

УДК 656.62

DOI: 10.37890/jwt.vi85.618

## **Обоснование геометрических параметров рабочего колеса грунтового насоса**

**С.Г. Яковлев**

*ORCID: 0009-0006-7879-3612*

*Волжский государственный университет водного транспорта, г. Нижний Новгород, Россия*

**Аннотация.** Использование осевого насоса в качестве подпорного в грунтонасосном комплексе землесоса целесообразно и эффективно, и в качестве рабочего органа используют различные рабочие колеса, в том числе и профилированные. Опыт применения осевого насоса с профилированными лопастями показывает, что на начальном этапе эксплуатации обеспечивается высокий к.п.д., который в дальнейшем имеет тенденцию к резкому снижению вследствие неизбежного их износа. Предлагаемое шнековое рабочее колесо постоянного шага имеет упрощенную геометрию, технологично при изготовлении и, что важно, ремонте и при более низком к.п.д. может сохранять свое значение на длительный период работы. Испытания моделей таких насосов позволили построить их характеристики, но для получения оптимального значения к.п.д. и напора на требуемой подаче необходимо проанализировать конкурирующие факторы и определить их значения. К таким факторам, влияющим на параметр оптимизации, относятся диаметры рабочего колеса и втулки, углы установки лопасти, густота решетки на различных радиусах рабочего колеса.

**Ключевые слова:** осевой насос, шнековое рабочее колесо, диаметр рабочего колеса, угол установки лопасти, густота решетки рабочего колеса, к.п.д. насоса, напор насоса

## **Justification of geometric parameters of the ground pump impeller**

*Sergey G. Yakovlev*

*ORCID: 0009-0006-7879-3612*

*Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia*

**Abstract.** The use of an axial pump as a back-up pump in a ground pump complex of a dredger is expedient and effective, and various impellers, including profiled ones, are used as a working body. The experience of using an axial pump with profiled blades shows that at the initial stage of operation, high efficiency is ensured, which later tends to decrease sharply due to their inevitable wear. The proposed constant-pitch screw impeller has a simplified geometry, being technologically advanced in manufacturing and, importantly, repair, and with a lower efficiency can retain its value for a long period of operation. Tests of such pumps' models have allowed us to form their characteristics, but in order to obtain the optimal value of efficiency and pressure at the required supply, it is necessary to analyze competing factors and determine their values. Such factors affecting the optimization parameter include the diameters of the impeller and sleeve, the angles of blade installation, and the density of the grate at various radii of the impeller.

**Keywords:** axial pump, screw impeller, impeller diameter, blade angle, impeller grid density, pump efficiency, pump head.

## Введение

Известно, что установка дополнительного грунтового насоса во всасывающей магистрали трюмного насоса землесоса, как дноуглубительного, так и добывающего, позволяет решать многие задачи: повышение всасывающей способности грунтонасосного комплекса, и как следствие увеличение производительности по грунту, глубины извлечения грунта, устранение кавитационного износа рабочих органов [1,2,3,4,5,6]. Испытания моделей осевого грунтового насоса позволили получить его характеристики, при этом при проектировании насоса достижение максимального к.п.д. считалось основной задачей. Коэффициент полезного действия осевого насоса со шнековым рабочим колесом связан с различными факторами как расчетными, так и конструктивными, к которым относятся коэффициент диаметра шнека, расходный параметр, угол установки лопасти, густота решетки. Рассмотрение результатов испытаний дало возможность проанализировать и обосновать принятые конструктивные решения и определить направления дальнейших исследований.

## Методы

Основным параметром, определяющим к.п.д. шнекового рабочего колеса, является коэффициент диаметра шнека  $K_{D_{ш}}$  [7]

$$K_{D_{ш}} = \frac{D_{ш}\sqrt{1 - d_{вт}^2}}{\sqrt{\frac{Q}{\omega}} \frac{2\pi}{60}}, \quad (1)$$

где  $D_{ш}$  – наружный диаметр шнека;

$d_{вт}$  – втулочное отношение,  $d_{вт} = d_{вт}/D_{ш}$ ;

$Q$  – подача насоса;

$\omega$  – угловая скорость.

При этом как показывают эксперименты режим максимального к.п.д. соответствует значению параметра  $q_0 = 0,65$  [7]

$$q_0 = \frac{Q}{Q_0}, \quad (2)$$

где  $Q_0$  – подача, при которой напор шнека равен нулю.

Исследованиями [7] установлено, что при значениях  $K_{D_{ш}} = 4 \div 4,5$  экономичность шнековых насосов может достигать  $0,7 \div 0,8$ . Для принятых параметров осевого шнекового насоса  $K_{D_{ш}} = 4,4$ .

На к.п.д. шнека оказывает влияние угол  $\beta_{л1}$  установки лопасти, который связан с расходным параметром  $q_1$  выражением [7]

$$q_1 = \frac{c_{1z}}{\omega r \tan \beta_{л1}}, \quad (3)$$

где  $c_{1z}$  – абсолютная скорость потока перед рабочим колесом;

$r$  – радиус рабочего колеса;

$\beta_{л1}$  – угол установки лопасти на радиусе  $r$ .

Для шнека постоянного шага углы установки лопасти на входе и выходе на данном радиусе равны и напор создается за счет угла атаки, принимаемого на среднем диаметре в пределах  $5 \div 11^0$  [7].

В связи с тем, что наибольшие потери энергии в рабочем колесе имеют место в периферийной области выбирают именно периферийную густоту решетки  $\tau_{пер}$ . Для уменьшения гидравлических потерь необходимо уменьшать густоту проектируемой решетки, однако с её уменьшением растет диффузорность течения в каналах рабочего колеса, а значит создаются условия для отрыва потока от профиля [7].

Для оценки влияния указанных факторов на к.п.д. и напор осевого насоса, изготовленного в масштабе 1:6, были испытаны модели рабочих колес с углами установки лопасти  $\beta_{л1ср}$  на среднем диаметре, изменяющимися в диапазоне от  $25,5^0$  до  $40^0$  и густотой решетки  $\tau_{пер}$  лопасти на периферии, диапазон изменения которой составляет  $0,8 \div 1,2$ . Основные размеры рабочего колеса для  $\beta_{л1ср} = 30^0$  и  $\tau_{пер} = 1,0$  показаны на рис.1. Решетки цилиндрических сечений этого же рабочего колеса у втулки, на среднем диаметре и на периферии представлены на рис.2. Аналогичные расчеты и построения были выполнены и для других моделей рабочих колес.

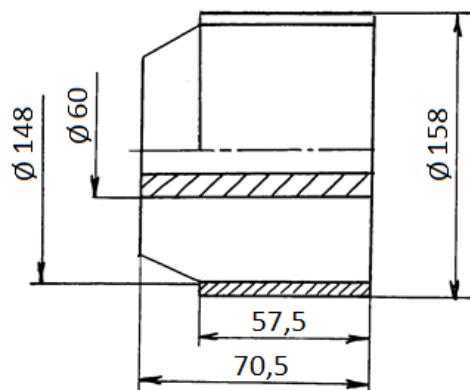


Рис. 1. Основные размеры рабочего колеса с  $\beta_{л1ср} = 30^0$ ,  
 $\tau_{пер} = 1,0$

Режим максимального к.п.д. для шнека постоянного шага с 10% загромождением проходного сечения лопастями приближенно соответствует  $q_1=0,54$  [7]. В исследуемом насосе по результатам испытаний максимум к.п.д. соответствует расходному параметру  $q_1=0,49$  (рис.3). При работе шнека на режиме  $q_1 < 0,5$  на входе в шнек образуются обратные токи [7, 8]. Причиной появления обратных токов является нарушение радиального равновесия потока жидкости на всасывающей стороне лопасти, что приводит к перемещению жидкости вблизи втулки в сторону увеличению радиуса. В периферийной области колеса радиально движущаяся жидкость, встречая препятствие в виде обечайки, растекается по межлопастному каналу, образуя на всасывающей стороне лопасти источник, и последствиями воздействия обратных токов являются, в частности, неравномерность поля давления на входе в осевое колесо, закручивание активного потока по направлению вращения колеса.

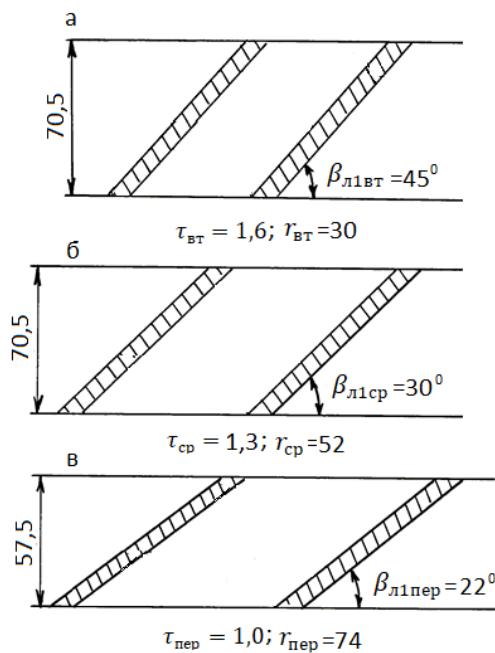


Рис. 2. Решетки профилей осевого рабочего колеса:  
а – у втулки; б – на среднем диаметре; в – на периферии

При этом при уменьшении расходного параметра до значений  $0,3 < q_1 < 0,4$  расход жидкости, соответствующий противотокам, составляет от 20% до 50% от расхода активного потока [8]. Обратные токи, выходящие из колеса, обладают сравнительно большой энергией и поэтому для их поворота в рабочее колесо тратится значительная доля энергии активного потока, что приводит к ухудшению энергетических характеристик. Однако исследованиями [8] установлено, что при  $q_1=0,5$  одновременно с образованием обратных токов во входных участках межлопастных каналов потери напора активного потока скачкообразно уменьшаются и при дальнейшем уменьшении расходного параметра опять постепенно увеличиваются.

При отсутствии обратных токов на воде в шнек основными потерями энергии активного потока при входе в межлопастные каналы будут потери на удар, связанные с тем, что при  $0,5 < q_1 < 1$  жидкость натекает на лопасти под некоторым положительным углом атаки. При  $q_1=0,5$  обратные токи, возникавшие на входе в лопасти колеса, закручивают основной поток и способствуют некоторому уменьшению угла атаки на периферии. Это явление сопровождается снижением потерь напора активного потока в периферийной области и снижением потребляемой мощности лопастной системой, т.к. процессами, происходящими на периферии рабочего осевого колеса, в основном, определяются параметры насоса. Такое же явление уменьшения потерь напора с возникновением обратных токов отмечено при рассмотрении полных гидравлических потерь в межлопастных каналах изолированного осевого колеса [8], что, очевидно, должно сопровождаться улучшением энергетических характеристик. Эти можно объяснить повышение экономичности до  $\eta=62,7\%$  на подаче  $Q=115\text{м}^3/\text{ч}$  ( $q_1=0,49$ ) при испытаниях осевого насоса с рабочим колесом с  $\beta_{l1cp} = 30^\circ$  и  $\tau_{per} = 1,0$  (рис.3).

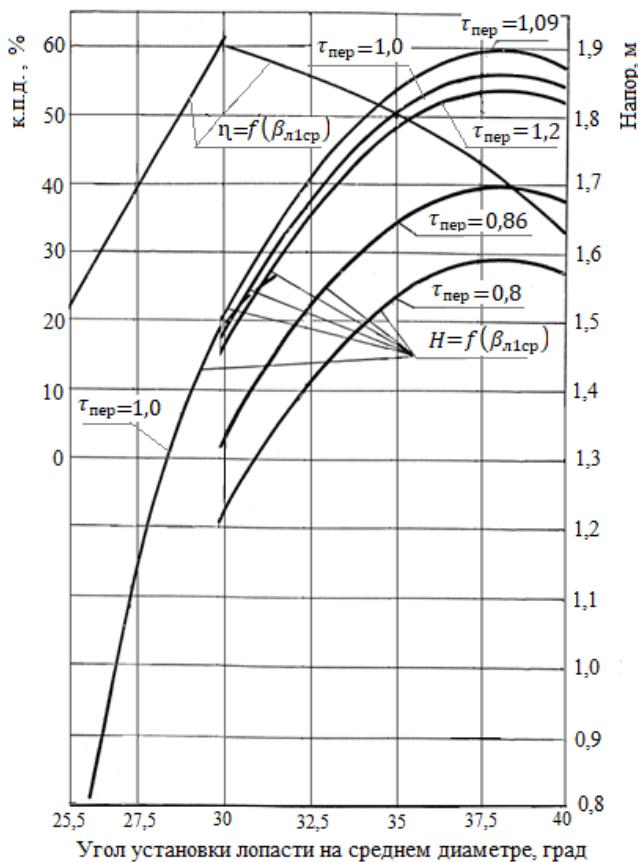


Рис. 3. Зависимости  $\eta = f(\beta_{l1cp})$  и  $H = f(\beta_{l1cp}, \tau_{\text{пер}})$

Область изменения угла установки лопасти на среднем диаметре  $25,5^0 \leq \beta_{l1cp} \leq 30^0$  (рис.3) характеризуется интенсивным увеличением  $\eta$  при увеличении  $\beta_{l1cp}$ . При этом зависимость  $H = f(\beta_{l1cp})$  в указанном интервале приближается к линейной с большим угловым коэффициентом, что свидетельствует о быстром росте напора при увеличении  $\beta_{l1cp}$ . Такой вид зависимости  $H = f(\beta_{l1cp})$  в указанном диапазоне изменения угла установки лопасти объясняется аналогичной линейной зависимостью коэффициента подъёмной силы от угла атаки в зоне его докритических значений.

Для исследования зависимостей  $H = f(\beta_{л1cp}, \tau_{пер})$ ,  $\eta = f(\beta_{л1cp})$  проведено зондирование потока за рабочим колесом. При этом влияние  $\tau_{пер}$  на к.п.д. в диапазоне  $0,8 \leq \tau_{пер} \leq 1,2$  оценивается как несущественное на оптимизируемый параметр. Для измерения потенциального напора использовался цилиндрический зонд с наружным диаметром 3 мм и внутренним 1 мм, основное требование к которому заключается в том, что размеры возмущений, создаваемые внесенным в поток прибором, должны быть достаточно малыми. Так как процессы, происходящие за рабочим колесом, обуславливаются шаговой неравномерностью, как следствием работы рабочего колеса с конечным числом лопастей и неравномерностью скоростей в гидродинамических следах за лопастями, вызванной вязкостью жидкости. Следовательно, измерения потенциального напора следует проводить на таком расстоянии, на котором осуществляется достаточное турбулентное выравнивание относительных скоростей. Зависимость, определяющая это минимальное расстояние  $h$ , имеет вид [9]

$$h = t \sin^2 \beta_{\text{л2пер}}, \quad (4)$$

где  $t$  – шаг установки лопасти на периферийном диаметре;

$\beta_{\text{л2пер}}$  – угол установки лопасти на периферии на выходе из рабочего колеса.

Учитывая эти рекомендации, измерения проводились на 30 мм от выходных кромок лопастей рабочего колеса. Для замеров потенциального напора использовался дифференциальный манометр, заполненный водой. Перемещение зонда проводилось вдоль радиуса выпрямляющего аппарата, расположенного за рабочим колесом, от внутренней стенки до втулки с фиксацией показаний дифференциального манометра через каждые 5 мм перемещения прибора. Результаты измерений рабочих колес с  $\beta_{\text{л1ср}} = 25,5^\circ$ ;  $\beta_{\text{л1ср}} = 28,5^\circ$ ;  $\beta_{\text{л1ср}} = 30,0^\circ$ ;  $\beta_{\text{л1ср}} = 31,5^\circ$ ;  $\beta_{\text{л1ср}} = 35^\circ$  представлены на рис. 4. Анализ представленных зависимостей показывает, что с увеличением  $\beta_{\text{л1ср}}$  от  $25,5^\circ$  до  $30^\circ$  потенциальный напор за рабочим колесом возрастает, а при дальнейшем увеличении угла установки лопасти на среднем диаметре снижается. Характер поведения представленных зависимостей подтверждает, что создаваемый рабочим колесом напор неодинаков на различных радиусах. Наибольший потенциальный напор создается при работе с рабочим колесом с  $\beta_{\text{л1ср}} = 30^\circ$ , вследствие чего меньшая доля энергии теряется в процессе преобразования скоростного напора в давление, что влияет на рост к.п.д. Сравнительно небольшие углы установки лопасти при испытаниях рабочих колес с  $25,5^\circ \leq \beta_{\text{л1ср}} \leq 30^\circ$ , а, следовательно, и относительно небольшие окружные составляющие абсолютной скорости на выходе из колеса позволяют сделать вывод, что развиваемый напор растет быстрее, чем сопутствующие этому росту потери. Этим объясняется увеличение к.п.д. при изменении  $\beta_{\text{л1ср}}$  от  $25,5^\circ$  до  $30^\circ$  до своего максимального значения (рис.3).

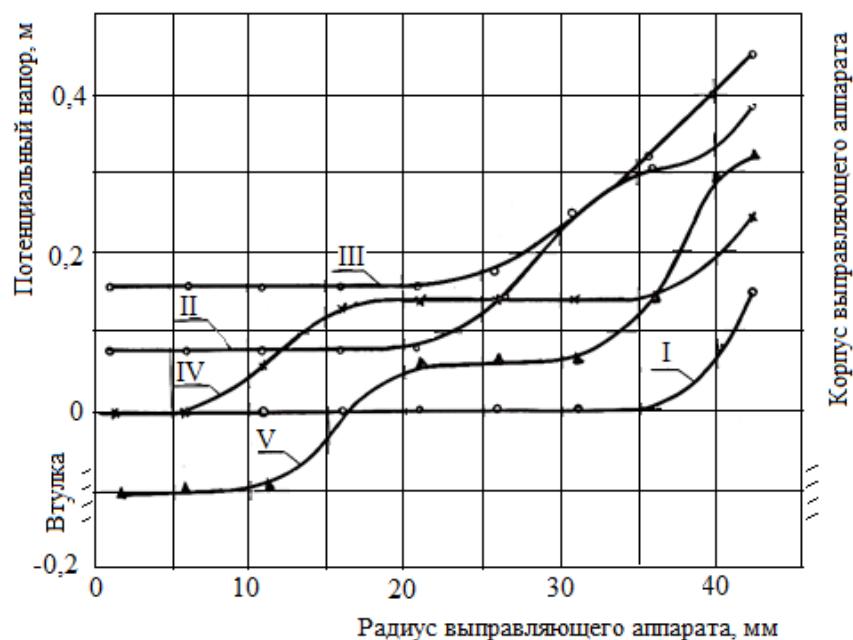


Рис. 4. Результаты измерений потенциального напора за рабочим колесом модели осевого насоса:  
 I –  $\beta_{\text{л1ср}} = 25,5^\circ$ ; II –  $\beta_{\text{л1ср}} = 28,5^\circ$ ; III –  $\beta_{\text{л1ср}} = 30,0^\circ$ ;  
 IV –  $\beta_{\text{л1ср}} = 31,5^\circ$ ; V –  $\beta_{\text{л1ср}} = 35^\circ$

Дальнейшее увеличение  $\beta_{л1ср}$  от  $30^0$  до  $40^0$  сопровождается увеличением угла атаки и падением степени реактивности насоса, что подтверждают замеры потенциального напора за рабочими колесами с  $\beta_{л1ср} = 31,5^0$  и  $\beta_{л1ср} = 35^0$  (рис. 4). При этом напор возрастает, в основном, за счет его динамической составляющей, поэтому увеличиваются и гидравлические потери. Кроме того, с ростом угла атаки при  $Q=\text{const.}$  величина расходного параметра  $q_1$  уменьшается, что свидетельствует об увеличивающейся зоне вихревых противотоков на входе в рабочее колесо. Этот процесс сопровождается ростом мощности гидравлического торможения, вследствие чего происходит ухудшение энергетических показателей насоса в рассматриваемом диапазоне увеличения  $\beta_{л1ср}$ .

В насосных решетках профилей по мере увеличения угла атаки на всасывающей стороне лопасти возникает значительное разряжение, а значит возрастает градиент давления вдоль лопасти. Рост продольного перепада давления при достижения критического угла атаки вызывает отрыв пограничного слоя и вследствие нарушения плавности обтекания всасывающей стороны лопасти напор становится меньше. Описываемым явлением объясняется изменение характера кривой  $H = f(\beta_{л1ср})$  при  $35^0 \leq \beta_{л1ср} \leq 40^0$  (рис.3). В этой области увеличение  $\beta_{л1ср}$  сопровождается более медленным ростом напора с достижением его максимального значения при  $\beta_{л1ср} \cong 38^0$ . Вследствие достижения критических углов атаки происходит быстрое уменьшение коэффициента подъемной силы профиля, сопровождающееся дополнительными потерями. Поэтому при  $\beta_{л1ср} > 38^0$  кривая  $\eta = f(\beta_{л1ср})$  круто падает вниз. Осевое колесо, представляющее шнек постоянного шага, в значительной мере подвержено опасности отрыва потока, т.к. подъемная сила на профиле создаётся за счет угла атаки, отчего увеличение  $\beta_{л1ср}$  с некоторых значений сопровождается снижением экономичности насоса.

## Выводы

Исследована априорная информация, позволяющая ориентироваться на достижение оптимальной экономичности проектируемого насоса. Испытания шнековых моделей рабочих колес с углами установки лопасти на среднем диаметре  $\beta_{л1ср}$  диапазоне от  $25,5^0$  до  $40^0$  и густотой решетки лопасти на периферии  $0,8 \leq \tau_{пер} \leq 1,2$  дали возможность получить экспериментальные зависимости напора насоса и к.п.д. от выбранных факторов. Изучение процессов, происходящих в рабочем колесе, представляющем шнек постоянного шага, и обоснование его геометрических размеров позволили добиться максимального к.п.д.  $\eta = 62,7\%$  и требуемого напора  $H = 1,5$  м с рабочим колесом с углом установки лопасти на среднем диаметре  $\beta_{л1ср} = 30^0$  и густотой решетки на периферии  $\tau_{пер} = 1,09$ .

## Список литературы

1. Арефьев Н.Н. Обоснование выбора бустерного насоса на всасывающей линии землесосного снаряда // Гидротехническое строительство. 2017. № 8. С. 9–12.
2. Шкундин Б.М., Огородников С.П., Мариенков В.П. О применении погружных грунтовых насосов. – Гидротехническое строительство, 1971, №11, с.50-51.
3. Старикин А.С. Применение погружных грунтовых насосов на земснарядах Минречфлота /Тезисы докладов всесоюзного научн.-техн. Совещания «Интенсификация гидромеханизированных работ и подводной добычи с применением погружных грунтонасосных комплексов». – М.: ЦП ВНТГО, 1989, с.38-40.
4. Ялтанец И.М., Урисман Я. Я., Кожевников Н. Н. О целесообразности изготовления и эксплуатации земснарядов с погружными грунтовыми насосами // Гидротехническое строительство. 2017. № 2. С. 25–28.
5. Огородников С. П., Михеев И. И., Кулаков А. Е. Применение погружных осевых грунтовых насосов – эффективное направление повышения всасывающей

- способности земснарядов // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2006. СВ Гидромеханизация. С. 112–116.
6. Яковлев С.Г. Исследование эксплуатационных режимов работы бустерного грунтового насоса. Транспорт. Горизонты развития. 2023: Материалы международного научно-практического форума. ФГБОУ ВО «ВГУВТ». — URL: [http://вф-река-море.рф/2023/2\\_21.pdf](http://вф-река-море.рф/2023/2_21.pdf) (дата обращения 08.01.2024)
  7. Высокооборотные лопаточные насосы. Под ред. д-ра техн. наук Б.В. Овсянникова и д-ра техн. наук В.Ф. Чебаевского. М.: Машиностроение, 1975. – 336с.
  8. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. Под ред. Гришина С.Д. М.: Машиностроение, 1973. – 151 с.
  9. Кузина А.И., Папир А.Н., Чепелев А.М. Малогабаритные коленные отводы осевых насосов. – Научн. тр. Моск.энерг. ин-т., 1984, №35, с.100-106.

#### References

1. Arefyev N.N. Justification for the selection of a booster pump on the suction line of a suction dredger // Hydrotechnical construction. 2017. No. 8. Pp. 9–12.
2. Shkundin B.M., Ogorodnikov S.P., Marienkov V.P. On the use of submersible soil pumps. – Hydrotechnical construction, 1971, No. 11, pp. 50–51.
3. Starikov A.S. Use of submersible soil pumps on dredgers of the Ministry of River Fleet / Abstracts of reports of the All-Union Scientific and Technical Conference “Intensification of hydromechanized operations and underwater production using submersible soil pumping systems”. – Moscow: CP VNTGO, 1989, pp. 38–40.
4. Yaltanets I.M., Urisman Ya. Ya., Kozhevnikov N. N. On the feasibility of manufacturing and operating dredgers with submersible soil pumps // Hydrotechnical construction. 2017. No. 2. Pp. 25–28.
5. Ogorodnikov S.P., Mikheev I.I., Kulakov A.E. Using submersible axial soil pumps is an effective way to increase the suction capacity of dredgers // Mining information and analytical bulletin. 2006. SV Gidromekhanizatsiya. Pp. 112–116.
6. Yakovlev S.G. Study of operating modes of a booster soil pump. Transport. Development Horizons. 2023: Proceedings of the international scientific and practical forum. FSBEI HE «VSUVT». — URL: [http://вф-река-море.рф/2023/2\\_21.pdf](http://вф-река-море.рф/2023/2_21.pdf) (date of access 08.01.2024)
7. High-speed vane pumps. Edited by Dr. of Engineering Sciences B.V. Ovsyannikov and Dr. of Engineering Sciences V.F. Chebaevsky. Moscow: Mechanical Engineering, 1975. – 336 p.
8. Chebaevsky V.F., Petrov V.I. Cavitation characteristics of high-speed screw-centrifugal pumps. Edited by Grishin S.D. Moscow: Mechanical Engineering, 1973. – 151 p.
9. Kuzina A.I., Papir A.N., Chepelev A.M. Small-sized elbow bends of axial pumps. – Scientific tr. Moscow Energy Institute, 1984, No. 35, pp. 100-106.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Яковлев Сергей Герасимович**, к.т.н., доцент, профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Волжский государственный университет водного транспорта» (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»), 603950, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, e-mail: [yack17@yandex.ru](mailto:yack17@yandex.ru) **Sergey G. Yakovlev**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department of Operation of Marine Power Plants, Volga State University of Water Transport, 603950

Статья поступила в редакцию 24.06.2025; принята к публикации 20.07.2025; опубликована онлайн 13.10.2025. Received 24.06.2025; published online 20.12.2025.