как у вакуумной рыбонасосной установки VS250 [5]) длина трубопроводов $L_1 = L_2 = 30 \text{ м}$; внутренний диаметр $d = 0,15 \text{ м}$; перепад высот $H_1 = 6 \text{ м}$; $H_2 = 12 \text{ м}$; коэффициент утечки $k = 0,05$.

Результаты расчета зависимости от времени переменных, характеризующих работу вакуумной рыбонасосной установки на первом этапе, представлены на рисунке 3. По рис. 3а

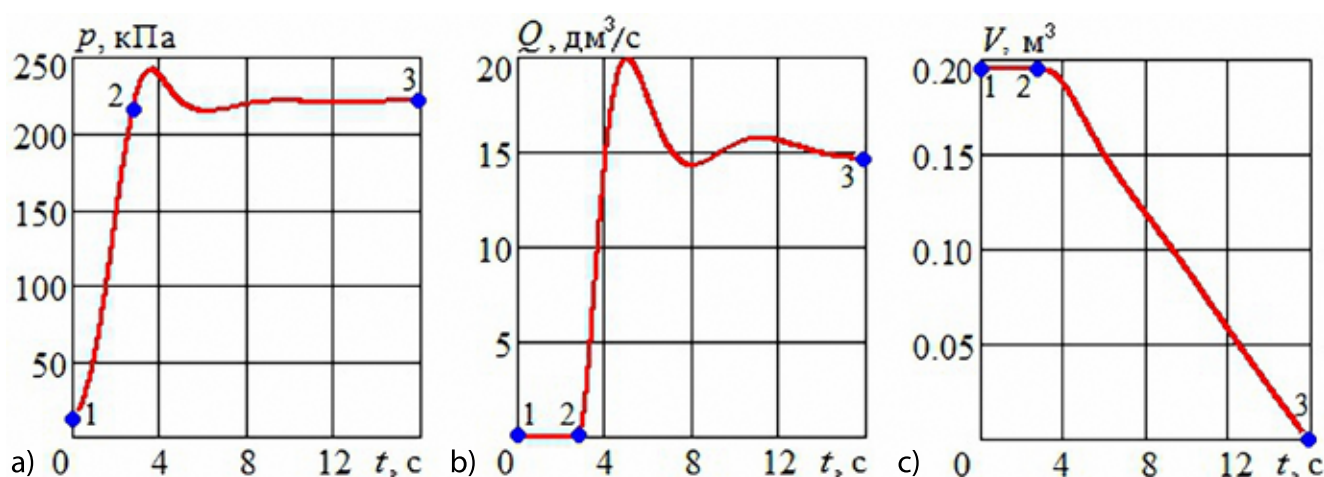


Рисунок 4. Результаты расчета Второго этапа работы Вакуумной рыбонасосной установки:

а – абсолютное давление в камере, б – расход жидкости в нагнетательном трубопроводе, с – объем жидкости в камере; точки соответствуют моментам времени: 1 – начало 2-го этапа, 2 – завершение 1-й фазы (начало 2-й фазы), 3 – конец 2-го этапа

Figure 4. The results of the second stage of the vacuum fish pump installation operation calculation: а – absolute pressure in the chamber, б – fluid flow in the discharge pipe, с – volume of fluid in the chamber; points correspond to time instants: 1 – beginning of the 2nd stage, 2 – completion of the 1st phase (beginning of the 2nd phase), 3 – end of the 2nd stage

видно, что после 15-20 сек. давление в резервуаре меняется незначительно. При этом водокольцевая компрессорная машина продолжает работать, и затраченная работа растет линейно. Устанавливаем продолжительность первой фазы первого этапа $T_{11} = 15$ секунд. Давление в этот момент $p_{11} = 9,4$ кПа будет начальным условием для второй фазы первого этапа. Затраченная механическая работа $A_{11} = 66,9$ кДж.

Во второй фазе первого этапа расход жидкости, перекачиваемой в резервуар, от нуля возрастает до максимального значения – $46 \text{ дм}^3/\text{с}$, а затем снижается из-за уменьшения перепада давления (рис. 3б). Согласно зависимости (4), объем жидкости, который перекачивается за один цикл, $V_M = 0,195 \text{ м}^3$; продолжительность второй фазы в рассматриваемых условиях $T_{12} = 5,7$ секунд. Полезная работа, рассчитанная по первой из формул (11), $A_{12} = 16,2$ кДж.

Результаты расчета зависимости от времени переменных, характеризующих работу вакуумной рыбонасосной установки на втором этапе, представлены на рисунке 4.

Продолжительность первой фазы второго этапа в рассматриваемых условиях $T_{21} = 2,8$ сек., второй фазы – $T_{22} = 13,1$ сек., всего второго этапа – $T_2 = 15,9$ секунд. Затраченная работа по (10) $A_{22} = 126,0$ кДж; полезная работа по (11) $A_{22} = 23,3$ кДж.

Коэффициент полезного действия ВРУ за один цикл:

$$\eta = 100 \cdot \frac{A_{12} + A_{22}}{A_{11} + A_{21}} = 20,5\% \quad (12)$$

Полное расчетное время одного цикла при рассматриваемых условиях $T = T_1 + T_2 = 36,6$ секунд. Зная объем жидкости, перекачиваемой за один цикл, расчетная производительность вакуумной рыбонасосной установки будет равна $V_M/T = 5,3 \text{ дм}^3/\text{с}$.

В технической документации вакуумной рыбонасосной установки VS250 [5] приведено значение производительности $40 \text{ м}^3/\text{час}$ (соответствует $11,1 \text{ дм}^3/\text{с}$) и предельно допустимые перепады высот: $H_1 = 9 \text{ м}$; $H_2 = 18 \text{ м}$. В рассмотренном выше примере были взяты $2/3$ от указанных перепадов высот, производительность получилась почти в два раза меньше паспортной. Расчеты показывают, что производительность более $10 \text{ дм}^3/\text{с}$ получается при перепадах высот не более 2-3 м, в зависимости от длины трубопроводов. Кроме того, на производительность вакуумной рыбонасосной установки оказывает влияние степень герметичности системы, (коэффициент утечки можно определить только с помощью экспериментов), концентрация рыбы в смеси и ряд других факторов.

Разработанная модель позволяет, для заданных условий, подобрать режим работы (в частности, продолжительность первой фазы первого этапа цикла вакуумной рыбонасосной установки), обеспечивающий наибольшую производительность и КПД.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Pan Q. Fish-friendly design of an axial flow pump impeller based on a blade strike model / Q. Pan, W.D. Shi, D.S. Zhang, B.P.M. van Esch, R.J. Zhao // Proceedings of the institution of mechanical engineers part a-journal of power and energy. 2020. V. 234. I. 2. Pp. 173-186.
1. Pan Q. Fish-friendly design of an axial flow pump impeller based on a blade strike model / Q. Pan, W.D. Shi, D.S. Zhang, B.P.M. van Esch, R.J. Zhao // Proceedings of the institution of mechanical engineers part a-journal of power and energy. 2020. V. 234. I. 2. Pp. 173-186.
2. Кудакеев В.В. Автоматизированные гидравлические системы транспортировки рыбы из орудий лова рыбонасосами / В.В. Кудакеев, Т.П. Карпелев, А.Н. Бойцов // Известия ТИНРО. – 2016. – Т. 186. С. 207-213.
2. Kudakaev V.V. Avtomatizirovannye gidravlicheskie sistemy transportirovki ryby iz orudij lova rybonasosami / V.V. Kudakaev, T.P. Karpelev, A.N. Bojcov // Izvestiya TINRO. – 2016. – V. 186. pp. 207-213.
3. Великанов Н.Л. Компрессорные машины вакуумных рыбонасосов / Н.Л. Великанов, В.А. Наумов // Рыбное хозяйство. – 2018. – № 6. С. 78-81.
3. Velikanov N.L. Kompessornye mashiny vakuumnyh rybonasosov / N.L. Velikanov, V.A. Naumov // Rybnoe hozyajstvo. – 2018. – № 6. pp. 78-81.
4. ООО «АгроБалтПроект» [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.agro-balt.ru/> (дата обращения: 02.01.2020).
4. ООО «АгроБалтПроект» [Elektronnyj resurs]. – URL: <http://www.agro-balt.ru/> (data obrashcheniya: 02.01.2020).
5. Euskan Fish Systems [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.euskan.com/> (дата обращения: 02.01.2020).
5. Euskan Fish Systems [Elektronnyj resurs]. – URL: <http://www.euskan.com/> (data obrashcheniya: 02.01.2020).
6. Faivre Company [Электронный ресурс]. URL: <http://faivre.ru/production/rybonasosy> (дата обращения: 02.01.2020).
6. Faivre Company [Elektronnyj resurs]. URL: <http://faivre.ru/production/rybonasosy> (data obrashcheniya: 02.01.2020).
7. Naumov, V.A. Simulation of operational characteristics of the water-ring vacuum pumps / V.A. Naumov, N.L. Velikanov // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – 537, 032029.
7. Naumov, V.A. Simulation of operational characteristics of the water-ring vacuum pumps / V.A. Naumov, N.L. Velikanov // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – 537, 032029.
8. Великанов Н.Л. Моделирование характеристик водокольцевых вакуумных насосов / Н.Л. Великанов, В.А. Наумов // Известия вузов. Машиностроение. – 2019. – № 10. С. 70-77.
8. Velikanov N.L. Modelirovanie harakteristik vodokol'cevyh vakuumnyh nasosov / N.L. Velikanov, V.A. Naumov // Izvestiya vuzov. Mashinostroenie. – 2019. – № 10. pp. 70-77.
9. Великанов Н.Л. Динамические характеристики вакуумных насосов и компрессоров рыбонасосных установок / Н.Л. Великанов, В.А. Наумов // Рыбное хозяйство. – 2019. – № 1. С. 79-83.
9. Velikanov N.L. Dinamicheskie harakteristiki vakuumnyh nasosov i kompressorov rybonasosnyh ustanovok / N.L. Velikanov, V.A. Naumov // Rybnoe hozyajstvo. – 2019. – № 1. pp. 79-83.
10. Samson Liquid Ring Vacuum Pumps. Catalogs of the equipment [Электронный ресурс]. – URL: www.samson-pumps.com/ (дата обращения: 02.01.2020).
10. Samson Liquid Ring Vacuum Pumps. Catalogs of the equipment [Elektronnyj resurs]. – URL: www.samson-pumps.com/ (date: 02.01.2020).