

феля, а в период массового цветения эффективность использования солнечной энергии несколько уменьшается в связи с затенением нижних ярусов листьев верхними;

- максимальными показатели ЧПФ определены у растений картофеля сорта Славянка при возделывании по фону применения $N_{45}P_{45}K_{45}$ локально и обработки посева агростимулином- существенной разницы в уровнях урожайности клубней картофеля в зависимости от исследуемых доз удобрений и биопрепаратов нами не установлено, незначительным преимуществом (в пределах погрешности опыта) выделялся вариант с агростимулином. Из исследуемых сортов более высокую урожайность клубней обеспечивал среднеспелый сорт картофеля Славянка.

УДК № 626.83

Повышение эффективности эксплуатации насосных станций оросительных систем

М.Мамажонов, доктор технических наук, профессор. Б.М.Шакиров,
кандидат технических наук. Р.Ю.Шерматов, ассистент

«АНДИЖАНСКИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЙ ИНСТИТУТ»
г.Андижан, Республика Узбекистан

В статье рассмотрены вопросы повышения эффективности эксплуатации насосных станций оросительных систем для улучшения водообеспеченности орошаемых земель.

The article deals with problems of increasing the efficiency of operation of the irrigation systems pumping stations to improve water availability of irrigated land.

В условиях дефицита водных и энергетических ресурсов, для развития орошаемого земледелия, требуется повысить эффективность эксплуатации насосных агрегатов разработкой конкретных мероприятий по снижению интенсивности износа деталей центробежных и осевых насосов. Решение данной проблемы возможно путём выбора оптимальных режимов эксплуатации, конструктивных изменений отдельных узлов и определением межремонтных сроков их службы, улучшением гидравлических характеристик водоприёмных сооружений и с наилучшей организацией учёта водоподачи насосных агрегатов. Одним из путей повышения эффективности работы насосных станций (НС) является улучшение эксплуатационных показателей насосных агрегатов, что приводит к снижению себестоимости подаваемой воды. Функциональные нарушения эксплуатационных показателей насосов зависят от объективных и субъективных факторов [1,2,3].

К объективным факторам относятся гидрологическая характеристика водоисточника, т.е. изменение уровня воды в водоисточнике, концентрация, крупность и минералогический состав твёрдых взвешенных частиц, находящихся в перекачиваемой воде. Твёрдые частицы, находящиеся в потоке воды, приводят к интенсивному изнашиванию элементов насоса, в результате которого снижаются подача, напор и коэффициент полезного действия (КПД) насоса.

К субъективным факторам можно отнести статический дисбаланс рабочего колеса насоса, нарушение герметичности проточной части насоса и сифона на водовыпуске, излом линии вала агрегата, несоосность осей статора и ротора двигателя, неправильная сборка или повреждение элементов опорной части и подшипников агрегатов, а также неисправности отдельных элементов электродвигателей и электротехнической аппаратуры. Данные неисправности легко устраняются высококвалифицированным обслуживающим персоналом и качественным проведением ремонтно-монтажных и наладочных работ насосных агрегатов.

Вопросы повышения эксплуатационных показателей насосов, связанных с объективными факторами, требуют разработки научно-обоснованных конструктивно-технических, проектных и эксплуатационно-технологических мероприятий.

Эксплуатационные мероприятия должны быть направлены на снижение себестоимости перекачиваемой воды, которая является главным технико-экономическим показателем НС. Весь комплекс эксплуатационных мероприятий, связанных с гидравлическими, механическими и электрическими процессами, должны обеспечить улучшение энергетических показателей насосов, т.е. сохранить высокое значение их КПД. КПД является наиболее универсальным безразмерным показателем, связывающим три основных параметра (водоподача, напор и мощность) и характеризует эффективность работы насосов:

$$\eta = \eta_{\alpha} \eta_{\text{об}} \eta_i ,$$

где η_{α} , $\eta_{\text{об}}$, η_i -соответственно значения гидравлического, объёмного и механического КПД. Значения η_{α} и $\eta_{\text{об}}$ зависят от режима и условия работы насосов. В результате износа рабочих органов, вызванного кавитацией и наносами, происходит снижения значение η_{α} и $\eta_{\text{об}}$.

Опыт эксплуатации НС показывает, что многие из них работают с подачей значительно ниже проектных. Технико-экономические последствия

износа насосов в результате кавитационно-абразивного воздействия представляет собой сложный процесс. Во-первых, ухудшаются энергетические показатели насоса, и увеличивается связанный с этим расход электроэнергии, во-вторых, требуется периодическое проведение ремонтных работ по устранению последствий износа. В третьих, снижается урожайность сельхоз культур из-за уменьшения водоподачи насосов.

Перерасход электроэнергии, вызванный снижением КПД насосов оценивается в пределах 6-7% от общего количества электроэнергии, потребляемого насосами. Проблема поддержания высокого КПД насосного оборудования является чрезвычайно актуальной и важной. Кроме того требуются значительные материальные средства и трудовые затраты на восстановление изношенных деталей насоса [3].

Для обоснованного выбора режимов работы насосов необходимо в стадии проектирования и период эксплуатации НС провести соответствующий анализ конкретных условий их работы. Опыт эксплуатации центробежных и осевых насосов на оросительных системах показывает, что эффективность их работы определяется главным образом гидроабразивным износом рабочих поверхностей лопастей и уплотняющих элементов рабочих колес. Так, увеличение зазора S между уплотняющим кольцом и диском рабочего колеса центробежного насоса, камерой и лопастями рабочего колеса осевого насоса, обусловленное воздействием взвешенных наносов в потоке, приводит к существенному снижению КПД [1].

Для правильного выбора режимов работы насосов, обеспечивающих снижение интенсивности износа рабочих поверхностей и торцевых кромок лопастей рабочего колеса, с учётом колебания уровня воды в водоисточнике должны быть в распоряжении следующие исходные материалы:

1. Схема компоновки сооружений.

2. Ступенчатый график подачи НС $Q = f(T)$, показывающий изменение её суммарного значения для нормальных режимов работы насосов.

3. Зависимость колебания уровня воды в реке от времени $\nabla HB = f(T)$ для рассматриваемого периода эксплуатации.

4. Данные, показывающие изменение уровня верхнего бьефа $\nabla BB = f(Q)$ в зависимости от режима работы НС.

5. Графики суммарных потерь напора $h_w = f(Q)$ и потерь напора во всасывающей линии $h_{ws} = f(Q)$ в зависимости от режима работы насоса.

6. Универсальная характеристика насоса с кривыми допустимых кавитационных запасов.

Принцип выбора оптимального режима работы насоса заключается в том, что по величине Δh_p (Δh_p -расчётный действительный кавитационный запас) отыскивают рабочую точку на характеристике насоса, соблюдая условие $\Delta h_p \leq \Delta h_{доп}$ ($\Delta h_{доп}$ - допустимый кавитационный запас).

Для снижения местной концентрации наносов и интенсивности износа в стадии проектирования НС рекомендуется подобрать насосы с большим диаметром рабочего колеса D , с меньшей частотой вращения n_0 , выбрать режимы работы с наибольшей подачей Q и комплектовать их с электродвигателями, допускающими частичные перегрузки и частые отключения.

Вопрос защиты уплотняющих элементов насосов и увеличение межремонтного срока их службы может быть решён тремя способами в отдельности или в совокупности.

Первый способ заключается в снижении величины утечки и тем самым скорости взвесенесущего потока и количества абразивных частиц, проходящих через зазор. Кроме того, чем меньше величина скорости, тем ниже интенсивность кавитационного воздействия потока на поверхность деталей.

Второй способ-это снижение интенсивности гидроабразивного износа уплотняющих деталей путем подачи осветлённой воды в зазор.

Третий способ-это применение износостойких материалов для изготовления и восстановления деталей уплотняющих узлов насоса. Применение износостойких материалов резко снижает износ деталей, что

очевидно и доказано многочисленными исследованиями, но применение их ограничено из-за дороговизны и тем самым недоступности в технологическом применении [3].

Поэтому, рекомендуется первый и второй способы для защиты уплотняющих элементов насоса в совокупности. Эти способы доступны и легко осуществляются эксплуатационным персоналом.

Для улучшения гидравлических условий работы водоприёмных камер с вертикальным расположением всасывающей трубы насоса, разработана конструкция камеры со струенаправляющей стенкой, приподнятой над её дном и установленной на расстоянии $L_0=(2,5...3) D_{вх}$ от входного сечения под углом $\varphi=25^\circ...30^\circ$ относительно горизонтальной оси камеры.

Натурные испытания данной конструкции были проведены на НС «Туракурган-1» (Наманганской обл. Республика Узбекистан). На станции пять агрегатов с насосами марки Д4000-95 (22НДс) с $n=730$ об/мин установлены с положительной высотой всасывания $h_{s,min}=0,5$ м.

Если до промывки камеры величина коэффициента сопротивлений была равна $\xi =0,61$, то после промывки составила $\xi =0,491$, так как в результате смыва наносов, осажденных в камере и вокруг входного сечения всасывающего трубопровода, значительно уменьшается гидравлическое сопротивление при входе. После промывки камеры подача насоса при полной открытой задвижке увеличилась от 698 л/с до 739 л/с, т.е. на 41 л/с.

Коэффициент сопротивления ξ всасывающего трубопровода уменьшается по сравнению с обычной конструкцией на $(0,491-0,282) / 0,491 \cdot 100=42,6$ %, а по сравнению с камерой с отложениями наносов на 55,2%. Для предложенной конструкции камеры подача насоса увеличилась ещё на 18 л/с, т.е. составило 756 л/с. В целом увеличение подачи насоса за счёт новой конструкции составило 8,31 %.

По данным натурных исследований определено увеличение КПД насоса для предложенной конструкции камеры:

$$\Delta \eta = \eta_2 - \eta_1 = \frac{9,81 [(Q_2 H_2 / N_2) - (Q_1 H_1 / N_1)]}{283} \cdot 100 =$$

$$9,81 (0,756 \cdot 54,2 / 577 - 0,698 \cdot 52,3 / 556) \cdot 100 = 5,2 \%$$

где Q_1 и Q_2 , N_1 и N_2 -соответственно подача и напор насоса до и после установки струенаправляющей стенки в камере;

N_1 и N_2 -потребляемые мощности агрегата для базовой и новой конструкции камеры (определены по показаниям амперметра и вольтметра, подключенного к электрической сети).

За счёт применения предложенной конструкции наряду со снижением эксплуатационных затрат уменьшаются и строительные затраты, что было защищено а.с. № 1781380 (1991 г.).

В разработанной конструкции камеры имеется недостаток, который проявляется в ходе эксплуатации водоприёмных камер, это связано с тем, что НС работает согласно графику водопотребления. Когда часть насосных агрегатов будут работать, в тех водоприёмных камерах, где насосный агрегат простаивает, происходит заиливание камеры, что приводит в ходе эксплуатации насосного агрегата к образованию воздушных воронок и увеличению гидравлических сопротивлений на входе во всасывающий трубопровод. Для устранения вышеизложенных недостатков разработана усовершенствованная конструкция камеры за счёт применения струенаправляющей стенки с нанососмывающим устройством. Особенностью конструкции является нанососмывающая установка, которая за счёт подачи под давлением струи воды взмучивает отложения наносов, образуя пульпа массу, затем данная масса засасывается вертикальным всасывающим трубопроводом насоса.

Предложенную конструкцию, возможно, применить ко всем типам водоприёмных камер, при любом расположении и конструкции всасывающих трубопроводов, независимо от периода работы насосного агрегата.

При эксплуатации насосных агрегатов в большинстве НС подачу насосов контролируют по заводским рабочим характеристикам, что чревато существенными погрешностями. Практика эксплуатации НС показывает, что в вегетационный период водоподача насосов снижается на 15-30%, что

существенно сказывается на урожайности сельхоз культур. Проблемы расходомеров на мелиоративных НС существуют и в странах СНГ. Анализ состояния 243 построенных крупных НС показывает, что лишь на 18 напорных трубопроводах установлены расходомеры.

Отсутствие водоучёта на НС приводит к несогласованности водоподачи и водопотребления. В результате проводятся частые пуски и остановки насосных агрегатов, осуществляемых по требованию водопользователей, вследствие происходят аварии насосных агрегатов, преждевременный износ их элементов и перерасход электроэнергии, а также потери воды на сброс. С учётом вышеизложенного предложена новая методика учёта водоподачи электрифицированных насосных агрегатов, основанная на теории баланса энергии гидромашин:

$$Q = K \sqrt{(IU \cdot m - \mu)^2 - (\pm h_{м.в} + h_{ман} + y)}$$

где I и U- соответственно показания амперметра и вольтметра,

подключенных к электрической сети;

$h_{м.в.}$ и $h_{ман}$ – соответственно показания моновакуумметра и манометра,

установленных на всасывающем и напорном патрубках насоса;

y- высота между точками замера давлений;

k, m, μ - постоянные коэффициенты, определяемые по следующим

выражениям:

$$K = \sqrt{K_d + S_n}; \quad K_d = 0,0827(d_2^{-4} - d_1^{-4});$$

$$m = \chi / \beta, \quad \mu = N_{мех} / \beta,$$

$$\chi = 3 \cdot 10^{-3} \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{пер}.$$

S_n - постоянная, характеризующая внутренние гидравлические сопротивления насоса;

$\cos \varphi$ и $\eta_{дв}$ - коэффициент мощности и КПД электродвигателя;

$\eta_{пер}$ – КПД передачи;

Коэффициент β определяется по формуле:

- для центробежного насоса :

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

-для осевого насоса:

$$\beta = 0,682 (D^2 - d_{вт}^2) \cdot \sqrt{n_s}$$

Здесь D_2 и D – соответственно диаметры рабочих колес центробежного и осевого насосов;

σ_2 и σ_2 – соответственно ширина и толщина лопастей по окружности диаметра D_2 ;

$d_{вт}$ - диаметр втулки рабочего колеса осевого насоса;

Z_n - число лопастей;

n_s – быстроходность насоса.

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

$$N_{мех} = N_{т.д.} + N_{т.п.}$$

Для осевых насосов мощность, затраченная на трение дисков о жидкость, $N_{т.д.} = 0$, а для центробежных насосов:

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

где u_2 -окружная скорость рабочего колеса.

Мощность $N_{т.п.}$ определяется при работе насоса без заливки жидкостью (опытным путем), или можно принимать 1% от мощности на валу насоса N .

Натурные исследования показали, что погрешность определения водоподачи насосов по приведённой расчётной формуле не превышает 2%.

Предложенная формула для определения водоподачи наиболее полно учитывает все основные параметры насосного агрегата в условиях эксплуатации. Поэтому его можно успешно применять для определения водоподачи насосов при любых условиях их работы, в частности, при параллельной работе насосов на один трубопровод, заилении водоприёмных камер, засорении сороудерживающих решёток, изменении геодезической

высоты подъёма и т.д.

Повышение эффективности эксплуатации НС оросительных систем на основе рекомендованных мероприятий по снижению интенсивности износа деталей центробежных и осевых насосов, путём выбора режимов работы, конструктивных изменений отдельных узлов, улучшением гидравлических характеристик водоприёмных сооружений и с организацией учёта водоподачи насосных агрегатов обеспечит экономию энергетических и материальных ресурсов, что даст возможность улучшить водообеспеченность орошаемых земель.

Библиографический список

1. Бальзанников М.И. Совершенствование конструкций водоприемно-водовыпускных устройств гидроэнергетических установок. //Гидротехническое строительство. -1994. - №9. с. 21-23.
2. Гловацкий О.Я., Беглов И.Ф. Режим эксплуатации трансграничных насосных станций. // Водные ресурсы Центральной Азии.- Алматы. 2002. - №1. с.485-491.
3. Карелин В.Я. Изнашивание лопастных насосов. - М.: Машиностроение. 1983.- 168 с.

УДК: 631.674.5:504.064.36

К вопросу об организации комплексного мониторинга