

ГИДРОТЕХНИЧЕСКОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО,
ГИДРАВЛИКА И ИНЖЕНЕРНАЯ ГИДРОЛОГИЯ

Научная статья

УДК 626.83.004.4

doi: 10.31774/2712-9357-2024-14-4-371-389

**Алгоритм подбора насоса и дизельного двигателя
внутреннего сгорания при компоновке насосного
агрегата мелиоративного назначения**

Олег Владимирович Воеводин¹, Антон Леонидович Кожанов²

^{1,2}Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации, Новочеркасск,
Российская Федерация

¹Vovteh@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0003-1098-2979>

²AntonKozhanov1983@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4240-1967>

Аннотация. Цель: разработать алгоритм компоновки насосного агрегата мелиоративного назначения с учетом энергосберегающего режима работы дизельного двигателя внутреннего сгорания и с возможностью регулировки в широком, допустимом диапазоне расходно-напорных характеристик. **Материалы и методы.** Исследования проводились по смоделированной схеме, включающей мобильный насосный агрегат, забирающий оросительную воду из канала и передающий посредством трубопровода на две дождевальные машины кругового действия, работающие попеременно. Использовались общепринятые формулы для расчета мощности, крутящего момента и расхода. Применялись закон пропорциональности, метод подбора, графоаналитический метод. **Результаты.** Предложенный алгоритм имеет следующую этапность: сбор исходной информации – предварительный выбор насоса и двигателя внутреннего сгорания – установление диапазона регулирования оборотов насоса – расчет напора, расхода, мощности и крутящего момента на валу насоса – оцифровка основных характеристик двигателя внутреннего сгорания в заданном пределе оборотов коленчатого вала – сопоставление крутящих моментов насоса и двигателя – сопоставление мощностей насоса и двигателя внутреннего сгорания – анализ графических данных по крутящему моменту и мощности насоса и двигателя внутреннего сгорания – расчет энергетической характеристики водного потока ($Q \cdot H$) и построение ее зависимости от оборотов вращения – уточнение количества оборотов коленчатого вала двигателя для обеспечения заданных напорно-расходных характеристик насосом. При этом подбор двигателя внутреннего сгорания производился с учетом его работы в пределах частот вращения коленчатого вала, обеспечивающих минимальный удельный расход топлива. **Выводы.** Разработанный алгоритм позволяет производить выбор элементов насосного агрегата мелиоративного назначения с учетом энергосберегающего режима работы двигателя внутреннего сгорания, а также уточнять необходимую частоту вращения вала насоса на требуемую производительность.

Ключевые слова: алгоритм, насос, двигатель внутреннего сгорания, насосный агрегат, предел регулирования, энергосберегающий режим

Для цитирования: Воеводин О. В., Кожанов А. Л. Алгоритм подбора насоса и дизельного двигателя внутреннего сгорания при компоновке насосного агрегата мелиоративного назначения // Мелиорация и гидротехника. 2024. Т. 14, № 4. С. 371–389. <https://doi.org/10.31774/2712-9357-2024-14-4-371-389>.

HYDRAULIC ENGINEERING,
HYDRAULICS AND ENGINEERING HYDROLOGY

Original article

Algorithm for selecting a pump and a diesel internal combustion engine when assembling a pumping unit for reclamation purposes

Oleg V. Voevodin¹, Anton L. Kozhanov²

^{1,2}Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems, Novocherkassk, Russian Federation

¹Vovteh@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0003-1098-2979>

²AntonKozhanov1983@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4240-1967>

Abstract. Purpose: to develop an algorithm for arranging a pumping unit for irrigation purposes taking into account the energy-saving operating mode of a diesel internal combustion engine and with the ability to adjust head and rate specifications in a wide, acceptable range. **Materials and methods.** The studies were conducted using a simulated scheme that includes a mobile pumping unit that withdraw irrigation water from a canal and transfers it via a pipeline to two center pivot sprinklers operating alternately. Generally accepted formulas to calculate power, torque, and flow were used. The proportionality law, selection method, and graphoanalytical method were applied. **Results.** The proposed algorithm has the following stages: source data capture – preliminary selection of a pump and an internal combustion engine – establishment of the pump speed control range – calculation of head, flow rate, power and torque on the pump shaft – digitization of the main characteristics of the internal combustion engine in a given crankshaft speed limit – comparison of pump and engine torques – comparison of pump and internal combustion engine capacities – analysis of graphic data on the torque and power of the pump and internal combustion engine – calculation of the energy characteristic of the water flow ($Q \cdot H$) and construction of its dependence on RPM – clarification of the number of revolutions of the engine crankshaft to ensure the specified head-flow characteristics of the pump. In this case, the selection of the internal combustion engine was made taking into account its operation within the crankshaft speed limits providing the minimum specific fuel consumption. **Conclusions.** The developed algorithm allows selecting elements of a reclamation pumping unit taking into account the energy-saving operating mode of the internal combustion engine, as well as specifying the required pump shaft speed for the required performance.

Keywords: algorithm, pump, internal combustion engine, pumping unit, control limit, energy-saving mode

For citation: Voevodin O. V., Kozhanov A. L. Algorithm for selecting a pump and a diesel internal combustion engine when assembling a pumping unit for reclamation purposes. *Land Reclamation and Hydraulic Engineering*. 2024;14(4):371–389. (In Russ.). <https://doi.org/10.31774/2712-9357-2024-14-4-371-389>.

Введение. Проведя анализ доли машинного водозабора и водораспределения внутрихозяйственной части оросительных систем, можно отметить, что количественная сторона эксплуатируемых дождевальными техниками и парка насосных станций не отвечает современным потребностям. Содержание стационарных электрифицированных насосных станций с се-

зонным режимом работы несет значительные финансовые издержки, а расположение протяженных линий электропередач на землях сельхозназначения зачастую приводит к посягательству со стороны вандалов. Зачастую сельхозтоваропроизводителем на орошаемых землях принимается решение об использовании на время сезона мобильных дизельных насосных станций, о чем свидетельствует неограниченное предложение на рынке сельхозтехники.

Проведя поиск современной литературы, в т. ч. и патентов на изобретения, по дизельным насосным станциям, получили негативный результат, заключающийся в скромном ее наличии. Возможно, данная информация является ноу-хау производителей, однако потребители продукции при этом погружены в информационный вакуум и не имеют возможности квалифицированного выбора продукции.

На просторах Интернета имеется незначительное количество информации (советы без указания автора) по подбору двигателя внутреннего сгорания (ДВС) к насосу, рекомендуется подбирать ДВС с запасом мощности 20 % от необходимой насосу, что считаем недостаточным. Анализ скоростных характеристик ДВС показывает, что дело может оказаться не только в мощности, но и в удельном расходе топлива, который возрастает как при минимальной, так и при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя (в диапазоне номинальных значений). Так, увеличение удельного расхода топлива на 5 % при работе дизельного ДВС с нагрузкой 115 кВт (соответствует потребляемой мощности рассматриваемого в статье насоса) за период 12000 ч, что соответствует ресурсу двигателя до капитального ремонта, приводит к перерасходу топлива в 1 млн руб., что составляет около 70 % стоимости двигателя. В связи с этим в данной статье рассматривался вариант подбора двигателя по принципу его работы в диапазоне частоты вращения, соответствующей минимальному удельному расходу топлива.

Достигнутый на современном этапе развития электронных средств уровень автоматизации и автоматики при проектировании насосных агрегатов ставит задачу получения наибольшего возможного диапазона рабочих расходно-напорных характеристик, что позволяет добиваться равномерной работы широкозахватных дождевальных машин при изменяющихся топографических условиях по ходу их работы [1–4], а также при необходимости корректировки количества подаваемой дождевальным машинам оросительной воды [5–9].

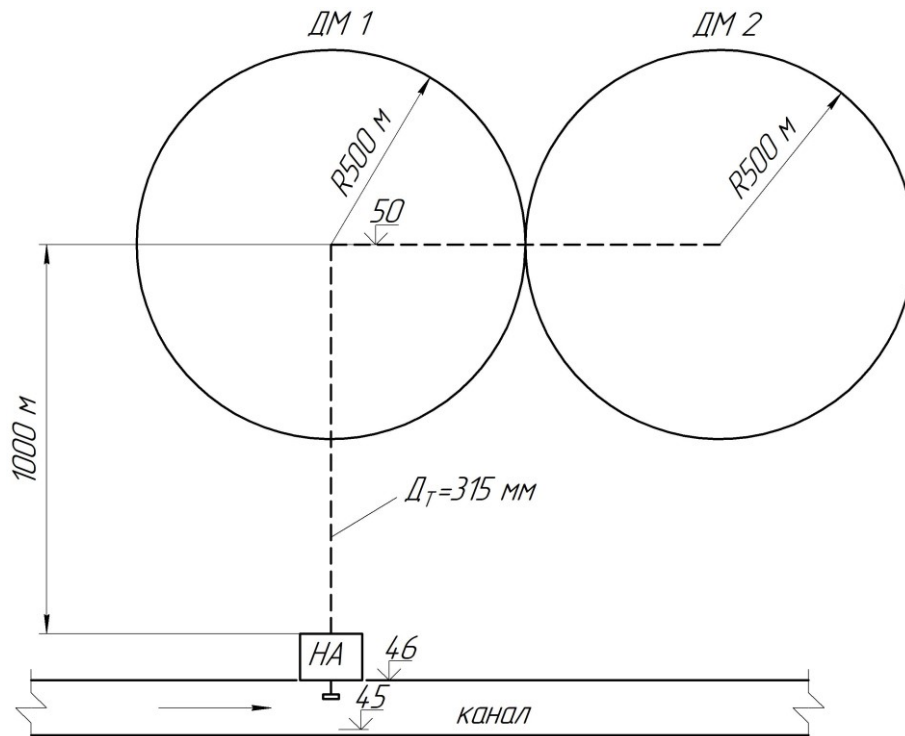
В связи с этим целью настоящего исследования является разработка алгоритма компоновки насосного агрегата мелиоративного назначения с учетом энергосберегающего режима работы дизельного ДВС и с возможностью регулировки в широком, допустимом диапазоне расходно-напорных характеристик.

Материалы и методы. Исследования проводились по смоделированной схеме, включающей мобильный насосный агрегат, забирающий оросительную воду из канала и передающий посредством трубопровода на две дождевальные машины кругового действия, работающие поочередно (рисунок 1). Исходными данными при подборе элементов насосного агрегата были данные, представленные в таблице 1. Основным условием является то, что насосный агрегат должен обеспечивать поочередную работу дождевальных машин с разными расходно-напорными характеристиками. В ходе исследований использовались общепринятые формулы для расчета мощности, крутящего момента, расхода [10, 11]. Применялись закон пропорциональности и графоаналитический метод [12, 13].

Результаты. *Этап 1.* На первом этапе действий производим сбор исходной информации.

Результатом этого являются требуемые расходно-напорная характеристика или диапазоны расходно-напорных характеристик. В данной ста-

тве смоделирована расчетная схема (см. рисунок 1) и произведен расчет требуемого диапазона расходно-напорных характеристик (см. таблицу 1).



НА – насосный агрегат; ДМ 1 – дождевальная машина 1; ДМ 2 – дождевальная машина 2; D_t – диаметр трубопровода; R – радиус захвата дождевальной машины
 NA – pumping unit; DM 1 – sprinkler 1; DM 2 – sprinkler 2;
 D_t – pipeline diameter; R – sprinkler grip radius

Рисунок 1 – Расчетная схема
Figure 1 – Calculation scheme

Таблица 1 – Исходные данные

Table 1 – Initial data

Участок	Потери по длине трубопровода, м	Геодезический напор, м	Местные потери, м	Рабочий напор дождевальной машины, м	Расчетный напор насосного агрегата, м	Необходимый расход насосного агрегата, м ³ /ч
ДМ 1 – НС	8,08	5,00	1,21	45,00	59,29	432,00
ДМ 2 – НС	16,16	5,00	2,50	45,00	68,66	432,00

Этап 2. На основании исходных данных (см. таблицу 1) произведен предварительный выбор насоса и ДВС.

Насос произведен в Российской Федерации и представляет собой насос двухстороннего входа марки «Делиум 125-480А», характеристики которого представлены на рисунке 2.

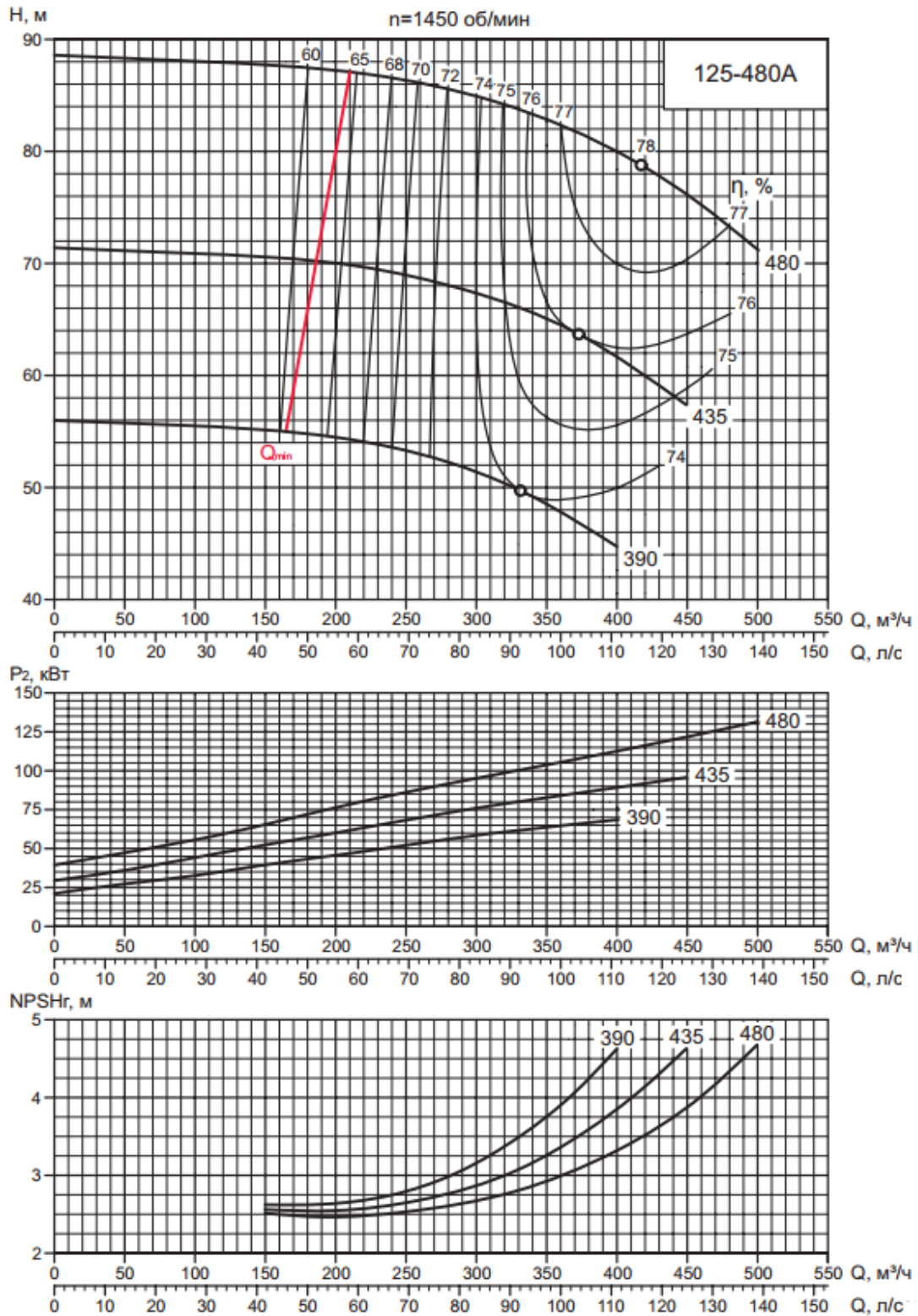


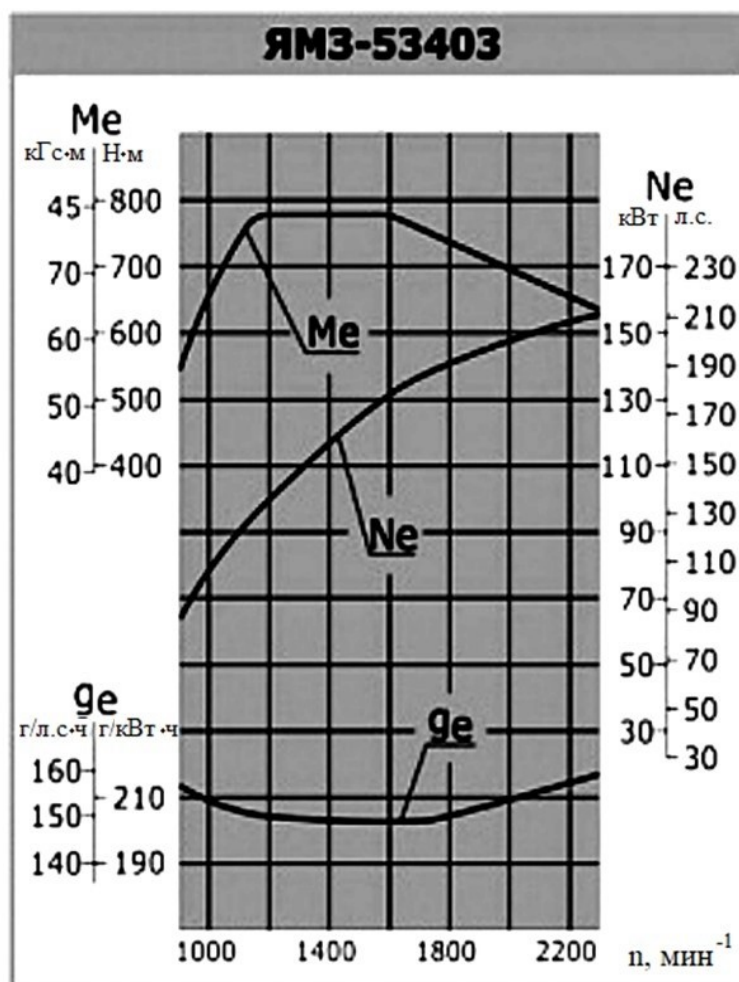
Рисунок 2 – Характеристики насоса двухстороннего
входа «Делиум 125-480А»¹

Figure 2 – Characteristics of the double-entry pump “Delium 125-480A”¹

¹Насосы двустороннего входа DeLium (Делиум). Технический каталог [Электронный ресурс] / ГМС Ливгидромаш. 80 с. URL: https://www.hms-livgidromash.ru/upload/iblock/b97/127_Каталог%20Насосы%20DeLium.pdf (дата обращения: 18.09.2024).

При подборе насоса руководствовались принципом размещения требуемых расходно-напорных характеристик в зоне с наибольшим значением коэффициента полезного действия (КПД) насоса.

В качестве силового агрегата выбран отечественный двигатель ЯМЗ-53403, скоростная характеристика которого представлена на рисунке 3. При подборе ДВС руководствовались принципом захвата диапазона оборотов коленчатого вала двигателя, соответствующего наименьшему удельному расходу топлива, при этом необходимо учитывать, что номинальная мощность двигателя (N_e) должна быть больше необходимой мощности насоса.



M_e – крутящий момент брутто; N_e – номинальная мощность брутто;
 g_e – удельный расход топлива; n – частота вращения коленчатого вала

M_e – gross torque; N_e – nominal gross power;
 g_e – specific fuel consumption; n – crankshaft speed

Рисунок 3 – Скоростная характеристика двигателя ЯМЗ-53403
Figure 3 – Speed characteristic of the YaMZ-53403 engine

Результатом этапа 2 является подобранный насос, обеспечивающий поочередную работу дождевальных машин (ДМ 1, ДМ 2), при этом требуемая мощность насоса лежит в диапазоне менее 120 кВт, а КПД насоса при работе при максимальных расходно-напорных характеристиках (работа на ДМ 2) составляет 77 %. ДВС обеспечивает работу при минимальном удельном расходе топлива (около 200 г/кВт·ч) в диапазоне от 1200 до 1800 оборотов коленчатого вала в минуту, при этом номинальная мощность брутто двигателя составляет 140 кВт (при 1800 об/мин). В связи с прямым подключением насоса к двигателю, далее в статье будет рассматриваться диапазон частоты вращения коленчатого вала двигателя от 1000 до 1600 об/мин, что примерно соответствует пределу регулирования оборотов у насоса.

Этап 3. На данном этапе устанавливается диапазон регулирования оборотов насоса.

По утверждению Ю. А. Донского [14], «с точки зрения гидравлических пределов регулирования частоты вращения УЭЦН (Установка электроприводного центробежного насоса) особое значение имеет верхний, т. к. он связан с возникновением кавитации в насосе, которая в итоге приводит к разрушению. Нижний предел связан с напором, развиваемым насосом». При этом безопасные пределы регулирования оборотов насоса лежат между значениями $0,7n_H$ и $1,1n_H$ (где n_H – номинальная частота вращения вала насоса, об/мин). В связи с этим для насосов с номинальной частотой вращения, равной 1450 об/мин, регулирование лежит в пределах 1015–1595 об/мин. Также на данном этапе следует учитывать, что, согласно закону пропорциональности, при увеличении оборотов относительно (номинального режима) рекомендуемых производителями насоса происходит значительное увеличение потребляемой мощности.

Этап 4. Производим расчет напора (H), расхода (Q), мощности (N) и крутящего момента на валу ($M_{кр}$) насоса при заданных пределах 1015–1595 об/мин.

Для номинальной частоты вращения вала насоса (1450 об/мин) предварительно рассчитываем требуемую мощность насоса (N_H – мощность при номинальной частоте вращения вала, кВт) при необходимых для работы ДМ 2 характеристиках $Q_H = 432$ м³/ч и $H_H = 68,66$ м по формуле:

$$N_H = \frac{\rho \cdot g \cdot H_H \cdot Q_H \cdot K_3}{\eta_H \cdot 3600 \cdot 1000}, \quad (1)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения (9,8 м/с²);

H_H – напор при номинальных оборотах насоса, м;

Q_H – расход при номинальных оборотах насоса, м³/ч;

K_3 – коэффициент запаса при 100–250 кВт (1,1–1,05);

η_H – КПД насоса (для данного случая 0,77).

При этом в дальнейших расчетах КПД насоса остается прежним, так как, по мнению И. В. Козлова и С. Н. Пещеренко [15], «...коэффициент полезного действия не зависит от частоты вращения вала насоса», что также не противоречит исследованиям Н. Р. Ахмедовой [16].

Далее для значений оборотов, лежащих в пределах 1015–1595 об/мин, рассчитываем напор (H), расход (Q) и мощность (N) насоса по формулам закона пропорциональности:

$$Q = Q_H \cdot \frac{n_3}{n_H}, \quad (2)$$

$$H = H_H \cdot \left(\frac{n_3}{n_H} \right)^2, \quad (3)$$

$$N = N_H \cdot \left(\frac{n_3}{n_H} \right)^3, \quad (4)$$

где n_3 – заданная частота вращения вала насоса, об/мин.

Крутящий момент ($M_{кр}$ в Н·м) на валу насоса рассчитывается по формуле:

$$M_{кр} = \frac{9550 \cdot N}{n_3}. \quad (5)$$

Результаты расчетов основных характеристик насоса приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчетов основных характеристик насоса
Table 2 – Calculations results of the pump main characteristics

n_3 , об/мин	H , м	Q , м ³ /ч	N , кВт	$M_{кр}$, Н·м
1015	33,64	302,40	39,55	372,10
1100	39,51	327,72	50,34	437,03
1200	47,03	357,52	65,35	520,11
1300	55,19	387,31	83,09	610,40
1400	64,01	417,10	103,78	707,92
1450	68,66	432,00	115,30	759,39
1500	73,48	446,90	127,64	812,66
1595	83,08	475,20	153,46	918,86

Этап 5. На данном этапе для значений оборотов коленчатого вала двигателя (n), лежащих в пределах 1000–1600 об/мин, устанавливаем основные характеристики.

Значения крутящего момента ($M_{кр.д}$) и мощности (N_d) двигателя в зависимости от оборотов коленчатого вала представлены в таблице 3, где n назначается в пределах исследуемых оборотов коленчатого вала, $M_{кр.д}$ определяется по скоростной характеристике двигателя (рисунок 3) в зависимости от оборотов коленчатого вала и N_d рассчитывается по формуле:

$$N_d = \frac{M_{кр.д} \cdot n}{9550}. \quad (6)$$

Таблица 3 – Зависимость крутящего момента и мощности двигателя от оборотов коленчатого вала двигателя

Table 3 – Dependence of engine torque and power on engine crankshaft speed

n , об/мин	$M_{кр.д}$, Н·м	N_d , кВт
1	2	3
1000	690	72
1100	740	85
1200	780	98

Продолжение таблицы 3

Table 3 continued

1	2	3
1300	780	106
1400	780	114
1450	780	118
1500	780	123
1600	780	131

Результатом данного этапа является оцифровка основных скоростных характеристик двигателя.

Этап 6. Производим сопоставление крутящих моментов насоса и двигателя.

Для этого в табличном редакторе строим зависимости по данным таблиц 2 и 3. В результате построения зависимостей получены два графика (рисунки 4, 5), пересекающиеся в точке, соответствующей по оси Y 1470,2 об/мин.

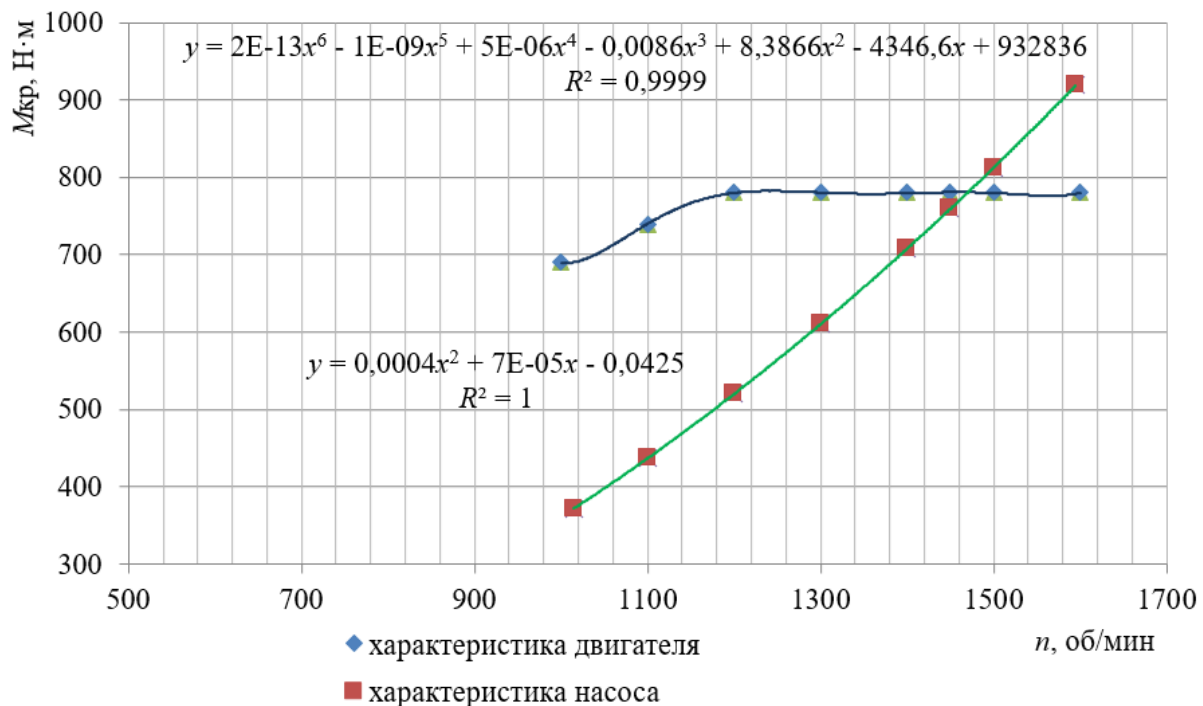


Рисунок 4 – Зависимость крутящих моментов насоса и двигателя от оборотов коленчатого вала двигателя

Figure 4 – Dependence of pump and engine torques on engine crankshaft speed

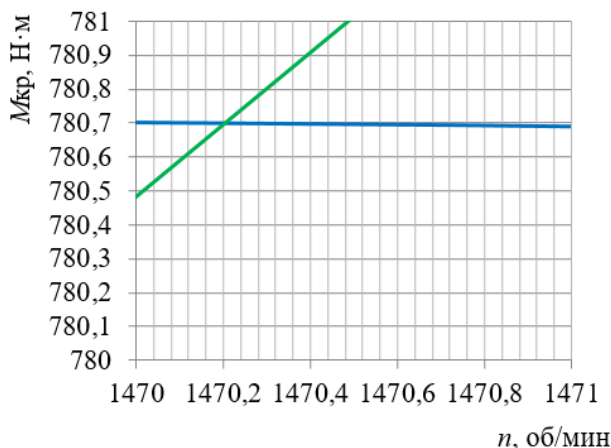


Рисунок 5 – Определение численности оборотов коленчатого вала двигателя в точке пересечения графиков крутящих моментов насоса и двигателя графоаналитическим методом

Figure 5 – Determining the number of the engine crankshaft revolutions at the intersection point of the pump and engine torque graphs using the graph-analytical method

Этап 7. Производим сопоставление мощностей насоса и двигателя.

Для этого в табличном редакторе строим зависимости по данным таблиц 2 и 3. В результате построения зависимостей получены два графика (рисунки 6, 7), пересекающиеся в точке, соответствующей по оси Y 1467,5 об/мин.

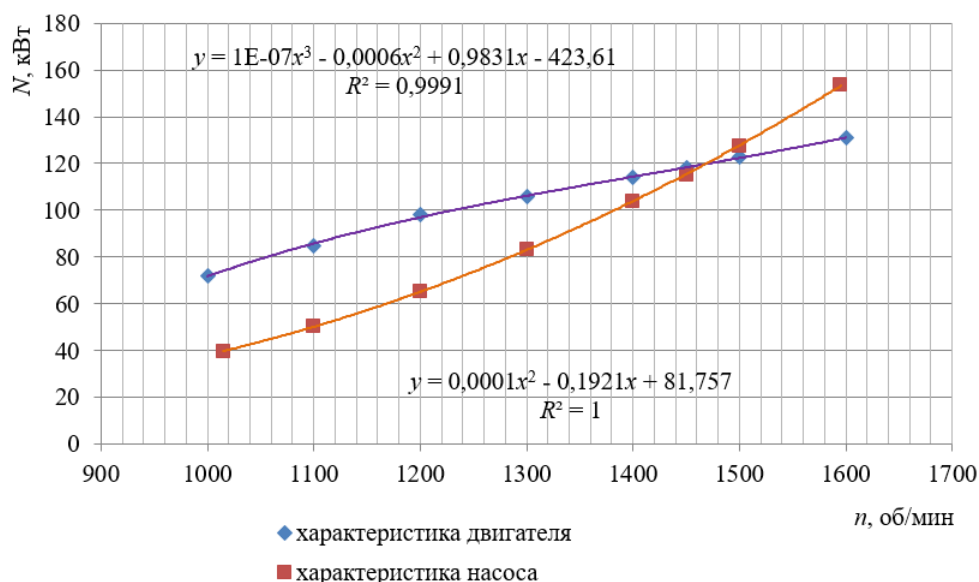


Рисунок 6 – Зависимость мощностей насоса и двигателя от оборотов коленчатого вала двигателя

Figure 6 – Dependence of pump and engine power on engine crankshaft speed

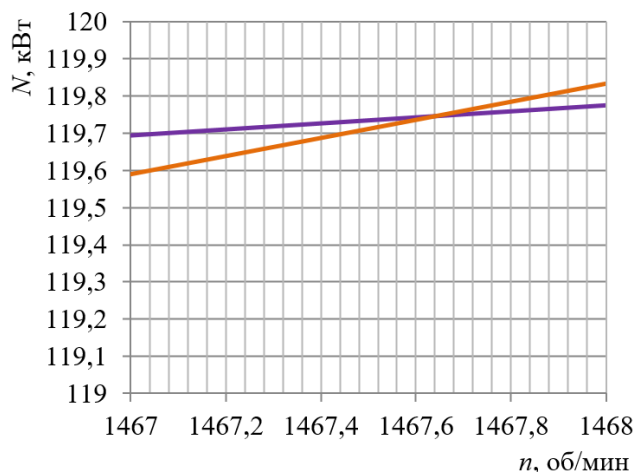


Рисунок 7 – Определение численности оборотов коленчатого вала двигателя в точке пересечения графиков мощностей насоса и двигателя графическим методом

Figure 7 – Determining the number of revolutions of the engine crankshaft at the intersection point of the graphs of the pump and engine powers using the graphical method

Этап 8. Производим анализ полученных на этапах 6 и 7 графических данных.

Анализ графиков на рисунках 4, 6 показал, что крутящий момент и мощность двигателя перекрывают потребности насоса в интервале оборотов от 1000 до около 1470 об/мин. Применяв графический метод (см. рисунки 5, 7), уточнили характеристики точек пересечения графиков, так, графики крутящих моментов насоса и двигателя пересекаются в точке, соответствующей значению оборотов 1470,2 об/мин, а графики мощности пересекаются в точке, соответствующей значению оборотов 1467,5 об/мин. Величину 1467,5 об/мин можно считать максимальным числом в пределах регулирования насоса, увеличение оборотов коленчатого вала двигателя более полученного числа не приведет к существенному росту расходно-напорных характеристик насоса, но значительно повлияет на расход топлива двигателем.

В случае если требуемые мощность и крутящий момент превышают значения данных показателей ДВС, необходимо произвести подбор нового ДВС и повторно произвести расчеты.

Этап 9. Производим расчет энергетической характеристики водного потока ($Q \cdot H$) и строим ее зависимость от оборотов вращения насоса.

Воспользовавшись данными таблицы 2, в частности значениями n_3 , H , Q , произвели расчет энергетической характеристики водного потока ($Q \cdot H$), что позволило построить график и получить уравнение зависимости оборотов насоса от $Q \cdot H$ (рисунок 8).

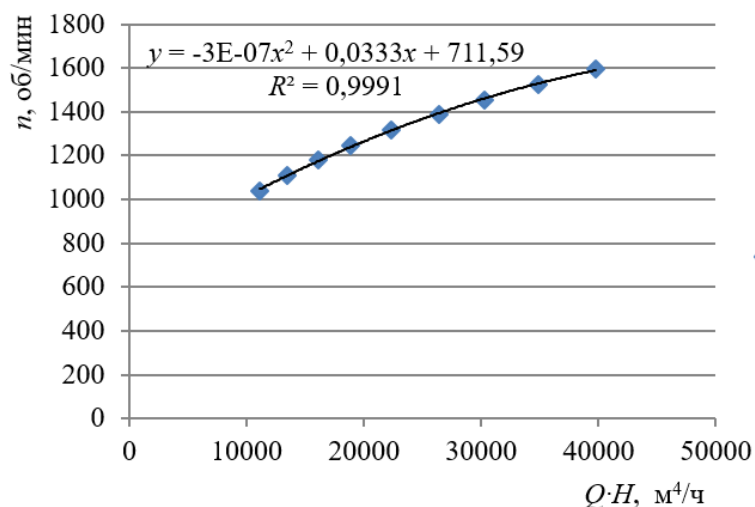


Рисунок 8 – Зависимость оборотов насоса от энергетической характеристики водного потока ($Q \cdot H$)

Figure 8 – Dependence of pump speed on the energy characteristic of the water flow ($Q \cdot H$)

Этап 10. Производим уточнение количества оборотов коленчатого вала ДВС для обеспечения заданных напорно-расходных характеристик при работе дождевальных машин (ДМ 1, ДМ 2).

Исходными данными для расчетов являются расходно-напорные характеристики (см. таблицу 1) и рассчитанные на их основе энергетические характеристики водного потока ($Q \cdot H$) для каждой из дождевальных машин. Подставив значения $Q \cdot H$ в уравнение $y = -3,0 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 + 0,0333 \cdot x + 711,59$, получили значения оборотов коленчатого вала ДВС n для двух режимов работы насосного агрегата (таблица 4).

Таблица 4 – Уточнение требуемых оборотов коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания по энергетической характеристике водного потока

Table 4 – Clarification of the required crankshaft speed of an internal combustion engine based on the energy characteristics of the water flow

Режим	Q , м ³ /ч	H , м	$Q \cdot H$, м ⁴ /ч	n , об/мин
ДМ 1	432,00	59,29	25613,28	1367,7
ДМ 2	432,00	68,66	29661,12	1435,4

Выводы. Разработанный алгоритм позволяет производить выбор элементов насосного агрегата мелиоративного назначения с учетом энергосберегающего режима работы двигателя внутреннего сгорания и уточнять необходимую частоту вращения вала насоса с учетом требуемой производительности, а также определять диапазон рабочих характеристик насосного агрегата.

В результате исследований выявлено, что энергоэффективный рабочий диапазон насосного агрегата ограничивается пределами частоты вращения 1200–1467,5 об/мин, при этом нижний предел зависит от интервала (частоты вращения) с минимальным удельным расходом топлива, верхний предел обусловлен невозможностью эффективного обеспечения двигателем работы насоса по крутящему моменту и (или) мощности.

Теоретические расчеты показали, что требуемые для дождевальных машин расходно-напорные характеристики обеспечиваются насосным агрегатом для ДМ 1 при частоте вращения 1367,7 об/мин, а для ДМ 2 при 1435,4 об/мин.

В результате исследований выявлено, что частота вращения коленчатого вала двигателя в диапазоне 1467,5–1780 об/мин, также соответствующая минимальному удельному расходу топлива, при рассматриваемой компоновке насосного агрегата не задействована, это предполагает возможность проведения последующих исследований на предмет расширения рабочего диапазона расходно-напорных характеристик пары, состоящей

из насоса «Делиум 125-480А» и двигателя ЯМЗ-53403, посредством подбора необходимого редуктора.

Список источников

1. Прочий Д. В., Волкова Е. А., Коржов В. И. Использование элементов моделирования работы мелиоративных насосных станций при переходных гидравлических режимах // Мелиорация как драйвер модернизации АПК в условиях изменения климата: материалы IV Междунар. науч.-практ. интернет-конф., г. Новочеркасск, 24–26 апр. 2023 г. Новочеркасск: Лик, 2023. С. 59–64. EDN: QQENNM.
2. Соловьев Д. А., Журавлева Л. А. Ресурсосбережение при проектировании и эксплуатации дождевальных машин кругового действия // Аграрный научный журнал. 2019. № 8. С. 81–88. DOI: 10.28983/asj.y2019i8pp81-88. EDN: EEWTCR.
3. Совершенствование технологии полива дождевальными машинами кругового действия «Каскад» / Д. А. Соловьев, Л. А. Журавлева, В. А. Соловьев, Р. Н. Кузнецов // Научная жизнь. 2019. № 1. С. 57–65. EDN: HDDVJO.
4. Куприянов А. А. Совершенствование конструкции дождевальной машины кругового действия // Наука и молодежь: сб. науч. тр. Новочеркасск: Новочеркас. инж.-мелиоратив. ин-т им. А. К. Кортунова Донского ГАУ, 2019. Т. 6. С. 13–19. EDN: TMNOFC.
5. Выбор оптимального варианта полива дождевальной машиной фронтального или кругового действия и расчет параметров орошения («VOVDM.xlsx»): свидетельство о гос. регистрации прогр. для ЭВМ № 2019614494 Рос. Федерация / Ольгаренко Г. В., Булгаков В. И., Капустина Т. А., Замаховский М. П.; заявитель Всерос. науч.-исслед. ин-т систем орошения и сельхозводоснабжения «Радуга». Заявка № 2019613207; заявл. 27.03.19; опубл. 05.04.19, Бюл. № 4. EDN: UFILHE.
6. Кожанов А. Л., Воеводин О. В. Осушительно-увлажнительные системы на равнинных территориях с применением фронтальных и фронтально-круговых дождевальных машин // Мелиорация и гидротехника [Электронный ресурс]. 2021. Т. 11, № 3. С. 95–108. URL: <https://rosniipm-sm.ru/article?n=1216> (дата обращения: 18.09.2024). DOI: 10.31774/2712-9357-2021-11-3-95-108. EDN: GZRQZT.
7. Система управления широкозахватной дождевальной машины кругового действия для прецизионного орошения / А. Н. Бабичев, В. А. Монастырский, В. И. Ольгаренко, Р. В. Скиданов, В. В. Подлипов // Пути повышения эффективности орошаемого земледелия. 2019. № 1(73). С. 195–199. EDN: DWEWYJ.
8. Toirov O. Z., Khalikov S. S. Research and evaluation of the reliability indicators of pumping units for mechanical irrigation of the pumping station «Kuzyl-Tepa» // Power Technology and Engineering. 2024. Vol. 57, № 5. P. 690–696. DOI: 10.1007/s10749-024-01720-2. EDN: VJPRJB.
9. Bakhridin K., Azam A., Alisher D. Full-scale testing of water intake pumps of pumping stations // E3S Web of Conferences: 22nd International Scientific Conference on Construction the Formation of Living Environment, FORM 2019. Tashkent: EDP Sciences, 2019. Vol. 97. 05017. DOI: 10.1051/e3sconf/20199705017. EDN: BGGLTU.
10. Кивляк П. Я., Полубятко В. Г. Расчет мощности насоса для перекачки жидкости по трубопроводу // Материалы конференции студентов и молодых ученых, посвященной памяти профессора М. В. Кораблева, г. Гродно, 18–19 апр. 2013 г. Гродно: Гродн. гос. мед. ун-т, 2013. С. 352–353. EDN: GVGXUU.
11. Макушев Ю. П., Абишев К. К., Асылова К. Б. Определение технико-экономических показателей двигателя внутреннего сгорания путем анализа его характеристик // Наука и техника Казахстана. 2019. № 4. С. 95–108. EDN: ZGSYQU.

12. Батршин А. Ш., Бирзуль А. Н., Питиляк Д. А. Экспериментальная проверка формулы пересчета подачи насоса при частотном регулировании аэрозольного комплекса «Туман» // Современные исследования в области технических и естественных наук: сб. науч. тр. по материалам междунар. науч.-практ. конф., г. Белгород, 30 мая 2017 г. Белгород: Агентство перспектив. науч. исслед., 2017. С. 173–178. EDN: YRIUUP.

13. Крицкая В. И., Ивашечкин В. В. Графоаналитический метод расчета скважинного водозабора // Инновационные технологии в водном, коммунальном хозяйстве и водном транспорте: материалы II Респ. науч.-техн. конф., г. Минск, 28–29 апр. 2022 г. Минск: БНТУ, 2022. С. 244–248. EDN: ZNESXW.

14. Донской Ю. А. Один из критериев определения верхнего предела частоты вращения ротора ЭЦН // Территория нефтегаз. 2007. № 8. С. 68–71. EDN: LHODEF.

15. Козлов И. В., Пещеренко С. Н. Критерии подобия лопастных насосов // Вестник Пермского университета. Физика. 2019. № 3. С. 5–11. DOI: 10.17072/1994-3598-2019-3-05-11. EDN: CBGVJZ.

16. Ахмедова Н. Р., Наумов В. А. Критерии подобия автономной перекачивающей системы и их влияние на показатели энергетической эффективности // Строительство: наука и образование. 2022. Т. 12, № 1. С. 74–87. DOI: 10.22227/2305-5502.2022.1.6. EDN: DLFWSI.

References

1. Prochiy D.V., Volkova E.A., Korzhov V.I., 2023. *Ispol'zovanie elementov modelirovaniya raboty meliorativnykh nasosnykh stantsiy pri perekhodnykh gidravlicheskiykh rezhimakh* [Use of operation simulation elements of the reclamation pumping stations under transient hydraulic modes]. *Melioratsiya kak drayver modernizatsii APK v usloviyakh izmeneniya klimata: materialy IV Mezhdunar. nauch.-prakt. internet-konf.* [Land Reclamation as a Driver for the Agro-Industrial Complex Modernization in the Context of Climate Change: Proc. of the IV International Scientific-Practical Internet Conference]. Novocherkassk, Lik Publ., pp. 59-64, EDN: QQENNM. (In Russian).

2. Soloviev D.A., Zhuravleva L.A., 2019. *Resursosberezhenie pri proektirovanii i ekspluatatsii dozhdeval'nykh mashin krugovogo deystviya* [Resource saving in the design and operation of centre pivot sprinklers]. *Agrarnyy nauchnyy zhurnal* [Agrarian Scientific Journal], no. 8, pp. 81-88, DOI: 10.28983/asj.y2019i8pp81-88, EDN: EEWTCR. (In Russian).

3. Soloviev D.A., Zhuravleva L.A., Soloviev V.A., Kuznetsov R.N., 2019. *Sovershenstvovanie tekhnologii poliva dozhdeval'nymi mashinami krugovogo deystviya «Kaskad»* [The improvement of technological methods of irrigation by center pivot sprinkling machines “Cascade”]. *Nauchnaya zhizn'* [Scientific Life], no. 1, pp. 57-65, EDN: HDDVJO. (In Russian).

4. Kupriyanov A.A., 2019. *Sovershenstvovanie konstruksii dozhdeval'noy mashiny krugovogo deystviya* [Improving the design of the center pivot sprinkler]. *Nauka i molodezh': sb. nauch. trudov* [Science and Youth: Collection of Scientific Papers]. Novocherkassk, Novocherkassk Engineering and Land Reclamation Institute named after A. K. Kortunov Donskoy GAU, vol. 6, pp. 13-19, EDN: TMNOFC. (In Russian).

5. Olgarenko G.V., Bulgakov V.I., Kapustina T.A., Zamakhovsky M.P., 2019. *Vybor optimal'nogo varianta poliva dozhdeval'noy mashinoy frontal'nogo ili krugovogo deystviya i raschet parametrov orosheniya («VOVDM.xlsx»)* [Selection of the Optimal Irrigation Option Using a Frontal or Pivot Sprinkler and Calculation of Irrigation Parameters (“VOVDM.xlsx”). Certificate of State Registration of Computer Program, no. 2019614494, EDN: UFILHE. (In Russian).

6. Kozhanov A.L., Voevodin O.V., 2021. [Drainage and humidification systems in flat land using frontal and frontal-pivot sprinklers]. *Melioratsiya i gidrotekhnika*, vol. 11, no. 3, pp. 95-108, available: <https://rosniipm-sm.ru/article?n=1216> [accessed 18.09.2024], DOI: 10.31774/2712-9357-2021-11-3-95-108, EDN: GZRQZT. (In Russian).

7. Babichev A.N., Monastyrsky V.A., Olgarenko V.I., Skidanov R.V., Podlipnov V.V., 2019. *Sistema upravleniya shirokozakhvatnoy dozhdaval'noy mashiny krugovogo deystviya dlya pretsionnogo orosheniya* [Control system of a wide-cut pivot sprinkler for precision irrigation]. *Puti povysheniya effektivnosti oroshaemogo zemledeliya* [Ways of Increasing the Efficiency of Irrigated Agriculture], no. 1(73), pp. 195-199, EDN: DWEWYJ. (In Russian).

8. Toirov O.Z., Khalikov S.S., 2024. Research and evaluation of the reliability indicators of pumping units for mechanical irrigation of the pumping station «Kyzyl-Tepa». *Power Technology and Engineering*, vol. 57, no. 5, pp. 690-696, DOI: 10.1007/s10749-024-01720-2, EDN: BJPRJB.

9. Bakhridin K., Azam A., Alisher D., 2019. Full-scale testing of water intake pumps of pumping stations. *E3S Web of Conferences: 22nd International Scientific Conference on Construction the Formation of Living Environment, FORM 2019*. Tashkent, EDP Sciences, vol. 97, 05017, DOI: 10.1051/e3sconf/20199705017, EDN: BGGLTU.

10. Kivlyak P.Ya., Polubyatko V.G., 2013. *Raschet moshchnosti nasosa dlya perekachki zhidkosti po truboprovodu* [Calculation of pump capacity for liquid pumping through a pipeline]. *Materialy konferentsii studentov i molodykh uchenykh, posvyashchennoy pamyati professora M. V. Korableva* [Proceedings of the Conference of Students and Young Scientists Dedicated to the Memory of Professor M. V. Korablyov]. Grodno, Grodno State Medical University, pp. 352-353, EDN: GVGXUU. (In Russian).

11. Makushev Yu.P., Abishev K.K., Asylova K.B., 2019. *Opredelenie tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley dvigatelya vnutrennego sgoraniya putem analiza yego kharakteristik* [Determination of technical and economic indicators of an internal combustion engine by analyzing its characteristics]. *Nauka i tekhnika Kazakhstana* [Science and Technology in Kazakhstan], no. 4, pp. 95-108, EDN: ZGSYQU. (In Russian).

12. Batrshin A.Sh., Birzul A.N., Pitilyak D.A., 2017. *Eksperimental'naya proverka formuly perescheta podachi nasosa pri chastotnom regulirovanii aerazol'nogo kompleksa «Tuman»* [Experimental verification of the formula for recalculating the pump flow rate with frequency regulation of the aerosol complex “Tuman”]. *Sovremennye issledovaniya v oblasti tekhnicheskikh i yestestvennykh nauk: sb. nauch. tr. po materialam mezhdunar. nauchno-prakt. konferentsii* [Modern Research in the Field of Technical and Natural Sciences: Coll. Sci. Papers Based on the Proc. of the International Scientific-Practical Conference]. Belgorod, Agency for Prospective Scientific Research Publ., pp. 173-178, EDN: YRIUUP. (In Russian).

13. Kritskaya V.I., Ivashechkin V.V., 2022. *Grafoanaliticheskiy metod rascheta skvazhinnogo vodozabора* [Graph-analytical method for calculating well water intake]. *Innovatsionnye tekhnologii v vodnom, kommunal'nom khozyaystve i vodnom transporte: materialy II Resp. nauchno-tekhn. konferentsii* [Innovative Technologies in Water, Utilities and Water Transport: Proc. of the II Republican Scientific-Technical Conference]. Minsk, BNTU, pp. 244-248, EDN: ZNESXW. (In Russian).

14. Donskoy Yu.A., 2007. *Odin iz kriteriev opredeleniya verkhnego predela chastoty vrashcheniya rotora ETSN* [One of the criteria for determining the upper limit of the rotor speed of the ESP]. *Territoriya neftegaz* [Oil and Gas Territory], no. 8, pp. 68-71, EDN: LHODEF. (In Russian).

15. Kozlov I.V., Peshcherenko S.N., 2019. *Kriterii podobiya lopastnykh nasosov* [Similarity criteria for vane pumps]. *Vestnik Permskogo universiteta. Fizika* [Bulletin of Perm University. Physics], no. 3, pp. 5-11, DOI: 10.17072/1994-3598-2019-3-05-11, EDN: CBGVJZ. (In Russian).

16. Akhmedova N.R., Naumov V.A., 2022. *Kriterii podobiya avtonomnoy perekachivayushchey sistemy i ikh vliyanie na pokazateli energeticheskoy effektivnosti* [Similarity crite-

ria of an autonomous pumping system and their impact on energy efficiency indicators].
Stroitel'stvo: nauka i obrazovanie [Civil Engineering: Science and Education], vol. 12, no. 1,
pp. 74-87, DOI: 10.22227/2305-5502.2022.1.6, EDN: DLFWSI. (In Russian).

Информация об авторах

О. В. Воеводин – ведущий научный сотрудник, кандидат сельскохозяйственных наук, Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации, Новочеркасск, Российская Федерация, Vovteh@yandex.ru, ORCID: 0000-0003-1098-2979;

А. Л. Кожанов – ведущий научный сотрудник, кандидат технических наук, Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации, Новочеркасск, Российская Федерация, AntonKozhanov1983@yandex.ru, ORCID: 0000-0002-4240-1967.

Information about the authors

O. V. Voevodin – Leading Researcher, Candidate of Agricultural Sciences, Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems, Novocherkassk, Russian Federation, Vovteh@yandex.ru, ORCID: 0000-0003-1098-2979;

A. L. Kozhanov – Leading Researcher, Candidate of Technical Sciences, Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems, Novocherkassk, Russian Federation, AntonKozhanov1983@yandex.ru, ORCID: 0000-0002-4240-1967.

*Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Все авторы в равной степени несут ответственность за нарушения в сфере этики научных публикаций.*

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

All authors are equally responsible for ethical violations in scientific publications.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

*Статья поступила в редакцию 23.09.2024; одобрена после рецензирования 24.10.2024;
принята к публикации 31.10.2024.*

*The article was submitted 23.09.2024; approved after reviewing 24.10.2024; accepted for
publication 31.10.2024.*