

3. Получено качественное согласование результатов численного моделирования с результатами натурального эксперимента, свидетельствующего о работоспособности предложенной модели и возможности применения в качестве альтернативы натурным испытаниям. Это, в свою очередь, упрощает, ускоряет и снижает материальные затраты на проектирование новых птицеустойчивых лопаток.
4. Применение в численной модели оболочечных элементов первого порядка с одной точкой интегрирования для дискретизации лопатки снижает вычислительные затраты по сравнению с элементами, которые используют полную схему интегрирования, а это, в свою очередь, повышает вычислительную эффективность модели.
5. Модель позволяет анализировать возможные последствия удара мягкого тела по лопатке, оценивать размеры и вид вероятного повреждения, а также получать распределение параметров, характеризующих термомеханическое состояние лопатки по времени, а также по объему.

Литература:

1. Impact Behavior of Low Strength Projectiles: Technical report / University of Dayton Research Institute; Wilbeck J. S. - 1978. - 129 p.
2. Hallquist J. O. LS-DYNA. Theory Manual. - Livermore: LSTC, 2006. - 680 p.
3. Monaghan J. J. Smoothed Particle Hydrodynamics [Электронный ресурс]. - URL: <http://www.astro.lu.se/~Дэвид/учитель/SPH/заметки/annurev.aa.30.090192.pdf>.
4. Monaghan J. J. Smoothed Particle Hydrodynamics [Электронный ресурс]. - URL: http://cg.informatik.unifreiburg.de/intern/seminar/particleFluids_Monaghan%20-%20sph%20-%202005.pdf.
5. Эшмурадов Д. Э., Элмурадов Т. Д., Саидрасулова Х. Б. Анализ экономической эффективности, обусловленной внедрением зональной навигации в республике узбекистан //Актуальные аспекты развития воздушного транспорта (Авиатранс-2018). – 2018. – С. 88-92.
6. Эшмурадов Д. Э., Элмурадов Т.Д. Математическое моделирование авиационной среды //Научный вестник Московского государственного технического университета гражданской авиации. – 2020. – Т. 23. – №. 5. – С. 67-75.
7. Ismailov O. Interaction of International Investment and Trade Regimes on Interpreting Treaty Necessity Clauses: Convergence or Divergence //Geo. J. Int'l L. – 2016. – Т. 48. – С. 505.

УДК:628.83

Шакиров Бахтияр Махмудович, д.т.н.,
зав. кафедры сельского хозяйства и агротехнологии,
Эрматов Кобулжон Муминович, к.т.н., доцент,
Шакиров Бобур Бахтиярович, ассистент,
Андижанский машиностроительный институт,
г.Андижан, Республика Узбекистан
E-mail: ermatov1960@mail.ru

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

В статье рассмотрены вопросы повышения эффективности эксплуатации насосных станций за счёт снижения интенсивности износа деталей центробежных и осевых насосов путём конструктивных изменений отдельных узлов, улучшением

гидравлических характеристик водоприёмных сооружений и организацией учёта водоподачи.

Ключевые слова: Насосный агрегат, подача насоса, давление, коэффициент полезного действия, центробежный насос, осевой насос, импеллеры, сальник, отверстие, износ, направляющая стенка, экономическая эффективность, вакуумметр, манометр.

Шакиров Бахтияр Махмудович, т.и.д.,
айыл-чарба жана агротехнология кафедрасынын
башчысы,
Эрматов Кобулжон Муминович, т.и.к., доцент,
Шакиров Бобур Бахтиярович, ассистент,
Андижан машинакуруу институту,
Андижан ш., Өзбекстан Республикасы

НАСОС СТАНЦИЯЛАРЫНЫН ИШТЕТУУ НАТЫЙЖАЛУУЛУГУН ЖОГОРУЛАТУУ

Макалада борбордон тепкич жана октук насостордун тетиктеринин эскиришин азайтуу, айрым тетиктердин конструкциясын өзгөртүү, суу алуучу курулмалардын гидравликалык мүнөздөмөлөрүн жакшыртуу жана суу менен камсыздоо эсебин уюштуруу аркылуу насостук станциялардын иштөө эффективдүүлүгүн жогорулатуу маселелери талкууланат.

Ачкыч сөздөр: Насос блогу, насостун агымы, басым, эффективдүүлүк, борбордон четтөөчү насос, октук насос, дөңгөлөктөр, май пломбалары, тешик, эскирүү, жетектөөчү дубал, экономикалык эффективдүү, вакуум өлчөгүч, манометр.

Shakirov Bakhtiyar Makhmudovich,
doctor of technical Sciences,
Head of the Department of Agriculture and
Agrotechnology,
Ermatov Kobuljon Muminov, candidate of technical
sciences, associate professor,
Shokirov Bobur Bakhtiyarovich, assistant,
Andijan Engineering Institute,
Andijan city, Republic of Uzbekistan

INCREASING THE OPERATION EFFICIENCY OF PUMPING STATIONS

The article deals with the issues of increasing the efficiency of operation of pumping stations by reducing the intensity of wear of parts of centrifugal and axial pumps through structural changes in individual units, improving the hydraulic characteristics of water intake structures and organizing water supply accounting.

Key words: pumping unit, pump flow, pressure, efficiency, centrifugal pump, axial pump, impellers, stuffing box, hole, wear, guide wall, economic efficiency, vacuum gauge, pressure gauge

В условиях рыночной экономики требуется всестороннее развитие орошаемого земледелия за счёт снижения дефицита водных и энергетических ресурсов, что требует повышения эффективности эксплуатации насосных агрегатов разработкой конкретных мероприятий по снижению интенсивности износа деталей центробежных и осевых

насосов, улучшением гидравлических характеристик водоприёмных сооружений и организацией учёта водоподдачи насосных агрегатов.

Эксплуатационные мероприятия должны быть направлены на снижение себестоимости перекачиваемой воды, которая является главным технико-экономическим показателем насосных станций.

Проведёнными исследованиями установлено, что вызванный снижением коэффициента полезного действия насосов перерасход электроэнергии можно оценить в пределах 6...7 % от общего количества электроэнергии, потребляемого насосами [1, 2].

Установлено, что при трехмесячной эксплуатации насоса в течение вегетационного периода величина зазора уплотняющего узла рабочего колеса увеличилась от 0,5 мм до 2,5...3 мм.

Из-за невозможности остановки насосов для ремонта в течение вегетационного периода, хотя внутренняя утечка будет в недопустимых пределах, они используются непрерывно в течение 3,5...4 месяцев, и затрачивается излишняя электроэнергия. В связи с этим возник вопрос по защите уплотняющих элементов насосов и увеличению межремонтного срока их службы

С целью снижения поступления абразивных частиц в пространство между импеллерами и зазором подаётся очищенная вода из гидроциклона, подключенного к спиральному отводящему устройству насоса [1].

Если при обычной конструкции насоса увеличение зазора в течение 3,5 месяцев эксплуатации составляет $S=3,15$ мм, то для предложенной схемы работы уплотнений эта величина равняется $S=1,95$ мм. При этом ремонт деталей экономически будет эффективен после 3-х месячной эксплуатации, т.е. в конце поливного сезона.

Для снижения интенсивности износа деталей уплотнительного узла рабочего колеса насоса, на наружные стороны дисков рабочего колеса установлены семь торцевых лопаток, т.е. импеллеры (рис.1).

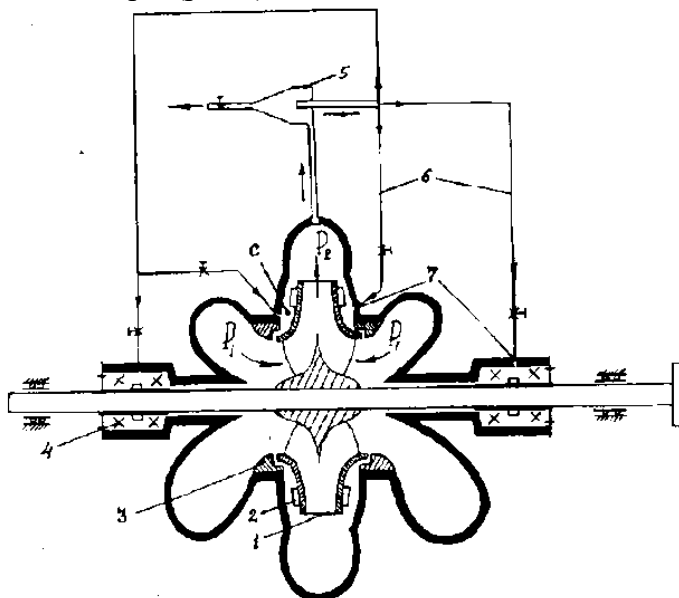


Рис.1. Принципиальная схема устройства для защиты уплотняющих элементов рабочего колеса центробежного насоса типа Д: 1-рабочее колесо; 2-импеллеры; 3-уплотняющее кольцо; 4-сальник; 5-гидроциклон; 6-трубки для подачи осветлённой воды; 7-отверстие.

Кроме того, с подачей осветленной воды из гидроциклона в сальниковые узлы снизилась интенсивность изнашивания защитных втулок и сальниковых набивок и увеличились сроки их службы в 2,5...3 раза, что облегчает труд обслуживающего

персонала и уменьшает простой насосных агрегатов в вегетационный период [2].

Анализируя спектры скоростей для водоприёмной камеры с вертикальным расположением всасывающей трубы насосов, была разработана конструкция камеры со струенаправляющей стенкой, приподнятой над её дном и установленный на расстоянии $L_0=(2,5...3) D_{вх}$ от входного сечения под углом $\varphi= 25^\circ...30^\circ$ относительно горизонтальной оси камеры (рис.2).

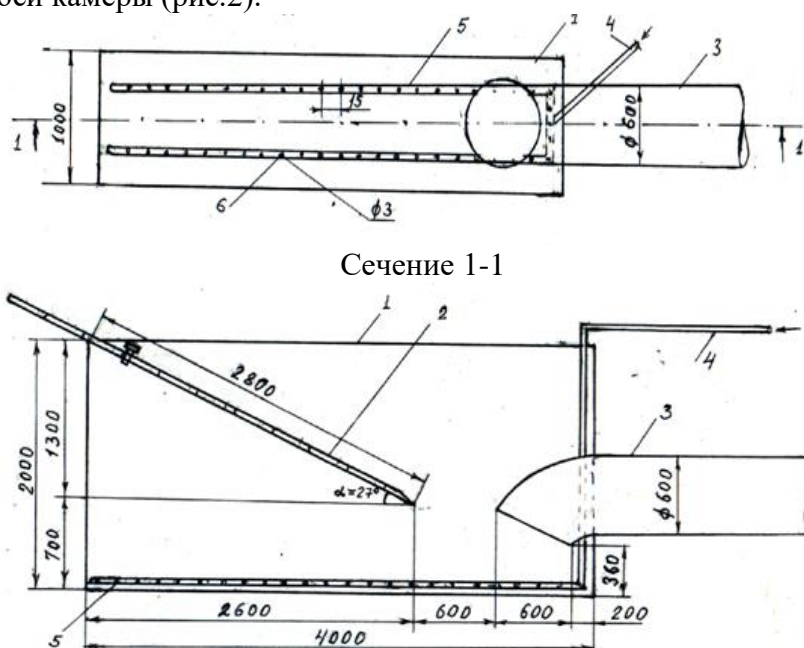


Рис.2. Водоприёмная камера с струенаправляющей стенкой:

- 1- водоприёмная камера; 2 – струенаправляющая стенка; 3 – всасывающий трубопровод насоса; 4 – трубка для подачи воды; 5 –нанососмывающая трубка; 6 – отверстие нанососмывающей трубки.

Предложенная конструкция водоприёмной камеры насосных агрегатов со струенаправляющей стенкой позволяет снизить эксплуатационные затраты за счёт снижения гидравлических сопротивлений при входе во всасывающий трубопровод и способствует образованию мёртвой зоны вокруг вертикального всасывающего трубопровода, что приводит к уменьшению глубины заглубления входной кромки всасывающего трубопровода до величин, не допускающих образование воздушных воронок, вследствие уменьшаются и строительные затраты.

В большинстве насосных станций подачу насосов контролируют по заводским рабочим характеристикам, что чревато существенными погрешностями. Практика эксплуатации показало, что в вегетационный период вод подача насосов снизилась на 15...30%, что существенно сказывается на урожайности сельхоз культур. Проблемы расходомеров на мелиоративных насосных станциях существуют и в других странах СНГ. Анализ состояния 243 построенных крупных насосных станций показывает, что лишь на 18 напорных трубопроводах установлены расходомеры[3, 5].

Для определения подачи электрифицированных насосных агрегатов, предложена расчётная формула (1), основанная на теории баланса энергии гидромашинная [4].

$$Q = K \sqrt{\left(\frac{P \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{пер}}{\beta} - \mu \right)^{\frac{2}{3}} - (\pm h_{м.в.} + h_{ман} + y)} \quad (1)$$

где P -мощность электродвигателя, определяемая с помощью ваттметра или расчётом по формуле $P=\sqrt{3}IU\cos\phi \cdot 10^{-3}$ кВт; $h_{м.в.}$ и $h_{ман}$ – соответственно показания мановакуумметра и манометра, устанавливаемых на входном и напорном патрубке

насоса; y - расстояние между точками замера давлений; K , m , μ - постоянные коэффициенты:

$$m = \chi / \beta \quad (2)$$

$$\mu = N_{\text{мех}} / \beta \quad (3)$$

$$\chi = 3 \cdot 10^{-3} \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{пер}} \quad (4)$$

$$K = \sqrt{(K_d + S_n)^{-1}} \quad (5)$$

$$\beta = 0,435 (\pi D_2 b_2 - \sigma_2 b_2 Z_n) \sqrt{n_s} \quad (6)$$

$$K_d = 0,0827 (d_2^4 - d_1^4) \quad (7)$$

где d_1 и d_2 – соответственно диаметры входного и напорного патрубков насоса; S_n – постоянная, характеризующая внутренние гидравлические сопротивления насоса; D_2 – диаметр рабочего колеса; b_2 и σ_2 – соответственно ширина и толщина лопастей по окружности диаметра D_2 ; Z_n – число лопастей рабочего колеса; n_s – быстроходность насоса; $N_{\text{мех}}$ – мощность, затраченная на механические трения.

Мощность, затраченная на механические трения $N_{\text{мех}}$ является постоянной величиной и определяется как сумма мощностей, затраченных на трение наружных поверхностей дисков о жидкость $N_{\text{м.д.}}$ и на трение в подшипниках и сальниках $N_{\text{м.п.}}$:

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{т.д.}} + N_{\text{т.п.}} \quad (8)$$

$$N_{\text{т.д.}} = 0,88 \cdot 10^{-3} u_2^3 D_2^2 \quad (9)$$

где u_2 – окружная скорость рабочего колеса.

Мощность $N_{\text{м.п.}}$ определяется при работе насоса без заливки жидкостью (опытным путём) или можно принимать 1% от N .

Мощность на валу насоса можно определить по формуле:

$$N = \frac{3I \cdot U \cdot \cos \varphi}{1000} \cdot \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{пер}} \quad (10)$$

где I – сила тока; U – напряжение электрической сети; $\cos \varphi$ и $\eta_{\text{об}}$ – коэффициент мощности и коэффициент полезного действия электродвигателя; $\eta_{\text{пер}}$ – коэффициент полезного действия передачи (при непосредственном соединении $\eta_{\text{пер}} = 1$).

Предложенная формула (1) учитывает изменение всех факторов согласно режима работы насосных установок в эксплуатационных условиях. Определение водоподдачи по рекомендуемому способу надёжен, прост, экономичен и не требует сложных приборов и высококвалифицированного обслуживания. Используя имеющиеся на насосных станциях ваттметр, амперметр, вольтметр, мановакуумметр и манометр можно с достаточной точностью определить подачу насосного агрегата. Технико-экономическая эффективность предложенного метода по сравнению с другими заключается в том, что полностью устраняются затраты на водомерные устройства, их ремонт, сокращается обслуживающий персонал и повышается точность измерения.

Полученная формула (1) для определения подачи электрифицированных насосных агрегатов позволяет определить подачу насоса с погрешностью не превышающей 1,4...1,8%.

Центробежный насос с рабочим колесом, имеющим торцевые лопатки и гидроциклон, подключённый к спиральному отводящему устройству и перед уплотняющим зазором, позволяет в два раза снизить износ элементов уплотнений.

Конструкция осевого насоса с уступом в колесной камере и закрылком на напорной стороне торцевой части лопасти рабочего колеса обеспечивает уменьшение износа элементов щелевого зазора. Натурной проверкой предложенной конструкции водоприёмной камеры установлено увеличение водоподдачи насосов Д4000-95 на 8,31

%, а коэффициент полезного действия на 5,2 % по сравнению с базовой конструкцией.

Вывод. Предложенная конструкция водоприёмной камеры насосных агрегатов со струенаправляющей стенкой позволяет снизить эксплуатационные затраты за счёт снижения гидравлических сопротивлений при входе во всасывающий трубопровод и способствует образованию мёртвой зоны вокруг вертикального всасывающего трубопровода.

Литература:

1. Shokirov B., Norkulov, B., Nishanbaev, K., Khurazbaev, M., & Nazarov, B. (2019). Computer simulation of channel processes. In E3S Web of Conferences (Vol. 97, p. 05012). EDP Sciences.
2. Matyakubov, B., Mamajonov, M., Shakirov, B., & Teplova, G. (2020, July). Forebays of the polygonal cross-section of the irrigating pumping station. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 883, No. 1, p. 012050). IOP Publishing.
3. Matyakubov, B., Koshekov, R., Avlakulov, M., & Shakirov, B. (2021). Improving water resources management in the irrigated zone of the Aral Sea region. In E3S Web of Conferences (Vol. 264, p. 03006). EDP Sciences.
4. Aynakulov, S. A., Karimova, K., Shakirov, B., Alibekov, S., & Mamajonov, M. (2020, July). Constructive device for sediment flushing from water acceptance structure. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 896, No. 1, p. 012049). IOP Publishing.
5. Мамажонов, М., Шакиров, Б. М., & Мамажонов, А. М. (2017). Результаты исследований режима работы центробежных и осевых насосов. *Irrigatsiya va Melioratsiya*, (1), 28-31.

УДК.677.052.66

Юсупова Ранохон Касимджановна, ст. преподаватель,
Андижанский машиностроительный институт
E-mail: andmiyusupova@gmail.com

ПРОИЗВОДСТВО РАЗЛИЧНЫХ СОРТОВ КРУЧЕНОЙ ПРЯЖИ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КРУТИЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

В данной статье представлены результаты экспериментальных исследований и их анализ с целью оптимизации нового устройства с целью увеличения ассортимента крученой пряжи. При этом параметры регулировки крутильного устройства рекомендованы для производства крученой пряжи различного ассортимента.

Ключевые слова: Крученая нить, оптимизация, эксперимент, крутка, веретено, двойное кручение, ассортимент, устройство.

Юсупова Ранохон Касимджановна, ага окутуучу,
Андижан машинакуруу институту

БУРУЛГАН ЖИПТЕРДИН АР ТУРДУУ СОРТТОРУН ЧЫГАРУУ БУРУЛГАН АППАРАТТЫ ЖАКШЫРТУУ

Бул макалада ийрилген жиптердин ассортиментин көбөйтүү үчүн жаңы аппаратты оптималдаштыруу үчүн эксперименталдык изилдөөлөрдүн натыйжалары жана алардын анализи берилген. Бул учурда, ийрүүчү аппараттын тууралоо параметрлери ар кандай ассортименттеги ийрилген жипти өндүрүү үчүн сунушталат.