



GLOBAL JOURNAL OF SCIENCE FRONTIER RESEARCH: D
AGRICULTURE AND VETERINARY
Volume 21 Issue 1 Version 1.0 Year 2021
Type: Double Blind Peer Reviewed International Research Journal
Publisher: Global Journals
Online ISSN: 2249-4626 & Print ISSN: 0975-5896

Improving Energy-Saving Irrigation Pumps

By N.R.Nasyrova, O.Ya. Glovatsky, R.R. Ergashev & Zh.I. Rashido

Abstract- The article describes the research results obtained in the process of working out the flow path of modernized centrifugal pumps. The authors proposed the device of new elements based on the calculation of the flow limited only by the side walls. The purpose of this work is to change and clarify in the calculations of the economic indicators of the modes of pumping units and the features of the performance of modern low-pressure pumps. They are developed on the basis of the results of a large number of tests carried out by the authors of the pumping unit assemblies and operational surveys of irrigation pumping stations in Uzbekistan. Determination of the economically feasible duration of the operating period of pumping units, taking into account changes in energy characteristics and energy-saving operating technologies, was clarified when measuring the efficiency of the modernized pump D2000-21 at various operating modes.

Keywords: pumping units, flow path of pumps, pressure characteristics, impeller, guide elements, efficiency.

GJSFR-D Classification: FOR Code: 079901



IMPROVING ENERGY SAVING IRRIGATION PUMPS

Strictly as per the compliance and regulations of:



RESEARCH | DIVERSITY | ETHICS

Improving Energy-Saving Irrigation Pumps

N.R.Nasyrova^a, O.Ya. Glovatsky^o, R.R. Ergashev^p & Zh.I. Rashido^ω

Аннотация- В статье излагаются результаты исследования, полученные в процессе отработки проточной части модернизированных центробежных насосов. Авторами предложено устройство новых элементов на основе расчёта потока ограниченного только боковыми стенками. Целью данной работы является изменения и уточнения в расчетах экономических показателей режимов насосных агрегатов и особенности рабочих характеристик современных низконапорных насосов. Они разработаны на основании результатов большого числа произведенных авторами испытаний узлов насосного агрегата и эксплуатационных обследований ирригационных насосных станций в Узбекистане. Определение экономически целесообразной продолжительности периода эксплуатации насосных агрегатов с учетом изменения энергетических характеристик и энергосберегающих технологий эксплуатации уточнялась при замерах КПД модернизированного насоса D2000-21 при различных режимах работы. Создание ресурсосберегающих методов эксплуатации насосных агрегатов, ослабляющих или исключающих интенсивность кавитационно-абразивного износа, в том числе основанные на учете изменения скоростей потока в межлопастных каналах рабочего колеса показано на соответствующих характеристиках модернизированного насоса.

Ключевые слова: насосные агрегаты, проточная часть насосов, напорные характеристики, рабочее колесо, направляющие элементы, эффективность.

Abstract- The article describes the research results obtained in the process of working out the flow path of modernized centrifugal pumps. The authors proposed the device of new elements based on the calculation of the flow limited only by the side walls. The purpose of this work is to change and clarify in the calculations of the economic indicators of the modes of pumping units and the features of the performance of modern low-pressure pumps. They are developed on the basis of the results of a large number of tests carried out by the authors of the pumping unit assemblies and operational surveys of irrigation pumping stations in Uzbekistan. Determination of the economically feasible duration of the operating period of pumping units, taking into account changes in energy characteristics and energy-saving operating technologies, was clarified when measuring the efficiency of the modernized pump D2000-21 at various operating modes. The creation of resource-saving methods for the operation of pumping units, weakening or eliminating the intensity of cavitation-abrasive wear, including those based on taking into account changes in flow rates in the inter-hazard channels of the impeller, is shown on the corresponding characteristics of the modernized pump.

Keywords: pumping units, flow path of pumps, pressure characteristics, impeller, guide elements, efficiency.

Author a: e-mail: n_naira1982@mail.ru

I. Введение

В последние годы резко возросла роль систем машинного водоподъема в Республике Узбекистан, построены и эксплуатируются около двух тысяч насосных станций (НС) и установок, которые орошают более половины всех поливных земель. В Республике площадь орошаемых земель составляет более 4,3 млн. га, из них 2,3 млн. га орошается с помощью 5301 насосных агрегатов мощностью 3616,7 мВт, которые перекачивают в год 62,9 млрд. м³ оросительной воды и являются крупнейшими потребителями электроэнергии в сельском хозяйстве.

Реконструкция и модернизация гидротехнических сооружений и водохозяйственных систем приобретают все большее народнохозяйственное значение. Особенно большие задачи стоят в области реконструкции действующих ирригационных систем, повышения коэффициента полезного действия машинных каналов для забираемой для орошения воды. Большие задачи по модернизации стоят перед гидроэнергетикой, эксплуатацией НС, поскольку на многих действующих НС большой и средней мощности насосные агрегаты (НА) и прочее оборудование отслужили свой срок и нуждаются в замене или модернизации.

Центробежные насосы обеспечивают плавную и непрерывную подачу перекачиваемой жидкости при высоких значениях коэффициента полезного действия (КПД). Конструкция проточной части горизонтальных центробежных насосов и отсутствие поверхностей трения допускает возможность перекачивания загрязненных жидкостей. Простота непосредственного соединения с высокооборотными приводными двигателями способствует компактности насосного агрегата и повышению его КПД.

Все эти положительные качества центробежных насосов привели к тому, что они являются, по существу, основными насосами всех сооружений ирригационных систем Республики.

II. Материалы и Методы

При выполнении данной работы использовались основные положения теории лопастных гидромашин. На основе этих теории предложены методика расчета интенсивности износа элементов проточной части насосов. При проведении экспериментальных исследований использованы общепринятые стандартные методы испытаний насосов.

Определение экономически оправданной продолжительности межремонтного периода эксплуатации с учетом изменения энергетических характеристик оборудования вследствие кавитационно-абразивного износа и стоимости капитально-восстановительного ремонта является очень важной и в то же самое время чрезвычайно трудной задачей.

Как показывает опыт эксплуатации, износ различных деталей НА происходит с разной интенсивностью. Поэтому наибольшую практическую важность представляет оценка износа НА в целом и сопоставление его с изменяющимися вследствие износа энергетическими характеристиками.

Для выявления закономерностей изменений гидродинамических характеристик и гидравлических сопротивлений в сопрягающих сооружениях машинных каналов авторами использован логарифмический закон распределения скоростей и методы учета средних по сечениям скоростей по длине [1,2]. Теоретические формулы, полученные для НА на основе энергетической теории учитывают особенности износа деталей НА [3-6].

III. Результаты Исследований

Цель работы: изучение износа гидромеханического оборудования на основе использования теоретических основ обоснования режимных факторов, влияющих на интенсивность изнашивания деталей насосов и улучшения гидравлических процессов их проточной части.

Если известна характеристика системы, в которую насос подает воду, то напор, развиваемый насосом, складывается из геометрической высоты подъема жидкости и суммы гидравлических сопротивлений. Величина потерь зависит от диаметра, шероховатости стенок проточной части, числа местных сопротивлений и расхода Q подаваемой жидкости

$$\Sigma h = SQ^2 = (A_l + A_m \Sigma \zeta),$$

где S - полное сопротивление системы;
 A - удельное сопротивление по длине;
 A_m - удельное местное сопротивление;
 l - длина стенок проточной части;
 $\Sigma \zeta$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Характеристика центробежных насосов (как правило, малой быстродействия) неустойчива. Кривая $Q-H$ таких насосов имеет максимум в зоне небольших подач. Вначале насос работает с большой подачей и система заполняется водой. Если при этом расход воды, отбираемой потребителем, меньше подачи ($Q_{\text{пот}} < Q_h$), то подача насоса начнет уменьшаться.

При сохранении условия $Q_{\text{пот}} < Q_h$ уровень должен был бы расти и, но это невозможно, так как насос не в состоянии обеспечить больший напор.

При этом равновесие нарушается и система насос-сеть попадает в так называемый режим помпажа. Напор, развиваемый насосом, падает до значения напора холостого хода H_0 насос уже не может удержать давящий на него столб жидкости высотой H_m , и жидкость начинает течь в обратном направлении (если на напорном трубопроводе насоса не установлен обратный клапан). Как только уровень понизится, насос возобновит работу с подачей, соответствующей характеристике $Q-H$. Если режим работы системы к этому времени не изменится, то описанное явление повторится вновь. Неустойчивый режим работы насоса в системе приводит к колебаниям подачи и напора и может сопровождаться гидравлическими ударами в отводе и напорном трубопроводе.

Неустойчивый режим работы насоса в системе может наступить в том случае, когда в какой-либо период времени статический напор в сети поднимается выше напора холостого хода насоса, т.е. при условии $H_{ct} > H_0$. Кроме того, причиной возникновения неустойчивого режима работы центробежного насоса в системе является наличие аккумуляторной емкости.

Улучшение антикавитационных свойств по всей проточной части насоса и регулирование количества жидкости было достигнуто за счет новых элементов в корпусе центробежного насоса [7,8].

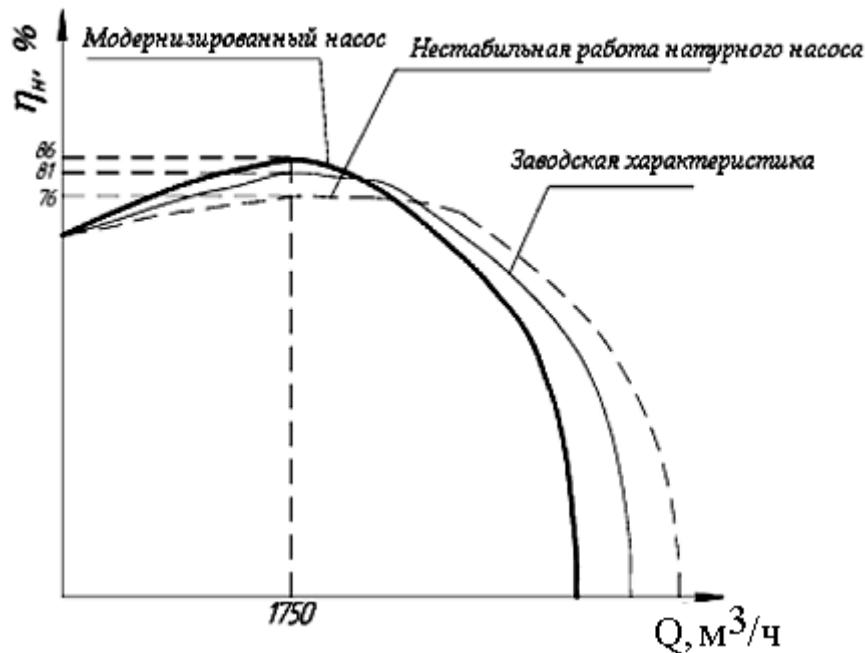
Корпус насоса снабжен направляющими перегородками на внутренней поверхности, в которых установлены нормально закрытые клапаны на шарнирах. При вращении РК, жидкость поступает в спиральную камеру, через направляющие перегородки, в результате чего на шарнирах открываются нормально закрытые клапаны, которые перепускают жидкость, обладающую значительной энергией в напорный патрубок. При образовании водоворотных зон неустановившихся процессов эксплуатации, особенно при остановке насоса, обратные течения закрывают клапаны, ликвидируя водовороты и отрыв потока от внутренней поверхности корпуса.

Насосы в мелиоративных НС работают совместно, т.е. несколько насосов подают воду в одну систему [9,10]. Рабочая точка в этом случае будет находиться на пересечении суммарной характеристики насосов с характеристикой системы.

Если известны размеры колеса центробежного насоса и число его оборотов, остающиеся неизменными, то изменяться могут

только величины H, Q, η_m , причем величина манометрического КПД η_m предполагается определенной путем специальных опытов [11,12].

Вид кривой КПД показан на рис.1, причем КПД изменяется от 0 до 86%.



Rus. 1: КПД насоса Д2000-21 при различных режимах работы

При оптимальном режиме в сечениях проточной части действителен закон постоянства момента скорости, т.е $rV_u = \text{const}$.
Отсюда

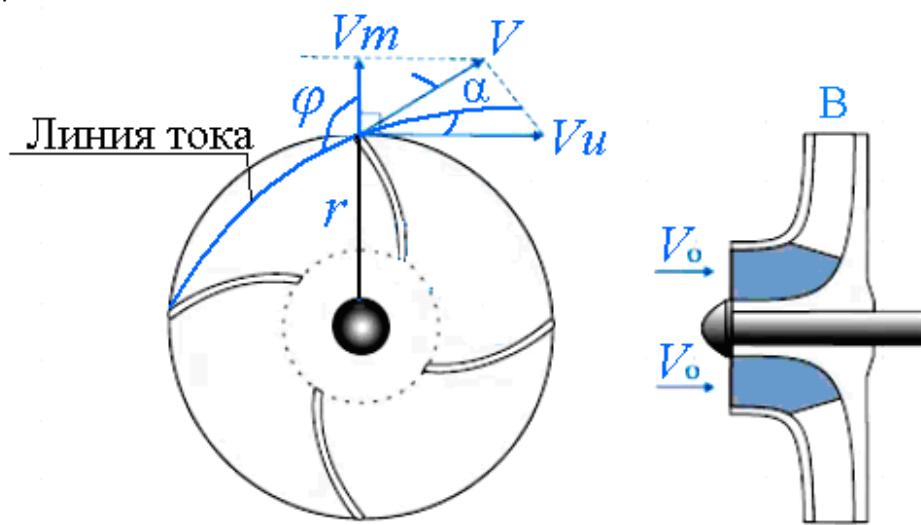
$$Q = \int dQ = \int B/dr;$$

где r - наружный радиус сечения.

Существующие методы изменения режимов мелиоративных насосов не полностью

учитывают функции сопрягающих сооружений НС для обеспечения надежности эксплуатации [13,14].

В статье рассматривается поток в системе, ограниченном только боковыми стенками в виде поверхности вращения. Чтобы получить ламинарное течение, достаточно поставить ограничивающую стенку, по форме найденной линии тока (рис.2).



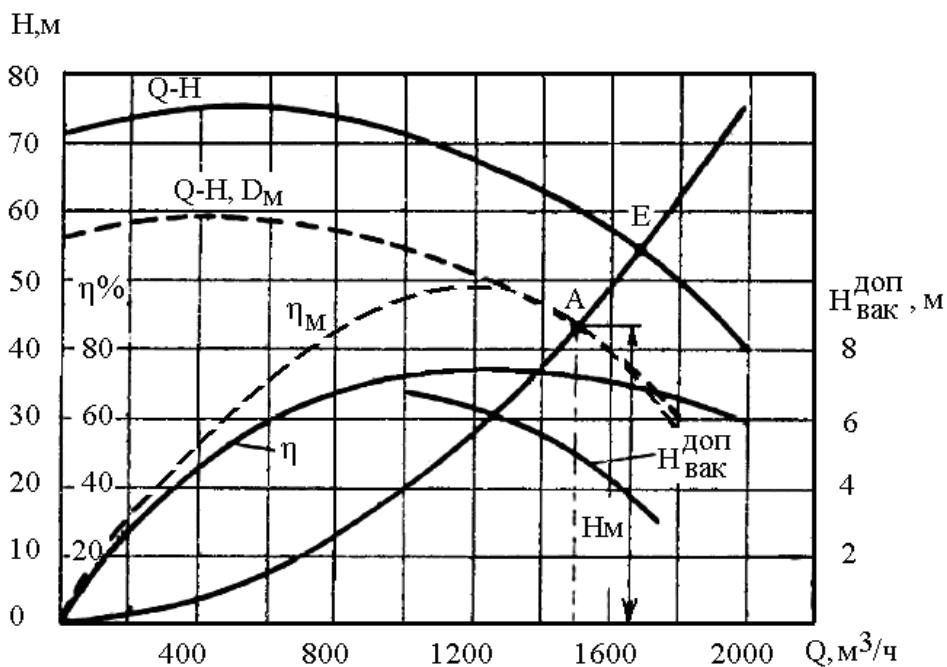
Rus. 2: Построение линии тока

При снижении геометрического напора кривые гидравлических сопротивлений опускаются вниз и рабочая точка переместится по кривой

вправо. Изменение напора насоса (динамический перепад напора) ΔH , возникающий в системе по мере её заполнения зависит от положения рабочей

точки насоса на кривой $H-Q$ и уменьшается по мере перемещения рабочей точки влево. По расчетным данным насос Д2000-100-2М-0, 730 оборотов в минуту характеристика которого представлена на рис.3 с рабочей точкой Е наносим на поле

характеристики рабочую точку А, соответствующую модернизированному колесу насоса с характеристиками Q и H_m , уменьшением диаметра колеса с 855 мм до $D_m = 790$ мм, показанными на рисунке пунктирными линиями.



Rus. 3: Определение характеристик модернизированного насоса.

Так как рабочая точка насоса должна находиться в рабочей области на кривой, что имеет место при правильном подборе насоса при заполнении системы будет возникать динамический перепад напора, величина которого может быть проектирована.

Этот динамический перепад напора может быть использован как команда на отключение насосного агрегата при заполнении напорной части.

При использовании динамического перепада напора в качестве команды на отключение электрического двигателя насоса была исследована зависимость его величины от гидравлических сопротивлений, когда может иметь место случай, что динамический перепад напора будет равен нулю. Следовательно, контроль уровня верхнего бьефа предлагаемым методом не может быть осуществлен.

Нами же рассматривались случаи, когда точки пересечения характеристик системы с характеристиками насосов лежали на рабочих участках характеристик этих насосов, то есть в области максимальных коэффициентов полезного действия.

Во многих случаях обуславливают не минимальное, а максимальное значение напора при закрытой задвижке. Такое требование вызывается обычно соображениями, связанными с

экономией энергии с учетом того, что при более пологой кривой $Q - H$ уменьшаются потери от при частичных подачах. Это не всегда верно, так как, на наклон кривой мощности влияет форма кривой КПД, если заданное значение напора при закрытой задвижке слишком мало, то режим нормальной нагрузки должен быть смешен влево от подачи, соответствующей максимальному КПД насоса. В насосах высокого давления отмечено влияние нагрева воды из-за внутренних гидравлических потерь, включая дисковые, на ее плотность. Так, повышение температуры из-за потерь перекачивания воды при $t > 20^\circ\text{C}$ и $p = 125$ ат составляет около 1°C , что приводит к уменьшению плотности на 2,7% и к уменьшению давления на выходе при постоянном напоре на 3,5 ат. Поэтому и в насосах с устойчивой характеристикой $Q-H$ на холодной воде может наблюдаться при работе на теплой воде уменьшение давления вблизи режима нулевой подачи и кавитационные явления [15,16].

Рабочим органом центробежных насосов с участками, подверженным и наиболее сильной эрозии, является РК. Многочисленные экспериментальные исследования и большой опыт эксплуатации гидромашин различного типа позволяют довольно точно установить наиболее характерные участки насосов, подверженные кавитационной эрозии и абразивному разрушению установить границы этих участков. На практике

довольно трудно, так как в рабочих условиях один из видов износа, как правило, является преобладающим, а разрушенная поверхность

имеет присущие ему характерные особенности (рис.4).



Rus. 4: Износ рабочих колёс НС Амубухара-2

Турбулентное перемешивание потока, вызываемое конструктивными особенностями РК, а также содержание в воде нерастворенных воздуха и газов, являются причинами возникновения и развития кавитации при давлениях в потоке, превышающих давление паров воды при данной температуре. Развитые кавитационные явления приводят к эрозионным разрушениям элементов колес. Интенсивность этих разрушений резко возрастает при содержании в воде взвешенных наносов [17,18]. Наиболее сильному разрушению у насосов подвергаются стенки камер РК.

Из-за отрыва потока, вызванного несоответствием углов потока и лопаток, в отдельных случаях возможно усиленное разрушение лопаток выпрямляющего аппарата. В насосах со спиральным отводом кавитационной эрозии подвергаются стенки отвода в местах их сопряжения с камерой РК. Интенсивность износа элементов проточной части гидравлических машин вследствие кавитации и истирания взвешенными наносами находится в прямой зависимости от режимов работы.

Предлагаемый способ определения бескавитационной работы насосов предусматривает чтобы удельная энергия потока при входе его в РК, отнесенная к оси колеса, была достаточной для создания в этот момент скоростей и ускорений в потоке и преодоления сопротивлений без падения местного давления до величины, вызывающей начало кавитации. В связи с этим решающее значение приобретает не величина абсолютного давления на входе в РК, а превышение ее над величиной и энергией, соответствующей давлению насыщенного пара

жидкости. Эти положения использованы в современных инструкциях по эксплуатации насосов [19,20].

IV. Выводы

1. Авторами на основе многолетнего опыта эксплуатации НА в Республике Узбекистан разработаны мероприятия по уменьшению интенсивности их износа. Подтверждено, что интенсивность износа элементов проточной части гидравлических машин вследствие кавитации и истирания взвешенными наносами находится в прямой зависимости от режимов работы.
2. Выявление режимов работы НА наиболее опасных с точки зрения кавитационно-абразивного разрушения деталей было определено при проведении испытаний на надежность. При использовании динамического перепада напора в качестве команды на отключение насоса была исследована зависимость его величины от гидравлических сопротивлений.
3. Определение экономически целесообразной продолжительности периода эксплуатации НА с учетом изменения энергетических характеристик и энергосберегающих технологий его эксплуатации уточнялась при замерах КПД модернизированного насоса Д2000-21 при различных режимах работы.
4. Создание ресурсосберегающих методов эксплуатации НА, ослабляющих или исключающих интенсивность кавитационно-абразивного износа, в том числе основанные на учете изменения скоростей потока в

межлопасных каналах РК и соответствующих характеристик модернизированного насоса.

Список использованных источников

1. Гловацик О.Я., Эргашев Р.Р. Особенности расчётов реконструкции и модернизации объектов систем машинного водоподъёма. Экономический вестник Узбекистана. № 6, 2009 с.110-111.
2. Glovatsky O.Ya., Ergashev R.R. Reliability assessment and measures for resources-saving on water lifting engine systems in the republic of Uzbekistan. Journal «Perspectives of Innovations, Economics and Business» Volume 4. Issue 1. – Prague 2010. - pp. 111-113.
3. Гловацик О.Я., Талипов Ш. Новые методы динамического контроля насосного агрегата крупных насосных станций // Труды САНИИРИ. Т. 2. Современные проблемы управления водными ресурсами. – Ташкент, 2003. - С. 24-31.
4. Маможонов М., Уралов Б. Причины снижения водоподачи насосных агрегатов оросительных систем // Сельское хозяйство Узбекистана. – 2005. - №1. – С. 27-29.
5. Эргашев Р.Р., Маможонов М. Механизм гидроабразивного износа рабочих деталей насоса // Сб. науч. тр. магистров ТИИМ. – Ташкент, 2005. – С. 225-227.
6. М.Мамажанов, Б.Уралов, С.Хидиров Влияние гидроабразивного износа деталей центробежных и осевых насосов на эффективность эксплуатации оросительных насосных станций Журнал «Иrrигация ва мелиорация». Ташкент, 2019. -№1(15).-С.37-42.
7. Гловацик О.Я., Рустамов Ш.Р. Центробежный насос, № FAP 00940. Фойдали моделлар. Давлат реестри, 31.07.2014.
8. Гловацик О.Я., Эргашев Р.Р., Мухаммедов У.А., Насырова Н.Р. Центробежный насос, № FAP 01330. Фойдали моделлар. Давлат реестрида, 28.09.2018.
9. О.Н.Померанцев, Э.Е.Назаркин Регулирование работы центробежного насоса путём подачи воздуха во всасывающий трубопровод // Природообустройство. 2017. -№4.-С.15-19.
10. Рустамов Ш.Р., Эргашев Р.Р., Насырова Н.Р. Модернизация водоподводящих устройств центробежных насосов. Материалы юбилейной международной научно-практической конференции «Комплексные мелиорации - средство повышения продуктивности сельскохозяйственных земель». - Москва, 2015. -С.252-256.
11. Мухамедов У.А., Рустамов Ш.Р., Гловацик О.Я. Улучшение распределения потока в проточной части центробежных насосов конструктивными методами // Республика илмий-техник анжумани материаллари мавзуусидаги «Суфорилади ган ерларнинг мелиоратив ҳолатини яхшилаш ва сув ресурсларидан самарали фойдаланиш муаммолари». - Ташкент, 2015. -С.295-299.
12. O.Ya.Glovatsky, Ergashev R.R., Rustamov SH.R. Improvement to usages and studies large pumping station / Monograph LAP LAMBERT Academic Publishing. Saarbruken, 2013. 170 p.
13. Шомайрамов М. А., Талипов Ш. Г., Насырова Н. Р. Методы повышения безопасности и устойчивости эксплуатации систем машинного водоподъема // Научно-практический журнал «Пути повышения эффективности орошаемого земледелия» - Новочеркасск, 2018.- №3(71). -С. 118-123.
14. А.И.Азимов, Б.Б.Хасанов, О.Я.Гловацик, Н.Р.Насырова Оценка эффективности эксплуатации и безопасности насосных станций // Научно-практический журнал «Пути повышения эффективности орошаемого земледелия» - Новочеркасск, 2018.-№2(70), -С. 140-145.
15. О.Я.Гловацик, А.Б.Сапаров, О.Р.Азизов Кавитационные явления проточной части и рабочих колёс лопастных насосов // materials of the international scientific-online conference on "innovative achievements in science – 2020"Chelyabinsk- Ferghana, - 2020, Pp. 521-527.
16. Oleg Glovatsky, Rustam Ergashev, Azamat Saparov, Mustafo Berdiev and Bobur Shodiev Cavitation-abrasive wear working collectors of pumps // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (2020) 869 042006.
17. Rustamov Sh.R., Nasirova N.R. Constructive peculiarities of modernized centrifugal pump // European science review, № 3-4, 2018. Vienna. Pp-278-280.
18. Glovatsky O.Ya., Ergashev R.R. Reliability assessment and measures for resources-saving on water lifting engine systems in the republic of Uzbekistan. Journal «Perspectives of Innovations, Economics and Business» Volume 4. Issue 1. Prague 2010. - Pp. 111-113.
19. Jong-Woong Choi Young-Do Choi Chang-Goo Kim Young-Ho Lee Flow uniformity in a multi-intake pump sump model // Journal of Mechanical Science and Technology, - Volume 24, July 2010, Issue 7. Pp. 1389–1400.
20. O.Glovatsky, O.Azizov, F.Bekchanov, A.Gazaryan, M.Shomayramov, N.Ismailov Diagnostic tests of vertical pumps modernized pump stations // International Scientific Conference «Construction Mechanics, Hydraulics and Water Resources Engineering», (CONMEDHYDRO-2020) IOP Conf. Series: Materials Science and Engineerig, 883(1) (2020) 012032.