

УДК 621.671

**НОВЫЕ МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТОКА
В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ**

**NEW METHODS IMPROVEMENTS OF FLOW DISTRIBUTION
IN THE FLOW OF CENTRIFUGAL PUMPS**

©**Рустамов Ш. Р.**,

*Ташкентский институт инженеров ирригации
и механизации сельского хозяйства,
г. Ташкент, Узбекистан, akmal.durmanov.1977@mail.ru*

©**Rustamov Sh.**,

*Tashkent Institute Of Irrigation And
Agricultural Mechanization Engineers,
Tashkent, Uzbekistan, akmal.durmanov.1977@mail.ru*

©**Янгуев А. А.**,

*д-р техн. наук,
Ташкентский институт инженеров ирригации
и механизации сельского хозяйства,
г. Ташкент, Узбекистан, akmal.durmanov.1977@mail.ru*

©**Yangiyev A.**,

*Dr. habil.,
Tashkent Institute Of Irrigation And Agricultural Mechanization
Engineers,
Tashkent, Uzbekistan, akmal.durmanov.1977@mail.ru*

©**Насырова Н. Р.**,

*д-р техн. наук,
Ташкентский институт инженеров ирригации
и механизации сельского хозяйства,
г. Ташкент, Узбекистан, akmal.durmanov.1977@mail.ru*

©**Nasirova N.**,

*Dr. habil.,
Tashkent Institute Of Irrigation And
Agricultural Mechanization Engineers,
Tashkent, Uzbekistan, akmal.durmanov.1977@mail.ru*

Аннотация. В статье приводятся основные результаты исследования новых конструкций центробежных насосов ирригационных систем, улучшение распределения потока в проточной части центробежных насосов конструктивными методами на основе прогноза характеристик нового центробежного насоса.

Abstract. The main results of the study new design centrifugal pump happen to article irrigation systems, improvement of the sharing the flow in running part centrifugal pump by constructive methods on base of the forecast of the features of the new centrifugal pump.

Ключевые слова: насосов ирригационных систем, центробежных насосов, прогноза характеристик, нового центробежного насоса, распределения потока.

Keywords: irrigation systems pumps, centrifugal pumps, characteristics forecast, new centrifugal pump, flow distribution.

В Узбекистане около 50% мелиоративных систем работают с использованием насосных станций (НС). Проблемы поддержания в работоспособном состоянии систем машинного водоподъема, их реконструкции в современных условиях выдвигают вопросы использования водосберегающих технологий их эксплуатации [1]. Работы авторов по модернизации проточной части насосов позволили аналитически определить характеристики новых насосных агрегатов (НА).

Изменения напора насоса зависят от потерь воды, гидроабразивного износа и кавитационной эрозии его элементов. Их можно представить в виде произведения параметров

$$H(t) = H_T(t) \cdot \eta_{об}(t) \cdot \eta_k(t) \cdot \eta_0(t), \quad (1)$$

где $H_T(t)$ — теоретический напор колеса в функции от t , м;

$\eta_{об}(t)$ — объемный КПД насоса в функции от t ;

$\eta_k(t)$, $\eta_0(t)$ — КПД колеса в функции от t .

Значения величин Q , H , η_n , T в формуле (1) находят определяя рабочие точки на характеристиках насоса в соответствии с плановым графиком водоподдачи на планируемый период и режимом работы [2].

Выбор типа нового оборудования и метод решения поставленных задач являются важными факторами в вопросе эффективности проектирования и эксплуатации насосного оборудования. Вопросы замены особенно важны для тех систем, которые подвергаются быстрым техническим изменениям или где эффективность новых капиталовложений больше.

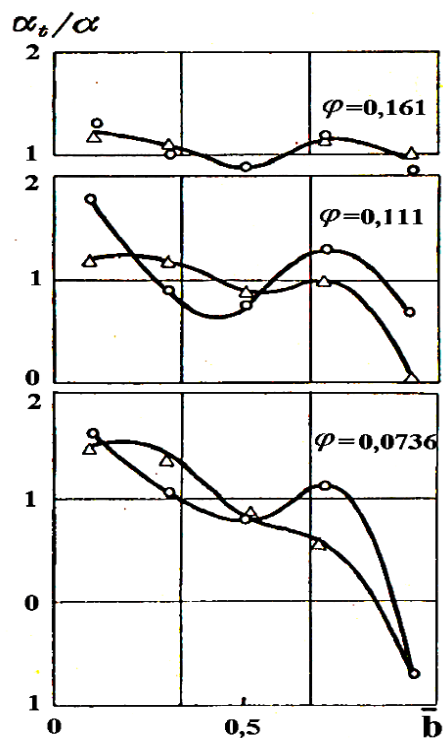
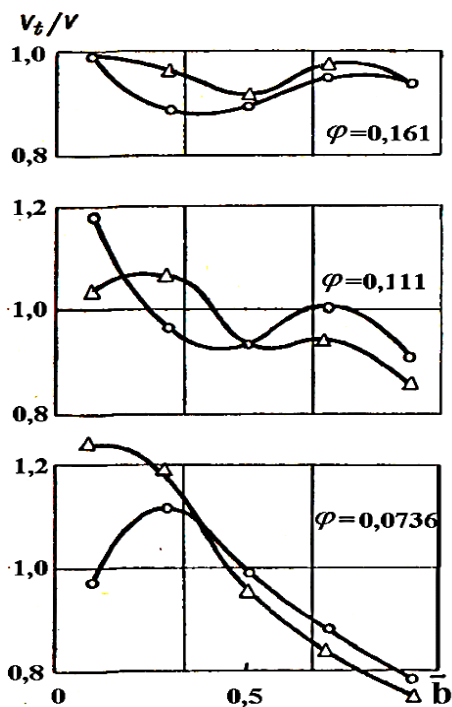
Улучшение распределения потока в проточной части центробежных насосов конструктивными методами достигается дополнительными направляющими элементами и расширением проточной части со стабилизацией средних по сечениям скоростей.

На Рисунках 1 и 2 приведены графики абсолютных скоростей и углов потока. Здесь v_t , и α_t — осредненные по окружности абсолютные скорости и углы потока; v и α — то же при осреднении по всей измерительной площади; $\bar{b} = b/b_2$ — безразмерная ширина (b_2 — ширина колеса на выходе).

Анализ показывает, что на перегрузочном при неблагоприятных условиях подвода потока и оптимальных режимах $\varphi = 0,161$ и $0,111$, а абсолютные скорости мало меняются по ширине для всех \bar{r} . Но на режиме недогрузки $\varphi = 0,0736$ на всех радиусах \bar{r} поток ускоряется у основного диска насоса и замедляется у покрывающего.

Значительно большей неравномерностью отличается изменение углов потока (рисунок 2). С уменьшением φ для $\bar{r} = 1,04$ и $1,14$ поток имеет большие углы со стороны основного и меньшие со стороны покрывающего диска колеса. Особенно четко это проявляется на режиме $\varphi = 0,0736$.

Экспериментальное исследование потока в проточной части рабочего колеса (РК) показало, что на режимах недогрузки поток воды может быть разделен на следующие зоны: основной поток протекания (транзитно следующий через РК) и кольцевые вихри (Рисунок 3).



— ○ — — $\bar{r} = \frac{r}{R_2} = 1,04$;
 — △ — — $\bar{r} = 1,14$

Рисунок 1. Изменение абсолютных скоростей потока по ширине

Рисунок 2. Изменение абсолютных углов потока

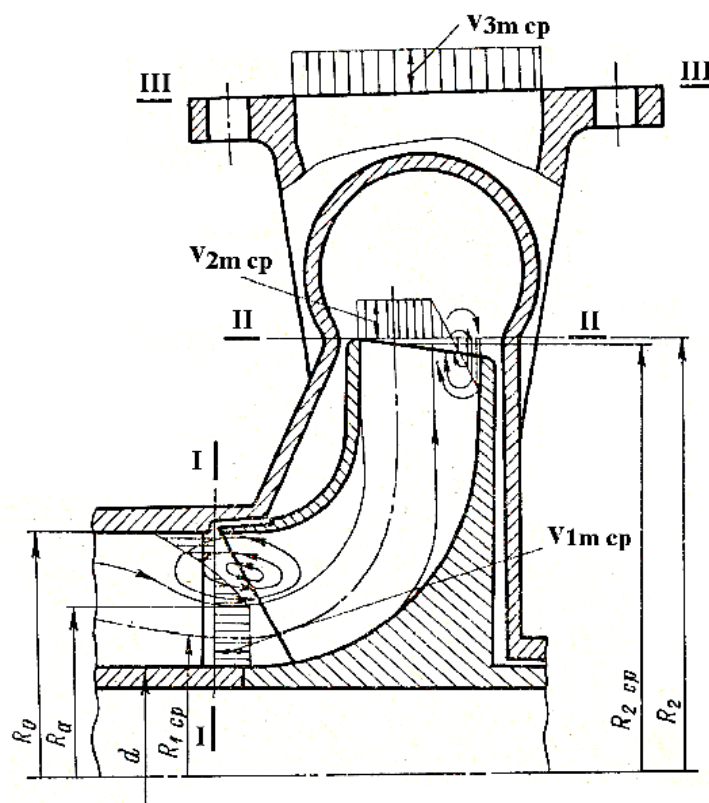


Рисунок 3. Картина потока в проточной части насоса

Как видно из рассмотренных экспериментальных данных, реальный поток после колеса на достаточно большом от него расстоянии неравномерен по ширине и прямоугольная форма диффузионных каналов направляющих аппаратов может не обеспечивать соответствия линиям тока выходящей из РК воды. Поэтому авторами была предложена конструкция насосов с измененным профилем и дополнительными элементами в спиральной части [1].

Учитывая, что в транзитном потоке передается только часть полного момента взаимодействия проточной части колеса с потоком,

$$M_{к.о.п} = M_{к} - M_{г.т}, \quad (2)$$

удельную работу следует определять из выражения

$$L = \frac{M_{к.о.п} \omega}{\rho Q_{г}}. \quad (3)$$

В этих формулах $M_{к.о.п}$ — момент взаимодействия лопастей колеса с транзитно следующим потоком (основным потоком); $M_{г.т}$ — момент гидравлического торможения. Отсюда теоретический напор

$$H_{г} = \frac{1}{g} L = \frac{M_{к.о.п} \omega}{g \rho Q_{г}} = \frac{\overline{v_{2u} u_2} - \overline{v_{1u} u_1}}{g} \quad (4)$$

где $\overline{v_{2u} u_2}$ и $\overline{v_{1u} u_1}$ — осредненные по расходу значения момента скорости в зоне основного потока протекания соответственно на выходе и входе в РК.

При нулевой подаче ($Q_{г} \rightarrow 0$) величина теоретического напора

$$H_{г.о} = \lim \frac{M_{к.о.п} \omega}{g \rho Q_{г}} = \frac{(v_{2u} u_2 - v_{1u} u_1)_0}{g} \quad (5)$$

Здесь в числителе стоит разность моментов скоростей для той элементарной струйки, через которую следует транзитный поток при $Q_{г} \rightarrow 0$; при $Q_{г} = 0$ указанная элементарная струйка превращается в линию тока.

Для предлагаемых нами насосов при вычислении момента $M_{к.о.п}$ (по значению которого определяются L и $H_{г}$) необходимо учитывать дополнительно момент взаимодействия потока с поверхностью РК $M_{г.т-кам}$, обусловленный тормозящим действием сил трения,

$$M_{к.о.п} = M_{к} - M_{г.т} - M_{г.т-кам}. \quad (6)$$

Из-за воздействия момента $M_{г.т-кам}$ увеличивается общий крутящий момент на валу насоса, а момент взаимодействия лопастной системы с потоком не меняется. Поэтому и в этом случае теоретический напор определяется выражением (4). Подобное явление имеет место также в центробежных насосах с полуоткрытыми и открытыми колесами. При составлении баланса энергии потери, определяемые величиной момента $M_{г.т-кам}$ следует

относить к механическим. Эксперименты показали, что в зоне основного потока меридианная составляющая скорости v_m вследствие стеснения сечений проточной части кольцевыми вихрями имеет при всех подачах значения, близкие к расчетному. В связи с этим положение струек основного транзитного потока в центробежном колесе на режимах недогрузки мало отличается от таковых при расчетной подаче. Указанное позволяет принять, что гидравлические потери энергии в зоне транзитного потока при определении их по среднему значению $v_{m\text{ ср}}$ подчиняются тем же зависимостям, что и на расчетном режиме.

По предложению Рустамова Ш.Р. решены задачи модернизации центробежных насосов низкой быстроходности для повышения ресурса работы насосов путем улучшения распределения потока в проточной части центробежных насосов.

Характеристики насоса Д 2000-21 снимались в интервале подач от 0 до максимальной подачи, при подтопленном рабочем колесе насоса 2,0 м, исключающим кавитацию, в соответствие с техническими условиями (Таблица).

Таблица

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ НАСОСА Д2000 – 21.

№№ n/n	Снимаемые параметры					
	Подача Q		Напор H	Потребляемая мощность N _{на}	Частота вращения n	КПД η _н
	м ³ /ч	м ³ /с	м	кВт	%	А
1	0	0	26,0	95	0	180
3	800	0,222	24,5	101	60,2	206
5	1200	0,333	19,0	102	69,1	210
7	1600	0,444	16,0	106	75,0	216
8	1750	0,486	17,0	107	86,4	220
9	1860	0,517	14,1	101	80,7	207
10	2000	0,555	12,2	96	78,6	160

В процессе испытаний вибрации и шума не наблюдалось. Рабочий диапазон подачи воды насосом Д 2000 - 21 при частоте вращения ротора $n = 985 \text{ мин}^{-1}$ показал, увеличение КПД на 1,4% по сравнению с заводскими и расчетными характеристиками насоса.

Выводы:

Уточнен механизм разрушения элементов РК центробежных насосов, складывающегося из износа по всей поверхности лопасти при обтекании ее основным потоком возникающие при утечке потока через зазор центробежного насоса.

Предложено теоретическое обоснование новых конструкций центробежных насосов ирригационных систем, улучшение распределения потока в проточной части центробежных насосов конструктивными методами на основе прогноза характеристик исследованного нового центробежного насоса.

Расчет новых конструктивных параметров центробежных насосов учитывает гидродинамические параметры насоса, свойства изнашиваемого материала, характеристики гидроабразивного износа и кавитационной эрозии его элементов в процессе эксплуатации.

Список литературы:

1. Рустамов Ш. Р., Гловацкий О. Я., Жанкабылов С. У., Гадаев С. К. Новые конструкции и технологии для водо и энергосбережения в системах машинного водоподъема // Проблемы энерго и ресурсосбережения. 2007. №3-4, С. 143-148.
2. Джурабеков А. И., Рустамов Ш. Р., Гловацкий О. Я. Механизм кавитационного и гидроабразивного износа центробежных насосов ирригационных насосных станций: сб. науч. тр. / НИЦ МКВК Центральной Азии, Т.: 2017. 153-159 с.
3. Насырова Н. Р., Гловацкий О. Я., Печейкина Е. А. Новые методы управления водно-энергетическими ресурсами в региональных условиях Республики Узбекистан // Пути повышения эффективности орошаемого земледелия. №4(64), 2016. С. 22-27
4. Бакиев М. Р., Хайитов Х. Ж. Оценка влияния освоения междумбного пойменного пространства на длину области сжатия // Бюллетень науки и практики. 2018. Т. 4. №2. С. 217-223. Режим доступа: <http://www.bulletennauki.com/bakiev> (дата обращения 15.02.2018). doi:10.5281/zenodo.1173202.

References:

1. Rustamov Sh. R., Glovatsky O. Ya., Zhankabilov S. U., Gadaev S. K. New structures and technologies for water and energy saving in machine water-lifting systems // Problems of energy and resource saving. 2007. №3-4, P. 143-148.
2. Jurabekov AI, Rustamov Sh. R., Glovatsky O. Ya. Mechanism of cavitation and hydroabrasive wear of centrifugal pumps of irrigation pumping stations: Sat. sci. tr. / SIC ICWC of Central Asia, T.: 2017. 153-159 p.
3. Nasyrova NR, Glovatsky O.Ya., Pecheykina EA New methods of water and energy resources management in regional conditions of the Republic of Uzbekistan // Ways to improve the efficiency of irrigated agriculture. No. 4 (64), 2016. P. 22-27
4. Bakiev, MR, Khayitov, Kh. Zh., "Estimation of the influence of the development of the intermodal floodplain space on the length of the compression region," Bulletin of Science and Practice. 2018. Vol. 4. №2. Pp. 217-223. Access mode: <http://www.bulletennauki.com/bakiev> (circulation date 15.02.2018). doi: 10.5281 / zenodo.1173202.

*Работа поступила
в редакцию 07.04.2018 г.*

*Принята к публикации
11.04.2018 г.*

Ссылка для цитирования:

Рустамов Ш. Р., Янгиев А. А., Насырова Н. Р. Новые методы улучшения распределения потока в проточной части центробежных насосов // Бюллетень науки и практики. 2018. Т. 4. №5. С. 302-307. Режим доступа: <http://www.bulletennauki.com/rustamov> (дата обращения 15.05.2018).

Cite as (APA):

Rustamov, Sh., Yangiyev, A., & Nasirova, N., (2018). New methods improvements of flow distribution in the flow of centrifugal pumps. *Bulletin of Science and Practice*, 4(5), 302-307.